AUTOMOTIVE ENGINEERING HANDBOOK

汽车工程手册

● 设计篇

《汽车工程手册》编辑委员会

人民交通出版社

汽车论坛 http://www.qclt.com

一汽-大众汽车有限公司



一汽-大众汽车有限公司成立于1991年2月6日，是一汽集团公司和德国大众汽车股份公司及奥迪公司合资兴建的大型现代化轿车企业。

公司秉承"质量至上，技术领先，管理创新，市场导向"的企业管理理念，并于1998年4月30日，通过ISO9000质量体系认证。

到2000年5月，轿车生产实现15万辆的设计能力。

目前，日产

捷达轿车500辆，

奥迪A6轿车100辆，

实现产销平衡。

产品包括

捷达前卫轿车

新捷达王轿车

捷达都市先锋轿车

奥迪A6 1.8、1.8T轿车

2.4 轿车

2.8 轿车。

通过先进的多点燃油电喷技术、德国原装三元催化反应器，以及超前的个性化设计的运用，使全部产品始终保持着技术的领先性。


新驾乘空间

一汽-大众捷达系列轿车，是一款拥有豪华品质的世界名牌德系车型。秉承"人性驾驶"的设计理念，捷达在强调动力性和操控性的同时，更把经济性和安全性作为重要的设计指标，并将"绿色驾驶"的环保理念带入中国。捷达所走过的每一步，更是对"技术领先，创新为人"这一产品精神最好诠释。



新捷达王令一般普通轿车的表现更接近于一辆豪车，是国内首先装备自动变速箱及气囊的A级轿车。**捷达前卫**拥有价格比**捷达都市阳光**则偏重于对个人舒适需要的面向情感造就的**全新捷达**，更将为您营造全新驾乘空间的品质飞跃！


01M四轮全自动变速箱

捷达都市先锋，随着对安全卓越的性能典还，经全常采又一工

奥迪A6轿车是目前国内顶级的高档公商务用车，拥有与德国同步的先进技术，无论是其优雅新颖的造型设计，高度可靠的安全保障，还是豪华宽敞的驾乘空间，方方面面都堪称业界典范。



一汽-大众汽车有限公司是一家既能生产A级轿车，速品又能生产C级高档轿车，奥迪A6的汽车企业。一汽-大众将会永远以高品质的产品，来满足中国用户的需求。

一汽-大众

吉林 长春 东风大街149-1号
邮编：130011
公司客户服务热线：(0431)5990888
公司传真：(0431)5750888
一汽-大众网址：http://www.faw-volkswagen.com

策划编辑 齐国强
文字编辑 李 斌
郭晨安
文 弓
美术编辑 吴 超

ISBN 7-114-03930-1
9 787114 039300 >

ISBN 7-114-03930-1/U·02860 定价：150.00元

汽车论坛 http://www.qclt.com

QICHE GONGCHENG SHOUCE

汽车工程手册

设计篇

《汽车工程手册》编辑委员会

人民交通出版社

汽车论坛 http://www.qclt.com

内 容 提 要

本书是由汽车界上千名技术专家、教授花费多年精力编写的我国汽车行业第一部工具书。本套书共分五册——基础篇、设计篇、试验篇、制造篇、摩托车篇。

本册为设计篇，共分十三章，分别是：商品规划、造型设计、发动机、传动系、制动装置、转向系、综合控制系统、车身、悬架、附属设备、车桥轮胎车轮、先进设计技术、汽车产品的新发展。

图书在版编目(CIP)数据

汽车工程手册．设计篇／《汽车工程手册》编辑委员会
北京：人民交通出版社，2001.6
ISBN 7-114-03930-I

Ⅰ.汽… Ⅱ.汽… Ⅲ.①汽车工程－技术手册
②汽车－整体设计－技术手册 Ⅳ.U46-62

中国版本图书馆CIP数据核字(2001)第24332号

1AU27/10

汽车工程手册
设计篇
《汽车工程手册》编辑委员会
版式设计：刘晓方　责任校对：张　捷　责任印制：张　凯
人民交通出版社出版发行
（100013　北京和平里东街10号）
各地新华书店经销
深圳当纳利旭日印刷有限公司印刷
开本：787×1092 1/16　印张：72.5　字数：2300千
2001年5月　第1版
2001年5月　第1版　第1次印刷　总第1次印刷
印数：0001—5000册　定价：150.00元
ISBN 7-114-03930-1
U·02860

汽车论坛 http://www.qclt.com

序　言

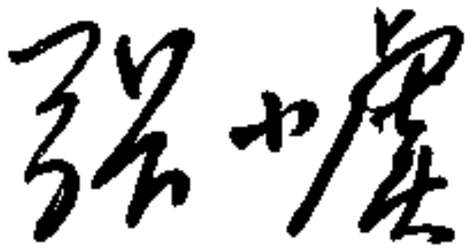
由汽车界上千名技术专家、教授花费四年多的精力编写的我国汽车行业第一部工程技术工具书——《汽车工程手册》终于在世纪之交问世了，这是我国汽车工业发展中的一项重大技术基础建设。

我国汽车工业从无到有、从小到大历经四十余年，产量已居世界第九位，但在产品技术开发水平方面还处于落后状态。面对国际化市场的严峻挑战，唯一的出路只能是加强开发能力建设，提高工程技术人员的创新能力。一部先进、实用、系统、科学，既总结我们自己的经验，结合我国实际，又广泛吸收国外先进技术并具前瞻性的技术工具书，对于提高我国汽车行业技术水平具有格外重要的意义。

希望这部手册不仅能为工程技术人员、高等院校师生所欢迎，也能对汽车界的经营、管理人员有所帮助，使读者系统地了解当前汽车工业国内外技术水平和发展方向。

这部手册的编著和出版既反映了汽车行业的期盼，又凝聚了主编单位、参编单位以及全行业的心血。这部近1000万字巨著的高质量顺利完成也显示了我国汽车行业的技术力量与协同能力。在此我谨代表编审委员会和国家机械工业局向参加编审工作的全体工作人员致以衷心的问候，并向支持本手册编著出版工作的各个单位致以诚挚的感谢。

作为中国汽车行业第一部工程手册，在编写过程中由于多方面原因，不足之处在所难免，恳请广大读者批评指正。希望这部手册今后还能不断地修订完善，作为全行业的一项重要的基础性工作持续下去。



2000年3月

汽车论坛 http://www.qclt.com

《汽车工程手册》编审委员会

主任委员：张小虞

委　　员：（按姓氏笔划为序）

叶　平	田　炜	朱正林	安庆衡	吕振华
任晓常	孙　敏	吴　云	陈　林	陈永强
陈铁群	何世斌	张兴业	张应吉	宋延光
李家本	赵　航	徐仁根	徐兴尧	郭孔辉

《汽车工程手册》编辑委员会

主任委员：冯　超

副主任委员：邬惠乐

委　　员：余志生　康展权　顾柏良　姚贵升　李德宽

《汽车工程手册》编辑办公室

主　　任：高和生

委　　员：武兆迁　高　瑛

汽车论坛 http://www.qclt.com

《汽车工程手册》主要编写单位

企　　业： 中国第一汽车集团公司
东风汽车公司
上海汽车工业（集团）总公司
跃进汽车集团公司
中国汽车工业总公司
天津汽车工业（集团）有限公司

高等院校： 清华大学
原吉林工业大学
原武汉汽车工业大学
同济大学
江苏理工大学
原西安公路交通大学

研究院所： 中国汽车技术研究中心
长春汽车研究所
东风汽车工程研究院
重庆汽车研究所
南京汽车研究所
上海汽车技术中心
天津摩托车技术中心
重型汽车集团公司技术中心
长沙汽车电器研究所
长春汽车材料研究所
机械部第九设计研究院
机械部汽车规划设计（天津）研究院

汽车论坛 http://www.qclt.com

《汽车工程手册》编辑说明

编著出版一部中国自己的汽车工程手册的酝酿工作由来已久。1995 年 6 月，机械部汽车司以机汽科［1995］093 号文指示立项编辑出版中国汽车工程手册，将其列为“九五”汽车行业重点课题。在批文中提出：“手册的编辑出版是我国汽车行业的一项十分重要的基础性工作，对贯彻汽车工业产业政策，促进我国汽车工业的自主开发，提高行业整体技术水平具有重要意义。”

1995 年 7 月召开了有 21 个汽车行业主要企事业单位和高校代表参加的汽车工程手册筹备工作会议，与会代表一致表示积极支持“手册”的编辑出版工作。人民交通出版社参与了筹备工作并承担出版任务。

经过近一年时间的筹备，1996 年 8 月在北戴河召开了“汽车工程手册第一次编撰工作会议”。会上讨论通过了包括“汽车工程手册编写方针、要求和措施”、“汽车工程手册编写大纲及控制字数”、“汽车工程手册组织机构”、“汽车工程手册主要编写单位”等文件，确定了“手册”的主要结构、各篇的设置和主要内容、控制字数，特别是确定了各篇的主编、副主编；明确提出了“手册”的目标是为形成自主开发能力和加速科技进步服务。

由于组织和经费等原因，在 1997 年到 1998 年初的一年多时间内，“手册”的编写工作受到了较大的影响。1998 年 6 月在北京召开了有国家机械局领导参加的“汽车工程手册第二次编撰工作会议”。会议再次强调：“编辑出版一套技术新、内容实用、使用方便的汽车工程手册是全行业的一件大事，具有十分重要的意义”；要求抓紧编辑出版工作，一定要在“九五”期间，即本世纪末与读者见面。这次会议成了一次再动员会，大大推进了“手册”编撰工作的进展。又经过了约两年的努力，于 2000 年上半年完成了全部稿件的初稿工件。

为了达到上述目标，我们用以下四个方面来概括对“手册”内容的要求，即：先进；实用；系统；科学。

先进：要能反映、体现当代汽车技术发展的现状，反映先进实用的技术发展趋势，要有高、新的技术含量。

实用：要能有助于形成自主开发能力，有助于提高技术创新能力，有助于提高行业的整体技术水平。总之，是要立足于对中国汽车工业有用、好用，适用。

系统：这是一部大型工具书，要全面系统地包含汽车技术的主要方面，五册书之间要有合理的联系，使读者通过这部手册能掌握全面情况。

科学：在内容上和形式上都要体现科学的编著。要有手册的特点，内容简洁，便于使用。所引用的资料数据尽量可靠、权威。

汽车工程手册分为基础篇、设计篇、试验篇、制造篇（含材料）和摩托车篇共五册。在编撰工作中贯彻了以下方针：

（1）依靠行业力量，集体编写：

这是“手册”编撰中的主要原则。在组织编写队伍时，强调了产、学、研各个领域专家相结合。特别注意请长期处在第一线，有丰富实践经验的专家参加编写。集体编写的重

汽车论坛 http://www.qclt.com

要意义还在于“手册”的著作权为行业所有，这样也就可能依靠全行业的力量继续修订、更新。参加本“手册”五篇编著审校工作的专家总共近 1000 人。

(2) 实行各篇主编负责制。“手册”编撰工作的组织结构为：

编审委员会→编辑委员会→各篇编委会→各章负责人→参加编写的专家

各篇编委会由主编、主审和数名副主编组成。主编即为编委会主任，负责该篇的质量和进度，包括决定该篇具体结构和各章的编写人选，对稿件的完成情况和质量负责。为明确文责，采用在各章、节、段后将主要编著人员署名的方式。参编单位则统一列于手册各篇前页。

编写中对各篇之间的相关章节进行了必要的协调，同时注意了保持各篇的相对独立性和系统性。

(3) 增加行业专家审稿程序：

除了正常的校、审、定稿程序外，为确保质量，在每篇稿件完成一审校样后，由编审委员会主持，组织行业中未参加“手册”编著工作的该领域专家审稿，并召开审稿会，对稿件的先进性、实用性、系统性和科学性提出评价和修改意见，各篇编委会据此再对稿件进行必要的修改完善。

在整个编写过程中，我们一直探索的几个问题是：如何结合我国的实际情况，做好先进性与实用性的结合；如何编出“手册”应有的特点；如何既能保证统一的要求又要允许不可避免的作者风格的差异；以及如何在时间、条件的限制下处理好“从无到有”与“精益求精”的关系。

“手册”的编著和出版是我国汽车界全行业共同努力的结果。几年来，从酝酿筹备、编著校审直到付印出版都是在行业各单位的关心和支持下才得以完成。作为行业“九五”重点课题，这项工作自始至终是在机械部汽车司（现为国家机械局）的直接领导和支持下进行的。许多大企业以广告费的方式给予了至关重要的经济支持。特别是担任主编、副主编和参加编审工作的上千名专家教授，其中许多人已经退休，为本书做了大量艰辛的努力，使得这部“手册”终于如期呈现在中国汽车界读者的面前。这一切都是因为大家有一个共同的愿望，就是为振兴中国汽车工业做一点切实的贡献。

国外同类手册已有几十年的历史，并经过多年不断地更新、完善，而我们刚刚迈出第一步。这部汽车工程手册显然在一定程度上也反映了当前我国汽车工业和作者们的综合水平，加上在时间和条件方面所受的限制，肯定有许多不足之处，殷切期望读者批评指正。汽车技术的进展日新月异，我们期待汽车行业能将这部手册的更新、修订工作继续下去，使它更好地为 21 世纪中国汽车工业的大发展服务。

冯 超

2000 年 7 月

汽车论坛 http://www.qclt.com

《汽车工程手册·设计篇》编委会

主　　编：康展权
主　　审：张洪欣
副 主 编：张洪欣　王耀明　陈耀明　林重博
主编助理：梁代魁

《汽车工程手册·设计篇》评审专家

刘巽俊　黄天泽　马克定　王祎垂　田其铸　边云峰

《汽车工程手册·设计篇》
编 写 人 员 名 单

（按姓氏笔划为序）

于同双	马惜坤	王耀明	王荣先	王鲁生	王望予	王育民	王明仲
王宏雁	方兴亚	白　羽	冯　超	刘惟信	刘伟涛	牟猷芳	江　伟
华　庆	孙泽昌	孙国辉	朱崇武	余卓平	何瑞焕	陈上华	陈恩庭
陈礼璠	陈耀明	陈建海	陈孟湘	李玉麟	李海林	李牟军	李　俊
李晓萌	李金城	许拔民	张奠忠	张　军	张春龙	张滨友	张学康
张洪欣	吴昌林	吴志新	吴晓涛	吴光强	吴晓栋	宋德良	邵名萍
英　超	易学东	林重博	林　逸	房国胜	周云山	杨在珍	胡宏敏
超森发	顾恒数	袁念诗	席红伟	倪计民	徐建明	康展权	高卫民
高　波	郭禧光	梁代魁	曹治琬	汤曼如	裘安意	景　松	蒋国英
蒋立盛	董玉文	董学峰	葛安林	葛召炎	彭星亚	程文庆	程　军
喻　凡	裘熙定	雷雨成					

汽车论坛 http://www.qclt.com

《汽车工程手册·设计篇》
编 写 说 明

本篇编撰初期由长春汽车研究所副总师田其铸扣任主编。田总根据1996年8月在北戴河召开的《汽车工程手册第一次编撰工作会议》精神，会同主审、副主编商定了设计篇的编写内容，落实了撰稿人。后因种种原因，有近一年半的时间编撰工作基本处于停顿状态。1998年7月份，因田总健康原因，由我接任主编，同时我所安排梁代魁副编审、王鲁生高工协助我工作。

根据1998年6月在北京召开的《汽车工程手册第二次编撰工作会议》精神，本篇编委会决定由各章负责人编制各章编写提纲，由本篇张洪欣教授审定，对一些章节内容做了调整。于1998年10月在杭州召开了《汽车工程手册·设计篇编写工作会议》，对各章的内容、进度、工作开展计划及存在问题等进行认真的讨论，编撰工作重新全面开展起来。

在编撰过程中，每一章稿件都经汽车专家们审阅，并在1999年召开了两次审稿会。会上根据专家、各章负责人及主编单位的审阅意见，由作者作了修改。在2000年8月于北京召开了《汽车工程手册·设计篇》专家评审会，此后又按专家评审意见进一步修改。2000年9月起，由主编整理修改稿，直至2001年4月脱稿。

本篇共设13章合计220余万字，基本囊括了当代汽车设计技术。其内容力求全面，又实用；既反映当代汽车设计技术成果，又展现其发展趋势。考虑到我国与国外的差距较大，本篇纳入了相当部分的国外汽车设计技术，尤其是轿车设计技术。

参加本篇编写的有原吉林工业大学、同济大学、清华大学、长春汽车研究所、中国汽车技术研究中心、重庆汽车研究所、长沙汽车电器研究所、东风汽车工程研究院、上海汽车技术中心、跃进汽车集团公司、天津汽车工业（集团）有限公司、芜湖汽车仪表厂、长春汽车材料研究所、上海汽车电器总厂、上海沪工汽车电器有限公司、沈阳蓄电池研究所、长春电线厂等单位的80余名教授、专家。

在本篇编撰过程中，冯超高工在组稿、审定稿件等方面做了大量具体工作。本篇专家评审会结束后，评审专家刘巽俊教授、黄天泽教授、马克定高工等对有关章节进行了进一步审定，在此一并表示谢意！

由于客观原因，全篇的组织编写工作和主编工作主要由梁代魁同志代为完成，其中第3章（发动机）稿件由王鲁生同志进行了重点整理。

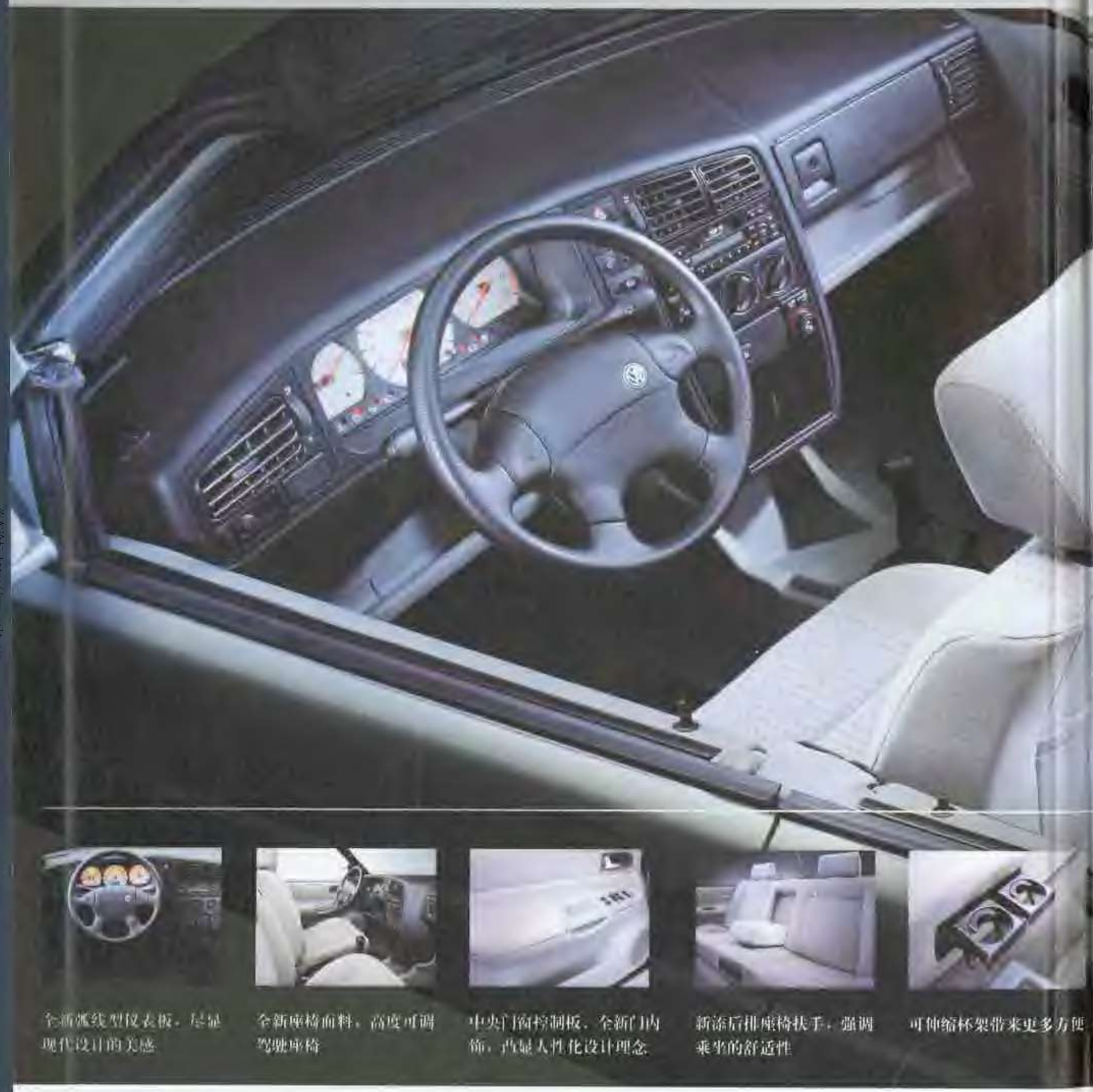
由于编撰人员众多，篇幅较大，编撰进度排得很紧，加之我们水平所限，错误及不当之处在所难免，请读者谅解，并欢迎对本篇提出宝贵意见。

康展权

2001年5月

汽车论坛 http://www.qclt.com

捷达 营造全新驾乘空间



全面弧线型仪表板，尽显现代设计的美感

全新座椅面料，高度可调驾驶座椅

中央门窗控制板，全新门内饰，人性化设计理念

新添后排座椅扶手，强调乘坐的舒适性

可伸缩杯架带来更多方便



（选配）驾驶员安全气囊，给您更可靠的安全保障

自诞生以来，捷达始终追求卓越的内在品质和驾乘感受。
捷达的每一次改变，都源自驾驶者的切身需要，务精务实。
现在，经全面内饰设计的新捷达系列轿车，带来又一次的品质飞跃！
更多的内饰改变，更多的舒适安全！
捷达－为您营造全新驾乘空间，构造人车合一的完美境界！



一汽-大众汽车有限公司

吉林 长春 东风大街149-1号

邮编：130011

公司客户服务热线：(0431)5990888

公司热线传真：(0431)5750888

公司网址：http://www.faw-volkswagen.com

一汽-大众

汽车论坛 http://www.qclt.com

科技无限 红旗领先

CA7180AE 吉星公务、商务轿车

卓越品质　名贵不贵



锐意进取、科技领先、技术先进、安全、环保、舒适、这就是红旗的新风格



CA7180AE 吉星基本型轿车

庄重典雅　魅力无穷





一汽贸易轿车销售有限公司

地　　址：吉林省长春市东风大街112-1号

销售热线：(0431)5908888

服务热线：(0431)5768888(提供24小时全天候服务)

汽车论坛 http://www.qclt.com

目　录

1 商品规划

1.1 概述 …… 1
1.2 商品发展规划 …… 2
1.2.1 制定商品发展规划应考虑的基本条件 …… 2
1.2.2 市场调查与预测 …… 2
1.2.3 商品发展规划的种类与规划期 …… 3
1.2.4 商品发展规划的主要内容 …… 3
1.2.5 商品发展规划的编制程序 …… 5
1.3 单个商品规划 …… 5
1.3.1 单个商品规划的分类 …… 5
1.3.2 单个商品规划的内容 …… 5
1.4 概念设计 …… 6
1.4.1 概念设计的依据 …… 6
1.4.2 概念设计的基本过程和主要内容 …… 6
1.5 车辆总布置 …… 15
1.5.1 总布置设计的作用 …… 15
1.5.2 主要的空间布置项目 …… 15
1.5.3 总布置与性能相关项目 …… 16
1.5.4 动力系统与传动系匹配 …… 16
1.5.5 总布置图 …… 17
参考文献 …… 27

2 造型设计

2.1 概述 …… 28
2.1.1 造型设计的含义 …… 28
2.1.2 造型设计的分类 …… 28
2.1.3 造型设计的任务 …… 28
2.2 造型设计的程序 …… 29
2.2.1 概述 …… 29
2.2.2 超前设计 …… 30
2.2.3 生产车的造型设计 …… 30
2.3 外部造型设计 …… 30
2.3.1 概述 …… 30
2.3.2 车型外形分类 …… 31
2.3.3 外部造型设计要点 …… 32
2.3.4 外部造型设计的工作程序和内容 …… 33
2.3.5 装饰件设计 …… 35
2.4 室内造型设计 …… 36
2.4.1 概述 …… 36

汽车论坛 http://www.qclt.com

2.4.2 室内造型设计的程序 …… 36
2.4.3 内饰设计与材料的选用 …… 39
2.5 色彩 …… 39
2.5.1 色彩与设计 …… 39
2.5.2 色彩概述 …… 39
2.5.3 汽车色彩设计的原则及技巧 …… 51
2.6 汽车商标设计 …… 52
2.6.1 商标的艺术规律 …… 52
2.6.2 商标的形式与色彩 …… 53
2.7 表面数据和线图 …… 55
2.7.1 内外模型的测量 …… 55
2.7.2 线图 …… 56
2.8 计算机辅助造型 …… 58
2.8.1 绘制效果图 …… 58
2.8.2 构筑曲面 …… 58
2.8.3 渲染 …… 58
2.8.4 展示 …… 58
2.8.3 制造模型 …… 58
2.9 数据控制模型 …… 58
2.9.1 概述 …… 58
2.9.2 数据控制模型的特点及要求 …… 59
2.9.3 数据控制模型的结构 …… 59
2.9.4 DCM 的评审与修改 …… 59
2.10 造型主要技法 …… 60
2.10.1 效果图的透视画法 …… 60
2.10.2 油泥模型制作 …… 67
参考文献 …… 72

3 发 动 机

3.1 整机概论 …… 73
3.1.1 基本性能 …… 73
3.1.2 车用发动机的种类及特点 …… 75
3.1.3 典型的车用发动机 …… 80
3.1.4 车用发动机的技术发展 …… 92
3.2 发动机概念设计 …… 94
3.2.1 概念设计及其主要内容 …… 94
3.2.2 发动机主要性能参数和结构形式的确定 …… 95
3.3 发动机主要构造 …… 102
3.3.1 气缸盖的设计要点 …… 102
3.3.2 机体设计要点 …… 116
3.3.3 提高刚度、降低噪声的结构 …… 118
3.4 主要运动件 …… 120
3.4.1 活塞组 …… 120
3.4.2 连杆 …… 131

汽车论坛 http://www.qclt.com

3.4.3 曲轴 …… 133
3.4.4 飞轮 …… 138
3.4.5 减振机构 …… 138
3.5 配气机构 …… 141
3.5.1 概述 …… 141
3.5.2 凸轮轴 …… 143
3.5.3 气门挺柱 …… 147
3.5.4 摇臂 …… 148
3.5.5 气门组件 …… 149
3.5.6 凸轮辆驱动机构 …… 157
3.5.7 可变气门机构 …… 158
3.6 轴承 …… 159
3.6.1 滑动轴承的基本特性和设计参数 …… 159
3.6.2 轴承材料及其选择 …… 166
3.6.3 润滑方式 …… 167
3.7 进排气系统 …… 169
3.7.1 概述 …… 169
3.7.2 进气歧管 …… 169
3.7.3 空气滤清器 …… 173
3.7.4 排气歧管 …… 175
3.7.5 可变进气管 …… 176
3.7.6 消声器 …… 176
3.8 冷却系统 …… 181
3.8.1 概述 …… 181
3.8.2 对冷却系统的要求 …… 181
3.8.3 冷却系统的总体布置 …… 182
3.8.4 散热器的选择 …… 184
3.8.5 风扇的选择 …… 185
3.8.6 水泵 …… 187
3.8.7 压力式散热器盖 …… 188
3.8.8 副水箱 …… 189
3.8.9 水管 …… 189
3.8.10 节温器 …… 189
3.8.11 冷却液 …… 191
3.9 润滑系统 …… 191
3.9.1 润滑系统的组成和主要参数 …… 192
3.9.2 机油泵 …… 194
3.9.3 机油滤清器 …… 198
3.9.4 油底壳、油面指示器 …… 200
3.9.5 机油收集器 …… 201
3.9.6 机油冷却器 …… 201
3.9.7 曲轴箱通风系统 …… 202
3.10 燃料供给系统 …… 204
3.10.1 化油器 …… 204

汽车论坛 http://www.qclt.com

3.10.2 汽油喷射 …… 207
3.10.3 汽油泵 …… 212
3.10.4 燃油箱 …… 214
3.10.5 燃油滤清器 …… 216
3.10.6 燃油管 …… 217
3.10.7 柴油机供油系统 …… 217
3.11 点火系统 …… 237
3.11.1 概述 …… 237
3.11.2 火花塞 …… 239
3.11.3 点火线圈 …… 241
3.11.4 分电器 …… 241
3.11.5 高压线 …… 242
3.12 增压装置 …… 243
3.12.1 概述 …… 243
3.12.2 增压系统的分类 …… 244
3.12.3 涡轮增压系统 …… 246
3.12.4 径流式涡轮增压器的构造 …… 247
3.12.5 压气机特性 …… 250
3.12.6 涡轮特性 …… 251
3.12.7 涡轮增压器的选配 …… 251
3.12.8 发动机采用增压技术的相关措施 …… 252
3.12.9 放气阀 …… 253
3.12.10 增压空气中间冷却 …… 254
3.12.11 涡轮增压技术的发展 …… 255
3.13 排气净化装置 …… 256
3.13.1 点火定时 …… 256
3.13.2 排气再循环 …… 257
3.13.3 催化剂与催化转化器 …… 261
3.13.4 燃油蒸发控制装置 …… 264
3.13.5 微粒物排放控制 …… 264
3.14 附件传动装置 …… 267
3.14.1 带轮 …… 267
3.14.2 带 …… 269
3.14.3 带的张紧 …… 274
3.14.4 振动噪声控制及常见故障分析 …… 275
3.14.5 可变机构 …… 275
3.15 起动系统 …… 276
3.15.1 起动系统的构成和性能 …… 276
3.15.2 起动机 …… 277
3.15.3 起动系统设计要点 …… 278
3.15.4 起动机保护继电器 …… 280
3.15.5 低温起动装置 …… 281
3.16 悬置系统 …… 281
3.16.1 悬置系统的激振源 …… 281

汽车论坛 http://www.qclt.com

3.16.2 悬置系统的布置 …… 282
3.16.3 悬置软垫的设计 …… 286
3.16.4 液压悬置 …… 287
3.16.5 悬置系统的设计程序 …… 288
3.17 发动机管理系统 …… 289
3.17.1 空燃比控制 …… 289
3.17.2 点火定时控制 …… 292
3.17.3 发动机综合控制 …… 294
3.18 密封件与螺纹紧固件 …… 296
3.18.1 气密封 …… 296
3.18.2 水密封 …… 301
3.18.3 油密封 …… 302
3.18.4 运动油封 …… 304
3.18.5 螺纹紧固件 …… 310
3.19 燃料和润滑油 …… 315
3.19.1 燃料 …… 315
3.19.2 发动机润滑油 …… 323
参考文献 …… 329

4 传 动 系

4.1 概述 …… 332
4.1.1 传动系的结构组成及功用 …… 332
4.1.2 传动系的布置型式 …… 333
4.2 传动系的载荷工况、工作特点及设计要求 …… 334
4.3 离合器 …… 335
4.3.1 概述 …… 335
4.3.2 离合器盖总成 …… 335
4.3.3 汽车离合器的设计程序 …… 341
4.3.4 离合器基本参数及尺寸选择 …… 341
4.3.5 离合器主要零件的结构设计 …… 343
4.3.6 扭转减振器的设计计算和基本参数选择 …… 347
4.3.7 膜片弹簧的设计计算和主要参数选择 …… 349
4.4 机械式变速器 …… 350
4.4.1 概述 …… 350
4.4.2 变速器的结构型式 …… 351
4.4.3 变速器的传动机构及其主要结构参数 …… 356
4.4.4 变速器齿轮的设计计算 …… 362
4.4.5 变速器轴的设计计算 …… 366
4.4.6 同步器 …… 367
4.4.7 副变速器与分动器 …… 371
4.4.8 变速器、副变速器与分动器试验 …… 373
4.5 液力传动装置 …… 374
4.5.1 液力传动装置的功能 …… 374
4.5.2 液力传动装置的型式和特点 …… 374

汽车论坛 http://www.qclt.com

4.5.3 液力变矩器 …… 374
4.5.4 锁止离合器 …… 382
4.6 有级式自动变速器 …… 384
4.6.1 概述 …… 384
4.6.2 平行轴式自动变速器 …… 386
4.6.3 自动变速器的机械传动系统 …… 387
4.6.4 系列化与组合式设计 …… 398
4.6.5 自动变速器的控制系统 …… 398
4.7 无级变速器 …… 411
4.7.1 概述 …… 411
4.7.2 机械式变级变速器 …… 413
4.7.3 带传动基础设计 …… 416
4.7.4 牵引环式 …… 420
4.7.5 CVT控制 …… 421
4.8 万向传动轴 …… 427
4.8.1 概述 …… 427
4.8.2 万向传动轴的结构型式 …… 427
4.8.3 万向节 …… 429
4.8.4 万向传动轴的主要结构参数与计算 …… 436
4.9 驱动桥 …… 438
4.9.1 概述 …… 438
4.9.2 驱动桥的结构型式 …… 439
4.9.3 多桥驱动的布置 …… 441
4.9.4 主减速器的结构型式 …… 442
4.9.5 主减速器的基本参数选择与设计计算 …… 450
4.9.6 差速器的结构型式 …… 462
4.9.7 对称式圆锥行星齿轮差速器的基本参数选择与设计计算 …… 467
4.9.8 多桥驱动汽车的轴间差速器 …… 471
4.9.9 半轴型式 …… 472
4.9.10 半轴的设计与计算 …… 473
4.9.11 桥壳的结构型式 …… 477
4.9.12 桥壳的受力分析与强度计算 …… 479
4.10 现代汽车的四轮驱动 …… 479
4.11 取力器 …… 483
4.11.1 变速器侧部动力输出形式 …… 483
4.11.2 变速器前部动力输出形式 …… 483
4.11.3 变速器后部动力输出形式 …… 483
4.11.4 发动机前部动力输出形式 …… 483
4.12 润滑油与润滑脂 …… 483
4.12.1 齿轮油 …… 483
4.12.2 汽车液力传动油（AIF） …… 488
4.12.3 润滑脂 …… 489
参考文献 …… 490

汽车论坛 http://www.qclt.com

5 制动装置

5.1 概述 …… 492
5.1.1 制动装置各系统及其功能 …… 492
5.1.2 制动系组成部分及其功能 …… 492
5.1.3 制动装置的发展 …… 493
5.1.4 对制动装置的要求 …… 494
5.2 制动装置设计总论 …… 494
5.2.1 行车制动和应急制动效能 …… 494
5.2.2 制动器制动力的分配 …… 495
5.2.3 地面制动力和制动器控制力的关系 …… 497
5.2.4 制动器的能量容量和磨损特性 …… 498
5.2.5 特殊条件下的制动现象 …… 499
5.3 车轮制动器 …… 500
5.3.1 鼓式制动器 …… 500
5.3.2 盘式制动器 …… 515
5.3.3 摩擦材料 …… 521
5.4 人力制动系和伺服制动系 …… 523
5.4.1 人力制动系的系统配置 …… 524
5.4.2 伺服制动系的系统配置 …… 526
5.4.3 人力制动系和伺服制动系的计算 …… 529
5.4.4 液压制动管路 …… 531
5.4.5 人力制动和伺服制动元件 …… 533
5.4.6 制动液 …… 539
5.5 动力制动系 …… 540
5.5.1 气压动力制动系的系统配置和设计 …… 541
5.5.2 气压制动管路 …… 543
5.5.3 气压制动元件 …… 544
5.5.4 气压—流压动力制动系 …… 550
5.5.5 液压动力制动系 …… 550
5.6 制动力调节装置和防抱死制动系统 …… 551
5.6.1 制动力调节装置 …… 551
5.6.2 防抱死制动系统（ABS） …… 554
5.7 驻车制动系和应急制动系 …… 565
5.7.1 驻车制动系和应急制动系的结构 …… 565
5.7.2 驻车制动和应急制动性能计算 …… 568
5.8 缓速装置 …… 569
5.8.1 发动机缓速装置 …… 569
5.8.2 液力缓速器 …… 570
5.8.3 电涡流缓速器 …… 572
5.8.4 电机缓速装置 …… 572
参考文献 …… 573

汽车论坛 http://www.qclt.com

6 转 向 系

6.1 概述 …… 574
6.1.1 转向系的功能 …… 574
6.1.2 转向系的基本形式和特征 …… 578
6.1.3 设计应满足的基本要求 …… 582
6.2 设计方法 …… 582
6.2.1 转向轴的内、外轮转角 …… 582
6.2.2 汽车转弯半径及瞬时转向中心 …… 586
6.2.3 被动转向 …… 589
6.2.4 转向轮转角 …… 589
6.2.5 转向力 …… 590
6.2.6 效率 …… 591
6.2.7 传动间隙 …… 591
6.3 转向联轴节 …… 591
6.4 转向器、转向拉杆 …… 593
6.4.1 转向器 …… 593
6.4.2 转向传动机构 …… 595
6.5 动力转向系统 …… 598
6.5.1 动力转向系统的功能和概况 …… 598
6.5.2 动力转向系统分类 …… 598
6.5.3 液压式动力转向系统 …… 600
6.5.4 电控—液压动力转向系统 …… 614
6.5.5 电动转向系统 …… 616
6.6 四轮转向 …… 618
6.6.1 四轮转向的基本原理 …… 618
6.6.2 四轮转向系统简介 …… 621
6.7 辅助机构 …… 624
6.7.1 转向减振器 …… 624
6.7.2 防伤机构 …… 626
参考文献 …… 628

7 综合控制系统

7.1 概述 …… 629
7.1.1 电子控制系统在汽车上的应用领域 …… 629
7.1.2 汽车电子控制系统的发展 …… 629
7.2 汽车电子控制系统设计的一般程序 …… 632
7.3 被控对象的数学模型 …… 632
7.3.1 模型 …… 632
7.3.2 模型的线性化 …… 636
7.3.3 连续系统到离散系统的转换 …… 636
7.4 控制系统的设计 …… 637
7.4.1 执行器 …… 637
7.4.2 传感器 …… 639

汽车论坛 http://www.qclt.com

7.4.3 硬件设计 …… 644
7.4.4 软件设计 …… 646
7.4.5 控制系统设计中一些值得注意的问题 …… 650
7.5 综合控制系统 …… 652
7.5.1 动力传动系统综合控制 …… 653
7.5.2 等速行驶控制 …… 653
7.5.3 牵引控制系统 …… 657
参考文献 …… 665

8 车 身

8.1 概述 …… 666
8.1.1 车身的构成 …… 666
8.1.2 车身应满足的性能要求 …… 667
8.1.3 车身类别与形态 …… 671
8.2 车身开发程序 …… 673
8.2.1 车身开发程序 …… 673
8.2.2 产品定义及规划阶段 …… 673
8.2.3 造型阶段 …… 676
8.2.4 表面数据形成与检验阶段 …… 676
8.2.5 计划图与产品描述阶段 …… 676
8.2.6 工程分析阶段 …… 677
8.2.7 结构设计阶段 …… 677
8.2.8 试制阶段 …… 677
8.2.9 试验阶段 …… 678
8.2.10 生产准备阶段 …… 678
8.3 车身结构特点 …… 678
8.4 车架 …… 679
8.4.1 车架的结构型式 …… 679
8.4.2 车架受力及其应力分析 …… 680
8.4.3 车架刚度 …… 681
8.4.4 纵梁 …… 681
8.4.5 横梁 …… 682
8.4.6 车架的改装 …… 683
8.5 车身本体结构 …… 683
8.5.1 车前板制件 …… 683
8.5.2 车身底架与地板 …… 684
8.5.3 车身悬置 …… 685
8.5.4 前围 …… 686
8.5.5 车身侧围、后围、顶盖 …… 687
8.5.6 车门 …… 687
8.5.7 车后板制件 …… 692
8.6 辅助机构 …… 693
8.6.1 发动机罩开闭装置 …… 693
8.6.2 行李舱盖开启机构 …… 696

汽车论坛 http://www.qclt.com

8.6.3 车门开关装置 …… 697
8.6.4 车门玻璃升降系统 …… 702
8.6.5 密封与密封件 …… 705
8.7 装饰件 …… 708
8.7.1 前、后保险杠 …… 708
8.7.2 散热器面罩 …… 714
8.7.3 嵌条与防擦条 …… 714
8.7.4 标记类 …… 714
8.7.5 阻风板 扰流板及导流板 …… 714
8.8 内饰件 …… 715
8.8.1 仪表板 …… 715
8.8.2 副仪表板 …… 719
8.8.3 地毯与行李舱垫 …… 720
8.8.4 遮阳板 …… 721
8.8.5 拉手 …… 722
8.8.6 顶盖内护板 …… 722
8.8.7 车门内护板 …… 724
8.8.8 高架仪表板 …… 725
8.9 座椅 …… 725
8.9.1 概述 …… 725
8.9.2 种类 …… 726
8.9.3 结构 …… 726
8.9.4 座椅调节机构 …… 728
8.9.5 座椅的发展 …… 730
8.9.6 性能 …… 730
8.10 涂装与防锈 …… 735
8.10.1 涂装 …… 735
8.10.2 防腐蚀设计 …… 738
8.11 防振、降噪、隔热 …… 739
8.11.1 防振 …… 739
8.11.2 降噪 …… 740
8.11.3 隔热 …… 741
8.12 货车车身 …… 741
8.12.1 概述 …… 741
8.12.2 分类 …… 742
8.12.3 驾驶室 …… 742
8.12.4 车前板制件 …… 749
8.12.5 驾驶室悬置与支架 …… 751
8.13 货车车箱 …… 760
8.13.1 分类 …… 760
8.13.2 货车的车箱结构及设计方法 …… 762
8.13.3 半封闭和封闭式货厢 …… 766
8.14 客车车身 …… 766
8.14.1 分类 …… 766

汽车论坛 http://www.qclt.com

8.14.2 车身结构 …… 767
8.14.3 客车车身装备 …… 768
8.14.4 客车车身的设计方式 …… 769
8.15 车身用材料 …… 770
8.15.1 汽车用钢板 …… 770
8.15.2 塑料 …… 771
8.15.3 橡胶 …… 773
8.15.4 织物 …… 774
8.15.5 玻璃 …… 776
8.15.6 铝合金 …… 778
8.16 发动机的冷却系统 …… 779
8.17 燃料供给系 …… 780
8.17.1 向燃料箱内充贮燃油部分 …… 780
8.17.2 燃料箱本体 …… 780
参考文献 …… 781

9 悬　架

9.1 概述 …… 782
9.1.1 悬架的作用 …… 782
9.1.2 悬架结构型式和特点 …… 783
9.2 参数选择 …… 791
9.2.1 前束及前束的变化 …… 792
9.2.2 外倾变化 …… 792
9.2.3 转向主销的内倾角及偏移距 …… 793
9.2.4 主销后倾角及后倾拖距 …… 794
9.2.5 轮距变化 …… 794
9.2.6 侧倾中心与侧倾轴 …… 794
9.2.7 侧倾角刚度 …… 795
9.2.8 车辆纵倾悬架瞬时中心 …… 796
9.2.9 纵向刚度 …… 796
9.2.10 由纵向力引起的顺从转向 …… 796
9.2.11 横向刚度 …… 797
9.2.12 横向力顺从转向及自动回正力矩顺从转向 …… 797
9.2.13 悬架弹性特性 …… 797
9.2.14 衰减力特性 …… 797
9.3 弹性元件 …… 798
9.3.1 钢板弹簧 …… 798
9.3.2 螺旋弹簧 …… 816
9.3.3 扭杆弹簧 …… 818
9.3.4 空气弹簧 …… 820
9.3.5 油气弹簧 …… 823
9.4 减振器 …… 826
9.4.1 减振器的作用与结构 …… 826
9.4.2 减振器基本参数选择 …… 826

汽车论坛 http://www.qclt.com

9.4.3 减振器主要尺寸的确定 …… 829
9.5 导向装置的主要构件 …… 829
9.5.1 控制臂与推力杆 …… 829
9.5.2 副车架、悬架横梁 …… 832
9.5.3 橡胶衬套 …… 832
9.5.4 悬架系的支撑胶垫 …… 836
9.5.5 球头销 …… 837
9.6 辅助机构 …… 839
9.6.1 横向稳定杆 …… 839
9.6.2 缓冲块 …… 840
9.7 悬架的智能控制 …… 842
9.7.1 车高控制系统 …… 842
9.7.2 自适应悬架 …… 843
9.7.3 侧倾刚度可变机构 …… 845
9.7.4 弹簧刚度可变机构 …… 846
9.7.5 半主动悬架 …… 847
9.7.6 主动悬架 …… 847
参考文献 …… 849

10 附属设备

10.1 概述 …… 851
10.1.1 乘员约束装置 …… 851
10.1.2 操纵机构 …… 851
10.1.3 空调系统 …… 851
10.1.4 照明及仪表等 …… 851
10.1.5 电力传送机构 …… 851
10.2 安全保护装置 …… 852
10.2.1 座椅安全带 …… 852
10.2.2 安全气囊 …… 866
10.2.3 安全气囊的开发 …… 873
10.2.4 安全气囊的检验与报废 …… 875
10.3 操纵机构 …… 875
10.3.1 概述 …… 875
10.3.2 发动机操纵机构 …… 881
10.3.3 离合器操纵机构 …… 885
10.3.4 变速器操纵机构 …… 889
10.3.5 制动操纵机构 …… 893
10.3.6 转向操纵机构 …… 897
10.3.7 各类操纵开关 …… 902
10.4 照明及仪表等附属设备 …… 905
10.4.1 概述 …… 905
10.4.2 外部照明及信号装置 …… 905
10.4.3 汽车喇叭 …… 915
10.4.4 刮水器及洗涤器 …… 918

汽车论坛 http://www.qclt.com

10.4.5　除霜装置和除雾装置 …… 924
10.4.6　后视镜 …… 924
10.4.7　仪表 …… 927
10.4.8　仪表的布置和照明 …… 947
10.4.9　室内照明 …… 950
10.4.10　视听装置 …… 951
10.4.11　汽车导航系统、电话 …… 955
10.4.12　天线 …… 958
10.5　空调系统 …… 959
10.5.1　汽车内的舒适环境 …… 959
10.5.2　汽车空调系统的特点 …… 960
10.5.3　车身热负荷 …… 960
10.5.4　空调系统的种类 …… 962
10.5.5　通风换气 …… 966
10.5.6　暖风装置 …… 967
10.5.7　冷气系统 …… 970
10.5.8　空调系统的自动控制 …… 977
10.5.9　空气的净化 …… 980
10.5.10　空调系统的匹配设计与风道设计原则 …… 981
10.6　供电系统 …… 983
10.6.1　概述 …… 983
10.6.2　蓄电池 …… 983
10.6.3　电线束 …… 986
10.6.4　天关和继电器 …… 990
10.6.5　发电机 …… 1001
参考文献 …… 1006

11　车桥、轮胎、车轮

11.1　车桥 …… 1008
11.1.1　概述 …… 1008
11.1.2　从动桥 …… 1009
11.1.3　驱动桥 …… 1015
11.2　轮胎及车轮 …… 1021
11.2.1　概述 …… 1021
11.2.2　轮胎 …… 1022
11.2.3　车轮 …… 1031
11.2.4　轮胎和车轮的其他部件 …… 1036
参考文献 …… 1039

12　先进设计技术

12.1　概述 …… 1040
12.2　CAx 系统结构要素 …… 1042
12.2.1　CAx 系统的硬件 …… 1042
12.2.2　CAx 的软件系统 …… 1044

汽车论坛 http://www.qclt.com

12.2.3 CAD/CAM/CAE……系统的集成 …… 1045
12.2.4 计算机网络系统 …… 1048
12.3 CAx 系统功能 …… 1051
12.3.1 CAD 系统的基本功能 …… 1051
12.3.2 CAS 的基本功能 …… 1052
12.3.3 CAE 系统的主要功能 …… 1052
12.3.4 CAM 系统的主要功能 …… 1053
12.3.5 CAx 软件系统的选择原则 …… 1053
12.4 计算机辅助设计技术在汽车开发中的应用 …… 1054
12.4.1 计算机辅助技术在汽车整车设计中的应用 …… 1054
12.4.2 CAx 技术在车身设计工作中的应用 …… 1057
12.4.3 计算机辅助技术在发动机设计中的应用 …… 1068
12.4.4 计算机辅助技术在汽车底盘设计中的应用 …… 1070
12.5 虚拟制造 …… 1077
12.5.1 虚拟制造的概念 …… 1077
12.5.2 虚拟制造技术 …… 1077
12.5.3 虚拟制造系统 …… 1078
参考文献 …… 1079

13 汽车产品的新发展

13.1 代用燃料汽车 …… 1080
13.1.1 甲醇汽车 …… 1080
13.1.2 液化石油气汽车、天然气汽车 …… 1088
13.1.3 氢燃料汽车 …… 1094
13.2 复合动力汽车 …… 1098
13.2.1 定义 …… 1098
13.2.2 复合动力汽车的发展背景 …… 1098
13.2.3 复合动力车辆的结构形式和工作原理 …… 1099
13.2.4 复合动力汽车的关键技术 …… 1103
13.2.5 复合动力汽车的发展前景 …… 1105
13.2 电动汽车 …… 1105
13.3.1 定义 …… 1105
13.3.2 电动车辆常用的电池 …… 1105
13.3.3 电动汽车的驱动电机和调速控制系统 …… 1106
13.3.4 电动汽车传动系统的方案 …… 1106
13.3.5 电池布置方案 …… 1107
13.3.6 调速控制系统的布置 …… 1107
13.3.7 充电系统 …… 1107
13.3.8 燃料电池电动汽车 …… 1108
13.3.9 电动汽车发展趋势 …… 1109
13.4 超低燃料消耗汽车 …… 1109
13.4.1 定义与功能 …… 1109
13.4.2 超低燃料消耗汽车典型结构 …… 1109
13.4.3 关键技术 …… 1110

汽车论坛 http://www.qclt.com

13.5 智能汽车 …… 1114
13.5.1 定义及功能要求 …… 1114
13.5.2 结构组成 …… 1116
13.5.3 技术现状及发展趋势 …… 1117
13.5.4 影响智能汽车发展的关键技术 …… 1123
13.6 太阳能汽车 …… 1123
13.6.1 定义与特点 …… 1123
13.6.2 典型结构 …… 1123
13.6.3 技术水平与关键技术 …… 1125
13.6.4 太阳能汽车的发展趋势 …… 1127
参考文献 …… 1127

汽车论坛 http://www.qclt.com

1 商品规划

1.1 概 述

汽车从构思到投放市场需要一个较长的时间过程，发展汽车工业需要有战略的眼光和思想。每个汽车企业都要有自己的发展战略，企业的发展规划就是其一定时期内发展战略的文字载体。在企业的发展规划中，商品规划是核心内容。企业的一切经营活动都是以向市场提供适销对路的商品为目标，通过实现商品的销售而实现企业的利益和社会的效益。任何商品都有一定的寿命周期，因此，企业要不断改进产品和开发新产品，以满足市场的要求，从而保证企业的生存和更大的发展。

商品规划就是基于上述认识，使社会环境、市场要求和企业实际条件相协调，保证企业不断推出适销对路商品的一项计划和管理工作。

根据时间区段和任务的不同，商品规划可分为两类。一是在一定时期内（如5年、10年）涉及企业所有商品系列的整个商品规划，即商品发展规划。二是按每一个商品制定方案的单个商品规划，它包括作为商品开发第一步，给商品下个大致定义的商品计划，以及在商品计划基础上进行的概念设计。商品计划包括确定商品市场目标、性能目标、成本目标及投产目标等；概念设计的任务主要是，提出产品应具有的基本结构、基本尺寸，应达到的性能和质量目标等。车辆总布置的任务是，把概念设计确定的基本结构和部件进行空间布置，使其达到最佳组合，以保证实现概念设计中确定的目标。

为了保证实现商品计划的目标，保证及时完成商品开发的任务，使商品按时投放市场，还需要编制产品开发计划、生产准备计划和销售计划。

新产品开发的流程如图1-1-1所示。

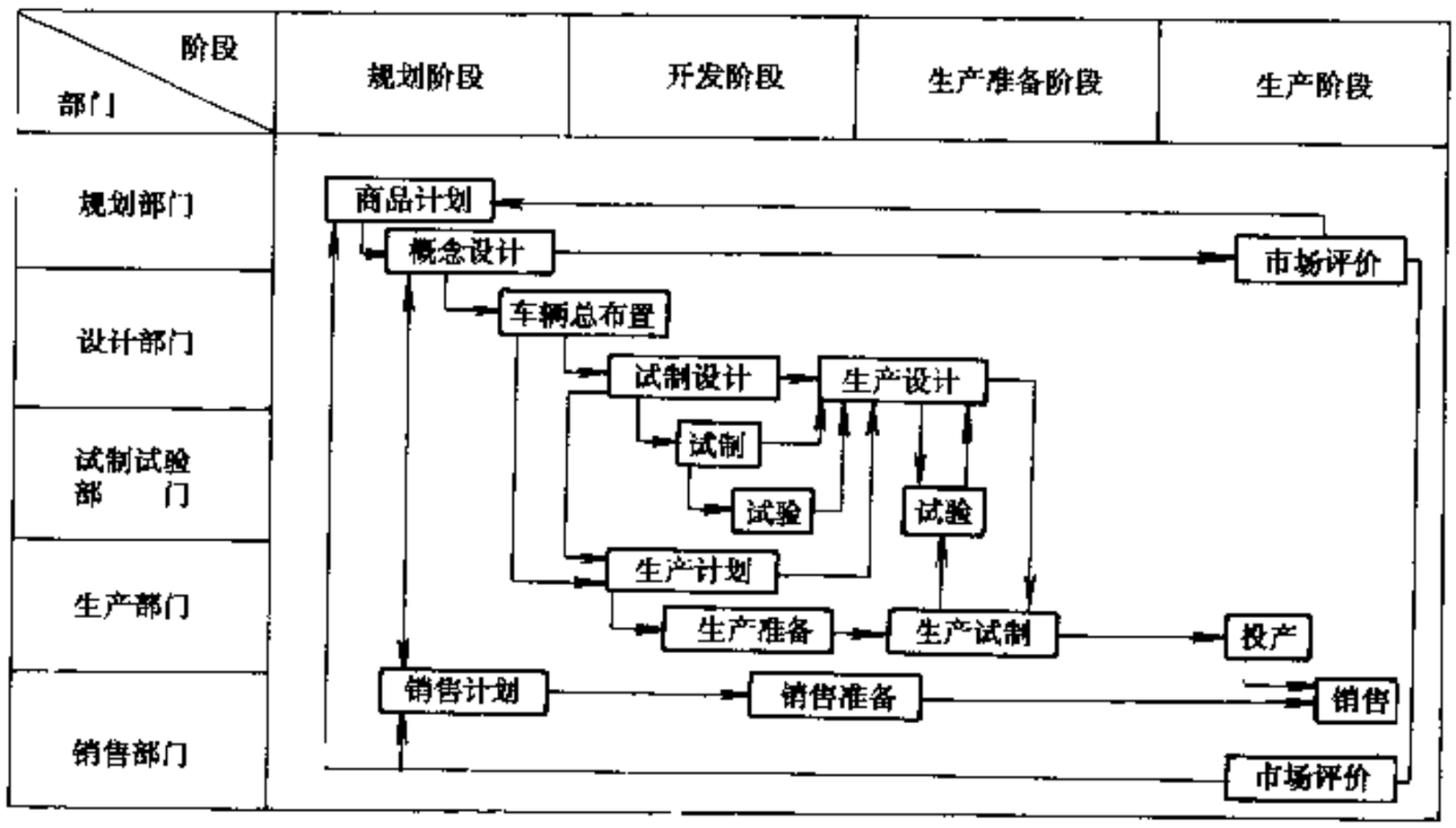


图1-1-1 汽车新产品开发的流程

汽车论坛 http://www.qclt.com

1.2 商品发展规划

1.2.1 制定商品发展规划应考虑的基本条件

要想把握市场的变化、适应市场发展的需要，企业必须做好预见性的工作，为日后的市场作长远打算。商品发展规划正是企业立足于发展，在对市场进行科学预测的基础上而制定的，是为避免日后的近忧而作的远虑。商品发展规划确定了企业今后商品发展的总目标和方向，对企业的经营和发展起着至关重要的作用。

制定商品发展规划（和商品计划）应当十分清楚地掌握企业外部和内部的各种相关条件，使规划建立在科学和求实的基础之上。这些相关条件称之为输入条件，主要内容列于表 1-2-1。

表 1-2-1 制定商品计划时应考虑的条件

项目		内容
外部条件	社会环境	国民经济发展计划和社会发展趋势、资源、能源、道路、交通、法规、税制
	市场环境	需求量、生活方式、顾客欲望、流行趋势
	竞争环境	产品、销售、服务
	技术动向	技术革新、专利、标准
内部条件	企业方针	商品发展战略、销售、生产规模、利润
	资源、体制	开发、生产、销售等的能力，开发所需时间
	技术开发状况	新技术开发的进度，采用的可能性

1.2.2 市场调查与预测

市场调查和预测是制定商品规划的前提和基础。企业为了获取对外部环境的认识，需要设置专门机构，不断地进行认真、细致和规范的市场调查和预测。

市场的宏观调查和预测常用专家调查法、相关回归分析法及时间序列分析法等。对于单个商品计划的市场环境常用用户（单位和个人）采用抽样调查法，即针对该商品的预定销售地区和目标用户群（目标用户包括车辆保有用户和潜在用户）进行抽样的典型调查。此项工作的关键是拟定详细的问卷提纲和确定目标用户群的样本。根据典型调查结果利用计算机分析做出预测。表 1-2-2 和图 1-2-1 给出了某公司的用户调查方法和实施过程。

表 1-2-2 定量调查与定性调查

	概要	种类	内容
定量调查	让被调查对象就事先准备好的调查问卷进行回答 调查员将答好的问卷收回并统计 将处理过的数据进行定量分析	面谈调查	调查员直接访问被调查对象，口头提问，当场记录下回答结果
		留置调查	调查员访问被调查对象，分发调查问卷，被调查对象在一定时间内填好
		邮寄调查	寄调查问卷和返寄信封给被调查对象，被调查对象在一定时间内填写并寄回
		电话调查	调查员向被调查对象打电话询问
定性调查	是固定的调查问卷无法完全掌握的调查 调查被调查对象深层的心理要求及心理动态等质的部分 多数情况下被作为定量调查的补充	观察调查	调查员在店门口、街头等一定场所进行观察
		会场调查（集体采访）	5～10 名被调查对象集中在一起，由娴熟的主持人引导，就某一题目进行讨论
		详细见面法（深入面谈）	由心理学家等专家担任面谈员，与被调查对象单独会面，就某一题目进行深入心理上的探讨

汽车论坛 http://www.qclt.com

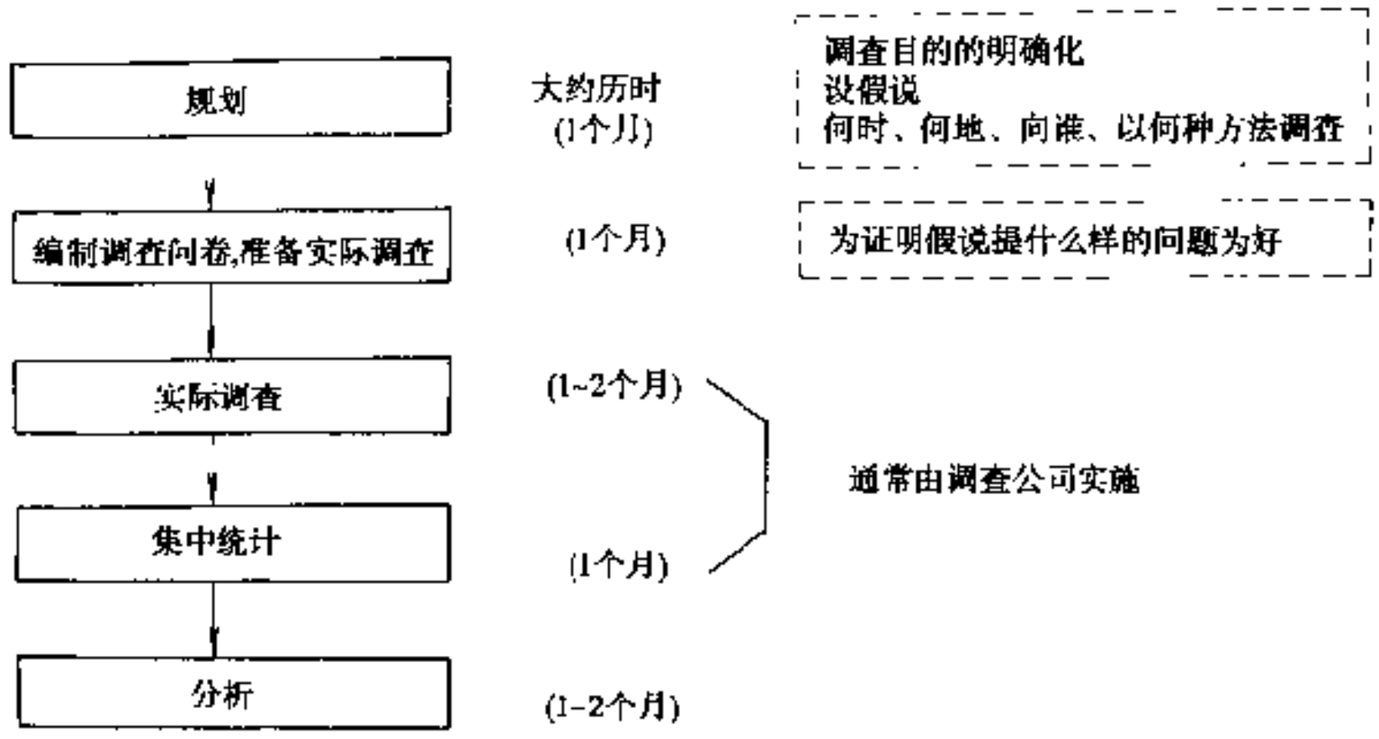


图 1-2-1 调查的实施过程（限于定量调查）

对于商品的竞争环境，除了问卷调查，还常用对竞争对手同类产品的解剖分析法，来了解竞争对手产品的优缺点和技术水平。还要系统地收集、分析从经销商和维修点处获得的本公司产品的信息，它也是制定商品规划的重要依据。

1.2.3 商品发展规划的种类与规划期

规划期指的是商品发展规划所确定的时间区间，在这个时间区间内要实现规划的目标。按照规划期的长短可分为中长期商品发展规划和近期商品发展规划。在我国，中长期商品发展规划一般是指规划期为10～15年的规划，该规划大多只确定企业今后10～15年内商品发展的战略目标和部署，而不确定具体的商品目标。近期发展规划的规划期一般为3～5年，由于我国的国民经济计划期为5年，因此绝大多数企业的近期规划的规划期也为5年，而且起止时间也与国民经济计划期同步。随着市场经济的发展，企业应该根据对外部环境和内部因素的深入分析，实事求是地确定自己的商品发展规划期，或者针对不同商品所处的寿命周期阶段，确定不同的规划期。

1.2.4 商品发展规划的主要内容

商品发展规划应包含企业的全部商品，即从目前生产的到今后要发展的商品。在规划文件中所涉及的内容主要是方向性的，而不是对商品定义的详细描述。规划文件作为商品发展的指导性文件，对以下几方面的内容要予以确定。

(1) 市场总体目标

在预测市场需求量的基础上，仔细分析竞争态势，确定出本企业的市场总体目标。表1-2-3为某企业经过分析、预测之后所确定的市场总体目标。

(2) 企业效益整体目标

在分析企业经营现状并对今后经营形势作出预测的基础上，提出企业的销售总收入、利润总额及销售利润率等指标。

(3) 商品性能总体目标

根据企业的内、外部环境，确定商品应达到的技术水平，如使用寿命里程、平均故障间隔里程、动力指标、使用油耗、噪声和排放指标等。还应提出高新技术应用的目标和计划。

(4) 商品型谱

商品的型谱是商品发展规划的核心内容。在规划文件中要列出企业已有的和将要发展的全部系列商品，包括车型系列型谱，以及为支持车型系列所需要的主要总成系列型谱。表1-2-4列出了某企业规划的轿车系列型谱，表1-2-5列出了相应的发动机系列型谱。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 1-2-3 市场需求量预测和本企业市场占有率目标

年度		汽车	重型汽车	中型汽车	轻型汽车	微型汽车	轿车
1995（实际）	总量（万辆）	145	3	26	58	26	32
	本企业量（万辆）	18	1.5	15.5	0.5	0	0.5
	占有率（%）	12.4	50.0	59.6	0.9	0	1.6
2000	总量（万辆）	240	7	22	70	40	100
	本企业量（万辆）	50	3.5	13.5	10	10	13
	占有率（%）	20.8	50.0	58.9	14.3	25.0	13.0
2005	总量（万辆）	380	10	20	100	50	200
	本企业量（万辆）	87	3.5	11.5	20	12	40
	占有率（%）	22.9	35.0	57.5	20.0	24.0	20.0

表 1-2-4 轿车系列型谱

级　　别	A	B	C	D	E
系列	7080	7120	7160	7200	7300
驱动型式	FF	FF	FF	FF	FF
发动机型式	462Q	472Q	479Q	486Q	686Q
排量（L）	0.8	1.2	1.6	2.0	3.0
变速器	MT－4	MT－5	MT－5	MT－5 AT－4	MT－5 AT－4
最高车速（km/h）	130	150	170	185	220
长×宽×高（mm）	3500 × 1400 × 1420	4000 × 1650 × 1420	4300 × 1700 × 1450	4700 × 1750 × 1470	5000 × 1800 × 1500
车身型式	五门四座 二厢型	五门五座 二厢型	五门五座 二厢半型	四门五座 三厢型	四门四座 三厢型

表 1-2-5 发动机系列型谱

型　　号	462Q	472Q	479Q	486Q	686Q
排量（L）	0.797	1.173	1.607	1.998	2.997
气缸排列	L4	L4	L4	L4	V6
缸径×冲程（mm）	62×66	72×72	79×82	86×86	86×86
压缩比	8.8	9.0	9.5	9.5	9.5
功率［kW/（r/min）］	30/5500	50/5800	80/5500	100/5600	145/5600
转矩［N·m/（r/min）］	60/3200	95/3200	150/3500	185/3500	210/3500
气门配置方式	OHC.8V	OHC.12V	OHC.16V	DOHC.16V	DOHC.24V
供油方式	化油器	EFI	EFI	MPI	MPI
适用车型	A	B	C	D	E

汽车论坛 http://www.qclt.com

(5) 主导商品投放市场的时间

在商品发展规划中要定出主导商品投放市场的大致时间，作为今后制定各个商品计划时确定投产时间的依据，在概念设计时作为制定大日程计划的依据。

1.2.5 商品发展规划的编制程序

商品发展规划一般由企业的规划部门编制，由企业决策层批准。在编制工作开始时，提出规划的初步设想，向决策层报告。决策层对初步设想进行审议之后确定出编制规划的基本原则，规划部门按照这些原则起草规划草案。商品发展规划涉及企业很多方面的工作，在编制过程中要会同企业内的市场调查部门、销售部门和设计部门共同工作，还需要征求其他有关部门的意见和建议。一般把征求意见的过程称之为“草案研讨”。草案经过研讨并修改之后即作为建议案上报决策层审议，决策层审议批准或提出修改意见之后，再经修改、复议批准之后即成为决议案。一般把从草案提请审议，经过修改、复议到批准的过程称之为“草案审议”。实际工作中“草案研讨”和“草案审议”往往需要进行几轮循环才得以完成。

1.3 单个商品规划

1.3.1 单个商品规划的分类

单个商品规划是在企业商品发展规划的基础上，针对某一商品进行周密的研究，制定更具体的计划和方案。其工作量大小、内容繁简与规划类别有关，见表 1-3-1。

表 1-3-1 单个商品规划的分类

分类性质	定　　义
新　　型	过去没有的、现在全新开发的车型
全面换型	车型寿命已到而进行全面改型，车身总成换型，其它总成有较多改进
局部换型	在车型的寿命周期内，对主要总成进行较多改进
年度车型	针对下一年度推向市场的车型进行较小的改进

1.3.2 单个商品规划的内容

单个商品规划是产品开始具体工业化设计，生产准备和销售策划前的主要计划工作和概要设计工作。下面介绍其主要内容。

1.3.2.1 商品计划

商品计划是商品开发的首要步骤，而且是商品开发其它几个步骤（产品设计、生产准备、销售策划）的工作依据和指导文件。商品计划从市场分析和前景预测，以及本企业现有产品的评价出发，确定新开发商品的概念和在本企业商品系列中的定位，确定对象用户，制定目标纲领，目标销售量和价格，以及决定投产时间等，其主要项目列于表 1-3-2。

1.3.2.2 概念设计

概念设计是指从创意、构思、草图到模型和概念样车的全过程的活动。技术人员通过概念设计把商品计划中确定的大致产品定义形象化、具体化，达到能够着手进行具体设计（工业化设计）的程度。概念设计在商品开发过程中起着十分重要的作用，它不仅影响商品开发进度和质量，对当初确定的开发基本构想能否实现起到关键作用，因此，它是商品开发成功与否的关键环节。其主要考虑的项目如下。

①车型构成；

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 1-3-2 商品计划项目

项　目	内　容
商品开发目的	根据社会、市场的要求，企业的实际，明确商品开发的必要性、目的
商品的定位	目标用户和市场、发往地、用途及商品级别等
商品概念	大致规定商品应具备的特性、造型风格、主要性能、附属设备、目标价格等 不仅用数量，而且用实物、图象等表示
其　它	目标纲领、销量、利润目标及投产时间等

②车辆基本结构型式和尺寸；

③装用的主要部件和附属设备；

④车辆总布置；

⑤性能、品质、质量和成本目标；

⑥开发日程。

1.3.2.3 其它计划

为了完成商品计划所确定的目标，保证按预定时间向市场推出新的商品，还需要编制以下几个主要计划。

(1) 产品开发计划

根据设计、试制和评价项目，制定开发日程计划，确定试制规模和评价内容等。

(2) 生产准备计划

制定工艺文件，编制计划，生产设备，工艺装备，检测设备的设计、制造、调试或采购计划。

(3) 销售计划

确定销售日程，制定促销策略和广告宣传计划，编写印制用户手册、维修手册及销售资料，编制推销员、维修人员的售前培训计划。

1.4 概念设计

1.4.1 概念设计的依据

概念设计要最大限度地发挥设计师的想象力和创造力，但又必须考虑到企业的现实。为此，设计师在进行概念设计时，应该依据以下诸方面的内容开展工作。

①企业的商品发展规划及该商品的商品计划；

②对市场需求所作出的预测；

③对用户潜在需求的调查结果；

④对商品投放时市场流行趋势的预测；

⑤对竞争对手和竞争商品的发展动态所作的调查结果和预测；

⑥对技术发展动态所做的预测。

1.4.2 概念设计的基本过程和主要内容

概念设计的基本过程可以由图 1-4-1 所示的流程来表示，过程中要经过多次评审和确认。对 1:1 的内、外部模型的确认要由企业的决策层来进行，把它称之为“模型冻结”。实施中又分为“内模型冻结”和“外模型冻结”，一般是先进行“外模型冻结”。

概念设计的主要内容如下。

汽车论坛 http://www.qclt.com

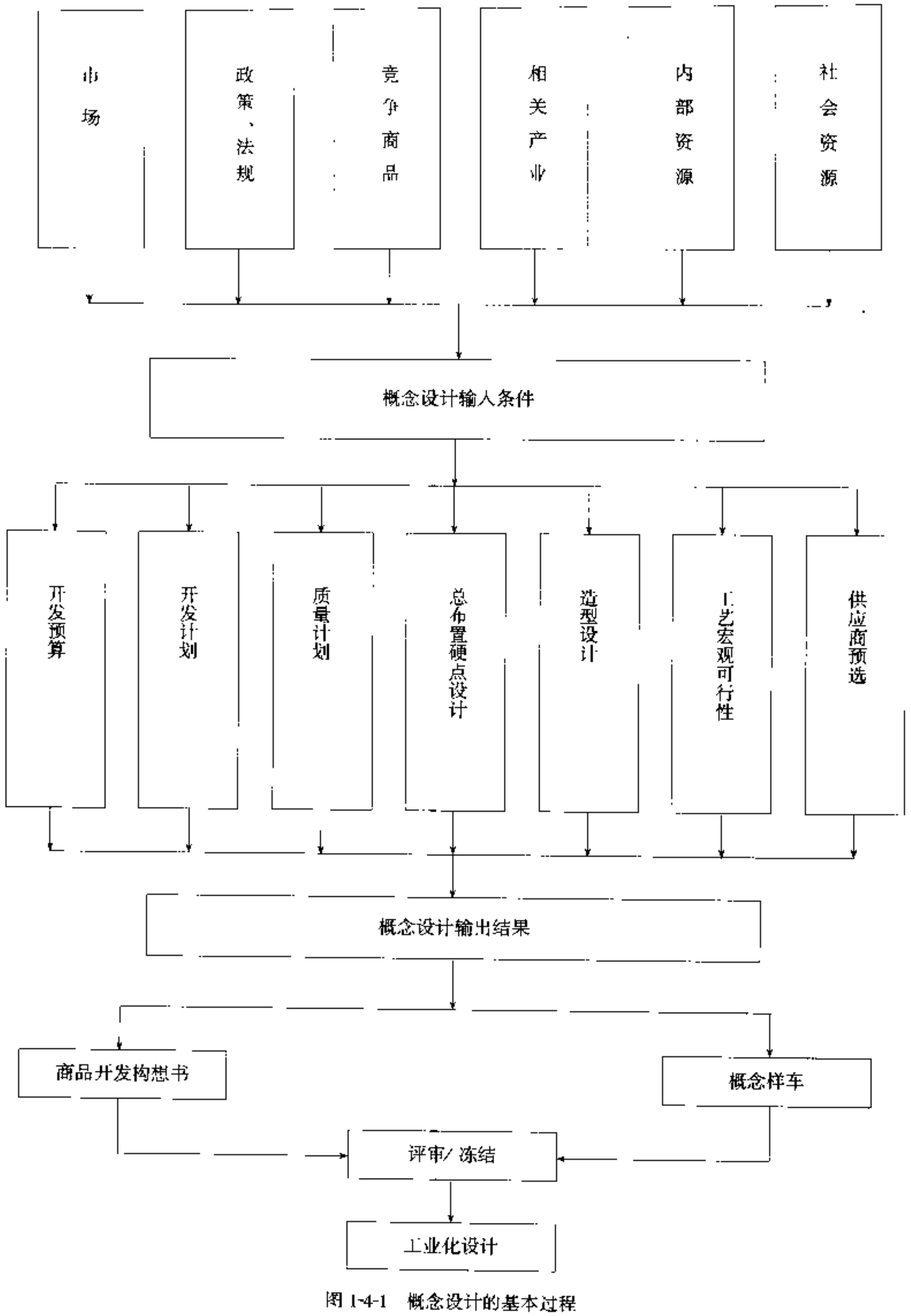


图 1-4-1 概念设计的基本过程

汽车论坛 http://www.qclt.com

1.4.2.1 开发目标

是指明确该项商品在企业总体市场目标中的位置和应起的作用，在完善企业形象、提高商标声誉和增加企业效益方面应具有的贡献，还要考虑该商品对社会进步的促进作用。

开发目标是在深入研究社会环境、市场环境及竞争关系等因素基础上确定的。

开发目标要用简洁明快的文字表述，列成条文，作为今后确定车辆规格、造型设计和目标性能的指导要求。

某公司新近推出一种3.6m长的小型车，针对该小型车的固有问题设定了如下的开发目标。

①追求宽敞的室内空间和方便的使用性；

②风格新颖的外部造型和内饰设计；

③具有顶级的安全性；

④优于微型车的燃料经济性；

⑤适应环境的多方面要求；

⑥良好的操纵稳定性和乘坐舒适性。

1.4.2.2 车型构成

在一般情况下，为提高商品的适应能力、满足用户的不同要求，在开发一种基本型车时，同时设定几个变型车，构成系列车型。这个系列车型一般应该是在同一平台上形成的。给这个系列车型下定义的主要项目是车身型式、驱动型式、商品等级、发动机、变速器和悬架等。因为这些项目对开发规模、零部件通用性、主要性能和车辆布置有重大影响。国外汽车公司还把销售地区作为主要项目之一，因为不同国家对法规、性能要求各不相同。

表1-4-1列出某企业E级系列轿车构成，表1-4-2列出某企业N级系列货车构成。

表1-4-1 E级系列轿车

车型号	车身型式	驱动型式	发动机排量（L）	变速器	备注
7280	四门三厢	FF	2.8	5MT	
7300	四门三厢	FF	3.0	5MT/4AT	主导车型
7320	四门三厢	FF	3.2	5MT/4AT	
7280U	五门一厢	FF	2.8	5MT/4AT	
7300U	五门一厢	FF/4WD	3.0	5MT/4AT	
7320U	五门一厢	FF/4WD	3.2	5MT/4AT	

表1-4-2 N级系列货车

车型	车种类型	发动机	轴距（mm）	备注
1140G	货车	6110D	4500	主导车型
1140G1		6110D	5000	
1140G2D		6112DT	4500	
1140G2D1		6112DT	5000	
3140G	自卸车	6110D	3800	
3140G2D		6112DT	3800	
4140G	半挂牵引车	6110DT	3200	
4140G2D		6112DT	3200	
5140G	厢式车	6110D	4500	
5140G1		6110D	4500	
5140G2D		6112DT	5000	
5140G2D1		6112DT	5000	

汽车论坛 http://www.qclt.com

1.4.2.3 造型设计、基本尺寸与结构

(1) 造型设计

外部造型、内饰设计和色彩设计是促销的极为重要的要素，也是影响车型开发成功与否的关键之一。

造型设计一般按草图，比例模型和1:1模型的顺序进行。造型设计属于工业设计范畴，是美学和机械学的结合，既要考虑造型风格，又要保证性能要求。因此，从最初创意开始，设计师就要与机械工程师、工艺师通力合作，反复研究，以获得高的设计质量。造型设计的具体内容，见本书车型设计章。

(2) 基本尺寸

在概念设计阶段，应规定的基本尺寸如下。

①外形尺寸，即长、宽、高、轴距、轮距，前、后悬长；

②室内空间，即室内长、宽、高，腿部空间，头部空间，以及货箱的长、宽、高等；

③外形设计的硬点，即风窗的上、下端位置，车身中部高度，散热器前端位置，货箱高度等。

基本尺寸决定了产品的主要特点，对产品性能、质量及成本也有很大影响。因此，概念设计负责人和总布置设计师要集中结构设计师、试验人员、工艺师的知识和经验，共同研究决定。

(3) 结构

在概念设计阶段要确定的结构项目列于表1-4-3。

表1-4-3 产品规划明确的主要结构

部　件	主　要　内　容
发动机	发动机型式，冷却系，进、排气系，悬置方式等
传动系	离合器、变速器、差速器、传动轴、半轴等的形式、布置
制动系	助力器、主油缸、前制动器、后制动器、驻车制动器等的形式、布置
悬　架	前悬架、后悬架、轮胎、车轮等的形式、布置
转向系	机械或动力转向装置等的形式、布置
车　身	基本结构、主要尺寸、设计上的硬点等
内饰件	仪表板、装饰件、座椅等的规格，设计上的硬点，电器的主要规格等

把上述确定的基本尺寸、结构布置在车辆总布置图上。

1.4.2.4 性能和质量目标

(1) 性能目标

主要性能列于表1-4-4。确定性能目标时常与在用车和竞争对手车相比较，并用图、表方式给出，如图1-4-2所示。

表1-4-4 主 要 性 能

性　能	主　要　内　容
动力性	发动机功率、加速性、最高车速
油　耗	各种行驶规范的油耗
法　规	排放法规、噪声法规、安全法规等
制动性能	制动距离、踏板力、衰减、磨损、制动噪声等
操纵稳定性 行驶性能	直线行驶稳定性、转向力、偏移、横摇、纵向颠簸、甩尾、摆头等
舒适性 振动噪声	着地性和悬架、刚度、座椅上振动加速度。车内噪声、闷声、风阻噪声、齿轮噪声、不正常声等
耐久性	整车耐久行驶、磨损、锈蚀、耐候性等
空调性能	最大工作能力、一般能力、换气性、风量、温度分布等
操作性	操作力、操作声、操作感觉等
维修性	维修性、更换性、警报等

汽车论坛 http://www.qclt.com

（2）质量目标

质量对车辆的一些主要性能有直接的影响，也是部件结构设计的重要前提条件之一。因此，轻量化始终是产品开发追求的目标之一。在概念设计时，要认真考虑是否有过剩的性能、多余的尺寸，能否减少零部件数和采用轻质材料等。因此，有关负责人要与结构设计师、工艺师、采购工程师认真协商，制定比较精确的质量目标和轻量化的具体措施。

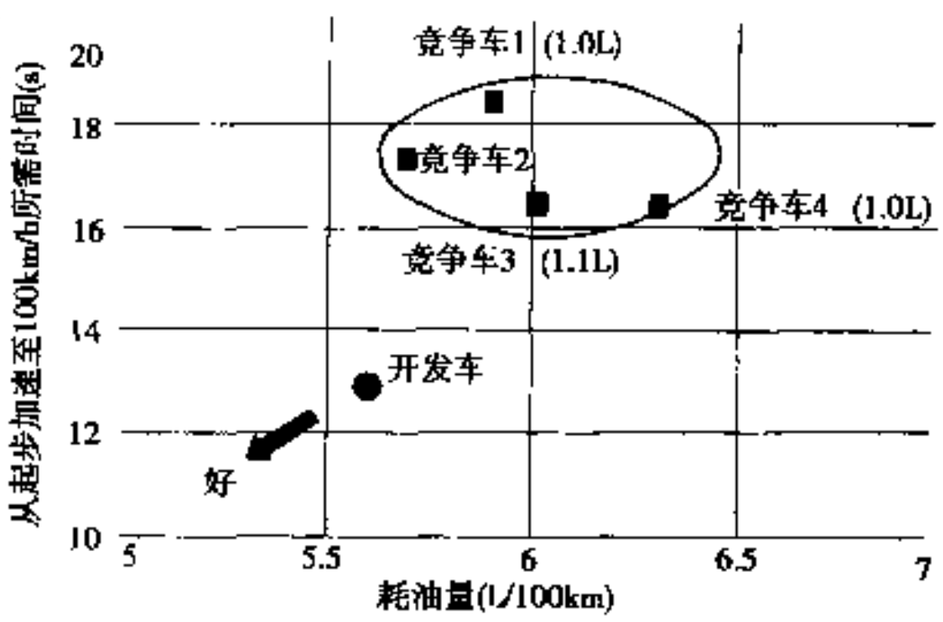


图 1-4-2 主要性能目标对比

1.4.2.5 目标成本

（1）目标成本

根据对市场的分析预测并结合商品的技术定义来确定商品投放时市场能够接受的价格，这就是商品的目标价格。在确定目标价格时可以不考虑物价指数的影响，即可采用设计当时的物价来计算。在目标价格基础上扣除增值税、附加税和企业目标利润之后即获得目标成本。

$$C_0 = P_0 - T - T_a - Q_0 \tag{1-4-1}$$

式中：C_0——目标成本；

P_0——目标价格；

T——增值税；

T_a——附加税；

Q_0——目标利润，按企业一定时期内的平均利润率 f_q 来计算。

$$Q_0 = (P_0 - T - T_a) \cdot f_q \tag{1-4-2}$$

（2）成本分析

商品价格是由市场决定的，商品成本则是由企业所决定的。在企业内部，商品成本主要是在设计阶段决定的。企业要想有效地控制成本，必须从设计入手、从概念设计入手。在概念设计阶段，不仅要按市场确定整车的目标成本，而且要分析并分解成各主要总成和系统的目标成本。目标成本的分析和分解一般可采用以下方法。

①类比法，即根据拟开发商品的结构和性能，搜集同类商品的成本构成，然后用类比的方法确定拟开发商品的成本。这种方法的缺点是存在很大的局限性，一般新开发商品比能够搜集的商品在结构或性能上会有变化和提高。

②价值分析法，即根据商品的功能评定其价值，进而确定成本。例如，在一辆轿车上，将一个自动变速器代替五档手动变速器，用户能接受的价格可增加 x 元，则 x 就是自动变速器所增加的价值。这种方法的缺陷在于商品价值和成本往往不是线性相关。

③生产核算法，即根据零件的结构、材料、加工方法和工时来计算零件的实际生产成本。这种方法的难点在于概念设计阶段对于零件的定义大多处于模糊状态。

④综合分析法，即实际商品开发中，对部分总成或系统进行新的开发，将上述方法综合使用是行之有效的。

（3）成本控制

在完全竞争的市场，价格是由市场的竞争关系所确定的。因此，为确保利润，成本控制是非常重要的。降低成本的方法可分为以下两种。

①降低设计成本，即考虑减少零部件数量、减小零部件的质量、提高通用化程度、采用不必高精度加工和易于加工的设计。采用同一平台的变型设计，可降低开发费30%以上。

②降低制造加工费，即扩大产量、减少设备投资、提高劳动生产率。

汽车论坛 http://www.qclt.com

1.4.2.6 法规

法规限制已非常严格，而且随时间的推移将更趋严格。概念设计必须提出明确的法规适应要求。法规是与市场区域及时间密切联系的，不同的国家或地区在不同的时间有不同的法规要求。我国现行的法规（称为强制性标准）基本是参照实行 ECE 标准和部分 FMVSS 标准。强制性标准项目共 562 项，其中已实施的 40 项见表 1-4-5。强制性标准是与汽车类型相对应的，我国汽车的法规分类见表 1-4-6。

表 1-4-5 40 项强制性检验项目及适用车型

项目名称		标准依据	适用车型							检验结果是否必须符合标准
			M_1	M_2	M_3	N_1	N_2	N_3	O	
前方视野		GB 11562—1994	✓	×	×	×	×	×	×	是
后视镜		GB 15084—1994	✓	✓	✓	✓	✓	✓	×	是
操纵件、指示器及信号装置		GB 4094—1994	✓	✓	✓	✓	✓	✓	×	是
汽车护轮板		GB 7063—1994	✓	×	×	×	×	×	×	是
车速表		GB 15082—1994	✓	✓	✓	✓	✓	✓	×	是
汽车外部凸出物		GB 11566—1995	✓	×	×	×	×	×	×	是
制动性能		GB 12676—1999	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	是
汽车电喇叭		GB 15742—1995 GB 7258—1997	✓	✓	✓	✓	✓	✓	×	是
汽车结构一般要求	侧翻稳定角	GB 7258—1997	✓	✓	✓	✓	✓	✓	×	是
	转向装置	GB 7258—1997	✓	✓	✓	✓	✓	✓	×	是
	燃油系统及排气管	GB 7258—1997	✓	✓	✓	✓	✓	✓	×	是
汽车挡风玻璃除霜		GB 11556—1994	✓	×	×	×	×	×	×	是
汽车挡风玻璃除雾		GB 11555—1994	✓	×	×	×	×	×	×	是
汽车挡风玻璃刮水器洗涤器		GB 15085—1994	✓	×	×	×	×	×	×	是
汽车照明及信号装置	汽车外部照明和信号装置的安装规定	GB 4785—1998	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	是
	汽车及挂车照明与信号装置的一般要求	GB 7258—1997	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	是
	前照灯光束照射位置及发光强度	GB 7258—1997	✓	✓	✓	✓	✓	✓	×	是
前照灯配光性能		GB 4599—1994 GB 15766.1—1995	✓	✓	✓	✓	✓	✓	×	是

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

项目名称		标准依据	适用车型							检验结果是否必须符合标准
			M_1	M_2	M_3	N_1	N_2	N_3	O	
汽车前雾灯配光性能		GB 4660—1994 GB 15766.1—1995	✓	✓	✓	×	✓	✓	×	是
汽车前和后位（侧）灯、示廓灯、制动灯配光性能		GB 5920—1994 GB 15766.1—1995	✓	✓	✓	×	✓	✓	✓	是
汽车倒车灯配光性能		GB 15235—1994 GB 15766.1—1995	✓	✓	✓	×	✓	✓	✓	是
汽车及挂车转向信号灯配光性能		GB 17509—1998 GB 15766.1—1995	✓	✓	✓	×	✓	✓	✓	是
汽车后雾灯		GB 11554—1998	✓	✓	✓	×	✓	✓	✓	是
汽车及挂车用回复反射器		GB 11564—1998	✓	✓	✓	×	✓	✓	✓	是
汽车和挂车侧面及后下部防护装置		GB 11567—1994	×	×	×	×	✓	✓	✓	是
客车结构		GB 13094—1997	7m以上客车			×	×	×	×	是
乘员碰撞保护	防止汽车转向机构对驾驶员伤害的规定	GB 11557—1998	✓	×	×	×	×	×	×	是/否
	汽车正面碰撞乘员保护	CMVDR 294	✓	×	×	×	×	×	×	是/否
安全带安装固定点		GB 14167—1993	✓	✓	✓	✓	×	×	×	是
汽车座椅		GB 15083—1994	✓	✓	✓	✓	✓	✓	×	是
汽车座椅头枕		GB 11550—1995	✓	×	×	×	×	×	×	是
门锁及门铰链		GB 15086—1994	✓	×	×	×	×	×	×	是
汽车内饰材料的燃烧特性		GB 8410—1994	✓	✓	✓	✓	✓	✓	×	是
轻型汽车排气污染物排放		GB 14761—1999	最大总质量400~3500kg的M_1、M_2和N_1类汽车						×	是/否
汽车曲轴箱污染物排放		GB 14761—1999	燃用普通级无铅汽油的车辆及汽油车						×	是
汽车怠速污染物排放		GB 14761—1999	3500kg以上的汽油车						×	是
汽油车燃油蒸发污染物排放		GB 14761—1999	最大总质量400~3500kg的M_1、M_2和N_1类汽车						×	是/否
柴油车全负荷及自由加速烟度排放		GB 3847—1999	装用压燃式发动机的车辆						×	是
车用汽油机排气污染物排放		GB 14761.2—1999	最大总质量>3500kg汽车装用的点燃式发动机						×	是
压燃式发动机排气污染物排放		GB 17691—1999	最大总质量>3500kg汽车装用的压燃式发动机						×	是
汽车加速行驶车外噪声		QC/T 58—1993	✓	✓	✓	✓	✓	✓	×	否
无线电干扰		GB 14023—1992	汽油车						×	是
汽车外廓尺寸		GB 1589—1989	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	是

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

项目名称		标准依据	适用车型							检验结果是否必须符合标准
			M_1	M_2	M_3	N_1	N_2	N_3	O	
汽车号牌板		GB 15741—1995	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	是
标记检查	汽车标记	GB 7258—1997	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	是
	VIN	国机管〔1999〕20号 机管〔1999〕280号	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	是
	汽车安全玻璃	机汽产〔1995〕645号	✓	✓	✓	✓	✓	✓	×	是
	安全带	机汽产〔1998〕037号 GB 7258—1997	规定装用安全带车型						×	是
	非氟制冷剂	机汽发〔1997〕099号	✓	✓	✓	✓	✓	✓	×	是

注：(1)"✓"为需检验的项目，"×"为不需检验的项目。

(2)汽车分类按 GB/T 15098—1994 执行。

表 1-4-6 车型的法规分类

车种	分类	分类特征
客车	M_1	除驾驶员外，乘客座位不超过 8 个的载客车辆
	M_2	除驾驶员外，乘客座位超过 8 个，且厂定最大总质量不超过 5t 的载客车辆
	M_3	除驾驶员外，乘客座位超过 8 个，且厂定最大总质量超过 5t 的载客车辆
货车	N_1	厂定最大总质量不超过 3.5t 的载货车辆
	N_2	厂定最大总质量超过 3.5t 的载货车辆，但不超过 12t 的载货车辆
	N_3	厂定最大总质量超过 12t 的载货车辆
挂车	O	挂车（包括半挂车）

1.4.2.7 概念样车

概念样车是概念设计的实物载体，是公司最终决定商品的重要基础。它至少代表了商品的造型和总布置，在一定情况下，它是一辆可行驶的车辆。用于供企业决策层在"0 阶段"决策时作实物评价。

有时将新开发的部分总成或系统装在一辆现有的车上而组成新的样车，用来评价或考核新开发的部分。

1.4.2.8 开发日程计划

开发日程计划是项目管理的基础。该计划包括了开发过程中全部子项目工作的日程安排和各个立标点的设置。该计划要以投产的时间为目标，按企业开发工作标准来制定。表 1-4-7 是某企业的一份开发日程计划。

制定开发日程计划要注意的问题如下。

(1) 项目内容

项目内容在企业的开发工作标准中有规定，因开发项目性质的不同而异。

(2) 立标点的设置

一般开发日程计划中至少应设置以下关键节点作为立标点。

总布置硬点；内、外部造型；设计构想书；概念样车；设计任务书；试制文件；代表性样车；生产准备文件；指导性样车；预批量生产样车；生产文件；批量生产车；投放市场。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 1-4-7 A 项目开发日程计划

项目号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	·	60
A050	项目管理														
A100	→ 造型设计														
A150	→ 总布置硬点设计														
A200								* 批准造型							
C100	→ 供应商考察并初定														
C150	→ 白车身宏观可行性分析														
B100	→ 设计制作概念车														
A180									概念车评审 →						
A200												批准概念设计 *			

项目号	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	·	60
A110	→														
A155	→														
A230							→ 动力系统设计								
A250							→ 悬架系统设计								
A260	试制模具准备 →														
A260															
A260	样车零部件试制 →														(30)
A260	工艺分析 →														

项目号	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	·	60
B220	白车身焊装、油漆 →														
B250					代表性样车装配 →										
B300					第一辆代表性样车评审 *										
B550					零部件台架试验 →										(42)
B600													开发性试验 →		(42)
C250													生产准备 →		(56)
B350													指导性样车试制 →		(40)

项目号	42	43	.	.	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60
B450	→ 指导性样车装配														
C450	→ 认证试验														
A500					* 认证										
D200	准备销售文件 →														
D300	试生产 1 →														
D400													试生产 2 →		
D500															投放市场 *

汽车论坛 http://www.qclt.com

(3) 并行工程

在开发日程计划中要合理安排设计、试制、试验、采购、生产准备、销售及质量管理等有关部门的工作，合理交义。实施并行工程主要就是利用大家的思维，发挥每个人的创造力和解决问题的能力，从而缩短开发周期提高工作效率，降低开发阶段的风险。计算机的应用为实施并行工程创造了条件，图 1-4-3 示出了传统的开发程序与并行工程。

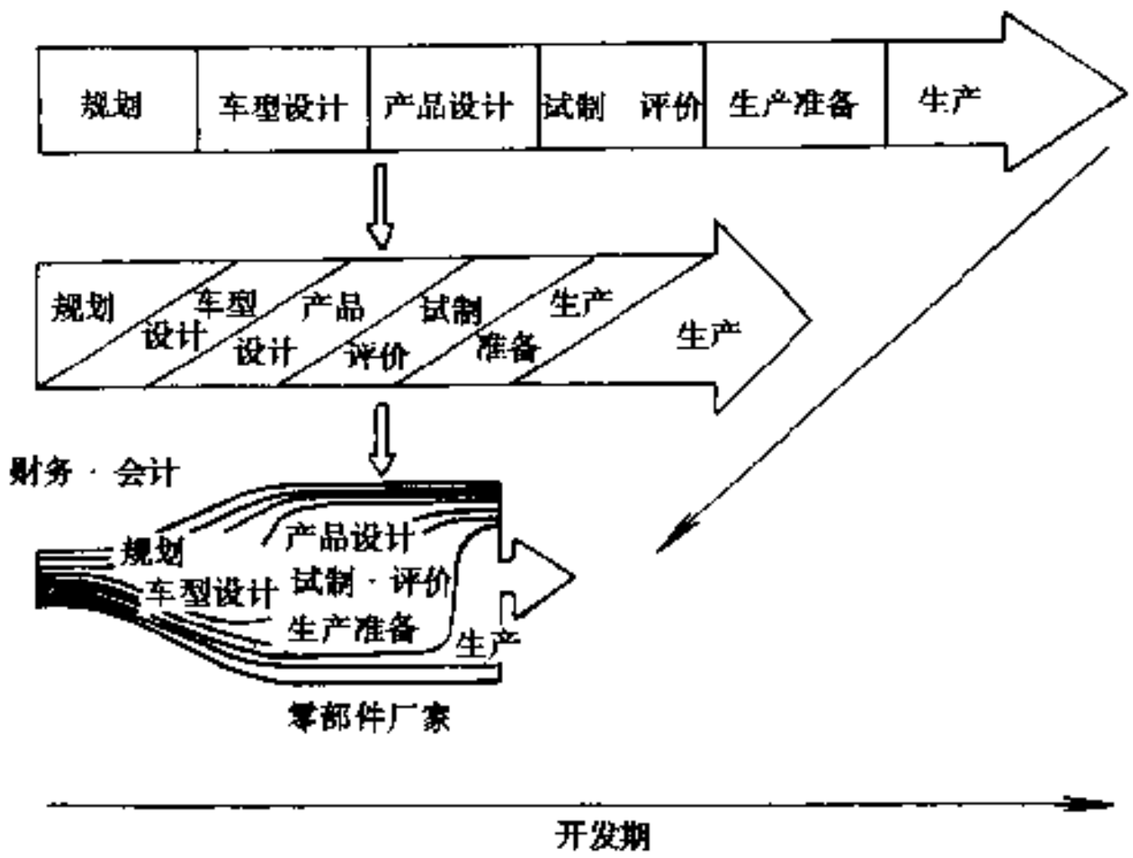


图 1-4-3 传统的开发程序与并行工程示意图

(4) 项目平台

为了有效地组织有关部门共同工作，应设立项目平台，把各部门有关的工作人员组织在一起工作。由项目经理（平台负责人）向企业管理者负责，在项目经理之下可根据需要设立若干分项目负责人。项目平台是实施并行工程的必要组织形式。

(5) 开发周期

指从项目正式开发到商品开始投放市场的时间。按项目的大小、工作内容的多少及采用技术的成熟程度来确定整个项目所必需的开发周期。在企业的开发工作标准中对商品的开发周期都有规定，一般一个全新商品的开发周期为 4～5 年。

(6) 投放日期

指正式投放市场的目标日期。这个日期是决定整个开发日程计划的最终节奏，编制开发日程计划从这一点反推。

1.5 车辆总布置

1.5.1 总布置设计的作用

在概念设计中要明确性能、主要尺寸及质量等参数目标值，还要确定构成车辆的主要结构、部件等。总布置设计的作用，就是为达到这些目标而对总成和部件进行空间布置并使其达到最佳组合。反映这一工作结果的图面就是总布置图。各总成部件在总布置图上的空间条件就是各总成、部件设计师进行相关设计的前提条件。

1.5.2 主要的空间布置项目

车辆总布置的主要考虑项目列于表 1-5-1。在布置之初，先设定总布置的主要构成要素并进行布置，

汽车论坛 http://www.qclt.com

然后验证这种布置达到原设定的主要尺寸、性能等目标的程度。一般要反复多次才能逐渐接近原定目标。为了确定车辆总布置，需要同时进行局部空间布置，如发动机舱布置、室内装置布置和后行李舱布置等。

表 1-5-1 主 要 项 目

发动机、传动系的布置
悬架、轮胎（车轮）的工作范围
座椅布置
踏板、变速杆等驾驶操作系统的布置
载货空间
燃料箱、备胎的布置
底板、仪表板等车身基本骨架形状

1.5.3 总布置与性能相关项目

空间布置与性能相关项目列于表 1-5-2。

表 1-5-2 空间布置与性能相关的项目

性 能	布 置 相 关 项 目
动力性	变速器尺寸、传动轴尺寸、中冷器尺寸
油耗	燃料箱容量
制动性能	轮胎尺寸、制动助力装置尺寸
操纵稳定性 行驶性	转向器位置、悬架联杆长度、质量分配
舒适性 振动噪声	转向盘行程、传动轴夹角、发动机悬置、空滤器容量、消声器容量
空气动力特性	发动机罩前端高度、车顶长度、前风窗倾斜角、后风窗倾斜角
发动机冷却性能	散热器尺寸、前端开口面积
转向性能	前轮的转向角、轴距

空间布置与性能研究要同时进行，并利用计算机分析加以确认。必要时要更改布置，以便达到设计目标。

要把如此之多的部件布置在一个有限的空间里，又要考虑相关性能的影响，并非易事。因此，要有概念设计负责人，总布置设计师，以及造型、结构设计、性能分析及工艺方面技术人员之间的密切配合、反复研究才能成功。

1.5.4 动力系统与传动系匹配

1.5.4.1 发动机总成和轮胎的选择

(1) 发动机总成的选择

在新开发的汽车上选择什么样的发动机，一是要满足性能的要求，尤其是汽车动力性、燃料经济性，同时还要满足排放和噪声法规的要求；二是对布置的要求。

汽车的动力性能在很大程度上取决于额定功率，一般可以参考同级车型，特别是竞争车型的比功率来确定。额定功率转速可以根据发动机类型、最高车速、功率、活塞平均速度及制造工艺条件来确定，一般重型车用的发动机转速要低些，而轻型车、轿车用的发动机转速要高些。

最大转矩对汽车的起步、加速、爬坡性能起决定性作用，一般希望转矩较大而相应的转速较低。对于经常处于低速运行或在城区使用的车辆，转矩指标具有更重要的意义，但过分追求大转矩或低的相应转速不利于排放。一般用适应性系数 Q 表示发动机的适应性，Q 值越大，说明发动机的适应性越好。

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$Q = (M_{emax} n_p)/(M_p \cdot n_m) \tag{1-5-1}$$

式中：M_{emax}——最大转矩；

n_m——最大转矩时的转速；

M_p——额定功率时的转矩；

n_p——额定功率时的转速。

(2) 轮胎的选择

选择轮胎主要考虑车型、使用条件、轮胎静负荷、轮胎额定负荷及车速等因素。轮胎在使用中的静负荷不宜大于其额定负荷；双胎并装时其静负荷要按轮胎有关标准使用；轮胎的使用速度也有限制，超过限制使用速度会影响行驶安全。

1.5.4.2 传动系匹配

传动系的匹配应当考虑两个方面的内容，即整车性能的匹配和传动系自身能力的匹配。

(1) 整车性能

在发动机和轮胎选定之后，整车性能就取决于传动系速比，可以按照《汽车理论》上的方法来进行计算。一般希望速比变化的范围大一些，而档间比要与发动机的适应性系数相匹配。对于货车，特别是重、中型货车，在进行性能计算时要考虑起步坡度，推荐计算公式如下：

$$G_q = [(8M \cdot i_0 \cdot i_n)/(R \cdot G) - An] \cdot 100\% \tag{1-5-2}$$

式中：G_q——最大起步坡度；

M——略高于怠速点（一般取 1.2～1.3 倍的怠速转速）的转矩，N·m；

i_n——主减速比；

i_n——起步档传动比；

R——轮胎滚动半径，m；

G——最大总质量，kg；

A_n——档位系数，一档为 1，二档为 0.6，三档为 0.4。

(2) 传动系能力

发动机的转矩能不能得到充分发挥主要取决于传动系各总成的传扭能力，在进行传动系匹配时要确定：变速器和驱动桥的允许最大输出转矩，离合器和传动轴的允许传递的最大转矩。传动系的最大能力等于传动系中总成能力最弱那一个的能力，设计中应注意传动系能力的合理匹配，避免过多的剩余功能。

1.5.5 总布置图

总布置设计图是总体设计方案的图面体现、对各系统设计起控制和指导作用。

1.5.5.1 图面

(1) 坐标系

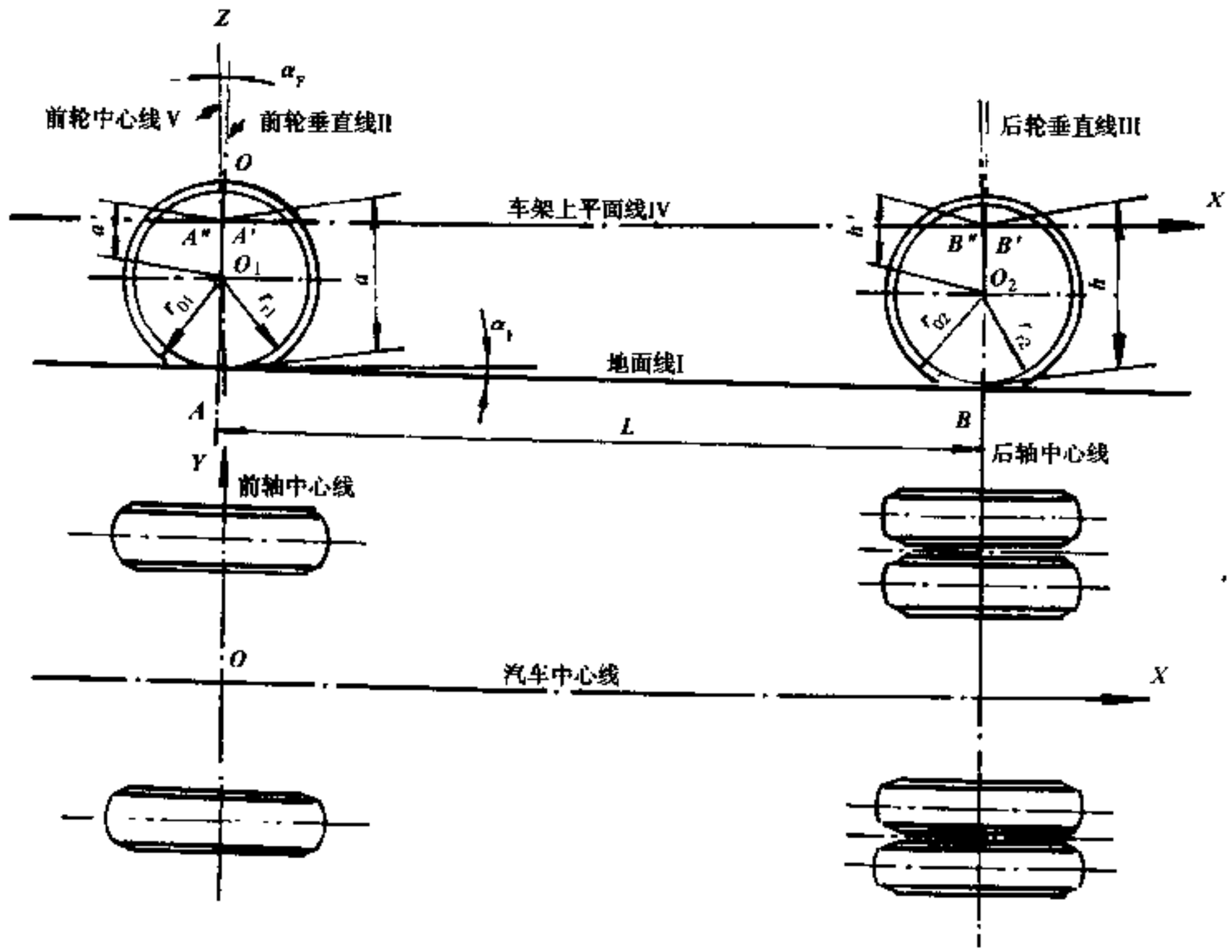
以车架上平面或车身地板主平面为 *XY* 面；以过前轮中心线且垂直于 *XY* 面的面为 *YZ* 面；以汽车的纵向对称面为 *XZ* 面。*XY* 面和 *XZ* 面的交线为 *X* 轴，向后为正方向；*XY* 面和 *YZ* 的交线为 *Y* 轴，向右为正方向；*XZ* 面和 *YZ* 面的交线为 *Z* 轴，向上为正方向。三条轴线的交点为 O 点（图 1-5-1）。一般有车架时，以车架上平面为 *XY* 面，无车架（承载式车身）时以车身地板主平面为 *XY* 面。但当车架上表面是复杂面时，也可以用车身地板主平面作 *XY* 面。设计中允许独立总成建立自己的坐标系。

值得注意的是 *XY* 面与水平面之间应当保持一个 0.5°～1.5°的夹角，汽车处于前低后高的状态，使车辆在行进中给人的视觉上呈现强劲有力的态势。

(2) 计划图

计划图是体现总布置设计师总体方案的图，也叫作总布置设计图（图 1-5-2）。由总布置设计师将选定

汽车论坛 http://www.qclt.com



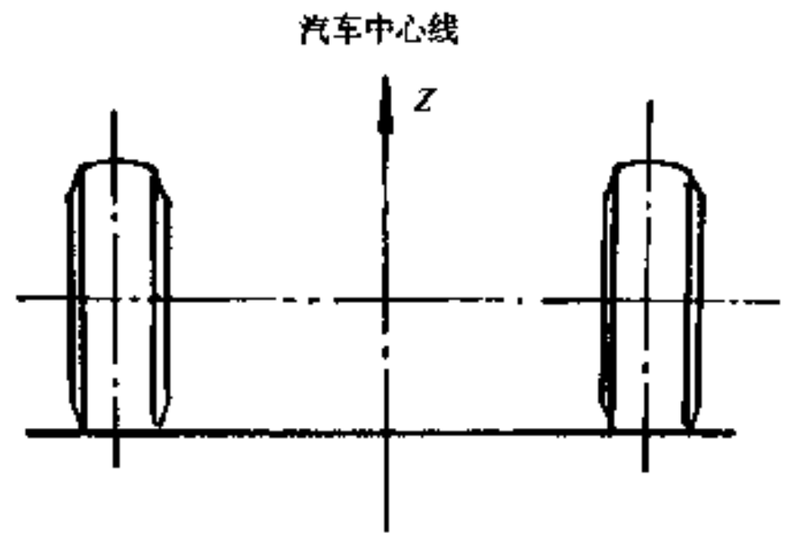


图 1-5-1　总布置图的坐标系

汽车论坛 http://www.qclt.com

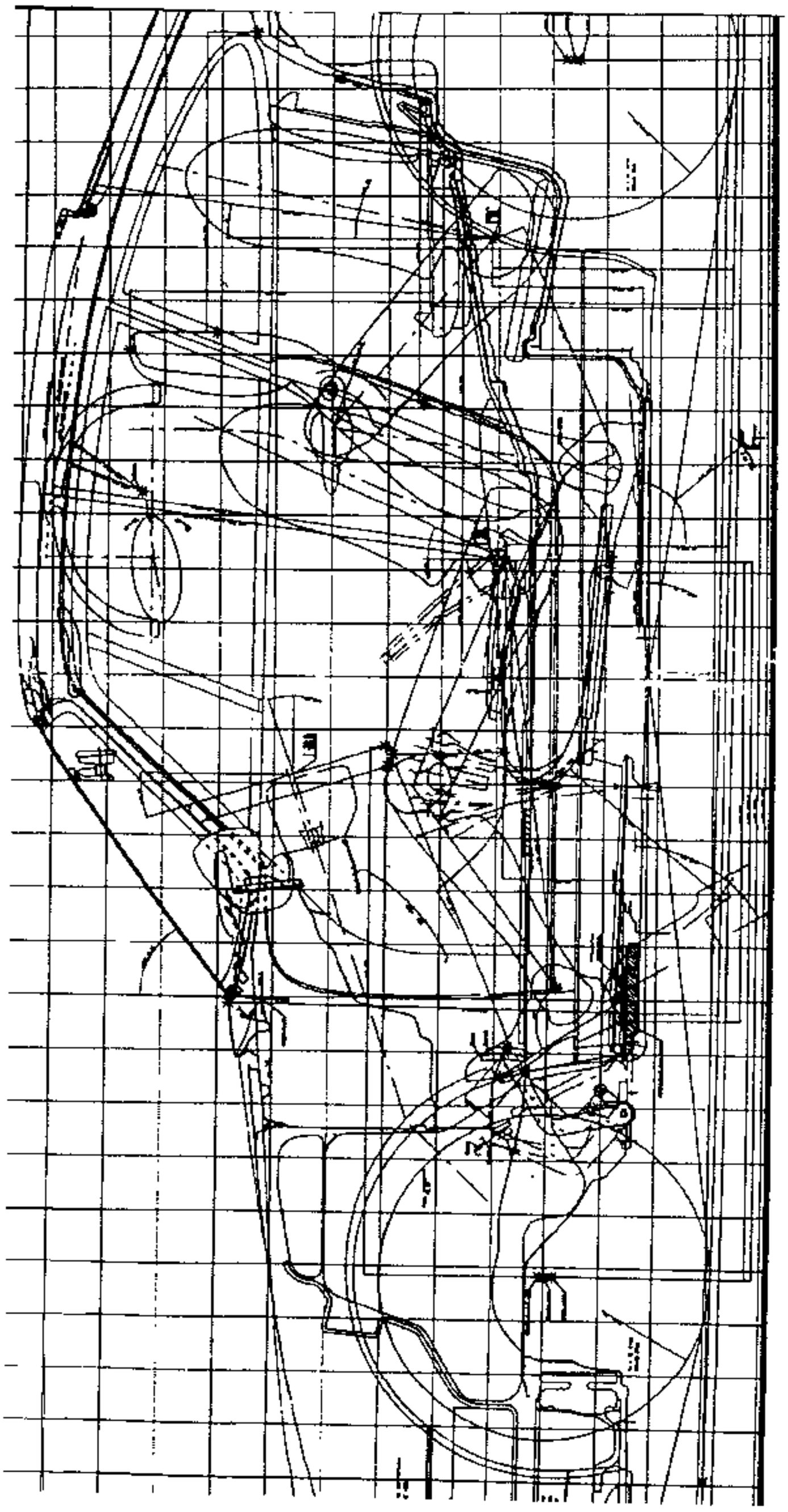


图 1-5-2 总布置设计图

汽车论坛 http://www.qclt.com

的各总成——布置在图面上，对各总成的安装和外形进行确认和调整。各总成在这张图上所处的位置和范围将作为系统设计的依据和边界条件。

(3) 校对图

校对图是总布置设计帅按照各系统设计师完成的设计图所做的一次图面上的总装。其目的是确认总布置设计是否合理及各系统设计师的设计是否符合计划图的要求。

1.5.5.2 主要总成的布置

(1) 发动机和传动系

以发动机的曲轴中心线、曲轴中心线与缸体前（后）端面的交点 O_e 和缸体中心平面为基准，将其固定在整车坐标系中（图 1-5-3）。在进行发动机和传动系布置时，要注意的主要问题有发动机与发动机舱的间隙、发动机允许倾角、传动轴夹角、发动机舱的空气流动性、轴荷分配及变型的方便性等。

目前，2L 以下的轿车基本采用前横置前驱动（FF），3L 以上的轿车基本采用前纵置后驱动（FR），2～3L之间的轿车前驱动的比例在逐步增大，而后置后驱动已基本不用。四轮驱动一般用于轿车的变型车。各种布置型式的优劣比较见表 1-5-3。

表 1-5-3 各种布置型式的优劣对比

布置型式	FF/横置	FR	MR	RR
适用车型	轿车、轻型车	各类车型	货车、客车	客车
外形	前悬长、后悬短	前悬长、后悬短	前、后悬都短	前悬短、后悬长
内部空间	室内空间易保证	比 FF 差	比 FR 还难保证	接近 FF
装载性能	车箱地板低	车箱地板高	车箱地板比 FR 还高	不宜作货车
操纵稳定性	直行稳定性高、不发飘	在极限范围的操纵稳定性比 FF 好		易发飘
驱动性	差	较好	好	好
振动、噪声	较好	好	较差	后部乘员位置较差

注：MR 为中置发动机、后轮驱动型式。

(2) 车身

驾驶区的布置一般以 95% 的人体模型为基准，通过调整座椅和转向盘的位置来适应 5% 的人体模型，以胯骨轴心（H 点）和眼椭圆为基准（图 1-5-4）。乘客区的布置要求视汽车的档次而异，一般普通型的乘用车和货车的乘客区可以比驾驶区的要求低一些。在设计中一般采用 SAE 标准的人体躯干模型，模型参数见表 1-5-4 和图 1-5-5。有关眼椭圆、头部包络线及其与人体躯干的相对关系可按参考资料上提供的方法确定。中国人体基本尺寸见表 1-5-5 和图 1-5-6。

表 1-5-4 SAE 人体模型标准(mm)

	部位	95%男性	50%	5%女性
A	踝关节至膝关节	445	398	351
B	膝关节至胯关节	452	407	362
C	肩至胯关节	538	494	450
D	肩关节至胯关节	480	442	404
E	踝关节高度	94	86	78
F	胯关节至后背	140	128	116
G	胯关节至臀部	96	80	64

车身内部布置尺寸可以参考表 1-5-6 和图 1-5-7、表 1-5-7 和图 1-5-8、表 1-5-8 和图 1-5-9。

货车驾驶室相对整车的布置，以地板主平面和前安装固定点为基准。

汽车论坛 http://www.qclt.com

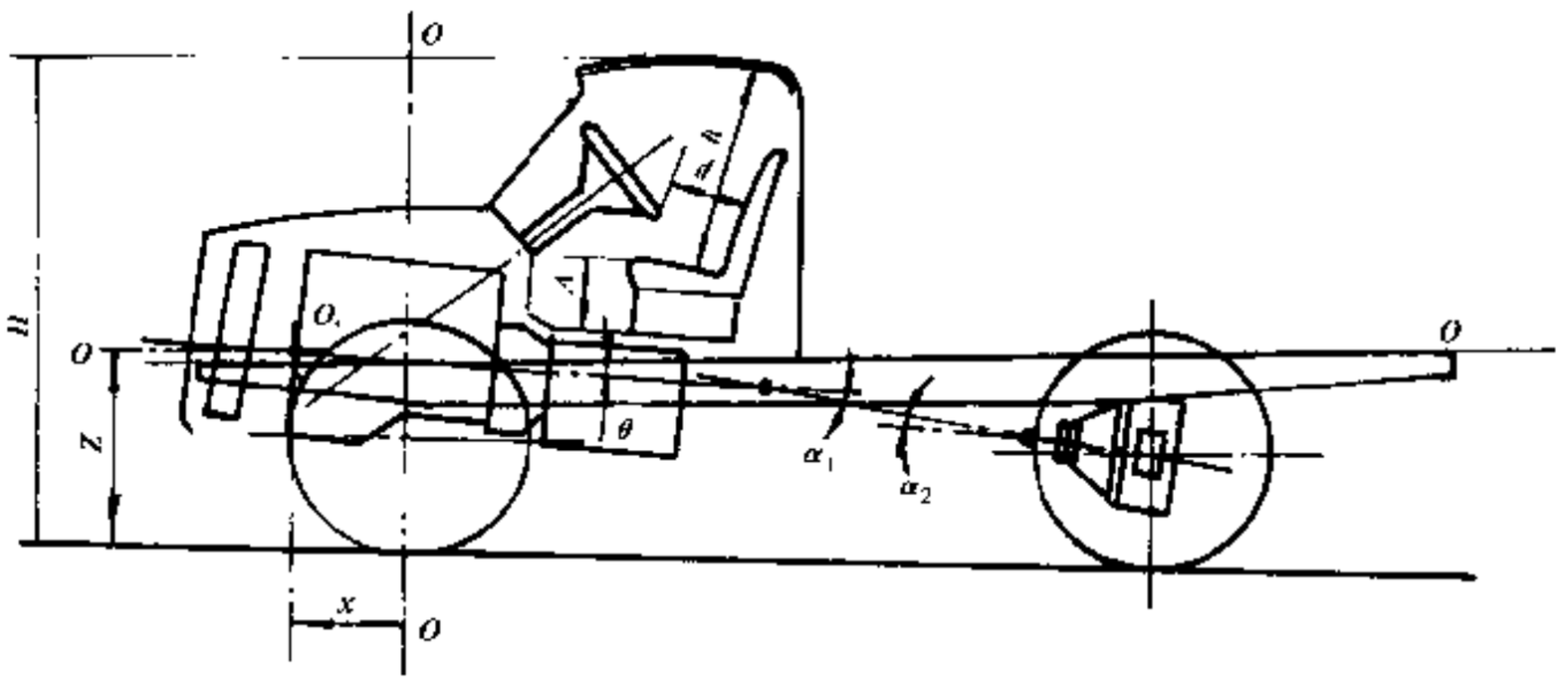


图 1-5-3 发动机与传动系的布置

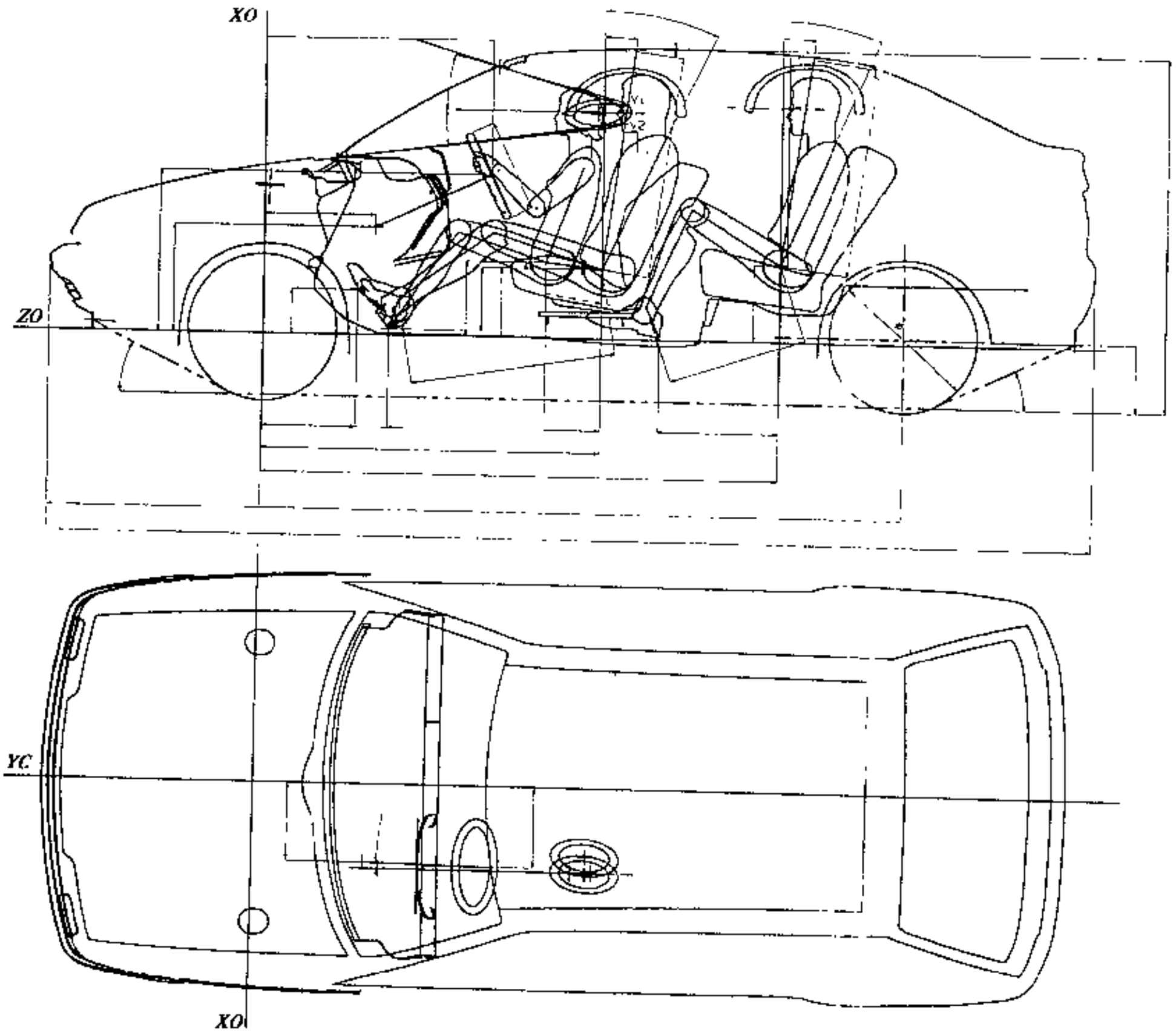


图 1-5-4 驾驶区布置图

汽车论坛 http://www.qclt.com

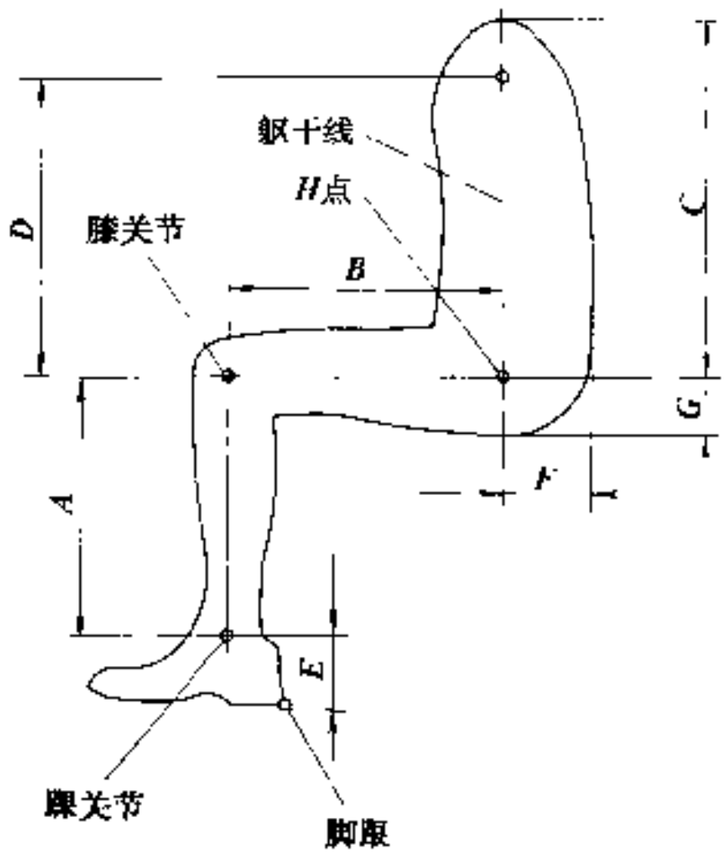
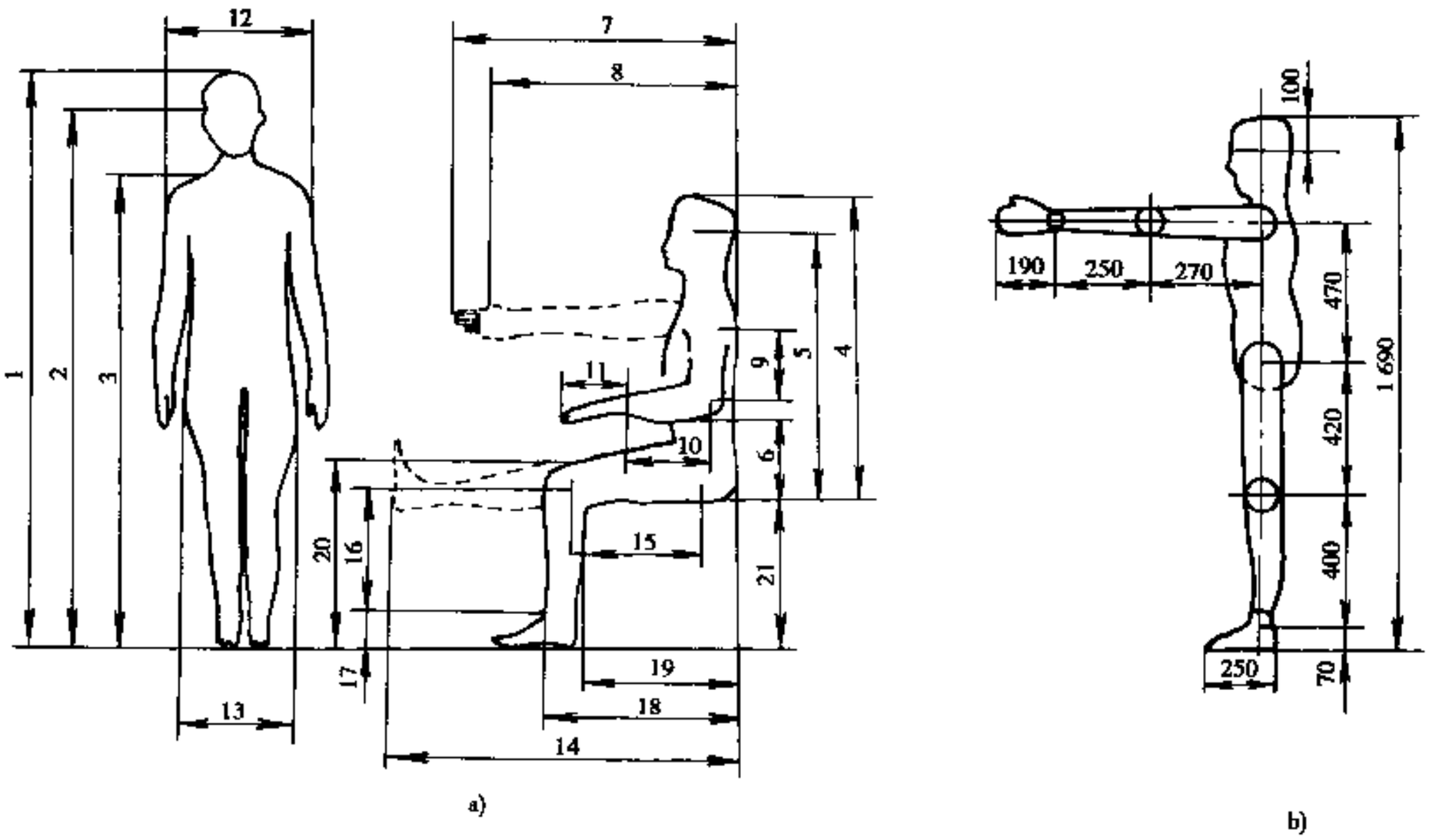


图 1-5-5 人体躯干模型参数



a) b)

图 1-5-6 中国人体基本尺寸

表 1-5-5 中国人体基本尺寸 (mm)

序号	测量项目	男		女	
		均值	标准差	均值	标准差
1	身高	1688.25	81.83	1586.17	51.29
2	眼高	1585.32	61.16	1480.25	76.02
3	肩高	1420.98	54.35	1320.26	60.96

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

序号	测量项目	男		女	
		均值	标准差	均值	标准差
4	坐高	896.53	36.12	848.52	31.58
5	坐姿眼高	794	–	743	–
6	肘到坐平面	245.23	41.81	238.63	25.63
7	上肢前伸长	837.78	36.91	784.50	37.98
8	拳前伸长	730.87	47.07	688.84	36.79
9	大臂长	269.21	16.36	260.74	19.79
10	小臂长	247.08	13.22	225.74	19.79
11	手长	192.53	9.46	179.00	9.52
12	肩宽	426.32	20.35	391.71	21.67
13	臀宽	333.75	22.62	394.71	23.99
14	下肢前伸长	1015.91	58.91	976.69	50.84
15	大腿长	422.48	28.44	409.21	35.39
16	小腿长	401.34	21.57	368.60	22.21
17	足高	70.69	5.46	65.78	6.94
18	膝臀间距	550.78	27.49	527.77	31.28
19	大腿平长	422.92	23.31	431.76	30.34
20	膝上到足底	515.08	24.67	479.89	23.61
21	膝弯到足底	405.79	19.49	382.77	20.83

表 1-5-6 货车驾驶室内布置尺寸（mm）

序号	项目	限值	备注
1	驾驶室内宽（mm）	≥1250 ≥1700	准座 2 人 准座 3 人
2	座垫上表面至顶篷高度（mm）	≥1000 ≥960	平行于靠背测量
3	座垫上表面至地板高度（mm）	370 ± 70	
4	座垫高低调整量（mm）	± 20	可以不调整
5	座垫深度（mm）	420 ± 40	
6	座椅前后调整量（mm）	≥ ± 50	
7	座垫宽度（mm）	≥450	
8	靠背高度（mm）	480 ± 30	不含头枕
9	靠背宽度（mm）	≥450	最宽处
10	座垫角度/水平面（°）	2 ~ 10	
11	靠背角度调整范围（°）	90 ~ 105	
12	靠背下缘至 *A* 踏板距离（mm）	900 ~ 1000	
13	靠背下缘至 *B*/*C* 踏板距离（mm）	800 ~ 900	

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

序号	项目	限值	备注
14	*B/C* 踏板行程（mm）	≥200	
15	转向盘至座垫上表面距离（mm）	≥180	
16	转向盘至靠背距离（mm）	≥360	
17	转向盘至 *B/C* 踏板距离（mm）	≥600	
18	*C* 踏板中心至侧壁距离（mm）	≥80	
19	*B/C* 踏板中心距（mm）	≥150	
20	*A/B* 踏板中心距（mm）	≥110	
21	*A* 踏板中心至最近障碍物距离（mm）	≥60	
22	*C* 踏板中心至座椅中心距离（mm）	50～150	
23	*B* 踏板中心至座椅中心距离（mm）	50～150	
24	座椅中心至车门内板距离（mm）	360±30	轻、微型车可以略小
25	车门打开时下部通道宽度（mm）	≥250	
26	车门打开时上部通道宽度（mm）	≥650	
27	上视角（°）	≥12	
28	下视角（°）	≥12	
29	靠背下缘至前围距离（mm）	≥1050	脚能伸到的最前位置
30	靠背下缘至仪表板距离（mm）	≥650	
31	仪表板下缘至地板距离（mm）	≥550	
32	转向盘至其他障碍物距离（mm）	≥80	
33	转向盘至侧面障碍物距离（mm）	≥100	轻、微型车应大于 80

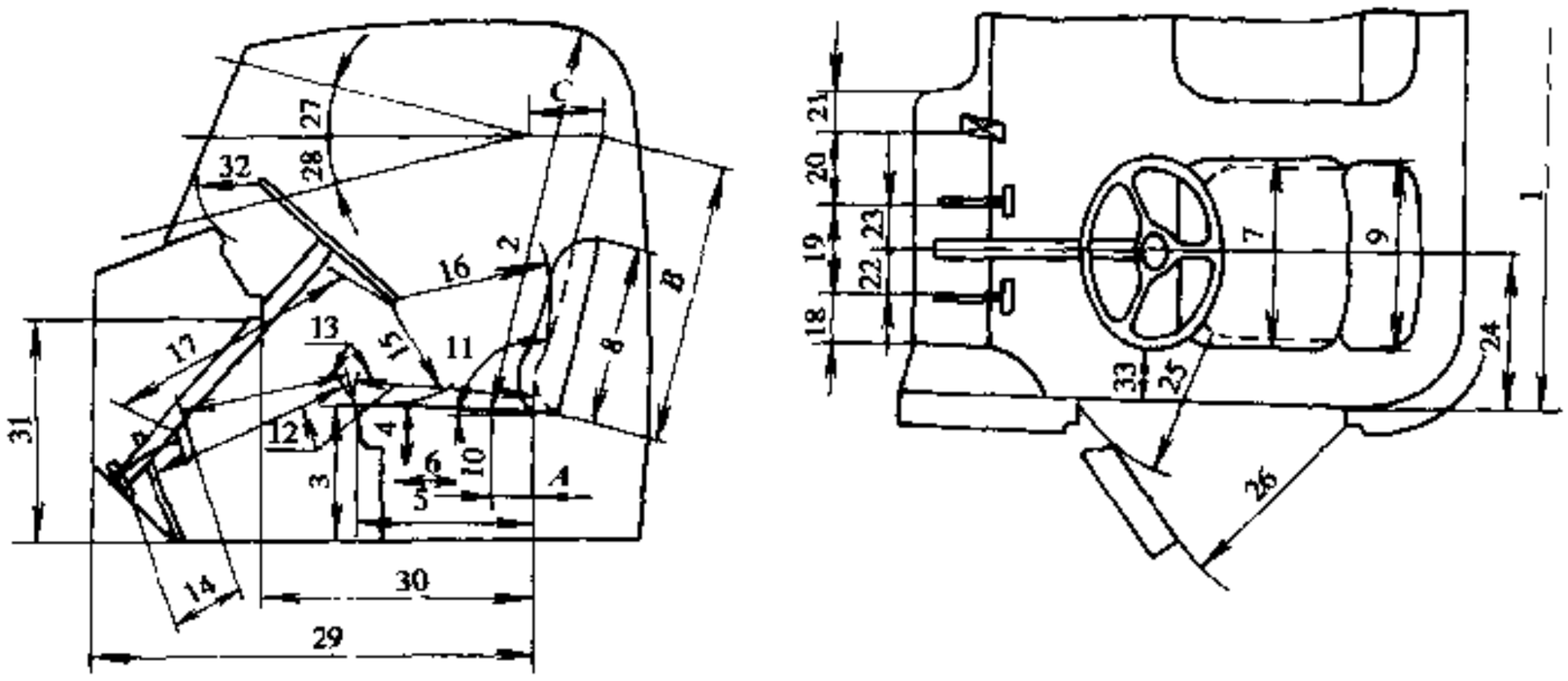


图 1-5-7 货车驾驶室内部布置尺寸

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 1-5-7 大型客车内部布置尺寸

序号	项目	城市公交客车	普通客运客车	豪华旅游客车
1	转向盘直径	500 ~ 550	500 ~ 550	500 ~ 550
2	靠背下缘至 A/B/C 踏板距离（mm）	450 ~ 550	450 ~ 500	450 ~ 500
3	踏板离地板高度（mm）	130 ~ 160	130 ~ 160	130 ~ 160
4	驾驶员座垫离地板高度（mm）	450 ~ 500	450 ~ 500	450 ~ 500
5	驾驶员座垫长度（mm）	460 ~ 500	460 ~ 500	460 ~ 500
6	座垫与前座靠背隙（mm）	200 ~ 220	200 ~ 250	250 ~ 280
7	乘客座垫长度（mm）	400 ~ 450	420 ~ 480	420 ~ 500
8	乘客座垫离地板高度（mm）	450 ~ 500	450 ~ 500	450 ~ 500
9	座椅间距（mm）	650 ~ 700	650 ~ 750	700 ~ 850
10	乘客门宽度（mm）	1000 ~ 1300	800 ~ 1000	800 ~ 1000
11	乘客门高度（mm）	1900 ~ 2050	1850 ~ 2000	1850 ~ 2000
12	车窗高度（mm）	700 ~ 800	700 ~ 800	700 ~ 900
13	车窗长度（mm）	1000 ~ 1300	1000 ~ 1300	1000 ~ 1300
14	单座宽度（mm）	400 ~ 440	420 ~ 470	450 ~ 500
15	双座宽度（mm）	800 ~ 860	840 ~ 960	900 ~ 1000
16	(2 + 1) 座宽度（mm）	–	1200 ~ 1300	–
17	五座宽度（mm）	2200 ~ 2300	2250 ~ 2400	2250 ~ 2400
18	门后框至门后座垫前距离（mm）	200 ~ 250	200 ~ 250	250 ~ 300
19	车内通道宽度（mm）	450 ~ 600	450 ~ 500	400 ~ 450
20	车内高度（mm）	1850 ~ 2200	1850 ~ 2200	1700 ~ 2000
21	地板离地高（前门中心）度（mm）	< 700	–	–
22	转向盘倾角（°）	10 ~ 20	10 ~ 20	10 ~ 20

表 1-5-8 轿车内部布置尺寸

尺寸符号	大型	中型	小型	微型
A（mm）	420 ~ 500	420 ~ 500	420 ~ 500	420 ~ 500
B（mm）	940 ~ 960	940 ~ 960	900 ~ 950	900 ~ 940
C（mm）	180 ~ 200	180 ~ 200	180 ~ 200	180 ~ 200
D（mm）	360 ~ 380	350 ~ 370	330 ~ 360	330 ~ 360
E（mm）	180 ~ 350			
F（mm）		180 ~ 350	160 ~ 330	150 ~ 300
G（mm）	180 ~ 350			
H（mm）	300 ~ 380	300 ~ 360	300 ~ 340	300 ~ 330
I（mm）	900 ~ 950	900 ~ 930	860 ~ 910	850 ~ 900
M（mm）	225 ~ 400	200 ~ 335	180 ~ 300	150 ~ 250
N（mm）	≥300	≥300	≥300	≥300
T（mm）	450 ~ 500	450 ~ 500	450 ~ 500	450 ~ 500
α（°）	15	15	15	15
β（°）	96	96	96	96
γ（°）	55 ~ 70	55 ~ 70	55 ~ 70	55 ~ 70
θ（°）	40 ~ 60	40 ~ 60	40 ~ 60	40 ~ 60
ψ_1（°）	40 ~ 55	40 ~ 55	40 ~ 55	40 ~ 55
ψ_2（°）	40 ~ 65	40 ~ 65	20 ~ 65	20 ~ 65

汽车论坛 http://www.qclt.com

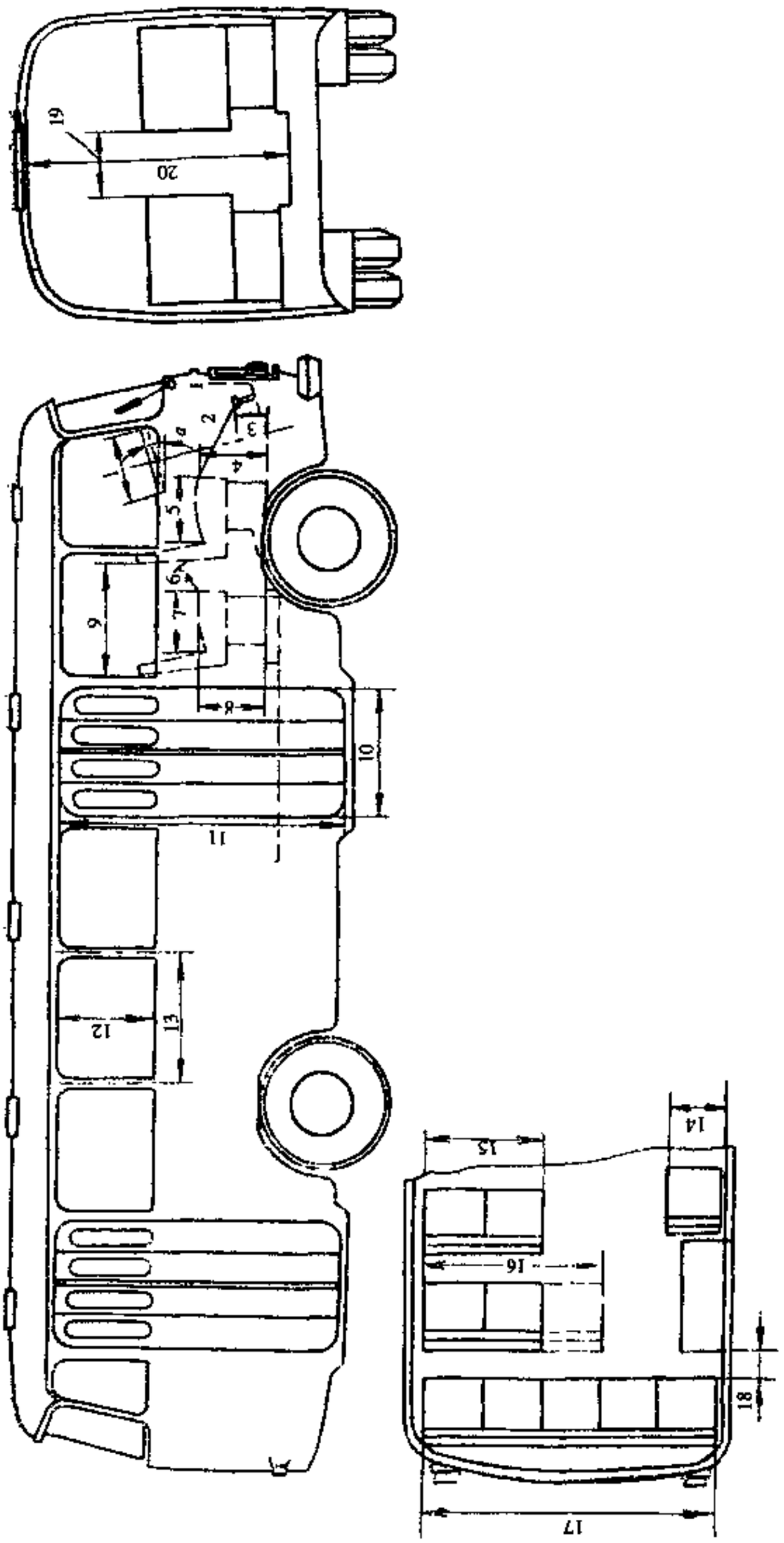


图 1-5-8 大型客车内部布置尺寸

汽车论坛 http://www.qclt.com

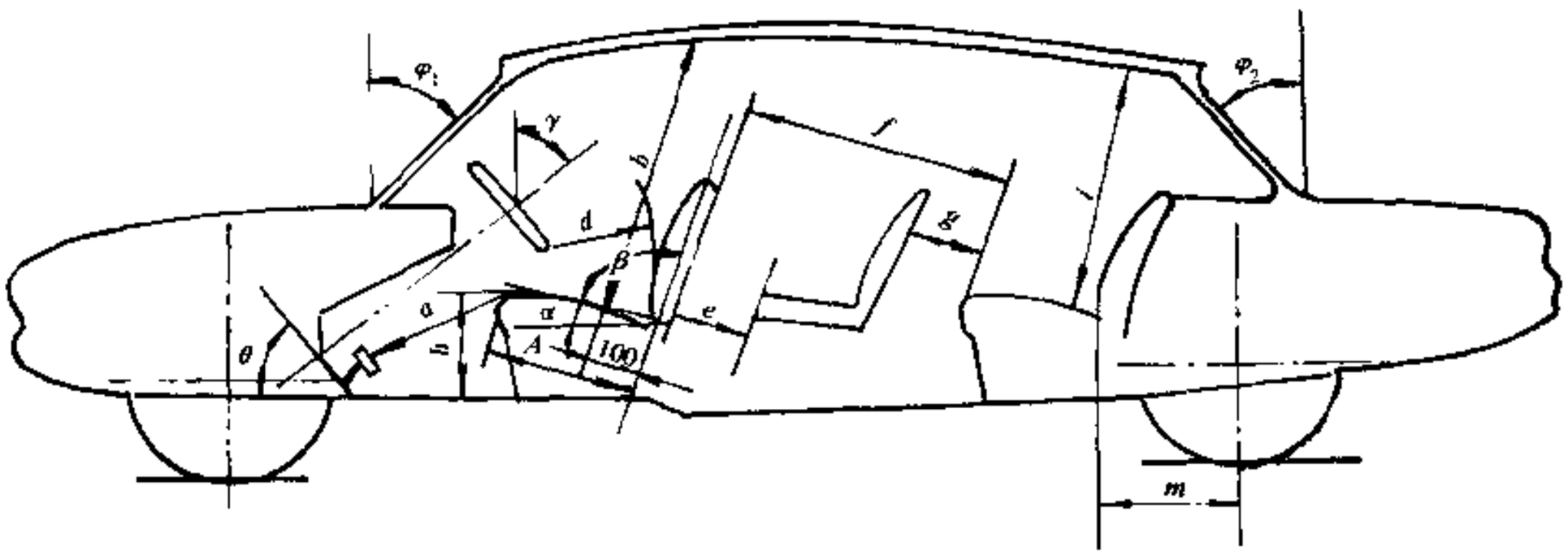


图 1-5-9 轿车内部布置尺寸

1.5.5.3 质量计算

在进行总布置设计的过程中应当进行整车质量计算，以对轴荷分配进行控制。为此，需要知道各部件的质量和质心位置，以便在总布置图上确定各部件的质心坐标，计算整车的质心坐标和轴荷分配。为了使轴荷分配控制在合理的范围内，可在总布置图上对各部件的位置作适当的调整。另外对空载和满载都要进行计算与控制。

1.5.5.4 运动校核

在进行总布置设计时，要利用计算机分析软件，对各相对运动的零部件进行运动校核，确定它们的运动轨迹和运动空间，防止各部件之间产生运动干涉。一般进行以下各项运动校核。

①转向轮在跳动和转向过程中与翼子板、转向杆系之间的运动关系；

②传动轴随后轮跳动时的运动关系；

③后轮跳动时与翼子板间的相对关系；

④转向杆系与转向轮悬架共同工作所产生的转向干涉，可通过分别作上节臂球头随悬架运动和随直拉杆运动的轨迹求出干涉量，一般控制干涉量在产生轻微不足转向的范围内；

⑤制动时前轴的扭转所产生的转向干涉，这种干涉量应当尽可能地减到最小程度，否则易产生制动跑偏；

⑥可翻转的驾驶室翻转时连接驾驶室和车架之间的杆件和软管的运动轨迹，包括转向传动轴、变速操纵杆及其他各种操纵杆件、软轴、连接软管、电线束等的校核；

⑦驾驶区各种操纵机构的运动轨迹，主要校核各种操纵动作是否会发生干涉或人体的动作是否在舒适的范围内；

⑧半挂牵引车主、挂车之间的相互运动关系，包括挂车前悬的回转半径、主车后悬的回转半径及挂车的前后俯仰角的校核；

⑨自卸车举升机构的运动关系，即校核举升机构的运动轨迹。（撰稿人：王耀明　徐建明）

参 考 文 献

1. 陈玉祥等．预测技术与应用．北京：机械工业出版社，1985.
2. 张洪欣．汽车设计．第2版．北京：机械工业出版社，1995.
3. 温吾凡．汽车人体工程学．长春：吉林科学技术出版社，1991.

汽车论坛 http://www.qclt.com

2 造型设计

2.1 概 述

2.1.1 造型设计的含义

汽车造型设计是对汽车的外部、内饰及其零部件的形状、颜色、质地、花纹等的设计，属于工业设计领域，是工程技术和造型艺术在汽车产品上的有机结合。汽车造型必须满足实用的物质功能和审美的精神功能两个方面的基本要求，最终以市场竞争能力和人机系统的使用效能加以考验。

汽车的物质功能是陆上交通运载工具，精神功能是活动的大型艺术品。色彩丰富、形态各异的汽车流为城市和大地装设了条条亮丽的风景线，增加了城市和大地的律动感、活跃感。人们对汽车越来越着迷。从髫龄幼童到耄耋老人，几乎人人都成了爱车族，在选购汽车时，造型的优劣已成为重要的因素。

造型不但赋予汽车以美观，也是树立企业形象（企业设计）的重要一环。

汽车是价格昂贵的高档耐用消费品，其开发周期长、投入资金大，汽车造型牵涉的学科面广（美学、人机工程学、制造工艺学等），因而要求造型设计师须有广博的知识和预测未来的能力。

2.1.2 造型设计的分类

根据汽车的部位及其作用，造型设计可分为以下几种。

(1) 外形设计

主要设计汽车外板的基本形状和保险杠等主要构件的形状。

(2) 室内设计

从乘室或驾驶室内空间的人机工程学的角度出发，进行室内乘员和设施的布置；进行内饰件的设计。

(3) 色彩设计

车身外部、室内总体色彩的设计，以及内饰材料、织物纹样等的设计。

(4) 与造型有关的零部件设计

车辆上的附属件、功能件及其它零部件的造型设计，比如嵌条，内、外后视镜，阻风板，轮罩装饰罩等。

(5) 标志设计

厂牌、车牌、车型号、标志汽车特征的标牌，以及各部件装饰性标志等的设计。

另外，根据项目也可以做如下分类。一种是以生产销售为目的进行特定车种的生产车设计；一种是重点放在研究上，技术和商品条件比较自由，比如进行空气动力性和车型研究的设计；如概念车的超前设计等，二者在工作性质和工作方法上有所不同。

2.1.3 造型设计的任务

造型设计的任务是实现艺术与技术的紧密结合，使美学融于自然科学之中。为此，对其提出如下要求。

2.1.3.1 科学与艺术的结合

采用新技术、新工艺、新材料，使汽车具有先进的物质功能，同时使造型设计效果得以更充分、更完

汽车论坛 http://www.qclt.com

美的展现，自觉地把握住造型设计与美学形式在艺术规律上的共性和个性，使开发的汽车产品具有符合时代审美要求的精神功能。

2.1.3.2 人机系统的协调

造型设计的首要任务是满足乘员生理上和心理上的要求，必须按照人机工程学的原理满足乘坐空间、操作空间、上下车方便性及环保等一系列舒适性方面的要求。

2.1.3.3 创造性

创新是造型设计的灵魂。造型设计者要善于从生活中去“捕捉”艺术形象，激发灵感，或参照仿生学，通过概括、提炼而创造出新的形态。

2.1.3.4 时尚性

造型设计须具有强烈的时代感，随着科学技术的发展，造型设计的条件比过去优越得多，不断发展的新材料、新工艺、新技术为造型设计创造了跟上时代发展的条件。另一方面，人们随着生理、心理及社会环境的变化，审美观点也在改变，一般来说，好奇、好胜、求新、求美的心理状态是促进造型演变的重要因素。

造型设计的另一个主要考虑方面是民族性和国情。很多成功的艺术作品都是在顺应时代潮流的大趋势下很好地体现了民族性和国情的。汽车造型也是如此，纵观世界发达国家的汽车造型都在逐渐形成自己的风格，风格的形成也就是体现了民族性和国情。

人们的审美观点是多方面的，有时仿古、仿自然的造型也会收到良好的效果，即或是仿古、仿自然也要有新的创意，体现出螺旋式上升的辩证唯物主义法则。

此外，汽车造型的时尚性还受旁系学科的影响，如绘画、雕塑、仿生学及空气动力学等均影响汽车造型的发展。

2.1.3.5 经济性

造型设计要考虑降低材料与能源的消耗，提高工艺性，以降低成本。同时根据汽车的使用对象、用途和级别等对汽车的形状和装饰予以权衡。汽车作为价格昂贵的耐用商品，是以它的竞争力和效益来体现其价值的，物美价廉是造型设计追求的目标。

2.2 造型设计的程序

2.2.1 概述

造型设计的程序随开发的目的和重点不同而各异。例如，是开发供研究的车型还是开发供生产的车型，是全新设计还是改型或是局部改进，这些造型设计的程序各不相同。另外，企业和企业之间也有不同程度的差别。目前，为了提高效率、速度和品质，各企业都力图实现随机对应。

造型设计的程序是随着汽车工业的发展而不断修正和完善的。初期，企业着重于建设生产基地，以图采用最先进的生产方式和生产设备生产出更多的车；随着轿车进入家庭，为了适应大量生产的要求，理顺了造型设计程序；石油危机后的节能时代，增加了或强化了空气动力特性试验的开发过程，主要是风洞试验，以改善汽车的空气动力性能；到了市场成熟期，市场变得格外重要，为了理顺造型设计与市场的关系，建立了有关造型设计的规划组织，进一步充实、完善造型设计过程；随着 CAS/CAD/CAM 的出现和迅速发展，又给造型设计过程增添了新的内容。

近年来，随着市场的国际化，新产品开发也面向国际市场，多数企业设立国外机构，搜集和提供信息，进行超前研究、开发。另外，某些小批量生产车及限量销售车，通过将通常需 3～4 年的开发周期的

汽车论坛 http://www.qclt.com

开发程序合理化，缩短构思、开发、评审、确认及模具设计制造的时间，使开发出的车提前投放市场，以图显示造型设计的新颖别致。

2.2.2 超前设计

实践表明，企业成功之道的不二法门在于，其产品能够做到“生产一代、试制一代、设计一代、构思一代”，只有这样，才能适应多变的市场需求，使产品不断推陈出新、常变常新。所谓的“构思一代”就是“超前设计”（advanced design）。这是指那种尚未投放市场的具有超前意识的新车型，它主要着眼于明天的用户和制造厂家，预见未来的消费和生产的发展趋势，从造型风格、气动阻力、环保意识、车身用材（直接关系到轻量化和安全、舒适）等方面预示世界汽车的发展前景。经过这样构思、设计、试制出来的样车，一般称之为“概念车”（concept car）。世界各发达国家对“概念车”都很重视，不惜花巨资推出各式各样的“概念车”，以争取参加国际车展，力图领导世界汽车新潮流。例如：在1996年北京国际汽车博览会上展出的几种“概念车”，其中有Ford公司的新能级（Synergy）2010型轿车，其造型别致，车身覆盖件分块独特，考虑到了最先进的车身制造技术；法国Citroen公司的沙娜耶（Xanae）型微型轿车，小巧玲珑，室内布置紧凑，别有一番风味；瑞典展出的环保概念大客车（ECB——Environmental Concept Bus）和环保概念货车（ECT），类似子弹头状的流线型车身，更让人感到耳目一新。

2.2.3 生产车的造型设计

生产车的造型设计，主要是伴随着保持车辆商品魅力的结构、性能的改进而进行的外形更新。对应于商品更新周期，造型设计的方式、规模也不同。

(1) 全面换型

随着车辆的基本构造和发动机等的全面换型，进行全新的外形、内饰的造型设计。

(2) 全面外形改型

基本构造改动量少，通过外板件的全面改动，给人以面貌一新之感。

(3) 局部改型

对一部分车身外板、散热器面罩、灯具类，以及内饰、颜色等进行部分更新，力求形象一新。

(4) 外观整形

主要进行最引人注目的部位的整形设计，如散热器面罩、尾灯及仪表板等。

开发周期的长短，取决于改动量的大小。

2.3 外部造型设计

2.3.1 概述

外部造型设计的工作对象包括与车身外表整体形状有关的设计和附着于外部的各种附件形状设计。从广义角度来说，企业通过自己的经营活动宣传企业精神、方针及其社会责任，企业在自身实力的基础上，从美的角度去融合和升华设计形态，以此打动世人对美的意识，从中建立起能求得人们共识的本企业特征，同时向社会提供文化生活的享受，这一系列活动可以称之为企业造型。进行一个车身造型设计实际上是企业造型设计工作中的一部分。

造型设计大致可分为先行车（包括概念车）造型设计和以生产为目的的车（简称生产车）的造型设计，这里主要介绍的是生产车造型设计。

外部造型设计时，设计人员按着产品开发总计划去了解市场实际情况，分析竞争对象车的情况及目标用户特点等，并制定出造型设计的总计划。

外部造型设计必须在确定内部设计的基本条件和诸技术要求、调整好各种件结构的基础上才能开始进行，以上各方面相互关联性很强，因此，外部造型设计时必须综合考虑内部设计和色彩设计等问题。

汽车论坛 http://www.qclt.com

自1886年汽车问世以来，轿车外形大致经历了马车形、箱形、甲壳虫形、船形、鱼形、楔形等阶段，促其改变的原因主要是空气动力对车辆操纵性和稳定性的影响。当今汽车以楔形为主，但也有些形状的汽车仍然具有生命力，如船形的红旗牌(图2-3-1)，德国大众公司在巴西生产的甲壳虫形等，当然，当代科技已将其形状有所改变并增加了空气动力附加装置，改善了它们的空气动力特性。

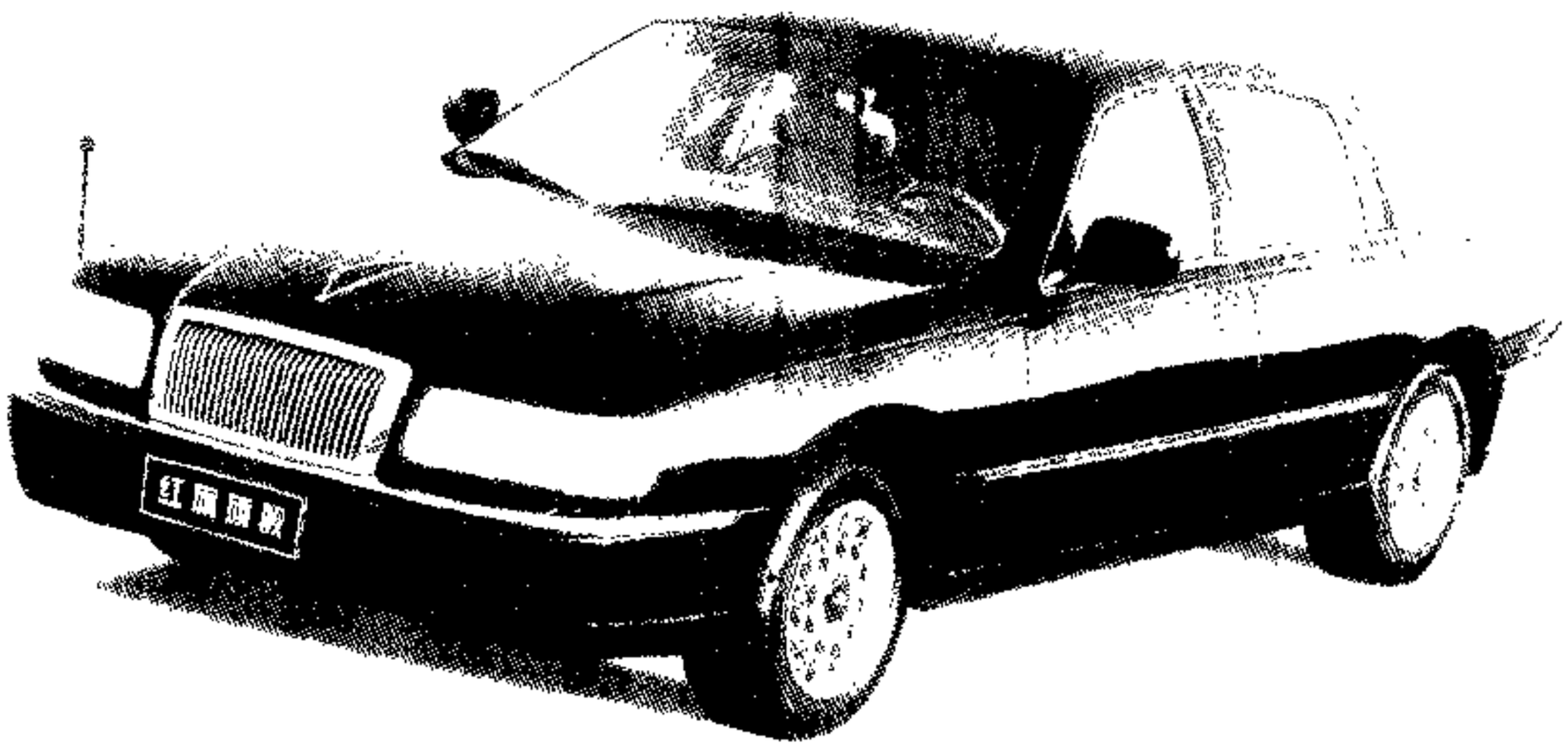


图2-3-1 红旗牌轿车CA7460

2.3.2 车型外形分类

汽车的外观形态千变万化，随着时代的发展，汽车的外观形态在不断地融合、变形、掺杂，向着多样化和个性化方向发展，有些汽车很难将它归于一个确定的类型。现就通常情况而言，载客汽车的外观形态有以下大致的分类(图2-3-2)。

①单厢式汽车

是指发动机安装空间、客厢、货箱形成一体而成一个类似箱子形态的车。平头型厢式客车和厢式货车均属于这类车的代表型式。比如平头大型客车、俗称的“面包车”、“子弹头”式多用途车、微型单厢轿车、轻型厢式客车等。

②两厢式汽车

是指发动机安装空间、驱动系空间、货箱及乘坐空间共具有两个空间形态的车。通常是指后排座椅靠背可前倾，以扩大货箱空间并带有后门的小型轿车，如某些溜背式轿车。

③三厢式汽车

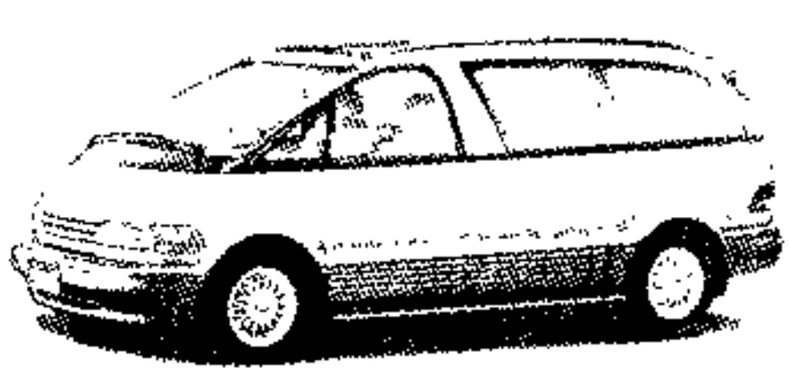
是指发动机安装空间、客厢及货箱各自形成独立空间的车。一般阶背式普通轿车是其代表型式。

轿车按车身形态分类已制定了国际标准(ISO－3833－1977)，详见第8章。

货车的分类方法很多，从形体上可分为基本型、变型车、专用车等；按车头形状可分为长头车、短头车及平头车；还有从轿车发展出的轻型货车PICK UP(简称P.K)。

大、中型客车按外形分为长头车和平头车两种；按行驶地域分为城间客车、长途客车和城市公交客车3种。城间客车和长途客车强调舒适性，坐椅或卧铺较多；城市公交客车强调低地板、大车门、站位较多。从用途上分有团体用客车、专用客车、学童车等多种。无论哪种客车都向高速、高舒适性发展。

汽车论坛 http://www.qclt.com



a)



b)



c)



d)

图 2-3-2 单箱、二箱、三箱式汽车

a)单箱式汽车;b)二箱式汽车;c)、d)三箱式轿车

2.3.3 外部造型设计要点

2.3.3.1 外部造型设计所需条件(硬点)

在概念设计的产品定义阶段,确定汽车类型、开发目的、市场对象、生产因素、成本与质量要求等,这样,设计条件、车辆性能、车辆技术水平等也就决定了。由于上述各项的差异,外部造型设计也会有差异。但在造型之初都必须给出设计所需条件,主要是硬点条件。所谓"硬点"是指总布置要求的不可逾越的条件。比如发动机及其附件的尺寸位置,驱动系统的空间,乘坐及操作空间,货箱尺寸,转向系、悬架、轮胎所占用的空间等,以及性能与法规所规定的尺寸界限等。

上述硬点条件须由总布置设计师与造型设计师会同规划、制造等有关人员,经反复讨论、协商决定下来。在现有硬点条件实现不了造型意图时,可提出修改硬点的要求,也可能出现迫使某些总成修改而满足造型要求的情况。

2.3.3.2 软件要点

当商品迎来成熟期的时候,该商品的软件将成为比硬点更重要的商品价值决定因素。其造型设计的基础是社会动向,即是随着时代而变化的社会个人需求。这时造型设计一方面要适应需求,另一方面也要感知、引导人们的趣味、嗜好及其演变。

另外,为了创造出商品的魅力而进行的了解用户生活风格、趣味、想法等特点的工作,是创出商品印象特征的第一步。这类市场调查资料,可通过有关统计资料获得,同时,造型设计人员也有必要亲自去调查了解,以观察到时代的流行现象。造型设计人员亲身参加到各种实践中去,从中得到亲身的感受,能提高时代感,促使他们带着未来感去增强创造意欲。

2.3.3.3 国外市场因素

20 世纪 90 年代以来,各发达国家汽车企业间的竞争与合作关系有了新变化,出现了同行业集团公司走联合合作研究开发之路,由于市场和用户对新技术和新产品有着永不满足的追求,制造厂商必须在最短

汽车论坛 http://www.qclt.com

时间内更新换代，但由于资金、设备和技术力量之不足，各公司不得不建立合作伙伴关系，走互补之路，以收到事半功倍的效果。这样使汽车的造型设计不再受国家或地域性的束缚，日渐接近于“国际化”、“混血化”或“全球化”(globalism)，促使汽车成为世界性的商品。不难看出，各国生产出来的汽车的民族风格也逐渐起了微妙的变化。例如，美国车的优点为欧洲车所吸收，而欧洲车的传统风格又反过来影响美国车，彼此之间呈现出“你中有我、我中有你”的迹象。这些变化都是为了更好地适应各不同国家、地域的社会情况、自然与人文景观、人们的生活习惯、宗教信仰、喜好和禁忌等，因此，汽车的造型设计也必须重视“全球化”的倾向。如果汽车企业及其设计人员不及早意识到这一点，则设计制造出来的产品就很有可能被排除在国际市场之外。

2.3.4 外部造型设计的工作程序和内容

2.3.4.1 设计构思

(1) 形象草图

设计人员把自己对设计项目的想法和意图等“看不见的东西”表现在图面上，使头脑中的构思视觉化，表现出所构思车型的形象特征。

形象草图并不是给别人看的，是为自己推敲汽车形象用的，设计人员依据设计车型的要求，以自身平日的追求或曾受感悟和被陶醉过的现象充实自己的想象力，再以娴熟的艺术手法将想象体现在纸面上。形象草图要尽量多画，引发创作激情，不断地体现、完善、升华、探求、创新和完美。

形象草图的画法没有什么规定，不限比例，不规定画法，可以勾画整车，也可以勾画局部，甚至可以只有一些线形，但要表现出强烈的个性。在形象草图设计后，即使做一些设计要点所要求的具体修改，也应能保持其原有特征。

(2) 概念草图

概念草图是加上所设计车型的规划方向、实现生产车所需的要点及概念，并绘制出能使第三者充分认识这些概念的内容和特点的表达设计的草图(图 2-3-3)。

有时形象草图看来很好，但在概念草图阶段很可能不成立。这样，为了保持形象草图所表达的特征，需要画出上百张概念草图，而后从这些草图中选出体现设计要求、主题性强、特征效果好的方案。



图 2-3-3 概念草图

(3) 效果图

从很多概念草图中选出数种方案，使其特征鲜明化，考虑细部形状布置等问题后，以严格的透视图画法，采用适当比例(1:5、1:4 或 1:2)，画出前四分之三和后四分之三的效果图，一般还要画出正侧、正前、正后等效果图。效果图是颜色图，一般用麦克笔(Marker)、水粉、喷笔等技法绘制，所有的形体变化、装饰件、附件等都要仔细画出，给人以很真实的质感。

效果图是设计者仔细构思的最终纸面产品，很多情况是为同行和第三者、特别是供领导和与项目有关而和造型设计无关的人们展示、评审用的(图 2-3-4)。

2.3.4.2 比例模型

比例模型是将被选用的效果图立体化，一般做 2～3 个，比例一般选用 1:5(或 1:4、1:8)，大型和特大型车也有选用 1:10 的。做比例模型的阶段是体现和修正效果图中未能显示出来或尚未明确的部位，并进一步明确车型概念的重要环节。但根据企业情况和造型范围、目的不同，也有时省略掉比例模型阶段，从效果图直接进入 1:1 实体模型，比如外形局部改进的造型设计大多就不做比例模型。

无论是比例模型还是 1:1 实体模型，在做模型前，先要制作造型线图或胶带图。造型线图给出的线型多，控制的更严格，胶带图相对来说控制的线型较少，造型过程中进行再创作的余地大。现在用造型线图的

汽车论坛 http://www.qclt.com

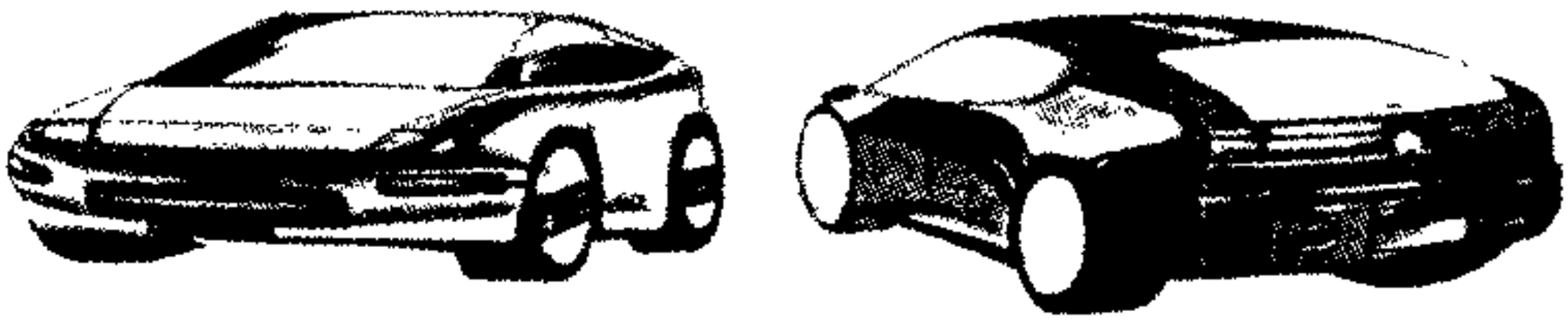


图 2-3-4 效果图

越来越多，有取代胶带图的趋势。

1）造型线图

用三坐标测量机测量比例模型，形成曲线或曲面，光顺后，用绘图机绘出实体模型用的造型线图。线图的线型包括整车及主要部件的轮廓、控制线型及每隔 100mm 或 200mm 给出的断面线型（复杂曲面可给得更密些）。如果认为某些线型不合适，可用机器或手工修改。

造型线图也可以用手工制作。

造型线图绘制于透明涤纶薄膜上，以 1:1 总布置图为衬底，或直接将线图绘于其上，或者将线图蒙于总布置图上，校核造型线图是否满足硬点要求（图 2-3-5）。

2）胶带图

胶带图多用于工制作，在 1:1 总布置图上或蒙于其上的涤纶薄膜上贴出车辆的主要线型和部件轮廓以及主要断面。胶带图所用胶带是特制的，贴制时可反复研究修改（图 2-3-5）。

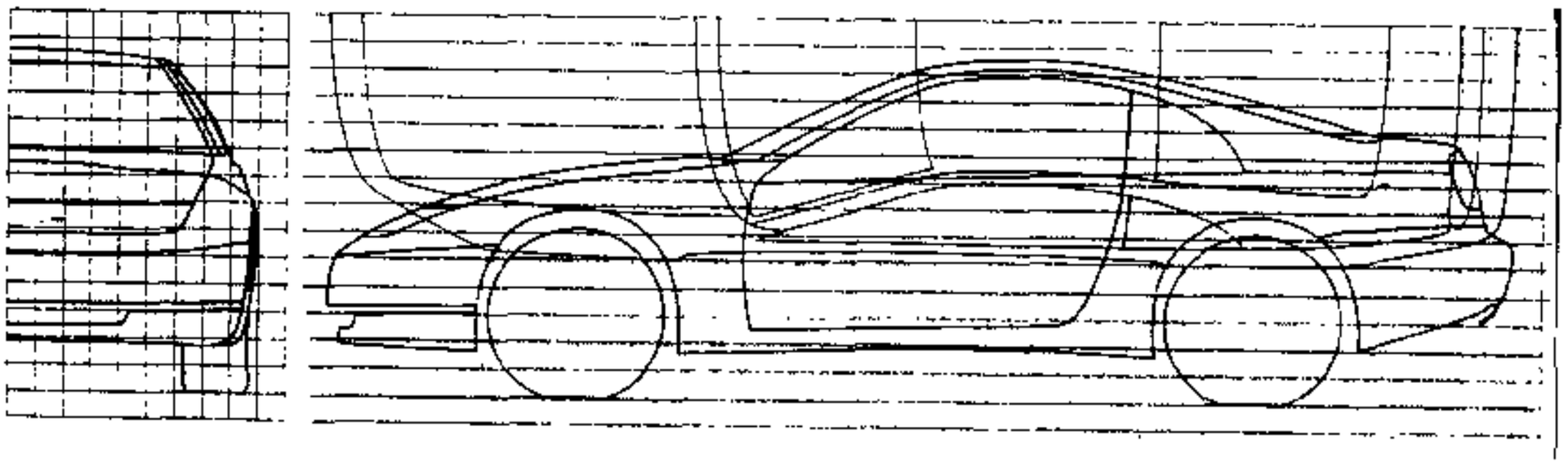


图 2-3-5 造型线图或胶带图

2.3.4.3 1:1 油泥模型

根据 1:1 的造型线图或胶带图控制制作 1:1 油泥模型，设计师和模型师共同合作将设计师意图中的特征实物化、鲜明化。

这期间同时进行设计目标、结构、生产性方面的分析研究，在满足设计要求的情况下，对模型进行改进，以完成成熟的外观设计。

模型所用的油泥要求易雕制、不开裂、不变形；骨架可临时搭制，也可用能改变尺寸的通用金属（钢、铝）骨架。

油泥模型雕制完成后，用贴膜或喷漆方式装饰，灯具、附件、装饰件进行仿真处理。模型完成后，有同真车一样的效果。

模型制作过程中要进行多次评审，最终获得批准。

2.3.4.4 模型的风洞试验

在制作比例模型与实体模型阶段，原则上都要进行旨在提高空气动力特性的风洞试验（图 2-3-6）。风洞

汽车论坛 http://www.qclt.com

试验一方面要得出整车的空气动力特性数据，提出改进方向和空气动力附加装置方案。另一方面要用局部模型进行冷却评价（尤其是发动机冷却系和发动机舱及制动车轮的冷却评价）、风噪声的对策评价等。由于风洞试验需要进行多次，将会导致造型的反复修改。

假如油泥模型不宜于做风洞试验，则制成拷贝模型（多用玻璃钢制作）进行风洞试验。

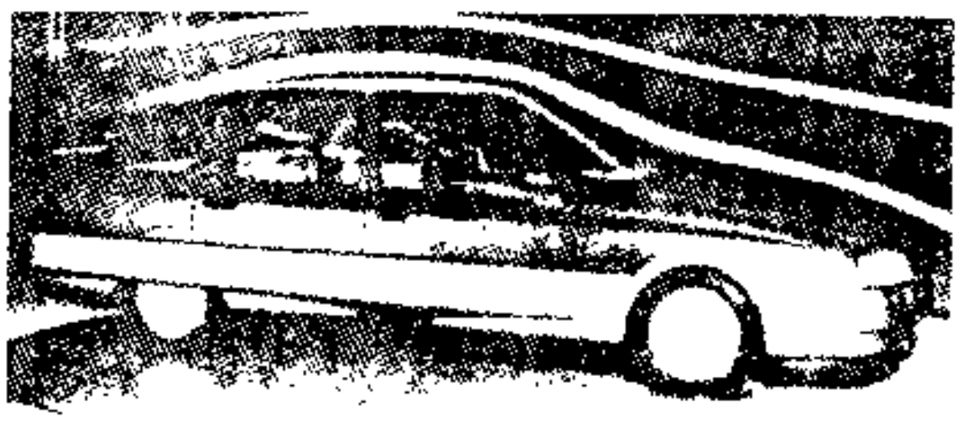


图 2-3-6 模型风洞试验

2.3.5 装饰件设计

2.3.5.1 装饰件设计特点

装饰件指汽车外部起装饰作用的功能部件，主要有前部的散热器面罩、前照灯及其它灯具；后部的尾灯，车牌，前、后保险杠；侧面的防擦条，后视镜、门把手、车轮罩，以及车周围的装饰物、车型标志等。装饰件具有进一步强化整体外形特征的效能。

对装饰件的考虑方法，各国均自有特点，欧洲汽车公司为了加强本公司的特点，在不同大小的汽车上都装上同一特征的装饰件，以德国奔驰公司和宝马公司的轿车散热器面罩最为突出。美国与日本的车相似，各车型以其独特的装饰件确立其形象特征。

最近时期，装饰件的世界性倾向趋于简捷，即通过色彩和形状的选择形成整体感，并尽量减少零部件的数量，且与模块式装配工艺相适应。例如，前、后保险杠的形状由过去与车身明显分开变为与车身融为一体，颜色由过去与车身异色变为与车身同色等。

装饰件也是一种确定或改变车型等级的手段，在不改变整车造型的情况下，只需改变主要装饰件的设计即可变成另一种车或该车的换型车，或者根据用户的爱好，同一种车型装用不同的装饰件，这也是一种新的销售战略。

此外，也有的国际协作公司之间共用一种车身型式，而各自采用自己的装饰件，以增强其国内的商品性。

2.3.5.2 前部设计

汽车的前部，如同人的脸面，人们把它视为汽车的表情，是能进行感情传递的部件，所以，英语里把它称之为 front face（前脸），它是人们注目的焦点，成为评价汽车造型的重要因素。汽车前部装饰件有保险杠、灯具及散热器面罩等部件。这些零部件除了在功能上要满足发动机冷却风口、灯具法规、碰撞安全的保险杠尺寸与强度、外部突出物、空气动力特性等要求外，主要的注意点要放在明确显示车型特征上。例如前照灯的形状和布置决定该车的特征，前照灯一般采用圆形、方形或异形灯，二灯制或四灯制。近年来从提高空气动力特性、汽车形象的一体化、闪光表面涂装等技术因素考虑，几乎都采用异形前照灯。运动车等汽车高度低，而且最重视空气的动力特性，多采用双前照灯，或者透镜直径小而可压低汽车前部高度的聚光前照灯。

灯具中还有前转向灯、侧面指示灯、雾灯等，这些部件的布置都有强制性标准要求，可参阅有关标准。

2.3.5.3 后部设计

汽车的后部也是能显示独特风格的重要因素，后部部件有组合灯具、装饰物类、车牌件和保险杠等件。

近年来，采用后上扰流板的车在增多，这种车要在行李舱开口方式和扰流板形状方面多下功夫，得到与其它车明显不同的后面形象。

后尾灯多采用组合灯具，在布置上必须考虑安全性、视认性及工艺性等性能。另外，要力图创出独特的形象，如灯具的大型化、独立化、特征线处理等，或者将灯具间用装饰物连结成一整体，造成尾部一长条都是灯的感觉，以增强整体感，还可使造型简炼。

对灯具的玻璃罩有具体的规定，现在人们正在尝试对其进行改革，比如从外表看颜色一致，而在不同灯

汽车论坛 http://www.qclt.com

亮时显示不同颜色的方法等。

车牌件指安装牌照的部位，其外形尺寸与安装尺寸各国不尽相同，应考虑便于安装。车牌照板的安装位置也有不同要求，有的装于车的下部，有的装于后行李舱盖或保险杠上，需按具体车的要求来进行设计

近年来迅速发展起来并将被法规规定必须安装的高位制动灯也将成为后部显眼的装饰件，应在其形状和灯光效果上下功夫。

2.3.5.4 保险杠的造型设计

为提高其性能，保险杠趋于大型化，因而也就成了重要的装饰件。为了提高被冲撞后保险杠自身形状的复原能力，大多采用树脂材料制造，并要求该树脂材料能够全部或部分回收。采用成型自由度高的树脂材料后，可实现保险杠与车身形状的有机配合，利于提高空气动力特性，也便于形状的简捷化，给造型设计留下了充足的显示空间。装置于前保险杠上的灯具、散热器格栅、阻风板等是和保险杠紧密相关的，造型上要达到统一协调。

2.3.5.5 车轮罩的造型设计

由于汽车高性能、高速行驶的要求，装用高容积车轮的汽车越来越多，主要表现是宽轮胎、大直径。于是，要求采用铝材料轮毂、轮辋。铝车轮轮辋或单独装置的车轮罩与别的部件相比，是人们嗜好性高的部件，造型式样的自由度也较大，并且不会因受其它造型限制而改变其设计，因此，一种车可以有数种车轮罩设计式样。车轮又是很重要的安全部件，车轮罩的通风孔形状对制动冷却影响较大，在设计时必须充分考虑这方面因素。

2.3.5.6 其它部件设计

除了上述零部件外，还有后视镜、门把手、发动机罩、商标与标志、装饰带、前面与侧面防擦条、阻风板与扰流板等装饰性零部件。对这些零部件的造型设计，不管哪一个件都要考虑其功能，考虑其与整车造型的协调，尽量使这些陪衬件能美化整车造型。同时，还要形成独特风格，起到锦上添花的作用，鲜明地表现该车的形象特征。

外饰设计，还必须考虑人和车辆相接触时的安全性，外饰件应有圆滑的外形，以免伤人。

2.4 室内造型设计

2.4.1 概述

室内造型设计是整车布置、人机工程、汽车性能与艺术体现的综合表演，要实现的目标是方便、可靠地操纵和控制车辆，并且使乘员安全、舒适地度过乘车时间。而要达到这一目标所进行的总体规划和"形象制作"是室内造型设计的主要任务。

室内造型设计要满足各种性能要求，请参阅 8.1.2 节"车身应满足的性能要求"。

2.4.2 室内造型设计的程序

2.4.2.1 总体构思

决定室内造型设计的方向、目标、原则及做法。它是依据整车的总体构思进行的，要求设计人员十分明确总体构思，以使设计人员都向同一目标开展设计工作。

在对市场背景、现生产车型、竞争对手充分掌握的情况下，结合对未来的预测将所设计的车辆的内饰进行理想状态的描绘，主要描绘其方向、目标及原则，接着进行技术、生产能力及成本等方面的分析，进一步明确方向、目标及原则。

汽车论坛 http://www.qclt.com

然后确定产品级别系列、装备程度、系列车型的构想，以及不同的姊妹车的各自风格、通用化程度、预计销售态势等。

再进一步确定内饰所用的材料、分块及构成，各个零部件大致的生产工艺。

最后制作详细的开发计划，包括需要采用的新技术的开发计划。

总体构思对开发周期、制造成本、生产能力及销售都有较大影响，因此，必须高度重视，并与规划部门、制造与工艺部门、质保部门等反复协商。

2.4.2.2 具体构思

在总体构思的基础上，对具体的形态用不同方法表现出来称为具体构思。具体构思应从整体着手扩展到局部，从概念的形成到具体零部件的表现。其手法可从构思图、效果图直至油泥模型的平面到立体的构思方法，经过逐步具体形象化和提高精度的过程，确定最后的造型。

2.4.2.3 内饰模型

(1) 校核总布置用的实体模型

这种模型是在设计初期制作的供校核总布置用的简易模型。该模型是根据总布置给出的布置图制作的，用于具体校核驾驶位置，操作、视野、头部、腿部、腹部、膝部、肩部等部位所占用的空间，不同身材乘员的适应性，前后座椅之间的空间，上下车方便性等。另外，根据需要可对行李舱容积及取放货物方便性等进行校核。最后还应与外部造型和总布置进行反复协商调整，以确定合适的总布置。

(2) 内饰模型

内饰设计一般不制作小比例模型，都是直接制作实体模型，通常用油泥或硬质聚胺脂泡沫制作，一种车要制作数个方案模型，以供比较和推敲。

(3) 最终模型

经对模型反复修改满足各种要求后，进行装饰与喷涂，达到与实车同样的表现效果。经最终评审和企业决策者的最终认可，便得到最终模型。

2.4.2.4 内饰零部件造型设计

(1) 仪表板设计

驾驶员接触最频繁的部件是仪表板，可以说仪表板的造型是内饰造型的核心。仪表板的造型还直接影响乘员的安全感、轻松感和车辆的豪华程度，汽车的诸多性能如操作性、能认性、视野与反光等各种要求都体现在仪表板上。它位于室内最前方，横贯车宽，面积大，最容易被挑剔或赞赏。其上、下、左、右布满多种部件，结构相当复杂，要求设计者要有丰富的经验和能力。一般是在结构实体布置基础上确定各零部件的安装位置，然后给出造型条件。造型时也要画出详细的计划图，表示清楚各部件的尺寸、位置、安装条件、运动关系等，在此基础上，从事美学的形体造型。其中最主要的是仪表的造型，其指针与刻度是多种多样的，也有用数字显示的，其形状与颜色都给造型设计师表现艺术风格赋予广阔的天地。仪表中占主要地位的是里程表、速度表，其次是转速、油压、水温、燃油等各类仪表及警报器，要求设计师有机地进行配置。

随着电子技术的发展，在原来机械式仪表基础上，又出现了萤光显示管、LED(发光管)、液晶显示、数字显示等多种形式，新的技术的应用与选择组合，使仪表也不断日新月异。

(2) 座椅设计

座椅占室内空间最大，对车辆风格、级别和豪华程度影响甚巨。座椅设计主要有两个重点，一是性能，二是造型。座椅直接与人体接触，且需长时间保持人体坐姿，对乘坐舒适性起决定性作用，因此应有合理的体压分布及良好的振动特性等性能。

造型设计师的主要工作方向是决定座椅的形状、尺寸及座椅面料的材料、质地、颜色和花纹。座椅形状应满足两方面的要求，一是乘坐时满足人体形状和生理学方面的要求，比如从适应于人脊柱的形状考虑确定

汽车论坛 http://www.qclt.com

靠背的形状，从适应于臀部和大腿部的形状考虑决定座垫的形状，并且要有适当的支撑而无悬空感，有适当的压力而不影响血液循环，这就要求造型设计师对人体形状及生理有充分的了解；二是在车辆行驶时限制人体不前后、左右移动，因而都采用两侧隆起的座斗式座椅，档次较高的车辆这两侧的隆起部位的硬度可以调节。另外，在确定座椅形状时，还要仔细研究安全性、舒适性、操纵性、上下车方便性、后排乘员的伸腿空间，后排座椅的扶手支持，以及对室内空间的影响等方面。

座椅面料是很能体现造型设计师才能的一个方面。面料材质大多选用真皮、仿皮、机织布、针织布、人造革等材料或它们的相互组合材料。布料材质可选择毛、麻、棉或人造纤维等，但要仔细比较，一般涤纶空变丝或涤纶长丝，以及其和棉花的混纺物的机织布较平实、粗犷，可用色纱织出不同纹样，强度较高；针织布的起绒能加强豪华感，但易积灰，价钱比机织布要贵；至于毛、麻等织物，因其价格高用于较高档的车辆；真皮用于高档车辆；人造革用于普及型车辆，因其透气性差、不吸汗，现已少用，但有易清洗的优点。无论选择哪种面料，都要注意有合适的摩擦系数。摩擦系数太大，会感到发滞，乘员不易改变坐姿；摩擦系数太小，则不易保持坐姿，易串动。

面料的颜色和花纹要与整个内饰相协调，可以千变万化，但忌太鲜艳，因其会造成乘员的烦躁感，综合起来应以使室内造成心理上的肃静感为主。为了避免呆板，花纹处理上可以有鲜艳颜色的“跳点”，以增加活跃气氛，不少车辆在座椅正面用三种不同颜色和花纹的面料拼合，座椅的周围用另一种材质或颜色花纹，以图增强活跃感。

随着新工艺、新结构的出现，谋求提高体压分布特性及加工品质的整体成型座椅，以及装人安全带及侧安全气囊的座椅较为流行并形成了一种风格。

(3) 车门内护板设计

车门内护板的造型要与仪表板统一考虑，作为仪表板的连续形体处理。它一般由基材、缓冲层及面层三层组成。基材多为硬壳类如木质系(PP 木粉板、纸板、纤维板等)、塑料系(注塑或吸塑塑料、压制塑料板材、废纤毡、麻毡等)。因为经常受到人体按压，多用卡扣联接，要求有足够的强度。缓冲层起增大柔软程度和丰满作用，多用聚胺酯泡沫塑料或化学胶连聚乙烯泡沫塑料等制作。面层用塑料膜、布料或合成革等制作，下部与脚接触多的部位有的装一段地毯类材料。作为装饰手段，为与仪表板造型连续，有时加装亮条或类核桃木的装饰物。

车门内护板在普及车上有用平板件的，但大多数都是具有立体形状的成型件。在避免与玻璃升降器和门锁干涉的前提下，尽量利用车门里的空间向外扩张面形成有用的凹凸部。门护板上或通过门护板安装有窗台板、玻璃密封装置、扶手、杂物袋、把手、扬声器、门锁内手柄或锁止机构、手动玻璃升降器手柄或电动玻璃升降器开关、水杯架等，设计时应注意满足功能上的要求，力求实用、美观。

(4) 转向盘设计

转向盘虽小，但却处于醒目位置，而且是保证车辆安全的重要部件之一。世界各国都对转向盘制定了防止伤害驾驶员的碰撞以及吸能、强度与刚度等方面的法规。

转向盘一般为圆盘状，直径多为 380～400mm，大型车可达 550mm，但装有动力转向装置的车辆，直径较小。

转向盘外圈是驾驶员刻不离手的部位，其粗细应适度，有防滑凸起，断面略呈椭圆形。过去多用硬质塑料制成，因其手感不好，摩擦系数太小，现多为半软质聚丙烯、聚氯乙烯、聚胺酯等用自结皮方法制造，有的外敷以合成革、真皮等。

幅条一般为 2～4 条，布置幅条时，应注意勿遮挡观看仪表的视线，幅条内有加强骨架，与外圈骨架联为一体，是保证转向盘强度和刚度的主要部件。

转向盘下面的转向护套也是一装饰件，其上装有一些操纵把手和开关，如转向灯开关、刮水器和洗涤器操纵把手等，其造型要与仪表板关联部分相协调。

(5) 顶盖内护板设计

顶盖内护板面积大，对显示整车内饰效果有很大作用。顶盖内护板应与周边内饰综合考虑，以做到严丝合缝，避免间隙不均或外露毛边，并处理好与顶窗、遮阳板、顶灯、车顶扶手等零部件的关系。

汽车论坛 http://www.qclt.com

顶盖内护板通常有粘贴式、悬吊式、成型式三种形式。粘贴式用于普通廉价车或货车，只是一层外敷面料的泡沫塑料，泡沫塑料用聚氨酯(PUR)、化学胶连聚乙烯(XPE)等；面料可用无纺布、针织布、机织布、人造革、塑料膜等。泡沫塑料层起隔声、隔热、防振作用，面料起美化及遮蔽作用。将这二层用化学粘合或火焰复合方法以一定强度粘在一起，裁成一定形状后用胶粘剂粘于顶盖。

悬吊式顶盖内护板多用于老式车，它以两端固定于侧面的多条横向钢筋为骨架，将粘有泡沫塑料的隔热防声层的面料通过布套固定于钢筋上，绷紧，四周粘于车身或窗口等处。这种顶盖内护板柔软、简单，但因其不挺括，形状无法变化，故已逐渐被成型顶盖内护板所代替。

目前广泛应用的是成型顶盖内护板，它由基材、防声隔热层和面层组成，其形状可根据需要压制出。其造型设计的自由度较大，更易与整个内饰相协调，选材的种类很广阔，安装的方便性、内饰的装饰性都较为优越。因其生产需大型设备，又多了一层基材，较前两种价格高。

2.4.3 内饰设计与材料的选用

在材料的选用、结构及造型处理上，要兼顾多方面的性能要求，如形状的保持性、拆装方便性，以及车辆所要求的安全性、舒适性、阻燃特性等。材料本身应具有隔声、防振、隔热等特性，并注意充分利用材料本身的质感、触感、颜色和图案、纹样等，以给内饰造成安定感、轻松感、舒适感、豪华感。另外，选用材料要适合车辆的级别、种类，按照廉价、轻量、生产工艺性优良的原则，不宜过份追求高档和华贵。内饰材料还要具有耐光性、耐候性、耐温性、耐油性、耐药品性、耐污染性、易清洗性，以及无难闻气味等多种性能。

2.5 色　　彩

2.5.1 色彩与设计

对交通工具来说，优美的色彩设计能提高汽车的外观品质并赋予级别及豪华程度的含义，引起人们的购买欲望，提高产品的竞争能力。合理的色彩设计，能对人的生理和心理产生良好的影响，使人消除疲劳、精力集中、心情舒畅、提高效率。

2.5.2 色彩概述

2.5.2.1 色彩的定义

可见光进入眼睛，遇到眼球内侧的视网膜，产生的刺激通过视神经传到大脑的视觉中枢，从而产生色彩感觉。所以，色彩是光刺激眼睛所产生的视感觉。色彩感觉不但受光的运动的影响，而且还受人的生理及心理变化的影响。

色彩的光波是电磁波中极小的一部分，可见光是波长为 400～700nm 的电磁波，包括红、橙、黄、绿、青、蓝、紫等单色光。

色彩一般分为两大类，一种是天然色彩，即万物在太阳的光照下，呈现出的大自然本身的色彩；另一种是人为色彩，即人们发现和生产的发色材料呈现的色彩。在人为色彩中，凡以自然色为根据，模仿或经过集中、提炼、概括，创造出接近自然的色彩，称之为写实色彩，如在传统的油画、水粉及水彩画等美术作品中，或在现代的彩色摄影、电视及电影中显示出的色彩皆为写实色彩。另一种应用发色材料改变物体的原有色彩，如改变房屋、街道、家具、器皿、车辆、船舶、旗帜、标志、服饰、食品、文具、玩具及设备等物体的色彩，使之增加视觉和精神的快感，称之为装饰色彩。汽车造型中色彩设计即是运用装饰色彩的设计。

2.5.2.2 色彩混合与三原色

(1) 色彩混合

颜色(或称色料或色彩)是被白色按照产生反射光所呈现的色。白色是光全反射的结果，黑色是光全吸

汽车论坛 http://www.qclt.com

收的呈现，因此，光和颜色在性质上是不同的。

色彩混合可分为加光混合、减光混合与中性混合。

①加光混合

将几种不同色光混合得到另一种更为明亮的色光，称为加光混合。

如朱红的与翠绿的色光混合成为黄色光，翠绿和蓝紫的色光混合成蓝绿色光，朱红和蓝紫的色光混合成为紫色光，并且混合后的色光都比混合前的色光更明亮。

②减光混合

将几种色的同种颜料（如油画颜料、水彩颜料、水粉颜料及染料等）混合或将彩色玻璃叠置，所得到的新的色彩比混合前的任一色都暗，称为减光混合。

③中性混合

在一个圆盘上放置几块色彩，使圆盘迅速旋转，可看到这几种色的混合色，称为色盘旋转混合。把一些不同的色彩以点、线、小面积块状并列放置在一幅画面上，相隔一定间距，由于空间距离透视效应，将看到这些色彩混合产生的新色彩，称为空间视觉混合。色盘旋转混合和空间视觉混合，色彩的明度既不比混合前的色明亮，也不暗淡，称这二种色彩混合为中性混合。

(2) 三原色

无法用其它色彩（或色光）混合得到的色称为原色。色光的三原色是红、绿及蓝紫色，将其以不同比例混合可得全部色光（图 2-5-1）。颜料的三原色与色光不同，它们是红紫、蓝绿及黄色（图 2-5-2）。

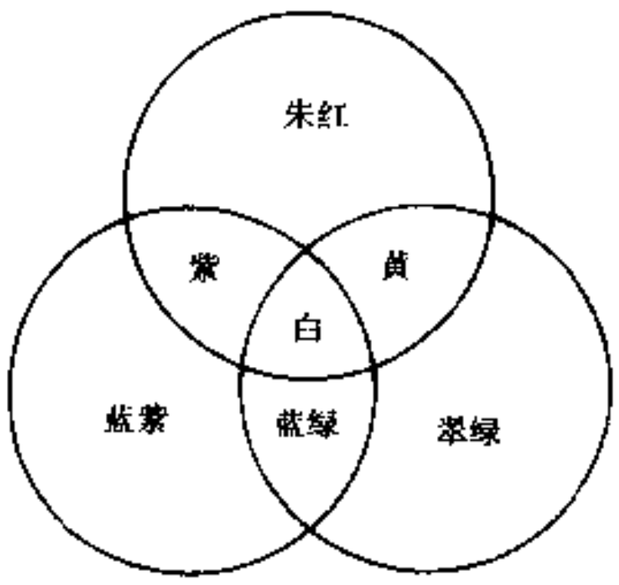


图 2-5-1 色光的三原色及其混合

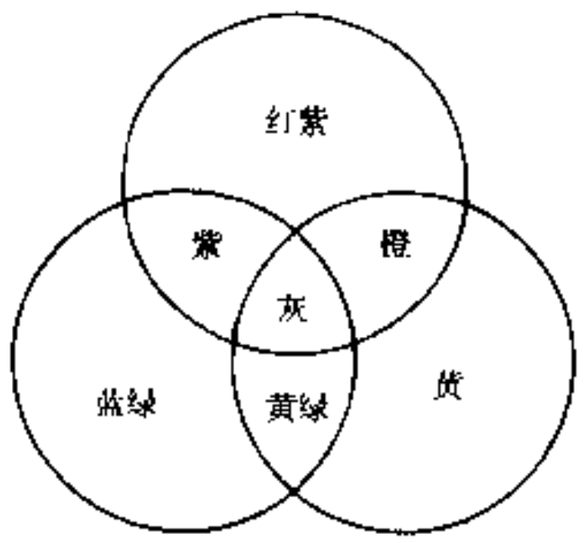


图 2-5-2 颜料的三原色及其混合

原色纯度高、鲜明，是色彩中的基本色。三原色中任何二色混合得到新色称为间色，也叫第二次色。原色与间色混合或三种原色混合一起可得到复色，也叫第三次色。复色的纯度低，色彩感觉不鲜明，但因其含色丰富，与原色比较，有谐调、统一、雅致之感。

三原色中，一原色与另二原色混合成的间色称互补色，或补色。如原色红紫与黄、蓝绿两原色混合成的间色绿称为互补色。互补色在色彩关系中，其对比关系最强，因此，表现力强、响亮、明快。

2.5.2.3 色彩的基本性质

(1) 色彩的三要素

色相、明度、纯度称为色彩的三要素或三属性，是研究色彩的基础。

色相是区分色的相貌的，以波长来划分色光的相貌，如红、黄、蓝色各具不同的色相。若按波长顺序沿圆周排列，可得到色相环。

明度指色彩的明暗程度，也称亮度。每种色明暗都不同，白色反射率最高，定其明度为 100，黑色反射率最低，定其明度为零。在色彩中加白色能提高明度，加黑色可降低明度。称明度高的为高调色，依次为中调色、低调色。各种色的明度列于表 2-5-1。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 2-5-1 各种颜色的明度

颜 色	明 度	颜 色	明 度	颜 色	明 度
白色	100	红橙色	27.33	暗红色	0.8
黄色	78.9	青绿色	11.00	青紫色	0.36
黄橙及橙	69.85	纯红色	4.93	紫色	0.13
黄绿及绿	30.33	青色	4.93	黑色	0

如果把上列的色彩按明度的高低依次排列起来，恰恰也是色相环上的色相序列。

纯度是指色彩的饱和程度，即色光的波长的单一程度，也称为彩度、艳度、鲜度等。

色相环中各个颜色是纯度最高的标准色，在标准色中加入其它颜色，混合色的纯度就降低。标准色中加入黑、白、灰色，纯度也降低，但可以提高或降低其明度。在众多色彩的某一色相中加入份量不同的其它色，可得到该色相的不同纯度的色彩系列，按纯度高低依次排列便得到该色的纯度色标。

色相不同，所能达到的纯度也不同，红色最高，绿色最低，余者居中。

黑、白、灰三色是没有颜色倾向的色，称非彩色，它们没有纯度，只有明度的差别。

工业产品表面结构会影响到产品表面色彩的纯度感觉，如平滑表面显得色彩纯度高，粗糙表面显得纯度低。因此工业产品表面色彩不仅受色彩三要素的影响，还受其表面光滑程度、透明度、材质感觉等因素的影响。

(2) 色彩的表示法

明度色标、色相环、纯度色标是色彩的单一性质，它们都是一元的。如果把色彩三要素中的两种要素根据各种色标和色相环加以组织整理，可得到表示色彩两种性质的序列表，这种序列表是二元的。上述二元序列表再按三种要素的序列排列，可得到一个近于球状的立体——色立体，在其上可找到任一色相的不同明度和纯度的千变万化的色彩。

色彩命名历来是个难题，以往以自然景物及地名等命名色彩不精确，更无法区别某种色彩的色相、明度、纯度的内在联系。为色彩命名做出巨大贡献比较著名的是法国色彩学家奥斯特华德（Ostwald）和美国画家孟谢尔（Monsell）。他们分别创立了圆锥色立体（奥氏色立体）和孟谢尔色立体。

①孟谢尔色立体

孟谢尔色立体的中心轴由非彩色构成，又称无彩轴。依明度序列，上白下黑，分十一阶段垂直放置（图 2-5-3a））。从黑到白这十一阶段的明度序列分别用 N_0、N_1、N_2 ……、N_{10}表示，而有彩色则用与此等明度的灰色表示明度，用 1/、2/、3/……表示。

以红（R）、黄（Y）、绿（G）、青（B）、紫（P）五色为基础，等距离布列在圆周上，再将这 5 个色的中间色相黄橙（YR）、黄绿（YG）、青绿（BG）、青紫（PB）及红紫（RP）分别插入上述五色中间，便形成了具有 10 个主要色相的色相环。然后再进一步把这 10 个色相各自从 1 到 10 等距离划分为 10 个小格，小格之间的色相也存在着细微的差异。这样使形成了具有 100 个色相的孟谢尔色相环。

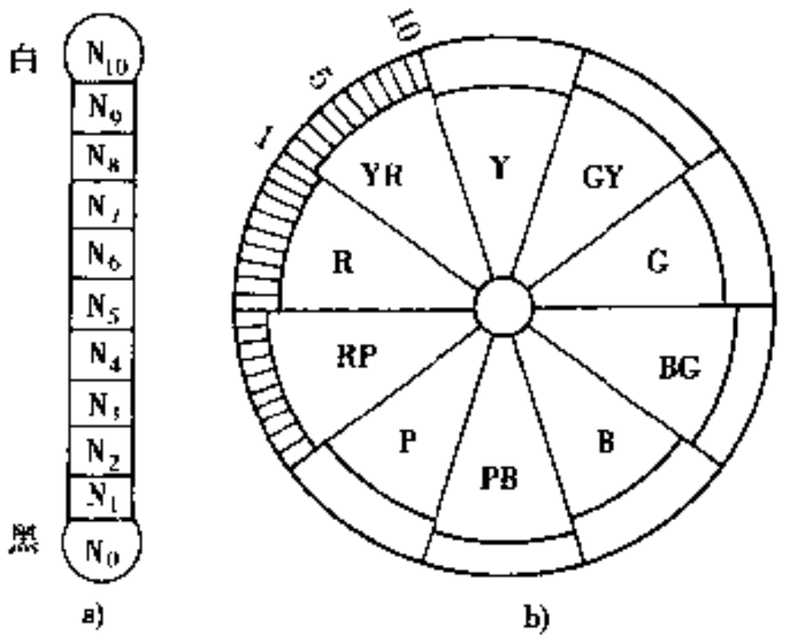


图 2-5-3 孟谢尔色立体图

a）明度序列；b）色相环

每一个色相中的小格，用 2R、8R 等方式表示，而每一色相的第 5 号是该色相的代表色相，用 5R、5RY、5Y、……等表示，也可以把它们概略地写成 R、RY、Y、……等。

孟谢尔色相环属补色色环，即过色相环直径二端的色彩为互补关系。

汽车论坛 http://www.qclt.com

把孟谢尔色相环水平放置（与无彩轴垂直），用直线把每一色相与无彩轴相连，即得该色相的纯度。可以看出，愈接近无彩轴，其色彩纯度愈低，离无彩轴愈远，纯度越高

各色相能达到的最高纯度和相应的明度是不同的，孟谢尔色立体中各色相用 H 表示，不同明度用 V 表示。纯度以无彩轴处为零，用等间隔距离来划分纯度等级，每一等级用/0、/1、/2……/14 表示，最高纯度是纯红色（V＝4）的/14.

图 2-5-4 为孟谢尔色立体的示意图，图 2-5-5 表示色立体的三维坐标。

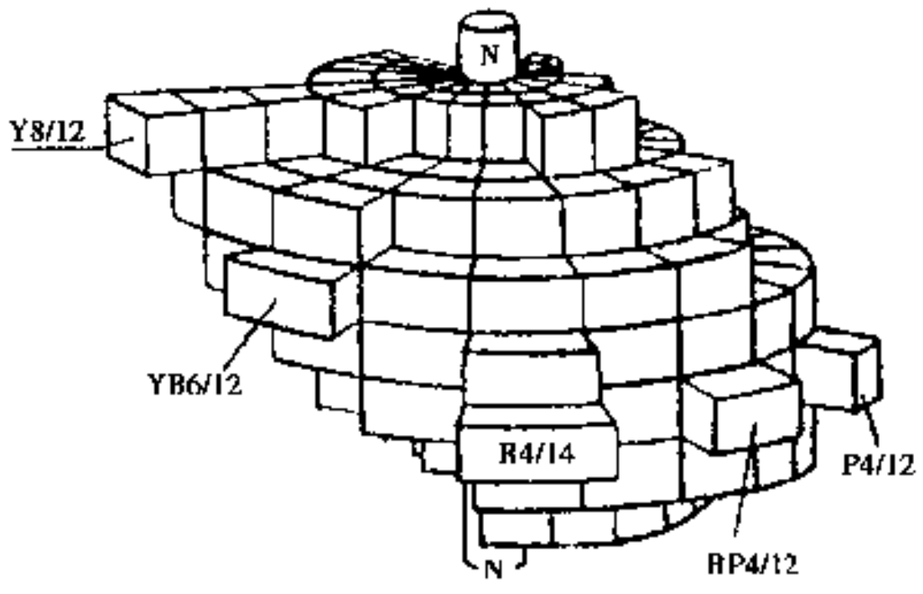


图 2-5-4 孟谢尔色立体示意图

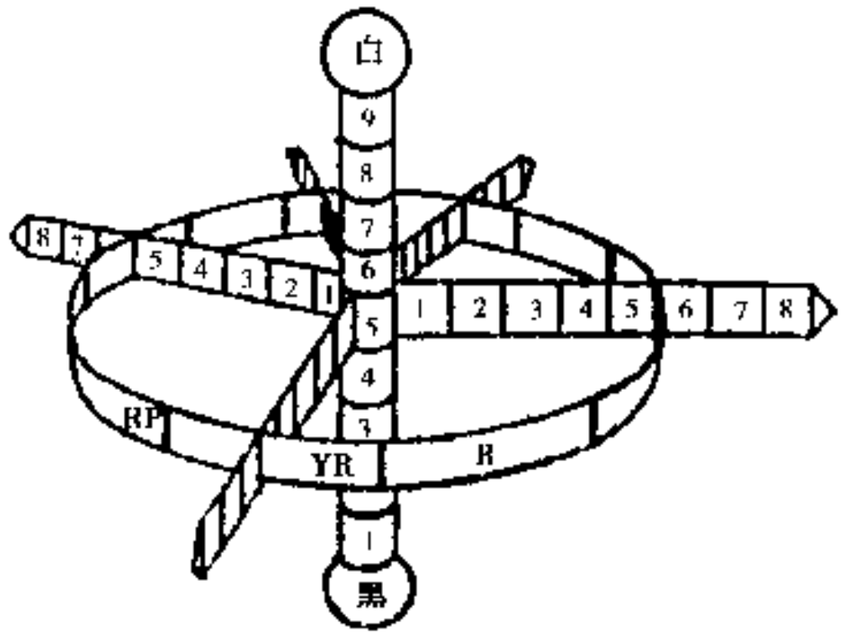


图 2-5-5 孟谢尔色立体的三维坐标

孟谢尔色系用“色相、明度/纯度”的标记来表示某一种色。如 5Y6/5 即表示色相为 5Y、明度为 6、纯度为 5 的色彩。

孟谢尔色立体用这样的方法来表示某一具体的色彩是很科学的。它的最大优点是无论何人何地，只要根据其表示符号即可配制出相当准确的色彩来，这就避免了单用眼睛观察所产生的偏差及文字叙述的困难。但由于各色的纯度不同，色立体不是完全规则的。

孟谢尔色立体是从心理学的角度，根据人的视觉特性制定出来的色彩分类和标定系统。但由于孟谢尔颜色样品等级在编排上不完全符合视觉等距的原则，因此，这个色系也存在着一定的缺陷。目前国际上采用的是对上述色系进行修正的孟谢尔新标系统。

②奥斯特华德色立体

诺贝尔奖金获得者、德国化学家奥斯特华德几乎与孟谢尔同时发表了他的色立体。该色立体的色相环由黄（Y）、橙（O）、红（R）、紫（P）、青紫（BP）、青（B）、绿（G）及黄绿（YG）作为 8 个基本色相，然后把每个色相等分成 3 个色相，对从 1 到 24 这 24 个色相编号排列，组成 24 色的色相环。每个基本色相中的 3 个色相，分别用 1、2、3 表示（图 2-5-6）。

奥氏色相环也属互补色相环。

奥氏色立体的中心轴也由非彩色构成，其明度等级为 8 个阶段，从白到黑，分别以 a、c、e、g、i、l、n、p 表示，a 表示最亮的白色色标，p 表示最暗的黑色色标，中间是 6 个等级的灰色。这些非彩色都含有一定量的白和黑（表 2-5-2），就是色标中的白（a）比理论上的白增加了 11%的黑量，而色标中的黑（p）比理论上的黑增加了 3.5%的白量。这些无彩色所含的白、黑量是根据光以等比级数增减时，明度以眼睛可以感到的等差级数增减的法齐奈（Fechner）法则确定。

表 2-5-2 奥 氏 色 相 环

记　号	a	c	e	g	i	l	n	p
白　量	89	56	35	22	14	8.9	5.6	3.5
黑　量	11	44	65	78	86	91.1	94.4	96.5

色立体中的各色都由纯色和白、黑以适当的量混合而成：白量＋黑量＋纯色量＝100.

汽车论坛 http://www.qclt.com

以明度阶段作垂直轴，以此轴为一边作等边三角形，在垂直轴外的顶点配以纯色，作为各色相的色标，此三角形即为等色相三角形。把三角形分为 28 个菱形，每个菱形分别以记号表示该色标所含的白、黑量。

色立体的各色有较为准确的表示方法：第 1 项的数字为色相代号，第 2 项记号表示含白量，第 3 项记号表示含黑量，如纯色色标 14pa，14 表示蓝色相，含白量 p 为 3.5%，含黑量 a 为 11%，所以理论上，蓝的纯色量为 100 - 3.5 - 11 = 85.5。再如 20ne，20 表示绿色相，n 是含白量为 5.6%，e 是含黑量为 65%，绿的纯色色量为 100 - 5.6 - 65 = 29.4，与含色最为 85.5%的纯色相比，是一个较暗的灰绿色。

等色相三角形内，与下斜边边缘的色平行的色行，每色都含有相等的白量（如 n、nl、ni、ng、ne、nc、na）；与上斜边边缘的色平行的色行，每色都含有相等的黑量（如 c、ec、gc、ic、lc、nc、pc）；与无彩轴平行的色行（如 ia、lc、ne、pg）中的各色含有等量的纯色。

让等色相三角形绕无彩轴旋转一周，就构成包括各个色相的等色相三角形在内的复圆锥体，即奥斯特华德色立体（图 2-5-6）。

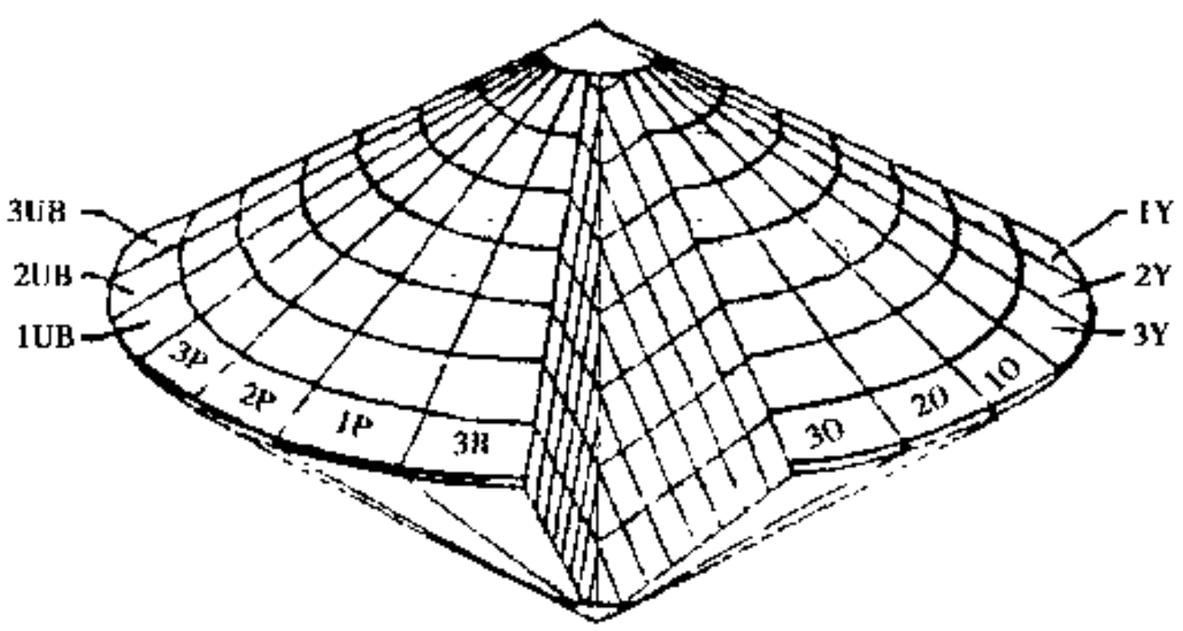


图 2-5-6 奥斯特华德色立体

上述两个色立体都把各种色彩系统严密地组织起来，并表现出色彩变化的规律性，并且各有特点。几十年来，两个色立体一直受到人们的重视和运用，在运用过程中，也发现它们都有不足之处，提出了种种修正方案。1951 年日本色彩研究所发表的色立体，实际上是对上述两个色立体的综合与修正。

③日本色彩研究所色立体（色研色立体）

色研色立体中的主要色相为红、橙、黄、绿、蓝及紫 6 种，中间插入 3 个中间色相，构成从红 1 到紫 24 序号的 24 色色相环。

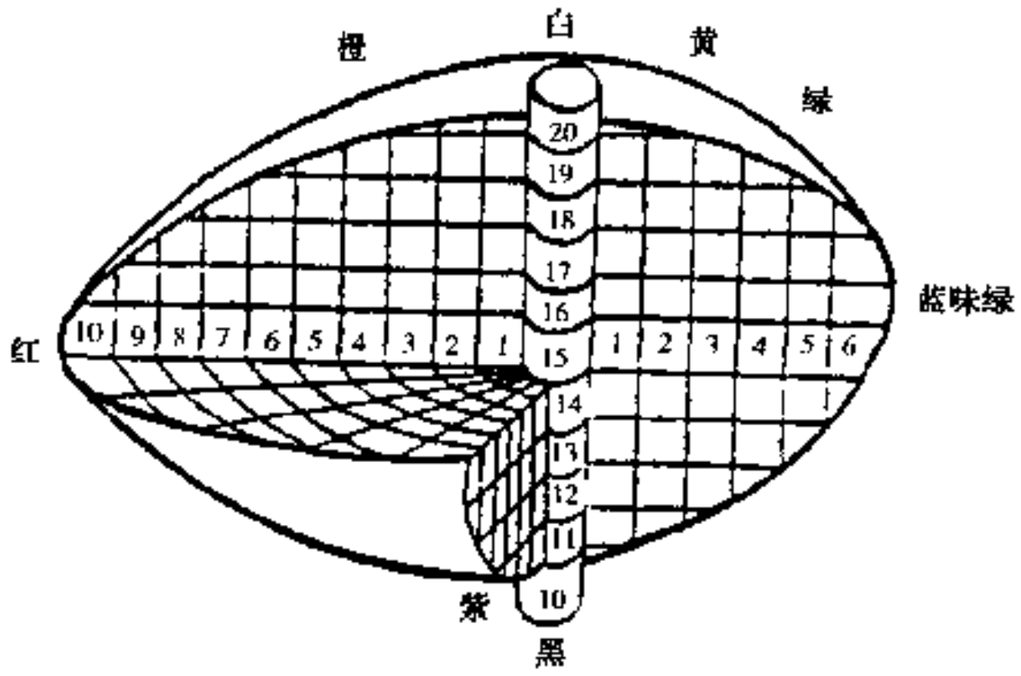


图 2-5-7 色立体

明度以黑为 10、白为 20、中间分为 9 个阶段的灰色，共 11 个阶段。纯度的结构类似于孟谢尔色立体。色相、明度的不同，色彩的最高纯度也不一样，红纯色的纯度为 10，是最高纯度。

色的表示法为色相 - 明度 - 纯度，分别以数字表示。如 12-15-6 表示色相 12 的绿，明度 15、纯度 6，纯度 6 的绿即为纯色绿。色立体如图 2-5-7 所示。

2.5.2.4 色彩的对比

色彩之间的比较，只能在同一色彩面积内进行明度与明度、色相与色相、纯度与纯度等方面的对比，色彩通过对比，能起到影响或加强各自表现力的效果。不同程度的色彩对比，造成不同的色彩感觉，如最强对比使人感觉生硬、粗野；强对比使人感觉响亮、生动、有力；弱对比使人感觉柔和、平静、安定；最弱对比使人感觉朦胧、暧昧、无力。

(1) 明度对比

明度决定着色彩的光感、明快感及清晰感。不同明度对比可强化明暗感觉。

设计明度对比时，要注意恰如其分。

汽车论坛 http://www.qclt.com

①明度对比强时，清晰度高，有活泼、明快感。

②明度对比弱时，模糊不清，有柔和、静寂感，但也显得含混、晦暗。

③明度对比太强时，眩目，有生硬、空洞感。

(2) 色相对比

色相差以色相环为基础，通常分为 24 个色，每色相相隔 15°。

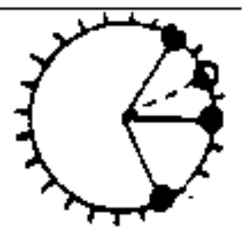
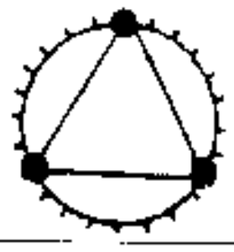
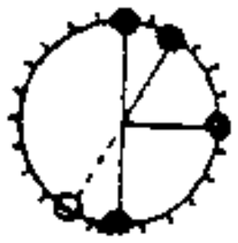
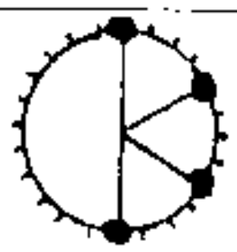
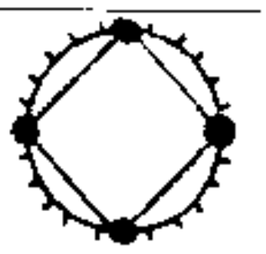
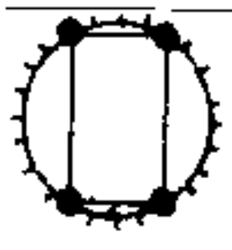
表 2-5-3 列出了两色相和多色相对比及其特点。

表 2-5-3 两色相和多色相对比及特点

对比色数目	对比性质		示意图例	角度关系	间隔关系	对比效果
两色对比	同一色相对比		0°	同一色相的不同明度、纯度的对比		雅致、温柔、统一，但也有单调、平淡、无力之感
	类似色相对比		30°	30°	2 间隔	对比的色相感比同一色相对比明显、丰富，但又有统一、和谐、单纯、雅致、柔和之感
	邻近色相对比		60°	60°	4 间隔	沉着、镇静、统一、柔和，又具有鲜明温润、甜美的效果
				90°	6 间隔	易产生不爽快的感觉，因此要特别注意明度、纯度的对比
	中间色相对比		120°	120°	8 间隔	自然、明快、新颖、生动、活泼
	对比色相对比	近似补色	150°	150°	10 间隔	对比较强烈，丰富、鲜明、饱满、刺激
		补色	180°	180°	12 间隔	对比强烈，明亮、热烈、饱满、辉煌、醒目、刺激，但有不安定、不协调、幼稚、原始的粗俗感
三色对比	90°内一色对比			45°与 45°	3:3	易产生枯燥、厌恶、不爽快之感，一般配色效果较差
				30°与 60°	2:4	

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

对比色数目	对比性质	示意图例	角度关系	间隔关系	对比效果
三色对比	120°内三色对比		30°与90°	2:6	易得到统一、鲜明的调和效果
			60°与60°	4:4	
	180°±30°内三色对比		60°与120°	4:8	既有对比、又有和谐感，能得到鲜明饱满、爽朗热情的效果
			120°与30°	8:2	
			120°与90°	8:6	
	互为120°三色对比		120°与120°与120°	8:8:8	能获得有变化的调和，具有圆满、轻快、欢乐的感觉
四色对比	180°±30°内四色对比		30°与60°与90°	2:4:6	具有鲜明、爽快的调和感，对比调和关系自然，一般配色效果较好
			30°与60°与120°	2:4:8	
	互为60°四色对比		60°与60°与60°	4:4:4	效果与上类似，但不够自然
	互为90°四色对比		90°与90°与90°与90°	6:6:6:6	能获得强力、明快、兴奋的效果
	夹角90°的两对补色对比		60°与120°与60°与120°	4:8:4:8	能产生既有对比又有调和感的鲜明、刺激、爽快的效果

(3) 纯度对比

各种色彩所能达到的最高纯度高低差别较大，难以划分统一标准，因此，将零度色所在的一段称为低纯度色，纯色所在段称为高纯度色，其余的为中纯度色。纯度对比也只能大致确定出强对比、中对比、弱对比。

纯度高的色，色相明确，引人注目，心理作用明显，但易疲劳，不能长久注视。

纯度低的色，色相含蓄，视觉兴趣少，能长久注视。

汽车论坛 http://www.qclt.com

在纯度对比中，强对比时，高纯度色的色相愈加鲜明，配色趋于艳丽、活泼、过强则生硬、杂乱。弱对比时，配色有灰、闷、单调、含混等缺点。

(4) 冷暖对比

冷暖是皮肤对温度的触觉，颜色本身无所谓冷暖，但人们生活中接触冷暖物体的颜色，如橙红色的火、日光，蓝色的大海、大空而形成条件反射，使视觉成为触觉的先导，颜色也就有了冷与暖的心理作用。在炎热的夏季处于冷色调中会引起心理的凉快感，严寒环境中如是暖色调则有温暖感；反之夏季处于暖色调中会引起烦闷感。

如果将橙红色定为典型暖色，天蓝色定为典型冷色，在色立体中称之为暖极和冷极，靠近暖极者为暖色调，靠近冷极者为冷色调，与两极等距离的色称为中性色。

黑色与白色也有冷暖感觉，白色使人联想到雪或夏天穿白衣反射日光感到凉快，为冷色；黑色吸收光和热感到温暖，为暖色。

在冷暖对比中，既指冷色与暖色的对比，也指同一色调中的相对感觉，如红与橙都为暖色调，但橙更暖一些，红稍冷一点。

在汽车设计中，尤其是内饰设计中，运用冷色与暖色造成环境气氛是常用的手法。

(5) 色彩面积、位置与对比的关系

面积大小影响色彩对比的效果，小面积的强对比显示出艳丽的美，大面积的强对比会产生刺激，使人感到厌恶和反感。在不同面积色彩对比中要注意以下几点。

①大面积色彩对比，如建筑、广告牌、展厅、大型设备、汽车中的厢式车、大型客车等，除少数为追求远效果、吸引视线外，大多选择明度高、纯度低、色相对比小的配色，会使人感觉明快、持久、和谐。

②中等面积色彩对比，如服装、汽车内饰、家具、设备等，选择中等程度的对比，能使趣味持久。

③小面积色彩对比，强对比清晰、有力、突出，商标设计多采用这种对比，另如玩具、家电等；弱对比在装饰品中应用较多，感到文雅、高贵。

色彩的位置也影响对比效果，对比色距离远时，对比效果弱；距离接近，效果增强。

(6) 色彩对比与层次感的关系

暖色有前进感，称为前进色，以红色为最；绿、蓝、紫色有后退感，称为后退色，以蓝色最明显，这是冷暖对比形成的层次感。

纯度高的色彩有前进感，纯度低的色彩有后退感，这是纯度对比形成的层次感。鲜色注目性高，灰色注目性低，就是基于这个原因。

明度高的色彩有前进感、扩张感，明度低的色彩有后退感、收缩感，因而，同面积的黑、白两色对比，白色显得面积大。

面积大的色彩有前进感，面积小的色彩有后退感，形状集中的色彩有前进感，形状分散的色彩有后退感，位置在中、下的色彩有前进感，位置在边角的色彩有后退感；在多种色彩对比中，强对比有前进感，弱对比有后退感。

2.5.2.5 色彩的调和

色彩的调和是以色彩的对比（色彩存在差别）为前提的，调和与对比是色彩对比关系中的两个方面，是互相依存的，看到色彩就会感到色彩对比和调和同时存在。

色彩对比是色彩关系中变化的因素，调和是色彩关系中统一的因素。色调过于统一而缺乏变化就会单调、乏味、平淡；色调过于变化而缺乏统一，则会产生过分刺激而不谐调。

1) 色彩调和的方法

(1) 色彩要素同一的调和法

这种调和法是一个或两个色彩要素相同的色彩达到调和的方法，它包括无色相无纯度调和，同色相同纯度调和（即明度调和），同色相同明度调和（即纯度调和），同明度同纯度调和（即色相调和），同色相调和，同明度调和，同纯度调和，混入非彩色调和，混入相同原色、间色、复色调和，点缀色同一调和，

汽车论坛 http://www.qclt.com

连贯色同一调和等。在上述调和方法中，色彩的两个要素相同的调和法，比一个要素相同的调和法所取得的调和感要强，色相更加谐调。

(2) 色彩要素近似的调和法

按色彩对比与调和的特点，一般是，强对比时弱调和，弱对比时强调和，中等对比时中等调和，色彩差别越小，越近似，则越调和。

这种调和的效果呈如下规律，即在孟谢尔色立体上相距较近的色彩进行组合，都能得到调和感较强的近似调和，相距越近，越显得调和。另外，利用色彩的秩序、面积、位置及形状等都可以组成不同的调和效果。

2) 色彩与生理、心理的调和

因年龄、居住环境、性别、职业、爱好不同，对色彩的好恶也不同。儿童凭直觉看颜色，欣赏那些鲜艳、明快、活泼的色彩，因而儿童用品宜用纯色调或甜美的柔和色调；青年人浪漫、好奇，欣赏大胆、奇特的色彩设计，是色彩创新的主要力量；中老年人阅历丰富，喜欢成熟的色彩，喜爱沉着、朴素、含蓄、丰富的色彩。

居住于城市的人，经常受到对比强烈的色彩刺激，如广告、霓虹灯等，加上环境的喧嚣、生活节奏的加快，已厌倦那种简单、兴奋、强烈的色彩，而喜欢淡雅、含蓄、沉静的色彩，以便得到欣赏和休息。

青年女性喜欢沉静、淡雅、软、轻、透明、理智的冷色调；青年男性则对强烈、浓重、硬、热烈的暖色调感兴趣。

某些人喜欢职业常见的颜色，如红色，炼钢的炉火、信号灯等，但也追求职业环境中缺乏的色彩。

2.5.2.6 色彩的心理作用

1) 色彩的知觉

视觉的辨认效果，取决于明度差的强弱。明度差强，虽为同一色相，也易于辨认；明度差弱，虽为不同色相，也难以辨认。背景与色块从由易于辨认到难于辨认的顺序列于表 2-5-4。

表 2-5-4 背色与色块辨认顺序

背景色	被检验色	背景色	被检验色
黑	白→黄→黄橙→黄绿→橙	黄	黑→红→蓝→蓝紫→绿
白	黑→红→紫→红紫→蓝	绿	白→黄→红→黑→黄橙
红	白→黄→蓝→蓝绿→黄绿	紫	白→黄→黄绿→橙→黄橙
蓝红	白→黄→黄橙→橙	灰	黄→黄绿→橙→紫→蓝紫

2) 色彩的感觉

色彩的感觉是指客观事物的色彩属性在人脑中的主观反映，包括以下几方面。

(1) 兴奋与沉静感

就色性而言，暖色给人以兴趣感，称兴奋色；冷色给人以沉静感，称沉静色。纯度降低，这种感觉减弱。

就明度而言，明度高的色易引起兴奋，明度低的色有沉静感。

白、黑及纯度高的色给人以紧张感，灰、低纯度的色给人以舒适感。

(2) 冷与暖感（见本章 2.5.2.5）

(3) 前进与后退感（见本章 2.5.2.5）

(4) 膨胀与收缩感

前进色有膨胀感，后退色有收缩感。

(5) 轻与重感

汽车论坛 http://www.qclt.com

明度高、纯度高、色相冷的色感到轻；低纯度、暖色、色层厚、表面粗糙感到重。

在色彩设计中，上部用明度略高、纯度略高的色，下部则用明度低、纯度低的色。汽车的内外色彩设计都应遵循这一规律。

(6) 软与硬感

色的软、硬感与纯度、明度有关。中等纯度、高明度的色有柔软感；纯度过高、过低、明度低的色有坚硬感。纯度高、明度高与纯度低、明度低的色软、硬感介于上述两者之间。白与黑有坚硬感，灰色有柔软感。曲线有柔软感，直线或有规律的曲线则有坚硬感。

(7) 明与暗感

取决于明度，以明度高的色为主能组成明的配色；反之，以明度低的色为主能组成暗的配色。

(8) 强与弱感

色相差大、明度差大、对比强、纯度高的配色表现较强的力度，色相、明度类似的低纯度色的配色体现较弱的力度。

(9) 厚与薄感

浅亮的色、平滑的色、透明的色使人感到薄；反之，深厚的色、粗糙的色、不透明的色感到厚。

(10) 干与湿感

蓝、绿、黄绿等色有湿感，而红、橙、赭石、灰等色呈干的感觉。

(11) 华丽与朴素感

强的配色，即由纯度和明度均较高的色块组成的配色显得华丽；弱的配色，即由明度低、纯度低的色配合显得朴素。纯度高的红、橙、黄具有较强的华丽感，而蓝、绿和明度较低的冷色有朴素、雅致感。

白、金、银色虽然较为华丽，但通过黑色的搭配，既可产生华丽感，又有朴素感，因此，黑底上的白、金、银色的设计给人以高雅的感觉。

使用色相差较大的纯色与白、黑色相配时，因具有明度差对比而表现出华丽感。

(12) 活跃与忧郁感

色彩的活跃与忧郁是以明度的高低为主、纯度的高低、色相的冷暖为辅而产生的一种感觉。高纯度和高明度的暖色显得活跃，灰暗的冷色显得忧郁。

(13) 色的质地感

人对于某种颜色的自然物体长期接触到的质感，反映到人的心理，颜色也带有了质感。驼灰黑、熟褐、深蓝等明度低、感觉重、纯度高的色给人以粗糙淳朴感；牙黄、浅白灰、粉红、绿黄等明度高的色感觉轻，纯度低的色给人以圆润，丰满的感觉。

(14) 色的疲劳感

色彩刺激和分辨困难，都易产生疲劳。从色相看，刺激感强的红、橙等色，如面积过大易产生疲劳；从明度看，明度太高，刺眼，明度太低，分辨困难；从纯度看，纯度过高，尤其是纯度高的暖色，刺激感强；色彩对比强烈，面积大时，刺激也强；色彩缺乏必要的变化，则单调乏味。色彩种类过多，太花哨，也易引起疲劳。

汽车色彩设计时，色彩不宜过多，高纯度色彩面积不宜过大，功能需要刺激强的色彩只能局部使用或起“跳跃”、画龙点睛的作用。

2.5.2.7 色彩的联想

在看到某种色彩之后激发人们联想到其它事物或景象，这种心理现象称为色彩的联想。色彩的联想是丰富多彩的，涉及面也很广。下面就汽车造型的色彩设计，分析各种色彩的联想效果。

(1) 红色

红色使人联想到火与血，给人以紧张感，故人们赋予红色以危险、故障的象征，作为报警的信号。因此，红色是消防汽车的基本用色，也常作为停止或禁止通行的标志色。

红色是一种有强烈心理作用的色彩，给人以兴奋感。在汽车造型设计中，红色宜用于起装饰、点缀作

汽车论坛 http://www.qclt.com

用的色带、商标、标牌和指示灯上。如救护车上的红十字，给人以强烈印象。但是，较大面积使用红色一定要慎重。在现代个人用车中，也有一些汽车车身涂成全红色，但这种红色的纯度较低，以削弱强烈的刺激作用。

红色具有良好的暗适应功能。在夜间行驶的汽车，其驾驶仪表板上有的采用红色照明，使人的观察视力不受破坏，有利于安全行驶。

(2) 黄色

黄色是明度最高的色彩，它穿雾能力强，因此在经常有雾的环境中（如英国伦敦），汽车的雾灯多用黄色。纯度低的黄色，可作为汽车车身的基本色，但也只限于私人汽车或出租车。

(3) 橙色

橙色又称桔黄色，是色彩感觉中最暖的色，具有既醒目刺激性却不太强的特点。橙色常作为工程车的基本色调，有利于施工和行驶的安全。

(4) 蓝色

蓝色象征含蓄、内向和理智。淡蓝色给人以清凉感和安静感，冷藏车的车厢采用淡蓝色是比较适宜的。实验表明，人在浅蓝色的房间里，脉搏比平常要慢些，所以浅蓝色是休息场所的环境色，长途汽车内也多采用浅蓝色为主调色彩。

(5) 绿色

绿色是植物的生命色和大自然的主宰色。绿色的知觉度较低，因此常被用作陆军汽车的隐蔽色，以与自然环境融为一体。绿色又属于安全色，常被作为正常、安全、通行的信号标志色。绿色又被称为希望色、和平色。邮政汽车采用绿色，象征和平、希望，符合人们盼望信件安全抵达的心理。

(6) 紫色

紫色给人以凄凉、不安的感觉。暗紫色使人感到懊丧和悲哀，在汽车造型色彩设计中，是很少采用的。

(7) 黑色

黑色能使人联想到金属，给人以紧硬、沉着和稳重的感觉。光亮的黑色，不仅给人以力感、坚实感，而且具有庄重、肃穆的特点，因此常用于政府官方和外宾汽车的涂装。

(8) 白色

白色使人联想到冰雪、白云、棉花，它给人以冷、轻、柔软感。一般被认为是清洁和纯洁的象征色，因此常用于救护车、卫生车，也是部分冷藏车的主调色。

(9) 灰色

灰色介于黑色与白色之间，属于明度适中的中性色。灰色能烘托邻接的其它色彩，把邻接色彩所特有的情感照其原意表达出来，因此灰色最容易被其他色彩装饰；灰色对视觉既不眩目，也不暗淡；灰色给人以朴素、安全、柔和、含蓄之感，以灰色为基调的蓝灰色、黄灰色、绿灰色等是现代轿车的常用色彩；灰色是一种最不容易产生视觉疲劳的色，因此非常适合作仪器、机床和汽车等设备控制台或驾驶仪表的面板色；灰色还具有耐脏性好的特点，深灰色车身稳定感较强。

(10) 光泽色

光泽色主要指金、银、铬、铝等材料色。光泽色给人以华丽、高级的感觉。光泽色在汽车造型中，多用于商标、散热器格栅，前、后保险杠，以及不同色彩过渡的处理上，以增加汽车的光亮、辉煌、华丽。

2.5.2.8 色彩的地区性和民族性

由于政治、历史、宗教、文化教育、风俗习惯等因素的影响，不同国家和地区对色彩的喜恶爱好各不相同。为使汽车的色彩设计能够适应市场竞争的需要，表 2-5-5 列出了各国对色彩的爱好及禁忌。

我国是一个幅员辽阔的多民族国家，对色彩的爱好和禁忌也有差别，南方人一般多喜欢素雅、明快的色彩；北方人则喜欢深重、稳定的色彩。城市人通常喜欢淡雅、清晰、调和的色彩；农村人则喜欢浓艳、对比强烈的色彩。儿童喜欢简单、鲜明、活泼的色彩；青年人多喜欢高雅、时髦、明快的色彩；老年人则喜欢沉着、含蓄、稳重的色彩。部分民族对色彩的爱忌情况列表 2-5-6。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 2-5-5 国家或地区对色彩的喜恶爱好

洲别	国家或地区	爱好的颜色	禁忌的颜色
亚洲	中国	红、黄、绿	黑、白
	港澳地区	红、绿、黄、鲜艳颜色	黑、白
	韩国	红、绿、黄、鲜艳颜色	黑、灰
	印度	红、绿、黄、橙、蓝、鲜艳颜色	黑、白、灰
	日本	柔和色调	黑、深灰、黑白相间
	马来西亚	红、橙、鲜艳颜色	黑
	巴基斯坦	红、绿	
	缅甸	红、黄、鲜明颜色	
	泰国	鲜艳色	黑
	土耳其	绿、红、白、鲜明颜色	
	叙利亚	青蓝、绿、白	黄
	沙特阿拉伯		
	伊拉克		
	科威特	绿、深蓝、红白相间	粉红、紫、黄
	伊朗		
	也门		
非洲	埃及	红、橙、绿、青绿、浅蓝、明亮颜色	暗淡色、紫色
	摩洛哥	绿、红、黑、鲜艳颜色	白
	利比亚	绿	
	乍得	白、粉红、黄	红、黑
	尼日利亚		红、黑
	多哥	白、绿、紫	红、黄、黑
	毛里塔尼亚	绿、黄、浅淡颜色	
欧洲	挪威	红、蓝、绿、鲜明颜色	
	瑞士	红、黄、蓝	
	丹麦	红、白、蓝	
	荷兰	橙	
	奥地利	绿	
	爱尔兰	绿	
	捷克	红、白、蓝	黑
	斯洛伐克	红、白、蓝	黑
	罗马尼亚	白、红、绿、黄	黑
	瑞典	黑、绿、黄	蓝
	希腊	绿、黄、蓝	黑
	意大利	鲜艳颜色	
	德国	鲜艳颜色	
北美洲	美国	无特别爱好	无特别禁忌
	加拿大	素静色	
拉丁美洲	墨西哥	红、白、绿	
	阿根廷	黄、绿、红	黑紫、紫褐相间
	哥伦比亚	红、蓝、黄、明亮颜色	
	秘鲁	红、红紫、黄、鲜明颜色	
	圭亚那	明亮颜色	
	古巴	鲜明颜色	
	尼加拉瓜		蓝白平行条状色
	委内瑞拉		红、黄、蓝

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 2-5-6 我国部分民族对色彩的爱忌

民族	喜爱的颜色	忌用的颜色
汉族		黑、白色多用于丧事
蒙古族	桔黄、蓝、绿、紫红	黑、白
回族	黑、白、蓝、红、绿	丧事用白色
藏族	白(尊贵色)、黑、红、桔黄、紫、深褐	浅黄、绿
苗族	青、深蓝、墨绿、黑、褐	
维吾尔族	红、绿、粉红、玫瑰红、紫红、青、白	黄
朝鲜族	白、粉红、粉绿、浅黄	
彝族	红、黄、蓝、黑	
壮族	天蓝	
满族	黄、紫、红、蓝	白
京族	白、棕	
傣族	白	
黎族	红、褐、深蓝、黑	
高山族	红	

2.5.3 汽车色彩设计的原则及技巧

(1) 确定车辆的基本色调

汽车主调色是以一种色、两种色或三种色(少数)组成的,具体用什么色取决于商品性。要慎重确定车辆外部整体色调,其它色彩统一在这个总倾向中。

(2) 符合汽车功能

级别低的轿车多用醒目、明亮、艳丽的高明度色彩;高级轿车多用稳重的色彩;大客车多用对比强烈的多种色及色带。

内饰宜采用利于驾驶员精力集中、安全操作,无刺激、无干扰,显示清晰的色彩。因此,应选择低明度、低纯度、弱对比、无反光的色调。其中,局部的显示仪表部分可用明度强的对比,以便于驾驶员观察。

有些车在功能上要求特殊固定颜色,应予满足,如消防车涂红色,救护车涂白色,工程车涂黄色带黑条,军用车涂橄榄绿等。

(3) 考虑使用环境和气候条件

在寒冷地区使用的汽车以暖色为佳;在炎热地区以冷而明快色调为宜;沙漠地区,渴求绿色;重型汽车,应该用深色;微型汽车,追求明快;在绿色环境中使用的汽车,宜用鲜艳的暖色调。

(4) 符合时代感

汽车色彩设计,要善用"流行色",以提高商品性。还要研究"流行色"预测信息,并根据色彩风格、审美爱好的变化,以及新科技提供的新涂料等因素进行色彩设计。

(5) 注意"形"、"色"、"质"的统一

"形"、"色"、"质"三个因素相互补充,相互制约,应使三者效果统一,以色助形,以质衬色,充分发挥材料、工艺、表面处理等方面的特点,以收到自然协调、变化丰富的色彩效果。

(6) 考虑涂饰工艺

应充分考虑色彩分块是否便于涂装,两种颜色的分界面应选在部件接合处或设置的沟槽处,或在可拆卸的罩壳处,这样不仅使涂装易于操作,且能保证分界面整洁、规范。现在粘敷式彩带的广泛应用,为汽车的色彩设计提供了更为广阔的天地。

汽车论坛 http://www.qclt.com

(7) 注意视觉生理与心理的平衡

满足人们视觉生理与心理的平衡，是色彩设计取得良好的视觉效果的重要因素。因此，配色时应避免过亮或过暗、模糊不清及色相单调等弊病。对于汽车，应保证配色的总效果为中间色。

(8) 符合民族及地区的生活习惯和爱好。

2.6 汽车商标设计

在汽车上用于识别的装饰物有商标、标牌和标识三类。标牌是说明牌一类的装饰物；标识是仪表、警报、信号及操纵钮上刻画的图形；标牌以文字和图形为主，印制成后粘贴或钉于某一部位。其中标识大多有约定俗成的图案或标准规定的图案，造型的回旋余地不大。

商标是标明制造厂家与车辆特征的以文字、图形、形体等形式表示出的装饰物。对整车造型起画龙点睛的作用，具有代表、象征、区分和指示等功能。

商标包括厂标、商品标志、车型标志及表示车辆或零部件功能、特征的艺术造型品。商标设计已成为造型中的重要组成部分。

商标要注册，受法律保护，并被评估成价值。

2.6.1 商标的艺术规律

2.6.1.1 商标的设计要求

完美的商标，要有一个响亮、动听的名字，还要有优美、鲜明的图案。商标先有名字，然后有艺术造型。表示工厂名字的例子如一汽集团公司 FAW、东风汽车公司等都有自己的图案；表示车辆名字的如解放、东风、红旗、捷达、奥迪、桑塔纳、切诺基及富康等，也各自有图案。商标命名的原则如下。

①结合商品的内容、特点，具有内在的密切联系；

②体现思想内容和时代精神；

③富有生活气息，又有艺术特性；

④有独创性。

2.6.1.2 商标的艺术特征

商标设计应把思想方法、艺术语言及审美作用统一起来；商标图案要做到强烈、明快、醒目、大方、活泼、有趣，引人入胜，耐人寻味。设计时应侧重以下三个方面。

①在功能上要求商标是商品或经营业务的象征，因而图案要清晰、夺目、易于识别；

②在传达信息方面应具有及时、达意的艺术形象，应为产品建立信誉创造条件。

③突出个性特征，即商标应具有市场竞争的强烈表现力，为产品的美化和宣传发挥作用，避免似是而非、含混不清、与别的商标类似等。

商标具体设计特征，首先是高度抽象，以小见大，以少胜多，含意明确，主题思想集中。其次是具有包括形象和色彩美的图案美，即由想象、意境、比喻、色彩等组成深奥、含蓄的意象美，由运动、变化、对照及均衡等组成的形式美。

2.6.1.3 商标图案的表现方法

主要有表象性和象征性两种表现方法。表象性是以一目了然的方式和感性形象直接反映主题。如日本五十铃汽车公司的御马牌轿车商标直接是马的图案，美国克莱斯勒公司的顺风牌轿车商标以鼓满风的帆船比喻顺风(图 2-6-1)。

象征性表现方法包括象征法、模拟法和寓意法三种。

(1) 象征法

汽车论坛 http://www.qclt.com

以富于想象或相联系的事物象征汽车，用比喻、形容或暗示的方式创造出具有象征意义的艺术形象。如奥迪车的四个圆环表示该公司是由四家公司合并的，三菱车的三个菱形表示三菱财团(图 2-6-2)。

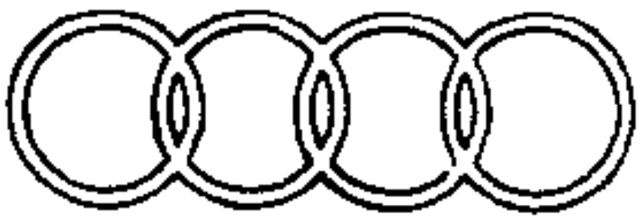


a)



b)

图 2-6-1 表象性商标图案
a)御马商标；b)顺风商标



a)



b)

图 2-6-2 象征性商标图案
a)奥迪汽车商标；b)三菱汽车商标

(2) 模拟法

用模拟某种事物、动物等创造的图案，如苏联伏尔加轿车的小鹿就在于模拟其奔驰的形象(图 2-6-3)。

(3) 寓意法

图案中寓有一定含意，将其抽象、渲染、烘托，以表达汽车的特点。如美国通用公司的上将牌，以五颗星表示五星上将寓意汽车的高贵、豪华、权威；法国雪铁龙公司的前身是雪铁龙齿轮公司，其商标图案是两个人字型的齿形(图 2-6-4)。



图 2-6-3 模拟法商标图案



a)



b)

图 2-6-4 寓意法的商标图案
a)上将牌汽车商标；b)雪铁龙汽车商标

2.6.2 商标的形式与色彩

2.6.2.1 文字商标

中国的商标有用汉字的，如“解放”、“红旗”及“富康”等；有用汉语拼音的，如“DONGFENG”等；有用英文的，如“FAW”、“BJAC”等。引进产品多用原商标，如“AUDI”、“Jetta”、“SANTANA”等。

国外商标用文字或文字与图案混合的也很多，如“VW”、“IFA”、“TATRA”、“TOYOTA”等，有的商标虽为文字，但有一定寓意或文字抽象，如“Ford”形如兔子，“FIAT”简化为“/////”等(图 2-6-5)。

2.6.2.2 图案商标

图案商标多种多样，有的只代表厂名或车名，有的兼具厂名和车名，如德国奔驰的商标。常见的艺术表现形式有如下几种。

①对称型，如日本日产公司的总统、德国的奔驰、日本三菱公司的华丽牌汽车等商标(图 2-6-6)。

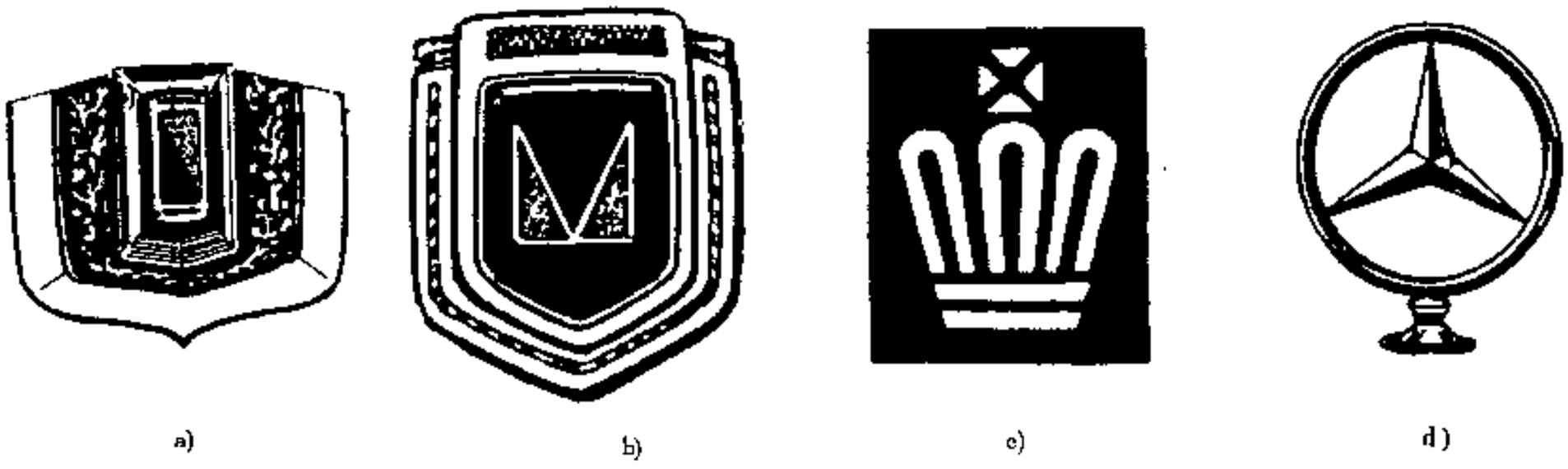
汽车论坛 http://www.qclt.com



a) b) c) d)

图 2-6-5 文字商标

a)伊发商标;b)太脱拉商标;c)大众公司商标;d)福特商标



a) b) c) d)

图 2-6-6 对称型商标

a)总统牌轿车商标;b)华丽牌轿车商标;c)皇冠牌轿车商标;d)奔驰汽车商标

②旋转型,动感较强,易吸引人注意,形成视觉中心。如图 2-6-7 所示的中国东风牌、英国利兰公司的商标等。

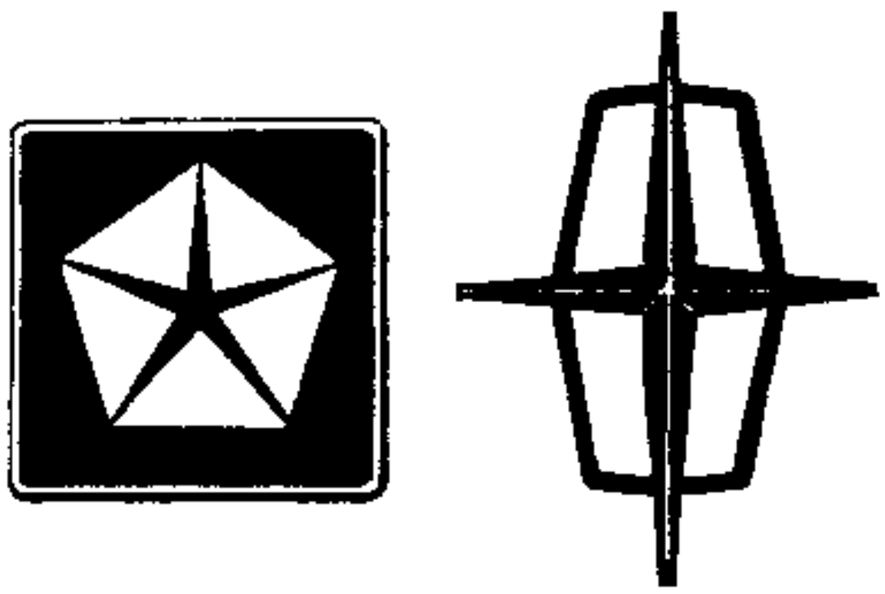
③放射型,使人感受强烈。如图 2-6-8 所示的美国克莱斯勒公司道奇牌、加拿大侯爵牌。



a) b)

图 2-6-7 旋转型商标

a)东风牌汽车商标;b)利兰有限汽车公司商标



a) b)

图 2-6-8 放射型商标

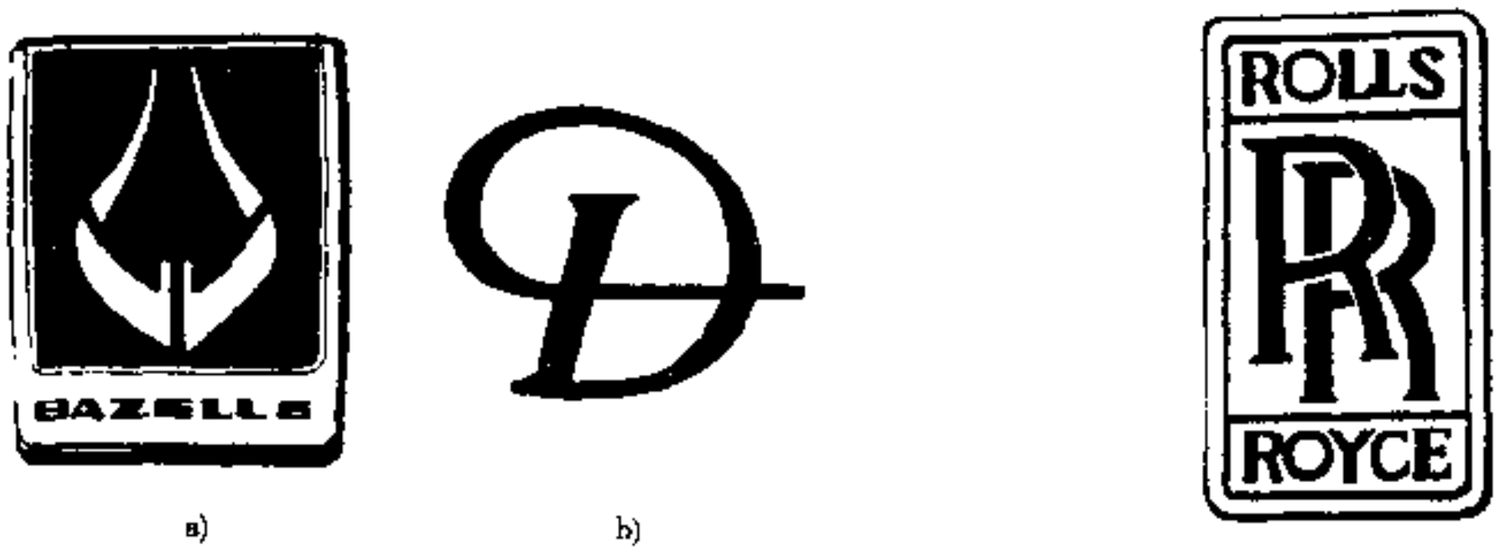
a)道奇牌汽车商标;b)侯爵牌汽车商标

④简练型,用抽象、概括、提炼、升华的艺术手法将主题突现出来。如图 2-6-9 所示的日本日产公司羚羊牌、英国戴姆勒牌。

⑤重复型,将图形纳入重复结构中,给人以整齐、稳重之感,产生节奏和韵律美。如图 2-6-10 所示的英国罗尔斯——罗伊斯公司标志。

⑥对比型,利用不同颜色或明暗、阳阴的手法重复同一图案形成对比,具有强烈、醒目特点,但应注意不

汽车论坛 http://www.qclt.com



a) b)

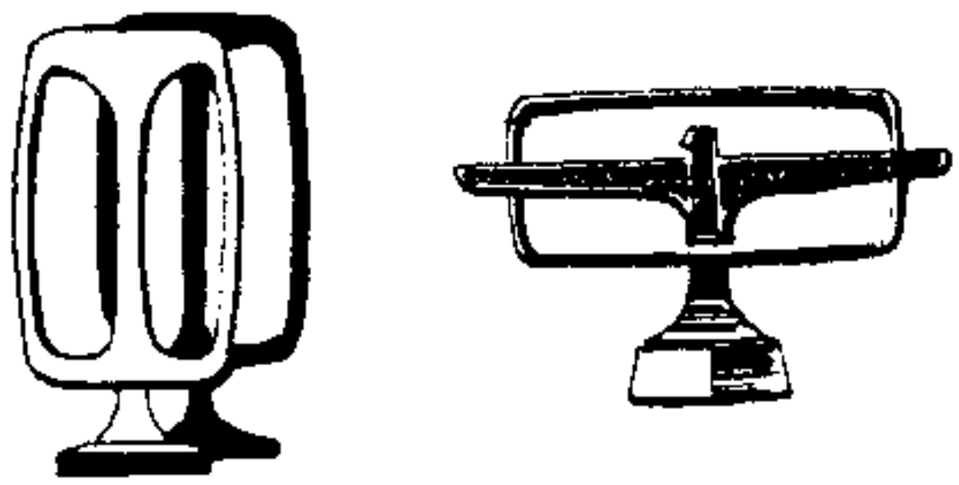
图 2-6-9 简练型商标

a)日产羚羊牌汽车商标;b)英国戴姆勒牌汽车商标

图 2-6-10 重复型商标

宜显得凌乱。如图 2-6-11a)所示的美国福特公司的格林那达牌。

⑦夸张型:对要表现的对象施以适当的夸张,以增加艺术感染力。如图 2-6-11b)所示的福特公司的雷鸟牌商标。



a) b)

图 2-6-11 对比型和夸张型商标

a)格林那达牌汽车商标;b)雷鸟牌汽车商标

2.6.2.3 汽车商标色彩

商标色彩视车色而定,务求其醒目、大方。一般以黑底亮字(铬、金等色)或镂空底亮字居多,也有双色或三色的,后者要讲究色彩搭配,常用红、兰、绿色。

2.7 表面数据和线图

表面数据是用数学模型形成的车身内、外表面,仪表板,座椅等内装件的任一点的三维数据。

线图是用手工或机器绘出的车身内、外表面,仪表板、座椅等内装件按坐标间隔给出的表面线型组成的二维图。

2.7.1 内外模型的测量

手工制作线图是 40 年代至 70 年代的事,现已少用。这里介绍机器形成表面数据和制作线图的方法。

形成表面数据有两种方式,一种是造型师在工作站中直接构筑表面数据,用数据去铣削模型,此为正向工程(在本章 2.8 节中将谈及);另一种是先做模型,测量模型得到数据,再在工作站中构筑表面数据,此为逆向工程,本节介绍后一种方法。

2.7.1.1 测量工具

多用三坐标测量机,有大型龙门式或单臂式,根据功能不同,可实现点到点、线连续扫描、区域连续扫描等不同测量方式。测量的触头有接触式和非接触式,接触式触头用于测量较硬材料(油泥模型或比它更硬的模型)、非接触式触头多为激光测量头,软、硬材料都可测。

还有用照相法进行测量的,其方法是在模型上贴一些参考点,用特制的数码相机对被测模型拍摄照片,将照片在计算机上处理,取得测量数据。这种方法快速,采点密集,但精度稍低。

2.7.1.2 内外表面数据的建立

1) 构造曲线

汽车论坛 http://www.qclt.com

用测量点作为构造曲线的插值逼近点，一般用贝齐尔(Bezier)曲线的构造方法，该曲线与插值点的偏差不大于0.25mm。曲线的曲率变化应符合模型或图纸，曲线的端部的切矢应与曲线的总趋势一致，以保证曲线之间的光顺连接。构造曲面的曲线在角点应保证位置连续，相对的两条曲面构造线应保证参数的对应性，以保证构造的曲面不扭曲。

特征线的求取方法是设计部分曲线，然后延伸，求交点，偏置并延伸，连接角点。

2）构造曲面

(1) 四边界法

该方法应用最为广泛，构造的原则是在满足与插值点的偏差(不大于0.25mm)的情况下，用尽量低的阶数构造曲面，尽量避免用内部控制点或线控制曲面，以保证曲面的光顺性。

(2) 三角域

三角曲面是退化的四边形曲面，曲面的第四条边退化成很小的一段曲线，不是严格的为零。大多数都声称CAD软件有良好的构造三角域的能力，但根据多年来的经验，用软件的三角域功能构造的曲面，一般第四条边的方向很难控制，不能满足外观曲面的设计要求。通常采用四边界法构造一个较大的曲面，然后根据自然边界裁剪曲面。

(3) 扫掠面

一般由一条或一组轮廓线加上一条或两条导线构造而成。每条轮廓线有一条或几条首尾相接的曲线构造成，导线由一条或几条光顺连接的曲线构成。构造扫掠面的轮廓线和导线必须保证参数对应。

3）多曲面的拼接、裁剪

理论曲面构造完成后，开始根据圆角图构造圆角曲面。圆角曲面的构造可以分为定圆角和变圆角、狭义圆角和广义圆角。圆角的原则是，先大后小，圆角曲面的阶数应高于基础曲面。按自然边界和特制线对曲面进行裁剪，以得到完整的曲面模型。

4）曲面的检查与修改

曲面完成后，须进行仔细检查及修改，以确保曲面品质。检查与修改内容如下。

(1) 单一曲面检查

检查与测量点的偏差时，曲面模型应尽可能忠实于物理模型或原图纸，曲面在符合设计意图的基础上，边界或内部的点与测量点的偏差不大于0.25mm。如果超出这个范围，首先要分析该测量点是否为"坏点"；如果该点是"坏点"，则可忽略该点；如果不是坏点，则要重新改造曲面或修改曲面，使曲面与原始测量点的偏差满足要求。

检查参数对应好坏直接影响曲面本身的品质，也影响到曲面拼接的品质。因此，曲面的参数的对应必须符合曲面的造型规律。

(2) 多个曲面的检查

检查连接时应注意，不当的连接会使曲面修改发生困难，避免T型连接和错位连接，曲线的连接偏差不大于0.02mm，偏差过大会对派生曲面(OFFSET)和数控(扎刀)造成困难。

(3) 光顺性连接的检查

光顺性检查方法有多种，这里介绍常用的几种。

如果两个曲面需要光顺连接，即须保证两曲面的跨界切矢或跨界曲率连续。用跨界法矢检查时，其跨界法矢的角度不大于1°；用反光线光照检查时，反光线的趋势要一致，在曲面连接处不应有错位；用光谱检查时，光谱形状的疏密应变化均匀，符合造型要求，在曲面连接处不应有错位。

曲面检查表面品质后，要按圆角间隙图进行圆角和间隙的检查。检查时表面数据制作人员要与造型人员一起进行，并以造型人员的设计意图为主。发现问题反复修改，直至满意为止。

2.7.2 线图

有了三维表面数据，可绘出按坐标格切出的线图。在初步光顺后给出的线图称为草线图，可供设计绘制结构计划图。最后完成的线图作为设计文件之一发放和使用(图2-7-1)。

汽车论坛 http://www.qclt.com

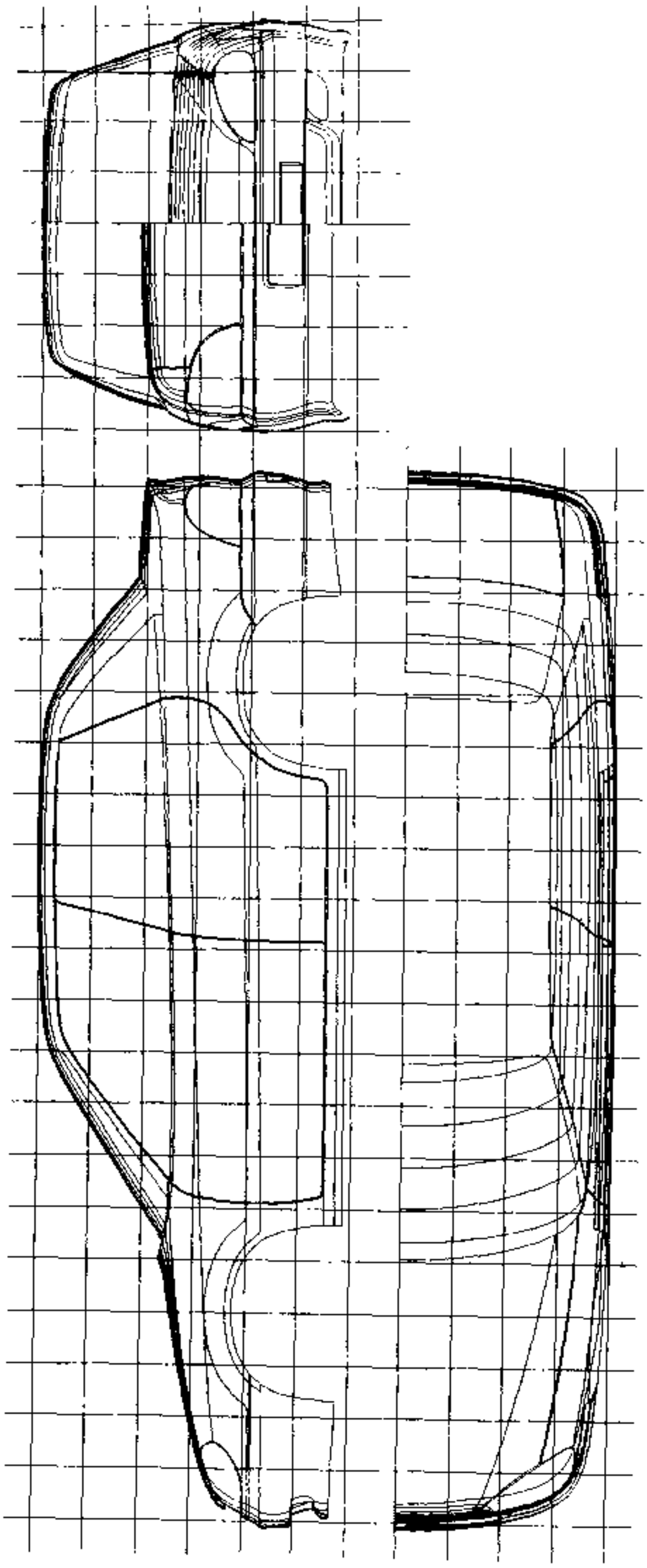


图 2-7-1 线图

汽车论坛 http://www.qclt.com

2.8 计算机辅助造型(CAS)

计算机辅助造型(CAS——Computer Aidel Styling)就是借助于计算机来进行造型工作。

2.8.1 绘制效果图

在计算机上用专门软件,由造型人员执专用笔在数字化板上进行,其勾画线条的方法和手工勾画一样,发现不合适的可以"擦掉",明暗也可以表现出来。如欲着色,可选择颜色涂布,绘好后加上背景或渲染,便成为一张效果图。另外,还可以先将画好的轮胎等输进去,以免每张效果图都画轮胎。

如欲输出,可用彩色打印机打印出来。

2.8.2 构筑曲面

在已批准的效果图基础上,构筑三维曲面数据,即依据总布置给出的布置尺寸和"硬点",先勾画出外形控制轮廓线,按造型意图进行修改,接着将主要线型绘出,再细化各部,便形成包络整个形体的造型线图。然后进一步构筑曲面,经反复修改,直至满意为止。大型面构成后,再将细微部分表达清楚、各部分圆角与间隙做适当调整,构筑曲面工作即告完成。此时,曲面上任意一点的三维数据都给定了,整个形体已形成。

2.8.3 渲染

确定光照入的方向,计算机软件会自动形成阴暗面、高光点及高光线等。再确定各部位的颜色,汽车本身造型就已完成。

设立背景,可利用软件中提供的背景,也可用数码相机拍摄的背景输入计算机。背景要多样化,一辆车可换多个背景衬托其效果。背景可以有不同景观,如建筑、公路、海滨、绿地、雪岭及河谷等。

2.8.4 展示

效果图与曲面完成的数据模型应分别展示,以供比较与评审。展示有两种方法,一种是由彩色打印机打印出来,另一种是用三枪投影仪投到大屏幕上。后一种方法较多采用,但要有场地和设备。展示时,与对比车型和竞争车型共同比较,以评定其优劣。

2.8.5 制造模型

将经评审批准的三维曲面数据模型传送给数控铣床,铣出全尺寸模型,经修饰、涂装与装饰,如真车一样,以实体形态供评审。这种评审更直接和更有效,也更易发现毛病,一般不应省略。

归纳评审意见,造型师对模型进行精心修改,完成后再集中评审,直至批准。

将修改过的部分重新测量得到数据,重新构造曲面,实施逆向工程。

2.9 数据控制模型

2.9.1 概述

数据控制模型(Date Control Model——简称 DCM)是检验用计算机辅助设计构成的表面数据的模型。它以直观的实体显示设计数据,供评审和修改表面数据用,是造型冻结必需的和重要的一步。

车身的内、外表面及主要内饰部件,如座椅及仪表板等都要制造数据控制模型。内表面模型的每个零件都做模型,组装或不组装均可以。

外表面数据控制模型有两种,一种是将全车车身一体铣出,不分块,只表示外表面数据和结构间隙,称为参考模型;另一种是将每个零件分别制造后组装在一起,不但显示外表面数据和结构间隙,也显示从外部可

汽车论坛 http://www.qclt.com

见的内部结构，称为数据控制模型。这两种模型供产品开发部门和质保部门使用。

2.9.2 数据控制模型的特点及要求

2.9.2.1 数据控制模型的特点

①只体现可见的表面，不体现内部构造。

②制作车身零件的外表面。以前一般设计车身外覆盖件、钣金零件多以内表面为准，这样制作数据控制模型就需转化才能得到外表面，为了减少转换误差，以后设计应以外表面为准。

③须用高精度数控铣床制作。

④按零件制造的数据控制模型需装配成完整车身。玻璃、灯具、标志等皆用具真实感的材料制作，完成后就象一辆真车。

数据控制模型是产品开发、生产、质保的依据之一，应长期保存，直至该车停产。

2.9.2.2 对数据控制模型的要求

计算机辅助设计给出的精度很高，数据控制模型的加工精度要求也相当高，以使模型能忠实地反映出设计的表面质量。

①数据加工出的表面品质应看不出加工刀痕，喷涂后能显示出设计表面数据的微观波动和缺陷。

②表面应涂装以金属光泽的银灰油漆或其它浅亮颜色的油漆，目的易于显示出微观缺陷。灯具等材质、颜色及花纹等应与设计要求一致(塑料件可不制花纹)。

③尺寸精度要求很高，各组件的最大长度和模型整体的最大长度允许偏差 ±0.01% 以内，其中 1m 长以下的小组件偏差为 ±0.1mm 以内。

有的国家(如日本)将数据控制模型也称为"主模型"，此时所称呼的主模型是基于 CAD 设计的主模型，等同于数据控制模型，与以前的主模型概念是不同的。以前的主模型加工的是钣金件的内表面，精度要求也低得多，而且主要是为生产工艺用，不能混淆。

数据控制模型多用可加工塑料(以环氧树脂为基础的易于切削的塑料)制造。

2.9.3 数据控制模型的结构

由底架、主架及组件(装于主架与底架的单个零件)的 DCM 组成。底架由大型方钢管焊接而成，要求有足够的刚度，确保装配与运输过程中不变形。它是 DCM 的基础，主架与各组件都装于其上，故设置有相应的装配用的定位件、紧固件及孔位。

主架装于底架上，用角钢、方钢管及钢钣焊接而成，或用铝合金铸造加工制造，它是装置组件的基础，见图 2-9-1 中间部分。

大型组件应具有骨架，一般骨架用金属制成(钢板、角钢或铸铝)，要求能确保零件在制作运输及装配过程中不变形，外面粘附可加工树脂。小型组件可不用金属骨架，全用可加工树脂制造。定位块使用掺金属粉的高硬度树脂，基体用密度较低的树脂，表面用密度高、细致无气泡的树脂制造，以便降低成本。

全新设计的车身，其 DCM 全部新设计与制作，精度易于保证。

当进行改进车身的 DCM 制作时，如只改头、尾、中间车室部分不变，只做前头、后尾部分的 DCM，不改动的车室部分用稳定生产的焊接白车身，如果焊接尚提供不出合格白车身，则用已稳定的冲压件装成螺钉车身。无论是焊接白车身还是螺钉车身，都需要在车室内部充分加固，以防止变形。一般的加固方法是用玻璃钢管组成桁架与车身粘固在一起。当 DCM 与车室连接需要去掉车室中妨碍连接的部分时，绝不要破坏车室本身的刚性。

2.9.4 DCM 的评审与修改

按设计数据制造的 DCM 须进行评审，参加评审的部门及人员的代表应包括项目经理(最后评审时，总经

汽车论坛 http://www.qclt.com

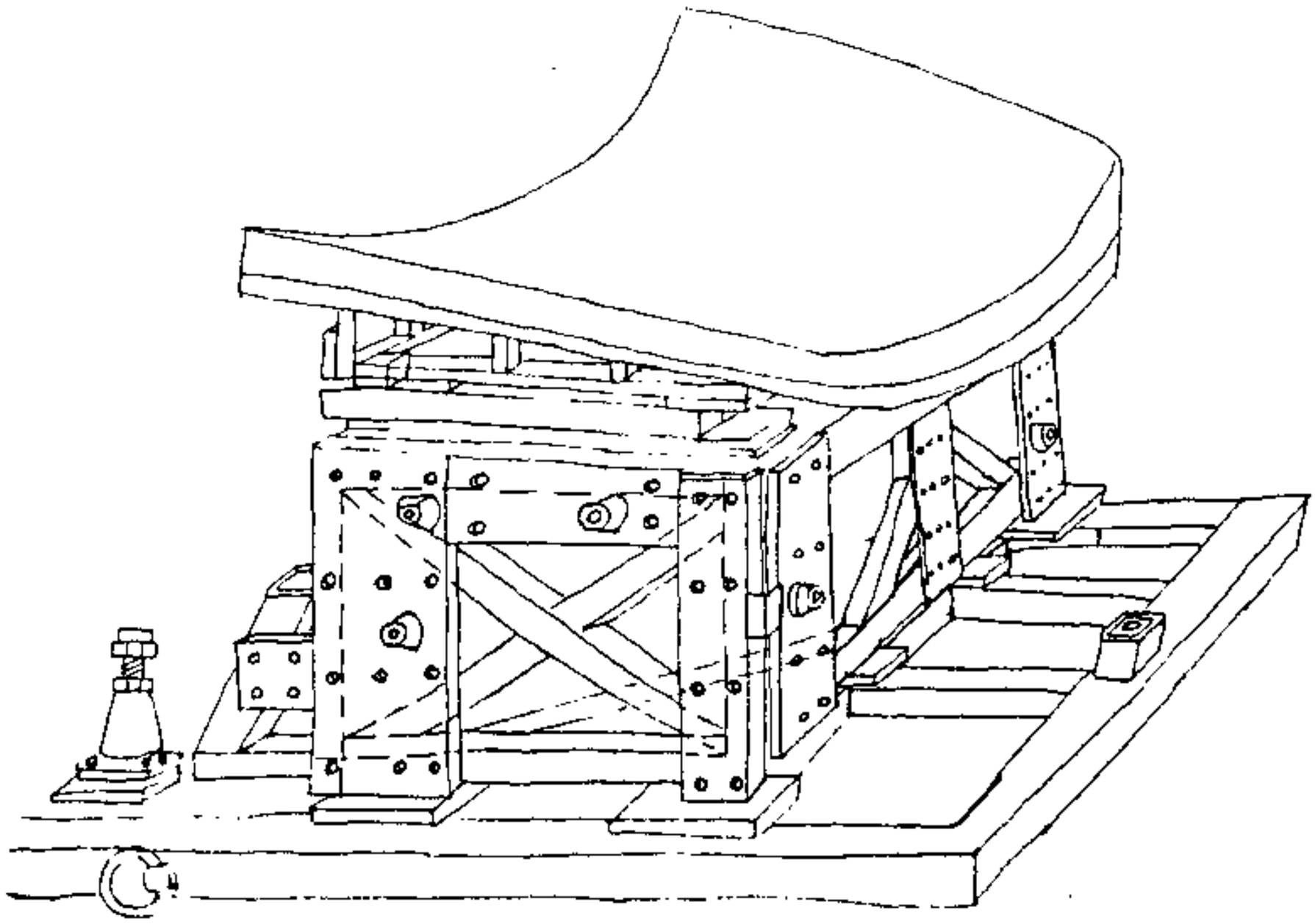


图 2-9-1 DCM 的车头主架

理及其它最高决策人参加),造型、数据设计、结构设计、生产、规划及质保部门人员等。

评审的内容是:整体造型;表面品质;外形是否满足造型意图;间隙圆角与尺寸精度;工艺与制造性能。

评审一般进行三次左右,评审中发现的问题要用标贴标出。两次评审之间是供修改的时间,按评审中提出的问题有针对性地修改,直到满意为止。

不变的车室部分不可避免地会产生形状偏差、尺寸偏差及左右不对称等制造误差。在生产已稳定而冲模又无法改变的情况下,DCM 要与不变部分匹配,这些问题在第一次审查时就会被发现。修改的方法有二种,一种是测量不变部分数据,修改设计数据与其符合,再加工出 DCM,予以替换;另一种方法是手工修改 DCM 组件,使与不变部分相符,然后测量修改过的组件,重新形成数据。一般多采用前一种方法。

审查通过后,DCM 存入展览室。审查通过之日也就是造型冻结之时。

2.10 造型主要技法

造型各个过程中都有相应的技法,如效果图的明暗表示手法,着色与高光技巧等。这里只讨论透视图的画法和模型雕塑的有关内容。

2.10.1 效果图的透视画法

2.10.1.1 透视图概念

透视图是透视投影图的简称,是符合视觉近大远小规律的立体图。

它是画效果图过程中免于失真的重要一步。透视投影是一种中心投影,其投影线相交于一点。即从人的眼睛至物体连接许多假想的直线,这些视线与画面一一交于相应的点,画面上这些点的组合,就是透视投

汽车论坛 http://www.qclt.com

影)。透视的有关名词解释如图 2-10-1 所示。物面(基面)G:放置物体的水平面;画面 P:透视投影面,与物面垂直;基线 $g-g$:画面与基面的交线;视点 S:观察者眼睛所处的位置;站点 s':视点在基面上的投影,相当

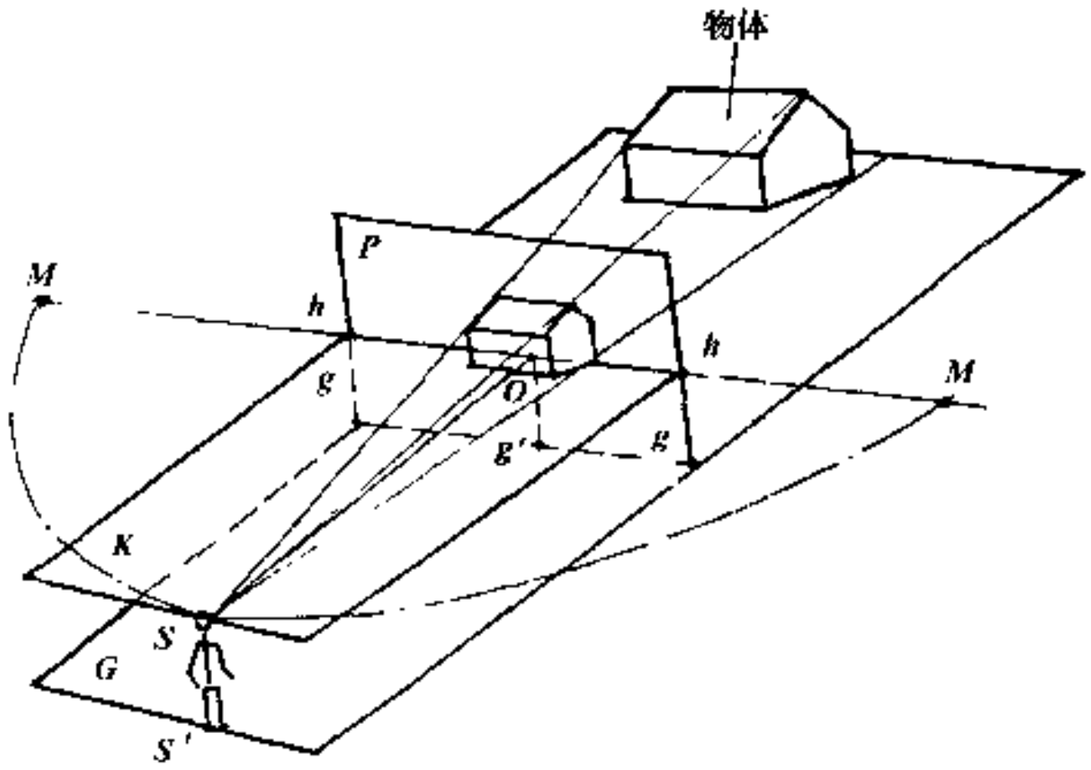


图 2-10-1 透视原理图

于观察者的站立点;视平面 K:过视点所作的一个假想水平面;视平线 $h-h$:视平面与画面的交线;心点 O:视点 S 在画面上的正投影;距点 M:在视面上以心点为心、OS 为半径画弧与视平线的交点;视高:视点 S 到基面的距离,即观察者眼睛的高度,反映在画面上即为视平线($h-h$)与基线($g-g$)间的距离;视距:视点 S 到心点 O 的距离;灭点:直线上无穷远点的透视;视中线:心点 O 到基线 $g-g$ 的垂直距离 Og'。

2.10.1.2 透视图的分类

根据物体与画面的相对位置,以及观察者与物体的角度不同,透视图可分为一点透视,两点透视和三点透视。三点透视汽车少用,不做介绍。

1) 一点透视

以立方体为例(图 2-10-2),当立方体有一组棱线($a-a'$、$b-b'$、$c-c'$、$d-d'$)与画面垂直,则其余两组棱线($a-b$、$a'-b'$、$c-d$、$c'-d'$和 $a-d$、$a'-d'$、$b-c$、$b'-c'$)必然与画面平行,因此画出的透视图只有一个灭点,这种透视图称为一点透视。又因立方体有一个方向的立面与画面平行,故又称为平行透视。

由于视点与立方体相对位置不同,立方体的一点透视有 9 种情况。图 2-10-2 中的立方体,有的能看见 1 个面,有的能看见 2 个面,最多能看到 3 个面。

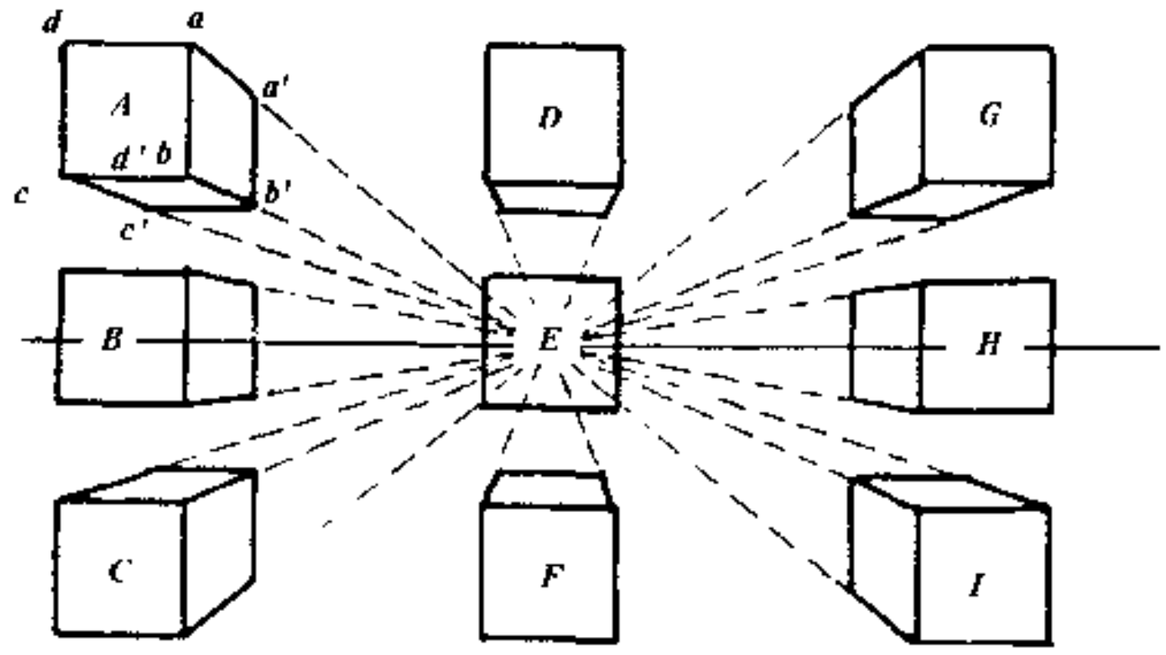


图 2-10-2 立方体一点透视图

汽车论坛 http://www.qclt.com

一点透视的特点是，与画面平行的线没有透视变化，与画面垂直的线都消失在灭点。

2）两点透视

如图 2-10-3 所示，方形物体有一组棱线与画面平行，如棱线 $a-a'$、$b-b'$、$c-c'$、$d-d'$，另两组棱线与画面斜交，如 $a-b$、$a'-b'$、$c-d$、$c'-d'$ 和 $b-c$、$b'-c'$、$a-d$、$a'-d'$，这样画成的透视图称为两点透视。由于立面 $aa'bb'$ 和 $bb'cc'$ 均与画面成倾斜角度，又称两点透视为成角透视。

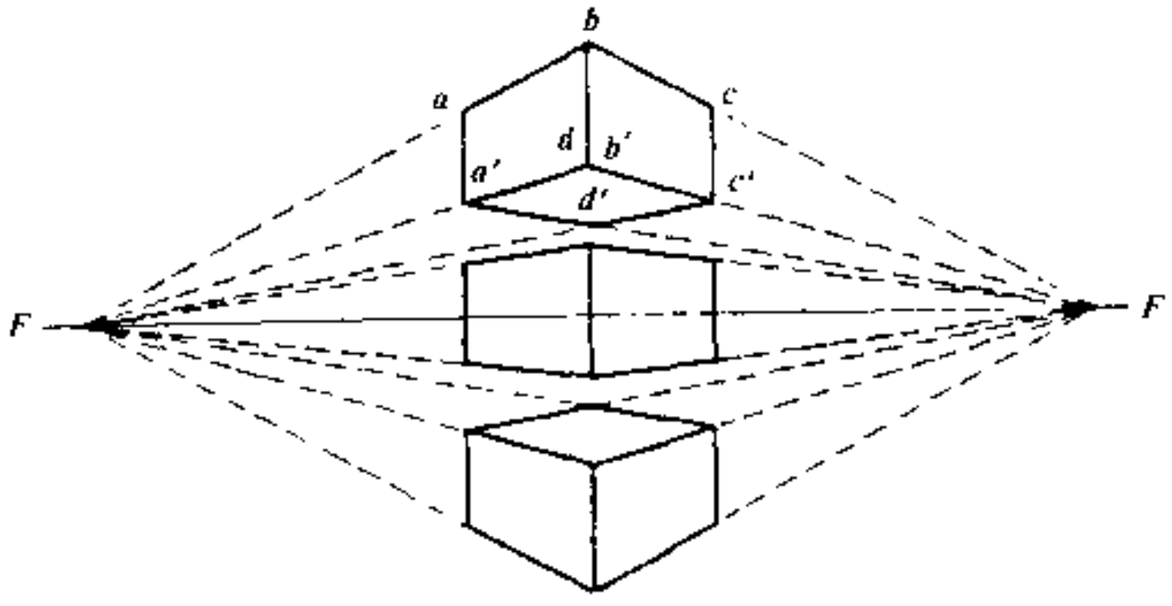


图 2-10-3 两点透视图

两点透视有两个灭点，灭点在视平线上的位置决定于视点与物体的距离。此外，由于视点位置的不同，两点透视最少能见到物体的 2 个面，最多能见到 3 个面。因此，两点透视可以比较全面地表现物体，是汽车造型设计常用的透视方法。

两点透视应注意的问题是，视点与物体的距离不能太小。因为视点越近，灭点在视平线上离心点就越近，引起透视变形急剧，如图 2-10-4a）所示。图 2-10-4b）中的视点与物体（汽车）的距离比较适中。

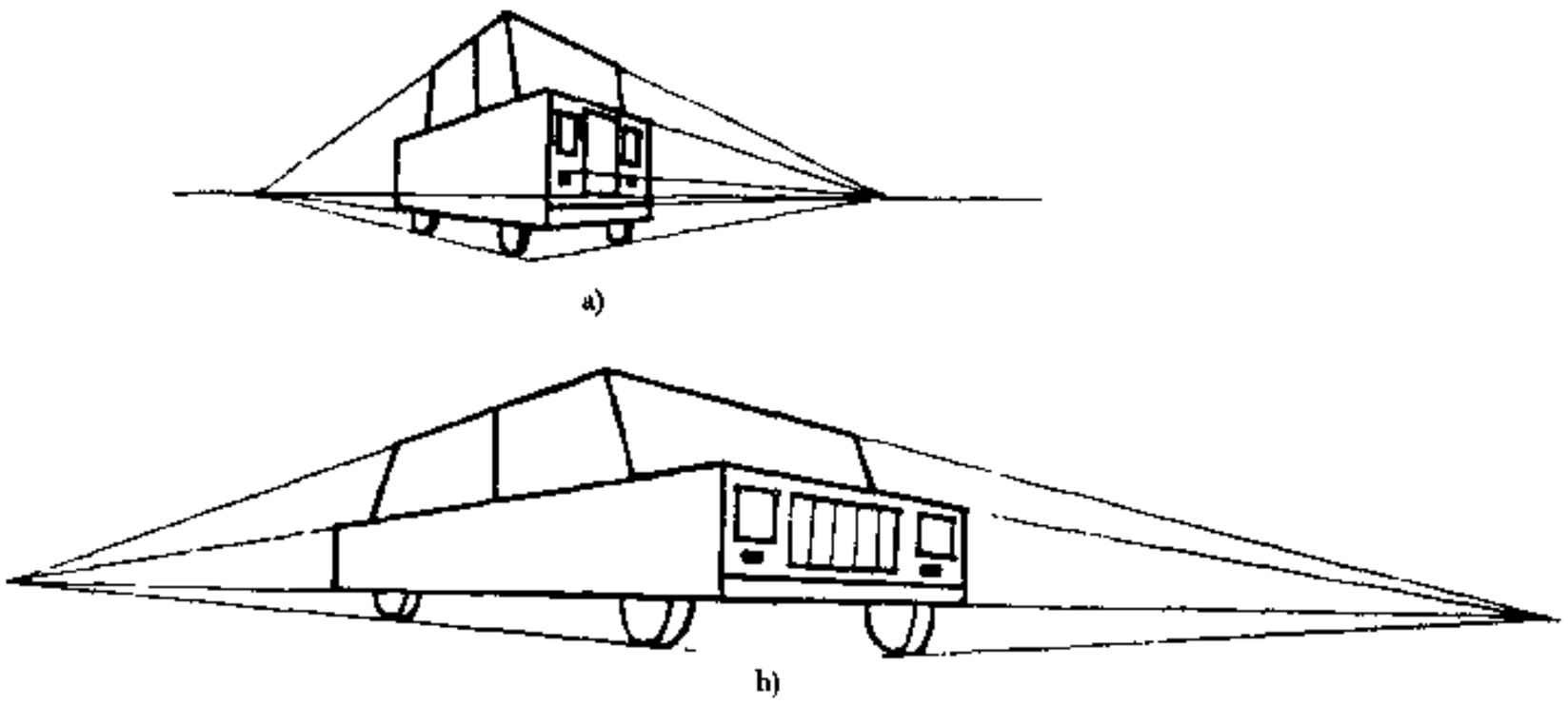


图 2-10-4 视点与物体距离的影响

a）视点与物体距离太小；b）视点与物体距离适中

采用两点透视表现复杂物体时，通常先将复杂物体概括归纳成大面体（如长方体），以确定物体的长、宽、高，并画出大面体的透视图，如图 2-10-5a）所示。其次将有透视变化的形体各部分按比例画出来，如图 2-10-5b）所示。最后根据物体的形体变化，画出具体轮廓和细部，如图 2-10-5c）所示。在绘制细小的形体结构的透视图时，允许徒手绘画。

2.10.1.3 透视图的实用画法

对于汽车造型的效果图，只要能表达出设计意图，能体现汽车造型的外观效果即可，无需在绘图过程中耗费大量时间与精力。因此，可以把透视图的画法简易化、程序化和规格化，以提高绘制透视图的效率，从而

汽车论坛 http://www.qclt.com

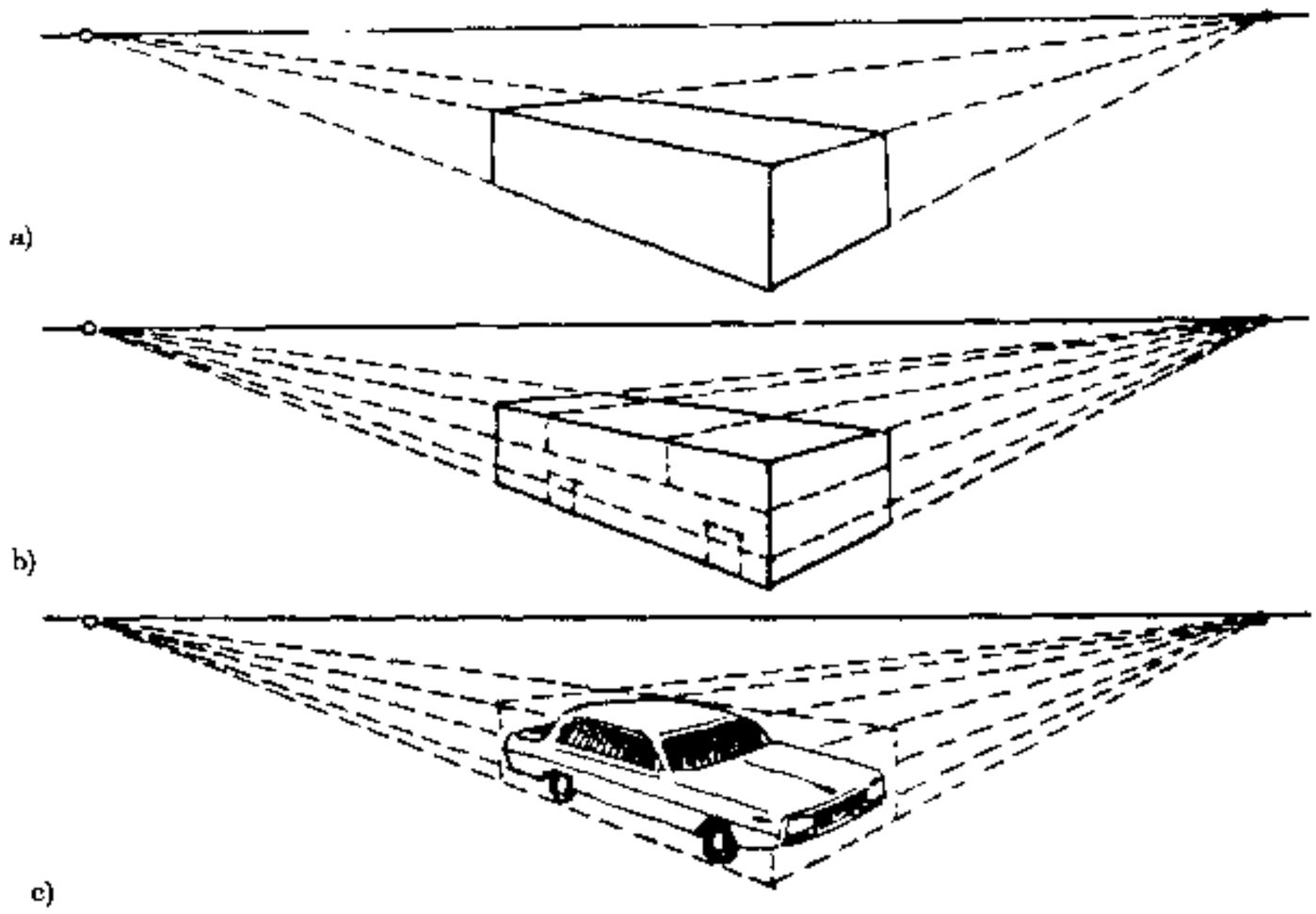


图 2-10-5 绘制两点透视图的步骤
a、b、c)复杂物体两点透视表现步骤

出现了如下透视图的实用画法。

1）45°倾角透视法

45°倾角透视法是在量点法的基础上进行简化的一种较实用的快速作图方法。具体绘制步骤如下(图 2-10-6)。

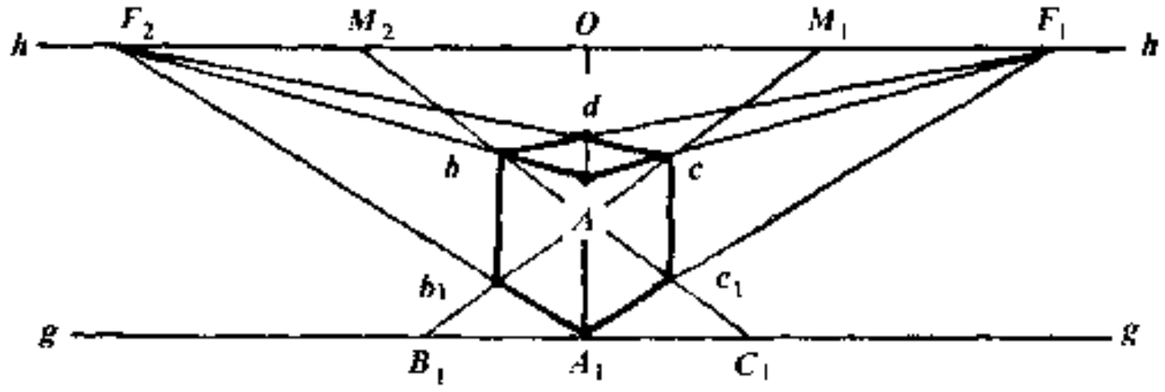


图 2-10-6 45°倾角透视法

①任画一水平线作为视平线 $h-h$，在其上确定两个灭点 F_1 和 F_2；

②取 F_1 和 F_2 的中点作为心点 O，再分别等分 OF_1 和 OF_2，得 M_1 和 M_2 两个量点；

③选定适当的视高，并画出基线 $g-g$，由心点 O 向下作垂线与 $g-g$ 交于 A_1 点，由 A_1 点向上量取 A_1A 为立方体实际高度，在基线上分别量取 A_1B_1 和 A_1C_1 为立方体的实长和实宽；

④连接 A_1F_1、AF_1、A_1F_2、AF_2 和 B_1M_1、C_1M_2，得出交点 b_1 和 c_1。

⑤由 b_1 及 c_1 向上引垂线，得交点 b 和 c，再连接 bF_1 和 cF_2，得交点 d，便完成了立方体的两点透视图。

这里应注意，视高 OA_1 的选取要适当，OA_1 过大或过小，均易产生透视变形。如果灭点和量点不在图幅内，可用图 2-10-7 那样的缩小法，将图幅缩小成几分之一(例如三分之一)，作出缩小图幅的灭线，再引平行线放大。

2）30°～60°倾角透视法

30°～60°倾角透视法与 45°倾角法基本相同。两者的主要差别是，在确定量点 M 和心点 O 的位置时有所不同，如图 2-10-8 所示。

汽车论坛 http://www.qclt.com

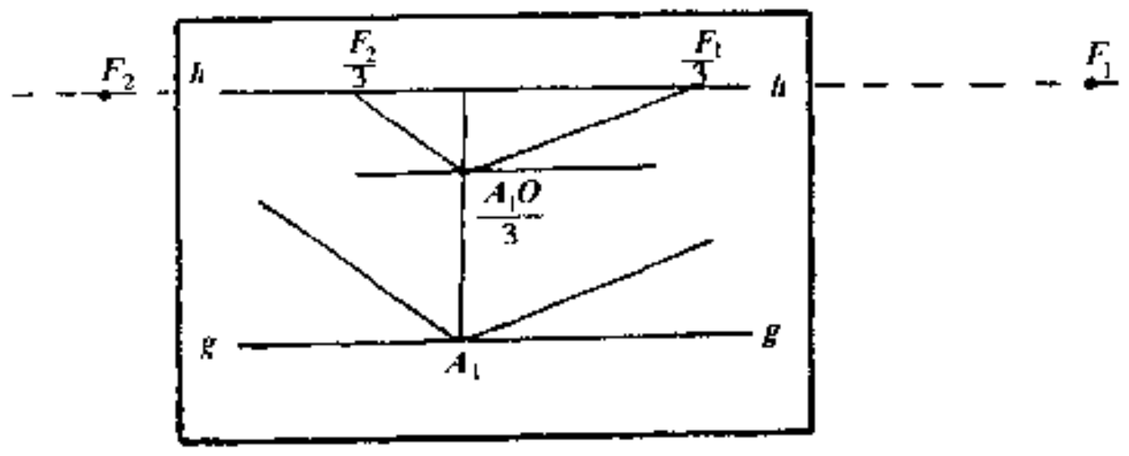


图 2-10-7 灭点和射点不在图幅内的作图法

①在视平线 $h-h$ 上确定两个灭点 F_1、F_2；

②取 F_1 和 F_2 的中点作为量点 M_1，M_1F_2 的中点作为心点 O，OF_2 的中点作为量点 M_2；

③由心点 O 向下作垂线与 $g-g$ 交于 A_1，取 A_1B_1 和 A_1C_1 为立方体的实宽和实长。

以下作图方法和步骤与 45°倾角法相同。

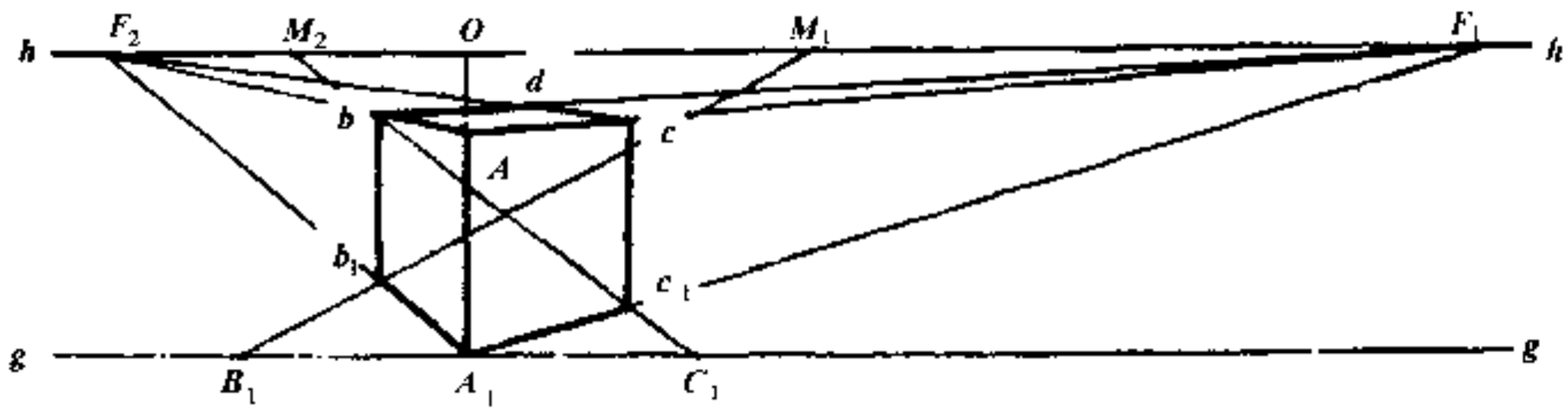


图 2-10-8 30°～60°倾角透视法

在图 2-10-8 中，透视图侧重表达了立方体的右侧面。如果需要侧重表达左侧面，可取 F_1F_2 的中点为 M_2，M_2F_1 的中点为心点 O，OF_1 的中点为 M_1，以下作图方法和步骤无变化。

3）平行透视法

平行透视法是在距点法的基础上简化的作图法。其作图步骤如下(图 2-10-9)。

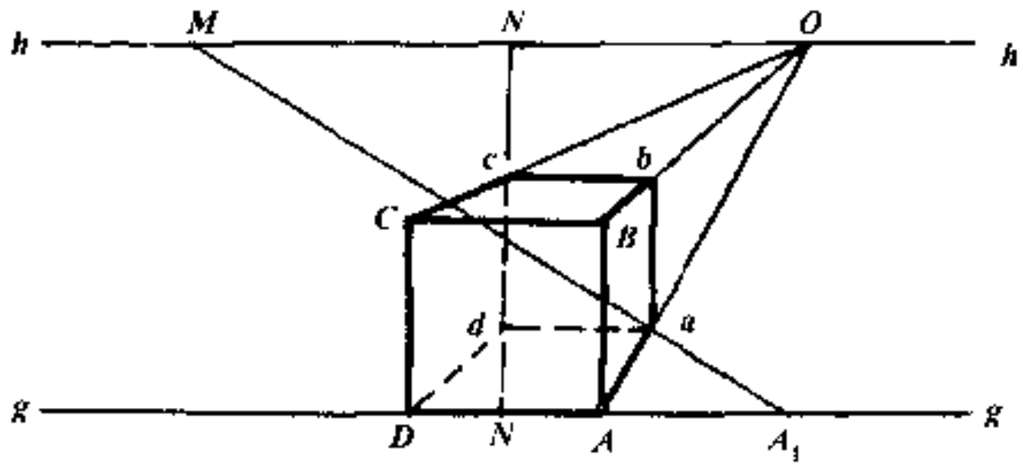


图 2-10-9 平行透视法

①作作一视平线 $h-h$，在其上定出心点 O 和距点 M；

②适当选定视高并作出基线 $g-g$，在基线上画出立方体正立面的实形 $ABCD$(底边 AD 应在基线上，正立面的对称线 NN 宜在 OM 中点附近)；

③在基线上向右量取 AA_1 为立方体实际宽度；

④由 $ABCD$ 各点分别向 O 点连线，再连接 A_1M 与 AO 交于 a，由 a 向上作垂线与 BO 交于 b，过 b 点作 BC 平行线与 CO 交 c 点，加深轮廓线，即完成透视图。

该图侧重表现正面、顶面和右侧面。如果要表现正面、顶面和左侧面时，只要将心点 O 与距点 M 对调即可。

汽车论坛 http://www.qclt.com

4）倍增分割法

根据所画物体的形体特征，有时需要在立方体的基础上，选加半个、一个、二个或更多个同样的立方体；也有时需要把原有的立方体划分成若干个小立方体。如图 2-10-10 所示，以该图右侧面 AA_1R_1B 为例，介绍倍增分割法的作图步骤。

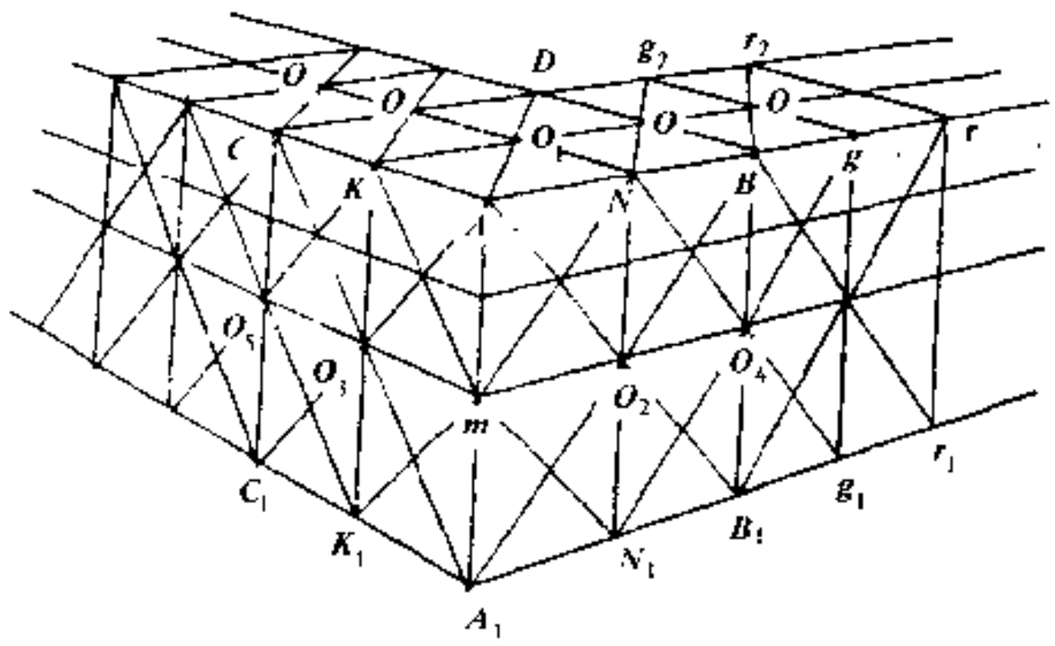


图 2-10-10 倍增分割法

①分别连接 AB_1 和 A_1B，得交点 O_2，过 O_2 作 AA_1 的平行线得 NN_1，再取 AA_1 中点 m，连接 O_2m，即将 AA_1B_1B 分为四等分；

②连接 NO_4 交于 g_1 点，过 g_1 点作 AA_1 的平行线得交点 g，这样 AA_1g_1g 比 AA_1B_1B 增加了半个长度；

③用同样的作图方法，画出左侧面和上顶面的透视倍增图，即可完成立方体倍增半个、一个、一个半、二个立方体……。

5）圆的透视

画圆的透视图时，一般先把圆纳入正方形中，根据圆与正方形的切点定出透视图上对应的切点，再画出圆的透视图。这种方法称为“以方求圆”法，具体方法如下。

（1）与画面平行的圆的透视图

与画面平行的圆的透视图画法是，先求出圆心位置、水平半径和垂直半径的透视位置，然后用圆规直接画出透视图。

（2）与画面不平行的铅垂圆的透视图（圆的一点透视图）

除了与画面平行的圆以外，其他位置的圆的透视图均为椭圆，这样，至少要求出圆上 8 个点的透视才能连成一个椭圆，其方法如下。

如图 2-10-11 所示，首先作出圆的外切正四边形的透视 $ABCD$，其方法与倾角透视法相同。方与圆的切点 1、2、3、4 在透视图上仍为切点，可用倍增分割法确定出来。圆上其他四点按以下步骤作图求出。

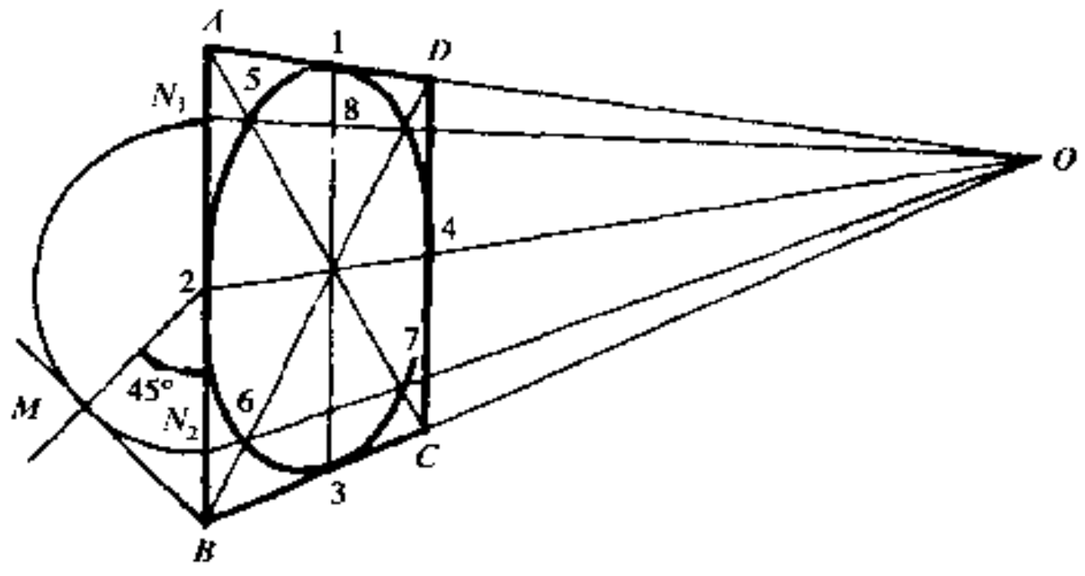


图 2-10-11 不与画面平行的圆的透视

汽车论坛 http://www.qclt.com

①过 2、B 点分别作 45°斜线，并交于 M 点；

②以 2 点为圆心，$2M$ 为半径画弧与 AB 交于 N_1、N_2；

③连接 N_1O 和 N_2O，与正方形对角线交于 5、6、7、8 四点；

④顺序连接 1、8、4、7、3、6、2、5、1，即完成了该圆的透视图。

(3) 圆的两点透视图

当圆的两个中心轴线处于两点透视的条件下，其透视图的画法与圆的一点透视相同。如图 2-10-12 所示，首先作出正方形的两点透视图 $ABCD$；再将圆的中心轴线 4、2 延长并与基线交于 K 点；然后在基线上求得 N_1、N_2 两点，连接 F_1N_1、F_1N_2 与正方形对角线交于 5、6、7、8；最后顺次光滑连接 1、5、2、6、3、7、4、8、1 便为所求。

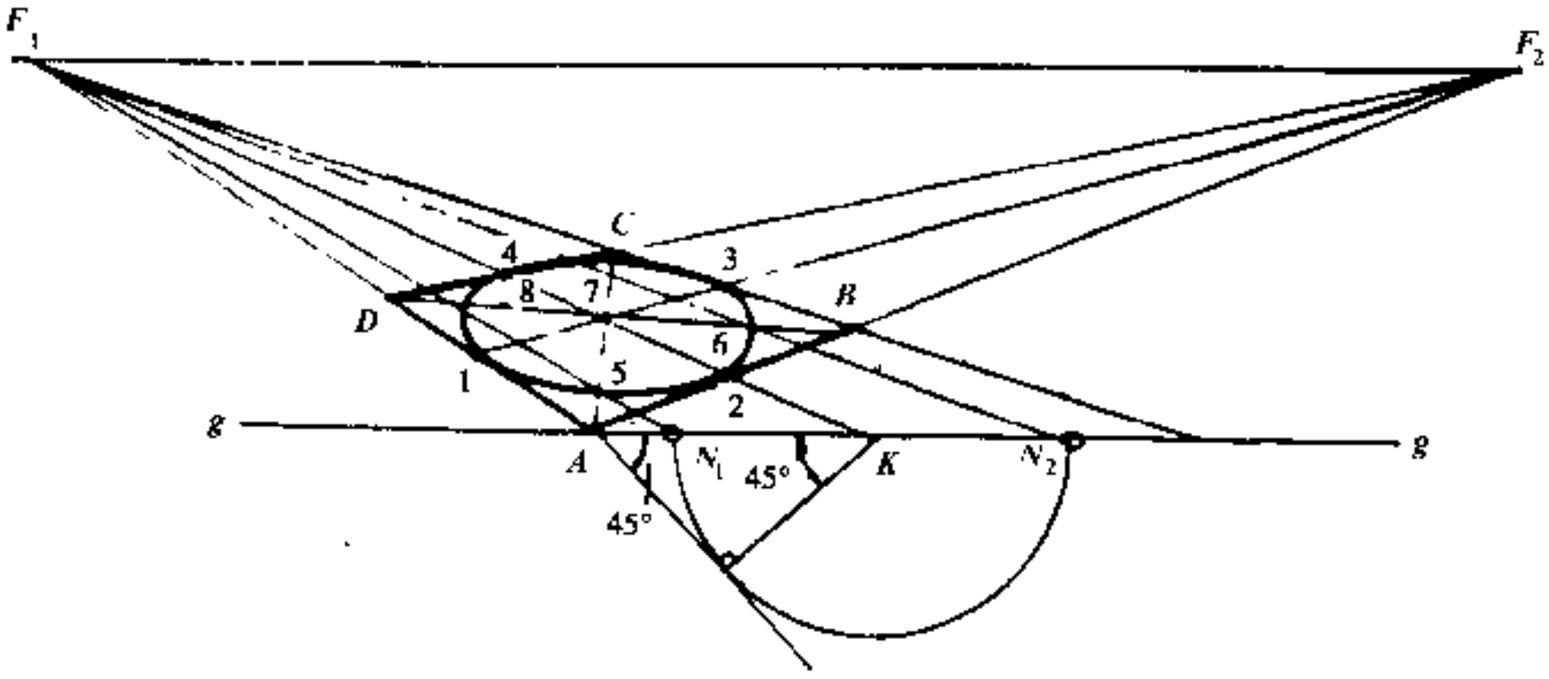


图 2-10-12 圆的两点透视图

下面以载货汽车为例说明透视图的绘制过程。如图 2-10-13 所示，先作出一立方体的两点透视图，再将其分割成若干个小立方单元，并迭加出所需要的长度。然后根据载货汽车的正立面、侧立面图形，采用组合构成和切割构成法，进行挖减增添。汽车各部的尺寸大小应按比例在单元网格上配比，最后完成汽车的两点透视图。

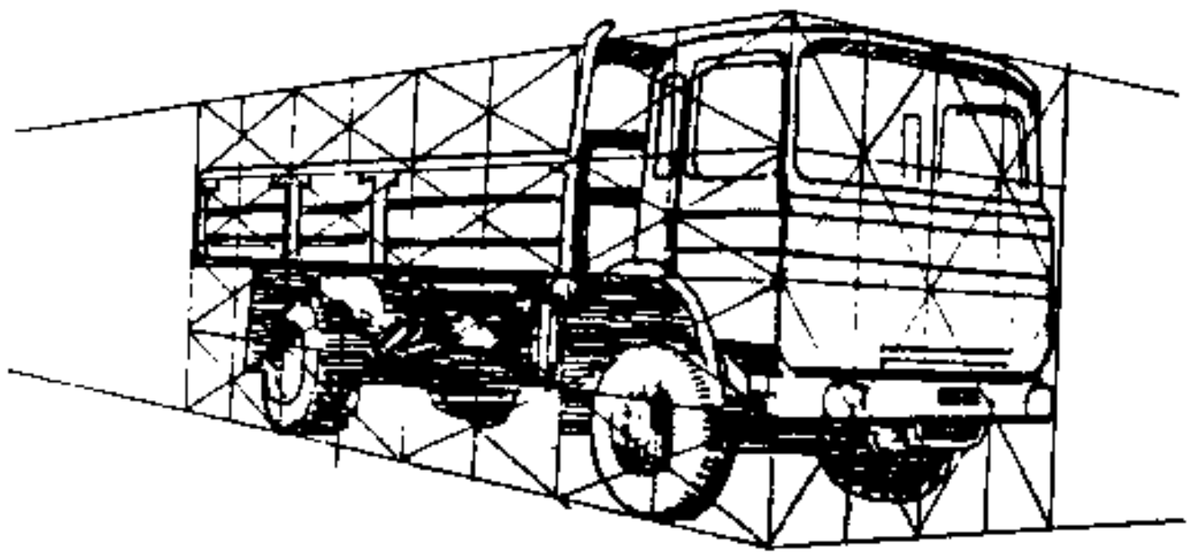


图 2-10-13 载货汽车的倍增分割法透视图

6) 车轮的透视图

按透视法严格画出，可避免歪扭，且一人画好，多人可用。这里介绍另一种方法，其作图步骤如下(图 2-10-14)。

①将车轮曲线置于网格线之中(图 2-10-14a))；

②将车轮的外接方块体的透视绘出，并作出水平、垂直、倾斜等 4 个平面及其网格的透视(图 2-10-14b))；

③在各个面的透视网格上描出车轮曲线(图 2-10-14c))；

④把在水面、垂直、倾斜等四条车轮曲线上的对应点用椭圆曲线一一连接起来(图 2-10-14d))。

7) 不规则曲线与汽车透视图

汽车论坛 http://www.qclt.com

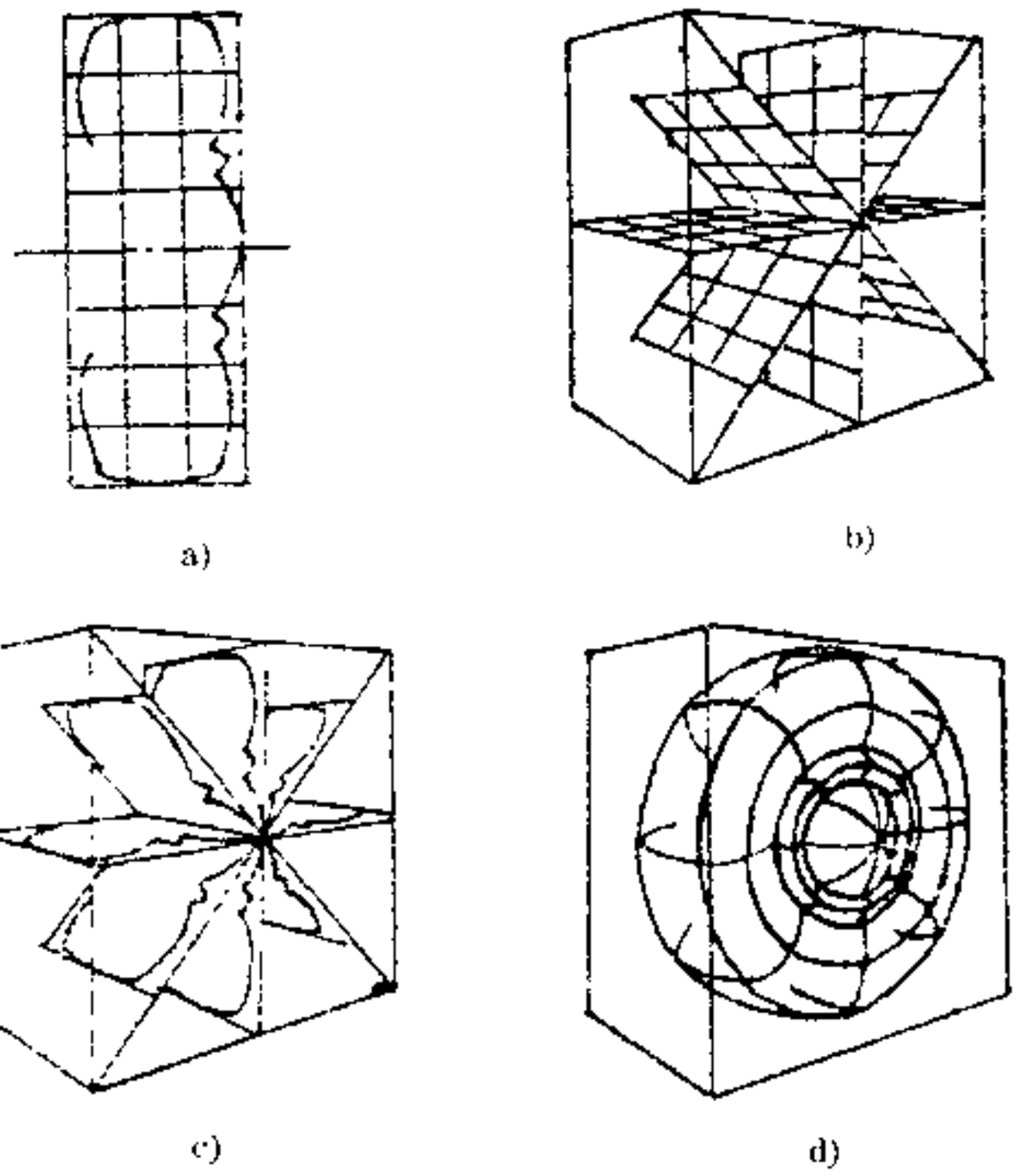


图 2-10-14 车轮透视图

不规则曲线图形的透视，最简便的方法是借助于格线绘出，格子愈密，作图精度愈高，见图 2-10-15。

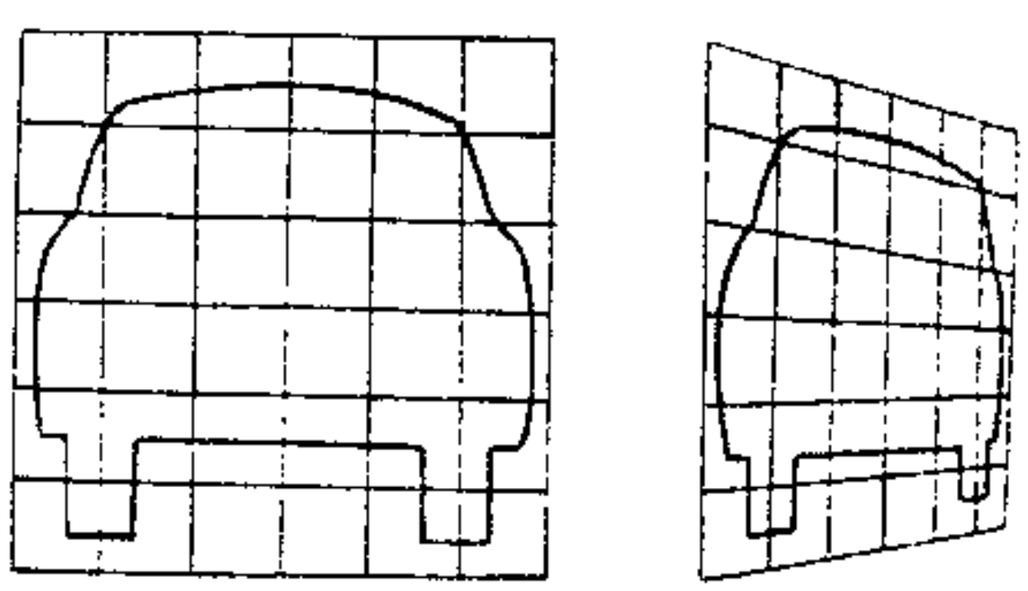


图 2-10-15 不规则曲线的透视

汽车透视图实际上是多个不规则曲线的叠加。画汽车透视图时推荐视距为 10～20m，视高为 1.6m，并且表面顶部视高可适当加大，反之亦然；物体与画面的夹角可按着重表现的方向而定，画汽车透视图一般选择夹角为 60°、30°、45°不等(图 2-10-16)。

2.10.2 油泥模型制作

模型是由设计师创意和模型师制作而实现的，模型师要和设计师密切合作，充分理解设计师的意图，以自己的技巧制造出模型。

2.10.2.1 油泥

汽车造型用油泥是工业油泥，在室温下硬化，加热后变软，以便于加工。要求色彩一致、质地细腻、随温

汽车论坛 http://www.qclt.com

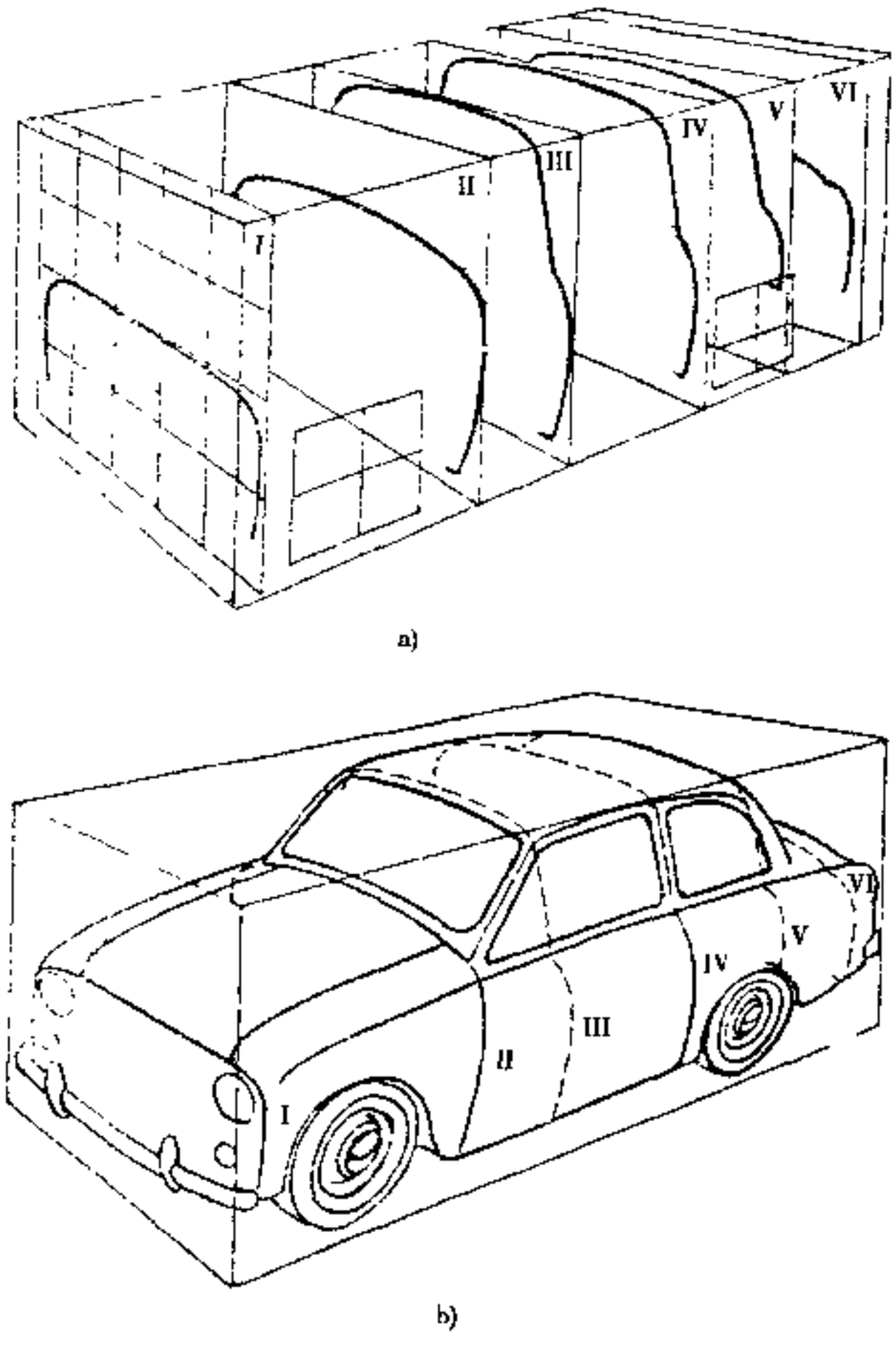


图 2-10-16 汽车的透视

度变化的伸缩性小、易于刮削。

2.10.2.2 雕塑油泥模型的工具

雕塑油泥模型使用的工具因人和习惯而异，主要有铣子(图 2-10-17)、钢丝铣子(图 2-10-18)、各类刮板(图 2-10-19 左半部)、铲子、刀子(图 2-10-19 的右半部)等。

2.10.2.3 模型骨架及油泥涂敷

在涂敷油泥之前，用木材或铝合金(或钢材)制作骨架，再在骨架上粘附硬质泡沫塑料(多用聚苯乙烯)，之后涂敷油泥。油泥整体厚度大约 25mm 左右，厚薄应均匀，否则易产生裂缝，各层涂敷要避免离层(图 2-10-20)。

2.10.2.4 模型雕塑

模型雕塑时要用三坐标测量机控制尺寸，先刮大面，再雕塑细部，最后刨光。

2.10.2.5 模型装饰

模型装饰的目的是使模型在外表感观上像真车一样。装饰的方法主要有三种。

汽车论坛 http://www.qclt.com

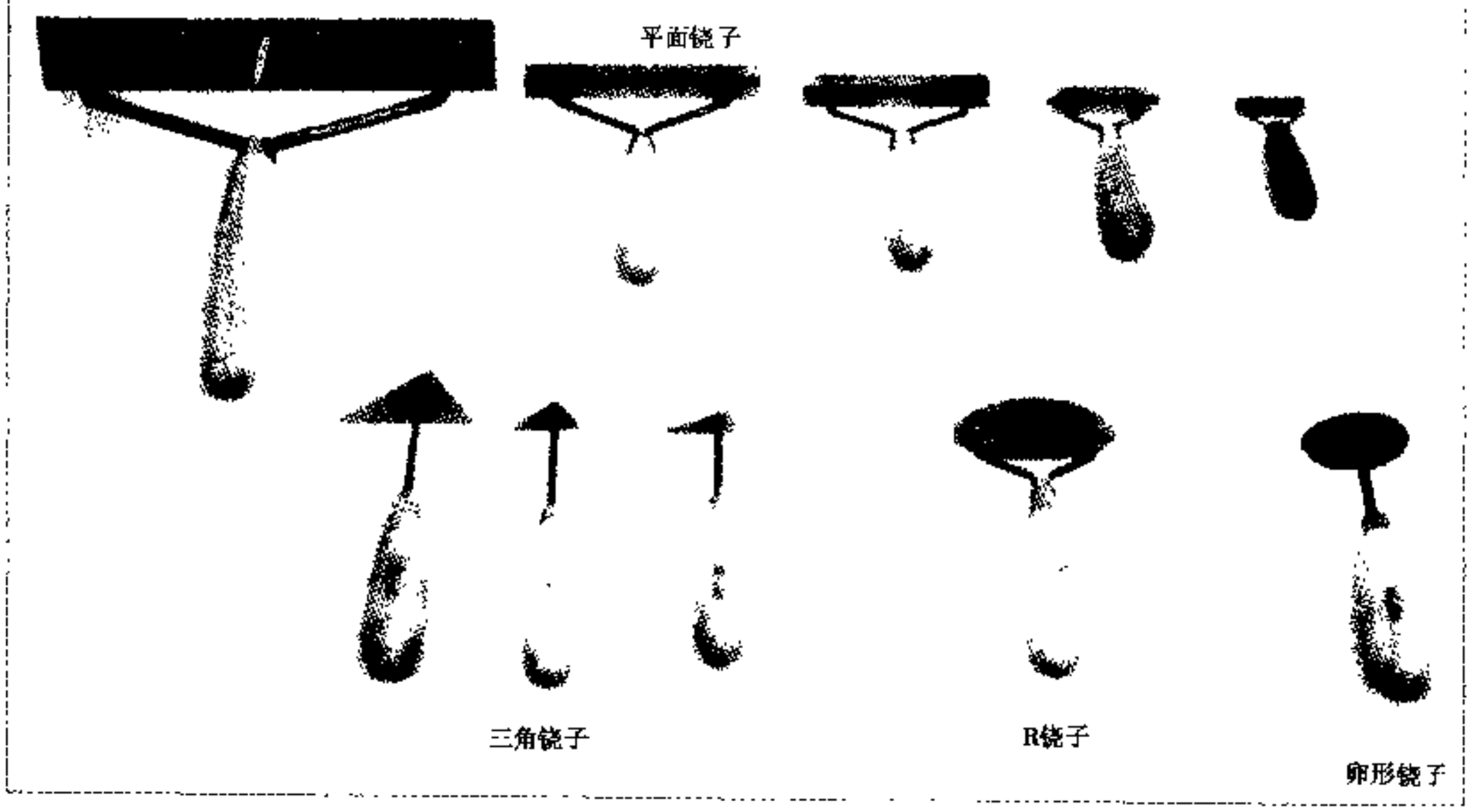


图 2-10-17 雕塑模型用的铣子

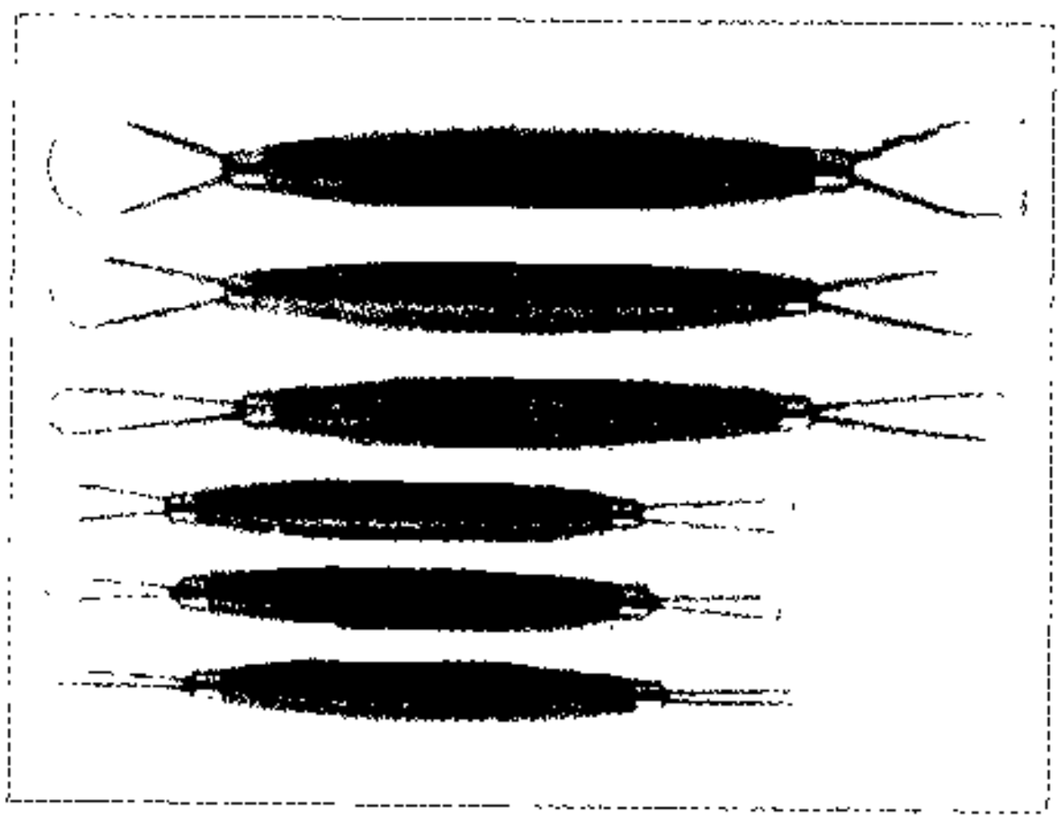


图 2-10-18 雕塑模型用的钢丝铣子

(1) 胶带装饰

用胶带表示各种零件,如风窗和车门的分缝线等。这种装饰用于确立零件的尺寸和位置,以便更好地表现线和面的构造、外形的活力和主体效果。

(2) 薄膜装饰

把柔软的各色塑料膜粘在车身外表面上,以产生更加逼真的效果。先将带隔离纸的膜使隔离纸朝下放入水盆,浸一段时间,然后将膜从隔离纸上揭下来,此时要注意不要弄破薄膜。贴膜前要将模型欲贴的部位均匀喷上水,以利于贴膜后将膜与油泥模型间的空气挤出来。接着小心地将膜贴于模型上,防止出现气泡和皱折。

(3) 喷涂装饰

这是常用的一种装饰手段,经过装饰的车身应像真车一样。这种装饰一般是在最终完成后才进行,喷涂

汽车论坛 http://www.qclt.com

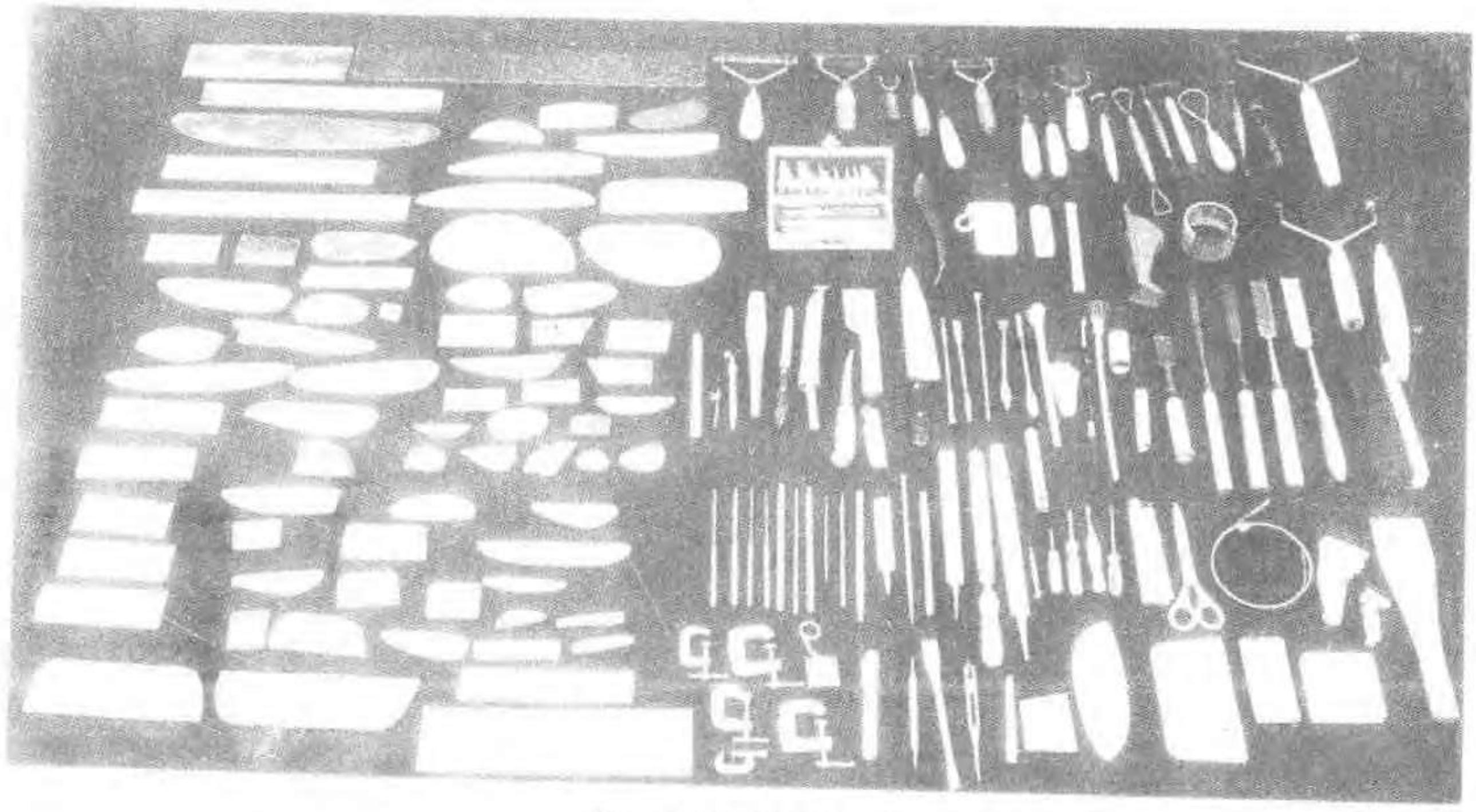


图 2-10-19 雕塑模型用工具一例

汽车论坛 http://www.qclt.com

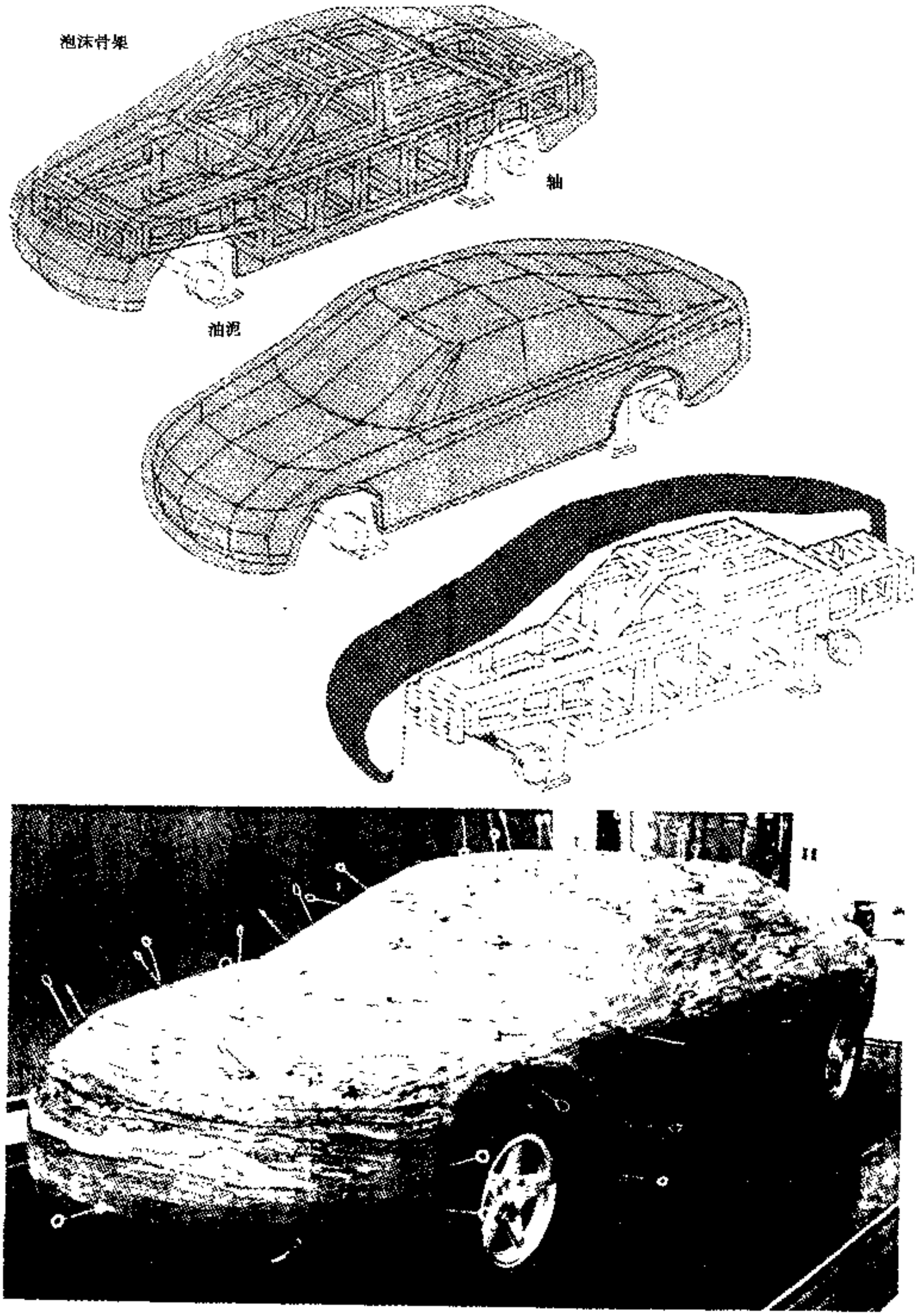


图 2-10-20 模型骨架及油泥涂敷

装饰用于确定最终的细节。

各种灯具、装饰件都应装饰完整，力求真实。其中比较难的是灯具，最好装真实灯具或压制的真实外壳，

汽车论坛 http://www.qclt.com

如不可能，可用贴膜方式装饰，但要力求逼真。

内饰模型雕塑与车身外板大同小异，但表面敷材可用真实材料。（撰稿人：朱崇武　黄天泽）

参 考 文 献

1. 自動車技術會．自動車技術ハンドブック．東京：精興社，1992.
2. 郭竹亭．汽车车身设计．长春：吉林科学技术出版社，1992.
3. 许喜华．工业造型设计．杭州：浙江大学出版社，1986.
4. 庞志成，孙景武，何家铭．汽车造型设计．南京：江苏科学技术出版社，1993.
5. 山田泰里．汽车油泥模型制作．长春：中国汽车工程学会造型学组，1997.
6. 李卓森．汽车车身美术．长春：吉林工业大学，1964.
7. 朱崇武．汽车车身设计手册．长春：长春汽车研究所，1998.
8. 朱崇武．捷达 A2 改型——自主开发轿车能力的检阅．长春：长春汽车研究所，1998.
9. 黄天泽，黄金陵．汽车车身结构与设计．北京：机械工业出版社，1992.
10. 黄天泽．汽车车身是重中之重．湖南大学学报，1995(22 增)，5.

汽车论坛 http://www.qclt.com

3 发动机

3.1 整机概论

3.1.1 基本性能

车用发动机的基本性能在很大程度上决定了整车的基本性能。一种车型如果能配用一个性能良好的发动机，可以说就成功了一大半。不同种类和使用目的汽车，对发动机性能要求的侧重点也不同。汽车发动机与自然环境的协调性已成为人们考虑的重要方面。在设计发动机时，必须从各个角度来研究分析和综合平衡发动机的各方面性能，开发出符合需求的发动机。

(1) 动力性

动力性是车用发动机的主要指标之一。评价动力性的指标主要是额定功率和最大转矩。为了使各种发动机之间有一定的可比性，常用平均有效压力、升功率及升转矩来评定。平均有效压力与有效功率、排量、转速及冲程数有关，可综合评定各种发动机的动力性。升功率、升转矩计算简单，表达直观，在车用发动机中评价动力性应用很普遍。为了提高动力性，过去在优化燃烧条件、选择最佳燃烧定时、降低摩擦功和泵气损失、提高转速、提高充气量等方面已经做了大量工作。现在，电控燃油喷射技术得到广泛的应用，许多新机型采用了多气门和双顶置凸轮轴（DOHC）结构，不仅在柴油机上广泛采用了增压和中冷技术，在汽油机上也采用了增压技术，进一步提高了发动机的充气量，升功率和升转矩得到大幅度的提高。世界上某些增压电控汽油喷射发动机的升功率已达到 90kW/L 以上，升转矩达 150N·m/L 以上。

随着社会对节约燃料和降低排放的强烈要求，设计者不再单纯追求动力性指标，而是对整机的各项性能指标进行优化协调，在保证排放要求的基础上，使动力性、经济性等指标得到优化。

(2) 经济性

车用发动机目前绝大部分采用石油燃料，少量采用液化石油气、天然气及其他代用燃料。

影响汽车使用油耗的设计因素有整备质量、滚动阻力、传动系的效率与匹配、风阻、发动机的燃料经济性等。设计者在追求燃料经济性的同时，也要注意发动机经济油耗区与传动系的良好匹配，使汽车的常用工况尽可能在发动机的经济油耗区。

衡量发动机经济性的重要指标是有效热效率 η_{et} 和比油耗 g_e。有效热效率是内燃机实际循环有效功与得到此有效功所消耗的燃料热量之比值。在额定工况下，汽油机的 η_{et} 为 0.20 ~ 0.30，柴油机为 0.30 ~ 0.45。油耗由发动机台架试验测得。国内车用汽油机的外特性 g_e 一般为 280 ~ 330g/（kW·h），世界上有些机型已降至 265g/（kW·h）以下；国内车用柴油机的 g_e 一般为 204 ~ 270g/（kW·h），世界上有的机型已降至 180g/（kW·h）。

评价车用发动机经济性的另一个重要指标是使用油耗。发动机外特性上的最低 g_e 小，不一定使用油耗低，因为车用发动机特别是轿车发动机大部分的工况都是在部分负荷下工作。使用油耗可以通过发动机的万有特性曲线来评价。万有特性曲线上低油耗区面积越大，且汽车的经常使用负荷与万有特性曲线上低油耗区吻合，汽车的使用油耗就越低。因此，设计者除了应追求负荷特性油耗低和万有特性曲线上大的低油耗区之外，还应与整车及传动系设计者密切配合，得到合适的匹配。

(3) 排气净化

随着汽车产量和保有量的增加，汽车对人类生活环境带来的有害影响日益加剧，各国政府对汽车排放物的控制法规逐步加严。降低发动机的排气污染，满足排放法规要求，成为发动机设计者的重要课题。

汽车论坛 http://www.qclt.com

汽车排放的污染物主要有：一氧化碳(CO)、碳氢化合物(HC)、氮氧化物(NO_X)、微粒物(PM)和硫化物等，它们由汽车的排气管、曲轴箱和燃油系排出，分别称为排气排放物、曲轴箱排放物和燃油蒸发排放物。

汽油机的排放物以 CO、HC、NO_X 为主。CO 是燃料不完全燃烧造成的，减少 CO 的关键是控制燃烧的空燃比。随着电控汽油喷射技术和三效催化器的采用，汽油车 CO 排放已得到有效控制。排气中 HC 主要来源于气缸内壁面的激冷作用、活塞上第一环上方的余隙内混合气不完全燃烧、换气或扫气过程的不完善，以及怠速等工况的过量供油等原因所造成。汽油车三处排放源所排出的污染物占总排放量的比例见表 3-1-1。

表 3-1-1 汽油车三处排放源相对排放量（%）

	CO	HC	NO_X
排气管	98～99	55～65	98～99
曲轴箱	1～2	25	1～2
燃油系	0	10～20	0

排气排放物是汽车排放污染物的主要来源，曲轴箱排放物和燃油系蒸发物中 HC 占的比例也比较大，设计者应有针对性地采取控制措施。

柴油机排气中的气体污染物 CO、HC 比汽油机低，NO_X 比汽油机高。柴油机排气中的微粒物比汽油机高得多。微粒物的定义与采用的测试方法有关，其含义是在一定的取样条件和方法下，能收集到的有物质边界的所有物质，而不管其性质、组成、大小和形状。美国法规是指排气中正常情况下为固态或液态的全部物质，未结合的水除外。微粒物的成分很复杂，主要有：碳烟（固态的碳基物质）；液态的碳氢化合物颗粒，大部分吸附在碳基颗粒上，一部分独立存在；无机物，主要有 SO_2、NO_2、H_2SO_4、硫酸盐等，主要也附聚在碳基颗粒表面。柴油机排气微粒大小为 0.01～0.3μm。未控制的柴油机排气中的微粒物约为装催化转化器燃用无铅汽油的汽油机的 30～70 倍。这主要是由于两种机型的燃烧原理不同所致。对柴油机来说，降低 NO_X 和微粒物排放是至关重要的课题。

含铅汽油中添加的铅基抗爆剂燃烧后，形成铅的化合物颗粒，约有 70%排入大气中。较小的颗粒能在空气中飘浮较长时间，危害人体。铅的颗粒物覆盖在排气氧传感器和催化剂表面，会造成“中毒”失效。现在发达国家基本上完成了汽油无铅化工作，我国也已停止生产含铅汽油。

NO_X 和 HC 在阳光下经光化学反应可形成臭氧，危害人体并损坏森林生态系统。

二氧化碳（CO_2）是汽车燃料燃烧后的主要生成物，它本身虽无毒，但造成温室效应。降低含碳燃料的消耗是减小 CO_2 排放量的直接措施，是当今世界汽车工业面临的重大课题之一。

(4) 振动与噪声

发动机作为整车的振动与噪声源，对车内外行驶噪声和振动影响很大。发动机的噪声主要由燃烧噪声、气体动力噪声和机械噪声三部分组成。燃烧噪声主要由气缸内燃烧压力剧变激发，通过气缸套、机体和气缸盖等向外辐射，它随气缸压力升高率增大而增大。气体动力噪声主要由进气、排气及风扇等产生的脉动气流激发。其中排气是内燃机的最主要噪声源，有时空气滤清器及其接管和冷却风扇系统设计不周，也会形成很大的噪声。机械噪声主要由内燃机的运动件及其联接件的机械振动激发，亦是主要噪声源之一。一般来说，柴油机的噪声比汽油机要大得多。

国内外都对车辆的加速噪声和发动机噪声用法规提出了限值。在发达国家实施汽车加速噪声法规以来，噪声限值收紧了 6～10dB，与之配套的发动机噪声也随之降低了 3～8dB。总体上说，我国的汽车噪声控制工作仍落后于发达国家，特别是控制车厢内的噪声以提高乘员的乘坐舒适性，是一项重要任务。

活塞式内燃机曲柄连杆机构的往复运动、旋转零部件的不平衡、气缸内燃烧压力的冲击，是造成发动机振动的主要原因。振动不仅给机器本身零件带来损害，而且会通过其振动表面向外界辐射噪声，有的还会通过发动机悬置系统传向车厢，影响乘坐舒适性。为此，要尽量降低往复运动件质量，以降低往复运动惯性力，同时采取必要的质量平衡措施。现在不仅在二缸、三缸轿车发动机上采用了平衡轴机构，还越来越多地在直列四缸机和 V6 发动机上采用平衡轴机构。对于旋转零部件要仔细的动平衡，转速越高，对平衡的要求越高，因为离心惯性力与转速的平方成正比。

汽车论坛 http://www.qclt.com

高转速、多缸数和压燃式发动机要特别重视曲轴的扭转振动问题。通过轴系扭振分析计算，调整轴系的惯量和扭转刚度等扭振参数，必要时匹配合适的扭振减振器来降低扭转振动。

机体的振动是发动机另一个主要振动形式，特别是直列六缸发动机的机体，更要注意。降低机体振动的方法，一是减小振动的激励源，二是优化机体的设计，采用合理的结构，三是结合降噪技术，采用复合材料，仔细的设计各种盖板、气缸盖罩盖及油底壳等，既可增大刚度，又可降低噪声辐射。

现在发达国家柴油机的噪声和振动性能已基本上满足轿车和轻型客车需要。国内用于轿车的柴油机还有待发展。现在采用电控燃油喷射技术已使柴油机燃烧噪声显著降低，结构设计方面利用模型或实物的振动与噪声模态分析技术、机体等的有限元计算等技术，使得振动和噪声问题得到很大的缓解。但是由于发动机结构的复杂性、激振力与激振方式的多样性，设计开发时仍需结合人们的经验，参考成功的样机对有关零部件进行仔细的分析和设计。

(5) 小型轻量化

为了节省能源和材料、降低排放、节省道路和停车空间，轿车有小型化轻量化的趋势，也要求发动机小型化轻量化。由于发动机舱内放置了越来越多的附加装置，轿车发动机前置前驱动结构的广泛应用，以及整车造型、视野和降低风阻的需要，也要求发动机的质量和体积越来越小。载货汽车有向轻型和重型两极发展的趋势，但对发动机小型轻量化的要求是一致的。现代发动机采用增压技术、提高充量系数（例如采用多气门）、提高发动机转速、提高机械效率是总的发展趋势。在结构设计上采用铝合金及塑料等轻质材料降低运动件的质量，优化结构设计；工艺上采用压铸、精铸及冲压壳体等，使得整机质量大大降低。一般汽油机的质量功率比为 1～3.7kg/kW，柴油机为 2～7kg/kW。

目前发动机本体体积已相当紧凑。采用体积小的附件并合理地安排它们的位置，布置紧凑的进排气系统，将发动机布置成合适的位置和角度，都可以大幅度降低占用空间。

(6) 可靠性与耐久性

发动机的可靠性与耐久性直接关系到使用维修费用，是用户最关心的性能之一。在某种程度上，用户对可靠性的要求高于对其他性能的要求。评价可靠性的方法很多，一般用调查统计和抽样考核等方法。例如用调查百车故障数、统计平均首次故障里程（时间）及平均故障间隔里程（时间）等来评价。当前发达国家已基本上解决了整车和发动机的可靠性问题，在 3～5 万 km 内基本上无故障发生。我国尚有较大差距，整车的首次故障里程和平均故障间隔里程都较短，发动机的故障占整车故障比例数很大，有的甚至占 50%以上。在发动机的故障中，电器系统、供油系统和外部附件的故障又占很大比例。

耐久性通常用大修寿命或首次大修里程来评价。不同使用要求和不同级别的车辆大修寿命不完全一样。一般来说，小排量的经济型车辆的大修寿命较低，一般在 15 万 km 以上；而较大排量的中高级轿车特别是中重型客货车的大修寿命较长，一般在 30 万 km 以上；有些重型车用柴油机的大修寿命达 50～80 万 km。随着汽车设计制造技术的发展，以及排放、节能法规的不断加严和大修成本的增加，现在许多轿车和轻型车发动机在使用期内不再进行大修，达到与整车等寿命。

影响发动机的可靠性和耐久性的因素很多，主要有可靠性设计目标、制造工艺水平、配套件的质量、企业管理水平、用户的正确使用与维修、使用环境条件和工况等。不断提高可靠性和耐久性仍然是重要课题。

3.1.2 车用发动机的种类及特点

目前汽车上应用的发动机绝大多数是各种型式的内燃机，应用最多的是四冲程汽油机和四冲程柴油机。个别的有电动机和外燃机等。

按燃烧种类可分为汽油机、柴油机、燃气机（用液化石油气和天然气）及代用燃料机（用醇类、二甲基醚、植物油、氢气等）等。

按工作冲程分为四冲程机和二冲程机。

按工作原理和构造可分为点燃式内燃机、压燃式内燃机、混合式内燃机、转子发动机、燃气轮机、外燃机及电动机等。

车用发动机的主要性能比较和适用车型见表 3-1-2。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 3-1-2 车用发动机的性能比较和适用车型

			汽油机			柴油机
			四冲程	二冲程	转子发动机	四冲程
比较基准	额定功率/排量			○	○	▽
	最大转矩/排量			○	○	— ○（增压）
	燃料经济性			×	×	○
	排气净化			×	×	○
	振动			○	○	×
	噪声			▽	○	×
	功率/外形尺寸			○	○	▽
	功率/质量			○	○	▽
	机油消耗量			×	×	—
	起动性能			—	—	▽
	可靠性			—	—	○
	耐久性			▽	▽	○
适用车型		轿车	✓	—	—	—
		微型车	✓		×	—
		轻型车	—	×	—	—
		中型车	—	×	×	✓
		重型车	×	×	×	✓

注：(1)性能比较符号：○代表优越；—代表相当；▽代表稍差；×代表差得较多。

(2)适用车型符号：✓代表标准采用；—代表可以采用；×代表不采用。

1）汽油机

与柴油机相比，汽油机具有升功率大、质量功率比小、振动和噪声低、冷起动性好等优点。在安装空间较小、要求动力性高、舒适性好的轿车和微型、轻型客货车中得到广泛的应用。

由于汽油机经济性比柴油机差，可靠性和耐久性也不如柴油机，特别是大缸径汽油机爆燃倾向增大，提高压缩比、组织燃烧都比较困难，经济性和排放指标都不好，因此缸径大于 95mm 的汽油机有被柴油机取代的趋势。

通常，汽油机可分为往复活塞式和转子式两种，往复活塞式又可分为四冲程和二冲程两种。

(1) 四冲程汽油机

车用汽油机中，四冲程汽油机占了绝大多数。与二冲程汽油机相比，四冲程汽油机结构复杂，升功率、质量功率比都比较低。但是其进气、压缩、燃烧、排气四个行程基本上都独立进行，因此在各种转速下进气充分、排气彻底，比二冲程汽油机的燃料经济性好，排气污染物少。

(2) 二冲程汽油机

二冲程汽油机的工作循环由两个行程即进气及压缩行程、燃烧膨胀及排气行程完成，曲轴每转一周就有一个作功过程。因此其升功率高、质量小、曲轴转动比较均匀。由于一般没有进、排气门及其驱动机构，因此结构简单、生产成本低。主要缺点是，换气时间远比四冲程机短，实现良好的换气比较困难；用新鲜混合气扫气时，有一部分同废气一起排到了发动机外部，所以燃料经济性比较差；排气中的未燃 HC 比较多，这就使得二冲程汽油机在汽车上应用受到限制。最近，国外缸内直喷式二冲程汽油机的研制工作十分活跃，力图克服燃料随扫气排出缸外和排气中 HC 多的缺点。

提高二冲程汽油机的扫气效率、选择扫气方法和换气方式是设计时考虑的重要方面。在二冲程机中，由于有一部分新鲜混合气在换气过程中直接流出了气缸，因此不能用充量系数来评价发动机的动力性。通

汽车论坛 http://www.qclt.com

常 二冲程汽油机用扫气效率来评价扫气效果。

扫气效率 η_k =（气缸内的新气质量）/（气缸内气体总质量）

一般 $\eta_k = 0.72 \sim 0.96$。

二冲程汽油机的扫气方法有二种，一种是曲轴箱扫气，即利用活塞的上下运动，使曲轴箱内的容积变化，活塞上行时曲轴箱内容积变大，吸入新气；活塞下行时压缩曲轴箱内的新气，通过扫气口进入气缸。这种扫气方法结构简单，造价低廉，主要用于小型二冲程汽油机。其主要缺点是：由于曲轴箱扫气泵的工作容积等于气缸工作容积，且余隙容积较大，不能通过过量扫气把废气充分扫净；曲轴箱内的一部分机油也被带进了气缸中，增加了机油消耗量；机油的不完全燃烧造成排气污染。

另一种扫气方法是用压气机增压扫气。这种扫气方法可以提高扫气压力和扫气量，实现充分扫气，容易提高发动机功率。此外，不存在将机油带进气缸的问题。但是，由于扫气需要专用的压气机，结构比较复杂，质量大，制造成本较高。目前，压气机增压扫气在二冲程柴油机中获得了广泛的应用。

为了使二冲程发动机有高的扫气效率，缸内换气方式的选择和设计尤为重要。其原则是使换气彻底，并尽量减小换气过程中新气的流失。

由于二冲程发动机扫气不充分，有的还需要驱动压气机，要消耗一部分机械功，因此在排量和转速相同的条件下，二冲程发动机的升功率只能比四冲程机高约 50% ~ 70%。

（3）转子发动机

转子发动机与往复式内燃机的结构完全不同。其活塞是三角形，可绕三角形的中心自转，并绕气缸中心公转。三角形转子活塞与壳体相配，在其内部形成了三个空间。在三角转子活塞转动一个周期间，使三个空间的容积不断变化，顺序完成进气、压缩、燃烧、排气四个工作过程。转子发动机由于没有活塞和连杆的往复运动，而且不受气门机构的限制，旋转部分可方便地加以平衡，有利于高速运转，因此发动机的振动和噪声都比较小。由于输出轴每旋转一周有一次燃烧作功过程，所以比功率较大，是一种结构紧凑、质量轻的发动机。

转子发动机由德国人 Wankel 于 20 世纪 50 年代发明。其独特的结构和显著的优点，曾引起各国汽车和内燃机界的广泛注意。经长期努力，转子发动机的一些技术关键问题基本得到解决，特别是电控汽油喷射技术的发展，使转子发动机的燃料经济性和排放性能有了很大的改善。日本马自达（Mazda）公司成功地将转子发动机装在 RX-7 型轿车上，其二个转子的工作容积共 1.308L，在 4500r/min 时功率达到 176kW。

2）柴油机

柴油机是以柴油为燃料并压缩发火的内燃机。车用柴油机的基本结构与汽油机大体相似。按工作的冲程数来分，也分为四冲程和二冲程两种。二冲程柴油机与二冲程汽油机有许多相似的优点和缺点。不同的是，柴油机进入气缸的新气是空气，换气时不会造成燃料的外流。但由于车用二冲程柴油机在换气的完全性、燃油消耗、增压后的可靠性、润滑油消耗、废气排放和生产经验等方面还不能与现已非常完善的四冲程机相比，因此目前车用的几乎全都是四冲程柴油机。

柴油机的主要优点是热效率高、油耗低、可靠性高、耐久性好。国外装载质量 4t 以上的载货汽车全部用柴油机，日本和欧洲在轻型车和轿车中也大量应用。由于柴油机燃烧压力及其升高率高，发动机的振动和噪声较大，主要结构和运动件的尺寸和质量都较大，在高转速时摩擦损失也大，再加上柴油机燃烧较慢，因此，一般同等功率的柴油机的转速都比汽油机低，使得整机的体积功率比和质量功率比都较低。

基于上述特点，在车辆对发动机的体积和轻量化要求不高，而对燃油经济性和耐久性要求较高时，大都选用柴油机。

燃烧室对柴油机各项性能影响很大，因此燃烧室的选型和设计非常重要。

（1）燃烧室的分类

通常按照柴油机燃油喷进燃烧室的方式分为直接喷射式（DI）和非直接喷射式（IDI）两大类，再依据混合气的形成和燃烧室的形状分成不同的类型，见图 3-1-1。

a. 直喷式燃烧室

燃烧室布置在活塞头部，多孔式喷油器布置在燃烧室的中心附近，见图 3-1-2。在直喷式燃烧室中，ω

汽车论坛 http://www.qclt.com

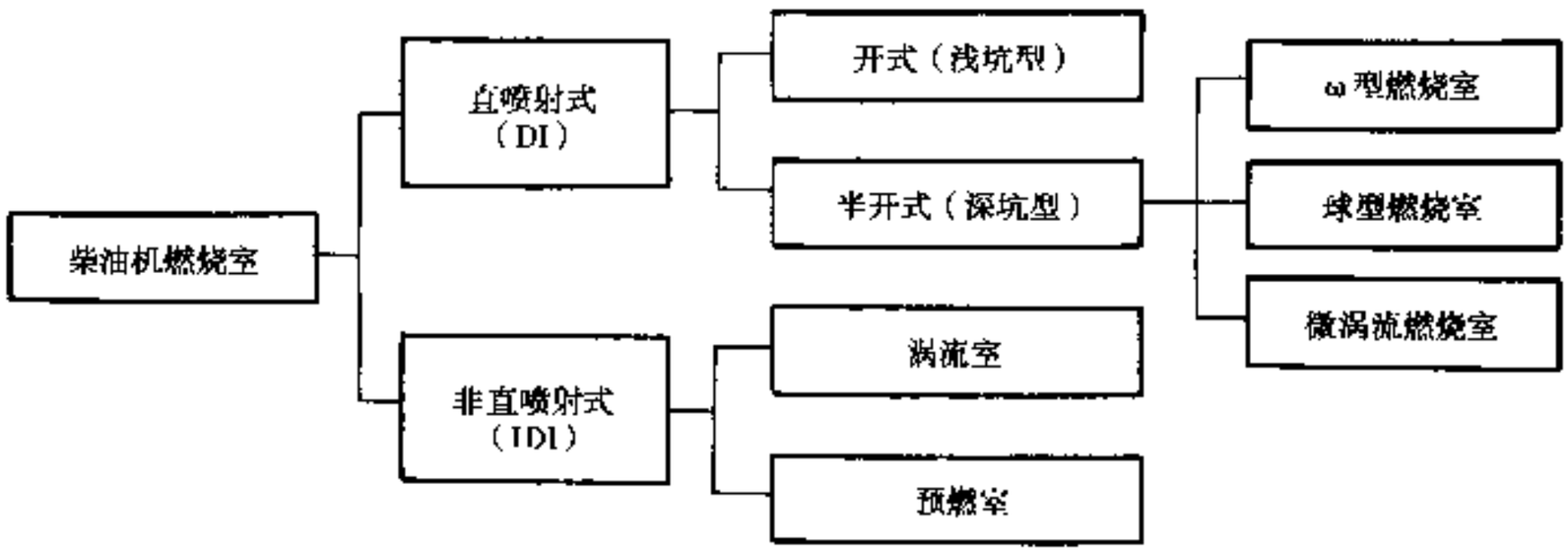


图 3-1-1 柴油机燃烧室分类

形燃烧室用得最为广泛，近来出现了一些局部湍流较强的缩口型以及方形和花瓣形燃烧室。

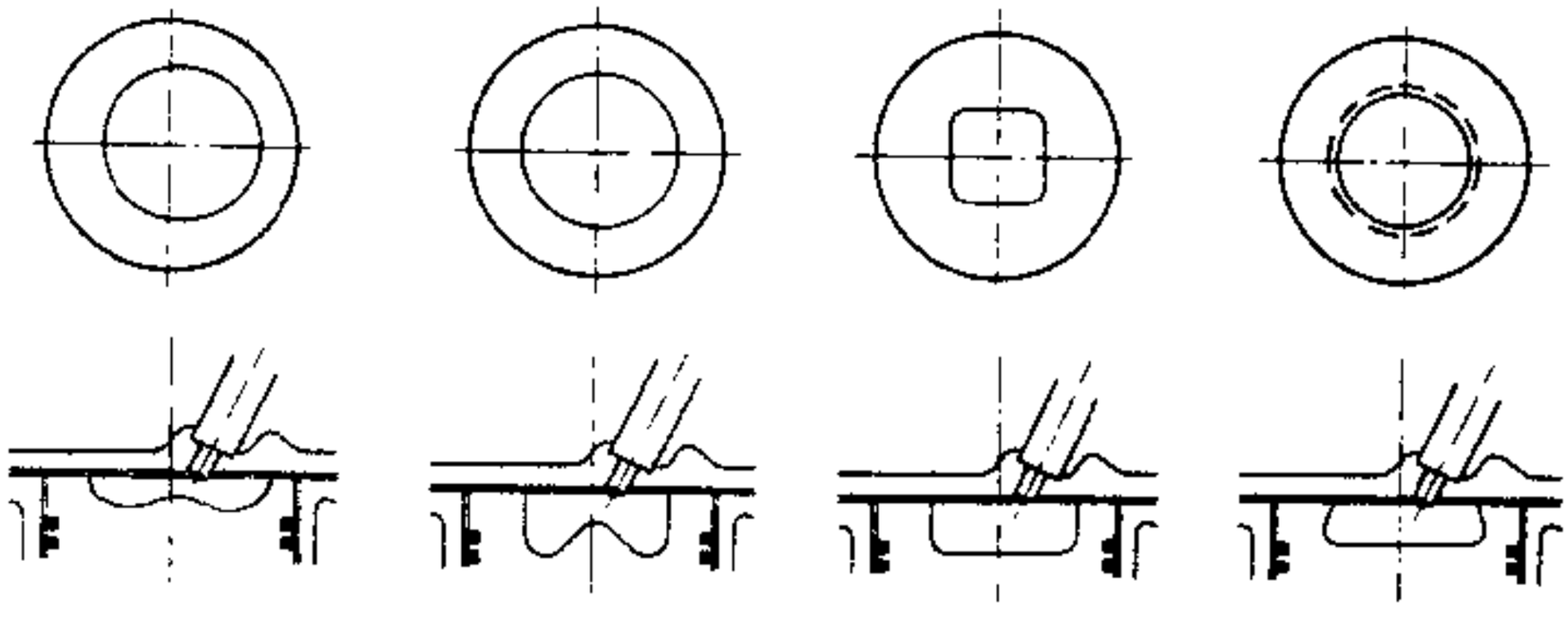


图 3-1-2 直喷式燃烧室

b. 非直喷式燃烧室

非直喷式燃烧室又称分隔式燃烧室，它由主燃烧室和副燃烧室组成。一般主燃烧室布置在气缸内，副燃烧室布置在气缸盖中。通常按照副燃烧室的形状，又可以分为涡流室式和预燃室式两种，见图 3-1-3。

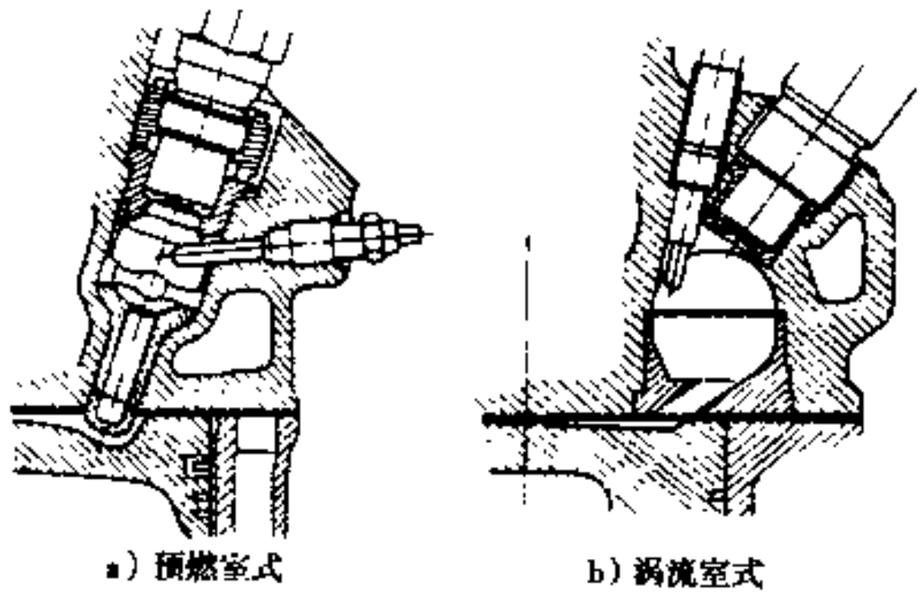


图 3-1-3 非直喷式燃烧室

在预烧室式燃烧室中，燃料直接喷进预燃室，先在其中部分地燃烧，产生高温高压，在压力差的作用下，未完全燃烧的柴油空气混合物从预燃室中喷出来，产生强大的扰动，并和主燃烧室内的空气进一步混合继续燃烧。

涡流室式燃烧室的副室大都接近球形，在压缩行程时，空气沿切线方向进入涡流室，形成了强大的压缩涡流，促进了燃烧。

经过几十年的发展，涡流燃烧室技术已相当成熟，在小缸径高速柴油机中，涡流室得到广泛的应用，而预燃室在汽车发动机领域内已基本上不用。

（2）燃烧室的比较

考虑到非直喷式中预燃室式采用得非常少，主要对直喷式和涡流室式燃烧室进行对比。

a. 经济性

由于涡流燃烧室的主副燃烧室间的通道很小，造成气体流动损失，加之涡流室的散热面积大，产生较大的散热损失，因而其经济性一般比直喷式低 10%～20%。这也是直喷式得到广泛应用的主要原因。

b. 高速性

汽车论坛 http://www.qclt.com

涡流燃烧室可获得与转速成正比的强大压缩涡流，实现缸内的高速燃烧，而且空气利用率高。与直喷式燃烧室相比，涡流燃烧室较易实现高速运行。某些涡流室柴油机，最高转速已经达到 5000r/min 以上。

c. 振动与噪声

在直喷式燃烧室中参加预混合燃烧的燃料量多于非直喷式，柴油的滞燃期较长，其最高燃烧压力和压力升高率均大于非直喷式。因此直喷式的工作较粗暴，其噪声一般比涡流室式的大 4dB 以上。

d. 排气净化

柴油机是稀混合比燃烧，不论是何种燃烧室，CO 都较低。未燃 HC 的排放量主要取决于缸内的燃烧组织、NO_x 的排放量主要与缸内的压力升高率有关。涡流室式利用少量燃油先期燃烧的能量来促进着火后的混合气形成和燃烧，因而柴油滞燃期短，燃烧比直喷式的完全，压力升高率较低。直喷式燃烧室中气流扰动相对较弱，在大供油量时局部混合气过浓，低转速时柴油的雾化不好，造成烟度增大。因此涡流室式的 CO、HC、NO_x 和碳烟比直喷式的低 30% ~ 50%。

e. 热负荷

涡流室形状复杂、面容比大，且承受高速气流冲刷，因而气缸盖的热负荷比直喷式的高。

f. 起动性

涡流室的壁面有较大的散热损失，尽管采用较高的压缩比，低温起动性仍然比直喷式的差。为此，需要加装电热塞等冷起动辅助装置。在无辅助措施的条件下，直喷式的起动温度可比涡流室式的低 15 ~ 20℃。

g. 对供油系的要求

直喷式要求燃油雾化很好，需要燃料喷射系统具有较高的喷射压力，因而对供油系的要求高。

h. 对进气系的要求

在直喷式中，为了保证燃料混合均匀，必须由进气道来产生一定的空气涡流，而增加涡流强度就可能降低充量系数，因此需仔细设计和精确制造进气系统。

由上述比较可以看出，由于混合气形成的方式不同，两者之间的优、缺点正好相反。目前世界上越来越多的车用柴油机采用直喷式燃烧室，只有少数转速很高、要求噪声低的柴油机采用涡流室式。

(3) 燃烧室的发展

由于直喷式燃烧室燃油消耗低、热负荷低和起动性好等优点，车用柴油机有直喷化的趋势。随着适应高速工作的供油系统的出现和燃烧室研究的深入，在缸径小、转速高的轿车发动机领域也出现不少直喷式柴油机。当然，直喷式的发展还未达到完全取代非直喷式的程度，在一些缸径特小、转速特高、排气污染要求高或者使用条件不易保证的情况下，涡流室式仍有一定的生命力。

对于直喷式燃烧室为进一步改善性能，在不断优化其设计。燃烧室加缩口有利于涡流的形成和维持，加速燃烧。ω 型无缩口燃烧室有被有缩口燃烧室取代的趋势。但是缩口部温度过高，易产生热应力集中，是要设法解决的问题。现在，燃烧室的形状不再是简单的回转体，四角形、五角形或花瓣形得到广泛应用，在进气道涡流的配合下，可在花瓣拐角处形成微涡流，加强湍流，同时通过喷射油束形状的配合，在燃烧室内形成良好的燃烧条件。近年来因喷油压力的提高，其明显的效果已使改变燃烧室形状的意义有所下降。

非直喷式燃烧室也须进行结构改进。因为燃油在副室内燃烧对外是不能作功的，因此将喷到副室内的燃油在形成少量着火的混合气后，尽快和尽多的喷入主燃烧室中去完全燃烧，是非直喷燃烧室设计追求的目标。

作为汽车的动力源，无论是何种柴油机，今后所面临的最大课题是降低排放的技术。

3) 其他发动机

由于石油资源有限和人们环境意识的不断加强，世界各国对燃气机和代用燃料机，以及电动汽车进行了广泛的开发研究，并有部分的应用。

(1) 燃气发动机

燃气汽车有着广阔的前景。目前世界上用液化石油气 (LPG) 和压缩天然气 (CNG) 为燃料的汽车有 600 多万辆。据预测，世界上已探明可供开采的天然气量比原油多，中国的天然气资源也比较丰富，为燃气汽车的发展提供了资源保障。同时，燃气汽车发动机技术上相当成熟，现有生产设备和工艺不需太大的改动，运行成本较低。虽然目前燃料供应网络大面积普及还有一定困难，但仍是目前替代石油燃料技术上

汽车论坛 http://www.qclt.com

最现实的方案。

(2) 混合式发动机

所谓混合式发动机，指兼有点燃式和压燃式发动机的特征，既希望达到点燃式发动机高功率，又希望达到压燃式发动机经济性指标的发动机。虽然混合式发动机的种类和型式很多，但是只有在电控缸内直接喷射技术成熟后，才使其成为有实用价值的产品。近年来的电控燃油缸内直接喷射技术和分层充量燃烧技术已达到实用化阶段。

(3) 斯特林发动机

斯特林（Stirling）发动机是一种闭式循环往复式外燃机。其优点是可燃用多种燃料、振动小、噪声低、热效率高、排污少及寿命长等。美国、瑞典及日本等国进行了大量的研究，并研制出可装在汽车上的样机。斯特林发动机的缺点是尺寸大、质量大，采用的热交换器结构复杂、价格昂贵，要在汽车上实用化，还需进行大量的工作。

此外，电动汽车的前景看好。现在世界各国都在加紧电动汽车的研究开发和实用化工作，有许多产品已达到试运行阶段。但是真正要达到实用阶段，技术上还有大量工作。高能量密度、高功率输出密度、长寿命、低成本的蓄电池技术和低价紧凑的燃料电池技术是电动汽车的关键。

醇类燃料发动机、氢气发动机及燃气轮机等都在研究开发，并进行装车试验。

3.1.3 典型的车用发动机

1) 汽油机

国内生产的主要车用汽油机见表 3-1-3。

(1) 大型汽油机

1968 年开始开发的 EQ6100-1 型汽油机和 1980 年开始开发的 CA6102 型汽油机是国内自行开发的排量在 5L 以上的大型车用汽油机，主要用于中型货车和大型客车。由于缸径较大，当时商品汽油辛烷值不高，它们的压缩比较低，其纵横剖视图见图 3-1-4 至图 3-1-7。

EQ6100－1 型和 CA6102 型汽油机都是化油器式的，它们都面临采用电控汽油喷射技术改造并最终可能被高性能柴油机取代的前景。

(2) 轿车汽油机

a. EA827 系列和 EA113 系列发动机

EA827 系列发动机是 1991 年引进德国大众公司与奥迪（Audi）公司共同开发的产品，排量有 1.6L 和 1.8L 两种。EA113 系列是在 EA827 系列的基础上采用 5 气门和电控汽油喷射技术的发动机，见图 3-1-8。EA113 系列发动机采用谐波进气系统，1.8L 机还有涡轮增压变型。其特点是：采用双顶置凸轮轴，前端轮系用齿形皮带驱动；取消了中间轴，水泵壳体直接铸在机体上；采用双火花分电器装置，取代传统的高压线圈和分电器；电控系统具有自诊断和爆燃控制功能。

b. Tu 系列发动机

Tu 系列发动机是 1992 年引进法国雪铁龙（Citroën）技术的汽油机，装于富康 ZX 系列轿车。Tu 发动机投产于 1968 年，在 1986 年作了较大改进，中国引进时又根据国内实际情况进行了降低压缩比、改铝机体为铸铁机体等修改。该系列发动机有 1.1L、1.4L、1.6L 的化油器式和电控汽油喷射式的。采用齿形皮带驱动的顶置凸轮轴，气缸盖上进排气门呈 V 形布置；排气歧管中间设有不锈钢隔板，减小各缸排气的干扰，从而提高发动机转矩。Tu 发动机纵、横剖视图见图 3-1-9。

c. TJ376Q 型发动机

TJ376Q 型发动机是 1987 年引进日本大发公司的 CB23 型三缸汽油机。采用合金铸铁机体，铝合金低压铸造气缸盖，紧凑的多球面形燃烧室。进、排气门呈 V 形布置，凸轮轴布置在 V 字型的中间，非常紧凑。火花塞布置在接近燃烧室中央位置，使得火焰传播行程短。为了平衡往复惯性力，在机体下部曲轴附近设有平衡轴，有效地减低了发动机的振动。其纵、横剖视图见图 3-1-10。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 3-1-3 国内主要车用汽油机参数

制造厂	型号	气缸布置与冷却方式	气缸数	缸径×行程 (mm×mm)	排量 (L)	压缩比	燃料供给方式	气门布置	额定功率/转速 [kW/(r/min)]	最大转矩/转速 [N·m/(r/min)]	最低燃油消耗 [g/(kW·h)]
哈尔滨东安发动机公司	DA462	L,W	4	62×66	0.8	8.7	C	OHC	26/5500	55.5/3000	306
长安汽车公司	JL368Q	L,W	3	68.5×72	0.8	8.7	C	OHC	26.2/5500	57/2700	312
天津内燃机厂	TJ376Q	L,W	3	76×73	0.99	9.5	C	OHC	38/5600	75.5/3200	298
神龙汽车股份有限公司	TU5JP/K	L,W	4	78.5×82	1.59	9.6	EFI	OHC	65/5600	135/3000	290
一汽—大众汽车股份有限公司	EA113	L,W	4	81×77.4	1.6	9.3	EFI	DOHC,5V	74/5800	150/3800	–
上海大众汽车股份有限公司	026N	L,W	4	81×86.4	1.78	9.0	EFI	OHC	72/5200	150/3100	295
一汽集团公司	CA488	L,W	4	87.5×92	2.21	8.5	C	OHC	67/4500	160/3200	292
绵阳新华内燃机公司	JM491Q	L,W	4	91×86	2.24	8.8	C	OHC	68/4400	177/3000	295
广州东风本田发动机公司	F23A3	L,W	4	86×97	2.25	8.9	EFI	OHC,4V	110/5700	206/4900	265
上海通用汽车公司	L46	V6,W	6	89×80	2.98	9.0	EFI	OHV	126/5200	250/4400	285
东风汽车公司	EQ6100-1	L,W	6	100×115	5.42	7.0	C	OHV	99.3/3000	353/1300	305
一汽集团公司	CA6102	L,W	6	102×114.3	5.59	7.4	C	OHV	99.3/3000	373/1200	–

汽车论坛 http://www.qclt.com

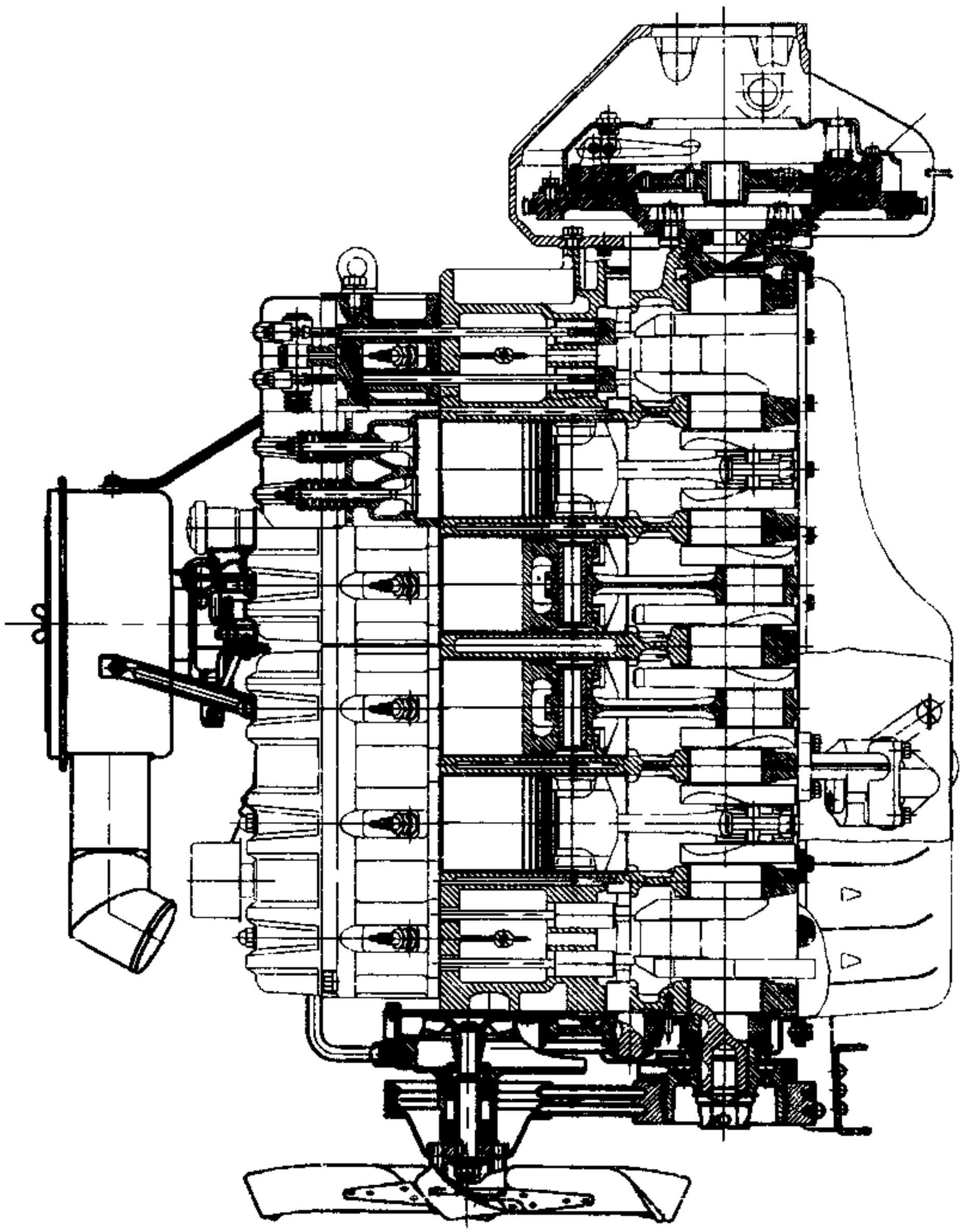


图 3-1-4 EQ6100－1型发动机纵剖视图

汽车论坛 http://www.qclt.com

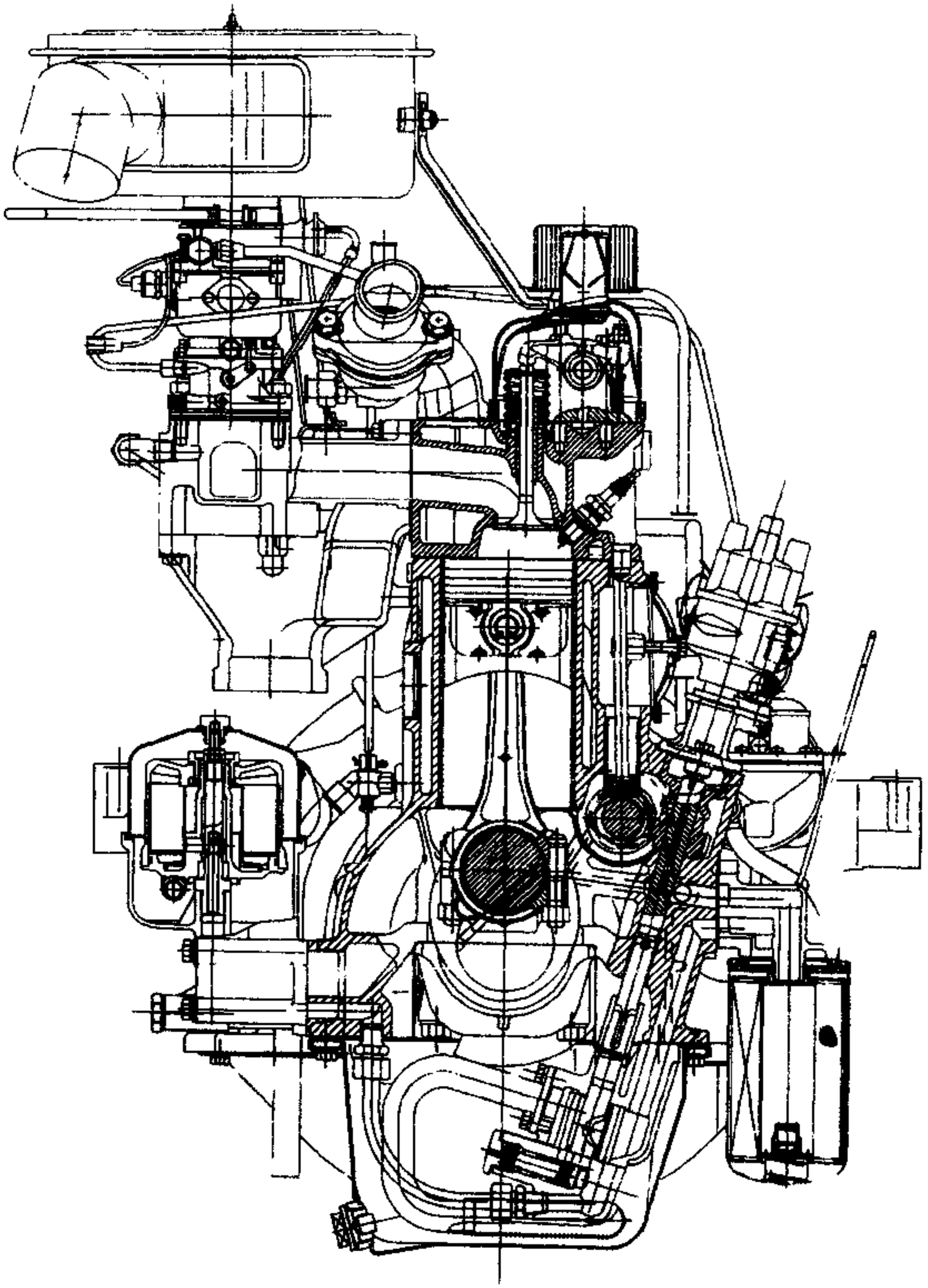


图 3-1-5 EQ6100－1 型发动机横剖视图

汽车论坛 http://www.qclt.com

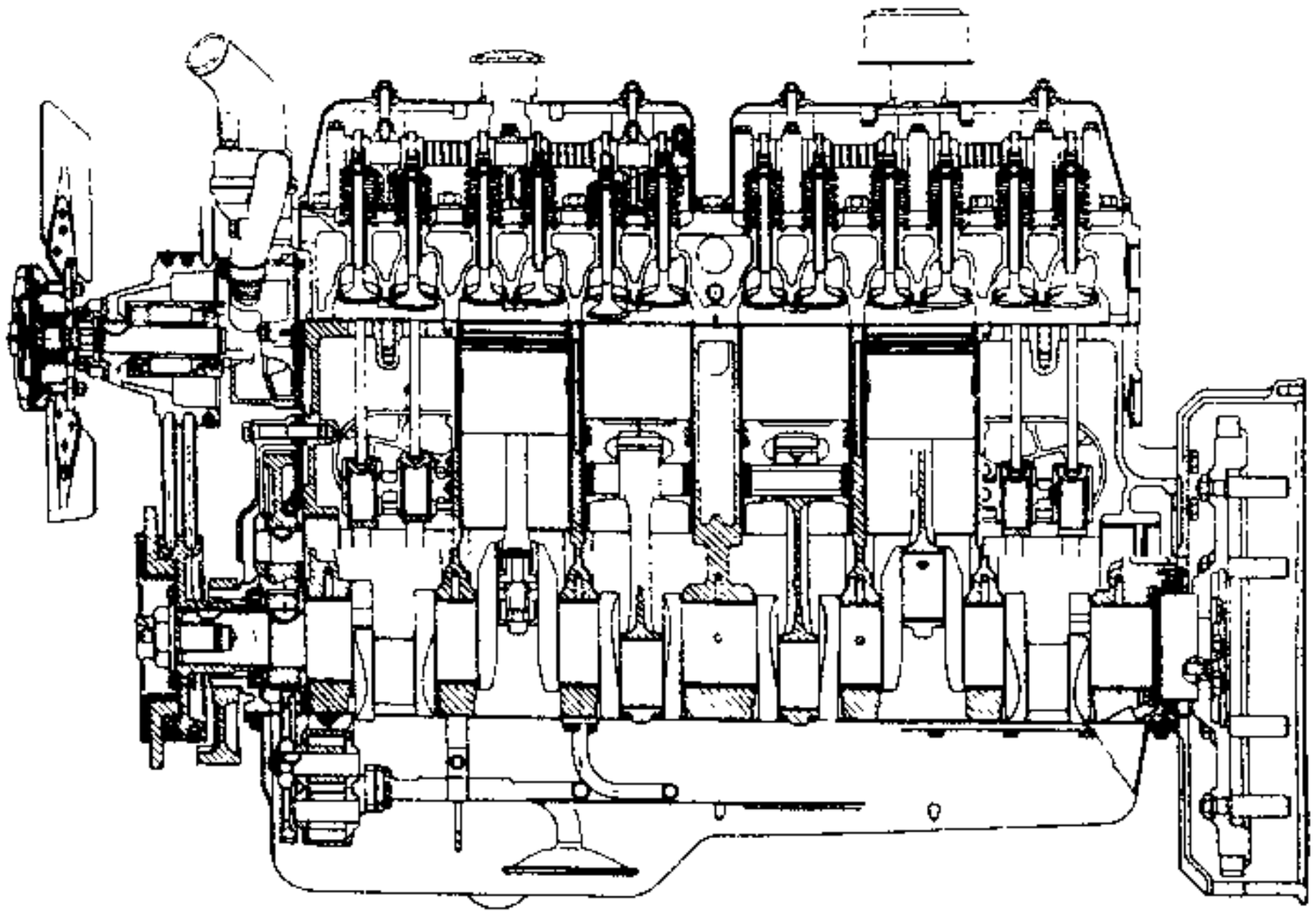


图 3-1-6 CA6102 型发动机纵剖视图

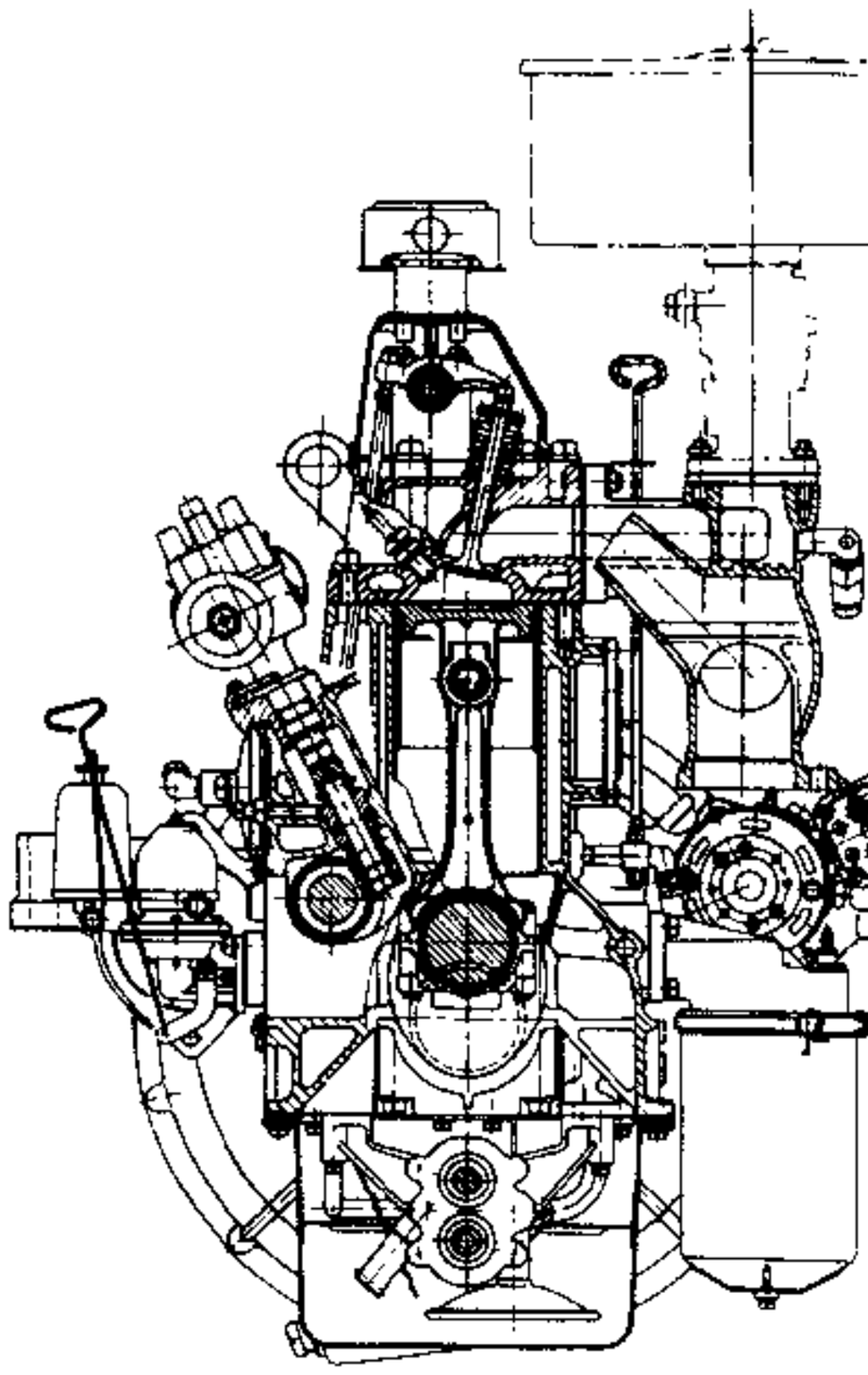


图 3-1-7 CA6102 型发动机横剖视图

汽车论坛 http://www.qclt.com

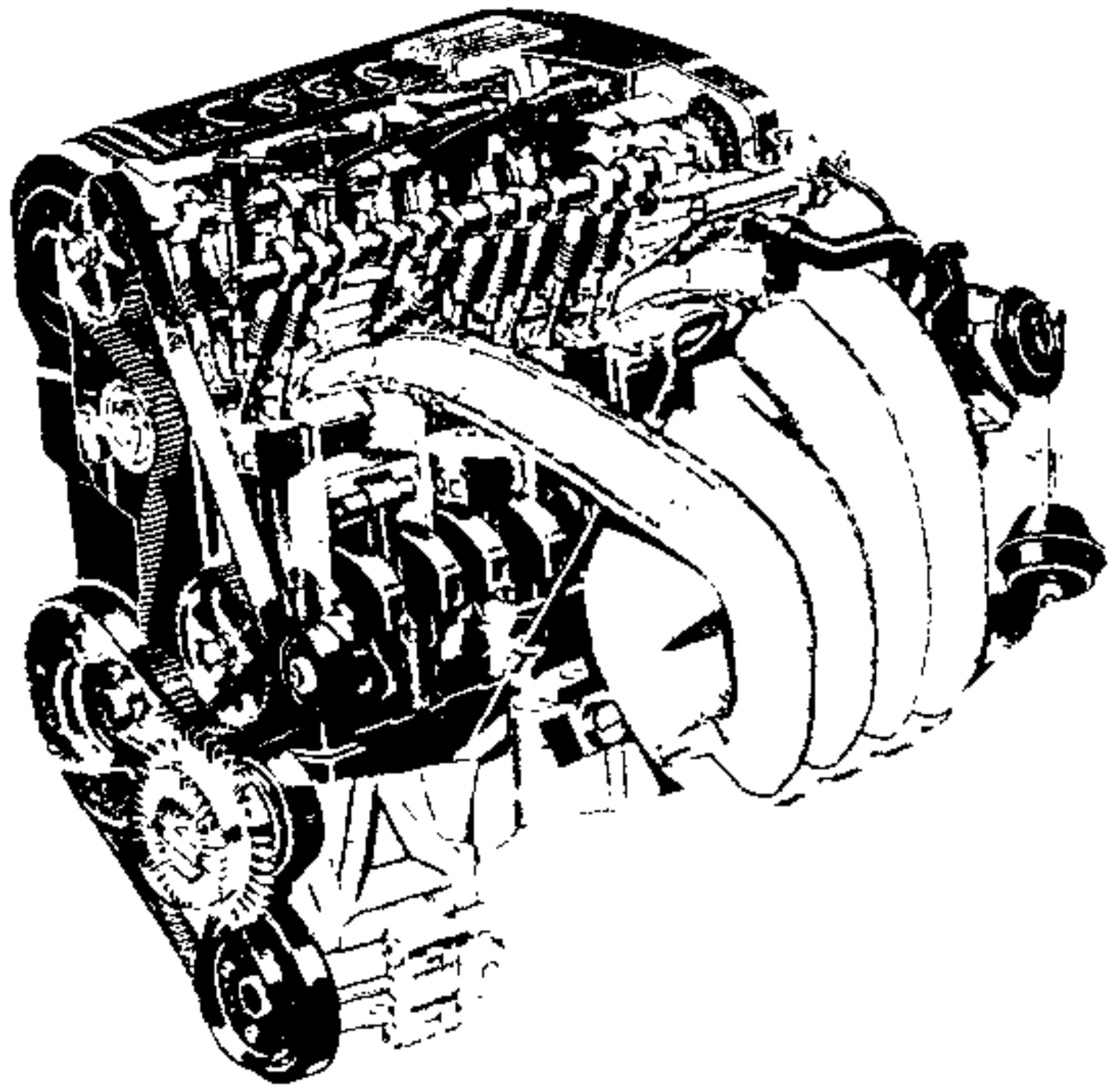
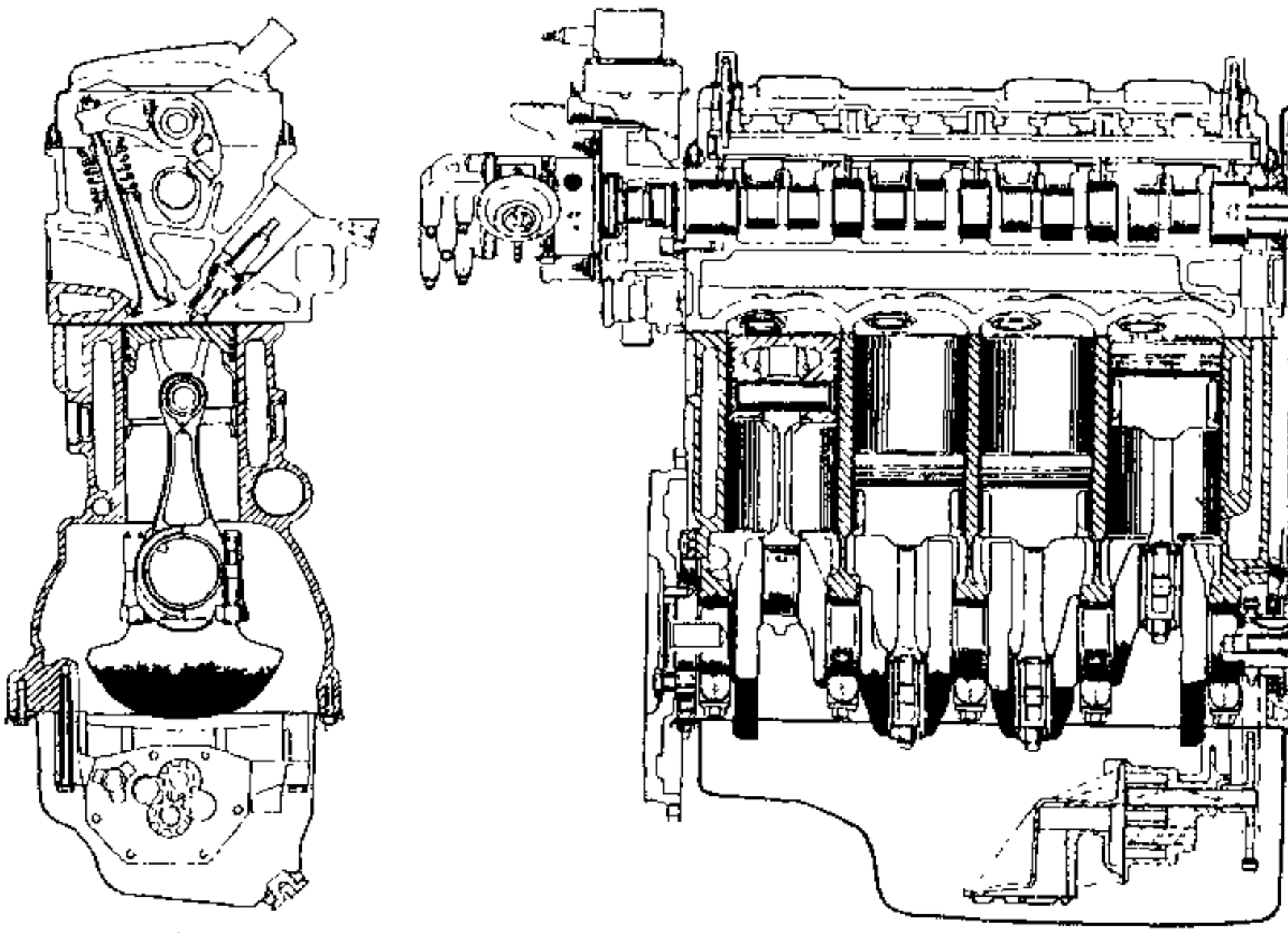


图 3-1-8 EA113 5V1.8L发动机



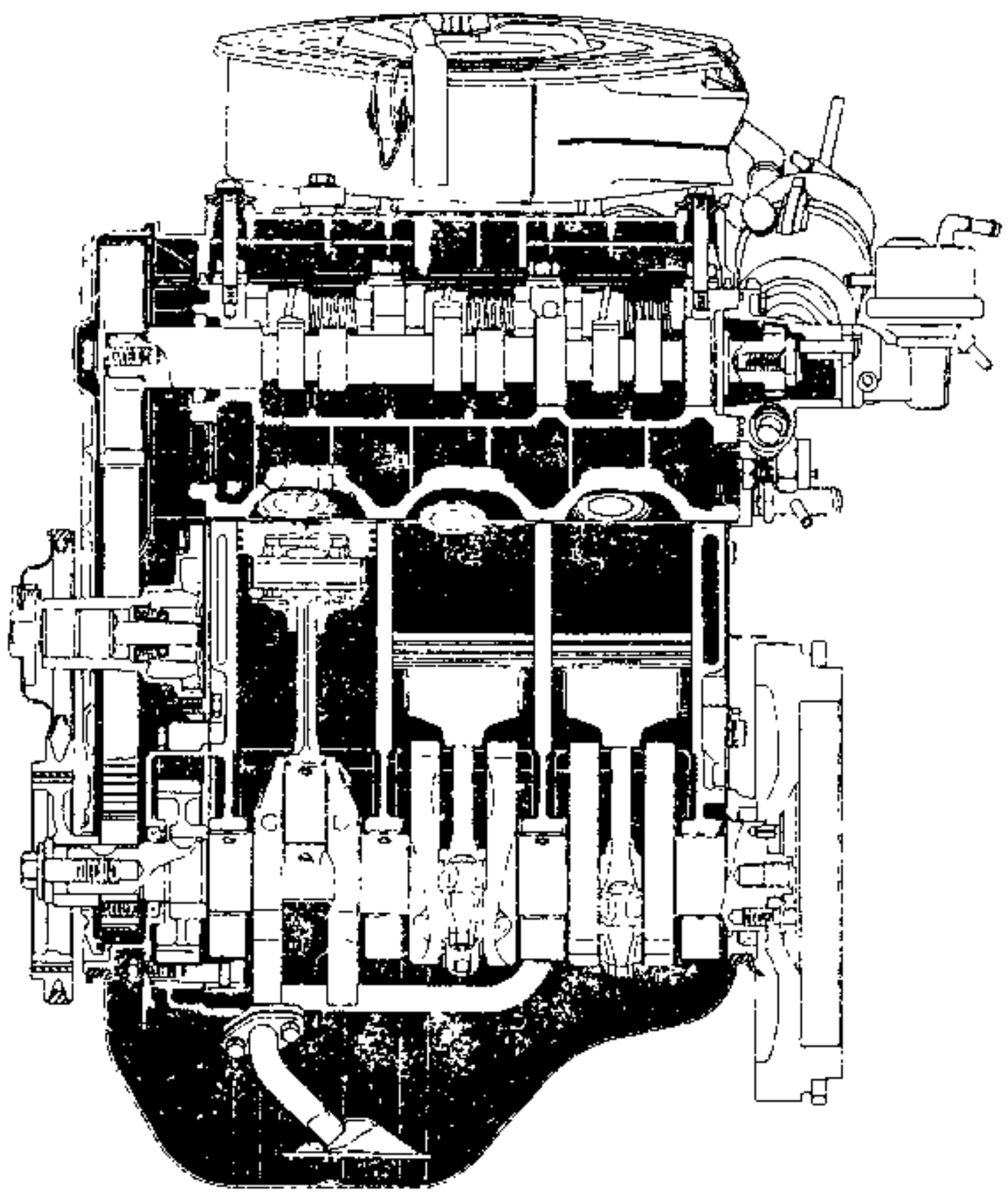
a)

b)

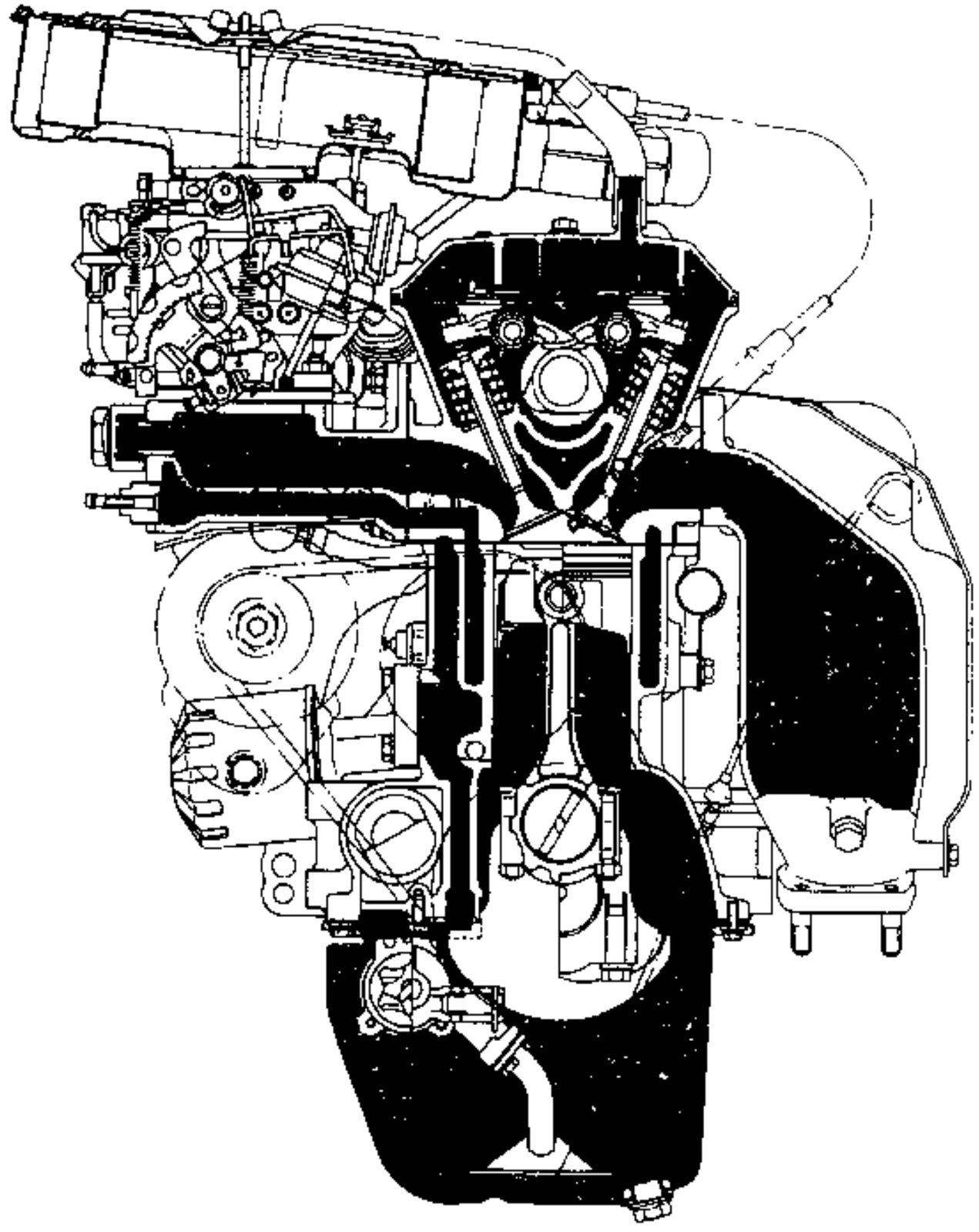
图 3-1-9 Tu 发动机纵、横剖视图

a)横剖视图；b)纵剖视图

汽车论坛 http://www.qclt.com



a)



b)

图 3-1-10 TJ376Q 型发动机纵、横剖视图

a)纵剖视图；b)横剖视图

汽车论坛 http://www.qclt.com

2）柴油机

国内主要车用柴油机主要参数见表 3-1-4.

（1）索菲姆 8140 系列柴油机

索菲姆（Sofim）8140 系列柴油机为引进意大利依维柯（IVECO）公司的产品，有增压和增压中冷、2.5L 和 2.8L 排量等变型，发动机纵、横剖视图见图 3-1-11 和图 3-1-12.

8140 系列柴油机均采用直喷式 ω 型燃烧室，VE 转子式分配喷油泵。机体由上、下两部分组成，两者的分

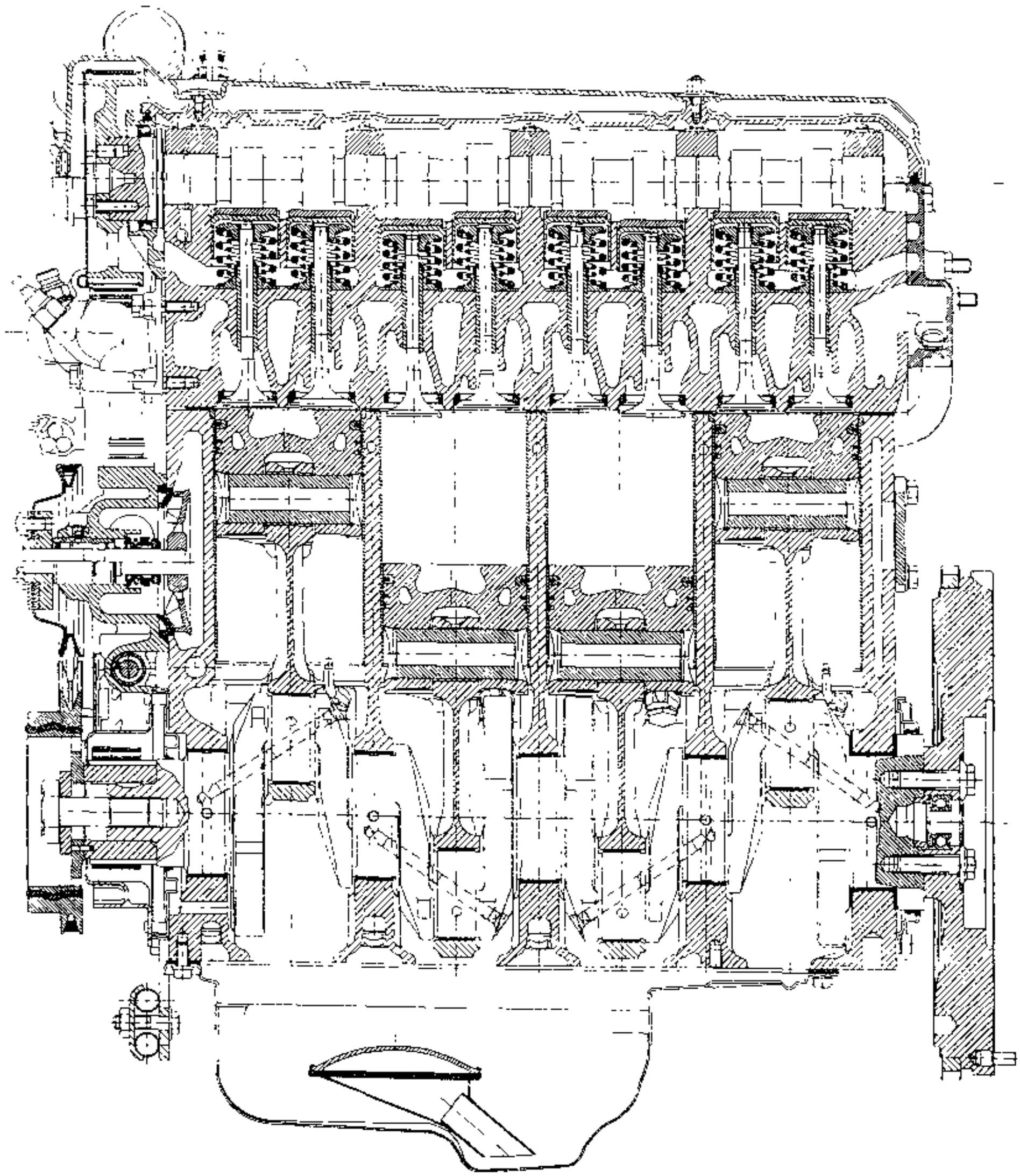


图 3-1-11 8140 柴油机纵剖视图

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 3-1-4 国内主要车用柴油机参数

制造厂	型号	气缸布置与冷却方式	气缸数	缸径×行程 (mm×mm)	排量 (L)	压缩比	进气	燃烧室	额定功率/转速 [kW/(r/min)]	最大转矩/转速 [N·m/(r/min)]	最低燃油消耗 [g/(kW·h)]
南京依维柯汽车公司	8140.27	L,W	4	93×92	2.5	18.5	增压	直喷ω型	76/3800	225/2000	230
江铃汽车公司	4JB1	L,W	4	93×102	2.77	18.2	自然	直喷	53/3600	165/1800	241
东风朝阳柴油机公司	CY6102 BZQ	L,W	6	102×118	5.8	16.5	增压	直喷,四角	120/2800	460/1800	220
东风汽车公司	6BT	L,W	6	102×120	5.9	17.5	增压	直喷	117.2/2600	588/1450	212
广西玉林柴油机总厂	YC6105 QC	L,W	6	105×125	6.5	-	自然	直喷	105.1/2800	402/1700	224
一汽集团公司	CA6110	L,W	6	110×120	6.84	17	自然	直喷	117.6/2900	431.6/1800	231
重型汽车集团公司	WD615.61	L,W	6	126×130	9.73	16	增压	直喷ω型	191/2600	830/1650	212
重庆康明斯发动机公司	NTC-290	L,W	6	140×152	14	15	增压	直喷	213/2100	1354/1300	

汽车论坛 http://www.qclt.com

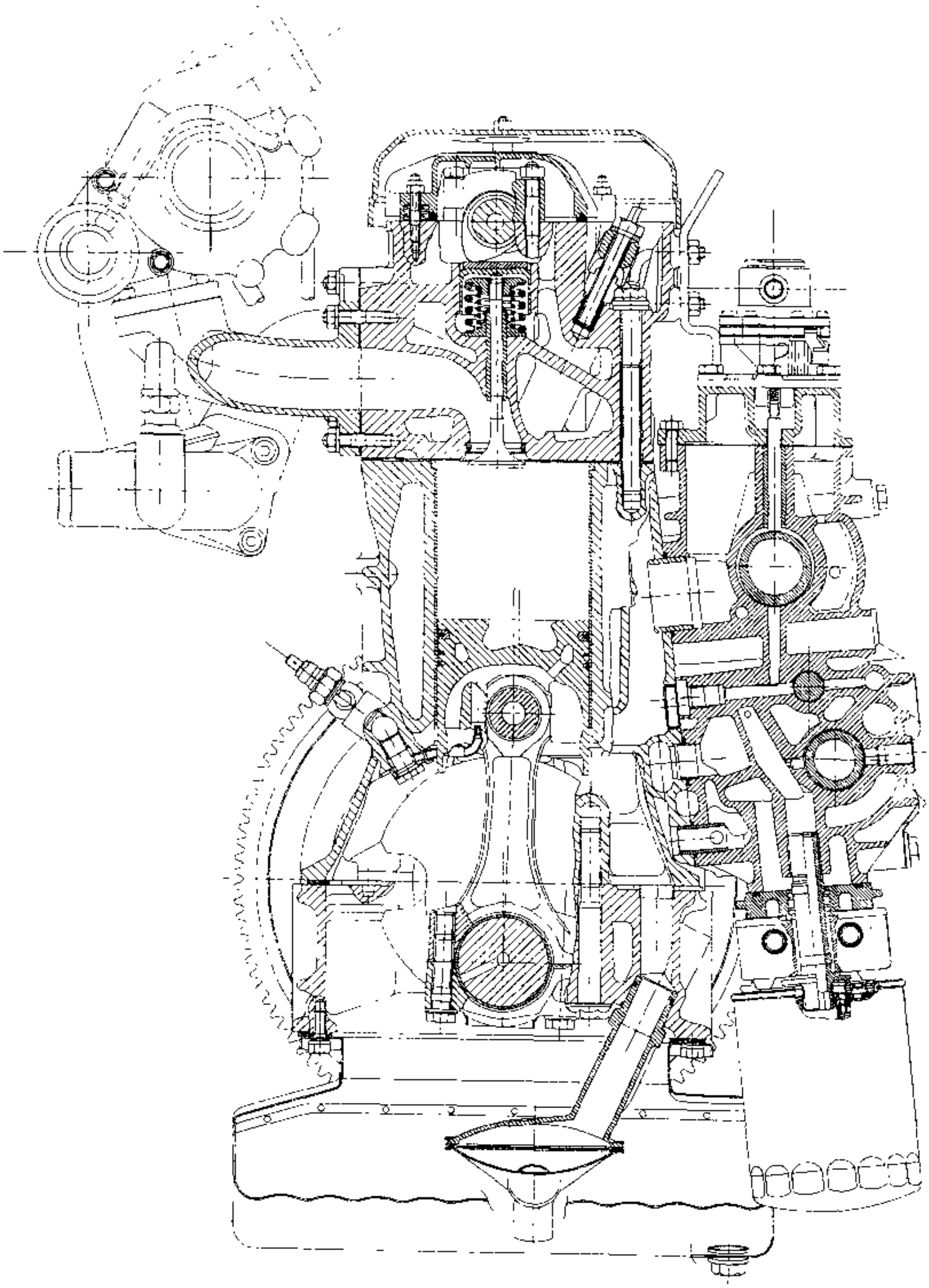


图 3-1-12　8140 柴油机横剖视图

汽车论坛 http://www.qclt.com

开面在曲轴轴线上，中间有橡胶减振垫，起吸振、降噪的作用。下机体由5道主轴承盖连成框架结构，提高结构刚度，由于发动机的许多附件都装在与机体分开的附件箱上，因此，上机体结构比较简单。采用1.5mm薄壁合金铸铁干式缸套。曲轴材料为球墨铸铁，采用全支承结构。曲轴轴线与气缸孔轴线偏离6mm。活塞为铝合金中凸变椭圆结构，外表面喷涂石墨，以改善与气缸筒的磨合性能。采用三道活塞环，第一环槽镶奥氏体铸铁镶圈。附件箱用铝合金铸造，在其内部装有机油泵齿轮、机油限压阀、喷油泵传动齿轮，在其外部装有VE转子式分配喷油泵、燃油输油泵、制动用的真空泵、动力转向泵、机油冷却器、机油滤清器及定时齿轮等，这些部件组成了一个结构紧凑的小总成，不同的机型可根据需要来更换附件箱外部的部件，有利于发动机的系列化生产。附件箱的旋转件用齿形带或链条传动。

(2) 康明斯B系列柴油机

康明斯B系列柴油机包括4缸和6缸的两种排量，自然吸气、增压和增压中冷三种型式，功率范围为63～137kW。6BT5.9型柴油机的纵、横剖视图见图3-1-13、图3-1-14，其特点如下。

①机体和气缸盖设计充分考虑了耐久性和维修性。机体用含Cr、Cu各0.5%的合金铸铁铸造，不镶气缸套。气缸盖用含Cr、Cu、Mo、Ni等元素的合金铸铁铸造，耐磨耐蚀性好，不镶气阀座圈。在气缸孔、

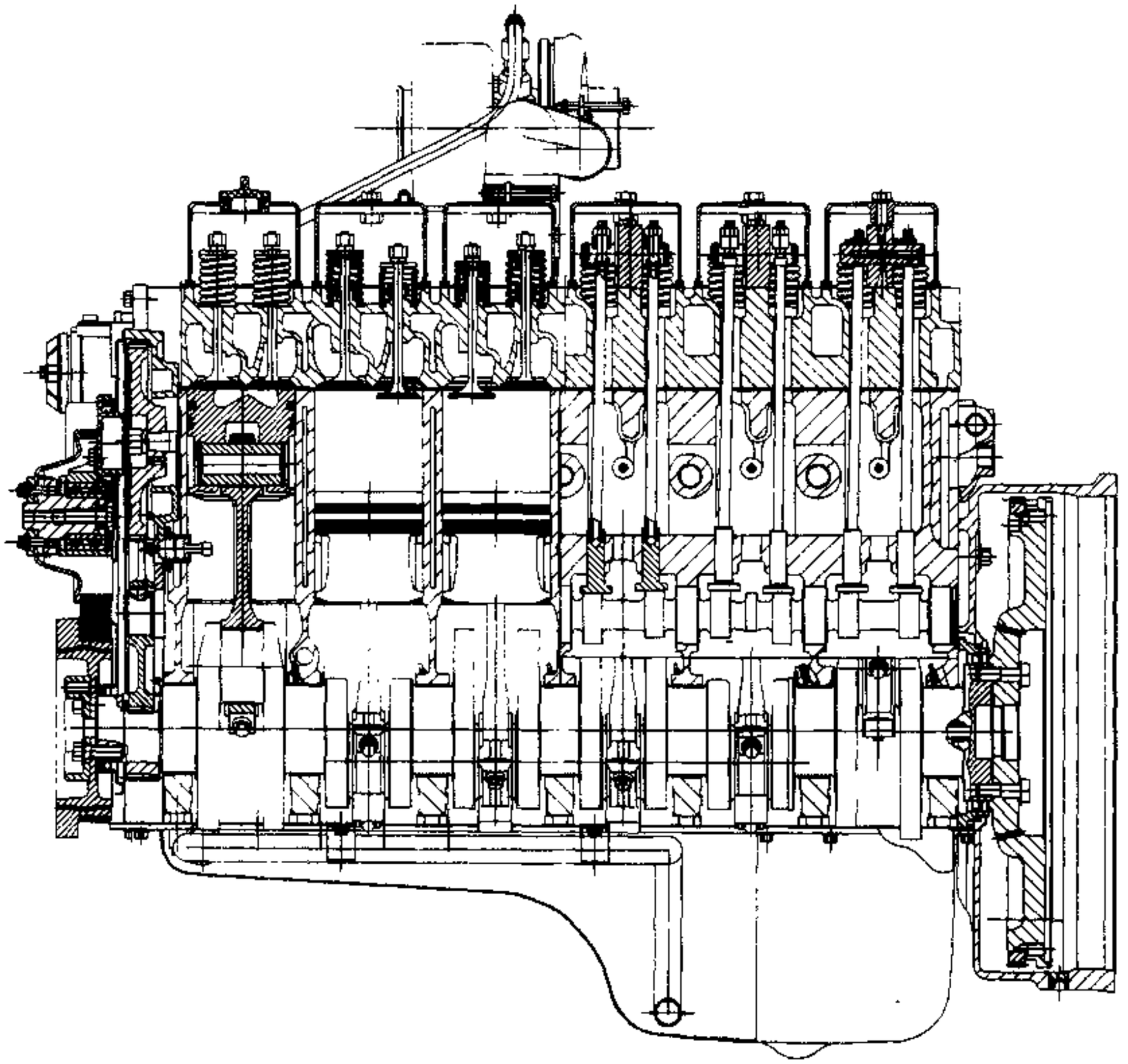


图3-1-13 6BT5.9型柴油机纵剖视图

汽车论坛 http://www.qclt.com

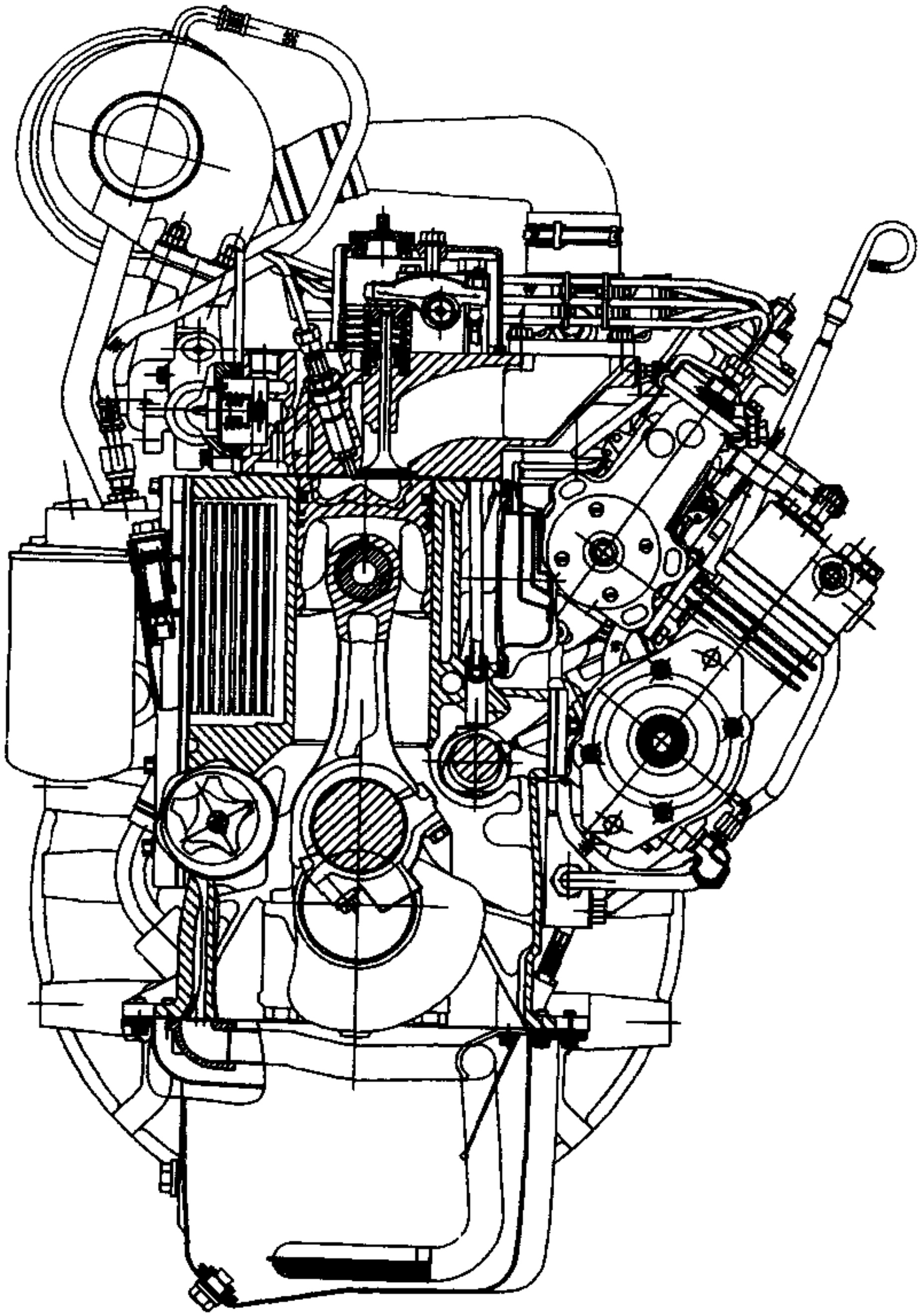


图 3-1-14 6BⅡS.9 型柴油机横剖视图

汽车论坛 http://www.qclt.com

气门座等部位留有镶套修复的余地，便于需要更高寿命的用户修复。

②将一些功能不同而结构上有联系的零部件设计成一体。例如水泵蜗形室、机油泵体、机油冷却器冷却水室、燃油滤清器底座等与机体做成一体，进气管的一部分、冷却系小循环通道、节温器座等与气缸盖做成一体。这样虽然使铸造工艺比较复杂，但是零件品种数和总的机加工量减小，降低了成本。同时，使发动机外形简洁，尺寸紧凑，显著减少了联接管路和联接部位泄漏的可能性，增加了可靠性。

③设计时外围零部件布置体现了灵活多变的特点，可选用多种选装件。例如加机油口、油标尺口、排气歧管及增压器位置等有多种方案，可根据用户要求任选，增加了变型品种和应用范围。

国外代表性车用发动机主要参数见表 3-1-5。

3.1.4 车用发动机的技术发展

1）汽油机技术的发展

（1）电控喷油和稀薄燃烧

电子控制汽油喷射技术的应用是汽油机的重大突破，它不仅使汽油机的动力性和经济性得到很大改善，而且大大降低了污染物的排放。近年在发达国家电控汽油喷射系统已经完全取代了化油器，国内也开始在多种轿车发动机上应用。随着汽车排放控制的加严，电控汽油喷射加三效催化转化器将成为轿车的标准装备。

缸内电控汽油直接喷射技术的采用是汽油机技术的又一重大突破，它为实现缸内分层充量燃烧提供了可能，可实现空燃比达 28～30 的稀薄燃烧，提高经济性达 20%～30%，使汽油机的经济性与柴油机相当，并大大降低污染物排放，不使用三效催化器就能达到当前的排放法规要求。

（2）多气门结构和进气增压

多气门结构原用于赛车发动机，1982 年开始应用于大量生产的轿车发动机。为了驱动多个气门，双顶置凸轮轴（DOHC）结构同时得到发展。多气门机构的主要优点是：进气流通面积增大，流动阻力减小，因而充量系数增大，泵气损失减小，发动机的比转矩和比功率增大；进气道设计自由度大；燃烧室形状近似半球形，火花塞可布置在接近中央位置，便于组织缸内的滚流和涡流，容易实现快速燃烧，可适当提高压缩比，使燃油耗下降；气门系运动件质量小、惯性力小、结构刚度大，有利于提高发动机转速，有些发动机超过 7000r/min。

近年来许多汽油机采用了进气增压技术。进气增压可大幅度提高升功率和升转矩，而发动机的体积和质量增加有限，适应发动机拓展功率范围、高原功率恢复、减小发动机排量、降低部分负荷的油耗和减小质量、体积等的需要。

（3）可变配气定时

发动机在不同的转速和负荷下，其最佳的配气相位是不同的。传统的配气定时和气门升程规律是依据车辆的主要用途和主要指标要求来选定的，只能使某和运转状态下的性能得到最佳发挥。可变配气相位和气门升程规律可使更宽广运转状态下的性能得到充分发挥。

随着电控技术的发展，电磁控制的全可变气门结构成为可能。通过控制进气门的开闭时间来控制发动机的进气量，取消节气门，可以降低换气损失和气门驱动系统的机械损失，尽管增加了电力损失，但总的损失可降低达 30%。

（4）降低排放

降低排放是今后发动机技术发展的主要课题，排气污染物实现零排放和减少 CO_2 排放是人们追求的目标。降低排放主要采用电子控制技术来优化燃烧，采用闭环控制系统，选择汽油机最佳运行条件，提高点火能量和优化点火定时等。采用电控缸内直接喷射可实现稀薄燃烧，可大幅度降低燃油消耗和排气污染物。排气再循环（EGR）可有效地降低 NO_X，但也会降低混合气的燃烧速度，造成燃烧持续时间延长，发动机经济性差，工作不稳定。因此在采用 EGR 的同时，必须设法提高燃烧速率，即改进燃烧室形状、适当的气体流动、缩短火焰传播距离、提高点火能量等方面做工作。研究表明，汽油机的行程缸径比（S/D）和气缸容积对油耗和排气污染物有一定的影响，因此其结构参数的优化选择也是一项重要工作。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 3-1-5　国外几种代表性车用发动机参数

制造厂	型号	气缸布置与冷却方式	气缸数	缸径×冲程 (mm×mm)	排量 (L)	压缩比	燃料供给方式	气门布置	额定功率/转速 [kW/(r/min)]	最大转矩/转速 [N·m/(r/min)]	最低燃油消耗 [g/(kW·h)]
雪铁龙	A06(2CV)	HO,A	2	74×70	0.602	8.5	C	OHV	21/5750	39/3500	
本田	F20B	L,W	4	85×88	1.997	9.0	EFI	OHC,5V	99/5700	181/4500	
日产	SR20DET	L,W	4	86×86	1.998	8.5	EFI	DOHC,4V	147/6400	265/4800	
丰田	3S-GE	L,W	4	86×86	1.998	10.3	EFI	DOHC	125/7000	186/4800	
梅赛德斯-奔驰	E230	L,W	4	90.9×88.4	2.295	10.4	EFI	DOHC,4V	110/5400	220/3700	
沃尔沃(VOLVO)	850T	L,W	5	81×90	2.32	8.5	EFI	DOHC,4V	166/5280	300/2000	
宝马(BMW)	M3	L,W	6	86×85.8	2.99	10.8	EFI		213/7000	320/3600	
美国福特	皇冠	V8,W	8	90.2×90	4.6	9.0	EFI	OHV	142/4200	253/3200	
马自达	13B	转子,W	2		2×0.654	9.0	EFI		176/6500	294/5000	
依维柯(IVECO)	8060.25V	L,W	6	104×115	5.86	17.7	直喷增压		130/2700	560/1400	210
日产	PF6	L,W	6	133×150	12.5	18	直喷	OHV	173/	834/	215

注：(1)气缸布置与冷却方式：L——直列；HO——水平对置；A——空气冷却；W——水冷。

(2)燃料供给：C——化油器；EFI——电控燃料喷射。

(3)气门布置：OHV—顶置式气门；OHC——顶置凸轮轴；DOHC——双顶置凸轮轴。

汽车论坛 http://www.qclt.com

2）柴油机的技术发展

由于柴油机的经济性比汽油机好，特别是在汽车经常使用的部分负荷工况下的经济性和排放性能比汽油机好，因此车用发动机柴油化的趋势仍将继续。但柴油机本身的技术发展从未停顿。一是改进燃烧技术，改进燃油喷射系统，使燃烧过程最佳化；二是减少微粒物的排放，包括控制润滑油的消耗量；三是减小柴油机的噪声。主要技术工作有：

（1）提高喷射系统压力

在直喷柴油机中，提高燃油喷射压力，有助于喷射燃油与空气的混合，降低燃油消耗和碳烟的形成，一些车用柴油机的喷射压力达到 150MPa 以上，甚至超过 200MPa。

（2）采用共轨喷射系统

共轨燃油喷射系统的高压油管是共同的，因此称为共轨。共轨系统的燃油喷射压力不受发动机转速的影响，克服了传统柴油喷射系统在高速、大负荷时喷射压力高，而低速、小负荷时喷油压力低的不足，使不同工况都得到必要的高压，以实现良好的油气混合，使低速时转矩提高。此外，系统内的计算机根据工况和其他环境条件，通过对油嘴上的泄压阀的控制，对喷射定时和喷射规律进行控制，为优化燃烧过程提供了条件。使用电控共轨喷射系统可以精确地控制预喷射的燃油量，减小滞燃期内喷入气缸的燃油量，从而降低气缸内最大压力升高率，降低发动机的燃烧噪声。

（3）采用多气门技术和优化气流组织

多气门扩大了进气总截面，降低了气流阻力，可提高柴油机功率；可以实现关闭部分进气道，形成与转速相适应的进气涡流，以提高低转速时柴油与空气混合的质量、改善经济性、动力性和废气排放。

（4）燃油喷射系统的电子控制

电子控制技术的发展，为替代机械控制的燃油喷射系统实施更精确控制提供了可能。采用电子控制的喷射系统，可根据发动机的脉谱图精确控制喷油量和喷油定时，并能根据温度进行校正，其结构也比较简单。

（5）采用排气再循环（EGR）

采用 EGR 可以降低燃油消耗量，降低 NO_X 排放。直喷式柴油机比非直喷式柴油机的 NO_X 排放量高，可以采用更高的 EGR 量。使用电控技术可根据工况来控制 EGR 率。（撰稿人：王荣先）

3.2 发动机概念设计

3.2.1 概念设计及其主要内容

发动机概念设计是任何一种新发动机产品开发过程中最重要的部分，它根据用户或有关部门提出的发动机功率、转矩、排放、应用车型及成本等产品目标（设计输入），首先依据经验初步确定发动机的主要结构参数、主要零部件的结构形式、发动机各系统的布置方案和参数，以及发动机主要附、配件的性能，然后运用先进的发动机性能预测及结构分析软件，分析以上参数是否能够满足产品目标，不能满足目标则对有关参数进行修改，直至满足产品目标的过程。

进行概念设计的意义在于通过对发动机主要结构参数、主要零部件的结构形式、发动机各系统的布置方案和参数及发动机主要附配件的性能进行概念研究，及早发现设计中存在的潜在问题并在概念设计阶段予以解决，以避免在试制甚至生产过程中造成巨大损失。这样可以大大缩短产品试制和开发的周期，降低费用，以适应日新月异市场的需求。

在概念设计过程中主要完成以下工作。

①确定发动机的主要结构尺寸，并研究其满足工程目标的可行性.

②确定机体的主要结构形式，如是采用平底式机体还是龙门式机体，是采用分开式主轴承盖、整体式主轴承盖还是梯形框架结构，以及冷却水套和润滑油道的布置方式。

③确定气缸盖的主要结构形式，如是采用两气门还是四气门方案，是采用单顶置凸轮轴还是双顶置凸

汽车论坛 http://www.qclt.com

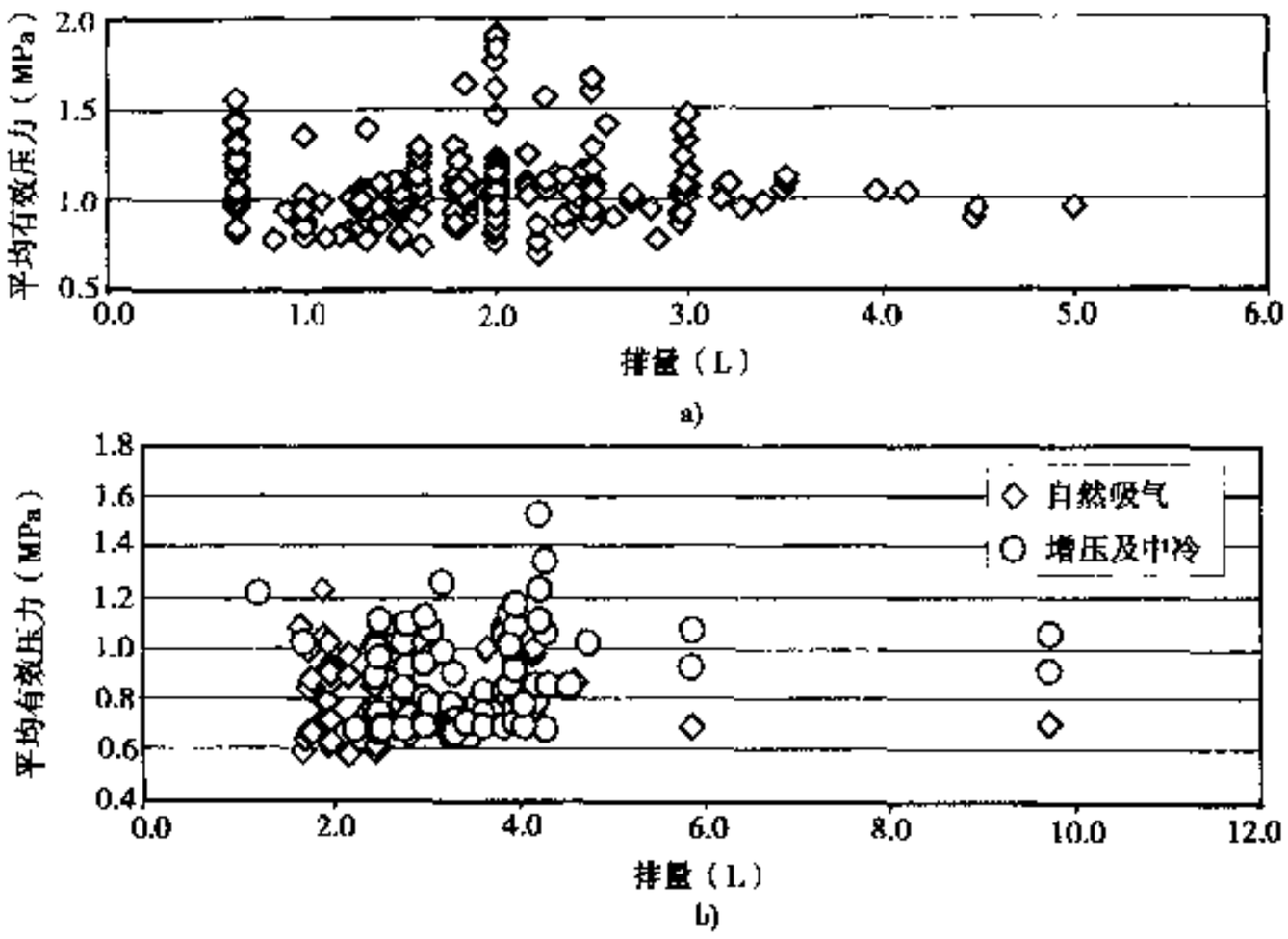


图 3-2-1 不同发动机的最大功率点平均有效压力

a）汽油机；b）柴油机

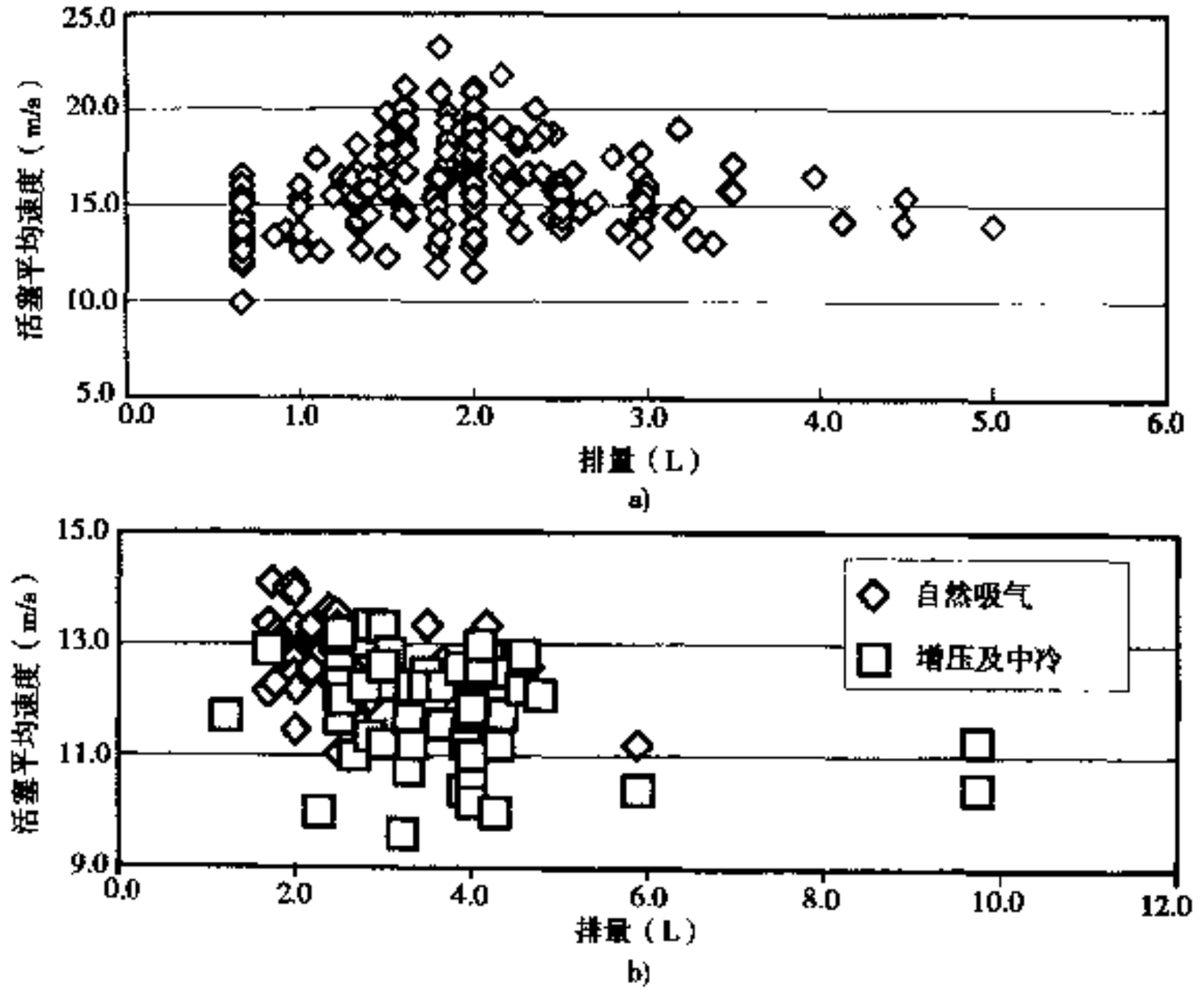


图 3-2-2 不同发动机活塞平均速度与排量的关系

a)汽油机；b)柴油机

喷射系统的先进的直喷式柴油机的升功率可达 50kW/L 左右。图 3-2-3 为不同排量的国内外汽油机和柴油机的升功率。

（2）发动机的最大转矩及转矩特性

发动机的最大转矩及转矩特性也是左右车辆驱动性能的重要指标。在最大功率转速相同的情况下，最大转矩转速越低，发动机的实用转速范围就越宽。增压是提高发动机最大转矩的最有效的手段，一般增压后最大转矩转速可降低 500r/min 左右。图 3-2-4 所示为国内外汽油机和柴油机的最大转矩，从图中可以看

汽车论坛 http://www.qclt.com

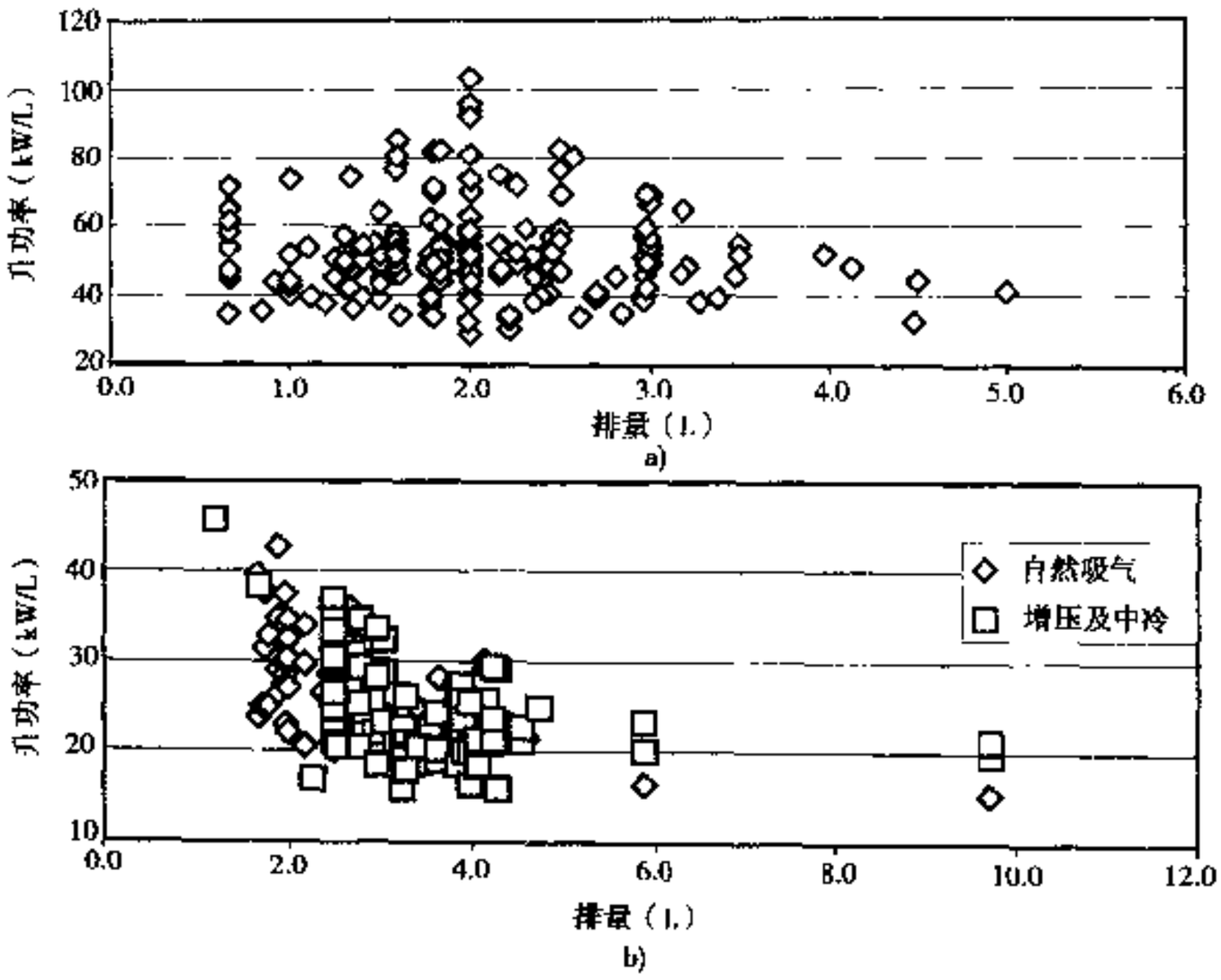


图 3-2-3 不同排量发动机的升功率

a)汽油机；b)柴油机

出，在其它条件相同的情况下，发动机的最大转矩和发动机排量成正比。

2）发动机燃料经济性

发动机的燃料经济性最终要在整车燃料经济性上体现出来，整车的燃料经济性除受到发动机本身经济

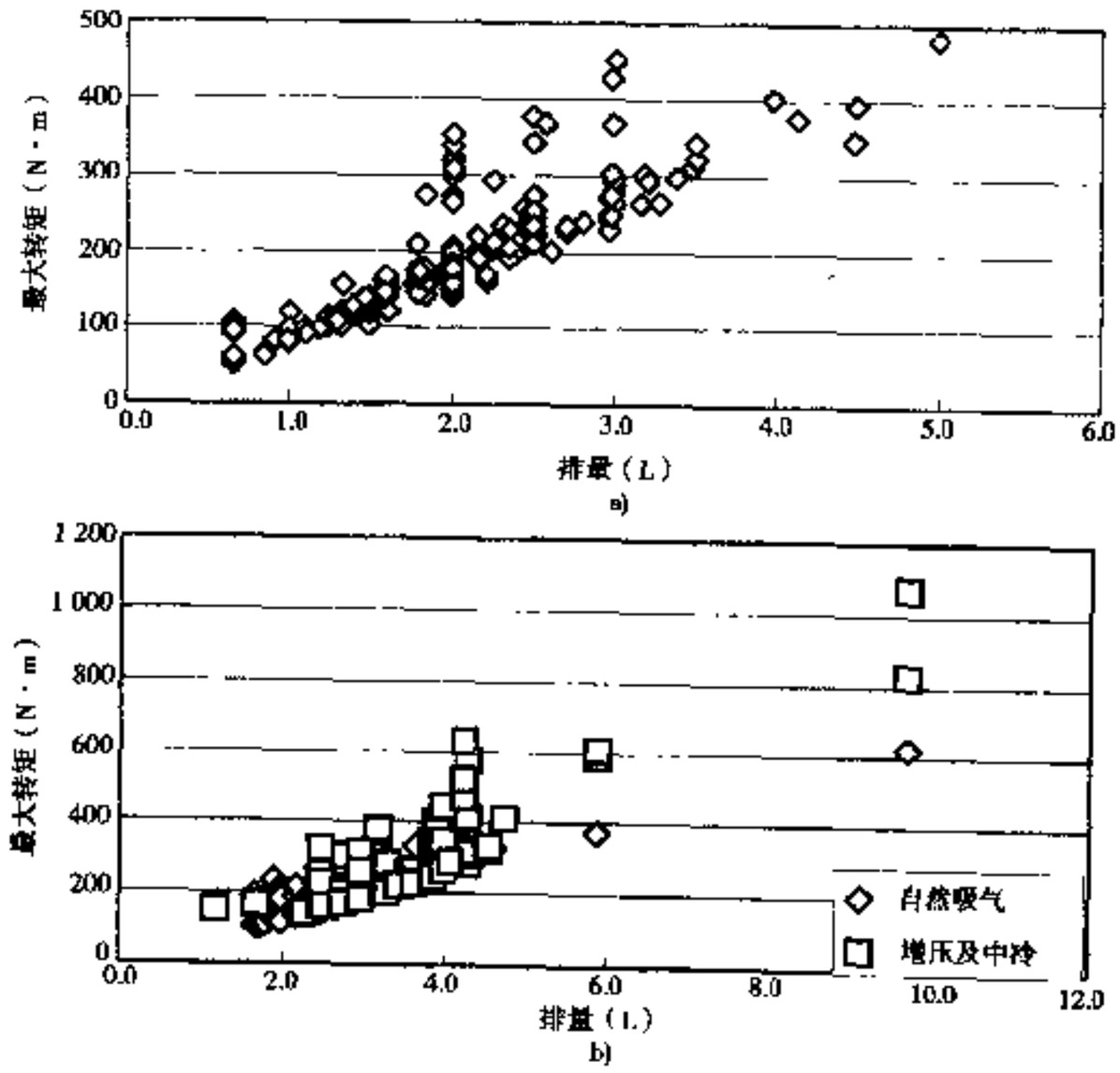


图 3-2-4 不同排量发动机的最大转矩

a)汽油机；b)柴油机

汽车论坛 http://www.qclt.com

性的影响外，还受到发动机和整车匹配的影响，如整备质量、传动系速比和机械效率，以及需要发动机驱动的空调压缩机、动力转向等。汽油机降低油耗的最主要工作，除了提高热效率外，就是减小机械摩擦和进气节流损失。后者有两大途径。一是减小换气损失；二是将汽油机的工况点移向高负荷区。图 3-2-5 所示为改善汽油机燃油经济性的各种措施。

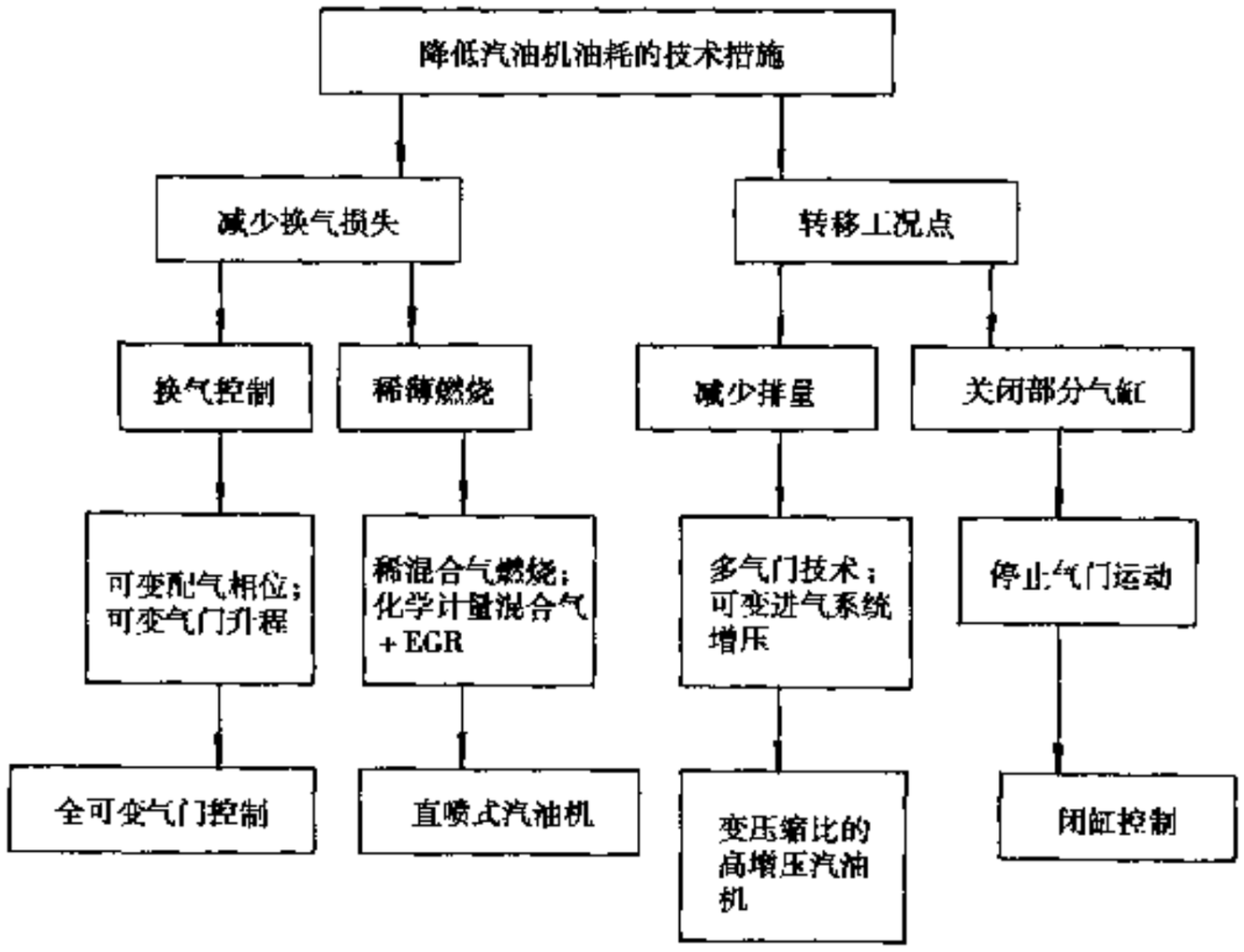


图 3-2-5 降低汽油机燃油耗的技术措施

(1) 稀薄燃烧

降低油耗最直接的方法是采用稀薄燃烧，但随着空燃比的增大混合气燃烧的速率及品质都随之变坏。因此即使配以快速燃烧系统，采用常规稀薄燃烧的发动机的节油潜力不超过 8%～10%。

另外，由于稀薄燃烧所产生的废气中含氧气较多，常规的三效催化转化器只能减少 CO 和 HC 的排放量，对 NO_X 不起作用，但到目前为止，能够适应稀薄燃烧的降低 NO_X 排放的催化转化装置，还没有达到实用的程度。

(2) 配以化学计量空燃比及高排气再循环（EGR）的多点喷射系统

采用高 EGR 方法可以减少发动机的泵气损失，但由于采用废气稀释混合气比采用空气稀释对燃烧过程的影响更大，因此采用高 EGR 方法的降油耗潜力一般不超过 5%～8%。采用高 EGR 方法的优点是可以保证混合气的实际空燃比为化学计量比，这样可以保持三效催化转化器的转化效率。

(3) 配以稀薄燃烧的汽油直喷系统（GDI）

真正的稀薄燃烧只有通过分层充量使得在火花塞附近的混合气较浓、而燃烧室内其它部分的混合气较稀才能实现，而上述分层充量只有通过汽油直喷系统才能实现。在部分负荷工况下，采用汽油直喷系统可降低油耗 20%以上，但如果要满足未来更严格的排放法规欧洲Ⅲ，采用直喷系统后各个工况下总的油耗下降不会超过 20%。另外，为满足更严格的排放法规，采用汽油直喷系统的发动机必须配以 EGR 系统和高效的 NO_X 催化转化器。

(4) 可变气门定时系统

电控可变气门定时系统可以实现在较短的进气门开启期间就能获得足够的充气量，然后气门马上关闭。采用电控可变气门定时系统可大大减小泵气损失，其缺点是生产成本较高。

(5) 闭缸控制

通过完全停止部分气缸的工作（包括燃油喷射及气门运动）可以大大提高其它各缸的工作负荷，这样可显著降低发动机的节流损失。但出于舒适性方面的考虑，闭缸控制一般只用于 6 缸及 6 缸以上发动机。

汽车论坛 http://www.qclt.com

由于柴油机具有较小的泵气损失及很高的压缩比，因此柴油机具有明显优于汽油机的燃料经济性。直喷式柴油机由于泵气损失及热损失都比非直喷式柴油机小，所以其经济性更胜一筹。

3）耐久性

一般用大修里程来代表发动机的耐久性，发动机的耐久性能是制造厂设计、加工工艺、材料水平的整体体现，它随着这些水平的提高而提高。在确定发动机的耐久性指标时，必须充分考虑到其应用车型的使用环境，如环境温度、湿度等，特别要注意空气中的灰尘对发动机耐久性的影响。另外，还要注意其所用车辆的负荷率，负荷率越高，耐久性指标越难实现。

影响发动机耐久性的主要因素如下：

（1）发动机结构的影响

a. 进气系统的影响

发动机的磨损，特别是气缸及活塞环的磨损有很大一部分是由于磨料磨损造成的，而磨料的很大一部分来源于进入发动机的空气。因此，在进气阻力允许的情况下，应尽量采用滤清效率高、密封良好的进气系统。在风沙较大的地区，应考虑使用多级空滤，且在整车上选取灰尘较少的空滤进气口。

b. 机体及气缸盖的冷却

机体设计，应尽量避免使用联体气缸（双联甚至多联）形式。这是因为采用联体气缸后，由于两缸之间冷却不良造成气缸顶部温度过高，引起机油结焦进而使油膜破裂，易产生异常磨损以及拉缸、活塞环卡死等故障。采用联体气缸后气缸的径向热变形不均匀，使环和气缸贴合不良，造成偏磨并使机油耗量难以控制。即使因为发动机外形尺寸限制等原因不得不采用联体气缸，要通过在两缸之间钻冷却水孔、夹铸喷水管，以及通过机体上平面两缸间切槽等方式加强冷却。

（2）主要摩擦副的匹配

气缸和活塞环的磨损是影响发动机耐久性的重要因素，因此合理选择气缸的珩磨工艺并配以合适的活塞环是保证发动机耐久性的重要措施。其次是轴和轴瓦的匹配。

（3）发动机工作环境

一般来讲，发动机在冷态时各摩擦副的磨损量是发动机在正常工作温度时的几倍甚至十几倍，因此，如果设计的发动机经常在低温环境下工作，应考虑采用快速暖机系统。

4）满足排放法规的能力

随着人们环保意识的不断增强，发达国家都制定了针对汽车产品的严格的排放法规，我国已在2000年开始执行欧洲1号排放法规。因此，发动机满足排放法规的能力是必须满足的重要工程目标。影响发动机排放性能的因素很多，对于汽油机来讲，下列因素影响混合气的燃烧并进而影响发动机的排放性能。

①精确的空燃比控制；

②燃烧室的几何形状，包括燃烧室的形式、活塞头部形状、气门的布置以及火花塞的位置等；

③混合气的流动特性，包括混合气的平均流动速度、燃烧室内的涡流和湍流强度等；

④燃油的成分、空燃比、混合气的温度及压力等；

⑤发动机的充量系数；

⑥发动机的传热性能，燃烧室的表面积及燃气的速度都对发动机的传热性能有很大影响；

⑦高效的催化转化器。

影响柴油机排放的因素比汽油机更为复杂，主要如下。

（1）燃烧室型式

一般非直喷柴油机的HC排放比直喷柴油机要少得多。在大负荷时，直喷柴油机的HC排放较低并且随喷油提前角的变化比较平缓；在小负荷时，直喷柴油机的HC排放较高并随喷油提前角的推迟而急剧增加。非直喷柴油机的HC排放随负荷及喷油提前角的变化幅度要小得多。

直喷柴油机的NO_X排放随发动机负荷的增加而急剧上升，但非直喷柴油机在大负荷时随负荷的增加而降低。一般来说，非直喷柴油机的NO_X排放量比直喷柴油机低，但直喷柴油机由于可以允许较大的EGR量、降低燃烧温度，从而大大降低NO_X排放量，达到和非直喷柴油机NO_X排放量相当的水平。但

汽车论坛 http://www.qclt.com

EGR 量太大时烟度增加。

小型高速直喷式柴油机的碳烟排放大于重型直喷式柴油机；非直喷式柴油机的碳烟排放大于相应的小型高速直喷式柴油机；但由于直喷柴油机的 HC 排放量大于非直喷柴油机，因此两者的微粒排放量相差不大。

(2) 燃油喷射特性，包括喷油速率、喷孔的数量和直径、喷油时刻，以及喷射压力等。

(3) 涡流比的影响

随着涡流比的增大，空气和燃料的混合更加迅速，微粒及 CO 排放降低，而 NO_X 排放增加。碳烟排放一般随涡流比的增大而降低，但当涡流比过高时因油束的重叠效应反而会使碳烟排放增加。

(4) 燃烧室形状的影响

缩口式直喷燃烧室可以产生较强和较持续的涡流，因此 HC 及碳烟的排放比较低；并且推迟喷油喷射，降低 NO_X 排放的潜力较大；减小燃烧室的直径可以提高燃烧室中的涡流水平，从而降低碳烟的排放，但会增加 NO_X 及 HC 的排放。

(5) 增压及中冷的影响

一般增压后由于进气温度提高会增加 NO_X 排放，但采取中冷措施后可以降低 NO_X 排放。另外，在采用增压及中冷措施后，可以提高空燃比、燃用较稀的混合气，使 CO、HC 及碳烟的排放都有所降低。

5) 维修方便性

由于需要对发动机进行定期的维护和易损件定期的更换，在发动机的总布置设计及在整车上进行发动机的布置时，必须考虑发动机的维修方便性。但过多地考虑维修方便性将使发动机的结构设计受到很大限制，使发动机机舱的布置变得很困难。另一方面，近年来随着技术的发展，发动机零部件的可靠性及耐久性指标越来越好，主要零部件都可以做到和整车等寿命设计。这样，除了发动机三滤以及火花塞、喷油器等需要定期维护的部件外，其它零部件的维修方便性可以少考虑，这使得发动机的设计和布置的自由度增大，发动机总体布置越来越紧凑。

6) 驱动性

发动机性能的好坏对整车的驱动性能有很大的影响，为了使驾车者能方便舒适地操纵汽车，必须对影响整车驱动性的发动机有关性能进行评价。

(1) 发动机冷起动性能

指发动机从冷车状态到稳定运转状态所需的时间。汽油机的冷起动性能一般都比较好，只要起动机的功率合适并配以合适的蓄电池，一般不需要冷起动辅助装置。而柴油机、特别是经常在寒冷地区使用的柴油机，一般要采用一些冷起动辅助装置才能满足要求。柴油机常用的冷起动装置有进气预热器、直接安装在缸内的电热塞、冷起动供油提前装置、机油及冷却水预热装置等。

(2) 怠速稳定性，即要确保怠速转速稳定在一较小的范围内。

(3) 加速响应性，指车速对加速踏板的响应性。

(4) 输出转矩波动

在低速小负荷情况下发生的可能性比较大，这种波动会引起整车在行驶过程中前后振动。

7) 发动机的振动与噪声

由于用户对整车舒适性要求越来越高，同时法规对整车噪声的限制也越来越严格，而发动机对整车的振动及噪声有着举足轻重的影响，因此开发低振动噪声的发动机显得非常重要。

根据经验数据，重型货车车身对发动机噪声的衰减作用为 12～14dB，中型货车为 14～16dB，而轿车为 20～22dB。将车身对发动机噪声的衰减值加上法规对整车噪声的限定值即可得出发动机噪声的设计目标值。

发动机噪声由燃烧噪声和机械噪声两部分组成。低速小负荷时燃烧噪声构成发动机噪声的主要部分；而在高速大负荷时，发动机噪声主要由机械噪声构成。常见的降噪措施及效果如下。

①优化机体结构、提高机体刚度，以降低机体表面辐射噪声，降噪效果 1dB 左右。

②采用主轴承盖连成一体的梯形框架结构，降噪效果 1.5dB 左右。

③采用复合钢板冲压的油底壳及气缸盖罩，降噪效果可达 2.5dB 左右。

汽车论坛 http://www.qclt.com

④部分屏蔽发动机，降噪效果可达3.5dB左右。

⑤通过合理组织燃烧，降低最高燃烧压力及压力升高率，可降低燃烧噪声和因燃烧压力诱导的机械噪声。

图3-2-6所示为不同排量柴油机在不同转速下的噪声级

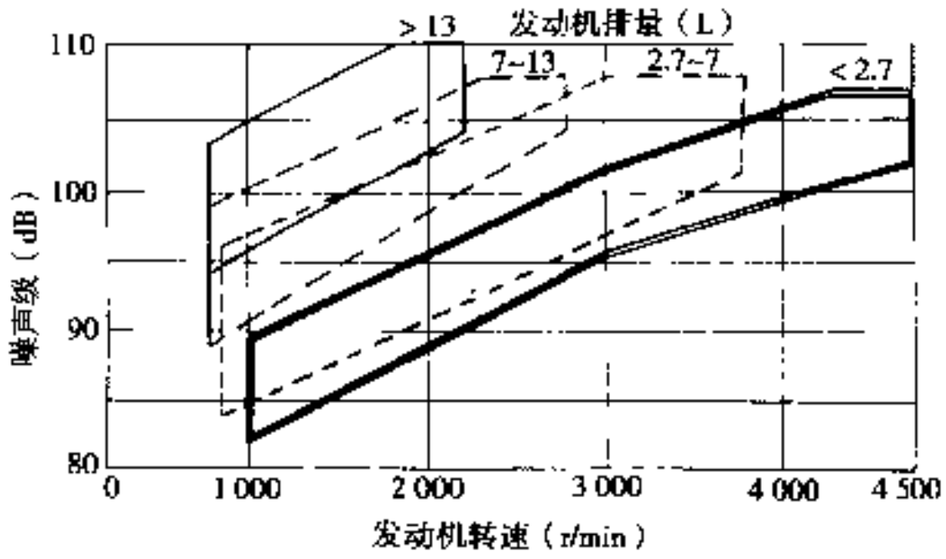


图3-2-6 柴油机的统计噪声值

8）整车适应性

在概念设计期间就应进行发动机在整车上的布置工作，以有效利用发动机舱空间，确保发动机和车身间有合理的间隙，并随时根据发动机在整车上的安装情况修改有关设计。

3.2.2.2 发动机排量及气缸数的确定

要确定发动机排量，首先要初定发动机的平均有效压力。其根据是：和同类先进机型进行比较；燃烧系统的开发能力；是否采用增压及中冷技术（柴油机）；每缸气门数和采用的供油系统；满足排放法规。

3.2.2.3 缸径及行程的确定

排量确定之后需要确定发动机的缸径及行程，这时需要综合考虑以下因素。

1）活塞平均速度

近年来，由于整车对发动机的动力性要求越来越高，通过提高发动机转速来提高升功率已被广泛采用，特别是随着四气门技术的推广，通过提高发动机转速来提高升功率显得更为有效。但随着发动机转速的提高，发动机主要摩擦副的摩擦损失迅速上升，磨损量也随之加大。提高发动机转速在很大程度上取决于发动机主要摩擦副的加工工艺水平，而能将发动机转速和主要摩擦副的磨损联系起来的参数就是活塞平均速度。不同排量的车用汽油机和柴油机活塞平均速度的统计数据见图3-2-2。

2）排气净化性能

长行程可以保证气缸内燃烧较完全、降低冷却损失、减少HC的排放量，但会使活塞平均速度较高，因此要根据能够接受的活塞平均速度确定合理的行程。

3）气缸轴距及发动机高度

行程缸径比 S/D 值越大，气缸轴距越小，但发动机高度尺寸要增加。概念设计时要根据发动机在整车上的实际安装情况确定一合理的 S/D 值，一般 S/D 值不应超过1.2。

4）压缩比

在同一 S/D 值的条件下，如果需要给定几种压缩比，S/D 值越小，改变压缩比越容易，活塞顶面形状变化越小，从而增大了活塞顶面燃烧室的设计自由度，同时能降低活塞的热负荷及热应力。但是，如果 S/D 值太小，会增加燃烧室的面容比，对排放和燃油经济性不利。

3.2.2.4 最高燃烧压力

初定最高燃烧压力的主要目的是，在概念设计之初为发动机主要零部件的机械设计提供一先决条件，

汽车论坛 http://www.qclt.com

以确保在满足发动机性能要求的前提下对影响发动机主要零部件结构强度的机械负荷进行限制。其关键是要在保证发动机性能及排放指标的同时，确保气缸盖衬垫的密封、梯形框架和机体的连接强度，另外要保证气缸盖、气缸、活塞、气门座及气门等不过热。初定最高燃烧压力的过程是，以拟开发发动机的性能指标及排放水平、以往的经验并和同类机型进行对比，然后使用发动机性能模拟软件确认其是否能够满足发动机的性能要求。以轻型柴油机为例，在满足欧洲Ⅰ号排放法规的前提下，自然吸气发动机最高燃烧压力要达到100MPa左右；增压发动机要达到120～130MPa左右；增压中冷发动机在满足欧洲Ⅱ排放法规的前提下，最大爆发压力要达到135～145MPa左右。一旦最高爆发压力得以确定，发动机主要零部件的结构设计就可以此为基础进行。

最高燃烧压力最后要经过试验验证。（撰稿人：李金城）

3.3 发动机主要构造

发动机的主要构造包括：构成燃烧系统的气缸盖、机体；影响发动机充量系数、整机噪声及外形尺寸的进排气系统和配气机构；驱动发动机附件的前端轮系的布置，以及机油泵和水泵的布置等。

3.3.1 气缸盖的设计要点

发动机的结构设计实际是从气缸盖开始的，这是由于气缸盖、燃烧室、气门和气道的布置方式对发动机其它部分的结构设计有很大的影响。

气缸盖装在机体上，并和气缸和活塞一起构成供混合气燃烧的燃烧室。气缸盖的主要设计目标是提高进气效率和燃烧的热效率。为实现上述目的，气缸盖还必须能承受热负荷和机械负荷。

设计时首先要确定燃烧室的结构形式。选择燃烧室的结构形式受很多因素的影响，如发动机的动力性、经济性、排放性能及燃烧噪声的控制等。总的来说，气门平行布置的燃烧室允许的气门直径最小，气门倾斜布置相当于增加了燃烧室顶部的面积，可以采用较大的气门直径。在实际应用中，气门夹角角度从40°（浅半球形燃烧室）到70°（深燃烧室）不等。

3.3.1.1 气门数及气门直径

为尽可能提高发动机的充量系数以达到高升功率要求，必须改善发动机的换气过程。合理增大气门直径及采用多气门结构是改善发动机换气过程的重要措施，但也受到各种因素的限制，如低速小负荷的燃烧稳定性，燃烧室及气缸壁面对气流的遮挡效果，以及气门座圈间最小尺寸要求等。因此，根据采用的气门数以及燃烧室形式的不同，气门直径尺寸也有变化。图3-3-1所示为不同气门方案的典型气门直径（以缸径80mm为例）。

除常用的每缸2气门方案外，多气门方案现在应用的越来越广泛。目前常用的多气门方案有3气门方案（2进1排）；4气门方案（2进2排）；5气门方案（3进2排）；

多气门结构使相邻气门间被浪费的燃烧室面积大大减少，从而增加了燃烧室表面积的利用率，总的气门流通面积大大增加。假设单进气门时进气门直径为 D，采用 n（$n \geq 2$）个直径为 D_1 的进气门后，只有当 D_1 大于 $D/\sqrt{n}$ 时才能保证多进气门的进气流通面积大于单进气门的流通面积。换句话说，和大直径两气门方案相比，小直径多气门方案使燃烧室表面得到了更有效的利用。同时，如果将气门布置在倾斜的燃烧室顶面上，气道的流通面积会被进一步加大；但当采用3气门及3气门以上方案时，燃烧室顶部的倾角一般控制在20°以内。

另外，通过采用2进气门或3进气门来改善进气能力，进气门早开和排气门晚关就变得没有必要，同时进排气门重叠角减小可大大降低怠速及低负荷时的排放。

在相同工况且没有惯性充气的情况下，多气门发动机的功率及转矩的对比如图3-3-2所示，从图中可以看出，在发动机高转速范围内，随着气门数的增加，发动机功率及转矩明显提高，而在低转速范围改善不明显，可以说增加气门数提高了发动机的有效转速范围。

汽车论坛 http://www.qclt.com

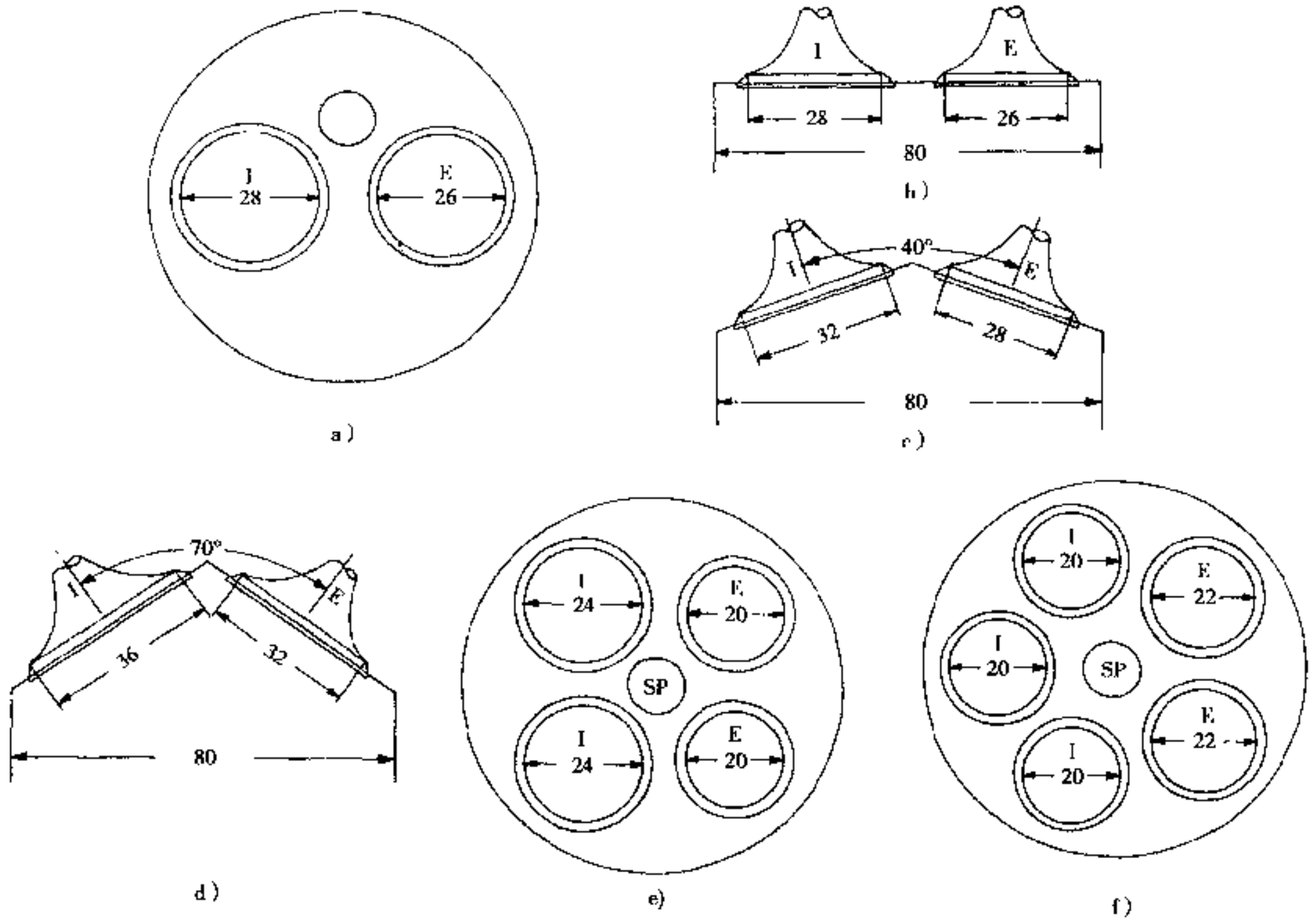


图 3-3-1 每缸气门数和气门直径

a) 二气门气缸盖;b)气门平行布置;c)气门夹角 40°布置;d)气门夹角 70°布置;e)四气门气缸盖;f)五气门气缸盖

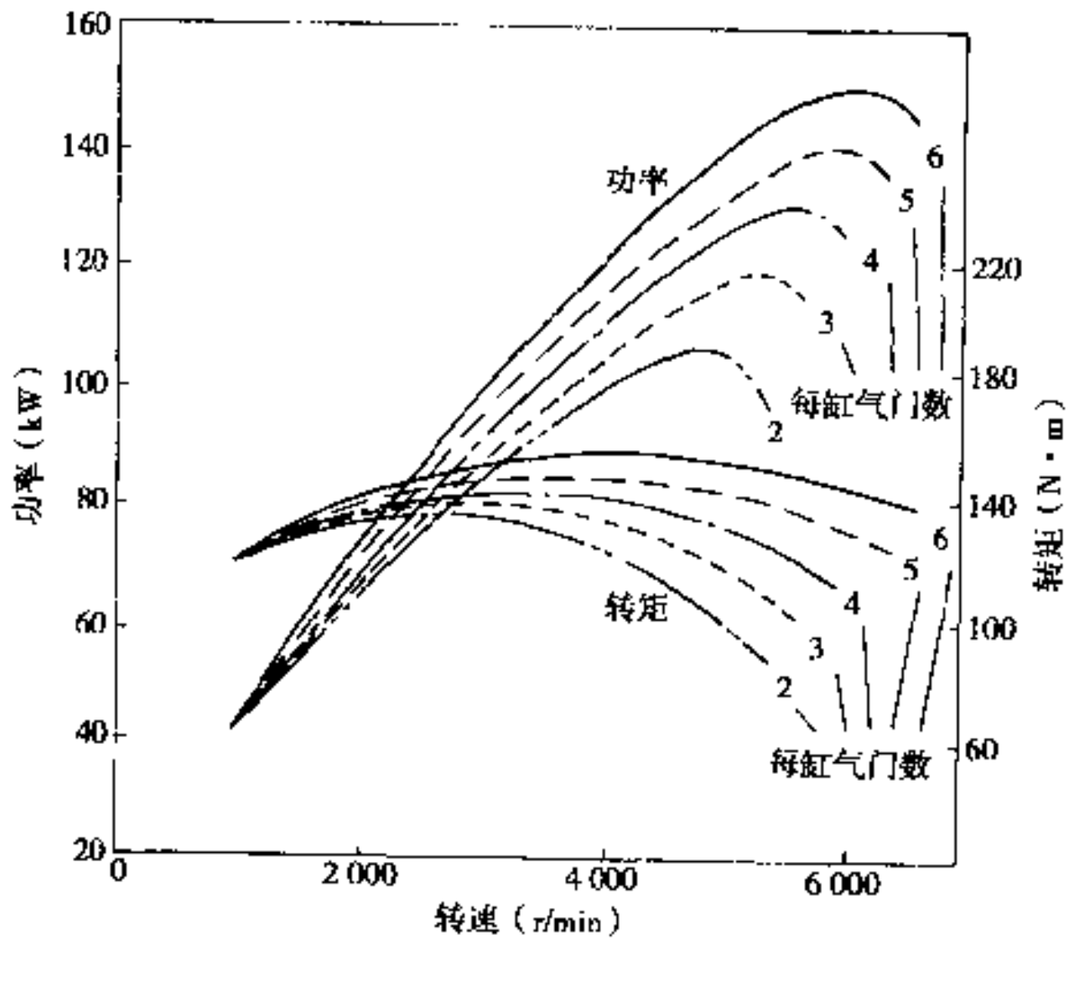


图 3 3-2 气门数对功率及转矩的影响

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 3-3-1 所示为采用不同气门数及布置方式时，进排气门喉口流通面积和气缸面积之比的统计结果。

表 3-3-1 气门喉口面积和缸筒面积之比

气门布置方式	气门直列布置	V 形气门布置	V 形四气门	V 形五气门
燃烧室形式	浴盆形、楔形	半球形、蓬形	半球形、蓬形	半球形、蓬形
进气门	0.18～0.21	0.23～0.25	0.29～0.34	0.33～0.38
排气门	0.12～0.14	0.17～0.19	0.16～0.20	0.17～0.22

3.3.1.2 燃烧室

1）汽油机燃烧室

汽油机燃烧室应满足以下要求。

①采用尽可能高的压缩比，以提高发动机的热效率；

②具有最小的面容比以减小热损失；

③具有最短的火焰传播距离，以尽可能缩短燃烧时间；

④具有合适的冷却末端混合气，以防止其过热，但冷却不能过度，否则会引起末端混合气燃烧不良，从而使 HC 的排放过高。

⑤火花塞尽可能布置在燃烧室中央以使火焰传播距离最短，或采用双火花塞达到上述目的；

⑥火花塞应尽可能靠近排气门，以使火花塞电极周围的混合气温度达到最高；

⑦进入缸内的混合气应具有一定的流动强度，使空气和燃料迅速混合，注意过高的涡流强度会使热损失很大；

⑧具有适当的挤气面积，加强缸内混合气在燃烧之前和燃烧期间混合气的湍流；

⑨适当冷却排气门，以防止其过热、变形或被烧蚀；

⑩进入缸内的新混合气应能扫过并冷却火花塞电极，以避免在大负荷工况下火花塞产生热点而提前点火现象；

⑪气门直径及气门数量要能够保证发动机在高转速时具有较高的充量系数；

⑫应防止由于燃烧速度过高引起的发动机工作粗暴及强烈燃烧噪声。

（1）浴盆形燃烧室

如图 3-3-3 所示，燃烧室直接在缸盖底面上铸出，气门在燃烧室中直列布置，两气门之间有一舌型突出部分将两者分开。缸盖底面一侧和活塞重合的部分由于有舌形突出部分的存在形成一较大的挤气面积（主挤气区），而在另一侧有一相对较小的挤气面积。

在挤气面的舌形突出一侧气门被燃烧室壁遮挡住，但气门却暴露在燃烧室火花塞一侧，这样吸入的混合气在燃烧室壁面的引导下形成一绕气缸轴线向下运动的旋流。再加上挤气面的挤流作用，在压缩上止点时缸内形成很强的涡流，且随着发动机转速的升高涡流强度也随之增强，使得在不同发动机转速时都能保证混合气在上止点后 24°左右燃烧完毕。

（2）活塞顶盆形燃烧室

如图 3-3-4 所示，它包括一平底气缸盖，活塞顶上有盆形凹坑，沿活塞的边缘形成了一环形挤气面，向下倾斜并偏置的进气道使混合气形成一绕气缸轴线的旋流。

（3）楔形燃烧室

如图 3-3-5 所示，它直接铸入气缸盖底面，气门倾斜布置，以适应倾斜的燃烧室顶面，火花塞位于楔形较厚的一侧并布置在两气门之间。在进气过程中，由于燃烧室较深一侧的壁面对混合气形成遮蔽作用，混合气被强制向下运动形成一绕气缸轴线的旋流。

（4）分开式燃烧室

如图 3-3-6 所示，排气门深深地沉入气缸盖的圆形凹坑中，而进气门则只是稍稍沉入气缸盖底面，以保证在上止点时不会和活塞发生碰撞，包围排气门的燃烧室部分壁面很陡峭，在活塞上止点时，这部分燃

汽车论坛 http://www.qclt.com

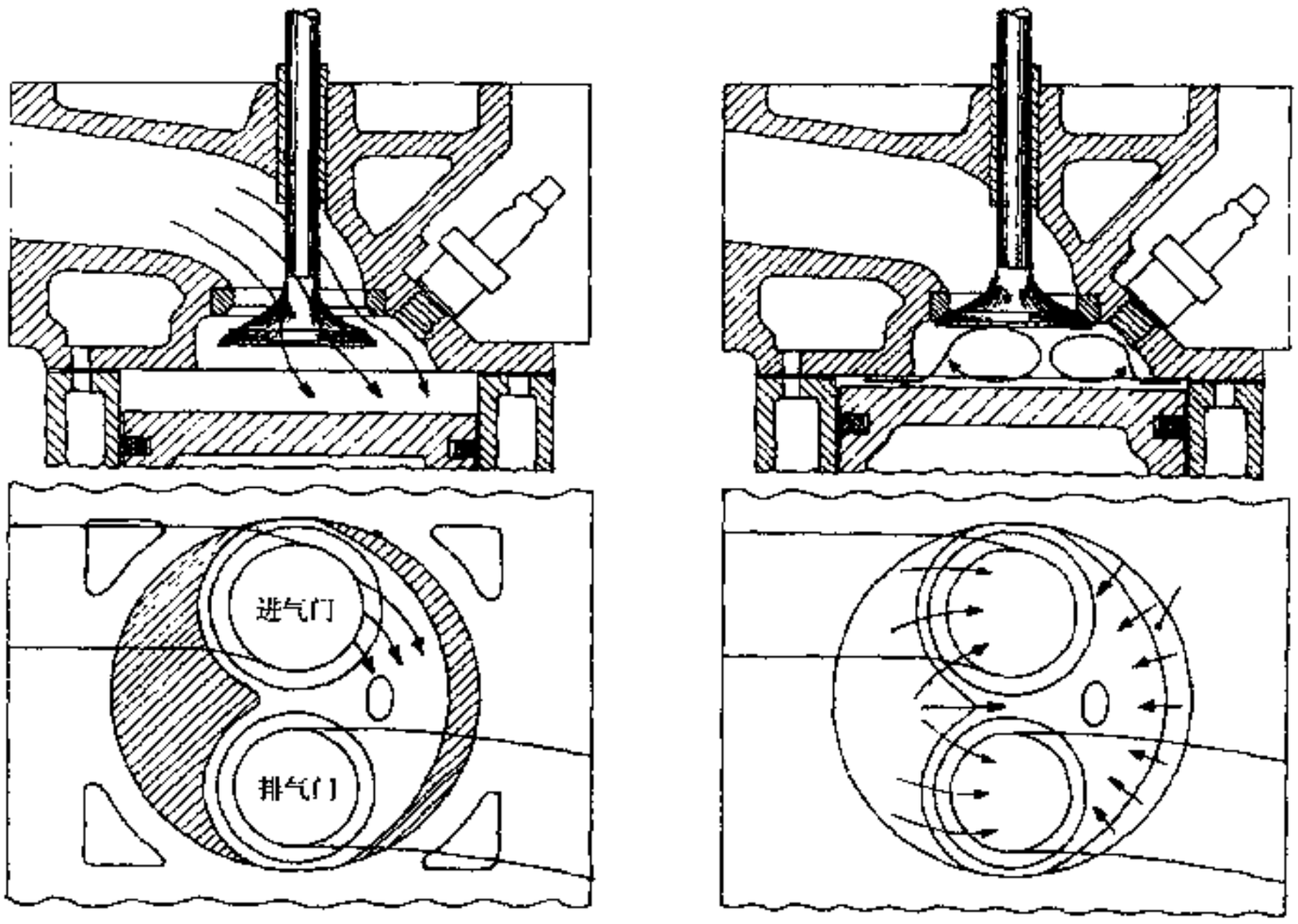


图 3-3-3 浴盆形燃烧室

烧室和进气门周围的较浅的燃烧室通过一较窄的通道相连。火花塞位于排气门侧燃烧室中并朝向连接两部分燃烧室的通道。

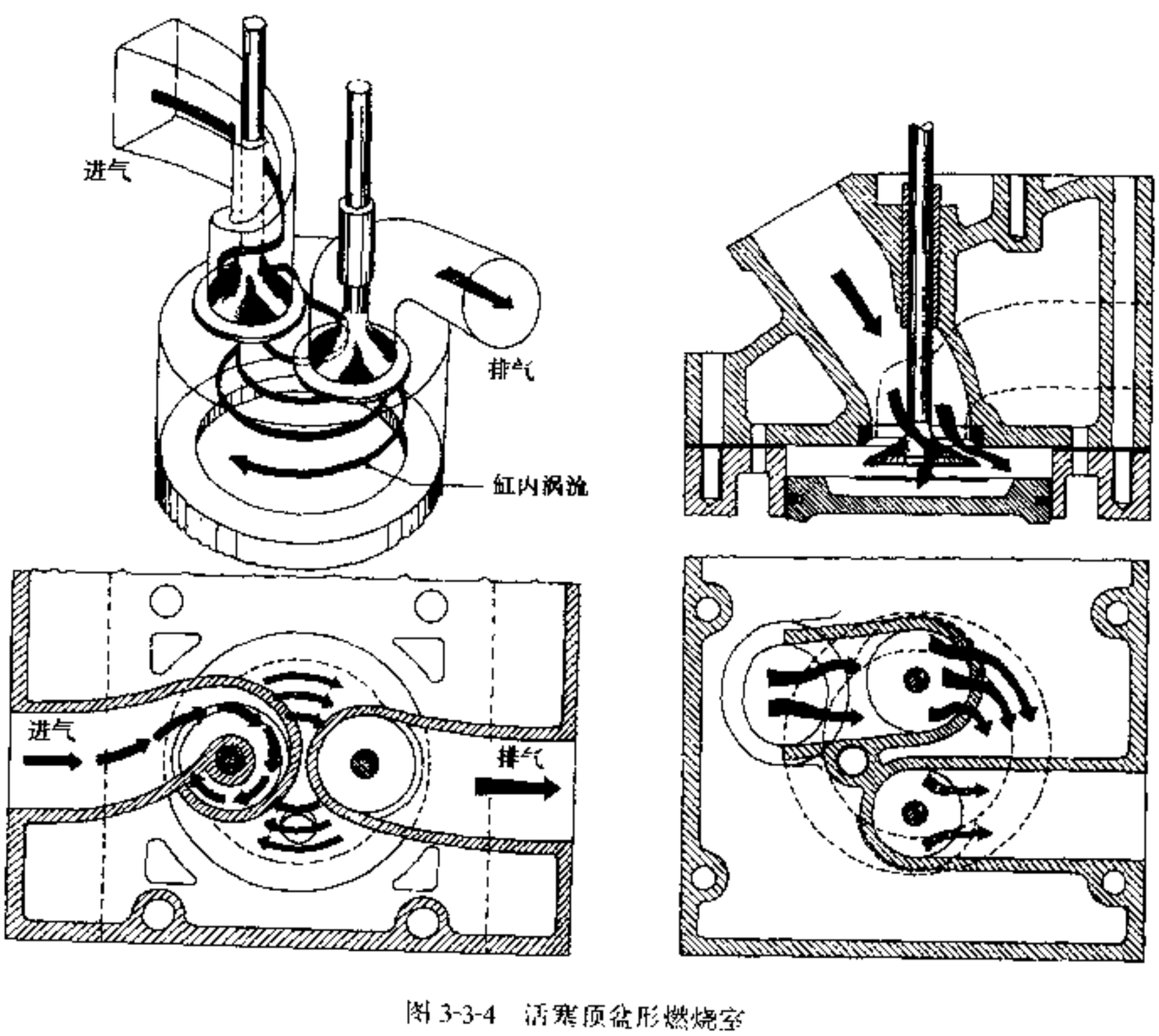


图 3-3-4 活塞顶盆形燃烧室

汽车论坛 http://www.qclt.com

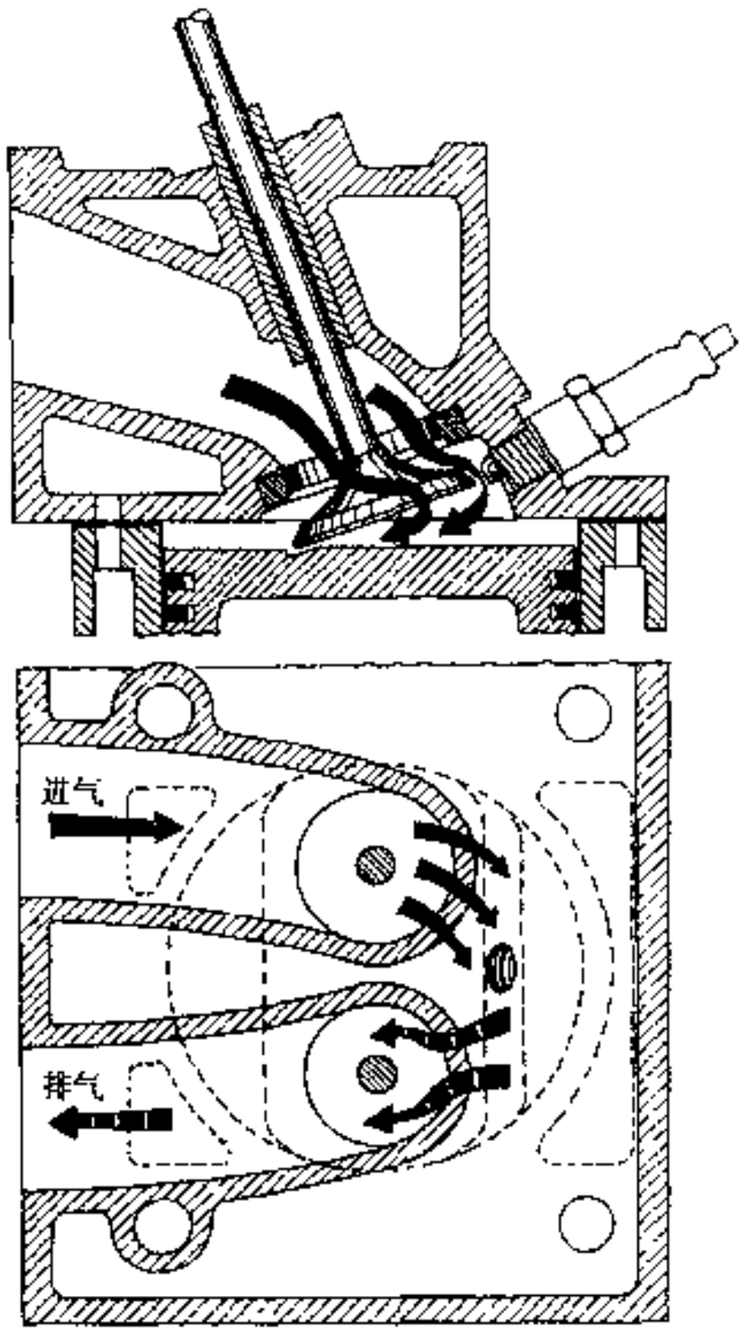


图 3-3-5 楔形燃烧室

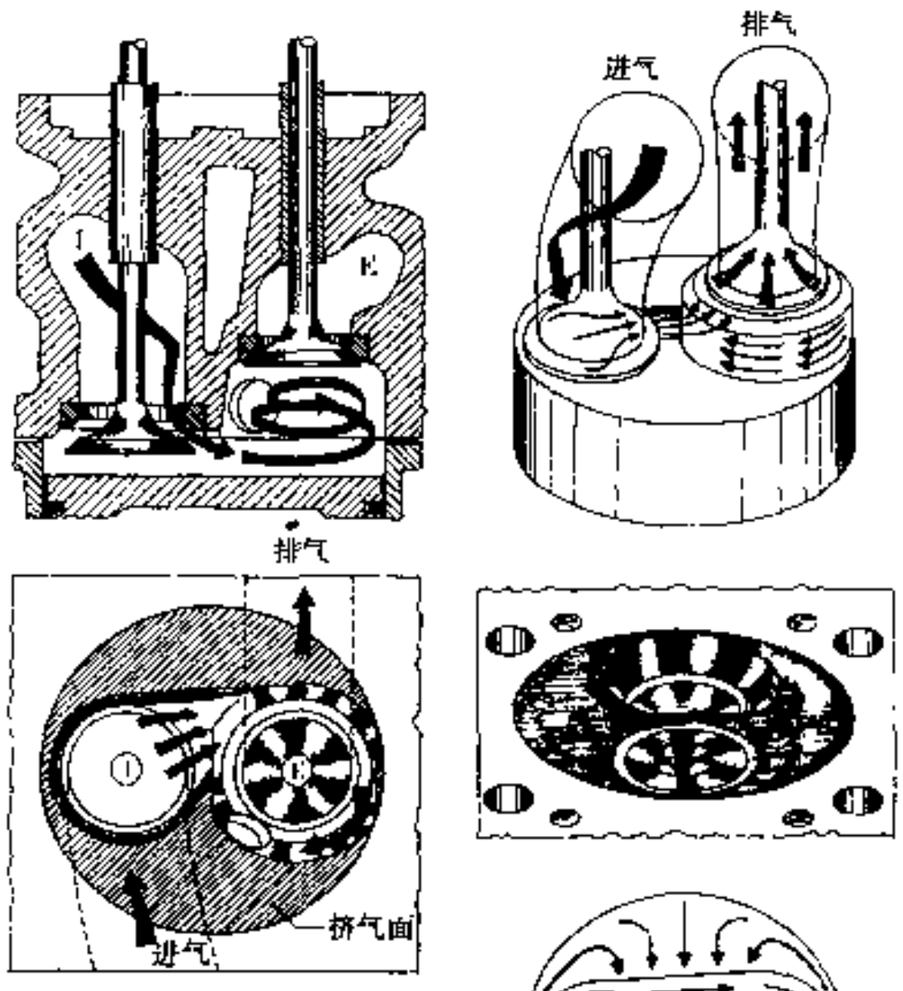


图 3 3-6 分开式燃烧室

(5) 带有复合气门夹角的半球形燃烧室

如图 3-3-7 所示，进、排气门之间夹角为 45°左右，并沿逆时针方向扭转 7°（俯视），可以允许采用较大的气门直径且不会紧贴气缸。它可以只使用一根凸轮轴，进、排气道的布置为横流式，在高转速范围的换气损失较小。

(6) 半球形燃烧室

如图 3-3-8 所示，进、排气门相互有一较大夹角，使气门头部可以和燃烧室壁面融为一体，燃烧室能够保持半球形的轮廓。和气门垂直布置相比，气门允许采用较大的头部直径，一个较深的半球形燃烧室可以使进气门的流通面积增加 30% 以上，从而大大改善发动机高转速范围的充量系数；具有较小的面容比，燃烧室壁面损失的热量少，热效率较高；在进气道形状设计合理的情况下，可以产生很强的涡流；突出的活塞头部在活塞周围形成一适中的挤气区。在一些不依赖挤气作用的半球形燃烧室采用平顶活塞。

(7) 二气门篷形燃烧室

如图 3-3-9 所示，设有两个进气门及一个偏置的排气门，以便为火花塞留出宽敞的位置，3 个气门由一根单顶置凸轮轴通过单独的摇臂驱动。进、排气门的典型夹角为 40°，倾斜的气门头部形成篷形燃烧室。火花塞布置在燃烧室顶部离气缸中心相对较近的区域，篷形燃烧室以外的和气缸重合的缸盖底面形成挤气区，使得强度适中的滚流在压缩行程的后期能被转化成很强的涡流。这样，较短的火焰传播距离、较宽的火焰前锋面积，以及环形挤气面就提供了稀薄混合气快速燃烧的必要条件。

其最主要的优点是进气道的流通能力比气门倾角相同的二气门燃烧室提高 50% 左右；气门尺寸减小后，气门往复惯性力可以因为气门质量的减小而减小。

(8) 四气门篷形燃烧室

如图 3-3-10 所示，为满足在整个发动机转速范围及不同负荷工况下提高动力性并降低油耗，四气门燃烧室越来越受到重视。一般采用每缸两个进气门和两个排气门，进排气道采用横流布置。每缸有一个进气

汽车论坛 http://www.qclt.com

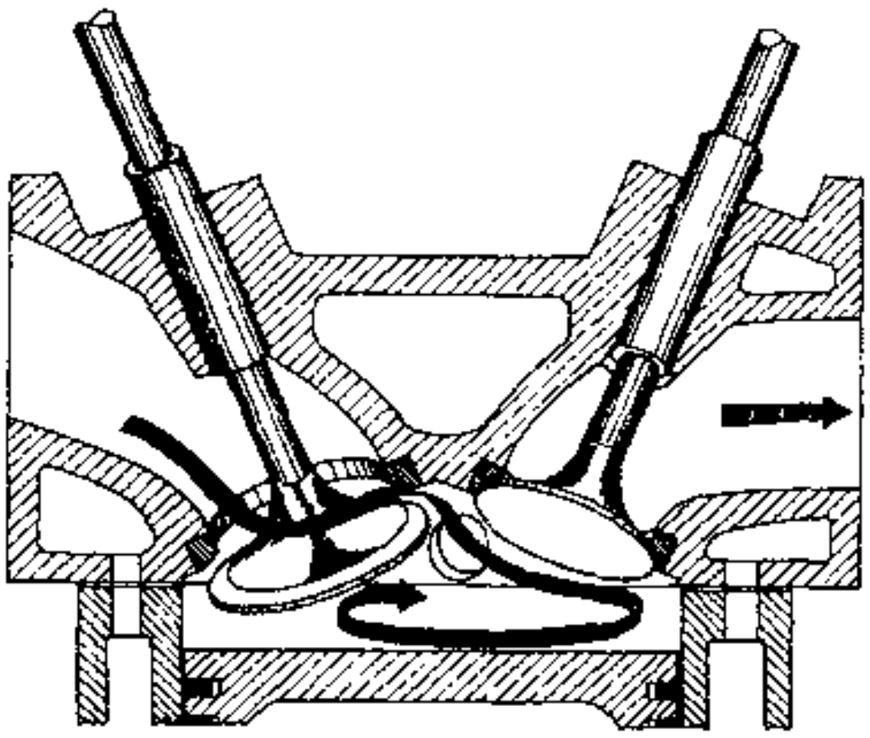
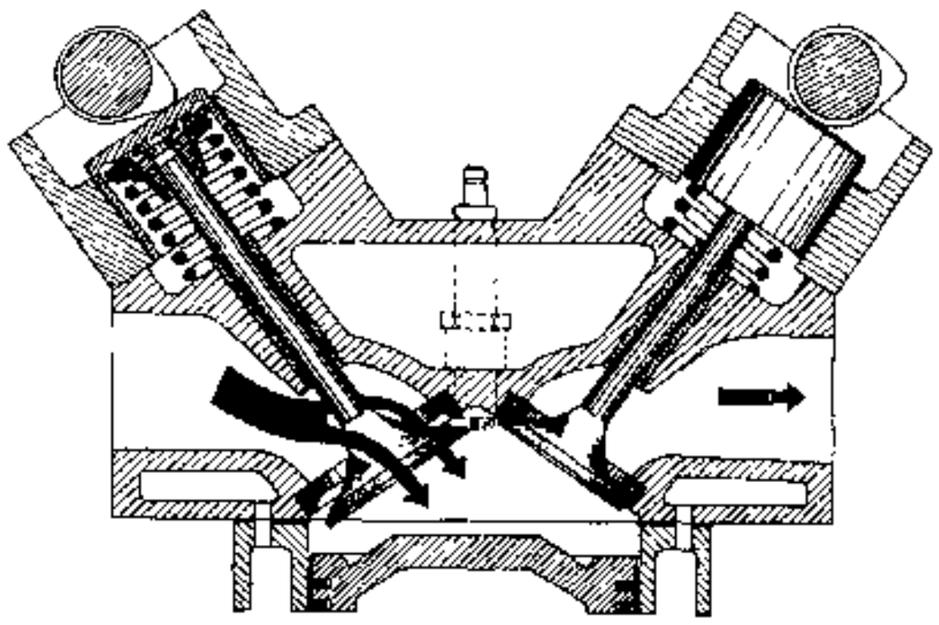


图 3-3-7 复合气门夹角半球形燃烧室



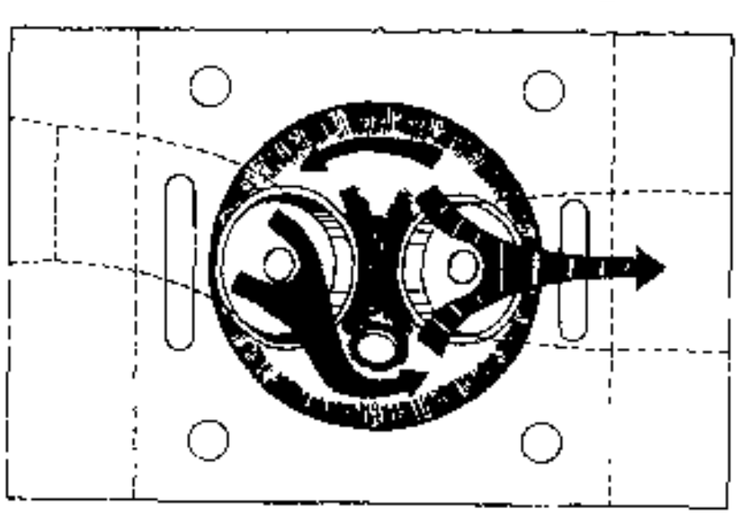


图 3-3-8 半球形燃烧室

口，经过一短距离后分离成两个单独的进气道；而两个分离的排气道在缸盖的排气侧融合成一个排气出口。进排气门相互倾斜使气门头部构成篷形燃烧室。两个进气道和两个排气道在缸盖两侧都呈对称布置。进入缸内的混合气流经气门座和气门头部底面，形成绕垂直于气缸轴线方向旋转的滚流进入缸内。

在压缩行程后期活塞到达上止点前，相对的两个挤气区将滚流转化成涡流。中央布置的火花塞使火焰传播距离很短，火焰前锋面很宽，混合气的燃烧速率很高且可以控制。

和二气门半球形燃烧室相比，可以将进排气流通面积提高 50%；而和二气门浴盆形燃烧室相比，进排气流通面积可以提高 100%（实际充量系数提高幅度不会这样大）。这样，由于在整个发动机转速范围内都可以获得较高的充量系数，通常在中等发动机转速获得的最大转矩就可以保持到很高的发动机转速而不会出现明显的下降。

(9) 五气门篷形燃烧室

用每缸四气门结构虽可提高性能，但当缸径较小时，可实现的气门直径受火花塞与气门之间鼻梁宽度的限制。这时五气门结构可得出更合理的布置。如图 3-3-11 所示，采用 3 个进气门和 2 个排气门，5 个气门呈五角形倾斜排列，构成一个浅篷形燃烧室。火花塞中央布置，使火焰传播距离最短而火焰前锋面积最大。其特点是：接近水平布置的进气门顶面形成一良好的挤气区，在压缩行程结束前将滚流转换成很强的涡流，使火焰以很高的速度在缸内传播，从而可以采用较高的压缩比；进气流通面积可比四气门方案提高 14% 左右；由于气门质量大大减小，可以使用轻型气门弹簧，发动机转速也可以达到很高而没有气门反跳现象。

2) 柴油机燃烧室

通常将柴油机的燃烧室分为两大类，即直喷式和非直喷式（预燃室及涡流室）燃烧室。

汽车论坛 http://www.qclt.com

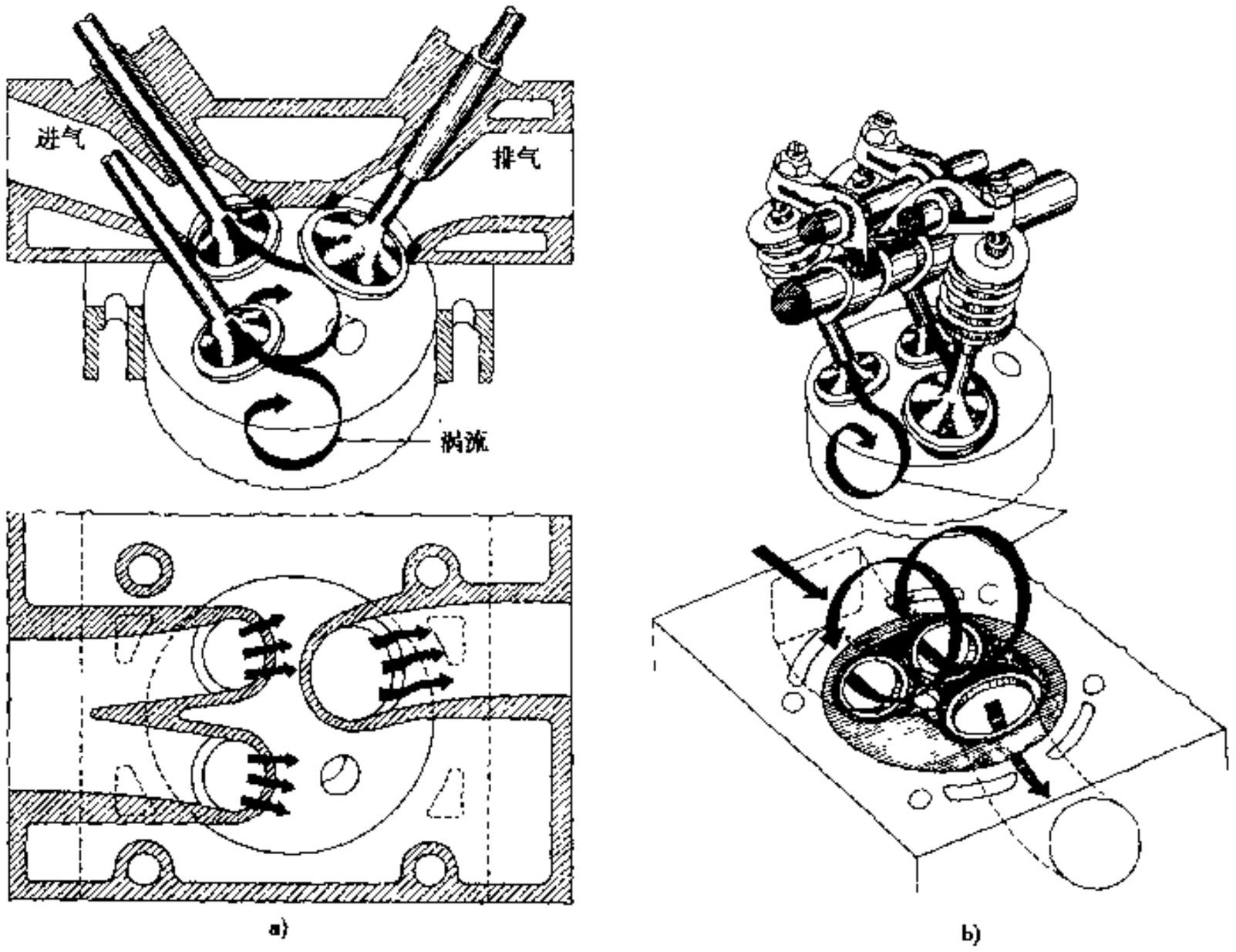


图 3-3-9 三气门篷形燃烧室

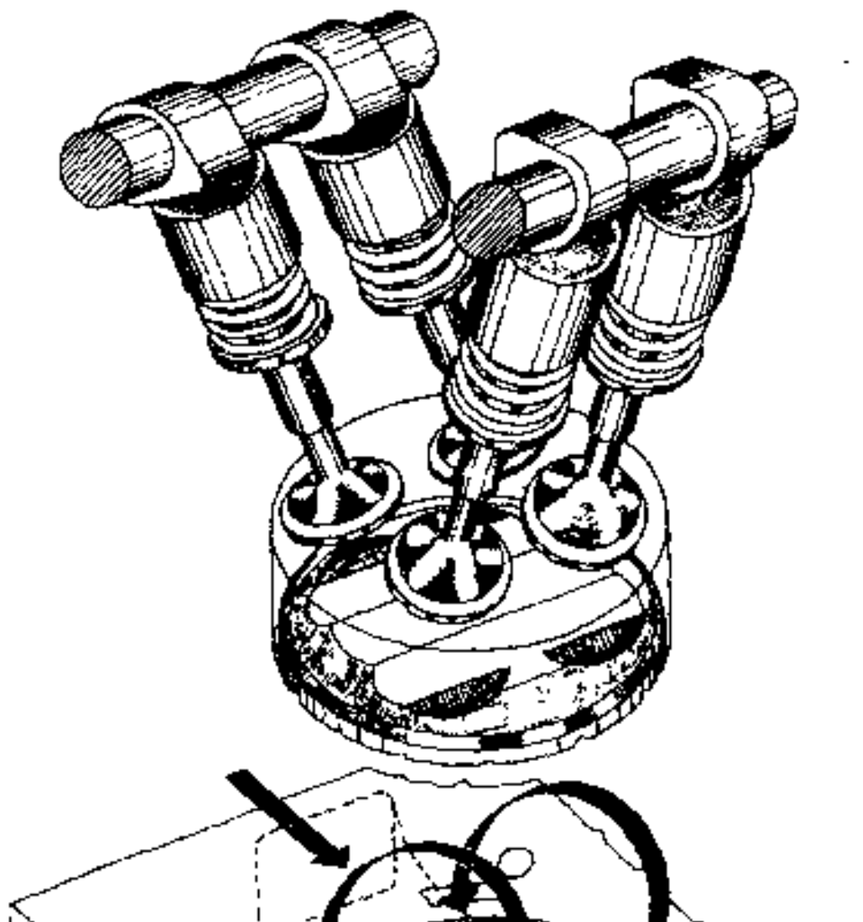


图 3-3-10 四气门篷形燃烧室

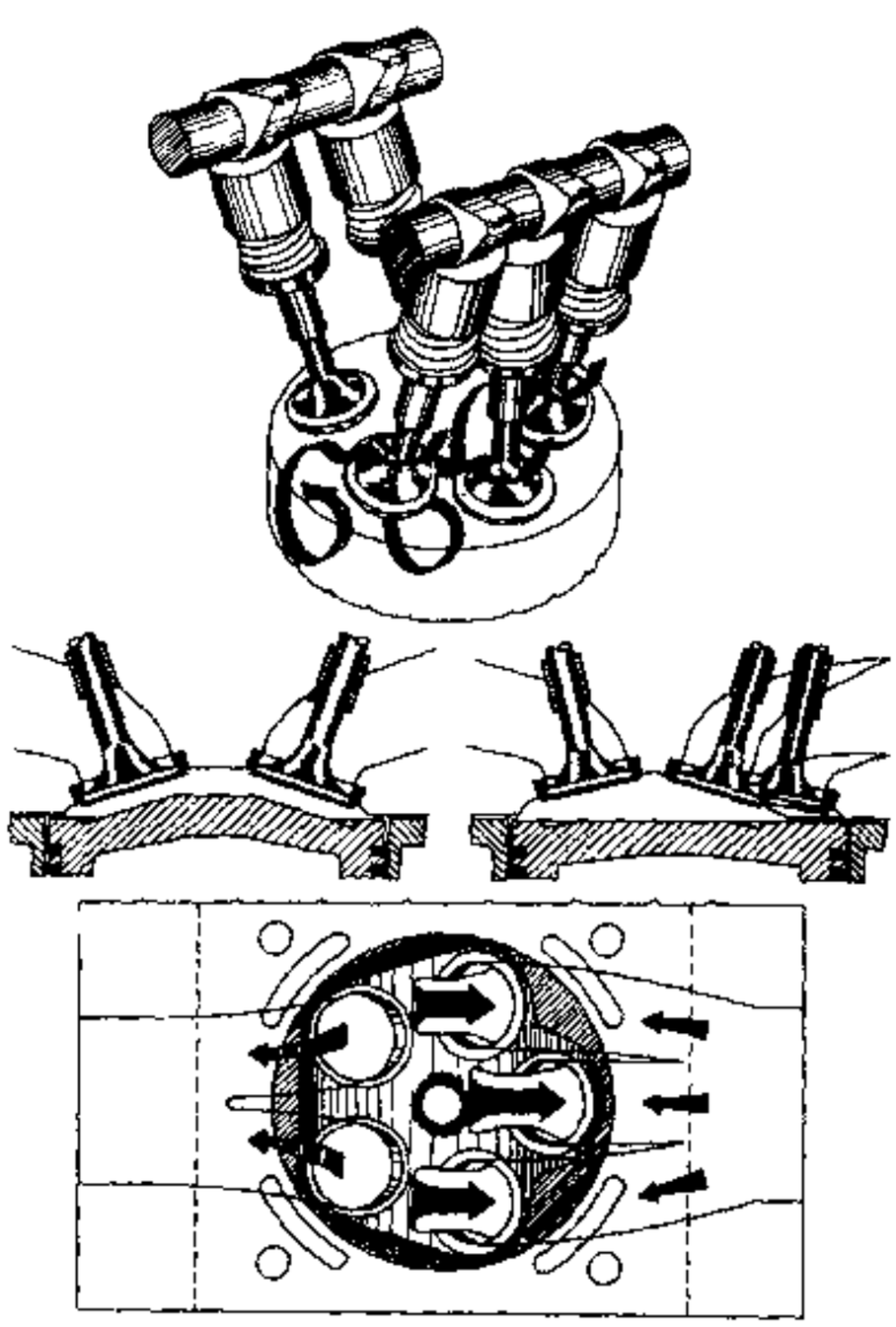


图 3-3-11 五气门篷形燃烧室

汽车论坛 http://www.qclt.com

(1) 非直喷燃烧室

a. 涡流室式燃烧室

如图 3-3-12 所示，它包括布置在气缸盖中的涡流室和布置在活塞顶上一般为浅凹坑的主燃烧室两部分，并利用一个狭窄的连通孔将两者连接在一起。近似球形的涡流室的上半部分直接在缸盖上铸出，而下半部分一般用耐热合金制成，并压配在气缸盖上，一般称为涡流室镶块。一单孔喷嘴位于燃烧室的上方，并和涡流室壁面呈锐角布置。冷起动预热塞伸入涡流室中。

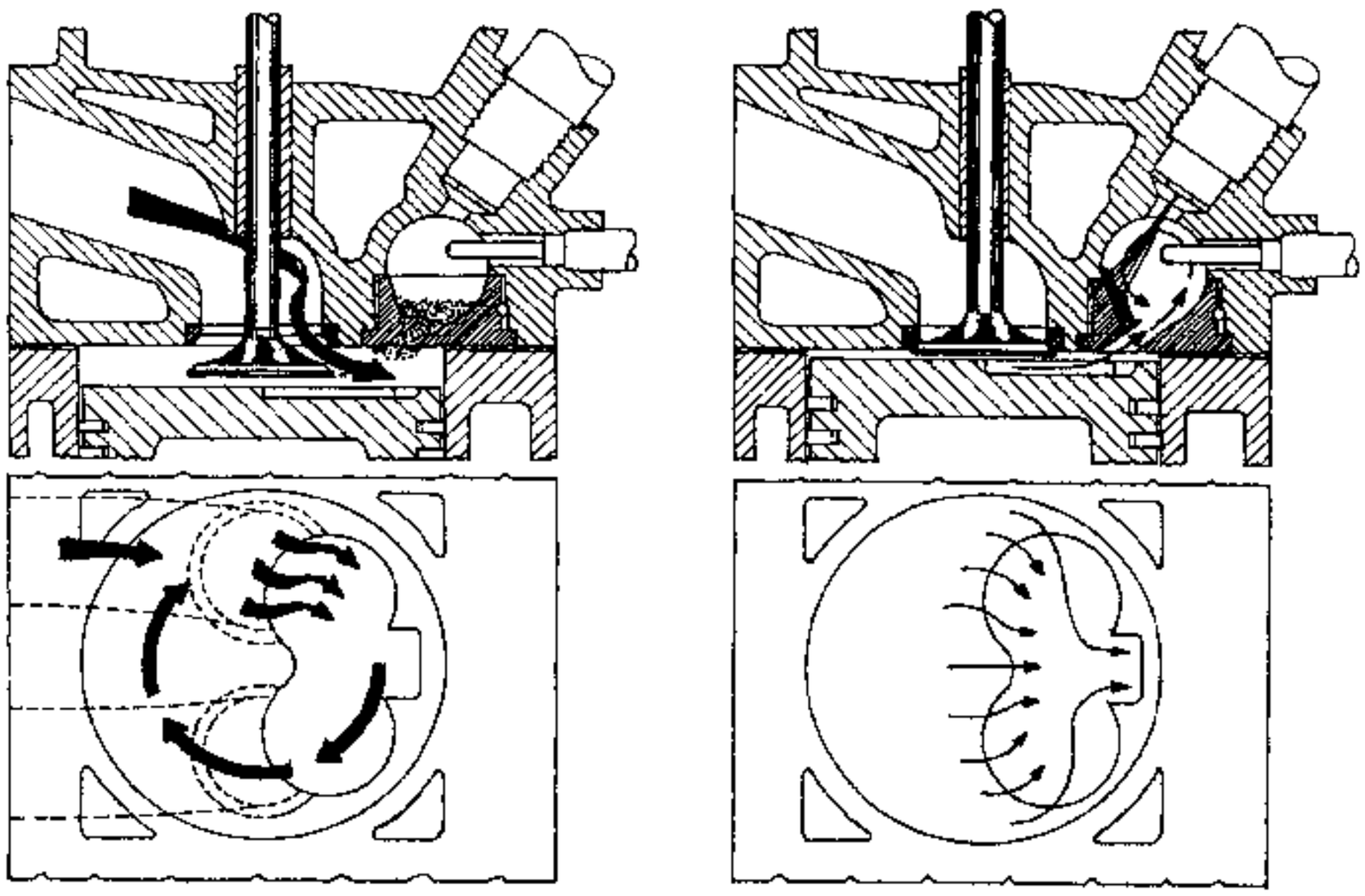


图 3-3-12 涡流室燃烧室

由于其对进气涡流要求不高，在设计进气道时可以重点考虑提高充量系数。在压缩行程中，大约有 40% 的进气从倾斜布置的通道沿切向进入到涡流室中，并顺着燃烧室壁旋转。当空气沿通道被压入涡流室时，从镶块吸收了一部分热量，进入涡流室后在旋转过程中又从燃烧室壁吸收了一部分热量，所以温度很快上升，一般在上止点前 20° ~ 25°将燃油沿空气涡流方向喷入涡流室的一侧，液态燃油迅速扩散成油膜并蒸发，同时和空气高速混合。混合气的迅速燃烧使涡流室内的压力迅速升高，燃烧中的混合气从连通孔中高速喷出，在活塞顶上的主燃烧室中产生强烈的湍流，使未燃烧的混合气迅速燃烧完毕。

b. 预燃室式燃烧室

这种分开式燃烧室有一个耐热合金制成的预燃室安装在缸盖上（图 3-3-13）。由于燃料消耗大和冷起动性差等原因，已基本被淘汰。

(2) 直喷式燃烧室

直喷式燃烧室的凹坑直接布置在活塞顶面上，利用喷油器将高压燃油直接喷入燃烧室内，并利用高压燃油自身的扩散能力及有组织的进气涡流使燃油和空气充分混合。直喷式燃烧室的形状比较简单，表面积小而紧凑，所以热损失小、热效率高。早期仅用于大中型柴油机上，由于其在燃油经济性方面的明显优势，近年来在中小型柴油机上也得到了广泛的应用。目前国外已经开发出缸径为 70mm、排量为 1.2L、采用共轨式燃油喷射系统的轿车用小型直喷式柴油机样机，其升功率达 60kW，油耗仅为 3.6l/100km。可以说直喷式柴油机代表了当今世界柴油机发展的潮流，美国及欧洲都在着手开发能够满足未来更严格排放法规、在振动噪声方面达到汽油机水平且油耗在 3l/100km 以内的轿车用直喷式柴油机。

a. 开式静止直喷式燃烧室

主要用于发动机额定转速在 2000r/min 以下的大型车用柴油机，如图 3-3-14 所示。由于发动机转速较

汽车论坛 http://www.qclt.com

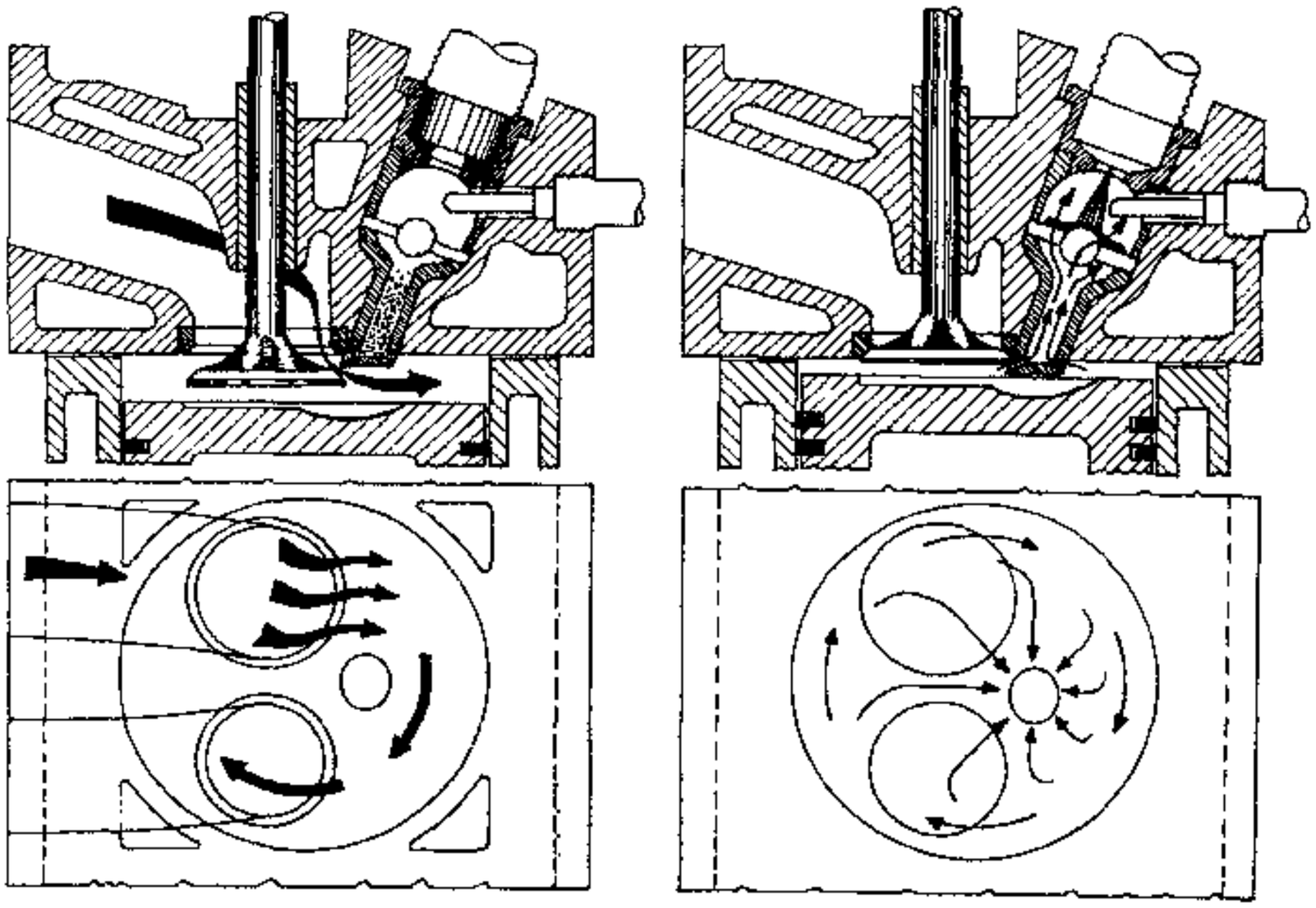


图 3-3-13 预燃室燃烧室

低，燃油有足够的时间喷入缸内并和空气充分混合，不需要特意组织进气涡流和挤流，燃烧也可以在上止点左右的最有效的曲轴转角内完成。

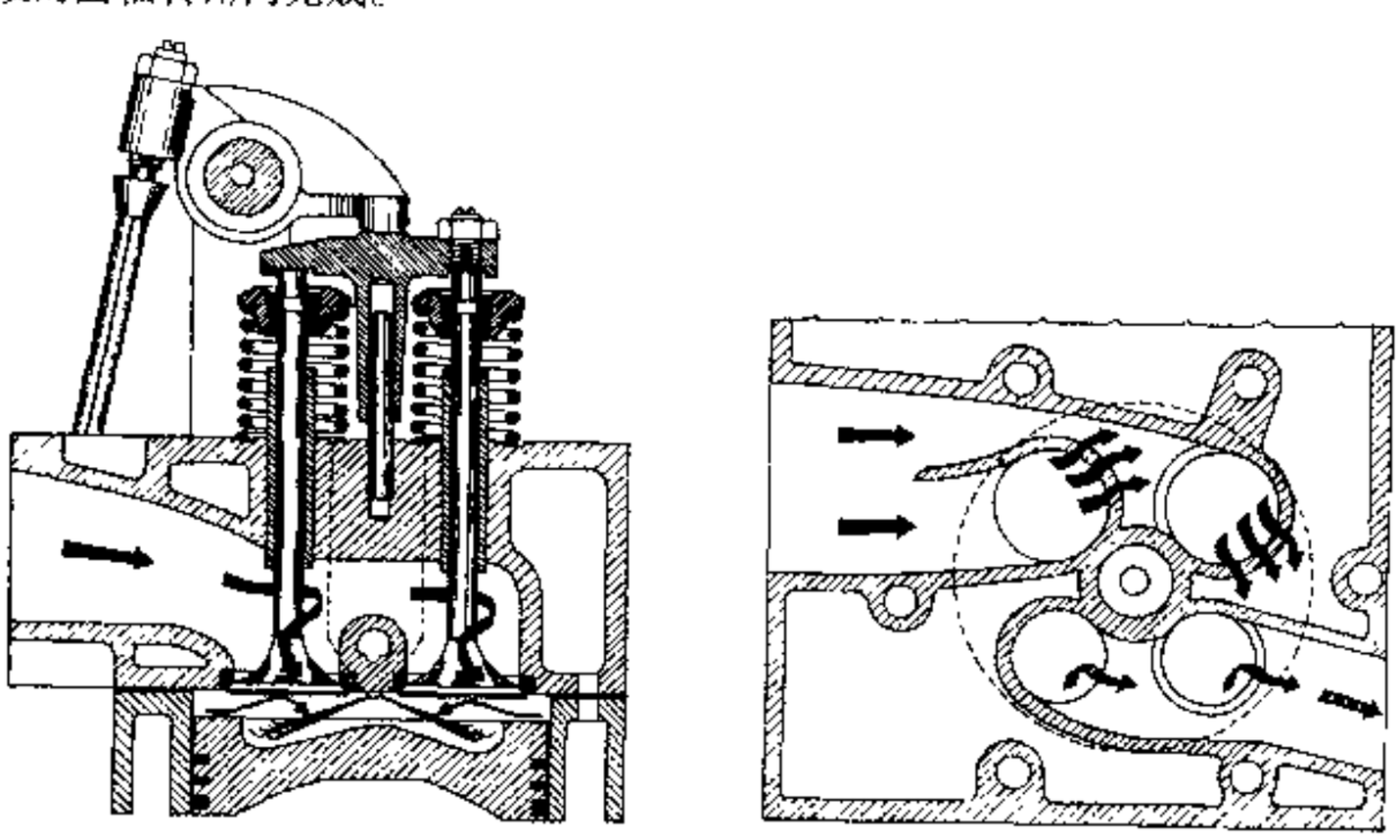


图 3-3-14 开式静止直喷式燃烧室

由于燃烧室内几乎没有涡流，空气几乎是静止的，也就没有高温气体的流动，热损失最小，热效率最高。由于没有缸内的气流运动，油气混合完全决定于油束的分布及雾化，所以一般采用单体泵、泵喷嘴及共轨式等高压燃油喷射系统，以保证良好的油气混合。一般采用四气门布置，并采用中央布置的 8～12 孔油嘴。燃烧室直径和缸径之比至少为 0.8。

开式静止燃烧室的冷起动性能很好，其油耗也是最低的，最低比油耗可达 190g/（kW·h）左右。

b. 半开式直喷燃烧室

这种燃烧室为两气门布置，进气道为半螺旋式气道，喷油器倾斜布置并接近燃烧室的中央，见图3-3-15。燃烧室周围的环型区域和缸盖底面构成挤气区。由于进气道偏向气缸的一侧，进入缸内的空气以螺旋状进

汽车论坛 http://www.qclt.com

入缸内．在压缩行程后期，挤气区将螺旋气流挤向燃烧室．最终导致缸内的气流运动很强，以有利于和在上止点前 15°～20°开始喷入的燃油的混合．上止点后 25°时，燃烧过程将完成 95%左右

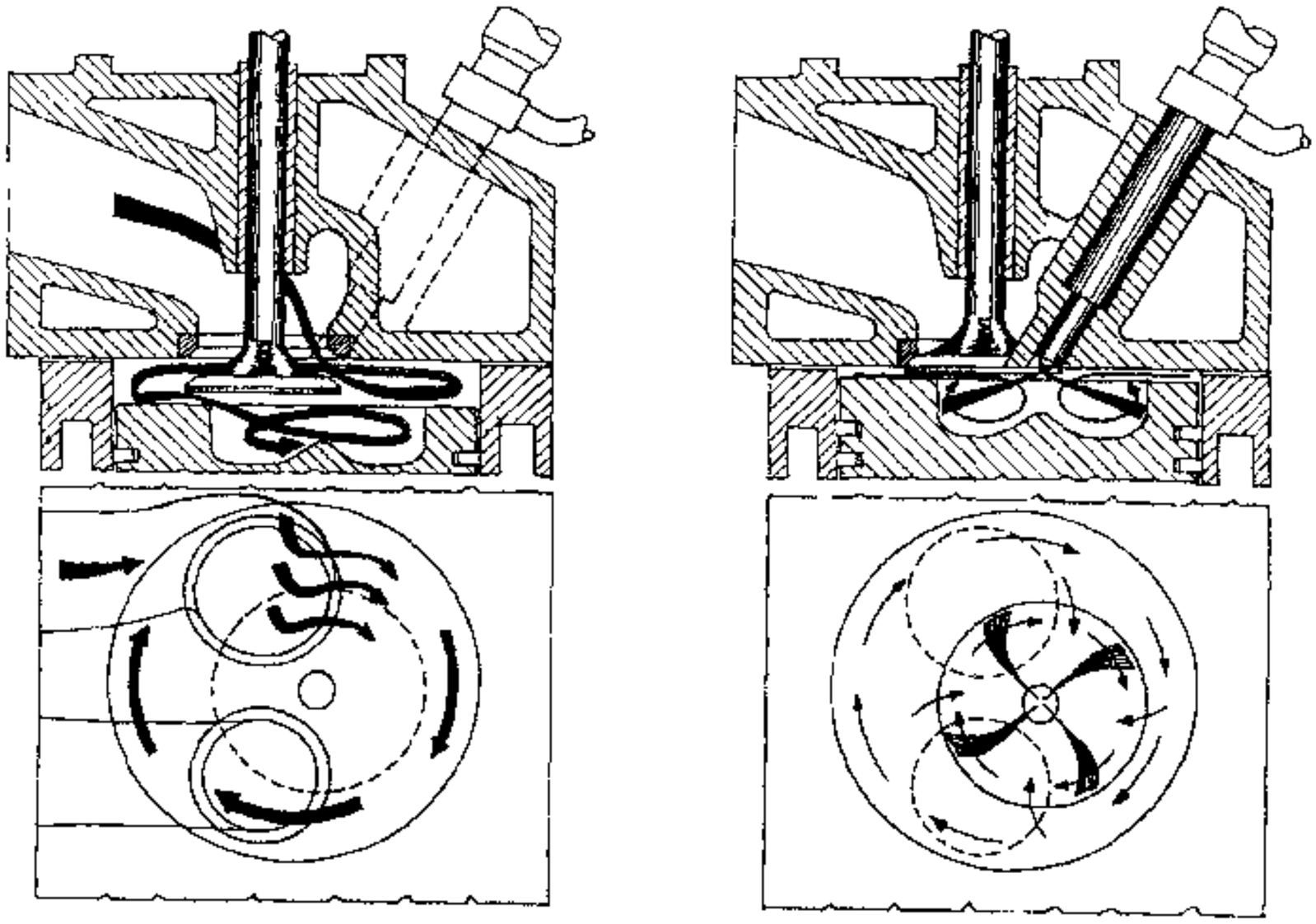


图 3-3-15 半开式直喷燃烧室

主要用于单缸排量在 0.75～2.5L 的大中型柴油机，且最适合于发动机转速在 2000r/min 左右的大型柴油机；当应用在中等排量的柴油机上时，可保证发动机转速达到 3000r/min 左右而排气不冒黑烟。

也具有较低的热损失及良好的冷起动性能，当应用在增压及增压中冷机型上时，可允许压缩比低至 12；当应用于中型自然吸气机型上时，压缩比一般为 16～18；为了控制最高燃烧压力，增压机的压缩比一般选为 15 左右。

c. 中小型直喷柴油机的燃烧室

a）方形燃烧室

如图 3-3-16 所示，其四个角对旋转的空气具有周期性的拖曳作用，产生许多很强的湍流，这样在缸内涡流强度较弱的情况下改善了油气混合过程，从而在整个发动机转速范围内改善了发动机的性能。

它有两个明显的优点，一是推迟喷油定时后烟度和功率恶化程度很小；二是通过略微牺牲一些功率和烟度指标，可以大大降低 NO_x 排放和燃烧噪声。另外，在同样的烟度值下，可比其它燃烧室获得更高的中低转速发动机性能，但在高转速时差别不大。相反，在相同的功率及转矩情况下，可比其它燃烧室获得更低的中低转速排放。

通常要在方形燃烧室的边缘加一唇口，以防止燃烧室内向上运动的气流将燃油微粒带到挤气区，保证大部分油气混合及燃烧过程在燃烧室内完成。另外，唇口还有加强燃烧室内湍流的作用。

在不采用任何辅助冷起动装置的情况下，采用方形燃烧室的柴油机可以在 -10℃顺利起动。

b）ω形燃烧室

如图 3-3-17 所示，其周围的环型区域和缸盖底面构成挤气区，由于进气道偏向气缸的一侧，进入缸内的空气以螺旋状进入缸内。在压缩行程后期，挤气区将螺旋气流挤向燃烧室，气流在撞击到燃烧室底部的锥形突起后，沿径向经燃烧室底部和侧壁向上运动，在燃烧室内形成通过气缸轴线平面内的滚流，使缸内的气流运动很强，以利于燃油和空气的混合。

汽车论坛 http://www.qclt.com

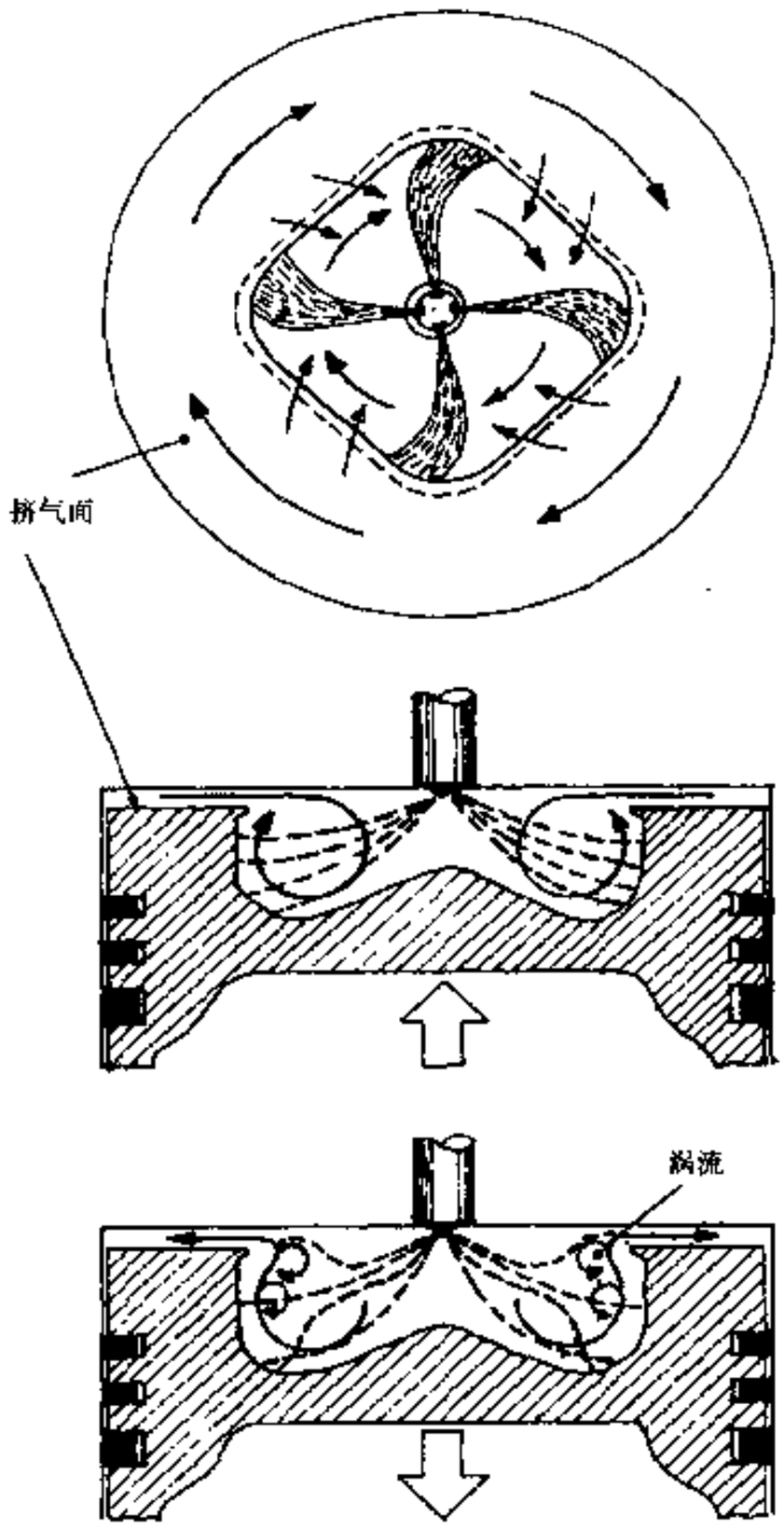


图 3-3-16 方形燃烧室

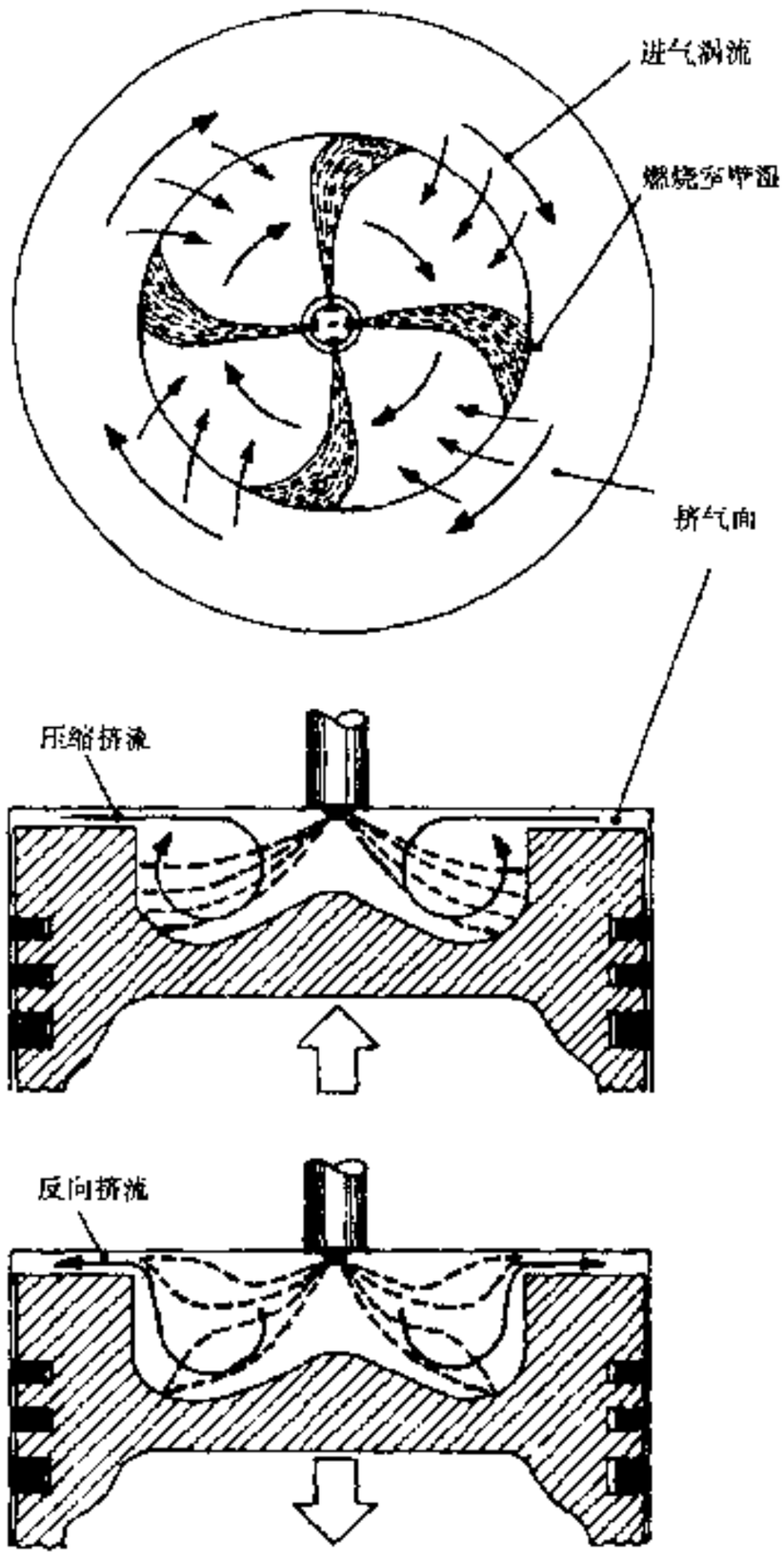


图 3-3-17 ω形燃烧室

c) 缩口ω形燃烧室

如图 3-3-18 所示，是在ω形燃烧室基础上发展而来的。为加强油气混合，在原ω形燃烧室的边缘增加了一缩口，防止燃烧室内向上运动的气流将燃油微粒带到挤气区，保证大部分油气混合及燃烧过程在燃烧室内完成。缩口还有加强燃烧室内油气混合的作用。另外，其底部突起人多被设计成圆柱和圆锥的组合形状，使燃烧室底部的油气混合更均匀。在接近压缩上止点时，绕气缸轴线旋转的气流由于受到挤气面的挤压作用沿切向进入燃烧室，到达燃烧室底部后沿侧壁向外运动。这种燃烧室加强了空气的滚流运动，使喷入燃烧室中的油束迅速分散，从而加速了油气混合过程。其优点是能够使燃油和空气在很短的时间内充分混合，缩短滞燃期、降低压力升高率及最高燃烧压力，从而降低了燃烧噪声并改善了 NO_X 排放。其缺点是，由于唇口的热负荷很高，该部位易产生变形和裂纹。

d) 直喷半开式油膜燃烧室（M 型燃烧室）

这种燃烧室使用带有高旋流进气道的两气门气缸盖，喷油器倾斜布置于气缸轴线的一侧。燃烧室为球形，在喷油器一侧开有一个与其同方向的凹槽，以使油束能够喷进燃烧室中（图 3-3-19）。燃油喷入燃烧室在室壁上形成油膜，受壁温加热迅速蒸发，与高速旋转的空气混合，在空间中分散的少量燃油起引燃作用。由于冷起动和工况急剧变化时 HC 排放量大，这种燃烧室现已被淘汰。

(3) 柴油机燃烧室的容积利用系数

直喷式柴油机燃烧室容积利用系数是指燃烧室容积和柴油机压缩容积之比。容积利用系数越大，空气

汽车论坛 http://www.qclt.com

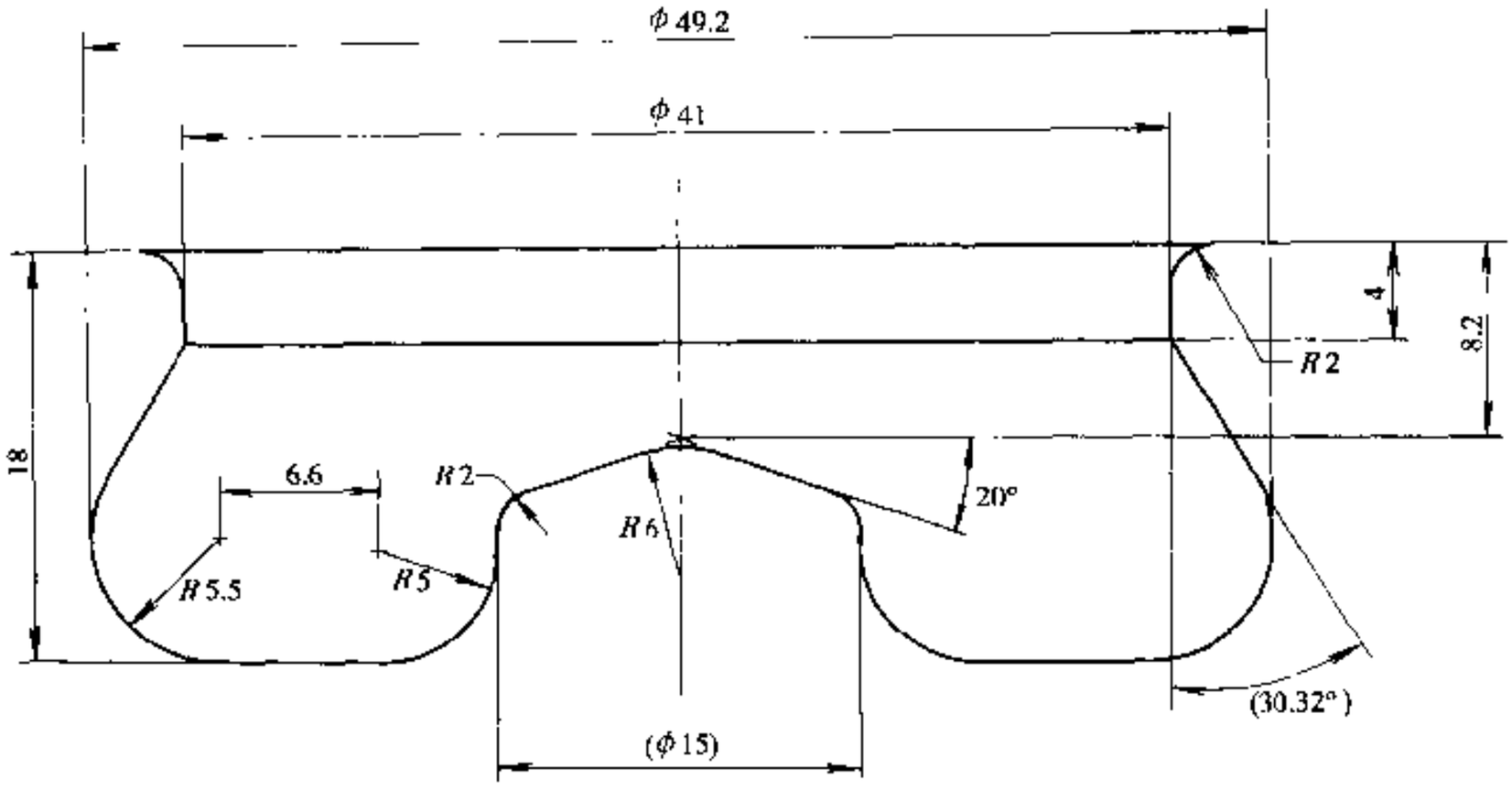


图 3-3-18 缩口ω形燃烧室

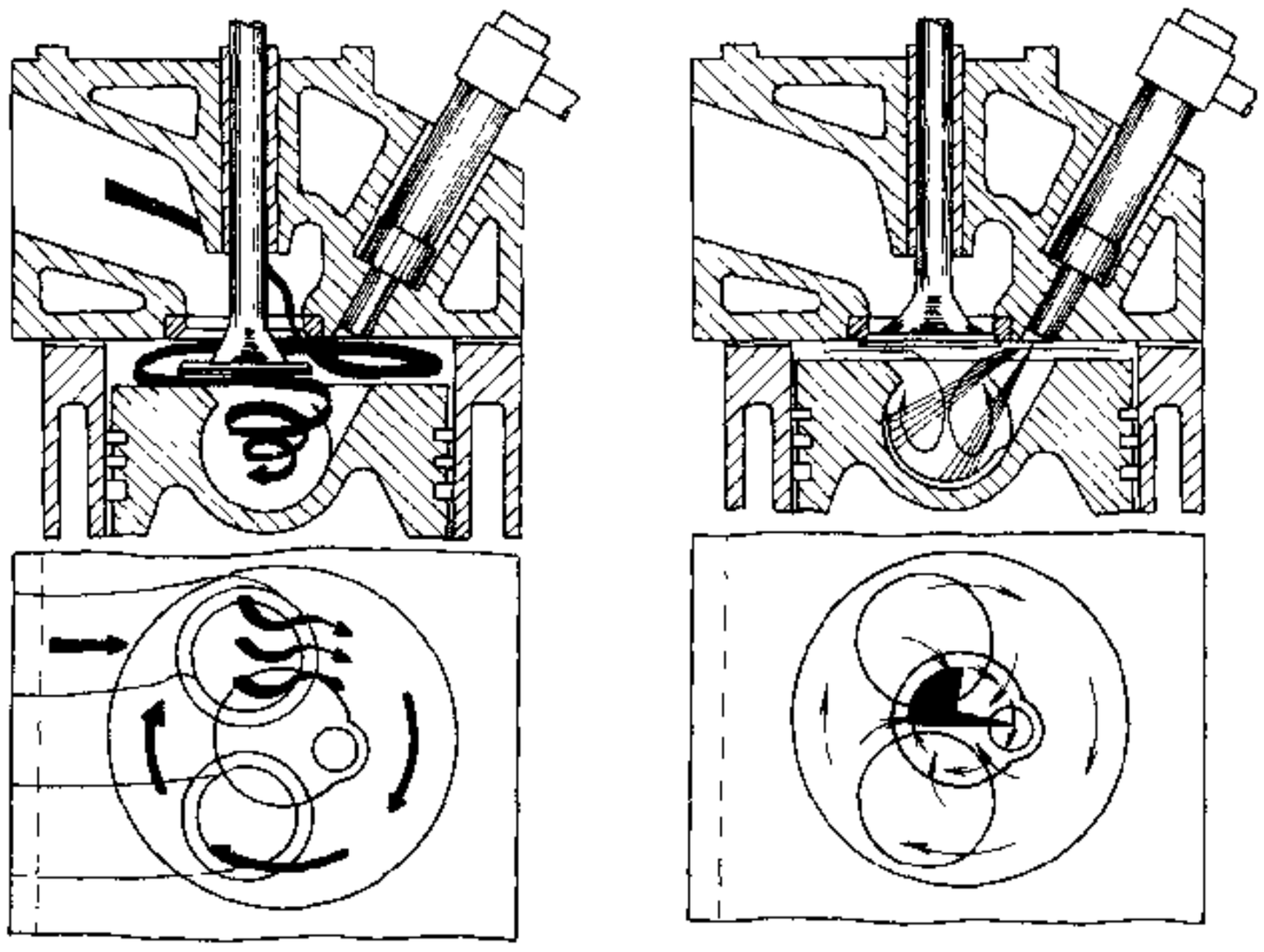


图 3-3-19 M 型燃烧室

的利用率越高，可以达到的平均有效压力也越高。另外，从改善柴油机排放的角度出发，也需要尽可能提高容积利用系数，一般容积利用系数不应低于 0.75。

图 3-3-20 示出了各种二气门和四气门柴油机的容积利用系数和行程缸径比的关系。很明显，在同样压缩比的情况下，长行程柴油机的容积利用系数比较大，而短行程柴油机就需要尽可能提高加工精度，以提高容积利用系数。

(4) 柴油机对进气涡流的需要

决定柴油机油气混合及燃烧过程的主要因素是进气流动和燃油喷射。不同大小的发动机，其侧重点各有不同。载货汽车用柴油机由于转速低，燃油有足够的时间喷入缸内并和空气充分混合，不需要特意组织进气涡流和挤流，燃烧也可以在上止点左右的最有效的曲轴转角内完成。组织燃烧过程的重点在于燃油喷射

汽车论坛 http://www.qclt.com

支持的油气混合，因此现代货车用柴油机都采用高压喷射、开式燃烧室和相对微弱的进气涡流

小型柴油机面临的问题和重型柴油机不同，在气缸最高燃烧压力和 NO_x 排放相当的情况下，气缸排量越小，越需要提高进气涡流强度。这是因为即使使用多孔喷嘴，仍然有大量的燃油分布在燃烧室壁上，燃烧过程也达不到预混合燃烧的程度。因此小型直喷式柴油机的油气混合过程在很大程度上取决于涡流支持的燃烧室油气混合过程，而这个过程是通过组织气流运动实现的。气流运动的能量是在进气系统形成涡流的过程中产生的，并用进气涡流强度来表示

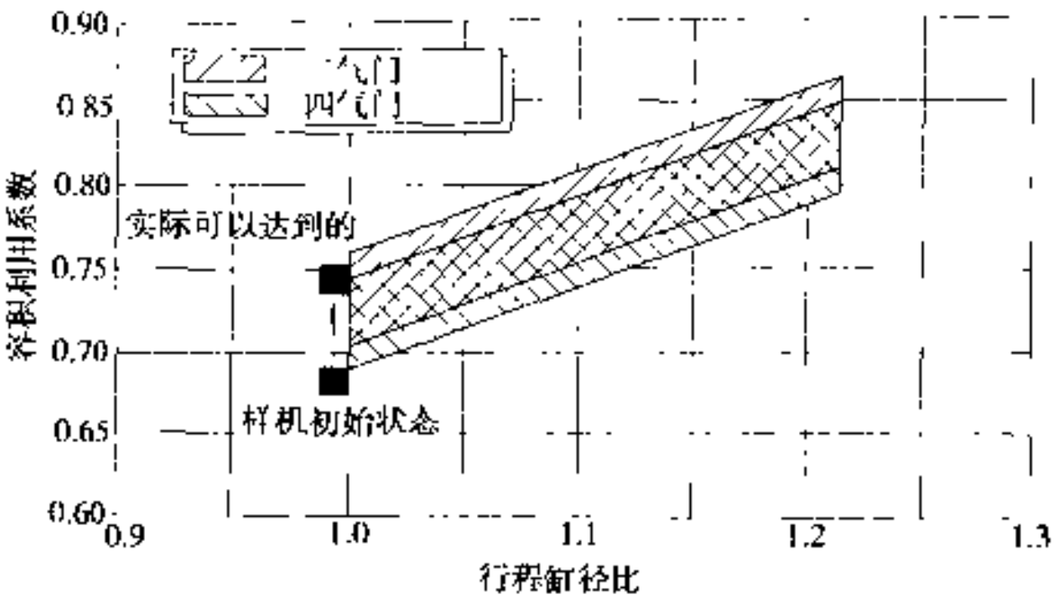


图 3-3-20 容积利用系数和行程缸径比的关系

(5) 柴油机燃烧室的布置和基本形状

位于活塞顶部的燃烧室的理想位置是气缸中心，但当采用二气门气缸盖时喷油器必须偏向一侧，因此燃烧室必须同时偏离气缸中心，以保持和喷油器基本同心。一般来说，如果燃烧室偏心量不超过缸径的 5%、喷油器的偏心量不超过缸径的 10%，不会对原始的进气涡流产生大影响，否则会影响发动机性能。

一般用燃烧室的最大直径和燃烧室深度之比来表示燃烧室的形状，径深比的极限值一般为 2～5，经验表明，如果要在发动机转速范围内都保持较好的性能，径深比应在 2.5～3.0 之间。

(6) 柴油机气道的布置

目前高性能的柴油机都采用四气门布置方式，直喷式柴油机采用四气门技术主要有以下优点。

①四气门可以垂直中心布置喷油器，可使燃烧室布置在活塞顶部中心，从而使最佳的燃油分布及混合分布成为可能，并可以采用对称的油孔分布及较多的孔数。这样就能以价格较低的喷射装置和最低的喷油压力达到优化。另外，采用四气门后中置燃烧室内的平均涡流强度比偏置燃烧室大 10% 左右。

②四气门布置加大了气门面积，从而减小泵气损失，提高燃油经济性。

③采用四气门后，允许增加 EGR 量，从而改善 NO_x 的排放。

柴油机气道分螺旋气道和切向气道两种。螺旋气道主要是在气道中产生涡流，涡流强度和气门在气缸中所处的位置没多大关系，因此对铸造偏差的敏感性较低。它的另一个重要优点是气道的涡流比可以被准确地设计出来，这样就可以缩短气道的开发周期，同时减少缸盖设计期间的不定因素。螺旋气道的涡流比随气门升程的加大略有增大，在气门升程较小时就有一定的涡流强度产生。螺旋气道的很大一部分涡流是由于气流和缸壁的相互作用而产生的，因此气道相对于气缸角位置对涡流比的影响很大。图 3-3-21 所示为螺旋气道的涡流比和流量系数随气道相对于气缸角位置变化的状况。

切向气道的涡流通过流出气门的气流撞击到气缸壁上而产生，因此涡流强度主要决定于气流和气缸壁之间的角度，并进一步决定于气道的位置、方向，以及部分气道的形状，因此切向气道对铸造偏差非常敏感。

和螺旋气道相反，切向气道涡流对气门升程比较敏感：在中低气门升程时，产生的涡流很弱；而在气门升程大时会产生很强的涡流。

四气门柴油机的涡流强度和流动特性决定于进气系统的选择。四气门的气道布置形式主要有平行气道、前后气道及扭转气道三种形式。平行气道可以达到较高的流量系数，但涡流强度较低；前后气道虽然可以达到较高的涡流强度，但流量系数却较低；扭转气道综合了以上两个气道的优点，即在保证较高涡流强度的同时，又确保有较高的流量系数，但气缸盖螺栓的布置比较困难。图 3-3-22 所示对比了三种气道的流动特性

由于涡流强度随发动机转速的提高而增强，在低转速时由于缸内涡流强度比较低，燃油的雾化及燃烧情况相对高转速时要差。为此，开发了可变涡流进气系统，通过在进气道安装蝶形阀来改善低转速时缸内涡流，既确保发动机的高速动力性及部分负荷经济性，又能保证在各种工况下都具有良好的排放性能。

汽车论坛 http://www.qclt.com

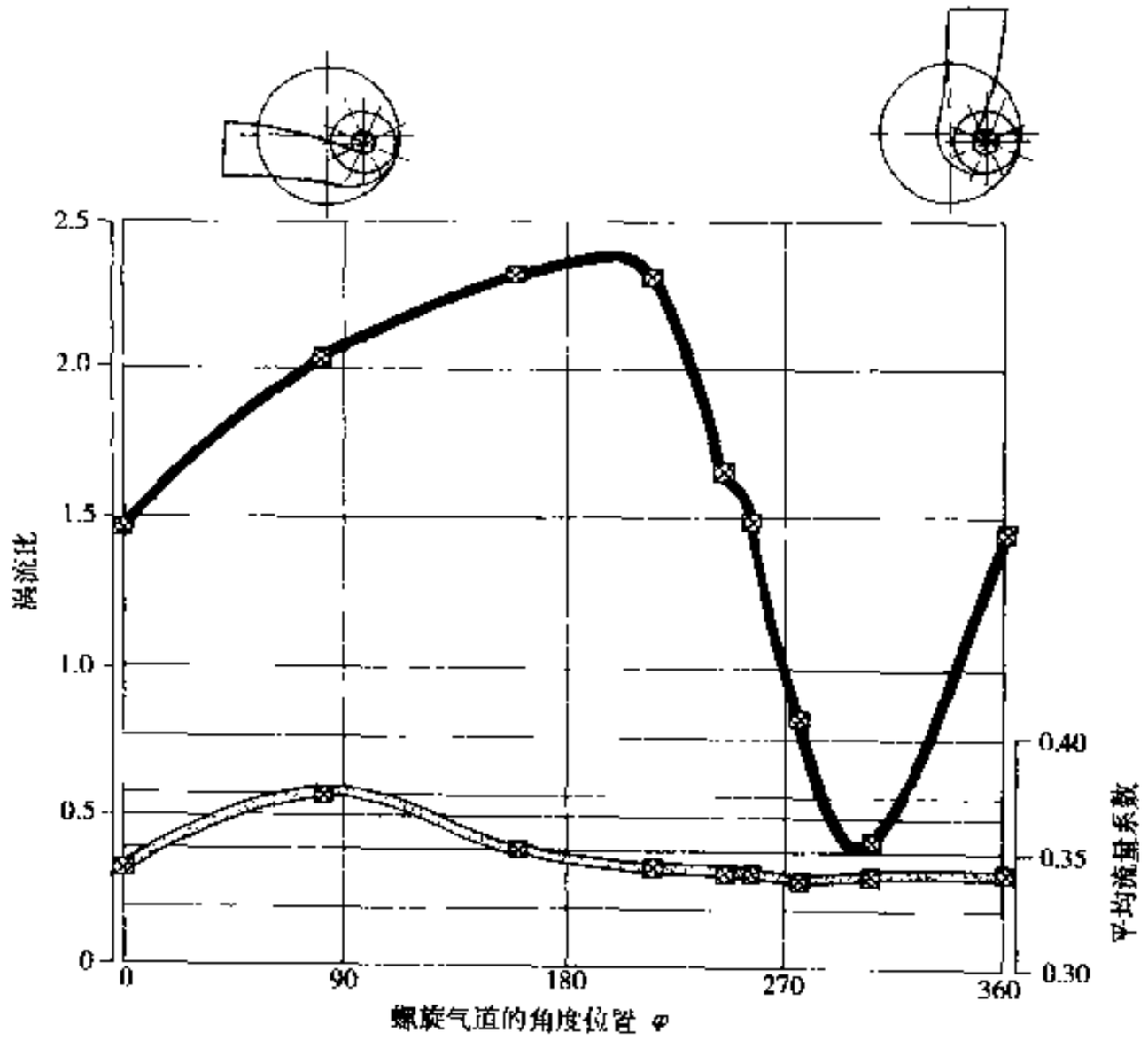


图 3-3-21 螺旋气道涡流比的变化

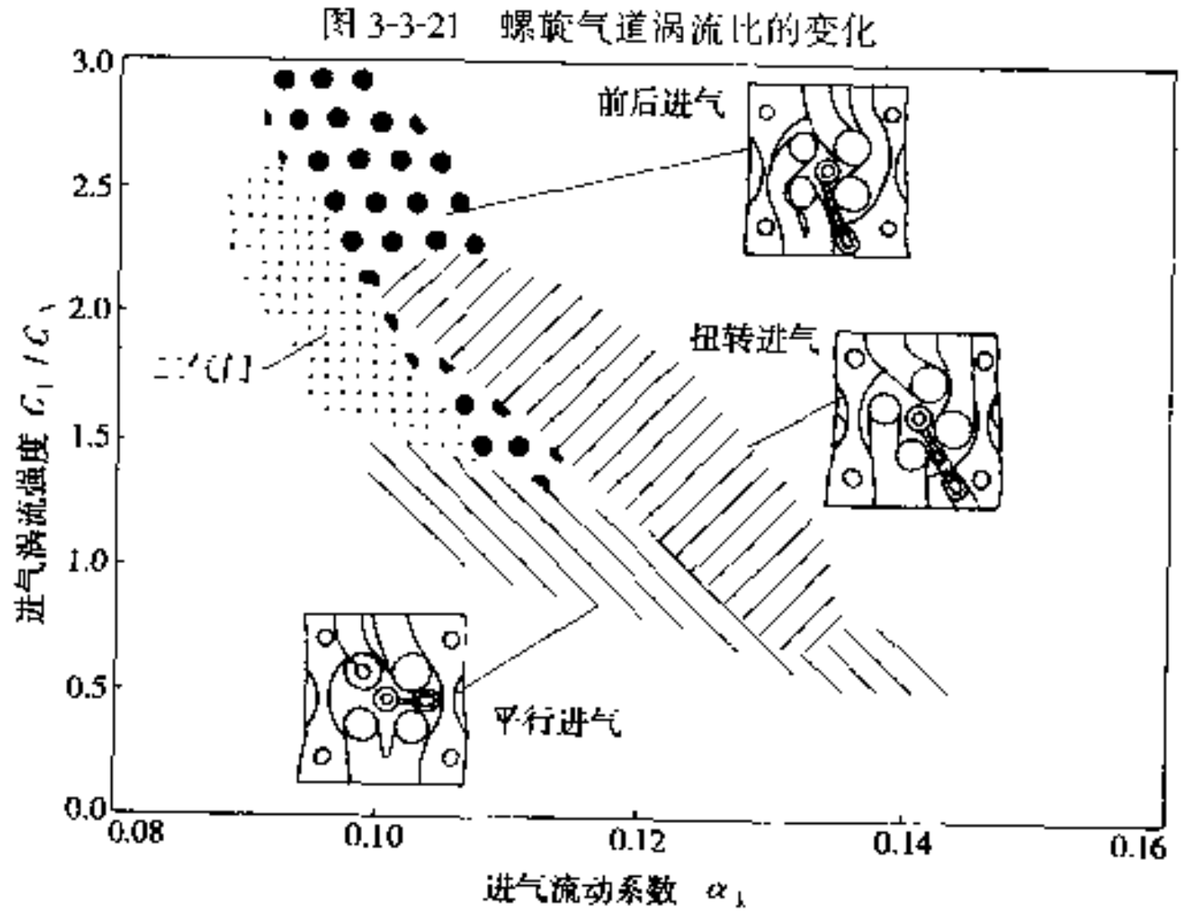


图 3-3-22 三种气道的流动特性对比

3.3.1.3 气缸盖的材料及壁厚

由于发动机气缸盖受到机械负荷和热负荷的双重作用，因此材料的选择非常重要。一般汽油机和小型柴油机大多采用铸铝气缸盖。铝合金虽然机械强度比较低，但导热性能好，发动机工作时热负荷较小，加之其密度较小，很适合于轿车用汽油机和柴油机。

大中型柴油机均采用灰铸铁或合金铸铁材料，这是因为柴油机的热负荷及机械负荷都很高，只有采用机械性能较好的铸铁材料才能满足使用寿命长、可靠性要求高的特点。

气缸盖侧面及顶面壁厚一般为 4～5mm，气缸盖底面由于要承受较高的热负荷和机械负荷，厚度一般为 0.09～0.1D（D 为气缸直径）。如果发动机的强化程度很高，可以将气缸盖底面和气缸相对的部分局部加厚 2～3mm，以进一步加强底面的刚度。另外，为了加强气缸盖底面的刚度，在不影响冷却水流动的情

汽车论坛 http://www.qclt.com

况下，可以在底面和顶面之间合理布置一些加强筋来加强气缸盖底面的刚度，以免因气缸压力和气缸盖螺栓力引起气缸盖底面变形而造成气缸盖衬垫密封困难。

3.3.1.4 气缸盖冷却通道布置

在设计过程中必须仔细考虑气缸盖的冷却，对强化程度较高的发动机尤其如此。研究表明，当发动机的升功率达到37kW/L时，气门过桥处的冷却液处于右准沸腾状态，冷却液流速对金属温度的影响处于次要地位，而材料的导热系数和壁厚的影响最大。因此应避免气门过桥处、火花塞搭子等区域的壁厚过大，最大厚度应取决于发动机的强化程度和材料的导热系数，但一般壁厚不应超过12mm。不过冷却液流速高些对清除水套内的水蒸汽及防止水套内沉积物的形成有益。气缸盖顶面从后到前应逐渐向上倾斜，水套流通面积也应逐渐增加，以将从机体流出的热冷却液导出，避免产生引起各缸间冷却水流温度差的“瓶颈效应”。此外，这种结构有利于将水套中的水蒸汽导出，避免由于水蒸汽存在造成冷却不良。

通常利用机体上部的出水孔，使冷却水通过气缸盖衬垫的通水孔进入到气缸盖的水套中。然后利用气缸盖上的水套，使冷却水流过气缸盖下部各个需要冷却的表面，如燃烧室、进排气道、火花塞、喷油器等。为了使缸盖的高温部分冷却均匀，大都通过调整气缸盖衬垫通水孔的大小控制冷却水的流量，也可以利用水流观察法来调整水孔的大小及水套的局部结构。热负荷较大的柴油机常采用钻孔或直接将冷却水喷管压入气缸盖的方法对排气门和喷油器处加强冷却。

3.3.1.5 气缸盖的密封

气缸盖衬垫分金属和非金属两种。为保证气缸盖的密封，气缸盖螺栓的紧固力一般应为最高燃烧压力的3.5倍，但紧固力太大会引起气缸变形，使机油耗难以控制。通过采用压缩回弹良好的金属衬垫，可以减小必需的紧固力，从而减小由此引起的气缸变形。气缸盖螺栓的分布直径一般为缸径的1.4倍。

3.3.1.6 气门座及气门导管

为了保持气门的密封性，要求气门座圈具有良好的高温强度、耐磨性、耐蚀性、耐冲击性及良好的导热性。通常进气门座的材料为铸铁，排气门座材料为粉末冶金，在有些柴油机上使用了耐热钢排气门座。特别值得注意的是过去在燃用含铅汽油时，由于铅的化合物可形成保护膜，减小气门座的磨损；燃用无铅汽油，铅化合物的润滑作用不复存在，会引起金属的直接接触，造成严重的气门座下沉。在使用无铅汽油时，可以相应采取下列措施：

①采用铝合金制气缸盖，以获得良好的导热性；

②采用钠冷却的排气门，降低排气门的温度；

③在气门锥面上堆焊耐磨合金或进行高频淬火；

④使用特殊的耐热合金或进行软氮化处理。

气门座的锥角大多为45°，在某些发动机上采用了30°锥角。和气门的锥角相比，气门座圈的锥角一般为0.5°～1°。在选择气门和气门座的密封带宽度时，应同时考虑气门的冷却性和密封性，通常密封带宽度为1.4～2mm。为降低流动阻力，经常把气门座锥面形状设计成流线型(图3-3-23)。



图3-3-23 流线型气门座

气门导管具有为气门导向和冷却的双重作用，所以必须选择合适的材料及加工方式。一般选用铸铁或粉末冶金作为气门导管的材料，为加强导管的冷却，有时也用铜系合金。为保证气门座和导管的同轴度，一般要将两者压在气缸盖上一同加工。在设计排气门导管内孔时，一般在前端设计一个阶梯孔，以刮掉气门杆上粘附的积碳。

3.3.2 机体设计要点

3.3.2.1 机体的主要功能

①支撑活塞的滑动；

汽车论坛 http://www.qclt.com

②支撑轴类零件，使其能正常旋转；
③承受由惯性力及燃烧压力产生的负荷；
④防止气缸及轴承处的振动噪声传出机体外；
⑤作为发动机各种附件的支撑。

3.3.2.2 基本参数

(1) 气缸轴距

气缸轴距 L_0 指相邻气缸轴线间的距离，等于缸径和两缸间隔厚度之和，该尺寸对发动机总体长度尺寸影响很大。在确定两缸间隔厚度时，要注意气缸盖衬垫密封，以及曲轴及连杆强度所要求的尺寸是否足够。在考虑机体的气缸轴距时，建议在两缸之间留有冷却水套。虽然联体气缸能够减小机体长度，但是气缸由于热负荷不均非常容易变形，导致活塞拉伤、拉缸、增加漏气量，以及机油消耗量过大等难以解决的问题，所以不建议使用这种结构。一般镶有在顶部定位的湿缸套机体气缸轴 $L_0 = 1.22D$（D 为气缸直径）；镶有在底部定位的湿缸套机体 $L_0 = 1.15D$。镶干缸套且两缸之间有冷却水套的机体 $L_0 = 1.18D$；两缸之间带有冷却水套的整体气缸机体气缸轴 $L_0 = 1.16D$。两缸之间不带冷却水套的联体气缸机体的气缸轴 $L_0 = 1.06D$。

(2) 机体高度

机体高度包括上部高度和下部高度两部分，上部高度指从曲轴轴线到机体顶面的尺寸。可以用下式计算上部高度。

上部高度 = 曲柄半径 + 连杆长度 + 活塞压缩高度
+ 挤气间隙 − 气缸盖衬垫厚度

由于挤气间隙对发动机的排放等性能有重大影响，因此必须严格控制。在考虑制造公差、使用磨损、热变形及机械变形等因素，保证活塞和气门在工作过程中不干涉的条件下，尽量使挤气间隙最小。对于柴油机来讲，由于面临着越来越严格的排放法规，因此除了要保证挤气间隙最小外，控制各缸挤气间隙的均匀性也非常重要。试验表明，由于柴油机挤气间隙不均匀造成的各缸最高燃烧压力差可达 15%。可通过活塞压缩高度分组方法实现各缸挤气间隙的均匀性。

3.3.2.3 冷却水套

(1) 冷却水套的构造

水冷发动机燃烧热量的 20% ~ 30%要通过冷却水带走，特别是随着发动机升功率的提高，更多的热量被冷却水带走，因此必须合理布置机体及气缸盖的冷却水套。

要求冷却水要均匀地流过每一个气缸。大多数多缸发动机的冷却水都是纵向流过各气缸，大型发动机各缸之间间隔较大，常采用每缸单独的冷却水管分配方式达到上述目的；中小型发动机由于外形尺寸的限制，冷却水道都直接铸在机体或气缸盖里面，冷却水入口一般都布置在机体前端，这样就很难保证每个气缸获得等量的且水温相同的冷却水。

从机体到气缸盖的垂直冷却通道应设计成流通面积从前到后逐渐增大的形式，以补偿由于冷却水入口布置在机体前端造成的各缸冷却不均匀。这通常是通过从前到后逐渐增加气缸盖衬垫的冷却水孔面积来实现的。另外，对于横流式气缸盖，气缸盖衬垫上排气侧冷却水孔面积要比进气侧大一些。

为加强机体的刚度，目前流行的设计方法是将两缸之间水套的上半部保留，而将下半部用金属将两缸连接起来，这样可大大增大机体的整体扭转刚度，降低机体的辐射噪声。

(2) 气缸壁温度的控制

经验表明，当气缸壁表面温度超过 240℃时，机油就会结焦。为保证气缸顶部的冷却，在设计上应尽量避免使用联体气缸结构。如果由于尺寸限制而不得不采用联体气缸结构时，可以采用在两缸间钻斜水孔、夹铸喷水管、局部减小气缸壁厚而形成水套等方法降低气缸壁的温度。

(3) 其它结构

为了能把冷却水全部放净，必须把放水阀布置在水套的最低位置；放水阀的位置必须便于操作。

汽车论坛 http://www.qclt.com

对于机油及排气再循环等需要用冷却水冷却的部分，为了使用少量的冷却水就能得到充分的冷却效果，应该在冷却水的上游布置相应的冷却器，以获得低温冷却水。有些柴油机直接将机油冷却器布置在机体内部。

为了使暖风能迅速升温，应将暖风的取水口布置在位置较低且水流容易流动的位置。

3.3.2.4 油道的布置

(1) 油道的布置

油道分压力油道和回油油道两部分。在设计压力油道时，应注意油道的走向，以防止气体阻塞或异物积存。回油油道是为了将润滑气门机构等部件的机油从气缸盖流回油底壳，因此回油油道的截面积应足够大，以避免因回油不畅造成机油在气缸盖顶面积存，进而引起烧机油等现象。一般机体两侧都应布置回油油道。另外为保证回油以及加机油时回油油道不发生气阻现象，一般都设计一个将曲轴箱和气缸盖的气门室相连的通气孔，它的位置要比回油孔高。

(2) 活塞冷却喷嘴

柴油机由于活塞材料承受热负荷的能力有限，一般当升功率达到 25kW/L 左右时就应考虑对活塞进行强制冷却。活塞冷却喷嘴一般都布置在压力油道上，为确保活塞的冷却效果，喷嘴油束的流速应大于 2 倍活塞运动速度，流量不小于 5 ~ 7kg/（kW.h）。另外，为保证低转速时主油道的压力，常采用单向阀来控制冷却喷嘴的最小开启压力。

3.3.2.5 主轴承部分

通常车用发动机均采用主轴承盖方式固定曲轴主轴承，其优点是结构紧凑、质量小，但它对机体的总体刚度没有什么贡献。为增大机体刚度，减小其噪声辐射，近年来越来越趋向于使用把各主轴承盖联成一体的整体式主轴承盖结构，以及将机体两侧裙部连成一体的梯形框架结构。采用梯形框架结构后，可使发动机噪声降低 1.5dB 以上。

3.3.3 提高刚度、降低噪声的结构

发动机的噪声可分为进排气噪声、燃烧噪声和机械噪声一部分。而机械噪声又可以分为冷拖噪声和负荷诱导噪声。研究表明，在发动机高速运转时，机械噪声占整个噪声的主要成分；在低速小负荷时，燃烧噪声可以占整个噪声的 70%。发动机噪声的传递路线见图 3-3-24。

为降低发动机噪声，利用先进的计算软件进行发动机的噪声分析越来越普遍。例如，用有限元技术分析发动机结构性振动噪声、利用发动机循环模拟技术分析源激振力、预测活塞的动态运动模式并优化由活塞在上止点换向横动引起的噪声、配气机构的动态模拟、齿轮噪声评价及发动机进排气噪声预测、噪声主观质量分析等。通过优化影响发动机噪声的结构设计、采用新的结构及材料可以大大降低发动机的噪声。

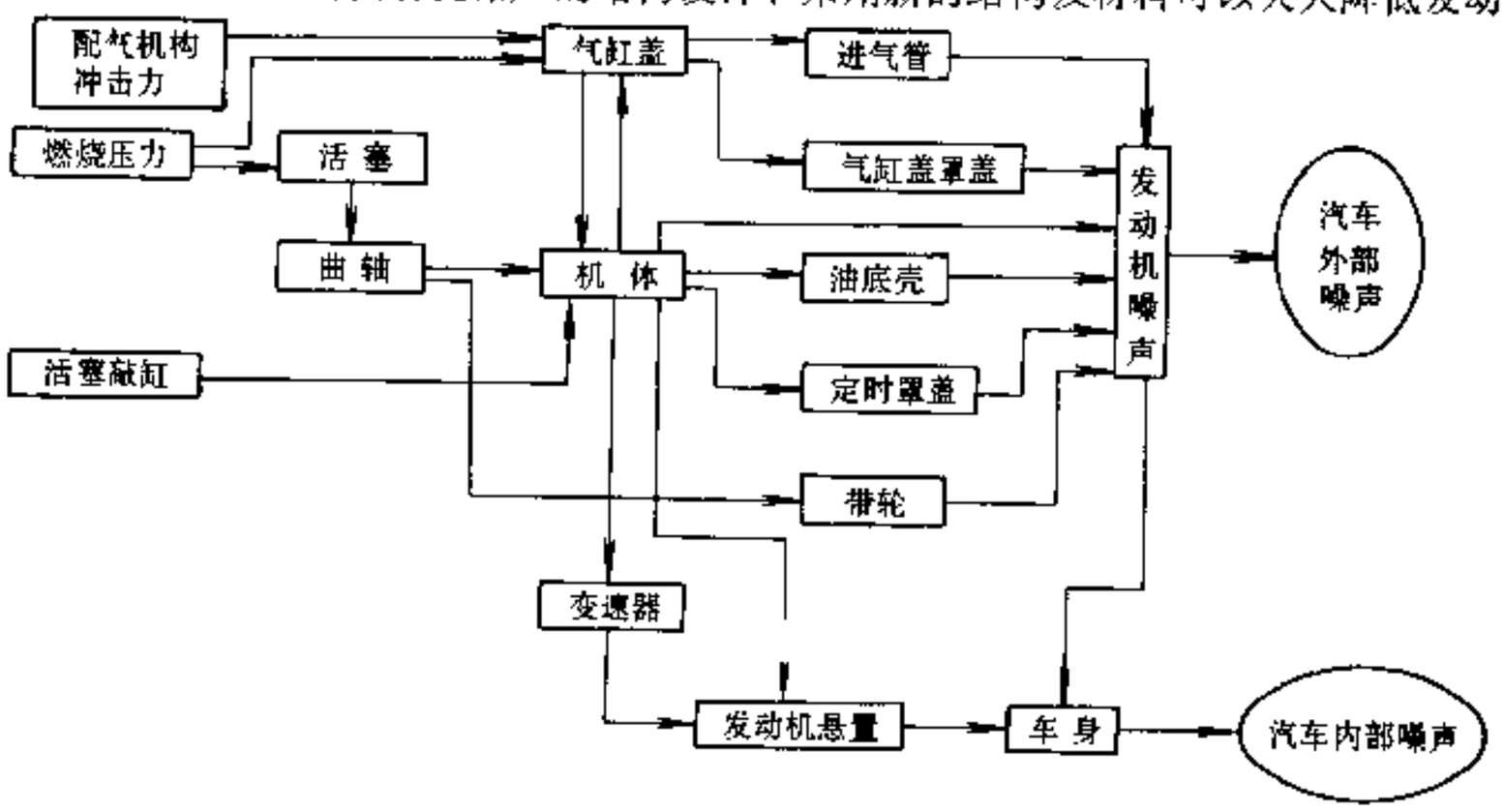


图 3-3-24 发动机噪声传递路线

汽车论坛 http://www.qclt.com

1）进排气噪声的降低

进气噪声包括空气在进气管中的压力波动造成的低频噪声和空气以高速流经气门造成的高频涡流噪声。低频进气噪声的消减往往很困难，常采用波纹管作为导气管或直接在空滤器的进口处加一长度适当的导管，使压力脉冲得到缓解。前者还可以起到隔振的作用，防止发动机的振动激发空滤器外壳的辐射噪声。

排气噪声主要来自于排气在排气管中的压力脉动及排气门流通截面处的宽带涡流噪声。对排气噪声的控制，通常是根据频谱分析结果，针对其峰值频率和带宽，选用适当的消声单元组成排气消声器。

2）燃烧噪声的降低

燃烧噪声发生的机理主要有两方面。一是气缸内压力剧变引起的动载荷激发结构振动辐射噪声；二是气体的冲击波引起高频振动。正常燃烧的汽油机不会成为发动机的主要噪声源。柴油机的燃烧噪声是其主要噪声源。降低柴油机燃烧噪声的方法如下：

①采用工作柔和的燃烧过程，将压力升高率控制在0.4MPa/（°）以内；

②适当提高压缩比和延迟喷油，使用高十六烷值的燃料，以缩短滞燃期；

③减小初期的燃料喷射率，如采用双弹簧喷油器等；

④进气增压，依靠进气压力和温度的增高缩短滞燃期。

3）活塞拍击噪声的降低

活塞拍击噪声是由于在气体力和曲柄连杆机构惯性力的作用下，活塞在气缸内从一边向另一边横动造成的对气缸壁的冲击，通常冷机时最明显。控制活塞拍击噪声的一般方法如下。

①尽可能减小活塞的配缸间隙；

②将活塞销向主推力侧偏置一适当距离；

③适当增加活塞高度，使活塞的摇摆幅度减小；

④采用合理的（例如变椭圆桶形）活塞裙部型线，使活塞拍击时与缸壁的碰撞面积较大。

4）结构振动辐射噪声的降低

发动机内的各种振动源激发发动机结构的表面振动，从而辐射出噪声。控制结构辐射噪声的方法是提高结构刚度，减小结构的表面振动。机体是发动机噪声的主要辐射源，提高机体刚度的主要措施如下。

①由于气缸内的压力直接作用在主轴承上，并使机体裙部产生很大振幅，为了降低振幅，可以利用加强筋加强机体裙部，并强化主轴承和机体裙部的结合部，同时用加强筋加强油底壳的安装部分。在机体两侧面布置网状的筋也可以有效降低表面辐射噪声，见图3-3-25。

②将机体外壁设计成曲面形状，从而提高外壁的刚度，以有效降低振幅。

③采用把各主轴承盖联成一体的框架式主轴承盖或在机体和油底壳之间增加中隔板，以有效抑制机体裙部和油底壳的振动。见图3-3-26。

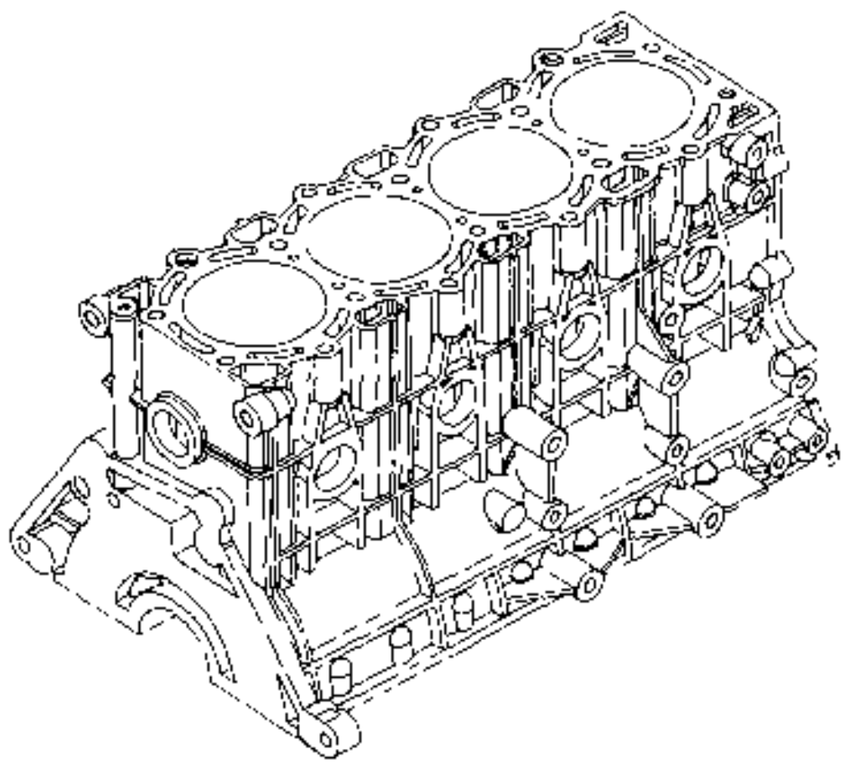


图3-3-25 机体表面的加强筋

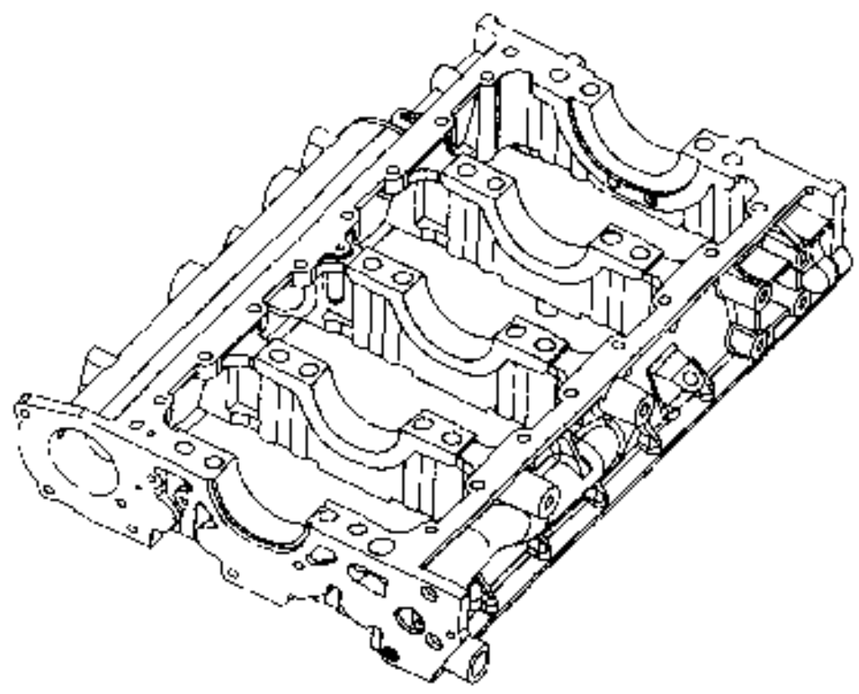


图3-3-26 框架式主轴承盖

汽车论坛 http://www.qclt.com

除机体外，油底壳也是一个重要的噪声源。采用树脂复合钢板冲压的油底壳可以有效降低油底壳的辐射噪声。复合钢板也可以用于气缸盖罩、定时传动罩等易产生辐射噪声的部件。

为了隔绝局部或某个零件的噪声，经常采用隔音板方法，特别是常用于排气歧管表面辐射噪声的隔绝。为增加隔音效果，隔音板的内侧可以填充吸音材料；也可以采用双层钢板式隔音板，一般外层钢板比内层钢板要厚一些。

为降低像气缸盖罩、定时传动罩等外围件的辐射噪声，可以采用减振橡胶垫和隔振螺栓固定这些部件，以尽量将它们和发动机本体的振动噪声隔绝开来（图 3-3-27）。（撰稿人：李金城）

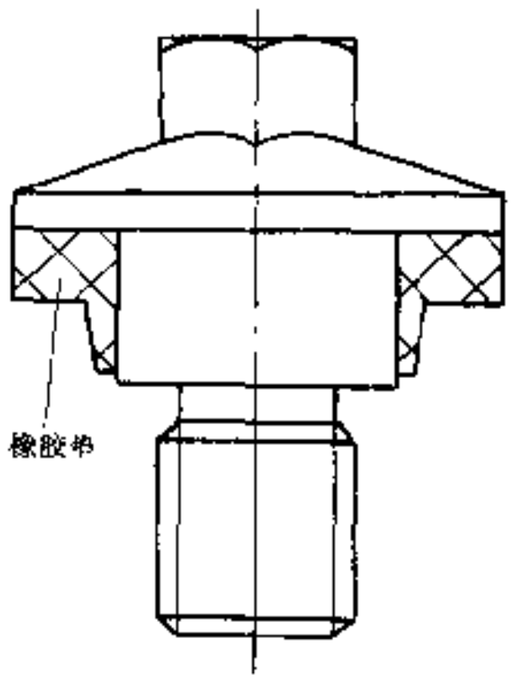


图 3-3-27 隔振螺栓

3.4 主要运动件

内燃机工作时，活塞在燃烧压力的作用下，在气缸内作往复运动，并通过活塞销、连杆驱动曲轴旋转，构成这一机构的零件称为主要运动件。本节讲述主要运动件及其减振机构的设计。

3.4.1 活塞组

活塞组包括活塞、活塞销、活塞环等作往复运动的零件（图 3-4-1），它们共同的工作特点是高温、高负荷、高速运动，发动机的工作可靠性与使用耐久性在很大的程度上取决于活塞组件的工作情况。

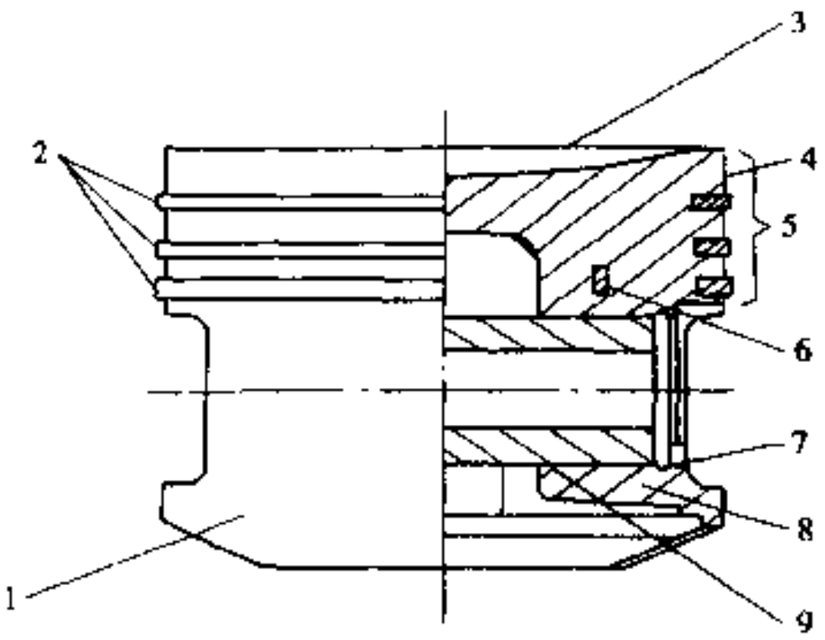


图 3-4-1 活塞组零件

1-裙部；2-活塞环；3-活塞顶部；4-火力岸；5-环带；6-镶片；7-弹性挡圈；8-活塞销座；9-活塞销

3.4.1.1 活塞

1）工作条件

活塞在气缸内同时承受着机械负荷和热负荷的作用。

（1）活塞的机械负荷

活塞的机械负荷包括周期变化的气压力 P_Z、往复惯性力 P_j、侧压力 P_N，受力简图见图 3-4-2。

$$P_Z = F_P(p_z - p_0) = \pi D^2(p_z - p_0)/4 \quad (N) \qquad (3\text{-}4\text{-}1)$$

式中：F_P——活塞投影面积，mm^2；

p_0——大气压力，MPa；

D——气缸直径，mm；

p_z——气缸内工质的最高燃烧压力（一般汽油机 $p_z = 3 \sim 7.5$MPa，自然吸气柴油机 $p_z = 8 \sim 11$MPa，增压柴油机 $p_z = 11 \sim 18$MPa）

$$P_j = -G'r\omega^2(1+\lambda) \times 10^{-3} \quad (N) \qquad (3\text{-}4\text{-}2)$$

式中：GEW'——活塞组质量，kg；

r——曲柄半径，mm；

ω——曲轴旋转角速度，rad/s；

λ——r/l；

l——连杆大、小头孔中心距，mm。

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$P = P_L + P_j$$

P——气压力和往复惯性力的矢量合力，N

$$P_N = P\tan\beta$$

式中：β——连杆与气缸轴夹角

P_N——活塞侧压力，N。

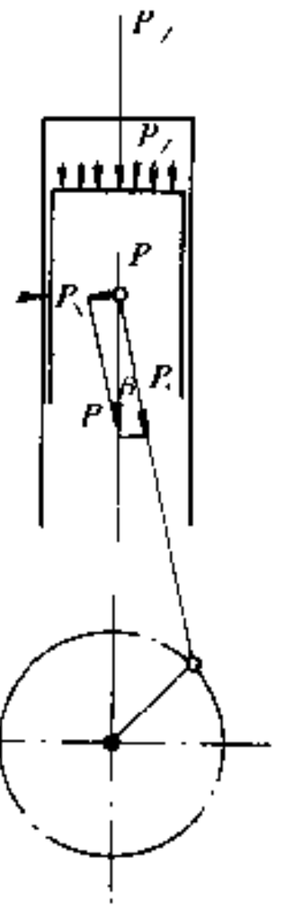


图 3-4-2 活塞组受力简图

(2) 活塞的热负荷

气缸内工质在燃烧过程中，燃烧室内的最高温度可能达到 1800～2600℃。活塞不仅温度高，而且分布很不均匀，所产生的热应力容易造成活塞顶面开裂、活塞环在环槽内卡死等故障。目前的润滑油允许汽油机活塞的温度达到 200℃左右，柴油机活塞的温度达到 200～280℃。在这个温度范围内，环槽内不会出现残留物并使环粘着或划伤等现象。高速柴油机在高负荷下长时间工作，一般不允许环槽温度超过 180℃。图 3-4-3 示出了汽油机和柴油机活塞的全负荷特征温度的分布情况。

(3) 活塞的高速运动

随着现代内燃机的逐渐强化，活塞的运动速度也在不断提高，轿车发动机活塞的速度可以达到17m/s，赛车发动机的活塞速度高达22m/s。

2) 设计要求

发动机工作时，在机械负荷与热负荷的交变作用下，活塞会产生变形及磨损。为了避免变形及磨损过大，以及顶部熔化、环岸断裂、销座疲劳破坏、裙部拉缸等严重故障发生，设计时应遵循如下要求。

(1) 选用热强度高、耐磨，密度小、热膨胀系数小、导热性、减磨性、工艺性良好的材料，国内汽车发动机活塞材料基本上是共晶硅铝合金（ZL109）；

(2) 有合理的形状和壁厚，尽量轻量化；

(3) 保证燃烧室气密封性好，窜气、窜油要少，回油舒畅；

(4) 设计合理的活塞裙部型线，保证活塞与缸孔的最佳间隙和贴合；

(5) 减少活塞从燃气吸收的热量，吸收的热量应能顺利地散走；

(6) 确保贴合面的良好润滑。

3) 结构设计

活塞的主要尺寸如图 3-4-4 所示。表 3-4-1 列出了德国马勒（Mahle）活塞有限公司推荐的活塞主要尺寸参数，表 3-4-2 列出了国内几种机型的主要尺寸参数。

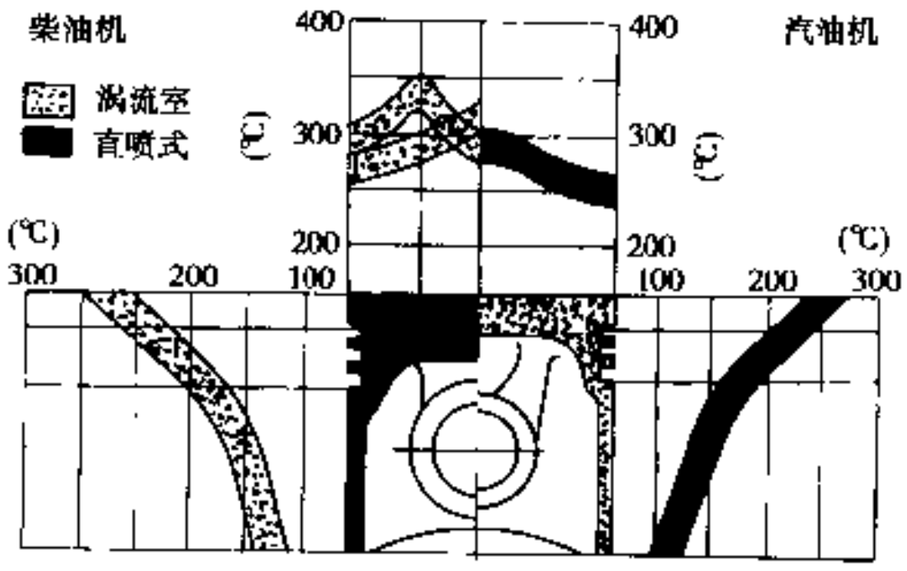


图 3-4-3 汽油机和柴油机活塞全负荷特征温度分布

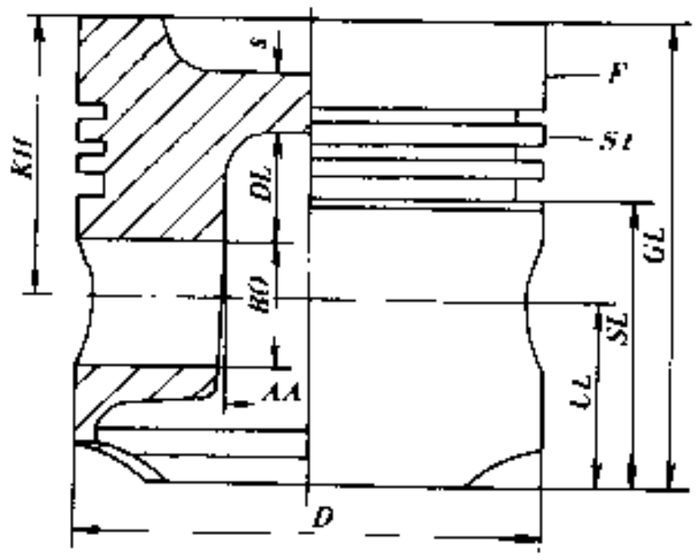


图 3-4-4 活塞主要尺寸

F-火力岸；S-顶部厚度；S_1-环 0 岸；KH-压缩高度；DL-顶部距销孔距离；GL-活塞高度；BO-销孔和活塞销直径；SL-裙部长度；UL-活塞销轴线以下的裙部长度；AA-销座间距；D-活塞直径

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 3-4-1 活塞主要尺寸参数

分类 / 项目（与直径D的比值）	汽油机		柴油机	
	两冲程	四冲程	四冲程	
直径 D（mm）	35 ~ 70	65 ~ 105	75 ~ 180	> 180
全长 GL/D	0.8 ~ 1.1	0.7 ~ 1.0	0.9 ~ 1.3	1.1 ~ 1.6
压缩高度 KH/D	0.4 ~ 0.70	0.35 ~ 0.60	0.50 ~ 0.80	0.70 ~ 1.00
销孔直径 BO/D	0.22 ~ 0.30	0.25 ~ 0.30	0.30 ~ 0.40	0.36 ~ 0.44
火力岸高度 F/D	0.06 ~ 0.10	0.06 ~ 0.12	0.10 ~ 0.20	0.14 ~ 0.22
第一环岸高度 Sf/D	0.04 ~ 0.05	0.04 ~ 0.05	0.07 ~ 0.09	0.07 ~ 0.09
上气环高度（mm）	1.5 ~ 2.0	1.5 ~ 2.5	1.5 ~ 4.0	3.5 ~ 8.0
裙部长度 Sl/D	0.6 ~ 1.00	0.4 ~ 0.70	0.5 ~ 0.90	0.7 ~ 1.10
销座间距 AA/D	0.25 ~ 0.40	0.25 ~ 0.40	0.30 ~ 0.42	0.28 ~ 0.46
顶部厚度 S/D	0.07 ~ 0.10	0.07 ~ 0.10	0.10 ~ 0.15	0.13 ~ 0.20
质量系数 G_t/D（g/cm³）	0.6 ~ 0.9	0.5 ~ 0.8	0.9 ~ 1.4	1.1 ~ 1.6

表中：G_t——活塞质量

（1）压缩高度

压缩高度是影响发动机总体布置、活塞质量的重要尺寸之一。尽量降低活塞压缩高度是现代发动机活塞设计的一个重要原则。为了降低压缩高度，应在保证强度的基础上尽量压缩环岸、环槽的高度及销孔的直径。现代轿车发动机活塞压缩高度与裙部名义直径比 KH/D 一般在 0.35 ~ 0.44。

（2）活塞顶部

活塞顶部与气缸盖组成燃烧室，要能够把燃烧热量有效地传向四周，头部的几何形状与燃烧室有关。汽油机活塞顶部可能是平顶的、凸起的或者是凹坑状的；高速柴油机因混合气形成的需要，活塞顶部的形状是碗状的。由于柴油机燃烧室壁最高温度超过 350℃，温度的不均匀分布和燃烧压力会导致，活塞头部碗形燃烧室锐边处的应力很高，长时间工作会产生疲劳裂纹，在设计和确定材料时应注意避免应力集中及热裂纹产生，比如增加倒角及对活塞顶部进行氧化处理或在材料中加入硅化物。

（3）环岸和环槽

环岸和环槽的设计应保持活塞、活塞环正常工作，降低机油消耗量，防止活塞环粘着卡死和异常磨损。随着活塞与活塞环材料性能的提高，为降低活塞质量，降低污染物排放，目前汽油机活塞火力岸高度一般控制在 4 ~ 8mm 之间，轿车发动机活塞火力岸高度一般不超过 6mm。由于火力岸工作温度较高，为避免拉伤火力岸，目前普遍采用锥度结构的火力岸。油环环岸直径应比第二环环岸直径略小，这种结构有利于降低机油消耗量。气环槽下平面应与活塞轴线垂直或略向上翘，以保证环工作时下边与缸筒接触，减小向上窜机油的可能性。活塞环侧隙在不产生上述损伤的情况下愈小愈好，这有利于活塞环工作稳定和降低机油消耗量，侧隙确定参见表 3-4-3。油环槽中必须设有回油孔（见图 3-4-5），并均匀地布置在主次推力面侧，回油孔对降低机油消耗量有重要意义。

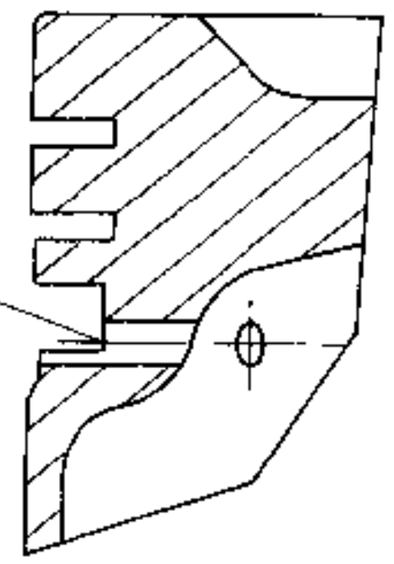


图 3-4-5 油环槽中设有的回油孔

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 3-4-2　国产典型中小功率高速内燃机活塞的主要尺寸参数

机型 / 参数	柴油机							汽油机									
	95 系列	100 系列	105 系列	CA6110	6120	6135	一般范围	天津夏利	上海桑塔纳	一汽捷达	CA488	CA6102	EQ6100	486	492	V8-100	一般范围
缸径×冲程 $D\times S$ (mm×mm)	95×115	100×120	105×120	110×120	120×140	135×140	–	76×73	81×86.4	81×77.4	87.5×92	101.6×114.3	100×115	86×86	92×92	100×90	–
额定功率转速 [kW/(r/min)]				117/2900			–	38/5600	68/5200	53/5000	65/4800	73/3000	73/3000		46/3800	135/4400	–
平均有效压力 P(N/mm²)	0.663	0.714	0.65		0.76	0.668	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
GL/D	1.16	1.20	1.20	1.055	1.23	1.34	1.1~1.4	0.8	0.77	0.69	0.815	1.014	0.995	0.814	1.087	0.99	0.8~1.1
KH/D	0.63	0.73	0.70	0.64	0.70	0.81	0.6~0.8	0.38	0.40	0.40	0.46	0.55	0.53	0.41	0.554	0.49	0.4~0.56
SL/D	0.77	0.70	0.75	0.65	0.74	0.86	0.75~0.85	0.58	0.51	0.46	0.53	0.73	0.68	0.59	0.84		0.5~0.85
F/D	0.16	0.20	0.18	0.21	0.15	0.22	0.15~0.25	0.066	0.079	0.09	0.118	0.98	0.075	0.08	0.065	0.06	0.06~1.12
BO/D	0.37	0.35	0.37	0.35	0.37	0.36	0.35~0.38	0.24	0.25	0.25	0.26	0.28	0.28	0.26	0.27	0.25	0.25~0.28
AA/D	0.19	0.20	0.205	0.20	0.19	0.205	0.19~0.205	0.16	0.17	0.17	0.32	0.41	0.40	0.36	0.37	0.36	0.35~0.42
$St1$(mm)	3	2.5	3	3	3	3	2~4	1.5	1.5	1.5	1.5	2.5	2.5	1.5	2.5	2.5	1.5~3
$St2$(mm)	6	4.76	6	7	5.5	6	5~7	2.8	3.0	3.0	4.0	4.76	4.8	4.0	5.0	4.75	4.0~5.0
S/D	0.12	0.15	0.06	0.14	0.08	0.22	0.1~0.2	0.075	0.077	0.074	0.069	0.116	0.09	0.072	0.082	0.08	0.06~0.10

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 3-4-3 国内几种发动机活塞与缸孔、活塞环、活塞销配合间隙（mm）

机型	活塞材料	配缸间隙	活塞销与销座间隙	活塞环与环槽侧隙	
				上气环	中气环
EQ6100	共晶硅铝合金	0.05～0.07	-0.0025～0.0025	0.055～0.087	0.040～0.072
CA6102	共晶硅铝合金	0～0.04	0～0.005	0.055～0.087	0.055～0.087
CA488	共晶硅铝合金	0.013～0.033	0.0063～0.025	0.038～0.078	0.028～0.093
486	共晶硅铝合金	0.075～0.095	0.004～0.015	–	–
492	共晶硅铝合金	0.012～0.024	-0.0025～-0.0075	0.050～0.082	0.035～0.067
V8-100	共晶硅铝合金	0.02～0.04	–	–	–
BN489	共晶硅铝合金	0.017～0.043	0.0052～0.0104	0.030～0.070	0.030～0.075
BJ475	共晶硅铝合金	0.02～0.04	-0.0075～-0.0025	0.030～0.062	0.02～0.052
370	共晶硅铝合金	0.045～0.065	0.005～0.011	0.020～0.070	0.030～0.060

柴油机工作条件比汽油机苛刻，故火力岸高度相对要大。为降低第一环槽温度、防止上气环在环槽中卡死，可以采用在第一环槽中增加镶圈或在火力岸内侧增加冷却油腔的方法，见图 3-4-6。

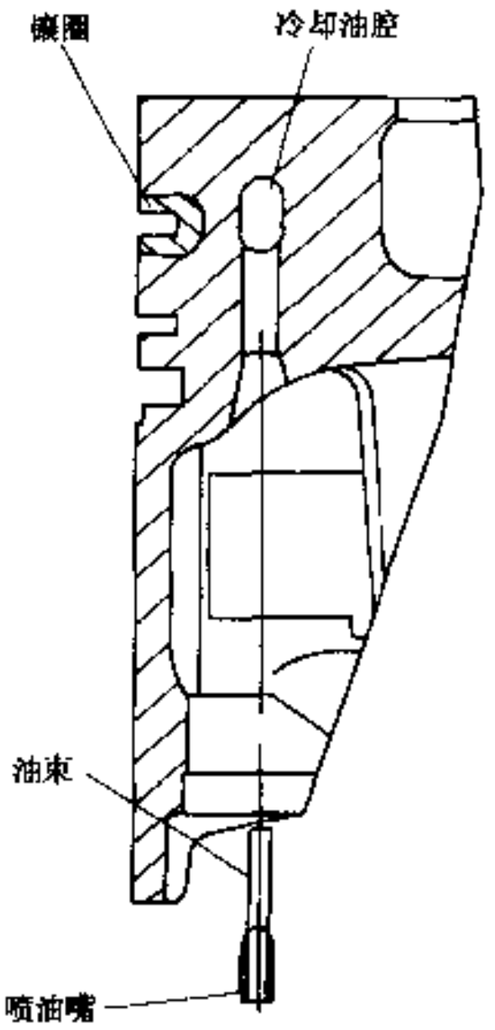


图 3-4-6 防止上气环在环槽中卡死的措施

(4) 活塞销座及偏心

活塞销座是活塞与连杆总成联接的中枢，承受着燃烧压力和惯性力的交变作用，是活塞负荷最高的区域之一。销座压力分布见图 3-4-7，销座设计必须与活塞销统一考虑，设计时应使两者具有足够的强度、刚度和耐磨性。其中活塞销的刚度有决定意义，如果纵向刚度不足，引起负荷分布不均匀，会造成销座疲劳破坏，导致销座纵向开裂；横向刚度不足，使活塞销头圆，变形过大，润滑油膜遭到破坏。钢质活塞销与铝质活塞销座相配，销座从材料和结构来说都相对较弱，在确定活塞销和销座尺寸时，不能孤立地以活塞销所能承受的应力和变形为基础，而应以活塞销在气压力和惯性力的作用下所产生的变形能为销座所承受为前提。国内几种发动机活塞销与销座的配合间隙参见表 3-4-3。具体设计活塞时可以用如下方法来保证销座的承载能力。

①尽量缩小销座的间距，不仅减小活塞销弯曲变形，而且保证活塞结构紧凑，降低活塞质量；

②将销孔内缘加工成圆角、倒角，以减小销孔内边缘的应力集中；

③用楔型销座或阶梯型销座代替平行型销座；

④通过降低销座的温度（机油喷射、加机油冷却油腔）、使用可锻活塞材料或更高强度特性材料（销孔衬套）等方法提高强度；

⑤对销孔几何形状进行局部的修改，可以减小由于活塞销变形而引起的应力，比如加工成带有卸压槽的销孔、锥型销孔、椭圆销孔都可以更加适应活塞销的变形，见图 3-4-7。

现代发动机活塞销轴线与活塞轴线之间的偏心量一般控制在 0.4～1.2mm，轿车发动机活塞的偏心量控制在 0.4～0.8mm。偏心量可以保证活塞运动更稳定，并可以降低活塞敲缸声。

(5) 活塞裙部

现代发动机活塞裙部结构的形式很多（图 3-4-8）。柴油机活塞普遍采用图 3-4-8a）结构，图 3-4-8b）和图 3-4-8c 为汽油机所广泛使用。

在设计活塞裙部时，首先要满足强度要求，即一方面裙部要承受侧压力且不得有变形或裂纹，另一方面还要适应缸孔的变形。其次要能够与缸壁之间保持合理配缸间隙，形成润滑油膜，以减小摩擦和磨损，做到既不能因间隙过大而发生敲缸和振动加剧，也不能因间隙过小而导致活塞拉伤。

汽车论坛 http://www.qclt.com

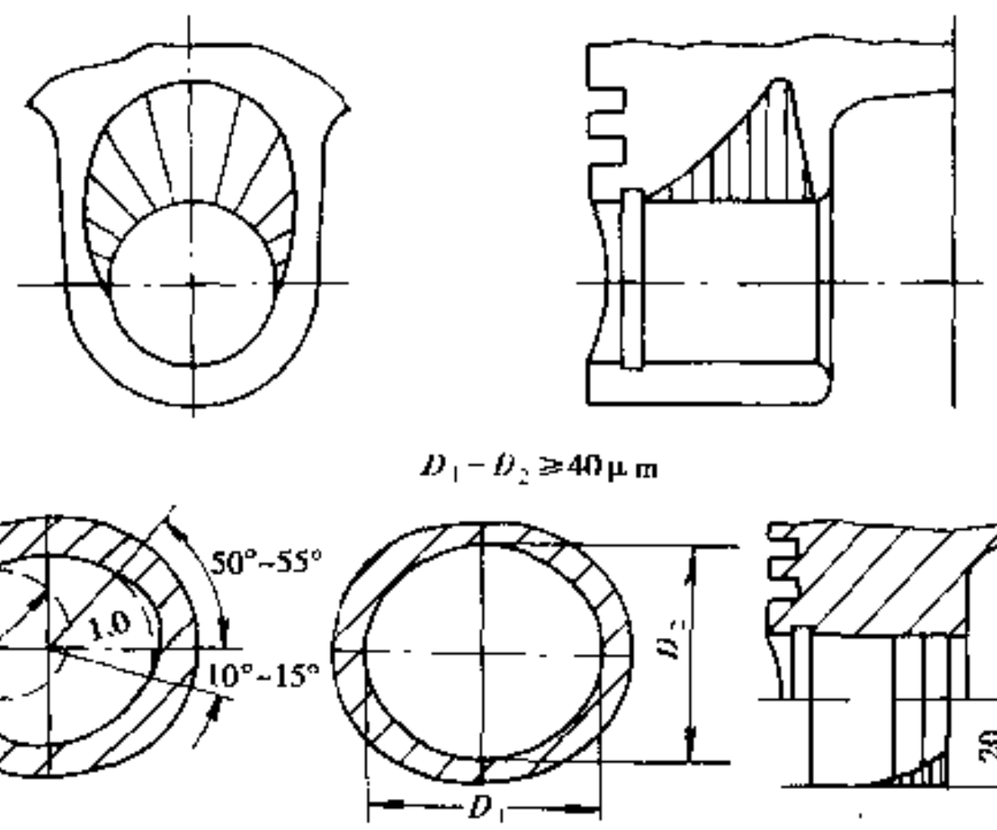


图 3-4-7 活塞销座压力分布

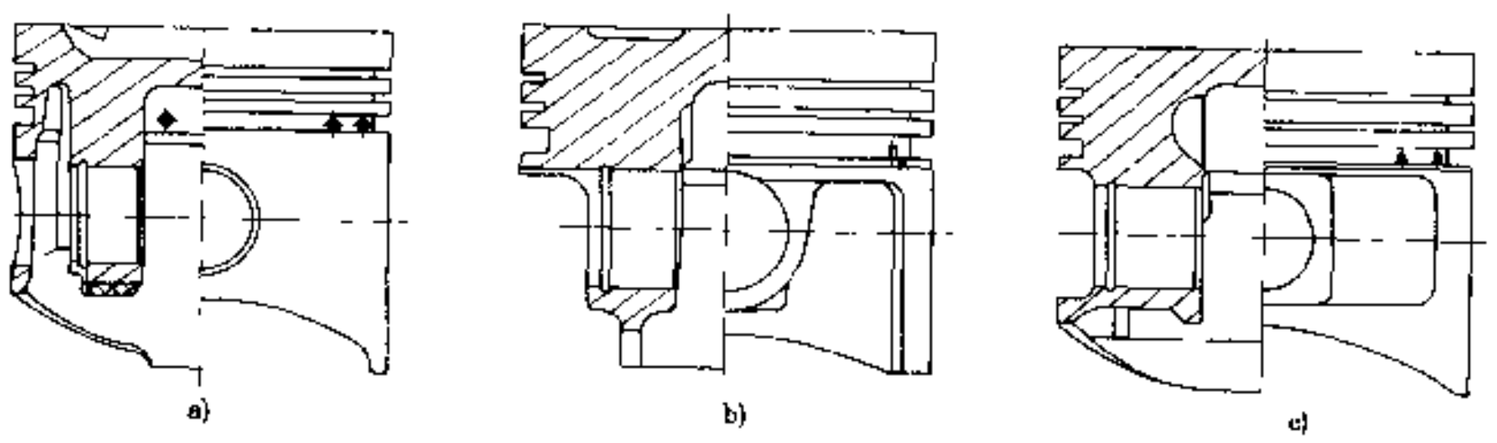


图 3-4-8 活塞裙部结构

a)柴油机;b)、c)汽油机

现代发动机活塞裙部已不是一个完全的圆柱体，而是中凸椭圆体，活塞裙部横截面是椭圆，长轴和短轴之差称为椭圆度（见图 3-4-9）。这种椭圆结构补偿了由于活塞在高温和气体压力作用下产生的裙部失圆（即在活塞销方向裙部直径增加，在主、次推力面方向直径减小）。不同的活塞对椭圆结构的选择亦不同，有的是定椭圆结构，即裙部任意截面的椭圆度都是定值；有的是变椭圆结构，即不同截面椭圆度不同；有的是非对称椭圆结构，即主、次推力面椭圆度不同。活塞裙部纵向结构采用中凸型线，其配缸间隙可取较小的值，活塞上下运动时均能形成润滑油楔，保证了良好的润滑，降低了活塞和缸孔的磨损。

配缸间隙的确定必须结合发动机工作参数、活塞桶面参数、材料特性、润滑条件等实际情况。在保证正常工作的前提下，配缸间隙越小越好，国内几种发动机配缸间隙见表 3-4-3。

为了避免磨料磨损和活塞拉缸，建立起初期的润滑油膜，活塞裙部和珩磨缸孔的粗糙度要达到一定要求。对活塞而言，粗糙度 Ra 在 1.5～3.0μm 范围内比较合适。此外，活塞销座处的刚性较大，销座与裙部过渡处要自然柔和。

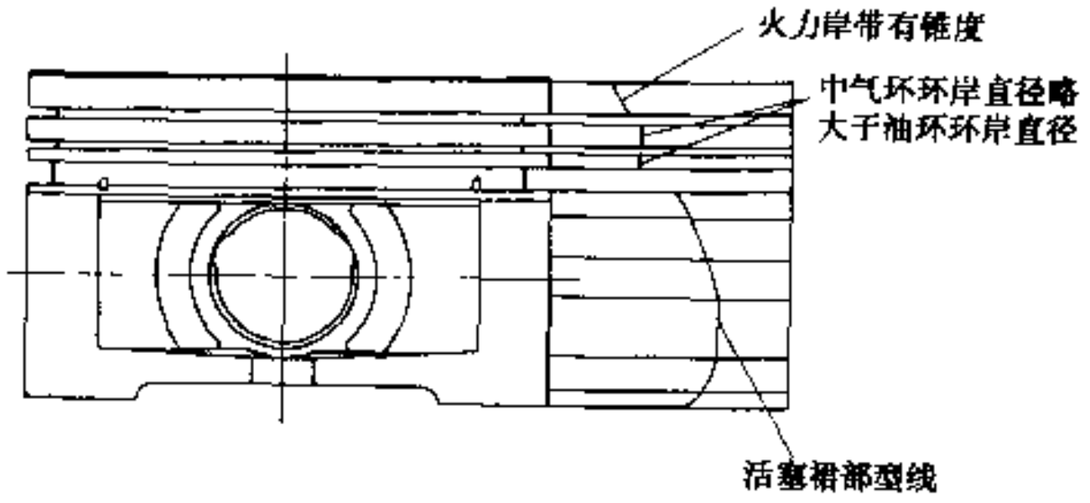


图 3-4-9 活塞环岸及裙部型线示意图

总之，确定复杂的活塞裙部桶面参数和合理的配缸间隙的工作比较复杂，目前尚无完整的理论公式可供计算，一般通用的方法是通过对活塞的温度和刚度的测量，采用有限元进行分析，并根据经验先确定一初步的桶面形状和间隙，然后再根据试验的结果进行修正。

汽车论坛 http://www.qclt.com

(6) 活塞冷却

在现代高功率汽油机和柴油机上，活塞顶部的热量仅通过活塞环传递给空气和冷却液是不够的，还必须对活塞进行强制冷却。

最简单的冷却活塞的方法是向活塞内表面喷射冷却机油。在高转速的汽车发动机里，机油可以通过设在连杆小头或连杆大头处的油孔直接喷射到活塞内腔表面，但机油喷射的时间短，传递的热量有限。更好的是把喷油孔设置在机体内较低位置，可以获得连续的机油供给，带走的热量相对多些。

此外，在高功率的柴油机上，为充分降低第一环槽的温度（不应超过240℃），采用带冷却油腔的活塞可以获得理想的冷却效果，见图3-4-6。发动机工作时，活塞通过一个垂直的进油孔连续不断地获得从位于机体上的固定喷油嘴处喷出的机油，再通过活塞内腔表面加工出的一个或多个的泄油孔，使机油经过油腔后顺利地流回曲轴箱内，泄油孔一般位于进油孔的对面。机油在油腔里剧烈的晃动会导致大量的热量被带走。通过这种方式传递的热量要比油腔处于充满机油的状态时传递的热量要多。就铸造活塞而言，环状的冷却油腔通常是通过水溶性盐芯形成的，油腔表面质量很好，盐芯可以用热水从活塞毛坯中清理掉。

3.4.1.2 活塞销

1) 工作条件及设计要求

活塞销是连接活塞和连杆的零件，作用在活塞上的气体压力和惯性力就是通过活塞销传至连杆的。由于受周期性变化的载荷作用，活塞销易产生疲劳破坏，由于销座温度比较高，并且活塞销在销座中作摇摆运动，因此不利于实现良好润滑。为此，在设计活塞销时，应保证销具有足够高的刚度和耐磨性，同时还要有较高的疲劳强度。对高速发动机来说，销的结构质量还应该尽量小，以减小惯性力。

2) 强度与刚度计算

活塞销的计算工况为最大转矩工况，活塞销计算尺寸符号及其载荷状况见图3-4-10，有关参数符号规定见表3-4-4。

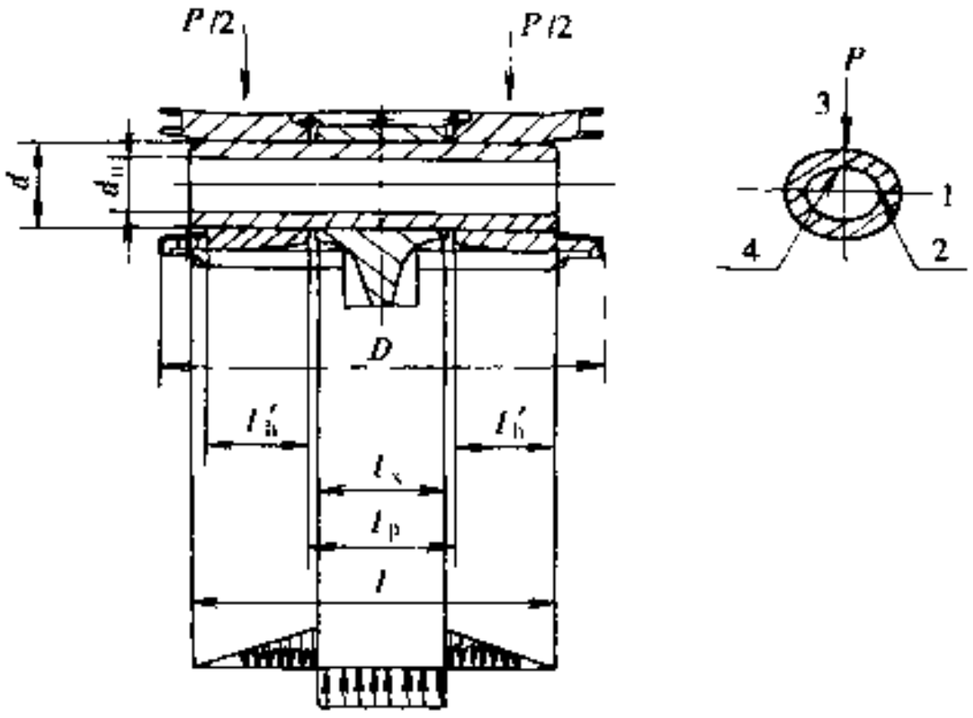


图3-4-10 活塞销计算尺寸符号及受力简图

表3-4-4 活塞销计算尺寸符号

名称	符号	名称	符号	名称	符号
气体最高爆发压力	P_Z	连杆长度	L	连杆小头高度	l_1
最大扭矩工况转速	n	曲柄半径	R	活塞销跨度	l_p
缸径	D	活塞面积	F_h	活塞销与销座接触长度	l'_h
活塞销长度	l	活塞质量	m_h	活塞销质量	m_k
活塞销外径	d	连杆小头质量	m_1	弹性模量	E
活塞销内径	d_0	活塞环质量	m		

除活塞销外，全部活塞组零件产生的惯性力为：

$$P'_{jmin} = -(m_h + m_1 + m_c)\omega^2 R(1+\lambda) \tag{3-4-3}$$

气体压力

$$P_c = P_j \cdot F_h \tag{3-4-4}$$

活塞销压力

$$P = P_c + P'_{jmin} \tag{3-4-5}$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$\alpha = d_0/d$$

弯曲应力 $\sigma = P\ (1+2l_p-1.5l_x)\ /1.2d^3\ (1-\alpha^4)$ (3-4-6)

最大剪切应力 $\tau_{max} = 0.85P\ (1+\alpha+\alpha^2)\ /d^2\ (1-\alpha^4)$ (3-4-7)

活塞销的最大椭圆变形，即其直径在垂直载荷作用平面方向上的最大增量，出现在活塞销中部长度为 $0.2l$ 的范围内：

$$\Delta d_{max} = 0.09P\ \ (1+\alpha)\ /\ (1-\alpha)^3/lE \quad (3\text{-}4\text{-}8)$$

1 点的应力 $\sigma_{a\phi=0°} = (P/ld)\ [0.19\ (2+\alpha)\ (1+\alpha)\ /\ (1-\alpha)^2-1\ (1-\alpha)]\ K$ (3-4-9)

2 点的应力

$$\sigma_{a\phi=0} = (-P/ld)\ [0.19\ (1+2\alpha)\ (1+\alpha)\ /\ (1-\alpha)^2-1\ (1-\alpha)]\ K \quad (3\text{-}4\text{-}10)$$

3 点的应力

$$\sigma_{a\phi=90°} = (-P/ld)\ [0.174\ (2+\alpha)\ (1+\alpha)\ /\ (1-\alpha)^2\alpha+0.636\ (1-\alpha)]\ K \quad (3\text{-}4\text{-}11)$$

4 点的应力

$$\sigma_{a\phi=90°} = (P/ld)\ [0.174\ (2+\alpha)\ (1+\alpha)\ /\ (1-\alpha)^2+0.636\ (1-\alpha)]\ K \quad (3\text{-}4\text{-}12)$$

式中：修正系数 $K = 1.5-15\ (\alpha-0.4)^3 = 1.260$

许用弯曲应力 $[\sigma] = 230\sim500\text{N/mm}^2$

许用剪切应力 $[\tau] = 120\sim220\text{N/mm}^2$

失圆许用应力 $[\sigma] = 120\sim230\text{N/mm}^2$

最大椭圆变形 $[\Delta d_{max}] = (0.001\sim0.002)\ d$（不能超过工作间隙）

3）材料及加工工艺

活塞销通常用低碳钢和合金钢制造，在负荷不高的发动机中常用 15、20、15Cr、20Cr 钢；在强化的发动机上，采用高级合金钢，如 12CrNi3A、18CrMnTi 及 20SiMnVB 等。为使销的外层坚硬并耐磨、内部富有韧性，需要对销进行热处理。低碳钢销进行渗碳和淬火，根据销的尺寸大小，渗碳层深度一般在 0.5～2mm 之间。45 号钢的销进行表面淬火，淬火层深度为 1～1.5mm。销经热处理后，其表面硬度为 58～65HRC，内部硬度为 28～40HRC。

活塞销的毛坯普遍采用冷挤压工艺制造，这种工艺具有节省金属、提高劳动生产率、降低成本、机械性能好等优点。

为了既保证销和销座、连杆衬套的装配间隙，又不过高地提高制造精度，可按销外径尺寸和活塞销孔尺寸进行分组，即采用分组装配。

3.4.1.3 活塞环

1）活塞环的作用

活塞环分为气环（密封环）和油环（刮油环）两类。气环的主要作用是密封和散热，图 3-4-11 示出气体流过各道气环后压力的变化情况。由图可看出，经过第 1 和第 2 道气环密封后，气体压力已经大为下降，实现了良好的密封。气环的散热作用是把活塞顶吸收的热量传给气缸。活塞顶部大约 70%～80%的热量是经活塞环组传出去的，其中第 1 道环传出的热量占环组总散热量的 50%。油环的主要作用是使气缸壁上的润滑油分布均匀，避免多余的机油窜入燃烧室内燃烧，产生积炭和增加机油消耗，以降低排放量。

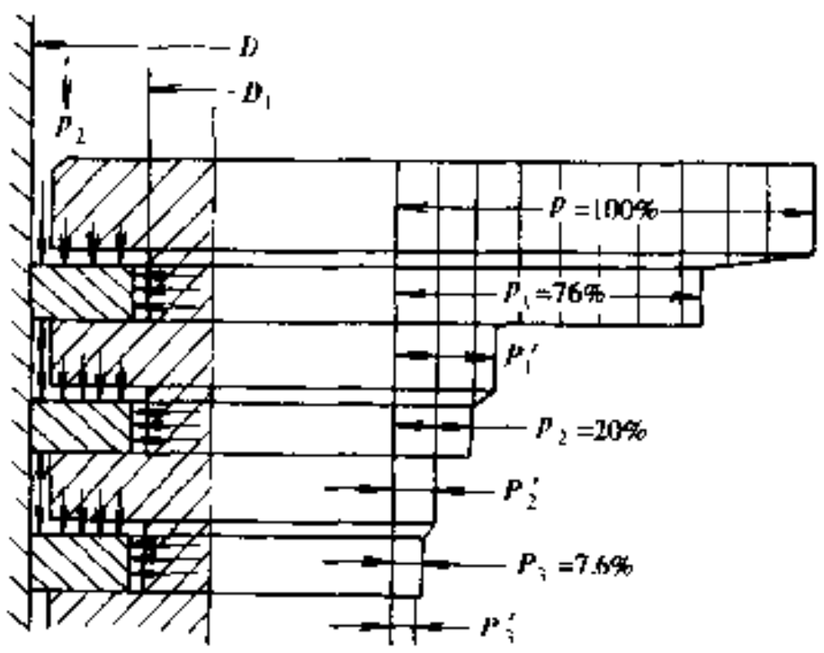


图 3-4-11 气体流过各道气环后压力的变化

2）工作条件及设计要求

活塞环（尤其是气环）不仅在应力状态下承受高温、高压气体的作用，而且在气缸中作高速往复滑动，活塞环的设

汽车论坛 http://www.qclt.com

计要求如下：

（1）有适当的弹力，以利于密封；

（2）有较高的机械强度，热稳定性好；

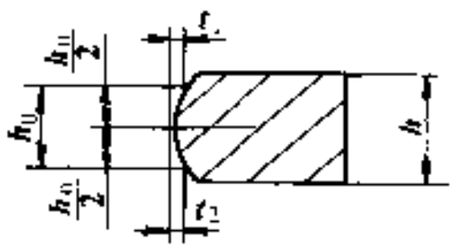
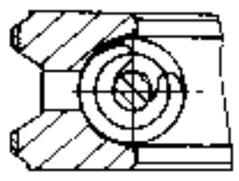
（3）易磨合且有足够的耐磨性和抗结胶能力；

（4）有良好的控油能力；

3）断面形状及结构特点

活塞环的断面形状应满足活塞环的设计要求，表 3-4-5 为几种主要的活塞环断面形状及结构特点。

表 3-4-5 活塞环断面形状及结构特点

简 图	名 称	说 明
	桶面环	现代高强度发动机第一道气环普遍采用桶面环。其优点是：润滑良好，避免了棱缘负荷，密封性能好，磨合性好。桶面度和测量高度参见表 3-4-6
	梯形环	两个侧面都是锥面的气环，在机油容易产生结胶的情况下采用。由于它是楔形的，活塞环的任何径向运动将引起环的侧隙发生变化，因此将燃烧沉积物造成的影响减至最低限度
	锥面环	锥角一般在 1°～2°之间，与反扭曲环相结合，具有更好的密封性和控油能力
	正扭曲环	在断面的上内侧或下外侧切口，借弹性内力作用使断面扭转成蝶形，称为正扭曲。由于与缸壁和环槽都有线接触，具有密封性好的优点
	反扭曲环	在断面的下内侧或上外侧倒角，使环扭转成盖子形，称为反扭曲。其优点同正扭曲环，但防窜油能力差些，因此与锥面环结合使用
	鼻型环	鼻型环也发生正扭曲，但它的扭曲环作用来源于本身弹力及气压力的作用。鼻型环刮油能力很好，但密封性差，不用作上气环
	弹簧胀圈铸铁组合油环	多用于柴油机，在环背装螺旋弹簧胀圈，面压为 0.8～1.2MPa；胀圈的工作能力不受环槽深浅和活塞的侧摆影响；环圆弧内表面和胀圈有相对运动，环开口部与胀圈相接触部分易磨损

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

简 图	名 称	说 明
	钢片组合油环	在汽油机中广泛使用。由两个刮片和一个具有径向、轴向弹力的胀圈组成。其优点是：比压高，分布均匀；柔性好，上、下两片可单独运动，对缸孔失圆、活塞摆动的适应性好；刮油性优于铸铁组合油环；回油路大，可防止结胶积炭；质量小

表 3-4-6 桶面度和测量高度值（mm）

环高 h	测量高度 h_0	桶面度 t_1	桶面度 t_2	环高 h	测量高度 h_0	桶面度 t_1	桶面度 t_2
1.5	0.8	0.003～0.012	0.003～0.012	3	2	0.005～0.016	0.005～0.016
2	1.2			3.5	2.4		
2.5	1.6			4	2.8		
				4.5	3.2		

4）弹力及应力计算

活塞环的结构参数如图 3-4-12 所示。

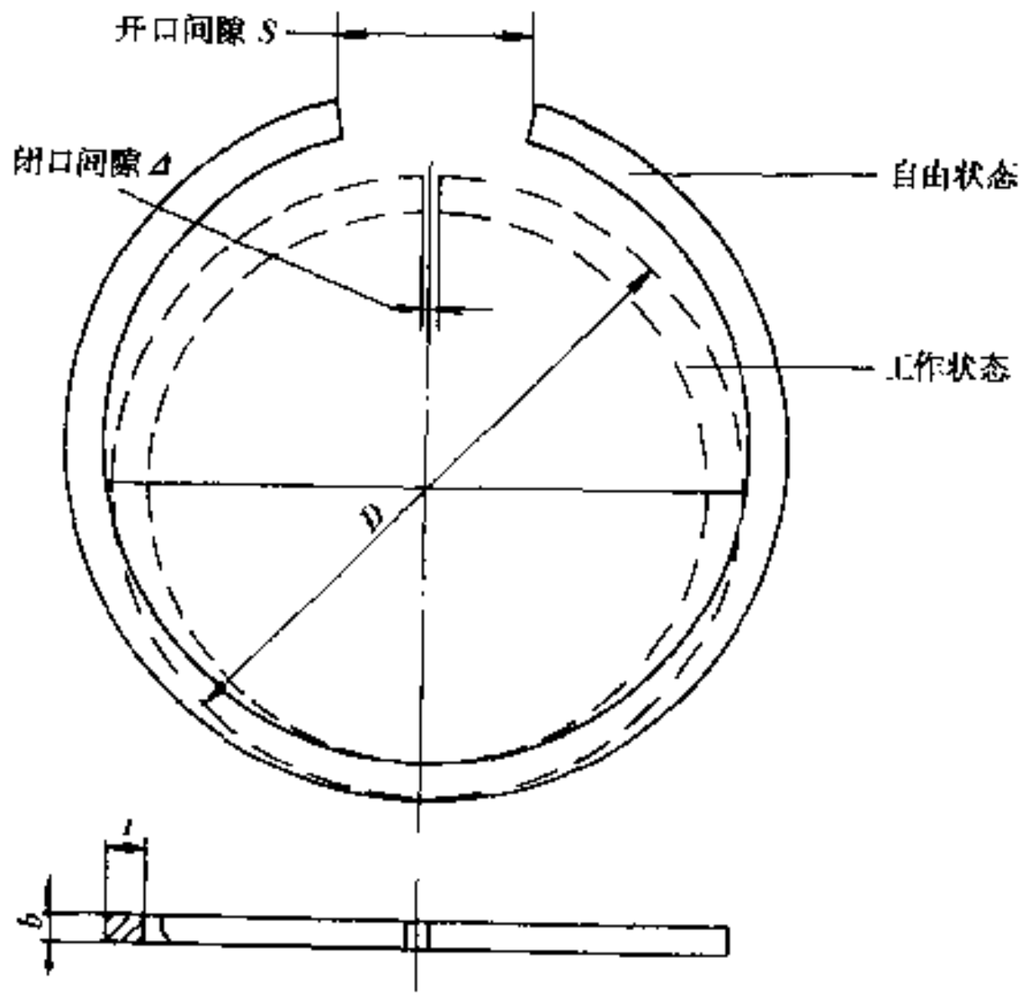


图 3-4-12 活塞环结构参数简图

（1）环周平均压力 p（比压）

现代发动机气环的比压由其内应力产生，其数值为 0.12～0.2MPa。铸铁组合油环比压的确定参见图 3-4-13。四冲程汽油机普遍采用高点环，压力分布如图3-4-14a)所示；二冲程汽油机活塞环压力分布如图 3-4-14b）所示。环周平均压力 p 的计算公式为：

$$p = 0.141ES/\left[D\left(D/t-1\right)^3\right] \tag{3-4-13}$$

式中：E——材料弹性模量，N/mm^2；

S——自由开口，mm；

汽车论坛 http://www.qclt.com

t——环的径向厚度，mm；

D——气缸直径，mm

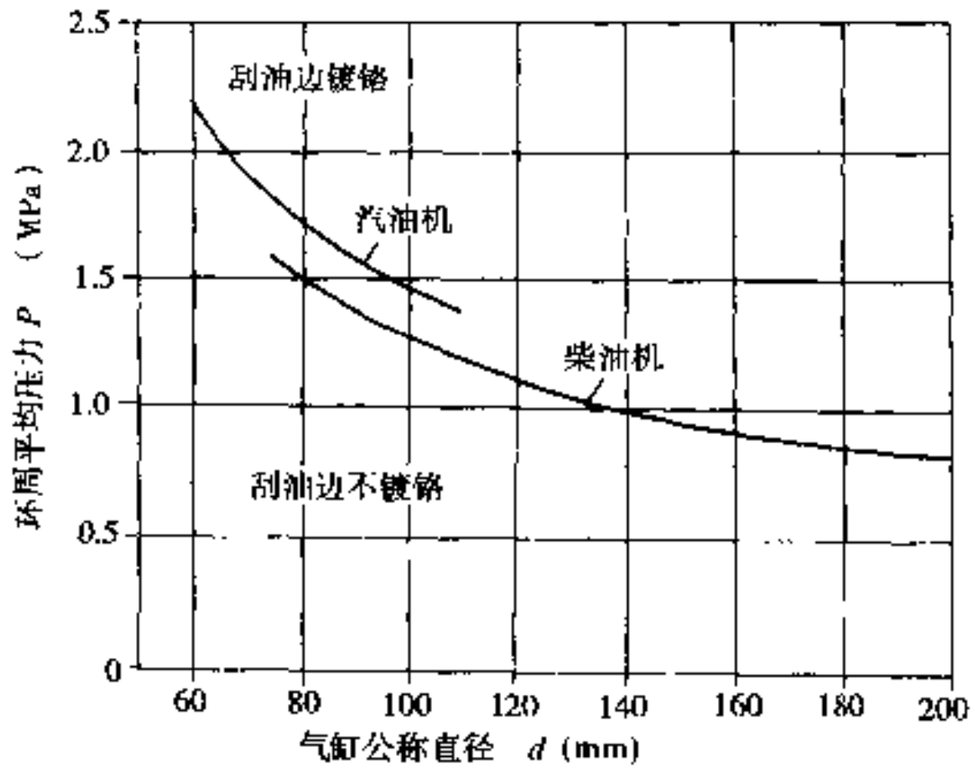


图 3-4-13 铸铁组合油环的比压确定

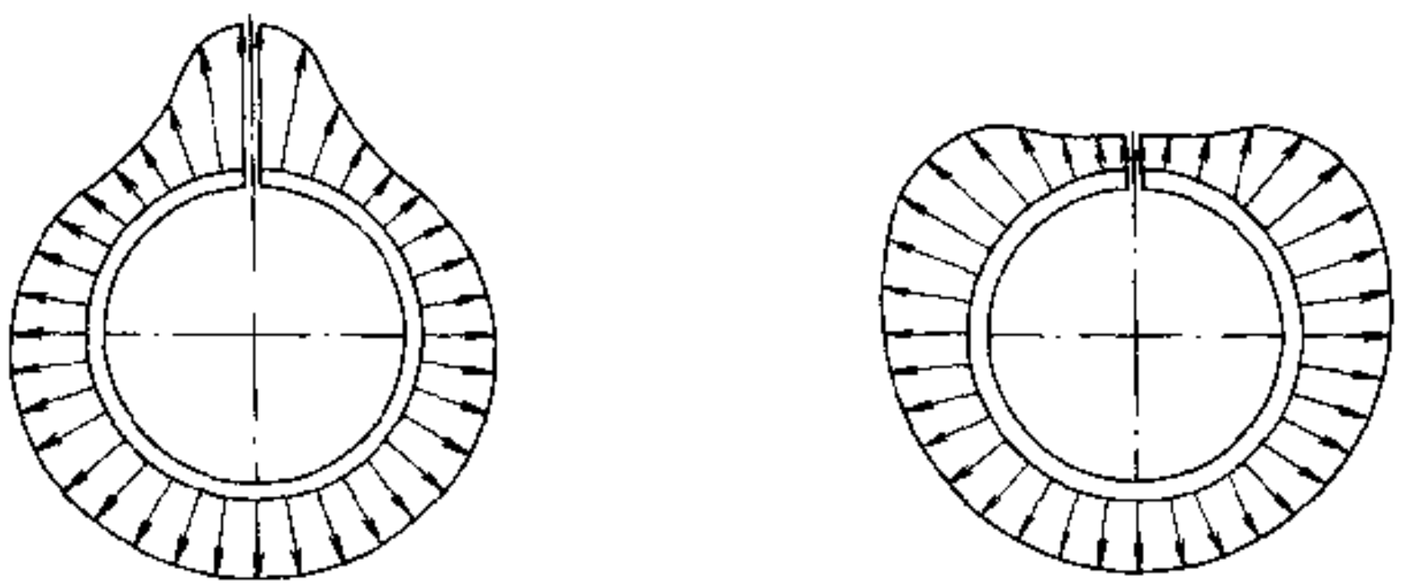


图 3-4-14 活塞环径向压力分布曲线

a)四冲程汽油机活塞环压力分布；b)两冲程汽油机活塞环压力分布

(2) 弹力

测量活塞环的弹力有三种方法（见图 3-4-15）。

切向弹力 F_t 为使环开口端隙为闭口间隙 Δ 时，施加在环开口端外圆切线方向的力；径向弹力 F_d 为使

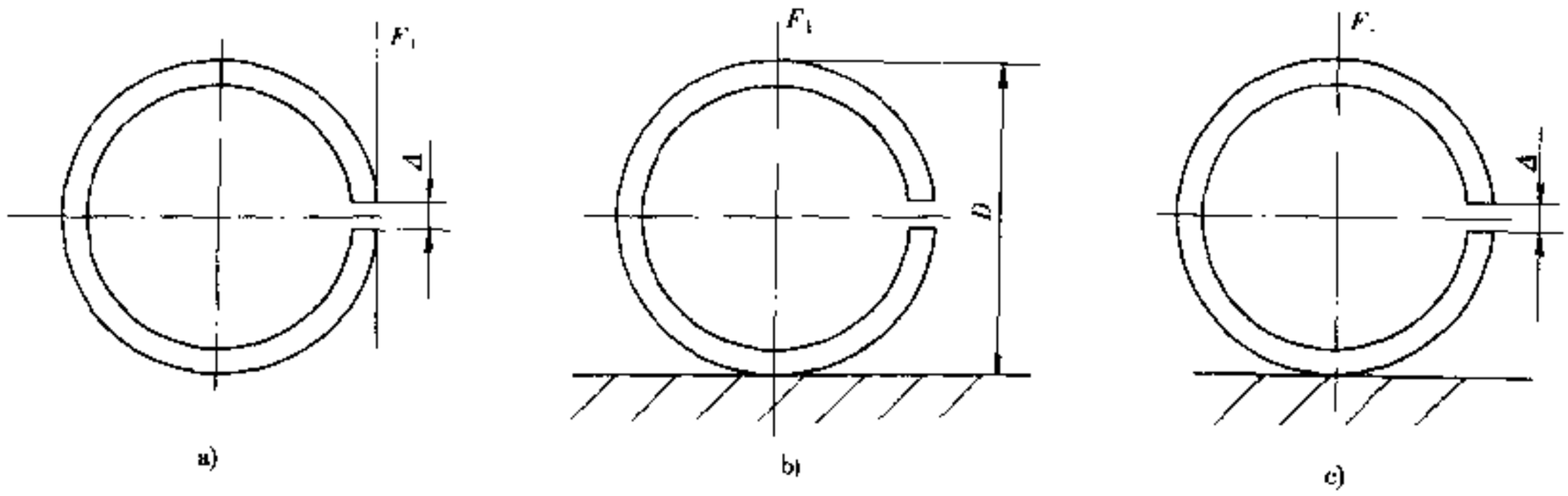


图 3-4-15 活塞环弹力测量

a)切向弹力 F_t 测量；b)径向弹力 F_d 测量；c)径向弹力 F_r 测量

汽车论坛 http://www.qclt.com

垂直于环开口端中心线的直径为环直径 D 时，施加在此直径方向的力；径向弹力 F_r 为使环开口端间隙为闭口间隙 Δ 时，施加在垂直于开口端中心线的直径方向上的力。三种弹力与比压的关系为：

$$p = 200F_t/hD = 76F_r/hD = 87.4F_d/hD \tag{3-4-14}$$

(3) 活塞环的最大工作应力 σ_{max} 和套装应力 σ'_{max}

$$\sigma_{max} = 0.425ES/[t(D/t-1)^2] \quad (\text{MPa}) \tag{3-4-15}$$

$$\sigma'_{max} = 0.425E(3t-S)/[t(D/t-1)^2] = 3.4E/(D/t-1)^2 - \sigma_{max} \quad (\text{MPa}) \tag{3-4-16}$$

5) 结构参数的确定

(1) 自由开口间隙 S：

S 值过小，套装应力加大，安装时环易折断；S 值过大，工作应力加大，工作时易折断。对于灰铸铁，S/D 在 0.13～0.14，球墨铸铁 S/D 在 0.08～0.10。

(2) 径向厚度 t

在选定活塞环比压之后，根据环材料所允许的最大工作应力和套装应力确定径向厚度。一般上气环的 D/t 为 20～22，中气环 D/t 为 22～25。

(3) 轴向高度 h

从活塞组结构紧凑及降低活塞压缩高度和质量考虑，应尽量降低环的轴向高度。另外，减小轴向高度还有利于环初期磨合，提高密封性能，提高抗拉缸性能。一般轿车发动机铸铁活塞环轴向高度 h 为 1.2～1.5mm。钢质活塞环轴向高度可降到 1mm。

(4) 闭口间隙

闭口间隙越小，密封作用越好。最小的间隙应以运转时环开口端面互不相碰且有适当余隙为宜。中气环的闭口间隙应略大于上气环的。

6) 材料及表面处理

活塞环的材料应具备适当的强度、耐磨性、耐蚀性、导热性、磨合性等特性。常用材料有灰铸铁、球墨铸铁以及钢。表 3-4-7 列出了几种活塞环材料及其特性。

表 3-4-7 几种活塞环材料及其特性

材料名称	平均弹性模量 (N/mm^2)	抗弯强度 (N/mm^2)	硬度 (HRB)	材料名称	平均弹性模量 (N/mm^2)	抗弯强度 (N/mm^2)	硬度 (HRC)
热处理灰铸铁	115 000	> 450	> 106	不热处理球墨铸铁	160 000	> 1300	–
不热处理灰铸铁	100 000	> 350	> 95	钢	200000		38～40
热处理球墨铸铁	150 000		> 95				

为了改善活塞环的初期磨合性和提高耐蚀性、耐磨性、抗拉缸性，以及防锈，需要对活塞环进行表面处理。表面处理的种类很多，按作用可归纳为两大类。第 1 类是在环的外圆表面增加以延长使用寿命和提高抗拉缸能力为目的的耐磨镀层，如镀铬、喷钼及钢质环氮化处理等。镀铬和喷钼虽然都能大幅度地提高环的耐磨性，但喷钼对空气的质量要求更高，在空气质量不好的地区应尽量使用镀铬环；第 2 类是以提高初期磨合性能，以及防锈为目的的表面处理，如磷化、氧化及镀锡等。

3.4.2 连杆

连杆的结构如图 3-4-16 所示，通常由非调制碳素钢、铬钢、铬钼钢锻造而成。近几年来，为了降低油耗，实现高速化，开始采用钛合金、铝合金锻造及粉末合金烧结的连杆。

发动机工作时，连杆小头通过活塞销的连接，与活塞一起作往复直线运动；连杆大头与曲轴的连杆轴颈相配，和曲轴一起旋转；连杆的其余部分则作复杂的平面运动。同时活塞上的力经过连杆传给曲轴。

1) 结构设计

设计连杆时，必须保证连杆具有足够的结构刚度和疲劳强度。也就是说，在力的作用下，杆身应该不

汽车论坛 http://www.qclt.com

致被显著压弯；连杆大、小头孔应不致显著失圆，同时长期工作后不致疲劳破坏。

(1) 连杆比 λ

连杆长度 l（指大小头孔中心距）是发动机总布置设计的一个重要结构参数，通常用连杆比 $\lambda = r/l$（r 为曲柄半径）来表示，λ 的常用范围为 1/3.2～1/4。λ 值减小，连杆加长，二级往复惯性力和活塞侧压力都可减小。但实际上由于连杆的长度加长时，质量也随着增大，而连杆质量对往复惯性力的影响甚至可能比长度 l 的影响还要更大些。此外，当采用长连杆时，内燃机总体高度和质量都要增加，这是很不利的。所以，在现代高速内燃机的设计实践中，一般都是尽量压缩连杆长度 l，采用较大的 λ 值。

(2) 连杆小头

连杆小头多采用薄壁圆环形结构，这种结构形状简单、制造方便、受力时应力分布较均匀。连杆小头与活塞销配合方式分为全浮式和半浮式。全浮式结构的，活塞销在活塞销座和连杆小头中都能自由转动。为了减摩，需要在连杆小头压入青铜衬套；半浮式结构的，活塞销与连杆小头是过盈配合，活塞销固定于连杆小头之中，连杆工作时纵向歪斜较小。

(3) 连杆杆身

连杆杆身一般采用工字形截面，见图 3-4-17。杆身截面高度 H 一般是截面宽度 B 的 1.5～1.8 倍，而宽度 B 大约等于（0.26～0.3）D（D 为气缸直径）。为使杆身能与小头和大头圆滑过渡，有些杆身截面是由上向下逐渐加大的。杆身的最小截面面积与活塞面积之比，对钢连杆来说大约在 1/25～1/30 之间。

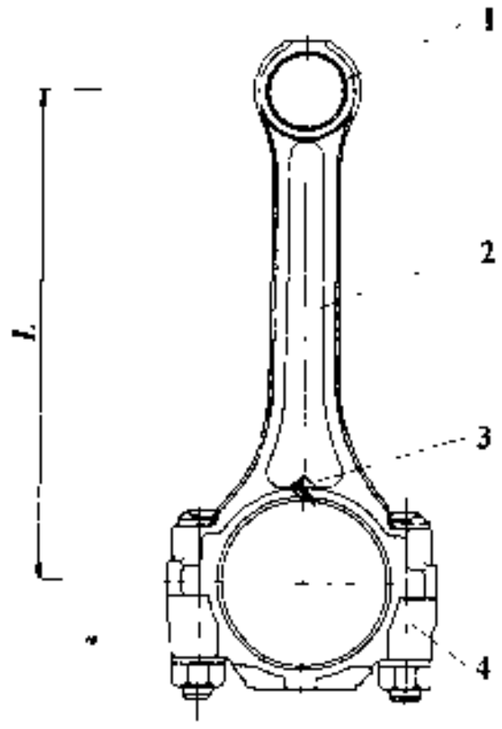


图 3-4-16 连杆结构图
1-连杆小头；2-连杆杆身；3-喷油孔；4-连杆大头；L-连杆长度

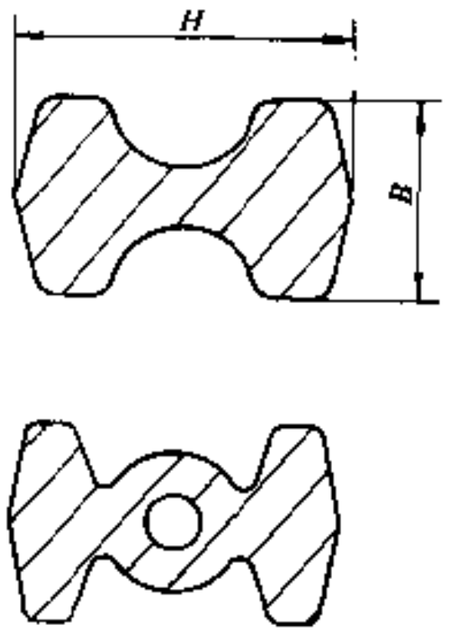


图 3-4-17 连杆杆身截面

(4) 连杆大头

连杆大头孔的直径取决于曲轴连杆轴颈的直径。大头必须具有足够的刚度，否则，易导致抱轴、烧瓦、连杆螺栓断裂等故障。杆身和大头之间应平滑过渡，尽量减小连杆螺栓之间的跨度。为了减小螺栓的跨度，通常在螺栓孔和大头孔之间留出约 1.0～1.5mm 的壁厚，而螺栓孔外侧的壁厚应较厚，一般不小于 2mm。斜切口连杆现已不常用。

2) 强度校核

目前，对连杆进行有限元计算已成为在设计阶段验证其强度和刚度的一种常用手段。在进行有限元计算时，可以根据连杆的工作及受力状况，将连杆简化为已知外载的力学模型（图 3-4-18）。计算载荷就是连杆的最大拉伸载荷 P_j 和压缩载荷 P_c。

$$P_j = -(m_h + m_l)\omega^2 R(1+\lambda) \tag{3-4-17}$$

$$P_c = p_z F_h + P_j \tag{3-4-18}$$

式中：p_z——缸内最高燃烧压力；

汽车论坛 http://www.qclt.com

F_h——活塞面积；

m_h——活塞组质量；

m_L——计算截面以上部分连杆质量。

因为发动机工作时连杆各个部位的具体载荷其实是不同的，为了反映出连杆各部位应力的真实情况，应在不同部位加上该处的实际载荷，然后再根据该部位的应变量和材料的弹性模量 E 计算出应力，再校核强度。

3）连杆螺栓

连杆螺栓是发动机主要连接件之一，它承受着轴向交变载荷。连杆螺栓和螺母联接过松或过紧，均可能导致自身的断裂，因此要求连杆螺栓有足够的疲劳强度和防松性能。

（1）连杆螺栓的强度验算

连杆螺栓在拧紧状态下，必须保证连杆大头和大头盖的对口表面之间相互压紧，以免运转过程中两对口面相互敲击，并使连杆大头孔和连杆轴瓦呈过盈配合，此时螺栓所承受的力 P_1 称为螺栓预紧力。图 3-4-19 表示出了在拧紧螺栓的过程中，螺栓和连杆大头被紧固部分受力与变形的关系。发动机工作时，连杆螺栓还承受往复性质量 m_1 在上止点位置时的惯性力与连杆回转部分的质量（扣除大头盖的质量不计）m'_2 的惯性力之和 P'。如果每个连杆上的螺栓数目是 i，则每个螺栓所受的惯性力 $P = P'/i$。在 P 的作用下，螺栓将进一步沿线段 EF 被拉长，压在连杆大头的力将卸载，直到系统达到一个新的力平衡状态，如图中的点 F 所示。在这一状态下，螺栓一面受惯性力 P 的作用，一面使轴瓦仍然被过盈力 P_W 压紧在连杆大头中，除此之外还能保持连杆大头和连杆盖之间的互相压紧，此压紧力在图中用 P_Y 表示。因此在状态 F 时连杆螺栓所受到的总拉力 $P_{Lmax} = P + P_W + P_Y$。应该注意，在任意时刻都必须使对口面压紧力 P_Y 大于零。

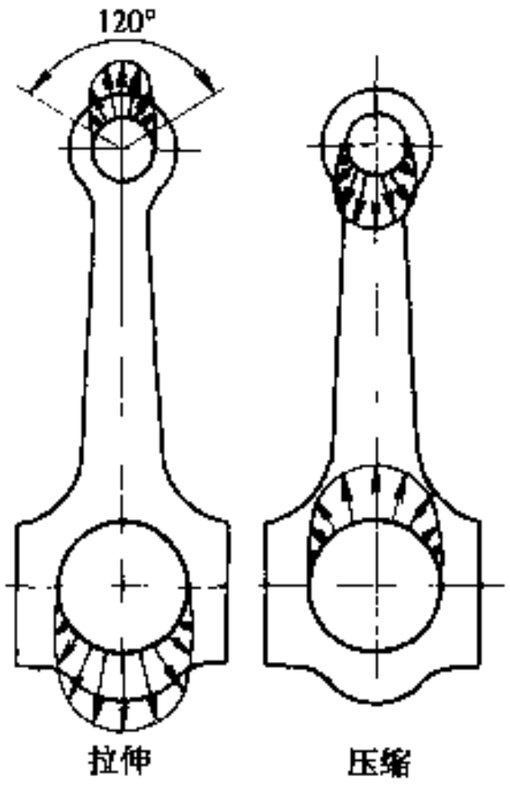


图 3-4-18 简化的连杆力学模型

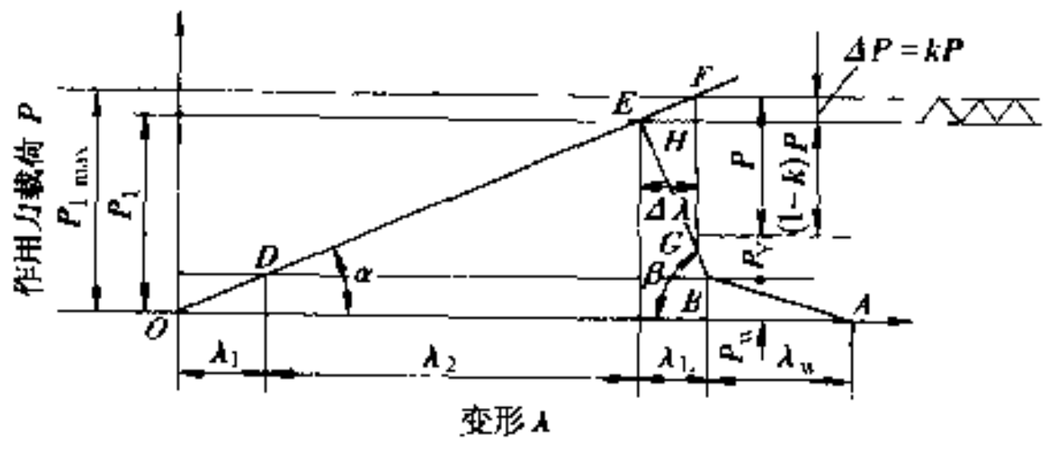


图 3-4-19 连杆螺栓力—变形图

在发动机运转过程中作用在连杆螺栓上的拉伸力就反复地在 P_L 和 P_{Lmax} 之间变化，拉伸力变化的振幅是 $\Delta P = kP$（k 是基本载荷系数，根据实测资料，k 在 0.20～0.25 范围内）。通常每个螺栓的预紧力取 $P_L = P_W + (2 \sim 2.5)P$，每个螺栓的最大拉力 $P_{Lmax} = P_L + kP$。因此螺栓最小截面处的极限应力应为：

$$\sigma_{max} = P_{Lmax}/F_1 < [\sigma_s] \quad (MPa) \tag{3-4-19}$$

式中：F_1——最小截面面积 mm^2；

$[\sigma_s] = \sigma_s/n$， MPa；

n——安全系数。

一般螺栓材料屈服极限 σ_s 在 800MPa 以上，安全系数取 1.5～2。

（2）连杆螺栓材料

连杆螺栓一般用 35CrMo、40Cr、42Mn2V、40MnB 等中碳合金钢制造，调制处理后的硬度为 29～39HRC。

3.4.3 曲轴

几乎都采用全支承方式，并且绝大部分是整体式，只有极少数柴油机采用组合式。大致结构如图 3-4-20 所示，曲柄臂和连杆轴颈、主轴颈由圆角连接。通常在前端设有驱动附件、凸轮轴的轴颈，在后端设有输出法兰。曲轴内设有主轴颈通向连杆轴颈的供油孔。

汽车论坛 http://www.qclt.com

曲轴在低转速时主要受到燃烧压力的作用，在高转速时主要受到惯性力和弯曲振动、扭转振动合成的附加力的作用。振动引起的附加力的精确计算非常复杂，所以常和实测并用。

1）结构设计

曲轴主要尺寸（图 3-4-21）的确定参见表 3-4-8，设计时还应参考同类发动机中的近期先进产品，作一些具体的比较分析，尤其是活塞的单位面积上的最大气体压力 P_z 和最大往复惯性力 P_j。表 3-4-9 列出了国内外一些发动机曲轴参数。

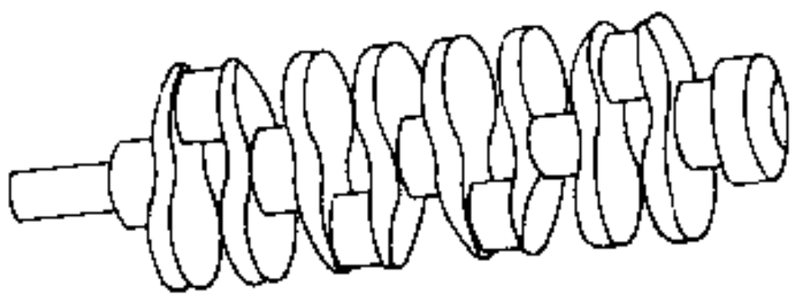


图 3-4-20 曲轴结构图

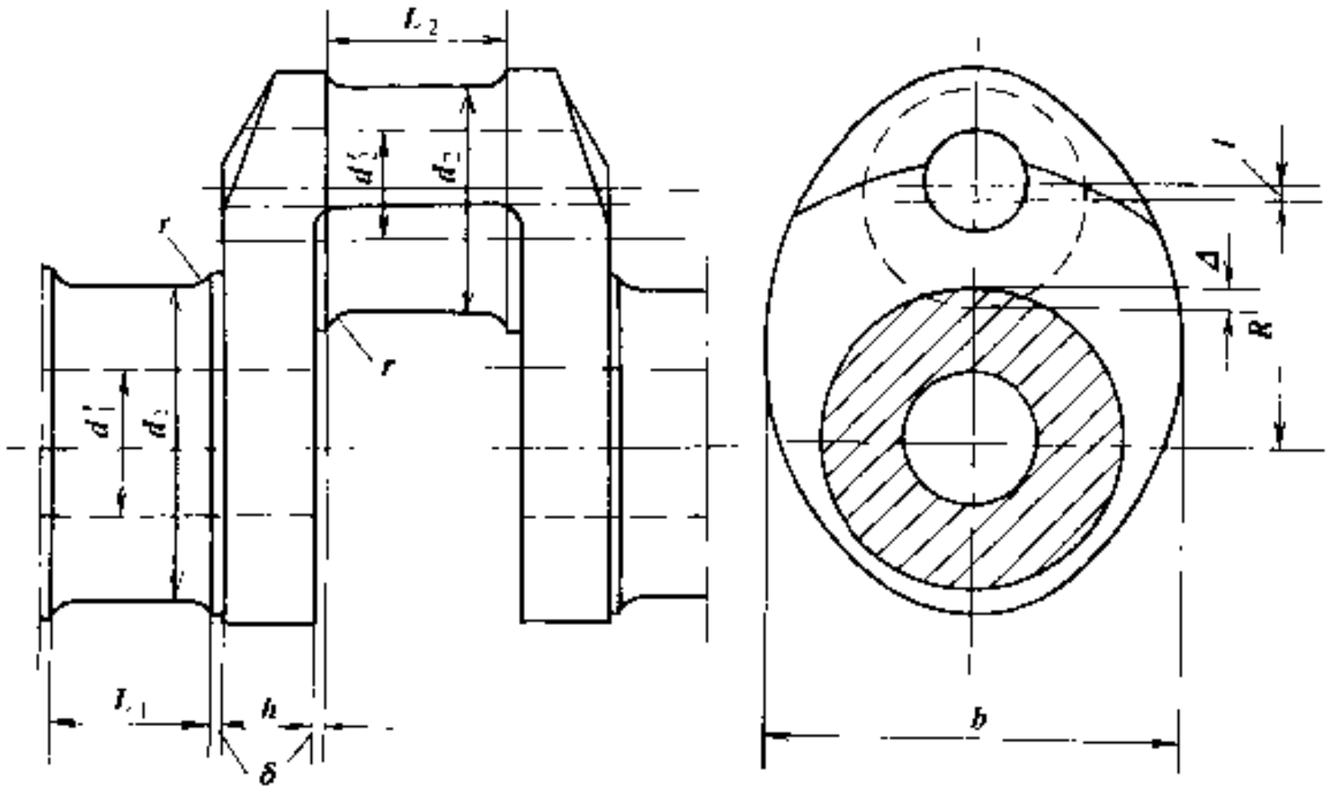


图 3-4-21 曲拐主要尺寸

具体选择曲轴的主要尺寸时必须考虑到以下几点。

①非增压直列式发动机应先根据气缸的设计（无缸套、干缸套或湿缸套、水冷或风冷）确定气缸轴距 L_0，然后将 L_0 合理分配给曲轴各段，一般不会在曲轴强度和承载能力方面发生困难，而且还不需要采用斜切口连杆；增压发动机和 V 型发动机，则往往要由曲轴长度决定其气缸轴距。

表 3-4-8 曲轴各主要相对尺寸（与缸径 D 的比值）

发动机种类		主轴颈		连杆轴颈		曲柄臂		轴颈过渡圆角 r/D
		直径 d_1/D	长度 L_1/D	直径 d_2/D	长度 L_2/D	厚度 h/D	宽度 b/D	
汽油机	直列	0.65～0.75	0.35～0.45	0.60～0.65	0.35～0.45	0.20～0.25	0.80～1.25	0.045
	V 型	0.65～0.80	0.30～0.35	0.55～0.62	0.45～0.60	0.18～0.22	0.18～1.15	0.045
直列柴油机		0.67～0.80	0.40～0.45	0.60～0.70	0.35～0.45	0.24～0.27	1.05～1.30	0.045

表 3-4-9 国内外部分发动机曲轴参数

型号	CA488	CA6102	CA6110	Cummins 6BT	6HE1－TC	Cummins C 系列	BFM1013 EC
$D \times S$（mm）	87.5×92	101.6×114.3	110×125	102×120	110×125	114×135	108×30
L_0/D	1.097	1.156	1.23	1.23	1.5	1.20	1.22
P_e/n [kW/（r/min）]	65/4800	99/3000	117/2900	131/250	184/2700	184/2200	174/2500

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

主轴颈	d_1/D	0.685	0.783	0.77	0.81	0.745	0.86	0.787
	L_1/D	0.343	0.374	0.336	0.367	0.345	0.337	0.357
	r/D	滚压	0.03	0.04	0.04	0.045	0.04	滚压
连杆轴径	d_2/D	0.57	0.61	0.64	0.676	0.663	0.67	0.63
	L_2/D	0.297	0.374	0.38	0.382	0.374	0.40	0.378
	r/D	滚压	0.03	0.04	0.04	0.045	0.035	滚压
曲柄臂	h/D	0.24	0.18	0.236	0.193	0.218	0.19	0.63
	b/D	1.12	1.14	1.23	0.98	1.28	1.01	0.258
重叠度 Δ（mm）		9	11.35	15	16	15	19.5	11.5
材料及表面处理		QT600-2	45 轴颈淬火	QT800-2 整体软氮化	40Cr 或 45MnV 圆角淬火	钢 圆角轴颈高频淬火	42CrMoA 氮化或高频淬火	钢 轴颈淬火

注：L_0 气缸轴距；P_e 为额定功率；n 为发动机转速。

②多缸机曲轴各连杆轴颈等长，各主轴颈则不一定都等长。有些四缸机和六缸机的中央主轴颈因离心力载荷较大，做得比其它主轴颈长一些，这时气缸轴距不等，不便在同一生产线上加工同一系列的不同缸数的机体。因此，只要轴承的承载能力允许，仍宜采用等缸距，即中间几个主轴颈长度相等。第1主轴颈和最后一个主轴颈的长度不受缸距的限制，可只根据曲轴首段和尾段的结构需要决定其长度，安装止推轴承的主轴颈要长一些，但主轴颈长度相等便于采用内铣等先进的加工工艺。

③主轴颈直径 d_1 一般都比连杆轴颈直径 d_2 稍大一些，$d_1 = (1.05 \sim 1.25)\ d_2$。

④从滑动轴承形成承压油膜的条件考虑，曲轴长径比 L'/d 以0.4为最佳（L' 为轴承有效宽度），L' 比轴颈的有效承压长度（$L-2r$）略小些，并且 L'/d 不得低于0.3，同时轴承的最大比压应为复合轴承材料的许用值。

⑤曲轴的重叠度 $\Delta = 0.5\ (d_1 + d_2)\ - R$（$R$ 为曲柄半径），如果主轴颈和连杆轴颈不重叠，Δ 值为负值。当 Δ 在 -0.12 左右时，连杆轴颈过渡圆角和主轴颈过渡圆角几乎在曲柄臂两边相互对着，这时应力集中最严重。随着重叠度的加大，应力向曲拐平面两侧转移而峰值减小，对曲轴疲劳强度有利，刚度也提高。不过 Δ 的大小主要决定于发动机的行程缸径比（S/D），因为从减小旋转惯性力、转动惯量、摩擦损失等方面考虑，都要求 d_2 尽可能小些。

⑥曲柄臂的厚度 h 和宽度 b 既可使曲柄臂的名义应力水平降低（曲柄名义断面的抗弯系数 $W = bh^2/h$）又可使应力分布均匀，这两者的综合影响使过渡圆角处的应力峰值下降，其中又以加大 h 的效果更为明显。试验表明，h 提高10%，W 可提高20%。此外，加大 h 还可以提高曲柄的刚度，因此适当加大 h 而缩短主轴颈是合适的，尽量使曲柄臂和连杆轴颈的名义抗弯断面系数相等。V型发动机因连杆轴颈上并列两个连杆，h 相对较小，就要用较大的轴颈重叠度和较大的圆角 r 来弥补。

另外，连接主轴颈和连杆轴颈的凸肩的厚度 δ 只有0.5～1mm，而连杆轴颈和主轴颈至曲柄臂凸肩的过渡圆角对应力集中程度影响最大，加大半径 r 可使应力峰值下降，故 r 至少不得小于 $0.05d_2$ 或2.5mm。

汽车论坛 http://www.qclt.com

⑦采用滑动轴承的发动机，通常是由横贯机体的纵向主油道和分支油道到各主轴承上半部分，再经过曲轴中主轴颈到连杆轴颈的油道供给连杆轴承。在确定主轴颈上油道入口和连杆轴颈上油道出口位置时，既要考虑到有利于供油，又要使油孔对轴颈强度的影响最小，应充分参考轴承负荷图和轴心轨迹图。

曲轴油道布置见图 3-4-22，一般情况下，θ 应在 30°左右，φ 在 40°～70°之间，如果主轴颈上开有通孔，为提高承载能力，下主轴承上就可以不开油槽。此外，油道不能离轴颈过渡圆角太近，油孔直径一般不大于 $0.1d_2$，但最小不得小于 5mm。孔口不得有尖角锐边，而应有不小于 $0.04d_2$ 的圆角。当油道与轴颈倾斜相交时，尤其应注意尖角处理，轴颈表面淬火时应从工艺上避免孔口出现裂纹和油孔内壁淬硬交接区裂纹，以免降低曲轴疲劳强度，造成原始扭转裂纹区。

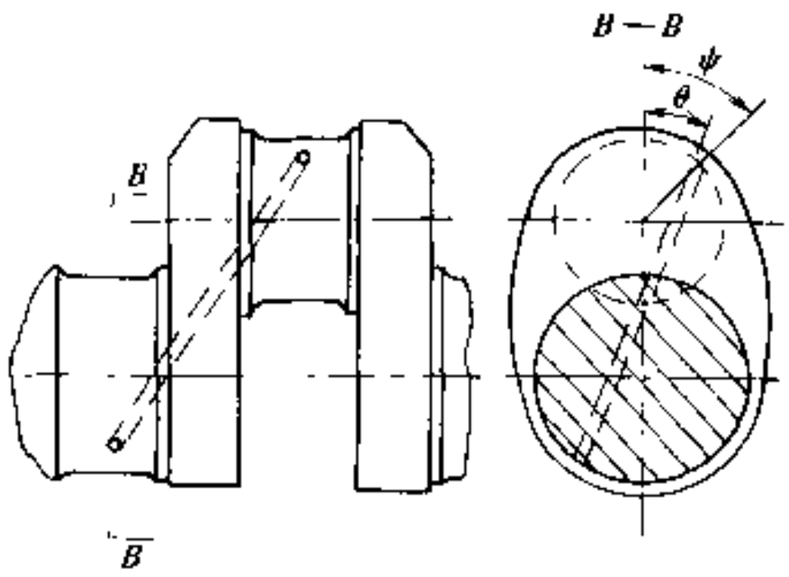


图 3-4-22 曲轴油道布置

⑧平衡块的质心应尽可能远离曲轴旋转轴线，形状多为扇形圆环状，以求用较小的质量达到较大的平衡率。四缸和六缸直列发动机的常规平衡率在 50%～100%范围内。平衡块既可和曲柄臂做成一体，也可以制成单独结构用柔性螺钉紧固在曲柄上。前种结构简单、成本低，但需要照顾到锻造和铸造的分型；后一种方案需要确保连接的可靠性。

⑨空心轴颈和卸载槽：采用空心轴颈，既可以提高曲轴的弯曲强度，又可以减小曲轴的质量和连杆轴颈的离心力，从而降低主轴承的载荷。

挖取卸载槽可使连杆轴颈圆角最大应力降低 10%～20%。所谓卸载槽就是在连杆轴颈下方或主轴颈上方曲柄内挖取一凹槽。

⑩曲轴的首段和尾段设计。曲轴第 1 主轴颈之前的部分是首段，最后一道主轴颈之后是其尾段。首段的扭振振幅大，6 缸以上发动机曲轴首段都装有扭振减振器。此外，发动机的各种辅助装置如机油泵、冷却水泵和风扇等，一般也都由安装在曲轴首段的带轮驱动。由于曲轴首段只受不大的附件传动阻力矩和传动机构中力的作用，尾段要输出发动机总转矩，而且扭振附加应力又是尾段最大，所以尾段直径较首段直径大，尾段长度也应尽量缩短，以确保扭转刚度。

2）曲轴的材料

（1）锻造曲轴

通常采用模锻，有时按照连杆轴颈的排列要求进行热扭来达到要求的立体形状。整体锻造的曲轴内部纤维连续、材料缺陷少、可靠性好，所以广泛被采用。材料一般用碳素钢，如 45，有的加钒，以省去淬火回火工艺。另外，有的高强化发动机采用合金钢，如 35CrMo、42CrMoA、45Mn2 等。

（2）铸造曲轴

容易实现主轴颈和连杆轴颈中空化、轻量化。但是，铸造缺陷和石墨化对轴瓦有不良的影响，所以高功率发动机不常使用。材料一般用球墨铸铁、可锻铸铁、合金铸铁。

3）曲轴的表面强化

由于曲轴的最高应力通常出现在圆角上，导致曲轴的失效通常起源于轴颈的圆角处，因此对圆角进行表面强化可提高曲轴的疲劳强度。通常的表面强化方法有以下几种。

（1）圆角滚压

采用圆角机械滚压来强化曲轴，时间短又稳定，所以广泛被采用。曲轴圆角滚压强化有沉割圆角滚压和过渡圆角滚压两种。滚压形成的表面残余压缩应力能抵消部分工作拉伸应力，使曲轴的疲劳强度大为提高。由于沉割滚压有卸载浅槽，降低了过渡圆角处的应力集中，过渡圆角半径较小，可增大轴颈利用长度，使曲轴结构设计紧凑，因此在轿车发动机中应用较多。

（2）感应淬火

感应淬火使表面层金属发生组织相变，硬度提高，从而提高曲轴的耐磨性和疲劳强度。淬硬层深度通常在 2～5mm，钢轴表面硬度不低于 53HRC。圆角淬火可产生 300～600MPa 表面残余应力，使曲轴疲劳强

汽车论坛 http://www.qclt.com

度提高 30% ~ 100%。

(3) 氮化或气体软氮化

氮化由于时间长、效率低，已很少采用。当前较为广泛应用的有辉光离子氮化和气体软氮化，该方法也适于合金钢轴表面硬化。

表面强化工艺的确定要综合考虑强化效果、成本、生产效率及变形等几个因素，传统习惯与已有基础不可忽视。一般对于球铁曲轴，首选强化工艺是圆角滚压，其次为软氮化；对于锻钢曲轴，首选工艺为圆角感应淬火，其次为圆角滚压。表 3-4-10 列出了不同强化工艺对曲轴弯曲疲劳强度的影响。

表 3-4-10 不同强化工艺对曲轴弯曲疲劳强度的影响

强化方法		圆角滚压	圆角高频淬火	软氮化
疲劳强度增长率（%）	钢	20 ~ 70	30 ~ 120	30 ~ 75
	球铁	50 ~ 70	—	30 ~ 75

4) 曲轴强度计算

随着设计分析技术的进步，传统的分段计算法已让位于连续梁法和有限元分析法。

(1) 连续梁法简介

多缸机曲轴是静不定的多支承空间连续梁，曲轴的应力状态与支座弯矩有关，并受支座弹性和轴承孔不同轴度的影响。因此，用连续梁法计算曲轴的强度较为合理。具体步骤如下：

①单元曲拐的各组成段按等刚度原则换算，简化成阶梯梁，建立计算模型；

②阶梯梁换算成当量直梁；

③曲轴简化成当量连续梁；

④用五弯矩方程式求解当量连续梁的支座弯矩。

(2) 曲轴的有限元分析

应根据不同的分析目的，结合曲轴的结构与受载特点，相应选择适当的计算模型。

a. 二维变厚度模型

二维变厚度模型如图 3-4-23 所示，将曲轴的一个单拐的四分之一切块（或二分之一切块）转化为二维结构，其有限元网格在曲拐平面上划分，用不同厚度的平面三角形单元或四边形单元描述。在应力集中的过渡圆角处，单元划分应密集一些。单元的厚度取为单元各点从曲拐对称平面到曲轴外表面距离的平均值。各个单元因其位置具有不同厚度，并随轴颈表面轮廓的变化而变化。

主要用于曲轴的弯曲应力和应变的分析，在对一些传递转矩不大的小型发动机进行曲轴分析时经常使用。二维变厚度模型可以较准确地分析出承受弯曲载荷的曲拐在曲拐平面上的变形和应力分布，有和三维模型相当的计算精度。但是，它不能得到圆角部分沿圆周方向的应力分布，特别是带空心轴颈的曲轴，其过渡圆角的峰值应力偏离了曲拐平面，这就需要用三维有限元模型来研究。

b. 三维模型

可以较全面地得到曲轴弯曲与扭转的变形和应力状况，并能反映采用空心轴颈后过渡圆角峰值应力偏离曲拐平面的情况和应力沿圆周方向的分布，使用得当可有较高的分析精度。

在计算模型时，根据曲轴结构和受载是否对称，取二分之一或四分之一曲拐作为计算模型(图 3-4-24)。一般采用六面体等参数单元，用垂直于轴颈轴线的平面和通过轴颈轴线的径向辐射平面来划分网格，对过渡圆角等应力集中区域网格应加密。这种模型不仅能承受曲拐平面内的力和弯矩，以及垂直于曲拐平面的力和弯矩，还可承受曲拐之间传递的转矩。

单曲拐三维有限元计算的工况和模型的约束同二维变厚度模型。

汽车论坛 http://www.qclt.com

3.4.4 飞轮

飞轮的主要功能是保证发动机运转均匀，防止怠速和起步时发动机熄火。通常，飞轮的轮缘装有起动齿圈。飞轮的转动惯量可以根据气缸数和排列求出，但起步负荷因车而异，所以应通过使用试验来确定。飞轮的形状和材料通过验算离心力引起的拉伸应力来确定。和曲轴连接处的形状应有一定的刚度，以免增大曲轴的弯曲振动。通常采用铸铁和铸钢材料。连接螺栓通常使用高强度螺栓。在驱动力矩和曲轴扭转振动的作用下，接合面不应相对滑动。

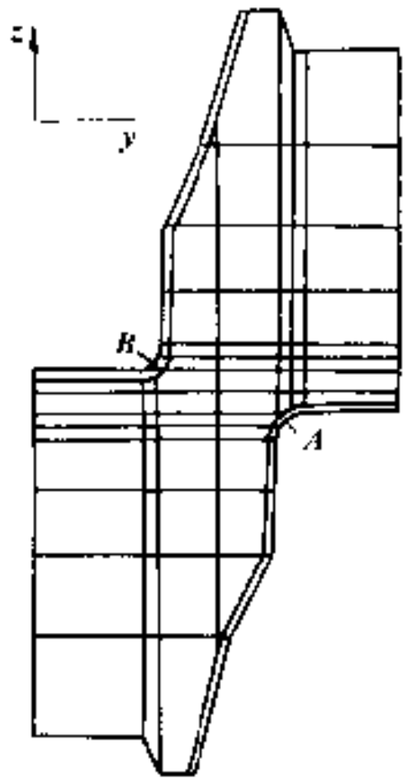


图 3-4-23 二维变厚模型网格图

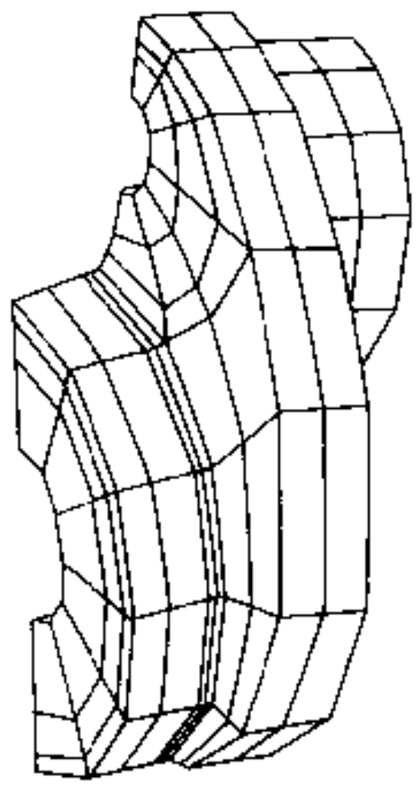


图 3-4-24 中空曲轴三维网格简图

3.4.5 减振机构

1）平衡轴

在曲柄连杆式往复发动机中，活塞等往复惯性力是引起振动的激振力。各种气缸排列发动机的一阶、二阶惯性力、惯性力偶列于表 3-4-11。它们可以通过平衡轴来抵消。二阶以上因绝对值小，通常不予考虑。

发动机除上述激振力以外，还有激振力矩。这是由于连杆摆动、惯性力和燃烧压力通过活塞产生一个翻转发动机的激振力矩引起的。这种激振力矩采用平衡轴等措施一般是不能抵消的，但是作为特例，四冲程四缸发动机的激振力矩主要是二阶成分，所以恰当地选择平衡轴配置有可能减小激振力矩。

表 3-4-11 典型发动机的惯性力、惯性力偶

汽缸配置	点火间隔	惯性力		惯性力偶	
		一阶	二阶	一阶	二阶
直列四缸	180°等间隔	0	4M/λ	0	0
直列六缸	120°等间隔	0	0	0	0
V 型六缸（60°）	120°等间隔	0	0	3ML/2	3ML/2

汽车论坛 http://www.qclt.com

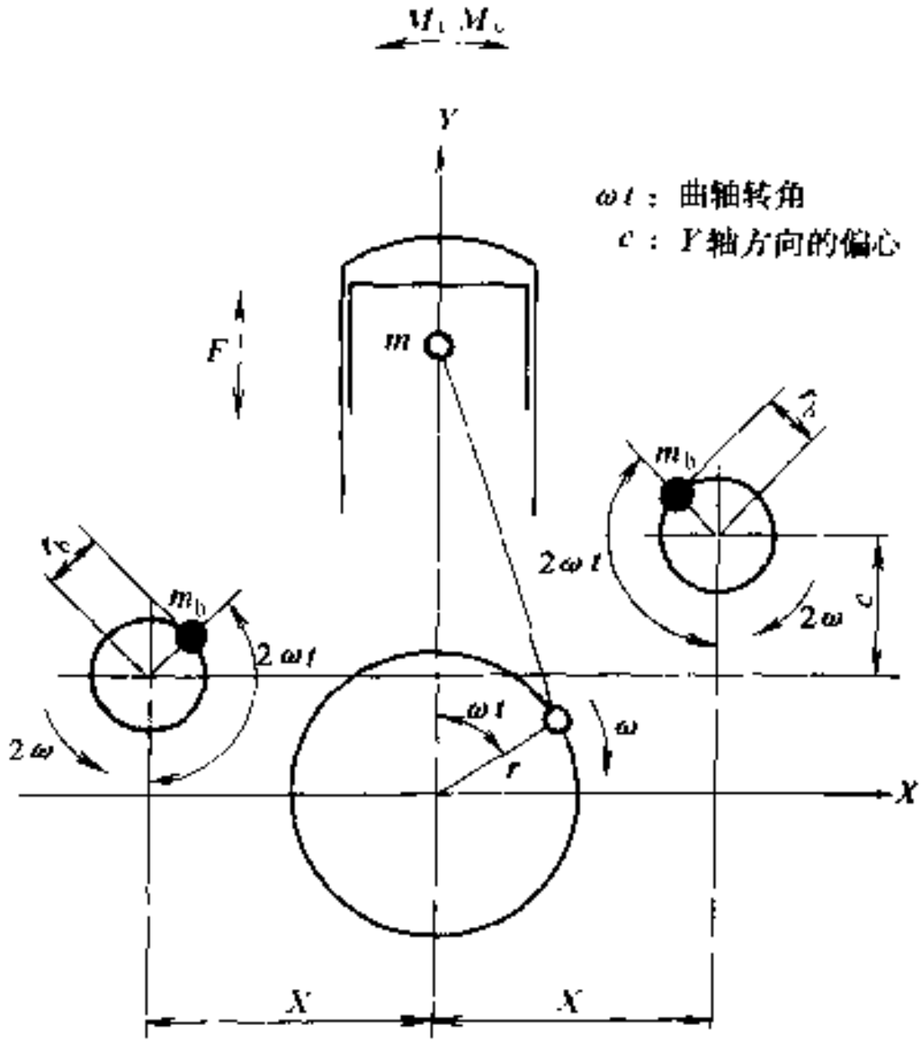


图 3-4-25 四冲程四缸发动机平衡轴配置

$$M = mr\omega^2,\ \lambda = L/r \tag{3-4-20}$$

式中：m——每缸往复质量；

r——曲柄半径；

l——连杆长度；

ω——曲轴旋转角速度；

L——气缸偏心量。

下面以四行程四缸发动机为例，说明减小激振力、激振力矩的实例。如图 3-4-25 所示，配置两根偏心质量为 m_b、偏心量为 r_b 的平衡轴，以曲轴的二倍转速相互逆转。设激振力为 F，惯性力引起的激振力矩为 M_t，燃烧压力引起的激振力矩为 M_r。如果恰当地选择 m_b、r_b 的值，使平衡轴产生的起振力 F_b 和激振力 F 平衡，就能够抵消上下方向的激振力。

由于两根平衡轴上、下偏心配置，使其产生一个反向力矩，正好抵消激振力矩。但是，M_t 的值决定于发动机转速、M_r 的值和 M_t 反相位且随着发动机负荷的变化而变化，所以 M_t 加 M_r 之和反倒减少。从而不能在所有的运转条件下都平衡掉激振力矩，只能在某种负荷条件下通过设定上下偏心量去平衡。图 3-4-26 的例子示出偏心量取 0.7L，在使用频度较高的平坦路面低负荷行驶时，激振力矩达到最低限，这种平衡轴被称为无声轴。

2）带扭振减振器的飞轮

发动机受到燃烧压力和往复惯性力的作用，使曲轴产生转矩变动。这种扭转变动传到驱动系造成变速器轮齿敲击声和驾驶室的催眠声。特别是柴油机燃烧压力高，扭矩变动更大。为了减小传到变速器的转矩变动量，带有扭振减振器的飞轮被实用化。其构造示于图 3-4-27。将飞轮质量分为发动机一侧和变速器一侧，其间插入压缩弹簧和衬垫，变速器一侧的质量作为阻尼来使用。转矩变动被压缩弹簧和衬垫的滞后所吸收。

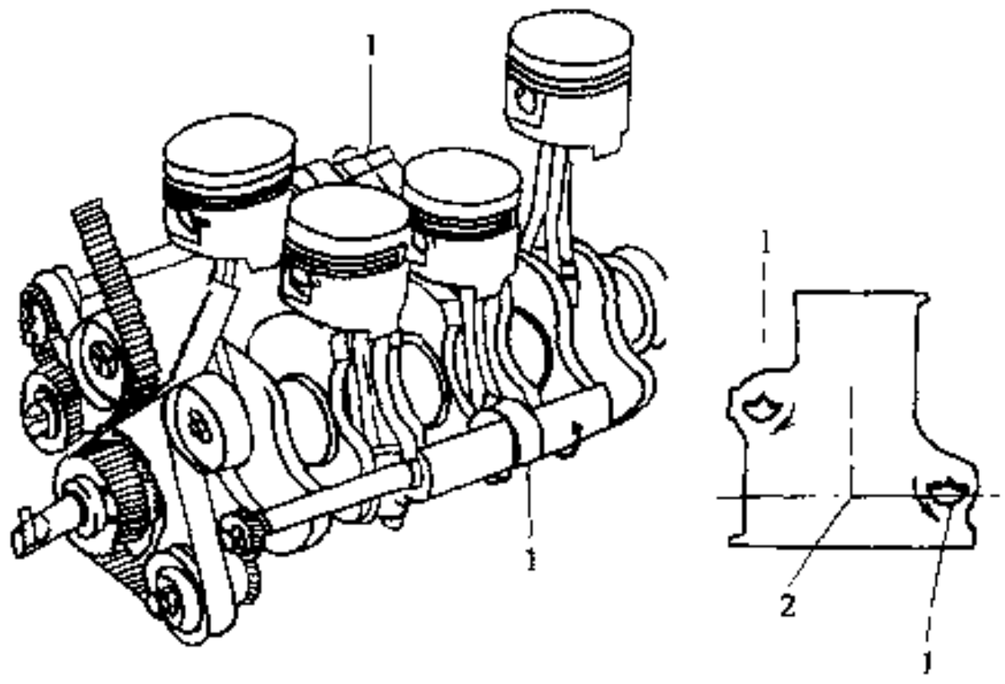


图 3-4-26 无声轴

1-无声轴；2-曲轴中心

要想充分减小转矩变动，必须将飞轮系的扭振固有频率设定在实际转速以下。但是当起动发动机时，曲轴转速和固有频率一旦相同，就会产生过大的转矩，所以本例中装有扭振限制机构，以保护本体。

3）扭振减振器

曲轴系的扭振固有频率的一次乃至多次共振点都可能处在发动机转速范围内，所以曲轴的强度、振动、噪声多成问题。其对策一般都使用扭振减振器。考虑到安装空间，通常将减振器安装在曲轴前端的带轮上。各种减振带轮的实例如图 3-4-28 所示。小型发动机多用单质量型橡胶减振器，在减振能力不足时采用双质量型或粘性减振器。粘性减振器利用硅油的剪切粘弹性，减振能力强，多用于大型高功率柴油机。

（1）双重减振器

不仅曲轴的扭转振动，弯曲振动引起的噪声也构成问题。图 3-4-29 是在扭振减振器外圈质量之外又附加了内圈质量的双重减振器实例，可以同时减小曲轴前端的弯曲振动，对抑制噪声很有效。

汽车论坛 http://www.qclt.com

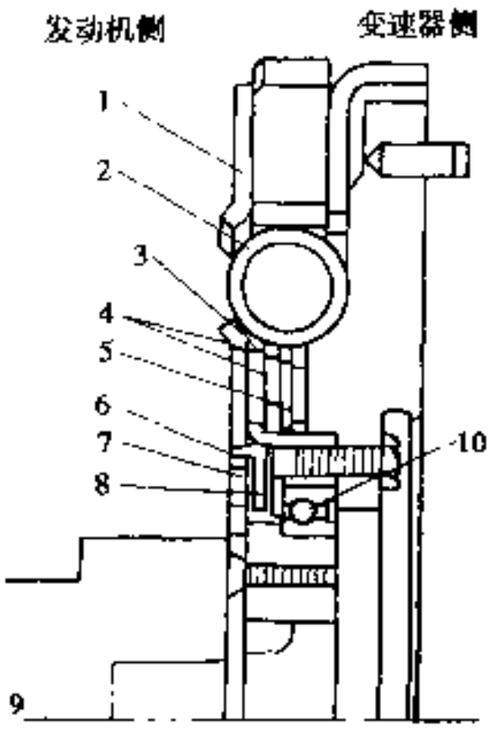


图 3-4-27 带扭振减振器的飞轮

1-传动板;2-压缩弹簧;3-转矩限制机构;4-摩擦材料;5-蝶形弹簧;6-滞后机构;7-锥形弹簧;8-推力衬片;9-曲轴;10-轴承

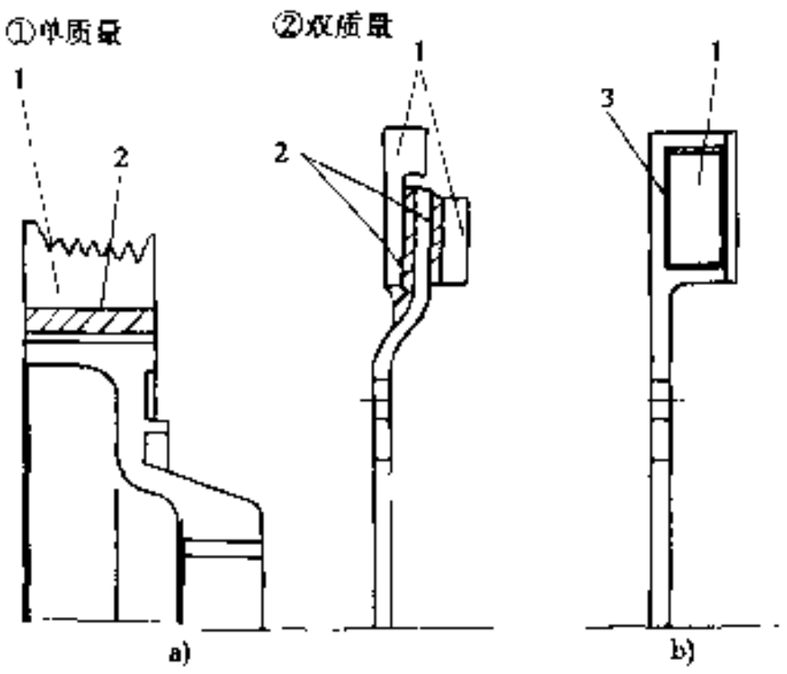


图 3-4-28 各种减振器

a)橡胶减振器;b)粘性减振器

1-惯性质量;2-橡胶;3-硅油

(2) 扭振减振器的设计

采用单质量型橡胶减振器后，曲轴扭振共振分为两个峰值。低速域为一阶波形，高速域为二阶波形。如图 3-4-30 所示，两个峰值的高度随减振器共振频率 Fd 变化而改变，峰值最低时一、二阶的峰值相等，通常将这一点定为 F_d 的最佳值。若将曲轴系的当量振动模型和减振带轮转换为图 3-4-31 所示的二自由度模型，则 F_d 的最佳值 F_d^* 由下式求得。

$$F_d^* = F_d\ (1 + I_d/I_e)$$

I_d/I_e 的值称为质量比，受尺寸的限制，通常设定为 0.1～0.4。质量比过小，共振峰值上升，减振能力下降。同时减振器质量和曲轴的相对扭转角增大，可能超过橡胶的剪切许用应力值而使橡胶破坏。因此，设计上希望尽量取大值。另外，F 值随着橡胶温度的变化而变化，不一定能够得到预定的性能，所以必须充分考虑共振时的发热环境。（撰稿人：王鲁生）

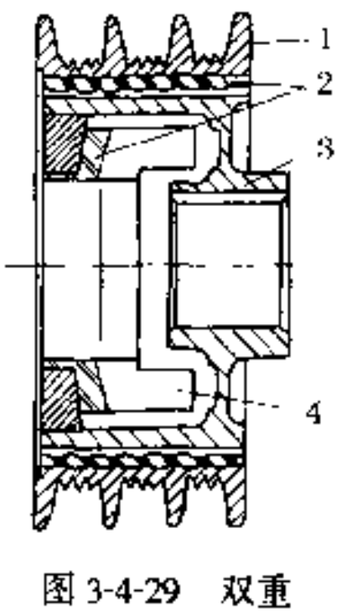


图 3-4-29 双重减振器

1-皮带轮;2-橡胶;3-轮毂;4-附加减振圈

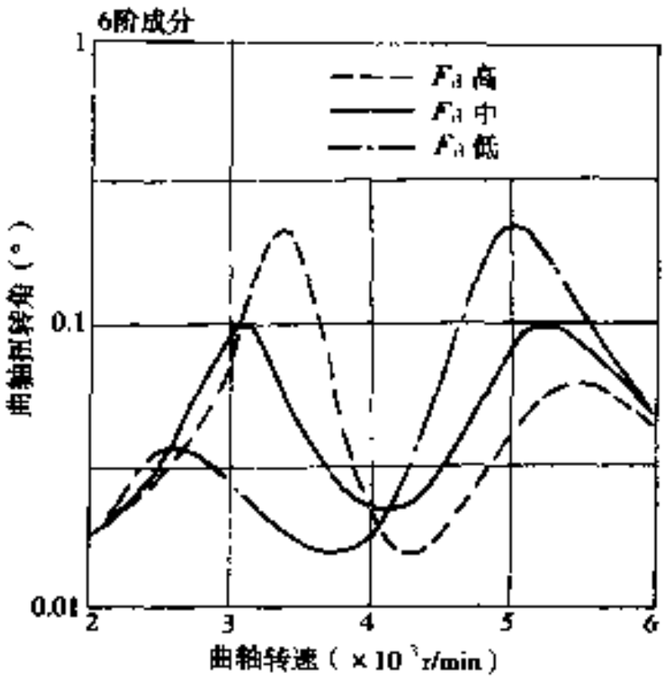


图 3-4-30 F_d 值与扭振振幅

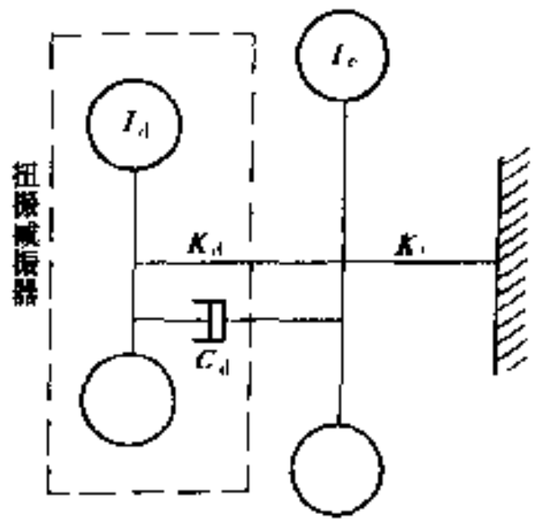


图 3-4-31 二自由度当量振动模型

I_e-曲轴系当量惯性矩；I_d-减振器质量惯性矩；K_e-曲轴系当量扭转弹性常数；K_d-减振器扭转弹性常数；C_d-减振器衰减系数

汽车论坛 http://www.qclt.com

3.5 配 气 机 构

3.5.1 概述

配气机构是控制进、排气门开闭的机构，根据凸轮轴位置和数量的分类见图 3-5-1。配气机构的结构形式、尺寸参数，以及进、排气升程曲线是决定发动机性能的重要因素。表达气门升程曲线特性的诸因素中，气门升程、作用角和配气相位最重要，其值可根据发动机的目标性能（功率、转矩、油耗、排放、怠速稳定性等）来确定。

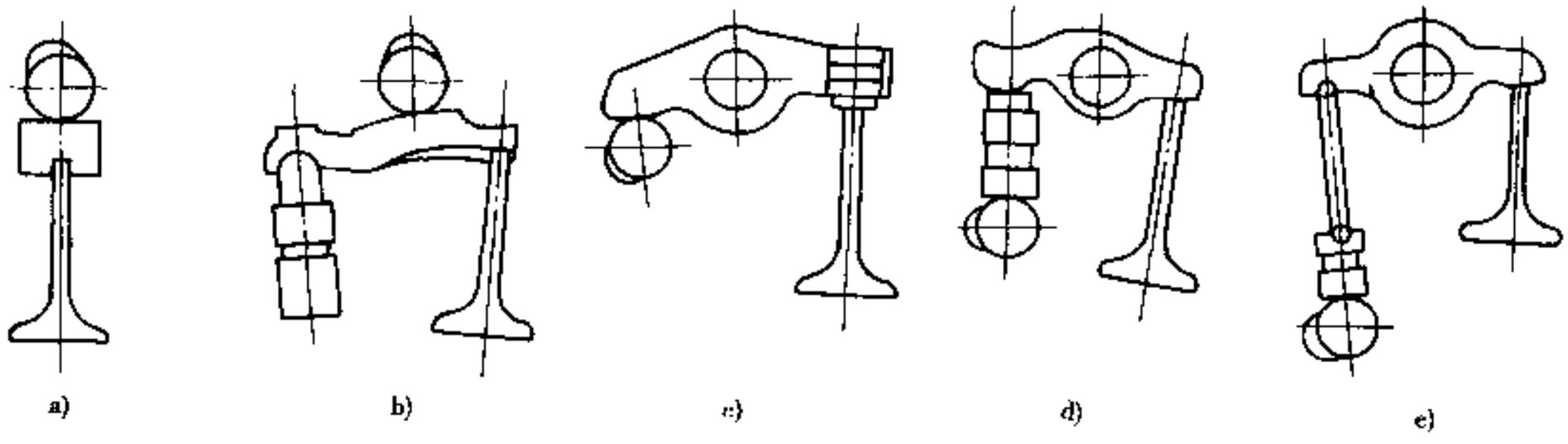


图 3-5-1 常用的气门机构类型

a)直接驱动；b)端部枢轴式摇臂；c)中间枢轴式摇臂；d)凸轮在气缸盖内；e)下置式凸轮轴

3.5.1.1 配气机构的特性

实际应用中，气门升程曲线由凸轮型线通过凸轮、从动件和气门等零件之间的几何关系变换而成。

由于从凸轮到气门之间各零件的刚度不足而引起的变形和质量引起的惯性力的影响，有时会使气门的实际运动偏离设计特性的要求，所以对此必须充分注意。在高速发动机的配气机构设计中，零件的轻量化和高刚度都是极为重要的。

鉴于上述观点，在现代高速高功率发动机上，基本都采用顶置式凸轮轴（OHC）结构，特别是双顶置凸轮轴（DOHC）配气机构，在近年来设计的发动机上已得到广泛的应用。图 3-5-2 示出了摇臂式 OHC 和 DOHC 的零件构成。DOHC 形式可有效地减小往复运动惯性质量，非常适合于高转速多气门，但零件数量多、成本高。

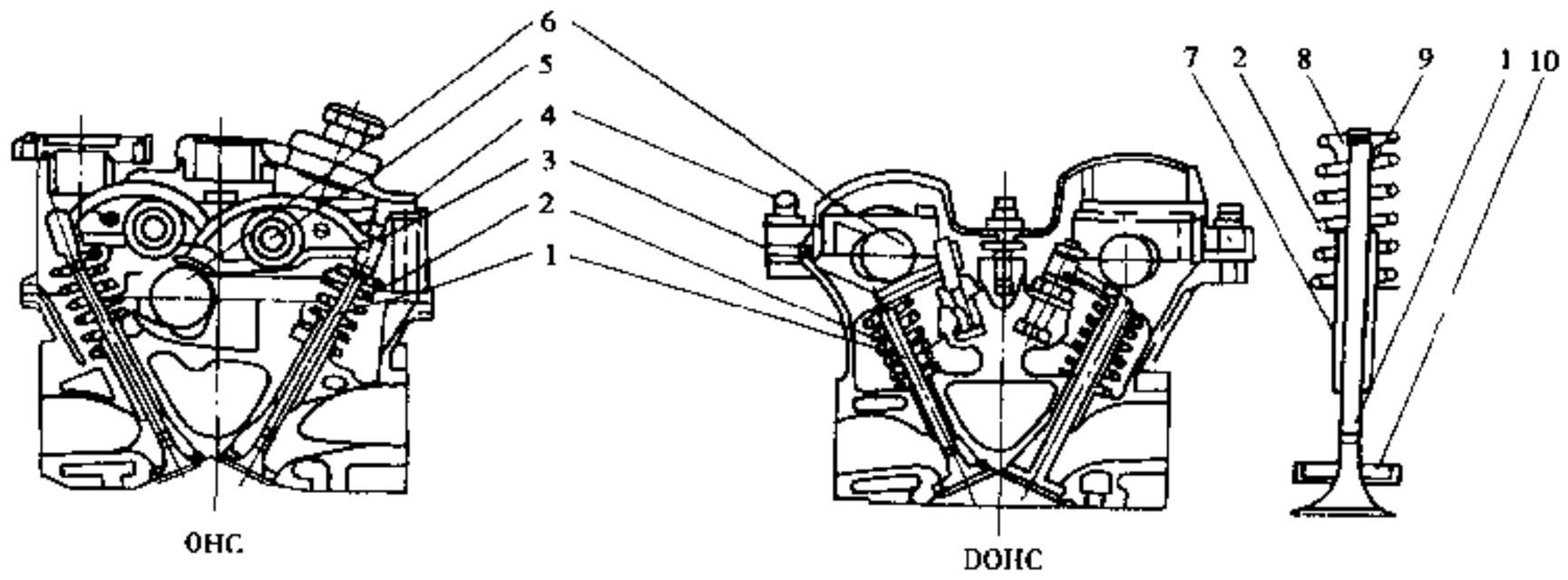


图 3-5-2 气门机构的构成

1-气门；2-气门弹簧；3-摇臂；4-气门间隙调节器；5-摇臂轴；6-凸轮轴；7-气门导管；8-锁块；9-弹簧座；10-气门座圈

汽车论坛 http://www.qclt.com

3.5.1.2 设计步骤

图 3-5-3 是气门机构的设计流程图。

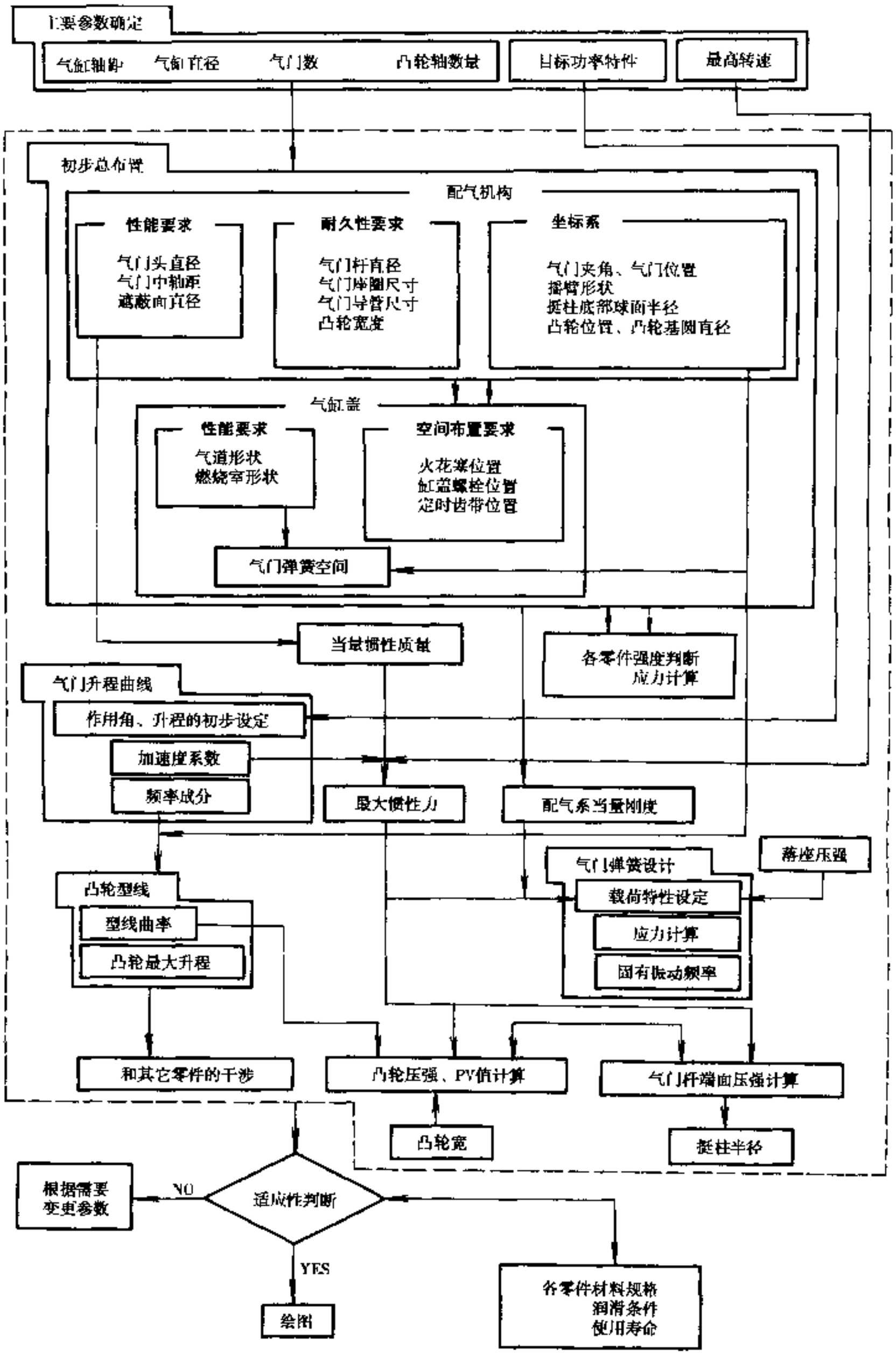


图 3-5-3 气门机构的设计流程

汽车论坛 http://www.qclt.com

①确定主要参数，即根据发动机的性能要求、目标成本和总体尺寸确定配气机构的主要参数，如每缸的气门数量、凸轮轴的位置和数量、气门的驱动方式（直接驱动或摇臂驱动），以及气门间隙的调整方式等。

②进行方案布置，即确定机构各零件之间的相互位置，如气门的夹角、气门的结构尺寸、摇臂枢轴的位置、摇臂的初步形状等，根据各零件的形状初步计算零件的质量、惯性矩及强度等；

③根据机构的布置和零件尺寸，计算系统的当量惯性质量，算出最大惯性力和各点的应力；

④预定气门升程曲线和气门的开启延续角，并根据气门、摇臂和凸轮轴之间的几何关系，设计凸轮的升程、作用角和各点的曲率，以计算加速度、比压等；

⑤进行气门弹簧计算，根据载荷特性，计算应力、固有频率、凸轮比压、气门杆端比压等；

⑥根据材料规格、润滑条件判断适应性。

3.5.1.3 气门的最大升程和气门运动规律

1）气门的最大升程

为了增大气门的通过能力，当气门直径受到气缸和燃烧室尺寸的限制时，首先要尽量加大气门最大升程 h_v。但是，当气门升程大到一定程度后，即当气门座口处的通道截面积大于气门口的面积时，气体流量增加极少。根据统计，进气门的 h_v 大多为（0.26～0.28）d_v（d_v 为气门头直径），排气门的 h_v 大多为（0.30～0.35）d_v。一般地，气门的 h_v 值小于或等于排气门的 h_v。

2）气门运动规律

气门通过断面是衡量发动机充气能力的一个重要指标，气门的最大升程、气门运动规律（气门升程曲线）和配气相位也是非常重要的设计参数。就对发动机性能和对气门机构的工作平稳性、使用耐久性的影响而言，气门运动规律更为重要。

顶置凸轮轴设计中，气门运动规律分析通常是由已知的平底挺柱的升程规律 $y=f(\alpha)$ 求出不同凸轮转角下的摇臂摆角，再求气门理论运动规律。同时还要分析顶置凸轮对摇臂接触面的相对运动。

在气门机构的运动分析中，气门的最小加速度 h''_{min} 和最大加速度 h''_{max} 是决定最大惯性力的重要因素，对气门弹簧设计、凸轮比压、气门杆端应力等有影响，必须特别注意。

值得一提的是，在摇臂驱动气门的 OHC 结构中，同一平底挺柱运动规律 $y=f(\alpha)$ 和经摇臂驱动的气门理论运动规律 $h=f(\alpha_r)$ 之间不存在正比例关系。从图 3-5-4 可以看出，当凸轮朝枢轴转动时，气门升起段所占的凸轮转角大于平底挺柱有效上升段（不计消除气门间隙的一段）所占的凸轮转角；气门回落段所占的凸轮转角则小于平底挺柱有效下降段所占的凸轮转角。当凸轮背枢轴转动时，情况正好相反。就是说，一个对称的凸轮会得到一个不对称的气门运动规律。反之，如果气门运动规律是对称的，则凸轮轮廓必定是不对称的。

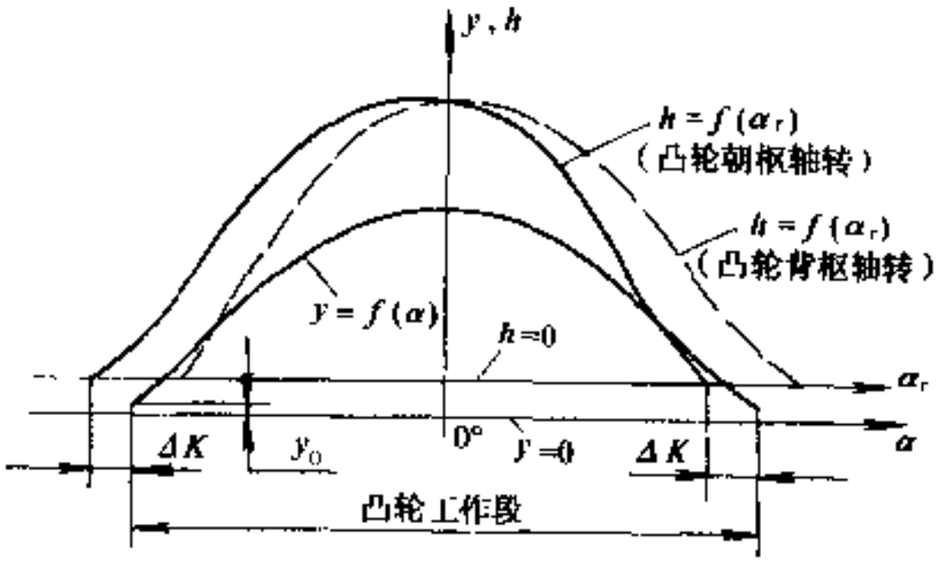


图 3-5-4 同一凸轮轮廓以不同方向旋转所得的气门升程规律

3.5.2 凸轮轴

3.5.2.1 概述

凸轮轴的设计应能保持气门升程特性的耐久性并具有高的刚度。为了确保耐久性，采用各种各样的耐磨材料，如铸铁、钢和铁基粉末冶金等。凸轮轴的结构形式可分为整体式和组合式两种。整体式凸轮轴采用整根模锻或铸造毛坯，直接在轴上加工出各轴颈、凸轮、偏心轮等。组合式凸轮轴则由芯轴和各凸轮、

汽车论坛 http://www.qclt.com

支承轴颈、偏心轮等多件组合而成，联接方式有键联接、热压配合、钎焊、烧结等。组合式凸轮轴的优点是可根据需要分别为凸轮、支承轴颈、芯轴等选用各自适宜的材料，可以减小加工余量，质量小，使用寿命较长，设计也比较灵活。为了确保刚度，应使用弹性模量大的材料，而且在布置尺寸、总成质量允许的范围内应尽量加大凸轮轴直径。

近年来的发展趋势是多气门化，高功率发动机几乎都是每缸4气门，甚至更多。为了不增大发动机尺寸，只好减窄凸轮宽度，再加上高转速化，使接触比压增大，所以对其耐久性应予特别注意。

3.5.2.2 凸轮型线设计

整个凸轮轮廓由基圆、上升段和下降段组成，其中上升段和下降段又都各分为过渡段（缓冲段）和工作段两部分。设置过渡段的目的是控制气门的升起初速度和落座速度，减小气门在开闭时受到较大的冲击，降低机构的振动、噪声，以及气门和气门座锥面的磨损。

高速发动机配气凸轮的工作段大多数采用高次谐波或高次方多项式两种型线方程。其中高次方的升程曲线用的较多，其计算公式如下：

$$Y(\alpha) = \sum_{i=0}^{N} C_i \cdot \left(1 - \frac{\alpha}{\alpha_B}\right)^{P_i} \tag{3-5-1}$$

式中：α_B——上升工作段的作用角；

α——凸轮转角。

表达式是多项式，有利于从数学上对凸轮升程曲线的局部进行调整，设计自由度虽然比组合式差，升程曲线改动还是比较灵活的。另外，凸轮工作段的升程曲线还可以做到高阶连续，对配气机构的动力学特性有好处。

通常的凸轮型线设计基本上是对称的。凸轮工作段的上升段和下降段的各项幂指数相同，工作段与缓冲段连接处的升程也相同，因此上升段和下降段方程对应的各项系数差异很小，凸轮工作段对应的平底挺柱的升程、速度和加速度基本上是以凸轮最大升程为轴对称（见图3-5-5）。

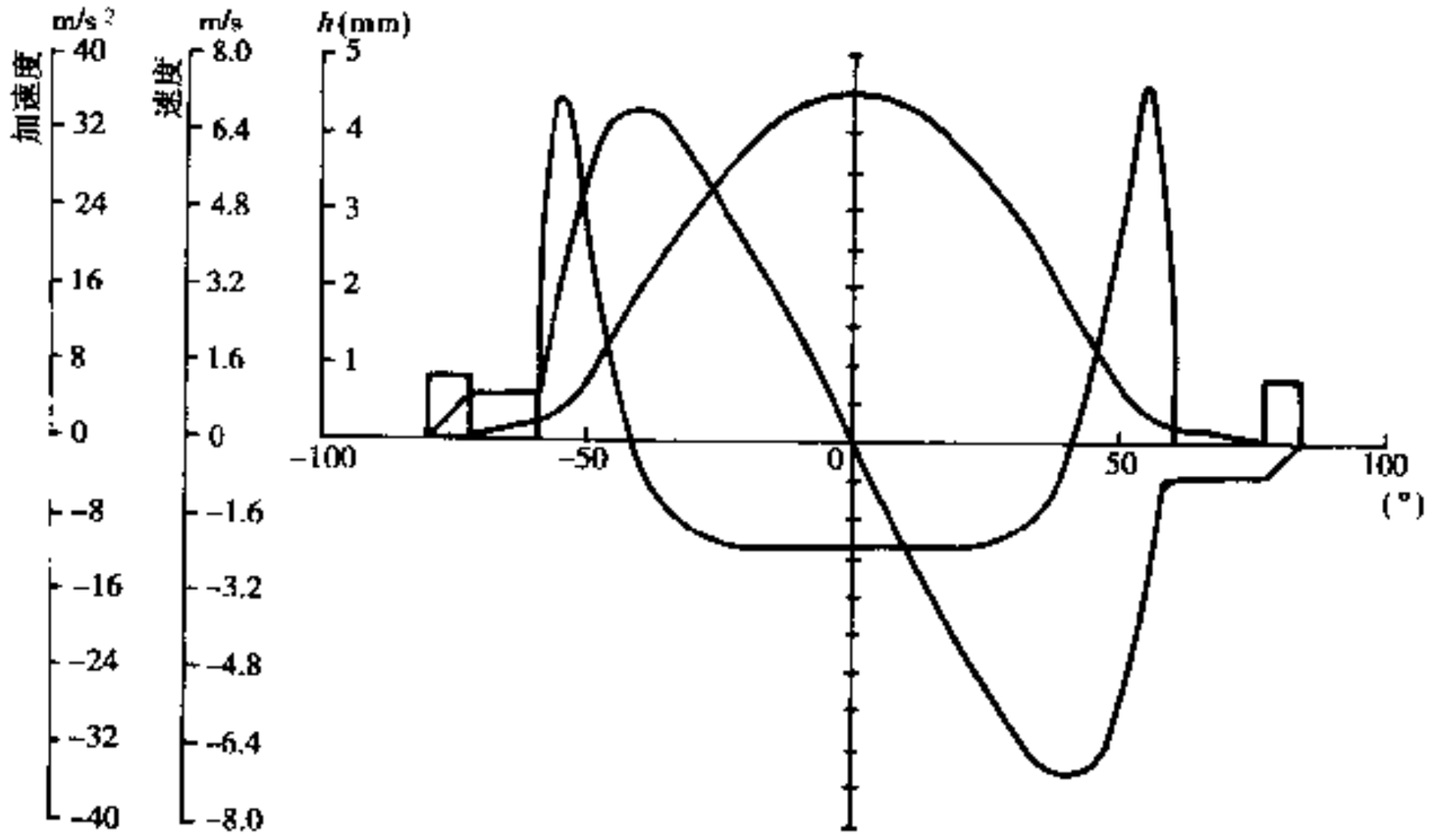


图3-5-5 型线对称的凸轮升程、速度和加速度

一般设计都是多项式，以五项式为例，其凸轮升程计算公式为：

$$h(\alpha) = C_0 + C_P X^P + C_Q X^Q + C_R X^R + C_S X^S \tag{3-5-2}$$

式中：$X = 1 - \alpha/\alpha_B$（工作段起始点的 $\alpha = 0$）。

从多项式来说，取的项数越多，对凸轮型线的调节也就越灵活，有利于对升程曲线的局部进行细微调整。可以认为，用项数多的高次方方程设计出的凸轮型线会更加精密。但是，考虑到凸轮机械加工的精度，以及高次方方程的各项系数随着项数的增加和幂指数的增大而迅速减小，使得多项式中靠后的高次项

汽车论坛 http://www.qclt.com

对升程曲线的作用很小。实际采用的高次方凸轮型线多为六项式或七项式.

六项高次方方程的升程表达式为:

$$h\ (\alpha)\ = C_0 + C_2X^2 + C_0X^0 + C_8X^8 + C_5X^5 + C_7X^7 \tag{3-5-3}$$

七项高次方方程的升程表达式为:

$$h\ (\alpha)\ = C_0 + C_2X^2 + C_4X^4 + C_0X^0 + C_8X^8 + C_5X^5 + C_7X^7 \tag{3-5-4}$$

由于配气机构的弹性变形，实际的气门升程会偏离按上述公式考虑摇臂比计算的值，从而加剧配气机构的振动。有时在开始设计凸轮时就预先作一定的动力学修正，使得按动力学计算出来的升程变化比较理想。这种设计凸轮的方法称“动力学修正”。但是，经动力学修正的凸轮仅在某一固定的转速范围内气门升程的动力学特性才较理想，当转速偏离这一范围时（不论是偏高还是偏低），气门加速度都会产生波动，严重时还会发生飞脱。对于顶置凸轮轴配气机构，由于系统刚度很高，动力学修正的效果不显著。

3.5.2.3 设计注意事项

1) *PV* 值

在OHC配气机构中，凸轮与摇臂之间、气门杆端面与调整螺栓头之间的接触应力与相对滑移速度需要认真考虑，否则，容易出现这两对摩擦副的早期磨损。设计中，一般用接触应力与相对滑移速度的乘积（*PV* 值）作为评价指标。由于不同转速下摩擦副的接触应力和相对滑移速度的变化规律不同，*PV* 值变化比较复杂，设计时必须考虑从发动机怠速到最高转速范围内的最大值.

(1) 凸轮和摇臂的之间的接触应力 *P*

由于凸轮与摇臂之间接触点的移动和摇臂的摆动，接触点的位置和作用力的方向不断变化，摇臂两端的受力之比也不断变化。凸轮与摇臂之间的接触是轴向平行的圆柱体与变曲率的柱体之间母线的接触。凸轮是铸铁，摇臂是锻钢，材料的泊松比分别为 μ_c、μ_r，弹性模量分别为 E_c、E_r。凸轮与摇臂的综合弹性模量为 E_Z:

$$E_Z = \frac{2E_r \cdot E_c}{E_r\ (1-\mu_c^2)\ + E_c\ (1-\mu_r^2)} \tag{3-5-5}$$

凸轮与摇臂之间接触区的赫兹接触应力为:

$$P = \sqrt{\frac{p \cdot E_Z}{2 \cdot \pi \cdot R_Z}} \tag{3-5-6}$$

式中：p——接触线单位长度的法向载荷，载荷由动力学计算得出；

R_Z——凸轮接触点曲率半径 R_{cam} 与摇臂接触面圆弧半径 R_{ro} 的综合曲率半径。

$$R_Z = \frac{R_{cam} \cdot R_{ro}}{R_{ro} + R_{cam}} \tag{3-5-7}$$

R_Z 随凸轮转角 α 的变化曲线一例见图 3-5-6。凸轮与摇臂之间不同转速时的局部接触应力见图 3-5-7。

降低接触应力的方法很多，如加大凸轮宽度，减小摇臂比，降低气门弹簧负荷，加大凸轮作用角和凸轮型线的曲率半径等。

(2) 凸轮与摇臂之间的相对滑移速度 *V*

在气门开闭过程中，凸轮与摇臂的接触点既在凸轮表面上移动，同时也在摇臂表面上移动，凸轮与摇臂的相对滑移速度是比较大的。在计算凸轮与摇臂的相对滑移速度时，首先要计算接触点在凸轮表面上的移动速度 v_{cx} 和接触点在摇臂圆弧表面上的移动速度 v_{RS}。

接触点在摇臂圆弧表面上的移动速度:

$$v_{RS}\ (\alpha_n)\ \approx \frac{\Delta S_{i-1}}{\alpha_n - \alpha_{r,i-1}} + \left(\frac{\Delta S_i}{\alpha_{r,i+1} - \alpha_n} - \frac{\Delta S_{i-1}}{\alpha_n - \alpha_{r,i-1}}\right) \cdot \frac{\alpha_n - \alpha_{ro,i-1}}{\alpha_{ro,i} - \alpha_{ro,i-1}} \tag{3-5-8}$$

接触点在凸轮表面上的移动速度:

$$v_{CX}\ (\alpha_n)\ \approx \frac{\Delta X_{i-1}}{\alpha_n - \alpha_{r,i-1}} + \left(\frac{\Delta X_i}{\alpha_{r,i+1} - \alpha_n} - \frac{\Delta X_{i-1}}{\alpha_n - \alpha_{r,i-1}}\right) \cdot \frac{\alpha_n - \alpha_{ro,i-1}}{\alpha_{ro,i} - \alpha_{ro,i-1}} \tag{3-5-9}$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

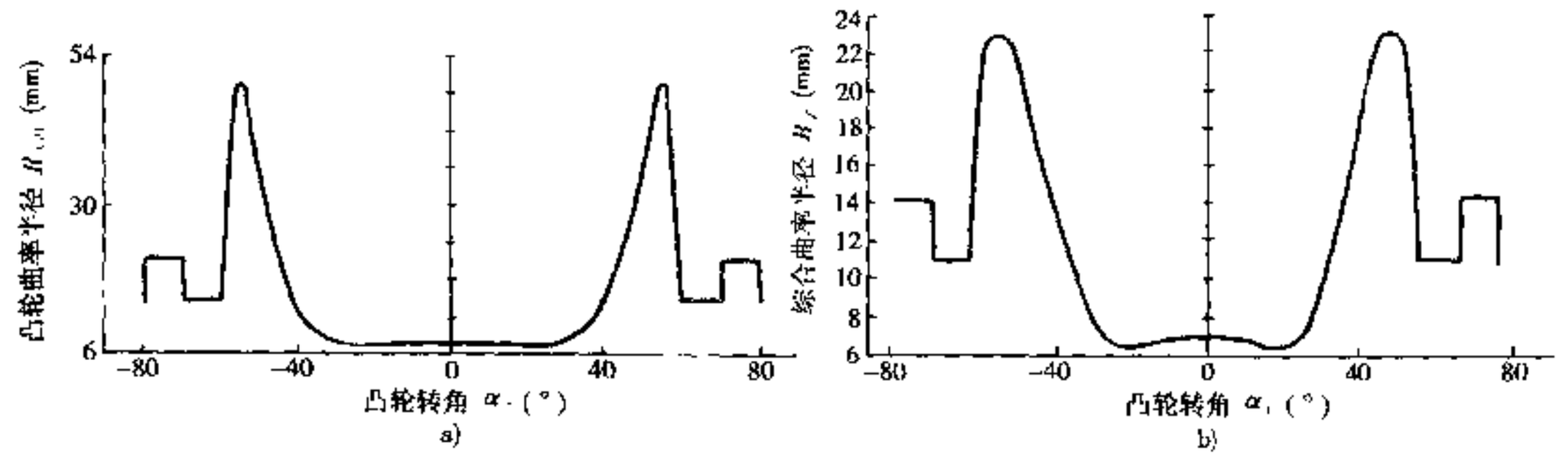


图 3-5-6 凸轮曲率半径和凸轮与摇臂的综合曲率半径一例

a)凸轮接触点处曲率半径与凸轮转角的关系;b)综合曲率半径与凸轮转角的关系

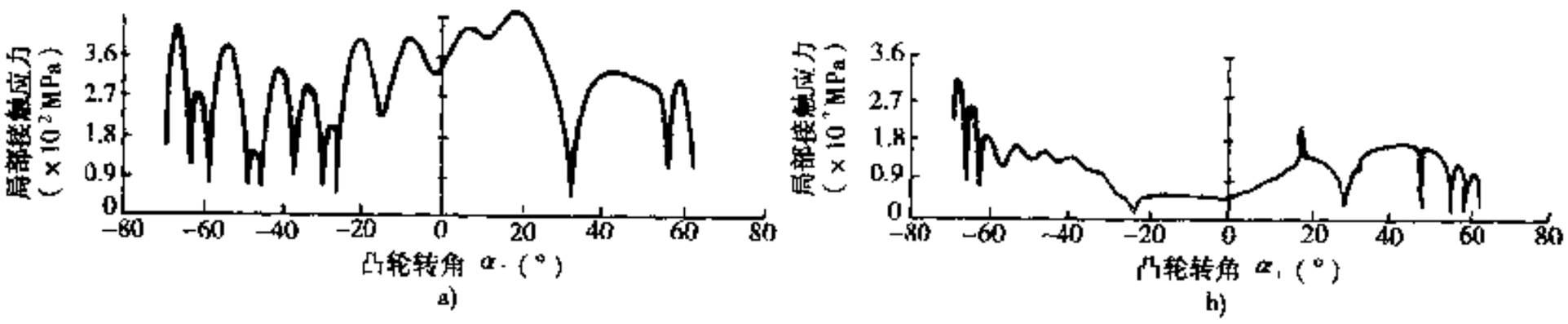


图 3-5-7 凸轮与摇臂之间不同转速时的局部接触应力

a)凸轮转速 5500r/min;b)凸轮转速 3000r/min

在这里 v_{CX}始终都是正值。

对于朝枢轴旋转的凸轮，正值的 v_{RS}与 v_{CX}是同方向，对于背枢轴旋转的凸轮，正值的 v_{RS}与 v_{CX}是反方向，故凸轮与摇臂的相对滑移速度为：

$$V(\alpha_n) = v_{CX}(\alpha_n) \mp v_{RS}(\alpha_d) \tag{3-5-10}$$

式中的“-”号适用于朝枢轴旋转的凸轮，“+”号适用于背枢轴旋转的凸轮。图 3-5-8 给出了进、排气凸轮与摇臂的相对滑移速度。

PV 值的许用值取决于凸轮和从动件的材料、表面粗糙度、表面处理方式和润滑状况等条件。

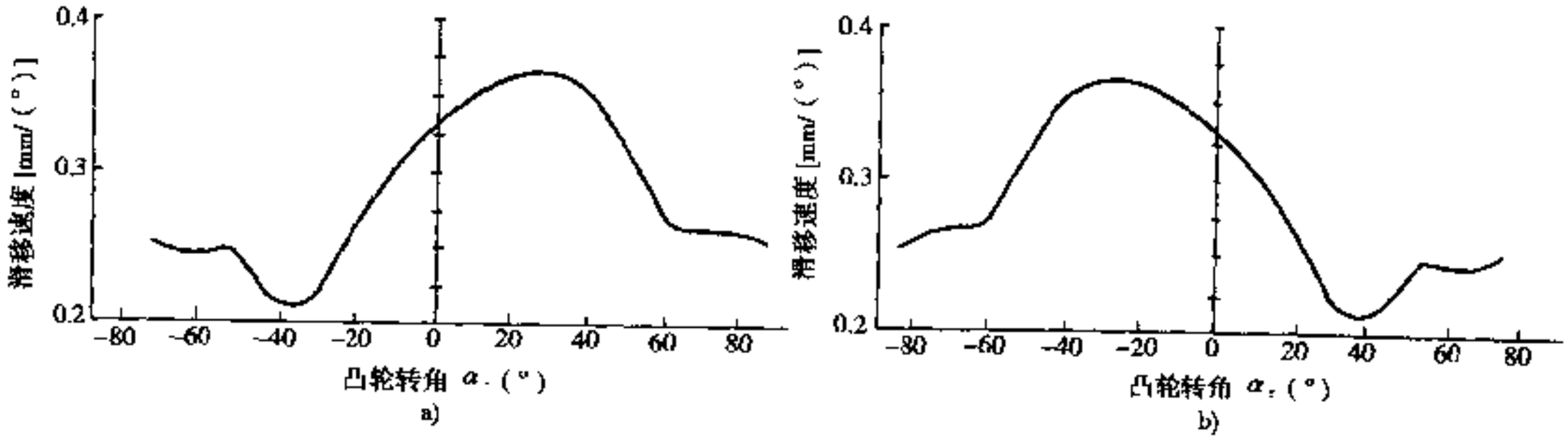


图 3-5-8 凸轮与摇臂的相对滑移速度

a)进气凸轮;b)排气凸轮

2) 配气相位

配气相位对换气质量、泵气损失、充量系数、转矩外特性、怠速稳定性、排放等方面有很大影响，是通过试验加以优选的，也可以利用循环模拟进行预测。

配气相位用进气延续角 φ_I、排气延续角 φ_E、进排气重叠角 φ_{IE}、进气提前角 φ_{II}、排气提前角 φ_{EI}、进

汽车论坛 http://www.qclt.com

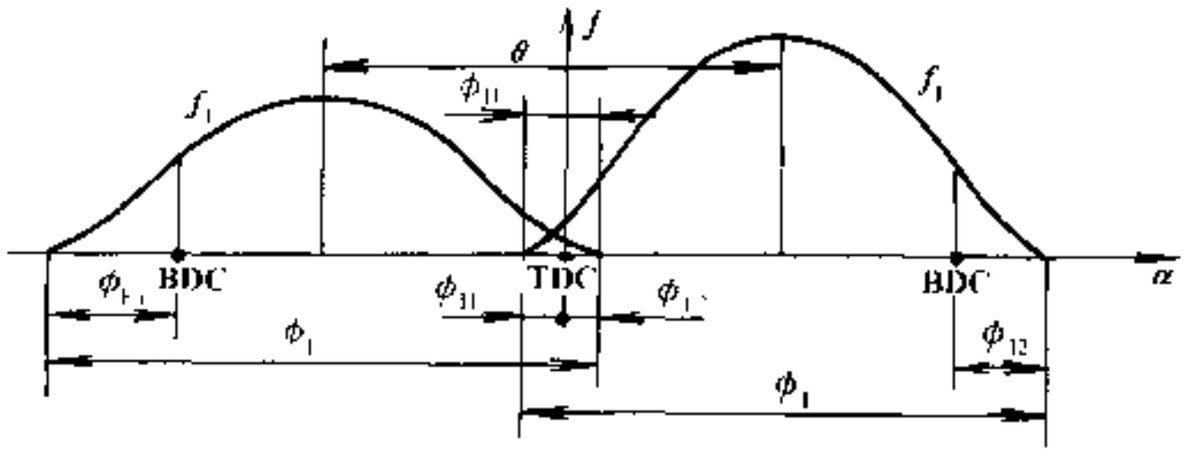


图 3 5 9　配气相位

气迟后角 φ_{E2}、排气迟后角 φ_{E2}来表述，其中 φ_{IE}对发动机排放的影响比较大（图 3-5-9）。根据统计，目前 $n_{max}<6000r/min$ 的非增压车用发动机，φ_I 多为 240°～260°（曲轴转角），φ_E 多为 250°～270°，φ_{IE}多为 20°～40°；对于增压发动机，一般选用较大的 φ_{EI}（70°～80°，高速柴油机甚至达到 80°～100°）、φ_I、φ_E，以利用扫气降低排气热负荷。

对于 OHC 配气机构，由于气门驱动方式不同，凸轮轴配气相位的设计基准也有差别。凸轮直接驱动的结构，气门的运动状态类似于下置式凸轮轴配气机构中的挺杆，凸轮的型线设计、作用角以及配气相位计算都与之相同。凸轮驱动摇臂、再由摇臂驱动气门的结构形式，由于摇臂的运动方式是摆动，摇臂与凸轮的接触点随着零件的运动在不同位置变化，对气门的作用效率也就不同。接触点靠近摇臂轴时，摇臂比大，气门的升程变化快，零件之间的作用力也大，气门运动所对应的凸轮作用角比凸轮型线本身的作用角小。当摇臂与凸轮的接触点远离摇臂轴时，情况相反，气门运动对应的凸轮作用角比凸轮型线的作用角大。因此配气机构运动学计算的基准点应为凸轮的顶点，即气门最大升程点。以凸轮顶点为基准求出气门运动对应的凸轮转角，然后做配气相位设计。为了使气门状态较对称，通常将凸轮型线作不对称设计。

摇臂与凸轮接触的部位是一段圆弧，其圆心的位置是摇臂设计的一个重要参数，圆心至摇臂轴心的连线与圆心至凸轮轴心连线的夹角定义为方向角。方向角应尽可能接近 90°，若偏离过大，对零件的受力不利，凸轮型线不对称的程度也增加。

3）润滑

即使计算的比压相同，但润滑条件不同，其耐磨性也不同。向凸轮表面供油的方法大致分为油池式、强制式等（图 3-5-10）。

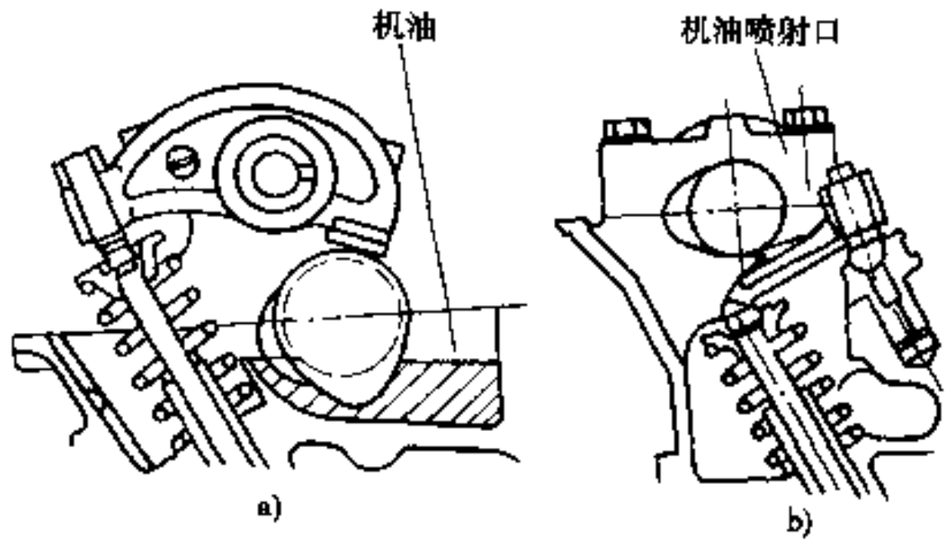


图 3-5-10　凸轮的润滑方法

a)油池式润滑(DOHC)；b)强制式润滑(DOHC)

3.5.3　气门挺柱

3.5.3.1　概述

对于 OHC 发动机，气门挺柱多用于凸轮直接驱动的配气机构中，图 3-5-11 给出了两种使用示例。与摇臂式比较，这种形式的优点是从凸轮到气门的刚度大，气门机构的运动特性好。但是，若要加大气门升程，有可能使凸轮与挺柱的接触点超出挺柱之外。这时就必须加大挺柱直径或者减小凸轮的基圆直径。前者会增加往复运动质量，后者会增大比压。

3.5.3.2　设计注意事项

1）挺柱的形状

气门挺柱多采用桶型设计，为了防止局部磨损，通常使挺柱轴线与凸轮宽度对称面偏心 0.5～3mm 左右（图 3-5-12），以强制挺柱转动。确定外径时，必须保证挺柱与凸轮的接触点不落在挺柱圆周外。

汽车论坛 http://www.qclt.com

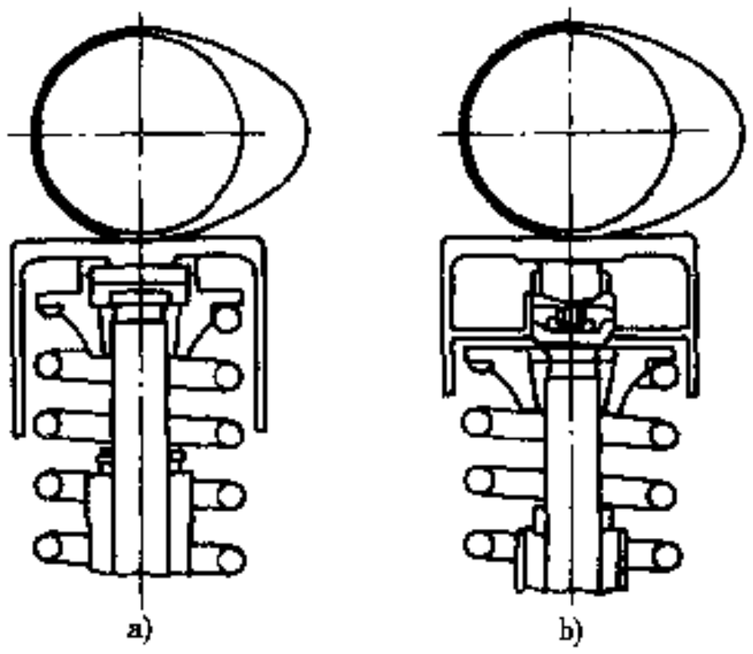


图 3-5-11 气门挺柱使用示例
a)垫片调整式;b)油压调整式

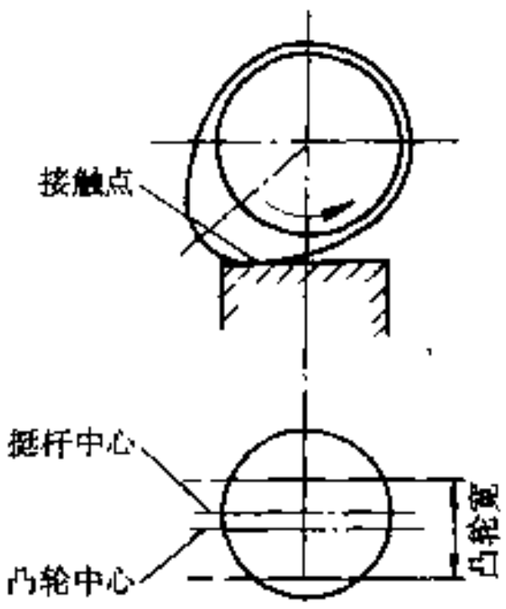


图 3-5-12 凸轮与挺柱的位置关系

另外，凸轮和气门的力矩将引起挺柱侧压力，所以必须保证挺柱有一定的长度，以免被卡住。

2）气门间隙

发动机工作时，气缸盖和气门机构会发生热胀冷缩现象，气门与气门座圈之间会产生磨损。即使在这种情况下，也必须保证气门能正常落座与密封，所以在气门与挺柱或者气门与摇臂之间应设有一定的气门间隙。采用铝合金气缸盖时，由于气缸盖和气门的线膨胀系数不同，低温时气门间隙减小。此外，受排气温度的影响，排气门间隙变得更小，再加上气门和气门座圈的允许磨损量，气门间隙应有一个最小限值；这种限值因气门的长度和气门机构形式的不同而异。一般进气门为 0.1～0.2mm，排气门则应比进气门侧大 0.05mm 左右。间隙过大会增大噪声。

3.5.4 摇臂

3.5.4.1 概述

摇臂的使用实例见图 3-5-13，通常使用滑动从动件或滚轮从动件。滚轮式具有耐磨、摩擦阻力小等优点，但存在轴承噪声大、成本高等缺点。

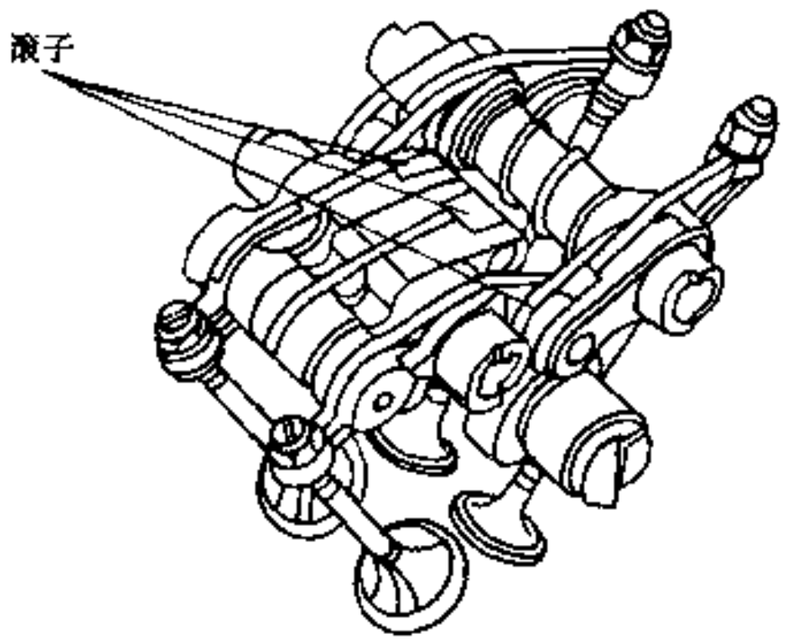


图 3-5-13 滚子摇臂使用示例

3.5.4.2 设计注意事项

1）结构参数

根据总布置中初步确定的气门夹角、气门弹簧高度、气门长度、凸轮轴的位置、以及气缸盖上布置摇臂轴座的条件等，初步设定摇臂比，并验算气门杆端的接触应力、接触圆直径及挺柱的移动量，从而确定图 3-5-14 中的 A（气门轴线与摇臂轴轴线间的矩离）、M（调整螺栓球头半径）、E（气门杆端高出摇臂轴线的距离）等尺寸。通过计算接触应力确定 M 的最小值。图 3-5-15 中，对应气门升程的挺柱与气门杆端接触点的移动量 b 与接触圆半径 a 之和应不大于气门杆端直径（d）。设计时对 a 的选择应使 $b = b'$，以保证气门杆端的磨损尽量均匀。

图 3-5-14 中，α 是指从动件上接触点的运动方向（摆动的切向）与所受推动力的方向（表面的法向）之间的夹角。在保证气门升程的前提下，宜选择较小的摇臂比（$\lambda = R/S$）和角度 α，这样可以降低凸轮的比压，但存在凸轮型面上易出现凹面、使摇臂质量大等缺点。α 过大会加大气门系噪声，一般，λ 取 0.3～2.0，α 取 20°～45°较好。

2）摇臂的截面形状

汽车论坛 http://www.qclt.com

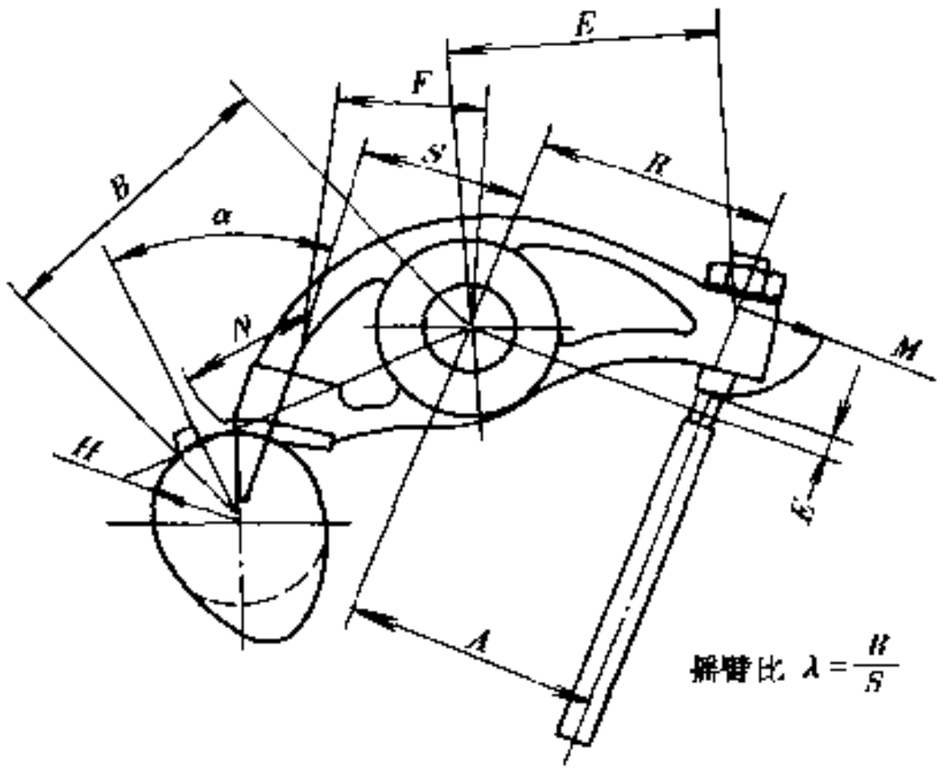


图 3-5-14 摇臂的结构参数

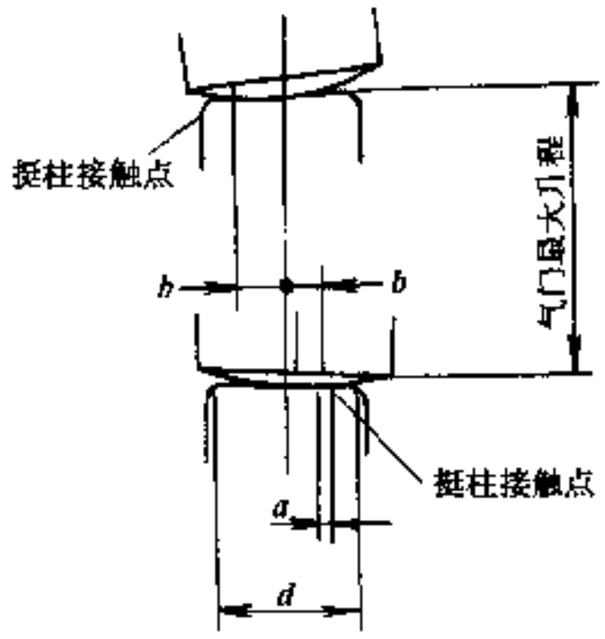


图 3-5-15 挺杆在气门杆端的移动量

多选用 T 型或 H 型，为了确保载荷方向的刚度，在尺寸、质量允许的范围内，加大纵向筋的高度可以增大截面的抗弯模量。

3）材料

材料一般为铸铁、钢或铝合金，多采用模锻或精密铸造方式。铝合金由于密度仅为钢的 1/3，普遍用于高速发动机。为了提高摇臂与凸轮接触端的耐磨损性，对铸铁或钢摇臂采用表面冷激硬化、重熔硬化或表面感应淬火等处理方法；对铝合金摇臂采用在基体上铸入烧结合金块或氮化硅基陶瓷块的复合材料。

3.5.5 气门组件

气门设计中要考虑的主要问题有气流通过能力、气门与气门座的密封、气门的冷却与热负荷、材料、润滑及磨损等。

3.5.5.1 气门

1）气门的结构尺寸及形状

气门在配气机构的往复惯性质量中占的比重最大，所以在满足气门功能、耐久性要求的同时必须尽量使之轻量化。在结构设计中（图 3-5-16），减小 D/d、增大 R，可以提高气门的耐久性；减小气门头部锥面角可以减少密封面的摩擦磨损，但不利于气门头与气门座圈的密封；增加气门头部的厚度 T 可以提高头部刚度，增加热容量。为了适应轻量化、高速化的要求，则希望减小 d、R、T、L 等尺寸，因此，在设计时应根据需要合理选择上述尺寸。

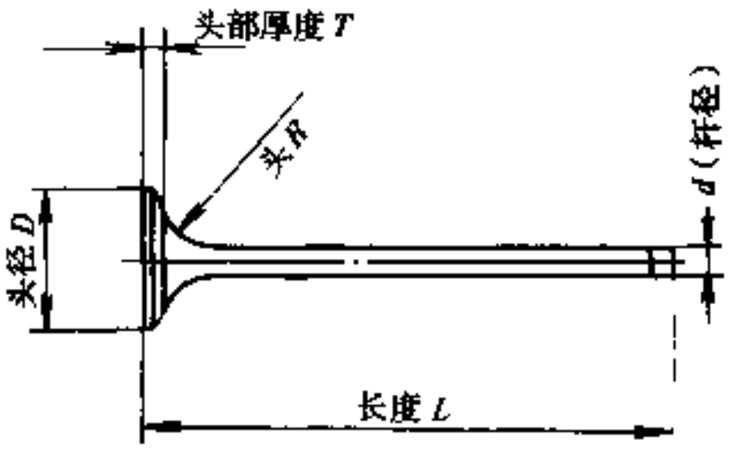


图 3-5-16 气门的结构尺寸

2）耐久性

耐久性的主要评价指标是气门落座锥面的磨损和杆端的疲劳磨损。除结构设计、材料和热处理的选择对气门的磨损有很大影响外，设计时还应注意气门的转动。

（1）气门的转动

为了随时消除气门头部锥面上的积炭，并使气门头部温度沿圆周分布均匀，应使气门缓慢转动。在气门机构的设计中，气门主要受气门弹簧旋向的影响进行自转。如果气门弹簧的螺旋角过大，将导致自转过快，从而引起密封锥面的磨损。完全不转也会因燃烧生成物的卡阻引起气门的局部熔损。为了防止燃烧生成物的堆积，有时采用旋转机构以强制气门转动（图 3-5-17）。

（2）杆端的疲劳磨损

汽车论坛 http://www.qclt.com

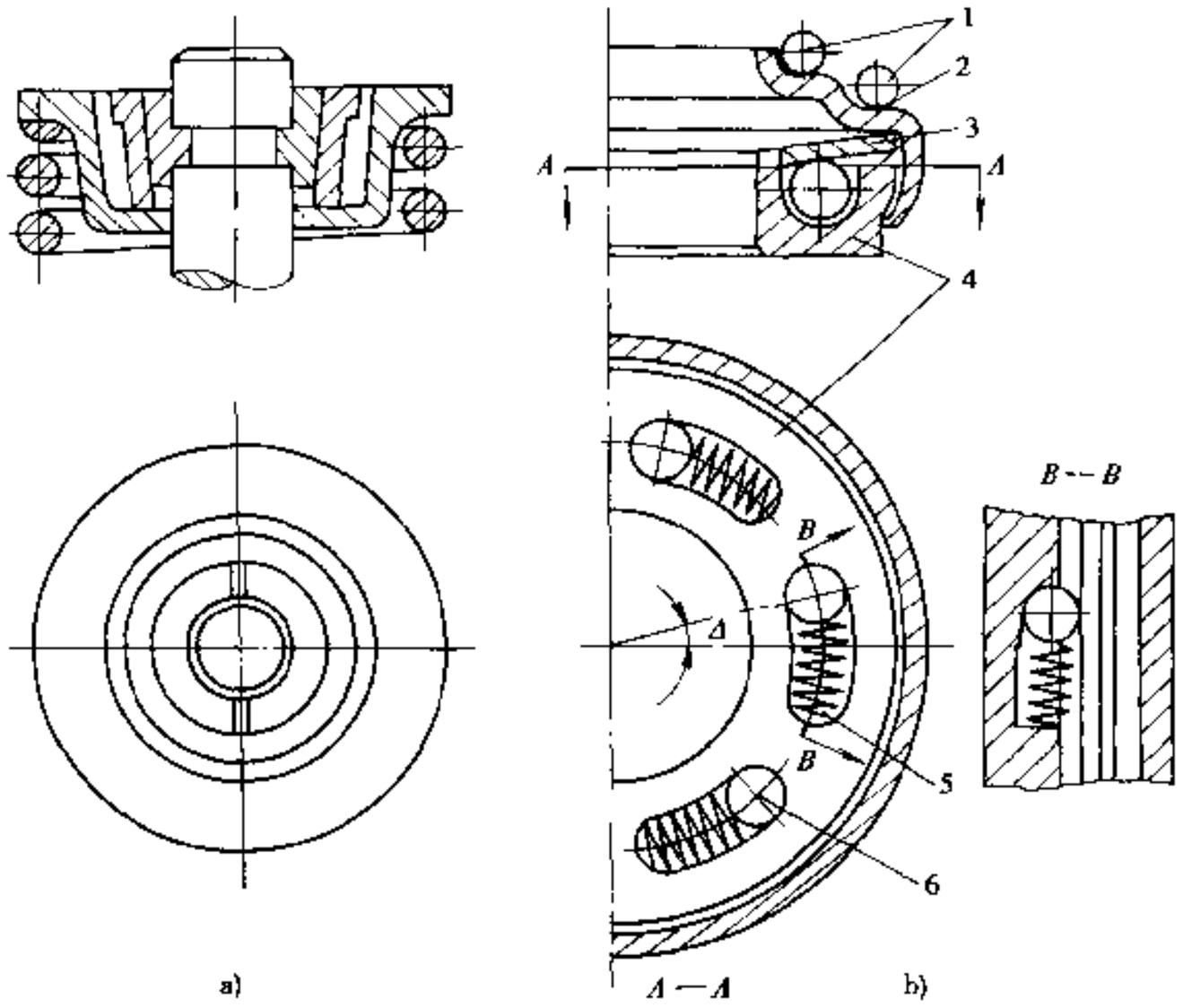


图 3-5-17 气门旋转机构

a)低摩擦型自由旋转机构;b)强制旋转机构

1-气门弹簧;2-支撑板;3-碟形弹簧;4-壳体;5-复位弹簧;6-钢球

疲劳磨损是在反复变化的应力作用下在材料表层附近引起的疲劳破坏。杆端的疲劳磨损也可以认为是因为和挺杆的弹性接触应力引起的。

设气门组的当量惯性质量为 m_1，则加在气门杆端的载荷 P_y 为：

$$P_Y = F_S + m_1 \cdot \left(\frac{2\pi}{60} \cdot \frac{Ne}{2}\right)^2 \cdot y \tag{3-5-11}$$

气门杆端与气门间隙调节螺栓的接触为圆球与平面的接触，圆球与平面的局部接触应力计算公式为：

$$P = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot P_Y \cdot E_H}{\pi^3 \cdot R_S^2}} \tag{3-5-12}$$

式中：P_Y——气门间隙调节螺栓的球形头部与气门杆上端面之间的作用力；

R_S——调节螺栓的球头半径；

E_H——调节螺栓与气门杆的综合弹性模量。

$$E_H = \frac{2 \cdot E_S \cdot E_V}{E_S\ (1-\mu_V^2) + E_V\ (1-\mu_S^2)} \tag{3-5-13}$$

式中：μ_S、μ_V——分别为调节螺栓与气门杆材料的泊松比；

E_S、E_V——分别为调节螺栓与气门杆材料的弹性模量。

气门杆端与气门调节螺栓圆球面的局部接触应力变化曲线一例见图 3-5-18。

许用接触应力取决于气门的材料和硬度，必须由工作应力来确定气门杆端的材料、淬火硬度和淬火深度。当计算值超过材料的许用接触应力时，应使用许用应力高的材料，或者降低工作应力。

3）气门的材料

作为气门材料应能在气门工作温度下保持较高的强度并耐腐蚀。一般进气门头部的温度较低（最高温度为 300～500℃），多采用马氏体合金钢，如 40Cr、38CrSi 等，也有用 4Cr9Si2 的。排气门由于头部温度较高（700～900℃），一般采用奥氏体耐热合金钢。鉴于气门头部温度和杆身温度不同，杆身又必须有良好

汽车论坛 http://www.qclt.com

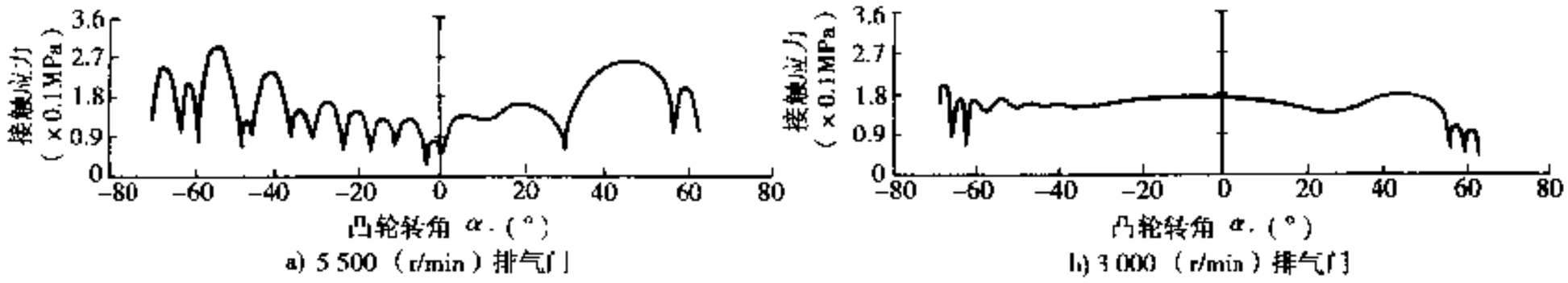


图 3-5-18 气门杆端与调节螺栓之间不同转速时的接触应力

的摩擦磨损特性，也采用不同材料制成的头部（有奥氏体钢）和杆身（用马氏体钢）焊接成一体的形式。其目的，有的是降低成本采用耐温低的便宜材料，有的是提高杆端耐磨性，即使用一种材料，在密封锥面和杆端摩擦面应力大的部位，也多采用高频淬火或堆焊钴基、镍基合金的方法，以提高强度。为了抑制温度上升和保证轻量化，有时也采用成本非常高的中空封纳气门。

3.5.5.2 气门间隙的调整

气门间隙的调整主要有两种方式，即机械调整和自动调整。机械调整又分为螺栓调整和垫片调整。自动调整主要采用液压自动调节器。图 3-5-19 和图 3-5-11 是这些调整方式的应用示例。

自动间隙调节器的作用是使气门经常保持零间隙，而且能防止气门不落座。优点是降低噪声、免维修。缺点是零件数量、质量、成本均增加，同时需要增加润滑油路。此外，采用自动间隙调节器后，由于气门落座要克服油压的反力，而为了确保落座的载荷，必须加大气门弹簧的安装载荷。

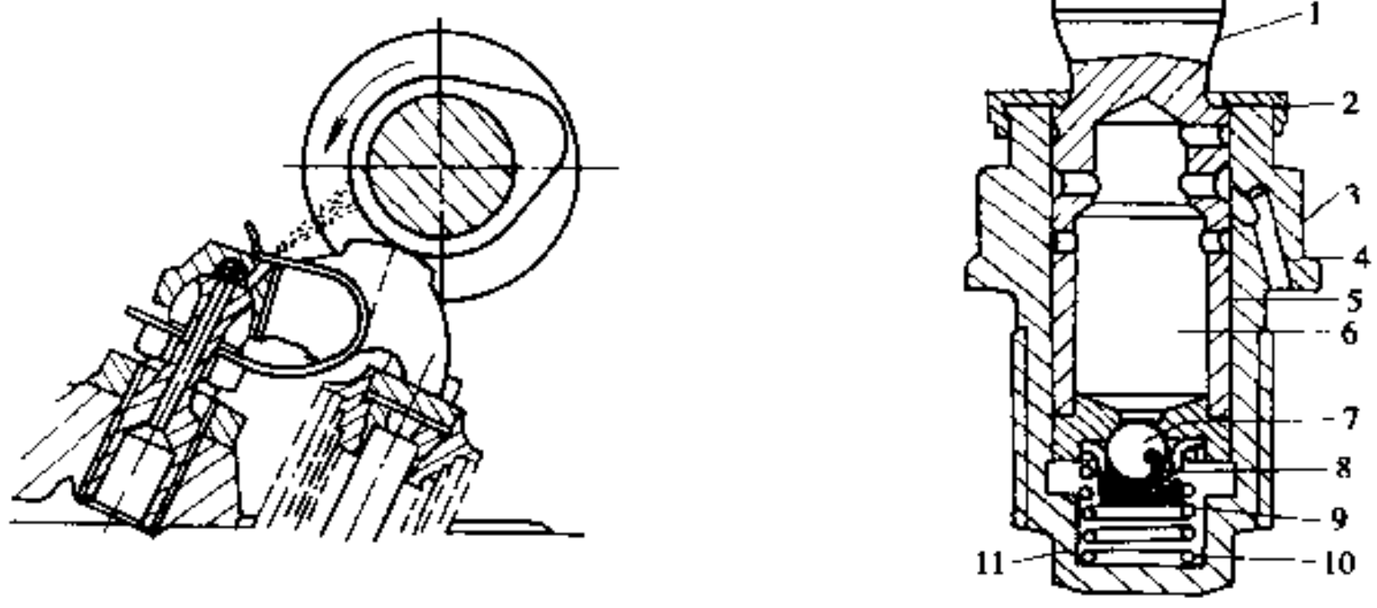


图 3-5-19 自动气门间隙调整示例

1-支点球头；2-保持盖；3-筒体；4-油道；5-柱塞；6-储油腔；7-球阀；8-弹簧；9-球保持座；10-弹簧；11-压力油腔

3.5.5.3 气门座圈

1）概述

气门座圈的作用是在高温和高冲击力作用下，保持气门的密封性，其耐磨性很重要。以往采用铸铁气门座圈，现在则以铁基粉末冶金材料或合金铸铁为主。采用粉末冶金材料时，提高耐磨性的手段有添加硬质粒子（钼、铬合金等）、通过添加物或制造工艺提高基体的结合强度、采用熔浸铜提高传热率，特别是排气门座圈，多采用昂贵的硬质粒子钴等。通常采用镶入式气门座圈，以便于磨损后更换。

2）设计注意事项

（1）气门座圈喉口及截面设计

气门座圈喉口对气流的影响比较大。图 3-5-20 是目前常用的形状，其中锥形截面喉口可以减小机加工余量，喇叭口形和文丘里管形截面喉口有助于提高气体流量，从而增加输出功率。

汽车论坛 http://www.qclt.com

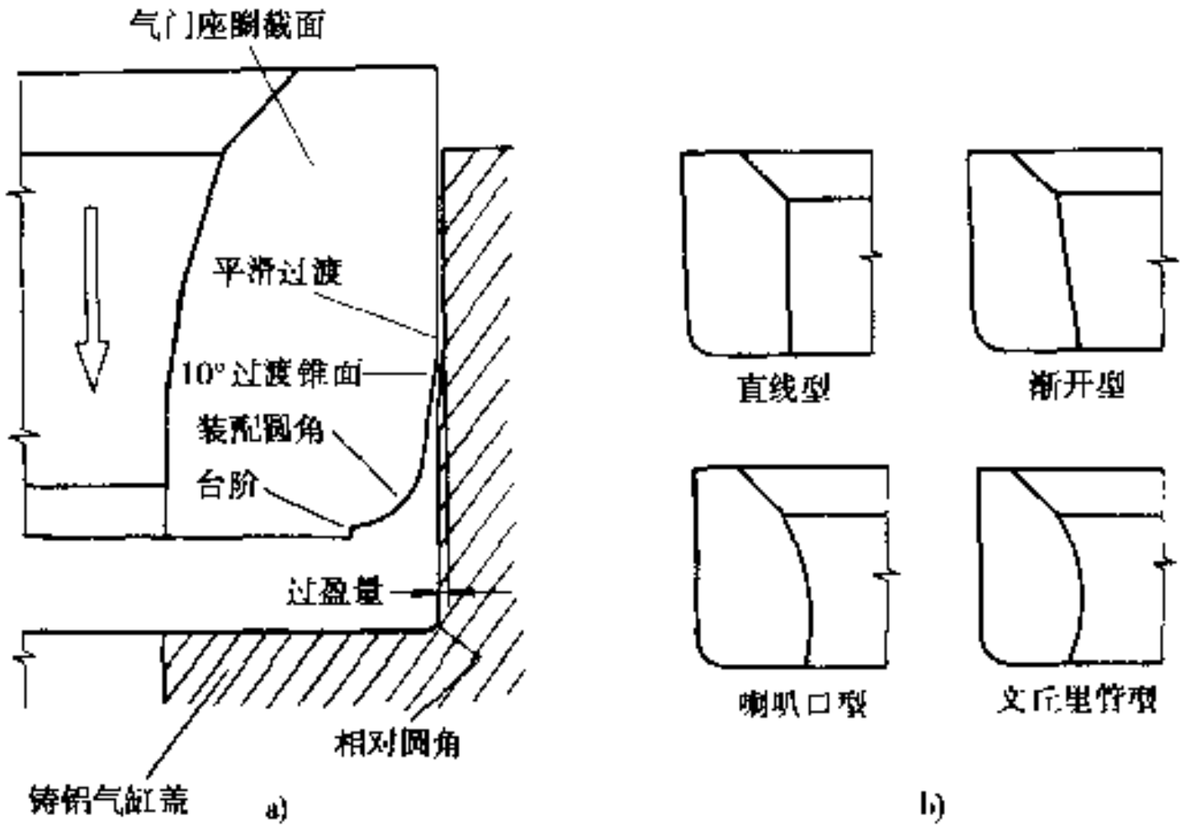


图 3-5-20 气门座圈断面及喉口形状

a)气门座圈断面;b)喉口形状

为了减小进、排气阻力，特别是应该减小进气道至燃烧室的流动阻力，设计中应注意如下几点。

①减小图 3-5-21 中的 T 值，以改善燃烧室与气道的连接；

②气门密封锥面的上、下加倒角，倒角的角度和宽度应适于气门头部直径和气门升程量；

③加大屏蔽面（对于燃烧室壁面的有效开口），图 3-5-21 中的 D_m 叫做屏蔽面直径，该直径对于气门头部直径的比例如果不能得到充分的保证，则气门头直径再大也提高不了进、排气效果。

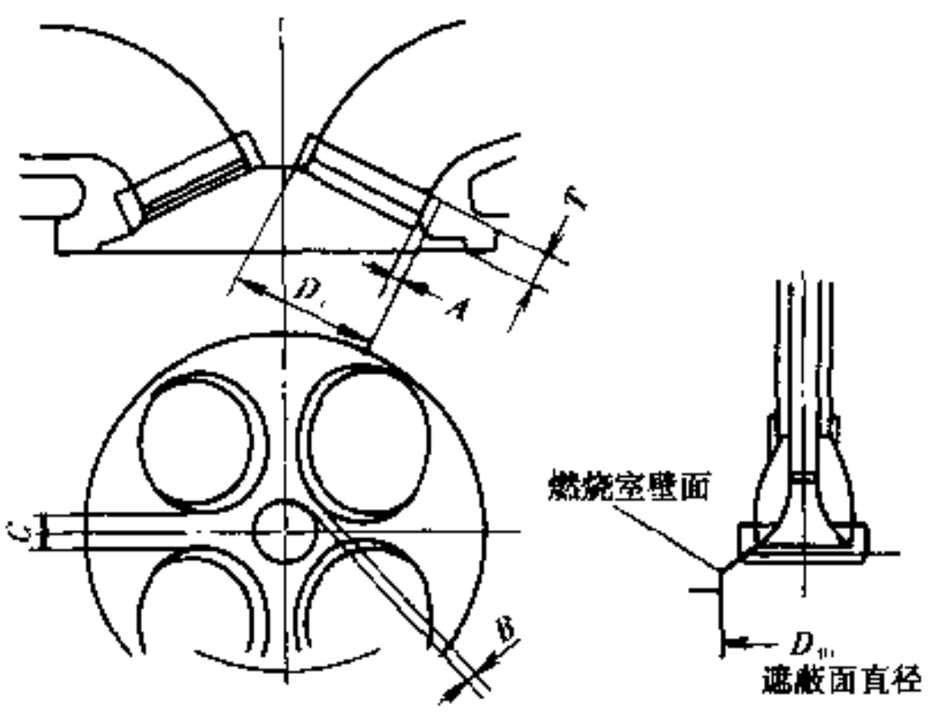


图 3-5-21 气门座圈在燃烧室中的位置及相关尺寸

(2) 耐久性

从温度升高引起耐磨性下降、热变形引起偏磨的角度来看，图 3-5-21 中的 T、A、B、C 等尺寸愈大愈好，也就是说应该提高座圈的刚度，加大座圈厚度，加固结合力，使排气门座圈和火花塞不易过热。但是，从提高发动机功率的角度来看，为了在已定的气缸直径内容纳入大直径气门，又不能不减小这些尺寸。一般 A/D_1 值以 0.06 左右为界限，座圈之间的宽度根据发动机的热负荷也有相应的界限。

(3) 压入配合过盈量

传统设计中，是将气门座圈冷却后压入气缸盖座孔内，优点是安装力较小，对座圈的安装特性设计要求不高。目前有一种趋势，将粉末冶金的气门座圈在室温下压入铝或铸铁气缸盖内。为了适应环境温度下的安装条件，对气门座圈的安装特性要求将更加严格。图 3-5-20a）所示气门座圈的安装特性，可确保在对座圈和座孔尺寸损坏最小的状态下，座圈平滑地压入座孔内。

气门座圈和气缸盖的过盈配合要选择适当，既要使座圈及相配的气缸盖底孔部分的装配应力小于材料的屈服极限，又要保证发动机运行时气门座圈不松动、不脱落，以免气门过热或发生破坏事故。

设座圈内径为 a，外径为 c，气缸盖当量外径为 b，室温下过盈量为 2δ，工作时温度和室温的温度差为 T，座圈和气缸盖的线胀系数分别为 K_1、K_2，接触压力为 p，座圈及气缸盖半径 R 上的圆周方向应力为 σ_S、σ_H，则根据组合圆筒应力公式，有

$$\delta = c \cdot (1 + K_1 \Delta T) - (c - \delta) \cdot (1 + K_2 \Delta T) \tag{3-5-14}$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$p=\frac{\frac{\delta}{c}}{\left\{\frac{1-\gamma_1}{E_1}+\frac{1-\gamma_2}{E_2}\right\}+2\cdot\left\{\frac{a^2}{E_1\ (c^2-a^2)}+\frac{c^2}{E_2\ (b^2-c^2)}\right\}} \tag{3-5-15}$$

$$\sigma_S=\frac{k_1^2+k_1^2/R^2}{k_1^2}\cdot p \quad \left(k_1=\frac{c}{a},\ a\leqslant R\leqslant c\right) \tag{3-5-16}$$

$$\sigma_H=\frac{k_2^2/R^2+1}{k_2^2-1}\cdot p \quad (k_2=\frac{b}{c},\ c\leqslant R\leqslant b) \tag{3-5-17}$$

装配气门座圈时，注意气门座圈以全厚度镶入气缸盖，避免其外圆下角接触高温燃气。

3.5.5.4 气门导管

1）概述

气门导管的作用是保持气门正常运动并把气门的热量散发出去。普通发动机的气门导管多采用图 3-5-22a）所示的结构，但对于热负荷高的发动机，有时会采用图 3-5-22b）或 c）的结构形式。材料则以铁基粉末冶金为主，并多采用在室温下压入方法。

气门导管导向端的形状对装配性影响较大，设计时应予以注意。图 3-5-23 为影响气门导管导向端安装特征的一些参数。

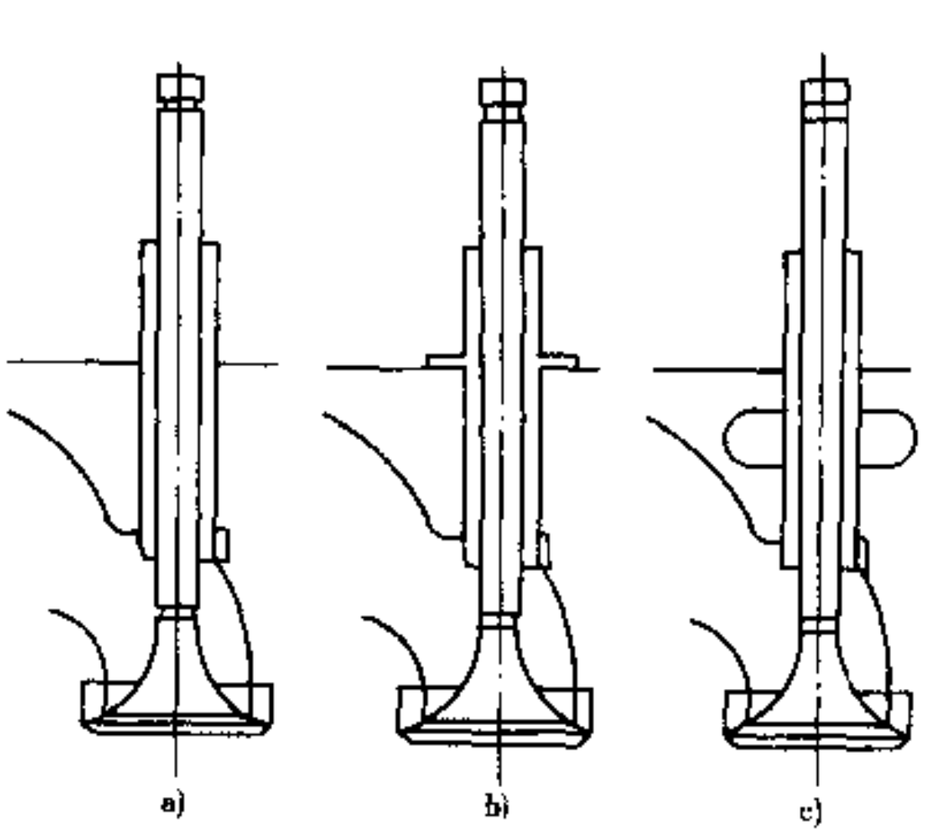


图 3-5-22 气门导管的种类

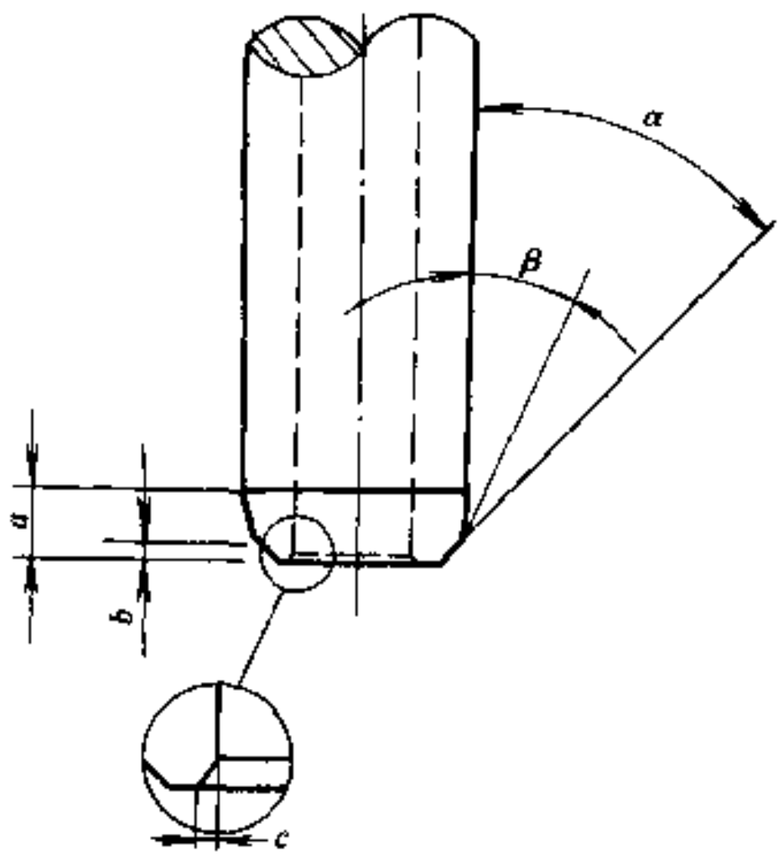


图 3-5-23 导管导向端特征参数

2）设计注意事项

（1）形状

①根据统计，气门导管的长度和孔径之比，铸铁导管约为 6:1，粉末冶金导管可降低到 4:1。

②从功能和耐久性对气门导管形状的要求考虑为了减小进、排气阻力，导管的设计以细、短为宜，但这会引起气门座圈和导管偏磨；而从加强气门导管自身的强度考虑，则希望导管愈粗愈长愈好。

③排气门导管炽热端的设计特征对气门导管的温度分布影响很大。图 3-5-24 是不同炽热端结构的导管沿长度的温度分布情况。

（2）过盈量的确定

验算压入过盈量时，可使用式 3-5-14～3-5-17，验算内容和气门座圈相同。但是应该注意的是，如果气缸盖是铝合金，特别是过盈量过大时，压入部分的内径附近会进入塑性区域，这时气缸盖会产生超过弹性计算值的应变，导管外侧产生超过许用值的压力，有时压入部会产生龟裂。在确定气门导管和气缸盖压

汽车论坛 http://www.qclt.com

入尺寸及过盈量时必须考虑到这一点。

(3) 内径的确定

气门导管和气门杆之间的间隙，在热机时不烧伤的前提下愈小愈好。气门和气门导管的温度差在进气门一侧不大，在排气门一侧有200℃左右，进气门一侧的油膜一般为30μm，排气门一侧要大一些。

3.5.5.5 气门杆油封

1) 概述

现代发动机气门杆油封通常采用氟橡胶制造，以保证在高温机油下有足够的耐久性。除了能防止泄漏机油外，为保证气门杆和导管的滑动面的润滑，还应能稳定地供给适量的机油。对于气门杆偏心等尺寸误差和进、排气道中的压力变化，油封的唇部应具有很好的适应性。

2) 设计注意事项

图3-5-25是普通气门杆油封的截面形状，设计时应考虑唇口的初期过盈量、弹簧位置及张力、唇部的上、下角度（α、β）等。机油泄漏量基本上取决于α、β的大小。通常容易发生烧伤的排气门用油封比进气门油封的α小，机油的供给量多。过盈量及弹簧张力影响气门偏心和外径的跳动等的适应性，弹簧位置和β角度影响气道内压力变动引起的唇部变形以及α、β变化引起的机油泄漏量。

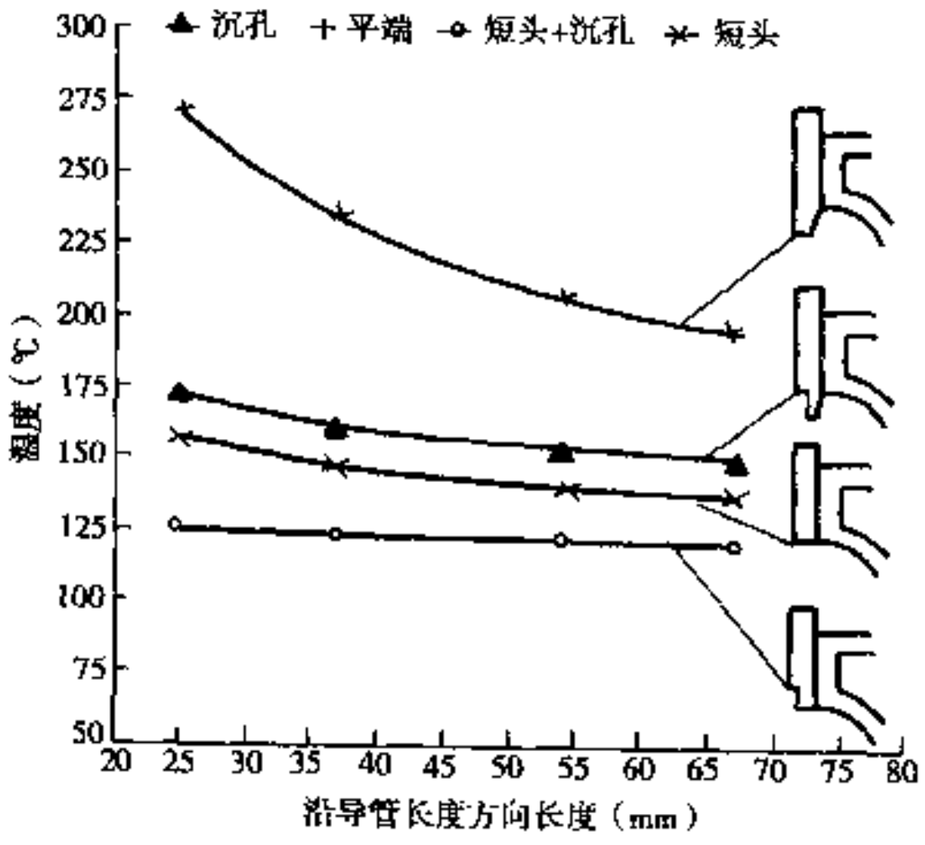


图3-5-24 导管热端形状对排气门导管温度的影响

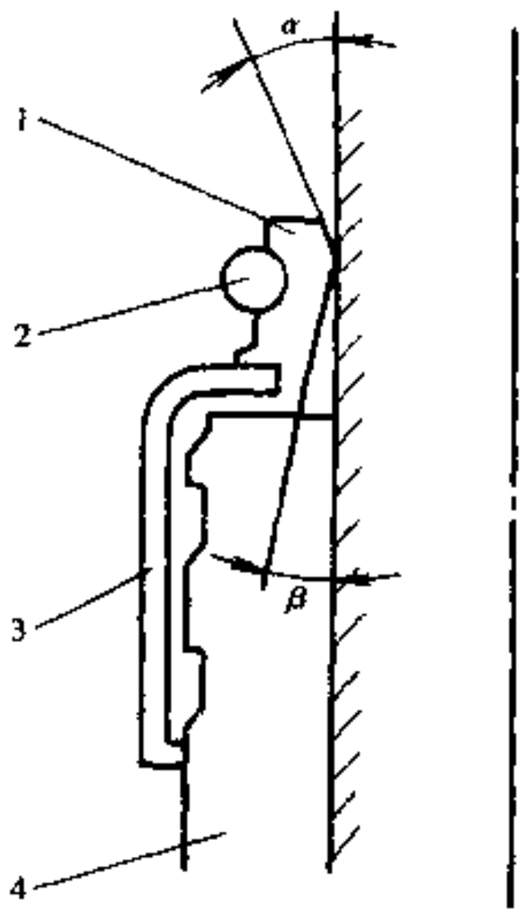


图3-5-25 气门杆油封的结构
1-唇；2-弹簧；3-箍圈；4-气门导管

3.5.5.6 气门弹簧

1) 概述

配气机构实际上是一个弹性系统。工作时机构的弹性变形会使传动链末端的气门运动产生畸变，使凸轮至气门的整个传动链脱节，谓之“飞脱”。另一方面，气门落座时刻早于理论落座点，高速冲击气门座圈并可能“反跳”。上述情况均会造成气门的开闭不正常，振动和噪声增大，特别是发动机高速运转时，情况将更严重，甚至破坏配气机构的正常工作。

气门弹簧的作用是保证气门机构在发动机运转时能够正常工作。

2) 气门弹簧的设计要点

(1) 气门弹簧的负荷

配气机构传动件的往复运动使气门弹簧承受交变载荷，在负加速度段工作期间的惯性力会使机构脱

汽车论坛 http://www.qclt.com

开；凸轮的谐振又会激起气门弹簧颤振，这将使弹簧的应力幅增大；而有效的弹簧力减小，气门易“反跳”。因此，气门弹簧的工作负荷（压紧力）必须要考虑到气门的飞脱和反跳（图 3-5-26）

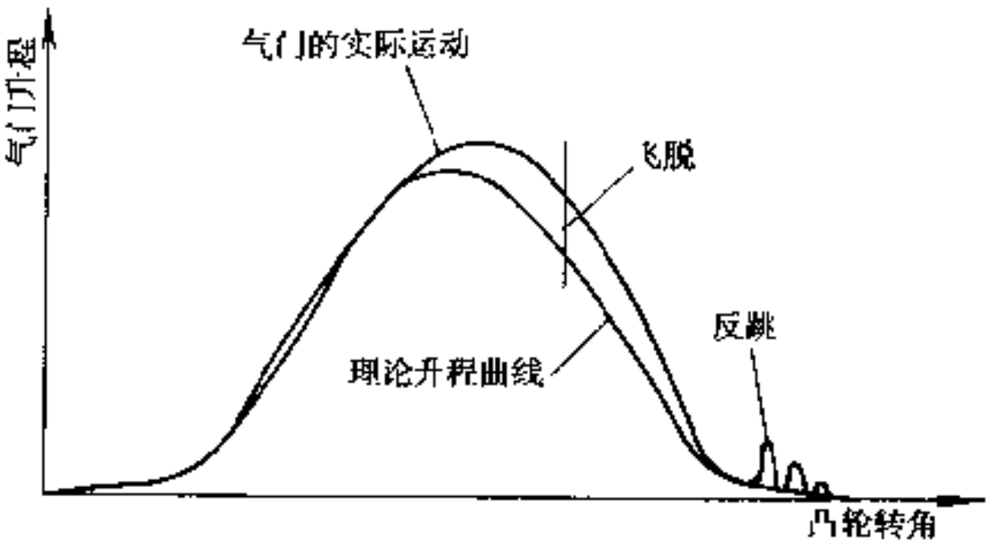


图 3-5-26 气门的飞脱和反跳

保证气门机构不飞脱的条件为：

$$P_S + P_j > 0 \tag{3-5-18}$$

$$P_S = P_{S0} + k_S y \tag{3-5-19}$$

$$P_j = mj \tag{3-5-20}$$

式中：P_S——气门弹簧力；

P_{S0}——气门弹簧预紧力；

P_j——折合到气门上的机构惯性力，可通过气门机构的运动学分析得出。

为保证气门机构的正常工作，气门弹簧力 P_S 不仅要大于 P_j，而且要具备一定的储备系数，即根据出现超速工况的可能性来选择：$P_S = (1.5 \sim 2)\ P_j$，一般应按发动机超速 40% 的工况来计算，所以宜选择较大的 P_S。

(2) 气门弹簧的基本尺寸

气门弹簧一般为圆柱形螺旋弹簧，其基本结构参数有弹簧的平均直径 D_S、弹簧钢丝直径 d_1、有效圈数 i_e、总圈数 i 和自由节距 t 等。

D_S 根据结构布置条件确定，当每个气门用一个弹簧时，$D_S = (0.25 \sim 0.30)\ D$，式中 D 为气缸直径；

d_1 根据所要求的弹簧在气门全开时的最大弹力 P_{max}，由强度计算确定：

$$d_1 = 1.45\sqrt[3]{\frac{P_{max}\overline{D_S}}{\chi[\tau]}} \tag{3-5-21}$$

式中：i_e 则与弹簧刚度 c_S 即弹簧的变形能力有直接关系

$$i_e = \frac{Gd_1^4 f_{max}}{8P_{max}D_S^3} = \frac{Gd_1^4}{8c_S D_S^3} \tag{3-5-22}$$

(3) 气门弹簧的共振

指气门弹簧被升程曲线的高频成分激振而引起的共振。共振强烈时，会因应力增加引起疲劳破坏。抑制共振有多种方法，其中非线性特性弹簧（如锥形弹簧或变节距弹簧等）由于振颤较小，而多用于高速发动机上。变节距气门弹簧的载荷特性示于图 3-5-27，其设计要点如下。

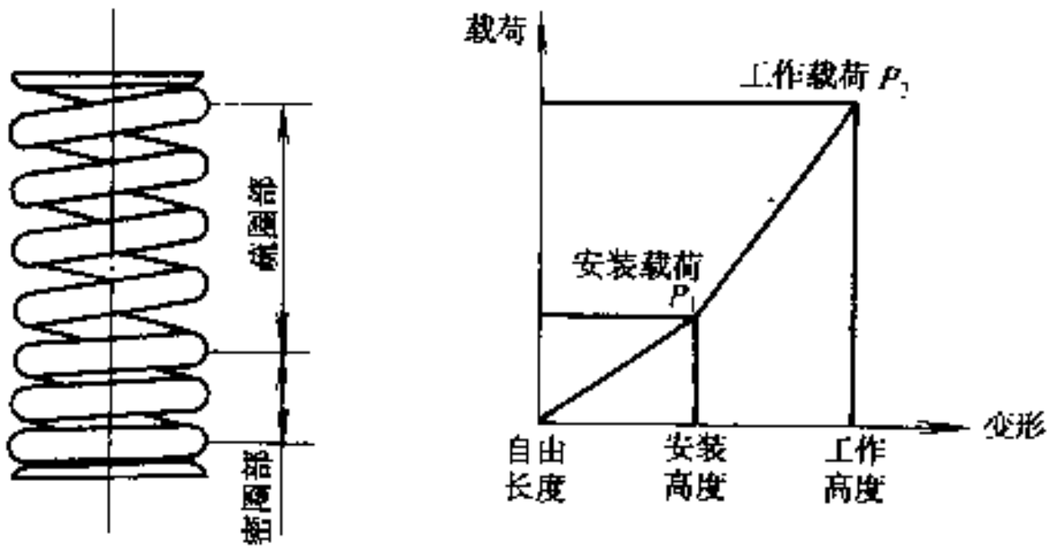


图 3-5-27 变节距气门弹簧的载荷特性

a. 确定安装载荷 P_1、工作载荷 P_2、工作行程 y（气门最大升程）、安装高度 L_S、弹簧平均直径 D、弹簧钢丝直径 d、并圈高度 L_m，L_m 比 $(L_S - y)$ 短 1～2mm。

b. 求出第 2 段弹簧常数 $K_2 = (P_2 - P_1)/y$，总有效圈数 $N_0 = (L_m/d) - a$（a 根据端圈磨平的厚度取 1～2），第 2 段有效圈数 N_2 由下式计算（G 为线材的切变模量，弹簧钢为 $8 \times 10^4 N/mm^2$）。

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$N_2 = \frac{G \cdot d^4}{8K_2 \cdot D^3} \tag{3-5-23}$$

c. 由公式 3-5-24 求出安装时和工作时的应力 τ_1（$P = P_1$）、τ_2（$P = P_2$），再求出平均应力 τ_m，应力振幅 τ_a，

$$\tau = K \cdot \frac{8P \cdot D}{\pi \cdot d^3} \tag{3-5-24}$$

式中：K——缠绕比

$$K = \frac{4c-1}{4c+4} + \frac{0.615}{c} \tag{3-5-25}$$

$$c = D/d$$

d. 第一段和第二段的固有频率 F_1（$N = N_0$）、F_2（$N = N_2$）由公式 3-5-26 计算。

$$F = \frac{d}{2\pi ND^2}\sqrt{\frac{g \cdot G}{2\rho}} \tag{3-5-26}$$

式中：ρ——材料的密度。

e. 判断下列项目

①应力 τ_2 应低于材料的拉伸强度的 0.4 倍；

②疲劳极限取决于材料和表面处理，τ_m、τ_a 应满足一定的安全系数；

③F_1、F_2 的值应适当。由于共振是气门升程曲线中高频成分引起的，因此在设计气门升程曲线时，希望高频成分的振幅小。这时振幅大的低频成分不应引起弹簧共振，弹簧固有频率应大于凸轮最大转速的 8 倍以上。为了进一步提高衰减共振的效果，将 F_1 和 F_2 的比取大一些。

(4) 气门弹簧的材料

用于制造气门弹簧的材料是优质弹簧钢丝，在适当的热处理后可保持弹性持久不变，并有很高的静强度、疲劳强度和抗冲击性。常用的材料有 65Mn、60Si2Mn 及 50CrVA 等。65Mn 的可淬性好、表面脱碳程度低、价格便宜，但易形成淬火裂纹，并产生热脆性的倾向，其屈服极限也低于 60Si2Mn 和 50CrVA。50CrVA 是一流弹簧钢，疲劳抗力和耐冲击韧性很高，表面脱碳倾向小，热稳定性好。对弹簧进行喷丸处理，使其表面形成挤压应力的表面层，可显著提高弹簧的疲劳强度，是汽车发动机气门弹簧常规的强化措施。此外，为防止弹簧在使用中因锈蚀而损坏表面，还要进行发蓝、镀锌、磷化等耐蚀和防锈的处理。

特殊情况下可使用非圆形截面的异形线材，不仅可降低最大应力和提高弹簧的固有频率，还可减小弹簧的长度，而这对降低安装高度、发动机小型化很有效。

3.5.5.7 弹簧座、锁块

1) 概述

常用的弹簧座和锁块的锁紧形状如图 3-5-28 所示。其工作原理是气门弹簧上座通过锥面和两片锁块紧抱气门杆，弹簧力不仅通过气门上的锁槽传递，也部分地通过气门杆直接传递。这种固定方式对气门杆的削弱最小。

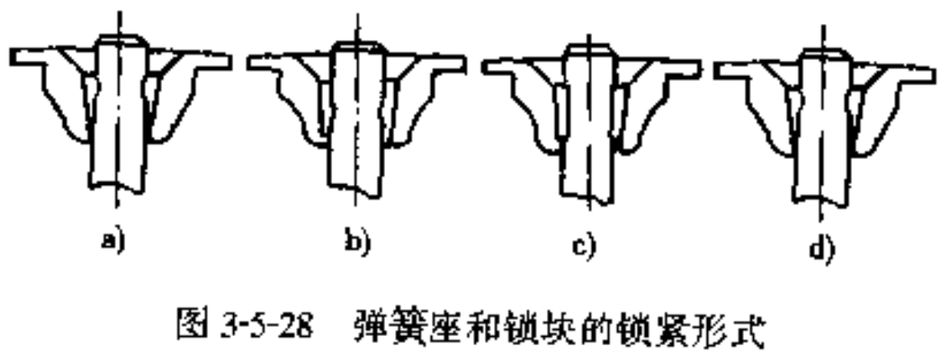


图 3-5-28 弹簧座和锁块的锁紧形式

a)外抱式(上槽)；b)外抱式(中槽)；c)外抱式；d)外抱式(3 槽)

2) 设计注意事项

①锁槽式结构用于气门头直径大、气门杆直径大、气门转动难的场合，使锁块和气门之间相对转动。安装状态是两个锁块互相顶住，气门不起楔子作用。对于大型发动机，为了适应气门头直径大而引起的高负

汽车论坛 http://www.qclt.com

荷要求，必须增加锁槽数量，提高锁块和锁槽的强度和硬度。

②锥度式结构利用锥面的楔子效应达到锁紧气门的作用。锥度愈小，楔子效果愈大，气门锁得愈紧。但是，弹簧座下端易破损，所以必须加大弹簧座下端直径，以确保刚度。另外，弹簧座安装高度的变动也大。一般取锥度 1/3 ~ 1/5 左右。锁块硬度控制在 700HV 左右，内径应略小于气门杆直径，以保证气门杆和锁块之间不会因转动而导致锁块和气门杆损伤。

3.5.6 凸轮轴驱动机构

3.5.6.1 概述

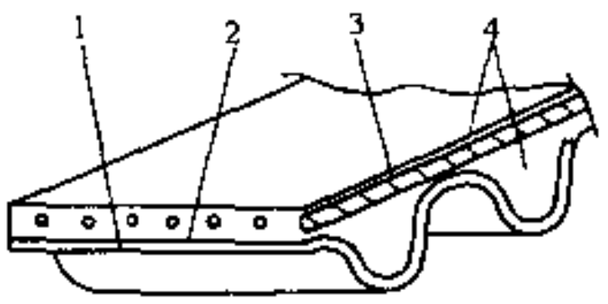
凸轮轴的驱动机构不仅要由曲轴带着凸轮转动，而且要使凸轮轴对曲轴保持一定的相位关系，以保证气门适时开闭，因此常被称为定时传动机构。

下置凸轮轴一般采用齿轮传动方式；顶置凸轮轴（OHC），由于必须用提高齿轮及轴距精度的方式来防止噪声，在现代发动机设计中已不采用齿轮，多采用齿带或链来驱动凸轮轴。

定时齿带内含钢丝或尼龙丝，具有长期使用后的磨损和伸长小、噪声小、不需润滑等优点。缺点是：不能沾油和水，必须加防护罩；高温下易老化，寿命较短；松边要加张紧装置，以免跳齿。

定时链的优点是传动能力强、自身宽度可以很小等；缺点是：磨损和伸长后噪声大、传动的速度有限；一般用节距为 0.318 英寸的滚子链，与一般动力传动链相比，要求长度方向的尺寸精度高；在链的松边要设置张紧链轮或张紧压板，压板的表面敷有多层橡胶；张紧力通过弹簧或液压自动调节；为了消减链的振动，应在链的边上设置滑轨。

定时齿带和链的构造见图 3-5-29。定时齿带的齿形有梯形、圆弧形等，齿的节距有 8mm、9.5mm（3/8 英寸）等。



定时齿带

No.	名 称
1.	齿布（帆布）
2.	防水层胶布
3.	芯线
4.	齿橡胶及背橡胶

定时链

No.	名 称
1.	滚子
2.	轴套
3.	滚子链节板
4.	销子链节板
5.	销

图 3-5-29 凸轮轴驱动装置的构造

3.5.6.2 设计注意事项

为改善齿带和链的耐久性，在设计时应注意以下几点：

1）定时齿带

齿带的破坏形态大致分为过大的齿根剪切应力造成的掉齿和弯曲疲劳造成的芯线拉断。

（1）齿根剪切应力

当工作应力大于皮带单齿的许用剪切应力时，齿根会发生龟裂以至于掉齿。齿根剪切应力可由齿带张力、齿带宽度和带轮啮合齿数等计算求得。根据由全部气缸的进、排气门合成的凸轮轴阻力矩计算出张力。由于齿带的长度和各轴的转动惯量等有时在使用转速内发生共振，必须将齿带换算成振动模型，求出共振点的张力。齿根剪切应力的计算结果实例如图 3-5-30 所示。齿带的弹性模量很小，所以紧边的第 1 啮合齿的应力值最大，该值必须在许用值以内。

（2）弯曲疲劳

对于齿带绕过的带轮和惰轮，按公式 3-5-27 求出弯曲疲劳系数 γ，其总和必须小于单体疲劳试验中得到的极限值。

设齿带的总齿数为 T，节距为 P，驱动轮齿数为 T_d，各轮的齿带曲率为 $1/R$，包角为 θ，发动机最高转速为 n_e，则

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$\gamma = \frac{T_d}{T} \cdot \left| \left(\frac{1}{R} - \frac{1}{R'} \right) \right| \cdot \theta \cdot n_{max} \tag{3-5-27}$$

式中：$R' = TP/2\pi$（背面弯曲时，R 为负数）。

2）定时链

（1）传动能力

传动链必须在规定的传动能力范围内使用。传动能力根据链上承受的负荷和链轮转速来选定。转速高时容许负荷降低（图 3-5-31）。通常，链的耐久性取决于链节板的疲劳破坏（A-B）。但是，链轮转速高时链轮齿对于滚子的冲击变大，滚子和轴套发生疲劳破坏（B-C）。转速再升高时，弯曲后的销和轴套之间的摩擦速度加大，以致烧伤（C-D）。通常将 A-B-C-D 以传动能力的形式表示。

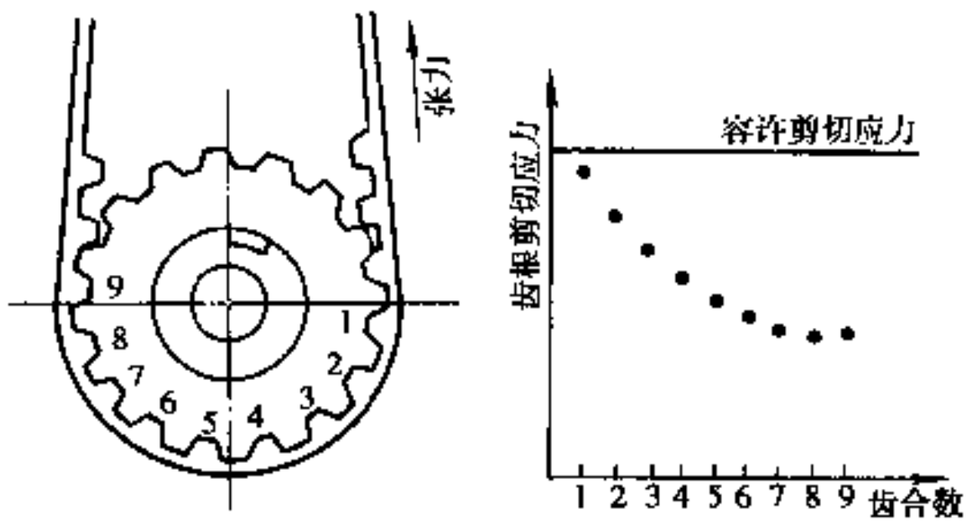


图 3-5-30 齿根剪切应力

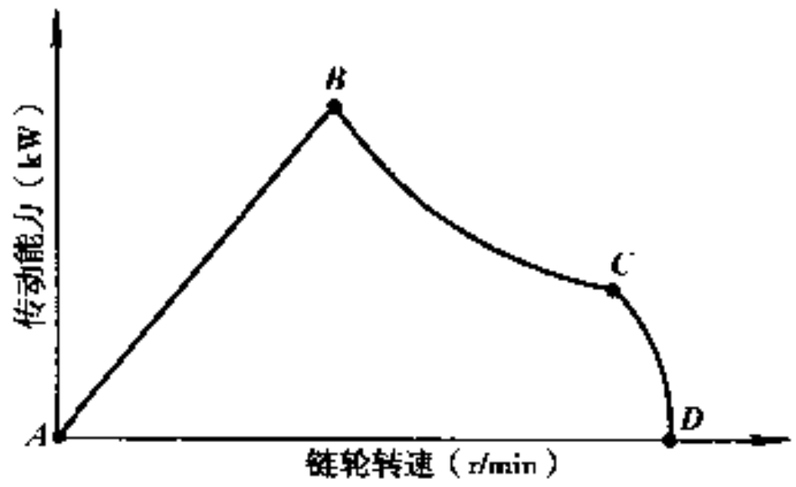


图 3-5-31 链的传动能力

（2）磨损伸长

链的伸长主要是因销和轴套磨损引起的。发生磨损伸长后，啮合时冲击变大，不仅出现噪声，而且传动能力下降。进行合理润滑可防止磨损，设置限位器是抑制跳动的有效方法。

3.5.7 可变气门机构

3.5.7.1 概述

目前国外开始采用可变气门定时和升程电子控制系统，目的是改善中低速范围的进排气效果，使发动机在所有工作区域内都具有良好的动力性。主要方法是将凸轮升程曲线分为低速型和高速型，通过电子控制系统根据使用需要在高、低速之间进行转换。目前主要采用的机构有两种，一是将可变机构置于摇臂中，分别使用两种气门升程曲线；另一种是将可变机构置于从动轮中，使凸轮错动相位。前者能改变气门升程曲线和配气定时，高速和低速时的气门曲线可以自由设定，但机构复杂。后者能改变气门升程量和气门开、闭角，所以高速区不能分别理想地调整，但机构简单。

3.5.7.2 使用示例

图 3-5-32 是现代广泛使用的可变定时和可变升程机构。该机构形成两种工作状态。一是被高压油推动的柱塞向右移动，使中间摇臂与主、副摇臂结合而同步工作，从而使两个进气门按右图中实线升程曲线工作，在高速范围内可获得与四气门等效的高功率输出。二是当油压消失、得出柱塞被弹簧推向中间位置时，中间摇臂与主、副摇臂脱开，使两个进气门按图中虚线升程曲线工作，从而小的进气量和高旋流，改善低速油耗并获得大转矩。这种工作过程保证了发动机可以在所有的工作区域内都具有良好的动力性和经济性。

汽车论坛 http://www.qclt.com

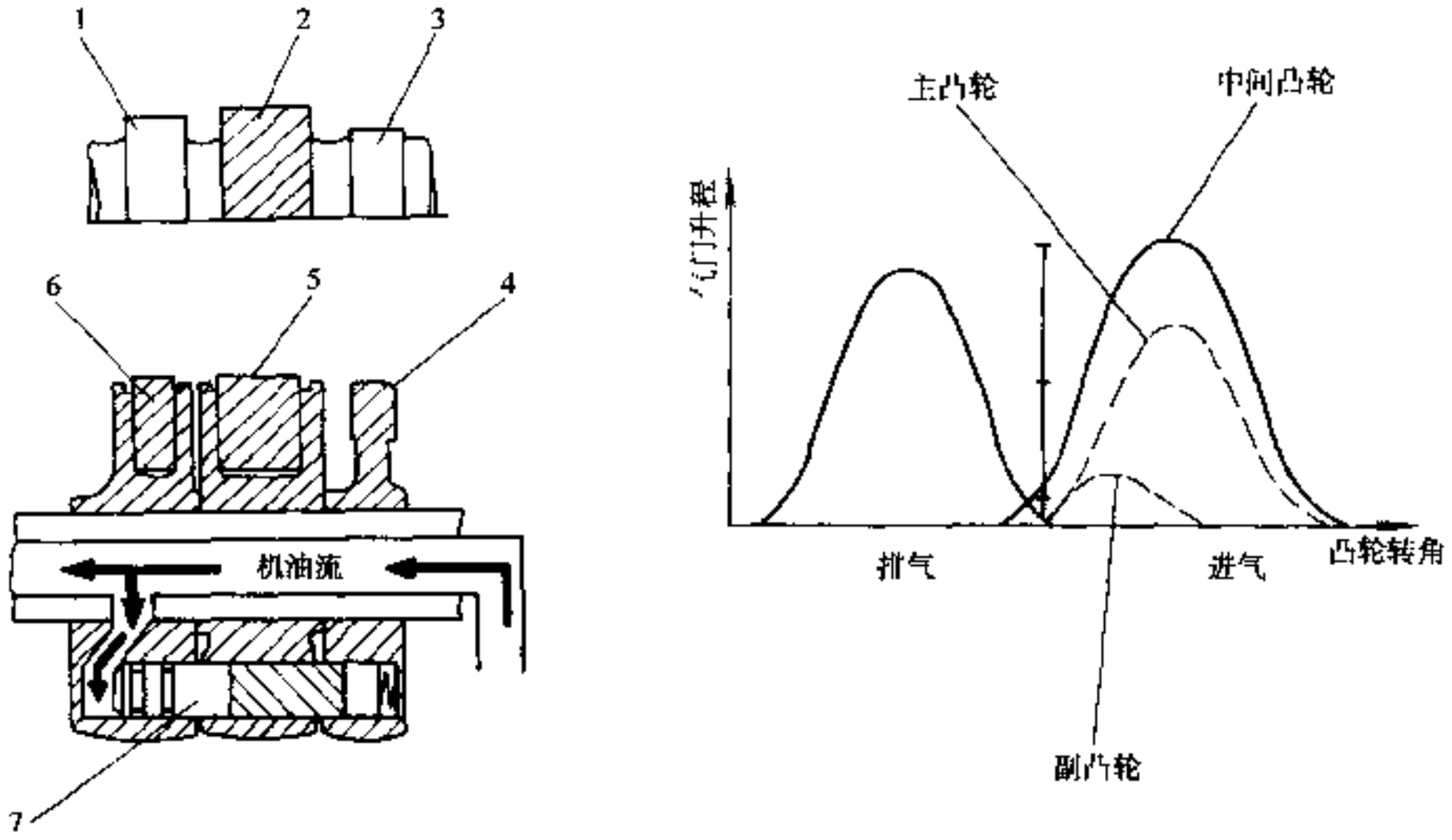


图 3-5-32 可变气门机构使用示例

1-主凸轮；2-中间凸轮；3-副凸轮；4-主摇臂；5-中间摇臂；6-副摇臂；7-柱塞

（撰稿人：蒋国英）

3.6 轴 承

轴承按照滑动面的形式分为滑动轴承和滚动轴承两种。滑动轴承在内燃机上已得到最广泛的采用，主要包括曲轴主轴承、连杆轴承、连杆小头轴承、凸轮轴轴承等，其中最重要的是曲轴主轴承和连杆轴承。

近几年来，发动机在向高性能化方面的发展已有了长足的进步，对发动机轴承的性能也提出了更高的要求。因此在设计轴承时应特别注意结合发动机自身的特点，选取合理的材料及结构尺寸，保证润滑，减小磨损，确保能够长期可靠运转。

3.6.1 滑动轴承的基本特性和设计参数

1）载荷容量

内燃机工作时，轴承受到缸内燃烧压力和活塞连杆组惯性力的动负荷作用。轴承系统的理想润滑状态是曲轴轴颈与轴承之间产生一层润滑油膜，油膜表面压力与轴颈外加负荷相平衡，把曲轴支撑起来。这时，油膜的压力分布被称为轴承的载荷容量。载荷容量是轴承设计的重要依据，轴承结构尺寸的确定和材料选择是在载荷容量的基础上进行的。

2）轴心轨迹

发动机轴承是典型的动载滑动轴承，轴承负荷的大小、方向是时间的周期性函数，轴心的瞬时位置也必然随时间推移而变化，负荷循环一次，轴心轨迹形成一封闭曲线，称轴心轨迹。图 3-6-1 表示了极坐标下的轴心轨迹。

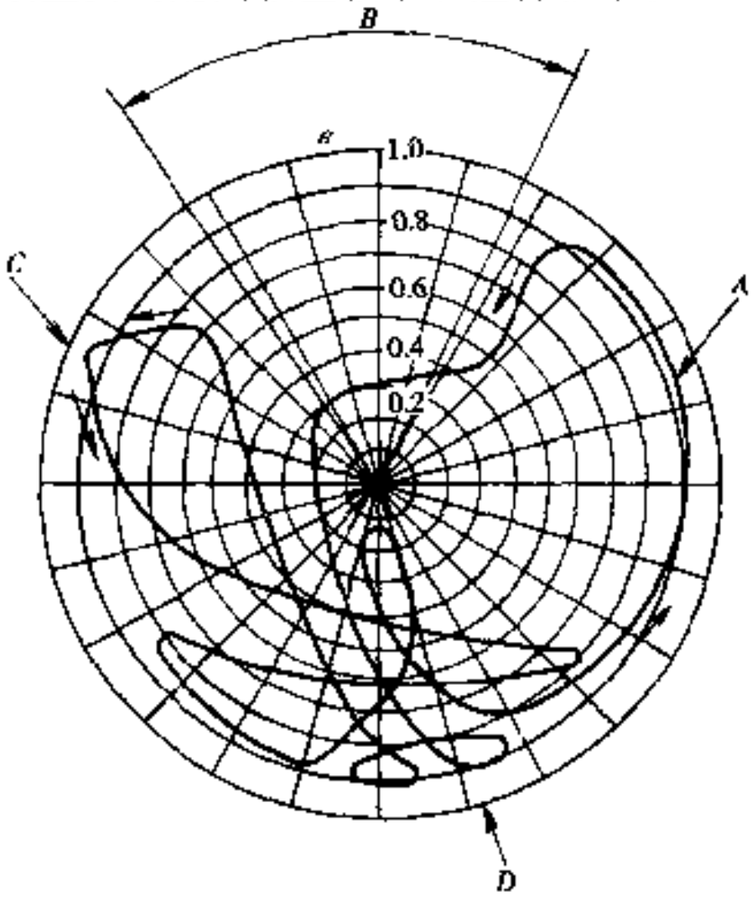


图 3-6-1 轴心轨迹

A-最薄油膜厚度(5μm)，接近于金属直接接触部位；B-适于轴承供油孔的部位；C-轴快速偏离，可能引起轴瓦表面穴蚀；D-轴承承受最大负荷部位(疲劳部位)

在动载滑动轴承中，当由旋转效应所产生的油膜压力 P_d 不

汽车论坛 http://www.qclt.com

足以平衡外加负荷时 P 时，轴心发生径向挤压运动，造成挤压油膜压力 P_v，由它们一起来平衡外负荷。因此轴心的平衡位置是由以上三个力的平衡关系来确定的。轴心轨迹的意义如下：

（1）可作为判断轴承实现液体润滑情况的重要依据，由轨迹曲线图可找出一个工作循环中的最小油膜厚度值 h_{min}及其延续时间。延续时间越长，轴承损坏的概率就越大。常规推荐连杆轴承 $h_{min} \geqslant 0.8\mu m$，主轴承 $h_{min} \geqslant 1.5\mu m$。

（2）帮助分析研究轴承损坏原因，改进设计。

（3）合理布置油孔或槽，实现轴承的最佳润滑。

3）轴承宽度

一般决定于发动机的总体布置，轴承宽度与轴承内孔直径比值（B/D）一般控制在 0.2～0.6 之间，连杆轴瓦的 B/D 值略大于主轴瓦的 B/D 值。B/D 的取值对轴承的各种性能影响很大，表 3-6-1 列举了与 B/D 有关的各种因素。

表 3-6-1 B/D 影响因素比较表

比较条件	短轴承（B/D 小）	长轴承（B/D 大）
油膜厚度	小	大
油膜压力	大	小
摩擦损失	小	大
油量、冷却能力	大	小
轴承刚性	小	大
减振能力	小	大
端接触	有利	不利
轴承尺寸	小	大

具体设计轴承时，B/D 值的确定应考虑到如下三方面的要求。

①现代发动机为了获得紧凑的外形，总是在尽量缩短气缸轴距，另一方面轴瓦表面精加工技术和材料性能也在不断地进步，因此 B/D 的取值越来越小已成为一种趋势。

②试验证明，油膜压力与轴承宽度的二次方成正比，故增大轴承宽度对油膜厚度有利。但实际上轴承越宽，通过轴承机油流量越少，带走的热量也越少，因而油膜温度升高，粘度下降，可能反使轴承的负荷能力恶化。特别是较宽的轴承易产生边缘负荷，造成负荷分布不均匀。油膜越薄，相对越窄的轴承负荷能力较高。图 3-6-2 示出了 B/D值与负荷能力的关系。

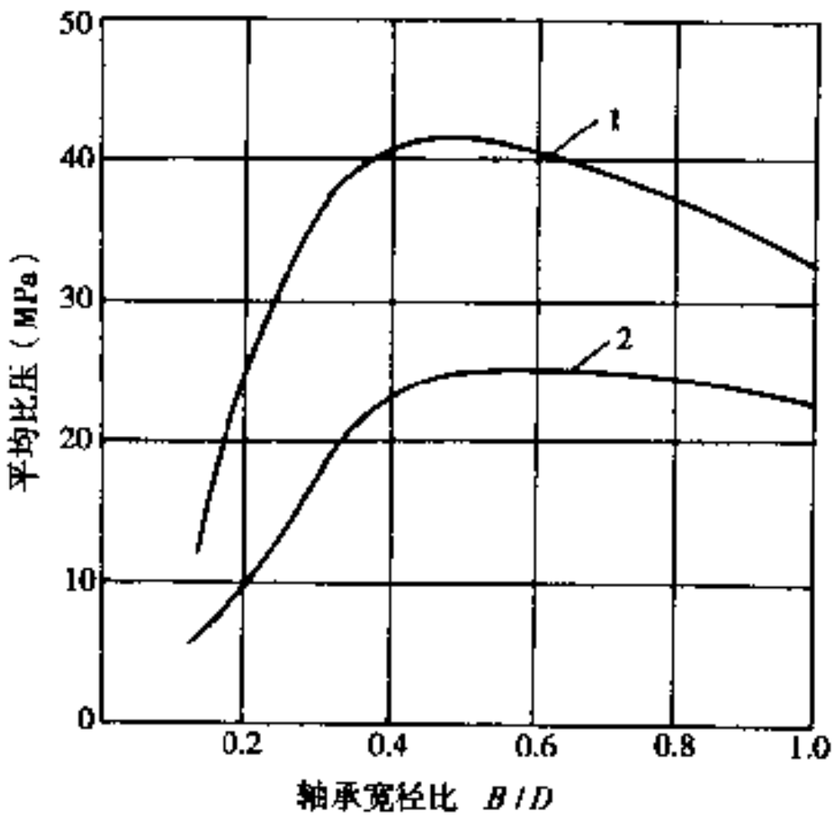


图 3-6-2 B/D 值的轴瓦负荷能力的关系

1-最小油膜厚度 1μm；2-最小油膜厚度 2μm

③材料要求。在初步确定轴承宽度 B 和轴承内孔直径 D 后，为保证轴承的耐疲劳性能，需要对有关的轴承比压和工作表面线速度进行验算

$$\sigma_{max} = P_{max}/dB \leqslant (\sigma_{max})$$

式中：σ_{max}——轴承比压，MPa；

P_{max}——作用在轴承上的最大负荷，N；

d——曲轴轴颈名义直径，mm；

B——轴承有效宽度，mm；

汽车论坛 http://www.qclt.com

（σ_{max}）——轴承合金材料的许用比压值（参见表 3-6-15），MPa。

$$v = \pi dn/6000 \leqslant v_{max}$$

式中：v—— 轴承工作表面线速度，m/s；

n ——轴颈转速，r/min；

d——轴颈直径，mm；

v_{max}——轴承合金材料的极限线速度（参见表 3-6-15），m/s。

4）轴承间隙

轴承孔径 D 与轴颈直径 d 的差值 Δ 称为轴承间隙。通常用相对间隙（间隙直径比 $\Psi = \Delta/D$）表示。轴承间隙的大小对于轴承的承载能力及最小油膜厚度影响很大，轴承的承载能力与相对间隙 Ψ 的平方成正比，对每一个轴承都有一个对应最小油膜厚度能达到最大的最佳轴承间隙。另外间隙的大小还与工作表面的粗糙度、形位公差、轴承材料、润滑剂性能等因素有关，表 3-6-2为各种轴承材料推荐选用的相对间隙值，表 3-6-3 为与相对间隙有关的各种因素。

表 3-6-2 各种轴承材料推荐选用的相对间隙 Ψ 值

轴承材料	Ψ（%）	
	连杆轴承	主轴承
巴氏合金	0.4～0.7	0.6～0.8
铜基合金	0.75～1.1	0.8～1.2
铝基合金	0.7～1.0	0.8～1.2

表 3-6-3 影响 Ψ 的各种因素

设计和制造条件	Ψ 小	Ψ 大
滑动速度	小	大
旋转方式	摇动	单向旋转
载荷	大	小
载荷状态	旋转载荷	静止载荷
轴径 D	大	小
宽径比 B/D	小	大
材料弹性模量	小	大
导热性	小	大
支撑方式	调心	刚性支撑
轴的表面粗糙度	小	大
加工安装精度	高	低

5）油槽和润滑油孔

油槽布置和油孔位置对油膜承载能力有很大影响。油膜压力沿轴承轴向分布大致成抛物线形状，轴承承载能力与轴承宽度的三次方成正比。轴瓦中间开油槽后，承载能力仅为无油槽的 1/4（图 3-6-3），所以为保证承载能力，负荷较大的连杆轴瓦和主轴承下瓦基本不开油槽。设计时优先选用的油槽形状如图 3-6-4，油槽底部壁厚 G_E 不小于 0.7mm。

轴承油孔最好布置在轴承的低负荷区，若布置在高负荷区，将造成油膜压力泄漏，破坏轴承的承载能力，同时引起供油不足，具体布置时可参照轴心轨迹计算的结果。

汽车论坛 http://www.qclt.com

油槽、油孔边缘必须光滑过渡，以免撕破油流，破坏油膜。油路设计上应尽可能均匀过渡，凡尖锐的转折、截面突变、不良分支都会引起过高的流动阻力，影响供油量。

6）自由弹势

为了使轴瓦在装配时正确就位，并紧密地与轴承座孔贴合，轴瓦在自由状态下并非呈真正的半圆形，弹开的尺寸比直径稍大些，超出值称为自由弹势。一般规定薄壁轴瓦最小自由弹势 0.25～0.5mm，最大 1.2～1.5mm。轴瓦工作一段时间后，自由弹势就会减小，这是检查轴瓦机械强度的重要指标，如果自由弹势小于上述最小值，就不能再用。

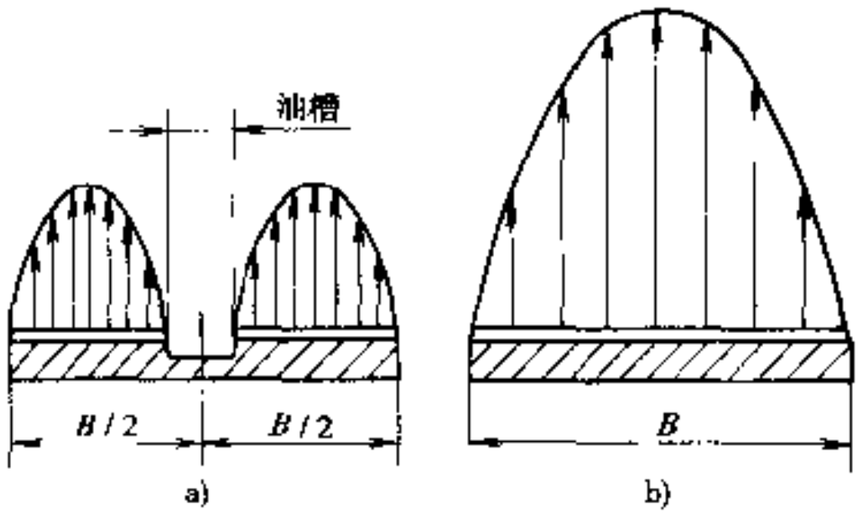


图 3-6-3 有无油槽对轴瓦承载能力的影响

a)有油槽，负荷能力为 $B^1/4$；b)无油槽，负荷能力为 B^1

7）轴承厚度

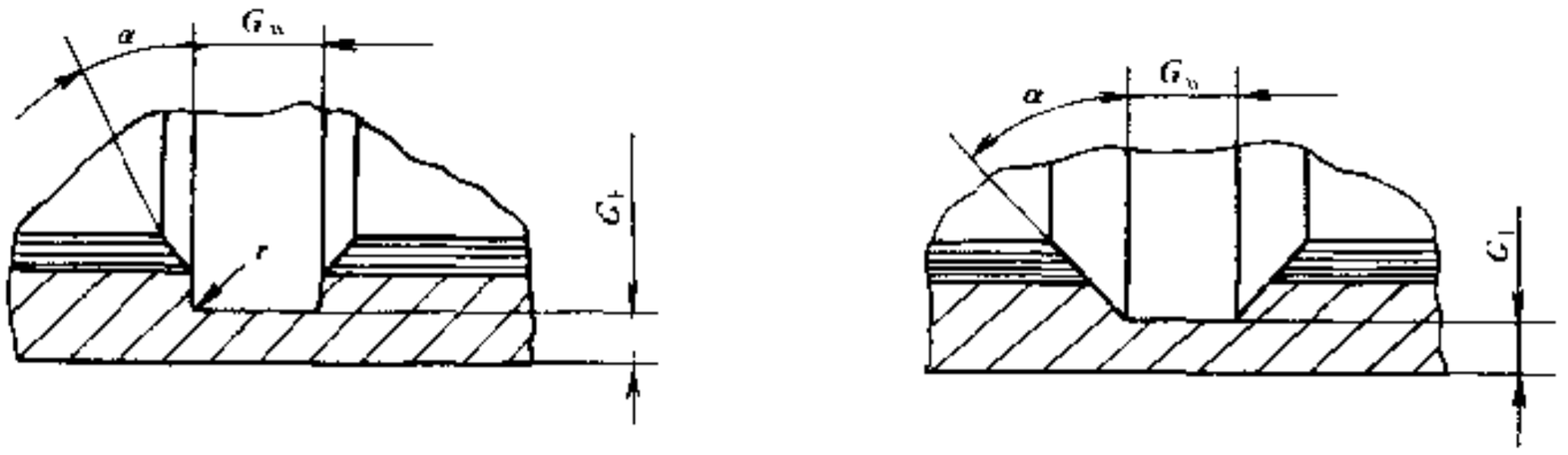


图 3-6-4 油槽形状

r-倒角半径；G_w-油槽宽度；G_t-油槽底部厚度；α-一般为 30°或 45°

轴瓦厚度包括钢背厚度、合金层厚度和表面镀层厚度等。设计时，参见表 3-6-4 确定轴瓦壁厚及公差，合金层厚度的确定参见 3-6-5。

表 3-6-4 轴承壁厚公差（mm）

轴承座孔直径 D_0		轴承壁厚公差	
>	≤	机加工轴瓦	电镀轴瓦
—	45	0.008	-
45	75	0.008	0.012
75	110	0.010	0.015
110	200	0.015	0.022

表 3-6-5 合金层推荐厚度（mm）

轴瓦名义厚度	合金层厚度		
	巴氏合金	铝基合金	铜铅合金
1.5～2.0	0.08～0.15	0.08～0.15	
2.5	0.10～0.18	0.10～0.18	0.25～0.40
3.0	0.13～0.25	0.13～0.25	
3.5	0.18～0.35	0.18～0.30	0.30～0.70

8）轴承半圆周长公差（压缩高度）

汽车论坛 http://www.qclt.com

正确选择和检查轴瓦的过盈量是保证轴瓦正常运转和持久使用的关键问题之一。过盈不足，轴瓦和轴承座就不能作为整体一起变形；过盈过大，则轴承紧固螺栓及轴瓦本身所受应力过大，导致屈服、松弛。在确定过盈量之前，首先要先明确轴瓦预应力 σ 的大小，一般规定 100MPa < σ < 200MPa。轴承半圆周长公差可参见表 3-6-6 给出。对于薄壁轴瓦，可按图 3-6-5 和图 3-6-6 装置检验压缩高度，检验载荷按下式计算。

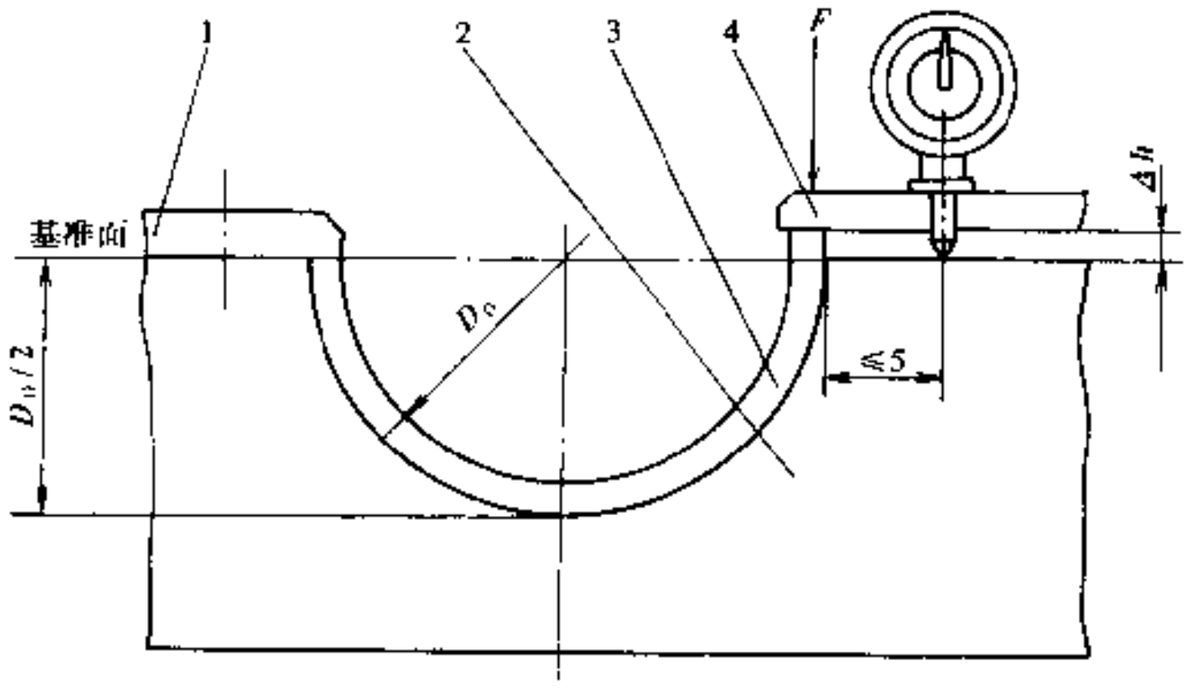


图 3-6-5 一端加力的检验装置

D_0-轴瓦座孔直径上限值；Δh_1-半圆周长公差；F-图纸规定的检验力

1-固定压板；2-半圆检验座；3-测试轴瓦；4-加力板

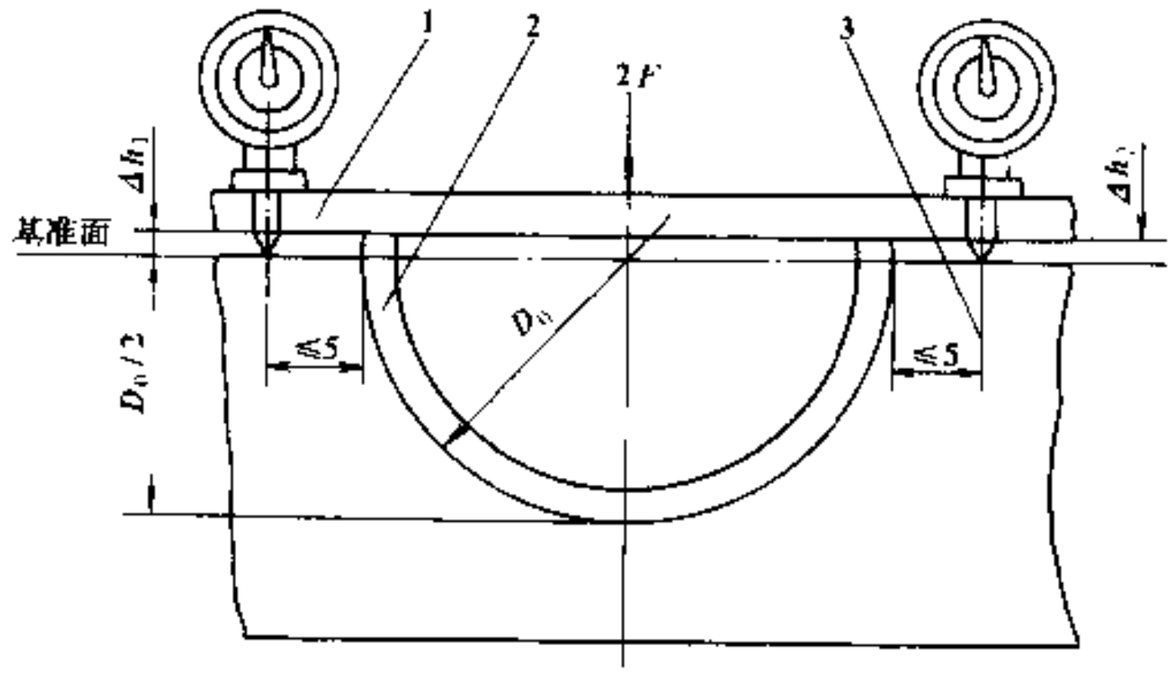


图 3-6-6 两端加力的检验装置

D_0-轴瓦座孔直径上限值；$\Delta h_1 + \Delta h_2 = \Delta h$ 半圆周长公差；F-图纸规定的检验力

1-加力板；2-测试轴瓦；3-半圆检验座

$$F = 100 \cdot L \cdot t'$$

式中：F——检验载荷，N；

L——轴瓦宽度，mm；

t'——轴瓦等效壁厚，mm；

$$t' = (t - t_0) + at_0$$

式中：t——轴瓦实际壁厚，mm；

t_0——轴瓦合金层厚度，mm；

a——减摩合金折算系数，巴氏合金 $a = 1/4 \sim 1/3$，高锡铝合金和铜铅合金 $a = 1/3 \sim 1/2$。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 3-6-6 半圆周长公差 h_0（mm）

轴承座孔直径 D_0		半圆周长公差 h_0
>	≤	
	45	0.030
45	75	0.035
75	110	0.040
110	160	0.045

9）定位唇和定位槽

薄壁轴瓦都冲切出定位唇，在轴承座孔中铣出相配的定位槽。定位唇的作用在于便于安装，而轴瓦在座孔中“不转、不移、不振”，则完全靠轴瓦与轴承座之间的过盈装配来保证。定位唇和轴承座中的定位槽尺寸、公差见图 3-6-7、图 3-6-8 和表 3-6-7 至表 3-6-9。

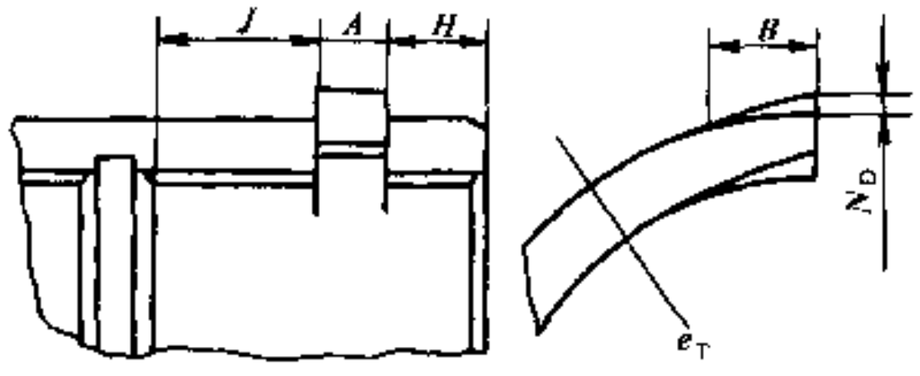


图 3-6-7 定位唇

图中：H 可为零，否则 $H \geqslant 1.5e_T$，但不小于 2mm；J 可为零，否则 $J \geqslant 2$mm

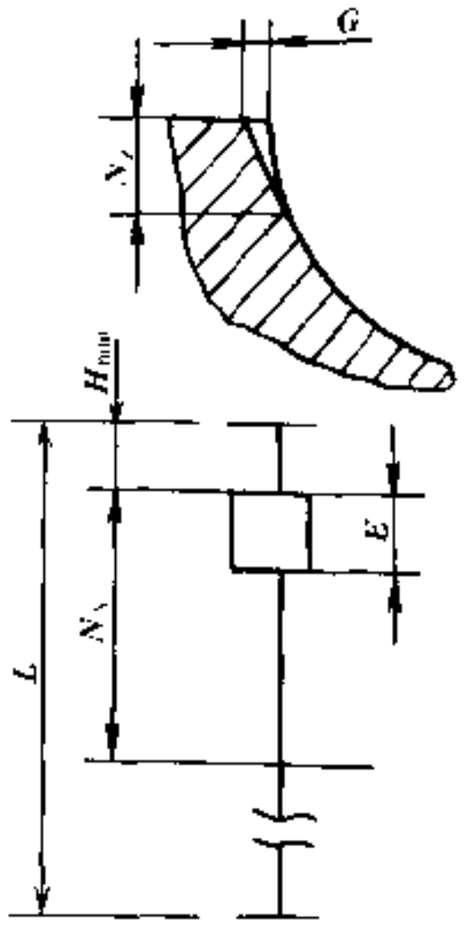


图 3-6-8 轴承座中的定位槽

图中：$N_1 = L/2 - H_{min}$，公差为 0 ~ 0.13

表 3-6-7 轴瓦定位唇尺寸（mm）

轴承座孔直径 D_0		A	B	N_D
>	≤			
—	38	2.72 ~ 2.84	3.0 ~ 4.0	0.8 ~ 1.1
38	63	3.72 ~ 3.84	5.0 ~ 6.0	1.0 ~ 1.3
63	85	4.67 ~ 4.81	5.0 ~ 6.0	1.2 ~ 1.5
85	120	5.67 ~ 5.81	6.0 ~ 7.0	1.4 ~ 1.7

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 3-6-8 轴瓦定位槽尺寸（mm）

轴承座孔直径 D_0		E	N_Z	G
>	≤			
—	38	3.06 ~ 2.94	5.5 ~ 4.5	1.75 ~ 1.50
38	63	4.06 ~ 3.94	8.5 ~ 7.0	2.15 ~ 1.75
63	85	5.07 ~ 4.93	10.0 ~ 8.0	2.60 ~ 2.00
85	120	6.07 ~ 5.93	12.0 ~ 9.0	3.00 ~ 2.25

10）对口面处壁厚削薄

由于轴瓦以很大的过盈量装配于轴承座孔中，对口面处有内缩的趋势，导致该处合金层发生早磨和咬合现象。为此在从对口面算起 10° ~ 25°范围内将壁厚削薄，图 3-6-9，表 3-6-9 规定了相应的尺寸。

表 3-6-9 轴瓦削薄尺寸与公差（mm）

轴承座孔直径 D_0		公差 H_D	$P_D = e_T - e_1$
>	≤		
—	38	0 -2	0.025 ~ 0.012
38	63	0 -3	
63	85	0 -3	
85	120	0 -4	0.030 ~ 0.015

11）椭圆轴瓦

随着发动机向高速和高强化发展，椭圆轴瓦已得到广泛的使用。如图 3-6-10 所示，用偏心镗削的加工工艺，使轴瓦壁厚由其中央截面向对口面逐渐减小，在装配状态下轴瓦工作表面即成椭圆。偏心距 E_z 是在径向平面上轴瓦外表面的中心 G_1 和轴瓦内孔中心 G_2 之间的距离。

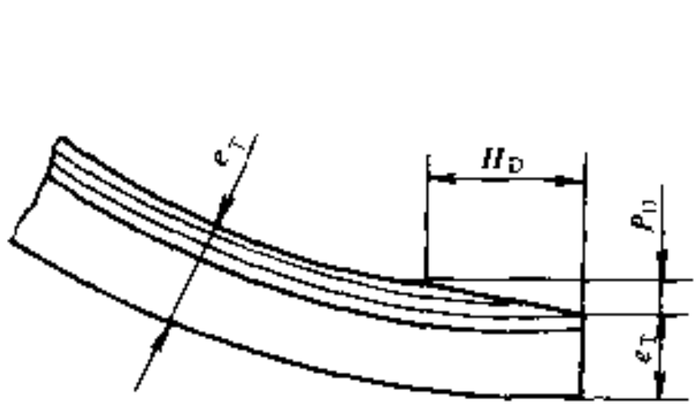


图 3-6-9 对口面处壁削薄

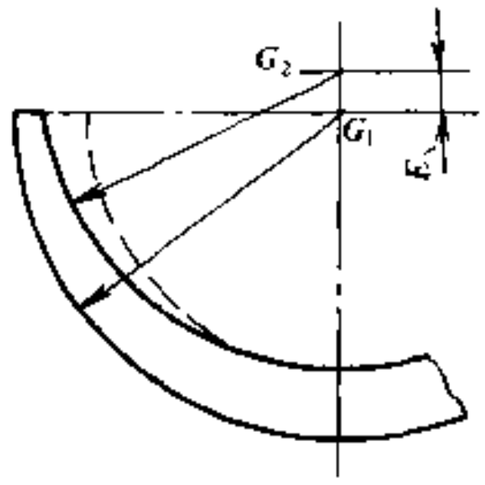


图 3-6-10 椭圆轴瓦

汽车论坛 http://www.qclt.com

12）翻边轴瓦

为保证曲轴及装配在曲轴上的各零件的轴向位置一定，并承受轴向力．曲轴的各主轴颈中必须有一道是相对于主轴承座双向定位的。由于翻边工艺已广泛使用，且翻边轴瓦优于止推片的定位性能，应用翻边轴瓦的发动机越来越多。翻边瓦的结构如图 3-6-11 所示，表 3-6-10、表 3-6-11 规定了有关尺寸及公差。测量翻边轴瓦压缩高度的检验载荷按下式计算。

$$F = 125 \cdot Z \cdot e_1$$

式中：F——检验载荷，N；

Z——止推边之间公称开挡，mm；

e_T——轴瓦公称厚度，mm。

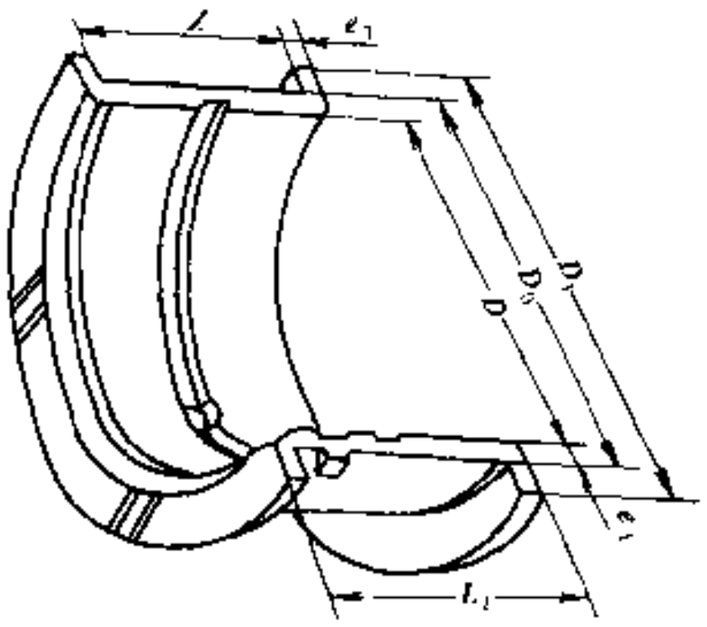


图 3-6-11 翻边轴瓦的结构简图

表 3-6-10 翻边轴瓦座孔直径、轴瓦内径、壁厚、止推片外径和止推边之间开挡（mm）

轴承座孔直径 D_0	壁厚 e_T 对应的轴瓦内径 D							D_1	Z		
	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	5.0	6.0				
40	36	35						52	15	17	21
42	38	37						54	16	18	22
45	41	40						57	17	19	24
48	44	43						60	18	21	25
50	46	45						62	18	21	26
53	49	48						65	19	23	28
56	52	51						68	20	24	29
60	56	55						72	22	25	31
63	59	58						79	23	27	33
67		62	61					83	24	28	34
71		66	65					87	25	29	36
75		70	69					91	26	31	38
80		75	74					96	28	33	41
85		80	79					105	30	35	43
90			84	83				110	31	37	45
95			89	88				115	33	39	48
100			94	93				120	34	41	50
105			99	98				129	36	43	53
110			104	103				134	38	45	55
120			114	113				144	41	49	60

表 3-6-11 翻边轴瓦实测的高出度 S_N 和壁厚 e_T 的公差（mm）

轴承座孔直径 D_0		S_N 的公差	E_T 公差		轴承座孔直径 D_0		S_N 的公差	E_T 公差	
>	≤	$(S_{Nmax} - S_{Nmin})$	机加工瓦	电镀瓦	>	≤	$(S_{Nmax} - S_{Nmin})$	机加工瓦	电镀瓦
—	45	0.030	0.008	0.012	110	160	0.045	0.015	0.022
45	75	0.035	0.008	0.012	160	200	0.050	0.015	0.022
75	110	0.040	0.010	0.015	200	250	0.055	0.020	0.030

3.6.2 轴承材料及其选择

1）轴承材料的主要性能

汽车论坛 http://www.qclt.com

①作用在轴承上的载荷具有交变性和冲击性，轴承材料应具有足够的疲劳强度，以免龟裂和剥落。

②有良好的减摩性能，包括抗咬合性、嵌藏性和顺应性。抗咬合性是指油膜暂时间断、轴承和轴颈表面有局部直接接触摩擦升温高的情况下(起动和停车等)，轴承和轴颈不容易与相咬合而发生擦伤的性质，这与轴承合金的亲油性有关；嵌藏性是指轴承合金允许很少量硬质的尘沙、磨屑等细微颗粒嵌入合金层而避免刮伤轴颈和随之伤及自身的能力；顺应性是指轴承合金层适应轴颈几何形状偏差或变形而减小边缘载荷和磨损，使载荷和磨损均匀化的能力。轴承的抗咬合性、嵌藏性和顺应性好，轴承合金和轴颈就比较耐磨，寿命长。

③耐腐蚀性。

④抗穴蚀性，以承受轴承表面上润滑油局部压力降低而产生的气泡爆裂破坏的能力。

⑤瓦背材料应具有足够的抗压屈服极限、粘结强度。低碳钢是符合上述要求的材料，我国常用08、10、15、20号优质碳素钢。

几乎没有一种轴承合金能同时满足上述要求。一般而言，较硬的材料具有较高的力学性能，而较软的材料则有较好的表面减摩性能。采用在基本合金层上再加软合金镀层（0.013～0.03mm）的复合式轴瓦结构，就是为了改善表面减摩性能，并同时保持基本合金较好的力学性能。

2）轴承合金材料

(1) 巴氏合金是锡基和铅基轴承合金材料的总称。由于有最好的抗咬合性、顺应性和嵌藏性等表面特性，至今仍是低速柴油机和轻、中型汽车发动机较好的轴承合金材料。但由于其承载能力和疲劳强度较低，且随工作温度升高强度急剧下降，故在现代汽车发动机上应用逐渐减少。减薄巴氏合金层的厚度，可以提高轴承的承载能力和疲劳强度，合金层厚度由0.5～0.3mm减薄到0.1～0.05mm，其承载能力和疲劳强度可以提高50%～100%，在相同载荷下疲劳寿命增加3～5倍。因此国外为了扩大巴氏合金的应用范围，发展了合金层厚度在0.13mm以下的超薄巴氏合金轴承。

(2) 铜基合金

包括铜铅合金和铅青铜。具有疲劳强度高和承载能力大的突出优点，随着发动机的逐渐强化，已得到普遍使用。铜铅合金是指含铅25%～40%的铜铅二元合金，具有很好的抗咬合性、顺应性和嵌藏性，其疲劳强度是巴氏合金的2～3倍。铅青铜是含锡2%～4%的青铜，具有更高的强度和耐疲劳性，其疲劳强度是巴氏合金的3～6倍，而且具有高的耐腐蚀性，有逐步取代了铜铅合金的趋势。

为了改善轴瓦表面减摩性能和耐腐蚀性，可采用在铜铅合金层上再电镀一层较软的减摩合金层，构成“钢背-铜铅合金-表层”三层结构。减摩合金层成分一般为Pb、Sn、Cu等，厚度为0.02～0.03mm，提供了保证曲轴系统有效工作的柔顺性。

(3) 铝基合金

主要有含锡6%左右的低锡铝合金、含锡20%的高锡铝合金、铝硅合金和铝铅合金。与其它合金相比，铝基合金具有良好的耐疲劳性、耐磨性和耐腐蚀性，抗咬合性与铜铅合金比较相近。

3）轴承材料的选择

设计实践证明，额定工况下轴承的最小油膜厚度及其持续时间和最大油膜压力是选择内燃机轴承材料的重要依据。在此基础上，结合发动机机型、功率、用途，润滑油品质、工作温度、相关零件的加工方法及精度等因素，选择既能满足承载能力和疲劳强度等性能又经济的轴承材料。表3-6-12为国内常用轴承材料的综合性能和用途。

3.6.3 润滑方式

发动机工作时，大部分有压力机油经过机体、曲轴上的油路到达主轴瓦和连杆轴瓦的表面，保证润滑。图3-6-12表示了发动机轴承最常用的润滑结构，表3-6-

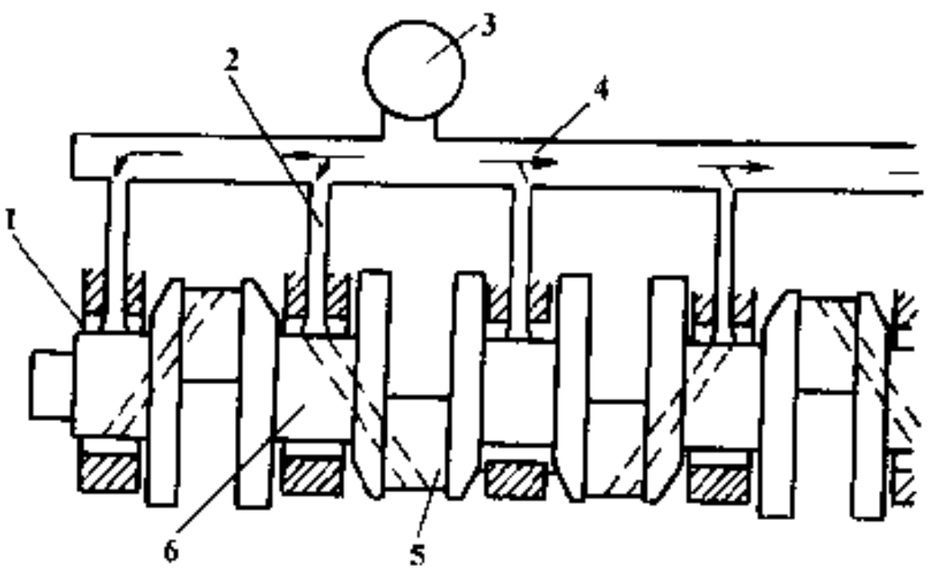


图3-6-12 轴承常用润滑结构

1-主轴瓦；2-机油通路；3-机油泵；4-主油道；5-曲柄销；6-主轴颈

汽车论坛 http://www.qclt.com

13 列举了影响机油输送的重要设计参数。

表 3-6-12 国内常用轴承材料的综合性能和用途

品种 / 化学成分	巴氏合金	铜基合金		铝基合金		
	SnSbCu4	CuPb10Sn10	CuPb24Sn	AlSn20Cu	AlSn12Si4Cu2	AlPb 合金
结构型式	双层	双层	双层或三层	双层	双层	双层
合金硬度 HB	18 ~ 29	70 ~ 130	60 ~ 95	25 ~ 35	45 ~ 60	$46H_A$
轴颈硬度	160 ~ 250	≥350	≥330	≥230	≥250	
最高使用温度℃	120	260	200	160	160	
许用比压 MPa	15 ~ 18	60 ~ 80	35	30	35	
许用圆周转速 m/s	7 ~ 10		10 ~ 13	13 ~ 15		
耐疲劳性	低	高	高	较高	较高	较高
耐磨性	一般	好	好	一般	好	好
抗咬合性	最好	差	好	好	好	好
嵌藏性	最好	差	好	好	一般	好
耐腐蚀性	最好	差	一般	一般	一般	一般
经济性	最好	差	差	好	一般	较好
主要应用场合	汽油机主轴瓦、连杆瓦、凸轮轴衬套	连杆小头衬套	强化内燃机主轴瓦、止推瓦、连杆轴瓦、凸轮轴衬套	中等负荷的内燃机主轴瓦、连杆瓦、止推瓦、凸轮轴衬套	中等负荷的内燃机主轴瓦、连杆瓦、止推瓦	高速内燃机主轴瓦、连杆瓦、止推瓦

表 3-6-13 影响轴承供油特性的设计参数

主要设计参数		发动机运转条件
机油收集器	吸油阻力	对发动机的低温起动影响很大 对发动机的高速运转也有影响
机油泵	供油排量	
机油道	滚动阻力	
主轴瓦油槽	滚动阻力	
机油滤清器及冷却器	压力损失	
主轴瓦油槽	滚动阻力	对发动机的高速运转有很大影响
曲轴油孔	滚动阻力	

为了满足低温起动和高速运转时的润滑要求，在进行润滑设计时，必须注意以下各点。

1）低温时润滑供油的设计要点

以 -25℃以下的严冬为例，使用的机油为 SAE10W-30、20W-40、30 时，粘度过大，不能充分向轴承供油。为此，必须考虑好机油泵的吸入和排出系统工作顺畅，确保低温时具有足够的供油能力。最有效的方法是降低吸入阻力，即合理选择吸油管的孔径、长度、机油收集器的有效面积，同时还要降低机油泵后方的排油阻力，如机油滤清器、机油冷却器、机油管和油道、主轴瓦油槽断面面积等。

2）高温和高速运转时润滑供油的设计要点

为了充分满足连杆轴瓦的润滑需要，应该尽量加大主轴瓦的油槽断面面积。当然，不得损失主轴瓦的

汽车论坛 http://www.qclt.com

载荷容量，并充分协调好二者关系. 如果没有办法确保油槽的断面面积，可以在主轴承座上设置专用油槽，并利用主轴瓦上的多个油孔，使主轴瓦油槽和主轴承座油槽联通，从而降低主轴瓦油槽的机油流动阻力，加大向连杆轴瓦供油的能力 （撰稿人：王鲁生）

3.7 进排气系统

3.7.1 概述

把空气或混合气导入发动机气缸的零部件集合体称为发动机进气系统。把气缸内燃烧废气导出的零部件集合体称为发动机排气系统。图 3-7-1 和图 3-7-2 分别表示发动机的进气系统和排气系统。

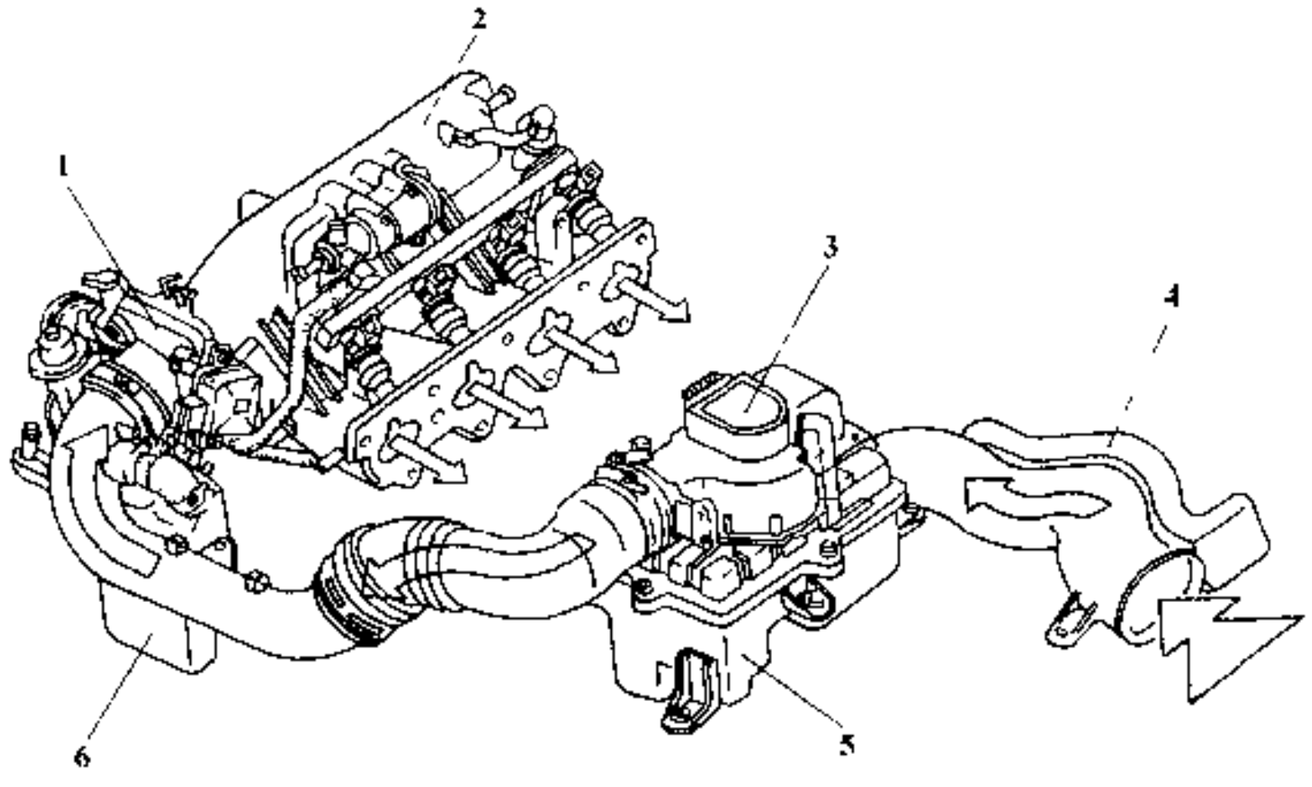


图 3-7-1 发动机进气系统

1-节气门体；2-进气管；3-空气流量计；4、6-谐振室；5-空气滤清器

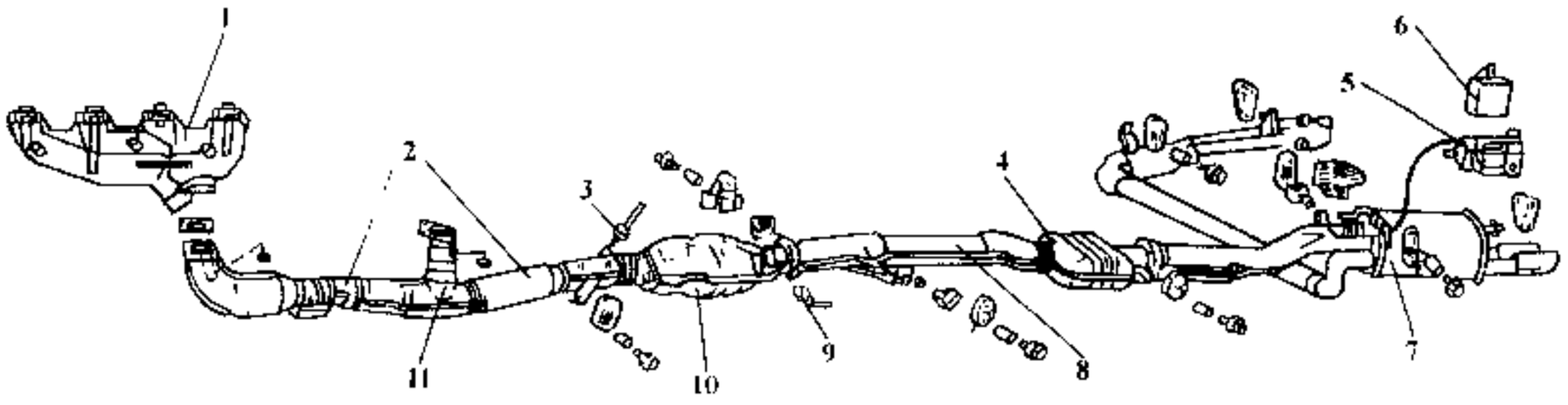


图 3-7-2 发动机排气系统

1-排气管；2-挠性连接管；3 氧传感器；4-副消声器；5-执行器；6-排气控制装置；7-主消声器；8-中间管；9-高温传感器；10-催化反应器；11-前管

3.7.2 进气歧管

1）进气歧管的结构和作用

化油器式和节气门体单点喷射式发动机与多点喷射式发动机的进气歧管的形状和作用有很大不同，结构简图如图 3-7-3 所示

化油器式发动机由于要考虑燃料在进气歧管中的雾化、为保证一定的流速和运动方向，对歧管直径和长短甚至断面形状等都有一定要求。而喷射式发动机的进气歧管由于没有燃料在进气管路中的雾化问题，

汽车论坛 http://www.qclt.com

多考虑利用其长短变化以增加充气量，管路形状多由整车布置需要而定。

化油器式和单点喷射式发动机的进气歧管是由化油器和节气门体安装法兰、带水预热或废气预热的混合室及进气管与气缸盖的连接法兰等部分组成。多点喷射发动机的进气歧管是由节气门体安装法兰、稳压箱、进气歧管及与气缸盖的连接法兰组成。

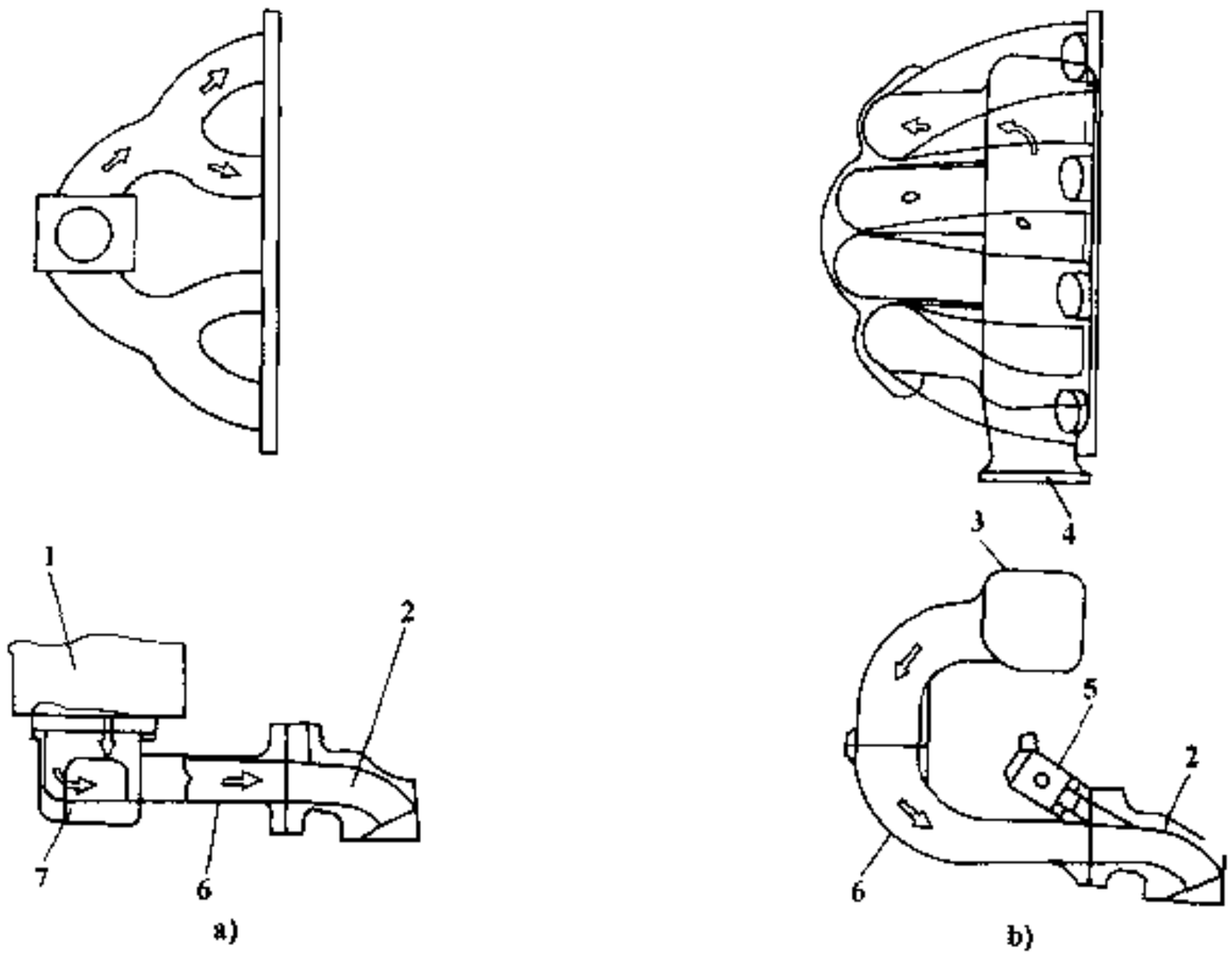


图 3-7-3 进气歧管实例

a)装化油器或单点喷射系统时使用的进气歧管；b)多点喷射时使用的进气歧管

1-化油器或节气门体；2-气缸盖进气道；3-稳压箱；4-节气门；5-喷油器；6-进气管；7-温水加热

进气歧管的作用，一是把空气、燃料、曲轴箱通风的油气和 EGR（排气再循环）的废气均匀地分配给各缸；利用进气歧管和稳压箱的形状和长短提高充量系数，化油器式和单点喷射式发动机的进气管对燃料雾化和分配有较大影响，设计时应给予足够重视。

2）进气歧管的设计要点

为了获得良好的各缸进气均匀性，设计进气管时应考虑有合理的进气顺序、适宜的进气重叠角及各缸的位置关系。各缸的进气流方向和管路阻力应尽量一致，如把进气歧管的入口布置在对称中心，并注意各缸支管的直径、长度、弯曲半径等尽量保持相等。

曲轴箱通风和 EGR 装置的出口应放在进气管入口附近，但也有设置在支管上的例子，在这种情况下必须注意进气分配均匀和各通路阻力相等。

化油器式和单点喷射式发动机的进气歧管必须注意燃料分配均匀性，要考虑到燃料在进气管内是不能完全气化的，部分燃料以液态方式沿壁面流动。为了促进燃料气化和雾化，除对进气管进行加热外，还应考虑进气流速的大小、管道长短和分支状况以及管道断面形状等因素。

管路平均流速可按下式进行计算，

$$\bar{v}_j = \frac{F_p \cdot \bar{v}_m}{F_j} \tag{3-7-1}$$

式中：$\bar{v}_j$——进气管内平均流速，m/s；

$\bar{v}_m$——发动机活塞平均速度，m/s；

F_j——进气歧管断面积，m^2；

F_p——活塞投影面积，m^2。

汽油机进气歧管中的平均流速一般在 65～105m/s 之间。

汽车论坛 http://www.qclt.com

在考虑进气均匀性时有必要注意进气歧管转弯处的离心作用。管路多设计成 Y 形，并用改变分叉处圆角大小来控制液流到该气缸中的量。图 3-7-4a)、e) 拐弯处是锐角，油膜被破碎，使之与气流混合，但阻力大；b)、c)、d) 结构使气流中油滴易分离沉积壁面；图 3-7-4f) 中 L 尺寸应足够大，避免因偏流造成外侧缸混合气过浓。

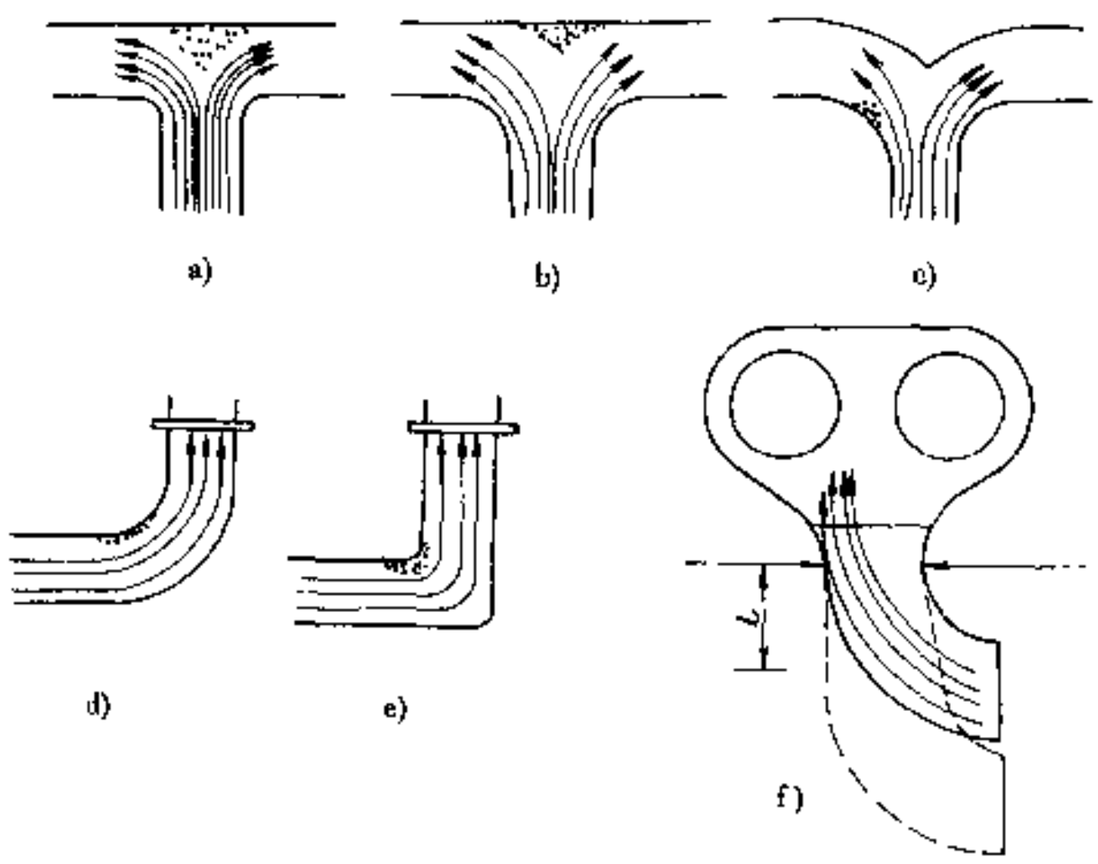


图 3-7-4 T 型分支及弯管处油滴的分离

汽油机各缸混合气不均匀性一般表现在混合气的量和质两方面。量是指充量的数量，质则指混合气的浓度（包括添加剂的浓度）。各缸混合气的质量不同，对发动机的功率和其他性能（如爆燃倾向、排放等）的影响较大，甚至超过气量不均匀的影响，另外，后者不便测量。因此，混合气分配不均匀性一般用标志各缸混合气浓度的空气燃料比（简称空燃比 α）或过量空气系数（ϕ_a）的差别来表示。对于各缸混合气空燃比之差 $\Delta\alpha$，一般化油器式发动机不超过 2，电控喷射式发动机不超过 1.5。

进气管的形状对发动机低温起动、热机稳定性、过渡响应等性能都有影响，有时为了改善这些性能可采取减小进气通道截面、缩短长度等措施。但是支管部分过短，化油器处压力波动大，会使燃料供给变得不稳；截面积过小，管路阻力变大，高速时会造成功率下降。管路截面形状多采用圆形或 D 字形。

增加缸内充气量有两种方法，一是加大进气支管的直径和转弯半径、光滑内壁等，以减少管路的进气阻力（静的效果）；二是利用进气管内压力波动形成惯性增压和谐振增压（动的效果）。当然，这些效果的利用是有限的，受到进气管长短、形状和配气定时的影响。

进气管越长、截面积越小，或者进气门开启越早，则脉动效应最佳值的转速越移向低速区域（图 3-7-5），据此可利用不同的进气管结构所获得转矩曲线，来满足不同车辆的要求。进气管的脉动次数 q_s 按下式进行计算。

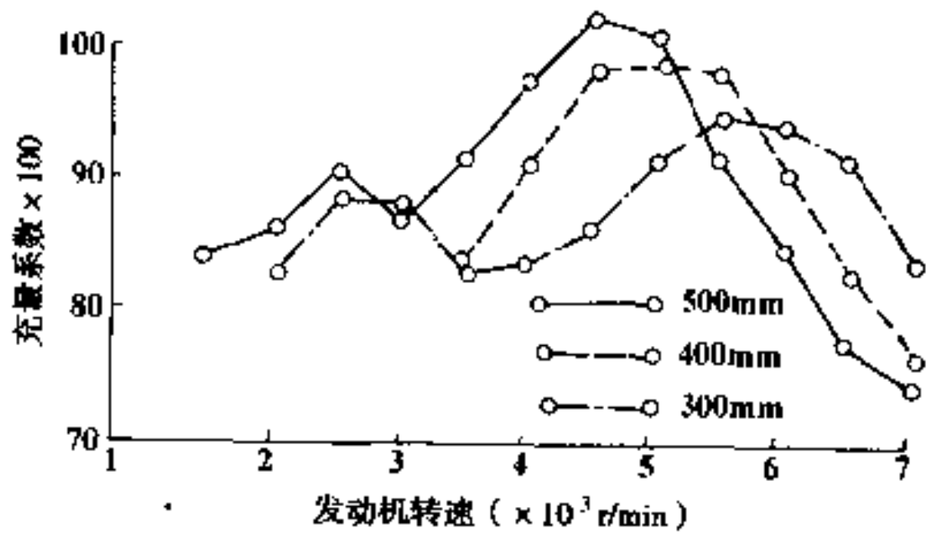


图 3-7-5 进气管长度和发动机转速与充量系数的关系

$$q_s = \frac{30a}{nL_s} \tag{3-7-2}$$

式中：n——发动机转速，r/min；

a——音速，m/s；

L_s——进气管长度，m。

发动机主要参数已定，调整进气管长度，使 q_s 为正整数和进气门重叠时间同步，可提高充量系数。

汽车论坛 http://www.qclt.com

进气歧管的支管截面积与气缸盖进气道截面积相等或略小些为宜。

一般化油器式发动机的进气管由于受到空间和响应性的限制，各缸支管不独立，长度也比较短（图3-7-7），故脉动效应起作用的转速超出发动机实际工作转速，因而不能得到充分利用。

3）进气预热

化油器式或单点喷射式发动机的进气歧管，为了减小管内混合气中液态燃料的比例，改善混合气分配均匀性及发动机响应性，对进气系统给予适度预热，以促进燃料的气化。

进气预热有两种方式，一种是把发动机的排气引到进气管混合腔下部，对进气进行加热；另一种是利用从气缸盖出来的高温冷却水对进气管实行预热。见图3-7-6所示。采用排气预热方式时，为了使不同工况都具有适度的预热，采用双金属片对加热量进行控制，使之早期有利于暖机，大负荷时避免由于预热过强而降低充气量。

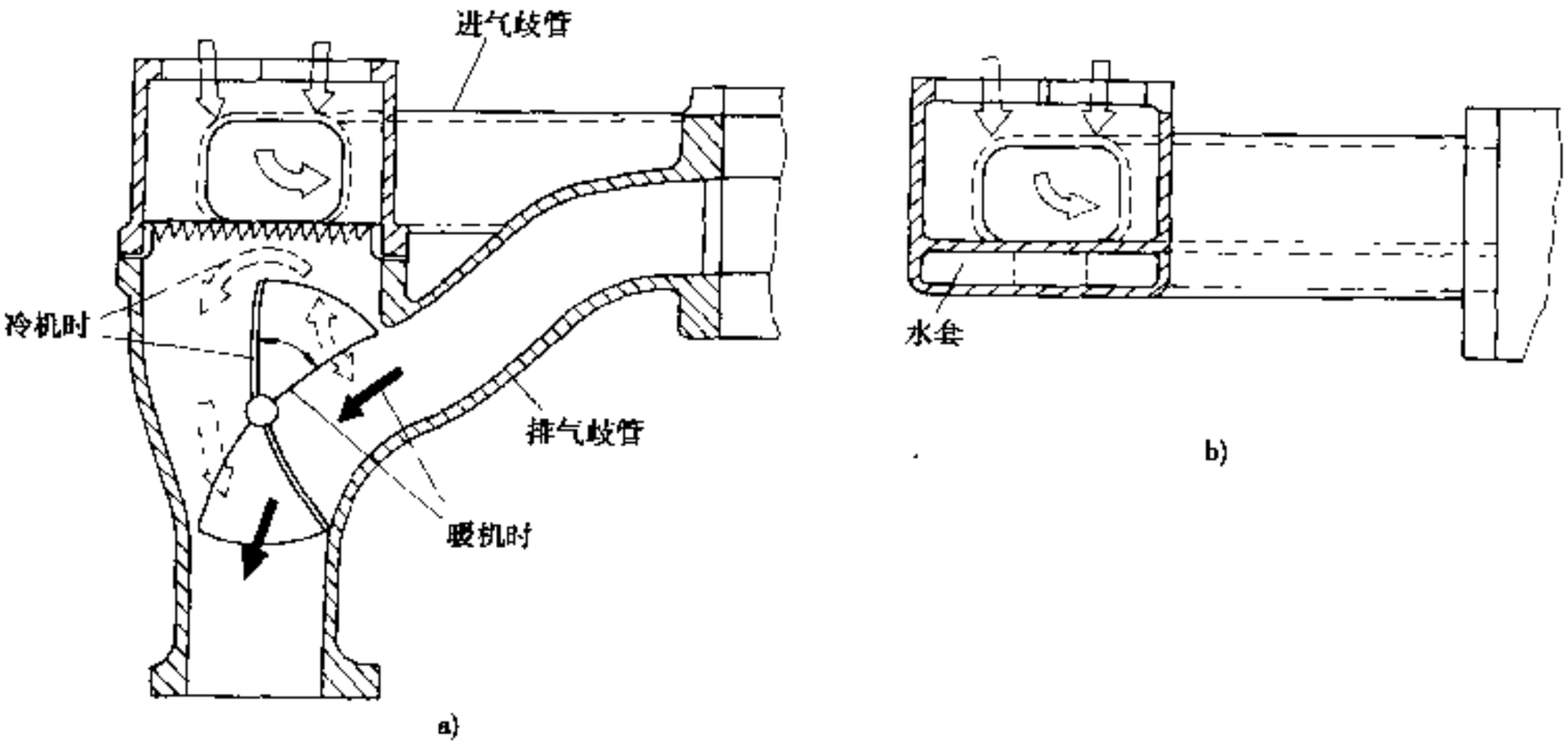


图3-7-6 进气预热简图

a)排气加热方式；b)温水加热方式

近年来由于多采用进排气道分开的横流式燃烧室，结构上难于实现排气预热而利用温水预热。

图3-7-7和图3-7-8分别为化油器式和单点喷射式发动机以及多点燃油喷射式发动机的进气歧管实例。

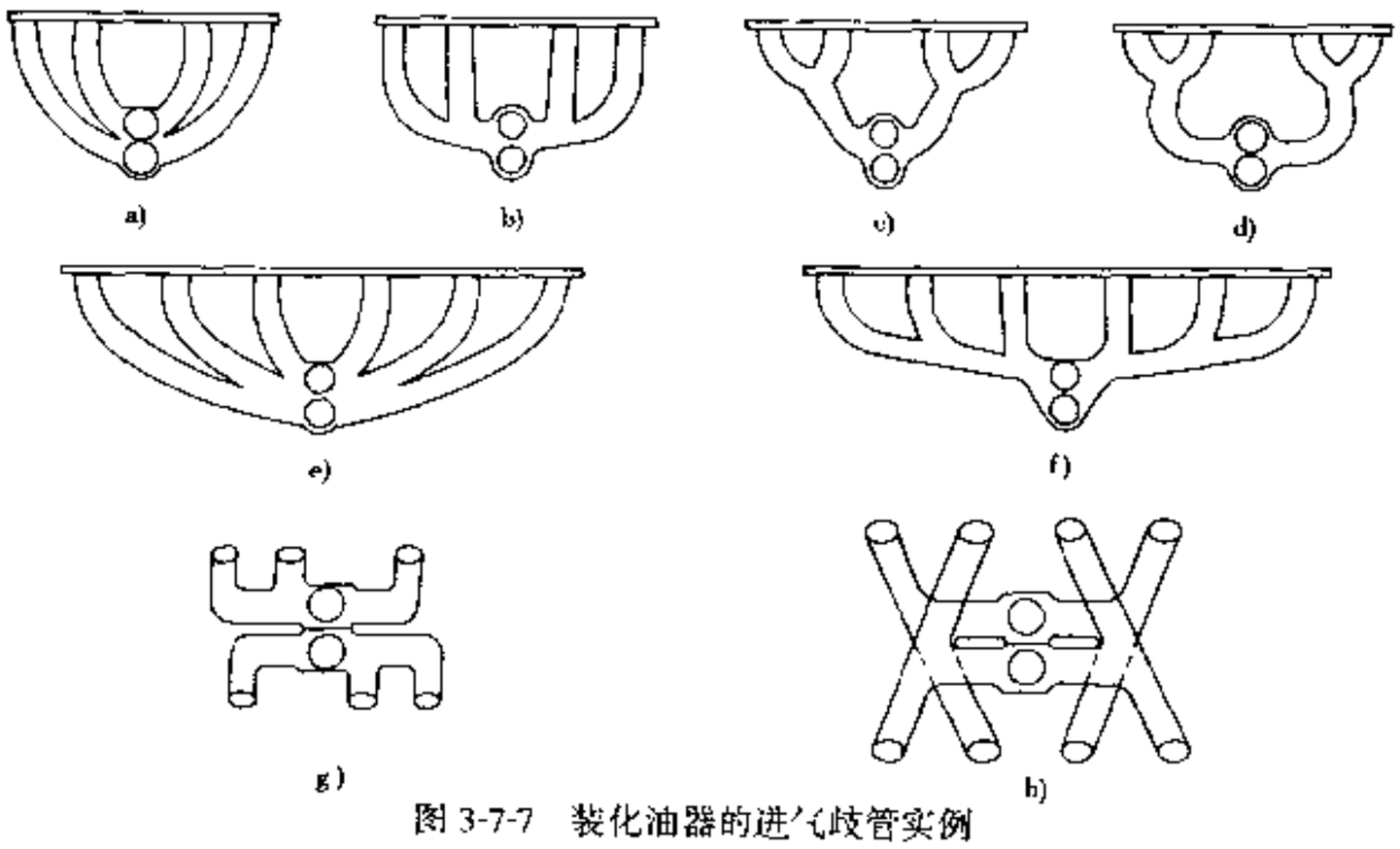


图3-7-7 装化油器的进气歧管实例

a)、b)、c)、d)直列4缸用；e)、f)直列6缸用；g)V型6缸用；h)V型8缸用

汽车论坛 http://www.qclt.com

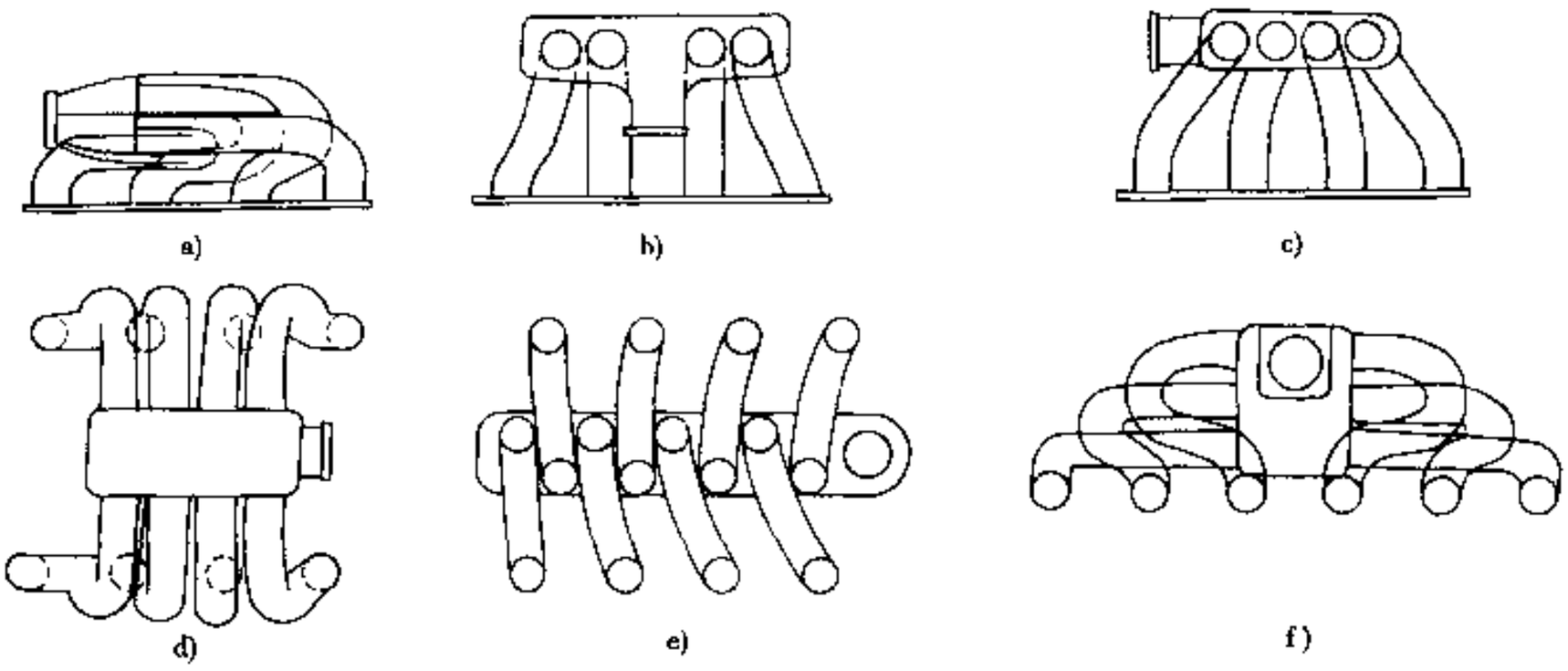


图 3-7-8 多点喷射式汽油机用进气歧管实例
a)、b)、c)4缸机用；d)、e)、f)6缸机用

3.7.3 空气滤清器

1）空气滤清器的作用

①除掉吸入空气中的灰尘，防止发动机磨损；

②起消声降噪作用；

③连同进气管路一起，利用谐振原理起到增压效果，以提高充量系数。

2）空气滤清器的结构和分类

空气滤清器由滤芯和壳体等零件组成。滤芯一般采用可更换和可清理结构，从滤芯性质分类有干式和湿式两种。湿式空滤（又称油浴式）目前只有少数重型车使用；广泛使用的干式滤芯多用特种纸和无纺布（化纤、毛毡等）做成，而无纺布又多用于安全滤芯。

纸质滤芯目前被广泛采用，有各种规格，可滤除不同大小颗粒的灰尘，须定期进行清理或更换。

空滤器按结构分为盘式和桶式两种。前者多用于化油器式发动机，将其直接装在化油器上；后者多用于多点喷射式汽油机和柴油机上（图 3-7-9）。空滤器多安装在车体上，通过管路与节气门体或进气管相连，安装应牢固可靠并便于装拆和清理。

3）空气滤清器的设计要点

空滤器滤芯孔径及过滤面积取决于发动机排量、使用环境、更换周期及进气阻力等因素。空滤器的安装尺寸及壳体形状取决于整车布置要求，但也应注意降噪和谐振增压。空滤器壳体和连通管路的设计应尽量避免气流产生急转弯，并使气体通过滤芯全面积。设计时还应注意降噪和进气阻力与管路直径、长度的关系，在管路和滤清器上设置谐振器是降噪的有效方法。

现代中小型汽车空气滤清器多采用纸质滤芯。为节省空间增加过滤面积，其纸质滤芯被折叠成各种各样的形状，以增大过滤面积（图 3-7-10）。不同使用条件下的单位纸芯面积及容灰量见表 3-7-1，它可作为选择滤清器尺寸的参考。

表 3-7-1 滤清器单位纸芯面积及容灰量

负荷状况	单位滤纸容灰量 (g/m^2)	单位空气量所需纸芯面积 $cm^2/(m^3 \cdot h)$
轻负荷	120～130	25～35
中等负荷	180～190	35～45
重负荷	230～240	55～65
越野型	310～320	80～90
特别严重	460～470	150 以上

汽车论坛 http://www.qclt.com

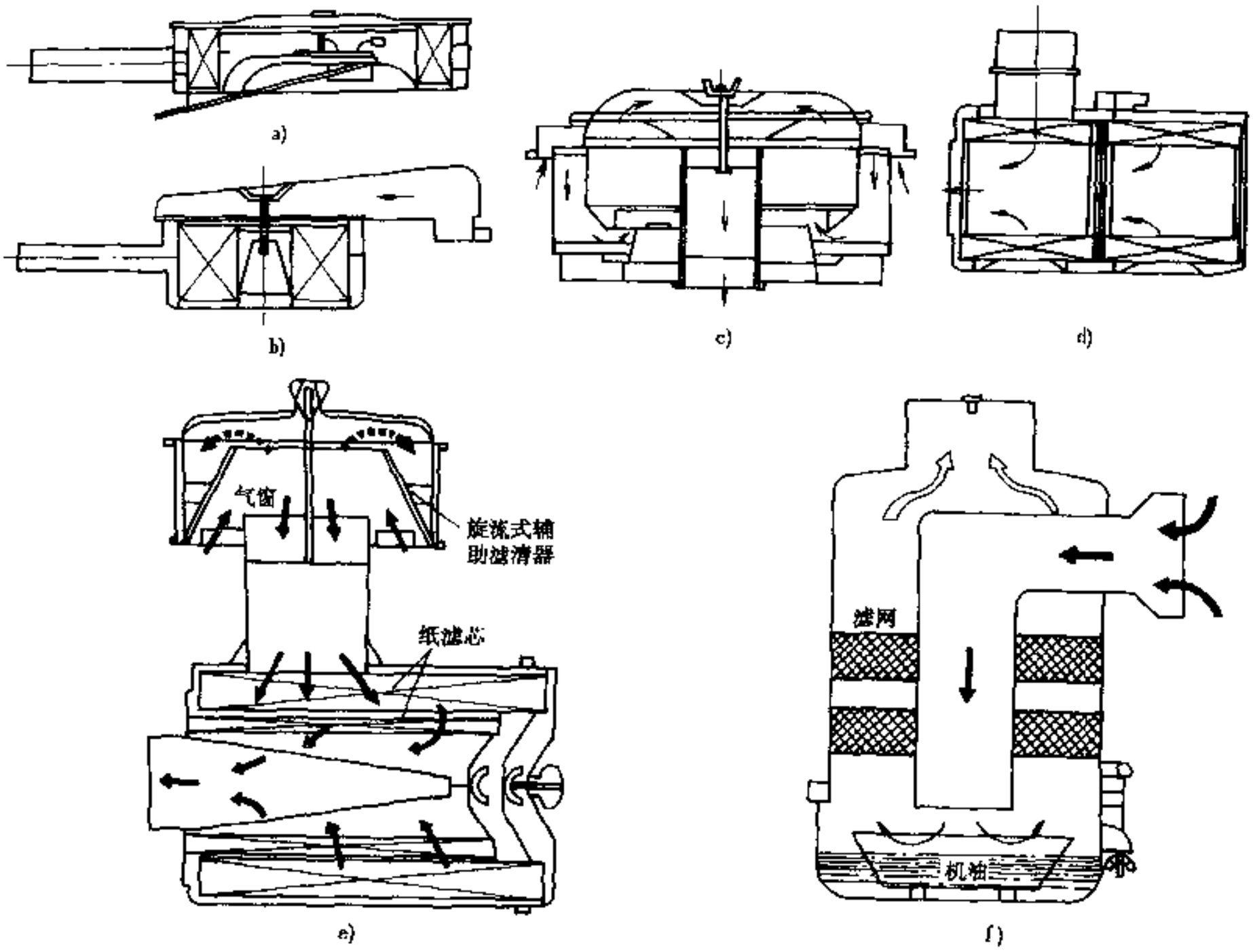


图 3-7-9　空气滤清器的实例

a)、b)轻型车和轿车用；c)中型货车用；d)、e)、f)重型车用

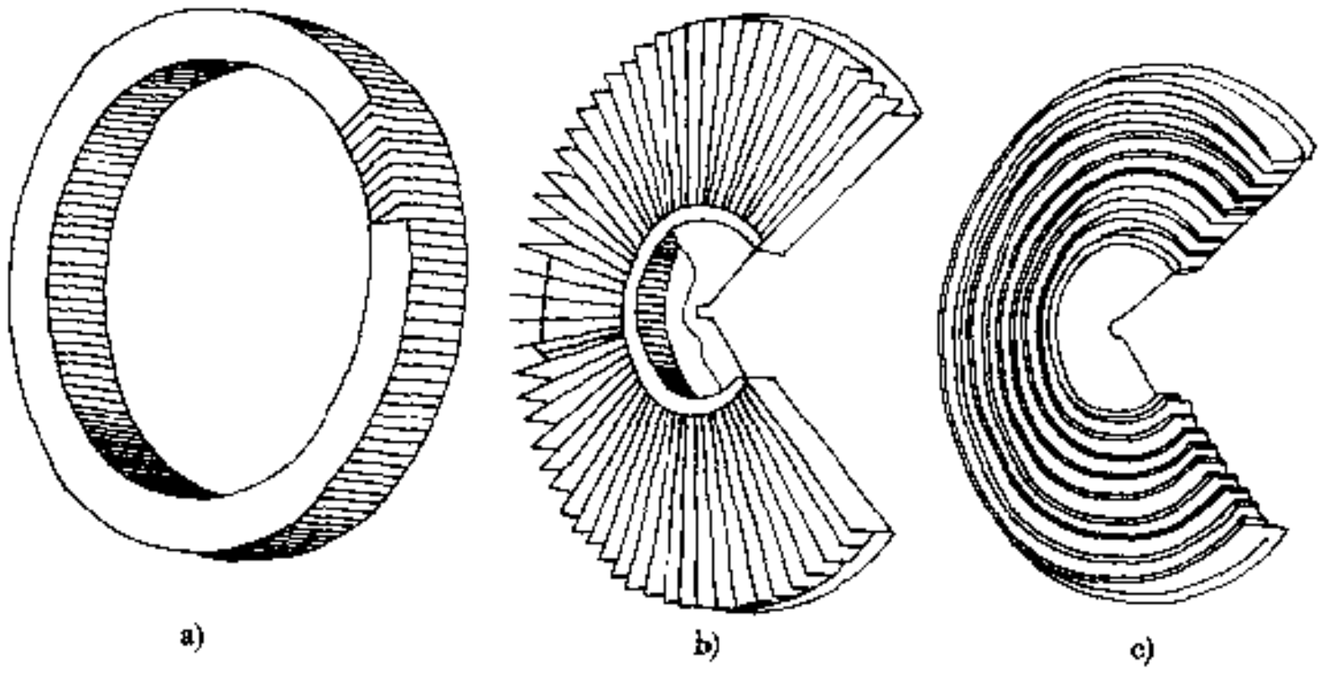


图 3-7-10　空滤器纸芯形状实例

滤芯的表面积是决定滤芯使用寿命的重要参数，可按下式计算纸滤芯的表面积（图 3-7-11）。

$$A = 2bnH \tag{3-7-3}$$

式中：b——折宽；

n——折数；

H——滤芯高度。

化油器式发动机为便于暖机，可将部分排气热量加热的热空气导入空滤器，提高进气温度，以促进燃料气化。图 3-7-12 示出了典型的带有控制阀的热空气导入装置。该装置可在冷机时导入热空气，暖机后关

汽车论坛 http://www.qclt.com

刚热空气，导入温度较低的环境空气，以免引起充量系数下降。

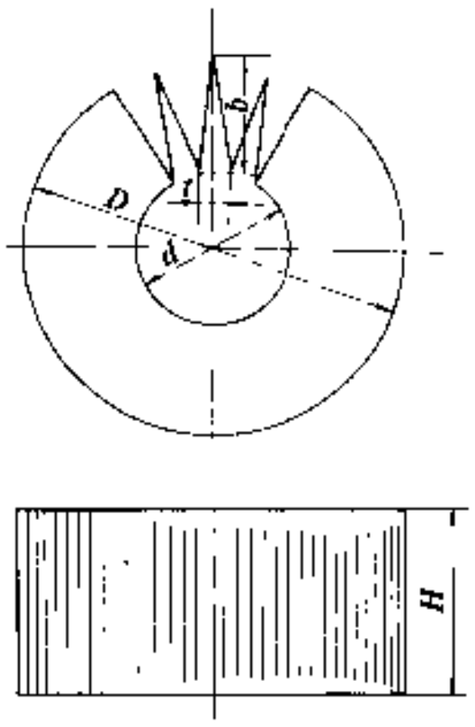


图 3-7-11 纸滤芯简图

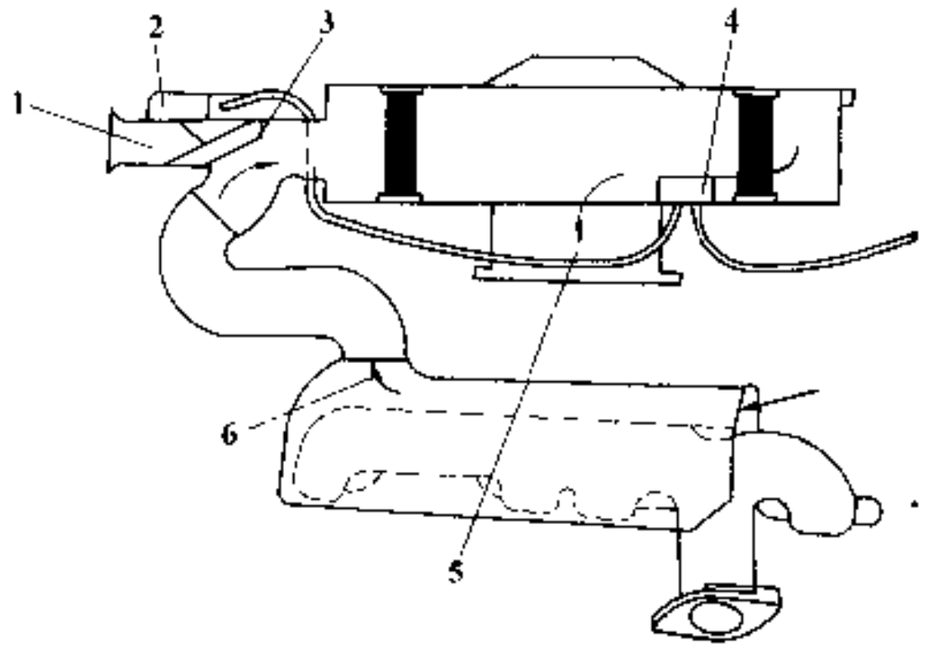


图 3-7-12 带有自动控制机构的热空气导入装置
1-环境空气；2-负压膜片；3-空气控制阀；4-恒温器；5-化油器；6-加热空气

3.7.4 排气歧管

排气歧管作用是把多缸发动机各缸排出的废气汇集在一起，并导入排气总管。为了减少缸内的残余废气，在设计排气歧管时应注意以下两方面。

①尽量避免支管急转弯，内表面应光滑平整，以减小排气流动阻力；

②多缸机应避免各缸排气干涉，减小排气压力波的干涉。

排气管内由于排气脉冲作用，可形成正负压力波，并以音速往复交替传播。若使负波和排气门关闭前同步，则对缸内废气有抽吸作用，能提高扫气系数，从而提高充量系数。

双出口排气歧管获得广泛应用，图 3-7-13 和图 3-7-14 是富康轿车用 TU3F 汽油机排气歧管。该发动机为四缸直列布置，二、三缸和一、四缸用隔墙隔开，以避免排气干扰。

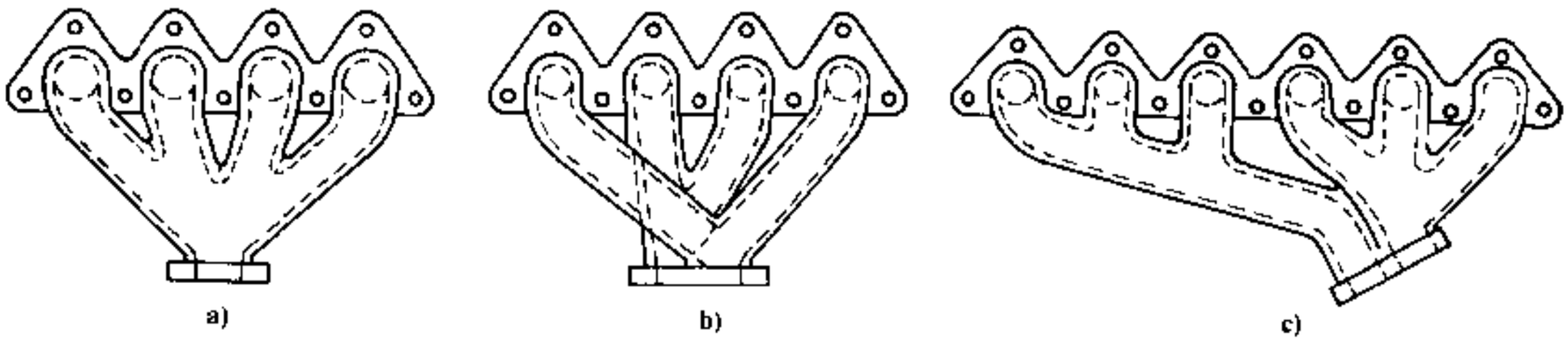


图 3-7-13 排气歧管结构实例
a)直列四缸单出口型；b)直列四缸双出口型；c)直列六缸双出口型

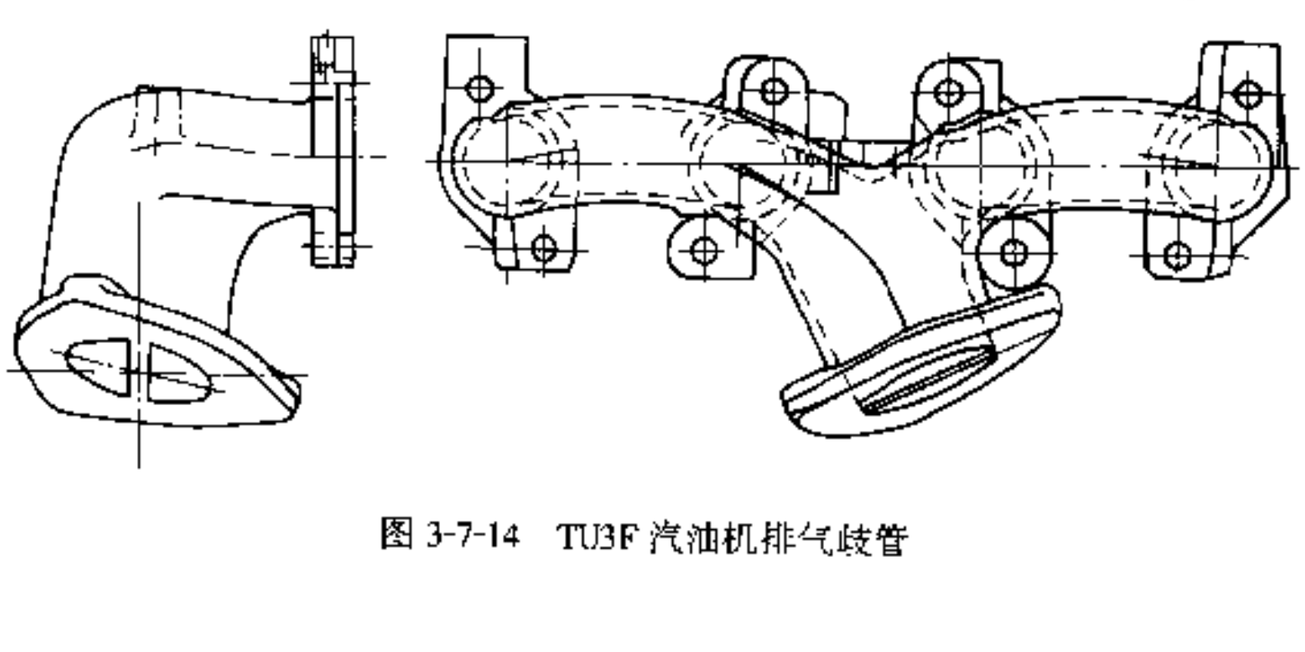


图 3-7-14 TU3F 汽油机排气歧管

汽车论坛 http://www.qclt.com

排气管在使用中的可靠性比其性能对发动机的影响更为重要。汽车在行驶中经常使排气歧管处在冷热交变的工作状态，设计不当可能会造成排气歧管产生塑性变形，严重时使排气管口与气缸盖密封不严而漏气，或者歧管开裂。

设计中应注意结构合理性。过长的排气歧管可以采取分段的方式，对于大缸径的六缸直列机型采用每3缸一个歧管较为合理。

排气歧管的材料一般采用灰铸铁或蠕墨铸铁，后者可改善高温强度，提高使用寿命。为减小质量或使歧管设计更加自由，可采用不锈钢板（或管）焊制。

3.7.5 可变进气管

车用发动机转速范围很宽广，不可能在全转速域利用进气的脉动效应。利用进气管长度变化作调谐，可使某一转速利用脉动效应最佳，以改善发动机的充气特性，多气门发动机高速域充量系数提高较大，而中低速的转矩特性不够好，利用上述原理，改变进气管长可使中低速、高速都得到最佳调谐，使中低域的转矩提高，从而改善汽车的加速响应性能。图3-7-15是可变结构简图，其主气道长约600mm，副气道长约400mm。当可变进气门处在实线全开位置，副气道开通，进气按短气道工作，性能如图3-7-16中右边曲线。当可变进气门处在虚线全闭位置，进气按长气道工作，性能如左边曲线。电子控制可变进气系统的综合效果使转矩约提高了10%。

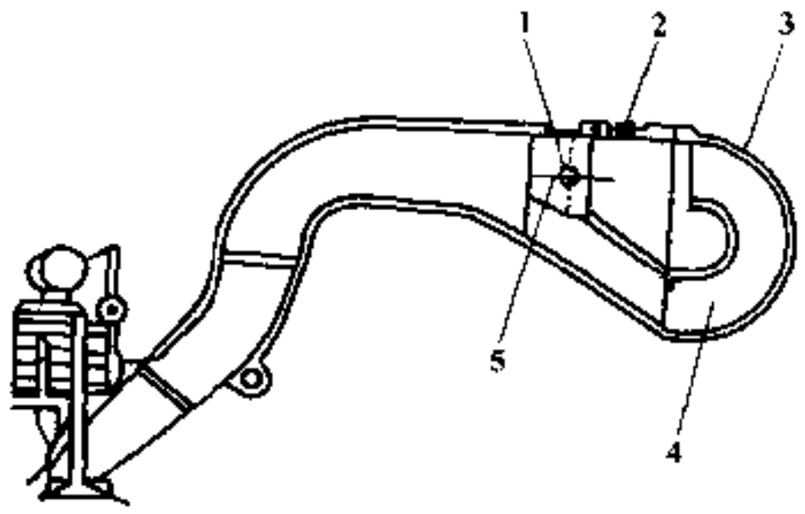


图3-7-15 可变进气管结构

1-副气道；2-阀体；3-缓冲器；4-主气道；5-可变进气阀

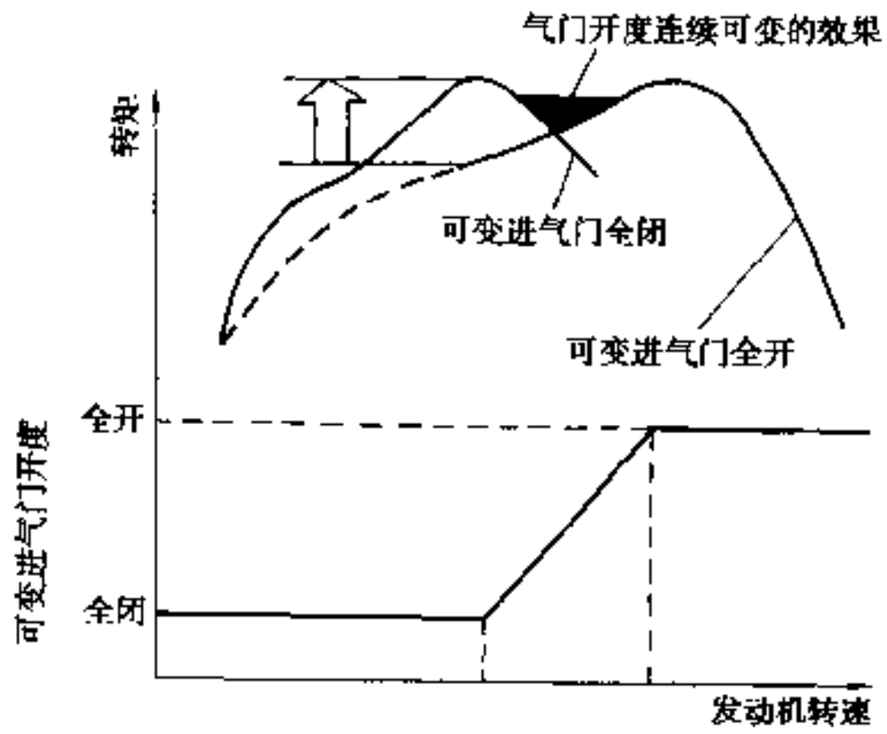


图3-7-16 电控可变进气系统

3.7.6 消声器

消声器的主要作用是降低发动机排气噪声，并使高温废气能安全有效地排出。消声器作为排气管道的一部分，应保证其排气畅通、阻力小及足够强度。消声器要经受500～700℃高温排气，保证在汽车规定的行驶里程内，不损坏、不失去消声效果。

我国汽车消声器行业标准中规定：中型车、重型车消声器寿命不低于45000km或2年；轻型车不低于60000km或2年；轿车不低于75000km或3年。

1）消声器主要结构形式

汽车消声器按消声原理与结构可分为抗性消声器，阻性消声器和阻抗复合型消声器三类。

（1）抗性消声器

是在内部通过管道、隔板等部件组成扩张室、共振室等各种消声单元的消声器（图3-7-17）。当声波通过这些消声单元时，声波在传播中发生反射和干涉，降低声能量达到消声目的。抗性消声器消声频带有限，通常对低、中频带消声效果好，高频消声效果差，货车多采用抗性消声器。

汽车论坛 http://www.qclt.com

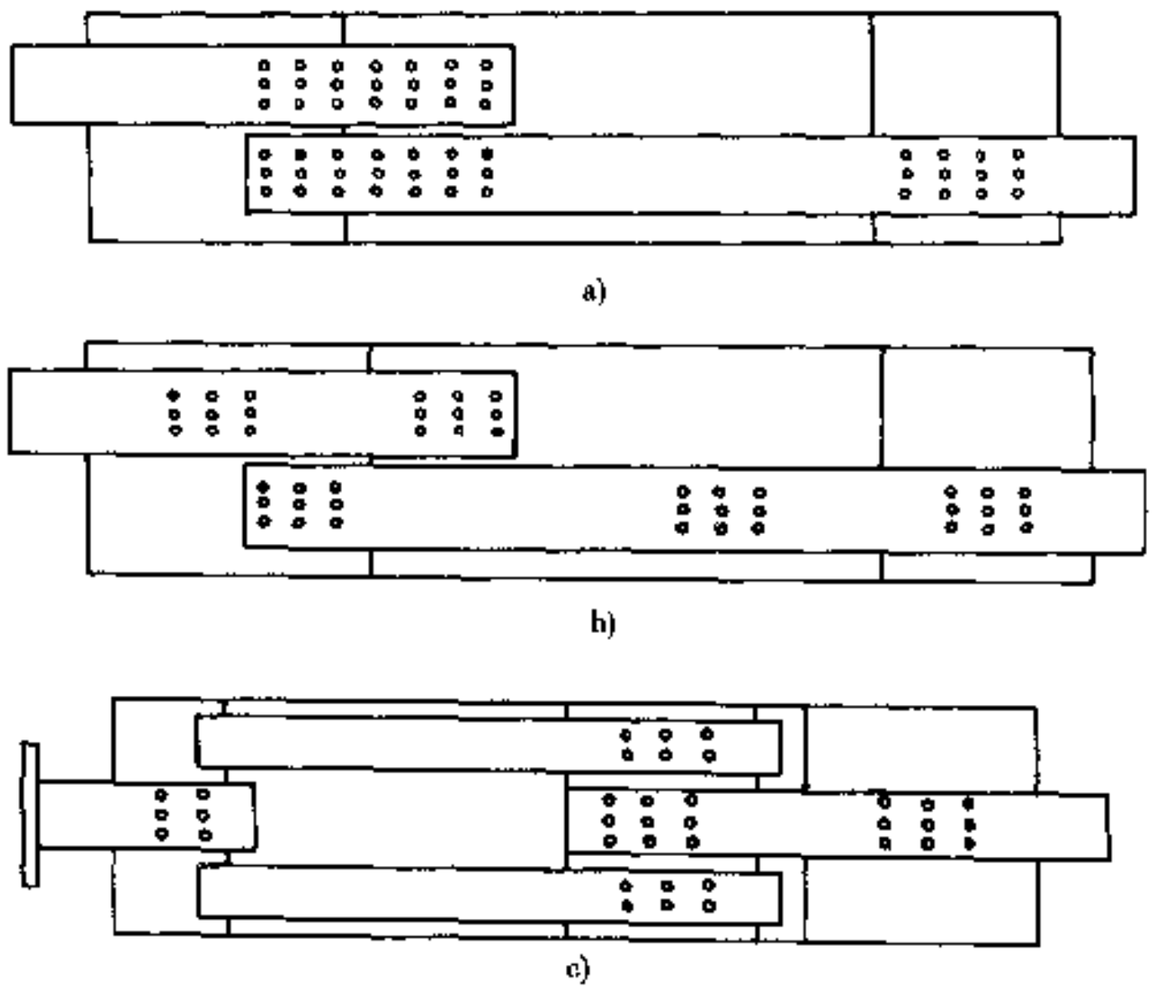


图 3-7-17 几种载货汽车用抗性消声器结构型式

a)东风 EQ1092 消声器;b)解放 CA1091 消声器;c)江铃 JX1030 消声器

(2) 阻性消声器

是在内部排气通过的管道周围填充吸声材料来吸收声能量达到消声目的的消声器（图 3-7-18）。对中、高频消声效果好，单纯用作汽车排气消声器较少，通常与抗性消声器组合起来使用。

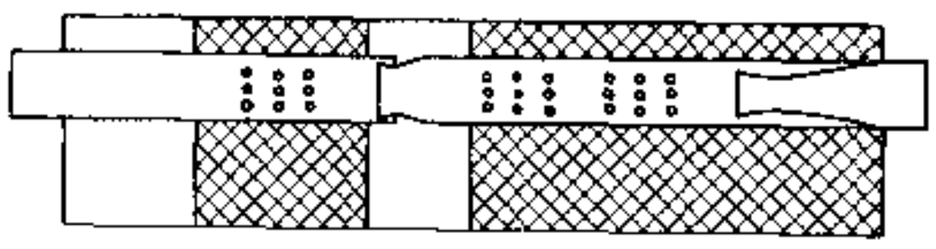


图 3-7-18 南京依维柯车用阻性消声器

(3) 阻抗复合型消声器

是分别用抗性消声单元和吸声材料组合构成的消声器（图 3-7-19）。它具有抗性、阻性消声器的共同特点，对低、中、高频噪声都有很好的消声效果。轿车多采用该结构。如桑塔纳、富康、奥迪等。

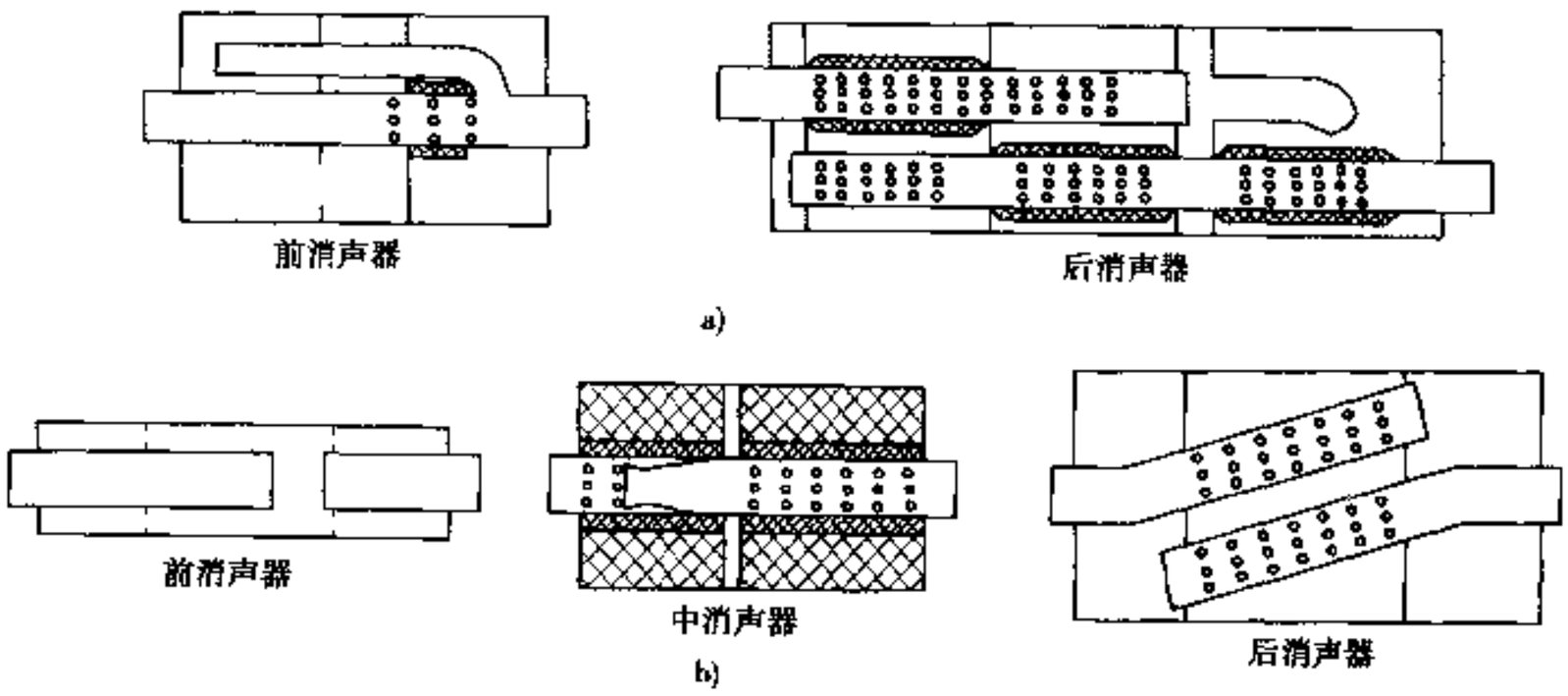


图 3-7-19 阻抗复合型消声器结构型式

a)富康轿车消声器；b)上海桑塔纳轿车消声器

2) 消声器性能要求

(1) 消声量

汽车论坛 http://www.qclt.com

大小以消声器的插入损失来评价。插入损失是指装消声器前后在消声器出口某一固定点测量的排气声压级之差值。

$$D = L_1 - L_2 \tag{3-7-4}$$

式中：D——插入损失，dB；

L_1——安装消声器前在某点测量的排气声压级，dB；

L_2——安装消声器后在某点测量的排气声压级，dB。

在实际测量时先测量不装消声器的排气噪声。按插入损失定义，为保证测量点位置不变，用一根同消声器等长、管径与消声器进气管相同的空管代替消声器。再测量装消声器时的排气声压级。国内外消声器台架试验方法基本一致，如 QC/T630—1999。通常，噪声测量环境需要满足如下条件：

①测量场地是空旷平地，测点周围 3～5m 范围内无反射面或障碍物；

②无排气噪声时环境噪声应低于最小排气噪声测量值 10dB（A）以上 j

③插入损失应为发动机全负荷工况，包括额定功率点在内不少于 5 个转速的测量值。

（2）消声器功率损失

评价发动机额定功率点的功率损失比 R 的计算公式如下：

$$R = (P_1 - P_2) / P_1 \times 100\% \tag{3-7-5}$$

式中：P_1——不带消声器而带空管时的发动机功率，kW；

P_2——带消声器后发动机功率，kW。

我国汽车消声器行业对不同车型的功率损失比要求为：重型汽车 $R \leqslant 3\%$；中型汽车 $R \leqslant 5\%$；轻型汽车 $R \leqslant 6\%$；轿车 $R \leqslant 8\%$。

在实际测量中，由于消声器功率消耗较小，发动机工况不稳定及测量功率损失精度等因素影响，不易反映出实际损失的差异，用直接测量消声器排气的背压来评价消声器性能反而比测量功率损失比更有效。一般都对排气背压限值提出明确要求，例如货车柴油机一般为 10kPa。

（3）结构强度

主要是指抗振性、密封性、抗回火性等。抗振性用振动试验评价，将消声器按实际使用状态或接近实际使用状态，安装在振动实验台上，依次施加上下、左右及前后的正交方向振动。具体振动与时间参数见表 3-7-2。

消声器密封性用密封性试验台评价。将消声器安装在气密性试验台上，消声器内保持压力 30kPa 时，漏气量不大于 100L/min。

表 3-7-2 抗振性试验规范

振动频率（Hz）	振动加速度（m/s^2）	试验时间（h）
33.3 或 66.7	43.1（4.4g）	上下 4 左右 2 前后 2

汽油机用消声器的抗回火性用回火（放炮）试验评价。在发动机试验台上经 20 次回火（放炮）试验后，消声器不出现咬口或焊接部位损坏。试验完毕后测量漏气量总和不超过 200L/min，插入损失下降不大于 3dB，功率损失比增加不大于 1.5%。

3）设计要点

（1）确定消声器的消声量

设计消声器时首先要确定降低排气噪声的目标值，即由发动机排气噪声大小、频谱特性和消声器所匹

汽车论坛 http://www.qclt.com

配车辆的噪声标准限值来决定消声器消声量大小。根据整车噪声限值来计算消声器出口噪声限值，假设声源特性属线性声源，声衰减量 L 为：

$$L = 10\lg\ (R_2/R_1) \qquad (\mathrm{dB})\ (A) \tag{3-7-6}$$

式中：R_1——消声器出口处噪声限值点到声源点距离；

R_2——整车噪声限值测点到声源点距离。

现以轻型汽车计算为例，已知整车车外加速行驶噪声限值 $La = 84\mathrm{dB}\ (A)$，$R_1 = 0.5\mathrm{m}$（按消声器试验规范），$R_2 = 7.5\mathrm{m}$（按整车噪声试验规范），$L = 10\lg\ (R_2/R_1) = 10\lg\ (7.5/0.5) = 11.6\ (\mathrm{dB})\ (A)$

消声器出口噪声限值 $Lm = L + La = 95.6\ (\mathrm{dB})\ (\mathrm{A})$。

轻型车发动机排气声压级为 120dB（A），那么消声器的消声量应大于

$$120 - 95.6 = 24.4 \qquad (\mathrm{dB})\ (A)$$

(2) 控制消声器出口气流速度

当气流速度超过一定限值，气流所产生的再生噪声将大大减小消声量。一般控制气流速度的原则是，消声器出口管径应尽量与进气管直径一致，不允许过小。气流速度的计算为：

$$V = 1.27 \times 10^3\, Q/D^2 \tag{3-7-7}$$

式中：V——气流速度，m/s；

Q——排气流量，m^3/s；

D——排气口直径，mm。

(3) 消声器类型和级数的确定

对于中、重型汽车，选择单级抗性消声器。在汽车布置允许的前提下尽量选择大容量消声器，特别是增压或增压中冷柴油机，消声器排气背压是不容忽视的，因为它将直接影响功率和转矩。当背压超过限值后，每增加 3.3kPa，功率和转矩将减小 3% ~ 5%。

对于轻型汽车，选择单级抗性消声器，外壳多采用双层钢板，管道用柔性金属波纹管连接，以减振。若汽车布置空间有限，可将单级分成两级抗性消声器，其效果比单级消声好得多。

对于客车和轿车必须采用两级或三级消声器，且消声器应选择阻抗复合型。除消声器外壳采用多层钢板复合结构外，排气管道也增加隔声盖板，在外壳等隔声表面喷涂高阻尼复合材料。

(4) 隔声、减振及防腐措施

①隔声可采用两种不同厚度的钢板卷制消声器外壳，若要求更高隔声效果，可在两层钢板中间夹一层非金属材料衬垫，外层钢板厚 0.8 ~ 1mm，中间衬垫厚 0.5mm，内层钢板厚 0.5 ~ 0.6mm。

②减振消声器的，可在固定方法上采用不同阻尼（或不同硬度）和形状的橡胶件，将消声器悬挂在汽车底盘或车身上，通常是采用 8 字形橡胶减振块。

③可根据汽车的使用寿命或防腐级别选择材料。镀铝钢板耐高温性能好，价格低，用于轻型车和普通级别轿车；不锈钢性能比镀铝钢板好，用于高级别的消声器。

4) 结构参数的选择

(1) 消声器容积

美国 Nelson 消声器公司推荐的消声器容积计算公式为：

$$V = Q \cdot n \cdot V_{st}/1000 \cdot \sqrt{\tau \cdot i} \qquad (\mathrm{L}) \tag{3-7-8}$$

式中：V——消声器容积；

n——发动机转速，r/min；

i——缸数；

τ——冲程数；

汽车论坛 http://www.qclt.com

V_{st}——发动机排量，L；

Q——与消声效果有关的修正系数，可取 $Q=2\sim6$，对消声器要求越高时，Q 应越大。

从公式中可以看出，消声器容积与发动机排量成正比例，也可按下列经验公式计算。

$$V=(A_1+A_2+A_3)\cdot V_{st}\ (\mathrm{L}) \tag{3-7-9}$$

式中：A_1——插入损失修正系数；

A_2——增压机型修正系数；

A_3——汽车适应系数。

各参数的选择范围见表 3-7-3。

表 3-7-3 参数 A_1、A_2、A_3 的选择范围

参数名称	参数数值	适应范围
A_1	1	插入损失 < 16dB（A）
	2	插入损失为 16～22dB（A）
	3	插入损失 > 22dB（A）
A_2	1	匹配自然吸气式发动机
	3	匹配增压发动机
A_3	0	重型车
	1	中型车
	2	轻型车

（2）消声器扩张比

消声器截面积与消声器进口截面积之比称为扩张比（M）。对消声器插入损失要求越大，扩张比选择值越大，参数选择见表 3-7-4。

表 3-7-4 扩张比 M 的选择

车型	重型车	中型车	轻型车、轿车
M	6～7	9～10	12～15

（3）消声器进口直径

选择消声器进口直径时要避免因进气直径过小而引起整个排气管的截面突变，同时，进气处气流流速不宜过大。估算进口直径 D_j 的公式为：

$$D_j=\sqrt{1.27\times10^3\times Q/V_{max}}\quad(\mathrm{mm}) \tag{3-7-10}$$

式中：Q——进口处排气流量，l/s

V_{max}——允许最大气流流速，m/s。

进口处排气流量可以通过发动机进气流量 Q_i 公式估算：

$$Q_i=0.03V_{st}\cdot n\cdot\phi_c \tag{3-7-11}$$

式中：n——发动机转速，r/min；

汽车论坛 http://www.qclt.com

ϕ_c——充量系数，一般取 0.86。

排气流量计算公式：

$$Q = (T_h + 273)\ \psi Q_i / (T_s + 273) \qquad (L/s) \tag{3-7-12}$$

式中：T_h——进口处排气温度，℃；

T_s——进气温度，℃；

ψ——取 0.98。

(4) 消声器直径

当扩张比 M、消声器进口直径 D_i 确定后，可根据扩张比定义，直接计算出圆形消声器直径 D_m：

$$D_m = D_i \cdot M^{1/2} \tag{3-7-13}$$

(5) 消声器长度

当消声器容积 V、消声器直径 D_m 确定后，可直接计算长度 L

$$L = 1.27 \times 106 \times V / D_m \qquad (mm) \tag{3-7-14}$$

根据统计资料，消声器长度应满足如下关系，

$$3 < L / D_m < 4 \tag{3-7-15}$$

5) 多级消声器

由抗性消声器和阻性消声器组合而成。每级消声器消减不同频率噪声，达到全频带消声目的。

第 1 级消声器多采用抗性消声器，因为第 1 级处排气温度高、气流流速快。消声器结构多为简单的共据式和扩张式消声器，其容积为总容积的 25% ~ 30%，消声管穿孔率为 5% ~ 10%，消声管穿孔直径为 3 ~ 5mm。

阻性消声器因受气流流速限制，都布置在后级，或为阻抗复合结构。吸声材料填充在消声器某一段腔内或覆盖在消声管外，并且在吸声材料和消声管之间必须加一层金属丝网，用来保护吸声材料不被高速气流吹出。(撰稿人：白羽　江伟)

3.8 冷 却 系 统

3.8.1 概述

发动机工作时产生大量的热量，如汽油机气缸内温度可达到 1800 ~ 2000℃。与高温燃气相接触的零件受到强烈的加热，因此需要冷却。一般，燃油燃烧后产生的热量分配大约为：30%用于做功，30%通过排气门排出，10%由发动机表面散发，30%需要由发动机冷却系统散热。

如果冷却系统设计不当，发动机得不到充分冷却，会过热。于是充量系数下降，燃烧不正常，发生早燃和爆燃现象；零件过热导致材料力学性能降低和产生严重的热应力，导致变形和裂纹；温度过高，会使机油变质，烧损和结焦而失去润滑性能，破坏润滑油膜，零件的摩擦和磨损加剧。这些都将引起发动机的动力性、经济性、可靠性和耐久性全面恶化。

如果冷却系统的冷却能力过强，气缸表面机油被燃油稀释将造成气缸磨损增加。同时，冷却温度低，会恶化混合气形成和燃烧，柴油机工作粗暴，增加机油粘度和摩擦功率，造成零件间的磨损加剧；而且散热损失增加，会降低发动机的经济性。

发动机的冷却方式分空气冷却和液体冷却两种。液体冷却系- -般组成如图 3-8-1 所示。

3.8.2 对冷却系统的要求

①具有足够的冷却能力，保证在所有工况下发动机出水温度低于所要求的许用值；

汽车论坛 http://www.qclt.com

②应考虑除气，并在规定时间内排除系统内的空气；
③应考虑膨胀空间，其容积占系统容积的 4%～6%；
④具有较高的加水速率，其数值应满足规定的要求，同时初次加注量就达到系统容积的 90%；
⑤在发动机高怠速运转、散热器或系统加水盖打开时，水泵进口应为正压；
⑥有一定的缺水工作能力，缺水量应满足规定的要求（大于初次未加满的冷却液容积）；
⑦设置水温报警装置；
⑧密封良好，不得漏气、漏水。

3.8.3 冷却系统的总体布置

冷却系统总布置主要考虑两方面，一是空气流通系统；二是冷却液循环系统。在设计中必须作到提高进风系数和冷却液循环中的散热能力。

3.8.3.1 提高进风系数

冷却系统安装在发动机机舱内，散热条件差、空气流动时空气密度下降、护风圈间隙的存在、风扇与散热器及发动机的相对位置以及风扇前后散热器阻力的存在等，必然使风扇实际流量比台架流量小。风扇实际空气流量与散热器和风扇理论匹配点上所确定的空气流量（即风扇台架流量）之比称为进风系数。显然，为了提高冷却系统的散热性能，应尽可能提高进风系数。图 3-8-2 是前置发动机汽车的车头和冷却系部分的空气流动状况。

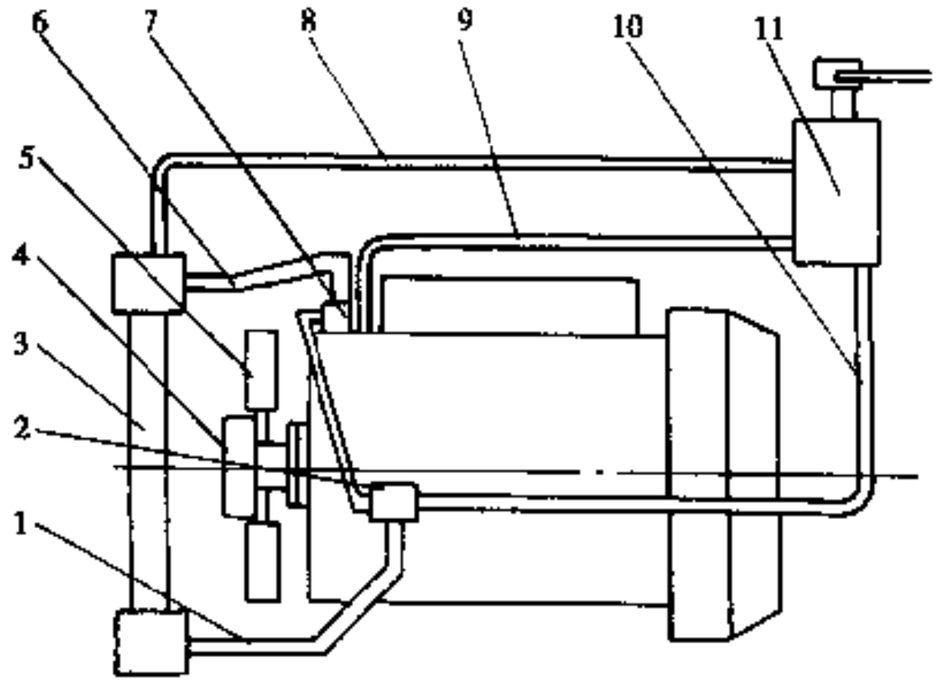


图 3-8-1 液体冷却系组成
1-发动机进水管；2-水泵；3-散热器；4-风扇离合器；5-风扇；6 发动机出水管；7-节温器；8-散热器除气管；9-发动机除气管；10-回水管；11-副水箱

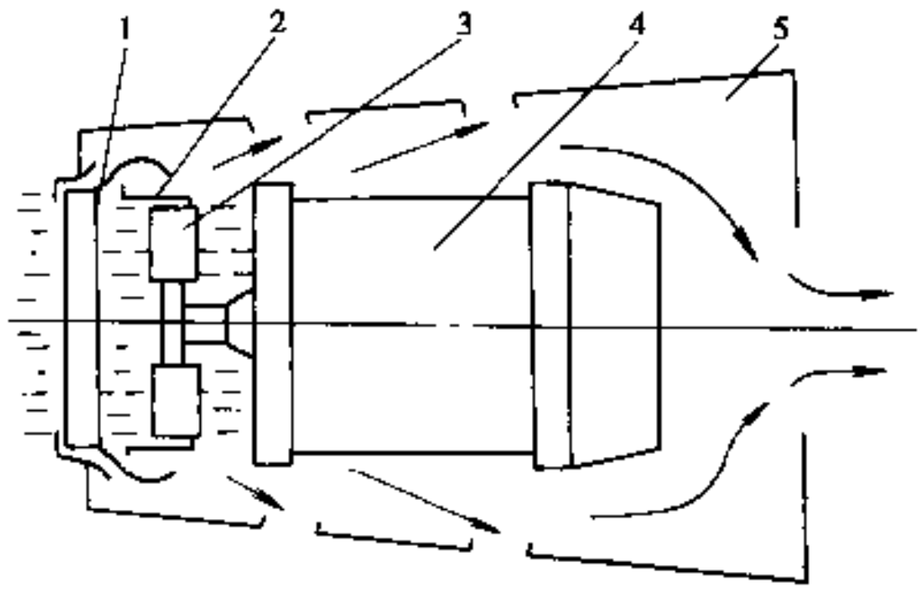


图 3-8-2 冷却系空气流动示意图
1-散热器；2-护风罩；3-风扇；4-发动机；5-机舱

冷空气从车头面罩流入，经散热器芯部后，温度提高 20～40℃，这部分热空气被风扇吸入机舱，从发动机两侧和底部排出舱外，形成空气流通系统。造成进风系数低的原因，大致可归纳为如下三个原因。

①阻挡，即被障碍物阻挡，或进风及排风的流通截面太小，阻力太大；

②回流，即由于风扇工作时前后产生压差，一部分气流通过周围间隙或其他途径从后端高压处回流到前端低压处。

③风扇与散热器的相对位置配合不好，例如风扇中心偏离散热器芯部中心过大和轴向距离过近，使风扇效能不能得到充分发挥，并在散热器上存在着无气流的“死角”，使气流产生大量涡流或湍流损失。

改善冷却空气流通系统的措施如下。

1）减小空气流动阻力

冷却系统的空气流动阻力分三部分：一是车身上散热器进风口阻力；二是因空气流经散热器引起的；

汽车论坛 http://www.qclt.com

三是风扇后的排风背压（风扇后面是具有一定密闭程度的发动机机舱，排风通道有限，因而风扇工作时的排风背压往往大于环境压力）。

在车身设计中，应尽量减少散热器前的障碍物。一般散热器进风口的面积应尽可能等于散热器的正面积。现代汽车设计中，为了追求美观的外形，不可避免地会减小散热器的进风面积。但进风口的有效进风面积不要小于60%的散热器芯部正面积，否则散热器的性能就得不到充分的发挥。

在整车布置允许的前提下，尽可能采用迎风正面积较大的散热器，在同等空气流量条件下，散热器的迎风正面积越大，空气流动阻力就越小。

采用芯子较薄的散热器，空气阻力就小一些。近年来散热器已不断向薄型化发展，汽车散热水管排数已从昔日的3～5排减少到2～4排，甚至1排，并且普遍采用了管带式散热器，因而芯子厚度从以前的80mm以上减小到30～70mm。

为减小风扇后的排风背压，要加大发动机机舱中的排风通道和排风口面积，并组织气流通畅排出。由于冷空气进入机舱后温度上升，体积膨胀，故排风口总面积应大于风扇叶片扫过的面积。排风口应向后或向下，以免增大车外噪声。风扇距任何部件的距离不应小于20mm，以降低叶片的振动和噪声。实际上，机舱内除发动机本体外，还布满附件和管路，通道狭小，排风往往很困难。一般可采用反复试验的方法加以改善。例如在周围设漂流带，观察气流流动的方向和路线。减少沿线上的障碍物，并相应在发动机两侧加大空间和底部开大排风口、有时把散热器位置降低，使热风顺利从发动机底部排出。

2）降低进风温度，防止热风回流

冷却空气流经散热器后，温度上升，同时经风扇抽吸后压力提高，造成前、后压力差，因而热风容易向前端低压处回流，如果散热器周围有间隙，热空气就会通过间隙重新回流到散热器前端，形成热风回流，它减少了冷空气的进入量，并使进气温度上升，降低了散热器的冷却效果。使散热器的进风温度接近环境温度，合理布置散热器的进风口，提高散热器与车身、发动机舱接合处的密封性，能有效地阻挡和降低热空气回流。

散热器与护风罩接合面不密封的原因是：

①护风罩在散热器侧板或散热器安装框架上的装配面与上下水室翻边不在同一平面内，形成间隙；②由于散热器中心与风扇中心不对中，风扇扫过的面积超出散热器芯子之外，形成气流转折；③护风罩常常是薄板金属件，易变形而产生间隙。从设计上和制造上必须消除间隙，并加以严格密封。

风扇周围也会产生热回流，其主要原因是：机舱压力大于风扇前压力；风扇距机体前端太近，风扇排出空气撞击机体和定时齿轮室前端面，使热空气“反射”而增加热风回流；风扇设计不合理。降低该处热回流的措施是：设法降低机舱压力，使气流通畅；尽可能加大风扇至发动机机体和定时齿轮室前端的距离，一般最好保证在100mm以上；尽量减小风扇轮毂直径。

3）合理布置风扇与散热器芯部的相对位置

从正面看，风扇与散热器相对位置是以散热器芯部未被风扇叶片扫过的面积最小时为最佳，因此最佳方案是采用正方形的散热器芯子，使风扇中心与散热器中心重合，并使风扇直径与正方形一边相等，这样可使通过散热器的气流分布最为均匀，或风扇中心高一些，使空气流经散热器上部的高温高效区。

从轴向看，尽可能加大风扇前端面与散热器之间的距离，并合理设计护风罩。护风罩可以引导气流均匀地通过散热器芯部整个面积。要达到这个目的必须要求风扇与散热器之间保持一定距离，这样才能使护风罩的通道从散热器芯部的四边流线型地过渡到风扇的圆形，从而使散热器的四个角也有气流通过而发挥它应有的散热作用。此外，风扇旋转时，空气同时产生轴向和径向两个方面流动，如果这个距离太近，将使气流组织紊乱，风量减少。据有关资料介绍，当风扇前端与散热器之间距离由25mm增至178mm时，风扇风量上升8%，而且在散热器芯部的气流分布性也明显改善。美国康明斯公司资料推荐，对于吸风式风扇，这距离不得小于50mm；对于吹风式风扇，这距离不得小于100mm。

3.8.3.2 提高冷却液循环中的除气能力

1）冷却系统中气体的来源

汽车论坛 http://www.qclt.com

①由于结构设计的限制，发动机水套中和某些零件内部有“死区”存在，积滞了一部分空气，这部分空气在静止和加注过程中不能自行从系统中排除；

②在加注过程中，总有部分空气吸附在冷却液上被带进系统中；

③在气缸盖衬垫处，高压燃气可能窜入系统内；

④冷却液流经机体或缸盖的高温水套时，有部分吸热汽化，形成气泡，甚至气囊。

2）气体对冷却系统的影响

造成水泵流量下降，散热器的冷却效率随之下降；造成发动机水套内局部沸腾，致使局部的热应力猛增，影响发动机性能；在热机停机工况，气体还会造成冷却液过多的损失。

3）排除气体的措施

①散热器位置高于发动机，并使散热器上水室具有足够大的容量或上水室内部具有除气措施。这一措施不需要采用副水箱、装置简单、管路通顺。

②当散热器位置稍高于发动机或与发动机等高时，应该设计副水箱和引气管。

③散热器位置低于发动机时，必须设置副水箱和引气管，并设有强制连续除气循环的管路。

3.8.4 散热器的选择

3.8.4.1 散热器的结构形式

目前散热器从材料上讲，主要有铝制和铜制两种。铝制散热器质量小，多用于轻型车及轿车上。而铜制散热器散热效果好，多用于中重型车上。

从结构上分主要有管片式及管带式两种，如图 3-8-3 所示。管片式散热器具有刚度大、阻力小、芯子不易阻塞等优点，广泛用于使用环境恶劣、道路条件差的车型，如工程机械及越野车辆上。管带式散热器制造工艺性好，散热带为波浪形，与空气接触面积大，空气流过时形成湍流。有些散热带上还开有“天窗”，角度一般为 21°～28°。气流掠过散热片表面时，会在表面形成一层阻碍热交换的边界层，且其厚度沿流向逐渐增大。这种边界层的存在，是妨碍二次换热的主因。若在散热片上开设几排尺寸适当的窗口，使空气掠过散热片表面时，起到破坏边界层的作用，同时使空气流动变为湍流，从而改善了二次散热表面的散热条件；不利的是，风阻较大。但由于散热性能的提高，一般可将芯厚减小 30mm 左右，综合性能仍比管片式有明显的优势，目前已在汽车上广泛应用。

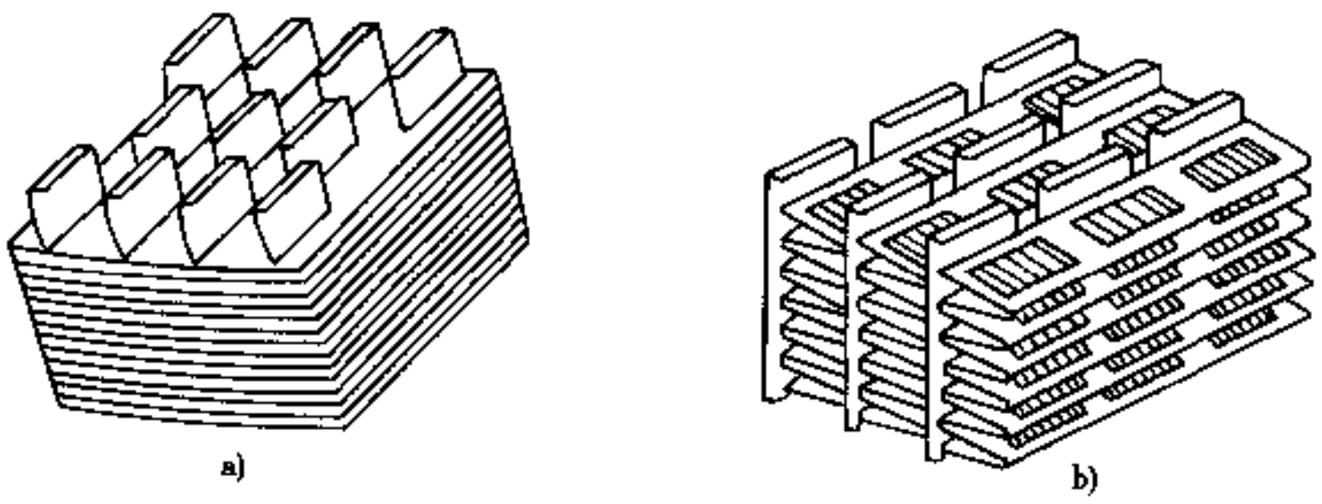


图 3-8-3 散热器结构

a)平面型管片式；b)管带式

3.8.4.2 散热器的正面积

散热器的正面积也称迎风面积。正面积越大，则散热器被冷却风扫过的区域就越大，冷却效率就越高。这样可以减小芯厚，从而降低风阻及风扇功率损耗。但是散热器的正面积还需同相应直径的风扇及风扇与散热器的相对位置相匹配。一般载货汽车推荐散热器正面积为 30～40cm^2/kW。

汽车论坛 http://www.qclt.com

3.8.4.3 散热器的散热面积

散热器的散热面积是指散热器冷却管和散热带与冷却空气所接触的所有表面积之和。在正面积确定后，增大芯厚或增加冷却管、散热带的数量及散热带的折数，都可增加散热面积。但芯厚增加的同时会增加风阻，而散热带数量或折数的增加同样也会增大风阻或造成散热器芯子的阻塞。一般对载货汽车推荐散热带折数为 2.7～4.3 折/cm，散热面积为 0.10～0.16m²/kW。

3.8.4.4 散热器的散热系数

散热器的散热量 Q 的计算式如下。

$$Q = kS\Delta t \tag{3-8-1}$$

式中：Q——散热器的散热量，W；

S——散热器的散热面积，m^2；

k——散热器的散热系数，$W/(m^2.K)$；

Δt——气液温差，℃。

散热器的散热系数是代表散热效率的重要指标，与下列因素直接有关。

(1) 冷却管内冷却液流速

这取决于发动机的水泵循环流量和冷却管断面与其数量之积。据试验结果，冷却液流速由 0.2m/s 提高到 0.8m/s，散热器效率有较大提高，但超过 0.8m/s 后，效果不大。

(2) 散热器材料和管片的厚度

当前一般采用导热性能好、焊接性能好和耐腐蚀的黄铜或紫铜等制造散热器，管壁厚度为 0.1～0.2mm，散热带（片）厚度 0.06～0.10mm。国内散热器的材料基本上均已标准化。

(3) 制造质量

特别是冷却管和散热带（片）之间的贴合性和焊接质量必须得到保证。实践证明，制造质量的优劣往往会影响散热效率 20%～40%。

(4) 通过散热器芯部的空气流量或风速

空气的导热系数很小，因此散热器的散热能力主要取决于空气的流动，通过散热器芯部的风量起了决定性作用。风量大，散热快；风量小，散热慢。因而在评定和比较散热器的散热性能时，必须在同等风量的前提下进行。通过散热器的风速在额定工况下应不小于 8～10m/s，以充分发挥散热器的散热能力。

3.8.5 风扇的选择

发动机液体冷却系一般采用轴流式风扇，可分为发动机驱动和电驱动二种。冷却风扇应具有要求的扇风量、噪声低、功率损失小。

一般地，风扇风量 Q 与风扇直径 D、风扇转速 n 之间存在如下的关系。

$$Q = Knd^3 \tag{3-8-2}$$

式中：K——比例系数。

另外，风扇噪声的声压级（以下称为 SPL）和风扇直径 D、转速 n 之间存在如下比例关系。

$$SPL = K_1 n^3 D^2 \tag{3-8-3}$$

式中：K_1——比例系数。

根据式 (3-8-2)、(3-8-3) 可得：

$$SPL = K_2 Qn^2 / D \tag{3-8-4}$$

据此式，在同一风量 Q 条件下，为了降低噪声 SPL，应使 D 增加，n 减小，即希望增大风扇直径，降低其转速。

风扇流量与叶片的升力系数和叶片宽度乘积成正比。升力系数越小，叶面上的流动就越平顺，附面层就越难剥离，噪声也就越小。作为风扇其他的主要参数还有叶片数量、安装角、扭转角（叶片顶部和根部的角度差）、轮毂比（风扇直径与风扇轮毂直径的比值）和风扇叶片进入护风罩的比例等。因为这些参数

汽车论坛 http://www.qclt.com

都影响风扇性能，设计时应充分考虑。

3.8.5.1 发动机驱动的风扇

在通常的情况下，风扇安装在发动机上，而护风罩装在车体上，考虑发动机振动等因素，风扇和护风罩之间的间隙应该在20mm以上。与此相反，电驱动风扇一般装在护风罩上，故其间隙为3～6mm。图3-8-4表示上述间隙对风扇性能的影响。最近，载货汽车也有把护风罩装在发动机上，以增加风量、降低噪声的例子。

为了防止在叶片顶端产生与进气流动相反的逆流和降低叶片顶端的涡流（图3-8-5），在风扇上安装了护风环（图3-8-6）。同时带护风环的风扇强度、刚度均较大，尤其对高转速的风扇，可解决风扇高速旋转时振动噪声及强度方面存在的问题。

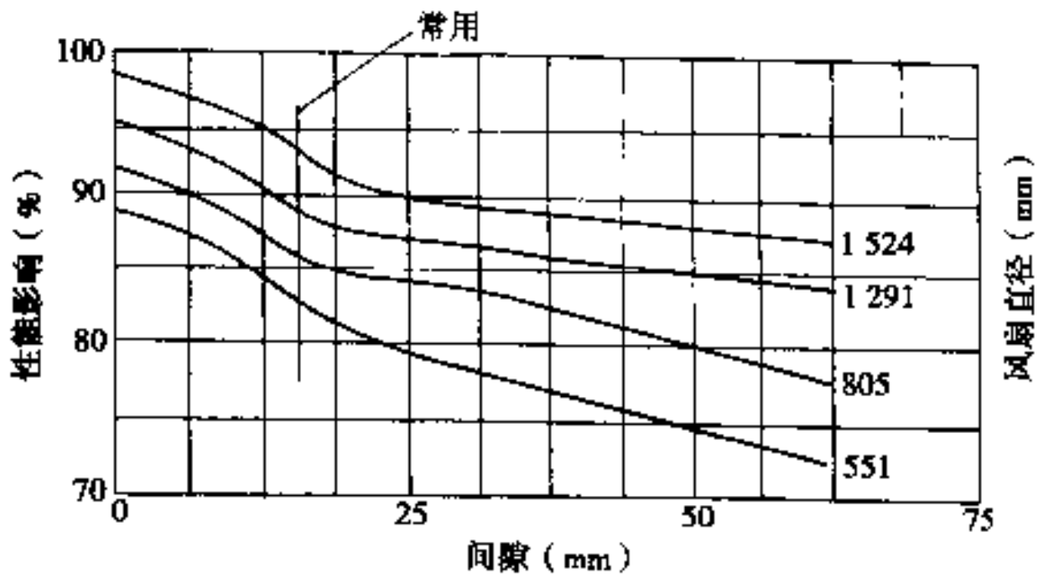


图3-8-4 风扇护风罩的间隙对风扇性能的影响

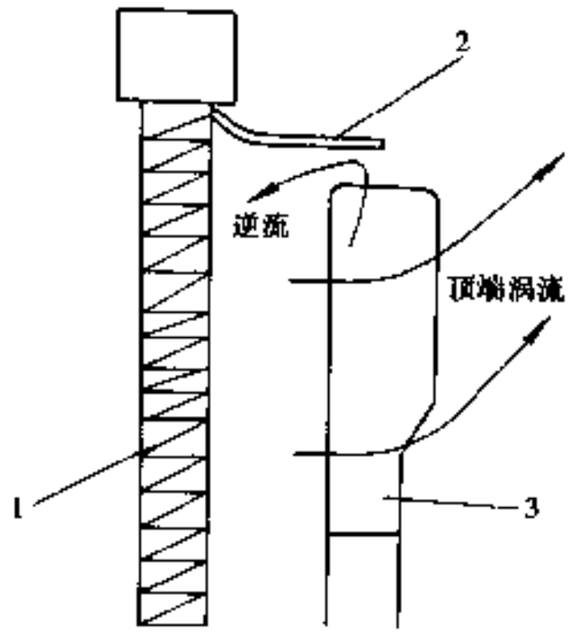


图3-8-5 风扇片顶端的涡流和护风罩内的逆流
1-散热器；2-护风圈；3-风扇

为了使从护风环处流出的气体畅通，护风环设计成喇叭口状。对于风扇与护风罩之间间隙较小的电驱动风扇也有采用此种方法的例子，其目的是降低由风扇顶端的涡流而产生的湍流噪声。

对前弯式叶片风扇，为了增加风量，其叶片顶端有加大趋势。各种叶型的风扇性能如图3-8-7所示。

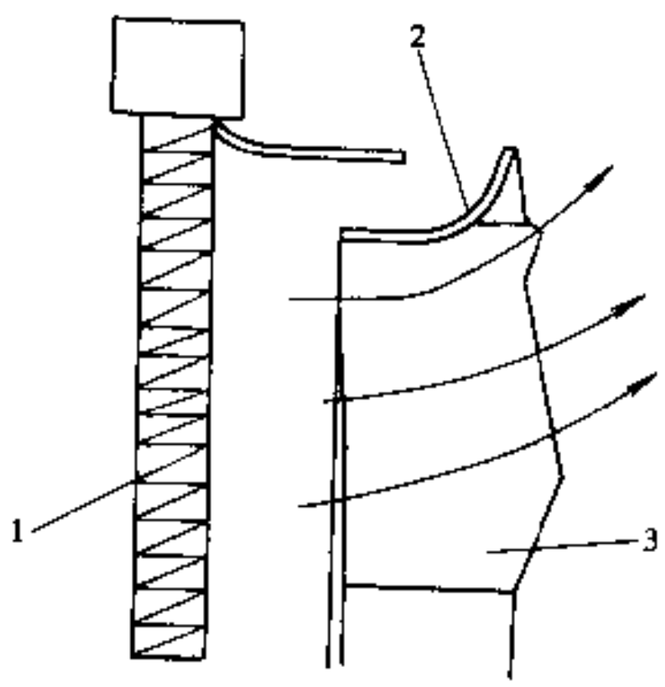


图3-8-6 装有护风环风扇中气体的流动
1-散热器；2-护风环；3-风扇

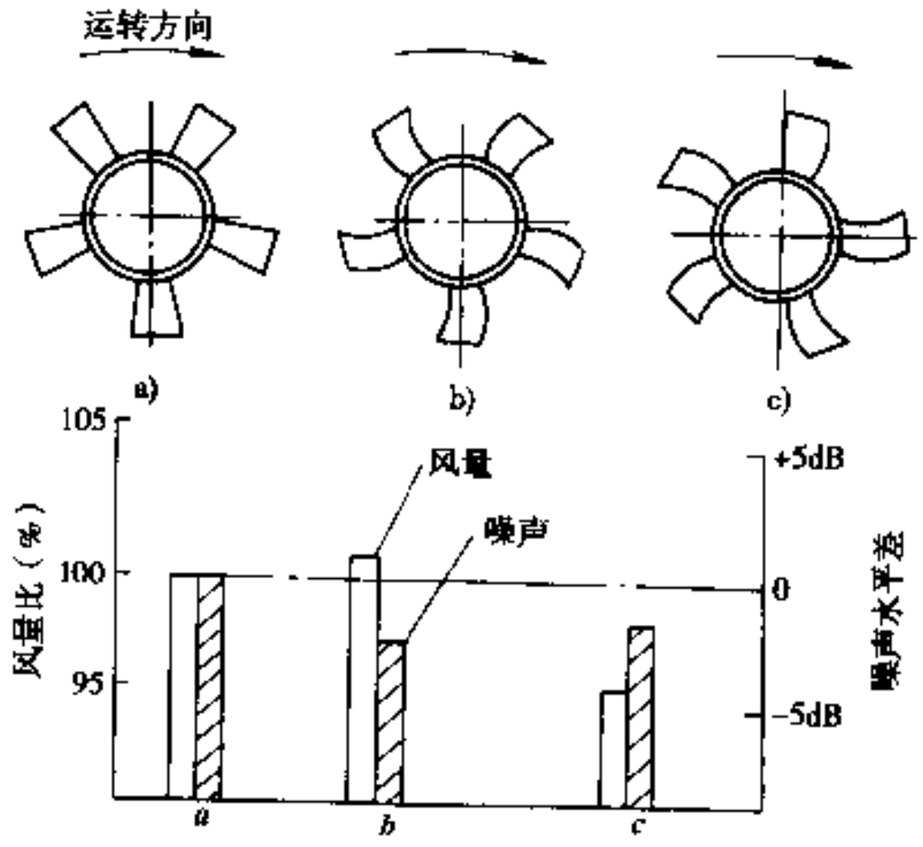


图3-8-7 各种叶形风扇性能对比
a）标准叶片；b）前弯叶片；c）后掠叶片

汽车论坛 http://www.qclt.com

前弯式叶片风扇无论是噪声还是风量都优于其他种叶型风扇。由于前弯式叶片可以防止气流在叶片顶端的回流，故它可以抑制涡流噪声。特别是把叶面向进气方向倾斜，更能有效地抑制空气的回流。

3.8.5.2 电动风扇

电动风扇由于设计自由度较大，故在发动机横置的车中应用最多。电动风扇在冷却液温度低时，停止转动；而在冷却液温度高时温控开关接通，使风扇转动。有提高暖机性能、提高经济性、降低噪声的优点。电动风扇由于受到电动机功率、外形尺寸的限制，主要用于轿车及部分小功率轻型车上。

3.8.5.3 风扇离合器

风扇的转速是考虑在使用条件最恶劣时保证发动机不过热的条件下设计的，因此，在车辆通常行驶过程中，应该把风扇的转速控制在适当范围内，这样才能降低噪声，提高发动机的经济性。对于发动机驱动的风扇，通常使用风扇离合器来控制其转速。离合器内部封有粘性流体（硅油），靠其剪切粘力传递转矩。在风扇前面装有双金属片，用其感应通过散热器的空气温度，由此控制风扇工作腔内硅油量，只有在必要时，才传递转矩使风扇旋转。初期只有在高温和在低温时切断和接通旋转驱动力的开关型硅油风扇离合器，随着车辆对风量及噪声特性的要求的变化，采用更精细的温度-转速无级控制的渐开型硅油风扇离合器是未来发展方向。其特性如图 3-8-8 所示。

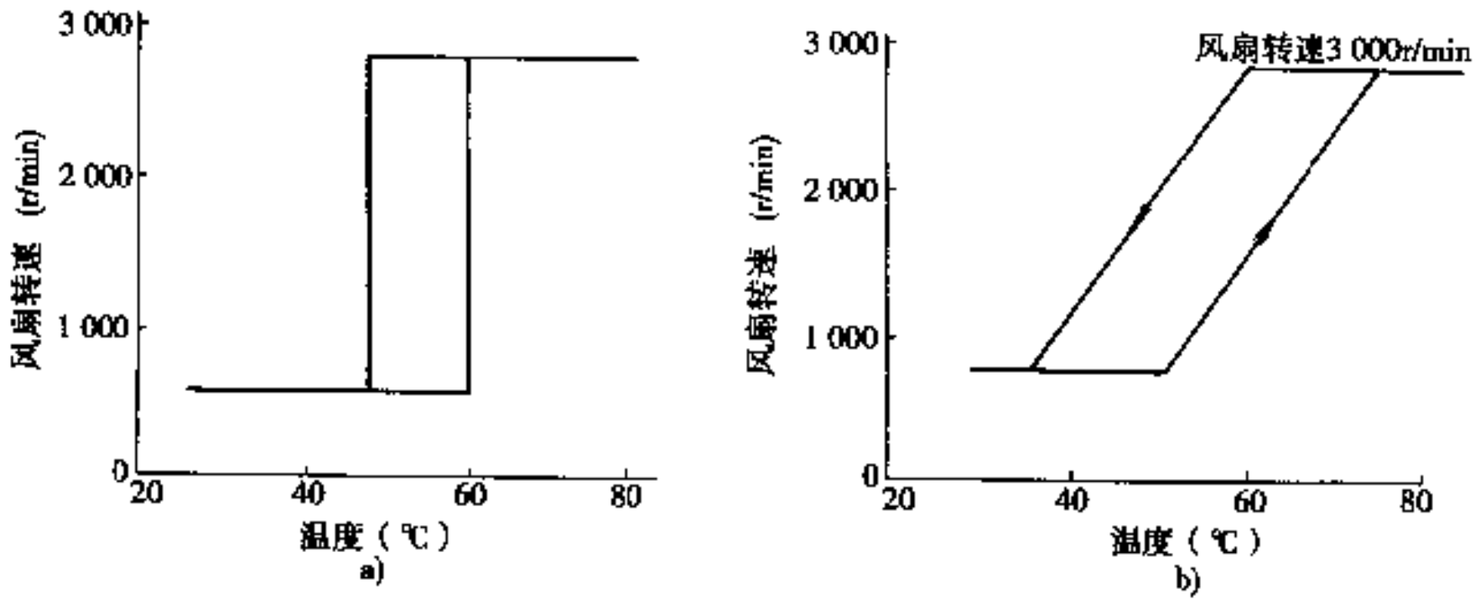


图 3-8-8 开关型及渐开型风扇离合器的特性

a)开关型；b)渐开型

风扇噪声问题之一是冷机起动时由风扇旋转所产生的噪声。产生的原因是，当发动机停止工作时，硅油流入工作腔内，起动时使风扇旋转而产生。

在设计风扇的驱动和传动时应注意如下几点。

①尽可能使发动机曲轴直接驱动风扇，若曲轴不能直接驱动风扇，则尽量采用高效率的传动方式。汽车风扇一般采用带传动，V 型带的传动效率一般在 85%以下，多楔带的效率一般不超过 95%。

②冷却系的冷却能力是根据发动机最严酷的热工况设计的，因此在 80%以上的情况下，风扇可以不工作。采用风扇离合器是降低风扇功率消耗最有效的途径。

③避免风扇与水泵同轴。若风扇与水泵同轴，则往往因水泵流量的需要，而不能降低风扇转速，风扇与水泵驱动分离后，为采用低转速风扇提供了条件。

3.8.6 水泵

水泵的作用是让冷却发动机所需要的冷却液产生循环，一般采用离心式水泵，如图 3-8-9 所示。水泵叶轮除了用铸件、钣金件外，还可用树脂制造，多数采用开式叶轮。

汽车论坛 http://www.qclt.com

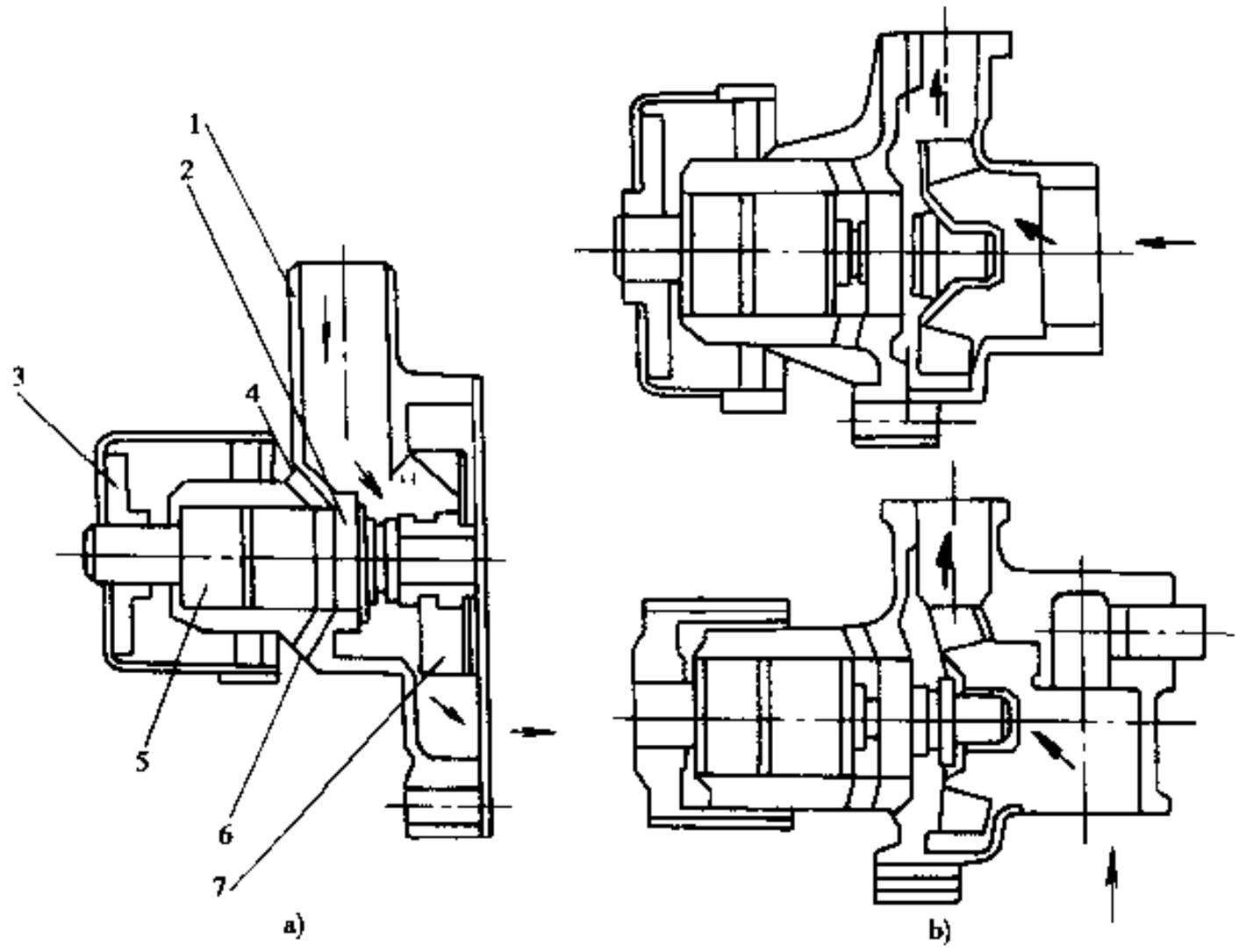


图 3-8-9 水泵的结构

a)上进口式；b)下进口式

1-泵体；2-机械式密封；3-皮带轮联接用法兰；4-排气孔；5-轴承；6-排水孔；7-叶轮

发动机冷却液的流量为 80～160L/（kW·h），此时冷却液进出口温差为 7～10℃。

在实际使用时必须注意水泵壳体和叶轮之间的间隙对水泵性能的影响；有时，为了消除叶轮的轴向推力，可以在叶轮上开平衡孔或装轴向止推轴承（图 3-8-10）。

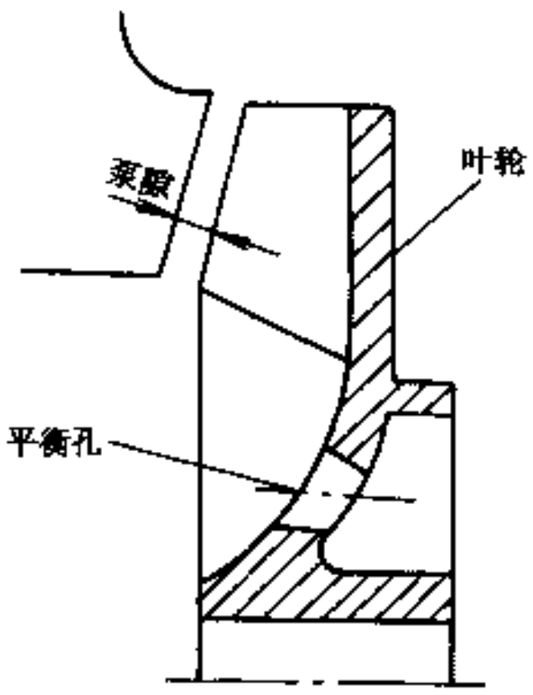


图 3-8-10 有平衡孔的水泵叶轮

3.8.7 压力式散热器盖

冷却系统几乎全部采用压力循环式系统，装有压力式散热器盖，它由控制最高压力的压力阀和系统内出现负压时开启的真空阀构成（图 3-8-11）。采用这种结构可以减少冷却液和空气的接触，防止空气进入冷却系，影响散热能力。

另外，压力阀使系统内的冷却液沸点升高，可降低穴蚀作用，提高工作温度，提高系统冷却能力；真空阀能避免冷却系统冷却时因冷却液冷却收缩使负压太大而损坏水箱、管路等。

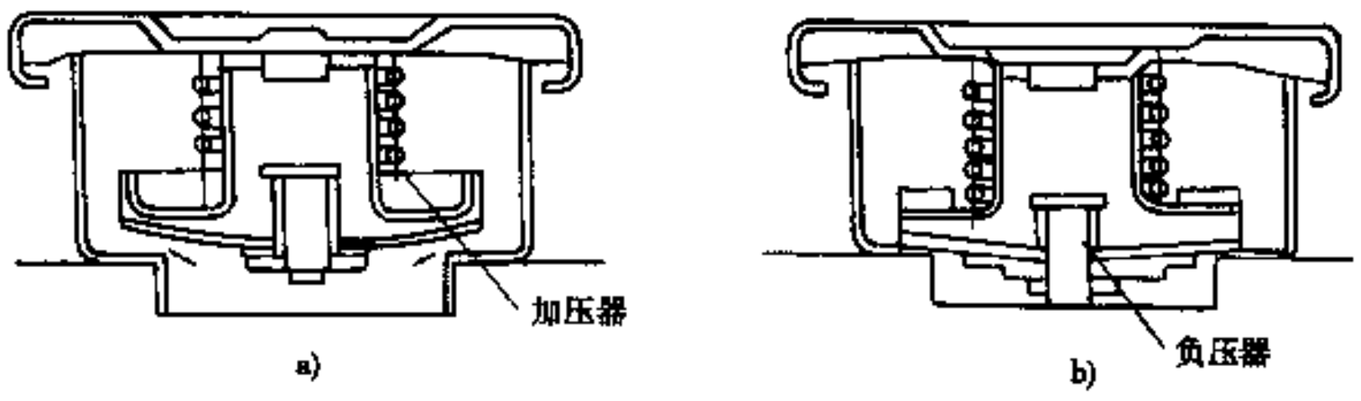


图 3-8-11 压力式散热器盖的结构和原理

a)冷却系内压力上升时（加压器开）；b)冷却系内负压时（负压器开）

汽车论坛 http://www.qclt.com

3.8.8 副水箱

冷却液在发动机冷却回路流动，随温度升高体积膨胀，为吸收这部分膨胀体积而设置了副水箱。具有副水箱的冷却系统根据副水箱有无加压分为两种，其特点及设计要求见表 3-8-1。

表 3-8-1 冷却系统的特点和设计要求

	系 统 A	系 统 B
特点	在加压系内具有冷却液的膨胀空间（副水箱），冷却液循环到膨胀空间中，进行气液分离	在加压系外具有冷却液的膨胀空间（副水箱），仅在溢流至副水箱时进行气液分离。
设计要求	副水箱的耐热、耐压、容量和位置高于散热器并保持系统内压力适宜。	副水箱的耐热性、容量、位置要求低些

3.8.9 水管

发动机冷却回路中的水管具有吸收发动机振动和散热器相对运动的作用。因此，耐热性、耐臭氧性、耐压性、对冷却液的适应性及柔软性是水管应具有的性能。

水管的构造有耐压型纯橡胶和中间加强型两种类型。从耐久性方面考虑后者使用多。其结构如图 3-8-12 所示。编织加强型的水管多用于散热器，螺旋管多用于被加热的管子，针织加强型用于直径差异较大的变径管。

在实际使用中，壁厚 4mm 以上的橡胶硬度为 60～70HS。从柔软性方面考虑，中间加强型管子用 60HS，纯橡胶为 70HS。从管子连接处的密封考虑，管子内径比与其连接管的外径小 1mm。胶管两端与其它管相连接时，应有 30mm 的插入量。

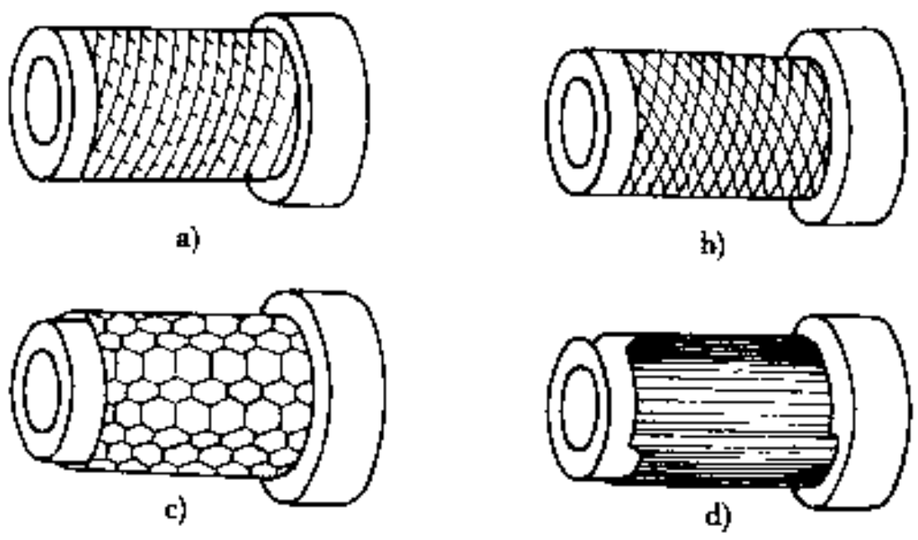


图 3-8-12 中间加强型冷却水管
a)螺旋管；b)编织；c)针织；d)帆布

3.8.10 节温器

冷却液的温度常用蜡式节温器来控制。节温器根据冷却液的温度转换冷却液循环路线，保持合适的冷却液温度。由于把石蜡封存在膜盒中，用石蜡的热膨胀特性来开关水路，因此，不易受到冷却回路中压力影响。

1）构造和原理

根据使用目的的不同，节温器有图 3-8-13 所示的几种型式。因为串联型节温器只有一个阀体，所以，它只有开闭冷却通路的功能。由于底部旁通型、侧面旁通型的节温器设有 2 个阀体，除具有开关冷却通路的功能外，还具有开关旁通通路的功能，即在冷却液温度上升时，节温器在打开散热器通道的同时，还关闭旁通通路，以此阻止冷却液在旁通通路内流动。这种结构，可以使冷却液全流量流经散热器，故冷却效率高。旁通通路直径越大，节温器的负荷就越小，发动机内的冷却液温度分布越均匀，但是通路直径加大，外形尺寸大，笨重、不协调。

阀开启升程特性如图 3-8-14 所示。S 的左侧是固体石蜡膨胀阶段特性，L 是液体石蜡膨胀阶段特性。S～L 是从固相到液相急剧的体积膨胀阶段。一到节温器开启的温度，阀就用热升程来控制冷却液的温度。阀达到最大升程时通常设定为 8～12mm。阀全开温度一般比阀初开启温度高 10～12℃。

2）节温器的安装位置

汽车论坛 http://www.qclt.com

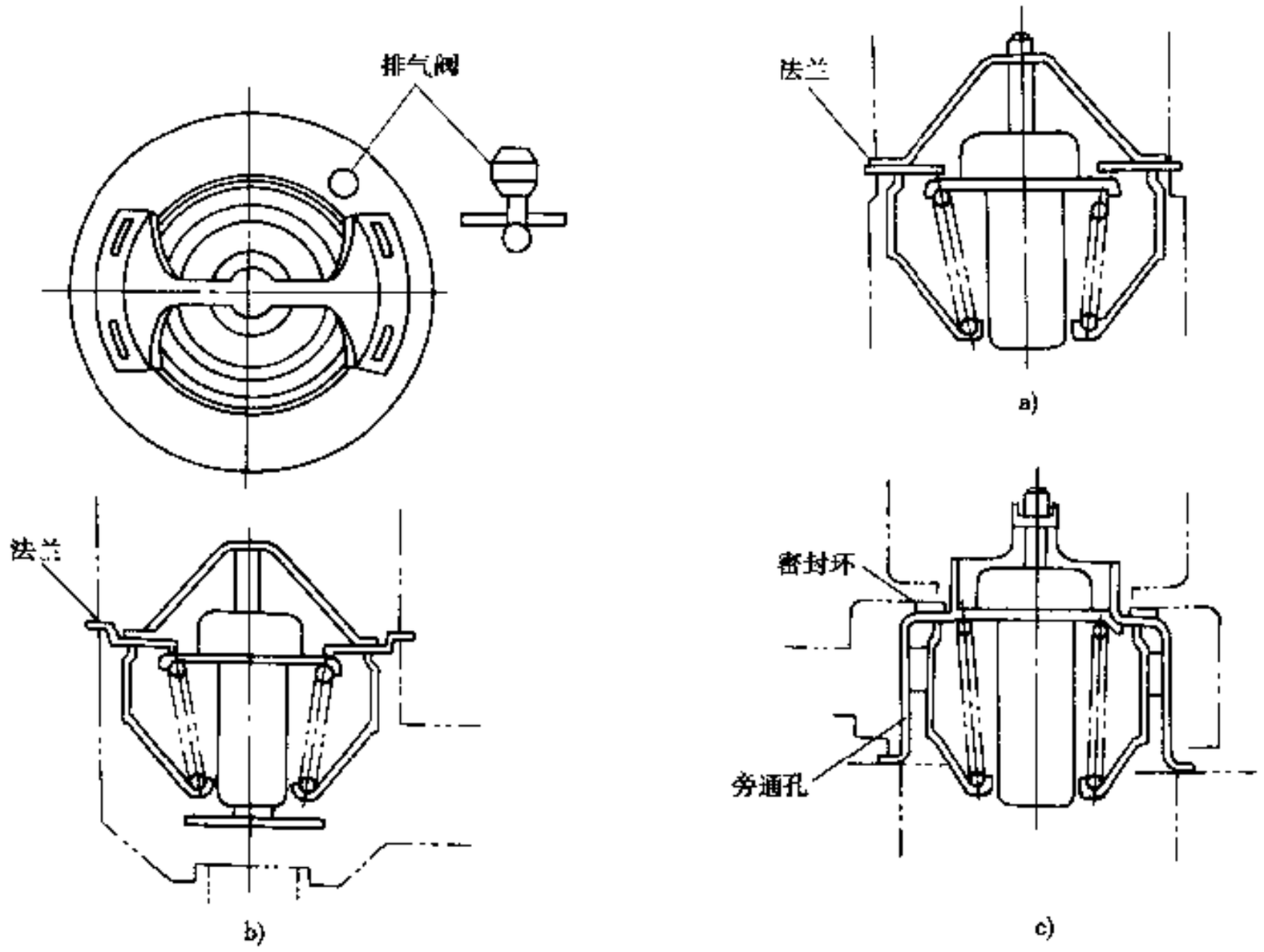


图 3-8-13 节温器

a)串联型；b)底部旁通型；c)侧面旁通型

从原理上讲，节温器无论是装在发动机冷却液入口还是出口处都可以，但位置不同具有不同的特性。

a. 阀开启温度

节温器设在冷却液出口时，控制从发动机出来的高温冷却液的温度；节温器设在水泵的入口处，控制从散热器流出的低温冷却液的温度。因此如果用开启温度相同的节温器，用在散热器进口控制的冷却液温度比用在出口处控制时的冷却液温度高。据此，用在散热器进口处冷却液温度一般为 82～88℃；而一般用在水泵入口侧时冷却液的温度一般为 76～82℃。

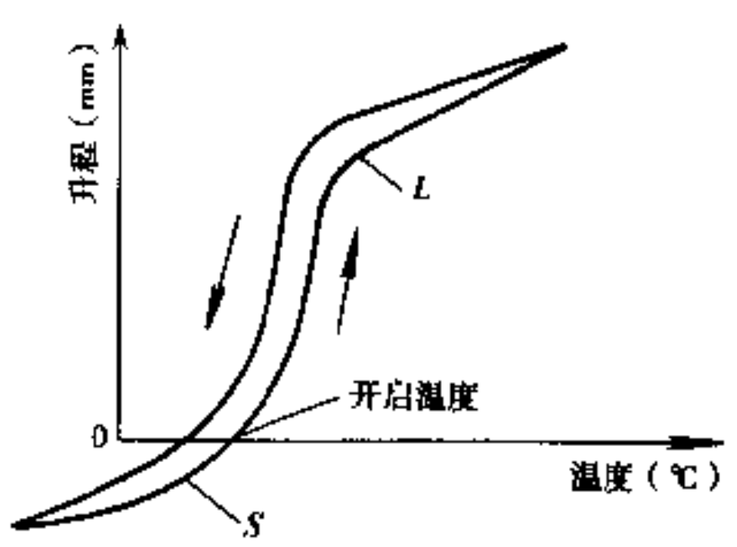


图 3-8-14 节温器开启特性

b. 水压的影响

节温器装在发动机出口时，阀面受较大的水泵压力，开启负荷大，易产生冷却液温度波动和超温现象。特别是采用串联式节温器时，没有旁通回路或旁通回路直径小，更容易产生图 3-8-15 所示的超温现象。但有利于节温器维护，注水时有利于空气排除。

节温器装在水泵入口处，节温器沿水流方向开启，阀开启负荷低，耐久性好。另外，在入口侧是在最近位置对低温处冷却液进行控制，故可以获得没有波动的温度。但这时水泵吸入阻力增大，易产生气穴。

3）排气阀

在向发动机注入冷却液时，为了确保空气的排出，同时为了防止在发动机暖机时冷却液流入散热器，在节温器法兰上设置了排气阀（见图 3-8-13）。为了有利于排出空气和加水顺畅，通常阀孔的面积为 1.5～2.5mm^2，注水 10～20L/min 时的空气从发动机冷却回路中排出。一般当排气阀前后的压差为 1～2kPa 时阀关闭。

4）节温器壳

如图 3-8-16 所示，节温器阀直径为 ϕ_V，节温器壳内径为 ϕ_H，如果不把由 ϕ_H 和 ϕ_V 之间形成的截面面

汽车论坛 http://www.qclt.com

积设计成 $\pi\phi_1^2/4$ 以上，那么水流阻力变大，而流量降低。

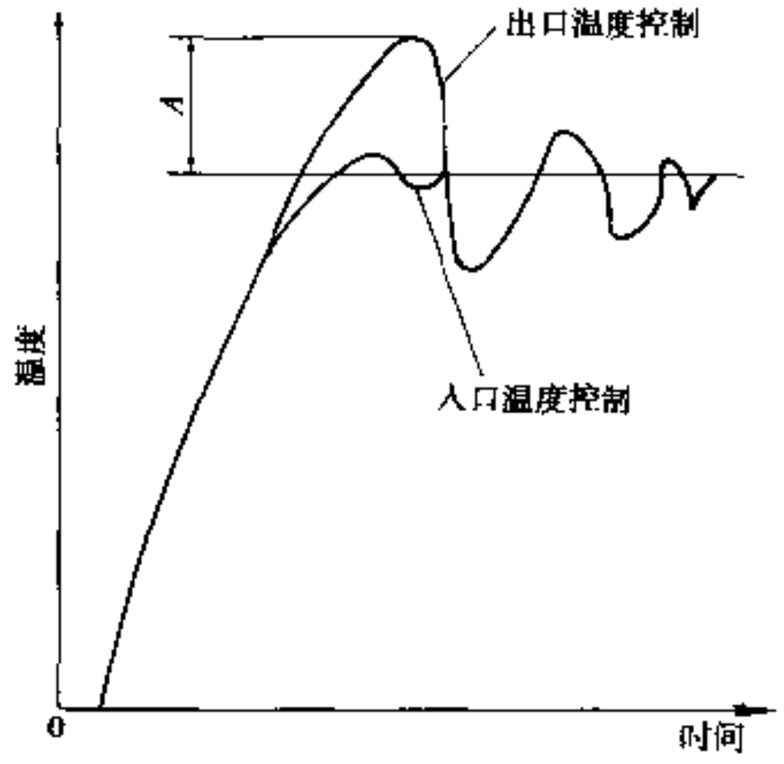


图 3-8-15 超温特性图

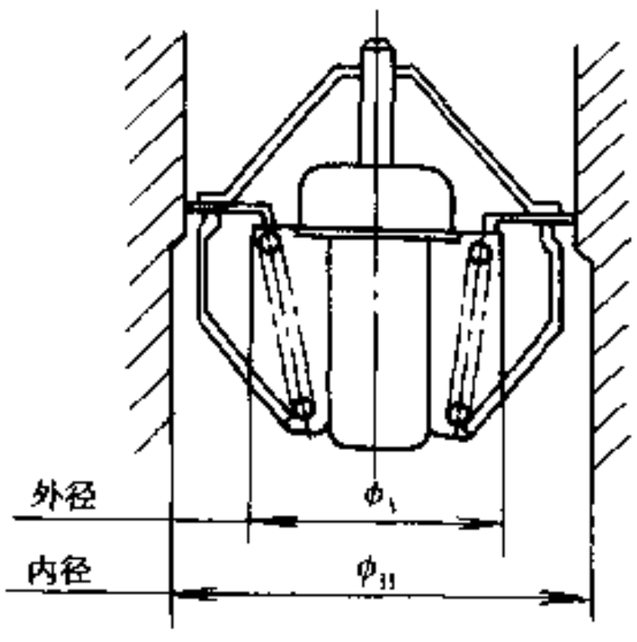


图 3-8-16 节温器阀直径和壳内径

3.8.11 冷却液

液体冷却内燃机所使用的冷却液含有防冻添加剂及防止金属产生锈蚀的添加剂，这些添加剂和水组成的液体通称为防冻液。

1）防冻液所要求的性能

(a) 防冻性，即在冬天0℃以下不结冰，地区不同，防冻要求不同；

(b) 防蚀性，不能腐蚀冷却系统的金属；

(c) 热传导性，即传热性能优良；

(d) 不变质，也不腐蚀橡胶、树脂。

为了满足上述要求，现在经常使用以乙二醇为主要成分、加有防腐蚀添加剂及水的 *LLC* 防冻液，以乙二醇为主要成分的防冻液性能由 JIS *K*2234 来规定，其中 1 种只在冬季使用，2 种可以全年使用。

2）冷却液的防腐蚀性

要求冷却液对钢、铸铁、铝、铜、黄铜、焊锡等多种金属没有腐蚀作用。防腐蚀性由选定的添加剂种类及多少决定，并且只能用数种添加剂的组合来满足整体防腐蚀性要求。

3）防冻液的老化

防冻液经长期使用，由于其接触的环境（主要消耗防腐蚀添加剂）和外部因素（主要是浓度降低），使防腐蚀性能下降。特别是由于主要成分乙二醇氧化变质产生腐蚀性物质和使用温度的提高，会加速防冻液的老化。为了保持它的防腐蚀性能，要定期维护，保持适当浓度，必要时应进行更换。同时还要防止锈和燃气等异物的混入。（撰稿人：蒋学锋　张美忠　白羽）

3.9 润 滑 系 统

润滑系统的功能是把具有一定压力和合适的温度的清洁润滑油不断地输送到发动机各摩擦表面，使其间形成一层油膜，以减少摩擦损失和零件的磨损，把零件摩擦所产生的热量带走，并将摩擦表面上的磨屑和杂质清洗干净，保证零件正常工作。一个良好的润滑系统应满足下列各项要求。

①以一定的压力供给一定的油量至摩擦表面；

②自动清除机油中的杂质，经常保持机油的清洁；

汽车论坛 http://www.qclt.com

③自动散出传给机油的热量，将油温保持在一定的范围以内；

④零部件功率消耗小，机油耗量少；

⑤工作可靠，油路不堵塞，不泄漏；

⑥在发动机起动后能及时供给摩擦表面足够的油量；

⑦修理和维护方便。

3.9.1 润滑系统的组成和主要参数

1）润滑系统的组成

现代高速发动机一般采用压力润滑和飞溅润滑相结合的复合式润滑方式，图 3-9-1 是典型的车用汽油机润滑系统。

一些大功率发动机除了设有粗滤器外，还设有细滤器。粗滤器串联在主油路中，位于机油泵之后主油道之前，以保证送到润滑表面的机油都是清洁机油，而机油细滤器一般和主油道并联。这样布置既滤清了机油，又不至于使油路的阻力过大。有的发动机润滑系中设有机油冷却器，可以将其串联在粗滤器前面，但多数是串联在粗滤器后面，后者能确保机油冷却器不易堵塞。图 3-9-2 是典型柴油机润滑系统简图，离心式机油细滤器并联于主油道。

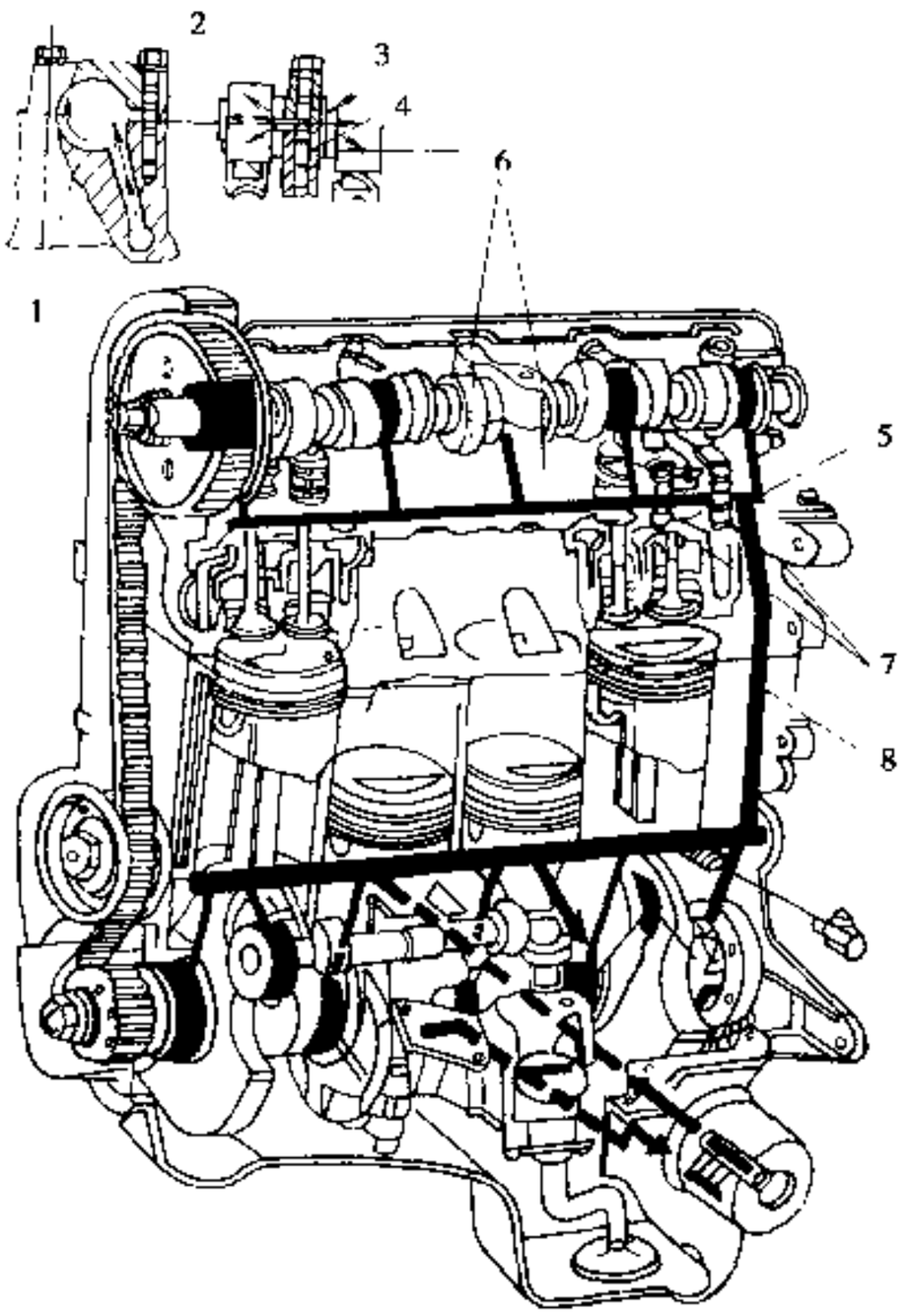


图 3-9-1 CA488 型汽油机润滑系

1-轴承盖；2-油孔；3-喷油孔；4-凸轮轴颈油槽；5-气缸体纵油道；6-凸轮轴润滑；7-垂直油道；8-节流阀（在缸体上）

2）润滑系主要参数选择

（1）循环油量

循环油量是润滑系统的主要参数，是指单位时间内流经发动机主油道的机油量。它包括供给轴承润滑和冷却所需要的油量，但不包括经过机油细滤器、机油泵限压阀、发动机主油道调压阀等旁通掉的油量。循环油量可按下式计算。

$$Q_c = (0.015 \sim 0.02)\ Q_t \qquad (kJ/h) \tag{3-9-1}$$

式中：Q_t——每小时加入发动机的热量；

$$Q_t = 3600 P_e / \eta_e \qquad (kJ/h)$$

式中：P_e——发动机功率，kW；

η_e——发动机有效效率，汽油机 $\eta_e = 0.25$，柴油机 $\eta_e = 0.35$。

由此得：$Q_c = (0.015 \sim 0.02) \times 3600 P_e / (0.25 \sim 0.35) \approx (160 \sim 280)\ P_e$

若用润滑系的机油对活塞进行冷却，则通过机油散出的热量可达 6% 左右，则：

$$Q_t = (620 \sim 860)\ P_e \qquad (kJ/h) \tag{3-9-2}$$

这样机油循环油量可按下式计算。

$$V_c = Q_c / (\rho \cdot c \cdot \Delta t) \tag{3-9-3}$$

式中：ρ——机油密度，一般取 $\rho = 0.85 kg/L$；

c——机油比热容，通常取 $c = 1.7 \sim 2.1 kJ/(kg \cdot K)$；

Δt——机油进出口温差，一般取 8～15℃。

将上述经验数据代入式 3-9-3，可得机油循环量。

不用机油冷却活塞的发动机

$$V_c = (0.2 \sim 0.3)\ P_e \qquad (L/min) \tag{3-9-4}$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

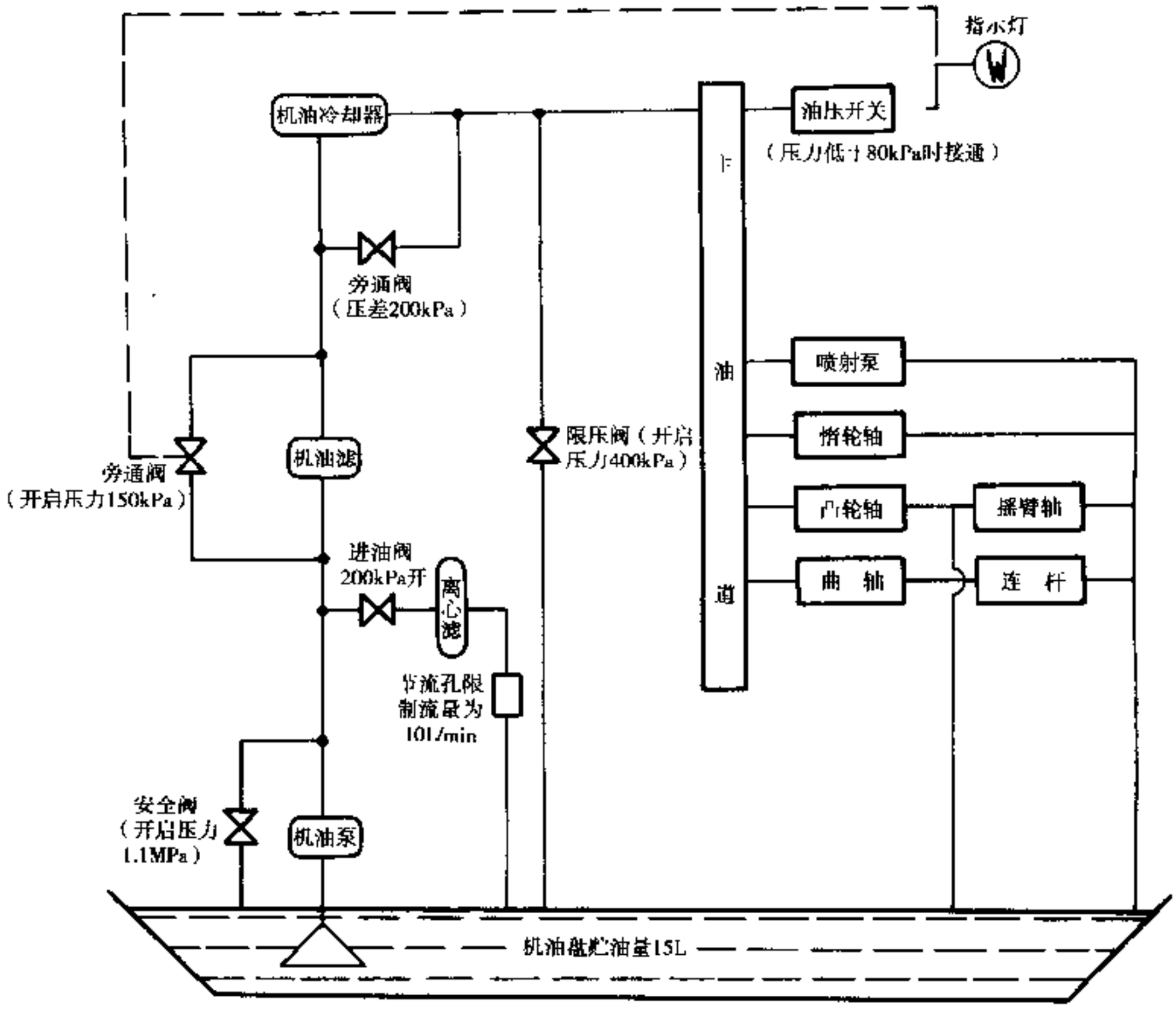


图 3-9-2 C4610 型柴油机润滑系统简图

用机油冷却活塞的柴油机

$$V_t = (0.4 \sim 0.5)\ P_e \qquad (\mathrm{L/min}) \tag{3-9-5}$$

（2）机油压力

为了可靠地将机油送至各润滑表面，在润滑系的主油道内必须建立起一定的机油压力。一般汽油机主油道的机油压力为 200～450kPa，高速柴油机为 300～600kPa。采用离心式机油滤清器时，应取较高的机油压力。汽油机怠速时机油压力不低于 70kPa，柴油机以不低于 100kPa 为宜。应特别注意的是发动机低速大负荷工作时，如果油压过低，往往易造成烧瓦。

（3）机油温度

为了保证轴承等摩擦副工作正常，必须控制机油的工作温度。轴承的温度状况可用油膜中机油的平均温度来评定。一般润滑油流过轴承的温升在 20～50℃的范围内，而油底壳内温度几乎是随车速而成线性变化的，同时也受环境温度影响，环境温度上升 1℃油底壳内机油温度要相应升高 0.8～0.9℃。在环境温度为 30℃、汽车高速行驶时，油底壳内温度可达 125～140℃。这样高的温度将影响机油的抗氧化能力，所以选用润滑油时要考虑抗氧化性能。

（4）油底壳的贮存油量

油底壳的贮油容量 Vo 要保证一次加油后发动机能够在足够长的时间内连续运转。一般整车每行驶 8000～10000km 更换机油。

对应油底壳最大贮油量的油标尺上刻线，是指在整车使用规范条件下发动机工作时，机油不发生过度搅动时的机油位置。机油搅动会造成泡沫和功率损耗。一般要求油底壳里机油面上限与连杆运动轨迹最近

汽车论坛 http://www.qclt.com

点距离不小于 8mm。对应最小贮油量的油标尺下刻线，是指在各种运动情况下，包括倾斜的情况在内必须保证机油泵有一个恒定的吸油量。油底壳贮油量大，机油在油底壳中停留时间长，自然散热效果好，但造成体积过大。若油底壳中机油贮油量过小，机油循环太频繁，会造成机油油温上升和加速老化。

3.9.2 机油泵

应当使机油泵的供油量在任何工作条件下都能大于润滑系需要的循环油量，以保证整机润滑的可靠性。发动机磨损以后各润滑间隙会增大，流经该处的油量也随之增大，因此循环油量就必须增加。机油泵的供油量 Q 可根据下列数据初步估算。

车用汽油机　　$Q=(0.35\sim0.5)\cdot P_e$（L/min）

车用柴油机　　$Q=(0.5\sim0.8)\cdot P_e$（L/min）

用机油冷却活塞的柴油机　　$Q=(0.8\sim1.2)\cdot P_e$（L/min）

初步确定供油量后，即可进行机油泵的设计。

1）机油泵的种类

机油泵的种类很多，有刮片式、柱塞式、齿轮式等，而齿轮泵按齿轮的啮合又分为内啮合和外啮合两种。内啮合齿轮泵一般是内啮合摆线型（图 3-9-3）、多齿内摆线型（图 3-9-4）和内啮合渐开线（图 3-9-5）。摆线齿轮泵一般又称为转子泵。外啮合齿轮泵一般是渐开线型（图 3-9-6）。齿轮泵中以渐开线齿轮泵用得最广泛。机油泵由曲轴直接驱动或通过带、齿轮等驱动。

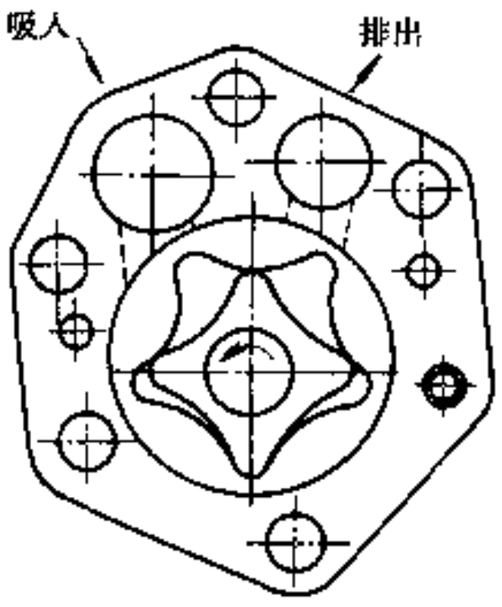


图 3-9-3　内啮合摆线转子泵

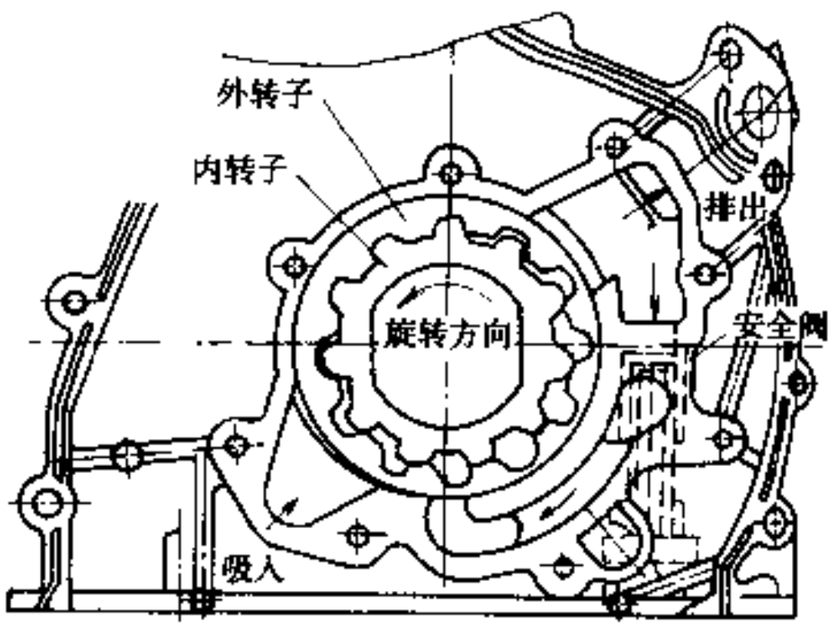


图 3-9-4　内啮合多齿摆线转子泵

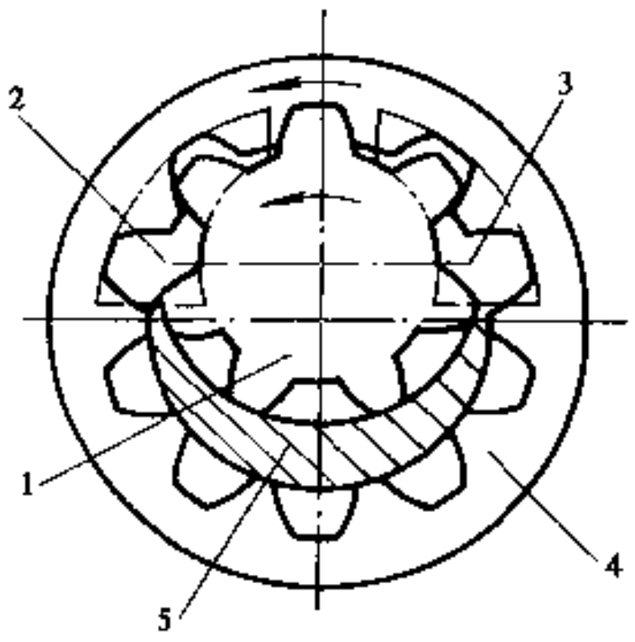


图 3-9-5　内啮合渐开线齿轮泵

1-主动齿轮；2-吸油腔；3-压油腔；4-从动齿轮；5-月形件

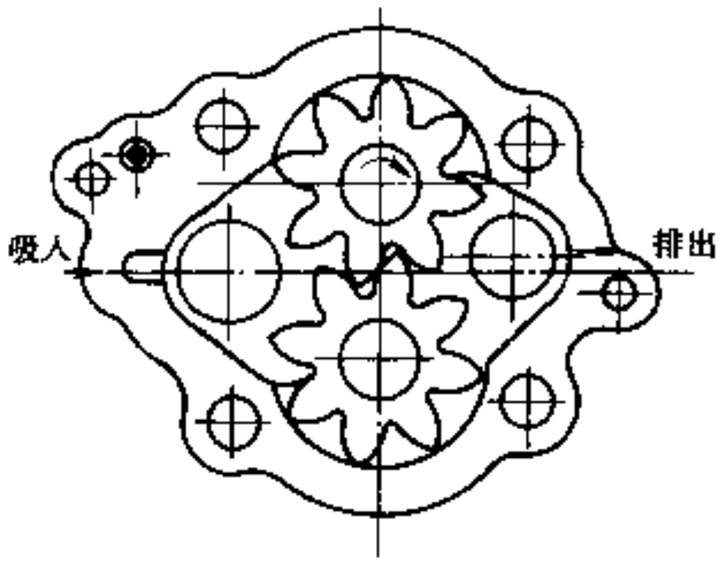


图 3-9-6　外啮合渐开线齿轮泵

汽车论坛 http://www.qclt.com

2）齿轮泵

（1）齿轮泵优缺点

①结构简单、工艺性较好、价格便宜；

②自吸性能好，无论转速高低都能可靠地实现自吸；

③不容易咬死，因为油液中的污物对其工作影响不严重，可用来输送粘度大的流体；

④工作时齿轮受的不平衡径向液压力大，限制了压力的提高，故目前大多用于中低压系统；

⑤工作时流量脉动较大，引起压力脉动较大，导致噪音较大。

（2）齿轮泵的供油量 Q

供油量 Q 是指在单位时间内从泵出口输出流量的平均值，是表征泵的工作能力的主要参数之一。齿轮泵的理论供油量可近似计算如下。假设泵中每个齿轮转一周时每个齿间所存的机油全部被压出，具有两个相同齿轮的齿轮泵在主动齿轮转一转时，所排出的油液的体积（即理论排量）q_0 为：

$$q_0 = 2 \cdot Zfb \qquad (mm^3/r) \tag{3-9-6}$$

式中：Z——齿轮齿数；

b——齿轮宽度，mm；

f——齿轮的齿间面积，mm^2。

理论流量

$$Q_0 = n \cdot q_0 = (2Zfbn) \qquad (mm^3/min)$$

式中：n——齿轮的转速，r/min

齿轮的齿间面积 f 的精确确定比较麻烦，一般也不要求很精确，因此可用近似方法计算，用同模数及同齿高的齿条的齿间面积近似代替。于是 $f \approx \pi m^2$（m—齿轮模数），因而得：

$$Q_0 = 2\pi Zbm^2 n \ (mm^3/min) \ = 2\pi Zbm^2 n \times 10^{-6} \ (L/min) \tag{3-9-7}$$

这个计算齿轮泵理论流量的近似公式，所求得的流量略微偏大，但一般工程计算完全可以采用。

实际齿轮泵工作时不可避免地存在泄漏，因此齿轮泵的实际供油量应是理论流量 Q_0 乘以泵的容积效率 η_v，即

$$Q = Q_0 \ \eta_v = 2\pi Zbm^2 n \ \eta_v \times 10^{-6}$$

泵的容积效率 η_v 受泵的转速、油温、零件间隙的影响，其值一般为 70%～95%。图 3-9-7 为发动机管路阻力和机油泵供油量的特性。

（3）齿轮泵的卸荷槽设计

齿轮泵工作时，齿轮重迭系数应不小于 1，即有时两对齿同时啮合，有时是一对齿进行啮合。图 3-9-8 表示两对齿同时啮合的情况，此时后一对齿在 A 点开始啮合时，尚存在有前一对齿的啮合点 B。因此在这两个啮合点之间就形成一个封闭的容积，而把两对齿之间的油困在此封闭体积中，形成所谓困油现象。这样轴承便受到很大的附加载荷，增加功率损失，使机油发热，引起噪声和振动，还影响工作平稳性和寿命。

为了消除困油现象，可在与齿轮端面接触的壳体上（或泵盖）上开出卸除困油的卸荷槽，如图 3-9-9 所示。开卸荷槽的原则是：当封闭空间的体积减小油液受挤压时，要使这个封闭容积与压油腔连通；当封闭空间的体积增大，产生空穴时要使这个封闭容积与吸油腔连通；当封闭空间体积达到最小时，能把吸油腔和压油腔隔开。卸荷槽是任何一个齿轮泵都必须具备的，否则齿轮泵不能正常工作。

图 3-9-9 所示的卸荷方式，结构简单、工艺方便，比较常用。直卸荷槽尺寸可按下式计算。

$$H = \pi m^2 \ (Z/A) \cdot \cos^2\alpha \tag{3-9-8}$$

$$C_{min} = \xi\pi m\cos\alpha \ | \ (1 - m^2 Z^2 \cos^2\alpha) \ / A^2 |^{1/2} \tag{3-9-9}$$

式中：H——卸荷槽距离，mm；

α——压力角；

A——实际齿轮中心距，mm；

Z——齿数；

C——卸荷槽宽，mm_c

汽车论坛 http://www.qclt.com

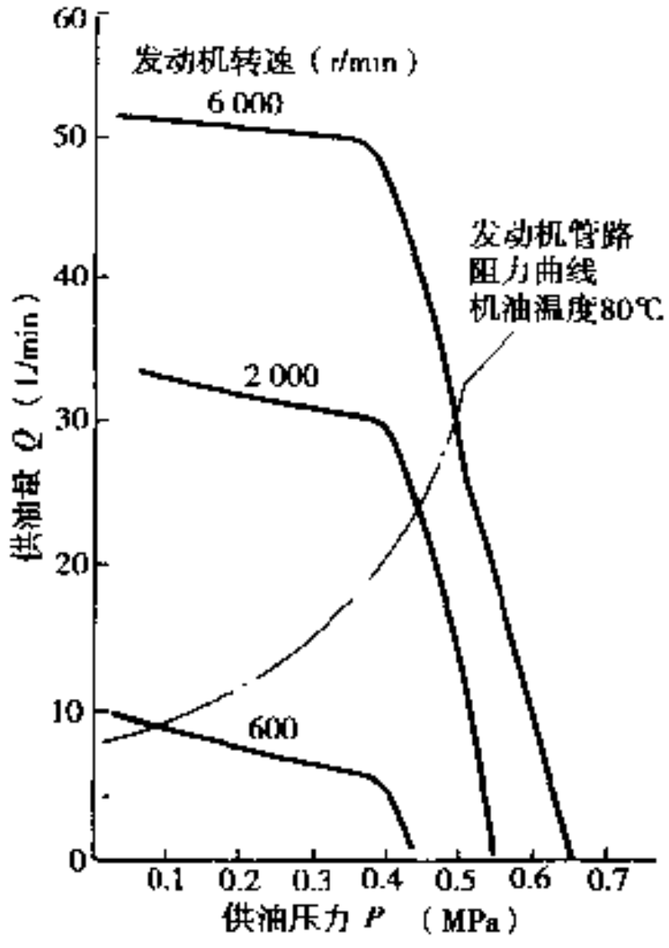


图 3-9-7 机油泵供油量特性和发动机管路阻力 例

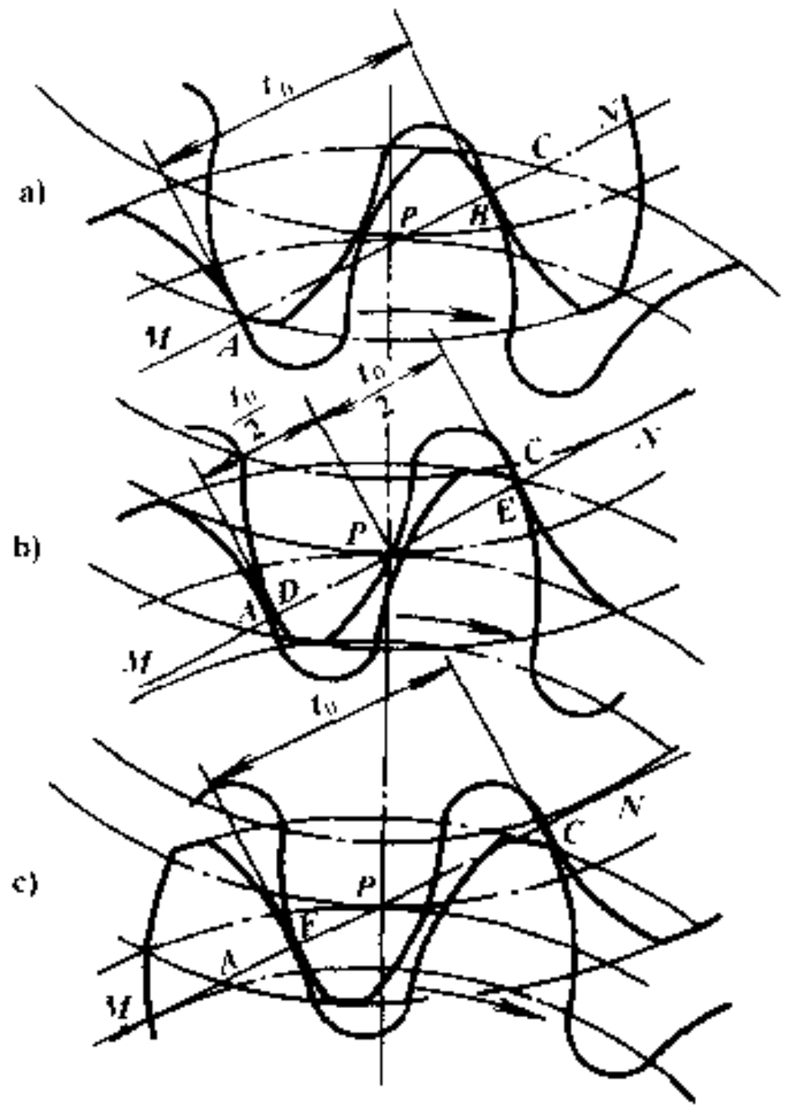


图 3-9-8 封闭体积的形成和变化
a)新的一对牙齿开始啮合，形成困油区；b)最小封闭体积；c)旧的一对牙齿终止啮合，困油消失

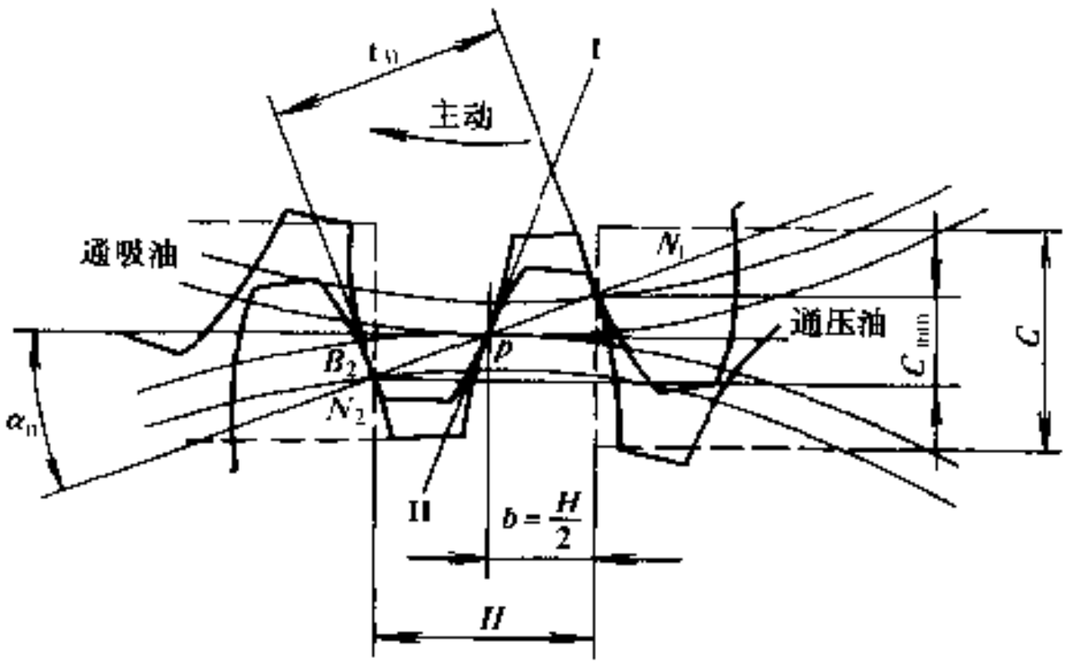


图 3-9-9 直槽式卸荷

当 $\alpha=20°$，轮心距为标准值时，得 $H=2.78$m，$Cmin=1.03$mm。为了使卸荷槽有足够宽度，一般可取 $c>2.5$mm，卸荷槽深度 $h\geqslant0.8$mm。

(4) 齿轮泵的泄漏及间隙选择

齿轮泵的泄漏通过以下三个途径：

①通过齿轮端面与壳体及盖板之间的轴向间隙泄漏，使泄漏的油流到吸油腔及齿轮轴表面。由于轴向间隙泄漏的路线多，封油长度短，所以轴向泄漏占总泄漏量的75%～80%。轴向泄漏量与轴向间隙的三次方成比例。轴向间隙增大0.1mm，泵的容积效率可能降低20%。

②通过齿顶与壳体内圆柱面之间的径向间隙泄漏。由于径向泄漏的方向与齿轮旋转的方向相反，以及

汽车论坛 http://www.qclt.com

封油长度长，径向泄漏较小，约占总泄漏量的 15% ~ 20%。径向间隙增大 0.1mm，泵的容积效率约减低 0.25%。

③由于两齿啮合不良（齿形误差等造成）使压油腔与吸油腔之间的密封不严而造成泄漏。啮合泄漏是很少的，占总泄漏量的 4% ~ 5%。

所以，提高泵的容积效率 ηv，主要是减小齿轮泵的轴向间隙。一般小流量的齿轮泵，其轴向间隙取 0.02 ~ 0.06mm。

3）转子式机油泵

转子式机油泵具有结构紧凑、单位体积供油量大、转速可高达上万 r/min、零件数目少等显著优点。另外，由于是轴向供油，进排油槽的角度位置很大，因而进油充分，并且转子高速运转所产生的液体的离心力，不但不会防碍充油，相反加强了齿间的充填，避免了气蚀现象的产生，而气蚀现象对外齿轮泵来说是一个很大的障碍。然而转子泵由于齿数少，在转速低于 1000r/min 时压力波动较厉害。

内、外转子的齿廓可以有不同的曲线形状。一般常用的外转子的齿廓是一段等半径的圆弧，内转子是与外转子在一定的偏心距 e 下，保持啮合运动关系的圆弧齿型的共轭曲线，实质上是短幅外摆线的等距线。另一种是内外转子由内外摆线组成。图 3-9-10示出了内外转子啮合图。从图中可以看出决定外转子的结构参数为：

偏心距 e（即内外转子轴距）、总成半径 R、齿形圆半径 a、外转子齿数 Z_2。

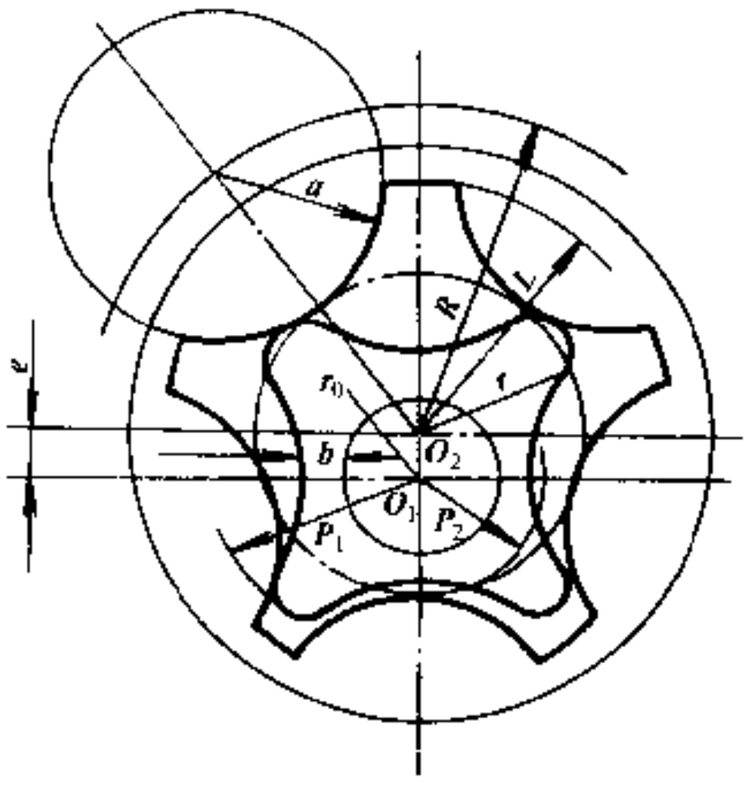


图 3-9-10 内外转子啮合图

其它参数可通过 e、R、a 等参数求出。

ρ_1——内转子长径之半 $\rho_1 = R - a + e$

ρ_2——内转子短径之半 $\rho_2 = R - a - e$

r——外转子齿内切圆半径 $r = R - a$

L——外转子限制圆半径 $L = \rho_1 + e = R - a + 2e$

在 Z_1 选定后，内转子廓线可以通过作图或计算求出。

内外转子结构参数的计算和选择如下：

当油泵的供油量 Q_0 一定时，转子的外廓尺寸决定于转子的转速 n、限制圆半径 L 和转子的厚度 h。内外转子结构参数的选择可按下述步骤进行。

a. 决定内转子一个齿所扫过的面积 A

$$A = Q_0 / hZ_1 n \tag{3-9-10}$$

式中：h——转子厚度；

Z_1——内转子齿数；

n——内转子转速；

Q_0——机油泵理论供油量。

h 和 n 根据发动机整机结构和传动的可能性和合理性来选取，齿数 Z_1 在考虑加工和使用的合理性之后，在一定程度上是可以自由选择的。

b. 根据转子轴的固定方式及轴和壁厚的强度来选定内转子轴的大小和内转子轴孔的最小壁厚 b。

c. 求内转子齿廓短径之半 ρ_2

$$\rho_2 = r_0 + b \tag{3-9-11}$$

d. 决定内外转子偏心距 e

e. 求 $\rho_1 = \rho_2 + 2e$

汽车论坛 http://www.qclt.com

3.9.3 机油滤清器

1）作用

在发动机中，机油不断被发动机磨损微粒和外界落入的杂质所污染，同时由于受热氧化产生了可溶于机油中的酸性物质和不可溶的胶状沉淀物，这些杂质中硬质粒子会增加发动机磨损，酸类对轴瓦产生腐蚀性磨损，胶质会使活塞与活塞环、气门与气门导管等零件之间发生胶结。机油滤清器的作用就在于滤除上述存在于机油中的有害杂质，保护主机零部件，延长其使用寿命。

2）分类与结构

（1）全流式滤清器

汽车发动机多数使用全流式滤清器，如图 3-9-11 所示。这时机油泵供给的油全量经滤清器过滤，所以要求滤清器流动阻力小。另外，考虑冷起动时机油滤清器的网眼会发生堵塞，故设置旁通阀。

（2）分流式滤清器

是把从机油泵排出机油的一部分被滤清后返回油底壳的方式（图3-9-12）。采用分流式滤清器时，发

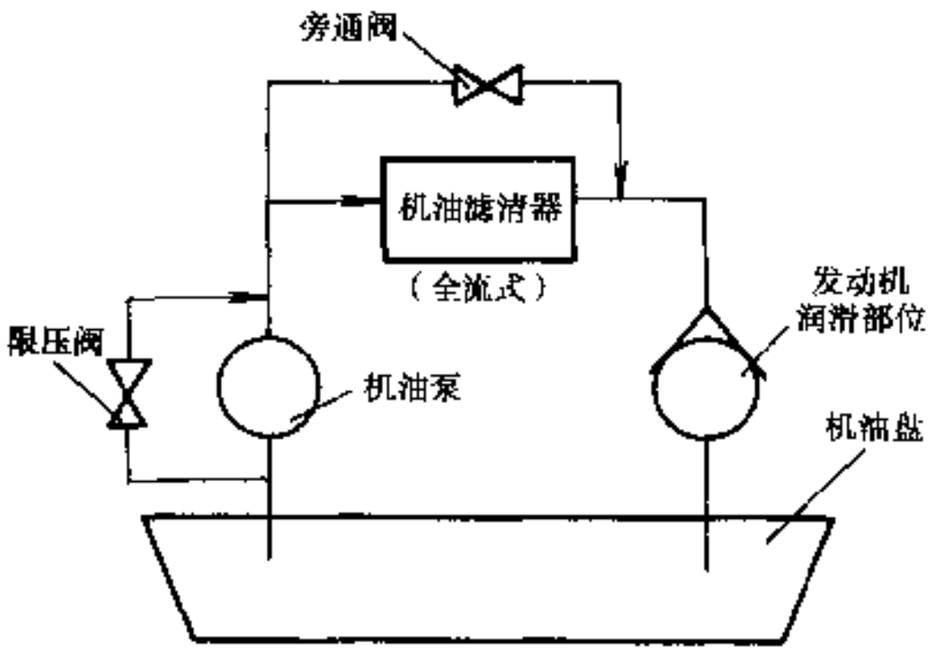


图 3-9-11 全流式滤清器系统图

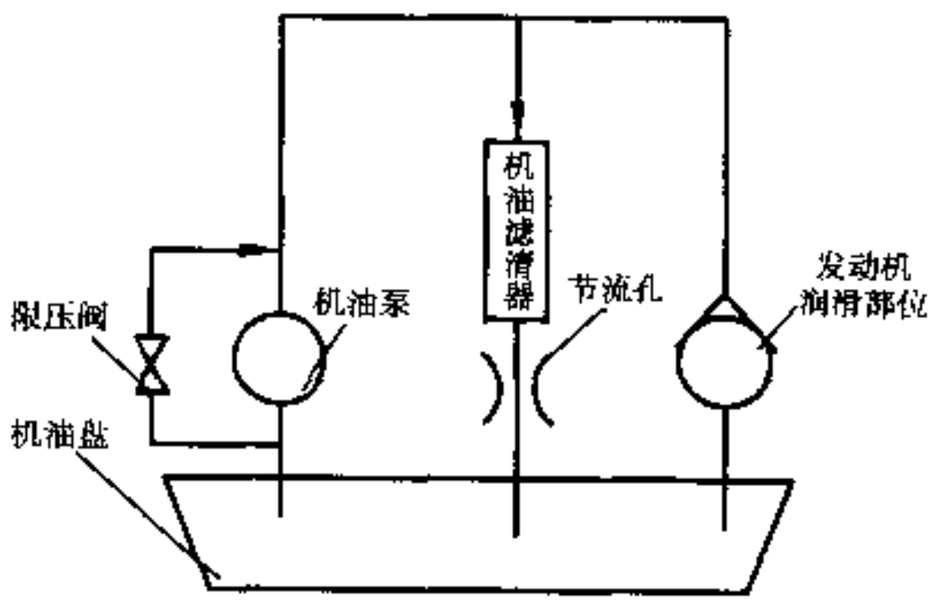


图 3-9 12 分流式滤清器系统图

动机各部位的油压很少受滤清器的阻力影响，过滤用材料可比全流式更细密。分流的流量用滤清器内的节流孔控制。由于供给发动机各部位的润滑油没有直接经过过滤，因此很少单独采用分流式机油滤清器。离心式机油滤清器（图 3-9-13）为分流式滤清器中最常用的结构，其优点是：工作可靠、滤清效率高、过滤细度一般为 3～5μm，能清除的杂质最小粒度为 1μm。对机油中添加剂滤除不超过 4%，与微孔滤纸对机油中添加剂滤除量相当；驱动流量仅占机油泵流量的 10%左右，但却大大改善机油总体状态，延长换油期。离心式机油滤清器在大型车用柴油机上得到广泛的应用。

（3）组合式滤清器

是把全流式和分流式组合到一起，大部分机油经全流式滤清器滤清，另一部分经分流式滤清器过滤后返回油底壳的型式（图 3-9-14）。意在兼取两者优点，主要用于重型车用柴油机。

3）滤纸式机油滤清器

机油滤清器按过滤材料分为滤纸式、绕线式、棉纸式、毛毡式、刮片等型式，其中滤纸式寿命长、效率高、成本低，成为机油滤清器的主流。

纸滤芯基本属于表面过滤，表面积愈大，它的通过能力就愈大，使用寿命就愈长，过滤阻力就愈小。因此力求在有限的空间内，增大过滤面积。目前纸滤芯普遍采用菊花形横断面折叠方式（图 3-9-15）。其主要结构参数有滤芯内接圆上折距 t、滤芯外接圆直径 D、滤芯内接圆直径 d、滤纸折宽 $b=0.5\ (D-d)$，折数 $n=\pi d/t$ 等，此外还有滤芯高度 H。滤芯总表面积 A 为：

汽车论坛 http://www.qclt.com

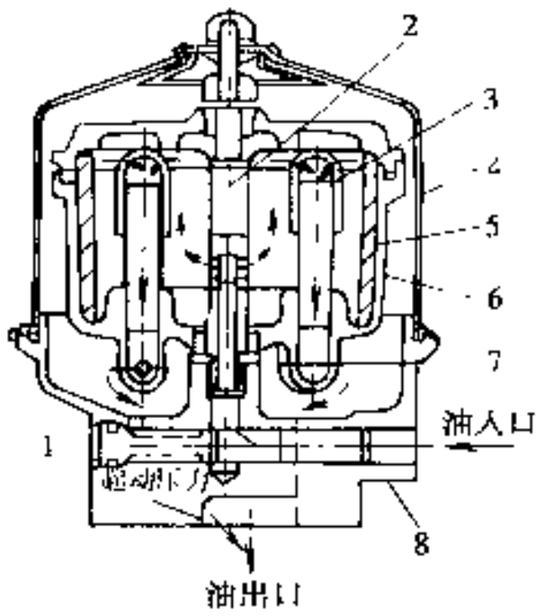


图 3-9-13 离心式机油滤清器剖

1-限压阀;2-心轴;3-过滤网;4-壳;5-附着异物;6-转子;7-喷嘴;8-底座

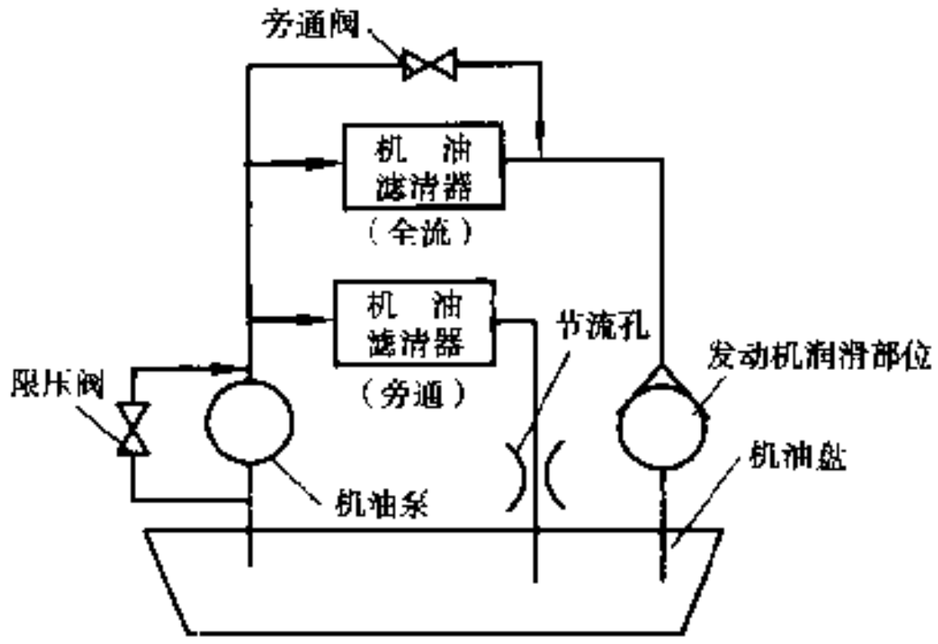


图 3-9-14 组合式机滤清器系统图

$$A = 2nbH = \frac{\pi m\ (1-m)\ HD^2}{t} \tag{3-9-12}$$

式中：$m = d/D$。

当 $m = 0.5$ 即 $D = 2d$ 时表面积 A 最大，其值为，

$$A_{max} = \pi HD^2/(4t)$$

图 3-9-16 表示 A/A_{max} 与 m 的关系。从图中可以看到，当 m 值在 0.3～0.7 范围内变化时，表面积 A 比最大表面积 A_{max} 最多才减小 16%，这就使 m 的选择有较大的自由度。而且 m 值大于 0.5 与小于 0.5 同一量时可以得到同样的面积。例如 $m = 0.3$ 和 $m = 0.7$，其 A 均为 $0.84A_{max}$。但 $d = 0.7D$（$m = 0.7$）时，折宽 b 就小，纸芯的强度好；d 值小，折宽大，则强度较差。因此在实际设计中，当 D 值一定而 d 值不可能做到 $0.5D$ 而满足最大表面积条件时，应尽可能取 $m > 0.5$ 来选取 d。

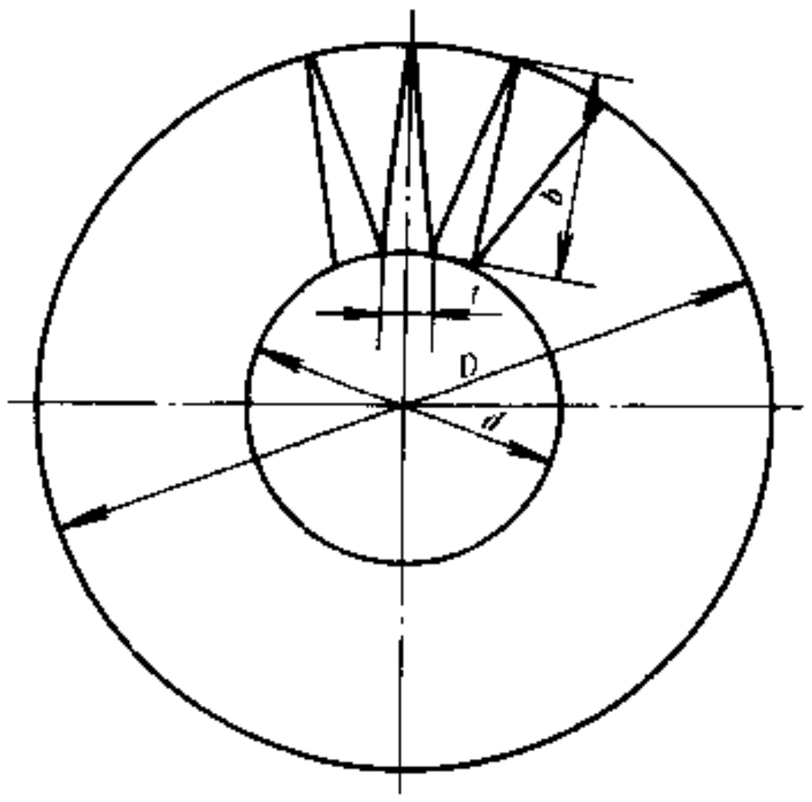


图 3-9-15 滤芯横断面

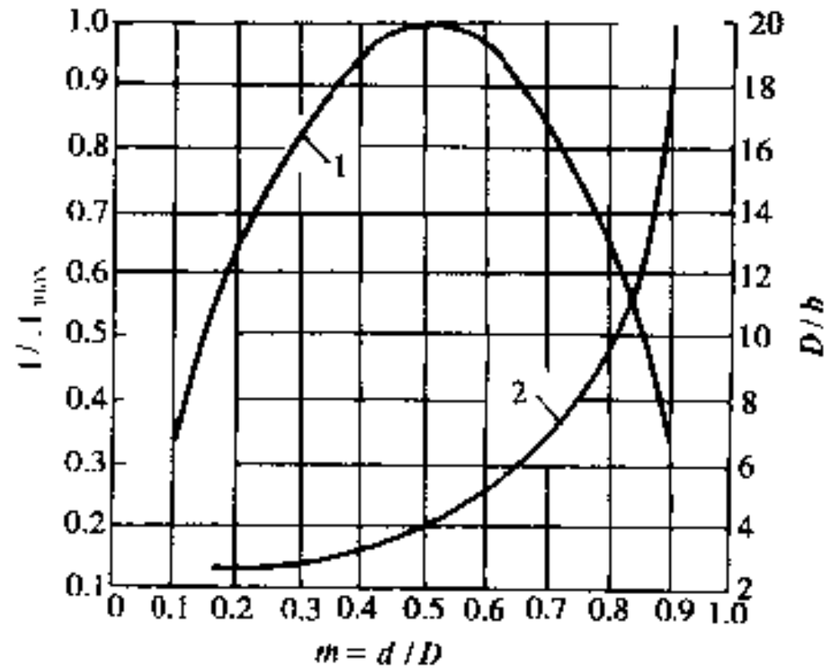


图 3-9-16 A/A_{max}—m 关系图

1-A/A_{max} 与 m 关系曲线；2-D/b 与 m 关系曲线

在滤芯的 d 与 D 值确定之后，在 D-d 的滤芯空间内容纳滤纸的折数 n 决定于折距 t。t 过小，容易产生并折、阻力增大。一般设计时取折距 t 等于或略大于 3δ（δ 为滤纸厚度）为宜。图 3-9-17 和图 3-9-18，分别为旋装和可拆式滤清器。

汽车论坛 http://www.qclt.com

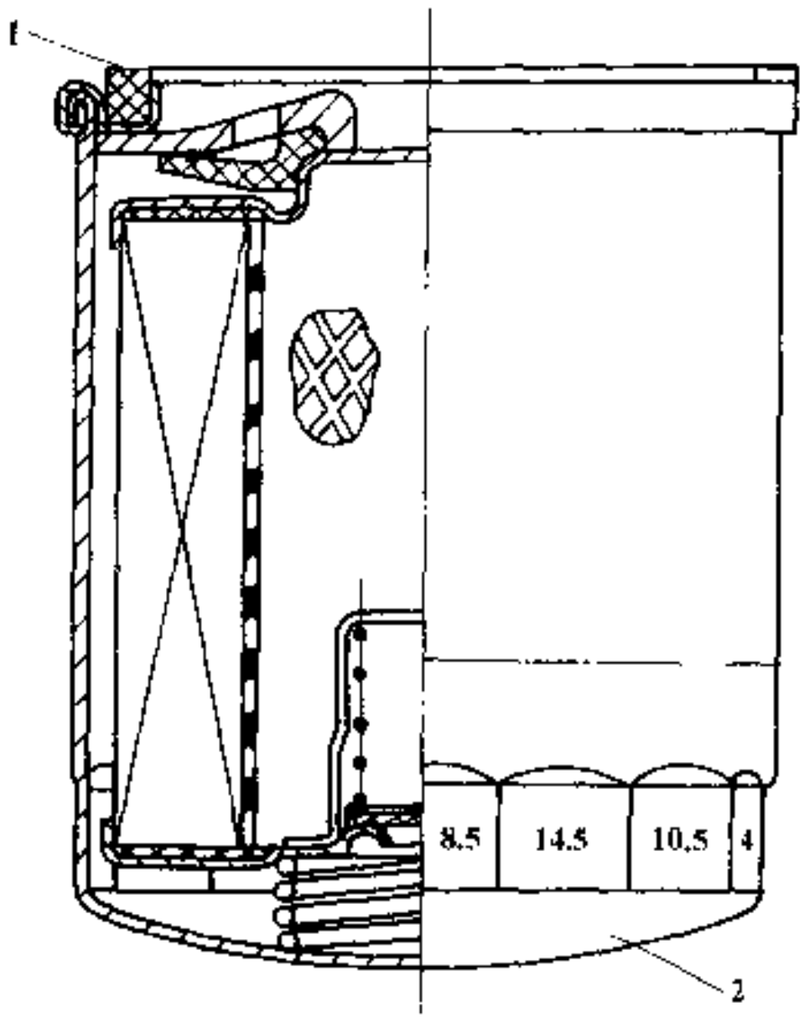


图 3-9-17 旋装滤清器图
1-密封圈；2-机油滤清器

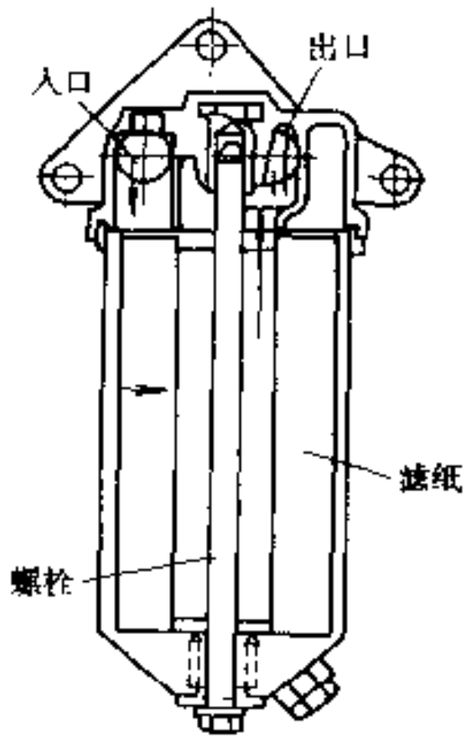


图 3-9-18 可拆式机油滤清器

3.9.4 油底壳、油面指示器

1）油底壳设计要点

①按润滑系统所要求的机油容量和发动机在整车上的布置确定油底壳的外形尺寸；

②最高设计油面不得与连杆轨迹相碰，其间隙不小于 8mm；

③为避免发动机工作时机油在油底壳内激烈震荡以及回油直接冲击油面而产生气泡，有些油底壳可在油面之上设置挡油板；

④放油塞设在油底壳的最低点，以便放净机油，放油后残存油量应不多于 50mL；

⑤为了净化机油，可采用带有磁芯的放油塞；

⑥油底壳多数采用钢板冲压件，板厚 1.5～2mm；为减小振动和噪声，一般可在底部冲“X”型筋；采用铝合金材料压铸时，壁厚一般为 2.5～3.5mm；对噪声有严格要求的发动机，选用复合钢板。

2）机油油面指示器

通常用机油油面指示器来确认油底壳内的机油量，普遍采用机油标尺和油标尺管来实现油面指示(图 3-9-19)。

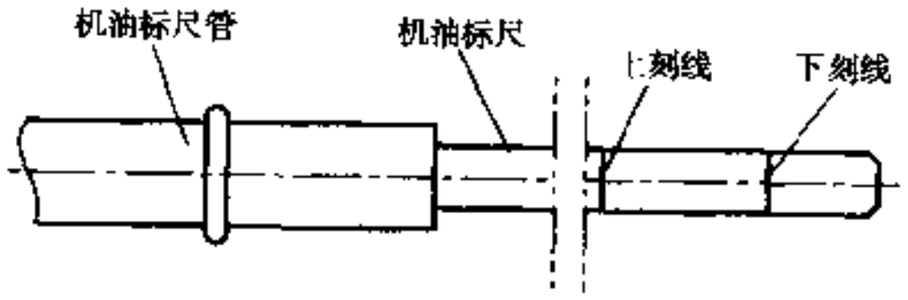


图 3-9-19 机油标尺及油标尺管总成简图

(1) 机油标尺

①常用厚 0.8～1.2mm、65Mn、35 钢带、或用圆、扁钢丝制成；如果油标尺管是三维弯曲时，油标尺须采用圆钢丝，表面镀锌处理；

②整车在水平静置状态油标尺上刻线所指示的润滑油面至发动机曲轴平衡块或连杆运动轨迹最近点不得小于 8mm；

③下刻线应确保在整车各种行驶条件下，机油收集器能正常工作（不吸入空气）；

④上、下刻线所指示的润滑油量差值不小于 1L。

⑤插入油底壳部分，距离连杆运动轨迹最近处不小于 8mm。

(2) 油标尺管

汽车论坛 http://www.qclt.com

油标尺管采用壁厚 0.7～1.0mm 的无缝钢管制造，镀锌处理。

(3) 机油标尺及油标尺管总成要求

①具有良好密封性，尺管连接处不得漏气；

②发动机工作时，机油标尺及油标尺管总成各件不可松动，油标尺从油标尺管拔出时，需要一定拔出力（10～30N）。

(4) 油平面自动检测系统

为了检查方便，简化维护、保养，可采用油平面自动检测系统，它由油面传感器、传感器信号控制装置及报警指示灯构成，驾驶员在座席上就能通过仪表监测。油面传感器分连续检测油面和只检测油面某一点两种。

连续监测油面的方法常用电阻线型传感器，油面不同使电阻线的放热量发生变化而引起电阻值改变。检测油面某一点的方法，有浮子型、压电元件型、热敏电阻型等。

3.9.5 机油收集器

装在机油泵吸油口处，用来滤除机油中的大颗粒异物（图 3-9-20）。

1）设计参数

①滤网通常由金属网或多孔板制成，金属网为 10～30 网眼/cm^2，经镀锌处理；

②吸油管直径按机油供油量选取，所用管料一般采用冷拔无缝钢管；

③当吸油管有几处拐弯时，管子两个拐弯间的最小距离不小于管子外径的两倍，法兰面到最邻近的管子拐弯处的最小距离不小于管子的外径，以减少进油阻力和便于制造；

④吸油管较长的机油收集器，需要加支撑固定，避免吸油管振动甚至断裂（图 3-9-21）。

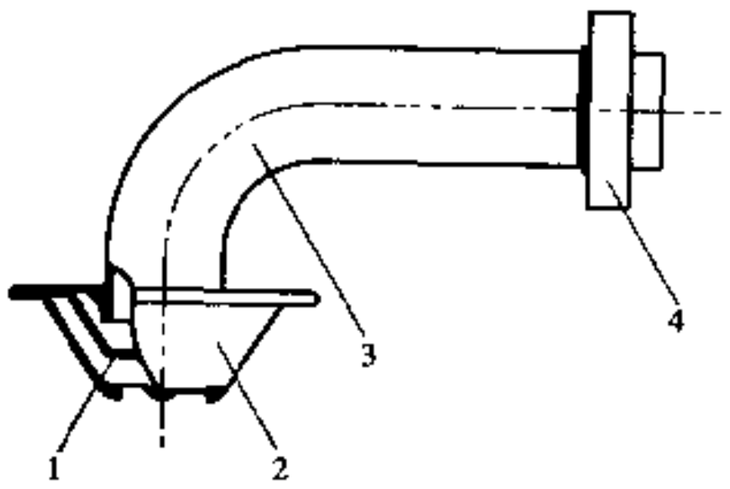


图 3-9-20 机油收集器总成

1-滤网；2-带孔护板；3-吸油管；4-安装法兰

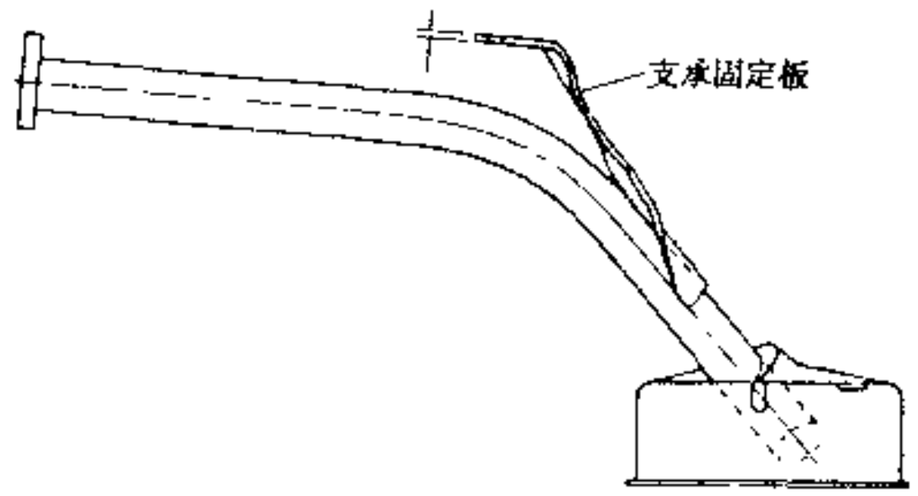


图 3-9-21 机油收集器的支撑固定板

2）吸油位置

要求车辆转弯爬坡等工况时，机油收集器在任何条件下不吸进空气，布置吸油位置应遵照如下原则：

①机油收集器滤网（吸油口）应放在油底壳横向的中心部位（图 3-9-22），确保车辆转弯或在坡路行驶时吸油口在油面下。

②吸油口的纵向位置由整车爬坡角度要求而定（图 3-9-23），在 30%坡道上下坡时，机油收集器吸油口应在油面下。

③吸油口放在距离油底壳底面 8～15mm 为宜。距离太近，影响吸油效果，且容易将杂质吸入；距离大，容易使空气吸入。

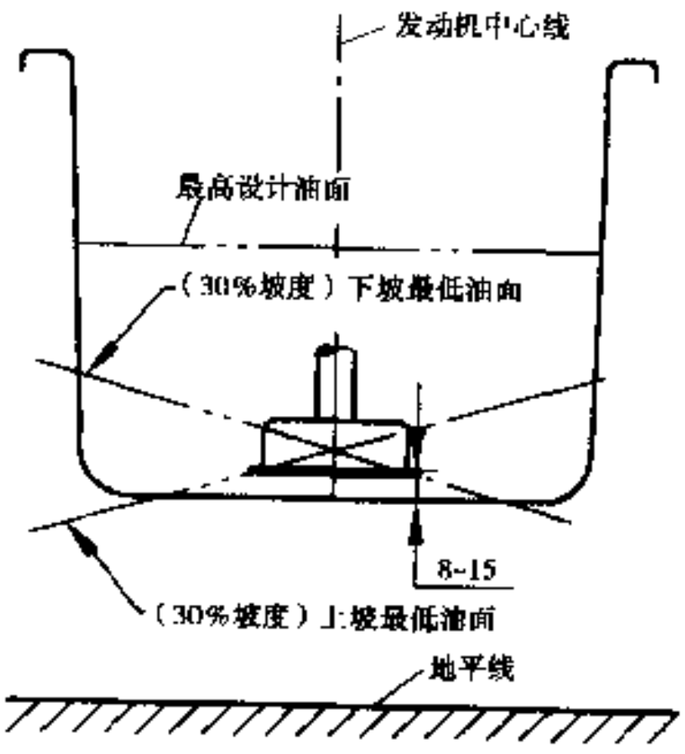


图 3-9-22 机油收集器横向位置

3.9.6 机油冷却器

由于发动机不断强化，零件的温度和机油的受热量大为增长，单靠通过油底壳和发动机其它零件自然散热作用，不能维持最合适的机油温度时，常在润滑系中设置机油的强制冷却装置，通常称为机油冷却器。它分为液体冷却式和空气冷却式两种。液体冷却式的

汽车论坛 http://www.qclt.com

机油热量被冷却液吸收，有多片式和管式两种，空气冷却式的润滑油的热量借助风扇和行驶中的气流将热量释放到大气中去，其结构一般采用管片式

机油冷却器放置在机油泵的出口端、串联在主油路中、机油全量流过冷却器的称为全流式；并联在主油路中、部分机油通过机油冷却器的称为分流式。在图 3-9-24 中，用实线表示的为全流式，用虚线表示为分流式。前者考虑到机油冷却器可能发生堵塞，可设置旁通阀。同时，也为了防止堵塞，把机油冷却器装在机油滤清器的后面。后者为了控制流量，设置了单向阀，一般在机油滤清器的进口端分流，以免受机油滤清器压力损失的影响

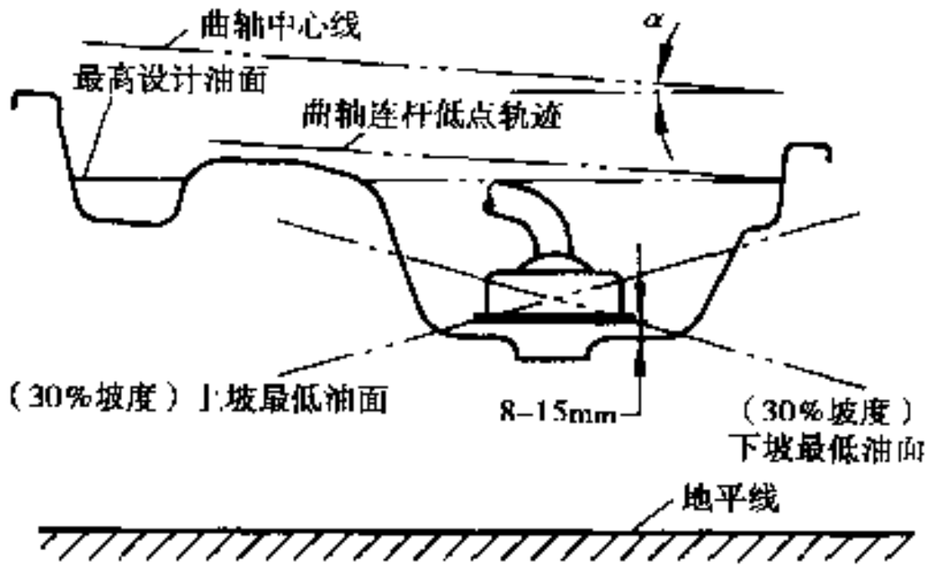


图 3-9-23 机油收集器纵向位置

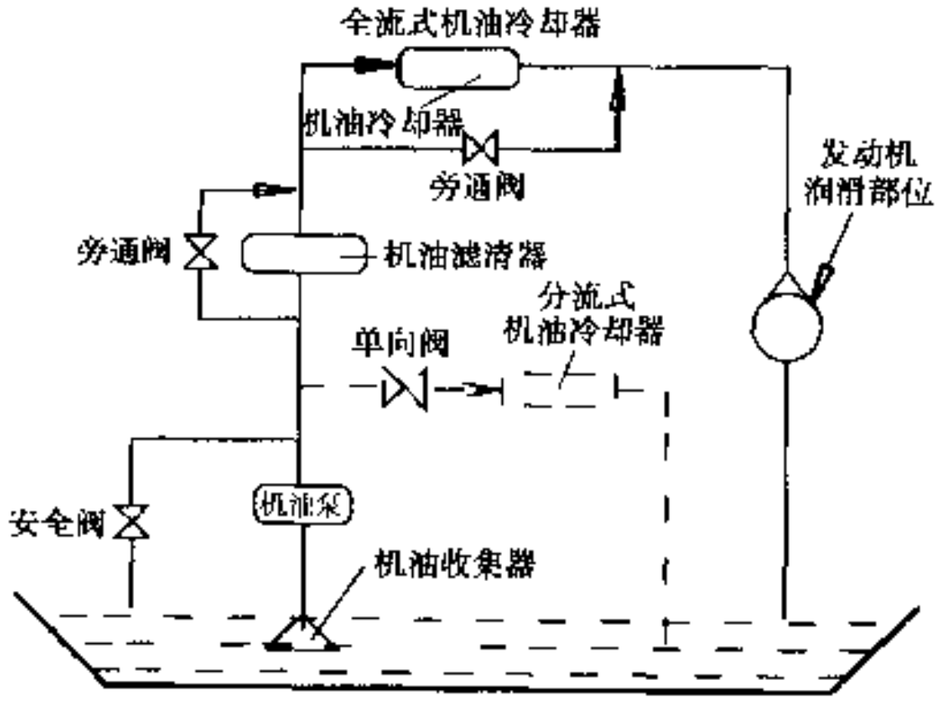


图 3-9-24 润滑系中机油冷却器位置图

1）液体冷却式机油冷却器

图 3-9-25 是 CA6110 型柴油机机油冷却器，它是一种多片式结构。适当选择热交换片的片数，就可以得到必要的热交换量。

管式机油冷却器如图 3-9-26 所示，它可以同发动机本身脱开，安装性较好。

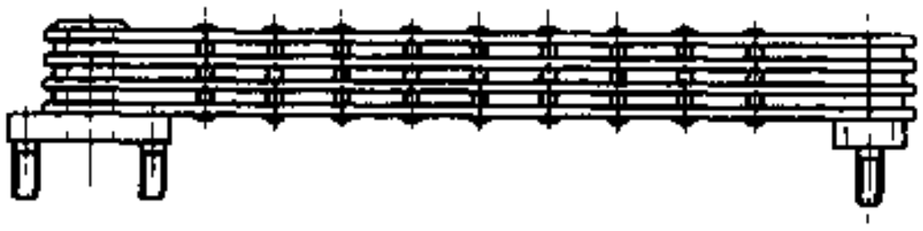


图 3-9-25 液体冷却式板式机油冷却器

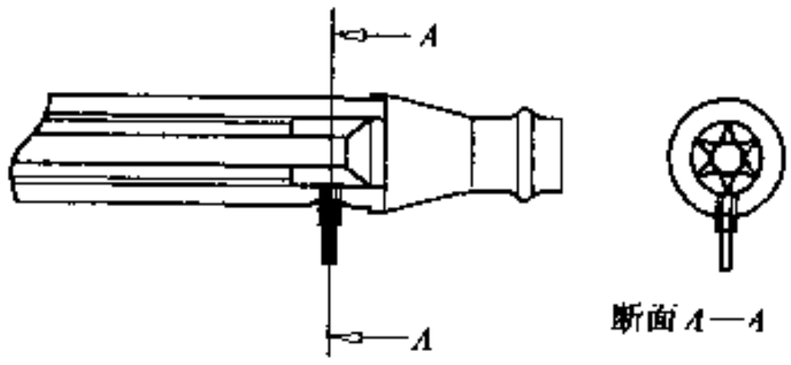


图 3-9-26 管式机油冷却器

2）空气冷却式机油冷却器

一般为叠层式结构，可以用改变叠层片数得到必要的热交换量。另外，由于是外置式，同管式一样具有良好的安装性。也有采用与散热器类似结构的机油散热器。

3.9.7 曲轴箱通风系统

1）曲轴箱排放物的形成和危害

(1) 排放物的形成

汽油机在压缩行程时气缸内的混合气通过活塞环漏入曲轴箱，其成分主要是 HC；在燃烧时，未燃混合气和少量已燃混合气通过气缸内活塞环与气缸的间隙漏入曲轴箱，其成分主要是 HC 以及小部分 CO 和 NOx。

(2) 排放物的危害

①危害人的身体健康。

②HC 与机油发生作用使机油变质并生成沉积物，使活塞环等形成积炭和沉积物；

汽车论坛 http://www.qclt.com

③导致发动机内工作表面的锈蚀；

④如果曲轴箱通风不良，可引起曲轴箱内压力升高，使润滑油从油封、密封垫和加油口处渗出。

2）曲轴箱通风系统主要形式

（1）开式曲轴箱通风系统

这种通风系统在老式柴油机上采用较多，它是在与曲轴箱连通的某一部位接一根通风管直通大气，漏气由此管排入大气。由于曲轴箱内漏气全部排放到大气中而造成大气的污染，因此开式曲轴箱通风系统已基本不用。

（2）闭式曲轴箱强制通风系统

图 3-9-27 是闭式通风系统。PCV（曲轴箱强制通风）阀一端接气缸盖罩与曲轴箱通，另一端接进气歧管。通风软管一端接气缸盖罩，另一端和空滤器相通。PCV 阀与通风软管两者联合使用，形成闭式曲轴箱强制通风系统。通风的流量与发动机漏气量的关系见图 3-9-28。

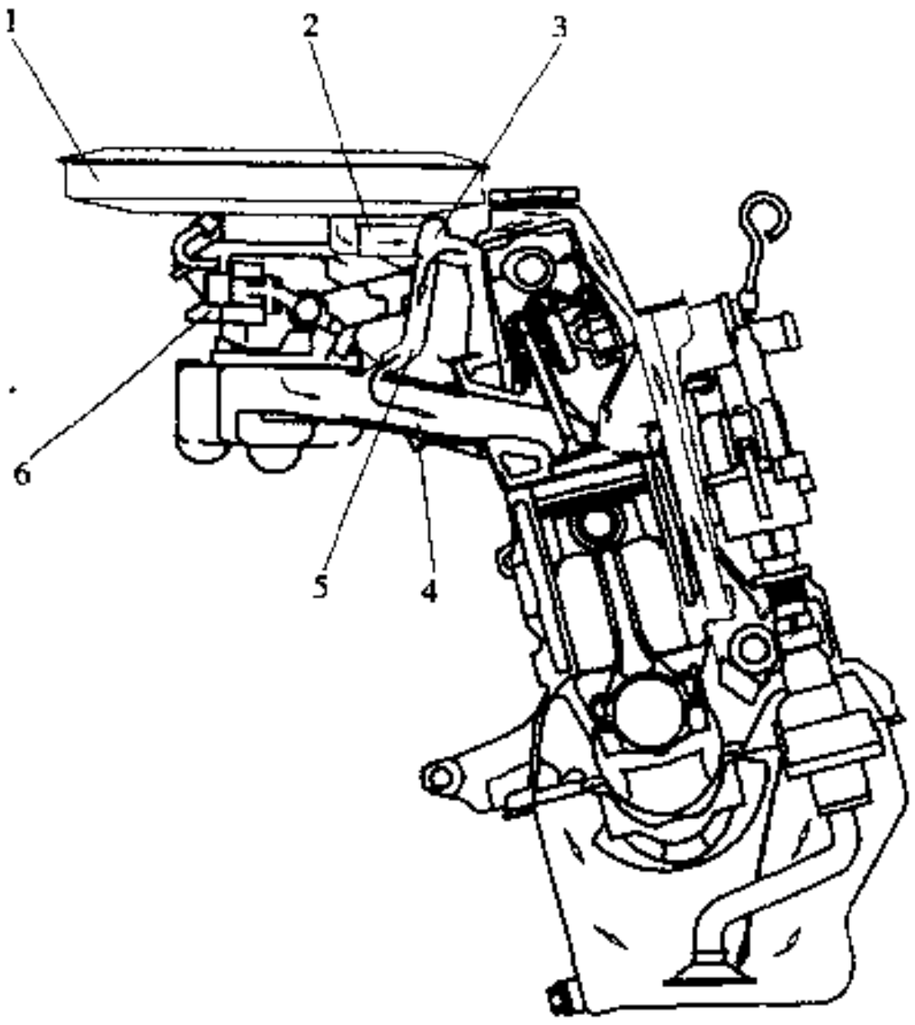


图 3-9-27 闭式曲轴箱通风系统

1-空气滤清器；2-通风软管-空气滤清器到气缸盖罩盖；3-曲轴箱通风阀（PCV 阀）；4-进气管；5-通风软管-曲轴箱通风阀到进气管；6 化油器

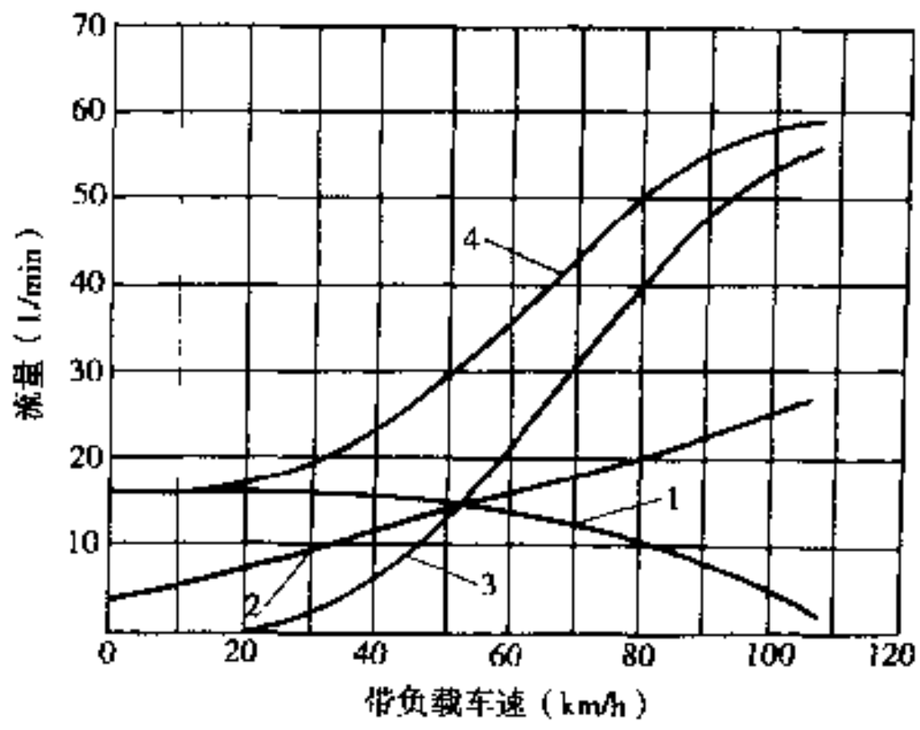


图 3-9-28 曲轴箱通风流量与漏气量

1-流向进气管（经 PCV 阀）；2-漏气量；3-流向空滤器；4-总流量

①只有 PCV 阀通风的情况下，在中低速或中低负荷时，进气管真空度大，PCV 阀流量（曲线 1）大于漏气量（曲线 2），新鲜空气可以补充入曲轴箱中。在高速或大负荷时，进气管真空度小，PCV 阀流量小于漏气量，仍有漏气排入大气中。

②只有通风软管通风情况下，在高速大负荷时，空滤器内真空度大，通风软管流量（曲线 3）大于漏气量。但在低速或小负荷时，通风软管流量小于漏气量，也将有漏气排入大气。

③PCV 阀和通风软管联合通风时，其流量（曲线 4）在任何工况下都大于漏气量，曲轴箱气体不会进入大气中。在中小负荷（包括怠速）时经 PCV 阀进入进气管的气体流量大于发动机漏气量，有部分经滤清后的空气进入曲轴箱，这对防止机油老化、降低油温都有一定作用。在低速大负荷或高速运转时，发动机漏气量大，这时曲轴箱内油气通过通风软管和 PCV 阀进入空滤器内部和进气管，再到燃烧室烧掉。

（3）在曲轴箱通风系统中 PCV 阀的作用

a．发动机怠速时 PCV 阀工作状况

发动机怠速时 PCV 阀处于图 3-9-29a）所示工作位置，阀体被吸入底部，只有很少的气体经阀进入进

汽车论坛 http://www.qclt.com

气管，可以保证发动机怠速平稳，同时部分新鲜空气由空滤器进入曲轴箱

b. 发动机正常工作时 PCV 阀工作状况

由于发动机在不同转速不同负荷下漏气量和进气管与空滤器真空度都在变化，此时阀体相应处于不同工作位置来控制气体的流量，见图 3-9-29b)。

c. 发动机回火时 PCV 阀作用

发动机工作有时会出现回火现象，且高温回燃气体产生一定压力，这时 PCV 阀阀体顶到端部，封住

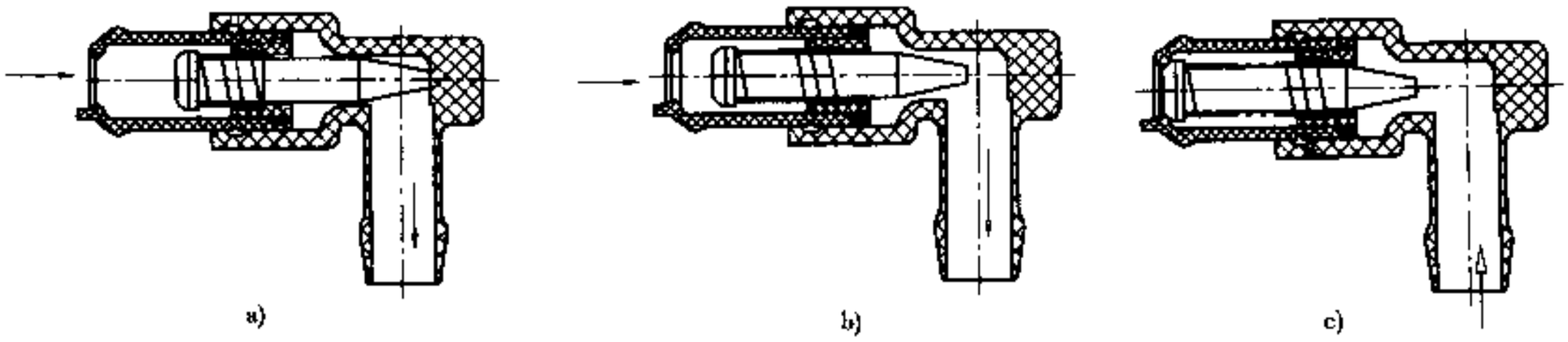


图 3-9-29 PCV 阀工作位置

a)怠速工况；b)正常工况；c)回火时

可燃气体进入曲轴箱，如图 3-9-29c) 所示。(撰稿人：张 军)

3.10 燃料供给系统

化油器式发动机国外已基本被汽油喷射式发动机淘汰。国内随着排放法规的加严，汽油喷射式发动机逐渐增多。因此本手册重点将放在汽油喷射式燃料供给装置方面。

3.10.1 化油器

1) 应具备的功能

①为发动机各种工况提供最佳混合比的混合气，并应保证工况过渡圆滑、反应迅速；

②使汽油雾化，与空气形成尽可能均匀的混合气；

③良好的起动性、加速性和怠速稳定性；

④尽量低的排气污染。

2) 基本结构

在发动机的大部分运转区域内，主油系是燃料供给的主要系统，燃料被发动机进气在喉管处产生的负压吸出，如图 3-10-1a) 中箭头所示。发动机在怠速运转时，燃料由怠速系统供给，见图 3-10-1b)，图中箭头表示怠速系油路。

实际的供油系为确保化油器特性符合要求，用一个控制空气量的空气量孔校正主量孔，即校正空气和燃油在泡沫管内混合。泡沫管在主量孔和喉管中的主燃油系喷孔之间，它有一些横向的泡沫孔。

3) 辅助装置

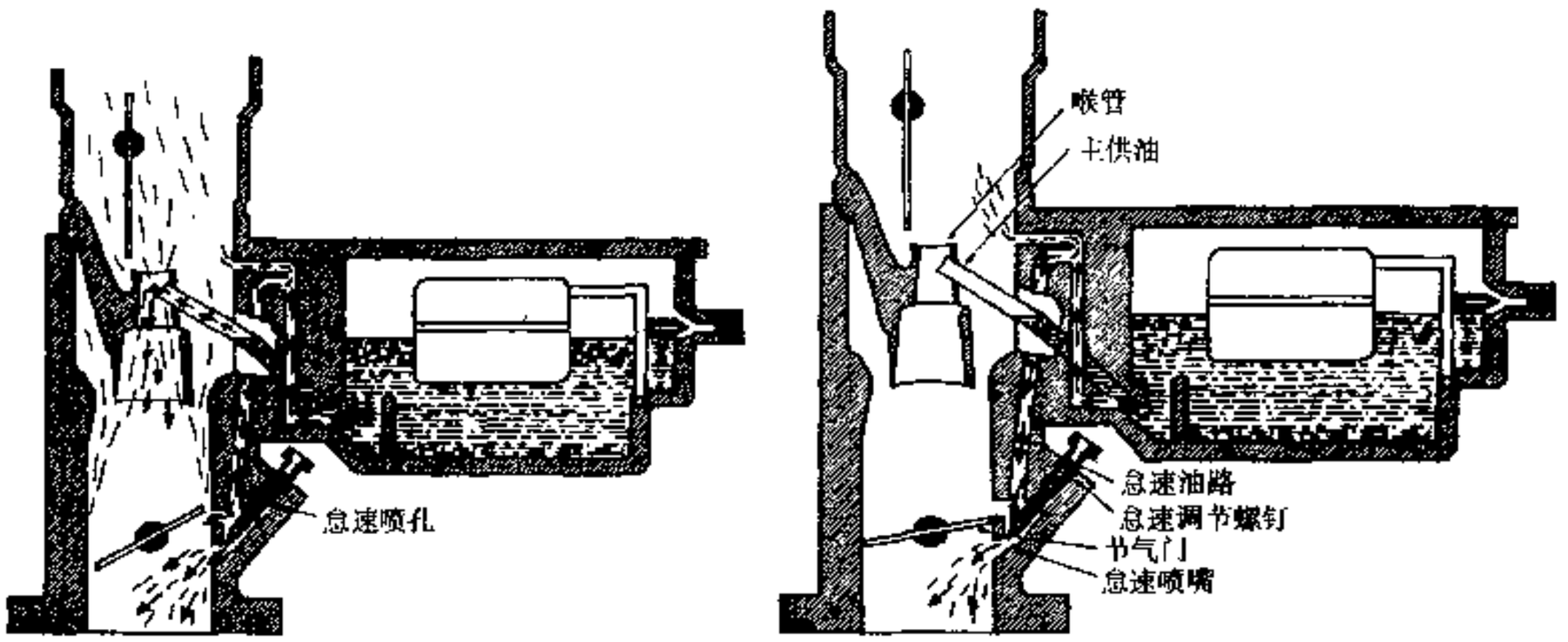
(1) 怠速系

怠速时，节气门开度极小，空气流速较低，在喉管中燃油出口处产生的真空度不足以将燃油从主量孔吸出，因此必须另设怠速系，供应怠速时所需的较浓混合气。怠速喷口开在节气门下方最大真空度处。由怠速喷口和怠速空气量孔形成泡沫化混合气经怠速油路吸出。怠速系还包括过渡孔，其作用是将怠速系供油延长到较大的节气门开度，使与主油系更好地衔接，达到圆滑过渡的目的。

(2) 加浓器

其作用是，在节气门接近全开时加浓混合气，使节气门全开时达到最大功率所需的浓空燃比。加浓器分为机械式和真空式两种。

汽车论坛 http://www.qclt.com



a) b)

图 3-10-1 化油器的结构简图
a)正常工作工况；b)怠速工况

(3) 加速泵

其作用是,当节气门迅速开启时供应额外的燃油,实现从怠速到部分负荷或加速运转工况的圆滑过渡。

(4) 起动装置

冷起动和暖机时，发动机需要很浓的混合气。为此一般在化油器喉管前设置一阻风门。当阻风门关闭后整个化油器处于高真空度之下，使主油系、怠速油系、甚至加速泵均供油。暖机时，阻风门装置也起加浓作用。阻风门有手动、半自动和自动之分。

(5) 其他附加器件

在有些化油器上，为了降低减速过程中的 HC 排放及考虑节油因素，还设有机械式或电子式减速缓冲装置及强制怠速断油控制机构。

4) 各种化油器方案

(1) 定喉管化油器（图 3-10-2）

它的优点是喉管固定，结构简单、可靠，燃料计量精度高和适应性强，因此被广泛使用。按空气的流动方向，分为空气向下流动的下吸式化油器和空气水平流动的平吸式化油器两种。

(2) 可变喉管化油器

如图 3-10-3 所示，其喉管面积可变，从而满足发动机不同工况下对进气量的要求，可获得较好动力性和经济性。但是，由于其结构复杂，可靠性欠佳。

(3) 电子控制化油器

为满足日益严格的排放法规要求，希望化油器能控制在化学计量空燃比工作。国外曾出现过电子控制的化油器，但由于结构复杂，目前已为电控燃油喷射所取代。

(4) 电控补气化油器

为了使化油器式汽油机达到逐渐加严的排放标准，在欧洲开发并生产了电控补气化油器（图 3-10-4）。该化油器本身设置在浓混合气状态，并加一个旁通气路，在某些工况下对进气进行补充。为了精确地控制空燃比，在旁通气路上加了一个由微机控制的旁通控制阀。

在一般工况下，微机主要根据氧传感器的信号控制旁通控制阀的开启气路，以达到精确调整空燃比的目的。在节气门全开时，旁通气路不起作用，不影响发动机外特性。微机万一失灵，旁通阀断电，呈关闭状态，虽影响排放性能，但不影响发动机的运行

补气装置调整得当能使空燃比控制在一定范围之内，再配以三效催化转化器，可以使化油器式发动机达到欧洲 I 号排放标准。然后，随着电技术发展，电控补气化油器也已为电控燃油喷所取代。（撰稿人：白 羽）

汽车论坛 http://www.qclt.com

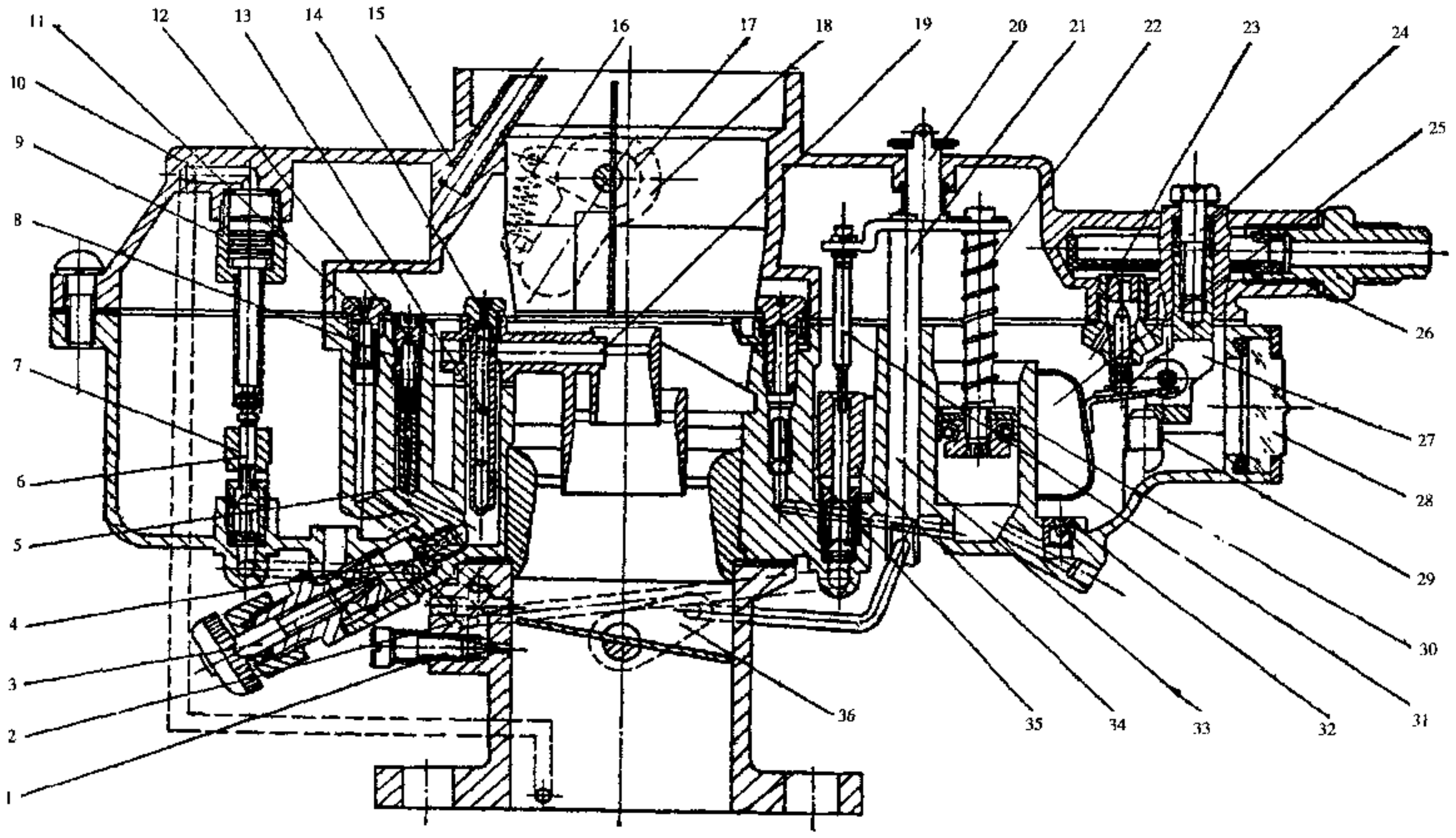


图 3-10-2　定喉管化油器

1-怠速调节螺钉；2-过渡孔；3-可调主量孔；4-功率量孔；5-怠速量孔；6-真空加浓器推杆；7-真空加浓器；8-第二怠速量孔；9-真空作用柱塞；10-真空气道；11-第二怠速空气量孔；12-第一怠速空气量孔；13-泡沫管；14-主空气量孔；15-浮子室平衡管；16-阻风门拉簧；17-阻风门摇臂；18-阻风门纵臂；19-主喷油口；20-放气阀；21-加速泵拉杆；22-加速泵弹簧；23-进油针阀；24-油面调节螺钉；25-浮子；26-进油滤网；27-浮子架；28-油面观察窗；29-浮子弹簧；30-加速泵活塞；31-机械加浓器推杆；32-加速泵进油阀；33-加速泵喷嘴；34-机械加浓器；35-加速泵重杆；36-节气门摇臂

汽车论坛 http://www.qclt.com

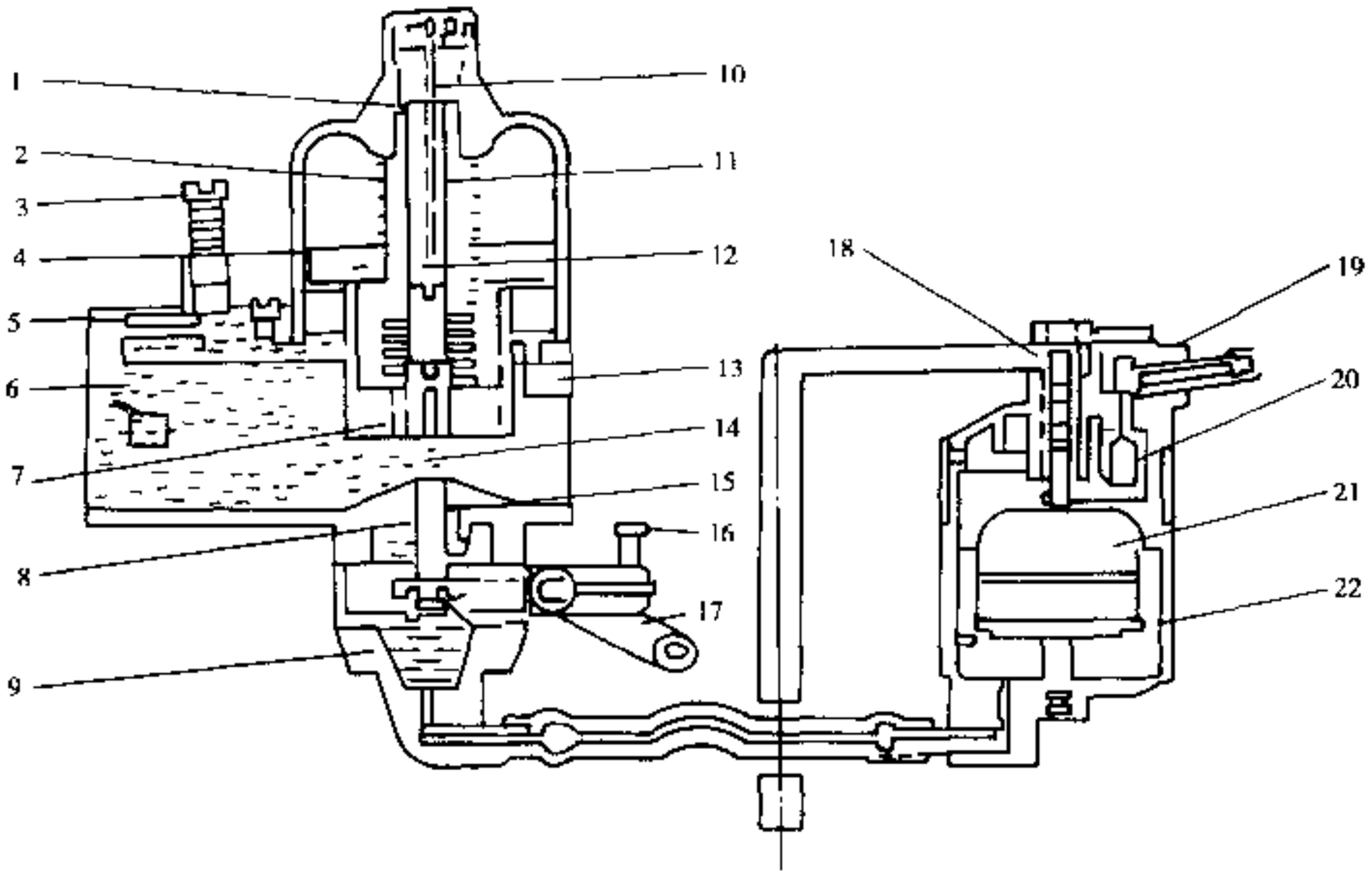


图 3-10-3 可变喉管化油器

1-吸气室；2-吸气活塞弹簧；3-怠速调整螺钉；4-吸气活塞；5 节流阀调整螺钉；6-节流阀；7-吸气孔；8-主喷孔导管；9 隔膜罩盖；10-阻尼器；11-进气室导管；12-吸气活塞导管；13-空气孔；14-调节针阀；15 主喷孔；16-怠化调节螺钉；17-起动调节杆；18-通气孔；19-滤网；20 针阀；21-浮子；22-浮子室

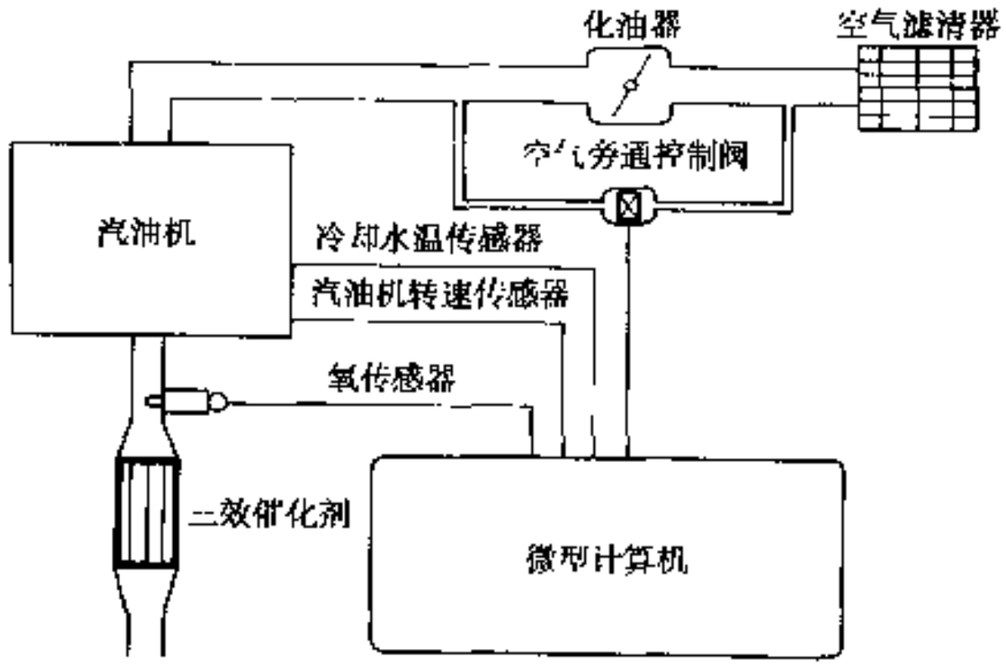


图 3-10-4 电控补气化油器

3.10.2 汽油喷射

汽油喷射是将加压的汽油通过喷油器供给发动机。图 3-10-5 是一个电控汽油喷射发动机的原理图。

3.10.2.1 喷射方式

喷油器将汽油喷入发动机进气系统中的某处（如节气门、进气道等），与发动机进气流混合并被带入气缸，形成混合均匀的可燃混合气。这一类喷射方式称为进气管喷射。为了满足更高的排放及动力、经济性要求，近来出现了将汽油通过深入燃烧室的喷油器直接喷入气缸内的方式，称为缸内直接喷射。

1）进气管喷射

进气管喷射是一种成熟技术，如果采用电子技术对其进行控制，发动机可满足排放和动力、经济性要

汽车论坛 http://www.qclt.com

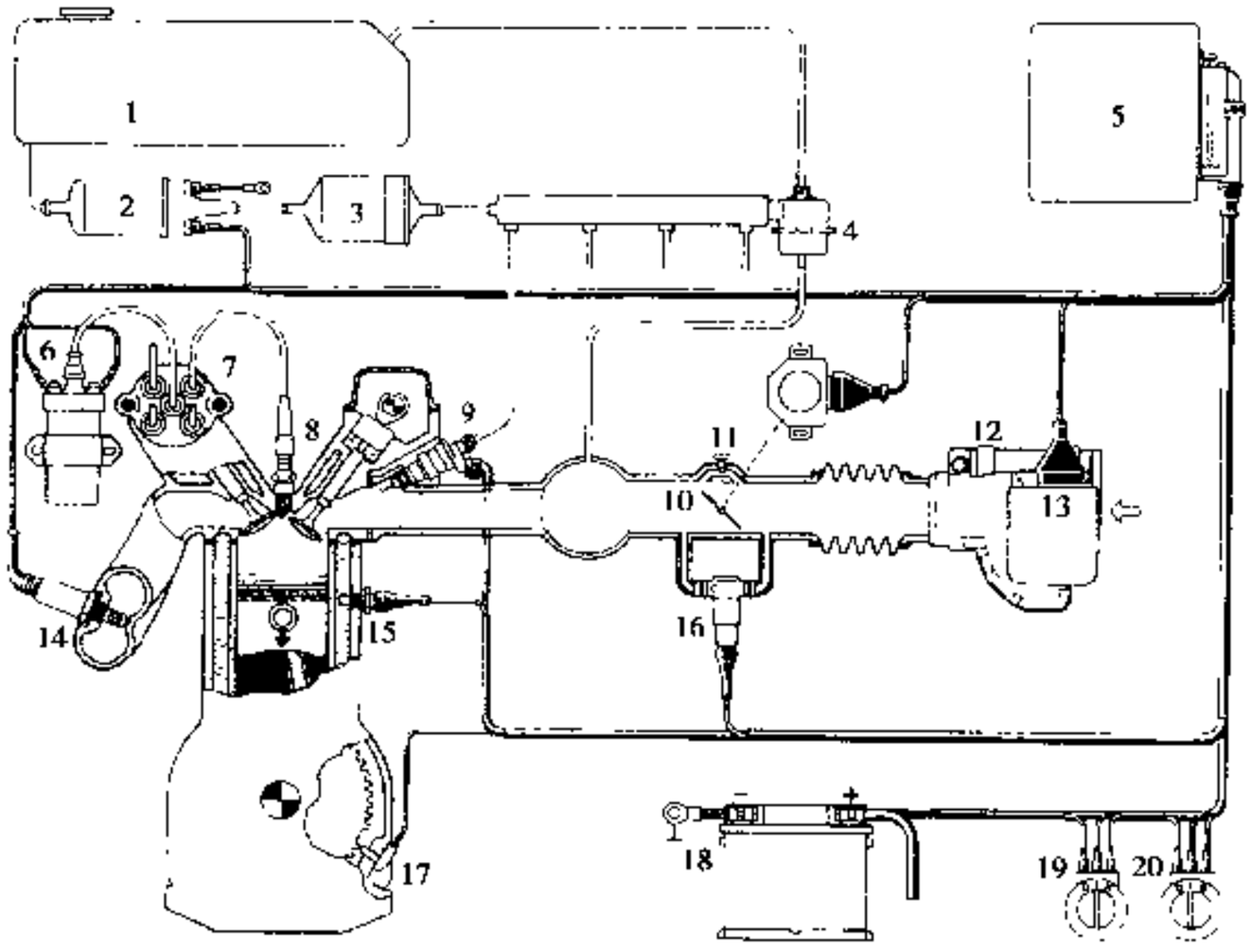


图 3-10-5 电控燃油喷射原理图

1-油箱；2-燃油泵；3-燃油滤清器；4-燃油压力调节器；5-控制单元；6-点火线圈；7-高压分电器；8-火花塞；9-喷油器；10-节气门；11-节气门位置传感器；12-空气流量计；13-电位计和空气温度传感器；14-氧传感器；15-发动机水温传感器；16-怠速执行器；17-转速及上止点传感器；18-蓄电池；19-点火及起动开关；20-空调开关

求，因此得到广泛应用。它分为单点喷射和多点喷射两类。

(1) 单点喷射

单点喷射也称为中央喷射或节气门体喷射，它将一个喷油器布置在节气门上方，向总进气管中连续或间歇喷入燃油而形成混合气，喷射压力 100kPa 左右。间歇喷射频率与点火脉冲频率相同，称为同步喷射。对于大排量及 4 缸以上发动机可采用两个喷油器、双腔节气门的结构方式。图 3-10-6 是单点喷射喷油器与节气门总成示意图。

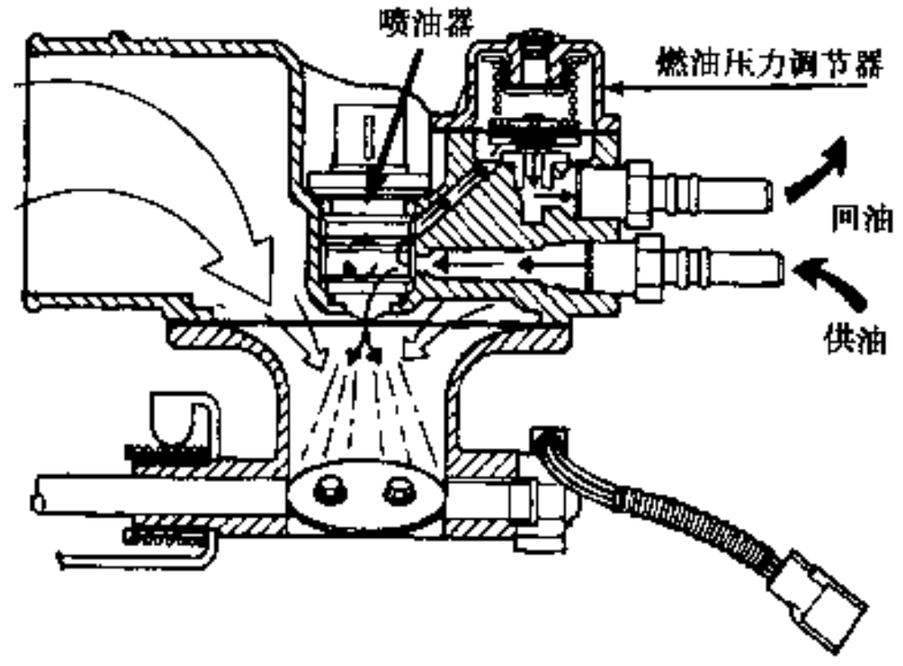


图 3-10-6 单点喷射节气门总成

单点喷射方式以可精确计量燃油的喷油器取代化油器，可以根据发动机工况准确按预定空燃比值制备所需的混合气，使发动机各方面性能得到提高。这一方式在化油器发动机上进行少量改造即可实现，但它没有完全克服充量系数低、各缸混合气不均匀、动态响应差等固有缺点，目前已趋于淘汰。

(2) 多点喷射

多点喷射也称进气门喷射，每缸设一个喷油器，布置在进气歧管末端或气缸盖进气道上，喷油器将汽油喷射在进气门背部，与空气混合形成混合气。这种喷射系统能较好地保证各缸混合气均匀，无需进行进气管加热和保持较高的进气流速，增大了充量系数，同时降低了进气终了温度，可以使用较高的压缩比，以提高发动机的动力、经济性。多点喷射分为连续喷射的机械式或机电结合式喷射系统和间歇喷射的电控汽油喷射系统等。

汽车论坛 http://www.qclt.com

a. 机械式及机电结合式喷射系统

如 Bosch 公司的 K-Jetronic 和 KE-Jetronic 系统，在发动机运转期间汽油不断的喷射，喷射压力约 380kPa，通过燃油分配器中燃油计量槽的开度及进、出油口间的压差来确定喷油量。这种系统主要由机械装置感应发动机工况和计量燃油，对零部件精度要求很高、结构复杂、成本高。同时，由于机械系统的惰性和连续喷射的方式，使其动态响应性和排放性能不能达到较高的水平，所以新型发动机已不再采用这种系统。

b. 电控喷射系统

间歇喷射方式，也称脉冲喷射。在发动机运转期间汽油间歇喷射，喷油定时和确定喷油量的喷油脉宽由电控单元（ECU）来控制。系统喷射压力一般在 300～400kPa（相对进气管内压力保持不变）。喷射定时有同步喷射和异步喷射两种，这两种方式可能同时在一个系统中存在，如起动过程可采用异步喷射，加速过程可能同步与异步喷射同时采用，其它工况采用同步喷射。电控喷射系统有以下优点：

①进气阻力小，发动机充量系数高，燃油分配均匀性好；

②发动机进气系统设计自由度较大；

③汽油与空气的混合是根据工况精确控制的，故可达到理想的混合比，从而实现节油与降低空气污染的目的；

④易于起动且起动时间短，在冷车起动中具有明显的优越性；

⑤加速性能好；

⑥怠速运转平稳。

2）缸内直接喷射

缸内直接喷射是近年发展的新型系统，它的应用使发动机各项性能得到大幅度提高，在今后一段时期将会有较多应用（图 3-10-7），缸内直接喷射采用约 5MPa 的喷射压力。

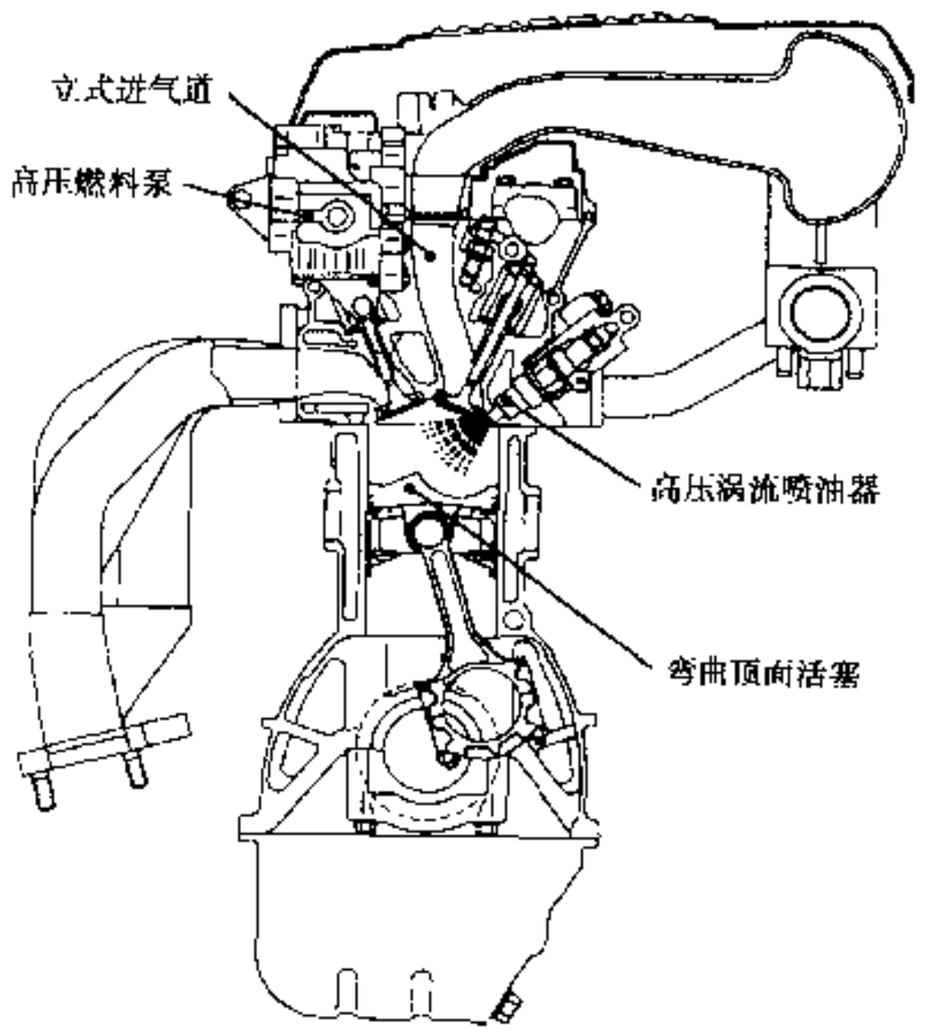


图 3-10-7 直接缸内喷射发动机

当发动机在中小负荷工况工作时，喷射定时控制在压缩行程后期，靠进气道产生的进气滚流配合活塞顶的特殊形状成层状混合气，实现总空燃比高达 40 的稀薄燃烧，取得优异的经济性；而在中大负荷工作时，喷射定时控制在进气行程，以利用燃油气化吸热降低混合气温度，提高充量系数，得到优于进气管多点喷射发动机的动力性。结合适当的排气后处理系统，装用缸内直接喷射系统发动机的车辆可取得很高的排放水平。

由于此系统技术复杂，制造精度要求高，目前还未广泛使用。

3.10.2.2 空燃比控制

发动机所需燃油量由发动机吸入的空气量来决定（表 3-10-1），正确地检测进气量是准确控制空燃比的基础。确定发动机吸入的空气量有三种检测方式。

①直接检测吸入的空气质量流量，确定与其相对应的燃油流量，称之为质量流量方式；

②根据进气密度与进气管压力成正比的原理，检测发动机转速和进气管压力，确定燃油喷射量，称之为速度密度方式；

③进气管压力与节气门开度有着一一对应的关系，通过检测发动机转速和节气门开度进行计算，确定喷射量，称之为节气门速度方式。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 3-10-1 空燃比控制的分类表

		直接检测	间接检测	
		质量流量方式	速度密度方式	节气门速度方式
控制输入	空气流量 G	O		
	进气管压力 p		O	
	节气门开度 θ			O
	发动机转速 n	O	O	O
控制关系式（q 为喷射量）		$q \propto G/n$	$q \propto f(p、n)$	$q \propto f(\theta、n)$

对电控的间歇喷射系统，由 ECU 根据所测进气量和发动机转速计算出基本燃油喷射量，再根据进气环境状态、发动机热状态和工况变动的瞬态参数计算出补偿和修正量，通过 ECU 向喷油器输出相应宽度的电脉冲来打开喷油器喷出准确的燃油量，实现空燃比控制。对于进气管喷射发动机，全负荷时的混合气实际空燃比应控制在 13.1 左右，其它工况的混合气实际空燃比一般设定在 14.7。而缸内直接喷射发动机的空燃比设置可以从全负荷的 13.1 到中小负荷时的 40 间变化，以取得优良的综合性能。

3.10.2.3 喷射装置

1）机械喷射装置

在机械式喷射装置中，最具代表性的结构是 Bosch 公司推出 K-Jetronic 系统。它把空气流量转换为空气流量计的计量板的位移、而随着计量板联动的柱塞相应地改变燃油计量槽的面积，结果喷射出与空气流量相符合的燃油量。由于这种方式直接检测空气流量，因此，空燃比的控制精度较高，但结构复杂。

2）电控喷射装置

随着电子技术的发展，电控式喷射装置现在已占据主导位置。

（1）质量流量方式

作为质量流量方式代表性的空气流量计，有卡门涡街式（图 3-10-8）、摆板式（图 3-10-9）、热线式（图 3-10-10）等。卡门涡街式空气流量计利用在旋涡发生体后生成的卡门旋涡频率与空气流速成比例的原理，通过检测生成旋涡的频率测量空气流量。在旋涡检测方面有气压波动检测方式和超声波检测方式。摆板式流量计把空气流量变为计量板的旋转位移，以电位计转换成电信号。热线式空气流量计利用随着通过的空气流量的变化发热体损失的热量也跟着变化的对流传热原理，检测空气的质量流量，它有全流检测和分流检测两种方式。

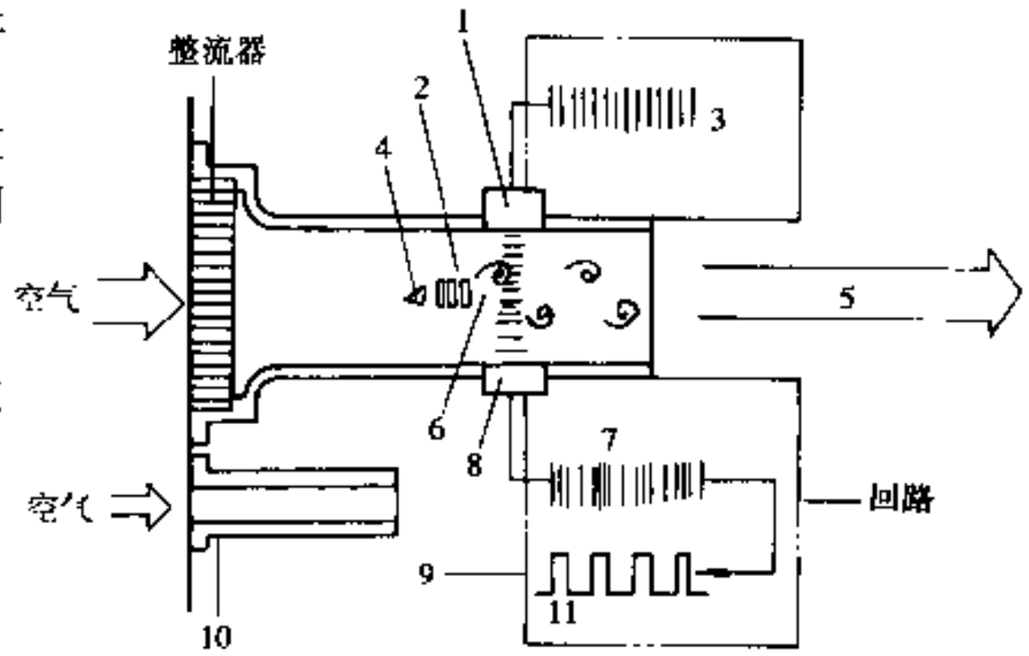


图 3-10-8 卡门涡街式空气流量计工作原理

1-信号发生器；2-涡流稳定板；3-超声波发生器；4-旋涡发生器；5-往发动机；6-卡门旋涡；7-与旋涡数对应的疏密声波；8-接收器；9-接计算机；10-旁通通道；11-整形矩形波（脉冲）

汽车论坛 http://www.qclt.com

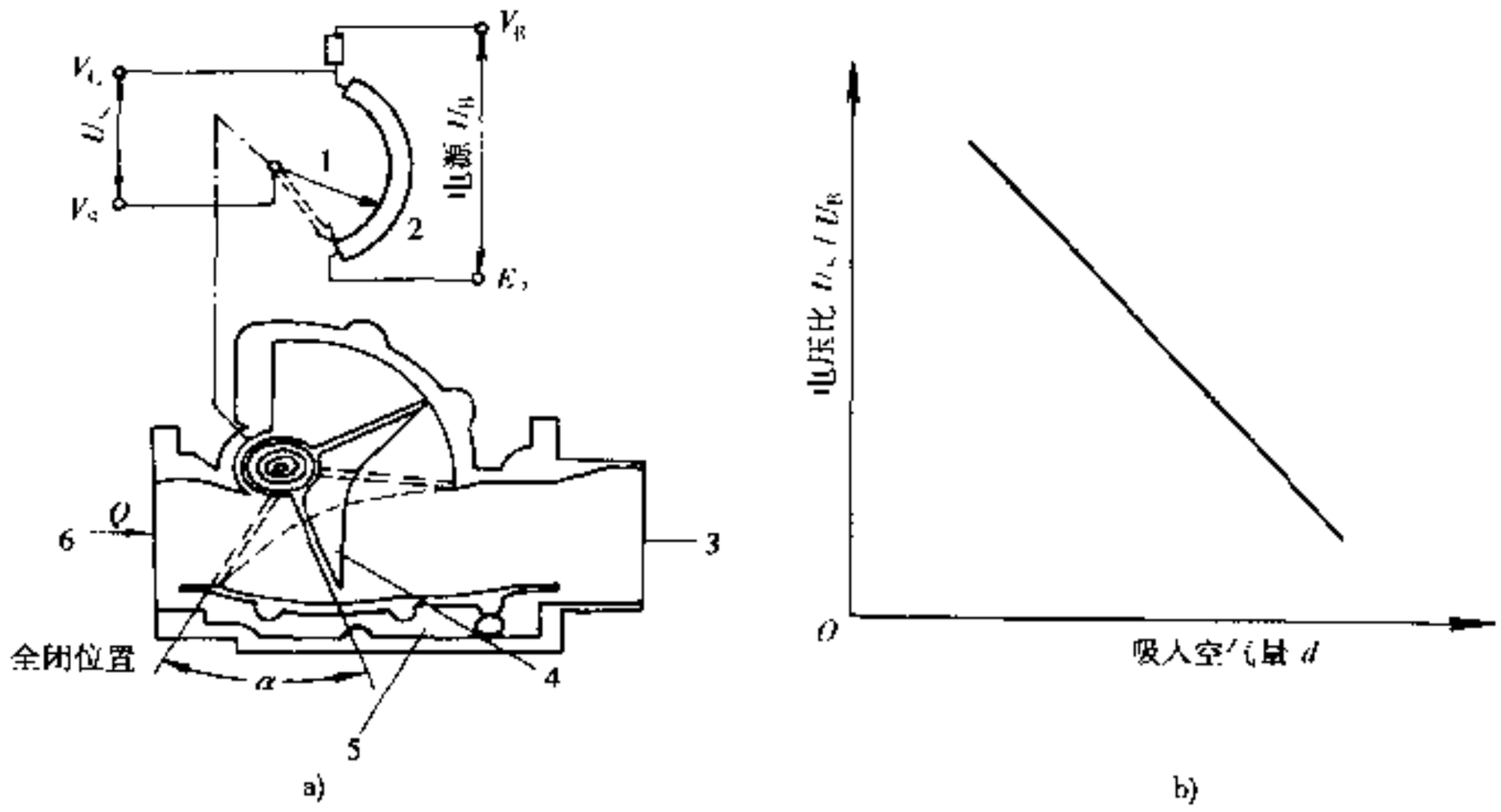


图 3-10-9 摆板式空气流量计工作原理

a)原理图；b)U_c/U_B 与空气流量（摆板转角）的关系

1-附臂；2-可变电阻；3-吸入空气出口；4-测量摆臂；5-旁通道；6-吸入空气入口

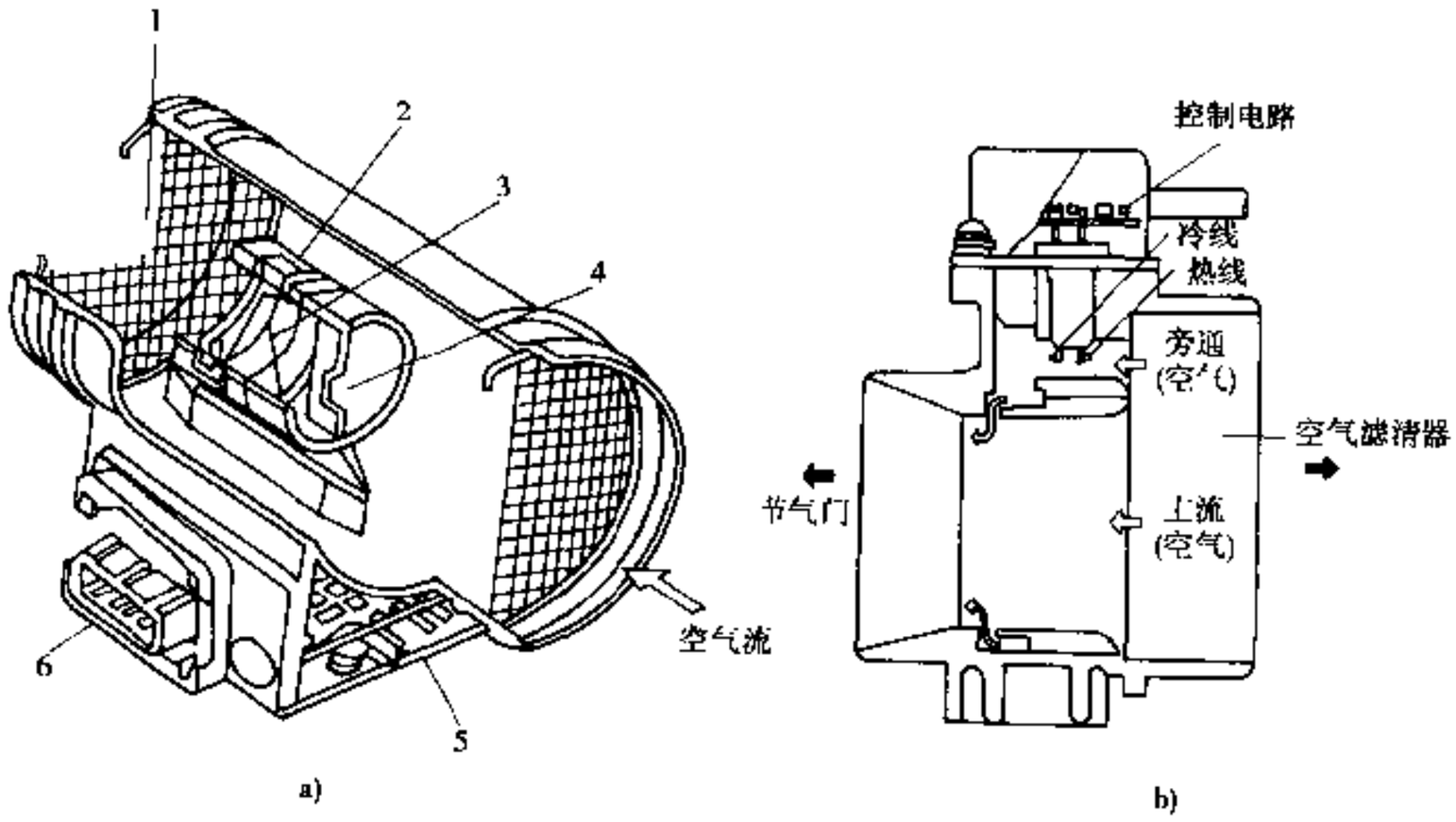


图 3-10-10 热线式空气流量计

a)主流测量方法；b)旁通测量方法

1-防护网；2-取样管；3-白金热线；4-温度补偿电阻；5-控制线路板；6-电连接器；

燃油喷射量由上述空气流量计信号和发动机转速信号计算得到。这种方式发动机进、排气系统改动时，造成充气特性的变化不影响电控系统的控制，因此便于发动机在生产中的局部改动。但使用中空气流量计之后进气系统的任何漏气都会直接影响电控系统的控制设计时空气流量计布置，并且较困难。

（2）速度密度方式

速度密度法用进气管绝对压力传感器代替质量流量方式中的空气流量计，结合发动机转速来计算空气量。以发动机转速和进气管绝对压力反映运转状态，把对应的燃油量精确的编入控制程序，从而实现空燃比控制。系统的其它组成及输入、输出参量与质量流量方式相同。

绝对压力传感器可作为一个零件单独存在，也可包含在 ECU 内部，用胶管将传感器的压力感应口与发动机进气管上的取样孔相连，感受发动机负荷。为了避免进气管中的油雾及进气中的水分冷凝后进入连接胶管及传感器造成堵塞而使测量值失真，要求传感器安装位置高于进气管上的取样孔位置，胶管由传感

汽车论坛 http://www.qclt.com

器向进气管逐渐降低，并且传感器的压力感应口向下。对于直接安置在进气管上的塞入式传感器，也要注意安装位置和方向。绝对压力传感器的取样点，应选择气流稳定处，避免受到各种干扰，以保证测量值的连续和稳定。

绝对压力传感器一般是将传感器和信号放大处理电路集成一体的电子器件，它对使用中的温度、振动及电磁兼容性等都有一定要求，这在系统的设计布置方面应给予足够的注意。绝对压力传感器一般需要提供 5V 的电压，而输出是一个与压力成正比的电压或频率信号。

速度密度方式对进气系统的密封性要求没有质量流量方式高，进气系统容易设计布置，成本低。但发动机进、排气系统和压缩比等的任何改动都会影响电控系统的控制结果，必须重新对系统进行标定。

(3) 喷油器

电控喷油器是一个高响应性的电磁阀，(图 3-10-11)。当喷油脉冲输入电磁线圈时，对固定在针阀上的可动铁芯产生吸力，阀针上升而离开阀座，燃油开始通过计量孔喷出。当喷油脉冲终止时，吸力消失，阀针在弹簧力作用下返回阀座。每次脉冲的喷油量取决于输入电磁线圈的工作脉冲的宽度（即通电时间）。在正确的使用场合，应保证喷油器工作于完全的开或关状态，即最小工作脉冲宽度应大于喷油器针阀开启响应时间，脉冲间隔时间大于喷油器针阀落座时间。目前喷油器产品的最小可用脉冲宽度为 1.5ms 左右。用 10ms 脉冲宽度测量出的动态燃油流量与最小可用脉冲宽度测量出的动态燃油流量之比称喷油器的动态范围，以衡量喷油器动态特性的优劣，一般在 15 左右。

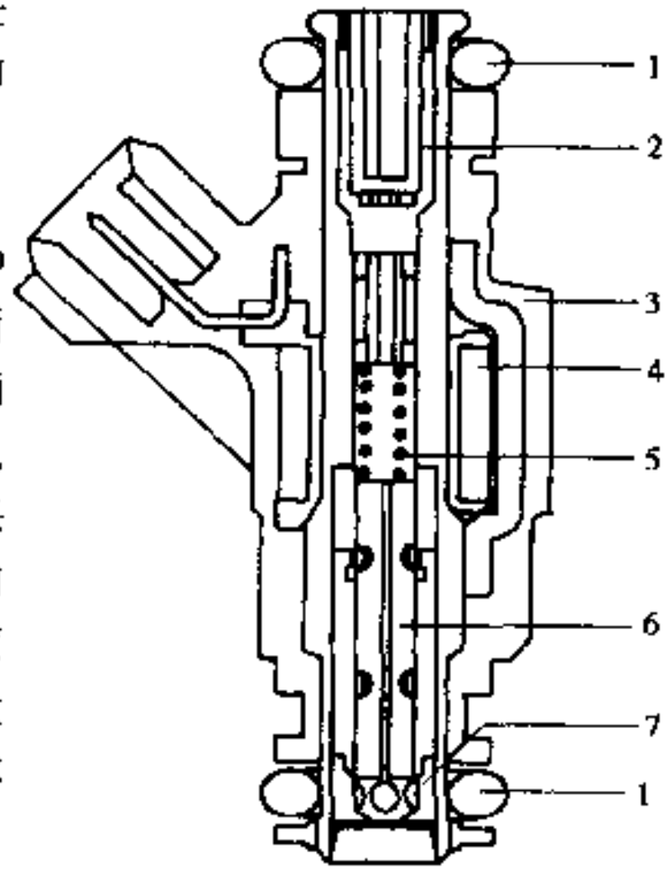


图 3-10-11 球阀式电磁喷油器
1-O 形圈；2-滤清器；3-带插件的外壳；4-电磁线圈；5-弹簧；6-带球的衔铁；7-阀座

电控喷油器有电流驱动和电压驱动两种类型。电流驱动型的电磁线圈直流电阻为 2.5Ω 左右，驱动电路在驱动脉冲的开始阶段提供 8A 左右的峰值电流，以改善喷油器开启特性，随后以约 2A 的保持电流来维持喷油器的开启，这样既保证喷油器的正常开启又可减小喷油器发热和电力消耗。电压驱动型的电磁线圈直流电阻为 15Ω 左右，驱动电路输出矩形脉冲对其进行控制。

喷油器按燃油供给方法分为上流式（燃油从上部进入）和下流式（燃油从下部进入）两种，后者对喷油器的冷却及排出燃油中气泡有利，在高温下的起动性、运转性较好。按喷孔部的结构分为有针阀和球阀等形式。后者为提高四气门发动机的加速响应性，分成双油束向两个方向喷射，以减少附着在进气口壁面上的燃油。另外，以低油耗、低公害为目的，要求喷雾微粒化，正在尝试多孔喷射和空气助推喷射等。

进入 80 年代，由于微电子技术的迅速发展，汽车用微机性能大幅度提高，加上控制策略和计算方法的不断完善，控制系统已经可以实现各种各样的控制模式。其中的智能化的学习控制，可以消除由于发动机及燃油喷射系统各部件的制造偏差和使用老化造成的性能变化，随时保持发动机运行在最佳状态。（撰稿人：朱 江）

3.10.3 汽油泵

汽油泵分为机械式和电动式两种，主要任务是供给燃油系统规定压力的燃油。

1）膜片式汽油泵

膜片式汽油泵是机械式汽油泵的代表，用于化油器式发动机。它靠设置在发动机凸轮轴等处的偏心轮驱动摇臂，使膜片上下动作产生泵油作用，其特点是结构简单。但是由于受到发动机的热影响，因此要特别重视确保在高温下的泵油性能，以及橡胶材料的膜片对于热和油料的耐久性。

2）电动式汽油泵

利用电磁力使铁芯动作产生泵油作用的电动式汽油泵可以自由选择安装位置，因此可以避开产生高温的位置。但是，输出压力不高、流量小，并且压力和流量的脉动大，一般只在化油器式发动机上使用。

汽车论坛 http://www.qclt.com

汽油喷射式发动机用的电动汽油泵是以一个直流电动机直接驱动汽油泵，两者封装在一起成为总成（图 3-10-12）。一般总成中还包含有限压阀和出油止回阀，限压阀将燃油系统最高压力限制在 800kPa 左右。

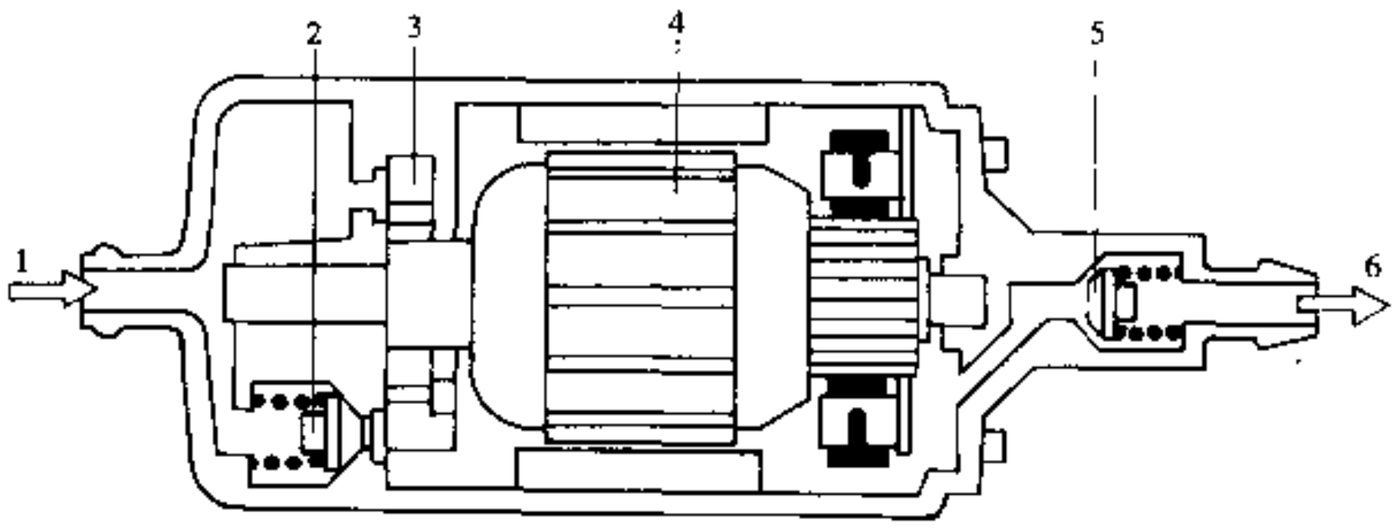


图 3-10-12 电动汽油泵总成

1-进油口；2-限压阀；3-燃油泵；4-直流电机；5-止回阀；6-出油口

按汽油泵结构分为滚柱泵（图 3-10-13）、齿轮泵、涡轮泵（图 3-10-14）和侧槽泵等型式。滚柱泵和齿轮泵是容积式泵，输油的流量特性很好，效率高，对供电电压的变化不敏感。由于压力脉冲产生较大的噪声和燃油温度高时容易发生吸油气阻是这类泵的缺点，但这与安装方式和位置有关。涡轮泵由于效率低，特别是压力升高时效率更低，因而主要用于低压和输油量较大的场合。但目前单级泵的压力也已达到 400kPa 以上，完全可以满足现有汽油喷射系统的需求。由于基本没有压力脉冲，运转噪声小也使其使用范围扩大。侧槽泵特点与涡轮泵相似，不过它有突出的优点，即能以蒸气和燃油的混合物运转，并能通过适当的放气口分离或提高压力使蒸气重新液化来消除蒸气泡，这对喷射系统的正常工作非常重要。

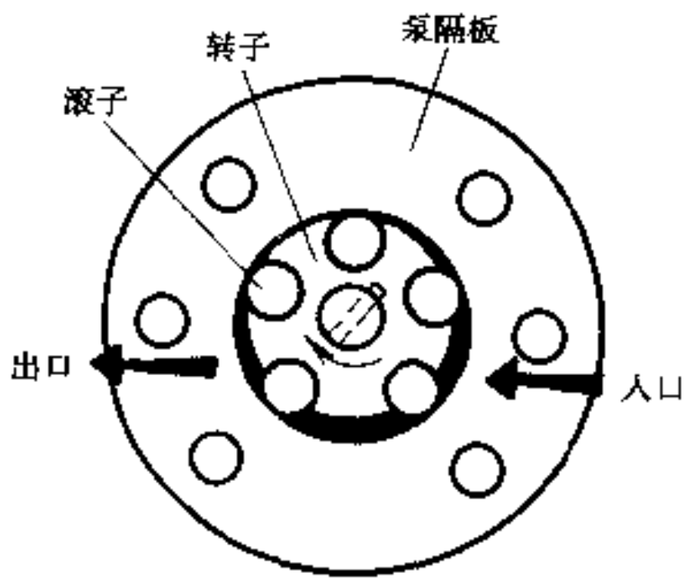


图 3-10-13 滚柱泵示意图

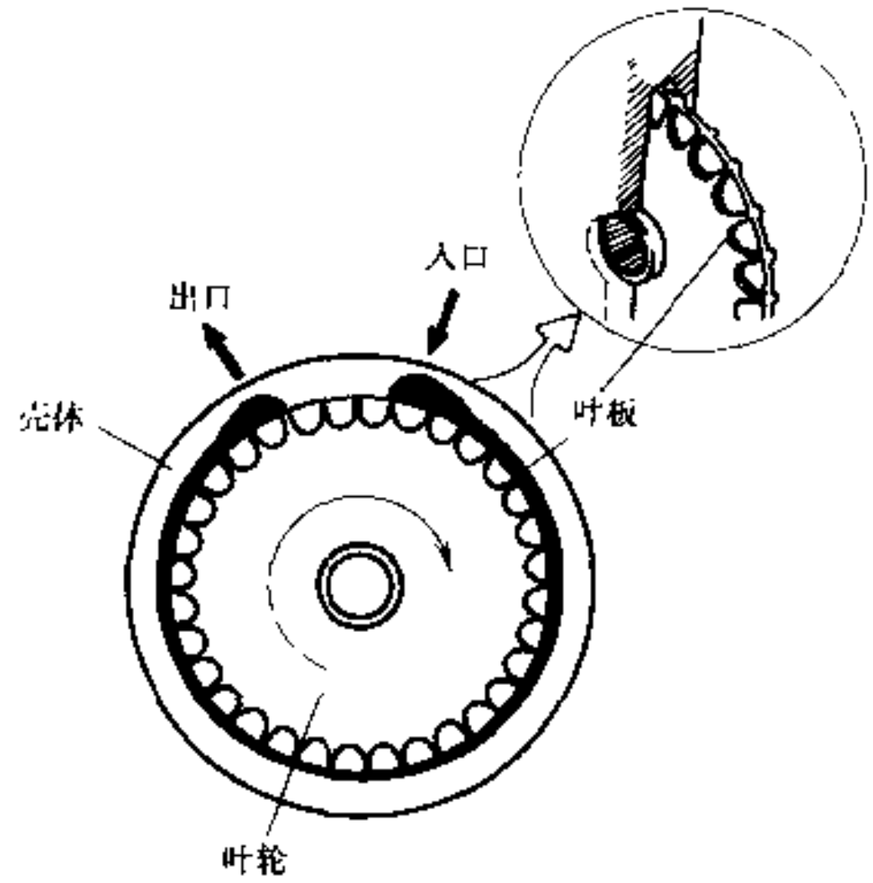


图 3-10-14 涡轮泵示意图

汽油喷射式发动机用的电动汽油泵的主要安装型式有装在供油管路中或汽油箱中两种。前者布置范围较大，不需要专门设计汽油箱，安装、拆卸方便。但油泵吸油段长，易产生气阻，工作噪音也较大，此外要求油泵绝对不能有泄漏，目前的新型车辆上已较少使用这种型式。后者燃油管路简单、噪音低，对燃油泄漏要求不高，是当前主要趋势。

在工作时，汽油泵的流量除提供发动机运转所需的消耗外，还应保证有足够的回油流量，以保证燃油系统的压力稳定和足够的冷却。

汽车论坛 http://www.qclt.com

3.10.4 燃油箱

3.10.4.1 概述

燃油箱的主要功能是储存燃油。燃油箱的数目及容量随车型而定。货车燃油箱通常安装在车架外侧、驾驶员座椅上、下或货台下面，轿车燃油箱通常安装在整车的后部。

按燃油种类分为汽油箱和柴油箱两种；按制造材料，分为金属燃油箱和塑料燃油箱，见图 3-10-15。

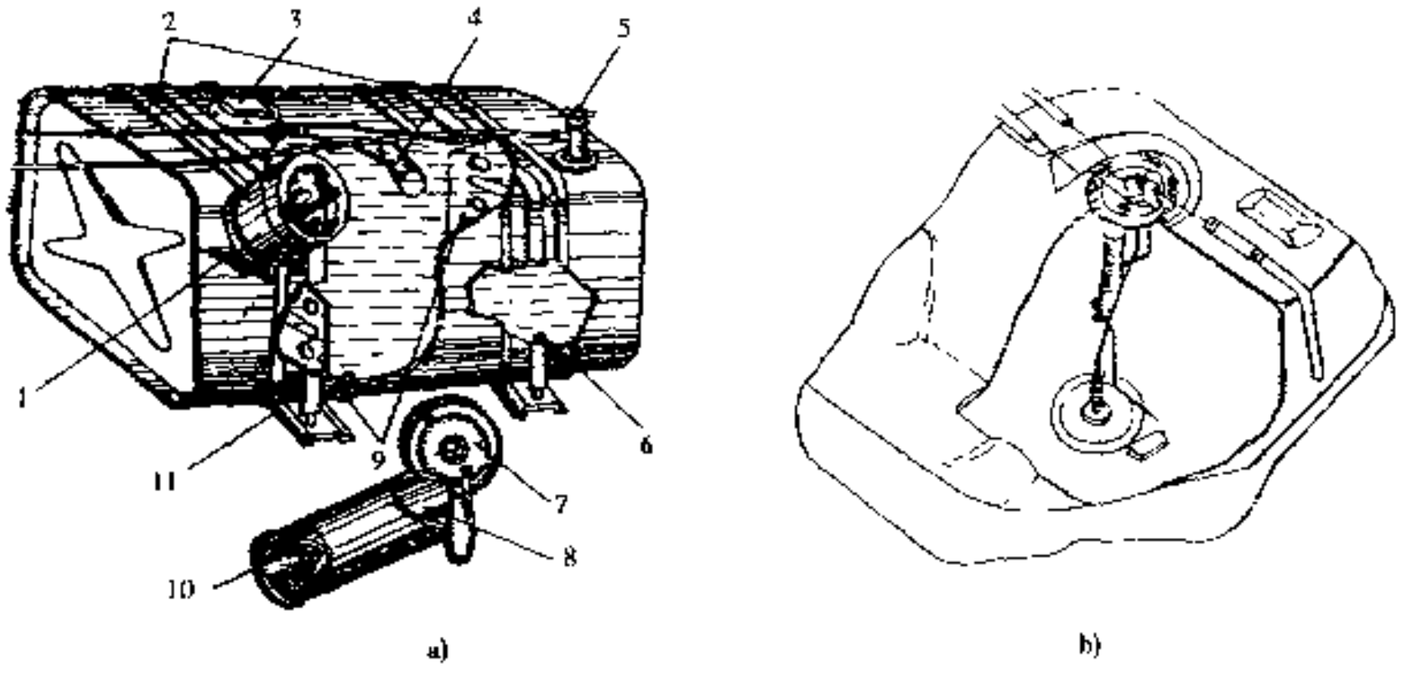


图 3-10-15 金属燃油箱和塑料燃油箱

a)金属燃油箱；b)塑料燃油箱

1-加油管；2-油箱固定箍带；3-油面指示表传感器；4 油面指示表传感器浮子；5-出油开关；6-放油螺塞；7-油箱盖；8-加油延伸管；9-隔板；10-滤网；11-油箱支架

3.10.4.2 燃油箱性能要求

1）燃油箱外观上，焊接部位应光滑；两端盖与本体如果采用咬接工艺时，焊接部位应无鼓包、毛刺等；外表面涂层为溶剂涂层时，应符合 QC/T484 的有关规定，采用其它涂层，其性能不低于溶剂涂层相应的性能要求。

2）燃油箱材料

金属燃油箱材料一般要求用 GB5065 规定的热镀铅合金冷轧碳素薄钢板或经特殊防腐蚀处理的镀锌钢板；塑料燃油箱一般使用具有很大抗冲击强度的超高分子量聚乙烯（HMWPE）材料或具有同等性能的其它非金属材料。

3）燃油箱的密封性

给燃油箱内通入 22kPa 的压缩空气，保压 30s，燃油箱应无漏气现象。

4）燃油箱的安全性

装有安全阀的燃油箱，其安全阀的安装位置应在燃油箱充满额定容量的液面高度的上方；安全阀的开启压力为 40kPa；安全阀开启后，燃油箱内压力不得比安全阀的开启压力高出 5kPa 以上。燃油箱的真空阀的安装位置应在燃油箱充满额定容量的液面高度的上方；真空阀的开启压力应满足与燃油箱配套使用的发动机在全速全负荷运转时的正常供油，且燃油箱不得变形；真空阀的开启压力一般为 10kPa。

5）燃油箱的耐振性能

燃油箱按表 3-10-2 进行振动耐久性能试验，不允许有泄漏现象。

6）燃油箱的耐压性能

燃油箱按表 3-10-3 进行耐压试验，不允许出现泄漏、开裂现象，但塑料燃油箱可以有永久变形。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 3-10-2 振动耐久性试验规范

振动加速度 (m/s^2)	振动频率 (Hz)	振动时间 (h)			装水量	安装形式
		上下	左右	前后		
30	30	4	2	2	额定容量的 1/2	模拟实际装车形式

表 3-10-3 耐压性能试验规范

	装 水 量	箱内气体压力 (kPa)	箱内水温 (℃)	环境温度 (℃)	保压时间 (s)
金属燃油箱	额定容量	80	常温	常温	30
塑料燃油箱	额定容量	30	53 ± 2	53 ± 2	18000

7）燃油箱的清洁度

燃油箱的清洁度为每 1L 容量的杂质不大于 1.5mg。

3.10.4.3 塑料燃油箱的专项性能

1）渗油性能

塑料燃油箱装额定容量的 1/2 的专用燃油，其平均渗透量不得大于 20g/24h，且燃油箱不得有裂纹或影响密封性和使用性能的缺陷。

2）低温耐冲击性能

燃油箱内加满防冻液，箱体温度为 −40 ± 2℃时，其易损伤部位应能承受角锤顶点 30J 冲击能量的冲击，冲击部位不得发生断裂和裂纹。

3）耐热性能

塑料燃油箱应能承受 95 ± 2℃的环境温度，而且不允许燃油箱有泄漏现象

4）耐火性能

塑料燃油箱进行耐火性能试验时，不允许燃油箱有泄漏现象。

5）物理性能

渗油性能试验过程后以及在与燃油接触老化 12 周的燃油箱壁面上切取拉伸试样，其测取的力学性能应符合表 3-10-4 规定的数值。

$$e \geqslant 2.5\text{mm} \qquad |de/dl| \leqslant 0.1$$

式中 de——在长度 dl 上的厚度变化量；

l——长度。

表 3-10-4 力学性能试验规范

力 学 性 能	新 燃 油 箱	接触老化 12 周的燃油箱
屈服极限 (N/mm^2)	≥17.5	≥16
强度极限 (N/mm^2)	≥17.5	≥16
断裂时的伸长率 (%)	≥500	≥450

汽车论坛 http://www.qclt.com

6）结合面的强度性能

在燃油箱出现缺陷的部位，垂直于结合面切取宽为15mm的试样，使其内表面受拉伸作用，弯曲90°，试样不允许断裂，仅在折弯处出现白色痕迹

3.10.4.4 油箱盖

1）结构与分类

按性能分为汽油箱盖和柴油箱盖两种；按接合形式分为卡口式和螺旋式两种；按材料分为金属油箱盖和塑料油箱盖两种（图3-10-16）。

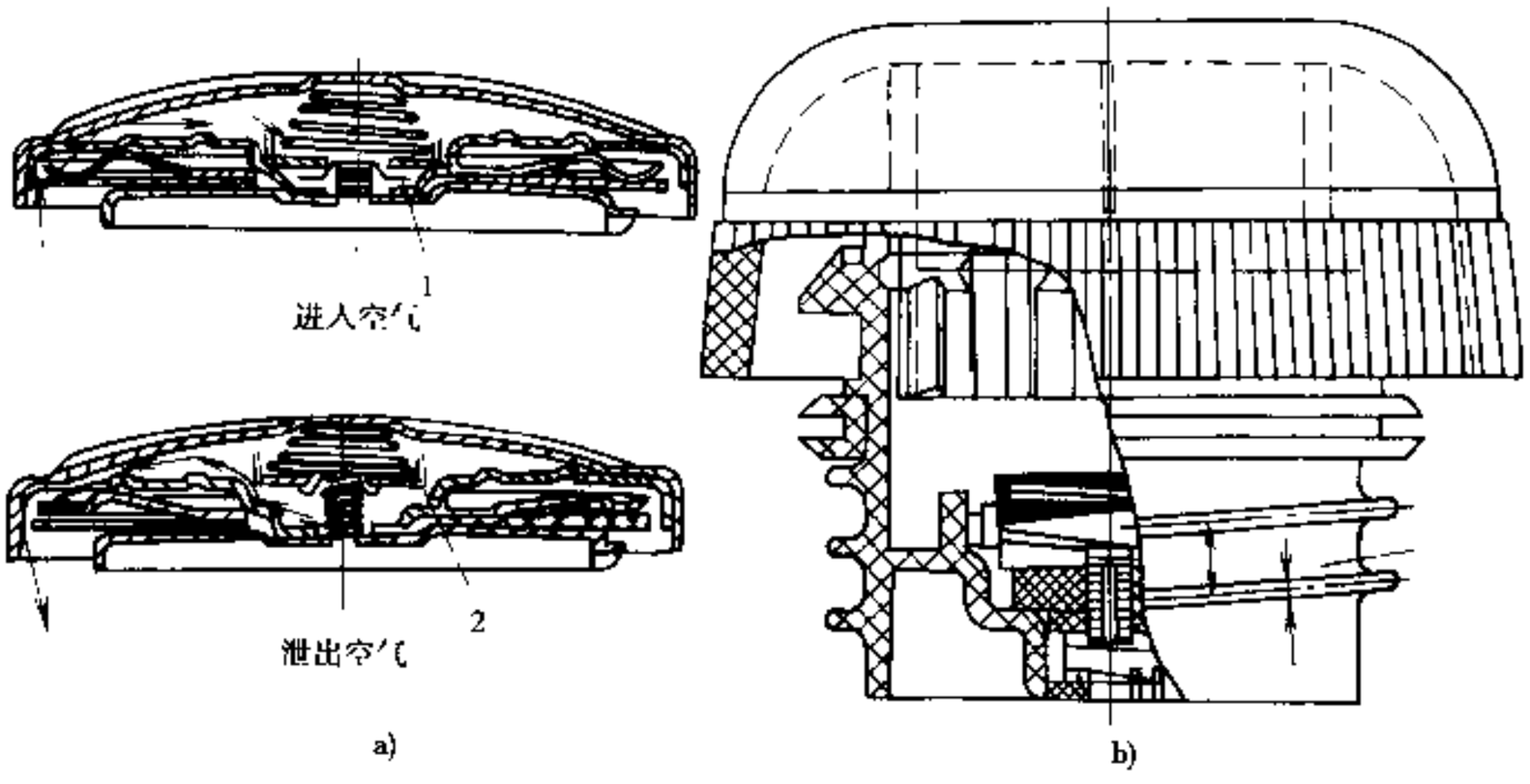


图3-10-16 卡口式金属油箱盖和螺旋式塑料油箱盖

a）卡口式金属油箱盖；b）螺旋式塑料油箱盖

1-空气阀；2-蒸气阀

2）性能

①装入额定容量的燃油、盖好油箱盖后，柴油箱的最大泄漏量不得大于30g/min，汽油箱不允许泄漏。

②油箱盖的外罩应有防滑花纹或手柄，与油箱盖其它部件连接牢固；装卸油箱盖时其余连接部件不允许松动；油箱盖应有一定的防盗性能。

③油箱盖与加油口锁定后，必须有可靠的密封、自锁和防松性能；油箱盖的垫密片必须有一定密封性和耐油性能。

3.10.4.5 油面指示装置

功能是向驾驶员提供燃油箱内燃油的容量指示。其工作原理是燃油箱内液面的变化引起油面指示装置的浮子的高度变化，而使其电器系统的电流发生变化，传输至仪表而表示燃油的容量变化。

油面指示装置固定安装于燃油箱上表面，与燃油箱组成一个整体。

3.10.5 燃油滤清器

喷油器是精密的结构元件，容易受污染堵塞而失效。为了确保其工作性能，必须在燃油系统内设置燃油滤清器，且选择过滤面积大的滤清器。

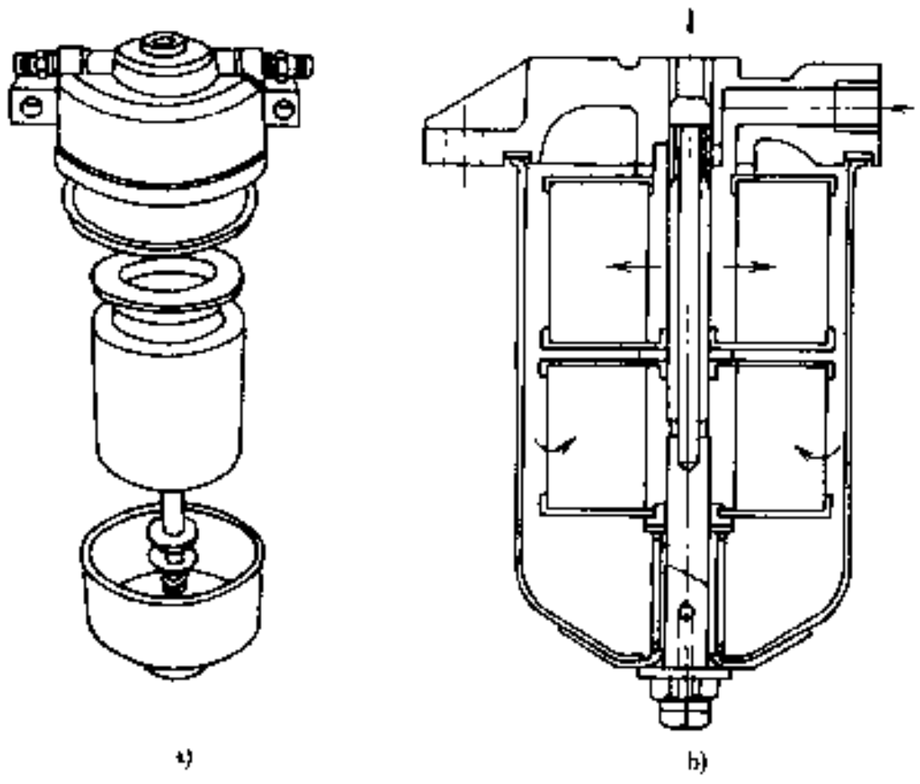
燃油滤清器的功能是向发动机提供无水、无杂质的清洁燃油。按过滤的燃油种类分为汽油滤清器和柴油滤清器两种（图3-10-17）；按结构分为可拆式滤清器和一次性滤清器两种（图3-10-18）。对其性能要求如下：

1）密封性能

将滤清器出油口封闭，进油口连接在试验装置上试验。以油为介质、压力不低于100kPa、保压1min，

汽车论坛 http://www.qclt.com

不允许有渗漏；以空气为介质、压力不低于100kPa、将滤清器置于水中、保压1min，不允许有气泡产生。



a) b)

图3-10-17 汽油滤清器和柴油滤清器

a）柴油滤清器；b）汽油滤清器

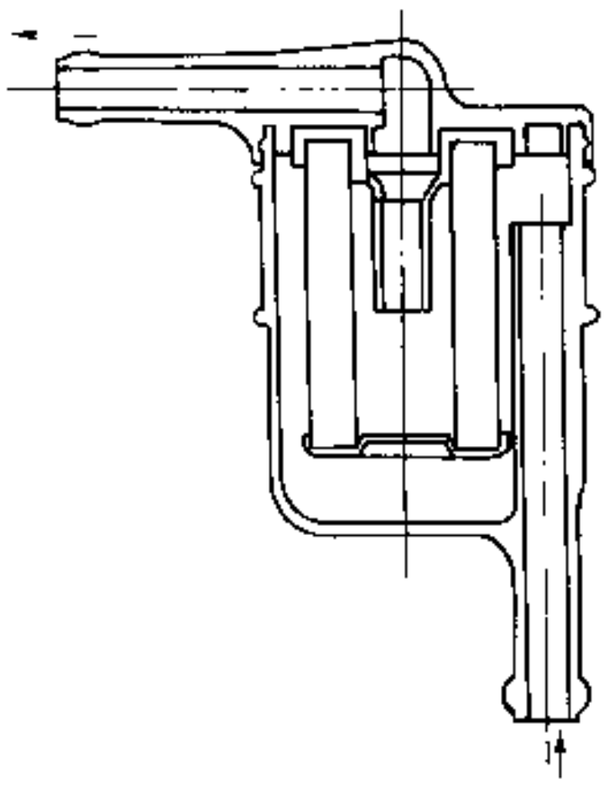


图3-10-18 次级滤清器

2）原始阻力

新滤清器或新滤芯的滤清器，在发动机燃油泵的额定流量下，原始阻力（滤清器进出油口的压力差）不得大于10kPa。

3）原始滤清效率

在固体粒子粒度为180目和240目时，新滤清器或新滤芯的滤清器的原始滤清效率（按质量计）均不得低于90%。

4）耐振性

模拟实车安装方式以加速度98m/s²、振幅3.5mm，上下振动1h后，滤清器必须符合上述的密封性能、原始阻力、原始滤清效率的限值。

5）耐冷热性能

将滤清器置于温度为80℃的恒温箱中1h，然后将滤清器置于低温装置中降温，在-40℃时恒温1h。试验完成后，滤清器必须符合上述密封性能、原始阻力、原始滤清效率的限值。

3.10.6 燃油管

燃油管的内径一般应不小于6mm。为了防止排气系统对燃油的热辐射加热，燃油管应当装在车上的“冷区域”，这对回油管尤其重要。在不可避免受热的情况下，应当选用钢管；在条件允许的前提下，也可部分采用橡胶管或塑料管。

燃油管适用温度范围应当达到-40～120℃，在极端情况下，达到195℃时可持续30min，其高压部分应能承受达1.1MPa的压力。（撰稿人：易学东）

3.10.7 柴油机供油系统

3.10.7.1 概述

柴油机供油系统是柴油机的核心，对发动机的动力性、经济性、排放、噪声，以及工作可靠性、耐久性等都有决定性的影响，是柴油机设计和发展的重要课题之一。其主要功能是根据柴油机的工作要求，定时、定量地将雾化良好、分布合适的柴油按一定的喷油规律喷入燃烧室，并使其与空气很好地混合、燃烧。当今改进供油系统的主要目标是降低排放（如微粒、烟度、NO_x、HC、CO

汽车论坛 http://www.qclt.com

等）、噪声和燃油消耗。

柴油机供油系统组成见图 3-10-19，可分为低压和高压两个油路。前者由燃油箱、低压燃油管、输油泵、燃油滤清器等组成；后者由喷油泵、高压油管、喷油器等组成。喷油泵通过联轴器与柴油机的定时驱动轴相连接。

近年来，在汽车用柴油机上，已开始应用共轨喷油系统（图 3-10-20）。为了使柴油机能在怠速时稳定工作和限制超速，喷油泵上还带有调速器。由于柴油机转速变化范围大，根据燃烧过程需要，多数喷油泵还带有供油提前角自动调节器。

机械控制的供油系统，虽然通过巧妙的设计，可以满足大多数柴油机工况的要求，具有结构可靠、维修方便等优点，但很难满足越来越高的排放和油耗的要求。电子控制的供油系统，则能够较精确地按照柴油机的工况控制喷油量和喷油定时，并能根据燃油温度等因素进行校正，可更好地满足日趋严格的排放、噪声和油耗的要求。

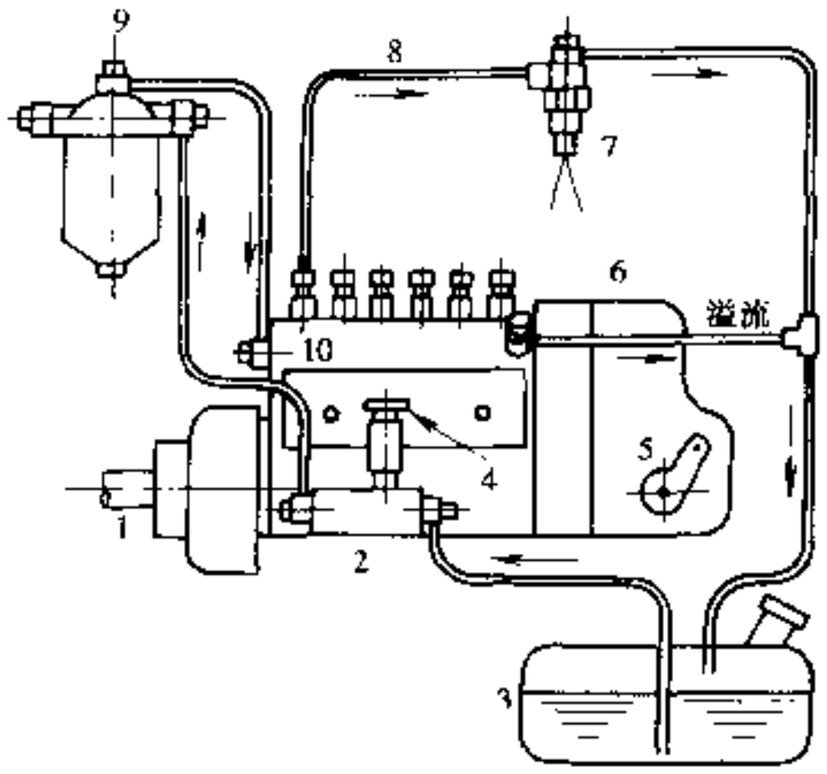


图 3-10-19 汽车柴油机的供油系统

1-喷油提前器；2-输油泵；3-油箱；4-手泵；5-操纵手柄；6-调速器；7-喷油器；8-高压油管；9-滤清器；10-喷油泵

供油系统的基本性能指标有：每缸每工作循环的喷油量、供油量及其变化范围、各缸喷油量的不均匀度、喷油延迟时间、最佳供油提前角和喷油提前角、喷油延续时间、燃料喷雾特性、喷油规律、喷油稳定性、供油特性、速度特性和使用寿命等。

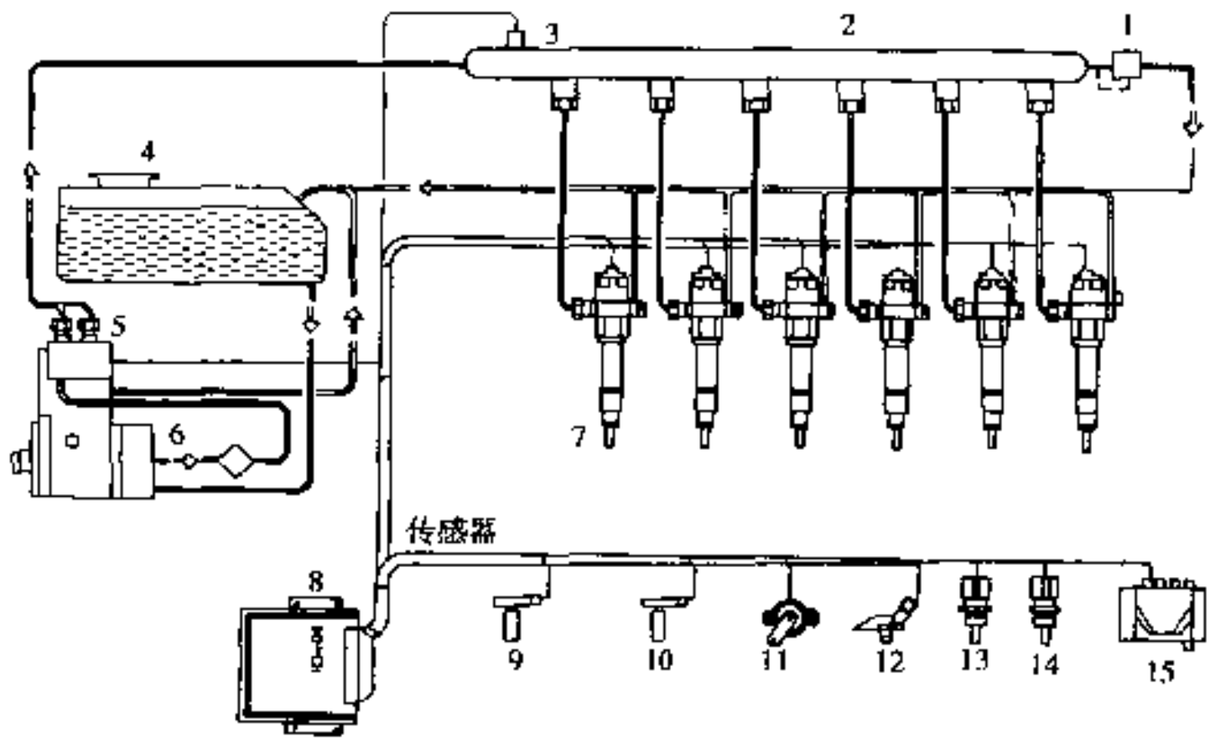


图 3-10-20 柴油机的共轨喷油系统

1-限压阀；2-燃油共轨；3-共轨压力传感器；4-燃油箱；5-高压泵；6-滤清器；7-喷油器；8-ECU；9-发动机（曲轴）转速传感器；10-发动机（凸轮轴）相位传感器；11-加速踏板传感器；12 增压压力传感器；13-空气温度传感器；14-冷却温度传感器；15-空气质量流量传感器

3.10.7.2 喷油泵

喷油泵的作用是根据柴油机的负荷调节供油量，提高燃油压力，在规定的时刻和一定的供油延续时间内，以一定的喷油规律和喷油次序将柴油通过高压油管输往各气缸的喷油器。供油的开始要准确，结束要迅速、干脆，且为各气缸提供的燃料状态应基本相同，以保证各气缸工作的均匀性。

喷油泵的结构形式很多，目前多采用柱塞压送燃料的喷油泵，最有代表性的有直列式喷油泵和转子分配式喷油泵。直列式喷油泵已广泛应用于转速较低的重型汽车和轻型货车，如 A 型泵、P 型泵等。在转速

汽车论坛 http://www.qclt.com

较高的轻型汽车和轿车用的小型高速多缸柴油机中，常采用转子分配式喷油泵，如德国 BOSCH 公司生产的端面凸轮式 VE 型分配泵、英国 LUCAS 公司生产的内凸轮式系列分配泵等。

1）柱塞式喷油泵

柱塞式喷油泵利用柱塞在柱塞套内做往复运动进行吸油和压油，每一副柱塞与柱塞套只向一个气缸供油。

喷油泵通常由泵体、泵油机构、油量控制机构及传动机构组成。泵油机构是喷油泵的主要部分。中、小功率多缸柴油机大多将各气缸的泵油机构组装在同一泵体内，称为多缸泵，并将其中每组泵油机构称为分泵。图 3-10-21 为 P 型喷油泵的结构图。其泵油机构主要由柱塞偶件和出油阀偶件等组成。各个柱塞由凸轮轴驱动，进、回油孔的关闭与开启分别由柱塞顶面与控油槽控制，从而完成向各气缸的供油。喷油泵凸轮轴每转一周，泵油机构通过喷油器按工作顺序向各个气缸的燃烧室供油一次，图 3-10-22 为其工作原理示意图。

柱塞和柱塞套之间有很高的配合精度（通常间隙仅有 2～3μm），柱塞上部油腔和喷油器须有良好的密封性，以建立很高的油压，获得良好的雾化特性。出油阀偶件由出油阀和出油阀座构成（图 3-10-23），主要作用是保证喷油泵准时开始供油和准时而迅速断油。另外，出油阀偶件对于防止高压油管内燃油的倒流、控制残余压力、排除不正常喷射和零部件穴蚀有重要作用。

油量控制机构通常分为齿杆式和拨叉式两种，其作用是根据柴油机负荷转动柱塞，改变柱塞的有效供油行程，调节供油量。齿杆式油量控制机构（图 3-10-24）由调节齿杆和控制套筒构成。调节齿杆连接在调速器上，由调速器控制调节齿杆使控制套转动，从而改变柱塞的供油行程。拨叉式油量控制机构是在调速器工作时推动油门调节杆，带动柱塞转动，从而改变供油量。这种油量控制机构一般由供油拉杆、调节叉、调节臂等组成。

直列柱塞式喷油泵一般按柱塞升程、分泵轴距等参数和结构形式等组成系列，每个系列皆能改变柱塞直径和分泵数，以适应柴油机的使用要求。一般使用的直列柱塞式喷油泵的参数列于表 3-10-5。我国中、小功率柴油机采用的直列柱塞式喷油泵已形成了系列，同一系列中可以选用不同的柱塞直径，得到不同的最大循环供油量和供油速率，以满足柴油机不同功率的要求，而不必改变喷油泵的其它结构。国产直列柱塞式喷油泵系列的主要参数见表 3-10-6。

表 3-10-5 直列柱塞式喷油泵的参数

柴油机类型		小 型	中 型	大 型
柱塞直径（mm）		5～10	7～12	7～17
柱塞行程（mm）		6～11	8～12	10～12
气缸数		1～8	1～8	1～12
喷油泵型式	德国 BOSCH 公司	M、A	MW	P、PS7100、ZW
	日本电装公司	A、NF	NB	P、NE
	日本 DKK 公司	K、A	AD	P、PP、PS7S、ZW
最高喷射压力（MPa）		55～80	80～100	100～130（其中 ZW 为 70）

汽车论坛 http://www.qclt.com

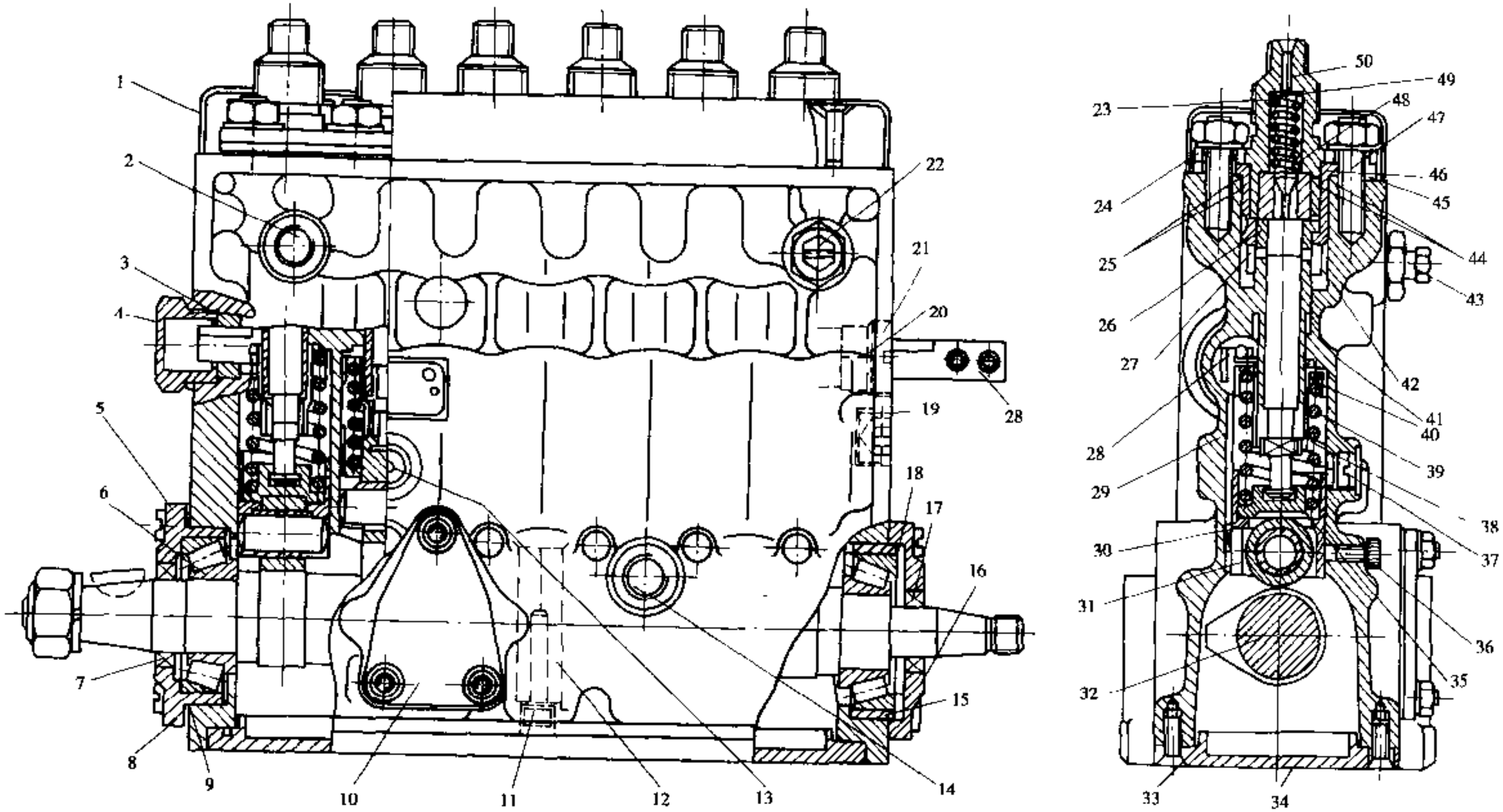


图 3-10-21　P 型喷油泵

1-顶盖；2-进油孔；3-衬套；4 护盖；5-轴承盖；6-圆锥滚子轴承；7-油封；8-调整垫；9-密封垫；10-盖板；11-内六角螺钉；12-中间轴承；13-机油进油孔；14-机油回油孔；15-衬套；16-轴承盖；17-油封；18-垫片；19-螺塞；20-销；21-螺纹衬套；22-放气螺钉；23-弹簧；24-垫圈；25-密封圈；26-柱塞套；27-钢环；28-调节杆；29-泵体；30-滑块；31-滚轮传动部件；32-凸轮轴；33-密封圈；34-底盖；35-弹簧下座；36-定位螺钉；37-螺塞；38-控制套筒；39-弹簧；40-弹簧上座；41-密封圈；42-导流环；43-放气螺钉；44-密封圈；45-垫片；46-凸缘套筒；47-螺柱；48-出油阀偶件；49-垫片；50-出油阀压紧座

汽车论坛 http://www.qclt.com

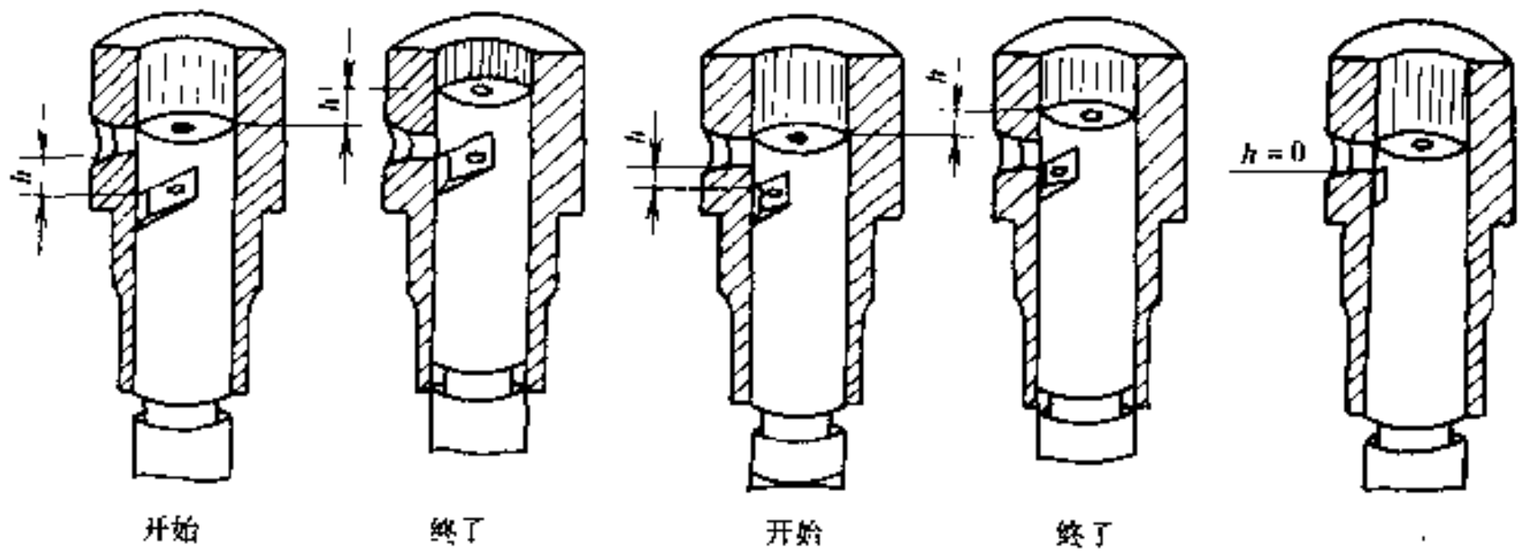


图 3-10-22 不同供油量时的柱塞位置

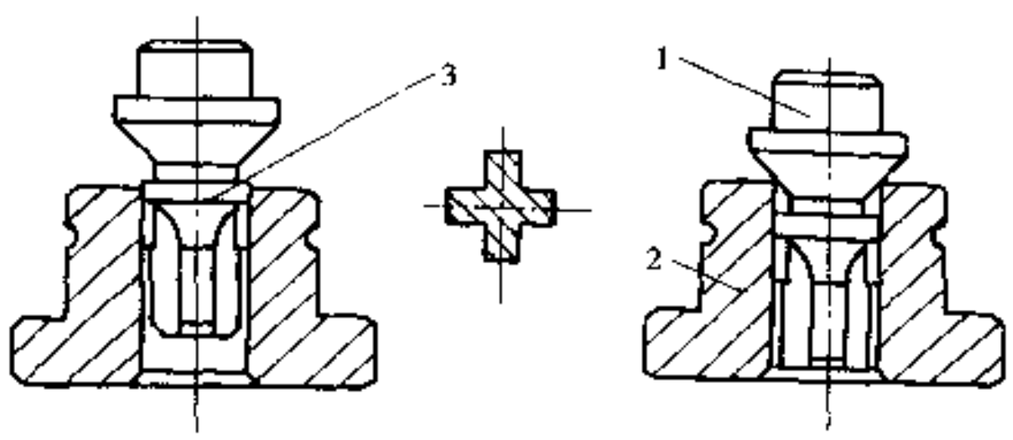


图 3-10-23 出油阀及阀座

1-出油阀；2-阀座；3-减压环带

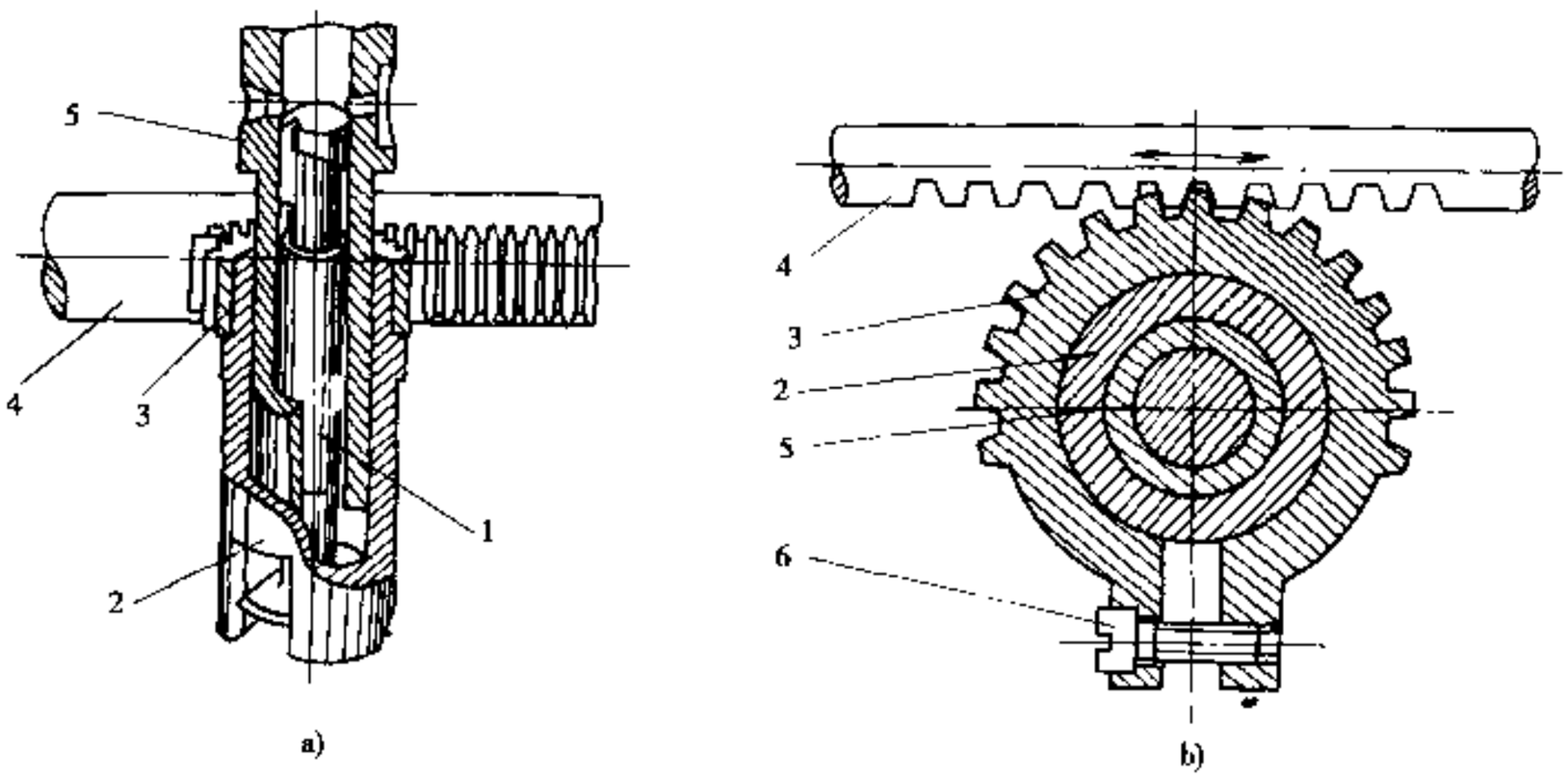


图 3-10-24 齿杆式油量控制机构

1-柱塞；2-套筒；3-可调齿圈；4-齿杆；5-柱塞套；6-固紧螺钉

表 3-10-6 国产直列柱塞式喷油泵的参数

主要结构参数	A 号	B 号	P 号	Z 号
凸轮升程（mm）	8	10	10	12
柱塞直径，（mm）	6 ~ 9	8 ~ 10	8 ~ 13	10 ~ 13
最大循环供油量（mm^3）	60 ~ 150	130 ~ 225	130 ~ 375	300 ~ 600
最高转速（r/min）	1 400	1 000	1 500	900
分泵轴距（mm）	32	40	35	45
分泵数	2 ~ 12	2 ~ 12	4 ~ 12	2 ~ 8

汽车论坛 http://www.qclt.com

喷油泵的供油特性是指在一定的转速下，每循环供油量与喷油泵供油量控制杆位移的关系（图 3-10-25）。其速度特性是指喷油泵供油量控制杆位置固定，喷油量与转速的关系。喷油泵的这两种特性与柴油机的负荷特性、速度特性相对应。喷油泵的供油特性是喷油泵与调速器匹配的重要依据。供油特性线应平顺，不应有明显的拐点等，并在工作区域内呈直线。喷油泵的速度特性是影响发动机转矩特性的重要因素之一。为使喷油泵在转速下降时有较大喷油量，喷油泵的速度特性需要校正。目前常用的方法有出油阀校正和调速器弹簧校正两种。出油阀校正主要有三种形式，即可变减压容积出油阀、可变减压作用出油阀和出油阀节流。

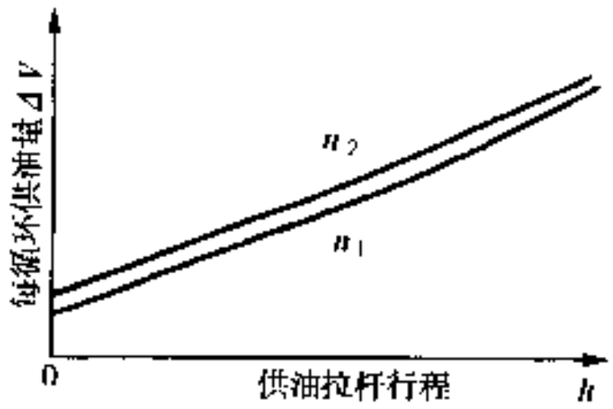


图 3-10-25 喷油泵供油特性曲线

2）转子分配式喷油泵

具有零部件少、外形尺寸紧凑、体积小、质量小、高速化、各气缸供油均匀等优点，但制造工艺和维修保养要求较高。转子种类和结构形式很多，主要分为对置柱塞式和单柱塞式两大类。对置柱塞式分配泵设有一对或两对对置的柱塞，柱塞只作往复运动，起泵油作用；另一个分配转子只作旋转运动，起进油和将油依次分配到各喷油器的作用。单柱塞式分配泵只有一个柱塞，柱塞作往复运动的同时还作旋转运动，往复运动起泵油作用，旋转运动则起进油和配油作用。由于结构特点和零件本身精度的保证，分配泵一般无需进行各气缸供油量和供油时刻的调整。其凸轮升程很小，适合于高速柴油机。由于零件的配合精度高、泵内零件用燃油润滑，分配泵对燃油的杂质和水分非常敏感。供油系统中应配置水分离器和滤清效率较高的燃油滤清器，以进行燃油的水分离和去除杂质。下面以 VE 型分配式喷油泵为例介绍其主要技术参数、构造及其工作原理（图 3-10-26）

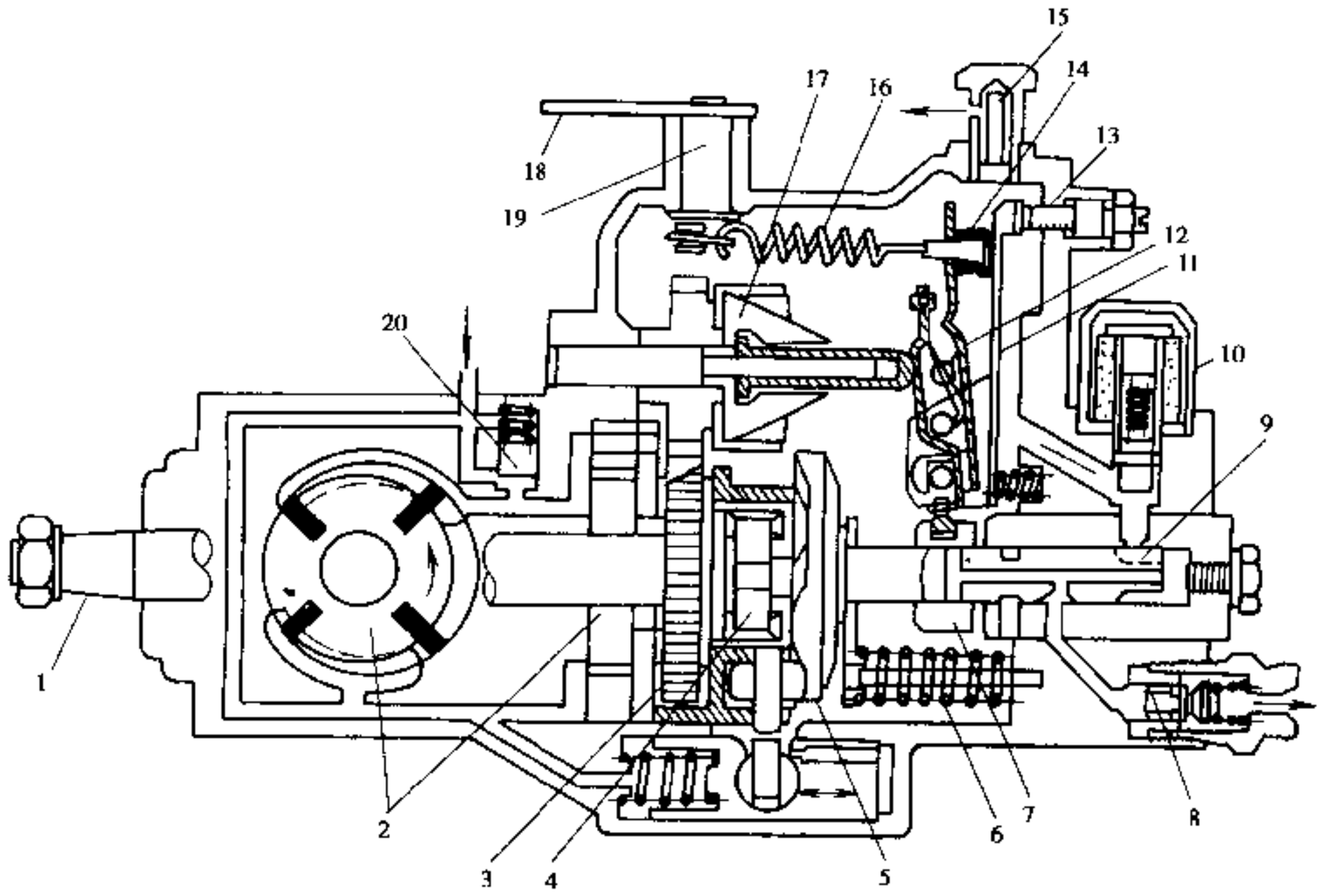


图 3-10-26 VE 型分配泵

1-传动轴；2-滑片式输油泵；3-传动齿轮；4-滚轮体；5-端面凸轮；6-柱塞弹簧；7-控制套；8-出油阀；9-柱塞；10-电磁阀；11-调节支架；12-张紧杆；13-全负荷油量调节螺钉；14-缓冲弹簧；15-放气阀；16-调速弹簧；17-飞块；18-调速手柄；19-手柄轴；20-压力控制阀

汽车论坛 http://www.qclt.com

(1) 主要技术参数

主要技术参数见表 3-10-7

表 3-10-7 VE 型分配式喷油泵的主要技术参数

型式	单柱塞式	型号	VE
缸数	2、3、4、6、8	柱塞直径	7～12mm
凸轮形式	端面凸轮	最大凸轮行程	2.2～2.8mm
旋转方向	左旋、右旋	输油泵	滑片式
调速器	机械离心式	调速器控制范围	600～5000r/min

(2) 主要组成部分及其作用

a. 输油泵和压力控制阀如图 3-10-27 所示，输油泵为滑片式，燃油通过输油泵适当提高压力，以保证供油可靠和稳定，并使输油泵的出油压力和输油泵的转速保持一定的关系（图 3-10-28）压力控制阀控制输油泵的最大出油压力，防止出油压力过高而损坏输油泵滑片（图 3-10-29）另外，喷油泵内腔的零部件依靠输油泵输送的燃油进行润滑和冷却。

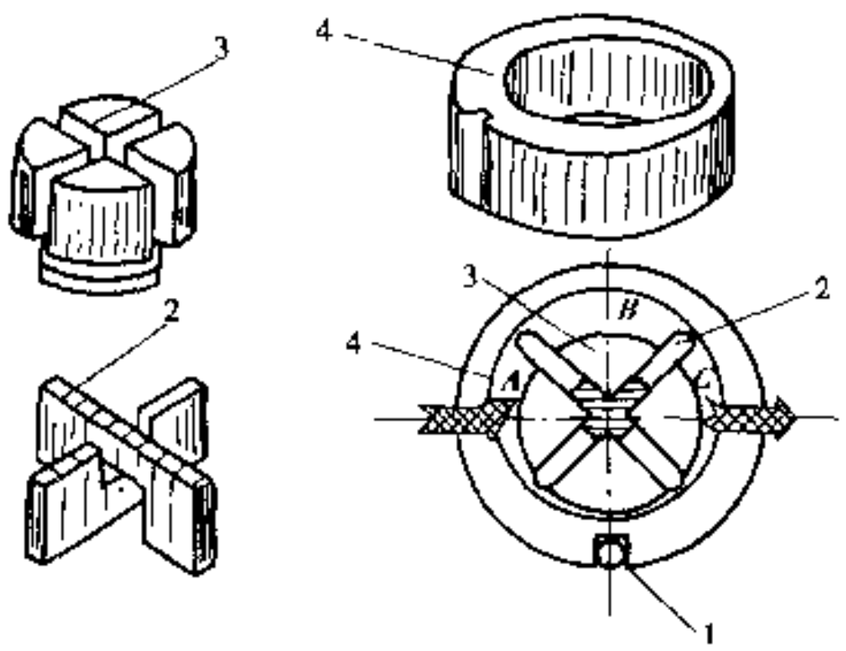


图 3-10-27 滑片式输油泵

1-定位销；2-滑片；3-滑片转子；4-偏心环

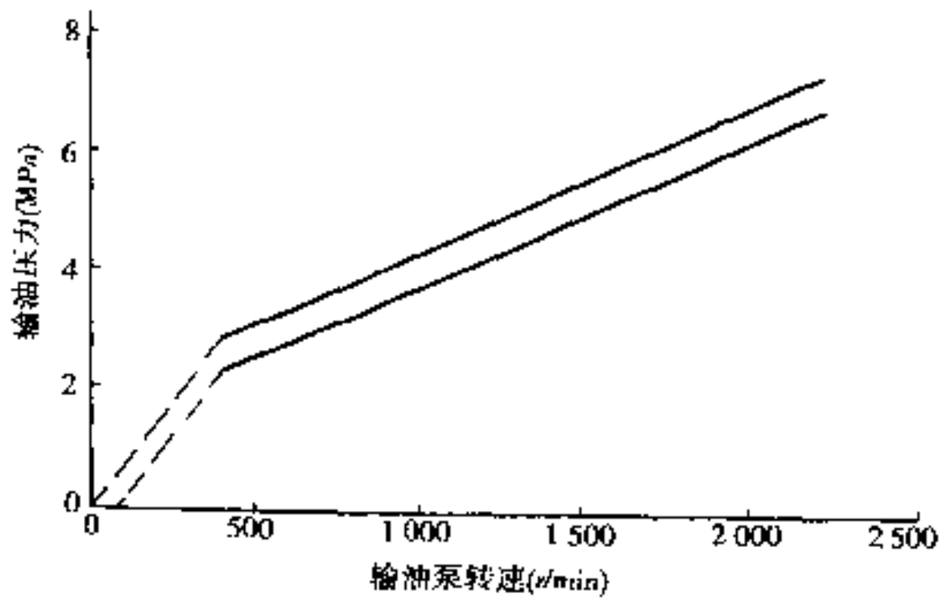


图 3-10-28 输油压力与转速的关系

b. 高压泵

主要由高压泵头、出油阀偶件、分配套、柱塞、柱塞弹簧、控制套、端面凸轮、滚轮和滚轮圈等组成（图 3-10-26、图 3-10-34）。其作用是将低压燃油增压成高压燃油，并将高压燃油按柴油机工作次序分配到各喷油器。

c. 停油电磁阀

如图 3-10-30 所示，关闭发动机起动开关时，通过电磁阀的电流被切断，弹簧将阀芯推至到行程终点，进而关闭进油口，使柴油机停止运转。

d. 调速器

如图 3-10-31 所示，可以根据柴油机负荷的变化，自动改变供油量。调速器飞锤支架 9 旋转产生的飞锤 8 离心力与调速弹簧 1 张力的相互作用，使滑套 2 左右移动，通过调速杠杆机构 3、4 使控制套 5 位移，从而改变供油量，以适应柴油机工作需要。

e. 增压补偿 LDA 装置

如图 3-10-32 所示，该装置用于增压柴油机，作用是根据进气歧管内空气压力变化来微调供油量。进气压力作用于膜片上，膜片和调节销联成一体，调节销的下部呈锥形，锥面抵靠一个传动销。当调节销轴向移动时，传动销顶动止动杆，绕轴摆动，使供油杠杆摆动，从而实现按进气量调节供油量。此外，还有与负荷无关的喷油提前调节

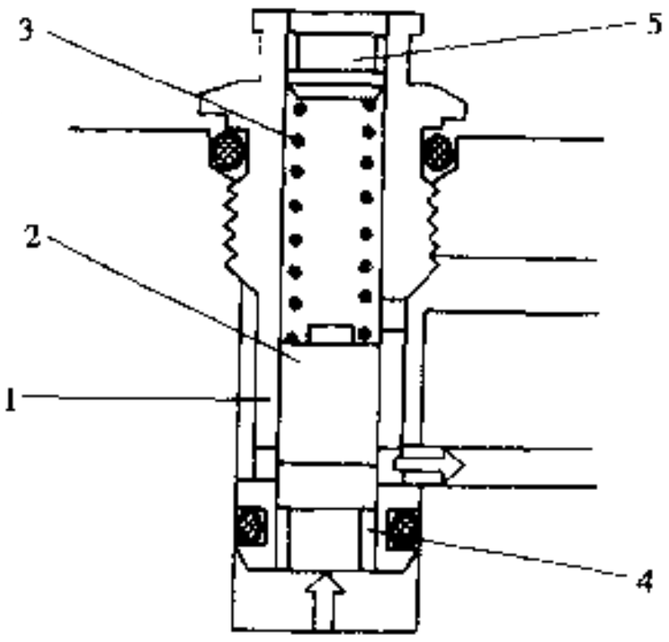
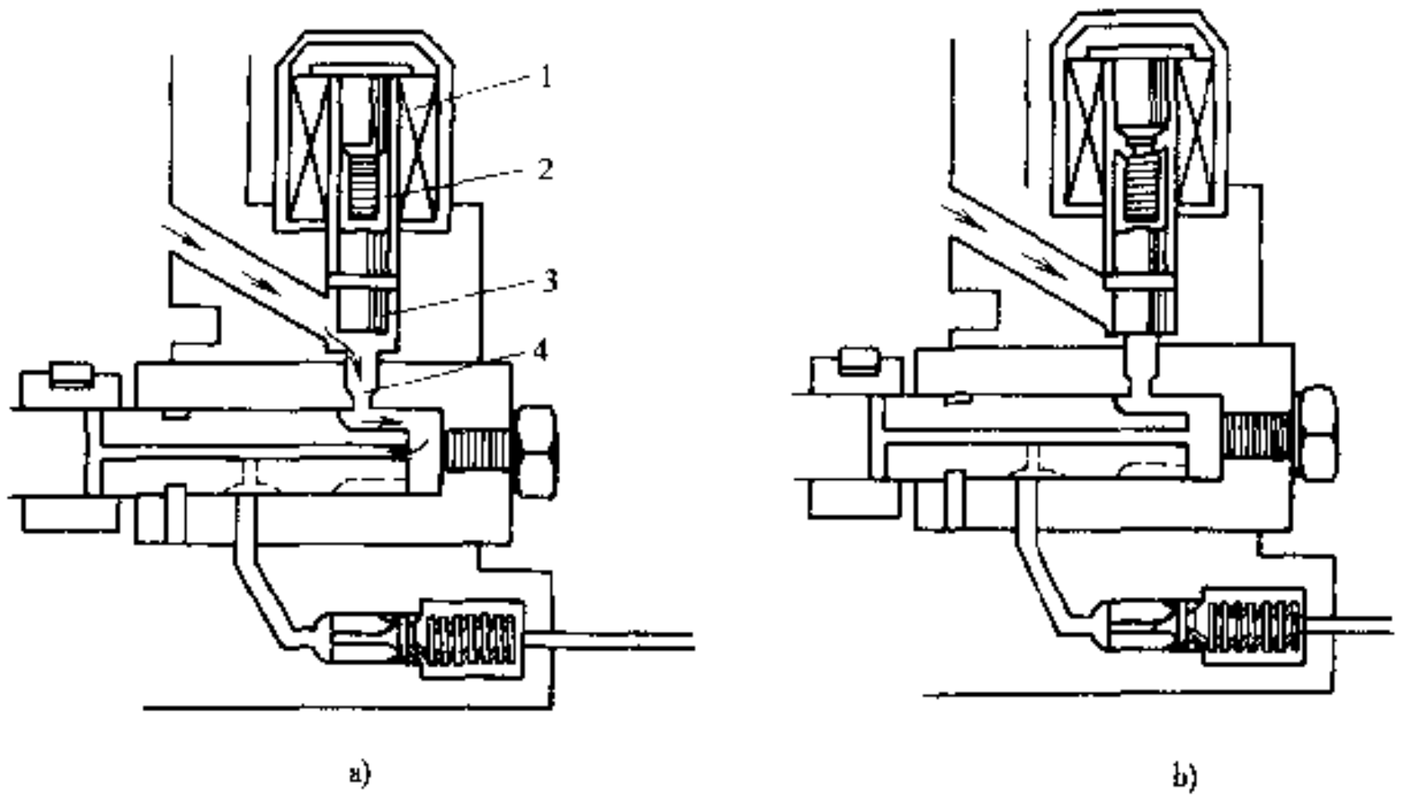


图 3-10-29 压力控制阀

1-阀体；2-阀柱；3-弹簧；4-张套；5-活塞

汽车论坛 http://www.qclt.com

装置 LFB（其作用是使发动机工作柔和、降低噪声）、海拔高度补偿器、低温起动装置 KSB 等。



a) b)

图 3-10-30 停油电磁阀

a)进油道开启；b)进油道关闭

1-电磁线圈；2-弹簧；3-阀门；4-进油孔

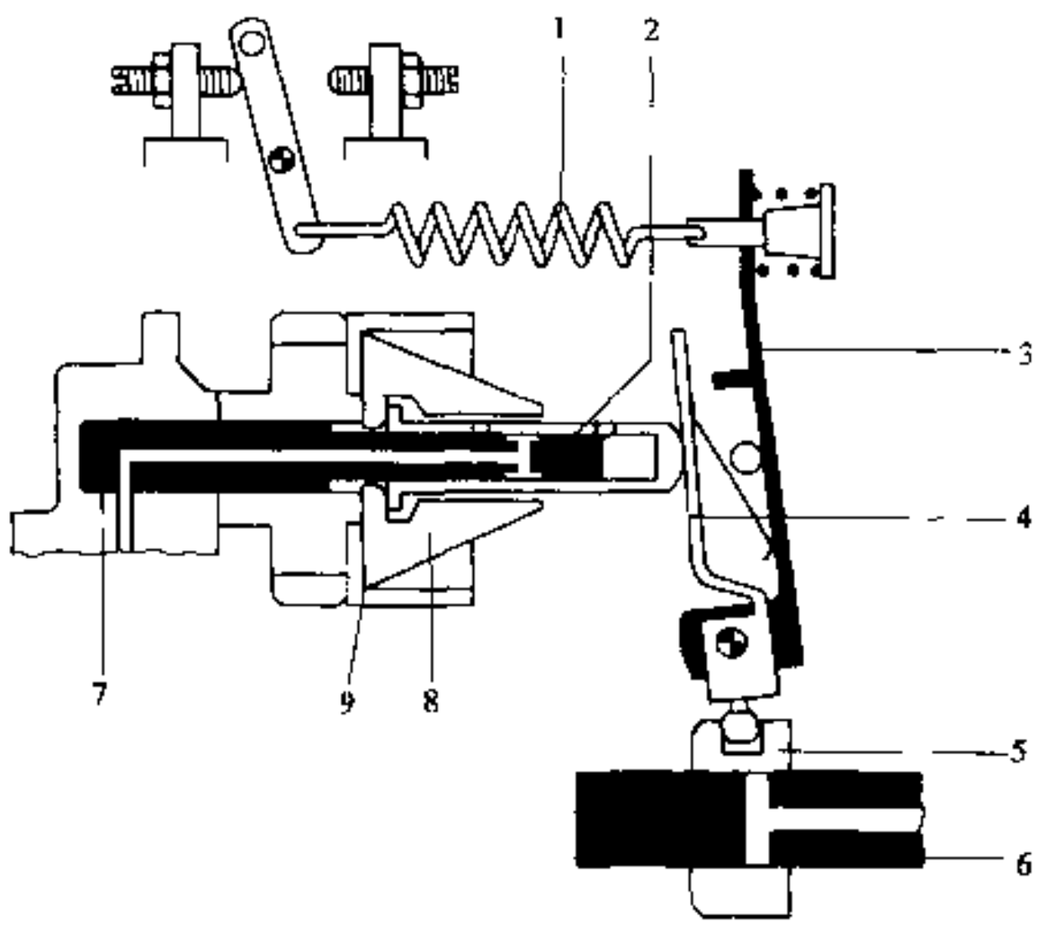


图 3-10-31 调速器及 LFB 装置的结构图

1-调节弹簧；2-滑套；3-张紧杠杆；4-起动杠杆；5-控制套；6-分配柱塞；7-调速器轴；8-飞锤；9-飞锤支架

(3) 工作原理

a. 进油过程

如图 3-10-33a）所示，在柱塞 10 和分配套 11 上分别有与气缸数相同的沿圆周均匀分布、处于同一旋转平面上的进油孔 8。当柱塞转到某一个进油孔与分配套上的一个进油孔相通时，燃油即由此流入柱塞的中心油道。柱塞处于下止点位置时，控制套关闭了泄油孔，燃油通过进油道进入压油腔。电磁阀可使进油道保持开启状态。

b. 泵油和配油过程

如图 3-10-33b）所示，由于沿圆周方向有与气缸数相同的凸起的端面凸轮的转动，柱塞在作自转的同时还沿轴向向上止点方向移动。进油孔被关闭，压油腔内和柱塞中心油道的燃油被压缩，转过一定的转角

汽车论坛 http://www.qclt.com

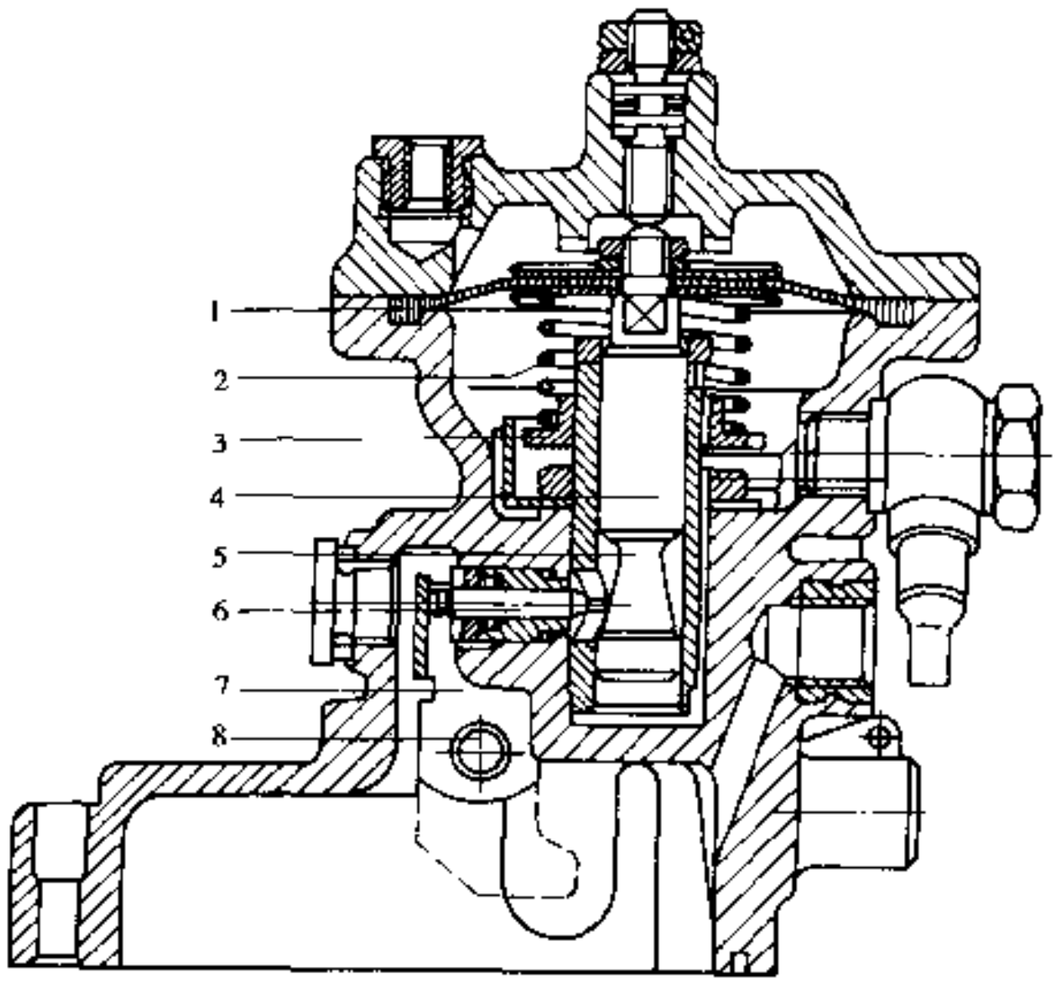
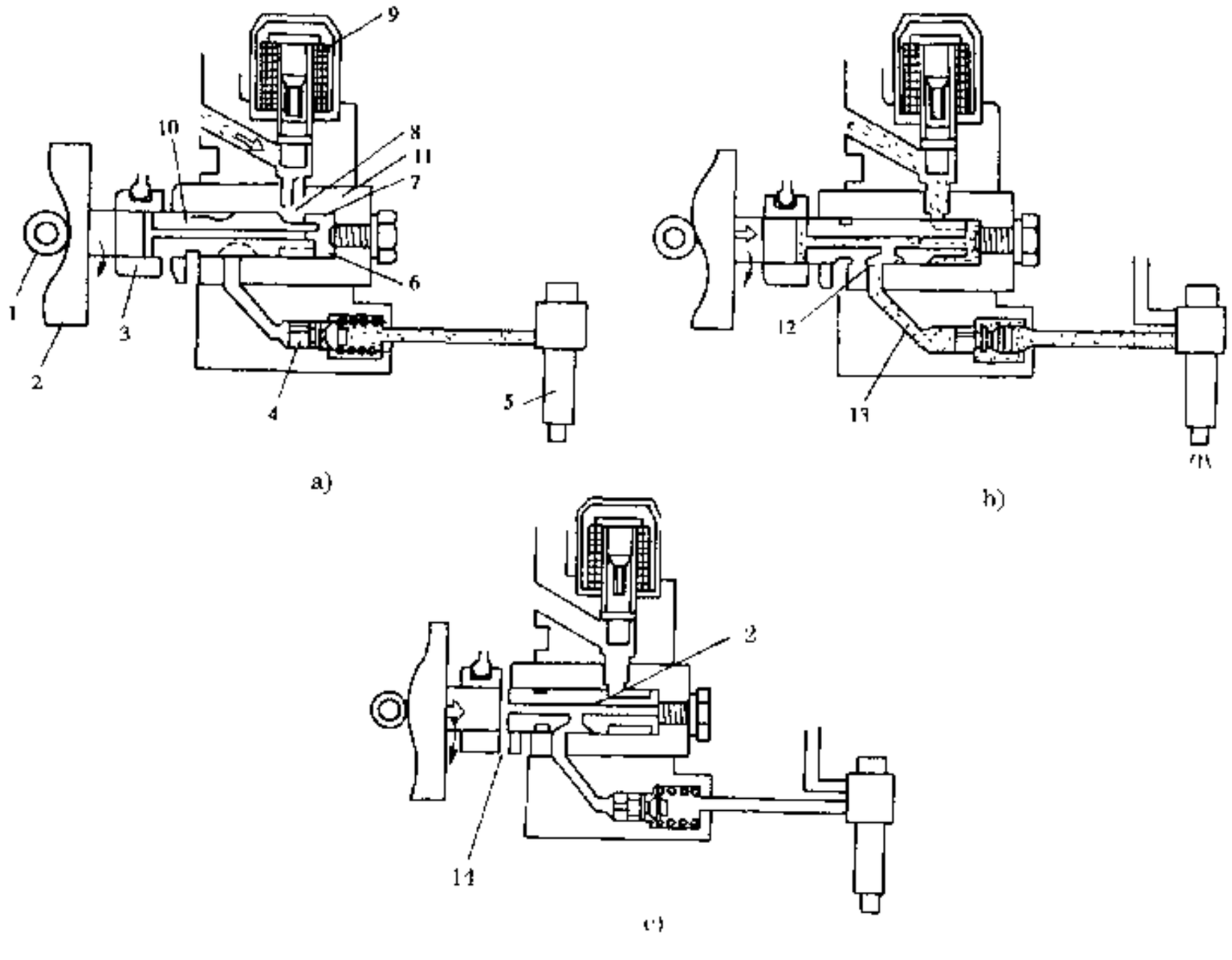


图 3-10-32 LDA 装置

1-膜片；2-弹簧；3-调节齿圈；4-调节销导向部分；5-调节销锥体；6-传动销；7-止动杆；8-轴



a)　　b)　　c)

图 3-10-33 分配式喷油泵的工作过程

a)进油过程；b)泵油与配油过程；c)供油结束

1-滚轮；2-端面凸轮；3-控制套；4 出油阀；5-喷油器；6 压油腔；7-进油槽；8-分配套；9-进油孔；10-电磁阀；11-柱塞；12-配油槽；13-分配油路；14-溢油口

汽车论坛 http://www.qclt.com

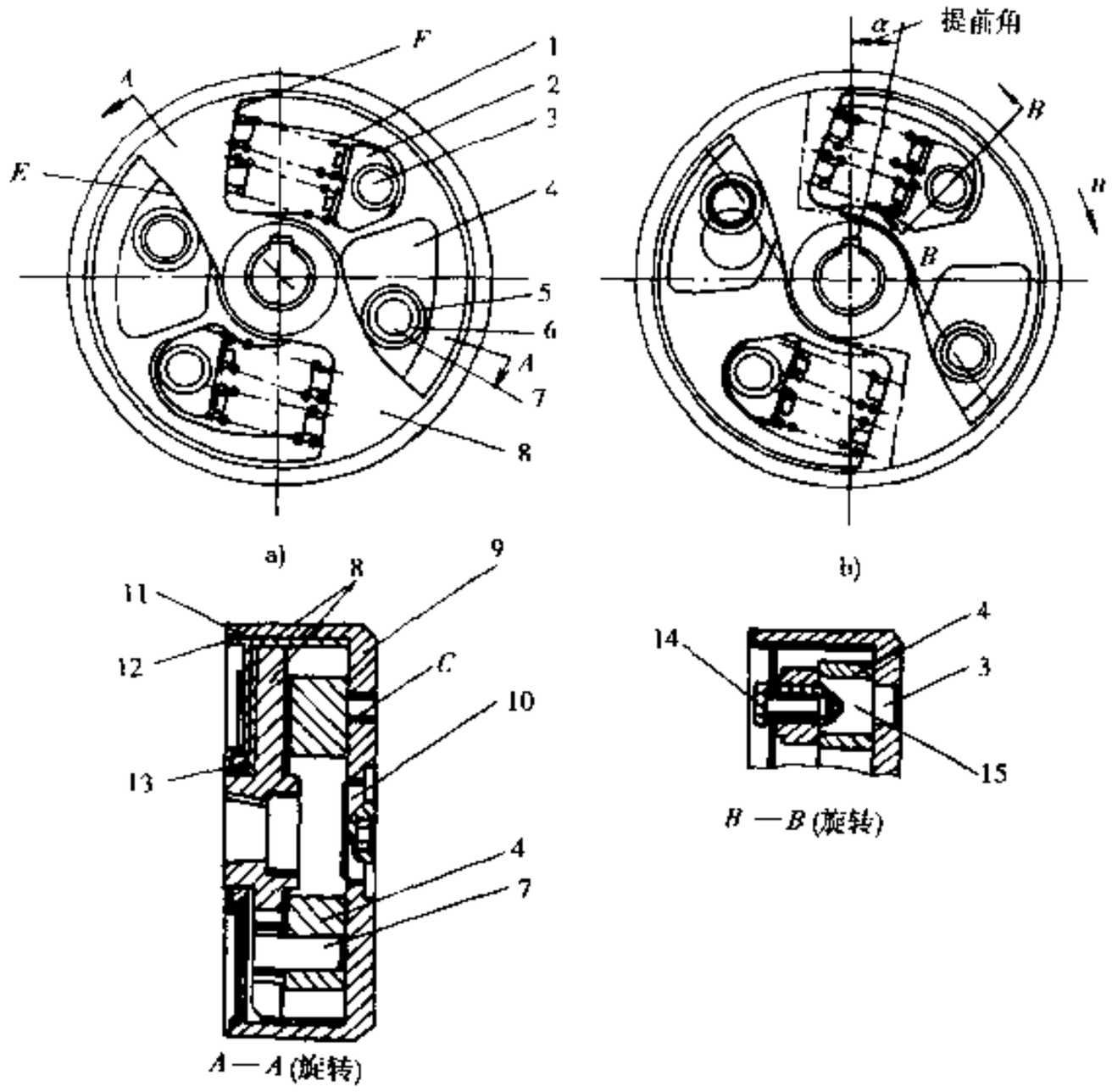


图 3-10-34 喷油提前角调节器的结构

a) 静止状态；b) 提前状态

1-弹簧；2-弹簧座；3-主动盘销钉；4-飞块；5-滚轮；6-滚轮内座圈；7-飞块销钉；8-筒状从动盘；9-驱动盘；10-螺塞；11-壳体密封圈；12-调节器盖；13-油封弹簧；14-螺钉；15-螺钉孔

后，柱塞的中心油道的一个出油孔和分配套的一个出油孔相通，燃油就进入喷油器。由于柱塞不断的往复和旋转运动，同时完成了燃油的加压和分配。柱塞每转一圈，就可以向柴油机所有气缸各供油一次。

c. 供油结束

如图 3-10-33c) 所示，柱塞向上止点移动到其泄油孔与控制套溢油口相通时，高压油管的内腔与喷油泵内腔相通，喷油终止。

d. 供油量调节原理

供油过程中，柱塞从下止点位置移动到上止点位置时，柱塞所移动的距离称为柱塞的全行程，其大小取决于端面凸轮的升程。柱塞从下止点上行到使进油口完全关闭时，柱塞所移动的距离称为柱塞的预行程。从出油阀开启到控制套筒将柱塞溢油口打开回油时，柱塞所移动的距离称为柱塞的有效行程。控制喷油量的机构是附设在泵体内的调速器（图 3-10-31）。加速踏板通过调速器杠杆机构的张紧杠杆 3 使控制套 5 移动时，由于改变了柱塞上的溢油口与壳体油腔相通的时刻，从而改变了供油结束的时刻，因而改变了柱塞实际供油的有效行程，实现分配泵供油量的调节。

e. 发动机起动

电磁阀通电后，燃油便可进入压油腔内。起动时，调速器（图 3-10-31）滑套 2 位于离心块 8 闭合的位置，调速弹簧 1 推动起动杠杆 4 使控制套 5 处于最右端位置，使柱塞的整个行程成为有效供油行程，实现起动加浓。

f. 防止柴油机逆转

当柴油机逆转时，柱塞下降时进油口打开，压油腔与进油道相通，燃油不能被压缩，从而防止柴油机

汽车论坛 http://www.qclt.com

的逆转。

3）供油提前角调节器

对于柴油机，不同工况的最佳喷油提前角是不同的。汽车柴油机的工作转速和负荷变化范围比较宽，相应的最佳喷油提前角变化也较大。为此，多装有供油提前角调节器，使喷油定时随转速的增加而提前。

直列柱塞式喷油泵上多采用机械式供油提前角调节器。图 3-10-34 所示为一种离心式供油提前角调节器。它装在联轴器和喷油泵之间，内部装有飞块与弹簧。驱动盘 9 在喷油泵旋转时带动飞块 4 旋转，且在离心力的作用下向外摆动，直到弹簧 1 的弹力与飞块的离心力相平衡为止。当柴油机转速升高时，飞块的活动端进一步向外张开，从动盘 8 相对于驱动盘转过一定的角度，使得喷油提前角相应增大。反之，当转速降低时，喷油提前角相应减小。喷油提前角在 10°范围内变化。

分配式喷油泵的供油提前角调节器装在喷油泵内，其结构如图 3-10-35 所示。它依据泵内输油泵输出的燃油压力起作用，当然也受到压力控制阀的控制。其随转速的变化特性取决于喷油泵腔内的压力与调节活塞 7、弹簧 9 弹力的平衡关系。活塞 7 通过传动销 4 与滚轮架 2 连接，使其的往复运动转化为滚轮架的旋转运动。当柴油机转速增加时，分配泵内输油泵的供油压力随之增加，从而使活塞 7 朝着压缩弹簧的方向移动，使喷油提前。

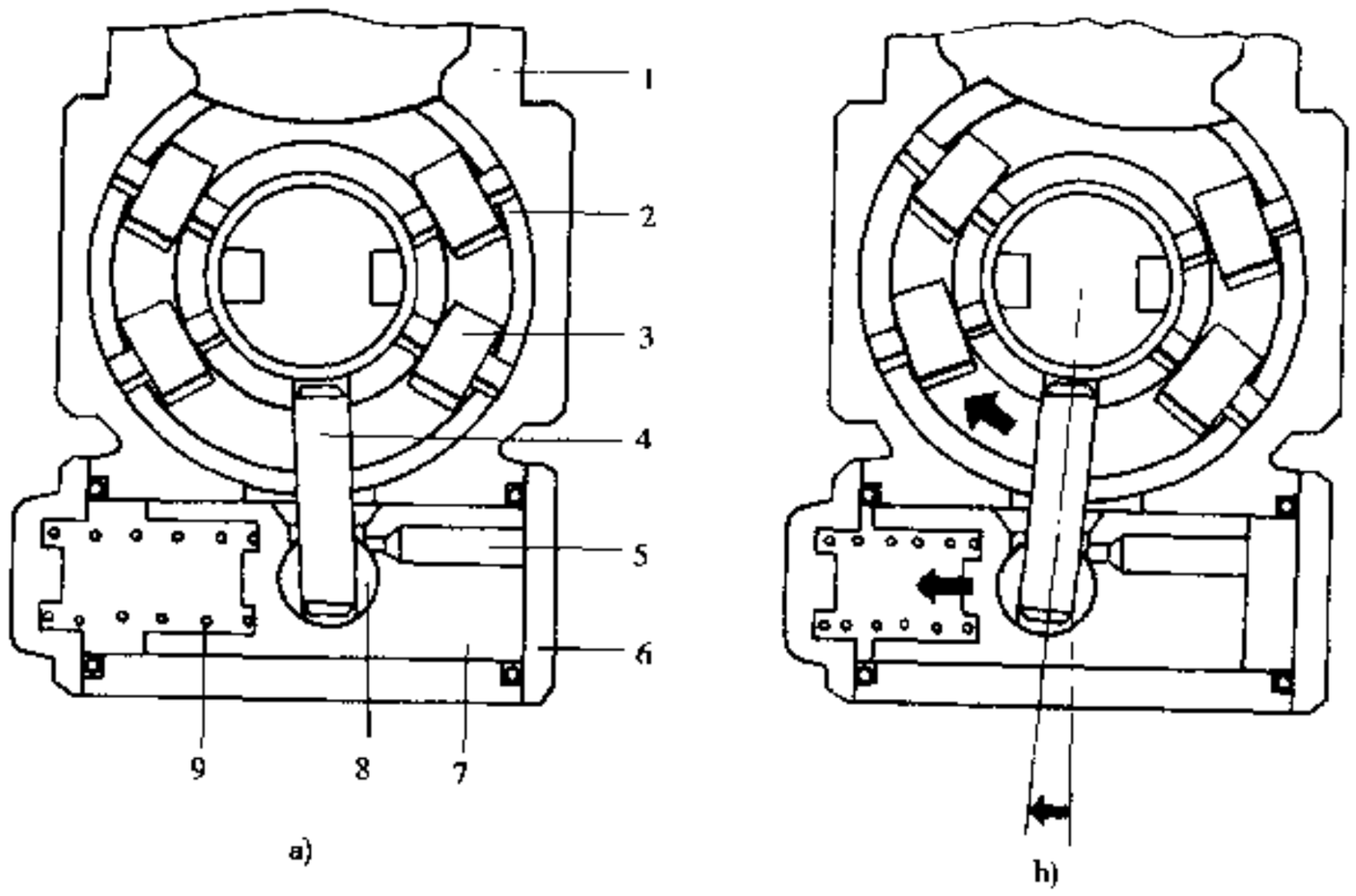


图 3-10-35 转子分配泵的供油提前角调节器工作原理

a)不提前时；b)提前时

1-泵体；2-滚轮架；3-滚轮；4-转动销；5-压力油孔；6-盖板；7-定时调节活塞；8-滑动块；9-定时调节弹簧

4）调速器

调速器根据柴油机外界负荷的变化，通过改变喷油量自动控制柴油机的转速和转矩，确保柴油机稳定运转。按照工作原理调速器分为机械式、液力式、气力式和电子式等。按照起作用的转速范围可分为单极、两极和全程调速器等。两极式调速器一般在柴油机怠速和额定转速下起作用，以使怠速工作稳定和防止高速时“飞车”，而在中间转速由加速踏板控制。全程式调速器在柴油机全部工作转速范围内均起作用，用于负荷变化大而工作转速范围宽广的载货汽车。

在汽车柴油机上应用最多是机械式调速器，它与喷油泵连接在一起，由喷油泵凸轮轴驱动，利用飞块的离心力与调速器弹簧力的平衡来实现调速作用。

调速器的调速特性是指喷油泵供油调节杆的位置随着转速变化的规律。喷油泵的调速特性与柴油机的调速特性相对应。图 3-10-36、图 3-10-37 分别为两极和全程调速器的柴油机的调速特性，图中曲线上的数字对应不同的供油调节杆位置。

调速器主体结构由转速感应元件、可调的离心力平衡机构和杆杆机构组成。感应元件通过离心力来感

汽车论坛 http://www.qclt.com

应转速的变化　负荷减小，转速增加时离心力增大，离心力的轴向分力推动供油调节杆减小供油量。反之增加供油量。调速弹簧力决定了调速器起作用的转速。

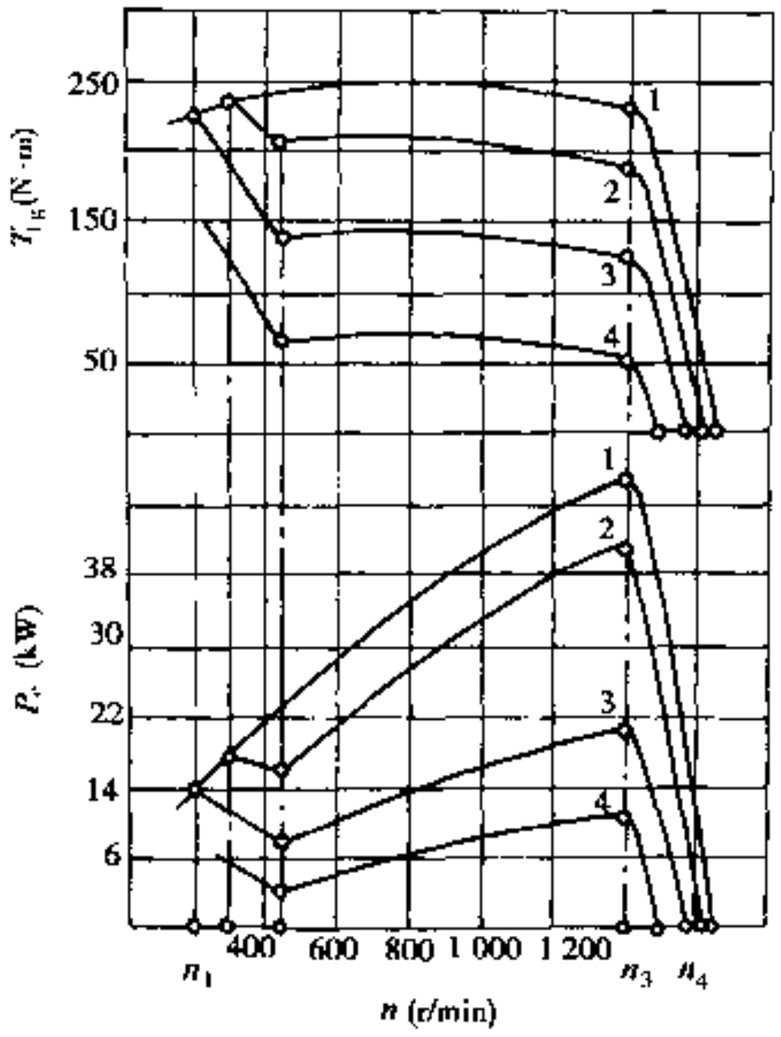


图 3-10-36　带两极调速器的柴油机特性

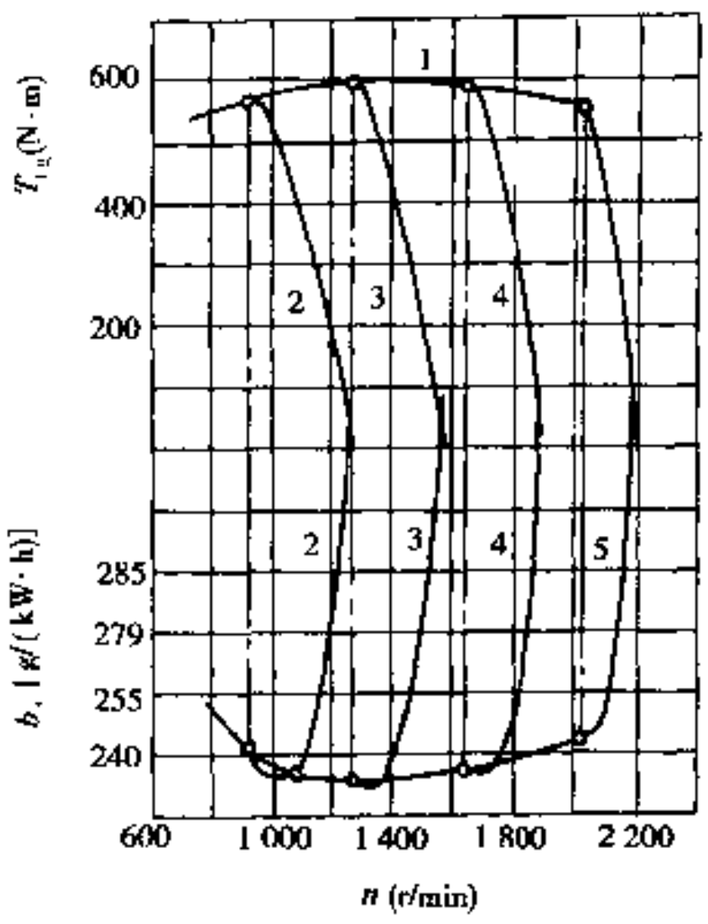


图 3-10-37　带全速调速器的柴油机特性

直列式柱塞喷油泵调速器的结构如图 3-10-38、图 3-10-39 所示，表 3-10-8 列出几种常用的机械调速器主要参数。

表 3-10-8　几种常用的机械调速器主要参数

调速器型号	配套喷油泵	调速类型	使用转速范围 (r/min)	调速器主要参数		调速率（%）
				飞锤质量×数量	调速弹簧刚度（N/mm）	
RQ	A、B、P	两速	200～1500	530g×2	15.6	4～8
RSV	M、A、P	全速	200～2400	138g×2	48.1	4
RSVD	A、AD、P	全速、两速	200～2400	320g×2	71.0	4
RAD	A、AD、P	两速	200～2400	370g×2	98.0	4
RFD	A、AD、P	两速、全速	200～2400	400g×2	137.3	4

分配式喷油泵一般内部装有全程调速器，参见图 3-10-31。

3.10.7.3　喷油器

喷油器的作用是把燃油以足够高的压力从小孔喷出，雾化成细小的油滴，并将它们尽可能均匀地分布在燃烧室中，以利于混合气的形成和燃烧。在喷油结束时，应能迅速地断油，避免滴漏。喷油器不仅影响燃油雾化质量、喷注贯穿距离和分布，而且影响喷油压力、喷油始点、喷油延续时间、喷油速率等。因此，对柴油机的燃烧有重要影响。

喷油器分为开式和闭式两大类。目前使用最广泛的是液力控制针阀运动的闭式喷油器。闭式喷油器主要类型有轴针式和孔式，一般由喷油嘴偶件（针阀和针阀体）、调压弹簧和喷油器体等组成。针阀的开启压力通过改变调压弹簧的预紧力加以调整。轴针式喷油器多用于涡流室和预燃室式柴油机，其头部有一轴针针阀伸出针阀体的喷孔外，针阀开启后，燃油从喷孔和轴针之间的环形间隙中喷出，呈中空的圆锥形喷注。改变轴针头部的形状，即可改变喷雾锥角的大小和喷嘴的流量特性。喷孔直径一般在 1～3mm 范围内，喷油压力为 10～13MPa。

汽车论坛 http://www.qclt.com

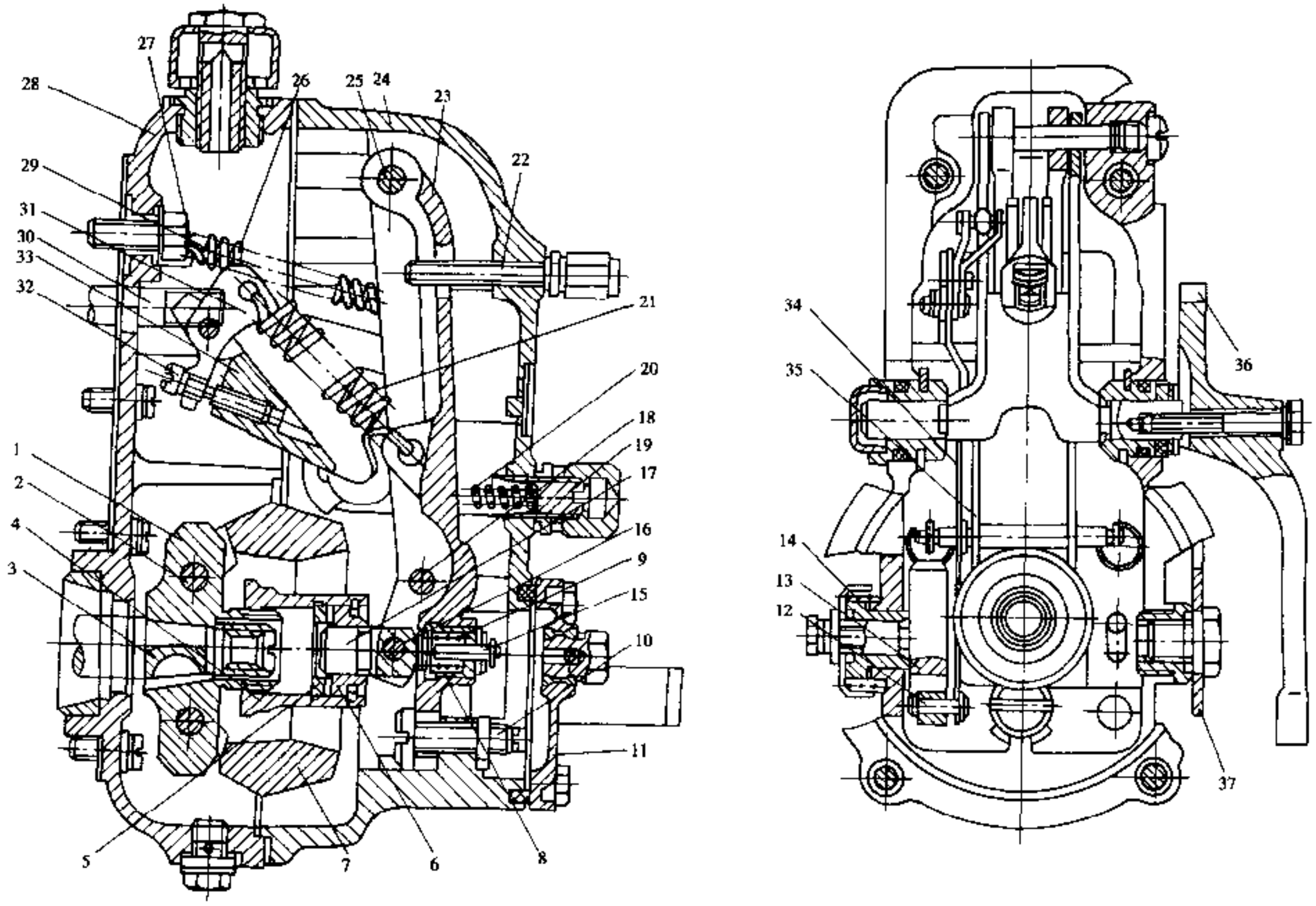


图 3-10-38　A 型泵调速器剖面图

1-飞锤支架；2-飞锤销；3-喷油泵轴；4-调速套筒；5-垫块；6-连接盘；7-飞锤；8-校正弹簧；9-调整垫片；10-油量限位螺钉；11-检视孔盖；12-销钉；13-拨叉；14-复位弹簧；15-顶杆；16-轴销；17-丁字架；18-小轴；19-弹簧座；20-怠速弹簧；21-调速弹簧；22-停车挡钉；23-调速杠杆；24-后盖；25-轴销；26-起动弹簧；27-弹簧挂片；28-前壳；29-螺钉；30-供油调节杆；31-弹簧挂耳；32-调整螺钉；33-弹簧摇臂；34-浮动杆；35-支持杆；36-调速手柄；37-停车手柄

汽车论坛 http://www.qclt.com

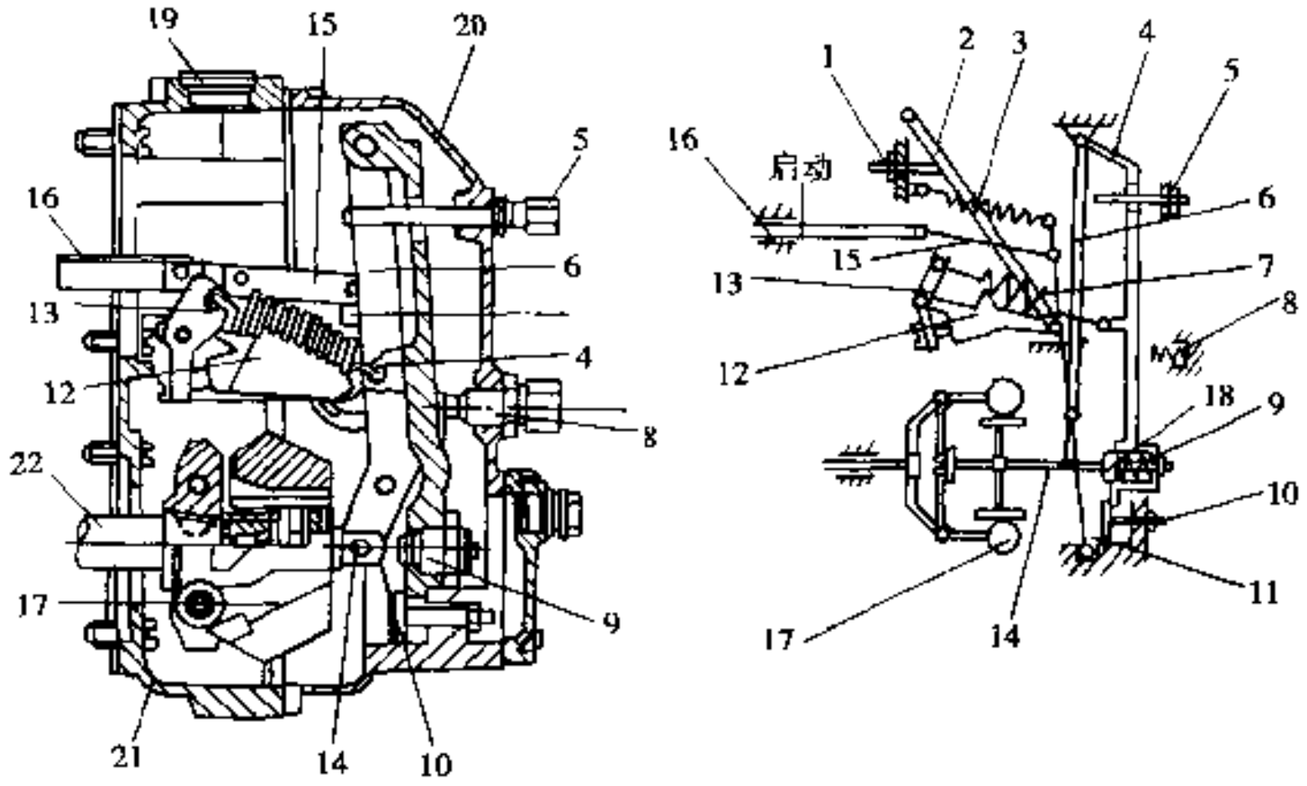


图 3-10-39 RSV 飞块式调速器

1-高速限位螺钉;2-油门操纵杆;3-启动弹簧;4-杠杆;5-停机和怠速调整螺钉;6-导动杠杆;7-调速弹簧;8-怠速稳定弹簧;9-校正弹簧;10-全负荷供油限位螺钉;11-调速杠杆;12-摆臂;13-摇臂杆;14-移动销;15-连接杆;16-供油调节齿杆;17-飞锤;18-校正杠杆;19-螺塞;20-调速器盖;21-壳体;22-凸轮轴

孔式喷油器主要用于直喷式柴油机，结构如图 3-10-40 所示。喷嘴的头部细长，针阀的导向部分远离燃烧室的高温区，喷射出几束锥角不大、贯穿距离大的喷注。一般喷油孔的数目为 2～7 个，喷孔直径为 0.2～0.5mm，针阀升程为 0.2～0.4mm，开启压力为 20～30MPa。喷孔的数目、方向和直径取决于燃烧室对喷雾质量的要求及喷油嘴在燃烧室内的位置。

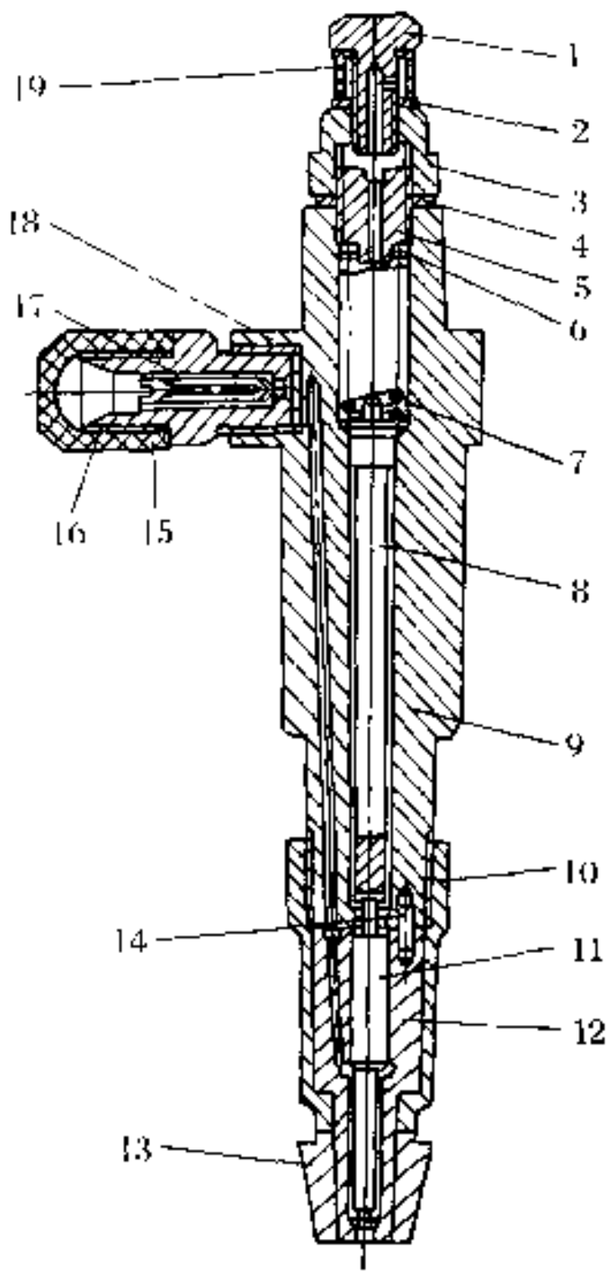


图 3-10-40 孔式喷油器

1-回油管螺栓;2-衬垫;3-调压螺钉护帽;4-垫圈;5-调压螺钉;6-垫圈;7-调压弹簧;8-顶杆;9-喷油器体;10-螺套;11-针阀;12-针阀体;13-铜锥体;14-定位销;15-护盖;16-进油接头;17-滤芯;18-衬垫;19-胶木护套

孔式和轴针式喷油器的响应特性受到针阀、弹簧、顶杆等运动件惯性质量的影响。减小惯性质量可降低针阀落座响声，缩短喷油延续时间。另外，为了降低 HC 排放，应尽可能降低喷油嘴的压力室容积。如图 3-10-41 所示，图中 a 的压力室容积最小。为了实现先缓后急的燃料喷射，以降低柴油机的噪声，双弹簧喷油器（针阀先上升 H_1，再上升 H_2）（图 3-10-42）得到了应用。

喷油器的喷雾特性即喷注的分散度、贯穿距离和油滴直径分布等对发动机的性能有很大影响。喷入燃烧室的燃油变成细小的油滴。由于喷油压力、喷油速度、燃油和气体介质的物理性质、喷油嘴的结构型式等原因，液态燃油从喷油嘴喷出时呈圆柱形后，逐渐分散成为油滴群，形成圆锥状的喷柱，在喷注的表面产生扰动和空气的摩擦作用，最终被碎裂成为粒度 5～40μm 的油雾。喷油嘴的总有效流通截面积、喷孔直径、喷油压力等对喷雾特性有较大影响。图 3-10-43、图 3-10-44 表示孔式喷嘴的燃油注喷的形状及其浓度分布。喷注的外形几何尺寸可用贯穿距离 L_{sp}、喷雾锥角 γ、

汽车论坛 http://www.qclt.com

喷注宽度 W_{sp} 等几何参数表示。喷注的形状应与燃烧室形状、气体流动和湍流强度相匹配。喷雾应扩散到燃烧室的整个空间，以充分利用空气。

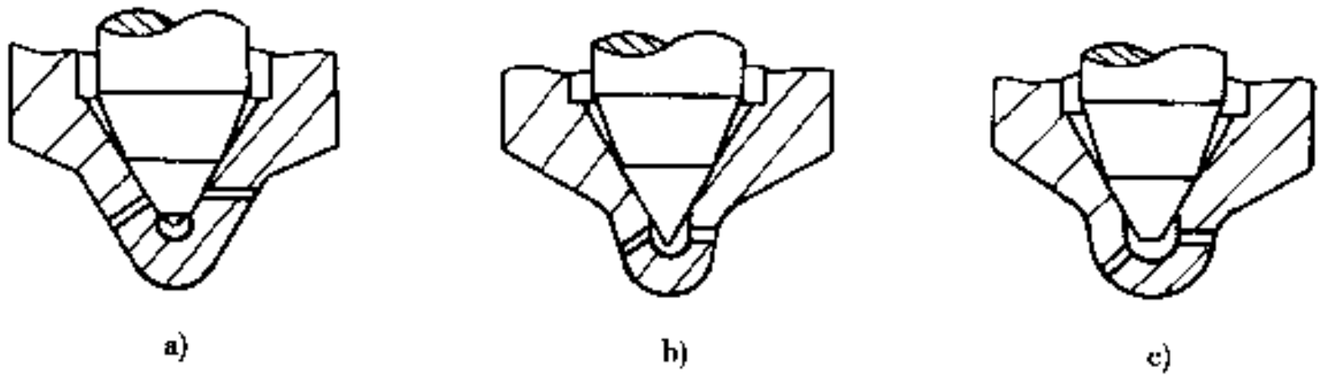


图 3-10-41 多孔喷油嘴的形状

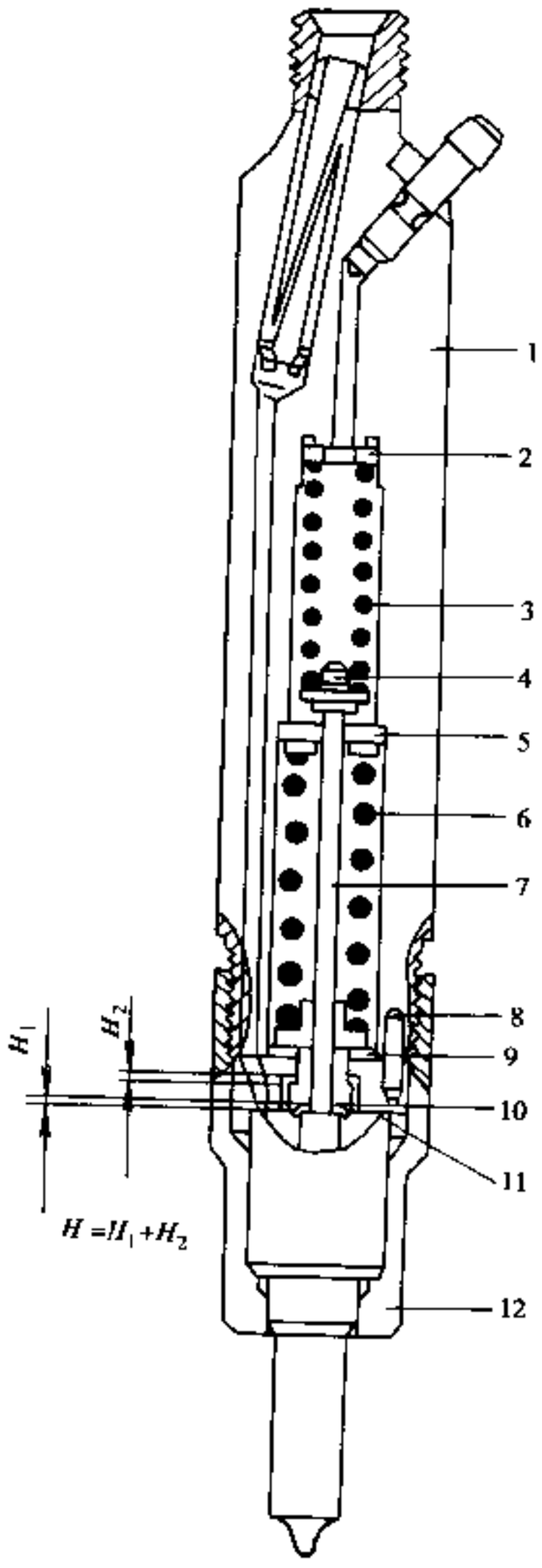


图 3-10-42 双弹簧喷油器结构

1-喷油嘴体；2-垫块；3-一级弹簧；4-一级弹簧压盘；5-导向垫片；6-二级弹簧；7-针阀杆；8-二级弹簧；9-垫片；10-一级升程挡块；11-二级母升程挡块；12-压紧螺

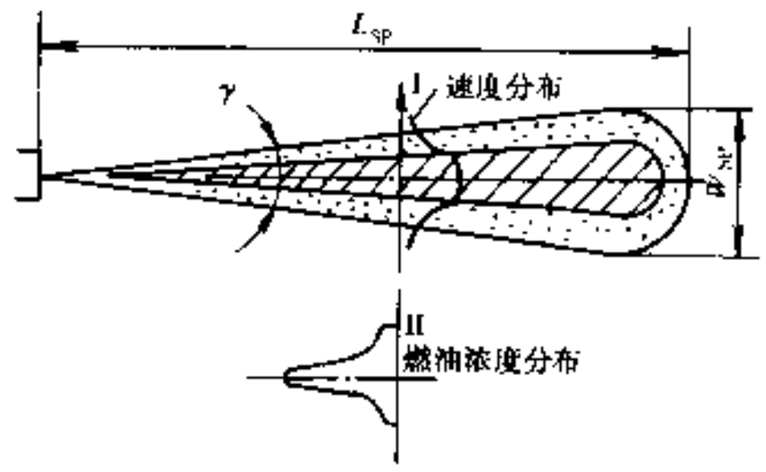


图 3-10-43 喷注的形状

Ⅰ-横断面的速度分布；Ⅱ-横断面的浓度分布

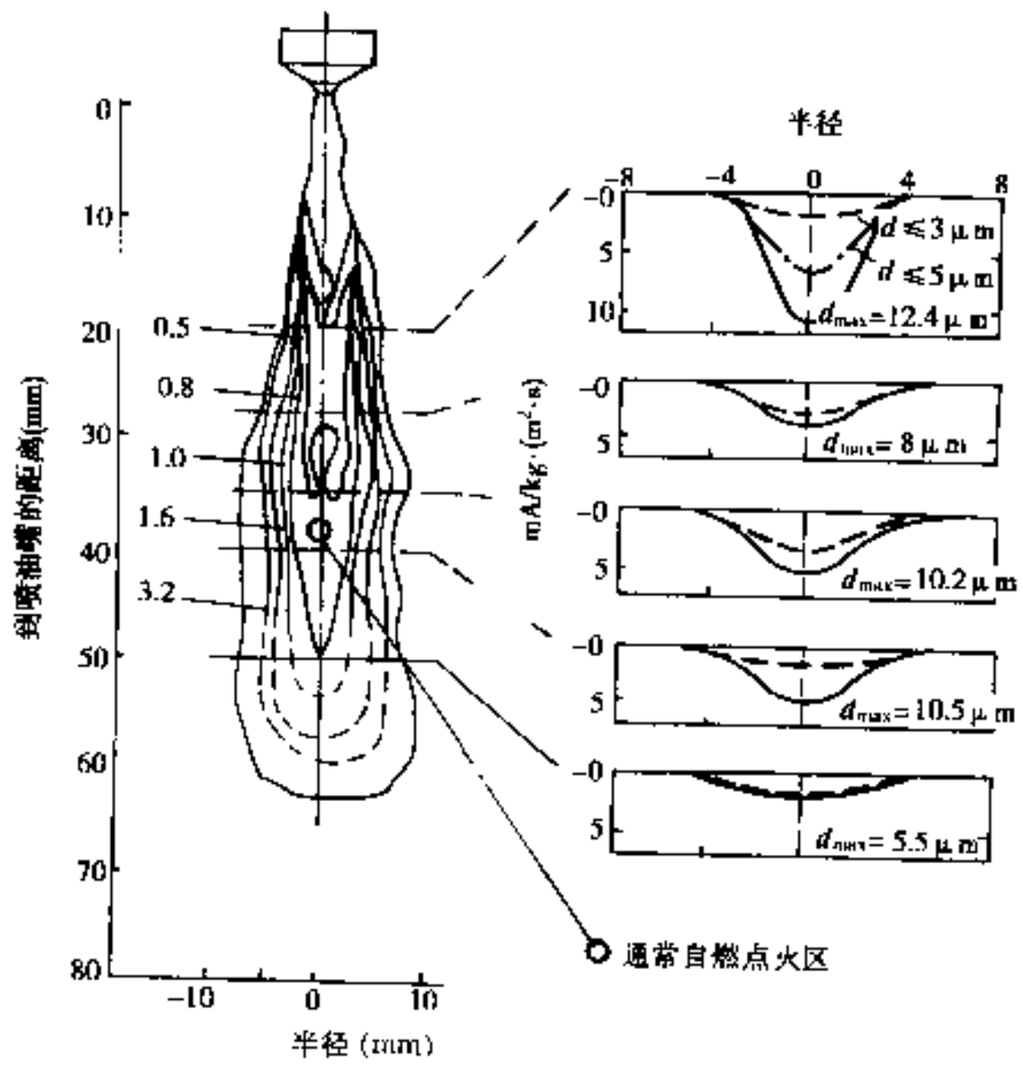


图 3-10-44 柴油机着火时油束中过量空气系数分布和各截面的燃油流量

汽车论坛 http://www.qclt.com

3.10.7.4 高压油管

高压油管安装在喷油泵和喷油器之间，作用是将喷油泵产生的高压燃油输送给喷油器。要求其流动损失小，能够承受 100MPa 以上的高压脉冲振动和载荷，并具有良好的密封性。一般选用特种合金钢制成的厚壁无缝钢管，而且为了减小高压下膨胀变形，其外径是内径的 3 倍以上，内径一般为（1.5～2）mm±0.05mm 选择内径时应使燃油在油管中的平均流速不超过 20m/s，若油管过细，会使燃油流动阻力增大。在一定的压力下，各缸高压油管的流量应控制在一定的范围内，其流量的差值越小越好。

高压油管容积是供油系统高压容积的一部分。如果油管的容积过大，喷油时压力波动增大，喷油延迟时间长，喷油不易迅速终止。为了减小高压容积，应选用较短的高压油管，其长度一般由柴油机的总布置设计决定，并根据需要的最长管路决定管长。各气缸的高压油管通常制成统一的管长，以使各气缸间的喷油时间及波形相同和燃烧进展一致。图 3-10-45 示出了高压油管的长度和内径对喷油规律的影响。

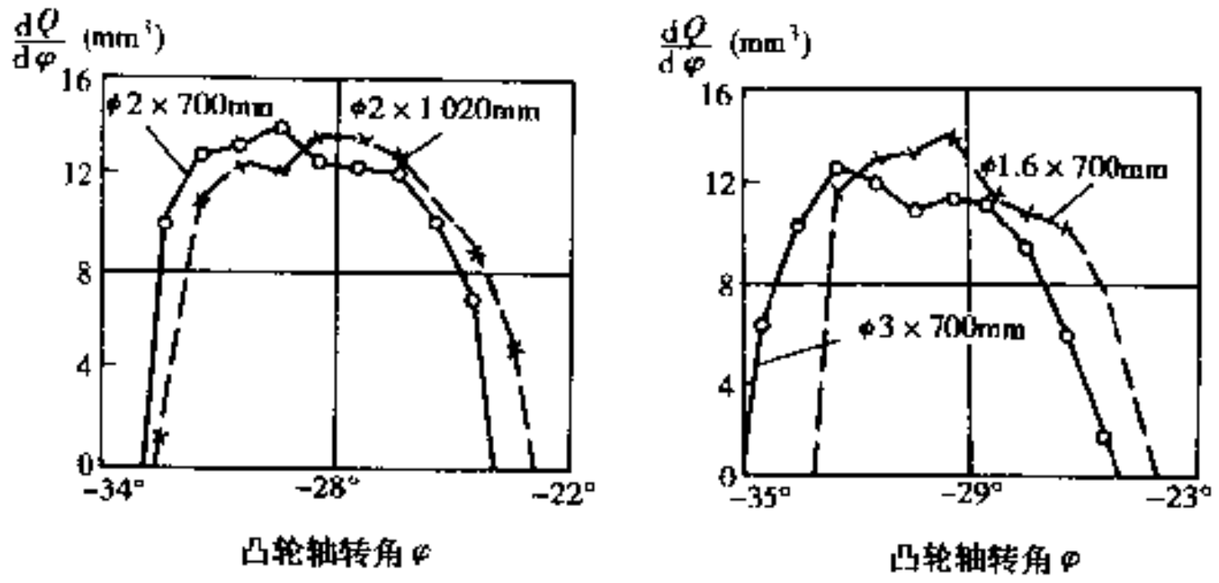


图 3-10-45 高压油管的长度和内径对喷油规律的影响

3.10.7.5 供油系统主要参数的选择

供油系统主要参数的选择，一般先根据柴油机的结构特点、性能参数、工作过程等实际情况进行统计数据的分析比较，并利用理论公式进行估算，最后通过供油系统与柴油机的匹配试验来优选。

首先确定是柴油机额定功率时的循环供油量，然后据此确定保证该循环供油量所需的喷油泵柱塞行程与直径、柱塞的平均速度、喷油器的喷孔等。

1）确定额定功率时的循环供油量

根据柴油机的额定功率和燃油消耗率，确定额定功率时的循环供油量 q：

$$q = 1000 g_e P_e \tau / (120 n i \rho_f) \quad (\text{mm}^3) \tag{3-10-1}$$

式中：P_e——柴油机额定功率，kW；

g_e——额定功率时的燃料消耗率，g/（kW·h）；

τ——冲程数（四冲程柴油机 $\tau=4$，二冲程柴油机 $\tau=2$）；

n——柴油机额定转速，r/min；

i——柴油机气缸数；

ρ_f——燃料的密度，g/cm³。

（2）柱塞的直径与行程

考虑到柴油机可能超负荷运行和喷油泵柱塞偶件长期使用后因磨损使泄漏增加等因素，实际每循环供油量比公式 3-10-1 的计算值加大 25%～30%，即 $q_{cyc}=$（1.25～1.3）q

另外，所选择的喷油泵必须保证实际循环供油量 q_{cyc}（mm³/循环）：

$$q_{cyc} = \pi d^2 h_c \eta_v / 4 \tag{3-10-2}$$

式中：d——喷油泵柱塞直径，mm；

汽车论坛 http://www.qclt.com

h_e ——喷油泵柱塞有效行程，mm；

η_v——喷油泵供油系数。

由此得到 $d = \sqrt{4q_{cyc}/(\pi h_e \eta_v)}$ (3-10-3)

喷油泵供油系数 η_v 是实际循环供油量的体积与喷油泵柱塞几何有效行程的体积之比，它与供油系统的结构和运转因素有关。在额定工况下，η_v 的数值为 0.8～0.85，也可以按经验公式估算：

$$\eta_v = 0.8(d/10)^{0.17} \tag{3-10-4}$$

由于柱塞有效行程影响到喷油泵的供油规律和供油延续时间，它与喷油泵的凸轮型线密切相关，因此柱塞有效行程的选择与凸轮外形设计同时进行。选定的 h_e 应符合给定的喷油延续角，而且它所对应的喷油泵柱塞速度应足够高，一般为 0.8～1.3m/s。为了保证柱塞偶件高寿命，柱塞的最大速度不应超过2m/s，柱塞直径与有效行程之比值 $m = d/h_e$ 一般为 3.0～4.5。柱塞的全行程 h = （3～4.25）h_e，对于增压柴油机，h 值应取上限。

（3）喷油器喷孔直径和喷孔数

喷油器的主要结构参数是喷孔直径和喷孔数，设计时可根据统计数据和经验选择，也可以按理论公式估算，初步确定喷孔尺寸，然后通过柴油机的性能试验最终确定。喷孔总面积 f_n 可由下式计算。

$$f_n = q_{cyc}/(1000\mu vt) \quad (mm^3) \tag{3-10-5}$$

式中：μ——喷孔流量系数，一般 $\mu = 0.7$ 左右；

v——喷孔的平均喷油速度（$v = 200 \sim 300$），m/s；

t——喷油延续时间，s；

$$t = \theta_0/(6n)$$

θ_0——以曲轴转角计的喷油延续角，$\theta_0 = 15° \sim 25°$。

对于轴针式喷嘴，上式中的 f_n 对应于最小的节流截面，喷油平均速度可按下式计算：

$$v = \sqrt{2(p_1 - p_2)}/\rho_f \quad (m/s) \tag{3-10-6}$$

式中：p_1——平均喷油压力，p_1 = （5～10）$\times 10^7$Pa；

p_2——气缸内的气体平均压力，p_2 = （3～6）$\times 10^6$Pa；

ρ_f——燃油的密度，kg/m^3。

根据燃烧室的结构要求选定喷孔数目 z 以后，即可按下式计算喷孔的直径。

$$d_n = \sqrt{4f_n/(\pi z)} \quad (mm) \tag{3-10-7}$$

喷油器的喷孔数目、喷孔直径、喷孔总面积、喷油器的喷射角度等要与燃烧室和气流运动相匹配，最后根据柴油机性能试验优选。

3.10.7.6 泵喷嘴

泵喷嘴是将喷油泵和喷油器做成一体的供油装置。由于取消了高压油管，减小了柱塞与喷油器之间的高压容积，能够消除高压油管内所形成的压力波和减少燃油的可压缩性对喷油过程的影响，不易产生异常喷射，可以得到接近于设计凸轮型线规定的供油规律，燃料的压力可以达到 180MPa 左右，并缩短了燃料的喷射时间，提高了怠速和低负荷时的燃料喷射的稳定性。喷雾油滴的绍特平均直径可降到 10μm 左右，进一步改善混合气形成与燃烧过程，可使柴油机的微粒和 HC 排放得到较大改善。

泵喷嘴直接安装在气缸盖上，由凸轮轴驱动。采用泵喷嘴的柴油机，由于在气缸盖上产生的压力较大，对气缸套和气缸盖的刚度要求很高，另外喷油泵的凸轮和曲轴的距离较远，对传动系统的刚度要求也很高。泵喷嘴占用气缸盖的空间较大，增大了气缸盖高度，并给气门特别是四气门柴油机的气门布置带来一定的困难。

目前汽车上主要有美国通用汽车公司和康明斯公司等采用泵喷嘴。图 3-10-46 为一种泵喷嘴的结构，它具有升压、喷射、精确计量及完全雾化等功能。其喷油泵与直列柱塞式喷油泵基本相同，喷油量的控制

汽车论坛 http://www.qclt.com

方法也相似。

3.10.7.7 柴油机供油系统的发展

随着电子和计算机技术的发展，电控技术在发动机上的应用越来越广泛。电控供油系统是电控柴油机的核心部分，它通常由传感器、控制单元 ECU 和执行器等三部分组成（图 3-10-48）。柴油机上使用的传感器主要有转速、凸轮轴转角信号、油门拉杆位移、加速踏板、喷油提前角、温度、压力传感器等，其作用是实时检测柴油机与汽车的运行状态和环境条件，并输送到 ECU 中。ECU 的核心一般为单片微机系统 CPU，同时包括输入、输出通道接口电路等。ECU 通过系统软件，负责信息的采集、处理、计算、执行，根据贮存的柴油机最佳脉谱来计算出适合于柴油机工作条件的控制量，并将运行的结果作为指令输出到执行器。另外，还具有通讯的功能，既和其他的控制系统进行数据传输和交换，同时考虑到汽车其他系统的实时情况，适当修改喷油系统的执行指令。执行器根据 ECU 送来的执行指令，调节喷油量和喷油定时等的相应机构，从而调节柴油机的最佳运行状态。

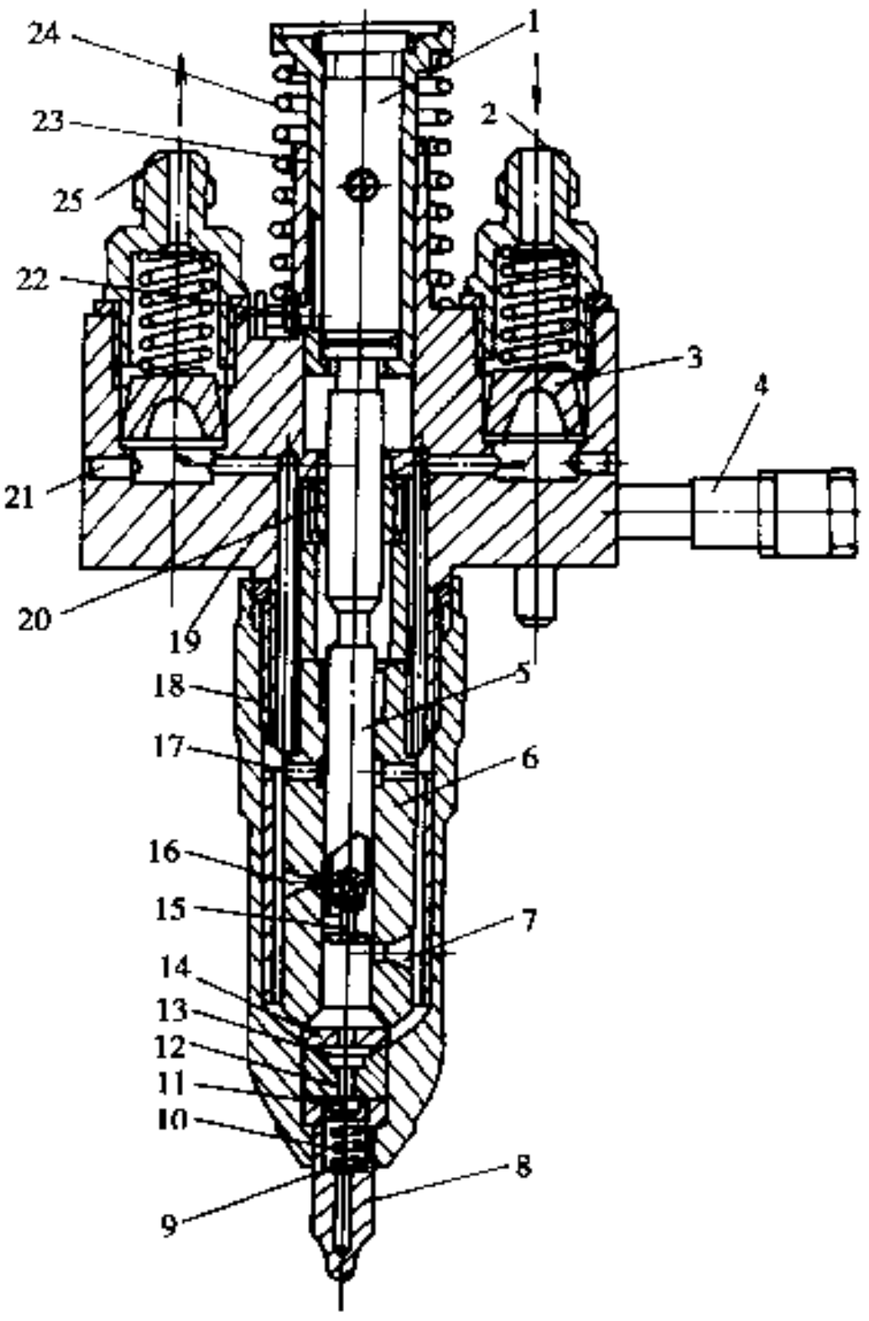


图 3-10-46 泵喷嘴

1-挺杆；2-进油阀；3-滤清器；4-调节齿杆；5-柱塞；6-柱塞套筒；7-柱塞套回油孔；8-喷油嘴；9-喷油嘴弹簧下座；10-喷油嘴弹簧；11-控制阀；12-控制阀座；13-三角薄片阀（止回阀）；14-止回阀座；15-柱塞中孔；16-柱塞套进油孔；17-润滑油孔；18-压紧螺套；19-油泵壳体；20-调节齿圈；21-拆装销孔；22-限止销；23-挺柱套；24-挺柱弹簧；25-回油孔

电子控制的转子分配泵，能够精确地按照发动机脉谱优化和控制喷油量及定时，并能根据燃油温度进行校正，可更充分地满足发动机的性能需要。图 3-10-47 为电控的转子分配泵简图，其控制套筒的位置由电磁机构驱动，当电磁阀打开时，定时调节活塞上的油压下降，供油定时后移；定时调节活塞上的油压上升，供油定时前移。通过改变电磁阀的开启和关闭的时间比例调节供油定时。

电控直列柱塞喷油泵能够精确地根据柴油机脉谱优化供油控制。其调节齿杆由电磁机构控制（图 3-10-48），断电时复位弹簧将调节齿杆拉向停机位置，切断供油。随着电流的增大，电磁力克服弹簧力，将调节齿杆拉到相应的位置。电磁机构控制电流的大小决定调节齿杆的位置，从而决定喷油量，而电磁机构上的电流，是 ECU 根据汽车和发动机的各种参数的测量和驾驶员的请求，按优化的发动机控制脉谱给出的。美国波许公司的 P7100 型喷油泵、RP39 型喷油泵，日本 D.K.K 公司 TICS 泵等都采用双电控结构（图 3-10-49）。

电控的泵喷嘴如图 3-10-50，其喷油始点和终点都由快速启闭的电磁阀进行控制。电磁阀开启时，泵喷嘴内的油压较低，不足以打开喷油嘴，燃油通过回油孔流出。电磁阀关闭时，凸轮轴驱动柱塞泵产生的高压燃油喷入气缸内。电磁阀是根据发动机脉谱来控制的，可以优化喷油量和喷油定时。与电控汽油机所使用的电磁阀相比，泵喷嘴所使用的电磁阀的要求更高，承受的压力要高 300～500 倍，启闭速度要高 10～20 倍左右。

共轨喷油系统的高压油管是共同的，称为燃油共轨（图 3-10-51），共轨压力可达 150～170MPa。系统的 ECU 根据汽车、发动机的工作状况和其它环境条件，通过一个连续工作的高压油泵，将高压共轨内的燃油压力控制在所需要的水平上，并通过对喷油器上的泄压阀的控制，实现最佳的燃油喷射相位和喷油规律。由于共轨喷油系统的喷油压力不受发动机转速的影响，在低速时，仍能产生很高的喷油压力（图 3-10-52），有助于改善柴油机的低速转矩特性和降低烟度。共轨系统的特点是调节喷油压力、喷油时间、喷油量的自由度较大，提高了控制的精确度。例如通过预喷可降低燃烧噪声，通过后喷可望利用催化剂来降低

汽车论坛 http://www.qclt.com

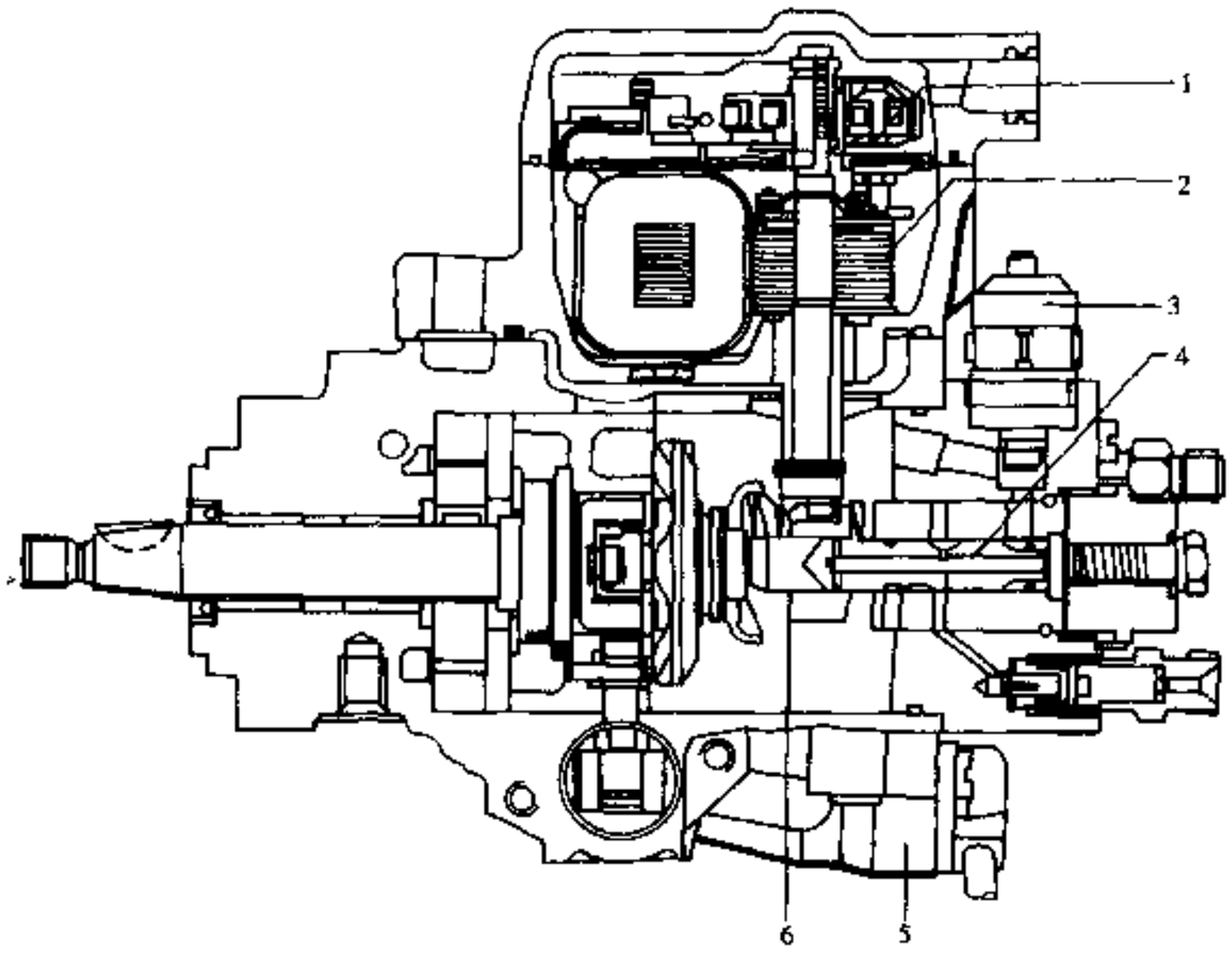


图 3-10-47 电控的转子分配泵简图

1-调节块位移传感器；2-驱动调节块的电磁机构；3-紧急断油的电磁阀；4-柱塞；5-控制供油定时的电磁阀；6-调节块

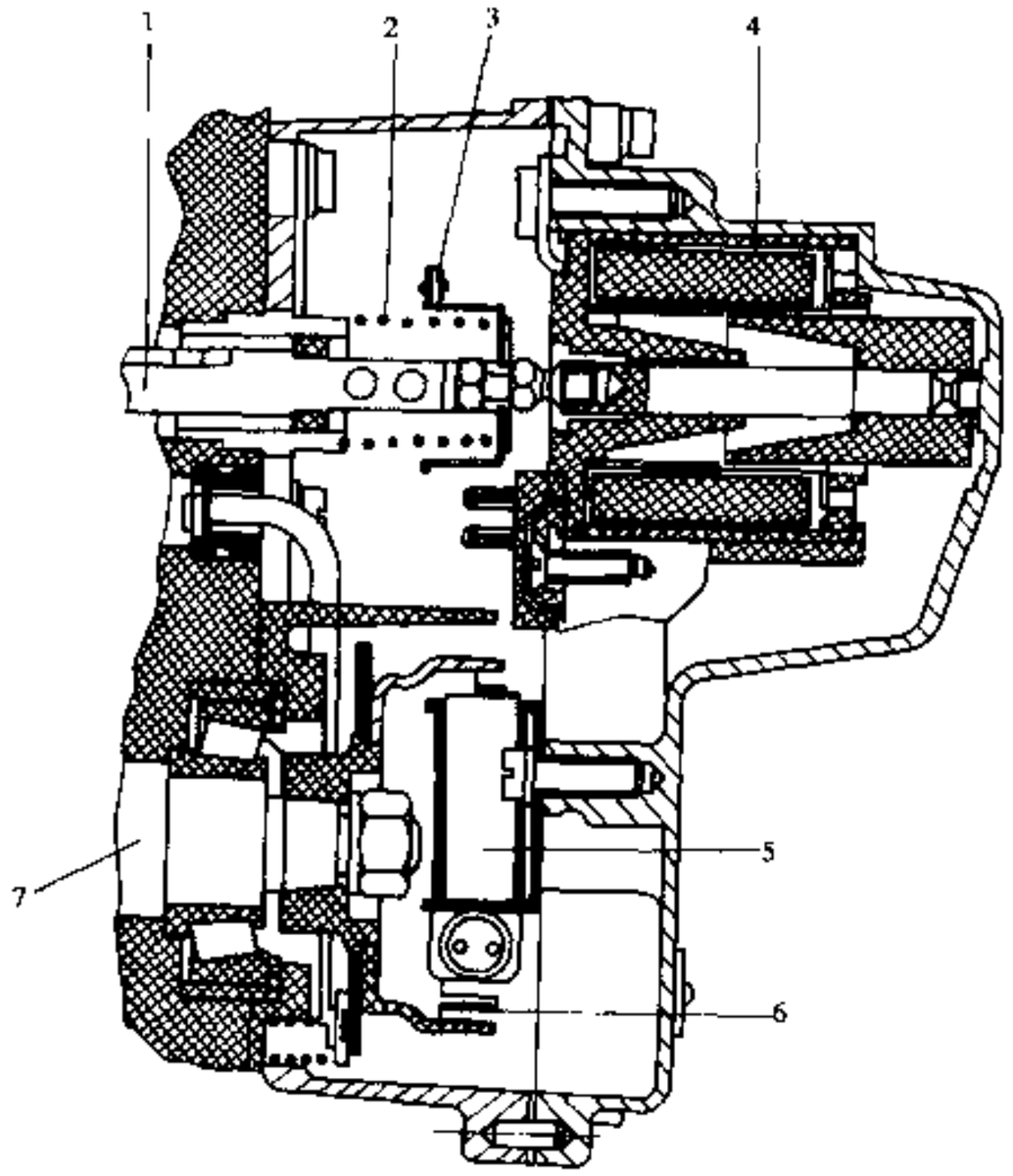


图 3-10-48 电控直列柱塞泵的电磁控制机构简图

1-调节齿条；2-复位弹簧；3-调节齿杆位置传感器；4-线性电磁铁；5-转速传感器；6-转速传感器齿盘；7-凸轮轴

NO_x 排放，具有很大的发展潜力，共轨系统因高压泵结构简单而较其它系统的价格低，且安装位置比较自由。其主要问题是喷油嘴密封不严时高压燃油持续喷入气缸所带来的安全问题。

汽车论坛 http://www.qclt.com

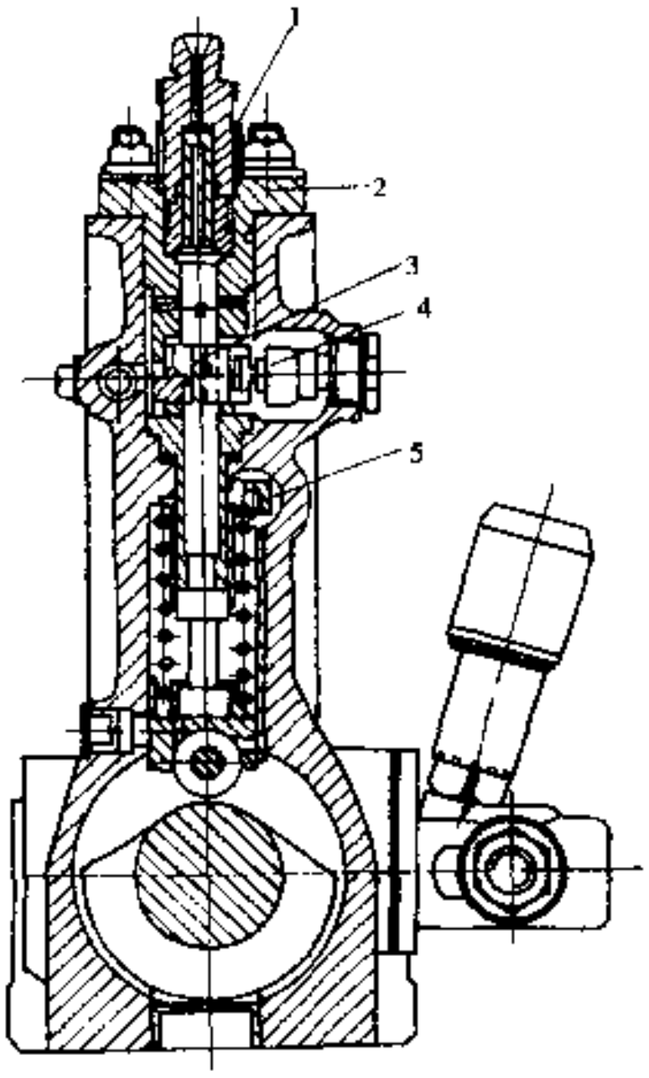


图 3-10-49 采用双电控的直列柱塞式喷油泵

1-等压出油阀；2-整体式法兰件；3-定时套筒；4-供油定时控制齿杆；5-供油量控制齿杆

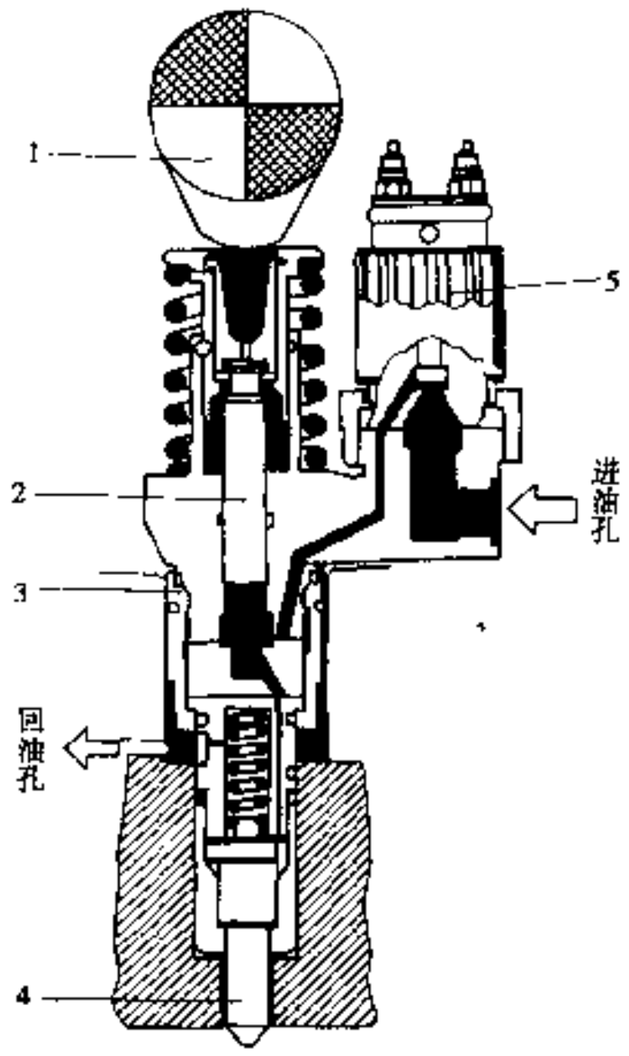


图 3-10-50 电控泵喷嘴结构

1-凸轮；2-柱塞；3-气缸盖；4-喷油嘴；5-电磁阀

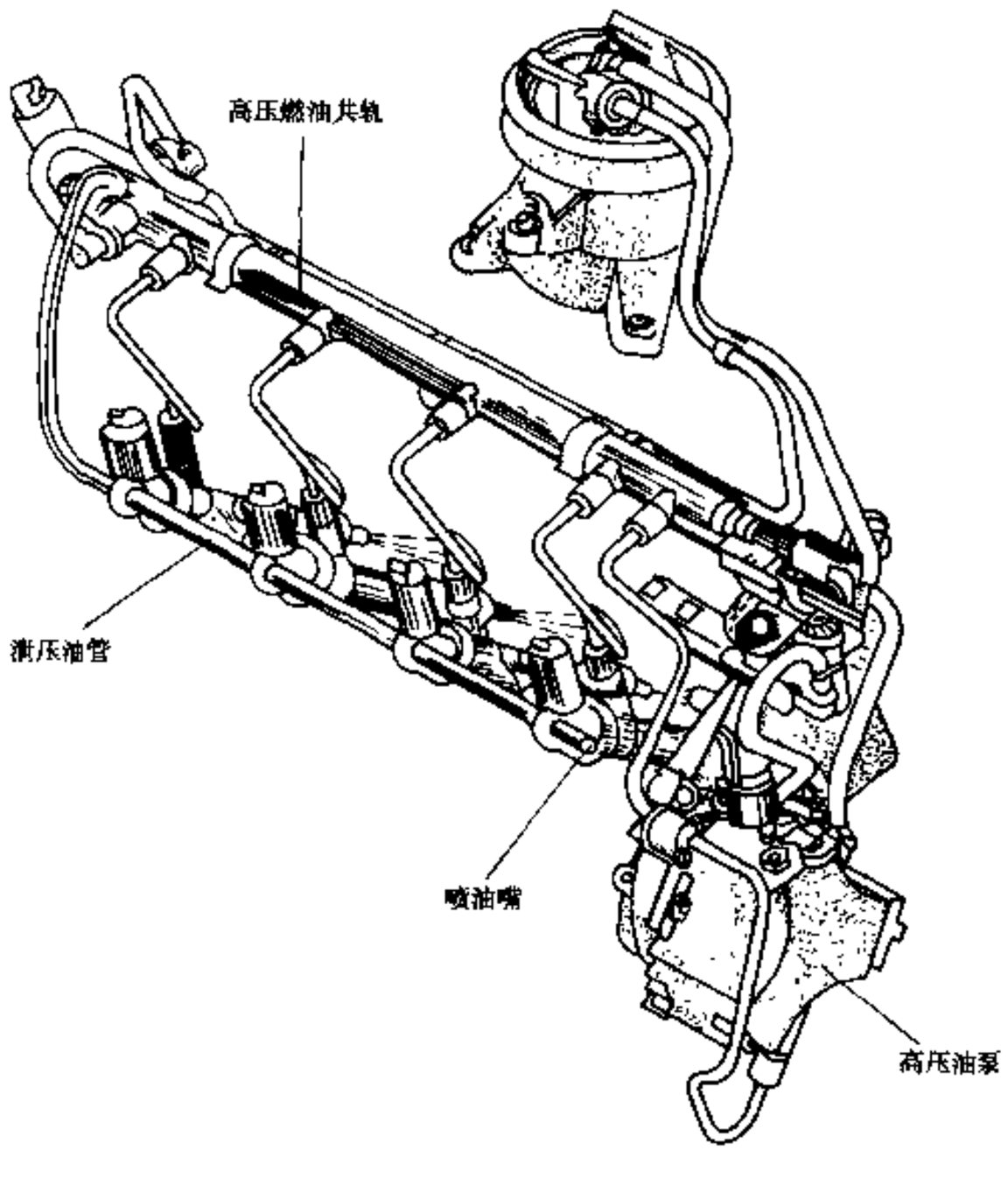


图 3-10-51 共轨喷油系统

汽车论坛 http://www.qclt.com

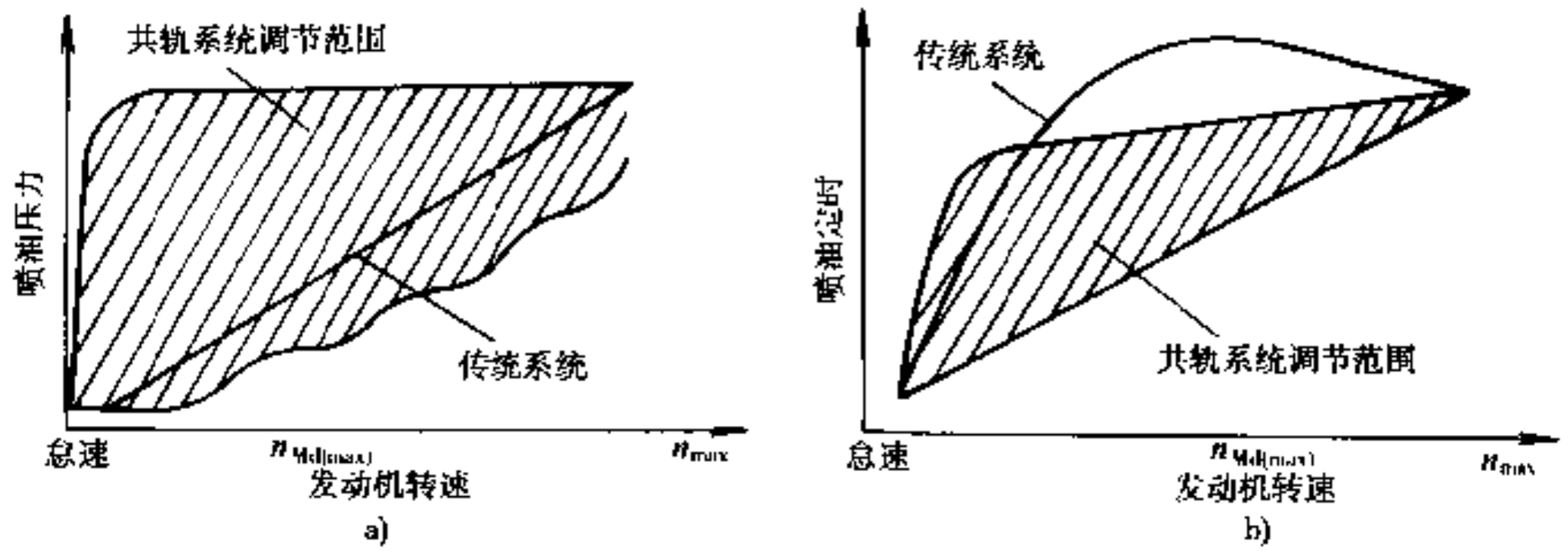


图 3-10-52 共轨喷油系统的特性
a)喷油压力的调节；b)喷油定时的调节

（撰稿人：吴昌林 李玉麟）

3.11 点 火 系 统

3.11.1 概述

点火系统的功能是点燃点燃式发动机燃烧室内的空气和燃料的压缩混合气，它在很大程度上决定了发动机的可靠性、燃料经济性和排放。

点火系统由电流断续、高电压发生、点火时刻控制、配电和火花塞五个部分构成。

（1）高电压发生部分

它是利用由电流断续部分造成的电路过渡过程，以蓄电池和发电机或磁电机为低压电源，将点火线圈初级绕组储存的能量转变成为由次级绕组输出 15 - 35kV 的高压电的装置。电流断续部分可分为触点式和无触点式两种。触点式由断电器接通和断开点火线圈初级电流回路组成。无触点式是用达林顿管接通和断开点火线圈初级电流回路组成。前者在使用过程中要对断电器进行维护，而后者可靠性高，现已广泛使用。

（2）点火时刻控制部分

根据发动机转速和曲轴位置、进气管真空度和冷却水温度等参数，自动将火花塞跳火的时刻（点火时刻）设置在最适宜的时刻的装置。按照结构特点分为机械式点火提前方式和电子式点火提前方式两种。前者由装在分电器内的离心提前机构和真空提前机构组成。后者由传感器和电控模块组成，传感器把曲轴转速和位置、进气管真空度、冷却水温度等变成电信号，并输送给电控模块。电控模块由点火顺序组和点火控制组组成。点火顺序组计算出点火时刻、点火控制组根据已计算好的点火时刻控制晶体管导通、调节点火提前角。

（3）配电部分

是将点火线圈输出的高电压，按点火顺序损失尽量少地连接到相应气缸的火花塞上的装置。

现行的配电方式，有机械式和电子式两种。机械式的配电方式是使用分电器完成的。而电子式是使用晶体管等装置进行配电，该装置也称作无分电器点火系统。

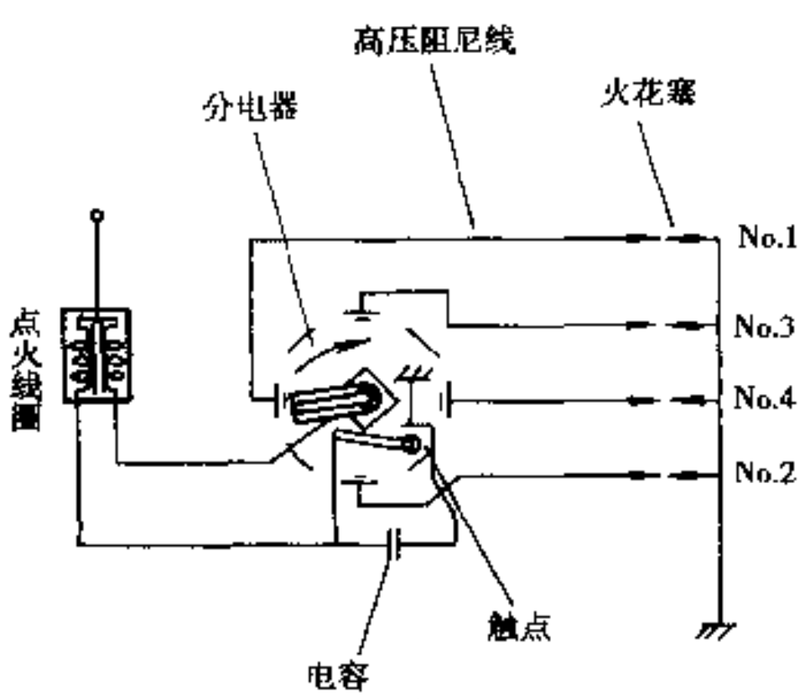
电子式配电系统可分为同时点火方式和独立点火方式两种。同时点火方式，有发动机气缸数一半的晶体管和一个点火线圈。由高压线将点火线圈产生的高压电连接到相应火花塞上，使处在压缩行程和排气行程气缸上的火花塞间隙同时跳火。这个方式缺点是火花塞在排气行程也要跳火，跳火时火花塞侧电极处于负极性，因此火花塞电极易烧蚀。优点是采用的元器件数量少、价格相对低廉。

独立点火方式有和发动机气缸数目相同的点火线圈和晶体管。将点火线圈产生的高压电直接连接到指定的火花塞上，使处在压缩行程上的火花塞间隙跳火。这个方式优点是系统便于电控，能降低点火能量损

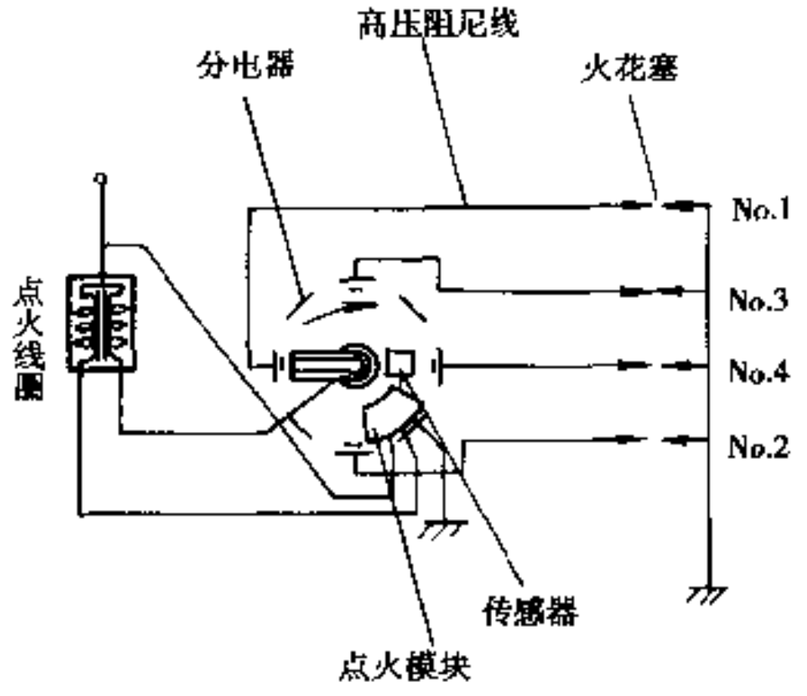
汽车论坛 http://www.qclt.com

耗，减小无线电干扰。缺点是采用的晶体管和点火线圈数量增多，价格相对昂贵。

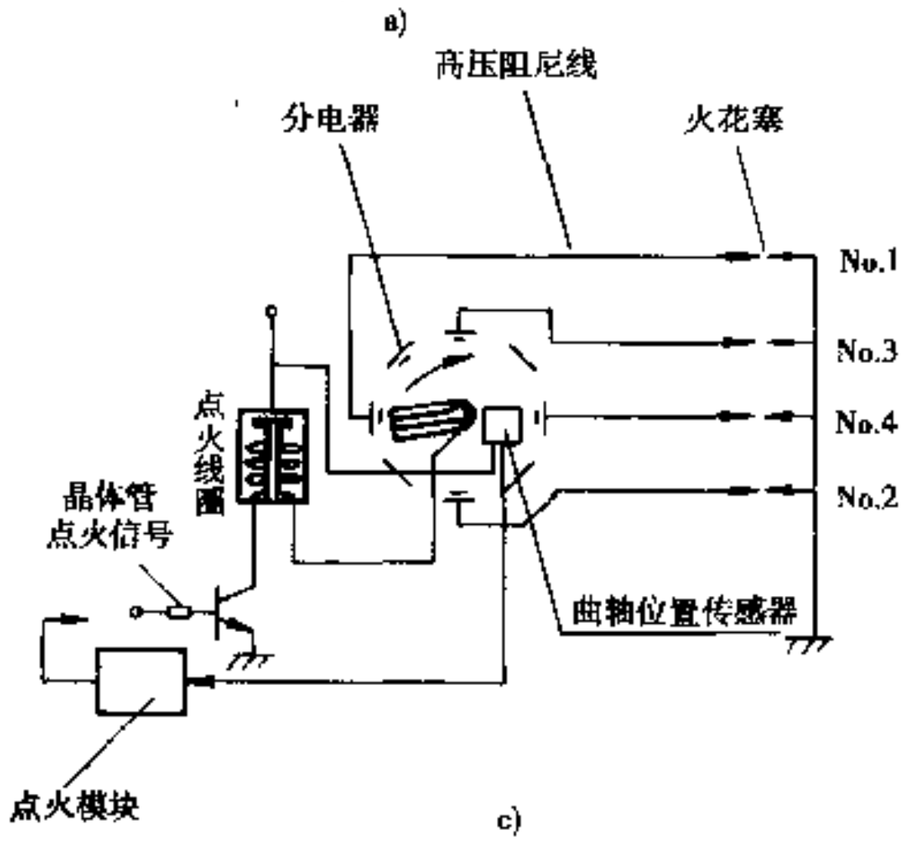
现在实用化的点火系统见表 3-11-1。它们的系统原理图见图 3-11-1。



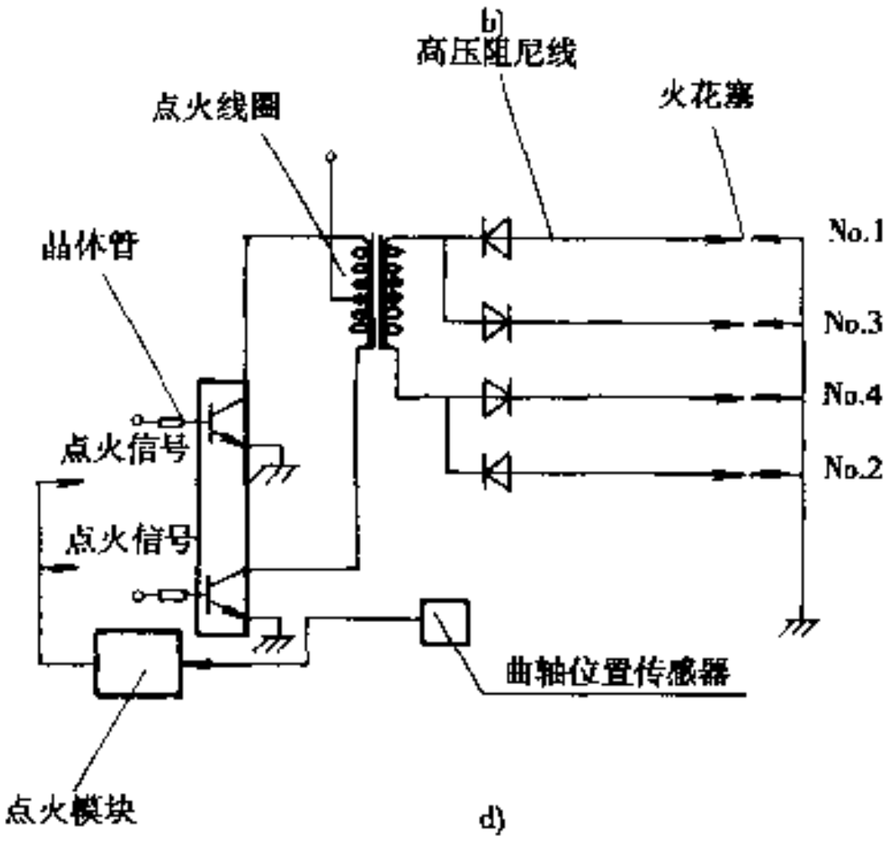
a)



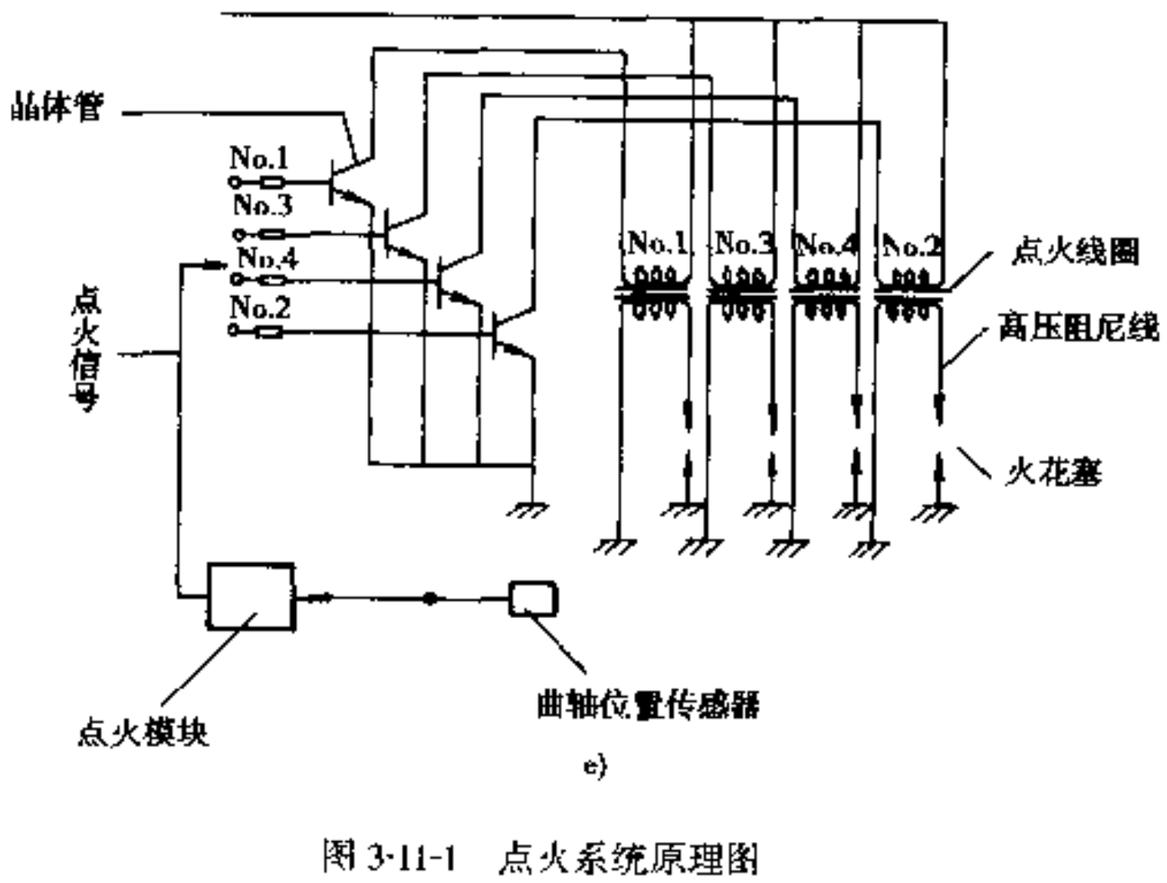
b)



c)



d)



e)

图 3-11-1　点火系统原理图

a)有触点分电器；b)无触点分电器；c)曲轴位置传感器式分电器；d)电控同时点火方式；e)电控独立点火方式

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 3-11-1 实用的点火系统

点火系统名称	电流断续部分		点火时刻控制部分		配电部分		系统原理图
	机械式	晶体管式	机械式	电子式	机械式	电子式	
有触点分电器	○		○		○		图 3-11-1a
无触点分电器		○	○		○		图 3-11-1b
曲轴位置传感器式分电器		○		○	○		图 3-11-1c
电控同时点火方式		○		○		○	图 3-11-1d
电控独立点火方式		○		○		○	图 3-11-1e

3.11.2 火花塞

1）概述

火花塞是接受点火线圈产生的高压电，在其间隙中跳火而点燃压缩混合气的部件，结构见图 3-11-2。

火花塞工作时要承受高温的、力学的和化学的作用。例如发动机燃烧室内工质温度可以从常温到2 500℃变动，最高压力达 5～6MPa，火花塞电极之间电压 15～35kV 以上等，要求具有高的气密性能、耐热性能、绝缘电阻、跳火性能、抗振性能及抗力矩性能等，规定见 GB7825 标准。

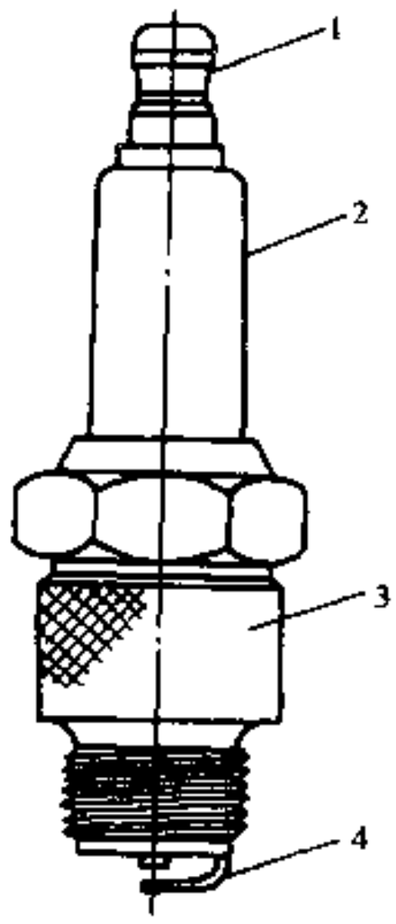


图 3-11-2 火花塞结构
1-接线端子；2-瓷绝缘体；3-壳体；4-侧电极

2）分类及标准

火花塞按安装部位的螺纹直径可分为 10mm、12mm、14mm 和 18mm 四大类；按结构型式分为普通型、防止辐射干扰的抑制型（电阻型）、屏蔽型与防水型等。

为了满足国际电工委员会（IEC）、国际无线电干扰特别委员会（CISPR）以及 GB14023 的规定，目前在国内电阻型火花塞的使用正在增多。

由于火花塞是一种国际上通用的发动机配件，国际标准化组织（ISO）制定了火花塞型式、尺寸及其气缸盖安装孔的统一标准。我国为了保证火花塞质量和产品的通用性，等效采用 ISO 的相关标准，颁发了 GB6784～GB6791 等标准。

3）热值

发动机正常工作时，火花塞应有一个正常的工作温度范围，一般下限温度或自净温度为 450～500℃，以便将沉积在瓷绝缘体裙部、壳体与电极周围的油污或炭粒烧掉。上限温度为 750～850℃，超过这一温度将发生炽热点火，此时可燃混合气不是由火花塞的电火花点火，而是由火花塞局部过热点过早点火，导致发动机不能正常工作。

火花塞的热特性用“热值”表示，它是火花塞在标准条件下不因热点而自动点火的性能指标。火花塞的选型是发动机定型的一项重要工作，其中火花塞热适用试验是火花塞选型的主要试验项目。火花塞裙部长度越短，热值越高，其热性能越“冷”，反之，则是“热”型火花塞。

4）跳火性能

火花塞间隙跳火电压与各种因素的关系见图 3-11-3。

①火花间隙小跳火电压小；火花间隙增大，跳火电压显著增大。

②电极尖端越尖，越易释放电子，产生放电的电压越低。圆电极的极间电场分布较均匀，放电电压较高。

③气缸内压力越高，火花塞间隙的混合气的密度越大，跳火阻力越大，火花塞所需跳火电压也越高。

汽车论坛 http://www.qclt.com

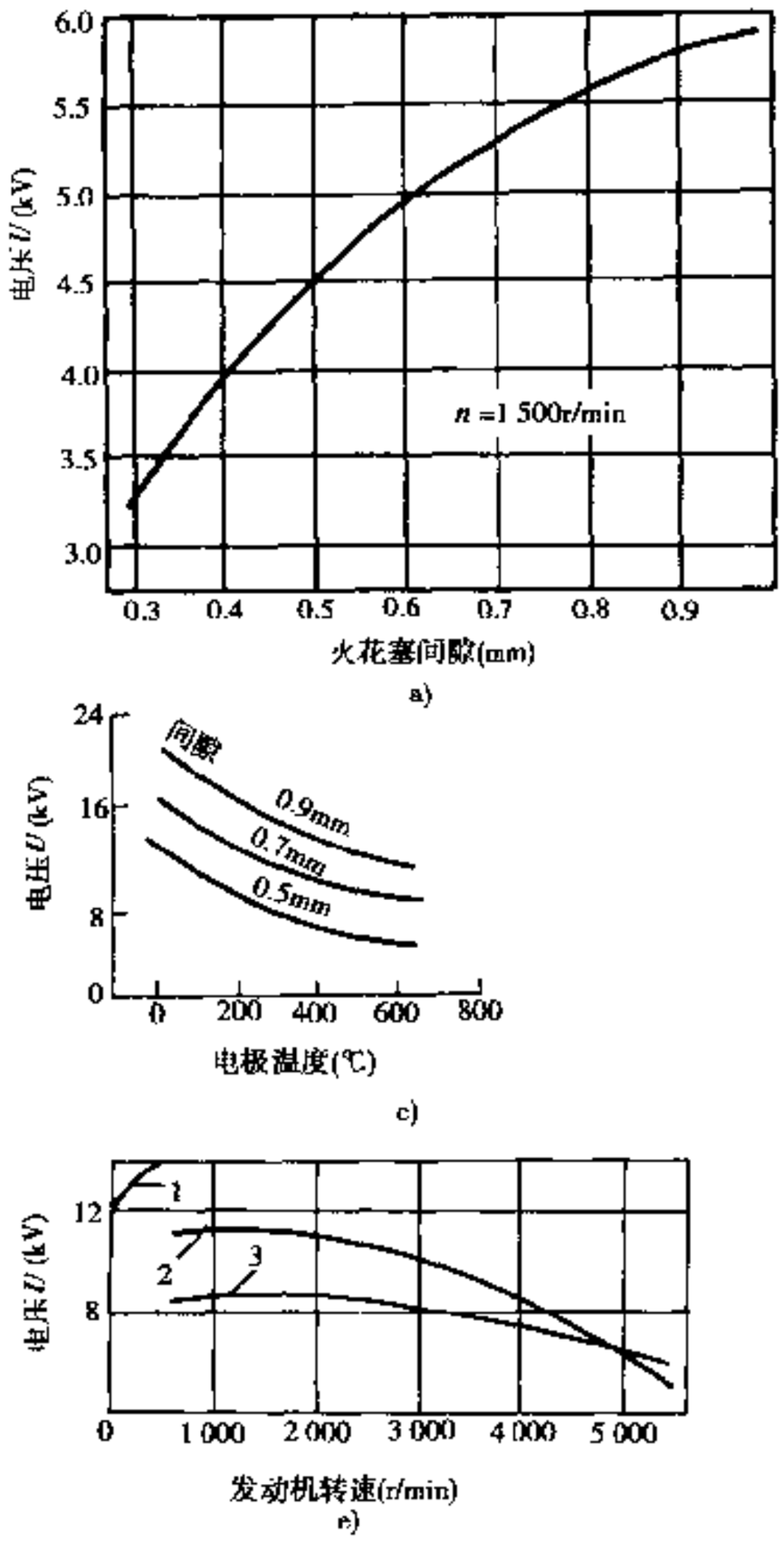


图 3-11-3 火花塞跳火电压与各种因素的关系

a)跳火电压与火花塞间隙的关系；b)跳火电压与混合气压力的关系；c)跳火电压与电极温度的关系；d)跳火电压与电极极性的关系；e)跳火电压与发动机转速的关系；f)跳火电压与空燃比的关系

1-起动；2-加速；3-额定功率下的稳定状态

④混合气中空燃比达到某一值后，空燃比愈大，跳火电压愈高。

⑤火花塞电极温度越高，电子发射能力愈大，跳火电压愈低。

⑥当火花塞间隙在一定范围内，中心电极为负极、侧电极为正极时跳火电压较低。

近年来，随着发动机的高功率化，对火花塞的要求越来越严格。为了使火花塞更适合发动机特性，达到节能和排气净化的目的，火花塞发火端的结构已有了很多改进，绝缘体突出型火花塞使用越来越普遍。由于火花塞热特性要求越来越高，开始应用镍包铜和铂中心电极。出现了中心电极端部开“V”形槽或“十”字槽的火花塞、细中心电极火花塞、宽间隙火花塞等新型结构。

5）点火性能

有时火花塞电极间虽然跳火，但不一定能使混合气着火。影响火花塞点火性能的因素很多，属于点火系统的因素有电压（15～25kV）、火花能量（20～100mJ）、火花持续时间、火花形状，火花频率及火花塞的安装位置等。为了防止缺火，可采取一些措施提高火花塞的点火性能，如适当增大火花间隙、改变火花塞点火部位的外形结构，由无触点分电器和电控点火系统代替传统有触点分电器等。

汽车论坛 http://www.qclt.com

3.11.3 点火线圈

1）构造

点火线圈分为开磁路型和闭磁路型两类，它们的结构见图 3-11-4。开磁路型点火线圈由配置在绕组中心的铁芯和插在绕组与外壳之间的铁芯构成磁路，漏磁通较大，效率偏低。闭磁路型点火线圈采用“日”字形或“口”字形铁芯把磁路作成封闭回路，漏磁较小，效率较高。具有体积小和质量小等优点。

2）工作原理

初级电流由电源电压、初级绕组的阻值及通电的时间决定。向初级绕组的供电一旦切断，初级电流及磁场迅速消失，在次级绕组中感应出高压电动势。因初级电流消失得很快，次级绕组的匝数较多，该电动势可达 15～35kV。如果忽略电路损耗，根据能量守恒定律可用下式表示次级电压。

$$U_2 = U_1 \sqrt{\frac{L_1}{C_1 \ (N_1/N_2)^2 + C_2}} \qquad (3\ 11\text{-}1)$$

式中：C_1——初级电路电容；

C_2——次级电路分布电容；

U_2——次级电压；

U_1——初级电压；

L_1——初级电路电感；

N_1——初级绕组匝数；

N_2——次级绕组匝数。

点火线圈初级电流波形和次级电压波形见图 3-11-5。

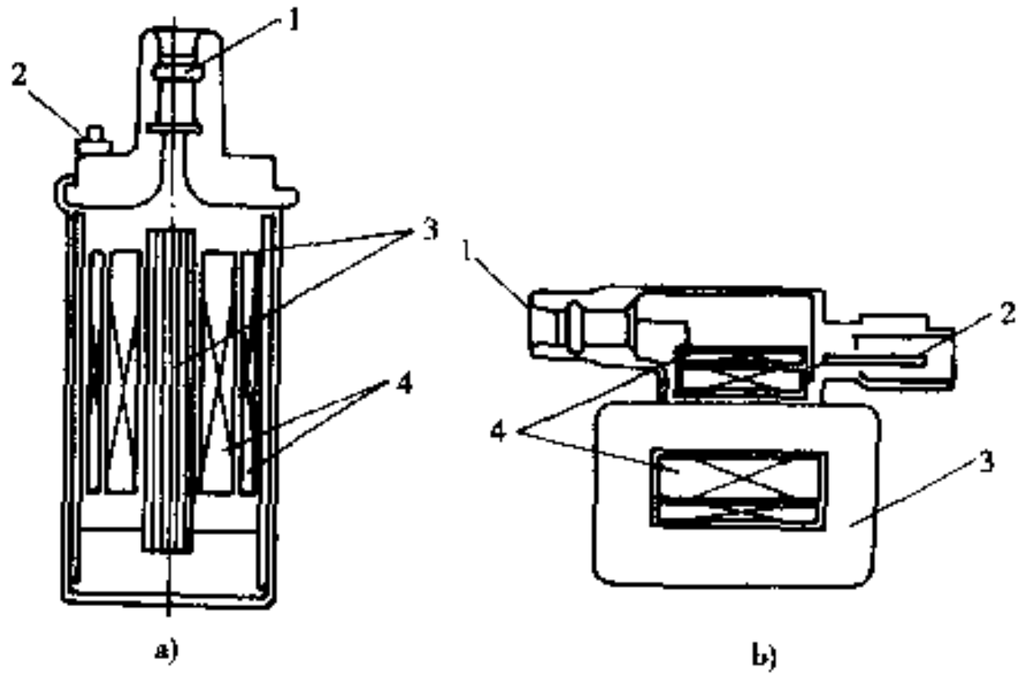


图 3-11-4 点火线圈结构

a)开磁路型点火线圈；b)闭磁路型点火线圈

1-高压插座；2-低压接线柱（插座）；3-铁芯；4-绕阻

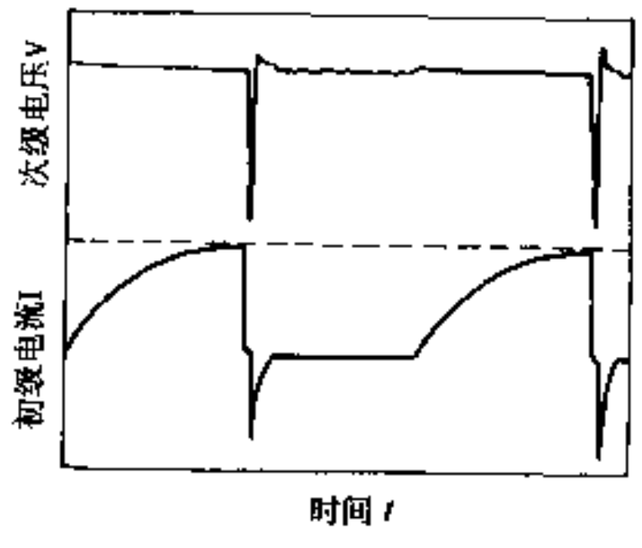


图 3-11-5 点火线圈初级电流和次级电压波形

近年来，随着发动机高功率化和发动机舱减小，越来越有必要使用小型化的点火线圈，因此闭磁路点火线圈使用日益广泛，在电控无分电器点火系统中采用的全部都是闭磁路小型点火线圈。

3.11.4 分电器

分电器具有断电功能和自动调节点火时刻功能。在四冲程发动机中，分电器轴以发动机曲轴 1/2 的转速旋转，由凸轮轴驱动。

分电器按结构可分为有触点分电器、无触点分电器和内装曲轴位置传感器分电器等三类，如图3-11-6，其中无触点分电器用点火信号传感器和点火模块正在取代有触点分电器中的断电器。点火信号传感器有光电式、磁感式和霍尔式三种。曲轴位置传感器式分电路由将曲轴位置和发动机转速变成电信号的传感器和

汽车论坛 http://www.qclt.com

配电器组成。

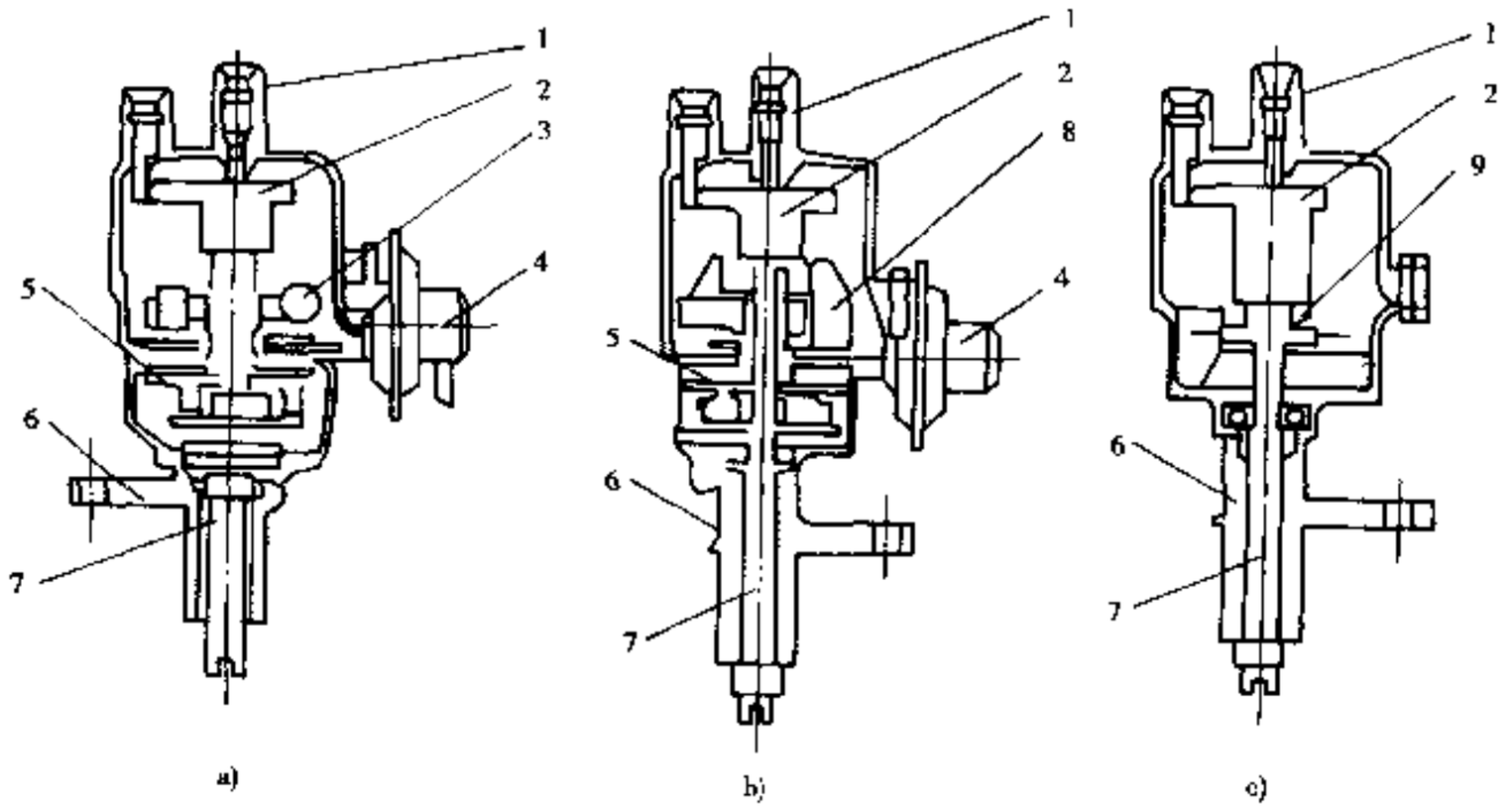


图 3-11-6 分电器结构

a)有触点分电器；b)无触点分电器；c)内装曲轴位置传感器的分电器

1-分电器盖；2-分火头；3-断电器；4-真空提前机构；5-离心提前机构；6-外壳；7-轴；8-点火信号传感器；9-曲轴位置传感器

分电器盖中央电极端子输入的高压电，通过连接中央电极的炭棒导入配电器，配电器随着分电器轴的旋转，穿过空气隙向设置在分电器盖内周的侧电极配电。采用这种结构的配电器，由于随着发动机高功率化而相应提高点火系统次级电压正在引起很多麻烦，为了防止误配电的发生，要提高各电极之间的耐压性能。

另外，分电器在配电时，配电器和分电器盖中侧电极之间产生放电，引起辐射干扰。为了解决上述问题，开始应用无分电器的电子配电系统。

3.11.5 高压线

高压线是连接点火线圈、分电器和火花塞等高压电路的导线。高压线应能对高压电进行可靠连接，尽量减小次级电压损耗，抑制由于点火而产生的电磁能辐射引起无线电干扰。高压线使用过程中线体上会附着水滴和灰尘，使点火系统次级分布电容量增大，引起次级电压损耗变大，它们的关系见图 3-11-7。近年来，正在开展降低点火系统次级分布电容的研究工作。

为了降低辐射干扰，高压线已经被高压阻尼线所取代，它分为电阻型和电抗型两种（图 3-11-8）。一般电阻型线芯在 20℃时直流电阻大于 12.8kΩ/m，电感型线芯直流电阻大于 3.2kΩ/m。它们的线芯材料一类是玻璃纤维浸渗碳粉，另一类是导电橡胶，还有一类是铁铬钼金属丝。前两种材料线芯的高压阻尼线降低次级分布电容非常困难，而且线体力学强度低、耐久性差。金属丝线芯的高压阻尼线，具有强度高、耐久性好的优点；可以将线体外径减小到 5mm，以利于降低次级电路分布电容。

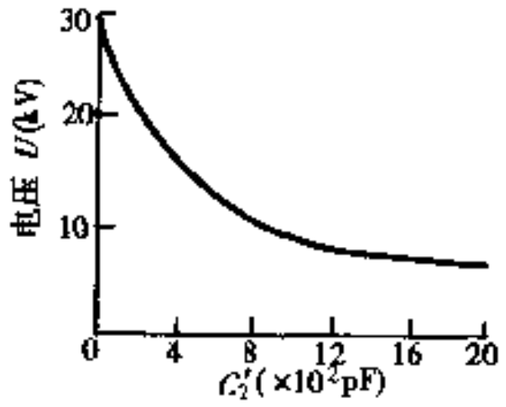


图 3-11-7 点火系统分布电容和次级电压关系

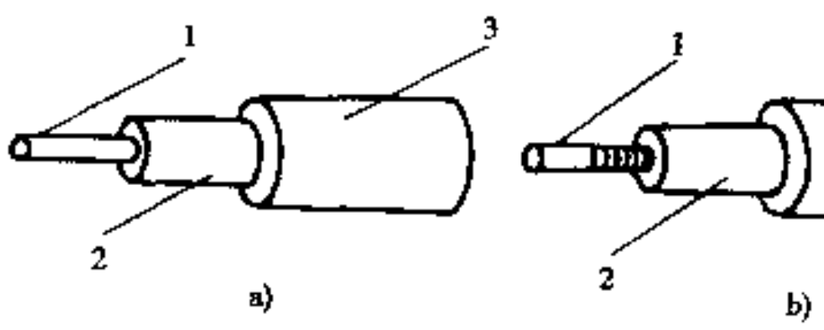


图 3-11-8 高压阻尼线结构

a)电阻型；b)电感型

1-线芯；2-绝缘层；3-护套

汽车论坛 http://www.qclt.com

由于发动机舱的小型化，电控部件的增多，其配置变得困难起来，除采用外径为 7mm 的高压线之外，外径为 5mm 的高压线开始被采用。为了提高高压电路连接可靠性，锁扣式电线接头的高压线正在推广使用。

（撰稿人：房国胜）

3.12 增 压 装 置

3.12.1 概述

汽车发动机增压是指将进入发动机气缸的空气或可燃混合气预先进行压缩或压缩后再加以冷却，以提高进入气缸的空气或可燃混合气的密度，从而使充气质量增加，并在供油系统的适当配合下，使更多的燃料很好燃烧，达到提高发动机动力性、提高比功率、改善燃料经济性、降低废气排放和噪声的目的。

实践证明，增压是发动机强化的有效措施之一，也是发动机高原恢复功率的主要手段。因此成为发动机技术发展的一个重要方向。发达国家的载货汽车柴油机已基本实现增压化，有些机型甚至只有增压和增压中冷而没有自然吸气的。轿车柴油机增压的比例也在不断提高，图 3-12-1 为欧洲轿车柴油机增压的增长趋势。现代增压柴油机的升功率已接近汽油机的水平（图 3-12-2）。汽油机增压的比例也在不断提高（图 3-12-3），特别是电喷技术的采用，大大促进了汽油机增压技术的发展。

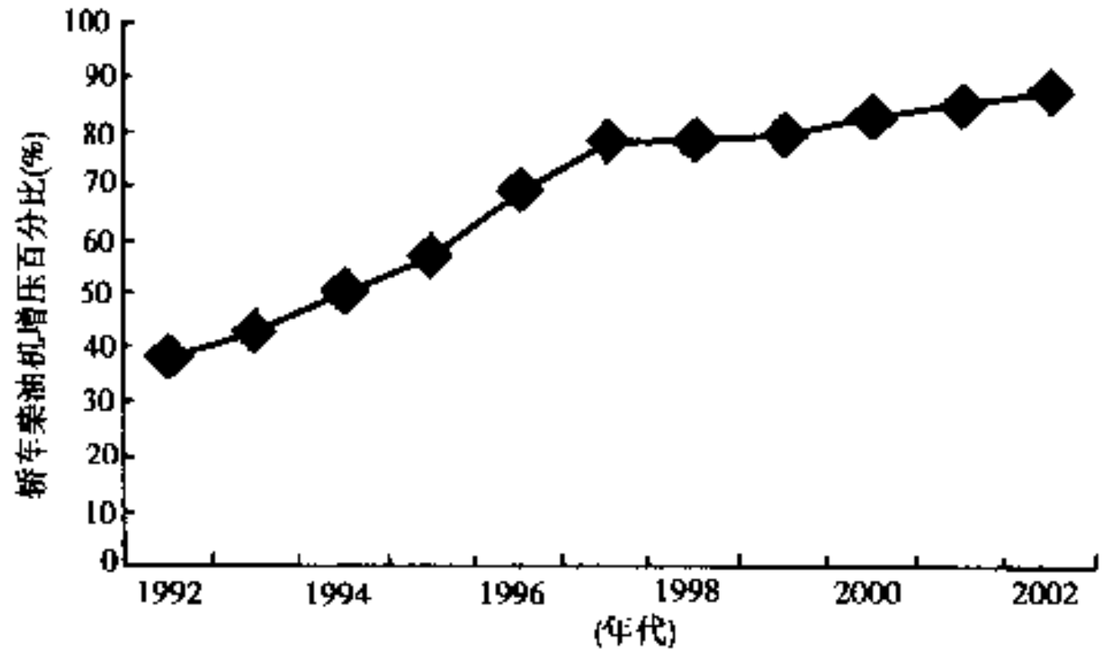


图 3-12-1 欧洲轿车柴油机增压的上升趋势

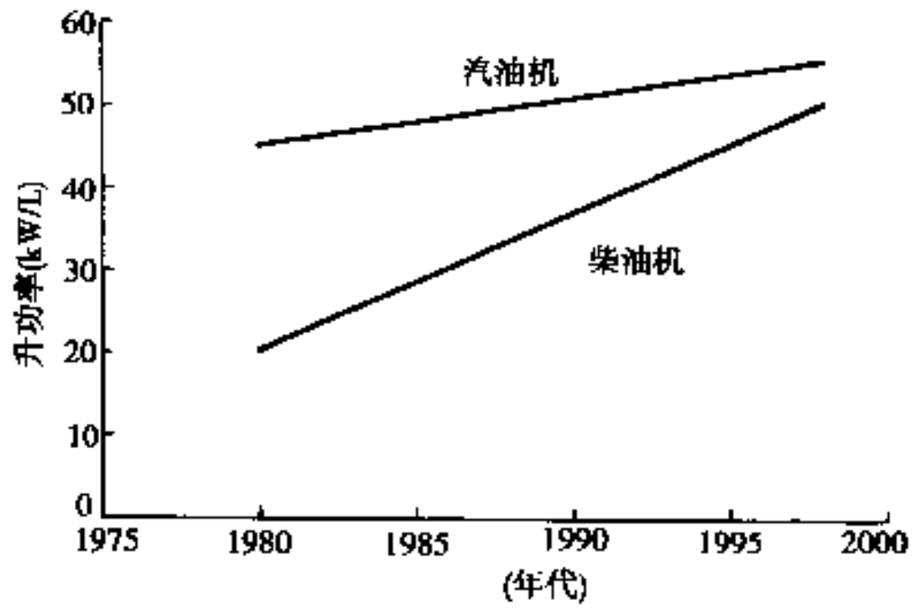


图 3-12-2 柴油机和汽油机升功率的比较

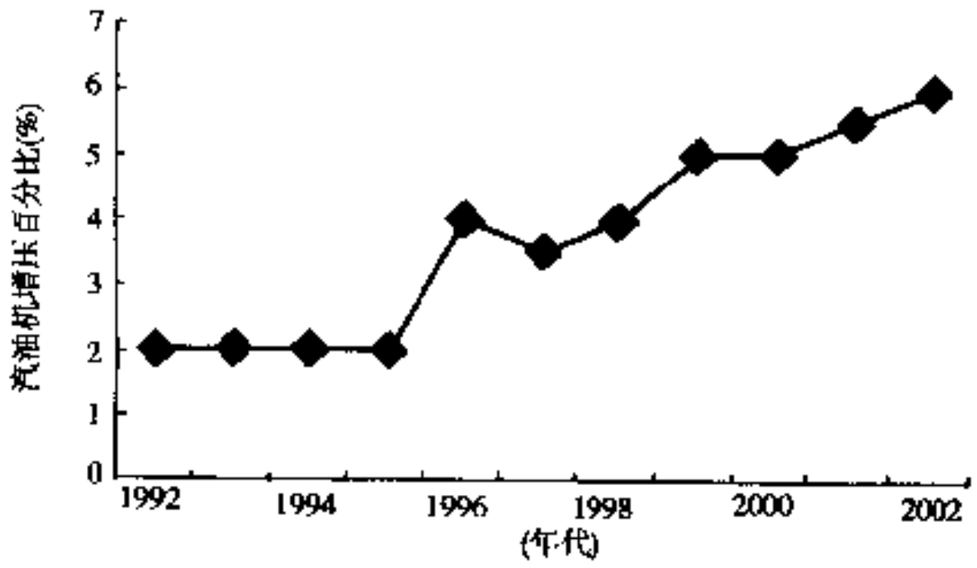


图 3-12-3 汽油机增压的增长趋势

1）发动机增压的衡量指标

（1）增压度

增压度是指发动机在增压后功率的增加值与增压前的功率之比。

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$\varphi = \frac{P_{e增} - P_{e}}{P_{e}} \tag{3-12-1}$$

式中：$P_{e增}$、P_{e}为增压后、增压前的功率。

现代四冲程增压柴油机的增压度可达3.0以上，而多数车用内燃机的增压度并不高，一般在0.1～0.6的范围内，因为车用增压柴油机并不单纯追求高的功率，而是希望满足车辆的动力性、经济性、排放性能和制造成本等要求。

(2) 增压比 π_k

增压比是指增压后充量的压力与增压前充量的压力之比。一般 $\pi_k < 1.6$ 时称为低增压；$\pi_k = 1.6 \sim 2.5$ 时称为中增压；$\pi_k > 2.5$ 时称为高增压；$\pi_k > 3.5$ 时称为超高增压。

2) 增压发动机实例

表3-12-1列出了国内现在生产的一种车用柴油机在自然吸气、涡轮增压和增压中冷三种不同吸气方式下的性能。

表3-12-1 某车用柴油机三种进气状况下的动力性

	自然吸气	增压	增压中冷
缸径（mm）		93	
行程（mm）		92	
气缸数		4	
发动机排量（L）		2.499	
最大功率（kW）	55	76	86
额定功率转（r/min）	4 000	3 800	3 800
增压度	—	0.38	0.56
最大转矩（N·m）	152	225	245
最大转矩转速（r/min）	2 200	2 000	1 900
最大转矩增加率（%）	—	48	61.2
升功率（kW/L）	22.0	30.4	34.4
升转矩（N·m/L）	64	90	98

从表3-12-1可看出，采用增压尤其是增压中冷技术后发动机的性能有了大幅度的提高，提高了同一排量发动机的功率覆盖范围，有利于系列化生产和降低制造成本。

3.12.2 增压系统的分类

1) 机械驱动式增压系统

机械驱动式增压系统（图3-12-4）由发动机的曲轴通过齿轮、传动链或带直接驱动增压器，分为离心式、罗茨式、刮片式及螺杆式等形式。其优点是发动机负荷急速变化时增压器的响应迅速。缺点是需要一套传动装置，因此结构较为复杂，并需消耗发动机的一部分功率，使燃料经济性恶化。

2) 排气涡轮增压系统

一般简称涡轮增压系统。发动机排气驱动涡轮机叶轮，再带动与涡轮同轴的压气机叶轮，压缩进入发动机的空气或可燃混合气（图3-12-5）。由于涡轮增压器是利用发动机本身的排气能量来驱动，不直接消耗发动机的功率。当然，排气涡轮会使排气背压提高，增加排气功耗。，增压可以改善发动机的经济性，一般可降低燃料消耗率3%～10%。如再采用增压中冷，降低增压空气温度、提高密度，可进一步改善发动机的动力性、经济性及排放性能。

涡轮增压发动机在高原地区工作时，其功率下降比非增压发动机小得多，因而广泛用于高原地区恢复

汽车论坛 http://www.qclt.com

功率。

涡轮增压发动机的缺点是低速转矩特性不理想（图 3-12-6），对负荷变化反应也较迟缓。

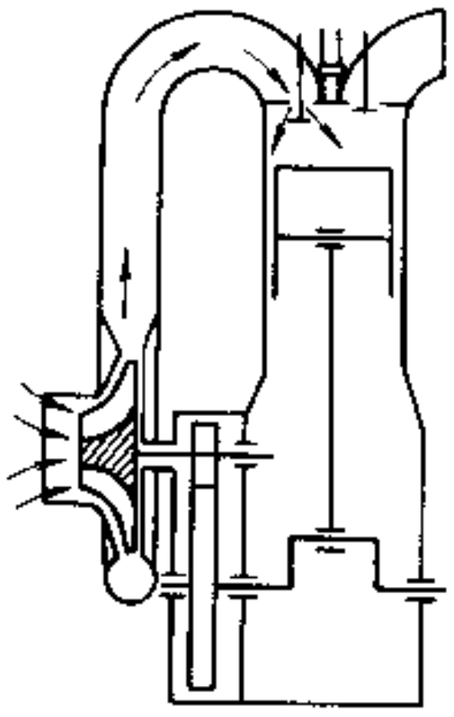


图 3-12-4 机械增压

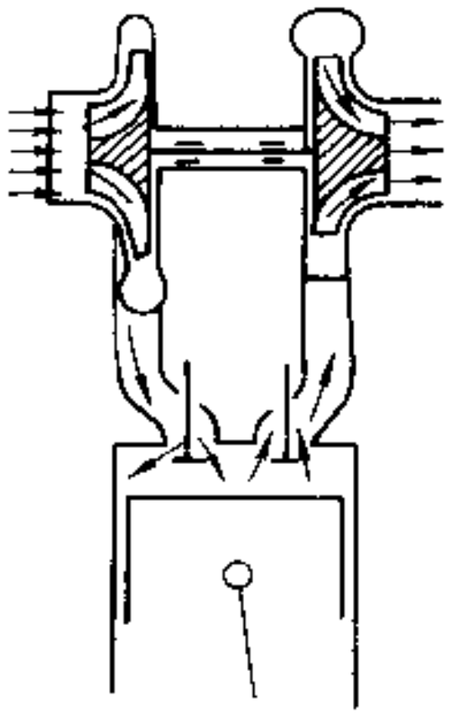


图 3-12-5 涡轮增压系统

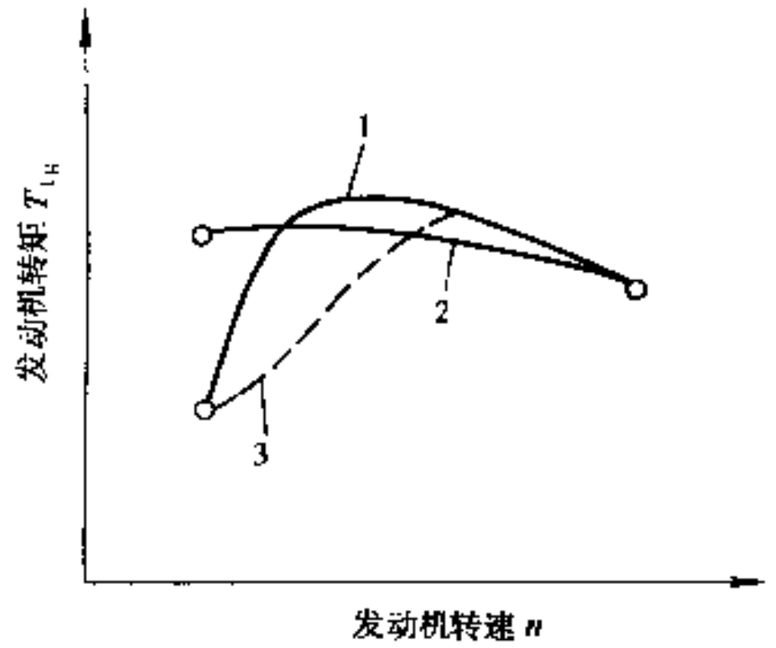


图 3-12-6 涡轮增压和非增压发动机转矩曲线比较

1-涡轮增压稳态；2-自然吸气；3-涡轮增压瞬态

3）气波增压系统

该系统由发动机排气在气波增压器内直接压缩进入气缸的新鲜空气，以提高空气的密度。其基本原理是气体动力学上的压力交换原理，即将高焓排气能量直接传给低焓的新鲜空气。它需要机械驱动，消耗一部分能量。

结构如图 3-12-7 所示，开有很多细长轴向通道的叶轮由传动带驱动，两侧是定子，用来控制高、低压的进、排气，内燃机排气从排气管 4 流进叶轮 2 时与从低压空气进口 6 进入的新鲜充量直接接触，利用高压排气的脉冲波，将能量传递给新鲜充量，新鲜充量被压缩、加速，并通过进气管 5 压进内燃机，在新鲜充量侧固定壁面上反射回来的排气在叶轮内膨胀后通过排气出口 7 排入大气。

气波增压器的压缩能量是由排气能量直接供应，克服本身的摩擦和通风损耗所需的机械驱动功率为发动机输出功率的 0.5% ~ 1%。

4）复合式增压系统

指机械式增压与涡轮增压结合的系统（图 3-12-8）。

按组织方式分为串联和并联两种型式。前者压比较高；后者空气流量较大，压气机尺寸可以减小。

5）各种增压系统的比较

由表 3-12-2 可看出，在三种增压系统中，使用效果最好和技术最完善的是涡轮增压系统。

表 3-12-2 三种主要增压系统优缺点的比较

	涡轮增压	气波增压	机械增压
输出功率	最高	中间	最低
低速转矩	较低	较高	中间
响应速度	最差	中间	最好
尺寸及安装性	最好	最差	中间
噪声	最低	最高	中间
排气污染	最低	中间	最高
制造成本	中间	最高	最低
技术完善性	最完善	最不完善	中间

汽车论坛 http://www.qclt.com

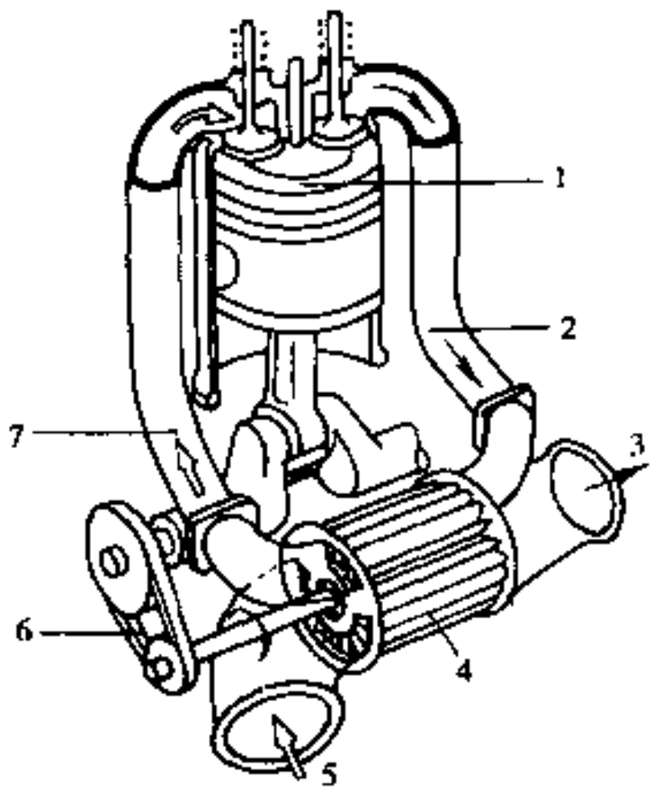


图 3-12-7 气波增压器

1-内燃机；2-高压排气；3-低压排气出口；4-叶轮；5-低压空气进口；6-传动带；7-高压空气

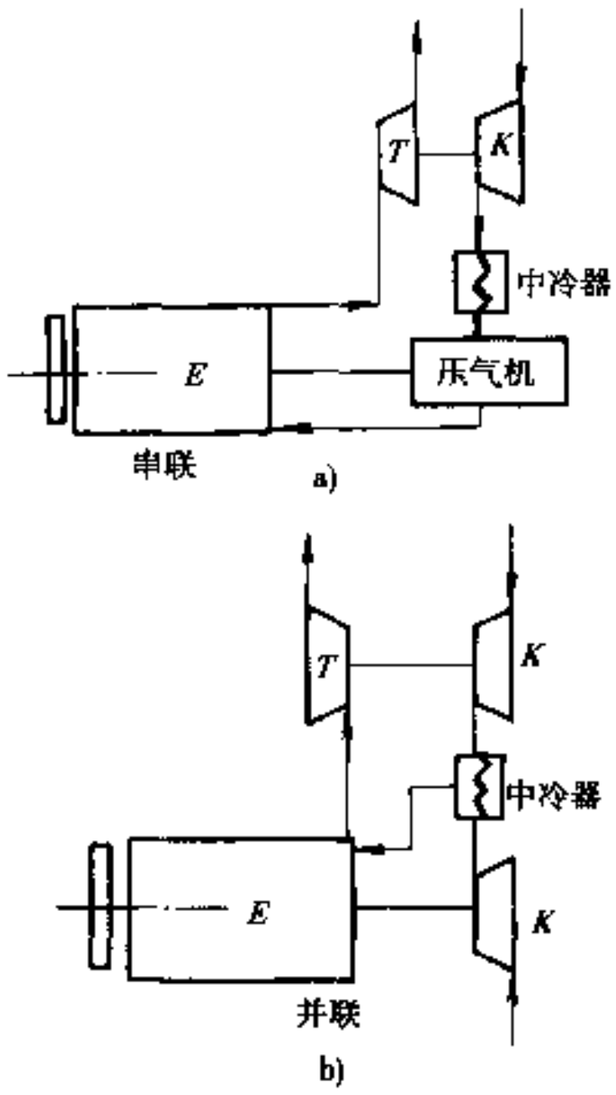


图 3-12-8 复合增压

a)串联增压；b)并联增压

3.12.3 涡轮增压系统

1）涡轮增压系统的基本型式

(1) 恒压系统

如图 3-12-9a）所示，所有各缸排气均进入一个容量足够大的排气管中，涡轮前的排气压力基本是恒定的。在恒压系统中，不论气缸数量多少，都能获得比较均匀的增压压力，且涡轮为全进气，因而涡轮效率较高。

恒压增压柴油机的排气管结构简单、便于布置和维修，对 V 型柴油机尤其适合。涡轮增压器的布置和数量可自由选择，在气缸分组及管道长度方面没有任何限制。

在增压压力较高时，恒压系统能较好地利用排气能量，排气脉冲能迅速衰减，不会被涡轮喷嘴反射回来，从而可减小排气行程中活塞的泵气功。这使柴油机在较高平均有效压力下工作时燃油消耗率较低。

恒压增压柴油机在部分负荷、起动、低速及加速时的性能比脉冲增压的差。

(2) 脉冲（变压）系统

其要求是尽可能保持排气管中的压力波动。为此，将其尽量靠近气缸布置，把各缸的排气支管做得短而细。同时要把排气过程没有或很少重叠的气缸连到一根排气管中，以免相邻发火气缸间的排气干扰（图 3-12-9b）。

采用脉冲系统的目的是尽量改善排气能量的利用。排气门打开时，排气管内的压力上升到气缸内的压力需要一段时间。如果这段时间越长、压差越大，排气能量受到的节流损失也越大。所以，将排气管设计得短而细、容积小，当排气门打开后，排气管中压力能迅速上升并尽快地接近气缸中的压力。此外，排气管通流截面较小、气流速度较高，气流的压力波动也较大，因而有更多的气流动能可以加以利用。

脉冲增压柴油机的加速性能和低速转矩特性比恒压增压柴油机好，因此车用柴油机一般采用脉冲增压系统。

汽车论坛 http://www.qclt.com

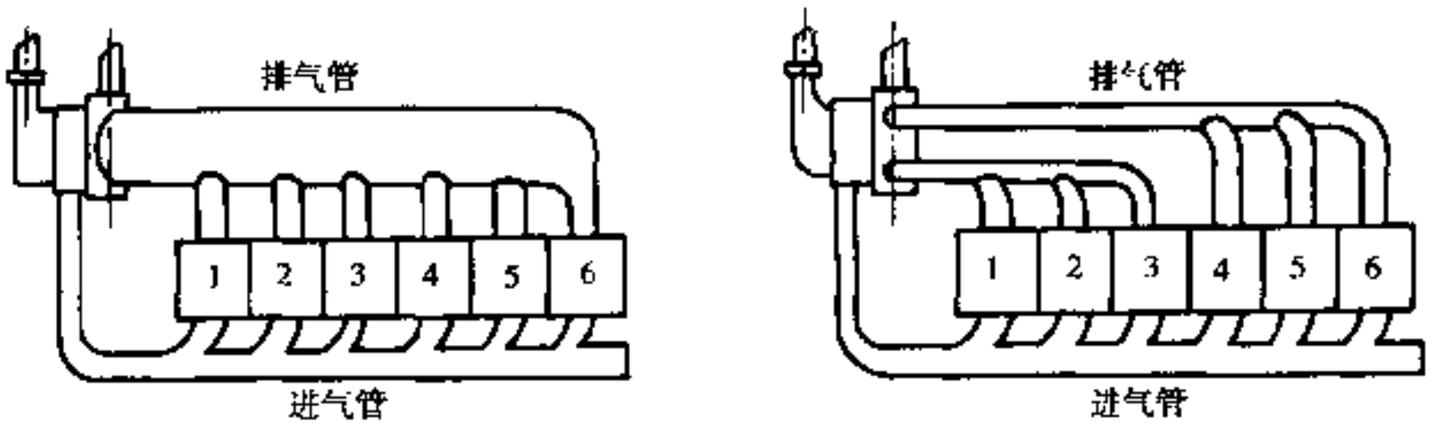


图 3-12-9 涡轮增压系统的两种形式
a)恒压系统，b)脉冲系统

(3) 脉冲转换器

增压压力越高，脉冲增压系统的缺点越显得突出。为消除这一缺点，以及避免恒压增压系统部分负荷性能差、加速缓慢的弱点，开发了脉冲转换器（图 3-12-10）。使用脉冲转换器时，气缸分组及排气歧管布置的原则与常规的脉冲增压系统相同，只是排气歧管不直接与涡轮进气口连接，而是与脉冲转换器相连接。此时排气压力波的压力能一部分转换为动能，在随后的扩压管中转换为压力能。

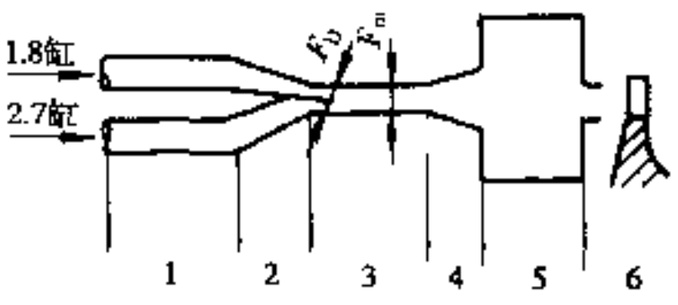


图 3-12-10 脉冲转换器示意图
1-排气歧管；2-引射喷嘴；3-混合管；4-扩压管；5-稳压室；6-涡轮

完整的脉冲转换器要求有很大的结构长度和空间，这往往与发动机本身结构紧凑性要求不相适应。所以在实际使用中，常将稳压室完全省略、扩压管和混合管也大大缩短或省略，从而形成了简单脉冲转换器（图 3-12-11）。

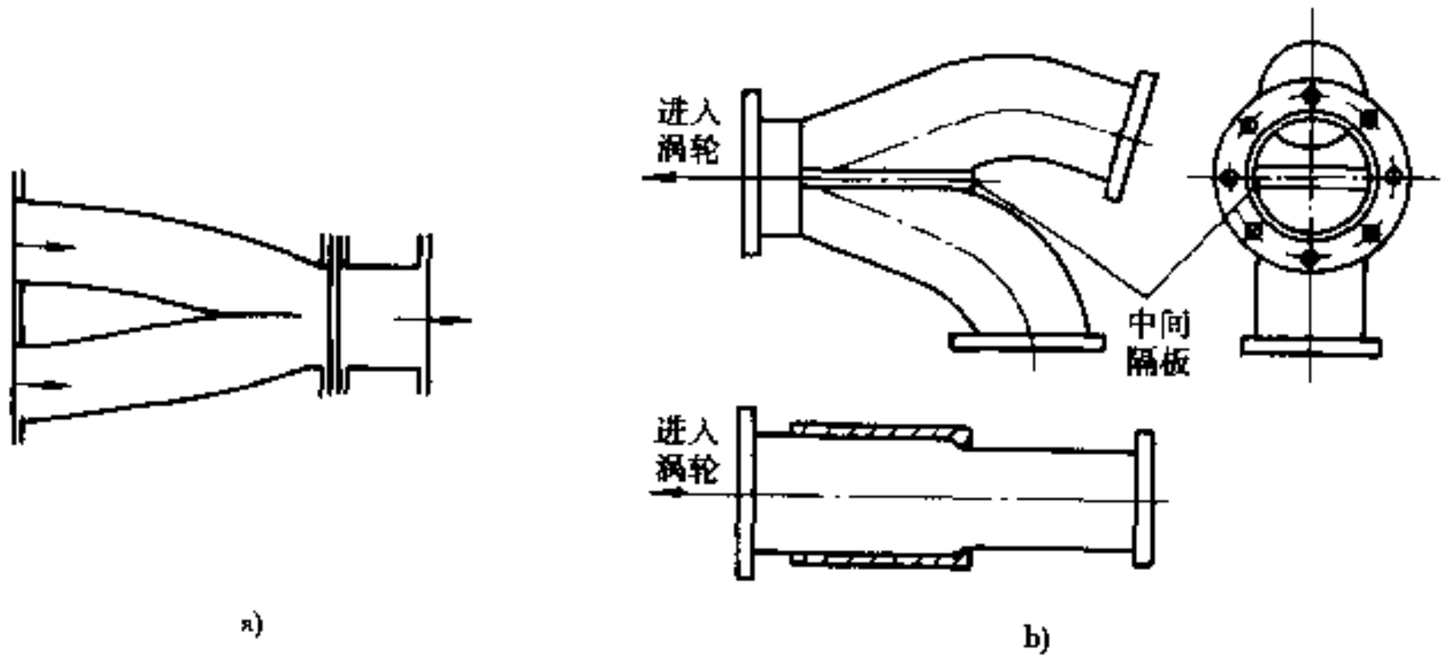


图 3-12-11 简单脉冲转换器
a)型式一；b)型式二

脉冲转换器的特点是，使涡轮的进气状态比较稳定、在涡轮中免除了部分进气损失，明显提高了涡轮效率。

2) 涡轮增压器的分类

涡轮增压器按废气流入涡轮的型式分为径流式和轴流式两种。前者由单级径流式涡轮和单级离心式压气机组成，它适合于小流量工作，具有涡轮转子惯量小、加速性能好，体积小、结构简单等优点，中、小功率的车用发动机一般都用径流式涡轮增压器。后者由轴流式涡轮和离心式压气机组成，其特点是流量大，效率高，用于大功率内燃机。

3.12.4 径流式涡轮增压器的构造

1) 压气机

离心式压气机利用离心力将气体的压力增高，其结构如图 3-12-12 所示。其叶轮一般为半开式，即只

汽车论坛 http://www.qclt.com

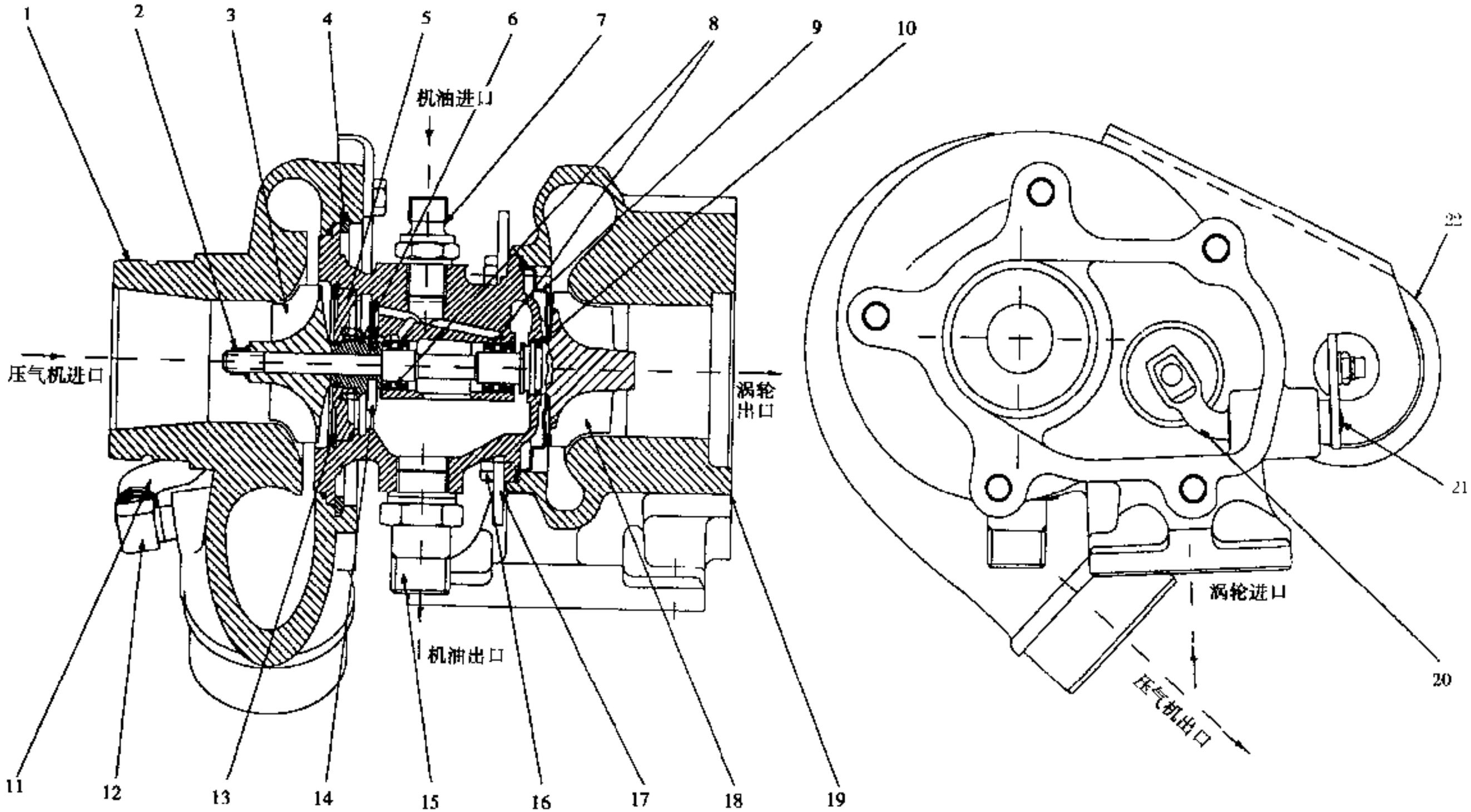


图 3-12-12 涡轮增压器

1-压气机壳;2-紧固螺母;3-压气机叶轮;4-挡圈;5-密封块;6-挡块;7-机油进口接头;8-浮动轴承;9-隔热罩;10-开口金属密封环;11-软管;12-接头;13-挡圈;14-止推轴承;15-机油出口接头;16-螺栓;17-垫片;18 涡轮叶轮;19-涡轮壳;20-放气阀;21-曲柄总成;22-旁通控制阀

汽车论坛 http://www.qclt.com

有一侧有轮盘，叶轮的叶片多用径向叶片或后弯叶片。径向叶片强度较高、结构简单、制造方便、性能好，得到广泛应用。

但随着增压压力的不断提高，径向叶片叶轮压气机的效率和流量范围已不能满足要求，而后弯叶片叶轮却能较好解决这一问题。图 3-12-13 所示为后弯叶片叶轮的一个实例。

压气机叶轮叶片的前端部分呈弯曲状，称为导轮，其作用是将气体无冲击地导入工作叶轮，减小气流冲击损失。小型增压器的压气机叶轮一般将导轮与工作叶轮制成一体。

为了防止叶轮进口处的气流堵塞，扩大压气机流量范围，小直径压气机叶轮的叶片常采用长短叶片相间布置，压气机叶轮通常用铝合金精铸而成。

压气机叶轮的出口有扩压器，使气体在叶轮中获得的动能尽可能多地转化为压力。扩压器分为叶片式和缝隙式两种。叶片式扩压器沿圆周有均匀分布的叶片，由内向外构成渐扩的流道。扩压效果较好，在设计工况下有较高的效率，但结构复杂，对工况变化适应性差。车用小型增压器一般均用缝隙式扩压器（图 3-12-12），它实际上就是一个表面光滑的环形缝隙，气体从内径流向外径时流道自然增大，流速降低，压力升高。它结构简单、制造方便，流量范围宽，对工况变化适应性好，应用广泛。

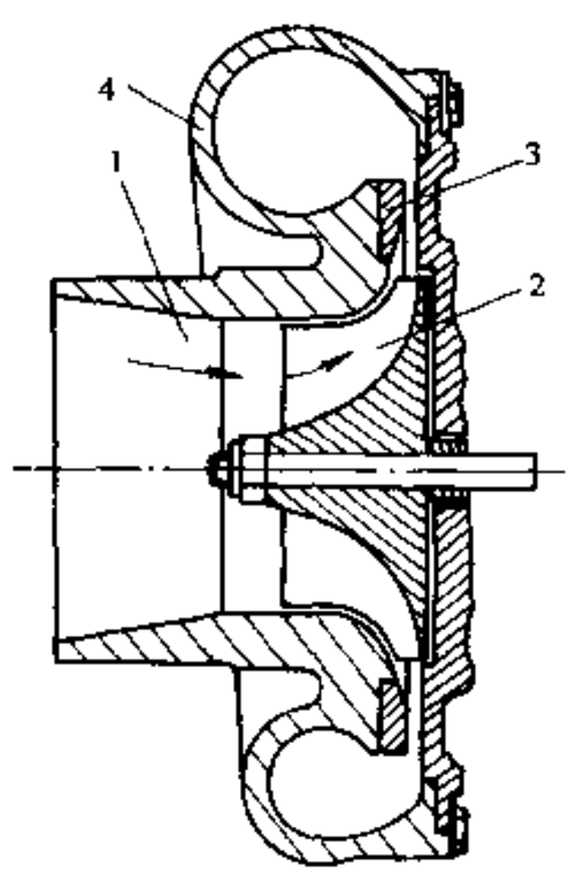


图 3-12-13 具有后弯式和长短相间的叶片的压气机叶轮
1-进气道；2-压气机叶轮；3-扩压器；4-压气机壳

压气机外壳 1（图 3-12-12）有气流的进口和出口。进口一般呈轴向布置，流道略呈渐缩，以减小进气阻力。出口一般设计成流道沿圆周渐扩的蜗壳状，使高速气流在那里继续扩压，提高增压器总效率。压气机外壳一般用铝合金铸造成型。

2）涡轮

涡轮增压器的涡轮利用发动机排气能量作功，以驱动压气机。涡轮增压器多选用径流式向心涡轮（图 3-12-12 中的 18）。

涡轮壳把发动机的排气引入涡轮叶轮，并把作完功的废气排入大气。涡轮的进气道呈截面渐缩的涡壳状，把排气的压力能转化为旋转运动的功能，实现在涡轮中作功流道的布置要注意减小流动损失。

涡轮进入叶轮的部分一般称为喷嘴环。虽然有叶片的喷嘴环导流作用好，在设计工况效率高，但结构复杂，对变工况适应性差。小型涡轮增压器一般都用类似缝隙式扩压器的无叶喷嘴环。

涡轮叶轮的作用是把从喷嘴环流出的高速气流的动能和压力势能转变为机械功。径流涡轮叶轮有半开式和全开式两种。后者（图 3-12-12 中的 18）的轮盘不伸展到外周（轮盘底径小于外径），转动惯量小，加速性好；随着增压比和增压器转速的不断提高，盘底径在逐渐缩小，涡轮叶轮已接近全开式（光有叶片，无轮盘）使其尽量减小，在小型涡轮增压器中应用日趋广泛。

涡轮叶轮和轴的连接方式有紧配式和焊接式两种。前者结构复杂、可靠性差；后者一般用摩擦焊完成，工作可靠、动平衡不易破坏，现已广泛应用（图 3-12-12）。

涡轮叶轮在高温、腐蚀性气体的冲击下高速运转，其材料要求耐高温、耐腐蚀和有很高的力学强度。

3）涡轮增压器的轴承、润滑、冷却与密封

车用涡轮增压器转子的转速可高达 20 万 r/min 以上。轴承是决定增压器工作可靠性和寿命的关键零件。它所用轴承有滚动轴承、滑动轴承、浮动轴承等几种。目前一般都采用浮动轴承（图 3-12-12 中的 8），随着技术的发展，有采用滚动轴承的倾向，另外还有专门承受轴向推力的止推轴承（图 3-12-12 中的 14）。

浮动轴承与轴颈、轴承座孔之间都留有润滑间隙，其转速约为增压器转子转速的 25%～40%。它具有以下优点：

①轴与浮动轴承之间相对线速度低，可以减小磨损，适于高速运转；

②浮动轴承存在两层油膜，起到了弹性支承的作用，可以减小转子的振动；

③轴承内、外都具有间隙，其总间隙比普通滑动轴承大，因而可增大润滑油量，有利于轴承和轴颈的

汽车论坛 http://www.qclt.com

冷却；

④能自动定位，相对地降低了对转子动平衡的要求。

浮动轴承的材料应具有良好的耐磨性，并能在较高的温度下可靠地工作。常用材料有铜铅合金、高锡铝合金和锡青铜等。

止推轴承是用来承受转子的轴向负荷，其摩擦损失约占增压器全部机械损失的 25%～35%。

轴承壳中有润滑轴承的油路。来自发动机主油道的润滑油量要足够大，不仅保证轴承的润滑，还要带走涡轮传来的热量。有些涡轮增压器的轴承壳用水套冷却，工作更加可靠。

涡轮增压器中有压缩空气、压力排气和压力润滑油同时工作，应该保证它们的密封。密封装置分气封和油封两类。前者用来防止压气机端的压缩空气和涡轮端的排气泄漏。气封不良会影响润滑油质量、轴承寿命和增压效果。油封主要是防止润滑油泄漏，减少润滑油消耗。润滑油漏入涡轮壳中燃烧会影响涡轮的正常工作。

增压器的密封装置的结构有迷宫式密封、石墨环和开口金属环等。开口金属密封环（图 3-12-12 中的 10）工作可靠、结构最简单，已为大多数径流涡轮所采用。

压气机端的挡块 6 有甩油作用，止推轴承 14 有挡油作用，防止润滑油进入压气机。

3.12.5 压气机特性

1）压气机工作参数

(1) 压比 π_k

压比 π_k 为压气机出口压力 P_k 与进口压力 P_1 之比

$$\pi_k = \frac{P_k}{P_1} \tag{3-12-2}$$

压气机出口压力 P_k 直接影响被压缩的气体密度。P_k 越大，进入发动机气缸的气体密度越大，因此是涉及发动机功率的重要参数。它由增压度来确定，一般在 3.5 以下。

(2) 流量 G_k

压气机的流量为单位时间内流过压气机的气体质量，单位为 kg/s。每一台压气机有其一定的工作流量范围，流量范围是以给定的压比和效率下的最大流量和最小流量来表示。流量范围越宽，则其可配套的发动机功率范围也越大。

(3) 转速 n_k

压气机转速一般为数万至 20 多万 r/min。

(4) 压气机绝热效率 η_k

单级离心式压气机的效率是指它的绝热效率 η_k，即压缩到一定量空气所需的理想绝热压缩功 H_{km} 和实际压缩功 H_k 之比。它表明压气机各通流部分的设计、制造及其组合的完善程度，一般 $\eta_k = 0.68 \sim 0.86$。

2）压气机特性曲线

图 3-12-14 示出了压气机特性曲线，以绝热效率和转速为参变量。转速一定时，随着空气流量的减小，压比升高，在某一流量达最高值，然后又下降。空气量小到一定值后，压气机工作开始不稳定，压气机内气流开始强烈脉动，压气机产生振动，发出轰隆声，长期工作将导致机件损坏。这种现象称为压气机喘振。将各种转速下的喘振点连接起来就可以确定不稳定工作的边界线，称为喘振线。压气机只能在喘振线右边范围工作，喘振线左边为非工作区。

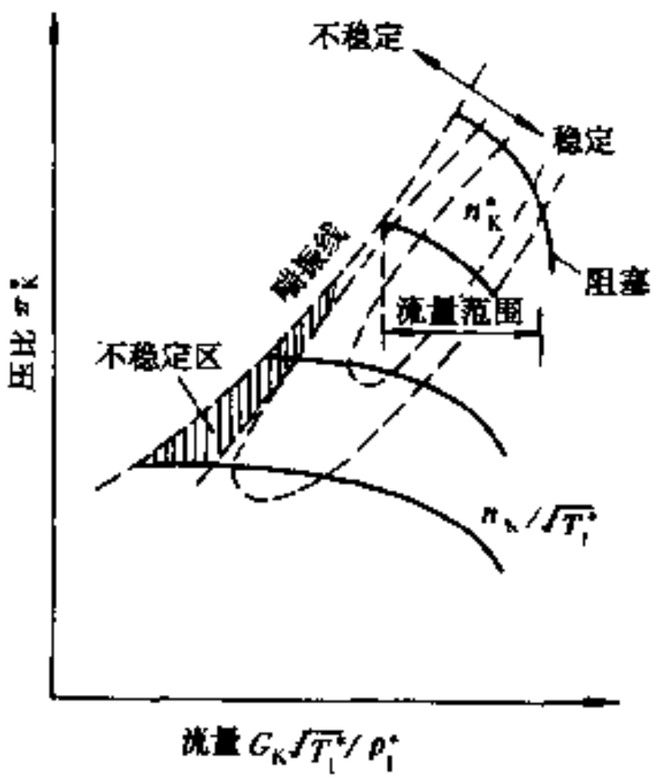


图 3-12-14 典型的压气机特性曲线

压气机在一定转速下，当流量增加到一定值后，通流部分某一截面上流通达到音速时，流量达最大值，不再增加，称为阻塞。压气机的工作范围是喘振线和阻塞线之间的区域。

汽车论坛 http://www.qclt.com

在发动机与增压器匹配时，要使发动机运行线远离喘振线。调整扩压器叶片角度或喉部面积，可以使喘振线左、右偏移。

3.12.6 涡轮特性

1）涡轮工作参数

(1) 涡轮效率

a. 涡轮有效效率 η_T

涡轮轴上的有用功与燃气可用焓降之比，称为涡轮有效效率 η_T。一般 $\eta_t = 0.72 \sim 0.80$。

b. 涡轮绝热效率 η_{Tad}

涡轮的实际有效焓降 h_t 与可用焓降 H_{Tad} 之比称为涡轮绝热效率 η_{Tad}。一般 $\eta_{Tad} = 0.75 \sim 0.85$。

c. 涡轮增压器的总效率 η_{Tk}

$$\eta_{Tk} = \eta_T \cdot \eta_{Tad} \cdot \eta_{TM}$$

式中：η_{TM}——增压器的机械效率，径流式涡轮增压器的 $\eta_{TM} = 0.90 \sim 0.98$。

涡轮效率一般不直接测定，而是通过涡轮增压器的总效率来确定，它包括了增压器的机械效率。

影响涡轮效率的因素很多，除设计计算时所选取的气体热力参数外，还与涡壳流道形状、粗糙度及喷嘴环，以及涡轮叶片形状、粗糙度及工艺制造因素等有关。

(2) 膨胀比 π_T

即涡轮进口压力 P_T 与涡轮排气压力 P_2 之比（$\pi_t = P_T / P_2$）。

它表征排气在涡轮中的作功能力，是涡轮特性中一个重要参数。

(3) 反力度 ρ_T

涡轮内喷嘴环与叶轮之间的焓降分配以反力度 ρ_T 表示，其定义为叶轮中的绝热焓降对涡轮机的总绝热焓降之比，即

$$\rho_T = H_{tad} / H_{Tad}$$

反力度 ρ_T 对涡轮的性能影响较大，它的变化将引起各种损失的变化。$\rho_T = 0$ 的涡轮叫做冲击式涡轮，其排气的膨胀仅在喷嘴环中完成，因效率较低，已很少采用。$\rho_T > 0$ 的涡轮叫做反击式涡轮，其排气的膨胀分别在喷嘴环和叶轮中完成，一般在 $\rho_T = 0.5$ 附近时效率较高，目前都采用这种涡轮。通常径流式涡轮的反力度 ρ_T 在 0.45～0.55 的范围内选取。

(4) 排气流量 G_T 和转速 n_T

排气流量 $G_T = 1.01 \sim 1.05 G_k$。

涡轮转速 $n_T = n_k$。

2）涡轮特性曲线

涡轮特性是指在变工况条件下，涡轮的工作参数之间的变化关系（图 3-12-15），它分为涡轮流量特性和效率特性两组。

在增压器转速一定的条件下，随着膨胀比的增大流量也随之增加，当膨胀比增加到某一临界值时，在喷嘴最小截面处（喉部）气体的流速达到了音速，流量达到最大值，不再增加，称为涡轮的堵塞。选择涡轮尺寸时必须避免堵塞。

3.12.7 涡轮增压器的选配

一般在选择增压器时主要看压气机特性和发动机流通特性的配合。发动机的流通特性（耗气特性）是指曲轴转速不变时，发动机的进气流量和进气压力（或压比）的变化关系。图 3-12-16 表示简化的发动机流通特性。汽车发动机的运行区域是由最低转速 n_1 的负荷特性、外特性及最高转速 n_4 的负荷特性所包围的面积。把发动机的流通特性与压气机的流量特性曲线叠合起来，可看出发动机与压气机的配合情况。图 3-12-17 为日本 IHI 公司 RHB52 型增压器与 Sofim 柴油机匹配的情况。

为使发动机在各种不同条件下压气机都处于高效率区，而且在整个运行区域内不发生喘振，即使发动

汽车论坛 http://www.qclt.com

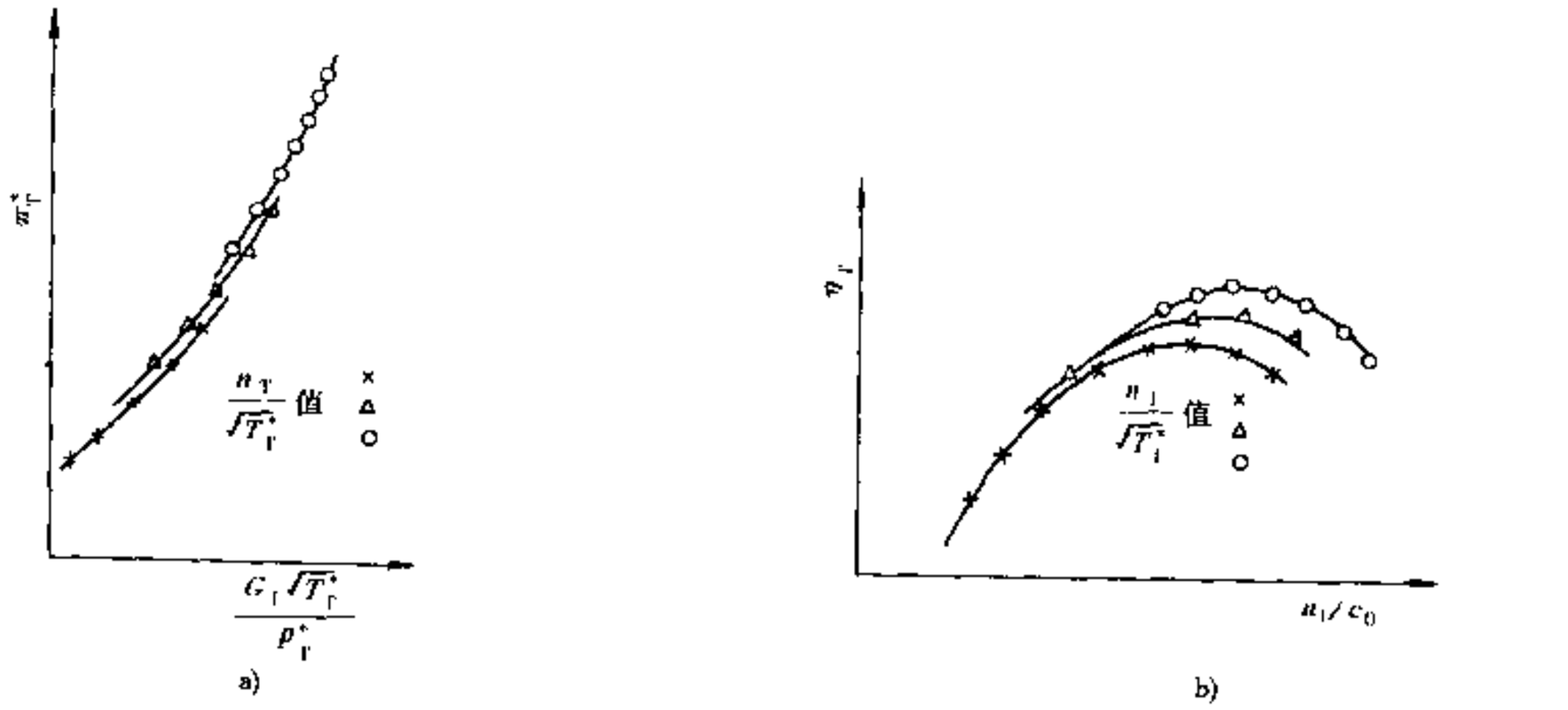


图 3-12-15 涡轮特性曲线

a)流量特性；b)效率特性

机运转条件有突然变化，如突然加速、卸载、停缸、中冷效果减弱或压气机沾污时，也不发生喘振，对配合特性提出以下要求。

①发动机的运行线应穿过压气机的高效率区，并尽量使发动机的运行线与压气机的高效率的等效率线相平行；

②发动机的最大转矩工况应位于压气机高效率区，以便获得高转矩；

③发动机的运行区域应当离开喘振线一定距离，以免小流量时进入喘振区，一般要求低转速的流通特性线离开喘振流量 10%；

④发动机的高速运行区不能发生增压器阻塞。

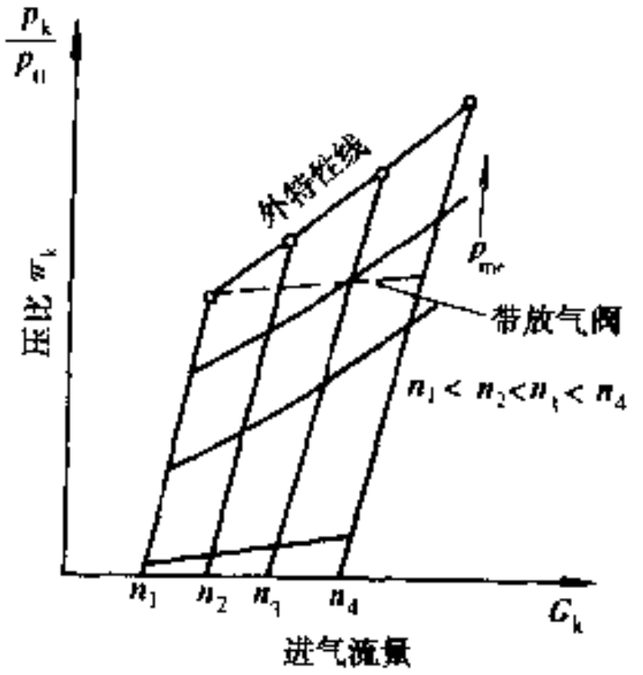


图 3-12-16 车用发动机流通特性（示意图）

3.12.8 发动机采用增压技术的相关措施

1）供油系统

发动机增压后提高了进气密度，气缸内的新鲜充量增加，为燃烧更多燃油创造了条件，但只有在供油系统的良好配合下，才能发挥效能。因此，提高空气密度和供油系统的良好配合是实现发动机增压目的的两项基本任务。对于柴油机，可采用加大柱塞直径和延长供油持续角等措施来增加每循环的供油量。

2）配气相位

车用发动机在宽广的转速和负荷下工作，为避免低速、低负荷时出现排气倒流，通常气门叠开角较小。很多车用增压发动机的气门叠开角与非增压的相同。现在的发展趋势是采用较小的叠开角（15～30° CA），因为这样在低增压时就可以直接采用非增压发动机的凸轮轴。同一系列的增压机型与非增压机型采用同一种凸轮轴，可免去使用两种凸轮轴的麻烦。

3）压缩比

发动机增压度越大，最高燃烧压力增大越多，大部分增压柴油机为降低最高燃烧压力，都适当降低压缩比。降低压缩比虽然可以防止最高燃烧压力过高，但却受到起动性能的限制，而且燃料消耗率也变差。对于增压柴油机，由于增压度不高和对起动性能要求高，压缩比一般降低 0.5～1，增压度高时降低 1.5，也与非增压机型相同。

4）活塞冷却

增压发动机的热负荷大，特别是气缸盖和活塞的热负荷要比非增压发动机大，所以需要用机油来强制冷却活塞，冷却方式可用专用喷嘴对活塞内腔顶部喷油冷却、热负荷高的可在活塞头部内部设置冷却油

汽车论坛 http://www.qclt.com

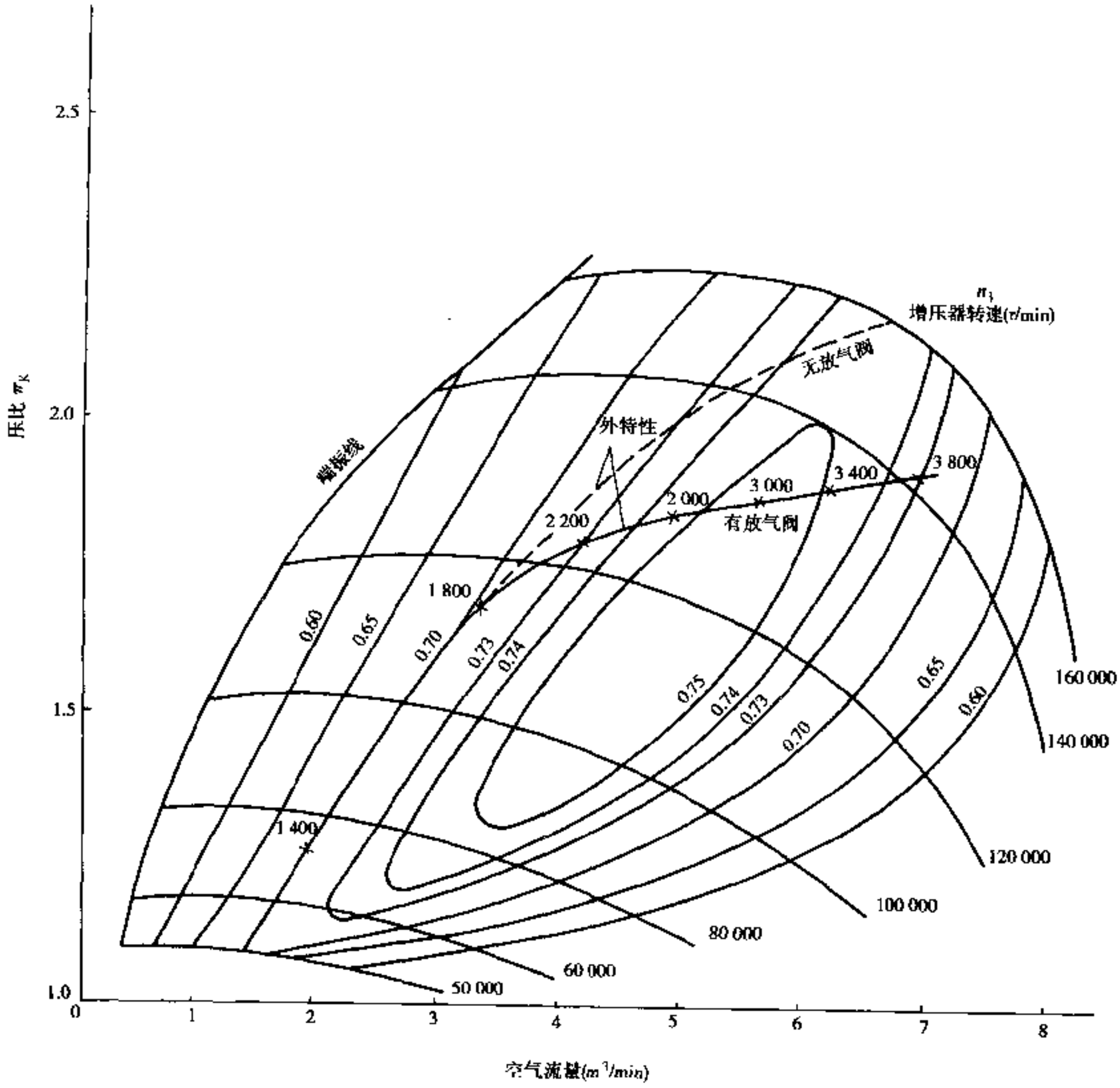


图 3-12-17 RHB52 增压器与 Sofim 柴油机的匹配

腔，以提高冷却效果。

5）机油散热器

由于车用发动机增压器一般都与发动机共用一个润滑系统，发动机增压后本身的热负荷较高，传给润滑油的热量也相应增加，同时润滑油在给增压器轴承润滑和冷却后，温度也急剧升高，为了使润滑油不过热，增压发动机应该加装机油散热器，同时采用抗高温氧化的润滑油。

3.12.9 放气阀

发动机增压的重点是在低速时获得大的转矩，不一定是最高转速下的最大功率。为了使发动机在低转速时获得足够高的增压压力，以提高低速时的转矩，就必须使最大转矩工况点匹配在压气机的高效率区，同时选用通流面积小一些的涡轮。这将使发动机在高速大负荷时，增压器超速而增压压力过高，导致发动机的热负荷、机械负荷过高。为此，现代发动机增压器常带有一种称为放气阀的装置（图 3-12-18）。其作用是当增压压力超过设计要求时，开启放气阀，使一部分排气不经涡轮而旁通排入增压器后面的排气管。

汽车论坛 http://www.qclt.com

图 3-12-17 给出了带与不带放气阀时增压发动机运行特性的变化。图 3-12-12 所示就是一种带放气阀的涡轮增压器，放气阀 20 通过拉杆总成 21 由旁通控制阀 22 控制开关。

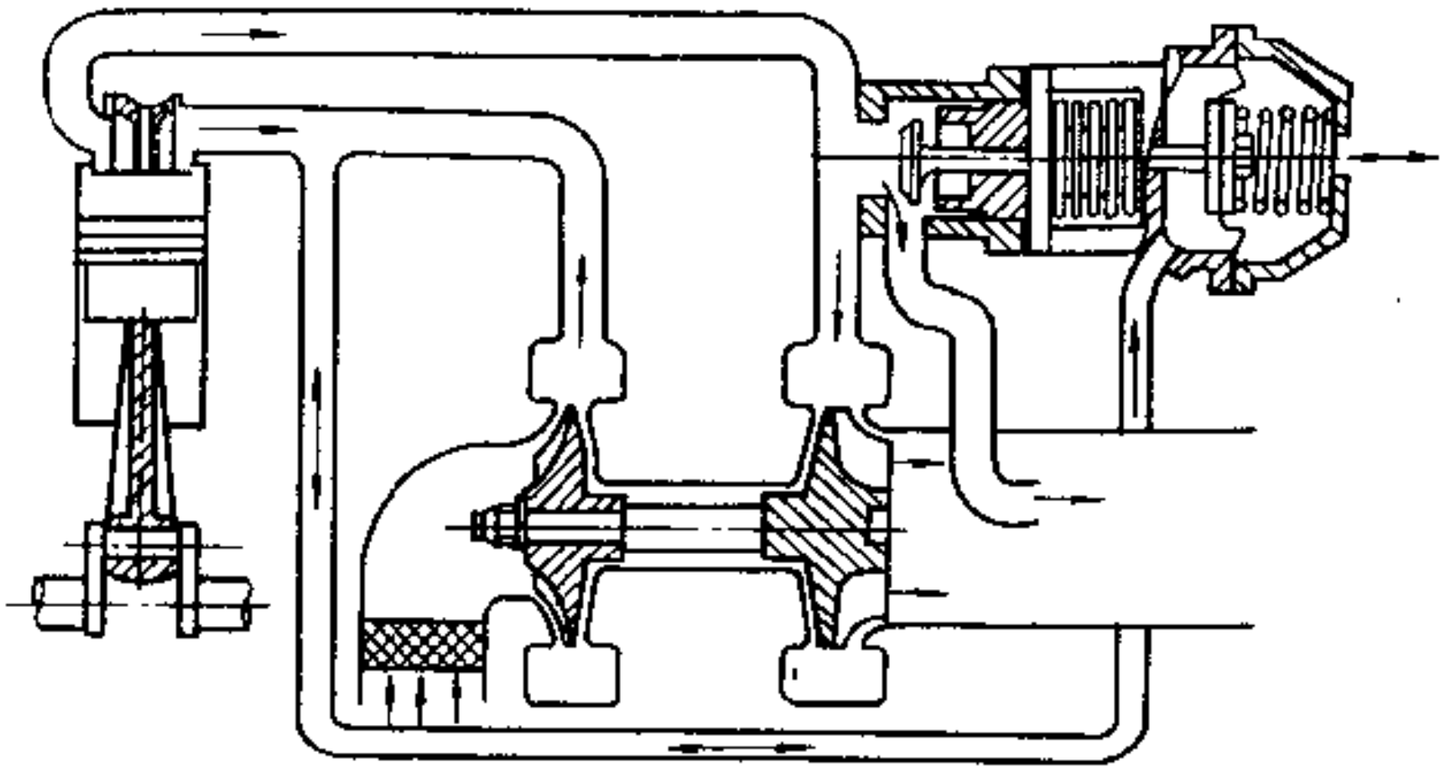


图 3-12-18 带放气阀的涡轮增压系统

图 3-12-19 是非增压、增压无放气阀及增压有放气阀三种情况下的转矩曲线的对比。由该图可看出，增压有排气放气阀的转矩特性曲线最为理想。

3.12.10 增压空气中间冷却（简称增压中冷）

1）增压中冷的作用

将经压气机压缩后的高温空气进行冷却，可使进入发动机气缸的空气密度进一步提高，从而提高发动机动力性，减轻发动机的热负荷，降低排温，改善经济性，降低排放，尤其是可以大大降低 NO_x 的排放量（图 3-12-20）。

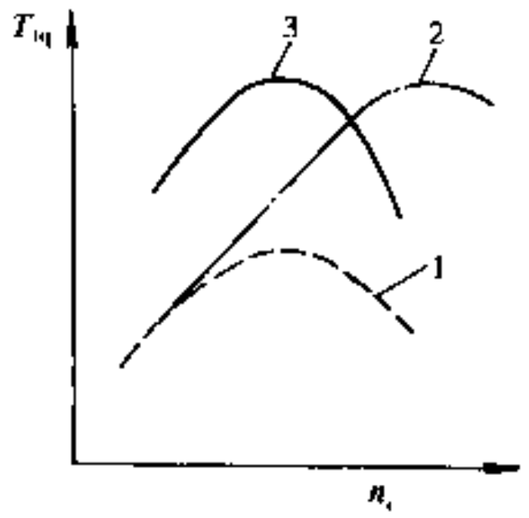


图 3-12-19 发动机转矩曲线比较
1-非增压；2-增压无放气阀；3-增压有放气阀

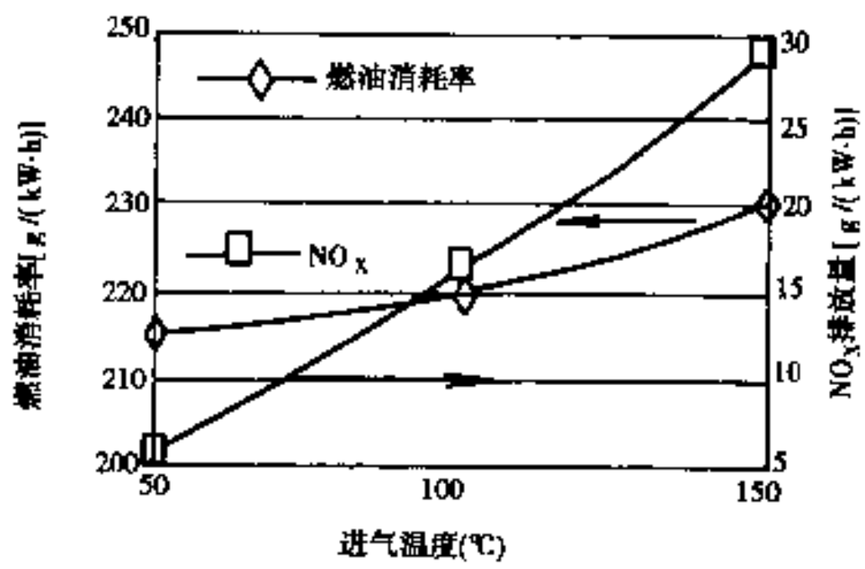


图 3-12-20 进气温度对燃油消耗率和 NO_x 排放的影响

一般增压空气温度每下降 10℃，发动机功率可增加 3%左右，燃料经济性也有所改善。进气温度下降使排气温度相应下降，这对降低发动机热负荷和提高增压器的使用寿命等都十分有利。

对汽油机来说，增压中冷更为重要，因为汽油机增压受爆燃和热负荷的限制，降低增压空气的温度对减轻汽油机的爆燃和热负荷有重大作用。

2）增压空气中间冷却器（简称中冷器）

中冷器实际上是一种热交换器，它分为水冷式和气冷式两种结构型式。水冷式利用汽车发动机的水冷

汽车论坛 http://www.qclt.com

却系统来冷却增压空气，结构较为复杂，且冷却效果受发动机水温的限制，不可能达到更低的温度。

气冷式即空-空中冷器，它用管子将增压空气引至安装在发动机冷却水散热器前面的空气散热器，利用发动机的风扇和汽车行驶时的迎面风来冷却增压空气。气冷式中冷器的体积比水冷式的大，它不增加发动机散热器的散热负担，但对散热器的散热有一定影响。其温降一般为25～60℃。

3.12.11 涡轮增压技术的发展

1）可变喷嘴增压器

可变喷嘴涡轮增压器（Variable Nozzle Turbocharger，简称VNT）见图3-12-21，在发动机低速运转时，其控制机构能自动关小喷嘴截面积，即使通过喷嘴的排气不多，也可使增压器具有较高的转速和较高的压比，可提高低速时的转矩和改善增压器的反应迟缓，降低加速烟度（图3-12-22）。在发动机高速时，喷嘴截面积自动增大，以降低增压器转速和压比，避免发动机热负荷和机械负荷过高。

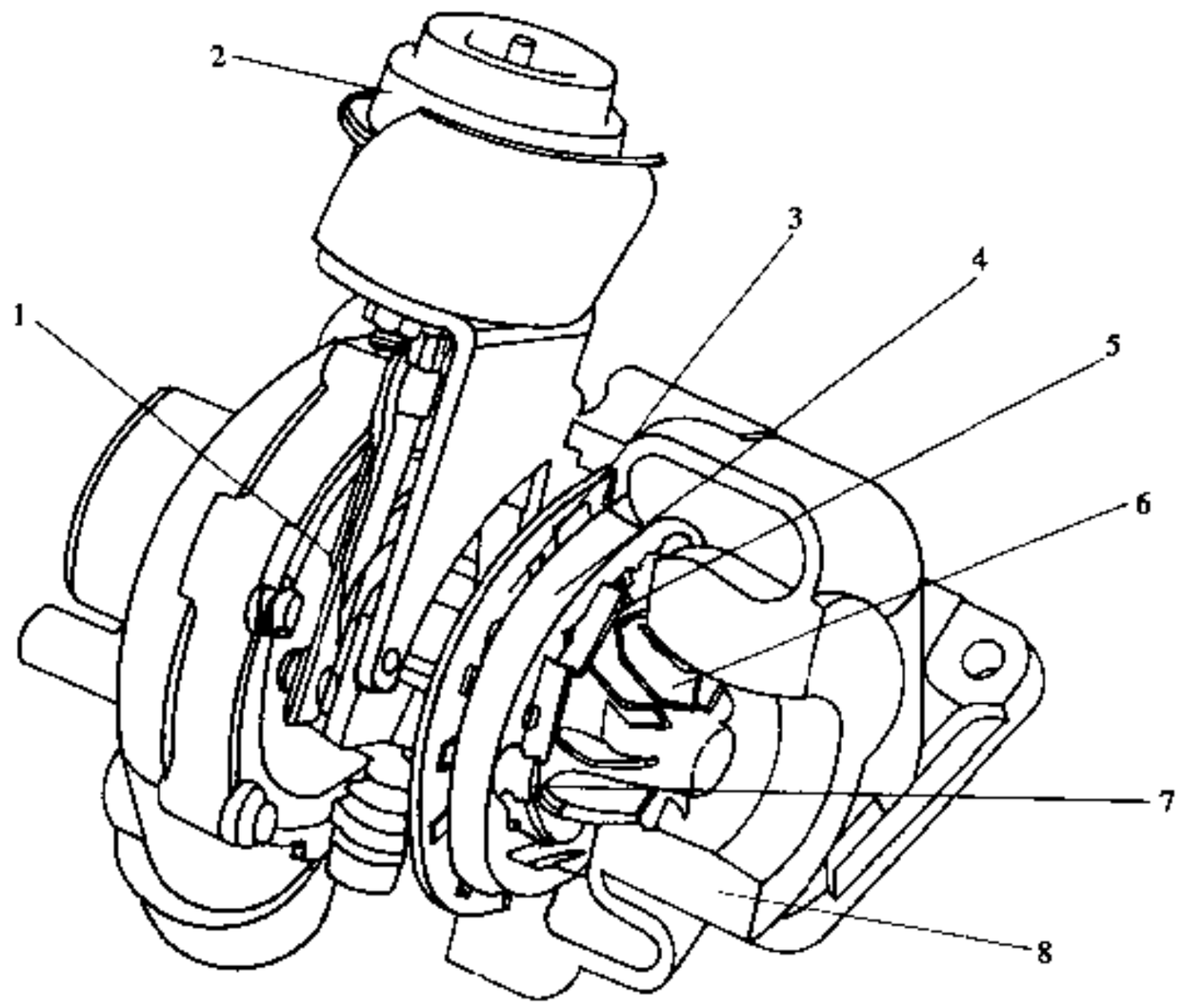


图3-12-21 VNT增压器

1-曲柄机构；2-执行机构；3-连接环；4-喷嘴；5-风扇；6-涡轮叶轮；7-腔；8-涡轮壳

可变喷嘴涡轮增压器与采用放气阀的增压器相比的优点在于放气阀增压器在高速时将部分废气旁通排出，浪费了能量，而VNT能较好的利用能量，改善了燃油消耗。它是一组可以转动的喷嘴，用轴销固定于托盘上。喷嘴的转动是由机械-膜片式或电子控制式执行器实现喷嘴及其转动机构，长时间处于高温燃气的包围之中，所以对结构设计和材料要求都很高。喷嘴一般为铸件，也可用钢带弯制而成。可变喷嘴增压器制造成本较普通增压器提高近一倍。

2）滚动轴承

浮动轴承在全负荷时，油膜建立充分，轴承阻力损失小，但在起动和部分负荷时，其摩擦损失较大。滚动轴承可降低摩擦损失，改善发动机的低速转矩。同时，涡轮轴的随机跳动量大大减小，叶轮与涡壳间的间隙减小，可使增压器的效率提高5%～7%。

3）采用涂层技术

在涡轮壳和压气机壳内壁，涂上软性材料的可擦涂层（图3-12-23），叶轮转动时与该涂层相互摩擦，自动形成必要的间隙，可大大减小增压器工作时的漏气量，小型增压器采用此技术后效率可提高7%～8%。

4）陶瓷涡轮

与钢质涡轮相比，陶瓷涡轮质量小、耐高温、抗氧化性能好，能减小转动惯量，改善响应性。

汽车论坛 http://www.qclt.com

5）钛铝合金涡轮

由于钛铝合金密度低，可以大大减小转动惯量，改善响应性，它与陶瓷涡轮相比，有较高的抗击碎强

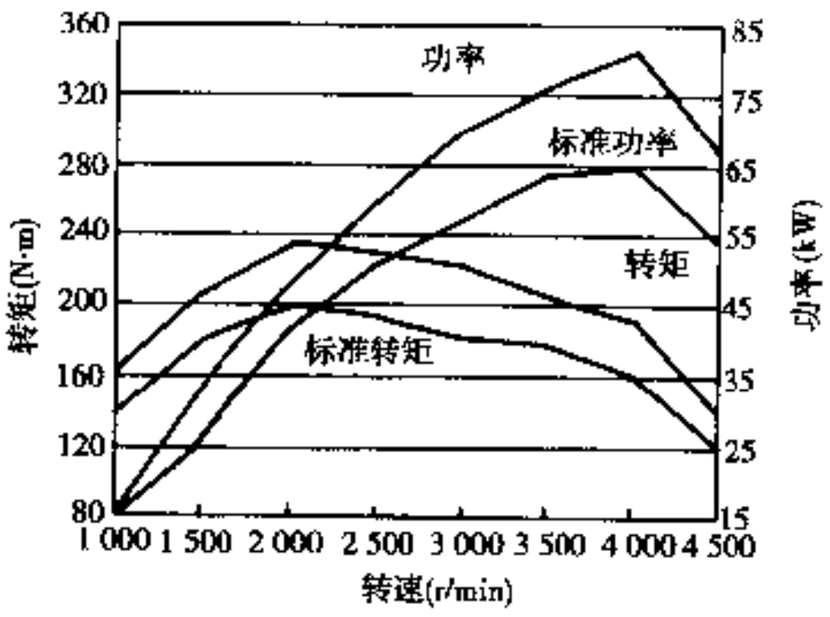


图 3-12-22 一台 1.9L 柴油机装 VNT 与普通增压器性能相比

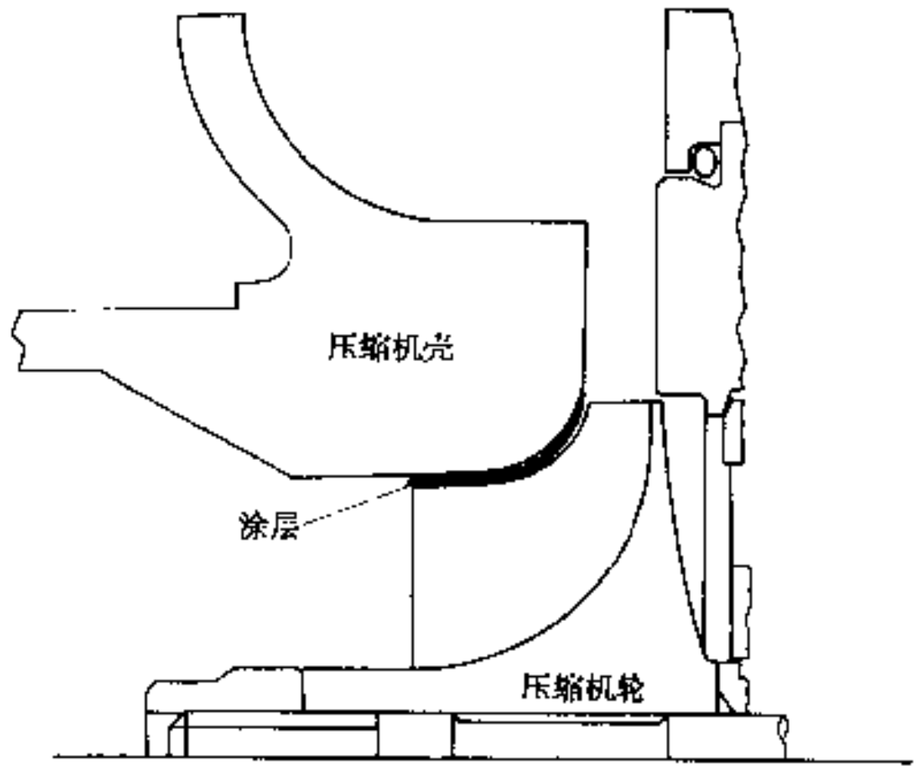


图 3-12-23 采用涂层技术

度，且其材料成本较陶瓷材料便宜 60%左右。（撰稿人：陈人华）

3.13 排气净化装置

由汽车产生的大气污染物可分为汽车排气污染物、曲轴箱排放污染物和燃油蒸发污染物。排气污染物中含有 CO、HC、NO_x 等，曲轴箱排放和燃油蒸发污染物主要是 HC。

排气污染物控制对策分为优化和改善发动机燃烧过程为主的机内净化措施和以三效催化为主的机外净化措施。前者把改善发动机的燃烧过程作为主体，采用排气再循环（EGR）技术降低 NO_x，或采取排气管二次空气喷射技术，提供过量的氧气，使 HC 和 CO 燃烧；后者采取电控燃油喷射、闭环控制和三效催化技术。随着汽车排放标准的进一步严格，电控燃油喷射和三效催化技术已占主导地位。

3.13.1 点火定时

推迟点火可以有效降低 HC 和 NO_x 排放，但同时使热效率下降，输出功率和燃料经济性恶化，也使起动性能和低温时发动机的平稳性恶化。另外，由微机控制的电子式点火定时控制装置，在所有运转状态下，能够保证燃油消耗、输出功率以及排气净化性能所要求的最适宜的点火定时。

1）点火定时与污染物排放

如果点火提前角比 MBT（获得最佳转矩的最小点火提前角）滞后 10℃A（曲轴转角），NO_x 排放降低 20%～30%，若滞后 20℃A，则下降 40%～65%。这是由于点火滞后，发动机燃烧室最高温度降低，从而使 NO_x 生成量减少，降低了污染物排放量。采用推迟点火的方式降低 NO_x 排放量，在低负荷时下降率高于高负荷时下降率。另外，混合气若变浓，下降率有变小的趋势。

如点火提前角滞后于 MBT，HC 排放也同样减少，这是由于推迟点火后，排气温度上升，促进了排气行程 HC 的氧化反应，降低了 HC 排放量。在稀空燃比（如 16）时，HC 减少的多；浓混合气时，由于残余废气的氧气较少，HC 降低也较少。

由于 CO 主要与空燃比有关，因此使点火定时滞后 MBT，仅使 CO 稍增加，变化不大。

推迟点火将导致燃油消耗量上升，比 MBT 推迟 10℃A，油耗上升 2%～5%，推迟 20℃A，油耗上升 15%～20%。

2）点火定时控制装置

汽车论坛 http://www.qclt.com

图3-13-1 为在排放控制法规较松时采用的一种点火定时控制装置。在加速初期，通过延迟阀(图3-13-2)传递真空度，使点火提前角推迟，保持点火滞后状态，可以降低 NO_X 和 HC 排放。将根据冷却液温度进行真空切换的温度真空切换阀（TVSV）设置在其通路内，可以在低温或冷却液温度异常上升时，

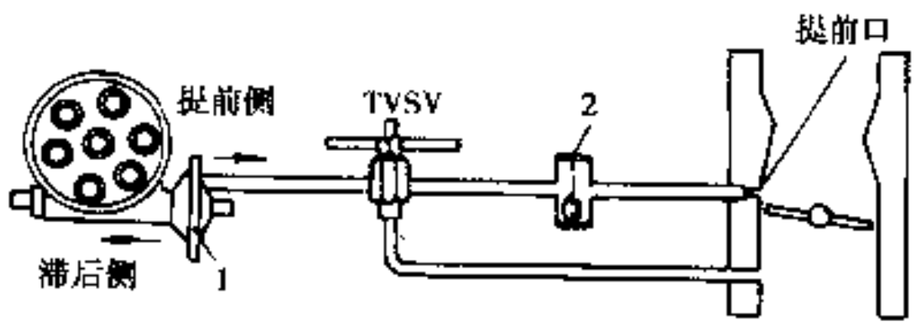


图3-13-1 点火定时控制（使用延迟阀）
1-真空提前装置；2-延迟阀

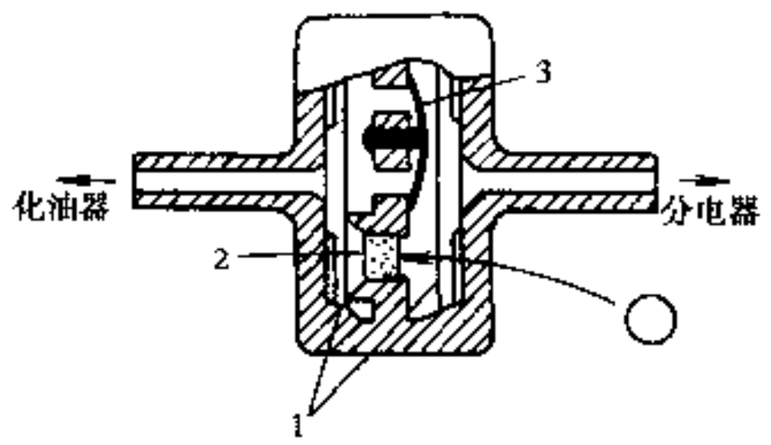


图3-13-2 延迟阀的结构
1-滤清器；2-金属陶瓷（阻尼器）；3-单向阀

使点火定时恢复正常状态。（撰稿人：李海林）

3.13.2 排气再循环

1）概述

排气再循环（Exhaust Gas Recirculation，简称 EGR）是目前常用于控制内燃机 NO_X 排放的有效措施之一。它把一定数量的排气引入发动机的进气系统，使得发动机混合气中惰性气体（H_2O、N_2、CO_2 等）的比例增加。由于这些惰性气体具有较高的比热容，经排气稀释的混合气的比热容增高，使发动机最高燃烧温度下降，而排气对新混合气的稀释又降低了混合气体气中氧的浓度，因而排气的导入恶化了 NO_X 的生成条件，从而有效地抑制了 NOx 的生成。此外，适当的 EGR，还有降低发动机泵气损失、减少工质向冷却液的传热损失、提高循环效率等效果。

然而，EGR 量过大，将会使燃烧速率下降、燃烧稳定性恶化，从而影响发动机的动力性、经济性以及 HC 排放特性。这可以通过对 EGR 量进行适当的控制，并与发动机其它参数调整有机配合，达到降低 NO_X 排放与发动机动力性、经济性及 HC 排放特性之间的适当折衷。

排气再循环量通常用 EGR 率来表示，它反映了再循环排气占总进气量的百分率，其定义如下：

$$\text{EGR 率} = \frac{\text{再循环排气量}}{\text{吸入空气量} + \text{再循环排气量}} \times 100\%$$

图3-13-3 表示 EGR 率对发动机性能和排放的影响，增加 EGR 率，NO_X 大幅度降低，但功率和燃油经济性恶化。一般根据发动机结构和不同工况，EGR 率在 5% ~ 25% 范围内变化。

图3-13-4 示出了 EGR 率和点火定时对发动机性能和排放的影响。左、右两侧图形分别为不同 EGR 率和不进行 EGR 情况下点火定时对发动机的影响，(A)、(B)、(C) 对应于不同的空燃比。

此外，压缩比的适度提高，有利于改善燃烧稳定性，配合适当较高的 EGR 率，对降低 NO_X 排放和提高功率都有利，但实用中还应考虑最大功率时对燃料辛烷值要求增加等因素。

2）发动机不同工况对 EGR 的需求

根据发动机的不同工况的需求，对 EGR 量的控制提出了如下要求。

①在低速、低负荷工况，NO_X 排放浓度比较低，且气缸内残气量较多，燃烧稳定性较差，EGR 量应当减少或停止 EGR；

②在起动暖机过程中，由于进气温度和冷却液温度较低，NO_X 排放量较少，故一般在冷却液温度较低时不进行 EGR，以防止破坏燃烧稳定性；

③进气温度对发动机燃烧有很大的影响，在进气温度过低时，应适当减少 EGR 量；

④由于 NO_X 排放量随发动机负荷的增大而增大，因此，随着负荷的增大应相应地增加 EGR 量；

⑤在高速、全负荷工况，为保证发动机的动力性，应适当减少或中止 EGR；

⑥为降低加速工况的 NO_X 排放，在加速的过渡过程中进行适量的 EGR，一旦加速完成，应停止 EGR，

汽车论坛 http://www.qclt.com

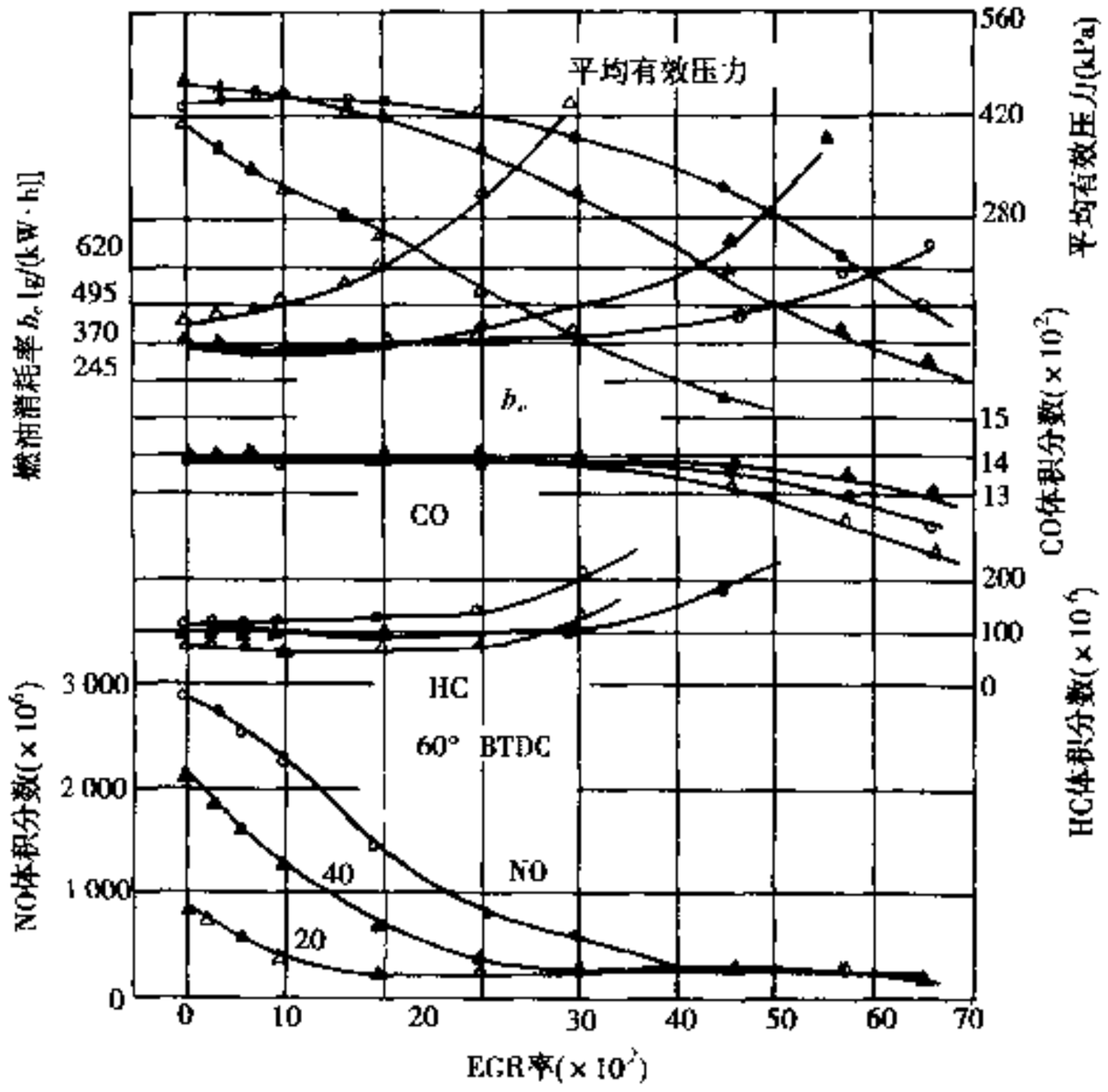


图 3-13-3 EGR 率对发动机性能和排放的影响

以保证车辆的动力性能。

3）EGR 系统及其控制方式

按照排气引入的位置不同，EGR 系统可分为节气门上游 EGR 和节气门下游 EGR 两种。对于上游 EGR，EGR 率受排气取出口与节气门上游 EGR 入口处之间压差的控制，但低温时，在节气门处有产生冰冻现象和沉积物附着现象的可能；对于下游 EGR，由于低负荷工况进气管真空度相应较高，压力差变大，因此，EGR 率增大，这一特性不能满足要求，需采取措施予以弥补，目前有许多 EGR 流量的控制方案。

EGR 系统的控制方式可分为机械控制和电子控制两类。

机械控制通常利用进气管真空度和排气压力来调节 EGR 率。图 3-13-5 所示的真空度控制方式是最简单的控制方式，它根据节气门附近的 EGR 口处的真空度来控制 EGR 阀。这时如高负荷区域内的 EGR 率合适，那么在中低负荷区域 EGR 率将过高，有可能进入失火界限，所以，需要对 EGR 系统作精确控制。图 3-13-6 所示为排气压力控制方式，它是一种基于排气压力与发动机吸入空气量大致成线性关系、根据排气压力控制 EGR 真空度的方式。背压阀 BPT（Back Pressure Transducer）使 EGR 控制量孔下游压力 p_e 近似保持一定，从而控制 EGR 真空度。这时的 EGR 量同发动机吸入空气量成比例，EGR 率由量孔流通截面积决定。图 3-13-7 为文丘里管真空度控制方式简图。它在 BPT 阀的基础上增加了文丘里管真空度控制功能，称为文丘里管真空阀 VVT（Venturi Vacuum Transducer），使文丘里管真空度作用于排气压和大气压动作部分的中间。当发动机吸入空气量增大时，文丘里管真空度就变大，EGR 控制真空度也变大，EGR 量增加。

电控 EGR 系统，是根据各类传感器检测到的发动机运转状态，并依据发动机各种工况下最佳 EGR 脉谱图控制 EGR 阀的开度，实现对 EGR 率的控制。安装在 EGR 阀上的位置传感器，可以检测 EGR 阀的开度值。在此系统中，微机存储了对应于发动机运转条件的 EGR 阀开度值（图 3-13-8），图 3-13-9 所示为带有 EGR 阀位置传感器的 EGR 控制系统实例。此外，微机控制还包括了根据发动机冷却液温度修正 EGR 量、加速工况修正 EGR 量，以及怠速和减速工况中止 EGR 等功能，从而使 EGR 率控制更好。

此外，实际应用中除了考虑 EGR 系统结构及控制方式外，EGR 气体的取出口和引入口、EGR 气体温度等需要仔细考虑。EGR 气体取出口多设计在排气管上，但也有把通路直接设置在气缸盖上的情况。对于

汽车论坛 http://www.qclt.com

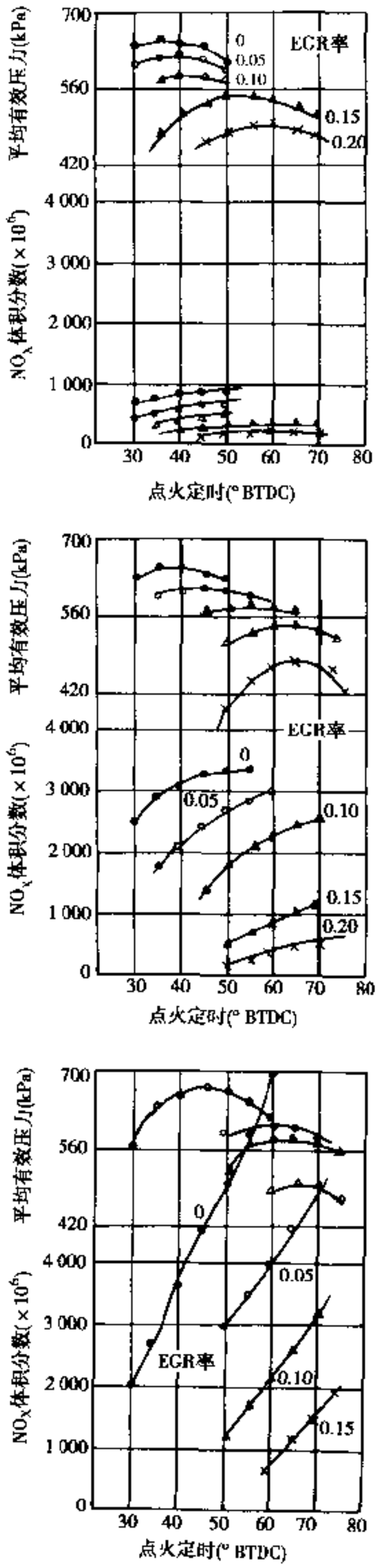


图 3-13-4 EGR 率和点火定时对发动机性能和排放的影响

汽车论坛 http://www.qclt.com

使用二次空气的发动机，EGR 气体取出口应设置在二次空气喷射装置的上游位置；对于增压机型，EGR 气体引入口位置若设置在压气机的出口处，则在中高负荷区难以实现 EGR，因此通常将其设置在压气机进口处，但需考虑排气对压气机叶片的污染影响压气机使用寿命。

EGR 气体温度影响 EGR 阀的使用可靠性，温度过高，会使 EGR 阀损坏。为此，可使用发动机冷却液或冷却气流来

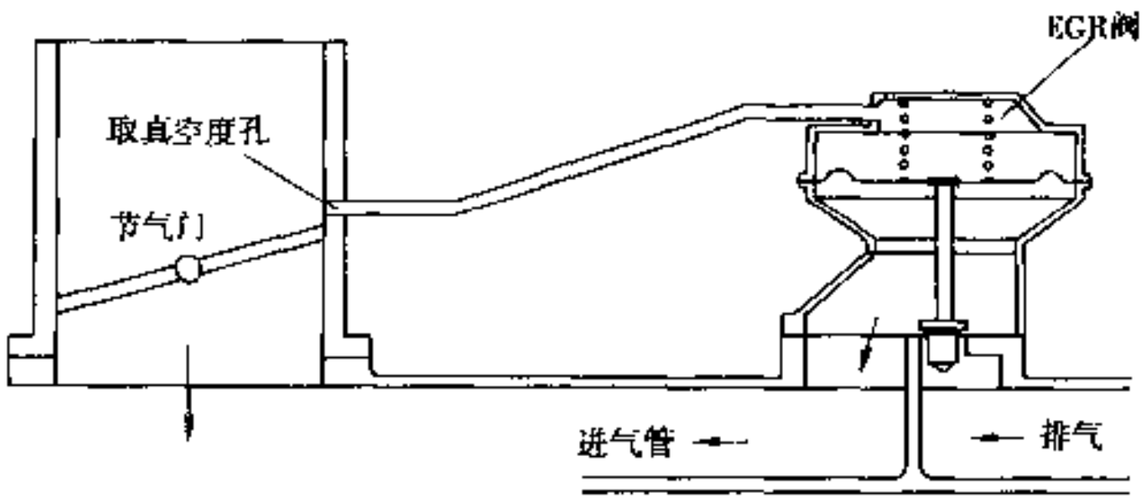


图 3-13-5 真空度控制方式

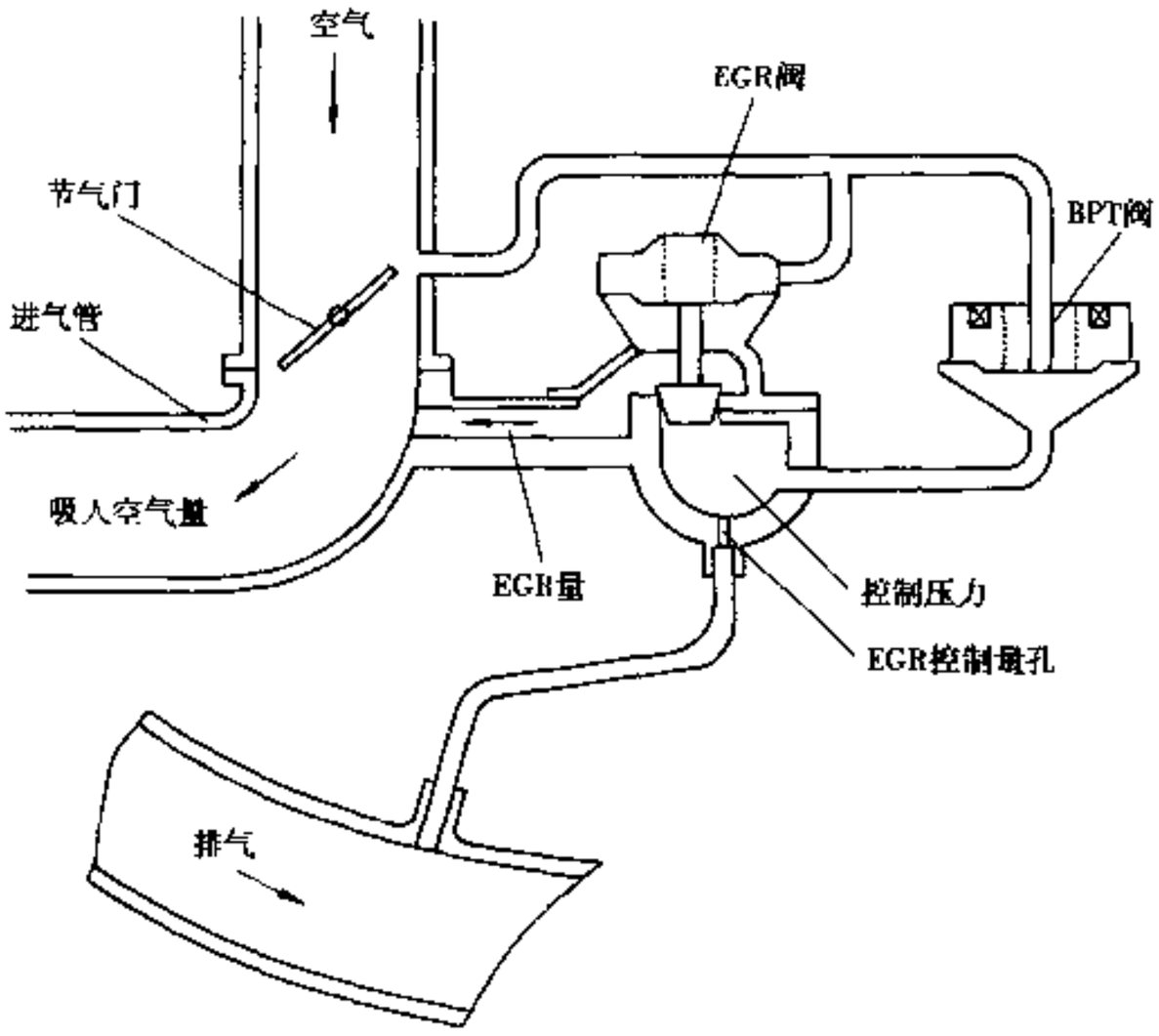


图 3-13-6 EGR 的排气压力控制方式（BPT 阀）

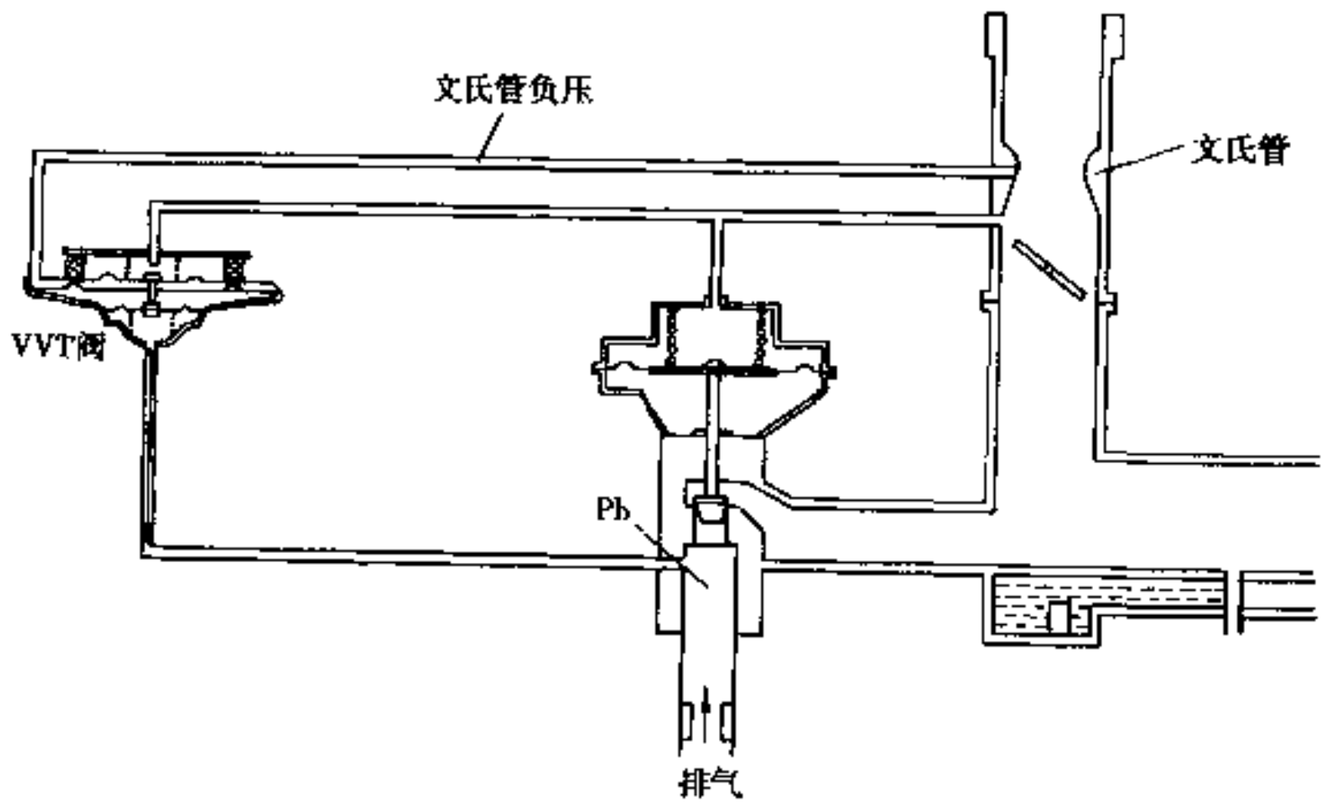


图 3-13-7 EGR 的文丘甲管真空度控制方式（VVT 阀）

冷却 EGR 气体，但是，过度冷却，有可能出现水分凝结造成腐蚀或沉淀物附着而堵塞通道的现象。（撰稿

汽车论坛 http://www.qclt.com

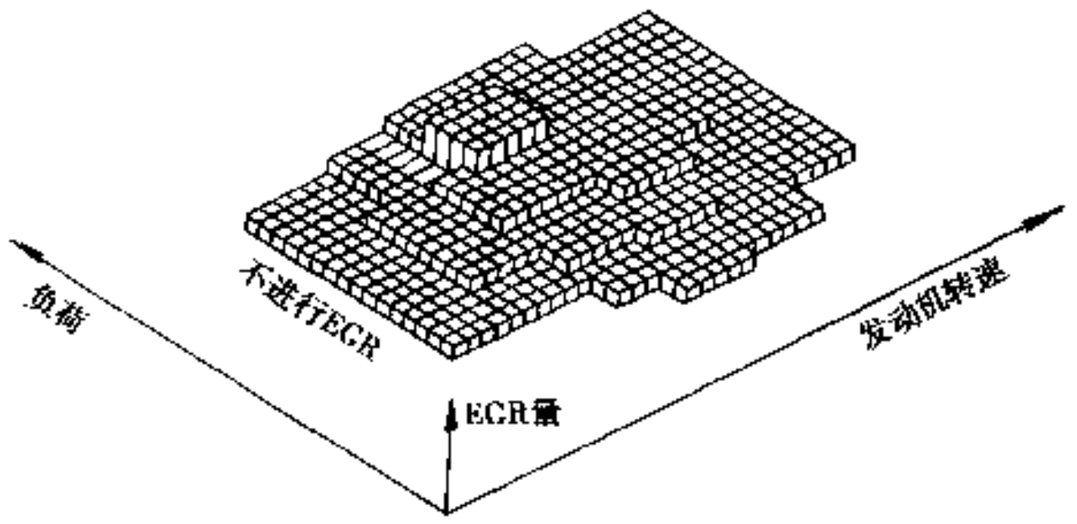


图 3-13-8 EGR 脉谱图实例

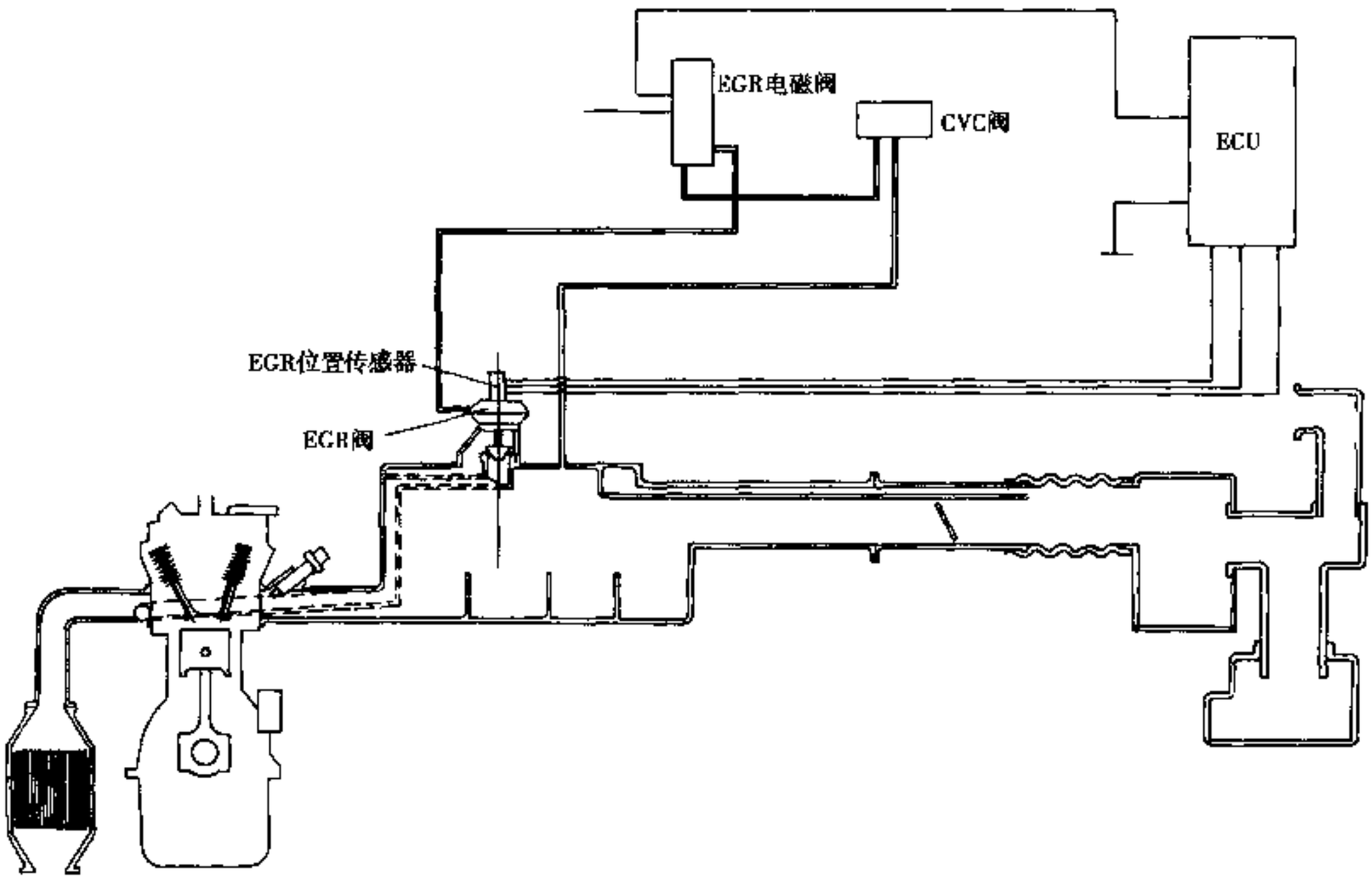


图 3-13-9 带有 EGR 阀位置传感器的 EGR 控制系统

人：吴志新）

3.13.3 催化剂与催化转化器

1）车用催化剂

汽车排气催化剂的作用是降低下列反应的活化能，促成并加速这些反应，使有害物质 CO、HC、NO_X 转化为无害的 CO_2、H_2O 和 N_2。

氧化反应：$2CO + O_2 \rightarrow 2CO_2$

$C_mH_n + (m + n/4)\ O_2 \rightarrow mCO_2 + n/2H_2O$

$2H_2 + O_2 \rightarrow 2H_2O$

还原反应：$2NO + 2CO \rightarrow 2CO_2 + N_2$

$2NO + 2H_2 \rightarrow 2H_2O + N_2$

$2(m + n/4)\ NO + C_mH_n \rightarrow mCO_2 + n/2H_2O + (m + n/4)\ N_2$

汽车论坛 http://www.qclt.com

水煤气反应：$CO + H_2O \rightarrow CO_2 + H_2$

$$C_mH_n + 2mH_2O \rightarrow mCO_2 + (2m + n/2)\ H_2$$

影响催化反应的主要因素有温度、反应物浓度及空间速度（排气流量/催化剂体积）。为了获得较高的反应效率，需对上述因素加以适当的控制。车用催化剂一般按空间速度为6～9万h^{-1}以下、温度为300℃以上选择催化剂的体积和安装位置。影响反应物浓度的关键因素是空燃比，通过各种方法控制发动机的空燃比是提高催化转化效率的有力措施。

目前广泛使用的催化剂材料主要是贵金属铂（Pt）、铑（Rh）和钯（Pd）。其它催化剂材料有过渡金属（Co、Mn、Cu等）氧化物、复合金属氧化物（钙钛矿型，尖晶石型等），一般都与微量贵金属共同使用，但其活性与贵金属有一定差距，尤其是低温活性较差。另外，某些活性碳纤维对NOx有还原作用。

三种贵金属催化剂材料活性各有特点，一般多采用混合型催化剂。考虑到价格因素，近年来纯钯催化剂的研究取得了很大进展。铂对饱和HC有很高的活性，对CO氧化活性也很高，对还原活性较差，热稳定性差，具有较好的抗中毒能力。钯对CO氧化活性很高，对烯烃氧化活性很高，做成大颗粒时对烷烃有很高活性，加适当助剂时对NOx还原活性很高，热稳定性好，起燃活性很好，抗中毒能力差；铑对CO氧化活性一般，对NOx还原有很高的活性，对HC氧化活性差，在富氧下热稳定性差，抗中毒能力较低。

2）催化转化器

催化转化器是利用催化剂将汽车排气中的有害物质CO、HC和NOx转化为无害物质的装置。按照功能分为氧化催化器、还原催化器、还原－氧化催化器和三效催化器几种。氧化催化器用于CO、HC的净化，它通常用于空燃比控制精度不高的发动机，由于氧化催化器在富氧的条件下能充分发挥作用，一般需要在排气系统中补充二次空气，以获得较高的转化效率。

还原催化器主要用于对NOx的净化，在浓混合气的条件下的转化效率较高，但这与发动机的经济性要求相矛盾，因此人们研究开发了一些具有一定储氧能力或NOx吸附能力的催化剂，利用发动机运行工况的变化，提高NOx的转化效率，用于柴油机或稀薄燃烧的汽油机。

还原－氧化催化器先利用浓混合气的条件将NOx净化，然后补二次空气将剩余的CO、HC进行氧化。

三效催化器是同时降低CO、HC和NOx的催化转化器。它只在空燃比控制在化学计量空燃比附近时对CO、HC和NOx同时具有很高的转化效率，需要发动机对空燃比进行精确控制。三效催化器由于具有良好的转化性能，在汽车排气污染控制中得到了广泛的应用，成为汽车排气净化的有效手段。

催化转化器主要由涂有催化剂的载体和壳体构成，另外还有垫层、隔热罩等辅助部分。

载体按形状上分为颗粒型和整体蜂窝型两类；按材料分为有金属载体和陶瓷载体两类。无论何种载体，一般在涂敷催化剂之前都要在其表面涂敷γ氧化铝涂层，后者是一种具有很大比表面积的多孔性涂层，它有利于催化剂及催化助剂在其表面的分散，增加催化剂与排气分子的接触机会，有利于催化反应的进行。

颗粒型载体一般为直径2～4mm的球形或圆柱形，其材料一般为γ氧化铝或表面涂γ氧化铝的陶瓷。大量催化剂颗粒被装入带孔容器中，排气通过小孔穿过颗粒层实现排气净化。催化器设计时应设法加大排气流通面积，降低阻力。封装时，应使颗粒充实，避免使用过程中由于松动造成快速磨损。很多催化器设有加装孔，用于补充或更换催化剂颗粒。与整体蜂窝型催化器相比，其优点是载体成本低，工艺简单，催化剂可补充或更换；其缺点是排气阻力大、易磨损、质量大、热容量大、起燃慢。目前颗粒型催化器在汽车上的应用正逐步减少。

整体蜂窝陶瓷载体是目前应用最广泛的一种载体，它由多孔堇青石（$2MgO.2Al_2O_3 \cdot 5SiO_3$）材料经挤压成型再经烧结而成（图3-13-10）。堇青石材料的特点是热膨胀系数低，在温度剧烈变化的条件产生的热应力较小。由于蜂窝陶瓷载体具有多孔性，高表面积的氧化铝涂层能牢固地涂敷在其表面（图3-13-11）。

由于汽车在运行过程中要受到振动，催化器封装蜂窝



图3-13-10 蜂窝陶瓷载体

汽车论坛 http://www.qclt.com

陶瓷催化剂时要衬以减振垫（图 3-13-12）。常用的减振垫有金属丝网和陶瓷纤维两种。金属丝网减振垫由不锈钢制成，结构简单、使用方便，对各零件尺寸精度要求不高，但在催化器封装过程中要在载体两端加密封环，以防止气体从旁路泄漏，并且不隔热，造成壳体表面温度过高及起燃慢。一般在催化器外壳要加隔热罩，仅限于在低温条件下使用。陶瓷纤维垫层有膨胀垫层和非膨胀垫层，非膨胀垫层在高温的场合下使用，靠较大的初始应力维持对载体的紧固。

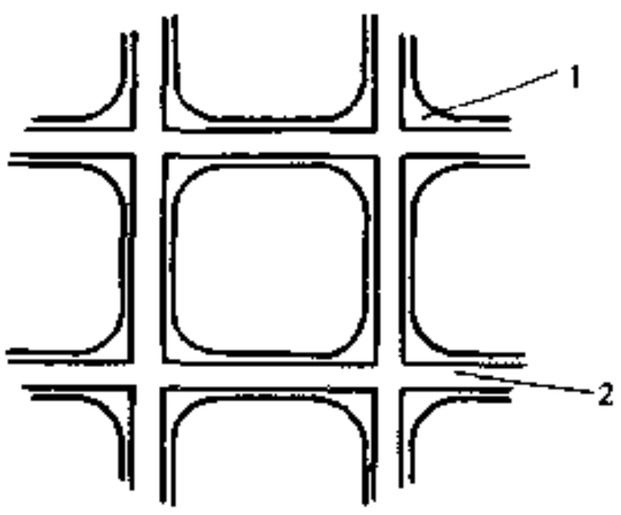


图 3-13-11 载体与涂层
1-氧化铝涂层；2-载体



图 3-13-12 蜂窝陶瓷载体催化转化器
1-壳体；2-垫层；3-载体

膨胀垫层在汽车排气催化转化器中得到了广泛的应用，它由硅酸铝纤维、蛭石和有机粘合剂加工而成。它的高温膨胀特性弥补了由于金属外壳热膨胀系数大而载体热膨胀系数小造成的包紧力的降低，使载体始终牢固地包裹在壳体之中。膨胀垫层的压紧力随压缩厚度的变化而急剧变化，同时，一定的压缩力是紧固载体、减缓垫层遭受侵蚀的必要条件，因此载体和壳体的相关尺寸精度要求很高，必要时要进行选配。增大垫层厚度能降低对零件的尺寸要求，设置挡圈或密封圈可减轻气体对垫层的侵蚀。

金属蜂窝载体由 Fe－Cr－Al 系铁素体不锈钢制成，它具有较低的热膨胀系数和较高的抗氧化性，加入铈（Ce）、钇（Y）、铪（Hf）、钪（Sc）等稀土金属可提高它的使用温度。金属蜂窝载体的优点是耐冲击性好、壁薄、质量小、导热性好、热容量低、起燃快、排气阻力小；其缺点是涂敷性能较差、价格较高。目前金属蜂窝载体在高温场合下的应用正在逐步增加。

催化转化器壳体一般由不锈钢制成，应具有足够的强度和刚度，特别是蜂窝陶瓷载体所用的壳体，必须确保在封装和使用过程中，壳体对载体具有适当的、均匀的紧固力，必要时壳体上要设置一些加强筋。对于绝热要求比较高的催化器，前、后锥管都要用隔热垫包裹，使整个催化器外表面温度较低。壳体外形或内导流锥管的设计应使气流尽可能均匀地流经载体的各个部分，提高催化剂的利用率，降低流通阻力。

3）催化转化器的劣化和对策

催化转化器经过长时间使用后，其转化效率会逐步下降，这一过程称之为劣化。劣化主要有热劣化和中毒劣化两种方式。当催化剂处于 800～900℃以上高温时，就产生热劣化。温度越高，高温持续时间越长，劣化越严重。热劣化的原因是活性成分结晶粒子的半熔融引起的活性点的减少和活性氧化铝涂层发生相变而引起表面积缩小及细孔特性变化等。减少热劣化的措施有：加入适当的催化助剂和稳定剂，以提高其高温下的热稳定性，避免大量气体在催化器中燃烧，适当远离发动机以降低最高排气温度等。如果出现发动机失火，大量混合气在催化器中燃烧而温度过高，有可能造成载体的熔化使催化器损坏。中毒劣化是由于有毒物质与活性物质结合或覆盖在活性物质表面上使之失去活性的劣化方式。汽油中的硫，汽油添加剂中的铅，以及润滑油添加剂中的磷等都对催化剂有毒害作用。解决催化剂中毒的根本办法是改善汽油和润滑油的品质，尽可能将有毒成分降至最低。调整催化剂配方及涂敷工艺也能在一定程度上延缓催化剂中毒。在机械振动、热冲击和排气脉动气流的冲击下，催化剂涂层有可能出现剥离脱落现象，颗粒型载体表面摩擦也会使催化剂脱落，这些都会造成催化器转化效率的下降，可采用改善涂敷工艺等方法加以避免。

4）催化转化器与汽车的匹配和优化

不同车型和使用场合对催化器有不同的要求。首先是催化剂的用量，包括催化剂体积和贵金属含量的

汽车论坛 http://www.qclt.com

优化，即要在催化性能、使用寿命和成本之间找到一个最佳折中。其次是整体布置和外形设计优化，即通过汽车底盘相关零件的布置、催化器结构和外形设计，减小气流流通阻力，改善气流分布，降低排气噪声，避免催化器对周围零部件产生不利影响。同时根据催化器的起燃特性和耐高温能力，恰当地安排催化器位置，以兼顾催化器的转化效率和使用寿命要求。（撰稿人：张春龙）

3.13.4 燃油蒸发控制装置

汽车燃油蒸发污染物占汽车 HC 总排放量的 20%左右，主要来自汽油车的供油系统（即燃油箱、化油器等），并且蒸发排放量随供油系统的温度的上升而增加。

目前主要被采用的方法为曲轴箱法和炭罐法控制燃油蒸发排放量。曲轴箱法工作原理是当发动机熄火时，燃油箱和化油器的蒸发排放物被引入发动机曲轴箱贮存起来；当发动机工作时，燃油蒸气通过曲轴箱通风系统进入发动机进气歧管，并在燃烧过程中烧掉。

我国采用的是炭罐法。炭罐法工作原理（图 3-13-13）：当发动机不工作并处在热的环境温度时，来自燃油箱的蒸气顶开油箱压力阀进入炭罐，并被活性炭吸附贮存；当发动机工作时，炭罐清洗阀打开，新鲜空气从炭罐的通大气口进入并流过炭床，携带燃油蒸气进入发动机燃烧。

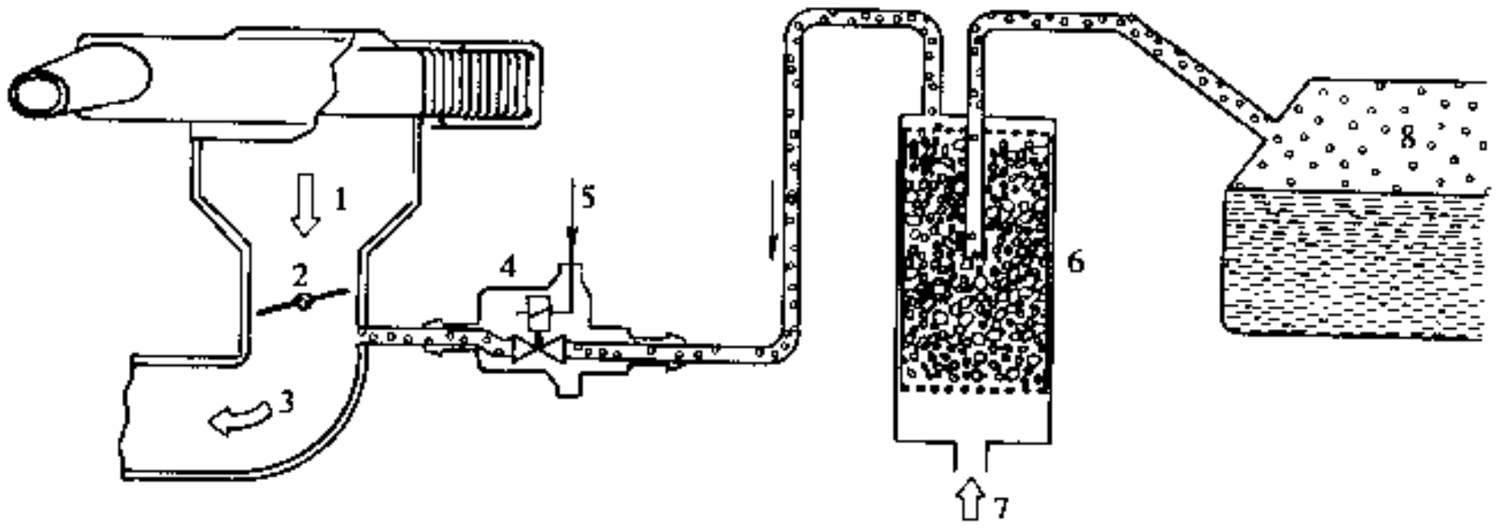


图 3-13-13 蒸发排放控制系统

1-空气；2-节气门；3 进气歧管；4-炭罐清洗阀；5-ECU 信号；6-炭罐；7-环境空气；8-燃油箱内燃油蒸气

炭罐一般是由壳体、活性炭（蒸气贮存区）、接油箱口、空气进口、清洗口、清洗阀及真空压力阀构成（图 3-13-14）。

炭罐有效容积指炭罐中活性炭的容积。一般燃油箱容积越大，形状越扁平，所需的炭罐有效容积越大。炭罐工作能力是指 100mL 炭罐有效容积的有效吸附量。有效吸附量指为炭罐吸附汽油或丁烷后的总质量与用空气脱附后的总质量之差。一般炭罐工作能力应大于 5.5g/100mL。（撰稿人：何瑞焕）

3.13.5 微粒物排放控制

1）柴油机的排放特性

柴油机的有害排放物主要有 CO、HC、NO_x 和微粒排放物（PM）。柴油机通常以较大的过量空气系数进行燃烧，较汽油机的 CO 和 HC 的排放量少，NO_x 和微粒的排放量较多。微粒的主要成分有碳烟颗粒（约占 30%）、可溶性碳氢有机物（约占 35%）、硫酸盐及水（约占 35%）。微粒比表面积大、吸附力强（吸附物有多环芳香烃、苯并芘等），且直径小、密度小，可长时间悬浮在大气之中，对人类的健康有很大的危害（微粒物很可能有致癌性）。因而，许多国家都制定了日趋严格的排放法规，对柴油机微粒物排放加以限制。

柴油机微粒排放的净化措施分为机内净化和机外净化两类。机内净化措施主要包括燃烧系统优化改进、采用增压技术、降低机油消耗量及改善柴油质量等，能有效地降低柴油机的微粒排放。然而，一般降低微粒排放与降低 NO_x 排放具有相互矛盾的关系，同时降低这两种排放比较困难，因此，当微粒排放标

汽车论坛 http://www.qclt.com

准很严时，通常还要采用机外净化措施。在机外净化措施中，应用最广泛的是微粒物的过滤、捕集净化技术，它对 HC 等可溶性有机物成分的过滤效率较低，但对碳烟颗粒的过滤效率较高，通常可达 60% ~ 90%。

2）颗粒排放物过滤净化系统

柴油机微粒排放物的过滤净化系统由过滤器及其再生系统两部分构成。在正常工作过程中，排气中的微粒物被过滤并聚集在过滤器中，当聚集物达到一定程度后，将会引起柴油机排气阻力增大，从而影响柴油机的性能，所以需要定期除去过滤器中聚集的微粒物，使过滤器恢复原始状态，即所谓过滤器再生。因此，过滤器本身的材料和结构决定了对颗粒物的过滤效果，而再生系统的工作特性决定了颗粒过滤净化系统的工作可靠性和使用寿命。

作为微粒过滤净化系统的关键部件，过滤器滤芯的研究和开发受到了普遍的重视，其材料和结构种类很多，而最具代表性的滤芯材料有陶瓷纤维、泡沫陶瓷、金属网和壁流整体式蜂窝陶瓷，其结构型式如图 3-13-15 所示。

研究表明，用作过滤器滤芯的材料应具有较高的过滤效率、较低的流动阻力、较高的机械强度和热稳定性、适宜大量生产等特性。近年来有一些新的过滤材料在柴油机上得到应用，如 SiC 具有孔径均匀、流动阻力小、过滤效率高、耐高温（超过 1600℃）等特点。就结构型式而言，目前以壁流过滤器最佳（结构见图 3-13-16），应用实例也最多。图 3-13-17 所示为 MTU 汽车的壁流式过滤净化系统，它由金属粉末在金属网上烧结得到的多孔粉末冶金材料制成波浪形后焊接而成。由于金属的导热性好、机械强度高，因此具有良好的耐热冲击、耐撞击性能和较长的使用寿命。

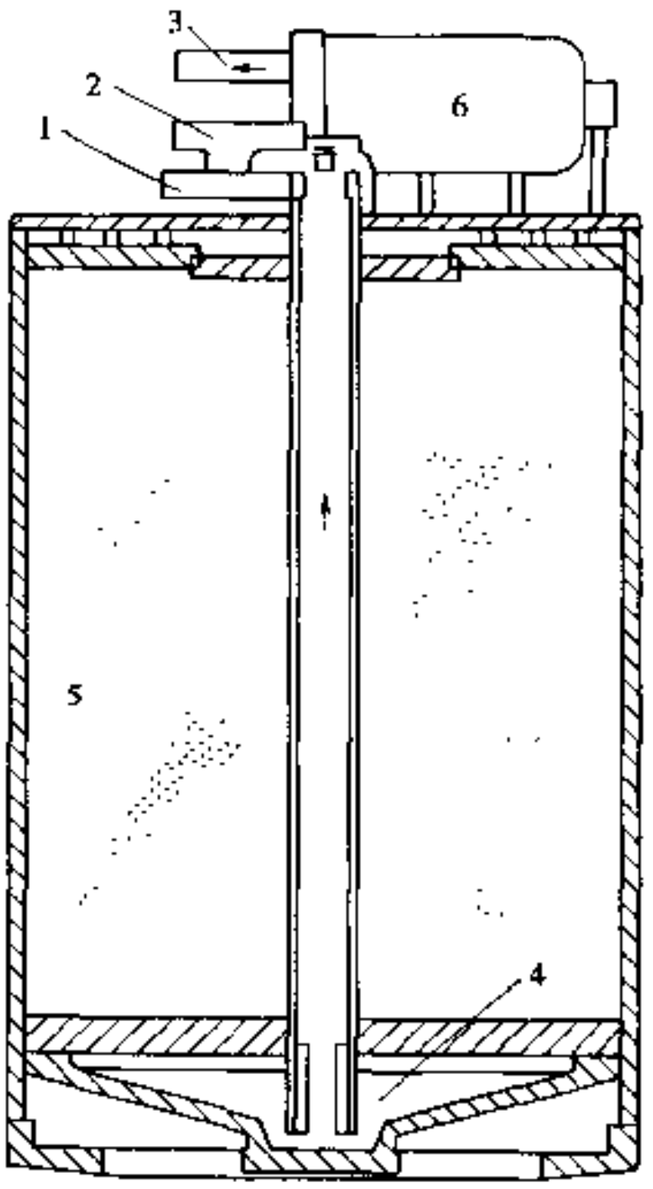


图 3-13-14 蒸发炭罐

1-接油箱口；2-空气进口；3-清洗口；4-液体燃料区；5-蒸气贮存区；6-清洗电磁阀

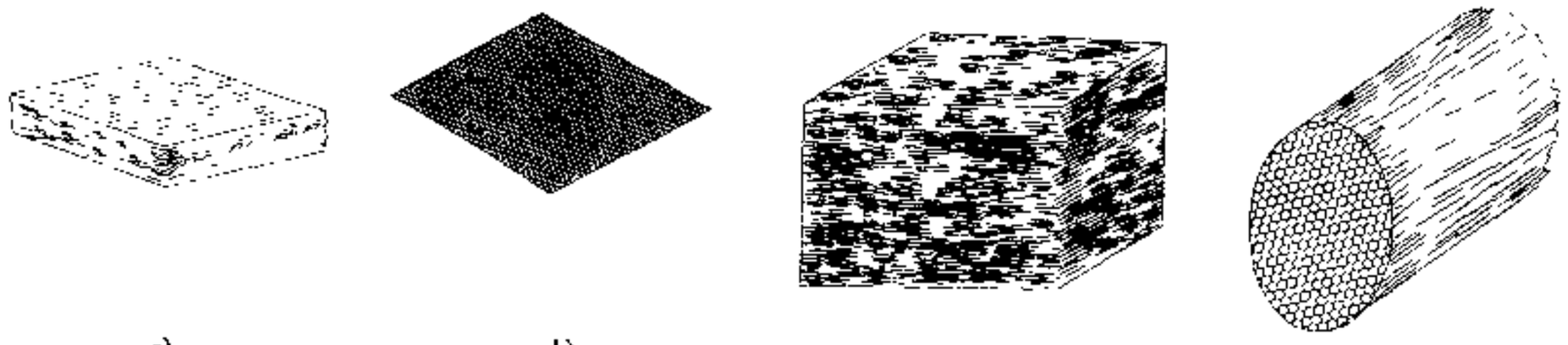


图 3-13-15 微粒滤芯材料

a)陶瓷纤维；b)金属网；c)泡沫陶瓷；d)壁流式蜂窝陶瓷

由于微粒排放物中大部分是碳烟和有机物，因此可以进行燃烧再生处理。然而微粒物的着火温度达 600℃，在柴油机正常运转条件下，大多数工况的排气温度低于此温度，无法依靠自燃方式进行燃烧再生处理，需要使用强制着火系统。表 3-13-1 对各种再生处理方法的性能和特点进行了对比，而由多种方法结合而来的再生处理技术如“进排气节流 + 催化剂涂层”技术正处于研究之中，尚未进入实用阶段。

再生系统的关键是其工作可靠性，若其性能下降或失效，则会由于大量堆积的微粒物的燃烧，造成过滤器的过度升温而损坏，从而引起柴油机排气堵塞、性能恶化。

3）其它净化系统

除过滤器以外，旋风方式、静电方式等微粒收集系统正在研究之中，但目前还存在许多问题，实用性

汽车论坛 http://www.qclt.com

较差。实用性好的系统，有蜂窝式催化处理系统。它只以微粒中 SOF 的氧化处理为目标，净化效率较低，但此方式不需要再生系统，还有降低排气致癌性的优点。此外，针对燃料本身也开展了降低微粒排放的研究，即把甲醇或二甲醚单独或同柴油并用，作为柴油机的燃料。这些措施降低微粒排放效果显著，但需要对发动机的点火系统和供油系统进行研究开发。（撰稿人：吴志新）

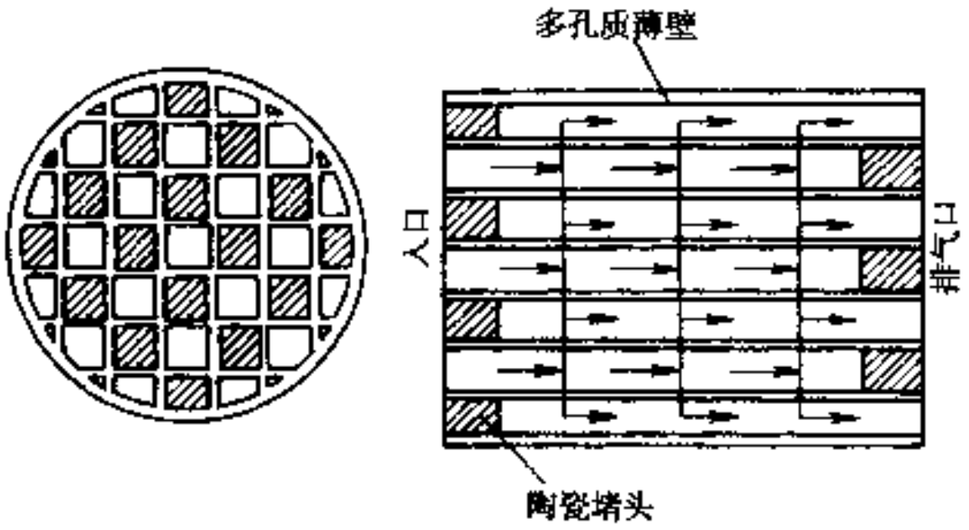


图 3-13-16 壁流式过滤器结构示意

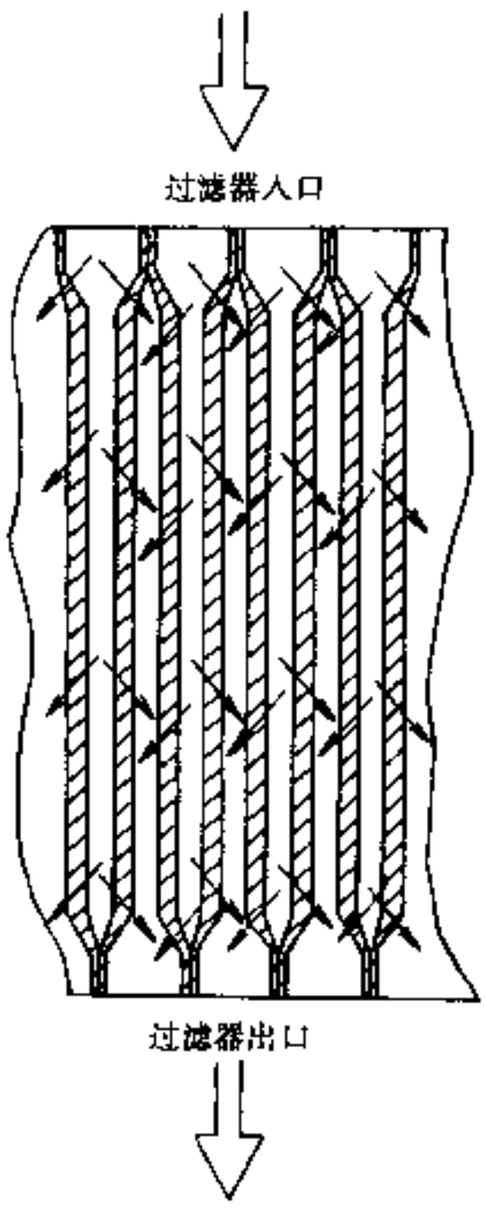


图 3-13-17 烧结滤芯实例

表 3-13-1 过滤器再生系统性能比较

方　式	基本构造	优　点	缺　点
燃烧器	空气泵、燃烧喷嘴、火花塞、旁通	着火可靠性高、再生效率高	燃烧器失火时过滤器烧损、控制复杂、成本高、有热损坏
电加热器	加热器、旁通、较大的发电机和蓄电池	着火可靠性高、结构简单	再生效率不稳定、耗电量大、加热器的可靠性较差
进排气节流	节流阀	结构简单	着火可靠性差
过滤器催化剂涂层		结构简单	低中负荷着火困难、可能产生硫酸盐、耐久性问题
燃料中添加催化剂	催化剂溶液添加系统、催化剂溶液箱	着火可靠性稍好	添加剂二次公害、过滤器被催化剂金属堵塞、发动机附着物
向过滤器喷射催化剂	催化剂喷嘴、催化剂溶液箱	着火可靠性相当好	添加剂二次公害、过滤器被催化剂金属堵塞

汽车论坛 http://www.qclt.com

3.14 附件传动装置

发动机附件主要有水泵、风扇、燃油泵、发电机、起动机、动力转向泵、空调压缩机、空气压缩机和分电器等，其中大部分使用带传动，也有一部分使用齿轮、链或其它方式传动。本节主要介绍以带传动的发动机附件的传动零件及其设计要点。

带传动的零件主要包括带轮、带、张紧轮和导向轮等。附件带传动方式以V带传动和多楔带传动为主。其传动原理是，利用带与带轮之间的摩擦力将发动机的动力传递给附件并使其在合适的转速下运转。简单轮系如图3-14-1所示。主动轮的包角 α_1 不是在整个带传动过程中都起作用，其起作用的范围是随着传递转矩的大小而变化，当传递的转矩较小时，靠近紧边部分包角（OB 段）在起作用，受摩擦力的影响，从 O 到 B，带的拉力由紧边的 F_1 逐渐减小到松边的 F_2，拉力的减小使带产生回缩，这就使带的速度略小于带轮的速度，产生了一种弹性滑动。当传递的转矩逐渐增大时，包角起作用的范围也在增大，即 B 点逐渐靠近 C 点，当整个包角都起作用（B 与 C 重合）时，传递的转矩达到了最大。如果传递的转矩再增加，就会产生真正的滑动。因此在带传动设计过程中，保证有足够的包角是十分重要的。在从动轮上也会产生上述现象，唯一不同的是，带的速度略大于带轮的速度。带与带轮的速度差应控制在1%的范围内，速度差过大会使带过热而损坏，控制带与带轮速度差最有效办法是控制带的弹性系数。简单轮系传递转矩计算公式为：

$$M = P/n = Fd_{e2}/2 \tag{3-14-1}$$

式中：M——驱动从动轮的转矩；

F——有效拉力，即带运行时紧边拉力 F_1 与松边拉力 F_2 之差；

d_{e2}——从动轮的有效直径；

n——从动轮的转速；

P——从动轮驱动的功率。

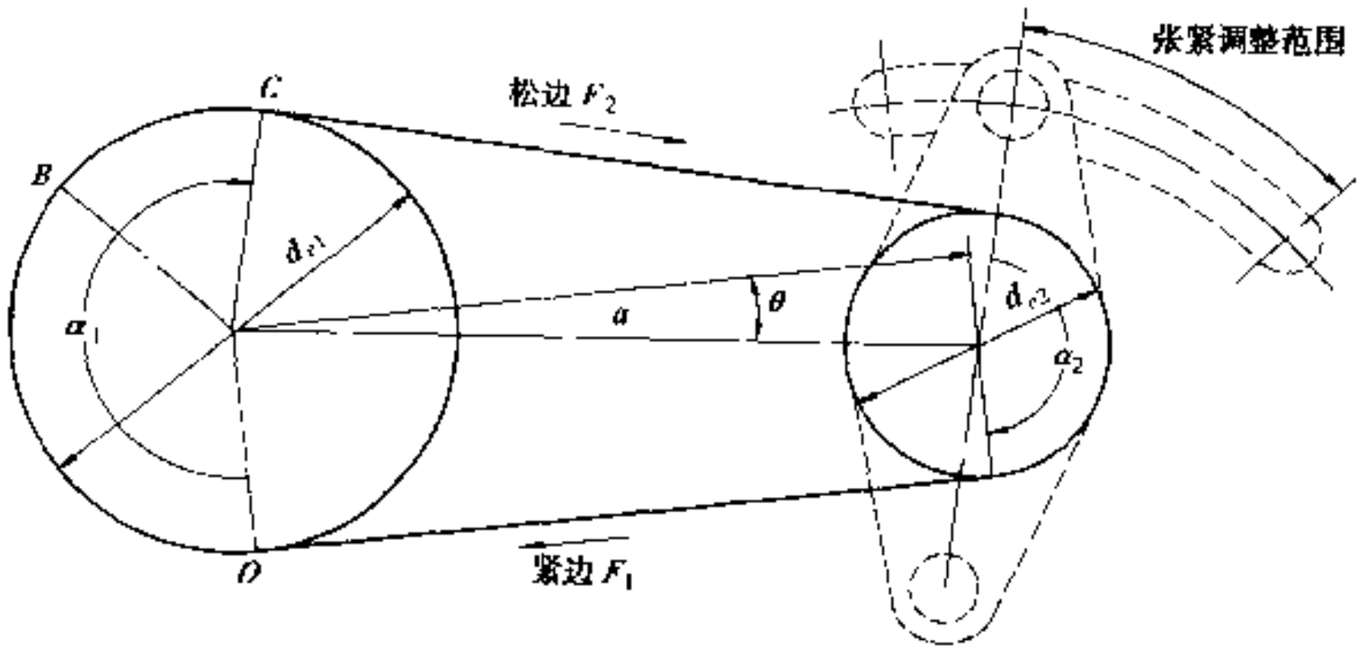


图3-14-1 简单轮系（二轴传动）

3.14.1 带轮

1）带轮材料

带轮的材料主要有钢板、铸铁、轻合金和树脂等。为适应汽车大批量生产的特点，多数带轮使用厚度为2mm左右、牌号为08Al的深冲压冷轧薄钢板材料，采用旋压工艺制成。如果采用铸件，带速小于30m/s时采用HT200，带速大于30m/s时采用35#或40#钢。小带轮（有效直径100mm以下）硬度不小于30HRC，大带轮硬度不小于20HRC。

2）带轮型式

汽车论坛 http://www.qclt.com

带轮截面几何形状和轮槽表面质量对带的寿命和传动效率有很大影响，因此世界各国对带轮轮槽的几何形状和表面质量都有具体的要求，目前我国汽车行业所采用的 V 型带轮的标准有：GB/T13405－1992《汽车 V 带轮》，按其槽形的有效宽度分为 AV10、AV13、AV15、AV17 和 AV20 五种，多楔带轮应按 GB13552－1998《汽车多楔带》标准，只采用 PK 型一种。

与 V 带传动相比，多楔带传动具有以下优点：传递转矩大，寿命长；可以背面传动；张紧拉力不容易消失，调整次数少；传动效率高；传递轮的数量多，减小了发动机的轴向长度。

3）V 带轮截面几何形状、参数和设计要求

V 带轮截面几何形状和参数见图 3-14-2 和表 3-14-1。带轮主要尺寸参数如下：

表 3-14-1 V 带轮的截面几何参数（mm）

槽 型	b_e	d_e	φ (°)	h_1	d_B	$2\Delta e$	$2x$	e	R_{min}
AV10	9.7	≥61	36 ± 0.5	11	$7.95^{\ 0}_{-0.025}$	1.5	3.8	13.5 ± 0.35	0.8
AV13	12.7	≥76	34 ± 0.5 36 ± 0.5	13.75	$11.124^{\ 0}_{-0.025}$	2.0	8.0	16.5 ± 0.35	0.8
AV15	15.2	≥76 ≥102 ≥152	34 ± 0.5 36 ± 0.5 38 ± 0.5	14	$12.7^{\ 0}_{-0.025}$	0	6.4 7.0 7.6	19.5 ± 0.35	0.8
AV17	16.8	≥76 ≥102 ≥152	34 ± 0.5 36 ± 0.5 38 ± 0.5	15	$14.29^{\ 0}_{-0.025}$	0.5	8.2 8.8 9.4	21.5 ± 0.42	0.8
AV20	20.0	≥89 ≥114 ≥152	34 ± 0.5 36 ± 0.5 38 ± 0.5	18	$17.46^{\ 0}_{-0.025}$	1.0	11.8 12.4 13.0	24.5 ± 0.42	0.8

有效宽度 b_e，通常位于轮槽两侧边的最外端，并且与轮槽的实际顶宽一致；有效直径 d_e，轮槽有效宽度处的带轮直径；节圆直径 d_p，用来进行速比计算；有效线差 Δe，轮槽有效宽度位置与节宽位置在径向间的偏移；槽角 ψ；轮槽最小深度 h_{min}，如果底角采用圆弧形则圆弧部分应该在该尺寸之下，如图虚线部分；槽间距 e，其尺寸偏差适用于任何两个轮槽对称中心面的距离，无论相邻或不相邻；最小圆角半径 R_{min}；量棒（或球）的直径 d_B；量棒最外侧至有效直径处的距离 X；两根量棒之间的距离 K。设计要求如下。

①轮槽两侧面应光滑，其表面粗糙度 $Ra = 3.2\mu m$；

②轮槽两侧面对带轮轴线的斜向圆跳动不得超过 0.4mm；

③轮槽对称面与带轮轴线的夹角为 90° ± 0.5°；

④多槽带轮各槽之间 K 值应一致，每 25mm 有效直径偏差不超过 0.05mm，但最大不能超过 0.30mm；

⑤带轮的不平衡量不大于 10g·cm；

⑥一根 V 带传动的带轮数一般不要超过 3 个。

4）多楔带轮截面几何形状、参数和设计要求

多楔带轮截面几何形状和参数见图 3-14-3 和表 3-14-2。设计要求如下。

表 3-14-2 多楔带轮的截面几何参数（mm）

槽型	e ±0.05	φ (°) ±0.5	d_e (最小)	f (最小)	r_1 ±0.15	r_b (最大)	d_B ±0.01	$2k$	$2c$	h_e (最小)	h_f (最小)	$2\Delta e$
P_K	3.56	40	43	2.5	0.25	0.50	2.50	0.99	0.33 ± 0.94	3.02	3.0	3

汽车论坛 http://www.qclt.com

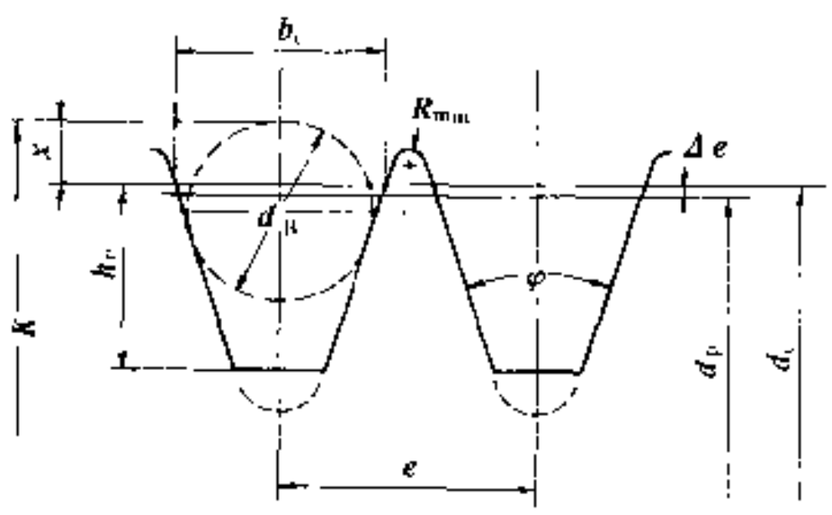


图 3-14-2 V 带轮截面几何形状

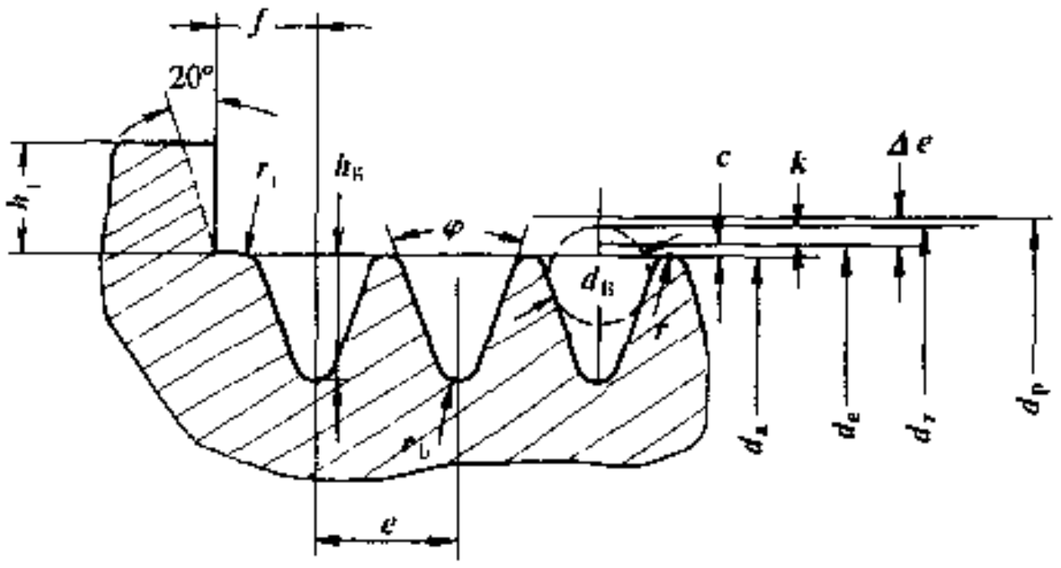


图 3-14-3 多楔带轮截面几何形状

d_a-带轮外径，$d_a = d_e - 2c$；d_z-两根量棒之间的距离，$d_z = d_e + 2k \pm 0.60$；d_p-节圆直径

①轮槽两侧面应光滑，其表面粗糙度 $R_a = 3.2\mu m$；

②轮槽两侧面对带轮轴线的斜向圆跳动不得超过 0.35mm；

③轮槽对称面与带轮轴线的夹角为 90° ± 0.5°，各槽对称面之间的平行度不能超过 0.5°；

④各槽之间的 d_z 值应一致，偏差不能超过 0.25mm；

⑤带轮的不平衡量不大于 10g·cm；

5）多楔带张紧轮截面几何形状、参数和设计要求

多楔带张紧轮（或背面传动轮）截面几何形状和参数见图 3-14-4 和表 3-14-3，设计要求如下。

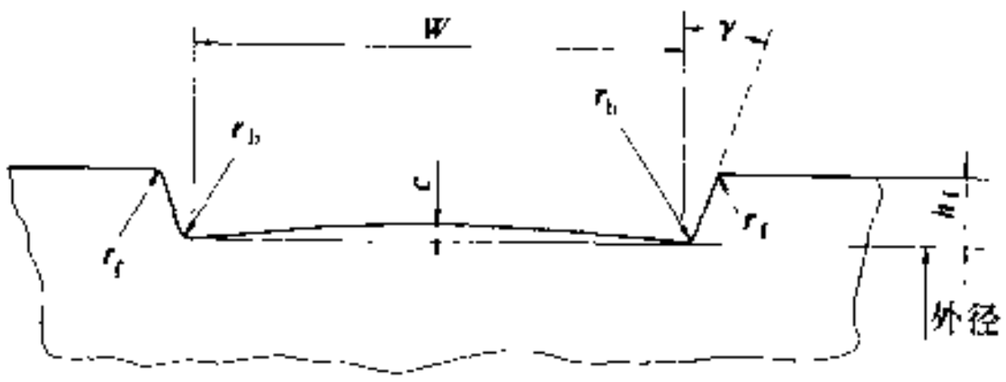


图 3-14-4 多楔带张紧轮（或背面传动轮）截面几何形状

表 3-14-3 多楔带张紧轮（或背面传动轮）截面几何参数（mm）

槽 型	$W \pm 0.25$	γ	c	h_f	$r_b \pm 0.15$	$r_1 \pm 0.25$
PK	3.7×（楔数）	≤20°	0.01W	≥3.0	0.35	0.50

①轮槽底平面应光滑，其表面粗糙度 $R_a = 3.2\mu m$；

②轮槽底平面对带轮轴线的全跳动不得超过 0.35mm；

③轮槽对称面与带轮轴线的夹角为 90° ± 0.5°；

④带轮“隆起”c 的最高点应位于轮槽的中央；

⑤带轮的不平衡量不大于 10g.cm。

3.14.2 带

1）带的结构型式及材料

主要分为 V 带和多楔带两种，其结构型式如图 3-14-5 所示。包布、顶布和底布由合成纤维布或其它适用织物制成；顶胶、缓冲胶和底胶由氯丁橡胶、天然橡胶或丁苯橡胶制成。抗拉体由树脂纤维绳制成。

2）带的截面几何形状、参数及设计要求

汽车论坛 http://www.qclt.com

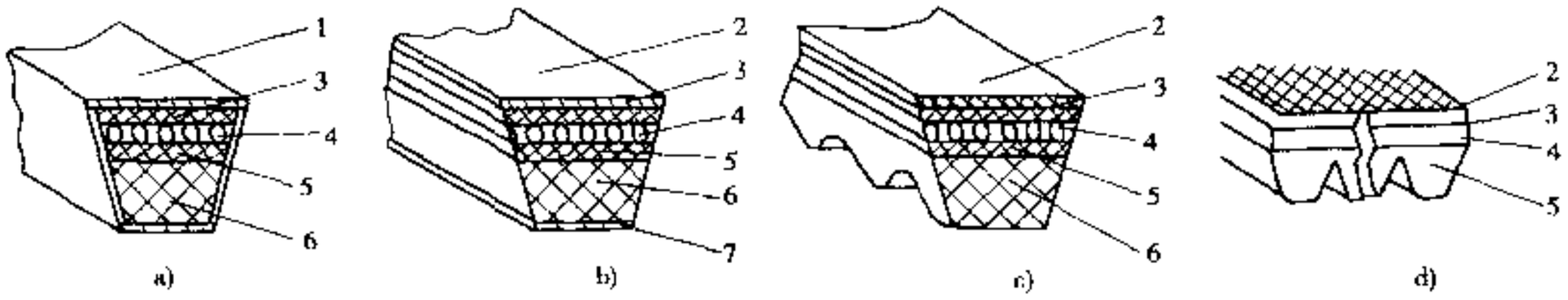
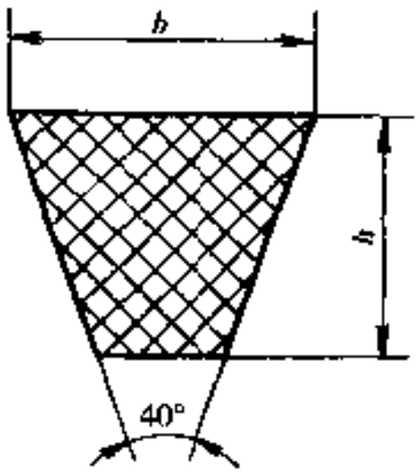


图 3-14-5 V 带和多楔带结构型式

a)包布带；b)切边带（平底形）；c)切边带（凸形）；d)多楔皮带

1-包布；2-顶布；3-顶胶；4-抗拉体；5-缓冲胶；6-底胶；7-底布

V 带的截面几何形状和参数见图 3-14-6 和表 3-14-4，见 BG/T13352－1996“汽车 V 带尺寸”。多楔带的截面几何形状和参数见图 3-14-7 和表 3-14-5；见 GB 13552－1998“汽车多楔带”。



3-14-6 V 带截面几何形状

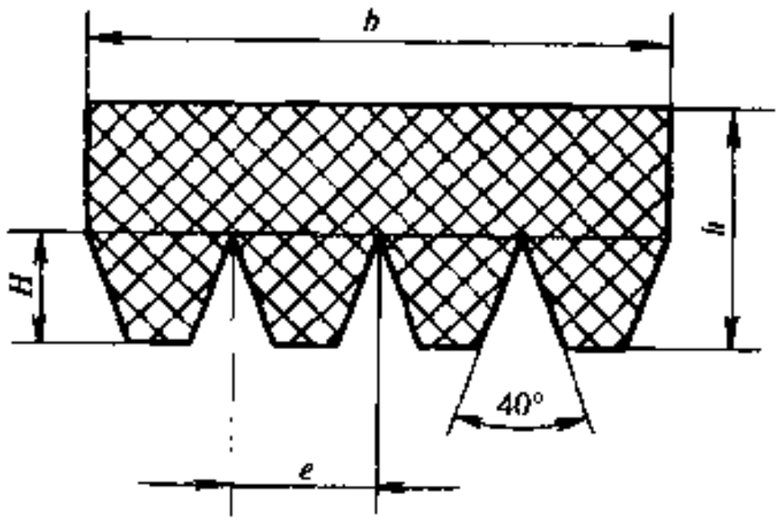


图 3-14-7 多楔带截面几何形状

表 3-14-4 V 带截面几何参数 (mm)

	AV10	AV13	AV15	AV17	AV20
b	10	13	15	17	20
h	8	10	11	12	15

表 3-14-5 多楔带截面几何参数 (mm)

	e	b	h	H	φ
K 型	3.56	$e\times$楔数	5.97	2.79	40°

3) 设计功率

设计功率按公式 3-14-2 计算。

$$P_d = K_A P \tag{3-14-2}$$

式中：P_d——设计功率；

K_A——工况系数，见表 3-14-6；

P——从动轮驱动的功率。

4) 带速和传动比

根据附件的性能及允许的转速来选定最佳的带轮直径尺寸。在选择带轮直径时，必须充分考虑带的寿命。如果带轮直径过小，将使带的弯曲变形过大，承受过大的压缩和拉伸应力，过早地出现表面裂纹。一般情况下，选定的带轮有效直径不要小于表 3-14-1 和表 3-14-2 中规定的带轮最小有效直径。V 带的寿命与

汽车论坛 http://www.qclt.com

其带轮直径的五次方成反比，多楔带的寿命与其带轮直径的三次方成反比。带轮直径在可能的条件下应尽可能大一点，但也不可过大。带轮直径大会使其圆周速度增大，造成带所受到的离心力增大，相当于减小了带的张紧力，严重时造成带打滑或引起横滚，使带脱离带轮沟槽。一般情况下 V 带和 PL 型多楔带的速度不要超过 35m/s，PK 型多楔带的速度不要超过 50m/s。

表 3-14-6 工况系数 K_A

驱动的附件		轻负荷（用于轿车、轻型货车）	大负荷（用于大型客车、货车）
发电机		1.0	1.25
动力转向泵		1.0	1.25
风扇	无离合器	1.0	1.25
	带离合器（液压）	1.1	1.40
空调压缩机	轴流式	1.1	1.40
	径流式	1.2	1.50
	活塞式	1.2	1.50
水泵		1.0	1.25
空气压缩机		1.4	1.75
真空泵		1.0	1.25

带速计算公式为：

$$v = \pi d_p n/60000 \tag{3-14-3}$$

式中：v——带速，m/s；

d_p——带轮节圆直径，mm；

n——带轮转速，r/min。

V 带轮节圆直径按下式计算。

$$d_p = d_e - 2\Delta e \tag{3-14-4}$$

式中：d_e——带轮有效直径，mm；

Δe——有效线差，具体数值见表 3-14-1。

多楔带轮节圆直径按下式计算。

$$d_p = d_e + 2\Delta e \tag{3-14-5}$$

式中：d_e——带轮有效直径，mm；

Δe——有效线差，具体数值见表 3-14-2。

传动比为带轮之间的角速度之比。V 带传动比一般情况下按下式 3-14-6 计算。

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{p2}}{(1-\varepsilon)\,d_{p1}} \tag{3-14-6}$$

式中：i——传动比；

n_1——从动带轮转速，r/min；

n_2——主动带轮转速，r/min；

d_{p1}——从动带轮节圆直径，mm；

d_{p2}——主动带轮节圆直径，mm；

ε—— 弹性滑动系数，$\varepsilon = 0.01 \sim 0.02$。

与 V 带相比，多楔带与其带轮之间的弹性滑动非常小，在计算传动比时，完全可以忽略弹性滑动系数的影响。因此多楔带传动比按下式计算。

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{p2}}{d_{p1}} \tag{3-14-7}$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

5）带的有效长度和包角

（1）带的有效长度

根据结构和带轮的有效直径确定带轮中心距 a，其值一般要满足下式：

$$0.7\ (d_{e1}+d_{e2})\ <a<2\ (d_{e1}+d_{e2})$$

式中：d_{e1}——小带轮有效直径，mm；

d_{e2}——大带轮有效直径，mm。

根据中心距和带轮有效直径计算带的有效长度 L_p，考虑到带因老化等因素造成的伸长量（表 3-14-7）和带的有效长度公差（表 3-14-8），计算带长的变化范围，最后确定出带张紧机构的调整范围。带因老化等因素造成的伸长量一般约为带有效长度的 1.5%～2.5%。

表 3-14-7 带的伸长量（mm）

种类		V 带					多楔带			
带型		AV10	AV13	AV15	AV17	AV20	3 楔	4 楔	5 楔	6 楔
伸长量	2 轴	19	22	25	28	30	20	21	22	23
	3 轴	11	13	14	16	18	12	13	14	15

表 3-14-8 带的长度偏差（mm）

带 长	偏差
1250 以下	±6
大于 1250 到 1600	±8.0
大于 1600 到 2000	±9.6
大于 2000 到 2500	±11.2
大于 2500 到 3150	±12.8
大于 3150 到 4000	±14.4

（2）带的包角

在带传动设计中要力求使其尽可能大一点。带轮有效直径及带轮的位置确定后，包角的大小也就确定下来。根据经验，V 带的包角一般不要小于 90°，多楔带的包角一般不要小于表 3-14-9 中规定的数值。如果认为带的包角偏小，则需要重新确定带轮有效直径或调整带轮的位置，如果结构允许也可以通过采用导向轮或张紧轮的方法来增大包角。

表 3-14-9 多楔带推荐使用的最小包角（包角×楔数）（°）

带 轮	一般负荷				大负荷			
	K 型		L 型		K 型		L 型	
	楔面	背面	楔面	背面	楔面	背面	楔面	背面
发电机≤65A	480	*	435	*	600	*	545	*
发电机＞65A	660	*	600	*	825	*	750	*
动力转向泵	510	*	465	*	640	*	580	*
空调压缩机	540	*	490	*	675	*	610	*
水泵	300	450	275	450	375	565	345	565
水泵＋风扇	480	720	435	720	600	900	545	900
真空泵	180	270	165	270	225	340	205	340
空气压缩机	180	270	165	270	225	340	205	340
曲轴（一根带）	1080	*	980	*	1350	*	1225	*

注：* 不推荐使用

汽车论坛 http://www.qclt.com

(3) 二轴传动（图 3-14-1）

带长 L_e 按公式 3-14-8 计算，包角 α_1，α_2，θ 角的计算公式如下（图 3-14-1）。

$$L_e = 2a\cos\theta + \frac{(d_{e1} + d_{e2})}{2}\pi + (d_{e1} - d_{e2})\theta \tag{3-14-8}$$

$$\alpha_1 = \pi + 2\theta \tag{3-14-9}$$

$$\alpha_2 = \pi - 2\theta \tag{3-14-10}$$

θ 角按公式 3-14-11 计算：

$$\theta = \arcsin\left(\frac{d_{e1} - d_{e2}}{2a}\right) \tag{3-14-11}$$

(4) 三轴传动

轮中心坐标为：轮 1 (0, 0)；轮 2 (x_2, y_2)；轮 3 (x_3, y_3)（图 3-14-8）。

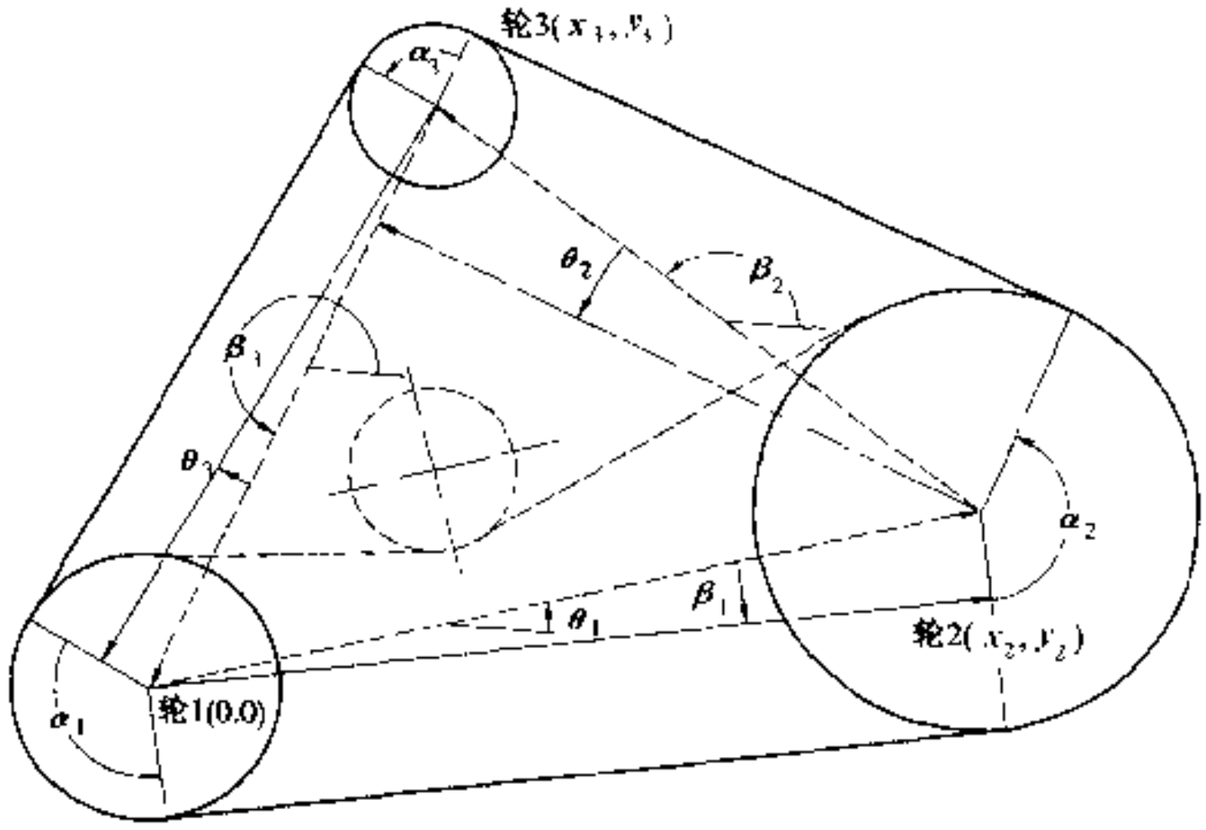


图 3-14-8 三轴传动

带长 Le 计算式为：

$$Le = a_1\cos\theta_1 + a_2\cos\theta_2 + a_3\cos\theta_3 + \frac{a_1 d_{e1}}{2} + \frac{a_2 d_{e2}}{2} + \frac{a_3 d_{e3}}{2} \tag{3-14-12}$$

包角 α_1、α_2、α_3 计算式为：

$$\alpha_1 = (\beta_1 + \theta_1) - (\beta_3 + \theta_3) + 2\pi \tag{3-14-13}$$

$$\alpha_2 = (\beta_2 + \theta_2) - (\beta_1 + \theta_1) \tag{3-14-14}$$

$$\alpha_3 = (\beta_3 + \theta_3) - (\beta_2 + \theta_2) \tag{3-14-15}$$

设轮中心距 a_1、a_2、a_3 计算式为：

$$a_1 = \sqrt{x_2^2 + y_2^2} \tag{3-14-16}$$

$$a_2 = \sqrt{(x_3 - x_2)^2 + (y_3 - y_2)^2} \tag{3-14-17}$$

$$a_3 = \sqrt{x_3^2 + y_3^2} \tag{3-14-18}$$

θ_1、θ_2、θ_3 计算式为：

$$\theta_1 = \arcsin\left(\frac{d_{e1} - d_{e2}}{2a_1}\right) \tag{3-14-19}$$

$$\theta_2 = \arcsin\left(\frac{d_{e2} - d_{e3}}{2a_2}\right) \tag{3-14-20}$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$\theta_3 = \arcsin\left(\frac{d_{e3} - d_{e1}}{2a_3}\right) \tag{3-14-21}$$

β_1、β_2、β_3 计算式为：

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{y_2}{x_2}\right) \tag{3-14-22}$$

$$\beta_2 = \arctan\left(\frac{y_3 - y_2}{x_3 - x_2}\right) \tag{3-14-23}$$

$$\beta_3 = \arctan\left(\frac{y_3}{x_3}\right) + \pi \tag{3-14-24}$$

3.14.3 带的张紧

带的张紧如图 3-14-1 所示，F 是使带轮产生转动的力，称其为有效拉力，计算式为：

$$F = \frac{60P}{\pi d_e n} \quad (\mathrm{N}) \tag{3-14-25}$$

式中：P——从动轮驱动的功率 W；

n——带轮转速，r/min；

d_e——带轮有效直径，m。

紧边拉力计算式为：

$$F_1 = \frac{FK_r}{K_r - 1} + mv^2 \quad (\mathrm{N}) \tag{3-14-26}$$

式中：m——带单位长度的质量，kg/m；

v——带速，m/s；

K_r——带与带轮之间的楔合系数；

$$K_r = e^{\mu\alpha} \tag{3-14-27}$$

μ——摩擦系数，一般定为 0.5 左右；

α——带的包角，rad。

松边拉力计算式为：

$$F_2 = F_1 - F \tag{3-14-28}$$

当附件传递的功率和带速达到一定值时紧边拉力 F_1 达到最大，此时的 F_1 被称为带的最大拉力。在带传动设计中，带的最大拉力不能超过带的最大允许张力（表 3-14-10），否则就很可能造成带早期老化或损坏。为解决此问题，可通过采用改变 V 带根数和型式或增加多楔带楔数的办法。

表 3-14-10 带的最大允许张力（N）

种　类	V　带					多楔带
带　型	AV10	AV13	AV15	AV17	AV20	PK
每根或每楔	365	470	590	720	880	155

为了使带与带轮之间产生足够的摩擦力，必须使带具有合适的初拉力（亦称预紧力）F_0，它是指带静止状态时的平均拉力，近似计算式为：

$$F_0 = (F_1 + F_2)/2 \tag{3-14-16}$$

对于未运转过的新带，由于带初期运转时的伸长变形量较大，因此调整新带的初拉力时，一般取该计算值的 1.5 倍。带初拉力的确定非常重要，如果过大，会增加带轮轴承的负荷，降低带的使用寿命；如果

汽车论坛 http://www.qclt.com

过小，在发动机起动或变工况运转时，带因受带轮的冲击，很容易打滑并产生摩擦噪声。

使带获得合适的初拉力的措施，目前在结构上主要有定期张紧和自动张紧两种方式。前者有两种方法，一种是利用附件支架上的长圆孔，通过移动附件的安装位置，增加带轮之间的中心距（图 3-14-1）；另一种方法是通过移动张紧轮的位置使带张紧。张紧轮可以从里向外张紧（一般适用于 V 带传动），也可以从外向里张紧（见图 3-14-8 虚线轮）。后一种方式不仅使带获得了合适的张紧力，而且增大了带的包角，但使带反向弯曲，降低带的使用寿命，因此这种张紧方式一般适用于拉伸变形小的多楔带传动。后者通过自动张紧轮自动张紧，即利用张紧轮内的弹簧弹力来获取合适初拉力，并且自动张紧轮通常位于传递功率较大附件的松边上，一般适用于带长超过 1525mm 的多楔带传动。布置带轮位置时，有效直径最小的带轮通常布置在整个轮系的松边，以降低带的弯曲应力，延长带的使用寿命。

3.14.4 振动噪声控制及常见故障分析

附件传动装置中振动噪声控制主要采取以下措施：

尽可能使同一轮系中的带轮轮槽处于同一平面，一般偏差角度不要超过 20′（图 3-14-9），以降低传动噪声，延长带的使用寿命。

初拉力不能过小，以免在发动机起动或变工况运转时产生滑动噪声。

将曲轴带轮与曲轴扭转减振器设计成一体（图 3-14-10），通过带轮内圈与外圈之间的相对运动，使橡胶变形产生内摩擦，消耗掉曲轴扭转振动能量。

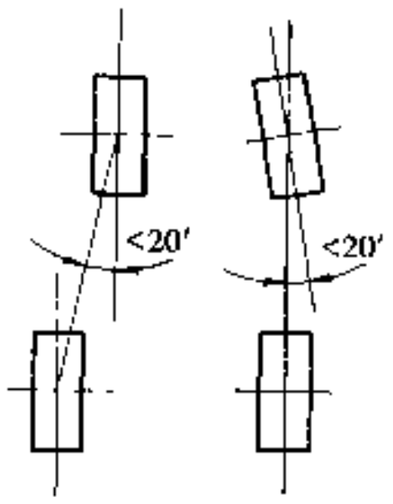


图 3-14-9 同一轮系轮槽之间的偏差角度

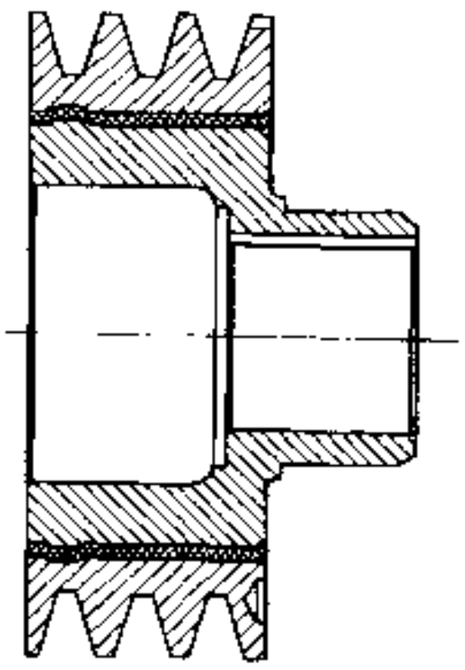
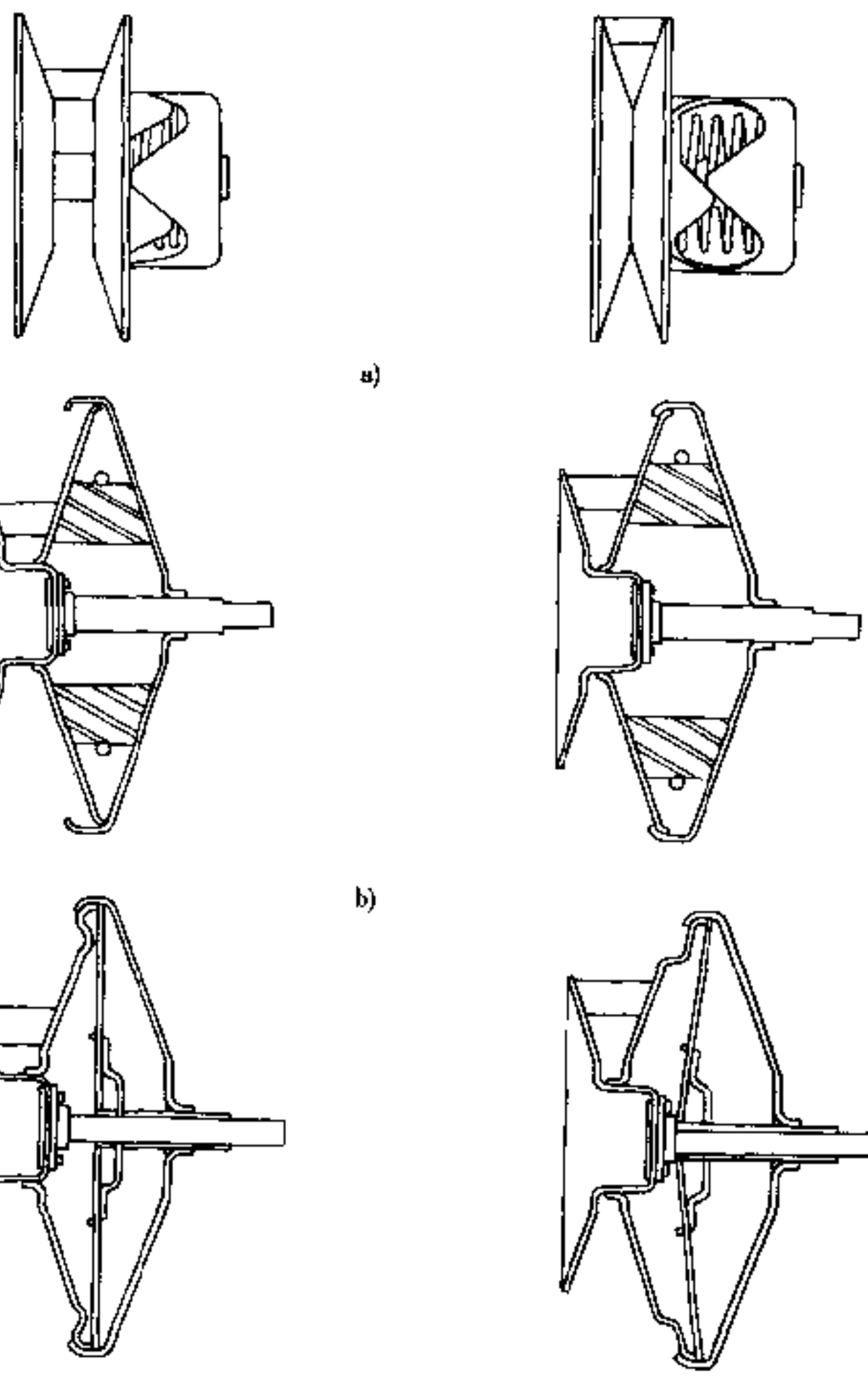


图 3-14-10 带扭转减振器的曲轴带轮

3.14.5 可变机构

传统的发动机附件传动系统中，随着发动机转速的变化，附件的转速也按一定的传动比成正比地变化。当发动机高速运转时，附件达到的转速也很高，可能超过其对转速的需求，不仅浪费了发动机的动力，而且由于转速过高，使附件产生较大的振动和噪声，降低了附件的可靠性和耐久性。当发动机低速运转时，附件达到的转速也很低，可能不能满足其性能要求，因此势必通过增大其容量和外形尺寸来弥补，违背了发动机向小型化和轻量化发展的趋势。为此，通常采用可变机构来解决这一问题。可变机构的原理是按照发动机转速变化改变带轮的有效直径，从而改变传动系统中的传动比，使得发动机在低速运转时带轮的传动比变大，高速运转时带轮的传动比变小，使附件的转速控制在合理的范围内。典型可变传动比带轮如图 3-14-11 所示。

汽车论坛 http://www.qclt.com



a)

b)

c)

图 3-14-11 可变传动比带轮
a)转矩式；b)离心式；c)板簧式

（撰稿人：李丰军）

3.15 起 动 系 统

3.15.1 起动系统的构成和性能

现代汽车发动机起动系统的构成及其电气线路见图 3-15-1。起动系统的部件均安装在发动机上或其附近，与发动机有关部件连接传动，采用单线制低压直流电，标称电压为 12V 或 24V。

起动系统必须满足发动机的起动性能的要求。发动机的起动性能是指起动机拖动发动机曲轴旋转，直到气缸内混合气燃烧作功，自行运转（即发动机起动成功）的能力。

发动机的起动性能与环境温度有密切关系，环境温度降低，起动性能变差。另外，还与发动机燃烧原理和燃烧方法等有关，一般汽油机的起动性能比柴油机起动性能好。

发动机的起动性能可用一般起动性能和低温起动性能来表示。汽油机在环境温度不低于 -10 ± 3℃、柴油机在环境温度不低于 -5 ± 3℃时具有的起动性能称为一般起动性能；发动机在环境温度为 -20 ± 5℃

汽车论坛 http://www.qclt.com

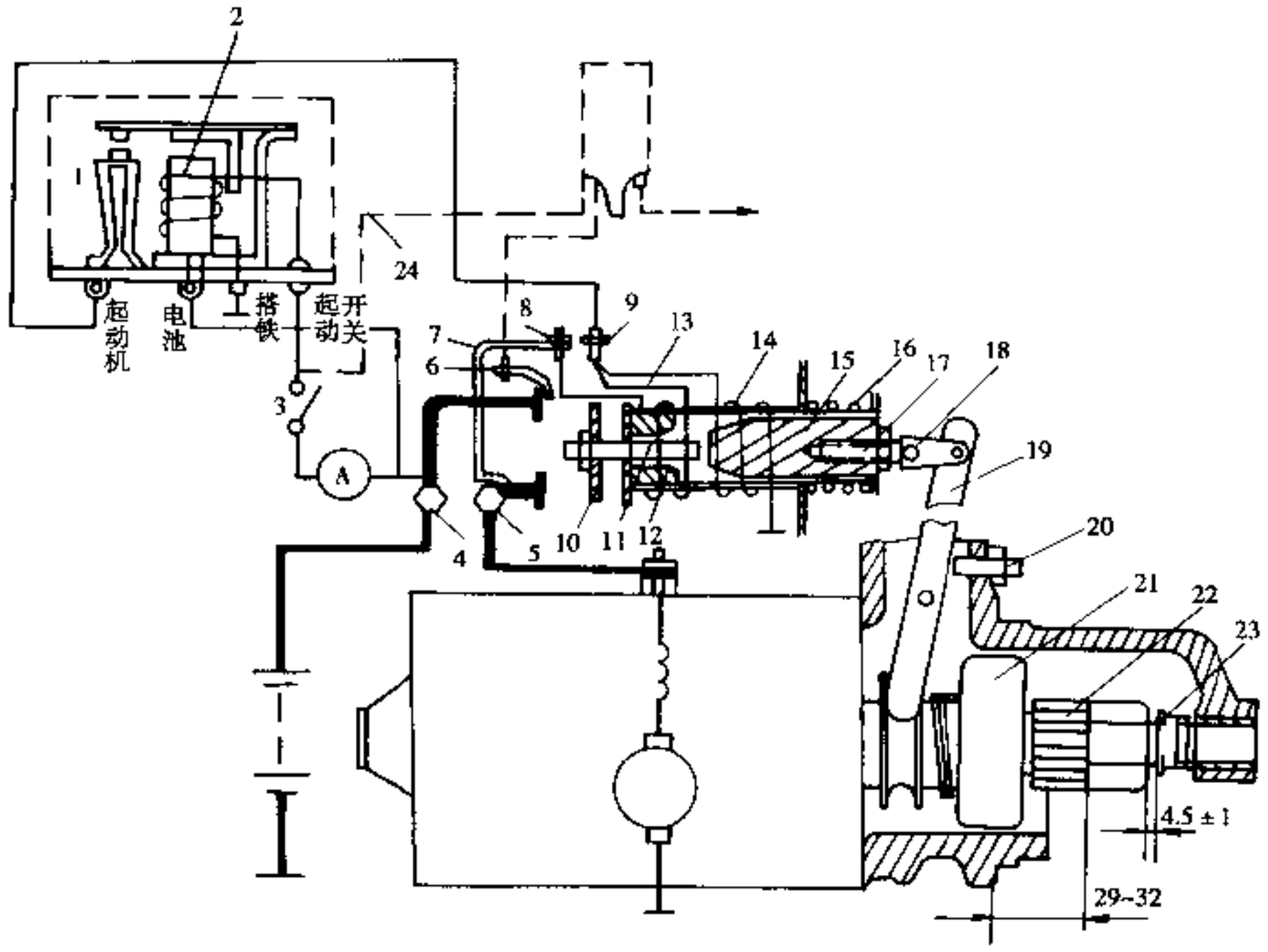


图 3-15-1 起动机电气线路

1-起动继电器触点；2-起动继电器线圈；3-开关；4、5-起动机开关接线柱；6-点火线圈附加电阻短路接线柱；7-导电片；8-接线柱；9-起动机接线柱；10-接触盘；11-推杆；12-固定铁心；13-吸引线圈；14-保持线圈；15-活动铁心；16-复位弹簧；17-调节螺钉；18-连接片；19-拨叉；20-定位螺钉；21-滚柱式单向离合器；22-驱动齿轮；23-限位螺母；24-附加电阻线（白线 1.7Ω）

或更低时具有的起动性能称为低温起动性能。

为了保证发动机起动成功，提高发动机低温起动性能是起动装置设计与研究的重要课题。

3.15.2 起动机

1）起动机构成与功能

起动机构成如图 3-15-2 所示。

①其中串激式直流电动机的作用是产生驱动转矩。传动机构的作用是，发动机起动时使起动机驱动齿轮移动和飞轮齿环啮合，将起动机转矩传给发动机曲轴；在发动机起动后，使驱动齿轮打滑与飞轮齿环自动脱开。电磁开关用来接通和切断电动机与蓄电池之间的电路，在汽油车上，还具有接入和短接点火线圈附加电阻的作用。电磁开关按结构可分为螺线管式和继电器式两大类，目前大都使用触点容量大、体积小的继电器式电磁开关。

2）起动机的分类与形式

按控制机构分为直接操纵和远距离操纵两种，

前者装用机械开关已很少采用；后者装用电磁开关。

按磁场形式分为电磁场和永磁磁场两种。前者又称为电磁式起动机，后者又称为永磁式起动机。

按电枢轴转速与起动机驱动齿轮轴转速比分为传统起动机和减速起动机。前者电枢转速等于起动机驱动齿轮轴转速（同轴），后者电枢转速高于起动机驱动齿轮轴转速。

减速起动机按啮合齿轮又分为外啮合齿轮、内啮合齿轮和行星齿轮三种，各自的结构形式见图 3-15-3。其中的前者驱动齿轮总长较短，中者电机轴与驱动齿轮轴间的距离较短，后者与传统起动机形状相同，安装性较好。

汽车论坛 http://www.qclt.com

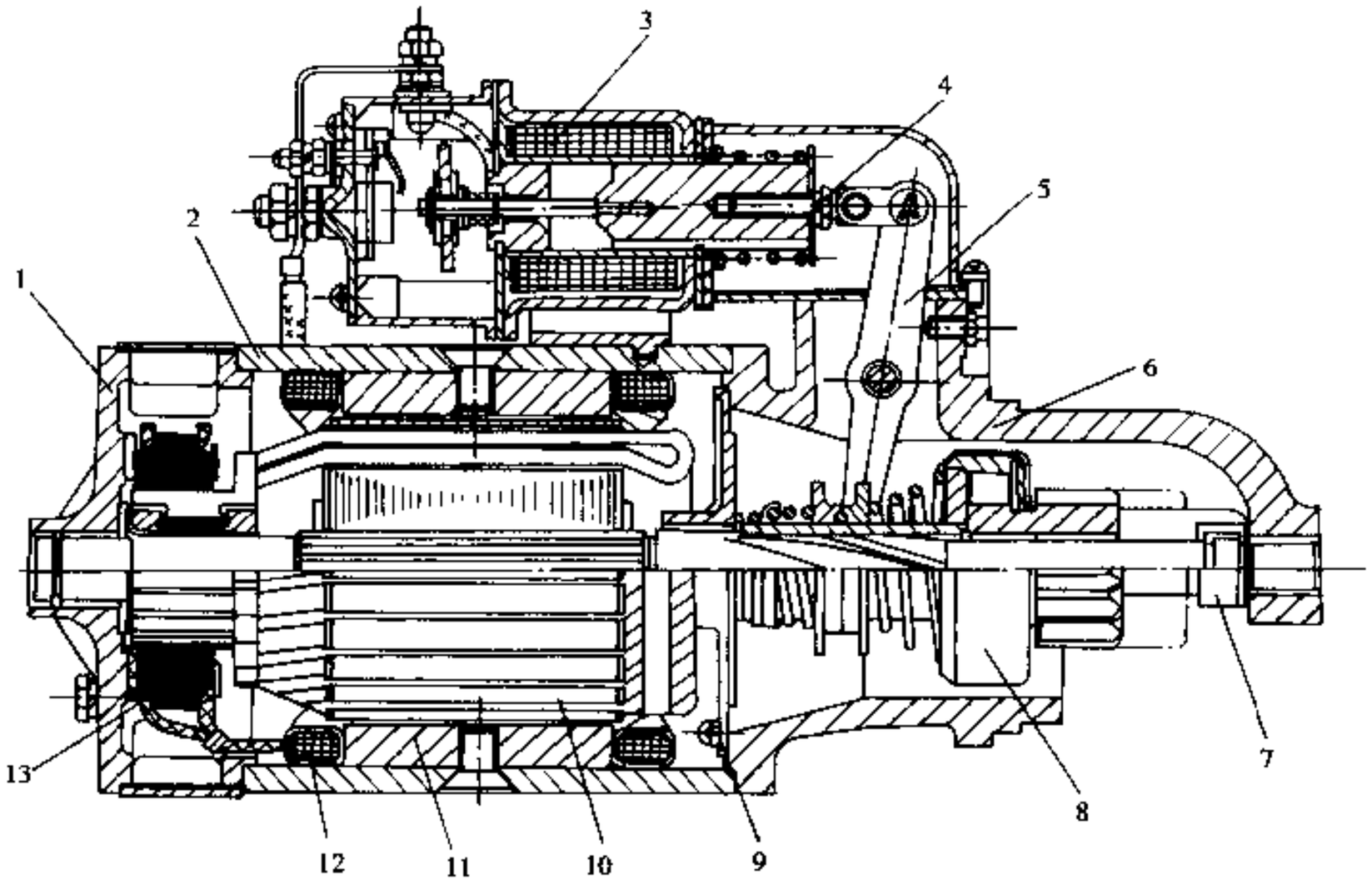


图 3-15-2 起动机构造

1-前端盖；2-机壳；3-电磁开关；4-调节螺钉；5-拨叉；6-后端盖；7-限位螺钉；8-单向离合器；9-中盖；10-中枢；11-磁极；12-磁场绕组；13-电刷

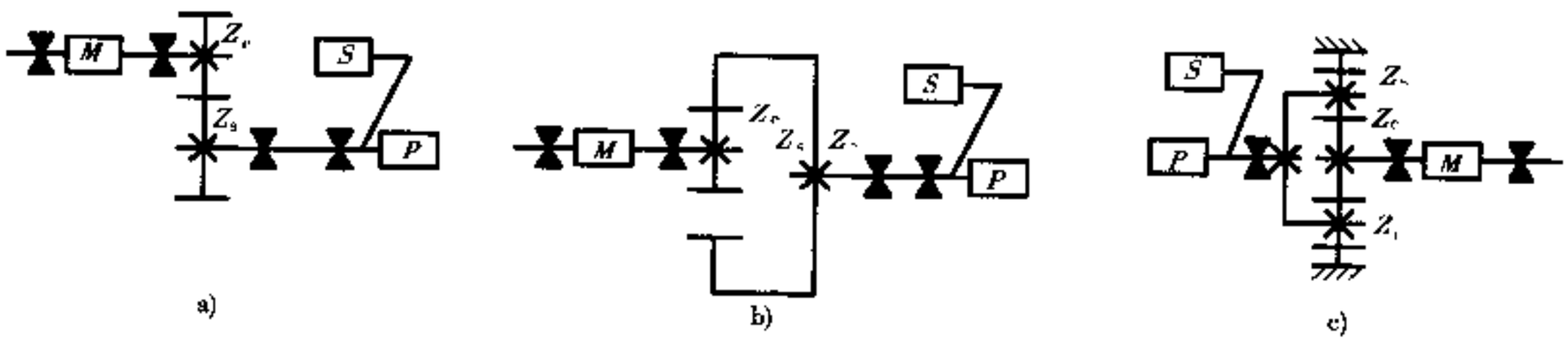


图 3-15-3 减速起动机

a)外齿减速式；b)内齿减速式；c)行星齿轮式；

Z_c-主动齿轮；Z_z-从动齿轮；Z_r-行星小齿轮；*M*-电机；*P*-驱动齿轮；*S*-电磁开关

3.15.3 起动系统设计要点

1）起动机功率选择

起动机功率选择目前处于经验类比和试验验证阶段。为了保证发动机起动成功，并且满足 GB/T12535 的要求，起动机的起动转矩 M_q 必须大于发动机的阻力矩。发动机阻力矩主要包括如下三项：

①摩擦阻力矩，即来自活塞与气缸壁，以及轴承中的摩擦阻力，其大小与摩擦表面积和润滑油的粘度有关。摩擦阻力矩在温度为 0～5℃时，约占全部阻力矩的 60%，而在 -20～10℃时，占全部阻力矩的 80%～95%。

②压缩阻力矩，是指活塞受到压缩气体的阻力而形成的阻力矩，它取决于发动机的功率、排量和压缩比。

③惯性阻力矩，主要决定于曲轴、连杆、活塞，以及与曲轴相联系的各种辅助机构，如油泵、风扇及发电机等，在加速过程中的惯性力，及其所形成的阻力矩。

发动机起动所必需的转矩可以粗略地用下式求得。

$$M_q = CL \tag{3-15-1}$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

式中：M_c—— 起动转矩，(N·m)；

L——发动机排量，(L)；

C——比例系数，0℃时汽油机取 30～40，柴油机取 70～75。汽车工程中，发动机平均阻力矩由发动机低温起动试验验证。

发动机起动转速必须大于发动机能够着火并自行运转的最低曲轴转速（n_{min}）。一般汽油发动机为 50～75r/min，柴油发动机为 100～150r/min。根据上述条件可以计算出发动机的起动功率，P_1 为：

$$P_1 = \frac{M_c n_{min}}{9550} \quad (kW) \tag{3-15-2}$$

取起动机驱动齿轮与发动机飞轮齿环的传动效率为 η，则起动机功率 P_2 为：

$$P_2 = \frac{P_1}{\eta} \quad (kW) \tag{3-15-3}$$

工程计算一般取 $\eta = 0.85 \sim 0.95$。

再参照表 3-15-1 所列起动机功率等级标准规定的等级，即可确定起动机的功率。

2）传动比选择

一般以最大功率点附近的起动机转速为依据设计起动系统的传动比，并使拖动发动机的转速不低于发动机能够起动成功的转速。根据起动机工作特性可知，起动机最大功率点一般在 $\frac{1}{2} I_{max}$（制动电流）处。通常汽油发动机传动比为 13～17，柴油发动机传动比为：8～10。

3）安装尺寸的确定

起动机的安装尺寸应符合 QC/T28 中的规定，各国起动机安装尺寸所采用的标准见表 3-15-1。

表 3-15-1 起动机功率等级与安装尺寸标准对照

标准代号	JIS	ISO	SAE	GB（QC/T）
起动机功率等级	D1607	8856	J544	-
安装尺寸	D5203	7650、9548	J542	QC/T28—92

4）起动机的齿轮要素

起动机的齿轮要素应符合 JB/T1506 中的规定。起动机齿轮的硬度是齿轮的重要参数，它影响到驱动齿轮和飞轮齿环的耐磨性。通常日本规定起动机的驱动齿轮的硬度为 57～64HRC，飞轮齿环的硬度为 55～61HRC。我国则根据起动机驱动齿轮的不同材料而选用不同的硬度。采用合金结构钢制造时，经渗碳淬火后其表面硬度应为 55～61HRC，渗碳深度为 0.7～1.2mm；采用 40 号钢制造时，经高频淬火后其表面硬度应为 40～48HRC，淬硬层厚度应为 1～2mm。

5）电路设计

起动机电路的设计应满足 QC/T467 的要求，见表 3-15-2。

表 3-15-2 起动回路的电压降

标称电压（V）	U_d/100A（V）	使用条件
6	0.12	良好与一般
12	0.20	
24	0.40	
12	0.10	恶劣
24	0.17	

6）起动机基本性能和蓄电池选择

起动系统采用的起动机确定之后，可以从起动机产品技术条件中查出起动机空载性能参数（电压、电流、转速）、额定功率时的性能参数（电压、电流、转速、转矩）、制动性能参数（电压、电流、力矩）。

汽车论坛 http://www.qclt.com

再按 QC/T277 规定的试验规范获得起动机特性曲线，见图 3-15-4。

根据以上已知条件计算出起动机电枢回路的总电阻、制动电流和最大功率点电流（起动机拖动发动机，发动机能够起动成功时起动机需要输入的电流）。按照起动机低温起动电流合理选择蓄电池容量。

选用的蓄电池低温放电电流，应大于起动机低温起动电流，并且其端电压在放电期间的前 15～30s 时间内要稳定。一般采用起动用铅酸蓄电池。可以查阅 GB5008.1 进一步研究蓄电池性能。

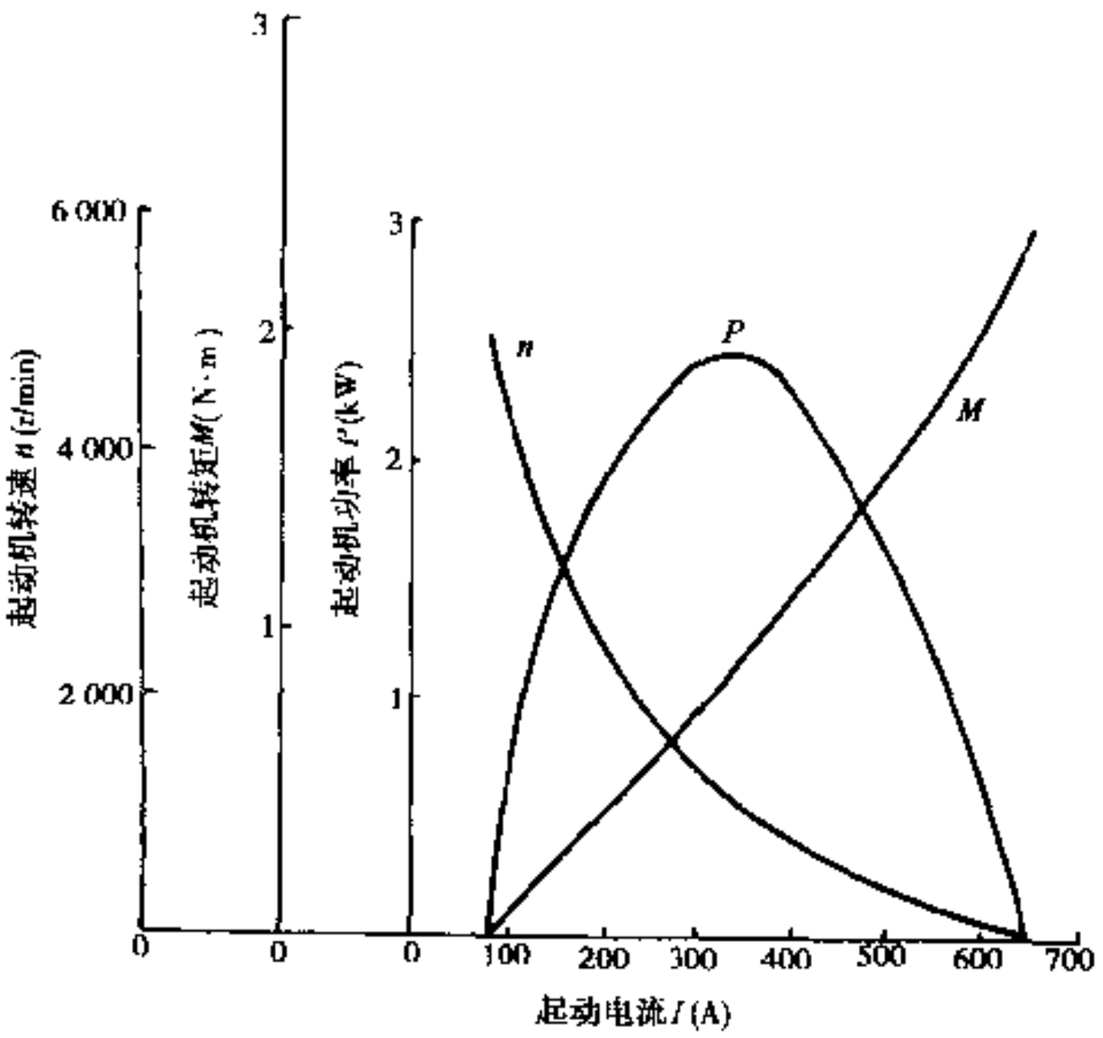


图 3-15-4 起动机特性曲线

3.15.4 起动机保护继电器

起动机保护继电器是为了防止驾驶员不规范操作，即发动机已起动，驾驶员还不松开起动开关，致使起动机被发动机高速反拖损坏而设计的。典型的起动保护电路见图 3-15-5。

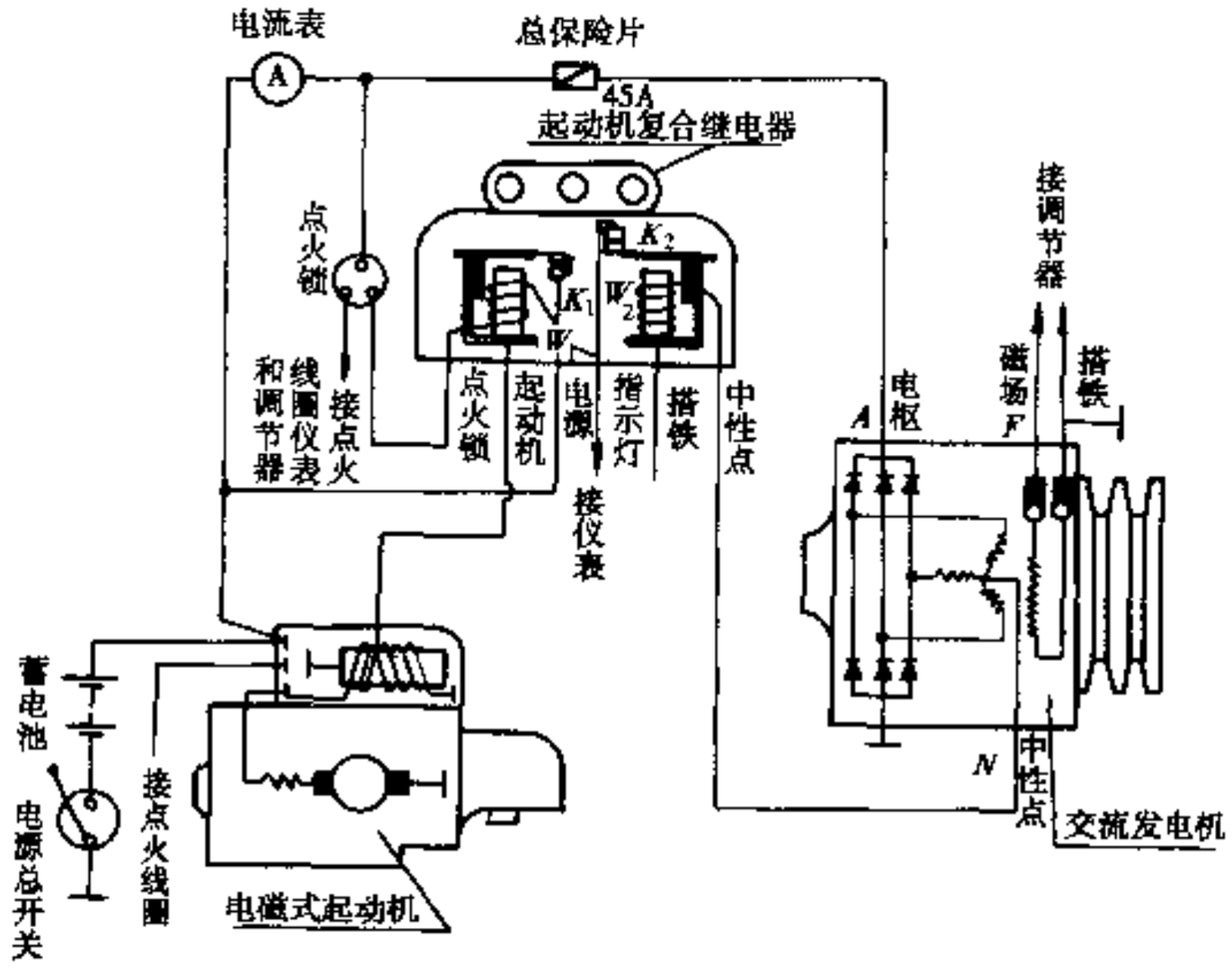


图 3-15-5 起动保护电路

其中继电器Ⅱ组是起保护作用的。当发动机起动后，发电机的电压随着迅速上升，由发电机“中性点”接线柱流出的电流（中性点对地的电压，在任何时候都是发电机电枢电压的一半），经过继电器“中性点”接线柱→线圈 W_2→搭铁。当发动机起动进而转速接近怠速时，中性点的电压使线圈 W_2 产生的磁力足以使继电器Ⅱ组的衔接被吸下，K_2 触点被打开切断了线圈 W_1 的电流回路，触点随之断开，这就切断了起动机电磁开关线圈的电流，起动机齿轮啮合状态下退回，起动机停止工作，不至于超速运转。

当汽车发动机正在运转时，如果驾驶员误操作，而接通起动机，这时由于继电器触点 K_2 处于断开状态，起动机不会工作，避免了起动机齿轮与飞轮齿圈的撞击及起动机的超速运转，起到了保护起动机及其

汽车论坛 http://www.qclt.com

单向离合器的作用。

3.15.5 低温起动装置

为了提高发动机的起动性能，起动系统中可装备专用起动装置，如低温起动装置（燃油蒸发器、注起动液装置及预热塞和加热器等）和保温装置（发动机罩、散热器保温装置及蓄电池保温器等）。

目前获得广泛应用的低温起动装置，它是对发动机进气道加热的 PTC（热敏陶瓷）进气预热起动器。该装置电气原理图见图 3-15-6。

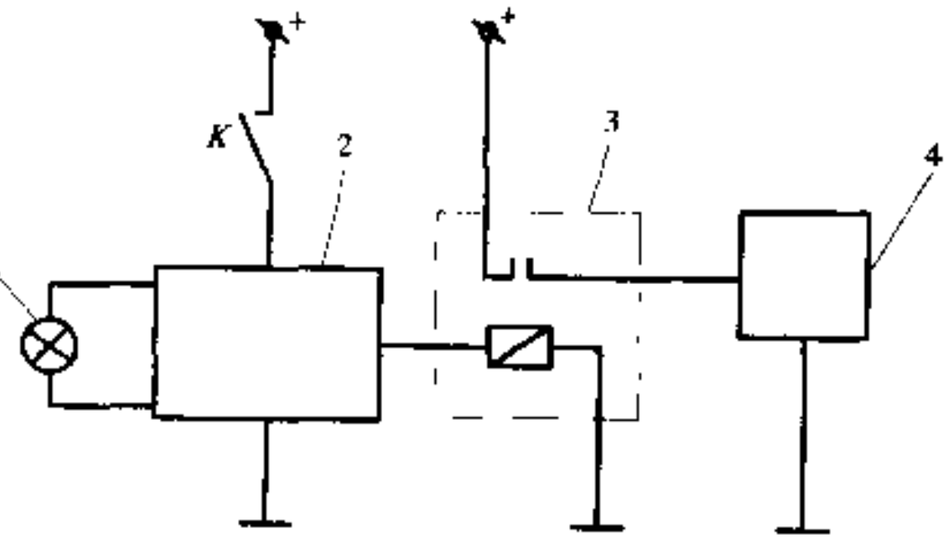


图 3-15-6 预热起动器电气原理图

1-指示灯；2-预热控制器；3-继电器；4-加热器

使用该装置加上低温性能好的蓄电池，可以使具有一般起动性能的发动机，在环境温度为 -35℃以下，使发动机起动成功。该装置预热排量 4～6L 柴油机只需要 4～8min 时间，加热器额定功率不高于 960W，恒温功率小于 280W，峰值电流 60～75A，恒温电流小于 10A。（撰稿人：杨再珍　房国胜）

3.16 悬 置 系 统

发动机本身是一个内在的振动源，同时也受到来自外部的各种振动干扰，引起零部件的损坏和乘坐的不舒适等。所以设置悬置系统，把发动机传递到支承系统的振动减小到最低限度，成功地控制振动，主要取决于悬置系统的结构型式、几何位置及悬置软垫的结构、刚度和阻尼等特性。确定一个合理的悬置系统是一件相当复杂的工作，它要满足一系列静态及动态的性能要求，同时又受到各种条件的约束，这些大大增加了设计的难度。一般来讲对发动机悬置系统有如下要求。

①能在所有工况下承受动、静载荷，并使发动机总成在所有方向上的位移处于可接受的范围内，不与底盘上的其他零部件发生干涉。同时在发动机大修前，不出现零部件损坏。

②能充分地隔离由发动机产生的振动向车架及驾驶室的传递，降低振动噪声。

③能充分地隔离由于路面不平产生的通过悬置而传向发动机的振动，降低振动噪声。

④保证发动机机体与飞轮壳的连接面弯矩不超过发动机厂家的允许值。

3.16.1 悬置系统的激振源

作用于发动机悬置系统的激振源主要如下：

①发动机起动及熄火停转时的摇动；

②怠速运转时的抖动；

③发动机高速运转时的振动；

④路面冲击所引起的车体振动；

⑤大转矩时的摇动；

⑥汽车起步或变速时转矩变化所引起的冲击；

⑦过大错位所引起的干涉和破损。

作用在发动机悬置上的振动频率十分广泛。按着振动频率可以把振动分为高频振动和低频振动。频率低于 30Hz 的低频振动源如下：

①发动机低速运转时的转矩波动；

②在发动机低速运转时由于惯性力及其力偶使动力总成产生的振动；

③轮胎旋转时由于轮胎动平衡不好使车身产生的振动；

④路面不平使车身产生的振动；

⑤由于传动系的联轴器工作不佳产生附加力偶和推力、使动力装置产生的振动。

汽车论坛 http://www.qclt.com

频率高于30Hz的高频振动源如下：

①在发动机高速运转时，由于惯性力及其力偶使动力总成产生的振动；

②变速时产生的振动；

③燃烧压力脉动使机体产生的振动；

④发动机配气机构产生的振动；

⑤曲轴的弯曲振动和扭振；

⑥动力总成的弯曲振动和扭振；

⑦传动轴不平衡产生的振动。

总之，使发动机总成产生振动的主要振源概括起来有两类：一为内振源，主要是由于燃烧脉动，活塞和连杆的运动产生的不平衡力和力矩。二为外振源，主要来源于不平的道路或传动系。这两种振源几乎总是同时作用，使发动机处于复杂的振动状态。

(1) 燃烧激振频率

这是由发动机气缸内混合气燃烧，曲轴输出脉冲转矩，由于转矩周期性地发生变化，导致发动机上反作用转矩（又称倾覆力矩）的波动。这种波动使发动机产生周期性的扭转振动，其振动频率实际上就是发动机的发火频率，计算公式为：

$$f_1 = \frac{2in}{60\tau} \tag{3-16-1}$$

式中：f_1——点火干扰频率，Hz；

τ——发动机冲程数（2或4）；

i——发动机气缸数；

n——曲轴转速，r/min

(2) 惯性力激振频率

由不平衡的旋转质量和往复运动的质量所引起的惯性激振力和力矩的激振频率为：

$$f_2 = \frac{1}{60}Qn \tag{3-16-2}$$

式中：f_2——惯性力激振频率；

Q——比例系数（一级不平衡力或力矩 $Q=1$，二级不平衡力或力矩 $Q=2$）。

不平衡惯性力的激振频率与发动机的缸数无关，但惯性力的不平衡量与发动机缸数和结构特征有着密切的关系。

关于外振源，归根结底是路面的激励，通过车轮、驱动系统、转向系统及车架等而传递到动力总成，所以在选择悬置系统的固有频率时，需要考虑到车辆与发动机连接部分的共振频率。

因此悬置系统特性的选择首先要隔离发动机自身的振动，即不让发动机不平衡力造成的振动过分地传向车体。这就要求悬置系统的固有频率低于发动机怠速工况下激振频率的0.7倍。车体结构振动的降低，十分有利于降低结构振动造成的噪声。目前汽车发动机的悬置软垫都相当软，发动机的固有频率大多处在6~20Hz的范围内。如此低的频率，当汽车以正常车速行驶时，刚好处于不平道路的低频激励阶段，这就带来了路面激励下发动机的晃动问题。在低频段内，发动机的固有频率与整车特性匹配不当时，路面激励所造成的发动机晃动可能引起汽车乘坐舒适性下降，也可能影响到汽车的操作性。

3.16.2 悬置系统的布置

1）悬置点的数量

悬置点的数量根据动力总成的长度、质量、用途和安装方式等决定。悬置系统可以有3、4、5点悬置，典型的布置见图3-16-1。

一般在汽车上采用三点及四点悬置系统。因为在振动比较大时，如果悬置点的数目增多，当车架变形时，有的悬置点会发生错位，使发动机或悬置支架受力过大而造成损坏。

汽车论坛 http://www.qclt.com

三点式悬置与车架的顺从性最好，因为三点决定一个平面，不受车架变形的影响，而且固有频率低，抗扭转振动的效果好，值得推荐的是前悬置采用两点左、右斜置、后端一点紧靠主惯性轴的布置方案，这种布置具有较好的隔振功能，在四缸机上得到广泛应用，而前一点、后两点的三点式多用于六缸机。

四点式悬置的稳定性好，能克服较大的转矩反作用力，不过扭转刚度较大，不利于隔离低频振动，但经过合理设计，仍可满足四缸机，更能满足六缸机的要求，四点式悬置在六缸机上的使用最为普遍，图 3-16-2 是典型的三点和四点式悬置。

在重型汽车上，因为其动力总成质量和长度大，为了避免发动机机体后端面与飞轮壳接合面上产生过大的弯矩，一般在变速器上增加一个辅助支点，从而形成五点式悬置。由于该支点距动力总成的质心最远，又是过定位点，因此辅助支点刚度不能太大，以避免因车架变形而损坏变速器或悬置支架。

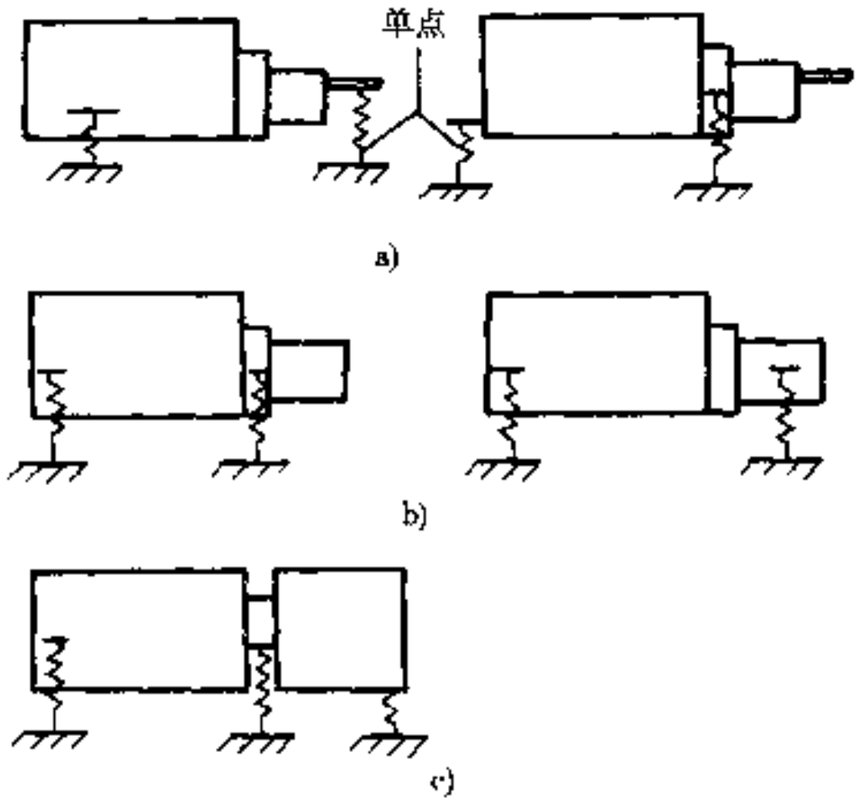


图 3-16-1 典型的悬置系统简图

a)三点式悬置系统；b)四点式悬置系统；c)五点式悬置系统

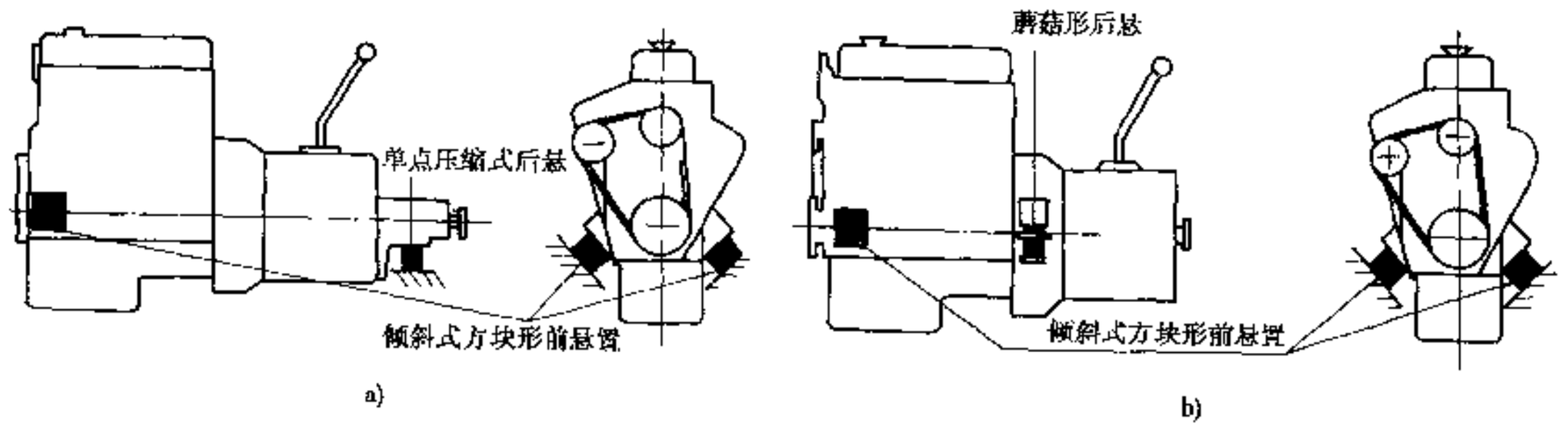


图 3-16-2 三点和四点悬置系统

a)小型发动机用三点悬置系统；b)四点悬置系统

2）悬置系统的解耦

（1）悬置系统的解耦目的

当弹性支承的刚体在一个自由度上的自由振动独立于另一个自由度上的自由振动时，我们说这两个自由度的振动是解耦的。发动机悬置系统实际上具有六个自由度，并且是互为耦合的。耦合的作用使发动机振动互相激励而加大，振动频率范围变宽。这样要想达到同解耦时相同的隔振效果，就需要更软的悬置软垫，这就使得动力总成与周围零件之间有较大的相对位移，造成风扇与护风罩相碰或其他部件之间产生振动干扰，给整车布置造成困难。由于软垫的较大位移，使橡胶内应变增大而影响其使用寿命。

另外，由于各自由度振动的互为耦合，很难对某个产生共振的自由度上的频率进行个别改进而不影响其他自由度上的隔振性能。

（2）悬置系统弹性中心

作用于被支承物体上的一个任意方向的外力，如果通过弹性支承系统的弹性中心，则被支承物体只会发生平移运动，而不会产生转动。反之，被支承物体在产生平移运动的同时，还会产生转动，即两个自由度上产生运动耦合。

同样，如果一个外力矩绕弹性中心主轴线作用于被支承物体上，该物体只会产生转动而不会产生平移运动。反之，物体在产生转动的同时，还会产生平移运动，同样出现两自由度上的运动耦合。

弹性中心是由弹性元件的刚度和几何布置决定的，与被支承物体的质量无关。它对弹性系统而言，犹

汽车论坛 http://www.qclt.com

如质心之于刚体。如果刚体质心与支承系统的弹性中心重合，则振动将大为简化。

理论上，如果使发动机悬置系统的弹性中心同发动机总成的质心重合（图 3-16-3），就可获得所有六个自由度上的振动解耦。实际上完全解耦在悬置设计中是难以实现的，因为发动机的主要激振力只有垂直和扭转两种，而悬置设计中存在较多的约束。因此只要在几个主要方向上获得近似解耦就行了。

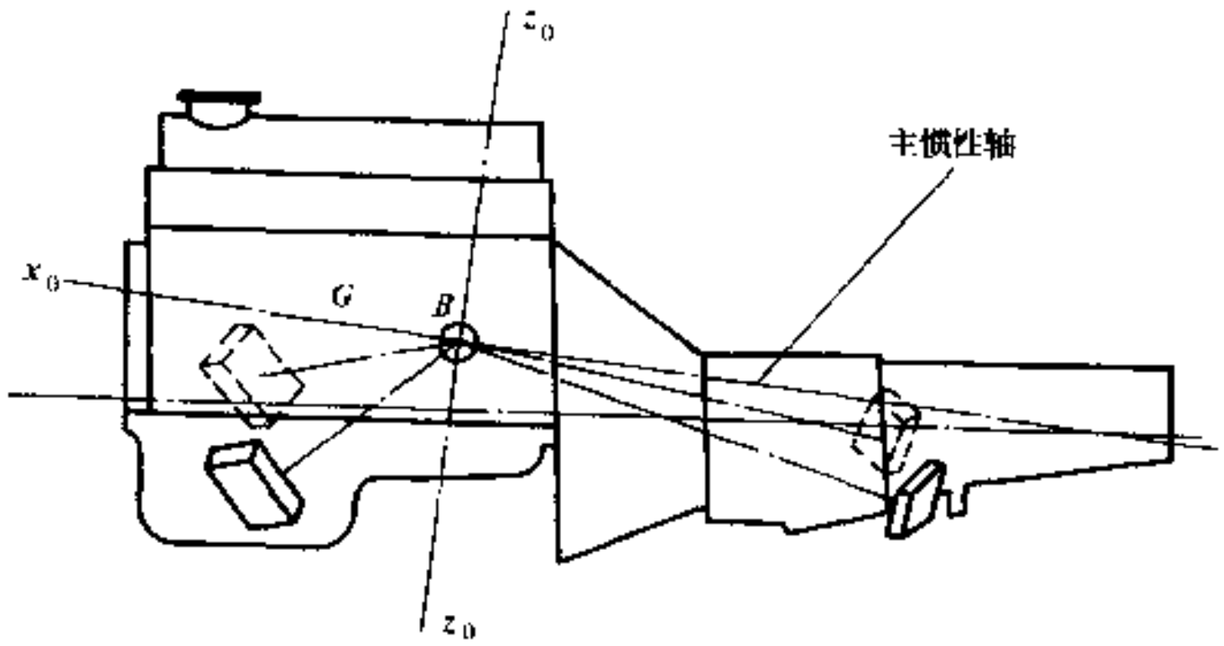


图 3-16-3 悬置系统坐标

3）悬置系统的布置

动力总成一般具有三个弯曲模态，如果把前悬置点布置在节点上，使得弯曲模态在节点上不能被激发，则可将车架与发动机引起的弯曲振动激振力相隔离，发动机的垂直振动不致传到车架上。通常应尽可能将前悬置点布置在动力总成一弯模态的一个节点上，以减小振动传递。

出于解耦的考虑，应根据撞击中心理论将后悬置布置在前悬置点的共轭点上，使前、后悬置点的冲击不致相互影响，从而达到良好的隔振效果。

$$L_F \cdot L_R = \frac{J_Y}{m} \tag{3-16-3}$$

式中：L_F——前悬置点离动力总成质心 G 的纵向距离；

L_R——后悬置点离动力总成质心 G 的纵向距离；

J_Y——动力总成绕 Y 轴的转动惯量；

m——发动机—变速器动力总成的质量。

前、后悬置的刚度还要根据承载量及到质心的距离合理地匹配，达到垂直及俯仰方向上的解耦。

$$K_{FV} \cdot L_F = K_{RV} \cdot L_R \tag{3-16-4}$$

式中：K_{FV}、K_{RV}——分别为前后悬置的垂直刚度 N/cm。

悬置点如为一点，则尽可能靠近动力总成的最小惯性轴。如为两点，出于解耦的目的，最好是呈 V 形布置，一般倾斜角度 $\theta = 40° \sim 45°$，如图 3-16-4 所示。

V 型布置的悬置系统的弹性中心较低，在设计中通过倾角及位置的调整容易使其弹性中心落在或接近动力总成的主惯性轴上。如果假设悬置软垫在两个剪切方向上的刚度近似相等，有下列公式。

垂直刚度

$$K_V = 2\ (k_p \sin^2\theta + k_s \cos^2\theta) \tag{3-16-5}$$

侧向刚度

$$K_L = 2\ (k_p \cos^2\theta + k_s \sin^2\theta) \tag{3-16-6}$$

扭转刚度

$$K_\theta = \frac{2B^2 k_p k_s}{k_p \cos^2\theta + k_s \sin^2\theta} \tag{3-16-7}$$

$$\theta - \alpha = \arctan \frac{\tan\theta}{k_0} \tag{3-16-8}$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

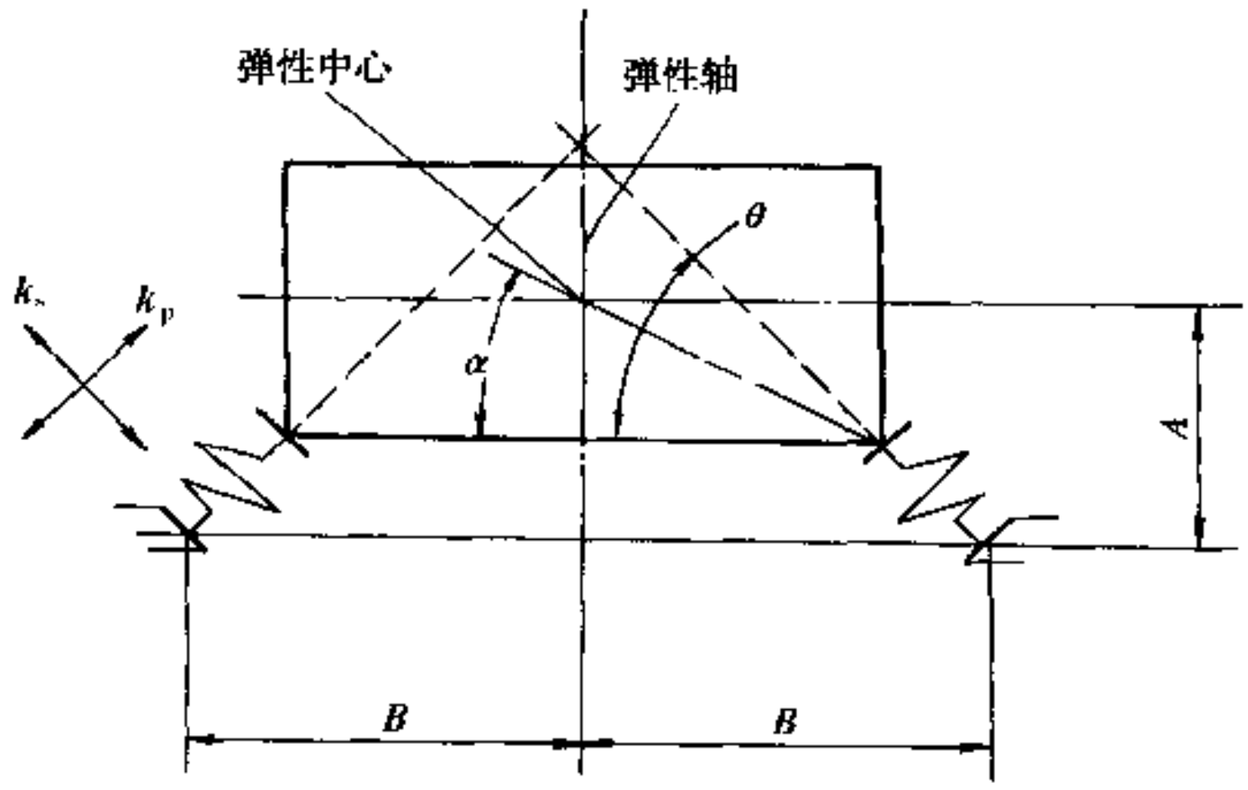


图 3-16-4 V 形悬置简图

$$\alpha = \arctan \frac{A}{B} \tag{3-16-9}$$

式中：k_0——悬置软垫的压缩刚度与剪切刚度之比，即 $k_0 = k_p / k_s$；

A——弹性中心高度；

B——软垫支点半水平距；

α——弹性中心到支点的连线的仰角；

θ——悬置软垫的安装倾斜角。

在实际设计中还有许多其他的布置形式，如非对称的 V 形布置、平置、吊挂式等。

4）轿车发动机的悬置布置特点

轿车发动机一般采用四缸四冲程发动机，发动机前置、横置，前轮驱动，即 FF 式布置。FF 驱动方式下，驱动反力矩直接作用于动力总成上，使发动机悬置受到较大的力。因此，为限制发动机及排气系统等的位移，发动机悬置要有必要的刚度。另一方面，为了减小怠速及中高速区域的振动噪声，要求发动机悬置具有较好的柔性，达到良好的隔振性能。作用于发动机悬置上的驱动反力矩，在 FR 式场合，就是动力总成输出最大转矩时所产生的最大反作用力矩，即倾覆力矩，它等于发动机最大转矩乘变速器最大减速比。这一倾覆力矩主要由后悬置来承担，力矩方向与发动机旋转方向相反。因此在后悬置一侧的软垫上将产生很大的额外压缩负荷。但在 FF 式的车辆上，则为差速器（驱动轴）的输出转矩。因此 FF 式的驱动反力矩为 FR 式的 3～4 倍。

此外，在主要采用横置发动机的轿车上，差速器的驱动反力矩与发动机转矩波动的激振方向一致，并和车身弯曲的方向相同，因此在横置发动机的悬置布置中，有以下特点。

①因降低发动机的扭转刚度有一定的难度，很难确保对发动机转矩波动激振的隔离。

②因为车身弯曲共振频率接近于发动机扭转振动频率域，且振动方向一致，所以容易发生低速时的振动。

③发动机、变速器及差速器成为一体，所以瞬态变化剧烈。

根据上述特点，在悬置设计上大体分为低速区域的转矩波动激振及中高速区的惯性激振两部分。悬置系统一般采用四点支承，其中一点为辅助点。在设计上尽可能减小振动的耦合度，采用非线性、变刚度的悬置软垫，提高低转矩时的隔振效率，减小大转矩时的振动位移。

图 3-16-5，给出的前置发动机前轮驱动汽车发动机的悬置布置方案中，利用 A、B、C 三个悬置支承发动机装置的质量。其中驱动转

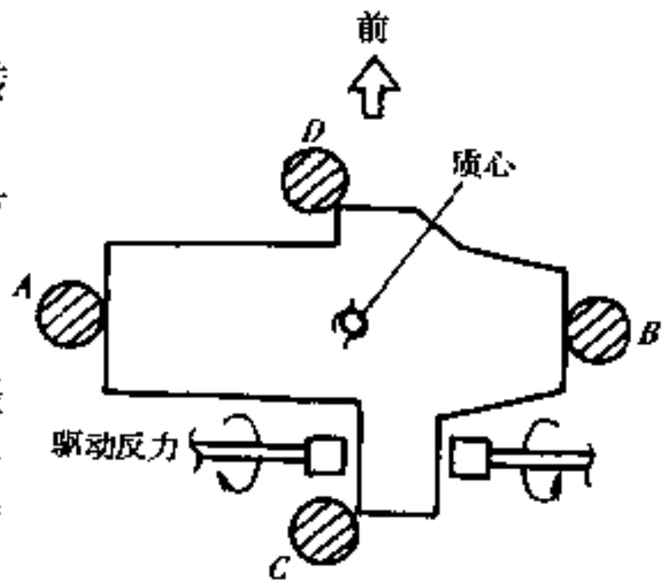


图 3-16-5 FF 轿车的发动机悬置布置图

汽车论坛 http://www.qclt.com

矩反力主要被 C、D 两个悬置所承受，这二个悬置的弹性和距离，也决定了动力装置的横滚共振频率。在这种汽车上，由于最终减速机构布置在变速器内，驱动转矩的反力较大，为了限制动力装置的位移，必须把动力装置的横滚共振频率设定得较低。为此，C、D 两点大都采用非线性刚度系数的悬置软垫。

3.16.3 悬置软垫的设计

1）悬置软垫的负荷

通常前悬置位于发动机机体前端或机体前部两侧，与后悬置相比，远离动力总成的质心，因此动力总成的垂直静负荷主要由后悬置承担，而前悬置主要承受扭转负荷。对后悬置来说，距离动力总成的主惯性轴较近，承受较小的扭转负荷及振幅。同时，由于它处于发动机动力输出端，受传动系不平衡力的严重干扰和外部轴向推力的冲击，当发动机输出最大转矩时，支承点出现的最大反作用力也应由后悬置来承担。所以后悬置的垂直刚度较大，也起着限制动力总成前后位移的作用。悬置系统同样还承受了汽车行驶在不平道路上的颠簸、冲击、汽车制动及转向时所产生的动负荷（表 3-16-1）。

2）悬置软垫的结构形式

在设计发动机悬置时，必须充分的考虑悬置的使用目的，例如支承的质量和限制的位移等，选择合理的形状。悬置的基本形状有三种，即压缩式，剪切式和倾斜式，见图 3-16-6。表 3-16-2，给出了这三种悬置的基本特性及用途。通常采用倾斜式的悬置结构，利用这种悬置的弹性特性，支点设定可以获得较大的自由度。

表 3-16-1 不同使用工况下可能出现的冲击加速度值

应用形式	垂直加速度（g）
公路用车辆	±4
越野车辆	±6
发电机组	±2
船用（包括辅助设备）	±6
叉车	±3

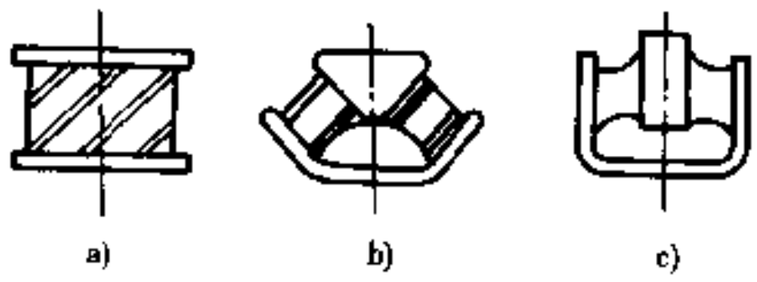


图 3-16-6 发动机悬置软垫
a)压缩式；b)倾斜式；c)剪切式

表 3-16-2 悬置软垫的基本特性及用途

悬置形式	压缩式	倾斜式	剪切式
弹性特性	压缩刚度大剪切刚度小	压缩、剪切特性均好	压缩刚度小剪切刚度大
主要用途	用于振动输入小、支承质量大的场合	用于振动输入大、支撑质量大的场合	用于振动输入大、支承质量小的场合

3）悬置软垫的限位

如果动力总成的位移过大，将使动力总成本身，或使进排气系、操纵机构、管路、接线等和周围的机件相碰，产生损伤。同时悬置软垫也容易损坏。为此，必须从悬置结构上限制过大位移。

①增加位移较大的方向上的悬置刚度。例如，在汽车加速行驶或转弯行驶时，动力装置产生的惯性力，可能使动力装置产生较大的位移。为了限制动力装置的位移，应该在前后、左右方向上设置较硬的悬置，防止动力装置出现过大的位移。

②采用非线性、变刚度的悬置结构，以同时减小小激振力引发的振动和限制大激振力时大的振动位移。例如，在汽车停驶发动机怠速运转，或汽车等速行驶时，发动机的输出转矩较小。这时，悬置软垫的刚度较低，能有效地隔离振动。在快速起步时，驱动转矩的反力十分大，可能使动力装置产生左右横滚的振动。此外，汽车在不平整的路面上行驶时，随着整车的大幅度上下颠动，动力总成也产生很大的上下惯性力。由于这时悬置软垫的刚度变大，也能有效地限制动力装置的振动和位移。悬置软垫限位结构的实例如图 3-16-7 所示。

4）悬置软垫的可靠性

（1）疲劳破坏

汽车论坛 http://www.qclt.com

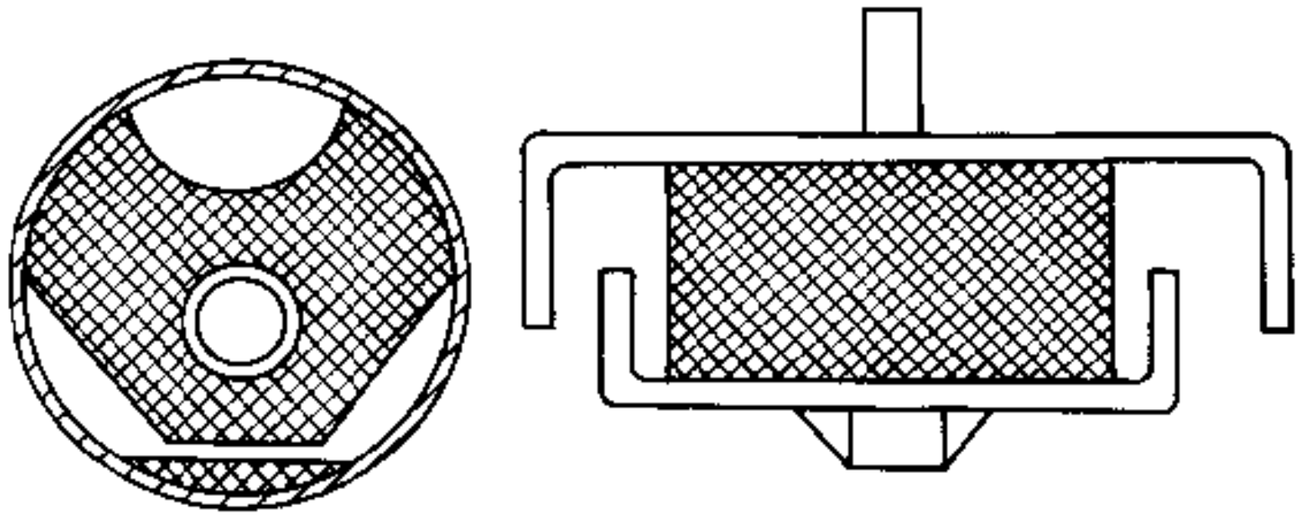


图 3-16-7 悬置软垫限位结构实例

橡胶材料在循环变形应力的作用下可能出现疲劳破坏，设计时应注意橡胶的许用应力和许用变形，表3-16-3，给出了一般悬置橡胶材料的许用应力和许用变形。

(2) 老化

悬置软垫在使用中，不可避免的会受到热、臭氧和紫外线等的作用，造成悬置软垫的抗拉强度、力学性能下降，并产生裂纹。因此在悬置设计中应使悬置软垫远离热源或加以隔离。

表 3-16-3 悬置软垫许用应力和变形

变形形式	允许应力（MPa）	允许变形（%）
压缩	1～1.5	15～20
剪切	0.1～0.2	20～30

(3) 永久变形

悬置软垫在使用中反复地变形，或受热等因素影响下，橡胶将产生永久变形，使橡胶件的尺寸发生变化。

(4) 粘接面的剥离

一般设计中要求橡胶与金属骨架的粘接强度高于3MPa，但由于产品质量问题或软垫在高温环境下长期使用之后，粘接面的粘接强度下降并引起剥离而导致损坏。

5) 悬置软垫橡胶的材料

在设计中应根据使用要求选择符合要求的橡胶材料。目前主要采用混合橡胶，它以天然橡胶为主料，添加了部分丁苯橡胶，有的悬置也采用了丁腈橡胶。目前采用的减振橡胶材料有一般的加硫橡胶，如NR（天然橡胶），SBR（丁苯橡胶），BR（丁二烯橡胶），IR（异戊橡胶）；特殊的耐油加硫橡胶，如NBR（丁腈橡胶）；特殊耐候（轻度耐油）橡胶，如CR（氯丁二烯橡胶）；阻尼力较大的橡胶，如IIR（丁基橡胶）；特别耐热的加硫橡胶，如EPDM（乙丙烯橡胶）

6) 悬置软垫的阻尼

根据悬置系统的幅频响应特性，当动力总成在低频振动时，为了减小振动的振幅，应采用阻尼因数较大的软垫，此时阻尼越大，振动响应越小。其中，最典型的例子是冲击。而当动力总成作30Hz以上的高频振动时，由于激振力的频率较高，可以不必考虑动力总成悬置系统的共振问题。为了降低动力总成的振动对整车的影响、切断高频振动的传递，应该使振动系的阻尼越小越好，此时阻尼越小，振动响应越小。

3.16.4 液压悬置

只使用橡胶软垫，很难产生很大的振动阻尼。为了改善冲击等过大的振动，悬置必须具有很大的阻尼力，这就是液压式悬置，它同样可降低高频时的悬置刚度，提高减振、降噪效果。

1) 液压悬置的构造

液压悬置的基本结构见图3-16-8。用一个中心螺栓将一个普通的锥形橡胶悬置垫固定在顶部，与隔板一起构成上腔。下腔由一个弹性皱皮膜和隔板构成，皱皮膜由一个固定盖保护，固定盖与皱皮膜构成与大

汽车论坛 http://www.qclt.com

气相通的气室。隔板上装有一个活动板。同时隔板上开有小孔，阻尼缓冲液可由隔板上的小孔经上腔流到下腔。

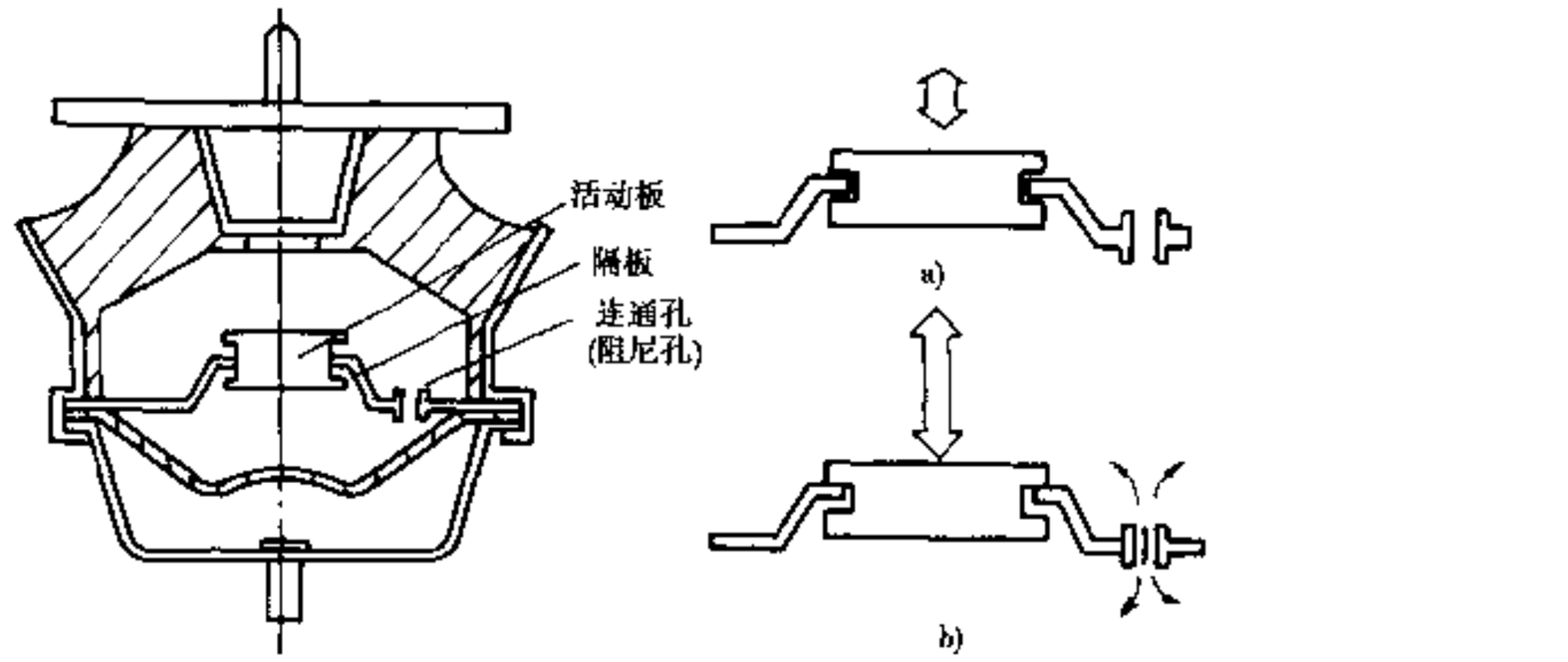


图 3-16-8 液压悬置结构及工作原理

2）液压悬置的工作原理

当发动机高频小幅振动时，上腔的内压没有上升，这样可得到较小的悬置刚度以减小振动（图 3-16-8a）。当发动机低频大幅振动时，活动板的动作受到限制，上腔压力升高，流体通过阻尼孔流入下腔，利用流体的流动阻力，产生很大的阻尼力，从而使振动得到很大的衰减（图 3-16-8b）。在设计液压式悬置时，可以改变某些参数，自由地设定共振频率，例如改变液压悬置的动态参数，节流孔的口径和孔长等。这样，利用液体的共振现象，就能实现任意的动态弹性特性。有的液压式悬置还设有高频节流孔等附加机件，能改善 200Hz 以上的动态弹性特性。液压悬置的动态特性见图 3-16-9。

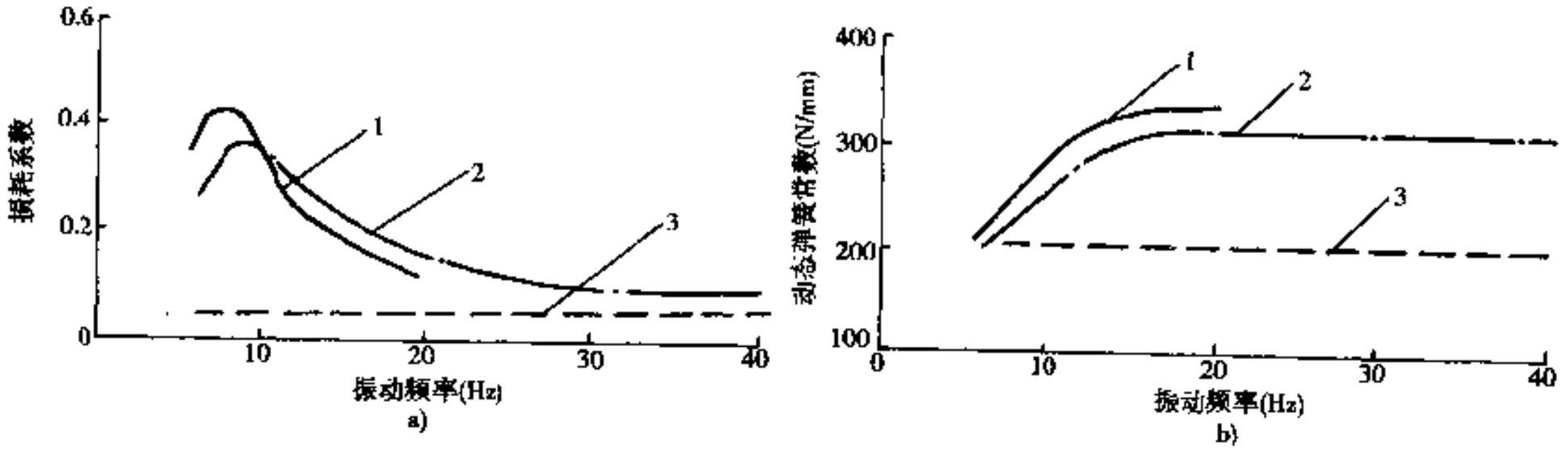


图 3-16-9 液压悬置的动态特性实例

a)损耗系数；b)弹簧常数

1-位移为 ± 1mm；2-位移为 ± 0.5mm；3-位移为 ± 0.1mm

3.16.5 悬置系统的设计程序

①确定动力总成的总质量，包括内部注满的机油和冷却液。

②确定动力总成的质心位置。

③确定动力总成主惯性轴的位置。

④测出或估算出动力总成绕三个主惯性轴的转动惯量。

⑤设定动力总成前、后悬置支承点的数目，布置形式，各支承点离质心和主惯性轴的位置及相应的几何尺寸，并结合解耦原理作必要的分析计算。

⑥分别计算前、后悬置支承点上承受的静态负荷。

⑦计算发动机机体后端面与飞轮壳接合面上的静态弯矩，该弯矩值必须在发动机制造商规定的范围

汽车论坛 http://www.qclt.com

内；否则，应调整前、后悬置支承点的位置或增加尾部辅助支承点，使该处的弯矩值控制在限值内。

⑧计算发动机、变速器总成在悬置软垫上可能引起的最大转矩反作用力。可用两种计算标准，一是发动机发出最大转矩时，另一起发动机在额定功率点时（包括最大变速器减速比）。然后根据软垫制造商提供的软垫“负荷 变形”曲线，核对所选择的软垫是否能承受这一作用力及软垫的最大变形量是否在合理的范围内。

⑨按实际应用情况，确定动态负荷冲击加速度的数值。

⑩设计悬置支架、按动态负荷进行强度校核。若发动机制造商没有提出机体后端面与飞轮壳接合部位的静态弯矩限值，则应按动态负荷计算该部位的弯矩和工作应力，保证该薄弱环节安全可靠。

⑪选择合适的悬置软垫，应能承受上述动静态负荷，并满足隔振要求，确定软垫的刚度。

⑫根据所选择的软垫的压缩和剪切刚度及系统布置形式，分别计算前、后悬置的垂直综合刚度，侧向综合刚度和扭转综合刚度及相应的固有频率（如果是平置式布置，则系统的垂直方向固有频率和隔振效率可从软垫制造商提供的坐标图上根据静态变形量确定）。

⑬确定发动机的外激振频率。

⑭通过软垫制造商提供的坐标图，按照软垫的静态压缩量以及外激振频率，确定悬置系统的隔振效率。

⑮检查悬置系统是否具备克服其他外力和惯性力的能力，必要时应设置限位装置。

⑯选择能满足工作环境条件的需要的悬置软垫的材料。

⑰校核悬置系统的结构布置能否适应整车提供的空间，确保不与周围零部件发生干涉。

⑱试验。

（撰稿人：蒋学锋 白羽）

3.17 发动机管理系统

3.17.1 空燃比控制

实际吸入发动机中的空气量和燃油量的比称为空燃比，汽油的化学计量空燃比是 14.7。空燃比小于 14.7 称为浓混合气；空燃比大于 14.7 称为稀混合气。使用不同的空燃比，发动机具有不同的性能。图 3-17-1 和图 3-17-2 给出了空燃比对动力性、经济性及排放的影响。由此可以看出不存在理想的单一的空燃比。实践证明，常用的空燃比在 13 到 16 之间。

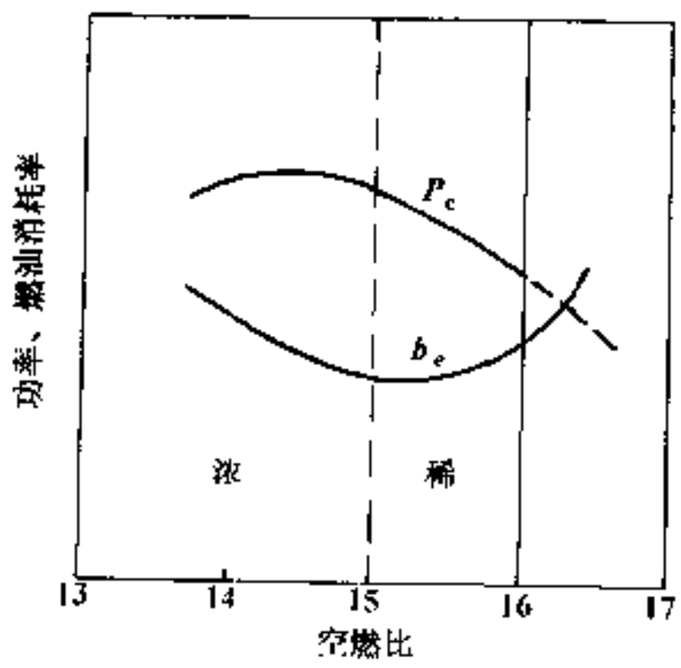


图 3-17-1 空燃比对功率和燃油消耗率的影响

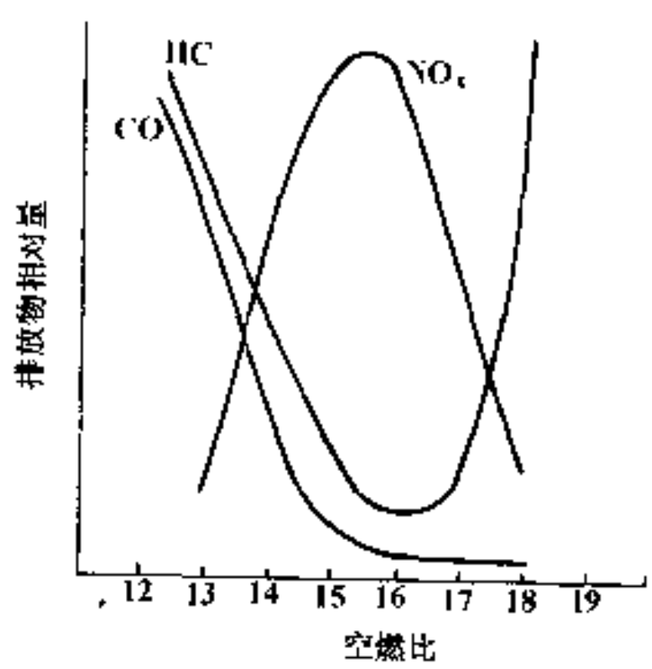


图 3-17-2 空燃比对排放的影响

根据发动机的运转状态，供给能够实现其要求的空燃比的燃油的机构即为空燃比控制机构。汽油机空燃比控制机构常用的有化油器和燃油喷射系统。

1）控制方式

汽车论坛 http://www.qclt.com

电子燃油喷射控制原理图如图 3-10-5 所示，发动机吸入空气量由节气门的开度决定。电控单元 ECU 根据发动机吸入空气量输入信号，进行基本燃油喷射量的计算，并根据其它传感器信号进行各种燃油修正，通过控制喷油器的开启时间，控制实际发动机所需的燃油量。

2）理论空燃比控制

在电子燃油喷射系统中，大都使用三效催化转化器，以满足严格的排放法规。这需要把空燃比控制到化学计量比附近，以使三效催化转化器的转换效率最高。实现化学计量空燃比的燃油量就是基本喷油量，它与发动机每转吸进的空气量成正比。

3）燃油修正控制

根据发动机不同的工况及运转条件，有时需要比化学计量空燃比浓或稀的混合气。为此需要进行下列燃油修正。

a. 全负荷加浓

全负荷时要求发动机发出最大功率，所以要进行加浓修正。此时，ECU 根据节气门位置传感器信号判断是否全负荷工况。

b. 暖机修正

发动机在暖机过程中，由于燃油雾化性能下降，因而需要燃油加浓，其加浓量的大小由 ECU 根据水温传感器信号确定。

c. 加速加浓修正

加速时，喷射燃油进入气缸的滞后使混合气瞬时变稀。为了保证良好的加速过渡性能，要求加浓混合气。加速的条件由节气门位置传感器输出的信号确定。

d. 减速断油

减速时，由于不需要燃油，所以 ECU 切断燃油喷射。当发动机转速接近怠速转速时，再恢复喷油。这有利于发动机减速过程的节油。由于没有喷油，也就没有排放。

4）燃油喷射的传感器

燃油喷射系统常用的传感器及其主要功能参见表 3-17-1。

表 3-17-1 燃油喷射系统常用的传感器及其主要功能

名称及分类		主要功能
转速传感器	磁电式	测量发动机转速及活塞上止点，与空气流量信号共同确定基本喷油量
	光电式	
	霍尔效应式	
空气流量计	绝对压力	测量进气量，与发动机转速信号共同确定基本喷油量
	热线或热膜式	
	摆板式	
	涡街式	
相位传感器		测量凸轮轴位置，判断缸别。用于顺序喷射；
冷却水温度传感器		测量冷却水温度及各种水温修正
进气温度传感器		测量进气温度，用于各种气温修正
节气门位置传感器		测量节气门位置，判断怠速、部分负荷、全负荷及加减速工况
氧传感器		测量排气中氧的浓度，判断空燃比的浓稀，用于空燃比闭环控制

5）空燃比反馈控制

空燃比反馈控制与三效催化器联合使用是迄今为止降低汽油机废气排放最有效的手段。当使用三效催化器时，发动机必须运转在化学计量空燃比附近（其偏差在 5% 以内），此时三效催化器的转换效率最高，

汽车论坛 http://www.qclt.com

可使 HC、CO、NO_X 减小 90%以上。正是基于这种考虑，现代汽油机大都采用带三效催化器的空燃比反馈控制，以满足严格的排放法规。图 3-17-3 给出了氧传感器空燃比的控制范围和排放的关系。

（1）氧传感器

具有代表性的氧传感器是氧化锆型氧传感器，其工作原理如图 3-17-4 所示。

它是由氧化锆（Z_rO_2）和氧化钇（Y_2O_3）混合烧结的一端封闭的管状陶瓷，陶瓷两个面是具有渗气性的铂层电极。暴露在排气侧的铂层外又有一层多孔的陶瓷，其主要的目的是防止传感器被污染。最外部的带有许多竖槽的金属管保护陶瓷体不受力学和热冲击的影响。在大约 300℃时，金属陶瓷开始传导氧离子。如果传感器的两侧存在氧浓度差，在陶瓷的两个表面会产生电压。根据 Nernst 公式可写成：

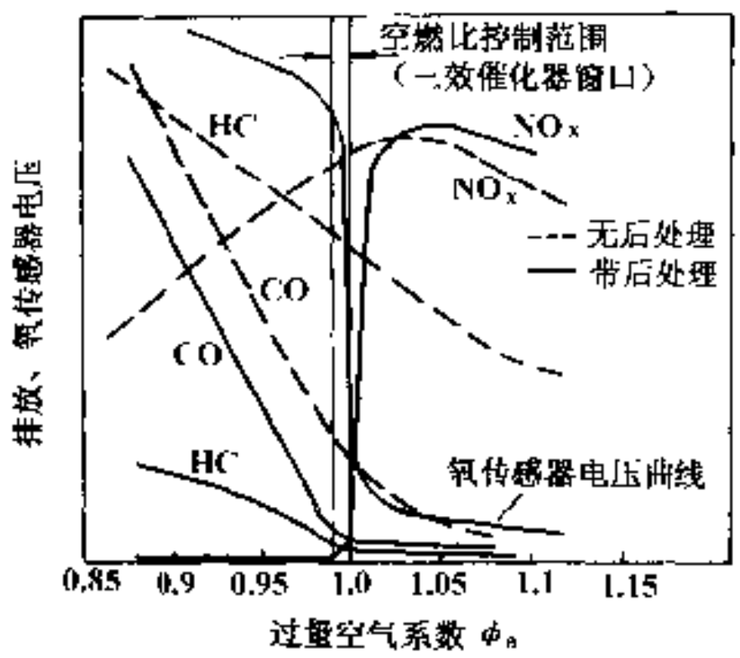


图 3-17-3 过量空气系数与排放、氧传感器电压的关系

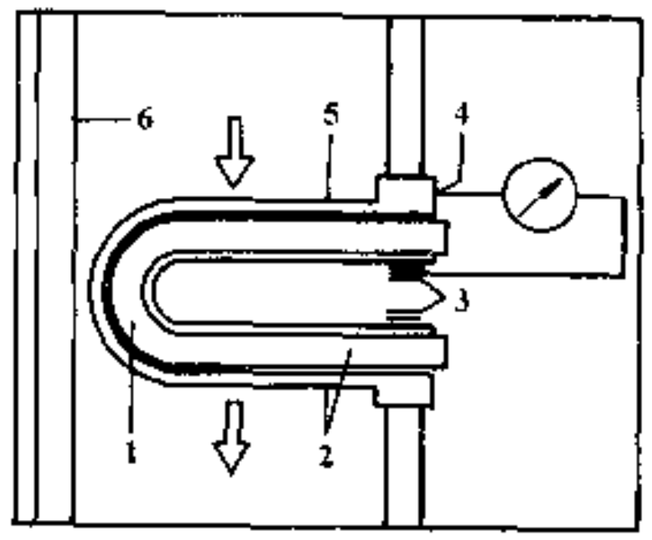


图 3-17-4 氧传感器工作原理

1-陶瓷体传感器；2-电极；3-触体；4-与壳体接触的电极；5-排气管；6-多孔陶瓷保护层

$$U_S = \frac{R \cdot T}{4F} \ln \left(\frac{P_{O2大气}}{P_{O2排气}} \right)$$

式中：U_S——氧传感器电压；

R——气体常数；

T——陶瓷温度，K；

F——法拉第常数；

$P_{O\,2大气}$ 大气中的氧气分压（定值）；

$P_{O\,2排气}$ ——排气中的氧分压。

氧化锆氧传感器的输出特性如图 3-17-3 所示。在混合气偏浓时产生大约 800～1000mV 的电压，混合气稀时则只有 100mV。混合气在 $\phi a = 1$（空燃比为 14.7）附近变化时，其电压值在 450～500mV 范围内。因而氧传感器相当于氧浓稀开关，可以判断空燃比在哪个方向上偏离了化学计量空燃比。该种氧传感器根据是否加热可以分为加热型和不加热型两种。陶瓷体的温度对传感器的输出和响应有非常大的影响。对于不加热的氧传感器，其安装位置要考虑温度的要求，但是过高的温度会影响其寿命，所以全负荷时传感器的温度尽量不要超过 850℃。加热型氧传感器带有自动加热装置，可以很快达到工作温度，且可以经常保持理想的工作温度。现在生产的系列加热型氧传感器，如果正确安装，其寿命可以达到 10 万 km。图 3-17-5 是加热型氧传感器的实例。

为了保护外部的活性铂电极，使用氧传感器的发动机必须使用无铅汽油。

除上述类型的氧传感器外，还有电阻型氧传感器、用于稀燃控制的稀混合气氧传感器以及宽范围氧传感器等。

（2）控制过程

下面以开关型氧传感器为例说明空燃比反馈的过程，电控单元根据氧传感器信号控制燃油控制系统（燃油喷射或电控化油器）加浓或减稀混合气。在控制程序中常设定一控制限值，该值一般设定为 500mV。如果传感器输出电压低于该值，则说明混合气过稀，应增加燃油供应量；反之，则减少燃油供给。在实际

汽车论坛 http://www.qclt.com

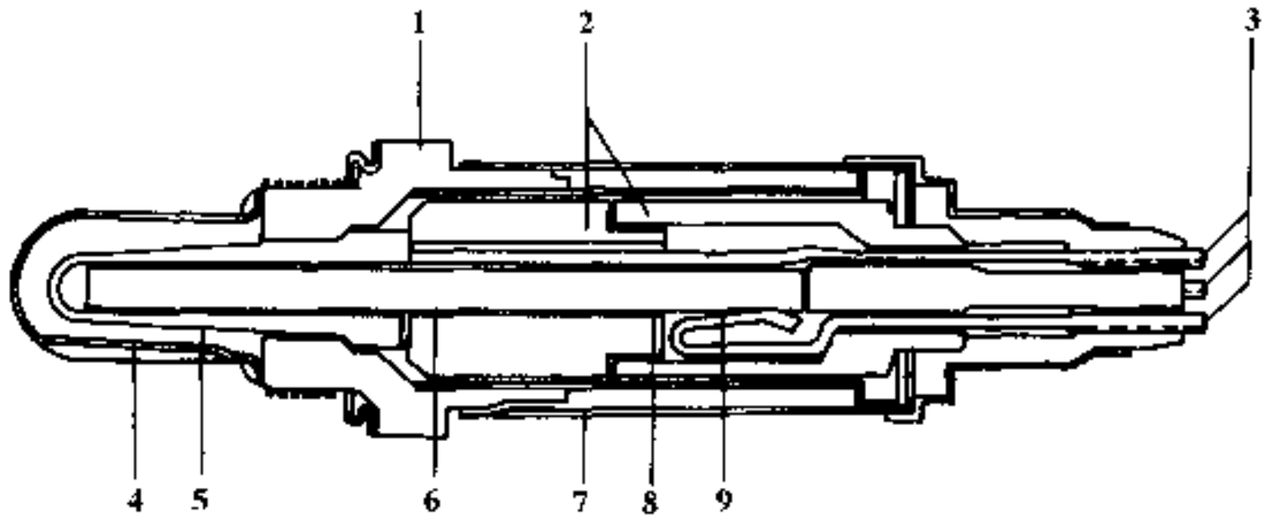


图 3-17-5 加热型氧传感器图

1-外壳；2-陶瓷保护管；3-连接电缆；4-带槽保护管；5-活性陶瓷；6-接触体；7 保护套；8-加热器；9-加热器连接端

控制中，燃油的增减量不能过大，否则会产生振荡。所以一般的控制单元中都包含一积分器，使燃油增减逐步进行。

实际上由于混合气形成到氧传感器测量之间有时间上的延迟，不可能使空燃比控制在化学计量空燃比，而是在化学计量空燃比附近变化。如果对积分器进行恰当的匹配，空燃比可以控制在三效催化器所需要的范围内。上述延迟时间很大程度上依赖于发动机转速和负荷，所以控制单元的积分器控制（积分器斜率）不是不变的，而是随发动机转速和负荷变化而变化，以防止排放和驱动性的恶化。

为了使控制精度更高和可靠性更好，有些控制系统中在三效催化器的上、下游各装一个氧传感器。用催化器下游的氧传感器对上游的进行附加修正。

3.17.2 点火定时控制

点火定时是决定发动机功率、燃油消耗、排放及爆燃等极其重要的控制参数。图 3-17-6、图 3-17-7 所示分别是点火提前角在不同过量空气系数下对发动机动力性、经济性及排放的影响。

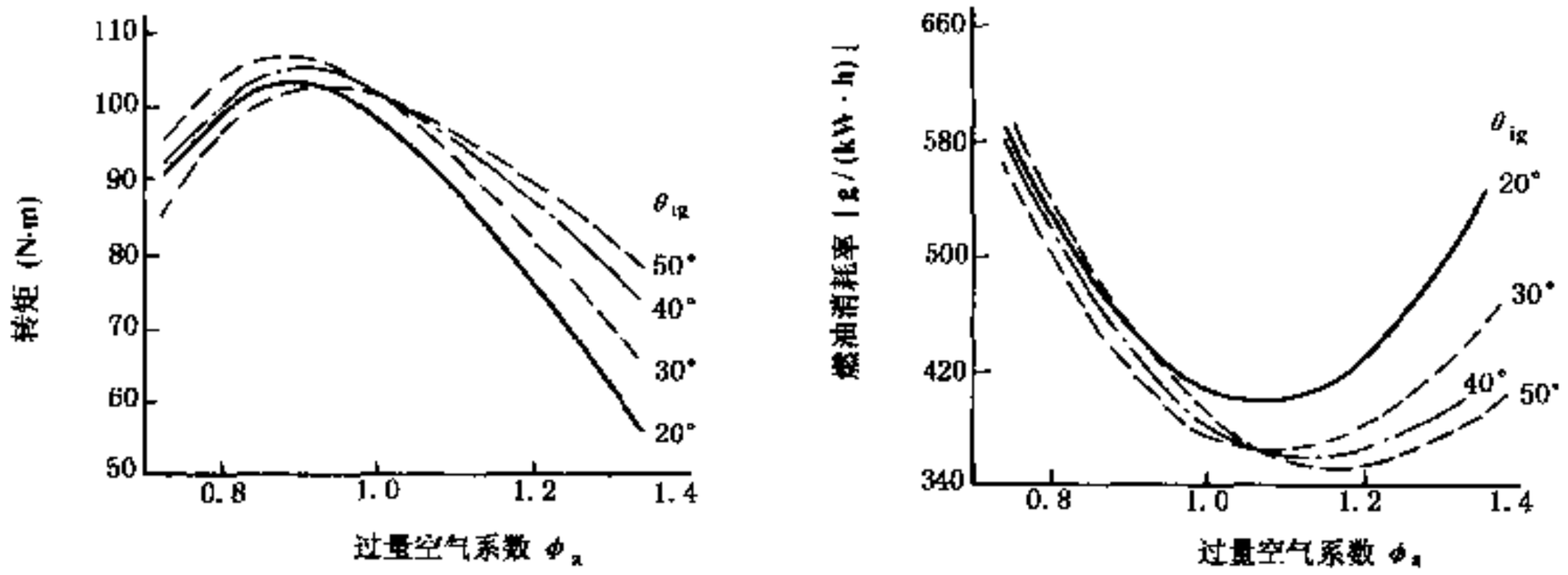


图 3-17-6 点火提前角对燃油消耗率及转矩的影响

机械点火控制机构仅能提供简单的点火特性，满足发动机的一般要求。电子控制使用经优化的点火脉谱替代了机械点火装置中的离心提前和真空提前装置，此控制具有很高的灵活性，图 3-17-8 是一电子控制点火定时的原理图。

1）工作过程

发动机转速和一缸上止点标记由转速和上止点传感器监测，而发动机负荷则由装入 ECU 中的绝对压力传感器监测。ECU 利用上述输入信号经处理后，根据已标定优化的脉谱确定准确的基本点火角。点火信号通过内置 ECU 中或安装在点火线圈上的点火模块（放大器）进入点火线圈。在分电器配电的系统中，分电器把线圈次级产生的高压分配给相应缸的火花塞。在直接点火的系统中，高压直接通过线圈进入气缸

汽车论坛 http://www.qclt.com

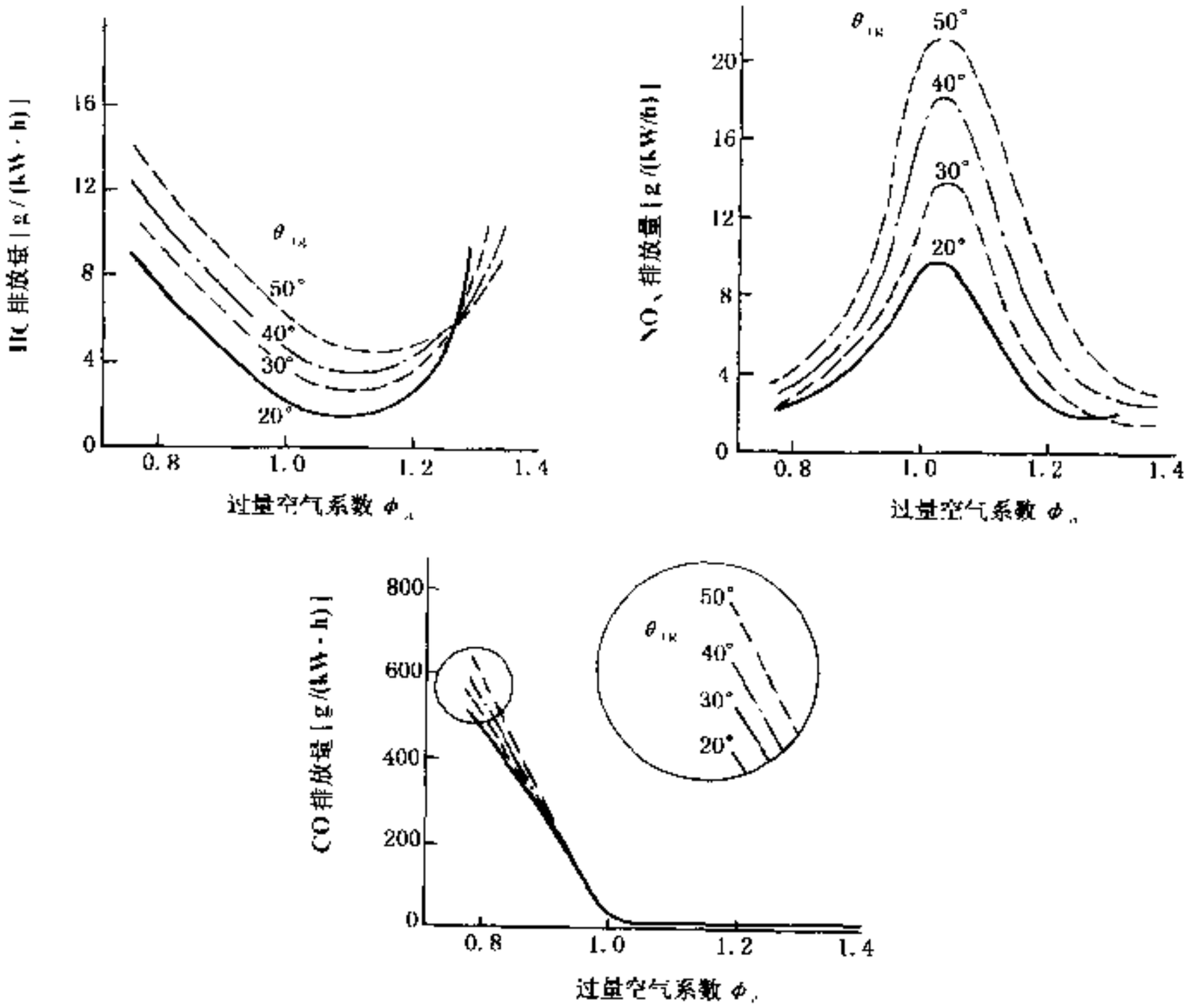


图 3-17-7 点火提前角对排放的影响

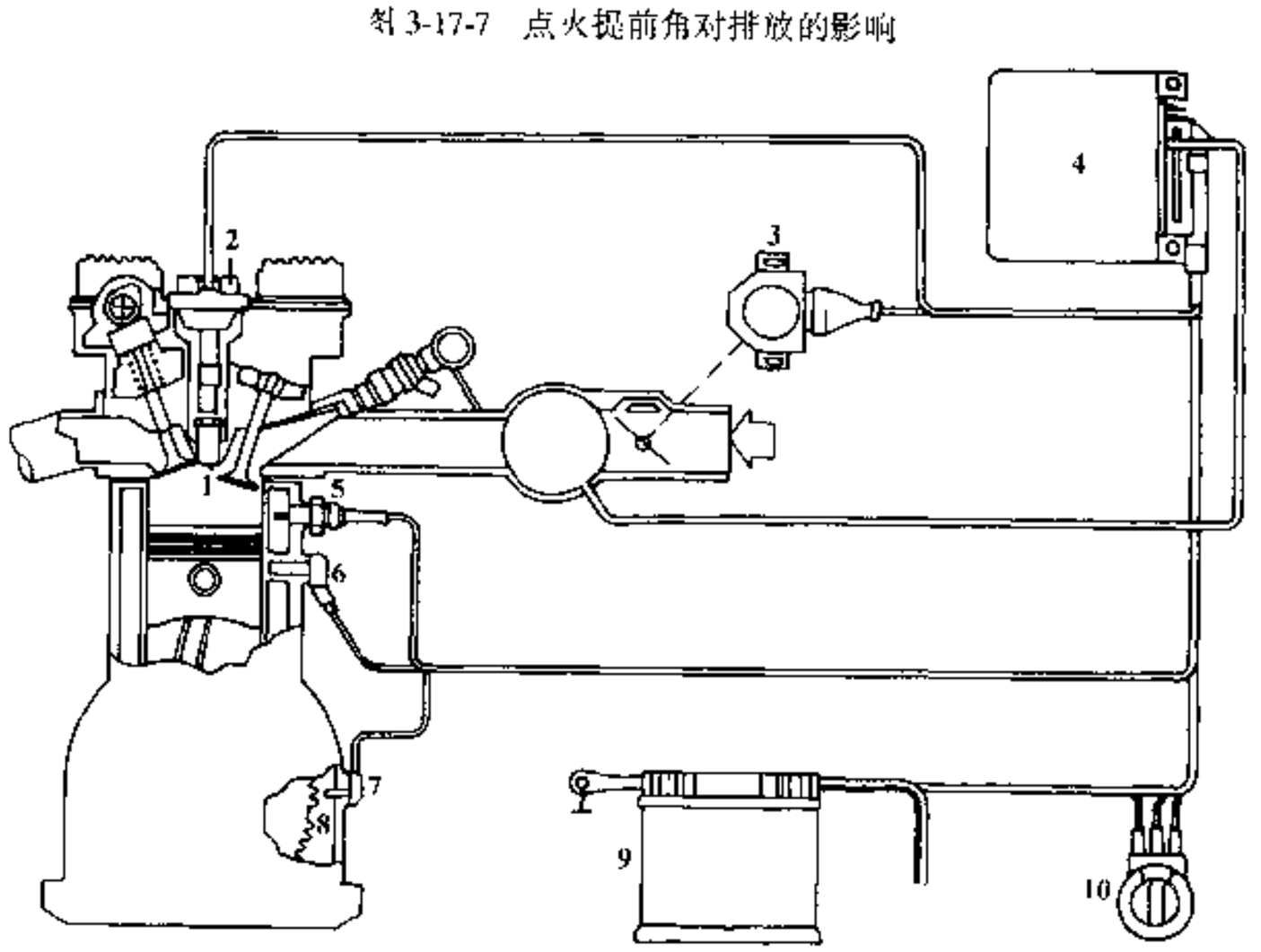


图 3-17-8 电子控制点火定时的原理图

1-火花塞；2-点火线圈；3-节气门位置开关；4-ECU；5-冷却液温度传感器；6-爆燃传感器；7-转速及上止点传感器；8-齿盘；9-蓄电池；10-点火开关

火花塞。另外 ECU 通过水温传感器和节气门开关、电瓶电压等监测发动机的运转状况，以对基本点火定

汽车论坛 http://www.qclt.com

时进行修正，ECU 还可以对闭合角进行优化，在蓄电池电压或转速变化时对闭合角进行修正。

2）转速及上止点标记传感器

该传感器常见的有光电式、电磁式及霍尔效应式三种。其功能是用于监测发动机转速和确定第 1 缸上止点，常安装在飞轮处、曲轴带轮处或分电器上。

3）基本点火定时

基本点火定时由 ECU 中的脉谱确定。在设定点火脉谱时，基本上为 MBT（获得最佳转矩的最小点火提前角），但在产生爆燃的区域，推迟点火角以避开爆燃；在排气温度高的区域，点火提前角要提前使排气温度抑制在排气系统零部件耐热温度以下。另外，由于电子控制的自由度高，基本点火定时的设定还要考虑排放。

4）怠速修正

怠速时综合考虑排放、怠速稳定性、燃油经济性等对点火定时进行修正。

5）水温修正

发动机在暖机过程中，由于燃油雾化不良，燃烧速度慢，需进行提前修正。此时由于燃烧室温度低，发生爆燃倾向小，可终止为回避爆燃而推迟点火角的功能。在装备三效催化器的发动机上，此时也常推迟点火角，使排气温度升高，使三效催化器迅速起作用。

6）爆燃控制

所谓爆燃一般认为是在燃烧室内末端未燃混合气自燃而急剧燃烧的现象。爆燃发生时，巨大的压力波在气缸内往复，产生特定频率（5～20kHz）的压力变化并发出敲击噪声和振动，它对发动机的可靠性及发动机性能有不良的影响，应尽量避免。

爆燃的发生随温度、湿度等大气条件、汽油品质、发动机状态变化而变化。当发生爆燃时，把点火定时反馈到爆燃极限，使之成为最合适的点火定时，即为爆燃控制。当有爆燃控制时，无需在发动机设计中为爆燃安全性而留余地。

爆燃传感器一般使用压电晶体作为传感元件，图 3-17-9 是 Bosch 公司生产的爆燃传感器的结构图。

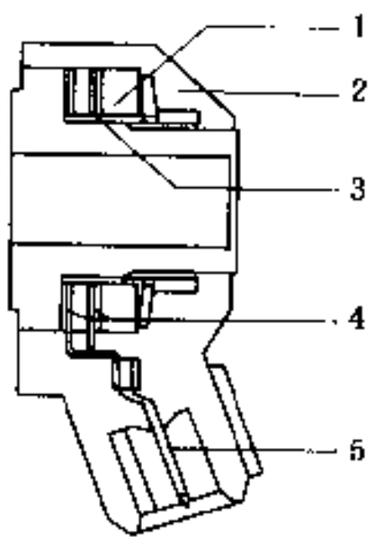


图 3-17-9 爆燃传感器

1-振动块；2-封装体；3-压电陶瓷；4-接触片；5-信号输出端

爆燃传感器常安装在机体上，但需精心设计其安装位置，使其能够可靠地检测出所有气缸的爆燃。必要时需安装两个或更多爆燃传感器。爆燃控制常与电子点火控制或点火和燃油喷射综合控制系统结合起来。当发生爆燃时，点火系统使点火推迟，此后再慢慢地接近原来的点火角。在增压发动机中爆燃控制也可以通过降低增压压力的方法抑制爆燃的发生。

在有爆燃控制的电子控制系统中，对爆燃传感器故障诊断和处理非常重要。如果发生故障，要在仪表板上显示故障信息，同时在控制软件中为保护发动机使点火角推迟一固定角度。

3.17.3 发动机综合控制

发展综合控制的原因是电子技术的发展，排气法规的日益严格，节能的要求，提高发动机动力性，驱动性，可靠性，性价比的追求等。

综合控制由许多子系统组成，这些系统包括点火、喷油、怠速、EGR、燃油蒸发、爆燃、可变凸轮轴控制、可变进气管容积和长度控制、电子节气门、自动换档控制、学习控制、自诊断、防盗等。不同的系统综合上述子系统的内容不尽相同。图 3-17-10 是综合控制的一个实例图。

综合控制使 ECU 可以使用点火、喷油等手段同时对发动机进行优化，从而更具控制的灵活性。由于同一个控制器、传感器可共用，因而也相应降低了成本。

1）学习控制

学习控制是空燃比闭环控制中的一个标准功能。在综合控制中许多子系统都采用了学习控制。这对发动机整个使用期内保持性能的稳定是非常重要的。学习控制方法是，根据监测发动机运转状态的有关传感器信号，ECU 记忆有关发动机运转的状态、零部件的性能偏差和劣化程度、环境条件改变等与发动机性能

汽车论坛 http://www.qclt.com

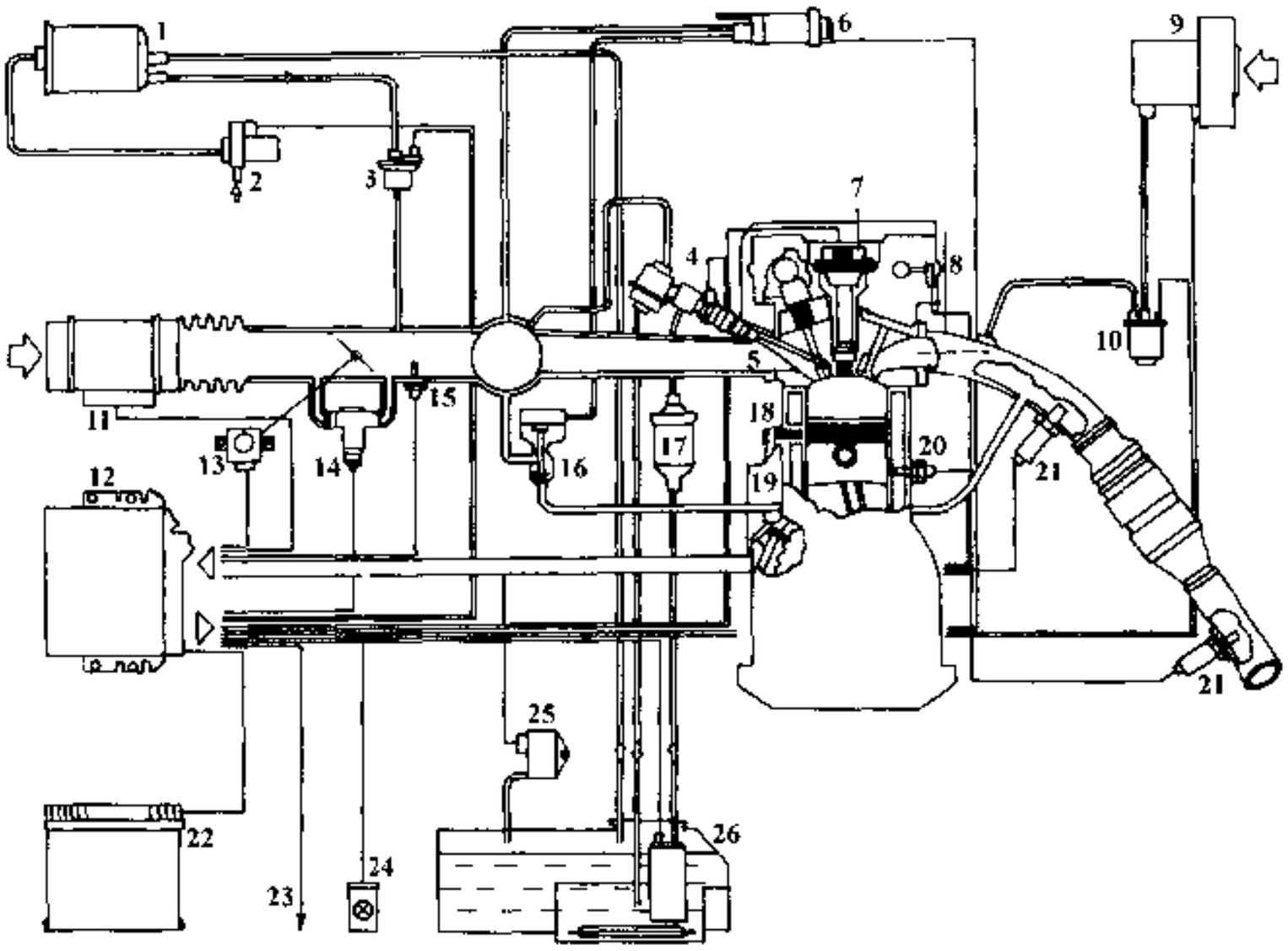


图 3-17-10 综合控制实例图

1-碳罐；2-空气进气阀；3-碳罐净化阀；4-燃油压力调节器；5-喷嘴；6-压力控制器；7-点火线圈；8-相位传感器；9-二次空气喷射泵；10-二次空气阀；11-空气流量计；12-ECU；13-节气门位置传感器；14-怠速执行器；15-空气温度传感器；16-EGR 阀；17-燃油滤清器；18-爆燃传感器；19-转速传感器；20-发动机水温传感器；21-氧传感器；22-蓄电池；23-诊断接口；24-故障灯；25-压力变化传感器；26-燃油泵

有关的参数，并根据其记忆值设定最佳的控制参数，以使控制精度更高，控制响应更快。

学习控制的条件是：能用某种方法监测发动机状态；能相对于理想状态评价监测值或给出评价函数；能把评价值实现或接近理想状态。

2）自诊断

发动机电子控制系统的规模越来越大，组成也越来越复杂。如果发生故障，将会使故障检查工作变得极其困难，所以对于车载控制系统一般都带有自诊断功能且已成为标准配置。在发动机正常运转时，自诊断与其它控制一起工作。故障自诊断要满足以下要求。

①对系统和零部件进行全面监测。

②发生故障时，保护零部件不受损坏。例如失火应对三效催化器实施保护。

③发生故障时有替代值作为应急措施。

④用故障灯、仪表显示或声学方式提醒驾驶员注意已出现故障。美国加州车载诊断 OBD 已被法律化，并于 1988 年开始实施。特别是对与排放有关的传感器故障报警，目的是使排故降低到最低限度。1994 年起对与排放有关的执行器还要进行故障诊断，这就是所谓的 OBD-II。

⑤故障发生时，除了触发上述警告外，还要在 ECU 中存储特定的故障码，且也存储确认首次发生故障时与发动机性能有关的环境和运行数据。SAE 和 ISO 标准中规定了记录的类型和范围。

⑥在 ECU 中有一串行通信口，可以连接发动机故障测试器，读出该自诊断存储器中的故障数据。ISO 标准对此也有相应的规定。

3）防盗

在含有防盗控制的综合控制系统中，控制系统根据操作者使用的是否正确的点火钥匙或输入的是不是正确的起动密码作出判断。当判断出点火钥匙不对或输入的起动密码不正确时，控制系统内部断开点火和

汽车论坛 http://www.qclt.com

喷油脉冲，因而车辆不可能起动，从而起到防盗作用。

随着电子技术的发展及人们对汽车性能更高的要求，今后发动机电子控制系统控制范围会更广，控制精度会更高，且会延伸到对整个汽车性能有关的控制上来。（撰稿人：席红伟　朱江）

3.18　密封件与螺纹紧固件

气缸盖衬垫、排气管衬垫、EGR密封垫以曲轴前后油封是发动机重要密封件。这些零件设计的好坏关系到发动机的可靠性，甚至影响排放性能。

为了满足最高燃烧压力的不断增长、发动机质量的进一步减小、较高工作温度和更严格的排放控制，纤维增强的非石棉材料及其相应结构和表面处理方法等满足了大多数发动机的密封要求。随着这些趋势的进一步发展，非传统的材料和结构，例如石墨和钢/橡胶组合件等将会日益推广。

3.18.1　气密封

气密封分为高压密封和低压密封两种，工作温度也有高低之分。重点是解决高温高压密封。

1）气缸盖衬垫

（1）气缸盖衬垫的功能和工作条件

水冷发动机气缸盖衬垫的功能是保证机体上气缸孔、油道、水道与气缸盖之间，以及与外界的密封。气缸盖衬垫作为机体和气缸盖之间的传力件，还要使两者之间保持一定的距离，并形成燃烧室的一部分。其厚度直接影响活塞压缩顶隙，是燃烧室死区容积的一部分，其大小影响发动机排量。另外，气缸盖衬垫的特性对气缸孔、凸轮轴孔变形都有一定影响（图3-18-1）。因此，对气缸盖衬垫提出一系列要求如：与相关密封面的匹配性、与被密封介质的相容性、发动机冷却液分配调控、密封系统无需再拧紧等。

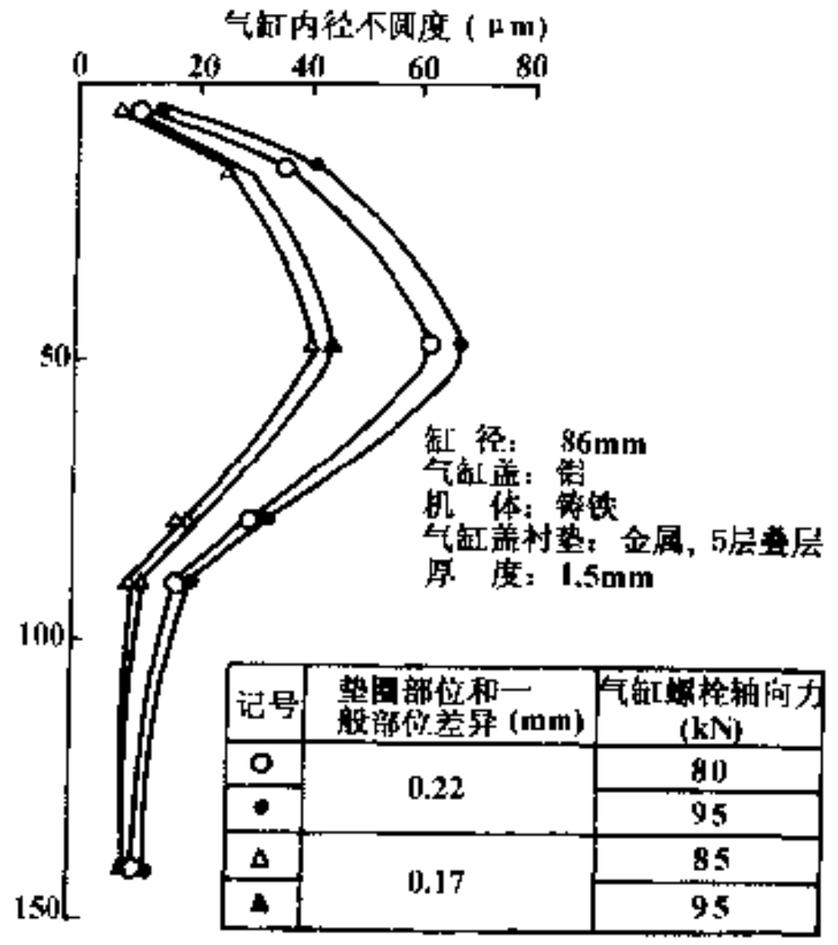


图3-18-1　气缸内径变形

气缸盖衬垫的工作条件很苛刻：在高温、高压状态下工作；除了承受纵向交变载荷作用，即受纵向压缩和回弹力，引起气缸盖螺栓轴向力变化，加速气缸盖衬垫的疲劳外，又受横向挤压力；由于运转条件的变化，气缸盖和机体横向胀缩量不等，衬垫容易被撕破；它所密封的燃气、润滑油和冷却水等是压力、温度、粘度特性完全不同的流体，而且这些介质中含有酸碱成分，对衬垫具有腐蚀作用。

（2）气缸盖衬垫的设计方法

在设计时，首先要考虑燃烧室的密封结构，其可靠性和工作寿命与衬垫的整体结构，以及气缸盖螺栓的数目和布置密切相关。

通常采用压铅试验和纸印法来确认气缸盖衬垫的负荷分布情况。通过压铅的厚度获知衬垫的压缩厚度，然后参照负荷—压缩量曲线找出所需的拧紧力。但是由于这种初始的负荷分布不足以确保气缸盖衬垫的长期可靠密封，因而还需要通过发动机台架试验作进一步验证，这就要求花费较高的开发成本。因此开发了一种更可靠省时的新的评定方法。

这种方法采用一种在气缸盖衬垫、不同位置嵌入涡流型微位移传感器（称之间隙传感器），测量发动机台架试验时气缸盖与机体间垂直方向间隙变动的幅度。采用压敏印纸测定气缸盖衬垫上的接触压力分布，用超声波螺栓测量仪测定气缸盖螺栓的轴向拧紧力。

汽车论坛 http://www.qclt.com

(3) 气缸盖衬垫的基本结构

气缸盖衬垫的基本结构型式见图 3-18-2。

a. 夹金属爪的石棉型

在使用纤维或石墨材料的气缸盖衬垫中，夹金属爪的石棉型是其典型结构。这种结构是将钢板制成两侧带爪的芯板，再在芯板的两面压上密封材料，芯板起骨架作用，改善衬垫的机械强度和耐久性。其优点是弹性比较大。对密封表面的补偿性好，但因石棉层占的比例较多，隔热倾向大。

b. 夹层型

用薄钢板或铜板覆盖密封材料的两侧而成，其耐热性和机械强度优良。

c. 金属丝编织型

把钢丝织成斜纹网，再压上石棉与橡胶的混合物而成，性能与夹金属爪石棉型类似。其优点是：兼具表面的柔性和芯部的弹性；编织的钢丝网是一种准弹性体，在低压力下可压缩性相对较好，在高压力下则较低，也就是说表面层能很好补偿被密封表面的粗糙度；钢丝网很强的弹性可持续地确保密封性，不会产生很大的松弛。

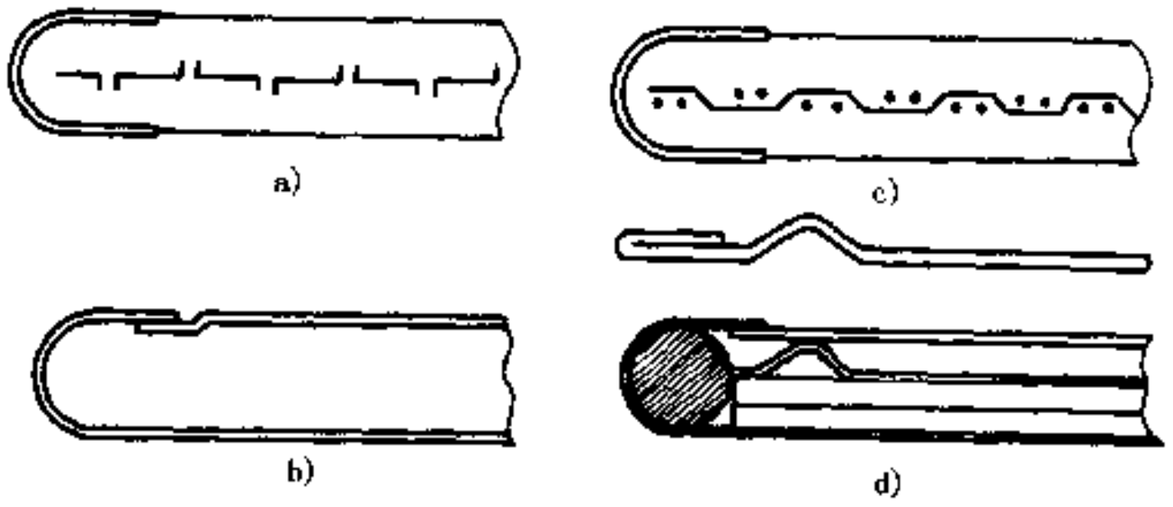


图 3-18-2 气缸盖衬垫的基本结构型式

a)夹金属爪的石棉型；b)夹层型；c)金属丝编织型；d)金属衬垫

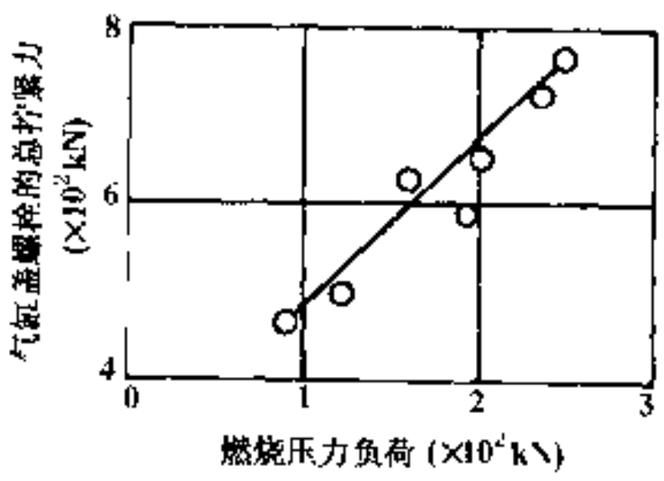


图 3-18-3 能确保燃烧室气体良好密封的气缸盖螺栓总拧紧力与燃烧压力负荷的关系

d. 金属衬垫

是把薄钢板或不锈钢板做成单层或叠层的一种结构。最典型的波纹式金属气缸盖衬垫是由单块薄钢板制成。在密封孔道周围冲压出一定高度的凸纹，利用强有力的金属弹性达到密封的目的。其优点是压缩恢复性强，导热性高，因而耐热耐压。缺点是密封面积小，近乎线接触。另外当机体和气缸盖变形时，这种气缸盖衬垫难于补偿。

(4) 燃烧室气体密封结构

气缸盖螺栓拧紧力的 60% ~ 80%在燃烧室密封范围内起作用。当每个气缸的气缸盖螺栓总拧紧力为燃烧压力的 3 ~ 4 倍时，通常能保证较好的气体密封（图 3-18-3）。为加强燃烧室周边的密封，气缸盖衬垫的燃烧室周边应加厚或增强，图 3-18-4 示出了常用的增强结构。

(5) 液体孔密封结构

液体孔密封的典型结构见图 3-18-5。

其中（a）是在气缸盖衬垫本体上直接冲出孔，依靠板材本身的弹性来密封，一般用于汽油机水孔密封。(b) 是在需要密封的孔道周边部位涂敷弹性环氧树脂或硅橡胶之类的物质，形成一条 2 ~ 3mm 的密封带。优点是随意性强、工艺简单、适于油和水的密封，是当今比较流行的一种密封手段。(c) 用软质铜片或不锈钢片包边，是一种传统的结构，比较成熟可靠，但工艺复杂、成本高。(d) 工艺简单、成本低，但不适于重复拆装。(e) 弹性好，适于封油和封水，可以单独制作，更换方便，是当前用的比较多的一种密封方式。

(f) 是在水孔、油孔周围冲出环状密封筋，借助金属的弹性密封，一般用于单层软钢板气缸盖衬垫。

(6) 气缸盖衬垫材料

汽车论坛 http://www.qclt.com

气缸盖衬垫材料应能吸收发动机工作时产生的热变形和装配时产生的弹性变形，因此衬垫的变形不应小于有关各部分弹性变形的总和，同时不应使固紧螺栓超负荷。另外应具有好的导热性和抗粘着性。

表 3-18-1 为气缸盖衬垫不同材料的特性比较。

表 3-18-1 气缸盖衬垫材料特性比较

项 目	纤 维	石 墨	金 属
耐热性	○	◎	◎
机械强度	× ~ ○	× ~ ○	◎
耐久性	△	△	◎
耐疲劳性	△	○	◎
气体密封性	○	○	○
水油密封性	○	○	○
热传导性	×	◎	◎
厚度精度	○	○	◎
成本	◎	△	△

注：◎代表良好；○代表一般；△代表稍次；×代表差。

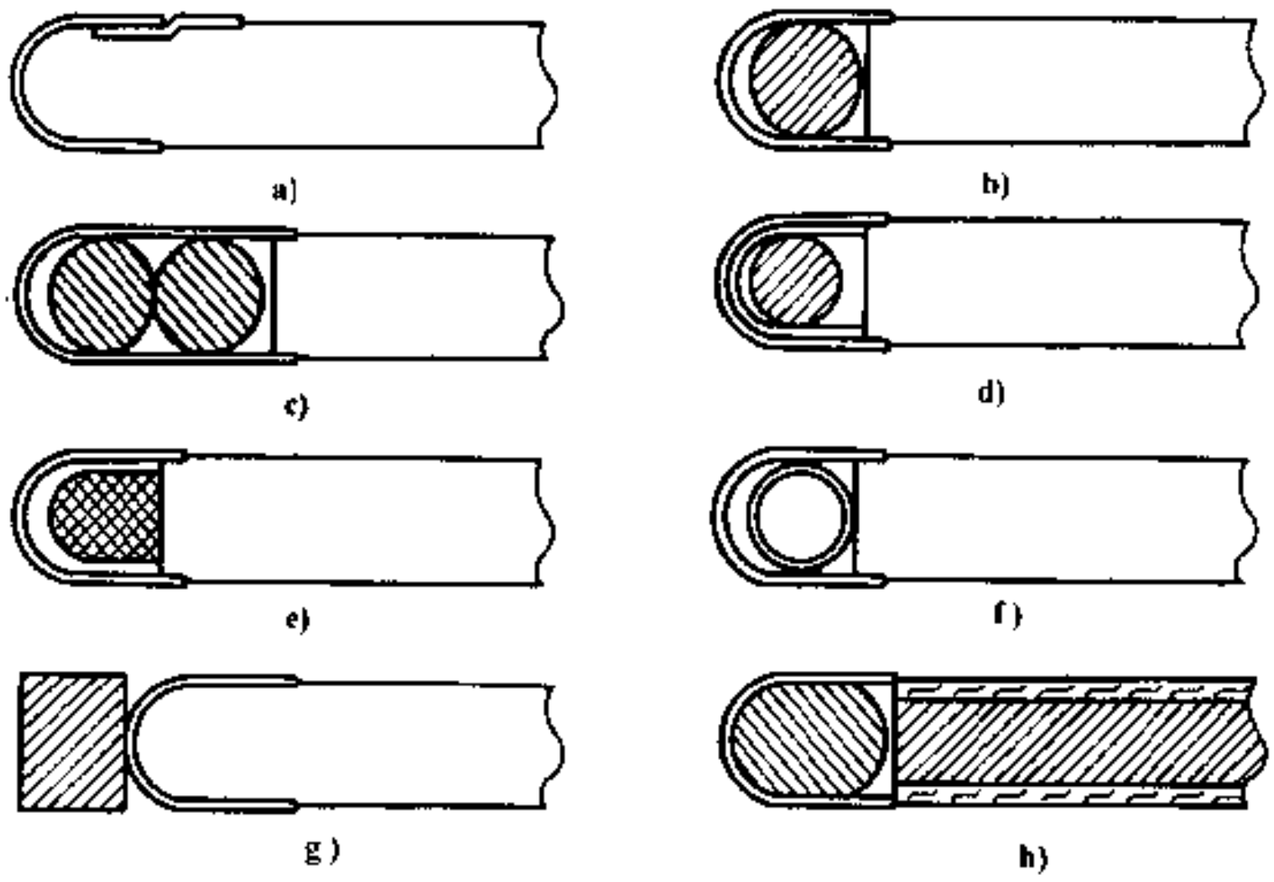


图 3-18-4 燃气密封部位增强结构

a)沿燃烧室周边嵌入适当的金属 U 形环，在提高面压的同时提高材料密度，以求提高耐久性；b)嵌入软钢丝以提高面压的结构；c)在 b)的基础上增加迷宫式效果的结构；d)把高面压分散到大范围的结构；e)在 U 型环内嵌入硬质石棉，谋求弹性和耐久性的兼容；f)嵌入弹簧环，谋求高耐久性和弹性的兼容；g)用隔热环防止 U 型环直接暴露于火焰中，以减少漏气；h)用预成型金属丝环，通常在它装入气缸盖衬垫之前以超过密封环工作负荷的负荷使之成型，以避免在长期使用后对此环进行调整

纤维以石棉为主，虽已肯定石棉有致癌性，但因其价格便宜，基本特性好，因此直到目前仍有所应用。就传统的石棉衬垫而言，简易的封口结构对除了那些要求最严格的以外，所有汽油机都是适用而且满意的。但是，自实行石棉使用法规以后，开始逐渐改用人造纤维。国外已基本不用石棉材料，而我国目前还在使用。但也逐渐被人造纤维、石墨和金属等所代替。

石墨具有较大的可压缩性，而且因其密度低，可被压实达到精确的压缩量。另外石墨可在 1000℃以上的夹紧工况下保持稳定，因此可以用在气缸盖和机体表面温度很高的部位。使用石墨的主要问题是成本非常高，而且由于强度低和表面易损坏，使搬动困难。其次是松脱性差，但可用表面处理改善。

汽车论坛 http://www.qclt.com

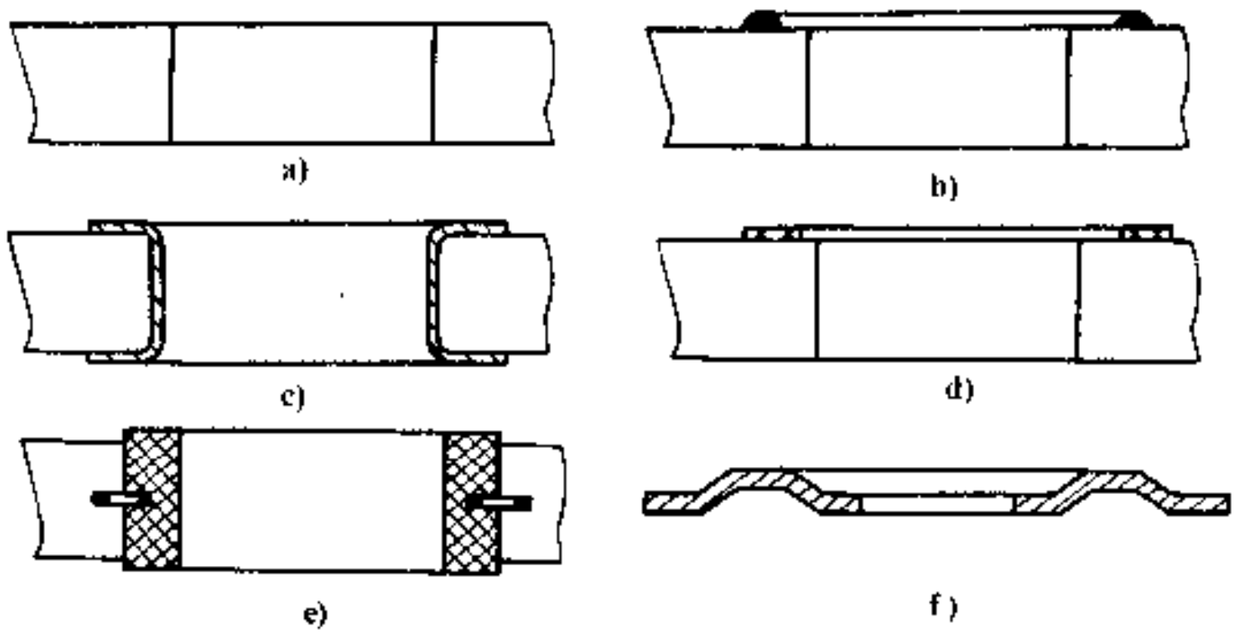


图 3-18-5 液体孔密封结构

a)直接冲孔型；b)印膜型；c)金属密封环；d)纸质密封圈；e)橡胶圈；f)密封筋

金属材料耐热性、耐久性优良，力学强度好，足能承受高性能要求的材料. 根据密封结构要求、板厚在 0.10～0.30mm 范围内，一般采用不锈钢或耐腐蚀的镍铬钢.

(7) 气缸盖衬垫材料的表面处理

纤维密封衬垫内部存在空隙。有时通过空隙发生液体渗漏，需要进行硅橡胶、耐热树脂的渗浸处理。叠层的金属密封衬垫有时发生间隙渗漏，也要在各面间进行表面处理（几硅橡胶、氟橡胶等）。特别是金属密封衬垫，由于紧固面的加工痕迹贴合性不好，进行表面处理足必要的. 为此可把铝系涂料涂敷到翻边环上。为防止紧固面由于热胀冷缩引起损坏，有时也涂敷二硫化钼。为了防止粘缸，可在气缸盖衬垫表面涂敷石墨粉。

(8) 设计注意事项

a. 必要的面压

作用在气缸盖衬垫上的面压

$$p_f = \sum_{1}^{n} P/A \qquad (3\text{-}18\text{-}1)$$

式中：p_f——面压；

P——一根螺栓的作用力；

A—— 气缸盖衬垫的净接触面积；

n——螺栓数。

这个接触面积就足气缸盖衬垫作用有效负荷的那部分面积，它是气缸盖衬垫设计上的主要项目。

表 3-18-2 为气缸盖衬垫各部位的必要面压.

表 3-18-2 气缸盖衬垫各部位的必要面压

流 体	适 用 范 围	必要面压（MPa）
燃气	汽油机	20～80
	柴油机	50～120
润滑油孔	高压油孔	10～20
	其他	5～15
冷却水	水孔	5～15

b. 气缸盖刚度

气缸盖刚度对密封面压的均匀性有很大影响。各气缸盖螺栓之间的部位的气缸盖衬垫面压较低，因此加强气缸盖的刚度从而更好传递气缸盖螺栓轴向力是非常重要的。与此同时也应考虑机体顶面的刚度，这样才能保证燃气有效的密封。

c. 螺栓孔口锪孔

汽车论坛 http://www.qclt.com

气缸盖螺栓孔口如没有锪孔，在很大的螺栓拉力作用下孔缘会隆起。为此一般希望在螺栓孔口加工出直径比螺纹外径大 1.0～1.5mm 左右，深 5～10mm 的锪孔。

2）进排气管和 EGR 管密封衬垫

需要选择适应于被密封的流体及其使用部位环境条件的材料和结构，其要求的性能概要列于表3-18-3。不同材料和结构特征的密封衬垫列于表 3-18-4。

表 3-18-3 进排气管和 EGR 管密封衬垫要求的性能概要

功能 / 部位	密封流体				密封流体的温度（℃）	主要性能			
	混合气空气	排气气体	冷却水	渗漏气体中的机油		耐热性	随从性	耐蚀性	耐油性
进气管密封垫	○		○	○	100～150		○	○	○
排气管密封垫		○			700～950	○	○	○	
EGR 密封垫		○	○		150～180			○	

表 3-18-4 进排气管和 EGR 管密封衬垫的基本结构和材料

材料分类	基本结构	特性				适用部位和流体					
		耐热性	机械强度	疲劳强度	热传导性	进气管密封衬垫		排气管密封衬垫	EGR 管密封衬垫		
						空气燃油混合气	冷却水	排气	排气	冷却水
石棉类软密封垫（用非金属材料制作）	树脂涂层印膜	△	△	△	△	◎	◎			○
金属系列密封衬垫 半金属密封衬垫（用金属材料和非金属材料的组合制作）	金属 非金属；金属 非金属；金属 非金属	○	○	○	○	◎	◎	○	○	◎
金属系列密封衬垫 金属密封衬垫（用金属材料制作）	1层；多层	◎	◎	◎	◎	○	○	○	◎	◎

注：◎代表良好；○代表一般；△代表稍次。

汽车论坛 http://www.qclt.com

(1) 进气管密封衬垫

a. 工作条件

气缸盖材料多半是灰铸铁、合金铸铁或铝合金，而进气管材料为铸造铝合金、钢板或塑料等，两个相关零件材料的热膨胀系数、工作温度皆不同，在工作状态下接合面会产生相对滑移。因此必须考虑衬垫的随从性。另外，密封气体或液体时，需要满足对于不同密封特性的要求。

b. 结构和材料

螺栓尺寸不宜选择过大，一般 M6～M8 即可。衬垫螺栓孔直径比螺栓大 1mm，厚度 1.0～1.5mm，密封宽度取 8～10mm。如果采用树脂或硅橡胶涂层印膜，其宽度为 2～4mm，高度 0.01～0.20mm，距内孔边缘 1.5～2.0mm

材料一般采用钢纸板、浸渍的衬垫纸板或橡胶石棉板。目前石棉板已在被非石棉的软衬垫和金属衬垫取代。

对于每缸独立进气的进气管密封也有采用 O 形密封圈的

汽油机进、排气管多半都在同侧，有的是联体件。这时进排气管衬垫按排气管衬垫要求设计。

(2) 排气管密封衬垫

a. 工作条件及要求

由于暴露于高温排气中，因此耐高温和耐腐蚀是基本要求。因为工作时温差大，应具备耐疲劳性和随从性。高温下的紧固力不仅要保持密封所需要面压，同时又能允许表面滑移。

b. 结构和材料

衬垫的结构形式和所采用的材料有关(表 3-18-4)。传统结构为中间采用石棉衬垫板两面包铜皮，或者本体采用夹金属丝石棉板，在孔口周边包铜皮或不锈钢带。这种衬垫的缺点是工艺复杂而且耗费有色金属铜。

现在多层耐热金属衬垫被广泛采用。为了取代石棉，石墨夹冲制夹丝板或两个单面冲制板中间夹非石棉纤维材料结构的应用越来越多。

金属网架板多使用 08 钢带、08AL；孔口包边常用不锈钢或耐蚀的镍铬钢等钢片。如果孔口具有凹凸功能层，一般采用奥氏体弹簧钢制造。

(3) EGR 管密封衬垫

从表 3-18-3 看出 EGR 管密封垫工作温度略高于进气管衬垫，但远低于排气管衬垫。一般采用单层金属或金属骨架石墨组合结构均可。要具有耐蚀性。

(4) 设计注意事项

进排气管密封衬垫安装螺栓的布置要保证密封所需要面压，而且要均匀。特别是排气管固定方式要充分考虑排气管热胀冷缩。

从压紧和滑移角度出发，排气管衬垫以每个气口单独结构为好。排气管衬垫孔口要比排气道出口周边大 1.0～1.5mm。如果采用整体式，对六缸机最好设计成两段，这样可减短制造模具长度，而且装配方便。

衬垫应进行表面处理，防止粘连，以适应重复拆装。

进、排气管衬垫应通过整机可靠性试验以确认其密封质量。

3.18.2 水密封

1) 水密封衬垫

水冷发动机涉及到水密封的部件有气缸盖衬垫、出水管衬垫、调温器衬垫和水泵衬垫等。关于气缸盖衬垫的水密封已在前面叙述。上述其他水密封衬垫设计时注意连接螺钉的布置，尽量保证产生均匀的面压。所采用的材料一般为浸渍衬垫纸板，厚度 1.0～1.5mm。近年来开发的纤维橡胶板，具有良好的弹性，很适于水密封。目前流行的印膜法，将环氧树脂或硅橡胶印到钢纸板或金属板上形成密封等，效果也很好。

2) O 形密封圈

因为密封性、装配性和工作可靠性好，所以在冷却系管路中需要密封的连接部位多使用 O 形圈。但是，由于在低压容易泄漏，因此，需要进行充分的确认试验。

汽车论坛 http://www.qclt.com

(1) O形圈尺寸选择

选择O形圈时,要根据所要密封的管子的外径来选择O形圈的标称内径。根据管径的大小,O形圈的实际内径一般比标称内径小0.2~0.4mm 标准O形圈的尺寸、环槽结构均有标准可查。对于非标准O形圈,比如水冷发动机湿缸套密封中使用的O形橡胶密封圈(图3-18-6),水封圈环槽设计可参照标准O形圈环槽的结构形式。

(2) O形圈材料

要根据使用条件,在满足性能、可靠性前提下,尽量选用成本低的材料。对于用于静密封场合,着重考虑耐油、耐热、耐酸碱性。常用材料有丁腈橡胶、丙烯酸脂橡胶及氯醇橡胶和硅橡胶。

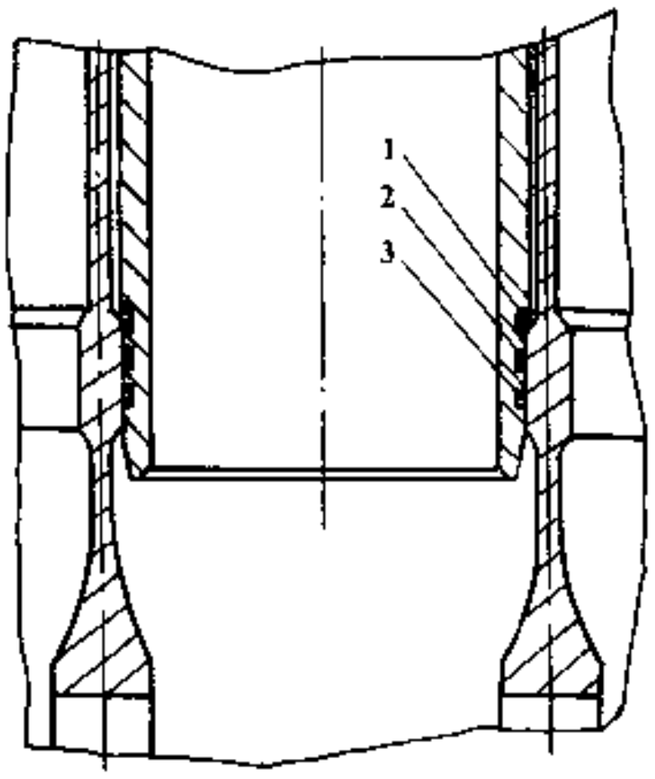


图3-18-6 柴油机气缸套水封圈安装图

1-扁形;2-O形(黑色);3-O形(绿色)

3)密封胶

由于密封材料的发展和向结合面自动涂敷装置的开发,密封胶的使用范围正在扩大。密封胶其优点是流动性好,可以弥合密封面的凹凸缺陷;是零部件之间的直接连接,容易保证尺寸精度;由于避免了使用垫片所带来的疲劳问题,可保持稳定的密封。

与水腔连通处的螺栓、水温表感应塞等螺纹部位使用密封胶(图3-18-7),既能封水,又可防止螺纹松脱。

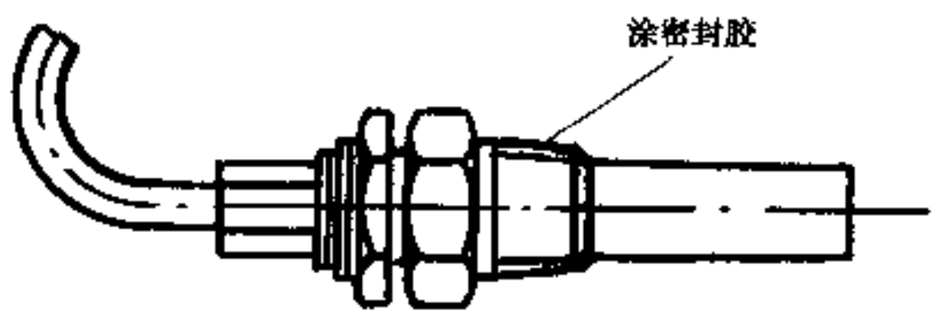


图3-18-7 水温表感应塞

3.18.3 油密封

油密封的作用是使发动机润滑系管路中的润滑油不外泄、接合面处润滑油不渗到外部。

润滑系中有低压部分和高压部分,在低压部分使用软密封衬垫、O形圈、密封胶;在高压部分使用铜、铝密封衬垫和O形圈;而油压传感器、水温传感器等的螺纹部位则使用密封胶。

1)软密封衬垫

(1) 工作条件

这种密封衬垫一般用于低压油的密封。例如油底壳、定时齿轮室盖、气缸盖罩等。这些部位均具有密封长度长、壳体件刚度相对弱、在密封面上紧固力难以均匀、表面精度难以保证等特点。

(2) 设计注意事项

紧固螺栓尺寸 d 不宜过大,但数量适当多一些,这样螺栓跨距小($\leqslant 10d$),容易形成均匀面压。另外,要加强密封件密封面的周边刚度。

如图3-18-8所示,在油底壳密封面冲出凹凸型筋,既加强了刚度,又形成了两条窄的密封带,提高了面压。图3-18-9是在油底壳翻边底面采用加强板结构来增加周边刚度。

(3) 软密封衬垫材料

橡胶软木板、耐油石棉橡胶板以及非石棉纤维橡胶板等。

2)铜铝密封垫

多用于小的零部件,其优点是承载能力强、压缩量变化小、密封性好。适用于高温高压场合。例如发动机主油道调压阀、冷却活塞用机油喷嘴密封垫圈(图3-18-10)。

汽车论坛 http://www.qclt.com

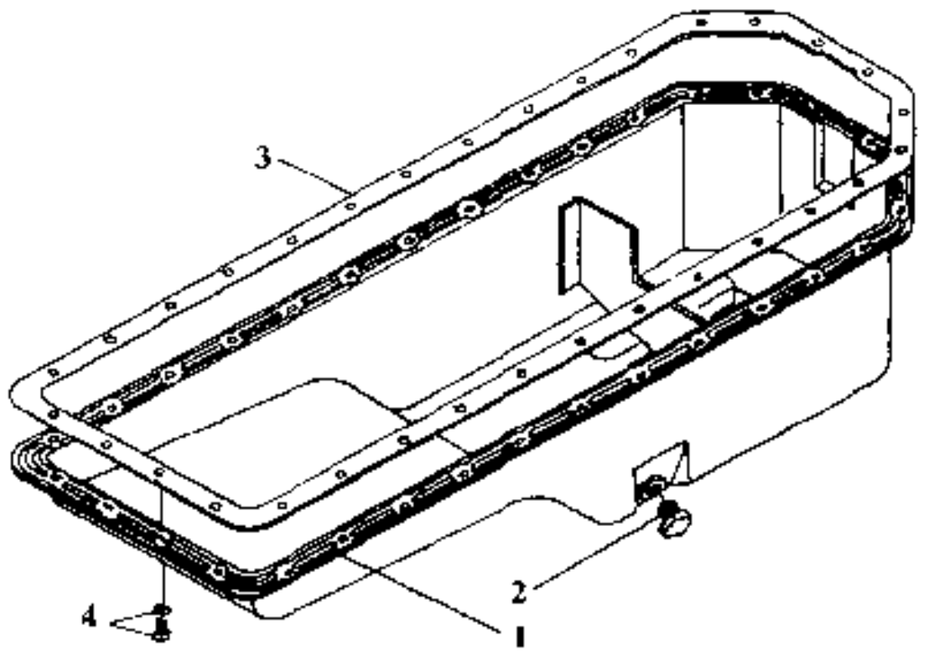


图 3-18-8 增加油底壳密封面刚度结构（1）

1-油底壳；2-放油螺塞；3-油底壳密封衬垫；4-紧固螺钉和垫密片

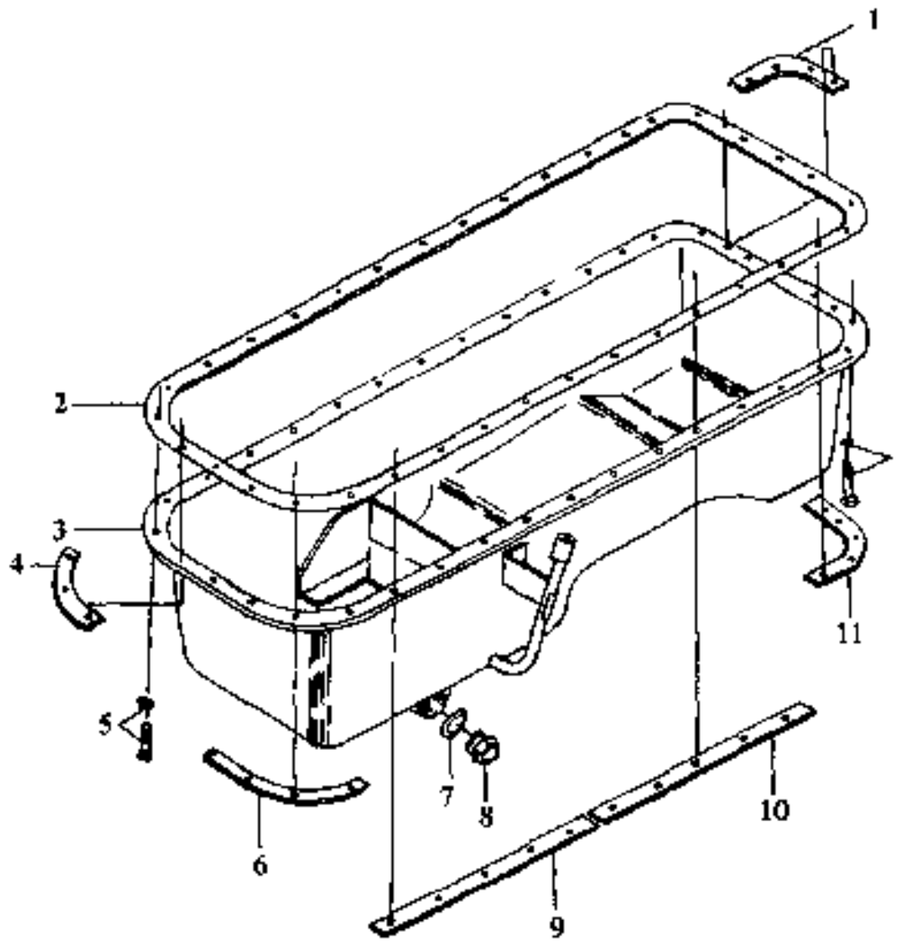


图 3-18-9 增加油底壳密封面刚度结构（2）

1、4、6、9、10-加强板；2-油底壳垫；3-油底壳；

5、11-紧固螺钉和垫圈；7-放油螺塞垫；8-放油螺塞

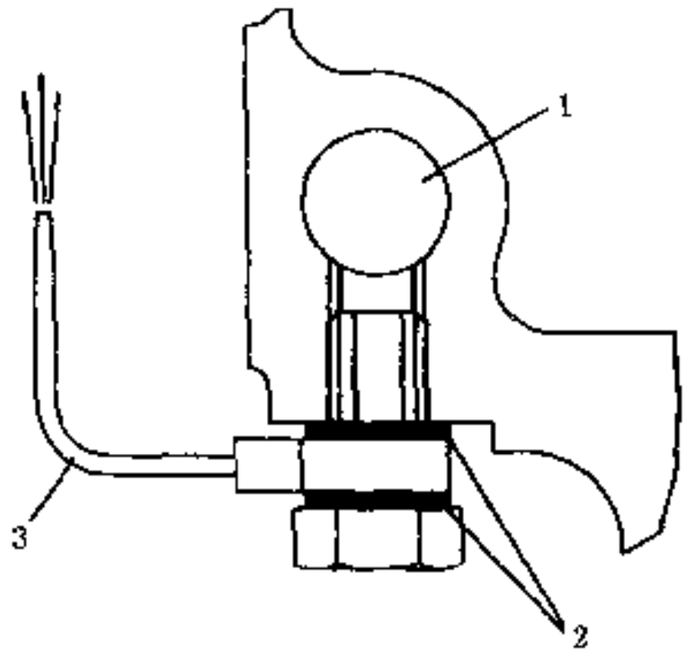


图 3-18-10 活塞冷却用机油喷嘴铜密封垫圈

1-主油道；2-铜密封垫圈；3-机油喷嘴

3）O 型密封圈

O形密封圈一般用于油密封的高压部分，如机油冷却器的进油、出油口等部位（图 3-18-11）。

选择 O 形密封圈的材料时，应着重考虑材料的耐油性。

4）密封胶

密封胶也广泛用于油密封，如机油压力传感器的螺纹部位。它特别适用于要求严格控制尺寸变动的两个结合面之间的密封，例如定时齿轮室垫板与机体端面之间、机体下平面与机座之间（图 3-18-12）、顶置凸轮轴气缸盖顶面与摇臂轴框架底面之间的密封等多半是采用密封胶。

对于长的密封线，用量多的时候，若使用自动涂敷装置，涂层均匀能确保稳定的密封。另外在安装温度传感器等小零部件的螺纹部位，可涂敷密封固定剂，利用螺纹的紧固力，提高螺纹连接处的密封性。

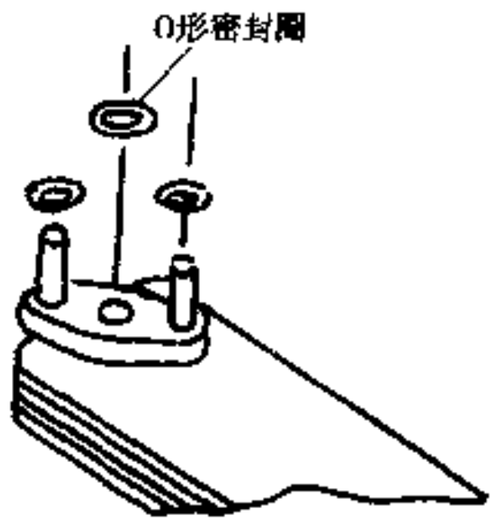


图 3-18-11 机油冷却器用 O 形密封圈

汽车论坛 http://www.qclt.com

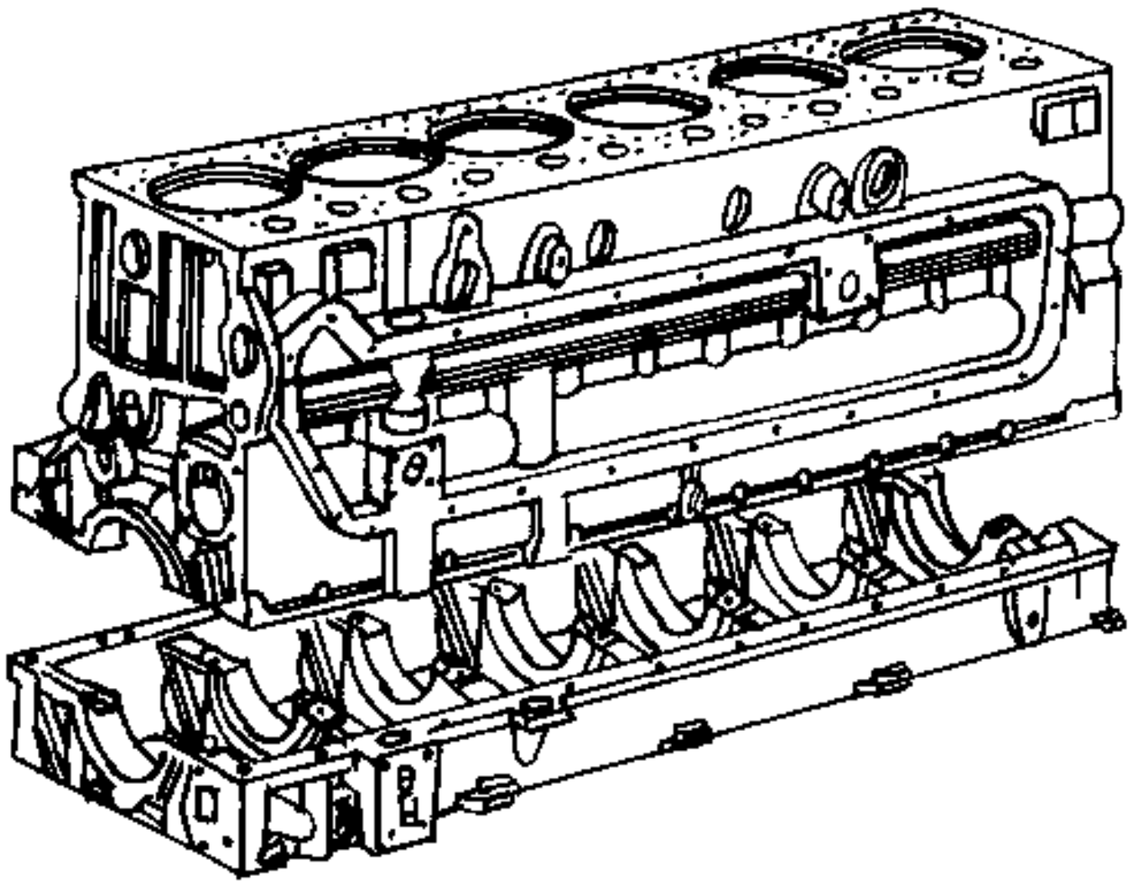


图 3-18-12 机体与机座之间的密封胶

选择密封胶时，要根据密封部位的间隙确定密封胶的牌号。使用含溶剂性密封胶时，只有当溶剂完全挥发后，粘结强度才能上来。使用厌氧胶时，注意隔断空气。

3.18.4 运动油封

1）概述

发动机运动油封主要是用于密封旋转的轴类或往复运动的杆件的机油，例如曲轴前、后油封，凸轮轴油封和气门导管油封等。要求在高速高温的摩擦状态下工作可靠，寿命长。

2）油封的结构型式

用于旋转轴的油封，一般可分为径向唇形油封和轴向唇形油封两种。前者技术上比较成熟，并且已经标准化。后者是近年来开发的新结构，最突出的优点是受轴的偏心和装配偏心影响小。另外，唇口磨损小，装配时不会有渗漏和唇口损伤问题，因而可靠性好。

油封一般由骨架、紧箍弹簧和橡胶密封体组成。在结构上包括外圆配合部、背面部、唇部和防尘罩（副唇）等部位。一般使用的油封，唇部有很浅的螺纹槽（表 3-18-8 中带螺纹），用以在轴旋转时把泄漏的机油送回内部。

旋转轴油封形状，在日本 JASOF 401 中有 11 种标准（表 3-18-5）。

表 3-18-5 旋转轴油封的种类

种　类	形　式	参 考 例 图
弹簧外圈橡胶	由使用弹簧的单唇和金属环组成，外圈用橡胶覆盖的油封	
弹簧外圈金属	由使用弹簧的单唇和金属环组成，外圈面由金属环构成的油封	

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

种　类	形　式	参 考 例 图
带防尘罩弹簧外圈橡胶	由使用弹簧的单唇和金属环，以及不使用弹簧的防尘罩构成，外圈面由橡胶覆盖的油封	
带防尘罩弹簧外圈金属	由使用弹簧的单唇和金属环，以及不使用弹簧的防尘罩构成，外圈面由金属环构成的油封	
无弹簧外圈橡胶	由不使用弹簧的单唇和金属环构成，外圈面由橡胶构成的油封	
无弹簧的外圈金属	由不使用弹簧的单唇和金属环构成，外圈面由金属环构成的油封	
带防尘罩的无弹簧外圈橡胶	由不使用弹簧的多唇和金属环构成，外圈面由橡胶覆盖的油封	
带防尘罩的无弹簧外圆金属	由不使用弹簧的多唇和金属环构成，外圆面由金属环构成的油封	
带侧槽的弹簧外圈橡胶	由使用弹簧的单唇和金属环，以及不使用弹簧的防尘罩及侧面防尘罩构成，外圈面由橡胶覆盖的油封	
带侧槽的弹簧外圈金属	由使用弹簧的单唇和金属环，以及不使用弹簧的防尘罩及侧面防尘罩构成，外圈面由金属构成的油封	
带螺纹	是在使用弹簧的唇部加装螺纹的形式，螺纹有两个方向的和一个方向的，一个方向的螺纹有右旋用的和左旋用的两种	

在 GB9877.1～9877.3－88 中规定的结构尺寸系列标准有 6 种基本型式，骨架结构有外露骨架(图 3-18-13)、内包骨架(图 3-18-14)和装配式骨架(图 3-18-15)三种型式，每种又分为无副唇和有副唇两种型式。

3) 油封的结构参数和尺寸公差

旋转轴唇形油封截面各部位参数及其公差在 GB9877.1～9877.3－88 中有详细规定，其中内包骨架旋转轴唇形油封各部位结构参数见图 3-18-16。

表 3-18-6 油封的外径公差和表 3-18-7 列出的油封的宽度公差，对设计与油封相配合的座孔非常有用。可以参照此表确定孔的形状和尺寸公差，具体见图 3-18-17 和表 3-8-8。

汽车论坛 http://www.qclt.com

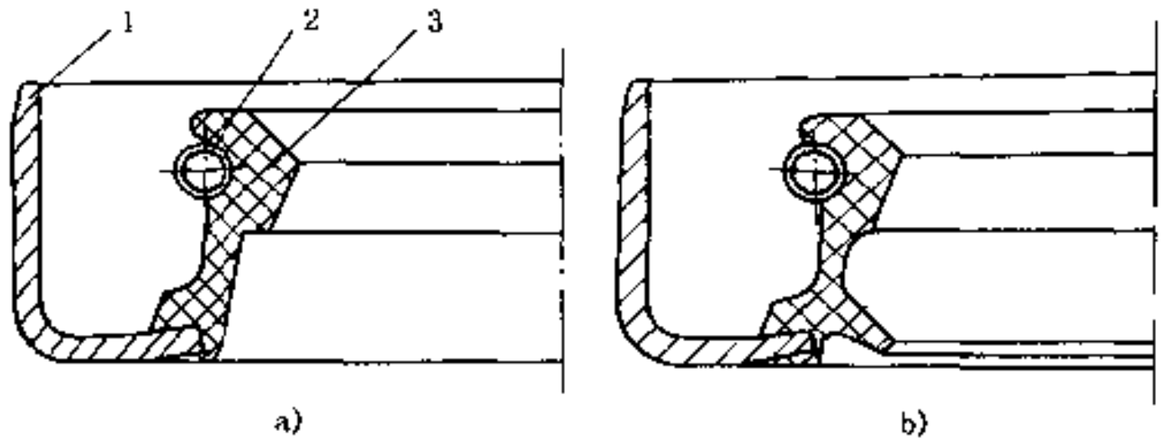


图 3-18-13 外露骨架旋转轴唇形油封

a)WB 型；b)FW 型

1-骨架；2-紧箍弹簧；3-橡胶密封体

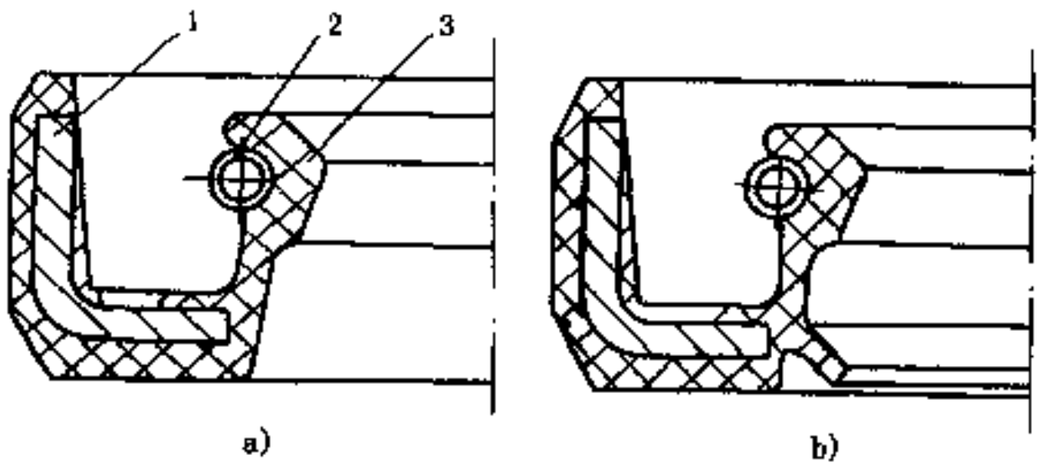


图 3-18-14 内包骨架旋转轴唇形油封

a)B 型；b)FB 型

1-金属骨架；2-紧箍弹簧；3-橡胶密封体

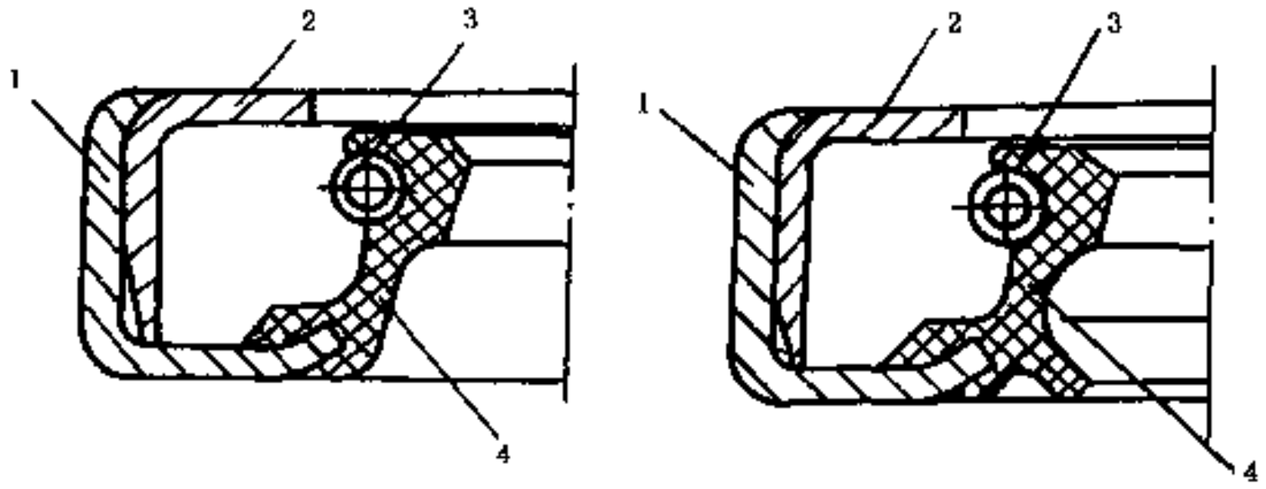


图 3-18-15 装配式旋转轴唇形油封

a)Z 型；b)FZ 型

1-外骨架；2-内骨架；3-紧箍弹簧；4-橡胶密封体

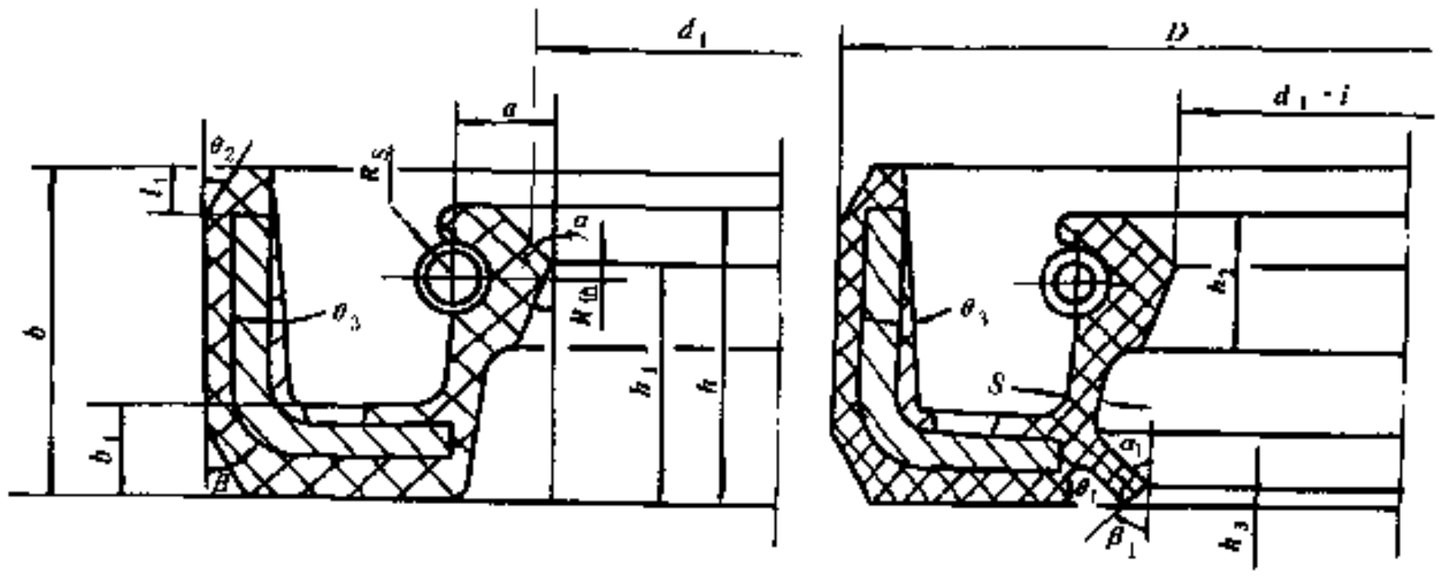


图 3-18-16 内包骨架旋转轴唇形油封各部位参数

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 3-18-6 油封的外径公差

基本外径 D	外径公差		圆度公差	
	外露骨架型	内包骨架型②③	外露骨架型①	内包骨架型
$D \leqslant 50$	+0.02 +0.08	+0.30 +0.15	0.18	0.25
$50 < D \leqslant 80$	+0.23 +0.09	+0.35 +0.20	0.25	0.35
$80 < D \leqslant 120$	+0.25 +0.10	+0.35 (0.45) +0.20	0.30	0.50
$120 < D \leqslant 180$	+0.28 +0.12	+0.45 (0.50) +0.25	0.40	0.65

注：①圆度公差等十三等分或多等分测得的最大直径与最小直径之差。

②油封外径表面的橡胶部分，允许为波浪型，但其外径公差应由用户和生产厂商定。

③内包骨架型油封的外径公差，是以丁腈橡胶材料的收缩率为基础的，当采用其他橡胶材料时，也可采用 ISO 6194 未规定的括号内的公差值。

表 3-18-7 油封的宽度公差 (mm)

宽度 b	公差
$b \leqslant 10$	±0.3
$b > 10$	±0.4

表 3-18-8 油封座孔尺寸 (mm)

基本宽度 b	最小内孔深度	倒角长度	最大圆角半径
≤10	$b+0.6$	0.70～1.00	0.50
>10	$b+1.2$	1.20～1.50	0.75

4）油封材料

（1）唇部材料

唇部材料要求具有较高的耐油性、耐热性、耐寒性和耐磨性。曲轴后端油封以硅橡胶为主。一般高速油封采用丙烯酸酯橡胶和氟橡胶，低速油封一般用丁腈橡胶。近年开发的聚四氟乙烯材料，具有耐高温和自润滑性，密封性好，但是相对橡胶材料较硬，使用中应注意磨轴问题。

（2）骨架材料

用作密封非腐蚀性介质时，骨架材料采用 08F 钢板或类似的钢板；密封酸碱类腐蚀性介质时，应采用耐腐蚀性钢板或采用防腐性可靠的涂层进行保护。内架是用规定厚度的钢板冲压加工，也可用其他方法加工。

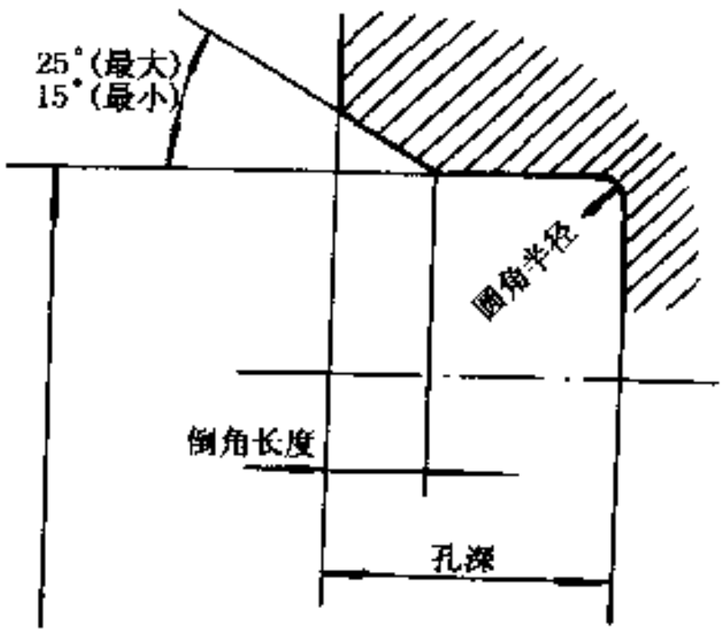


图 3-18-17 油封座孔

汽车论坛 http://www.qclt.com

(3) 紧箍弹簧材料

是由弹簧钢丝绕制而成的螺线环形弹簧。绕制的弹簧应进行低温退火和防锈处理。

5) 设计注意事项

(1) 唇部材料的选择

根据上述对油封唇部材料性能的要求，按照图 3-18-18 所示关系，根据轴颈直径和转速选择相应的橡胶材料。

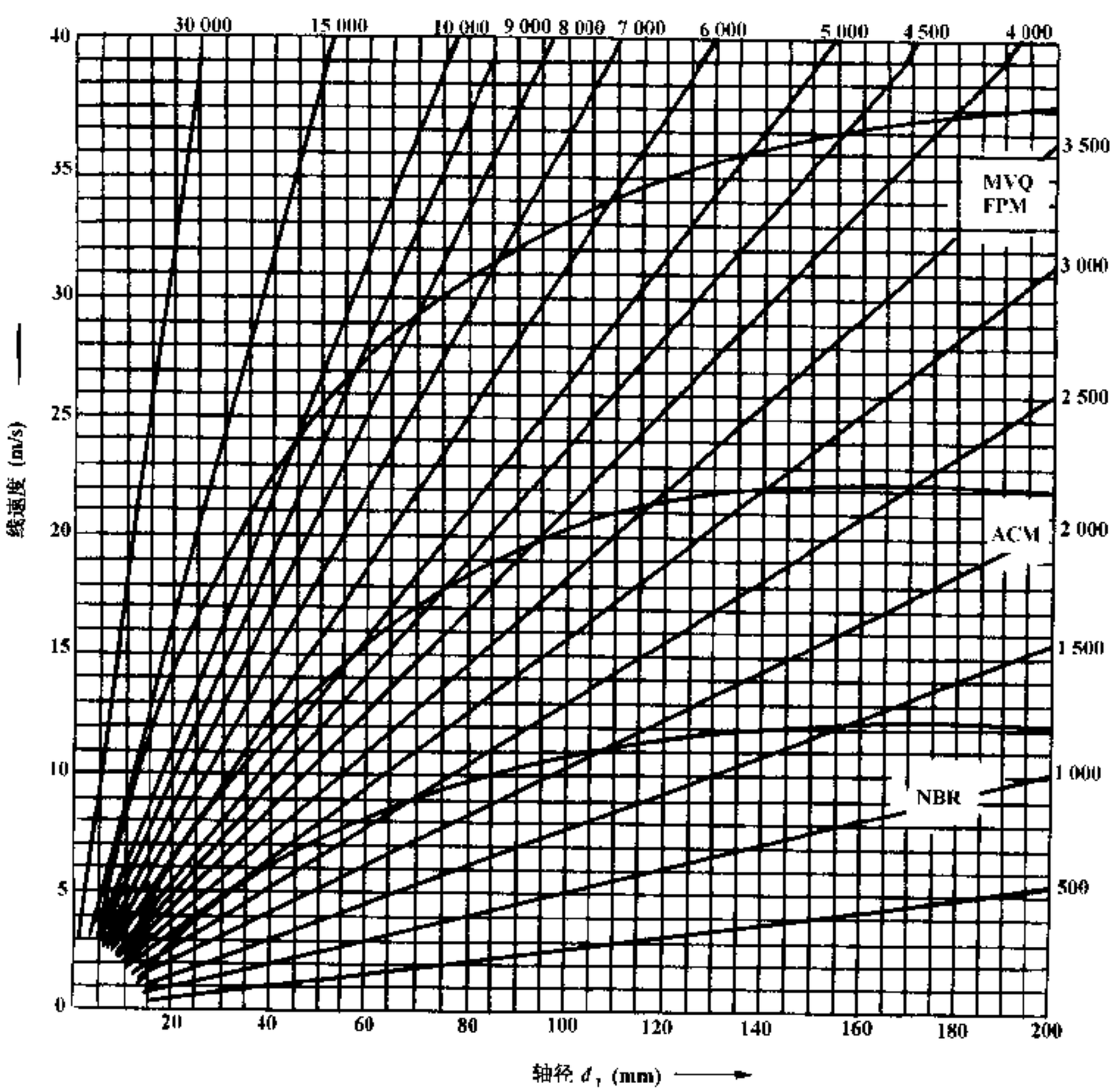


图 3-18-18 不同橡胶材料制作的旋转轴唇形油封适应的轴径和转速关系图

MVQ-硅橡胶；FPM-氟橡胶；ACM-聚丙烯酸脂橡胶；NBR-丁腈橡胶

另外，油温上升，由于油封的热膨胀而产生过盈量下降，引起轴偏心限值降低（图 3-18-19）。不同牌号的机油，在满足同样的轴偏心限值时，它所适应的温度是不同的。

(2) 机油性状、油中异物和灰尘

由于机油而引起的泡胀会造成橡胶硬度下降和耐磨性降低，特别是对低粘度油，这种倾向更显著。

当滑动部位侵入异物时，唇部发生磨损，因此需要保证机油的清洁度。

为防止从外部侵入灰尘，设计防尘罩。带螺纹的油封工作时会产生吸引作用，防尘罩和唇部之间会出现负压，在某些油封上，填加了各种密封填料，取得了良好效果。

汽车论坛 http://www.qclt.com

（3）润滑油量

流到油封的机油少的时候，由于唇部的过大磨损和自激振动引起振鸣。因此需要设计好周围结构，以保证能供给适量的机油。

（4）回油螺纹

当轴旋转时把泄漏的机油沿着螺纹返送回内部。在油封端面上要用箭头标明旋向。

（5）曲轴表面加工质量

①轴颈的磨削和抛光方向

锻钢曲轴的精加工一般没有什么困难。完工后的粗糙度由最终精加工的磨料的粗糙度决定。表面磨痕一般平行于曲轴旋转方向。球铁曲轴内的石墨及其周围的铁素体会产生特殊的困难。在精加工过程中，经机加工暴露出的石墨团周围的铁素体会形成毛刺。它会刮伤油封唇口，加快磨损，使唇口过盈量下降，最终导致密封失效。

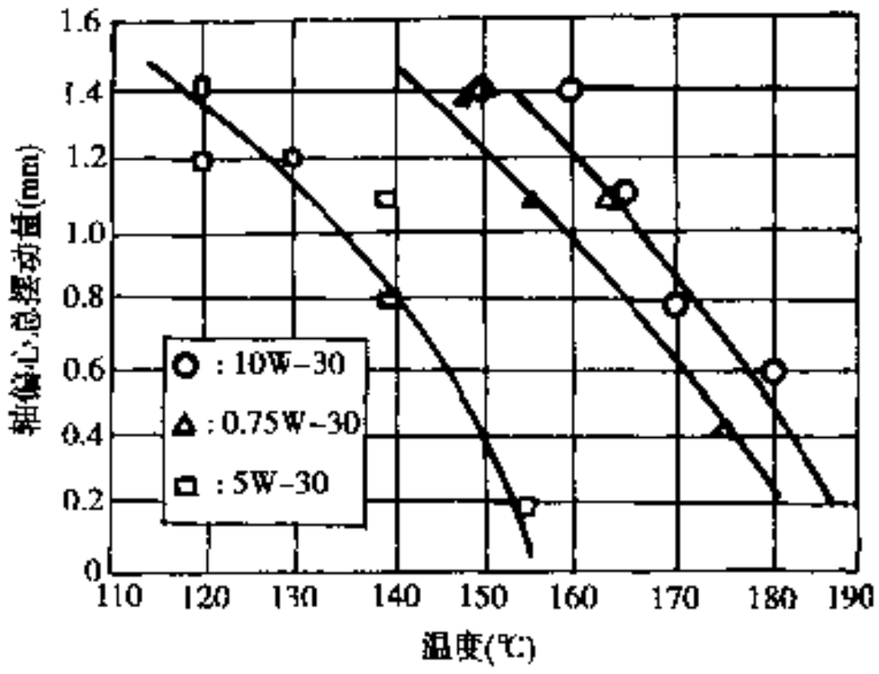


图 3-18-19 油温、粘度和轴偏心限值的关系
〔试件材料硅橡胶，轴径 φ80；试验条件(3 000r/min)×3h〕

已经发现，当曲轴的磨损方向和轴的旋转方向相反，而皮带抛光方向和轴的旋转方向相同时，可以使轴承和油封的磨损速度减小。由于磨削形成的逆向毛刺经皮带抛光处理后，便可彻底清除掉。

②表面粗糙度的表征参数

仅用平均粗糙度 Ra 一个数值不能完全描述表面的状态。轮廓最大峰高 R_p 和最大峰谷间距 R_t 对表征曲轴的表面粗糙度非常有效。由于 R_t 和 R_p 是被测区的最大值，每次测量值可能相差很大，应该取该表面内所测若干 R_p 和 R_t 的平均值。由于 R_p/R_t 的比值愈大，表明轮廓粗糙度中波峰愈多。因此 R_p/R_t 比值和 Ra 一起使用时，就可以相对较好地表征曲轴表面的相对耐磨性。有资料建议，除了规定最大的 Ra 值外，还应规定 R_p/R_t 的比值不大于 0.4。

6）气门杆密封套

气门杆密封套也称作气门杆油封。

（1）密封套的作用

气门杆密封套控制从气门导管上部流到气道内的机油量。最理想状况是在气门导管与气门杆之间保持一层薄油膜，但不渗漏到气道和燃烧室中。过多的机油通过导管会引起机油耗过高，并增加微粒排放。另一方面机油过少，则会引起磨损，甚至气门杆咬死。

对增压发动机，气门杆密封套可减少气门杆与气门导管间的窜气量，从而防止对油膜的冲刷，避免气门杆咬死。

（2）气门杆密封套的设计

气门杆密封套结构包括一个橡胶密封套，固定在一个套在气门导管上的金属套。对于加强型气门杆密封套，也有将金属套和气门下弹簧盘做成一体的。箍紧弹簧套在橡胶密封套外侧，使唇口和密封杆保持过盈配合。

根据发动机负荷情况，橡胶密封套设计成单唇型或多唇型（图 3-18-20）。

在不同的发动机工况下测试气门导管部位的机油流量，它大致随密封唇数而变，图 3-18-21 表示唇数对机油流量的影响。

试验证明，在高压状态下，单唇结构（图 3-18-20b））不能阻挡机油，也不能控制气门导管的窜气量。采用这种结构设计会导致气门导管磨损和气门杆咬死，因此在重载发动机上不再考虑采用单唇密封结构。

（3）气门杆密封套材料

橡胶密封套多采用氟橡胶和硅橡胶；金属套采用 08 钢或中碳钢；箍紧弹簧用细弹簧钢丝绕制。

汽车论坛 http://www.qclt.com

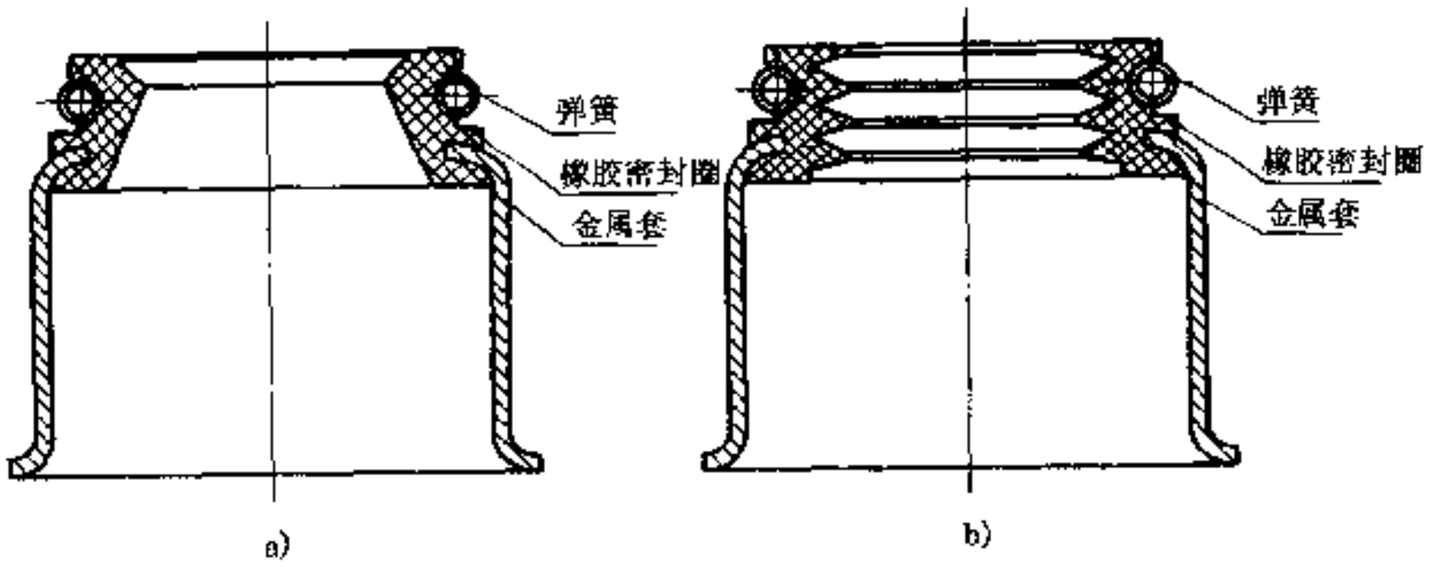


图 3-18-20 气门杆密封套总成
a)单唇型；b)多唇型

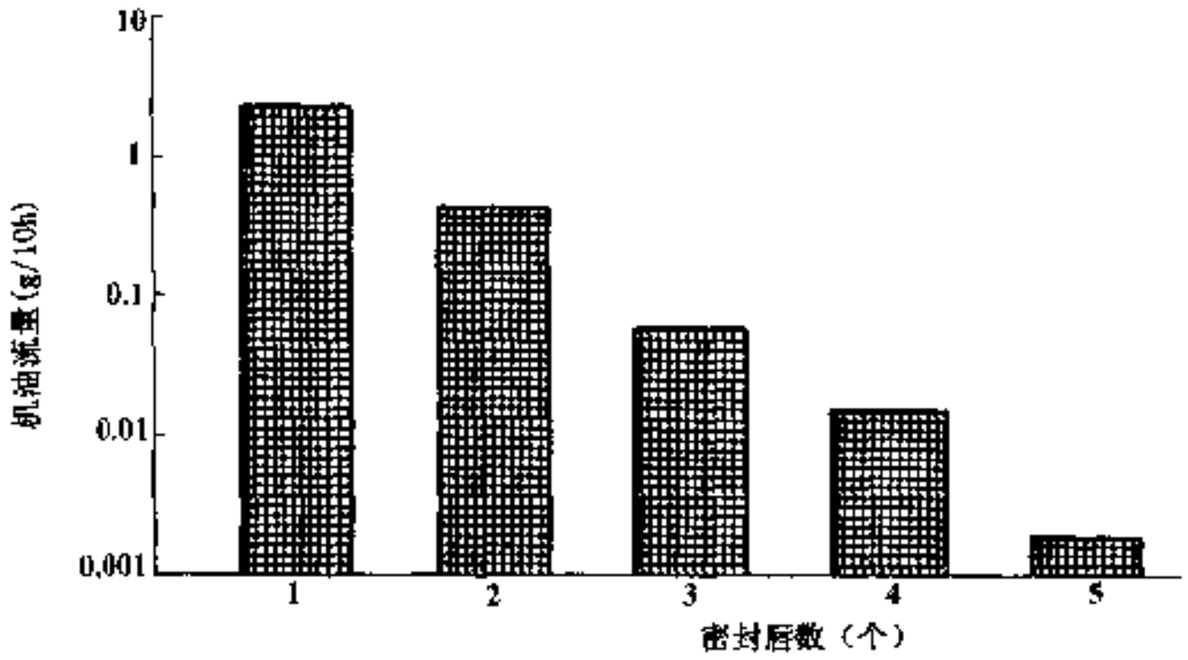


图 3-18-21 气门杆密封套台架试验结果

3.18.5 螺纹紧固件

螺纹紧固件一般用于可拆卸的连接。它的功能是将两个或两个以上的零件连接在一起。另一方面利用螺栓产生的轴向力在结合面上产生一定的面压，从而达到密封的目的。

1）气缸盖螺栓

(1) 功能和要求

气缸盖螺栓是气缸盖和机体之间的连接紧固件。它必须克服使气缸盖和机体之间分离的很高的最高燃烧压力负荷，承受着很高的扭紧力。对气缸盖螺栓紧固轴向力的要求是，在最高燃烧压力负荷下，确保密封面上压力在泄漏界限以上。为此气缸盖螺栓的初始紧固轴向力的最佳化以及轴向力的稳定化是极为重要的。

(2) 结构、性能等级和表面处理

①结构

螺纹连接的可靠性主要取决于螺栓头和螺纹部分的结构、接触面的结构、预紧力的选择与保证其装配后的稳定性、支承面和螺纹部分强化方法的选择、所具备的自锁元件等。

a. 螺栓头

如图 3-18-22a）～h）所示，螺栓头为六角头时有较高的力学性能，便于扳手拧紧，可施加较大的扭紧力矩，应用最广。头部带凸台或法兰面具有垫圈和挡块的作用，增大承压面，有较好的防松性能，且有助于镦制时的金属流动。在螺栓头的外表面开了与螺栓轴线重合的凹穴，以及相互成 60°的切口，可提高螺栓头的可扭度；并且有较好的自锁功能。

如图 3-18-22i）所示十二角头头部尺寸较小，但力学性能高，装拆方便，常用于要求疲劳强度高的连

汽车论坛 http://www.qclt.com

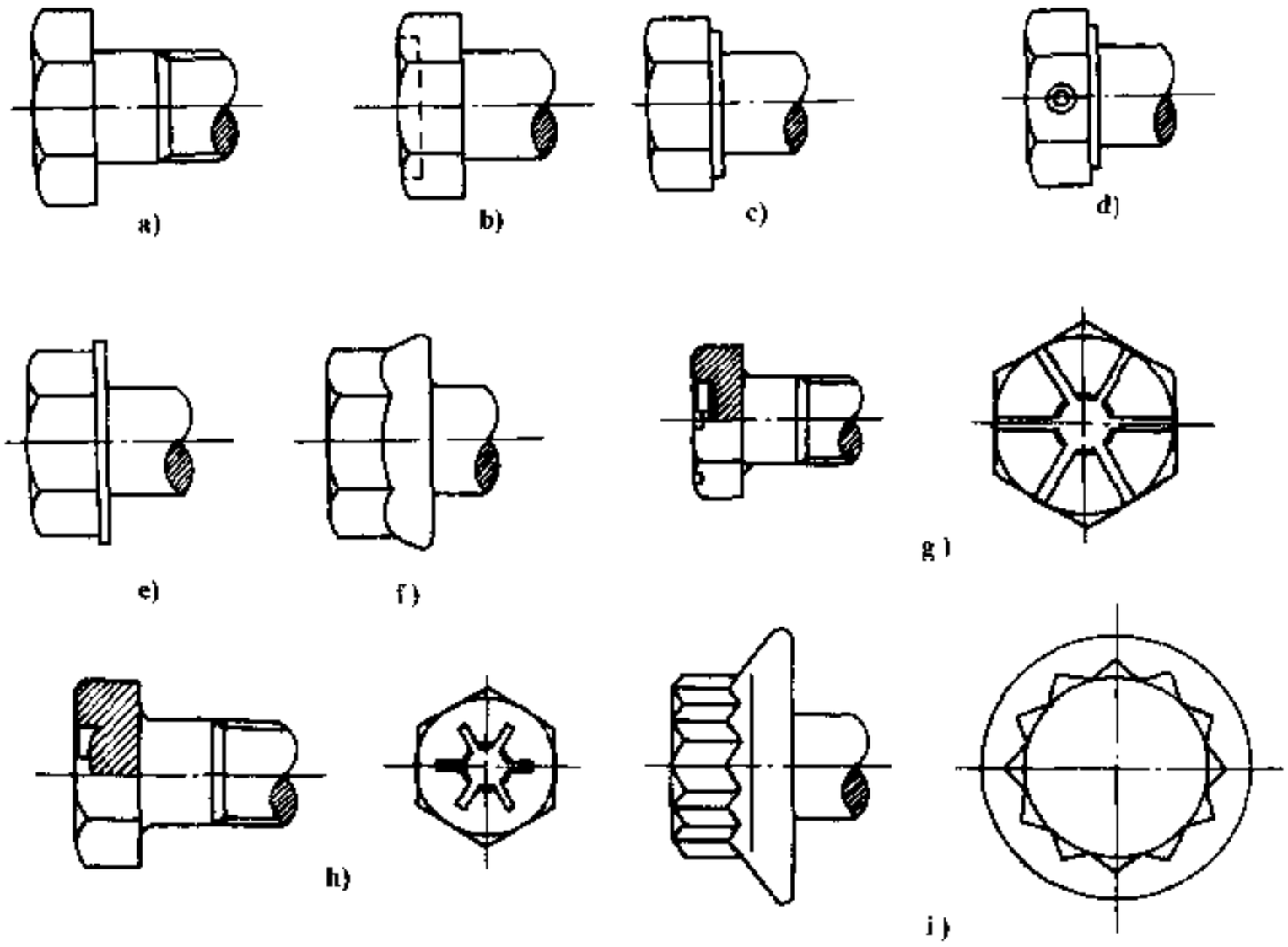


图 3-18-22 螺栓头部主要类型

a)普通型；b)带凹穴；c)带垫圈面；d)带孔；e)带凸台；f)带法兰面；g)凹穴开槽；h)凹穴开槽（不通）；i)带法兰面的十二角头

接。螺栓头底部支承面一般为平面，与螺纹轴线有垂直度要求。与杆部相交处要有尽量大的圆角，而且要光滑，有时做成凹至 1°的凹面。

有些设计在气缸盖螺栓头底面加装平垫圈，其作用是增大支承面，遮盖较大孔眼或不平表面，并防止损伤零件表面。

b. 螺栓杆部

如果是滚压，杆部直径取滚压前的坯径，但也可以在（0.80～0.98）d 范围内选取（d 为螺纹外径）。杆部粗糙度一般选取▽。

c. 螺纹部分

螺纹旋合长度长，螺纹副的稳定性好，配合精度却难以保证；旋合长度短，螺纹副的稳定性差。螺纹有效长度一般≥2.5d。8.8 级以上的螺纹，牙底都制成圆弧，以减小应力集中，提高承受冲击和疲劳载荷的能力。大量生产的精制紧固件螺纹精度推荐采用 6H（内螺纹），4h、6h（外螺纹）。

螺纹的首尾由于结构和工艺的需要，常制成倒角、台肩、退刀槽、螺尾等，普通螺纹可参照 GB3—79。

b. 螺栓的力学性能等级

表 3-18-9 列出了钢制螺栓、螺钉和螺柱的力学性能等级，一共分为 10 个等级。

表 3-18-9 钢制螺栓、螺钉和螺柱的力学性能等级

力学性能		性能等级										
		3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8[2]		9.8[3]	10.9	12.9
								≤M16	>M16			
抗拉强度 σ_b（MPa）	标称	300	400		500		600	800		900	1 000	1 200
	min	330	400	420	500	520	600	800	830	900	1 040	1 220

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

力学性能		性能等级										
		3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8② < M16	8.8② > M16	9.8③	10.9	12.9
芯部硬度（HB）	min	90	114	124	147	152	181	238	242	276	304	366
	max	242						304	318	342	361	414
表面硬度（HV0.3）	max							324	349	367	408	443
屈服点 σ_s① 或屈服强度 $\sigma_{0.2}$（MPa）	标称	180	240	320	300	400	480	640	640	720	900	1080
	min	190	240	340	300	420	480	640	660	720	940	1100
保证应力	应力比	0.94	0.94	0.91	0.94	0.91	0.91	0.91	0.91	0.91	0.88	0.80
	S_p（MPa）	180	230	310	288	380	440	580	600	660	830	970
伸长率 δ_5（%）	min	25	22	14	20	10	8	12	12	10	9	8

注：(1)标准中未规定可焊性、耐蚀性及工作温度高于300℃或低于－50℃的力学性能要求；本表只列出了部分主要性能指标。

(2)不适于紧定螺钉。

(3)摘自 GB3098.1－1982，1988年确认，等效采用 ISO898/1－1978。

说明：①屈服点 σ_s 不能测定时，允许测量屈服强度 $\sigma_{0.2}$。

②对钢结构用螺栓≥M12。

③仅用于 $d \leqslant 16mm$。

气缸盖螺栓属于高强度螺栓，应根据使用载荷情况，在8.8级～12.9级范围内选取。汽车用各级别螺栓所要求的强度、韧性指标及试验方法执行 GB3098.1 的有关规定，各级别螺栓的硬度要求应符合表 3-18-10 的规定。各级别螺栓成品件表面硬度规定见表 3-18-11。

表 3-18-10 各级别螺栓的硬度要求

螺栓级别	8.8级	9.8级	10.9级	12.9级
洛氏硬度（HRC）	24～32	29～36	33～39	39～43
布氏硬度（HB）	245～298	276～332	306～360	360～401
维氏硬度（HV）	249～304	281～338	312～367	367～411

表 3-18-11 各级别螺栓成品件表面硬度规定

螺栓级别	8.8级	9.8级	10.9级	12.9级
HR30N	≤56	≤58	≤59	≤64

(3) 螺栓材料

气缸盖螺栓受交变冲击载荷，要求材料的强度和韧性高，高温的蠕变强度和持久强度高，热处理性能好，具有高的疲劳强度。各级别螺栓推荐钢材见表 3-18-12。12.9级螺栓应采用中碳合金钢制造，其含碳量

表 3-18-12 各级别螺栓所用钢材推荐

螺栓级别	8.8级	9.8级	10.9级	12.9级
推荐钢材	ML35 ML35Mn ML20MnVB	ML20MnVB ML40Cr ML35	ML20MnVB ML40Cr ML35CrMo	ML35CrMo ML42CrMo

注：对于8.8级的螺栓，当直径≥Φ16时，螺栓的材料一般推荐选用 ML35Mn 钢和 ML20MnVB 钢。对于9.8级的螺栓，只有在螺栓的尺寸较小、可淬透的情况下才可选用 ML35 钢。

汽车论坛 http://www.qclt.com

不得低于0.30%，含合金量（Cr、Ni、Mo、V等）之和不得低于0.90%；其它级别的螺栓可采用中碳钢、低碳合金钢及中碳合金钢制造，其含碳量执行GB3098.1中的有关规定。

各级别螺栓的硫、磷含量执行GB3098.1中的有关规定，但12.9级螺栓的硫、磷含量推荐最大0.025%，其它级别螺栓的硫、磷含量推荐最大0.030%。含硼钢的硼含量推荐最大0.003%。

(4) 气缸盖螺栓强度验算

气缸盖—机体—气缸盖衬垫的密封主要受螺栓紧固轴向力变化的影响。气缸盖螺栓承受静止时的紧固轴向力和缸内燃烧压力负荷的变化轴向力和被连接件的弹性常数与发动机负荷、密封载荷的关系如图3-18-23所示。

连接件的计算主要是确定螺栓的直径或校核其危险截面的强度。气缸盖螺栓的紧固一般采用扭矩法和塑性区域紧固法（转角法）。

a. 扭矩法

用扭矩法紧固，常使螺栓在屈服点以下工作。由于螺纹部位及支承面的表面状态、润滑条件等的不同，使摩擦系数变化，因此轴向力大幅度变动，这是其缺点。尽管如此，由于受材料和工艺条件的限制，我国自行设计的发动机仍然在采用扭矩法。

螺栓强度计算和螺栓直径的确定可按照受轴向变载荷预紧连接的计算方法进行。另外，再考虑应力集中系数和工艺质量系数。

b. 塑性区域紧固法

目前国际上流行的是采用轴向力变动小的塑性区域紧固法，即把螺栓初始紧固轴向力提高到屈服点以上的紧固方法。通常是把螺栓的初始紧固力矩确定在材料的屈服点，然后再转90°。为使轴向力准确地进入屈服区域，一般测量相对紧固扭转角的扭矩变化的紧固扭矩梯度法，梯度急剧减小即表明屈服来临。

塑性区域紧固法比扭矩紧固法可得到更高的轴向力，偏差也小（图3-18-24），由于在屈服点以上的范围使用，因此螺栓的强度要求更高；由于屈服点是塑性区域紧固法的基础，公差需要严格控制。为此，必需对材料强度、加工硬化的程度、热处理规范等进行控制，缩小屈服点误差。另外，塑性区域紧固法增大了延迟破坏的危险性。

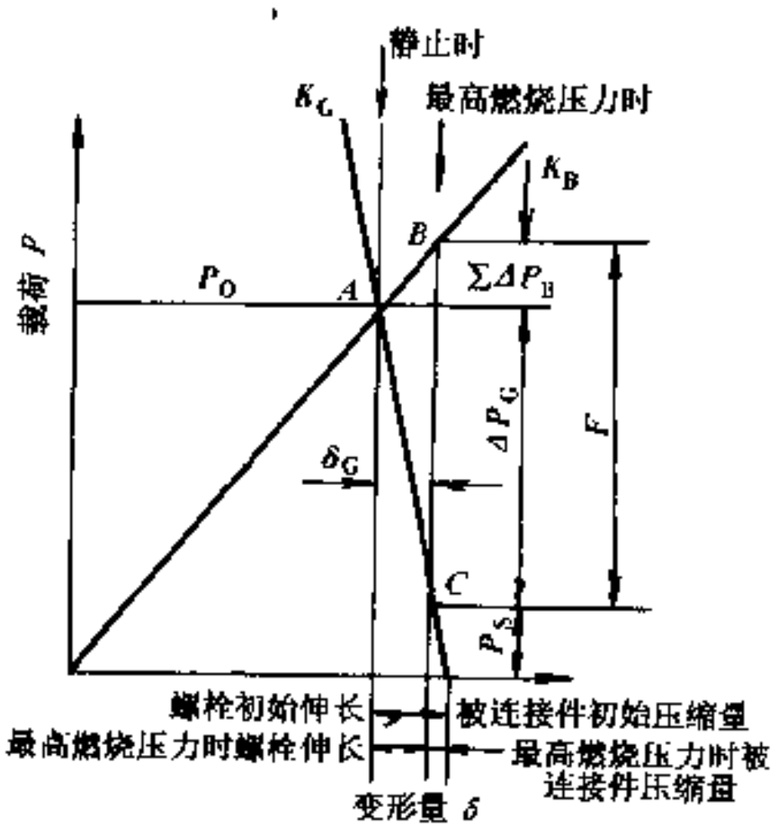


图3-18-23 气缸盖螺栓紧固力三角形

P_O-静止时的螺栓紧固轴向力（=被连接件载荷）；$\Sigma\Delta P_B$-螺栓的可变轴向力；ΔP_G-密封垫的可变载荷；Ps-被连接件的密封载荷；F-燃烧压力；K_B-螺栓的弹性系数；K_G-被连接件的弹性常数；δ_G-螺栓的可变延伸（=被连接件的可变压缩量）

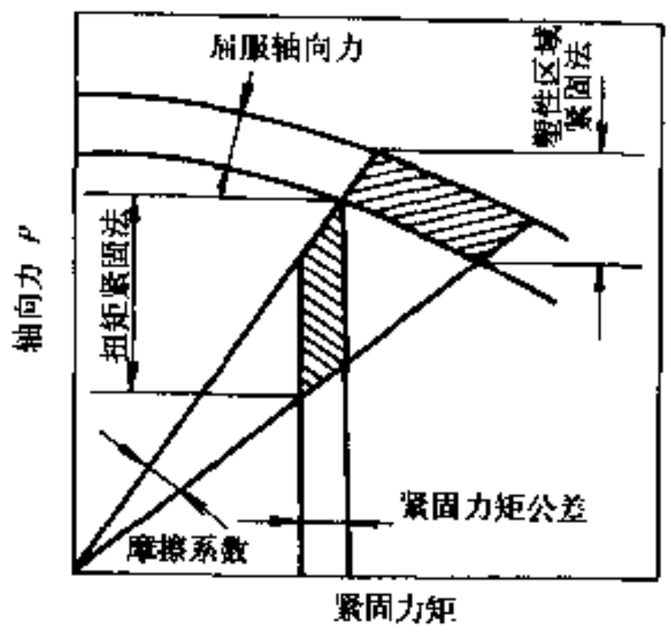


图3-18-24 由扭矩紧固法和塑性区域紧固法而引起的螺栓轴向力的偏差

汽车论坛 http://www.qclt.com

2）主轴承螺栓

（1）主轴承螺栓结构

螺栓头和螺纹部分的结构与气缸盖螺栓没有明显区别。以前采用铁丝锁紧时，采用头部带孔的螺栓（图 3-18-22）。在确定螺栓部定位结构时，要保证定位用圆柱面与螺纹轴线同轴。

（2）主轴承螺栓强度验算

强度设计的主要目的是选择螺栓的直径或强度，以保证在外负荷作用下不发生故障。严格进行主轴承螺栓计算是很困难的，因为它受很多综合因素和夹紧件几何形状的影响。下面推荐一种计算许用拧紧力的方法。

在保证螺栓强度的条件下，根据屈服极限来确定许用拧紧力。

$$\sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} \leqslant \frac{\sigma_T}{n_T} \tag{3-18-2}$$

式中：$\sigma_p = Q_o / F_o$——拧紧力 Q_o 产生的螺栓拉应力；

$F_o = \dfrac{\pi d_0^2}{4}$——螺栓杆的横截面面积；

d_o——螺栓杆直径；

$\tau = \dfrac{M_p}{0.2d^3}$——拧紧时螺栓因扭转而产生的切向应力；

M_p——螺纹的摩擦力矩，$M_p = Q_o \dfrac{d_2}{2}\left(\dfrac{S}{\pi d_2} + \mu\right)$；

d_2——螺纹的平均直径；

S——螺距；

μ——螺纹的摩擦系数；

σ_T——螺纹材料的屈服极限；

n_T——安全系数。

将 σ_p 与 τ 值代入方程式（3-18-1），并解出 Q_o，即可得出许用拧紧力。

$$Q_o \leqslant \frac{\sigma_T}{n_T} \frac{0.4\pi d_0^3 d_2}{\sqrt{(1.6 d_0 d_2)^2 + 3\ (S d_2 + \pi f \mu d_2^2)^2}} \tag{3-18-3}$$

主轴承螺栓性能等级、表面处理以及材料的选用均可参照气缸盖螺栓。

3）进、排气管安装螺栓

（1）功能

歧管螺栓通过密封垫将进气、排气管和气缸盖连接起来，具有连接功能。另一方面通过螺栓的压紧力，在结合面上产生一定的面压达到密封的目的。

（2）螺栓的选用

进气管螺栓工作温度比较低，一般为 100～150℃，采用普通螺栓就可以。但由于受到大的振动外力，需要取大的轴向力，因此选择抗拉强度偏高一些的标准件。视进气管的结构形式，也可选用双头螺柱。一般采用弹簧垫圈防松。

排气管和气缸盖的温差比较大，紧固力容易下降，所以初始轴向力的设定是重要的。排气管螺栓布置原则是，首先要保证密封性，另一方面要允许法兰面相对滑移。因此螺栓孔与螺栓的间隙要适当加大。在解决排气管伸缩方面也有采用两个相邻支管法兰中间用桥型压板压紧的方式，此时至少要保留两只螺栓连接。一般采用双螺母或锁片锁紧。

（3）歧管螺栓材料

进气管螺栓采用普通碳素钢，表面镀锌或发兰处理。排气管螺栓采用普通耐热钢，或采用 Cr 或 Al 并进行表面涂层，提高耐热性、降低成本。

4）油底壳安装螺栓

油底壳无论是在行驶中，还是停车时，都应保持良好的密封，不应存在渗油现象。

汽车论坛 http://www.qclt.com

油底壳密封面长度大、相对刚度弱，因此螺钉布置时，应选择小螺钉、小间距（$\leqslant 10d$）。螺钉周边的密封带宽度不应小于其它部位的宽度（图 3-18-9）。螺栓拧紧时要交叉进行，力矩要控制在一定范围内，以便产生均匀的面压。（撰稿人：董玉文）

3.19 燃料和润滑油

3.19.1 燃料

1）汽油

点燃式发动机的主要燃料是汽油，它由多种烃组成，其沸点都在 205℃以下。作为车用燃料，汽油的最主要性能有抗爆性、蒸发性、氧化安定性、抗腐蚀性及清净性等。

（1）抗爆性

汽油的抗爆性是指汽油在发动机气缸内燃烧时抵抗爆燃的能力，用辛烷值表示。辛烷值是代表点燃式发动机燃料抗爆性的一个约定数值，在规定条件下的标准发动机试验中通过和标准燃料进行比较来测定，采用和被测定燃料具有相同抗爆性的标准燃料中异辛烷的体积百分数来表示。采用不同试验方法所测定的辛烷值，在数值上有一定的差异。

a. 研究法辛烷值（RON）

以较低的混合气温度（一般不加热）和较低的发动机转速（一般在 600r/min）的中等苛刻条件为其特征的实验室标准发动机测得的辛烷值。它表示汽油在发动机重负荷条件下高速运转时的抗爆能力。

b. 马达法辛烷值（MON）

以较高的混合气温度（一般加热至 149℃）和较高的发动机转速（一般达 900r/min）的苛刻条件为其特征的实验室标准发动机测得的辛烷值。它表示汽油在发动机常用工况下低速运转时的抗爆能力。

c. 抗爆指数

NON 和 RON 都不能全面反映车辆运行中燃料的抗爆性能，因此提出计算车辆运行中抗爆性能的经验公式：抗爆指数 = $K_1 \cdot \mathrm{RON} + K_2 \cdot \mathrm{MON} + K_3$。$K_1$、$K_2$ 和 K_3 为系数，对不同类型车辆是不同的。这与发动机的运转特性和运转条件有关，它们都是通过典型的道路试验来确定的。通常取 $K_1 = 0.5$，$K_2 = 0.5$，$K_3 = 0$，即抗爆指数公式为：（抗爆指数）= （RON + MON）/2

d. 分布法辛烷值

汽油机骤然开大节气门从低速向高速转换时，汽油中沸点较高的组份不能及时蒸发，将以粒状沿着进气歧管管壁流动，速度十分缓慢。因而这时进入发动机气缸内的汽油，相对来说其低沸点组分就比发动机在稳定转速下运转时要多一些。汽油在进气管壁上这种“歧管滞后”特性，马达法和研究法辛烷值都不能确切反映其抗爆性。这时发动机所需求的是“汽油头部馏份”的抗爆性。根据汽车行驶实际情况的要求，美国采用了分布法来测定汽油头部馏份的辛烷值。测定所用的试验机是，在研究法试验机上安装一根进气管，并模拟低速运转时汽油在进气管壁上分布情况。测定的步骤：先用 ASTM 蒸馏方法切取试验油的 100℃以前的馏份，然后再用研究法测定其辛烷值。测得的数值叫分布法辛烷值。研究法辛烷值与分布法辛烷值之差应该越小越好。

e. 灵敏度：RON 与 MON 相比差 7～10 个单位，这一差值叫汽油的灵敏度，即灵敏度 = RON - MON。汽油的灵敏度，可用来反映汽油抗爆性随汽油机运转工况严酷程度增大（转速提高、点火提前及进气温度升高等）而降低的情况。一般来讲，催化裂化汽油灵敏度大。对汽油机来说，灵敏度越小越好。灵敏度大于 12 的汽油将导致发动机损坏。

f. 道路辛烷值

因为试验法所测定的汽油辛烷值不能完全反映汽车在道路上行驶时汽油的实际抗爆能力，所以一些国家采用行车法来评定汽油的实际抗爆性。用行车法测定的辛烷值，称道路辛烷值。由于行车法测辛烷值的方法比较复杂，因此后来改为在一定范围的温度和湿度条件下，用多缸汽油机在室内进行测定。现在实际

汽车论坛 http://www.qclt.com

应用的方法，大多是通过经验公式计算而得，组成汽油的化合物，主要是5～11个碳原子的烷烃、环烷烃、芳香烃和稀烃。由于各类烃的热氧化安定性不同，开始氧化的温度和自燃点有差别，因此辛烷值也不同。一般来讲，芳香烃和异构烷烃的辛烷值最高，正构烷烃最低，环烷烃和烯烃居中。表3-19-1给出了各种汽油调和组成的制造方法及性质。目前我国的汽油以催化裂化汽油馏份为其主要组分。各国汽油的主要组成见表3-19-2。提高汽油辛烷值有两种方法：一是采用先进的炼制工艺，大力提高重整、加氢裂化、烷基化、异构化和MTBE（甲基叔丁基醚）的生产能力。另一种是向汽油中添加抗爆添加剂，这是过去行之有效的方法，其效果见图3-19-1。由于铅的作用减少了汽油机气缸内未燃混合气中的过氧化物，使过氧化物达不到自燃所需的浓度，从而消除了汽油机因混合气自燃而产生的爆燃现象，从图中看出铅是最有效的抗爆添加剂，但近几年由于环保对汽车提出了严格的排放要求，汽油的无铅化已势在必行。我国自1997年7月1日起，开始实施汽油无铅化，2000年全国全面实现无铅化。

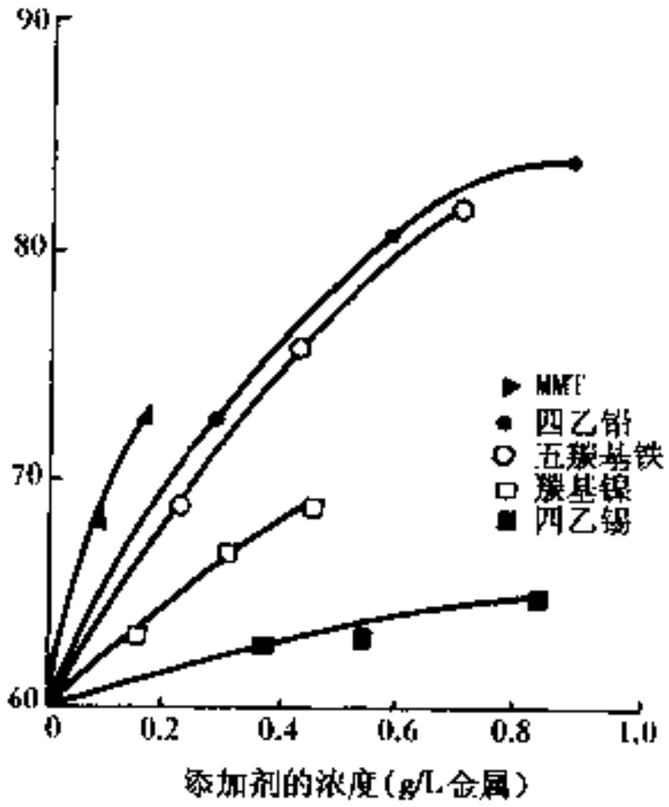


图3-19-1 各种抗爆剂的效果

表3-19-1 各种汽油调和组分的制造方法和性质

基础汽油	轻质直馏汽油	重整汽油	催化裂化汽油	烷基化汽油	异构化汽油
制造方法					
原料油	利用常压蒸馏装	重质油	减压轻油	C_4、C_5烯、异丁烷	轻质挥发油
反应压力（MPa）	置分馏到的	0.4～5.0	0.07～0.25	1.0	2.5
反应温度（℃）	40～100℃馏分，	450～540	430～550	530	250
催化剂	经脱硫处理	Pt、Pt－Re	氧化铝、沸石	H_2SO_4、HF	–
基础汽油的性质					
研究法辛烷值	60～70	94～104	90～93	94～96	80～85
马达法辛烷值	63～68	84～89	78～80	90～94	79～83
饱和烃	95～98	30～50	25～40	100	100
烯烃	0	0	40～50	0	0
芳香烃	2～5	50～70	20～25	0	0
基础汽油的特点	辛烷值低；由于有轻质馏分，制品的混合受到了限制	轻质馏分少	马达法辛烷值低，但含有较多的烯烃	辛烷值相当高，和其他车用汽油相比，中间沸点馏分占主体	辛烷值并不很高，主要馏分是C_5和C_6的烃类
制造方法的经济性、制品存在的问题	也可以作为石油化工生产的原料	很容易提高辛烷值，随着运转条件的不同，辛烷值也能变化	制造经济性好，原油裂化分解之后，汽油的产出比例高	制造经济性不好	和催化改质汽油相比，提高辛烷值比较困难

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 3-19-2 汽油平均组成（%）

	中国 1997 年	美国 1991 年	欧洲 1991 年
催化裂化汽油	78.89	36	27
催化重整汽油	5.42	35	47
直馏汽油	11.08	4	8
烷基化汽油	0.20	12	4
异构化汽油		5	5
丁烷		6	6
MTBE		2	2

（2）蒸发性

汽油在发动机内蒸发和形成混合气的时间很短促，在进气管中停留时间只有 5～50ms，在气缸内的蒸发时间也只有 20～30ms。要在如此短的时间内形成均匀的可燃混合气，除了发动机的技术状况、环境温度和压力等条件，以及驾驶人员的技术水平外，主要由汽油本身的蒸发性决定。

蒸发性越强，就越容易气化，造成的混合均匀的可燃混合气燃烧速度快，并燃烧完全，因而不仅发动机易起动、加速及时、各工况间转换灵敏柔和，而且能减小机件磨损、降低汽油消耗。但蒸发性也不能太强，因为蒸发性过强的汽油在炎热夏季以及大气压力较低的高原和高山地区使用时，容易使发动机的供油系统产生“气阻”，甚至发生供油中断。另外在贮存和运输过程中的蒸发损失也会增加。

蒸发性很弱的汽油，则不能形成良好的混合气，这样不仅会造成发动机起动困难、加速缓慢，而且未气化的悬浮油粒还会使发动机工作不稳定、油耗上升。如果未燃尽的油粒附着在气缸壁上，还会破坏润滑油膜，甚至窜入曲轴箱稀释润滑油，从而使发动机润滑遭破坏，造成机件磨损增大。

衡量蒸发性的主要指标是汽油的馏程。汽油馏程和发动机使用性能有很大关系（图 3-19-2）。10%馏出温度越低，汽油含有的轻质馏分越多，起动性就越好。50%馏出温度和发动机的暖机性和加速性有直接关系。若汽油 50%馏出温度低，可缩短发动机暖机时间，表 3-19-3 为汽油 50%馏出温度与发动机预热时间的关系。

90%馏出温度和干点都表示汽油中含重质馏分的多少。90%馏出温度和干点越高，表示汽油在发动机燃烧室中处于未蒸发状态的数量越多。实践证明，干点与发动机油耗和活塞环的磨损率有很大的关系。因此在使用中应对汽油 90%馏出和干点作严格控制。

表 3-19-3 汽油 50%馏出温度与发动机暖机时间的关系

汽油 50%馏出温度（℃）	暖机时间（min）
104	10
127	15
148	大于 28

美国提出一个驱动性能指数 D_I 的概念，它实际上说明了燃油的蒸发性能和整车性能之间关系，它包括 10%馏出温度（T_{10}）、50%馏出温度（T_{50}）、90%馏出温度（T_{90}）及含氧化合物因素。由于环保的要求及燃料的自身考虑，目前燃料油往往调入一部分含氧化合物，如 MTBE，这些化合物的调入对汽油的蒸发性也是有影响的。

驱动性能指数的计算公式如下：

$$D = (15T_{10}) + (3.0T_{50}) + T_{90} + (11O_2(\text{质}\%))$$

式中：11——一个系数，用于摄氏度，当用华氏度时用 20；

O_2(质%)——氧含量的质量百分比。

目前在美国按华氏计，D_I 值为 1 200 时，认为是最好的。如果超过这一限值，则整车的驱动性能就不能令人满意。

（3）氧化安定性

汽油抵抗大气（或氧气）的作用而保持其性质不发生永久性变化的能力叫氧化安定性。它直接影响汽油的贮存、运输和在发动机上的应用。安定性不好的汽油，易发生氧化、缩合和聚合反应，生成酸性物质和胶状物质，将导致燃料供应系统堵塞，气门关闭不严，气缸散热不良，增大爆燃倾向。

汽油的化学组成对其氧化安定性影响很大，其中烷烃、环烷烃和芳香烃在常温液态条件下，都不易与

汽车论坛 http://www.qclt.com

空气中的氧起反应，所以其氧化安定性好。而烯烃（不饱和烃）在常温液态条件下，不仅容易和空气中氧气发生氧化反应，而且彼此之间还会发生缩合和聚合反应，所以安定性差。

对汽油安定性的评定项目有实际胶质和诱导期两个。实际胶质是在规定的条件下测得的发动机燃料的蒸发残留物。残留物越多，汽油的质量越差。诱导期是在规定的加速氧化条件下，油品处于稳定状况所经历的时间。一般诱导期越长，汽油化学安定性越好。为了提高汽油的安定性，近代石油炼制工业除了采用催化重整和加氢精制等先进工艺外，还普遍向车用汽油中加入抗氧防胶剂和金属钝化剂。图 3-19-3 表示了抗氧防胶剂的效果，由图可知抗氧防胶剂有效地抑制了汽油的氧化。此外燃料系中的某些金属可以在汽油氧化过程中起到催化剂的作用，为了抑制这种作用可向汽油中加入金属钝化剂（图 3-19-4）。

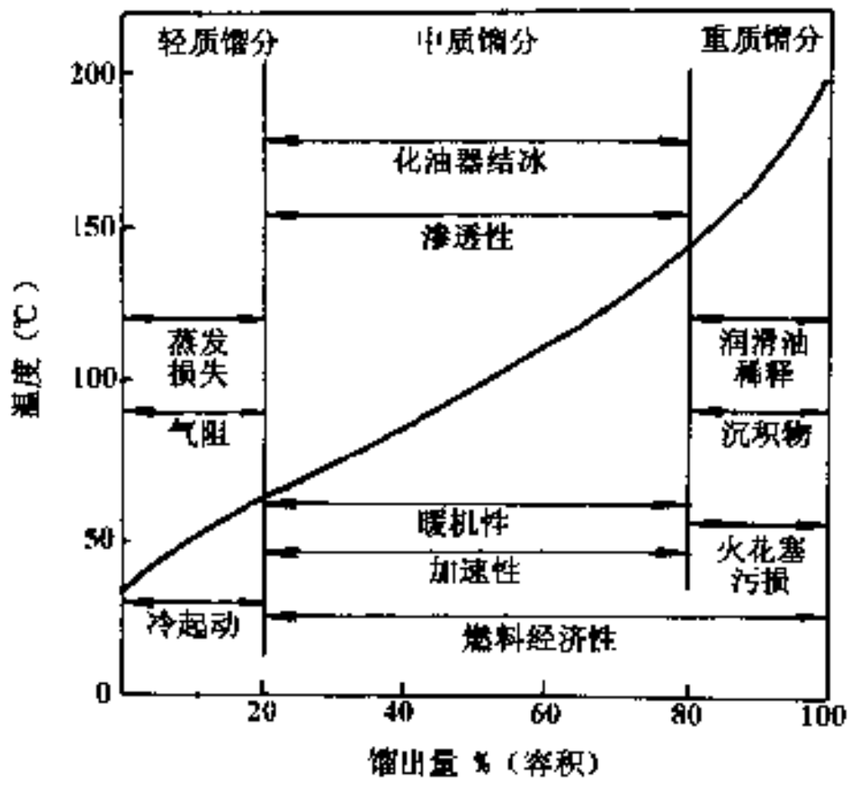


图 3-19-2 汽油蒸发性和使用性能的关系

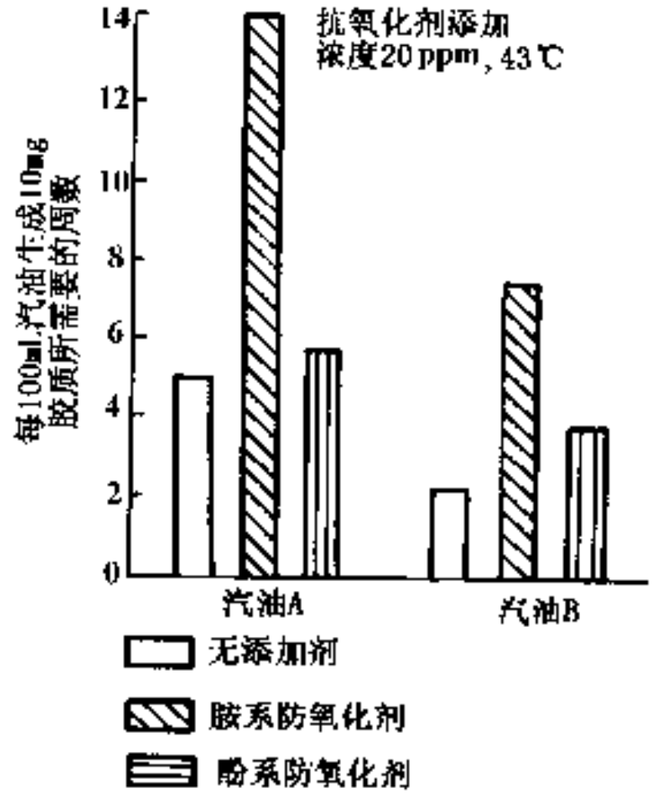


图 3-19-3 抗氧化剂的效果

（4）清净性

汽油喷射式汽车最常发生的问题是在进气系统和喷油器上产生沉淀，其主要原因是汽油中不稳定的化合物，例如不饱和烯烃和二烯烃，以及添加剂带入的低分子量化合物等。为了经常保持进气系统的清洁，充分发挥汽油喷射的优点，向汽油中加入汽油清净剂。它是一种具有清净、分散、抗氧、破乳和防锈性能的多功能复合添加剂，一般是聚烯胺和聚醚胺类化合物。清净剂通过其抗氧化和表面活性作用，可以清除喷嘴、化油器、进气门上的积炭，使这些部件保持清洁，油路畅通。汽油清净剂的种类及清洁效果见表 3-19-4。

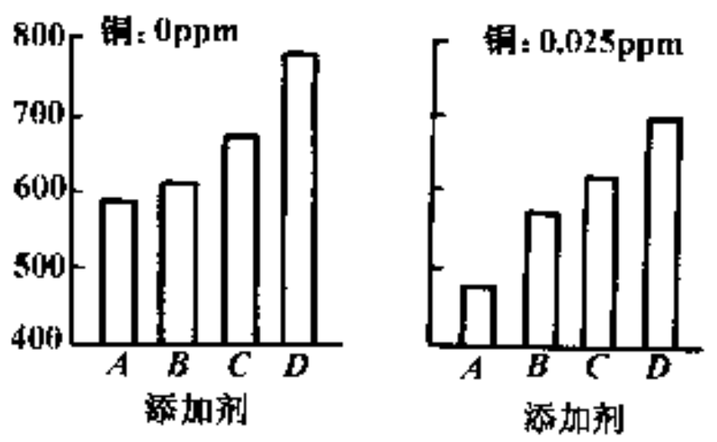


图 3-19-4 金属钝化剂的效果

A-无添加剂汽油；*B*-金属钝化剂（0.95ppm）；*C*-抗氧化剂（7.6ppm）；*D*-金属钝化剂（7.6ppm）

汽油清净剂作为机内净化的手段，在发达国家早已普遍采用。50 年代研究的第 1 代汽油清净剂，主要是解决汽车化油器的积炭问题。80 年代初研制的第 2 代清净剂主要是解决喷嘴堵塞问题。80 年代末研制的第 3 代汽油清净剂，不但对化油器、喷嘴积炭有清洗作用，而且对进气门也有清洗作用。目前正在开发清洗气缸积炭的第 4 代清净剂。当前，北美加剂汽油占汽油总量的 90%以上，西欧占 70%～90%，日本为 20%，估计目前世界汽油清净剂年消耗量为 30 万吨左右。

（5）汽油规格

各国都根据自己汽车发动机结构特点、使用条件、石油炼制水平来制定本国的汽油规格。我国目前有两种规格，一种是车用汽油的国家标准，一种是无铅汽油的行业标准。最近由美国汽车制造商协会（AAMA）和欧洲汽车制造商协会（ACEA），以及日本汽车制造商协会（JAMA）共同发起制定一个世界燃料规范。这个规范主要是汽车制造商针对环保要求对汽车燃料提出的基本要求，参加该标准制订的成员包括了世界上所有主要的汽车厂商。在这个标准里汽油和柴油按适应环境要求的不同程度分成三类。第 1 类汽油

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 3-19-4 汽油清净添加剂的清洁效果

分类	化合物	节气门体	怠速空气泡沫管	进气道	进气管	进气门	PCV阀	燃烧室
化油器清净剂	酰胺、脂肪酸胺、磷酸胺（30～100ppm）	□						
进气系清净剂	脂肪酸胺（100～400ppm）	□		□	□			
清净分散剂	琥珀酸亚胺机油混合液	○		○	○	○	○	
	琥珀酸亚胺	○		○	○		○	
沉积物去除剂	聚丁烯胺机油混合液（<250ppm） 聚乙烯胺（<200ppm）	□	□	○	○	○	○	
	聚丁烯胺机油混合液（>250ppm） 聚乙烯胺（>200ppm）	□	□	□	□	□	□	
	聚乙烯胺（>300ppm）	□	□	□	□	□	□	

注：○代表保持清净效果；□代表保持清净和提高清净性效果。

和柴油是针对排放控制没有或极少有要求的场合；第2类汽油和柴油是针对市场对排放有严格要求时；第3类汽油和柴油是市场对排放控制有超前要求时。这个标准的特点是对燃料的组成提出了要求，如烯烃、芳烃和苯，对和环境污染有关的元素含量也提出了要求。我国的标准见表3-19-5、表3-19-6。

表 3-19-5 中国车用汽油（GB484-83）

项目		质量指标			试验方法
		90号	93号	97号	
抗爆性：					
研究法辛烷值（RON）	不小于	90	93	97	GB/T 5487
抗爆指数（RON+MON）/2	不小于	85	89	92	GB/T 503，GB/T 5487
铅含量[1]（g/L）	不大于	0.35	0.45		GB/T 6535
馏程：					GB/T 6536
10%蒸发温度（℃）	不高于	70			
50%蒸发温度（℃）	不高于	120			
90%蒸发温度（℃）	不高于	190			

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

项目		质量指标			试验方法
		90号	93号	97号	
终馏点（℃）	不高于	205			
残留量〔%（V/V）〕	不大于	2			
蒸气压（kPa）			GB/T 8017		
从9月1日至2月29日	不大于	88			
从3月1日至8月31日	不大于	74			
实际胶质[2]（mg/100mL）	不大于	5	GB/T 8019		
诱导期[3]（min）	不小于	480	GB/T 8018		
硫含量〔%（m/m）〕	不大于	0.15	GB/T 380		
硫醇（需满足下列要求之一）：					
博士试验		通过	SH/T 0174		
硫醇硫含量〔%（m/m）〕	不大于	0.001	GB/T 1792		
铜片腐蚀（50℃、3h），（级）	不大于	1	GB/T 5096		
水溶性酸或碱		无	GB/T 259		
酸度（mgKOH/100mL）	不大于	3	SH/T 0116		
机械杂质及水分[4]		无			

注：(1)铅含量允许用 GB/T 2432 测定，仲裁试验以 GB/T 6535 方法测定的结果为准。

(2)实际胶质允许用 GB/T 509 测定，仲裁试验以 GB/T 8019 方法测定的结果为准。

(3)诱导期允许用 GB/T 256 测定，仲裁试验以 GB/T 8018 方法测定的结果为准。

(4)将试样注入 100mL 玻璃量筒中观察，应当透明，没有悬浮和沉降的机械杂质及水分。在有异议时，以 GB/T 511 和 GB/T 260 方法测定的结果为准。

表 3-19-6 中国无铅车用汽油〔SH0041-93〕

项目		质量指标			试验方法
		90号	93号	97号	
抗爆性：					
研究法辛烷值（RON）	不小于	90	93	95	GB/T 5487
抗爆指数（RON + MON）/2	不小于	85	89	92	GB/T 503，GB/T 5487
铅含量[1]（g/L）	不大于	0.013			GB/T 8020
馏程：					GB/T 6536
10%蒸发温度（℃）	不高于	70			
50%蒸发温度（℃）	不高于	120			

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

项　　目		质量指标			试验方法
		90号	93号	97号	
90%蒸发温度（℃）	不高于		190		
终馏点（℃）	不高于		205		
残留量〔%（v/v）〕	不大于		2		
蒸气压（kPa）					GB/T 8017
从9月1日至2月29日	不大于		88		
从3月1日至8月31日	不大于		74		
实际胶质[2]（mg/100mL）	不大于		5		GB/T 8019
诱导期[3]（min）	不小于		480		GB/T 8018
硫含量〔%（m/m）〕	不大于		0.15		GB/T 380
硫醇（需满足下列要求之一）：					
博士试验			通过		SH/T 0174
硫醇硫含量〔%（m/m）〕	不大于		0.001		GB/T 1792
铜片腐蚀（50℃，3h）（级）	不大于		1		GB/T 5096
水溶性酸或碱			无		GB/T 259
机械杂质及水分[4]			无		

注：(1)本标准规定了铅含量最大限值，但不允许故意加铅。为了便于与加铅汽油区分，无铅车用汽油不添加着色染料。

(2)实际胶质允许用 GB/T 509 方法测定，仲裁试验以 GB/T 8019 方法测定结果为准。

(3)诱导期允许用 GB/T 256 方法测定，仲裁试验以 GB/T 8018 方法测定结果为准。

(4)将试样注入 100mL 玻璃量筒中观察，应当透明，没有悬浮和沉降和机械杂质及水分。在有异议时，以 GB/T 511 和 GB/T 260 方法测定结果为准

2）柴油

柴油是沸点 170～370℃的烃类混合物，通常从原油中分馏出来之后，即可直接使用。为了提炼更多的柴油，大都利用重油做原料，采用催化裂化方法来生产柴油，并把裂解的柴油组份调入柴油中，这样就可大幅增加柴油的产出。柴油的性质对发动机的影响很大，其中最重要的性能是自燃性、低温流动性、雾化和蒸发性、安定性及含硫量等。

（1）自燃性（抗工作粗暴性）

作为表示柴油自燃性的尺度，常用十六烷值（CN）和十六烷指数（CI）。以自燃性最好的正十六烷（$C_{16}H_{34}$）的十六烷值为 100，自燃性最差的 α－甲基萘的十六烷值为零，将这两种化合物混合作标准燃料。然后，按一定的规范调试单缸可变压缩比的柴油机。如果被测柴油和某一标准燃料在同一条件下同期闪火，所用压缩比相同，则它们的十六烷值相同，这一标准燃料中正十六烷的体积百分数即为被测柴油的十六烷值。这种方法称同期闪火法。

实际上，由于设备价格昂贵、测试手续繁琐，通常多采用某些物理参数近似计算其十六烷值。

GB/T11139－89 适于计算直馏馏分、催化裂化馏分及这两者混合燃料的十六烷指数。

十六烷指数是表示柴油在发动机中发火性能的一个计算值，在不可能用试验机测定十六烷值的情况

汽车论坛 http://www.qclt.com

下，计算十六烷指数是估计十六烷值的有效方法。柴油十六烷指数 CI 按下式计算。

$$CI = 431.29 - 1586.88P_{20} + 730.97\ (p_{20})^2 + 12.392\ (p_{20})^3 + 0.0515\ (p_{20})^4 - 0.554B + 97.803\ (\lg B)^2 \tag{3-19-2}$$

式中：p_{20}——用 GB/T1884 和 GB/T1885 测定的试样在 20℃时的密度，g/cm^3；

B——用 GB6536 测定的试样中沸点，℃。

上式不适用于加十六烷值改进剂的柴油。

图 3-19-5 所示为计算和实测十六烷值的关系曲线。从图中可以看出对应关系还是很强的

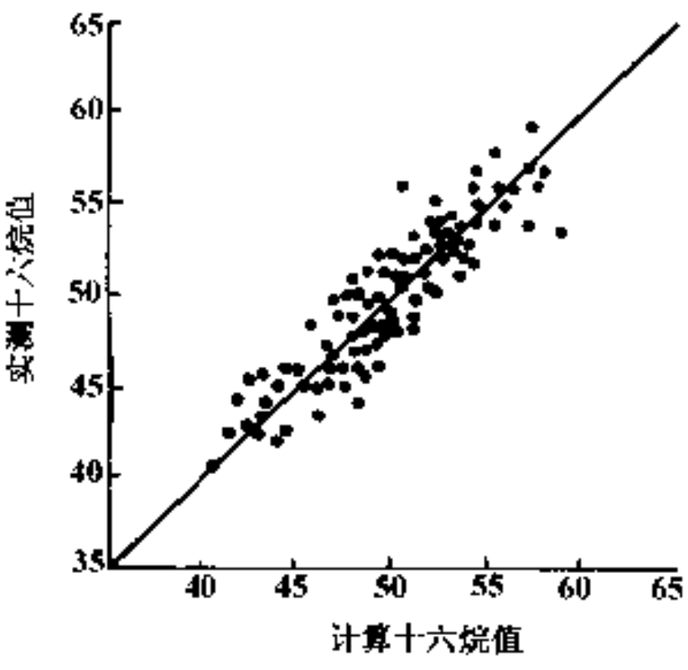


图 3-19-5 计算和实测十六烷值的关系

柴油的十六烷值和烃类的关系大致如下：正构烷烃 > 异构烷烃 > 环烷烃 > 烯烃 > 芳香烃，可见正构烷烃是高十六烷值化合物，但其低温流动性不好。

柴油机选用柴油十六烷值时，一般取决于柴油机的转速，转速高的发动机，燃烧时间短，要求柴油具有高的十六烷值。转速在 1 000r/min以下的发动机，一般要求十六烷值 35～40，1 000～1 500r/min 的发动机，一般要求十六烷值为 40～50，转速在 1 500r/min 以上的发动机，一般要求十六烷值为 45～60。

(2) 低温流动性

低温时，柴油中的蜡会析出而使柴油的流动性变差，特别是寒冷地区，析出来的蜡可能堵塞柴油滤清器，使发动机起动不良，甚至运转中熄火。因此，车用柴油的低温流动性十分重要。

我国的标准中是用凝点和冷滤点（CFPP）来表示低温流动性的。试样在规定条件下冷却至停止流动时的最高摄氏度称为凝点。在规定条件下 200mL 试样开始不能通过过滤器时的最高摄氏度称为冷滤点（按 1℃的整数表示）。美国以浊点（CP）来表示低温流动性，浊点的定义是从柴油中开始析出石蜡晶体、柴油失去透明时的最高摄氏度。行车试验证明，冷滤点与柴油实际使用温度有着良好的对应关系。为了提高柴油的低温流动性，向柴油中加入一些低温流动性改进剂是一种可行的办法。国内外低温流动性改进剂有几十种，工业生产的主要品种有：低分子量的乙烯－醋酸乙烯酯共聚物、乙烯—丙烯酸酯共聚物、烯基丁二酰胺酸及氯化聚乙烯等。

(3) 雾化和蒸发性

馏程、运动粘度、密度、闪点都是与雾化和蒸发性有关的油品指标。馏程中 50%蒸发温度越低，说明柴油中轻质馏分越多，使发动机易于起动。馏程中 90%蒸发温度越低，说明柴油中重质馏分少，可以提高发动机的动力性。柴油的粘度太小会使高压油泵及阀系磨损，太大会降低雾化质量，恶化燃烧过程，故应选择适度。为了控制柴油的蒸发性不致太强，国际中规定了柴油的闪点应不低于某一温度。

(4) 安定性

安定性是指柴油在运输、贮存和使用过程中应保持其外观颜色、组成和使用性能不变的能力。影响安定性的因素主要是柴油中所含的不安定组分，它们主要是二烯烃、烯烃和环烷芳香烃。

评定安定性的项目有催速安定性沉渣、碘值、10%蒸余物残炭及实际胶质。这些项目实际上都是直接和间接地测定不安定组分的量。

(5) 含硫量

硫天然地存在于原油中，柴油中的硫明显地增加排气中的微粒物，不利于环保；对于装有催化转化器的汽车，硫使转化器的寿命降低；硫燃烧后变成酸雨，不仅腐蚀零件，而且也给环境带来公害；硫还会增加柴油机的磨损。

各国标准中对硫含量都提出了严格的要求，甚至提出将硫的含量定为零。

(6) 柴油标准

我国用于汽车的是轻柴油标准，按凝固点分为 10～－50 号共 6 个牌号；根据硫含量，安定性和酸度

汽车论坛 http://www.qclt.com

等指标将每一牌号柴油又划分为优等品、一等品和合格品三个档次，各个档次的柴油质量差别较大。

3）天然气和液化石油气

天然气的主要组分是甲烷，其地下贮量很大，燃烧后产生的有害物少，有利环境保护，可将其制成压缩天然气（CNG），装入罐中进行使用。

液化石油气是由含 C3 烃（丙烯、丙烷）、C4 烃（丁烯、丁烷）及它们的混合物组成的。在常温常压下，它们是气体，但在加压到 1MPa，在常温下即是液体。它的辛烷值较高，暖机时间短。但它需要高压罐，寒冷时起动性稍差。日本从 1955 年后就把液化石油气普及作为城市出租汽车的燃料，东京 80% 的出租车都使用液化石油气。液化石油气在我国刚开始作为车用燃料使用。

4）醇类燃料

在醇类燃料中，以甲醇最有代表性。现在大都使用天然气合成甲醇，理论上，各种烃类都能合成甲醇，是一种资源丰富的车用燃料。醇类燃料的最大特点是辛烷值高，缺点是容易产生表面着火。此外，醇类燃料的沸点过低，蒸发热过大。为了确保低温起动性，必须在醇类燃料中掺烧汽油。为了在柴油机中燃用醇类燃料，必须采用辅助点火装置，或添加大量的十六烷值提高剂。

由于醇类燃料的热值低，为了保证汽车有相同的行驶里程，必须把燃油箱的容积加大，此外醇类还有其它一系列使用问题，例如对橡胶的溶胀作用，对金属的腐蚀作用等。由于它的腐蚀作用，燃料系必须采用耐蚀性更强的材料。

3.19.2 发动机润滑油（也称机油）

1）润滑油的作用

作为发动机的润滑油，它具有下列作用：

（1）润滑和减摩作用，即润滑油使摩擦副成为液体摩擦，摩擦系数大大下降，所以摩擦力显著减小。

（2）冷却作用，即燃料在内燃机中燃烧产生大量的热由润滑油带走 6% ~ 14% 的热量。

（3）清洗作用，即发动机在工作中产生的磨损颗粒及外来杂物等，通过发动机润滑油的循环流动把它们从工作面清洗下来，由滤清器滤去，使其不致堵塞油路或成为磨损介质。

（4）密封作用，即润滑油的粘度在气缸、活塞运动副中起密封作用，保证空气或混合气压缩到要求的压力，防止燃烧产物大量窜到曲轴箱。

（5）消除冲击负荷，即润滑油把零件间的点线接触变成为液体的面接触，分散了应力，从而减轻了振动。

（6）防锈作用，即油膜附着在发动机部件的金属表面隔开水、空气及腐蚀性介质，起防锈作用。

2）润滑油的组成

成品润滑油由两部分组成，一部分是基础油，是原油经过一系列生产加工精制而成，另一部分是加强成品油不同性能的添加剂。表 3-19-7 列出内燃机油最常用的添加剂，需要指出的是，目前多采用复合添加剂，即将几种功能的添加剂复合到一起成为一种添加剂。图 3-19-6 给出了生产润滑油的一般程序。

表 3-19-7 用于内燃机油的添加剂

类 型	化 合 物	一般加入量
清净分散剂	烷基酚盐、烷基水杨酸盐、磺酸盐、硫磷化聚异丁烯钡盐、丁二酰亚胺	>1% ~ 10%
抗氧抗磨剂	二烷基二硫代磷酸锌、胺盐	0.5% ~ 1.5%
抗泡剂	二甲基硅油、聚丙烯酸酯	非硅 < 200ppm 硅 < 20ppm
降凝剂	烷基萘、聚烯烃、聚甲基丙烯酸酯	< 1%
粘度添加剂	聚异丁烯、乙丙共聚物、聚苯乙烯，聚甲基苯丙烯酸酯	

汽车论坛 http://www.qclt.com

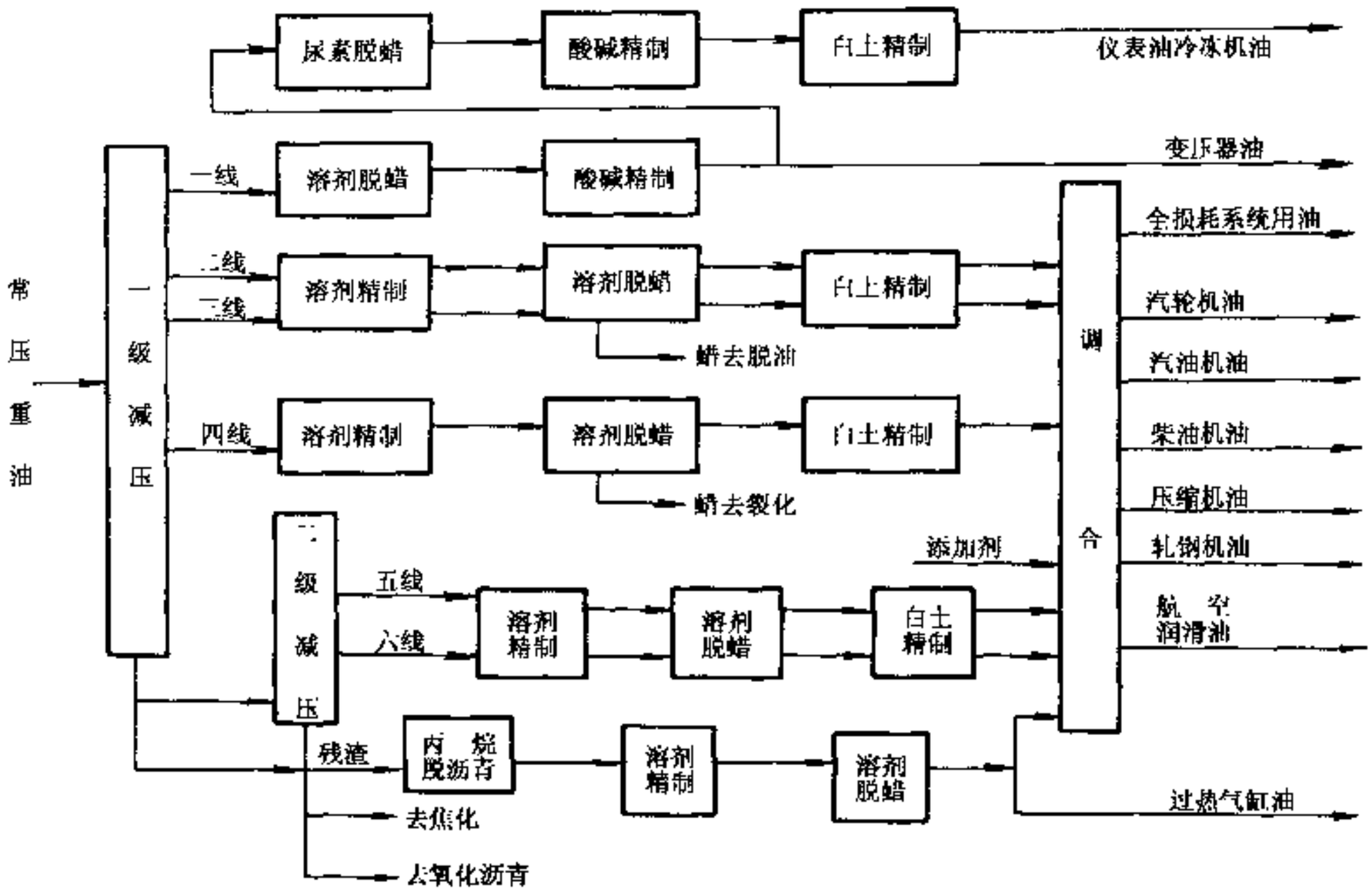


图 3-19-6 润滑油生产程序

3）润滑油的性能

(1) 合适的粘度及良好的粘温性能。

粘度太低无法形成连续的油膜，造成大的摩擦和磨损；粘度太高造成较大的阻力，散热慢，低温起动性差，影响内燃机的效率。一般按使用环境不同而具有 100℃下粘度 8～16mm²/s 为宜。润滑油的粘度随温度变化应尽量小，也就是粘温性能要好。一般要求粘度指数在 90 以上。适用于四季通用的多级油其粘度指数在 130 以上。

(2) 良好的高温性能。

在发动机工作过程中，润滑油经常处于 80～100℃的温度下，还要不断流到 100～200℃的缸套表面及 150～250℃的活塞环槽区，还有的窜到 2 000℃的燃气中，在这些温度下润滑油产生如下变化。

①燃烧，窜到燃气中的油燃烧后生成灰和炭。

②氧化，在高温下与空气及 NO、NO_2 和 SO_2 等发生氧化反应，生成醇、醛、酸等及不溶于油的含氧化合物。

③分解，高温下长链的烃类分解成小分子烃类及气体。

④缩合，烃的氧化物在金属催化及适当的温度下能缩合成高分子聚合物如漆膜、胶质及沥青质等。

以上的变化使润滑油衰败，降解变质，失去润滑性能。

(3) 好的润滑性。

发动机的润滑条件较恶劣，其机械载荷及热负荷高，又伴随各种有害介质及油的降解，各种磨损全都可能发生。用于工业用油的抗磨添加剂在高温下会分解而不起作用，因此其润滑性能也与工业用油的润滑性能大有区别。

(4) 抗氧性好。

润滑油在高温、有害气体及金属催化下易于氧化，生成有腐蚀性的酸性化合物及缩合物，腐蚀金属，使油的粘度大大升高，甚至成为半流体，造成供油不足而产生故障。

(5) 抗泡沫性能好。

汽车论坛 http://www.qclt.com

油在使用中经受剧烈搅动，使空气进到油里形成泡沫，影响了供油系统及油泵的正常工作，造成缺油故障。

4）润滑油的分类及规格

润滑油有两种分类，一种是按粘度分类，第二种是按质量分类。一种发动机润滑油只有标明它的粘度号和质量等级才算是完整的。现在国际上通用的是美国 SAE 分类，几经变迁，最新的是 1997 年的修订版（表 3-19-8）。我国的粘度分类与 SAE 分类完全相同，只是采用 1992 年的修订版。

表 3-19-8 SAE 发动机润滑油粘度级别（1997 修订版）

SAE 粘度级别	低温起动性粘度（cp）在温度（℃）（最大值）	泵送临界温度（℃）6 0000（cp）（最大值）	100（℃）粘度（cst）		高温度剪切粘度（cp）150℃和 10^6/s（最小）
			（最小）	（最大）	
0W	3250 在—30	—40	3.8	—	—
5W	3500 在 -25	—35	3.8	—	—
10W	3500 在—20	—30	4.1	—	—
15W	3500 在—15	—25	5.6	-	—
20W	4500 在—10	—20	5.6	—	—
25W	6000 在 -5	—15	9.3	—	—
20	—	—	5.6	9.3	2.6
30	—	—	9.3	12.5	2.9
40	—	—	12.5	16.3	2.9[1]
40	--	—	12.5	16.3	3.7[2]
50	--	—	16.3	21.9	3.7
60	—	—	21.9	26.9	3.7

注：(1)(0W—40，5W—40，10W—40)。

(2)(15W—40，20W—40，25W—40)。

世界上最早对发动机润滑油进行质量分类的是美国。随着发动机水平的发展，分类系统也有改变。由于此分类末端开口，可继续开发未来的类别，因此到目前为止仍在此系统中发展。80 年代前，欧洲及日本等地区均套用美国的 API 分类。由于它们各自的发动机性能、运行工况及使用条件等与美国相差甚远，对油的性能有不同的要求，因而发展了各自的分类。

欧洲 ACEA 最近发表的分类及规格是将汽油机润滑油分成三档，以 A_1、A_2、A_3 表示，将轻型柴油机润滑油分成四档，以 B_1、B_2、B_3、B_4 表示，将重型柴油机润滑油分成四档，以 E_1、E_2、E_3、E_4 表示，档次越高，要求越严格。

我国 70 年代以前一直沿用前苏联 50 年代的分类，仅有粘度号而无质量分类，水平低，指标简单。70 年代后发动机水平提高，进口的先进车辆大量增加，原有的发动机润滑油水平及简单的分类已不适应需要，经多年的探讨和研究，发展了我国的内燃机润滑油质量分类，基本上是套用美国的 API 分类，但内容略有变化（表 3-19-9）。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 3-19-9 我国内燃机润滑油分类

应用范围	品种代号	特性和使用场合
汽油机润滑油	SA（废除）	用于运行非常温和的老式发动机，该油品不含添加剂，对使用性能无特殊要求
	SB（废除）	用于缓和条件下工作的货车、客车或其他汽油机，也可用于要求使用 API SB 级油的汽油机，仅具有抗擦伤、抗氧化和抗轴承腐蚀性能
	SC	用于货车、客车或其他汽油机以及要求使用 API SC 级油的汽油机，可控制汽油机高、低温沉积物，以及磨损、锈蚀和腐蚀
	SD	用于货车、客车和某些轿车的汽油机，以及要求使用 API SD、SC 级油的汽油机，控制汽油机高、低温沉积物、磨损、锈蚀和腐蚀的性能优于 SC，并可代替 SC
汽油机润滑油	SE	用于轿车和某些货车汽油机，以及要求使用 API SE、SD 级油的汽油机，抗氧化性能及控制汽油机高温沉积物、锈蚀和腐蚀的性能优于 SD 或 SC，并可代替 SD 或 SC
	SF	用于轿车和某些货车的汽油机，以及要求使用 API SF、SE 及 SD 级油的汽油机，抗氧化和抗磨损性能优于 SE，还具有控制汽油机沉积、锈蚀和腐蚀的性能，并可代替 SE、SD 或 SC
	SG	用于轿车、货车和轻型货车的汽油机，以及要求使用 API SG 级油的汽油机，SG 质量还包括 CC（或 CD）的使用性能，改进了 SF 级油控制发动机沉积物、磨损和油的氧化性能，并具有抗锈蚀和腐蚀的性能，可代替 SF、SF/CD、SF 或 SE/CC
	SH	用于轿车和轻型货车的汽油机，以及要求使用 API SH 级油的汽油机，在汽油机磨损、锈蚀、腐蚀及沉淀物的控制和油的氧化方面优于 SG，并可代替 SG
柴油机润滑油	CA（废除）	用于燃料质量较低、在轻到中负荷下运行的柴油机，以及要求使用 API CA 级油的柴油机，有时也用于运行条件温和的汽油机。具有控制发动机高温沉积物和轴承腐蚀的性能
	CB（废除）	用于燃料质量较低、在轻到中负荷下运行的柴油机，以及要求使用 API CB 级油的柴油机，有时也用于运行条件温和的汽油机。具有控制发动机高温沉积物和轴承腐蚀的性能
	CC	用于在中及重负荷下运行的非增压、低增压或增压式柴油机，并包括一些重负荷汽油机。对柴油机具有控制高温沉积物和轴瓦腐蚀的性能，并可代替 CA、CB 级油
	CD	用于需要高效控制磨损及沉积物或使用包括高硫燃料非增压、低增压及增压式柴油机，以及国外要求使用 API CD 级油的柴油机。具有控制轴承腐蚀和高温沉积物的性能，并可代替 CC 级油
	CD－Ⅱ	用于要求高效控制磨损和沉积物的重负荷二冲程柴油机，以及要求使用 API CD Ⅱ级油的柴油机，同时也满足 CD 级油性能要求
	CE	用于在低速高负荷和高速高负荷条件下运行的低增压和增压式重负荷柴油机，以及要求使用 API CE 级油的柴油机，同时也满足 CD 级油性能要求

汽车论坛 http://www.qclt.com

5）润滑油的使用性能

（1）沉积物

润滑油在发动机工作温度下受各种介质和金属的催化作用，逐渐变质而产生对发动机工作有害的积炭、漆膜和油泥。它们分别在发动机不同温度的部位生成，因而也称高温、中温和低温沉积物，见表3-19-10。

表3-19-10 内燃机中沉积物类型

名 称	所在部位温度（℃）	生成的部位
积 炭	<200	燃烧室、活塞环区、排气门
漆 膜	150～250	活塞裙部、内腔、环区和气缸套上部
油 泥	<150	曲轴箱、机油滤网、气缸盖罩

积炭是一种坚硬的从黑到灰白的炭状物，生成于发动机的高温部位。它的主要危害会使燃烧容积变小，能产生表面点火现象、火花塞短路、排气门关闭不严。近年来，还发现在高速增压柴油机中，气缸表面的珩磨纹被磨光，起贮油作用的粗糙表面被磨掉。研究表明，主要原因是由于活塞－环岸的硬积炭作用于缸套的结果。这种缸套“磨光”现象是评定油品质量的重要方面。

漆膜的生成部位在温度一般为120℃以上的活塞的环区、裙部及内腔，是一种外观带有光泽的漆状薄膜。漆膜在热状态下是一种粘稠性物质，能把大量的烟灰、炭粒粘在活塞上，使环槽间隙减小，降低环的灵活性，甚至把环粘住，造成密封不良，功率下降。漆膜的导热性很差，使活塞的高温热量不能及时带走，导致活塞过热，造成膨胀以至拉缸。漆膜还会堵塞油环及活塞上的油孔，造成润滑油耗上升。漆膜的沉积物混在油中，堵塞润滑系统，使供油量下降，影响润滑效果。

油泥是油中的不溶沉积物，外观是一种棕黑色粘胶，沉积在曲轴箱边盖、推杆盖、油底壳及滤清器等温度较低的部位上。在温度稍高处较为干燥，象烟炱状物；在温度稍低处则较稀。它使油老化变质，润滑性能变坏，堵塞滤清器及油路甚至中断油路。低温有利于油泥的生成，窜气也对油泥生成起促进作用。一般认为发动机工作于停停开开、空转或低负荷时，机油最易生成油泥。

（2）磨损

发生在发动机部件上的磨损有粘着磨损、磨粒磨损、腐蚀磨损、疲劳磨损等。发动机的主要磨损部位是活塞环—气缸壁；连杆轴瓦及曲轴轴瓦；凸轮—挺柱—摇臂。

由于活塞环和气缸壁承受较高的热负荷和机械负荷，因此它们的摩擦及磨损是发动机工作及使用寿命的决定性因素。气缸孔的表面温度、燃油中的含硫量、润滑油的粘度、外来磨料及发动机的工况都会影响到这一对摩擦副的磨损。

发生在凸轮挺柱部位的磨损主要有擦伤、磨料磨损和点蚀三种。擦伤是由于润滑不良和润滑膜完全破坏的结果，顶置式凸轮轴更易发生，在油中加入抗擦伤添加剂（如二烷基二硫代磷酸锌）可以减缓和消除擦伤；磨料磨损是硬表面和软表面接触时表面的缓慢除去，表面有抛光现象，在高的凸轮轴速度和高油温时发生的机会更多；点蚀发生在循环载荷或重复的表面应力使表面疲劳而开裂，抗磨添加剂对这类磨损效果不大。

发动机轴承最大特点是运动的不均衡性，一方面它是往复运动变为旋转运动的运动件在上、下止点时使油膜厚度变化很大，另一方面做功行程时经受高冲击载荷。油的粘度和磨损的关系很大，见图3-19-7。由于油在轴承中承受10^6/s的剪速，油膜温度达140～160℃，因此磨损与其高温剪切粘度平方根有很好的相关性，当此粘度小于2.5mPa·s时产生烧结；而与100℃无剪切时的粘度无一致性。欧洲的发动机润滑油规格已用150℃和10^6/s的剪速的粘度（HTHS）作为一个指标，以更

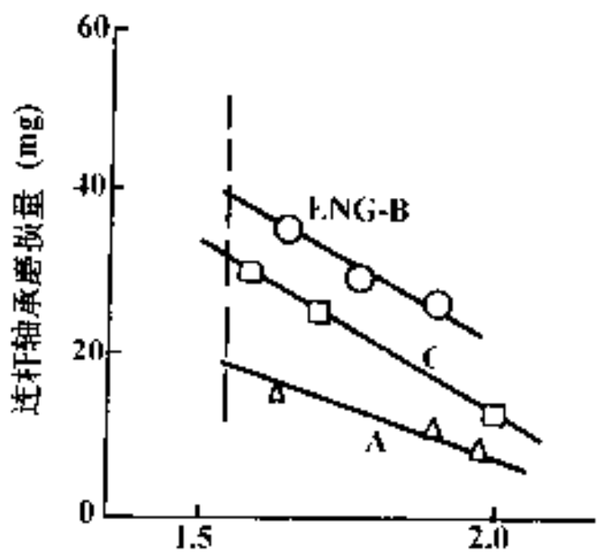


图3-19-7 油粘度与轴承磨损量关系
A）发动机一，PV值380MPa·(m/s)
B）发动机二，PV值490MPa·(m/s)
C）发动机三，PV值410MPa·(m/s)

汽车论坛 http://www.qclt.com

好的反映油在实际工作环境下的性能。

(3) 氧化和腐蚀

氧化是发动机润滑油降解的根本原因。沉积物的生成、磨损加剧及泡沫增加等无不与油的氧化有直接关系。由于当前发动机比功率越来越大，使曲轴箱体积相对越来越小，其必然结果是润滑油温度大大升高。这种情况在70年代国外高速公路发展以后很严重，车速以高于140km/h的速度在高速公路上连续行驶使得油温高成为普遍问题。在很高的油温下，油压下降，油膜保持性差，最严重的是油的高度氧化使其粘度增长快，在常温下呈胶冻状，机油泵打不动，油管和滤清器堵塞，供油中断，发生拉缸和烧瓦等破坏性事故。

另外，油氧化后生成较多的有机酸性化合物，它们对金属有腐蚀作用，对轴瓦等有色金属的运动件腐蚀更为严重，可以使合金层表面剥落，产生麻坑，造成烧瓦，向润滑油添加抗氧化添加剂是解决这一问题最好的办法，其中典型的添加剂是二烷基二硫代磷酸锌，它能有效地抑止这种氧化作用。

(4) 低温流动性

为了评价润滑油的低温流动性，大都使用冷起动模拟器。冷起动模拟器简称为CCS，利用其测出的润滑油粘度为CCS粘度，CCS粘度与低温起动性有密切的关系。为了在起动后立刻就能获得润滑，润滑油的低温泵送性能十分重要，也是评定低温起动性能的重要指标。这就是润滑油的MRV粘度。由于现代发动机的发展，使起动较为容易，因而原定的边界起动粘度3～5Pa·s（标准为3.5Pa·s）可以放宽，也就是粘度较大的油也可以冷起动。为了解决润滑油的冷起动问题，出现了多级内燃机润滑油。它由某些高分子聚合物加上低粘度基础油及相应功能添加剂组成，在高温下有足够的粘度，能保持正常的润滑，在低温下又有较低的粘度，不会给起动造成大的阻力。这些高分子聚合物称粘度指数改进剂或粘度添加剂。

(5) 润滑油消耗

影响润滑油消耗量的最重要因素有二个，其一是润滑油的粘度，其二是润滑油的挥发性。从图3-19-8可以看出，油的粘度越大，油耗越小，粘度小于一定值时，油耗会大大增加。从图3-19-9，挥发性越大，油耗也越大。欧洲首先在内燃机润滑油规格中提出了对挥发性的要求。

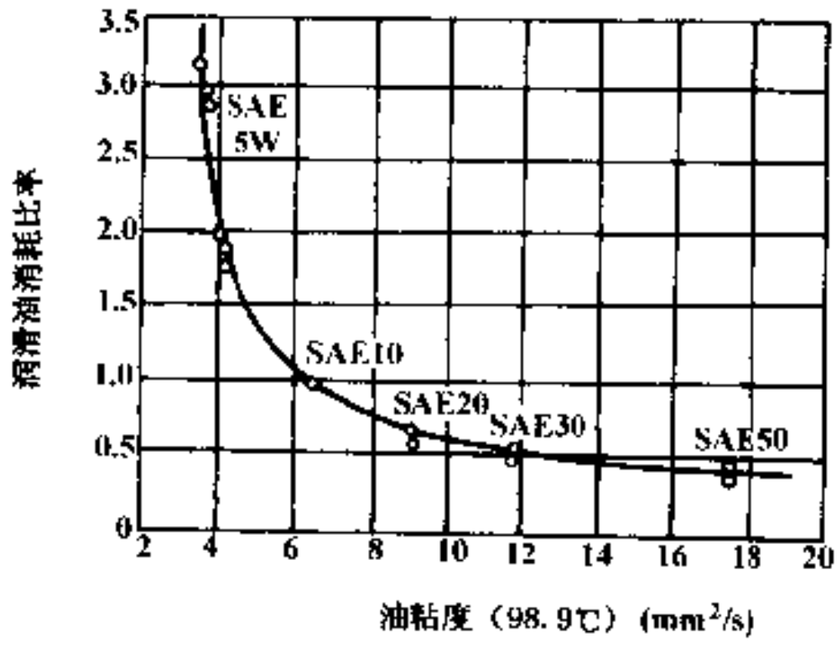


图3-19-8 润滑油消耗与粘度的关系

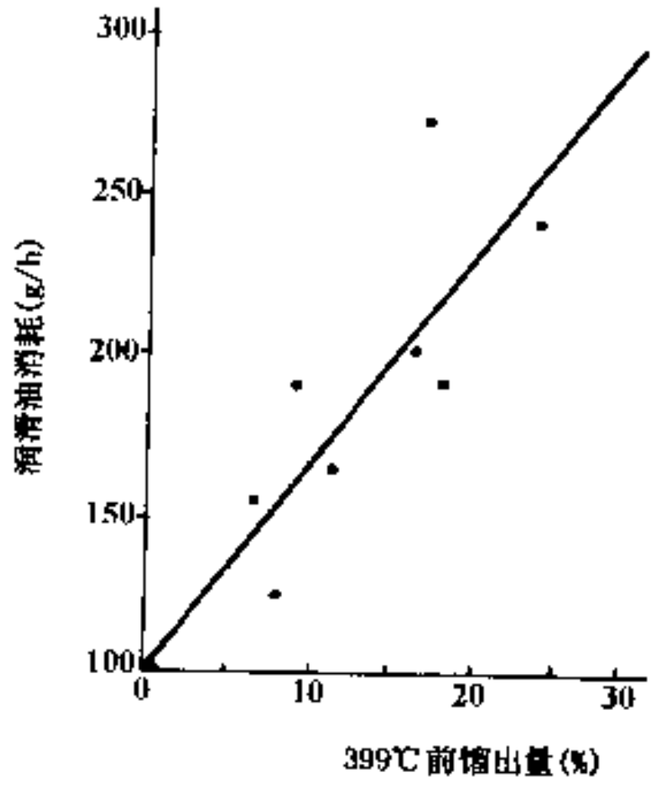


图3-19-9 润滑油消耗与挥发性的关系

(6) 泡沫

常温下润滑油可溶解9%体积的空气，溶解量随气压的增大而增多。发动机在运转时使润滑油受到激烈的搅动，空气在搅动下进到油中形成泡沫。泡沫降低了油的密封性，也会形成绝热层而使传热效果下降，严重时使油泵抽空，油路产生气阻，造成供油中断。在现代高强度发动机中，泡沫生成趋向更严重。一方面由于使用条件日趋苛刻，油的变质加速，生成醇醛等老化产物都会助长起泡；另一方面，为了改善润滑油的各种性能，油中含有的各种清净分散剂、抗氧抗腐剂等性能添加剂量也越来越多，这些添加剂大都为表面活性化合物，能增长油的起泡倾向和泡沫稳定性。有效地消泡办法是加少量添加剂，以减小起泡趋势及减小泡沫稳定性，现在较有效的添加剂是二甲基硅油或聚丙烯酸酯（又称非硅抗泡剂）。

汽车论坛 http://www.qclt.com

(7) 燃料经济性

最近燃料经济性的要求越来越高．为了降低摩擦损失，提高燃料经济性，必须采取以下措施．

①降低流体润滑领域的润滑油粘度；

②降低边界润滑领域的摩擦损失

降低润滑油粘度，能有效地提高燃料经济性．图 3-19-10 表示了降低润滑油粘度的效果．但润滑油粘度过低，将加剧磨损，增加润滑油消耗，降低高温时的润滑性等．添加摩擦改进剂，能有效地降低边界润滑的摩擦损失．图 3-19-11 所示为摩擦改进剂的效果．在选用摩擦改进剂时，必须考虑本身没有副作用，以免影响润滑油的耐腐蚀性、耐损性和氧化安定性．

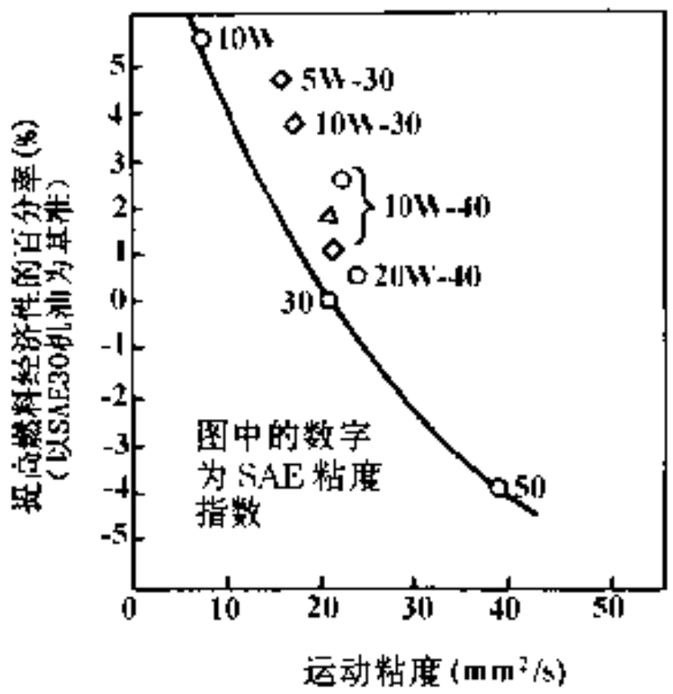


图 3-19-10 燃料经济性与机油粘度的关系

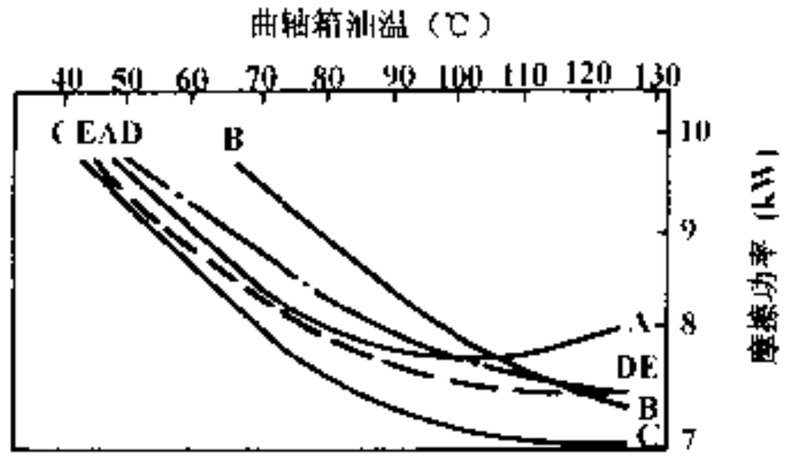


图 3-19-11 低粘度化和摩擦改进剂的效果
A、D、E-SAE10W－40（其中 D、E 混有摩擦改进剂）；B-SAE40；C-SAE5W－20；

节能对润滑油的规格影响较大．美、欧的汽油机润滑油新规格中，都增加了节能效果的评定．润滑油配方中要求使用摩擦改进剂，改进剂的效果要保持长久．润滑油粘度趋向低粘化，但又要保持高温高剪切粘度不变．

(撰稿人：张滨友)

参 考 文 献

1. 西安交通大学内燃机教研室．内燃机原理．北京：中国农业机械出版社，1981.2.
2. 自動車技術会．自動車技術ハンドベツク．第 6 版．東京：精興社，1991.
3. 赵士林主编．九十年代内燃机．上海：上海交通大学出版社，1992.7.
4. 徐兀编著．汽车发动机现代设计．北京：人民交通出版社，1995.8.
5. 许拔民等．国外汽车工业技术发展概况．天津：中国汽车技术研究中心，1996.2.
6. JAPAN MOTOR INDUSTRIAL FEDERATION, INC. AUTOMOTIVE AIMANAC OF JAPAN 1996. TOKYO: 1998.
7. 中国轿车丛书．富康．北京：北京理工大学出版社，1998.2.
8. 中国轿车丛书．捷达．北京：北京理工大学出版社，1998.10.
9. 李勤编著．现代内燃机排气污染物的测量与控制．北京：机械工业出版社，1998.12.
10. 陆际清，孟嗣宗．汽车发动机设计．北京：清华大学出版社．
11. H·梅梯格．高速内燃机设计．北京：机械工业出版社．1995.
12. 浦耿强等．顶置凸轮配气机构动力学分析．汽车科技，2000，(1)．
13. 蒲耿强等．高速发动机配气机构凸轮设计．汽车科技，1999，(4)．
14. 浦耿强等．小型发动机配气机构接触应力分析．汽车科技，1999 (2)．
15. SINTERED VALVE TRAIN PRODUCTS FOR MODERN ENGINES.
16. 王遂双等．汽车电子控制系统的原理与检修(电喷发动机部分)．北京：北京理工大学出版社，1995.

汽车论坛 http://www.qclt.com

17. RobertBosch(GMBH. AUTOMOTIVEHANDBOOK. SAEISBN0 – 89883 – 518 – 6, 1996. 10.

18. RobertBosch(GMBH. AUTOMOTIVE ELECTRIC/ELECTRONIC SYSTEM. 1988.

19. 钱耀义编著．现代汽车发动机燃料供给装置．北京：人民交通出版社，1997.

20. 董安等编．柴油车发动机燃油供给系．北京：北京理工大学出版社，1998.

21. 蒋向佩主编．汽车柴油机构造与使用．北京：机械工业出版社，1991.

22. 柴油机设计手册编辑委员会．柴油机设计手册．北京：中国农业机械出版社，1984.

23. 谭正三主编．内燃机构造．北京：机械工业出版社，1990.

24. 杨连生主编．内燃机设计．北京：中国农业机械出版社，1981.

25. 张美曾等译．BOSCH汽车工程手册．北京：学术书刊出版社，1990.

26. 小林明．汽车工程手册．北京：机械工业出版社，1984.

27. 周涌麟等．汽车排放污染控制与检测．北京：中国环境出版社，1998.

28. Montgomery D.T. Six – mode Cycle evaluation of the Effect of EGR and Multiple Injection on Particulate and Nox Emission from a D.I Diesel Engine. SAE 960316

29. 李东江等．现代汽车电子控制技术．北京：科学技术文献出版社，1998.

30. 朱崇基等．内燃机环境保护学．杭州：浙江大学出版社，1988.

31. 秦有方等．车辆内燃机原理．北京：北京理工大学出版社，1997.

32. 尧命发．柴油机有害排放物控制技术的新发展．内燃机工程．1997，(4)．

33. 林学东等．排气再循环对增压直喷式柴油机排放特性的影响．汽车技术，1997，(1)

34. 江厚美等．汽车发动机增压技术．北京：人民交通出版社，1984.

35. 王明华．内燃机节能手册．北京：化学工业出版社，1987.

36. 秦有方等．车辆内燃机原理．北京：北京理工大学出版社，1997.

37. R.J.Locker. Hot Vibration Durability of Ceramic Preconverters. SAE 952414.

38. J.Leyer. Design Aspects of Lean NOx Catalysts for Gasoline and Diesel Engine Applications. SAE 952495.

39. Shin ji Matsuura. Development of Three – Way Catalyst with Using Only Pd as ctivatior. SAE 950257.

40. S.D. Bjorlal. An Eavlution of the Long Term Effects of Gasoline Sulphur Level on three – Way Catalyst Activity. SAE 952421.

41. Akihide Takami. Development of Lean Bum Ctalyst. SAE 950746.

42. Shigeki Sugiura. A Multi – Dimensional Numerical Method for Predicting Warm – Up Characteristic of Automobile Catalytic Converter Systems. SAE 952413.

43. Anil Verma. Rib Selection to Ensure Optimum Monolith Stesses in Catalytic Converters. SAE 910376.

44. J. Paul Day and Louis S. Socha, Jr. The Design of Automotive Catalyst Supports for Improved Pressure Drop and Conversion Efficiency. SAE 910371.

45. 倪计民．汽车内燃机原理．上海：同济大学出版社，1997.

46. A.D. Brownlow. Southwest Research Institute. Changes in Reid Vapor Pressure of Gasoline in Vehicle Tanks as the Gasoline is Used. SAE 892090.

47. S.R. Reddy, Generl Motors Research Laboratories. A New Correlation for Predicting Average Vehicle Evaporative Emission as a Function of Fuel Volatility. SAE 881592.

48. Masafumi KUNIMISU. Prediction of Gasoline Vapor Generation from a Vehicle Fuel tank at high temperature.

49. 贺宇等．柴油机颗粒排放物的净化技术．柴油机，1998.（2）．

50. 梁桂森等．柴油机颗粒排放后处理技术研究．车用发动机，1997，(3)．

51. Jack Yamaguchi Diesel Particulate After – Treatment System Automotiv Engineering 1997, Vol105 No.2.

52. Von Franz Haug Und Manfred Mattes Ru βpartikel – Filtersystem fiir MTU – Motoren MTZ 1997, 7/8.

53. Charles M. Urban et al, Diesel Exhaust Particulate Control Methods SAE 830085.

54. Wolfgang P. Cattellieri Swirl Supported or Quiescent Combustion for 1990s Heavy – Duty Diesel Engines – Analysis

汽车论坛 http://www.qclt.com

SAE 880342.

55. Itoh A et al, Study of SiC Application to Diesel Particulate Filter: Material Development SAE 930360

56. Bosch Automotive Handbook4thEdition, 1996.

57. 王毓民主编．汽车燃料、润滑油及其应用．北京：人民交通出版社，1989.

58. “精联内燃机油册”．精联公司．

59. （日）汽车工程学全书编辑委员会编．汽车燃料与润滑剂．北京：机械工业出版社，1984.

60. 张景河等编著．现代润滑油与燃料添加剂．北京：中国石化出版社，1993.

汽车论坛 http://www.qclt.com

4 传 动 系

4.1 概 述

汽车发动机与驱动车轮之间的动力传递装置称为汽车的传动系。它应保证汽车具有在各种行驶条件下所必需的牵引力、车速，以及它们之间的协调变化等功能，使汽车有良好的动力性和燃料经济性；还应保证汽车能倒车，以及左、右驱动车轮能适应差速要求，并使动力传递能根据需要而平稳地接合或彻底、迅速地分离。

汽车行驶时，作用在驱动车轮上的转矩（或换算成驱动力）与车速之间的理想关系曲线为等轴双曲线。但一般汽车都是以往复式内燃机作动力，其转矩与转速（或换算为车速）间的关系不能适应汽车的行驶要求。发动机的转矩—转速特性经传动系的变速机构转变后，就可在驱动车轮上得到近于理想的驱动力—车速特性，如图 4-1-1 所示。

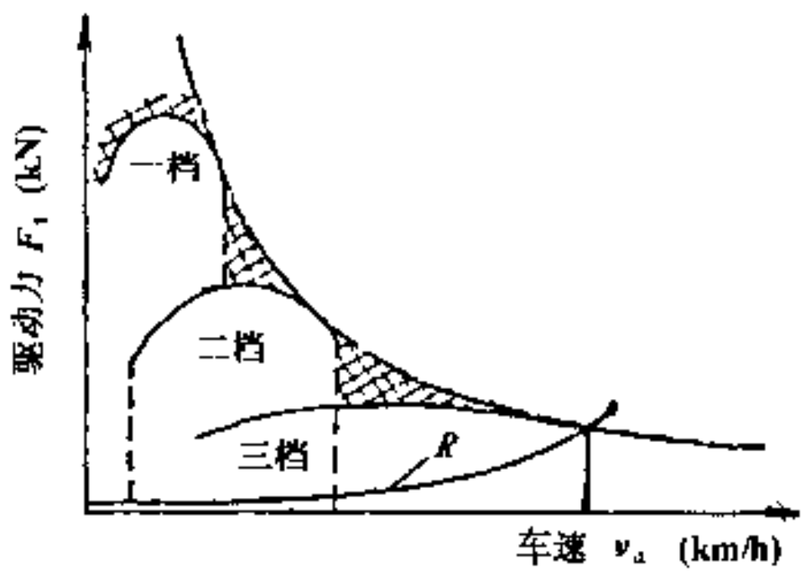


图 4-1-1 汽车的理想驱动力—车速特性曲线与实际特性曲线（当变速器有三个前进档时）

汽车传动系分为机械传动、液力—机械传动、液力传动和电传动等类型，本章内容中不包含电传动。

4.1.1 传动系的结构组成及功用

传动系组成如图 4-1-2 所示。

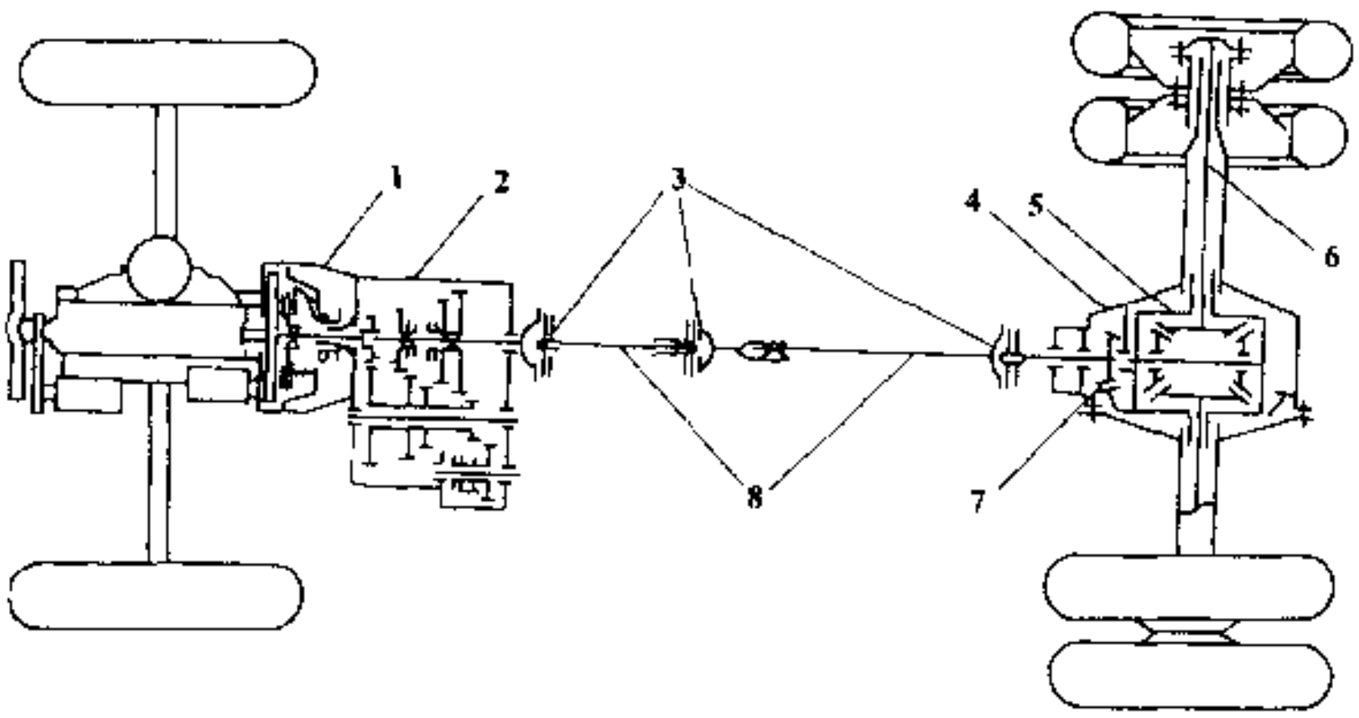


图 4-1-2 传动系的结构组成简图

1-离合器；2-变速器；3-万向节；4-驱动桥；5-差速器；6-半轴；7-主减速器；8-传动轴

通常所说的离合器是指与机械变速器匹配使用的摩擦离合器，用来将传动系与发动机相接合或分离，保证汽车起步时传动系与发动机平稳接合，使汽车平稳起步；而在变速器换档时能迅速、彻底地将传动系与发动机分离。离合器及其扭转减振器还能缓和传动系峰值载荷的冲击、吸收扭转振动或避免扭振的产

汽车论坛 http://www.qclt.com

生。在液力机械传动和液力传动中，离合器的功能由液力偶合器和液力变矩器承担。

变速器位于离合器之后，是传动系的变矩—变速机构。常用的汽车变速器有机械式变速器、液力机械式自动变速器和无级变速器等。大多数汽车的变速器都设有多个前进档位；为了倒车，都设有倒档；为了发动机在无负荷下起动及汽车的惯性滑行，都设有空档。

变速器与驱动桥之间多由万向传动轴相联。为了适应汽车行驶中驱动桥与变速器间的相对位移，万向传动轴除由轴管及万向节组成外，还有可伸缩的花键轴。

驱动桥位于传动系的末端，其功用是增大由传动轴或直接由变速器传来的转矩、减小转速并改变转矩的传递方向，以便传给驱动车轮；使左、右驱动车轮具有汽车行驶运动学所要求的差速功能；同时，驱动桥壳还要承受作用于路面和车架或车箱之间的铅垂力、纵向力和横向力。

4.1.2 传动系的布置型式

传动系的布置型式主要决定于它与发动机在汽车上的相对位置，通常有以下几种。

1）前置发动机后轮驱动

简称前置后驱动或 FR。这时，离合器、变速器与发动机多组合成一体（重型汽车的变速器有时单独悬置，以便于维修），并置于汽车前部，驱动桥则经悬架与车架或车箱的后部相联，在变速器与驱动桥之间装有万向节传动轴。这种布置型式使发动机通风冷却好、车箱供暖方便；传动系及变速操纵杆系的布置较简单；整车轴荷分配易于合理；起步加速及爬坡时的附着性好；轮胎磨损均匀。这种布置型式用于绝大多数的载货汽车、部分客车，也常为中高级和高级轿车所采用。

采用这种布置的轿车通常具有中性转向或稍有不足转向特性，方向稳定性好，同时轿车的后行李舱可布置得较宽敞。然而，汽车的轴距较长、传动轴较长或需分段并加中间支承；汽车整备质量较大；传动轴还限制了轿车地板的降低，地板上需鼓起一条传动轴通道，为此多采用下偏置双曲面齿轮的主减速器。

早期的大客车多用货车底盘及发动机改装而成，延用了货车的前置后驱动布置，前置发动机也有利于冷却及方便维修，动力与传动系统的操纵机构简单等优点。但是，由于发动机罩突出地板之上，使车箱面积利用率差；车箱内噪声大，隔热、隔振较困难，发动机油烟味也有可能进入车箱内而影响舒适性；轴荷分配也不够理想，前轴易过载而使转向沉重；由于前悬的尺寸受到限制而加长后悬，使汽车的离去角过小，上、下坡时容易刮地，同时也使得在前悬处不易设置乘客用车门而实行公共汽车的单人管理（驾驶员及乘务员为 1 人）；当轴距较长时需采用多节传动轴，易于发生共振；地板也较高，乘客上、下车不方便等。鉴于上述缺点，现代大客车早已脱离货车底盘，实行专门设计的独立发展方针，而改用后置或中置发动机后轮驱动的布置型式。

2）前置发动机前轮驱动

简称前置前驱动或 FF，这种布置型式为微型、普通级和中级轿车所广泛采用。其发动机、离合器、变速器及主减速器等连成一体，省去了传动轴，使传动系布置紧凑。相对 FR 方案，汽车整备质量可减小 8%；当发动机横置时轴距可缩短 10%，且主减速器齿轮可由通常的螺旋锥齿轮或双曲面齿轮改为斜齿圆柱齿轮，其节省的费用可部分抵销前驱动的等速万向节成本；具有不足转向特性和很好的方向稳定性，高速行驶的安全性好。这种布置型式近年来在中级以上的轿车上采用的也日益增多。但在易滑路面上尤其是爬坡时，由于驱动车轮的附着力较小，也会侧滑而失去操纵稳定性。后轮轴荷小，特别在空载行车制动时会引起后轮抱死而侧滑，为避免这种情况发生，应加装制动器液压调节装置或防抱死系统（ABS）。侧滑也会发生在非常有效的发动机制动时。另外，尤其当发动机横置时，其布置空间很挤，维修时的接近性较差。由于后轮轴荷较小，在不使后悬过长的情况下可尽量加大行李舱的空间。

3）后置发动机后轮驱动

简称后置后驱动或 RR。这种布置型式最宜为大客车采用，以减轻前轴负荷及减少发动机的热、废气、振动和噪声对车箱的侵扰；增大车箱有效面积并在地板下布置大的行李舱或大大降低地板高度，方便乘客上、下车。但变速及供油系统需远距离操纵，发动机的通风冷却条件较差，散热器布置也较困难。发动机可纵置或横置于后桥之后。

汽车论坛 http://www.qclt.com

这种布置过去也常见于微型和小型轿车上，这时发动机多纵置且与离合器、变速器、主减速器连成一体，而驱动车轮要配以独立悬架。轿车的轴距及整备质量与前置前驱动的类同，但后轴负荷过大(约为58%)，导致汽车有过度转向倾向及不足的方向稳定性，前置行李舱由于转向轮的影响，空间较小，且汽车难于变型，冬季前挡风玻璃引暖风除霜也较困难。因此，在轿车上这种布置已为前置前驱动布置型式所取代。

4) 中置发动机后轮驱动

简称中置后轮驱动或MR。现代大客车有的采用中置卧式发动机且后轮驱动的布置方案，发动机布置在前、后轴之间的车箱地板之下，使车箱面积利用率很高，座椅布置和车身外形设计均不受发动机的限制；前门也可以布置在前轮之前，以便于公共汽车的单人管理；车箱内噪声小、传动轴短、但隔热较差，地板也难于降低。特别是发动机受到布置限制而需要专门设计时，其冷却、保温、防尘、防污和维修条件都不好，故仅适用于道路及气候条件好的地区行驶的车辆，发动机也要求有高的可靠性。

5) 前置发动机全轮驱动

简称前置全轮驱动，对于四轮汽车则可用“4WD”表示。全轮驱动可使整车重力都成为附着力加以利用，以提高汽车的牵引力和通过性。这种驱动型式不仅为越野汽车所采用，而且自20世纪70年代末也开始用到轿车上，出现了常接合式四轮驱动轿车，以提高其对各种路面和地面的适应性、通过性及安全性。越野汽车采用的非常接合式全轮驱动，指的是在非越野行驶时可切断对前轮的动力传递，而仅由后轮或中、后轮驱动。对于三轴和四轴越野汽车，采用贯通式驱动桥布置方案可简化结构、减少零件种类，提高零、部件的通用程度。

4.2 传动系的载荷工况、工作特点及设计要求

传动系是一个多质量的弹性扭转振动系统，其载荷随汽车使用工况的不同而异。例如当汽车在坏路面上遇到很大阻力（如车轮下陷）时在装有离合器和变速器的汽车上，驾驶员往往踩下离合器踏板及加速踏板然后突然接合离合器，使高速旋转的发动机与静止的传动系相接，以便利用飞轮的动能使汽车前冲并从而起步。但这种做法会使变速器第一轴的转矩大大超过发动机的最大转矩达3～3.5倍，超过离合器的静摩擦力偶矩1.5～2倍。又例如在汽车高速行驶中若紧急踩下制动踏板而不分离离合器时，则在汽车传动系中会产生较大的惯性力偶矩。特别是对高速行驶的汽车，猛然拉紧其中央制动器手柄时，则在后者与驱动车轮之间的传动系中会产生很大的惯性力偶矩，而在它们之间又没有任何型式的保护装置时，则很可能导致传动系零件的损坏。

汽车行驶时，来自发动机和路面的干扰力，以及传动系构件转速变化产生的惯性力矩，都能引起传动系的扭振和载荷变化；传动轴等的动平衡不好会引起弯振；汽车在起步、换档、制动等非稳定工况下，传动系因受非周期的冲击性干扰力而受激振动，产生很大的动载荷。即使在稳定工况下，传动系也会在来自发动机、传动系本身等周期性干扰力的作用下发生强迫振动。为避免引起共振，应使传动系的固有频率避开汽车经常工作时的转速范围，至少应采取措施减小共振振幅，降低共振载荷。为此，可在离合器从动盘上装扭转减振器，其弹性元件可降低传动系的扭转刚度，从而降低固有频率，使共振转速移出发动机常用转速范围；其阻尼元件可消耗振动能量、降低共振载荷，以及非共振下的载荷变化幅度。有的车在变速器与主减速器之间按装橡胶式或惯性摩擦式扭转减振器，也会收到减振效果。

为使传动系符合整车使用寿命要求，可按最大负荷验算零件强度；按实测载荷谱进行疲劳设计和程控模拟随机加载的台架试验，并在整车道路试验和使用试验中考核其可靠性、耐久性，使用、维修的方便性，以及其它各项性能。

汽车噪声也是一种城市污染源，降噪程度已成为评价汽车质量的一项指标，机械传动系的降噪是汽车降噪的重要内容。为此，除应避免共振、减少振动外，在设计上对变速器采用高齿斜齿轮，以提高其重合度；采用修形齿，以消除或减小啮合冲击；采用鼓形齿，以消除对安装误差及载荷下变形的敏感性；对主减速器螺旋锥齿轮与双曲面齿轮正确选择设计参数、精确加工并仔细配对研磨、装配调整，同时保证轴承座的加工精度、支持刚度及对圆锥滚子轴承的正确预紧，可使齿轮正确啮合；采用同步器及扭转减振器，

汽车论坛 http://www.qclt.com

避免传动轴过长和减小夹角；做好有关件的动平衡；加强对噪声的隔离及减少传导，以及采用现代对噪声的主动控制方法，都是降低传动系噪声的有效措施。

对传动系各总成及主要零部件应严格按规定进行润滑。

设计中，也要考虑到传动系各总成及主要零部件多按最大传递转矩或承载能力构成系列，实行专业化生产，供各种车型选用。（撰稿人：刘惟信）

4.3 离 合 器

4.3.1 概述

4.3.1.1 离合器的功能和要求

在以内燃机为动力的汽车机械传动系中，离合器一般布置在发动机与变速器之间，用来切断或接合动力的传递。其主要功用是：在起步时将发动机与传动系平顺地接合，使汽车能平稳起步；在换档时，将发动机与传动系迅速彻底分离，减少变速器中齿轮间的冲击，以便换档；在工作过程中受到过大载荷时，靠离合器打滑保护传动系，防止零部件因过载而损坏。

为保证离合器具有良好的工作性能，应对其提出如下基本要求。

①在任何行驶条件下都可靠地传递发动机的最大扭矩，并有适当的能力储备；

②接合时要平顺，以保证汽车起步平稳，没有抖动和冲击；

③分离时要彻底、迅速；

④离合器从动部分传动惯量要尽量小，以便换档和减少换档时齿轮的冲击；

⑤应设有扭转减振阻尼装置，使汽车传动系在工作转速范围内避免扭转共振，且具备吸收振动能量、缓和冲击、降低噪声的能力，对于怠速时的振动和噪声亦要引起足够重视；

⑥具有良好的通风散热条件和必要的热容量，以保证离合器工作温度不致过高；

⑦操纵轻便；

⑧使用寿命要长，力求与汽车传动系其它总成等寿命；

⑨离合器使用过程中，摩擦扭矩变化要小，以保证离合器工作性能稳定。

此外，亦要求离合器结构简单、紧凑、质量小、工艺性好、维修方便及适合大批量生产。

4.3.1.2 离合器的分类和组成

汽车离合器有摩擦式离合器、液力偶合器、电磁离合器等几种。液力偶合器另有论述，电磁离合器应用极少，故本节只介绍摩擦式离合器。

摩擦式离合器按冷却介质（空气、油液）分为干式和湿式两种，湿式离合器基本上不用。按其从动盘数目，又分为单片式、双片式和多片式三种，目前广泛采用的是单片式。按其产生摩擦力的压紧元件又可分周布螺旋弹簧离合器（图 4-3-1）、中央弹簧离合器（图 4-3-2）及膜片弹簧离合器（如图 4-3-3）等，本节主要介绍膜片弹簧离合器。

离合器由盖总成、从动盘总成和操纵机构三部分组成。

4.3.2 离合器盖总成

1）周布螺旋弹簧离合器盖总成

如图 4-3-1 所示，离合器盖 19 用螺钉固定在发动机飞轮 2 上，用弹簧钢片制成的传动片 33 两端分别与离合器盖和压盘 16 用铆钉 32 铆接在一起，压盘可随飞轮一起旋转。16 只沿圆周分布的螺旋弹簧 31 将压盘压向飞轮，并将从动盘总成夹紧在中间，使离合器处于接合状态。分离时，分离轴承 26 压下分离杠杆 25，通过摆动支片 21 使压盘远离飞轮。

汽车论坛 http://www.qclt.com

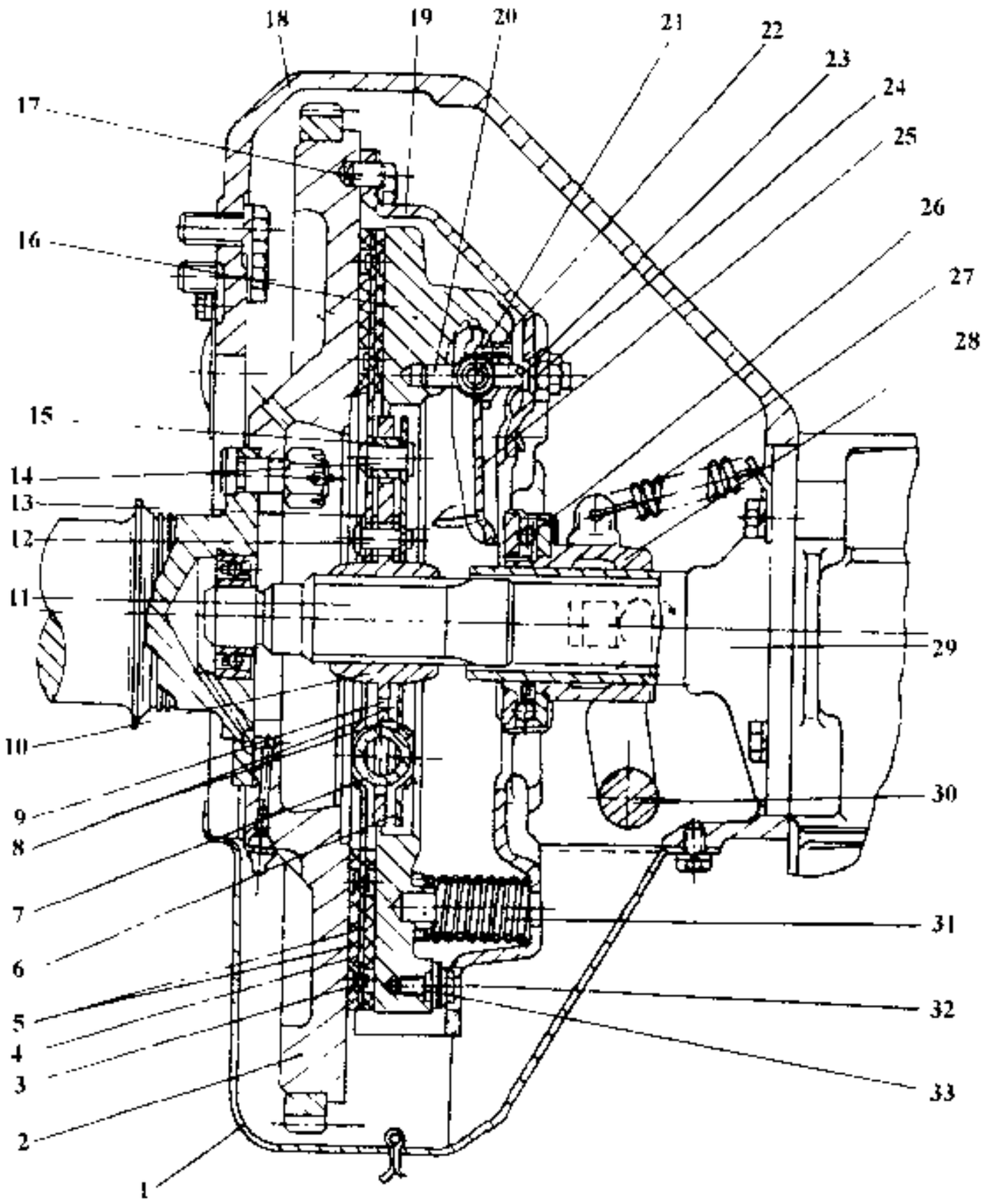


图 4-3-1 东风 EQ1090 汽车离合器

1-离合器壳底盖；2-飞轮；3-铆钉；4-从动盘本体；5-摩擦片；6-减振器盖；7-减振器弹簧；8-阻尼片；9-阻尼片铆钉；10-从动盘毂；11-变速器第一轴；12-阻尼弹簧铆钉；13-减振器阻尼弹簧；14-铆钉；15-铆钉隔套；16-压盘；17-定位销；18-离合器壳；19-离合器盖；20-分离杠杆支承柱；21-摆动支片；22-浮动销；23-分离杠杆调整螺母；24-分离杠杆弹簧；25-分离杠杆；26-分离轴承；27-分离套筒复位弹簧；28-分离套筒；29-变速器第一轴轴承盖；30-分离叉；31-压紧弹簧；32-传动片铆钉；33-传动片

2）膜片弹簧离合器盖总成

膜片弹簧离合器盖总成结构见图 4-3-4，它用一特殊结构的膜片弹簧(图 4-3-5)作为压力元件。按分离时分离轴承运动方式分为推式和拉式两种。在推式膜片弹簧离合器中(图 4-3-6a)，将分离轴承推向前面飞轮，离合器分离；而在拉式膜片弹簧离合器中(图 4-3-6b)，将分离轴承向后拉离飞轮时，离合器分离。

图 4-3-3 所示为解放 CA1091 汽车推式膜片弹簧离合器。膜片弹簧 3 是用弹簧钢板冲制成碟状，其内径处开有 16 个径向切口，形成 16 个弹性杠杆，当离合器盖 1 用螺钉 26 固定到飞轮 27 上时，膜片弹簧被盖和压盘 2 通过支承 4 及压盘支承力口由碟形压平，从而对压盘产生压力，将压盘压向飞轮，并把从动盘总成压紧，离合器处于接合状态。分离时，分离轴承 9 压下膜片弹簧的杠杆内端，膜片弹簧以后支承环 5 为支点，通过分离钩 10 将压盘远离飞轮，从而使从动盘总成由被压紧状态变为自由转动状态，此时离合器为分离状态。

推式膜片弹簧离合器与传统的周布螺旋弹簧离合器相比，有下列优点。

①结构简单、轴向尺寸小、质量小，便于在有限的空间内布置

汽车论坛 http://www.qclt.com

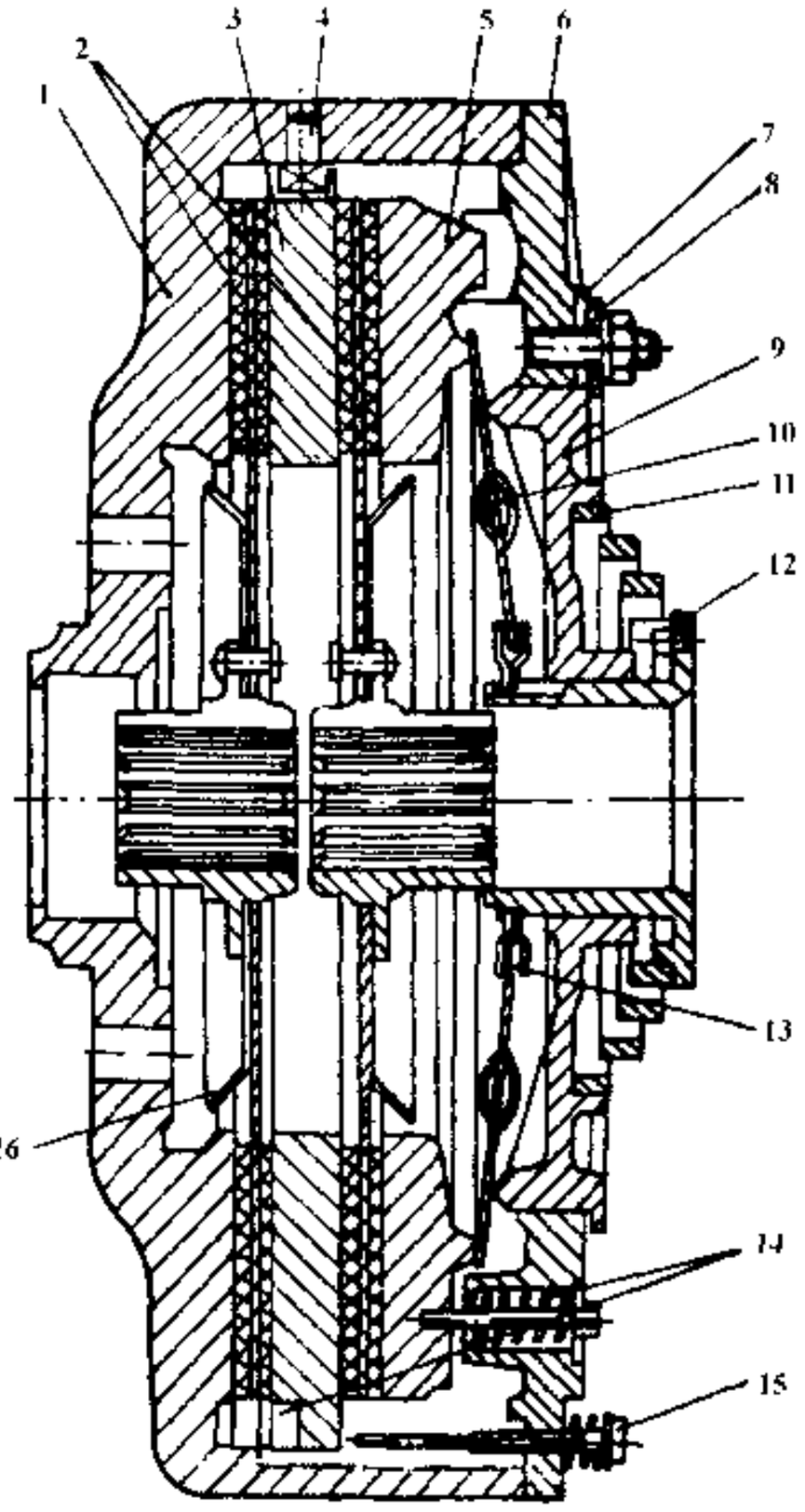


图 4-3-2 矩形断面锥形中央弹簧离合器

1-主动盘；2-从动盘；3-中间主动盘；4-传动销；5-压盘；6-离合器盖；7-调整垫片；8-垫圈；9-压紧弹簧座；10-弹性压杆；11-压紧弹簧；12-分离套筒；13-钢球座圈；14-压盘复位弹簧；15-中间主动盘限位螺钉；16-挡油盘

②在从动盘摩擦片磨损后，仍可保持一定的扭矩容量，还能可靠地工作。

③操纵轻便，目前轿型车上踏板操纵力约为 100～160N，并不需要采用助力器。

④摩擦片接触良好、磨损均匀，提高了摩擦片使用寿命。

⑤在同样的轴向尺寸中，膜片弹簧离合器可使用质量较大而形状旋转对称又较一致的压盘，可保证足够的热容量，而且易于实现良好的散热通风。

⑥膜片弹簧是一种旋转对称零件、压盘形状也较对称、平衡性好，在高速下压紧力降低很小，试验证明，在 5000r/min 时膜片弹簧的压紧力降低了 5.35%（而周置螺旋弹簧却降低了 11%）。

⑦更便于采用新型的钢带驱动方式（周向或径向布置）、分离迟滞小、噪声小。

⑧零件大多可用冲压件和标准件，故有利于保证产品质量、便于大量生产、降低生产成本。

但是，推式膜片弹簧离合器尚有下列缺点。

①材料和制造工艺（特别是加工精度和热处理条件）要求比较严格。

②分离指根部易产生应力集中，发生疲劳裂纹；分离指端部易产生磨损，不能修复。

③压力的细分级不易实现，下装更改困难，投入费用较高。

为提高膜片弹簧的潜能，70 年代又研制和生产了新型拉式膜片弹簧离合器（图 4-3-7），与推式膜片弹

汽车论坛 http://www.qclt.com

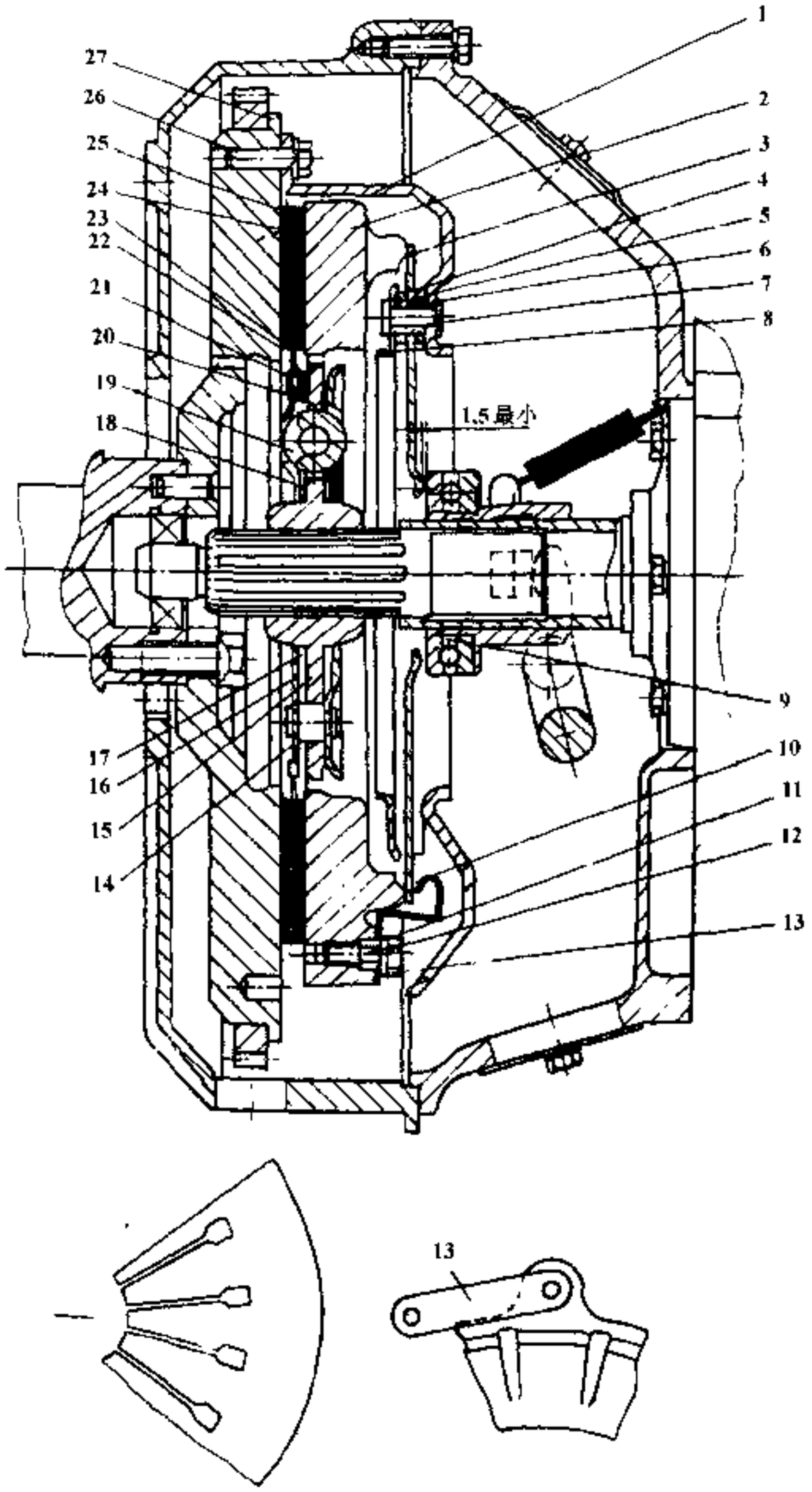


图 4-3-3 解放 CA1091 汽车离合器

1-离合器盖；2-压盘；3-膜片弹簧；4-前支承环；5-后支承环；6-隔套；7-铆钉；8-支撑圈；9-分离轴承；10-分离钩；11-内六角螺栓；12-座；13-传动片；14-止动销；15-碟形垫圈；16-摩擦片；17-摩擦垫圈；18-从动盘本体；19-减振弹簧；20-从动盘毂；21-铆钉；22-波形片；23-减振盘；24-铆钉；25-摩擦片；26-固定螺钉；27-飞轮

簧离合器对比，其特点是膜片弹簧 4 反装，即膜片弹簧的碟形凸面面向压盘，其接合、分离时，膜片弹簧的内、外支点与推式相反，参见图 4-3-6。

汽车论坛 http://www.qclt.com

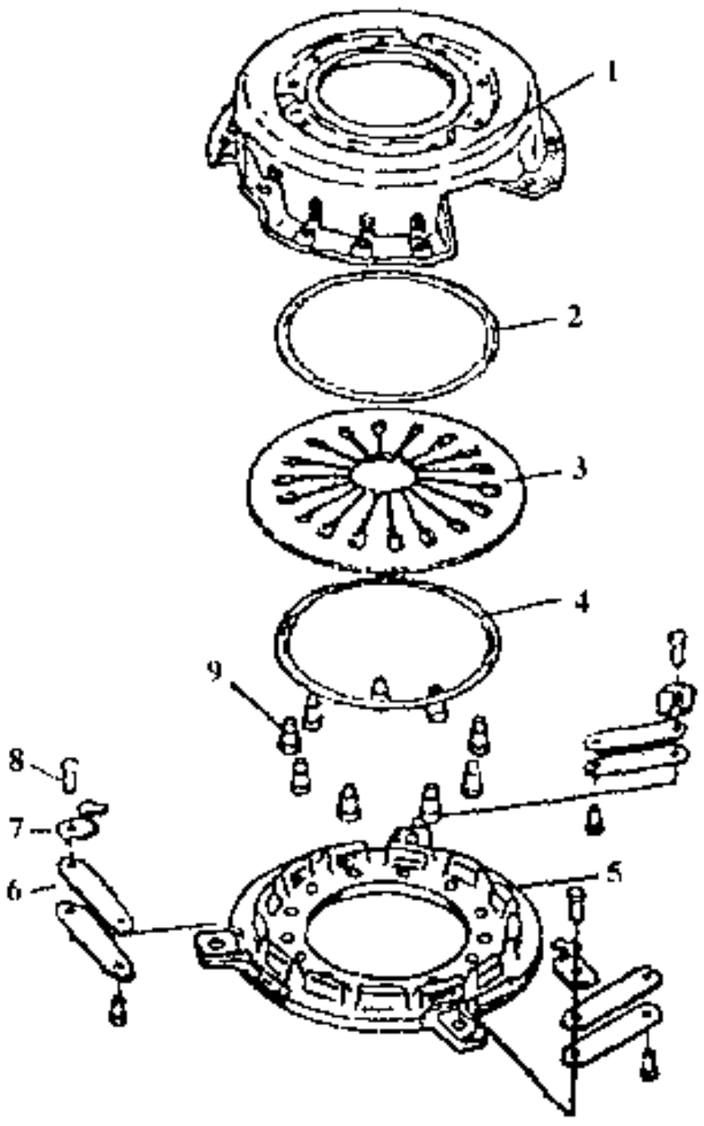


图 4-3-4 离合器盖总成

1-离合器盖；2、4-支承环；3-膜片弹簧；5-压盘；6-传动片；7-分离钩；8-铆钉；9-支承铆钉

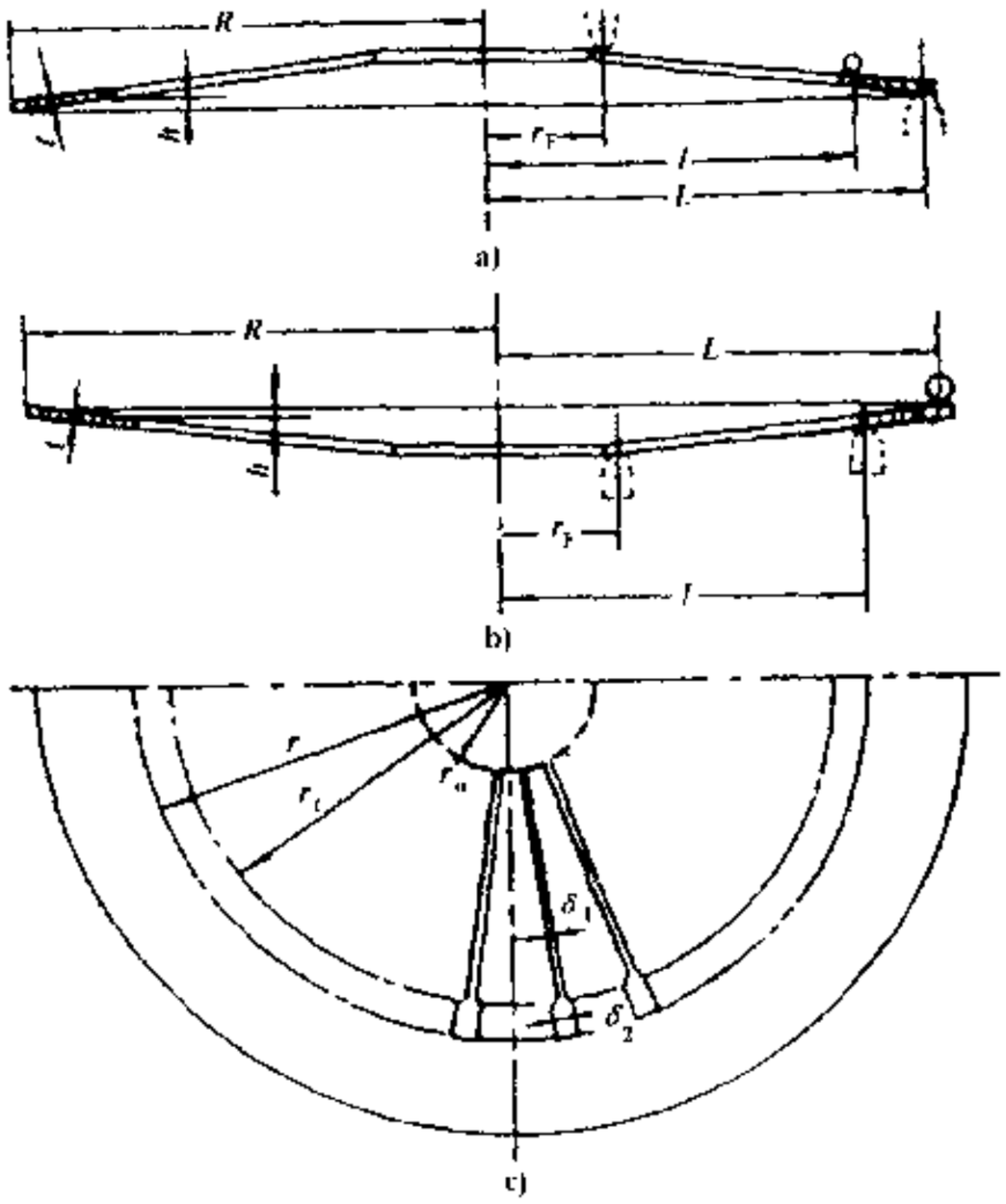
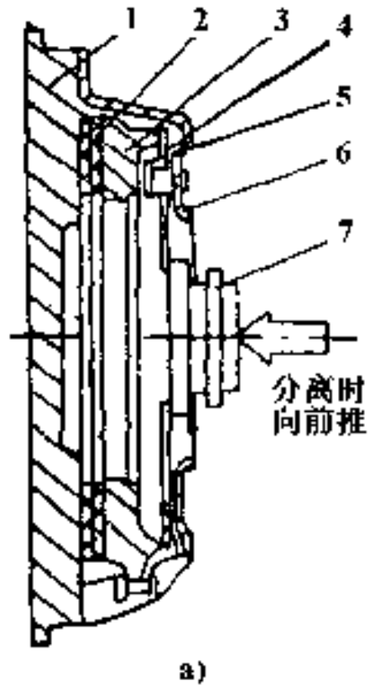


图 4-3-5 膜片弹簧尺寸图

a)推式离合器正视图；b)拉式离合器正视图；c)俯视图

R-膜片弹簧外半径；r-碟簧部分内半径(窗孔外半径)；h-碟簧部分内截锥高度(内锥高)；t-弹簧板厚度(板厚)；L-外支承半径(推式为与压盘接触半径；拉式为与离合器盖(或支承环)接触半径)；l-内支承半径(推式为与离合器盖(或支承环)接触半径；拉式为与压盘接触半径)；r_l-小端加载半径(与分离轴承接触半径)；r_n-小端内半径；r_c-窗孔内半径；δ_1-小端槽宽；δ_2-窗孔槽宽



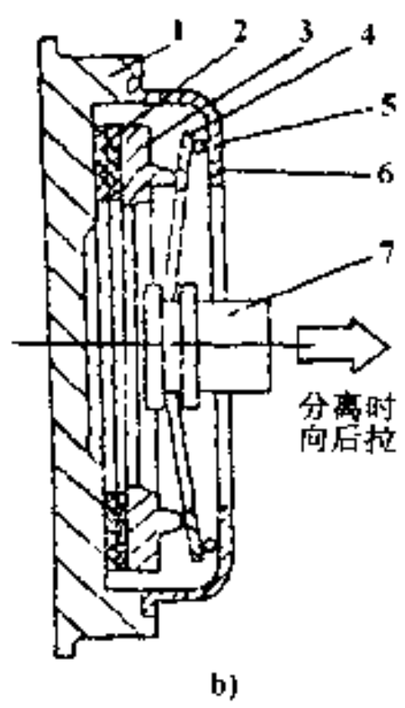


图 4-3-6 膜片弹簧离合器简图

a)推式；b)拉式

1-飞轮；2-从动盘；3-压盘；4-膜片弹簧；5-总承轴；6-离合器盖；7-分离轴承

汽车论坛 http://www.qclt.com

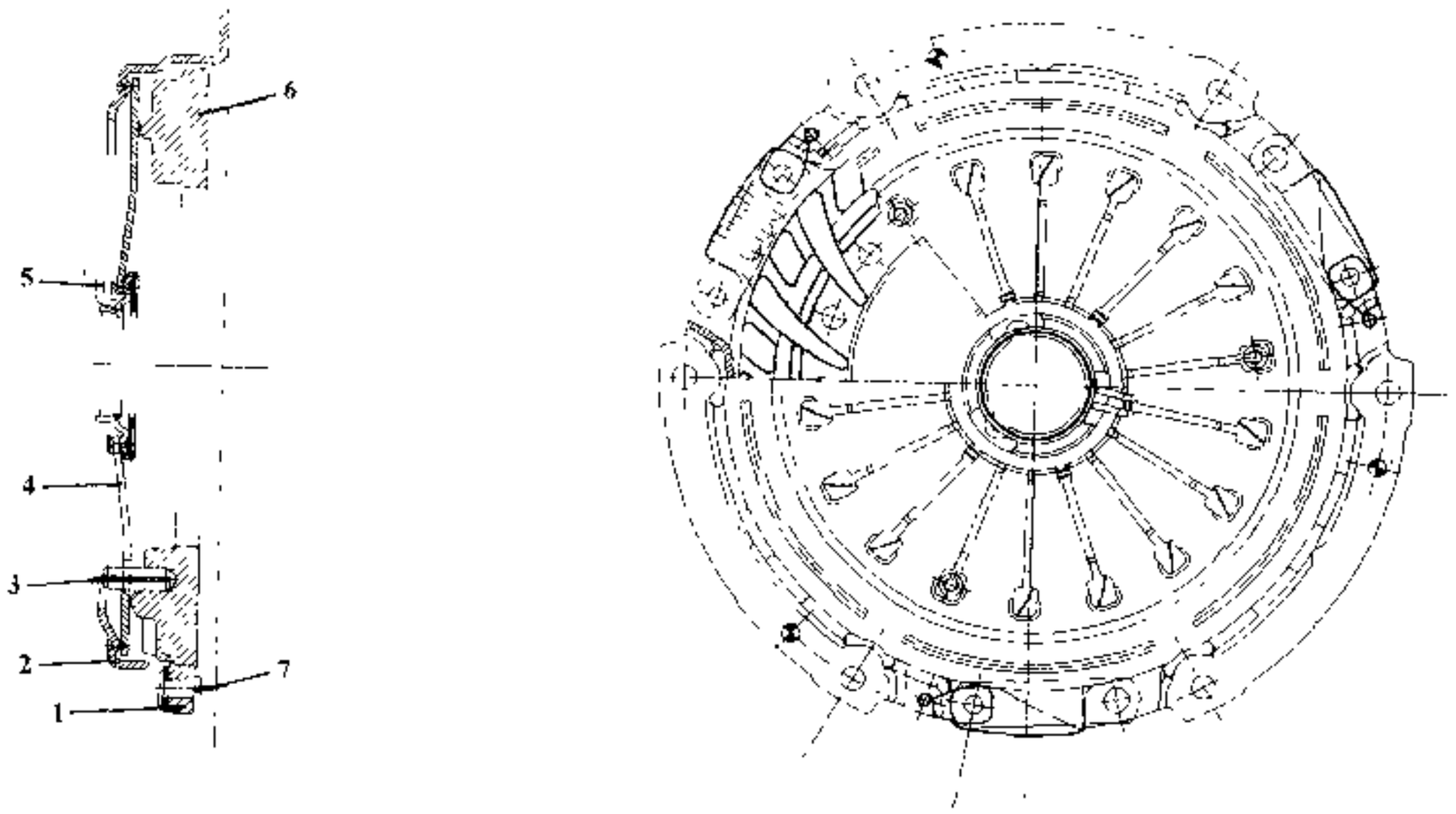


图 4-3-7 南京依维柯汽车拉式膜片离合器

1-传动片;2-离合器盖;3-定位销;4-膜片弹簧;5-分离轴承连接构件;6-压盘;7-铆钉

拉式膜片弹簧离合器除具有推式的优点外，还具有下列优点。

①零件数更少，结构更简化，轴向尺寸更小，质量更小。

②由于拉式膜片弹簧是以中部而不是大端（如推式）与压盘相比，因此在同样压盘尺寸时，可采用较大直径的膜片弹簧，从而可提高离合器的转矩容量。

③分离杠杆比较大，踏板操纵力可减少 25%～30%。

④膜片弹簧大端所受支承环的支反力方向始终不变，因此当磨损后、膜片弹簧与支承环始终保持接触而无间隙，无推式膜片离合器的弊病。

⑤拉式离合器的压盘可以做得较厚，热容量较大，散热条件较好，所以寿命更长。

⑥汽车装有不带同步器的变速器时，为了便于换档，需要有离合器——小制动装置，拉式膜片弹簧离合器特别适用于此结构（如图 4-3-8）。

此外，近年来，汽车行业又研制和生产一种采用推式操纵的拉式膜片弹簧离合器，即推拉式膜片弹簧离合器（图 4-3-9）。这种结构的特点是：将离合器组成部分的布置与通常相反，即用螺栓 3 将离合器盖 5 与发动机曲轴端联接，飞轮 6 通过螺栓 7 与离合器盖联接，离合器分离时，分离轴承将分离顶杆 8（装在空心的变速器输入轴中）通过分离顶盖 4 再将膜片弹簧 2 推离压盘 10。这样就不需要使用专门的拉式分离轴承，不需变更传统的离合器操纵传动机构；结构较紧凑、摩擦片尺寸可增大，利于扭转减振器的布置；制造、装配较简单，使用寿命更长，特别适用于发动机前置、前桥驱动的轿车。

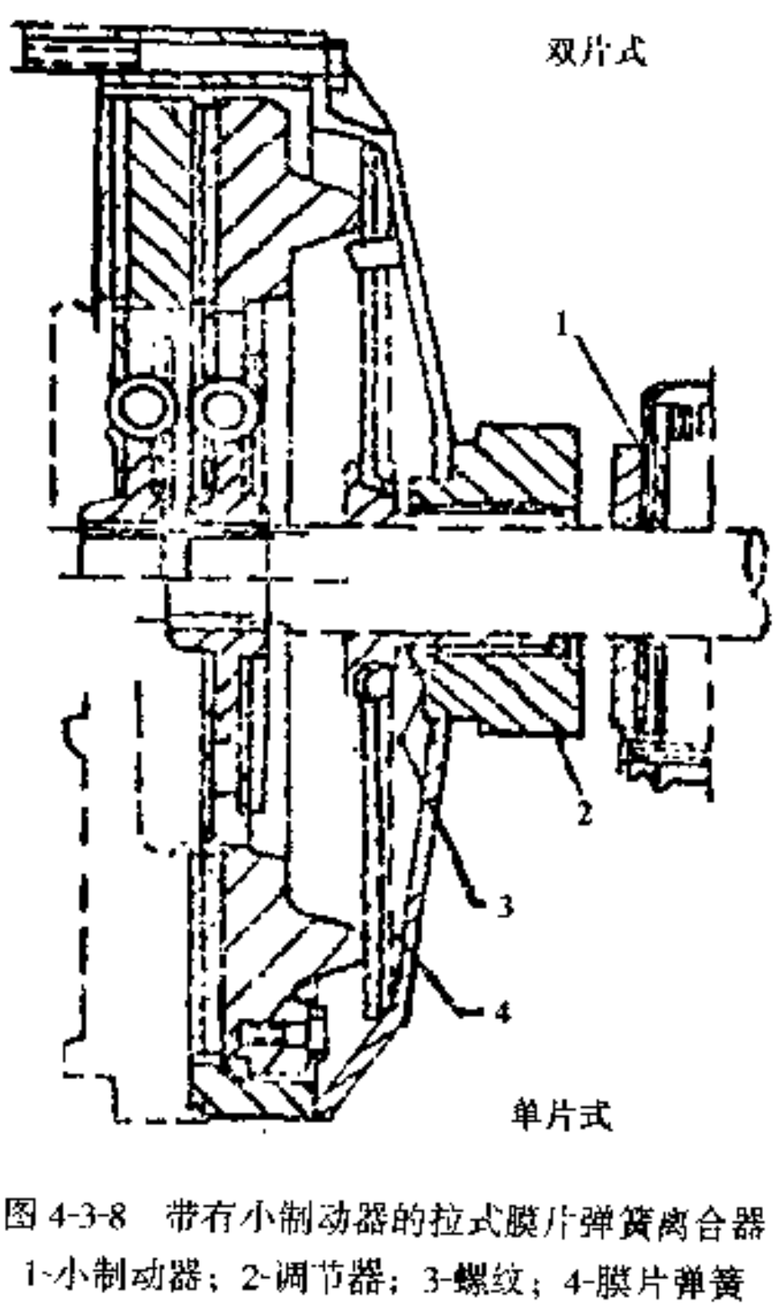


图 4-3-8 带有小制动器的拉式膜片弹簧离合器

1-小制动器；2-调节器；3-螺纹；4-膜片弹簧

汽车论坛 http://www.qclt.com

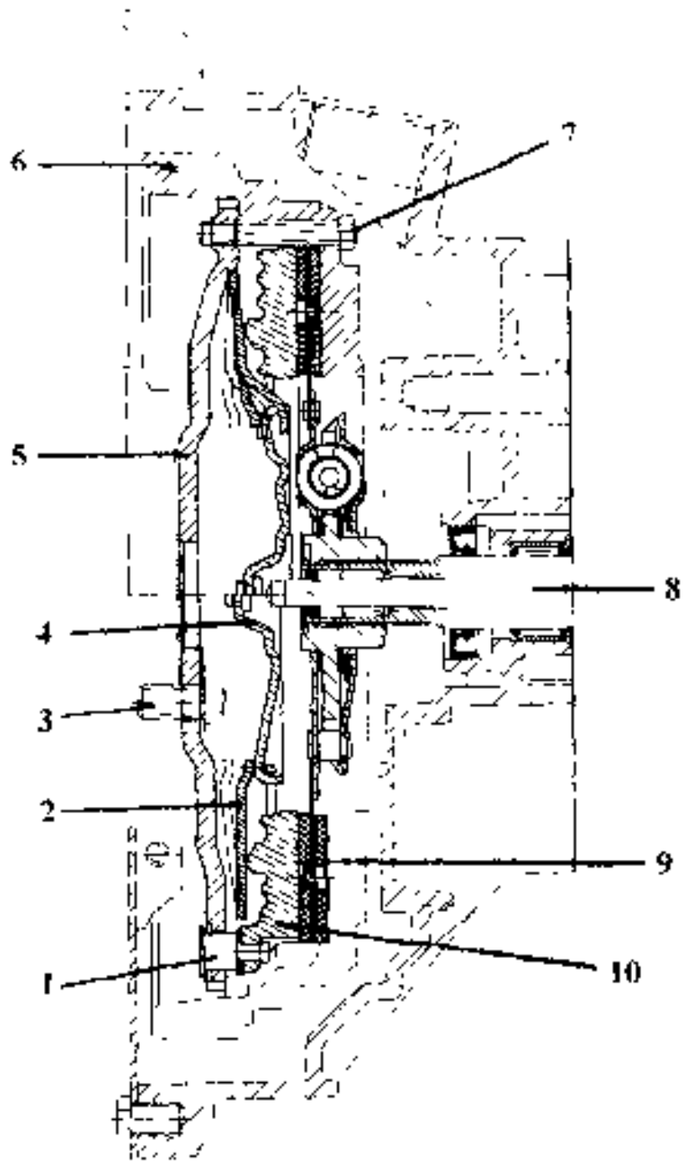


图 4-3-9 捷达 E 轿车离合器

1-铆钉；2-膜片弹簧；3-螺栓；4-分离顶盖；5-离合器盖；6-飞轮；7-螺栓；8-分离顶杆；9-从动盘总成；10-压盘

4.3.3 汽车离合器的设计程序

汽车种类繁多，使用要求和使用条件各不相同，对离合器的要求也不尽相同，为了保证整车性能要求，就要求众多的离合器与之配用，最理想的情况是有一种车型就有一对应的离合器配套，以取得最佳匹配效果，这样势必造成离合器种类太多，既不经济也不可能。

汽车行业中的离合器厂家，皆是多品种、大批量、系列化生产，为解决上述矛盾，整车设计者可以从离合器厂家的系列产品中选用适用的离合器，亦可选用性能适用，但需做适当改进后再配用。系列产品中若都不能满足要求，则重新设计。一般设计程序如图 4-3-10 所示。

1）转矩容量

离合器的转矩容量由摩擦片的尺寸及摩擦系数、压力弹簧的工作压力、摩擦副数来确定，其数学表达式为：

$$T_c = \mu F_Q Z R_c \tag{4-3-1}$$

式中：μ——摩擦系数，一般取 0.3；

F_Q——压力弹簧通过压盘加于摩擦片的压力；

Z——摩擦副数，单片离合器为 2；

R_c——摩擦片平均摩擦半径。

设摩擦片的压力均匀分布，则：

$$R_c = \frac{1}{3}\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \tag{4-3-2}$$

式中：D——摩擦片外径；

d——摩擦片内径。

对于轻型汽车，摩擦片内、外径之比 C 一般为 0.65～0.75，即 $C = d/D = 0.65 \sim 0.75$，故 R_c 亦可由下式计算：

$$R_c = \frac{D + d}{4} \tag{4-3-3}$$

实际上随着波形片的有无、摩擦系数的变化（衰减、温衰由相对速度变化而改变）、弹簧压力变化等因素，这个容量是变化的，必须由试验来确定。

2）离合器摩擦片寿命的估算

计算汽车起步时离合器摩擦片吸收的滑磨功及离合器接合时间，再利用单位时间内单位面积平均吸收的功的量计算出摩擦片的温度，进而由这个温度和每单位面积上的功的量建立磨损量的关系式（此式由理论和试验数据构成），使用这个关系式计算磨耗量，从而推算出摩擦片的寿命。

同时必须注意，寿命的计算始终要和现有的离合器相比较，充分利用已有的试验条件（台架和整车道路试验）进行试验评价，以最终提出对摩擦片寿命的评价。

4.3.4 离合器基本参数及尺寸选择

离合器传递的最大静摩擦力矩 T_C 可表达为：

$$T_C = \beta \cdot T_{emax} \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

式中：β——离合器的后备系数，$\beta > 1$；

T_{emax}——发动机最大转矩，N·m。

1）离合器后备系数 β

汽车论坛 http://www.qclt.com

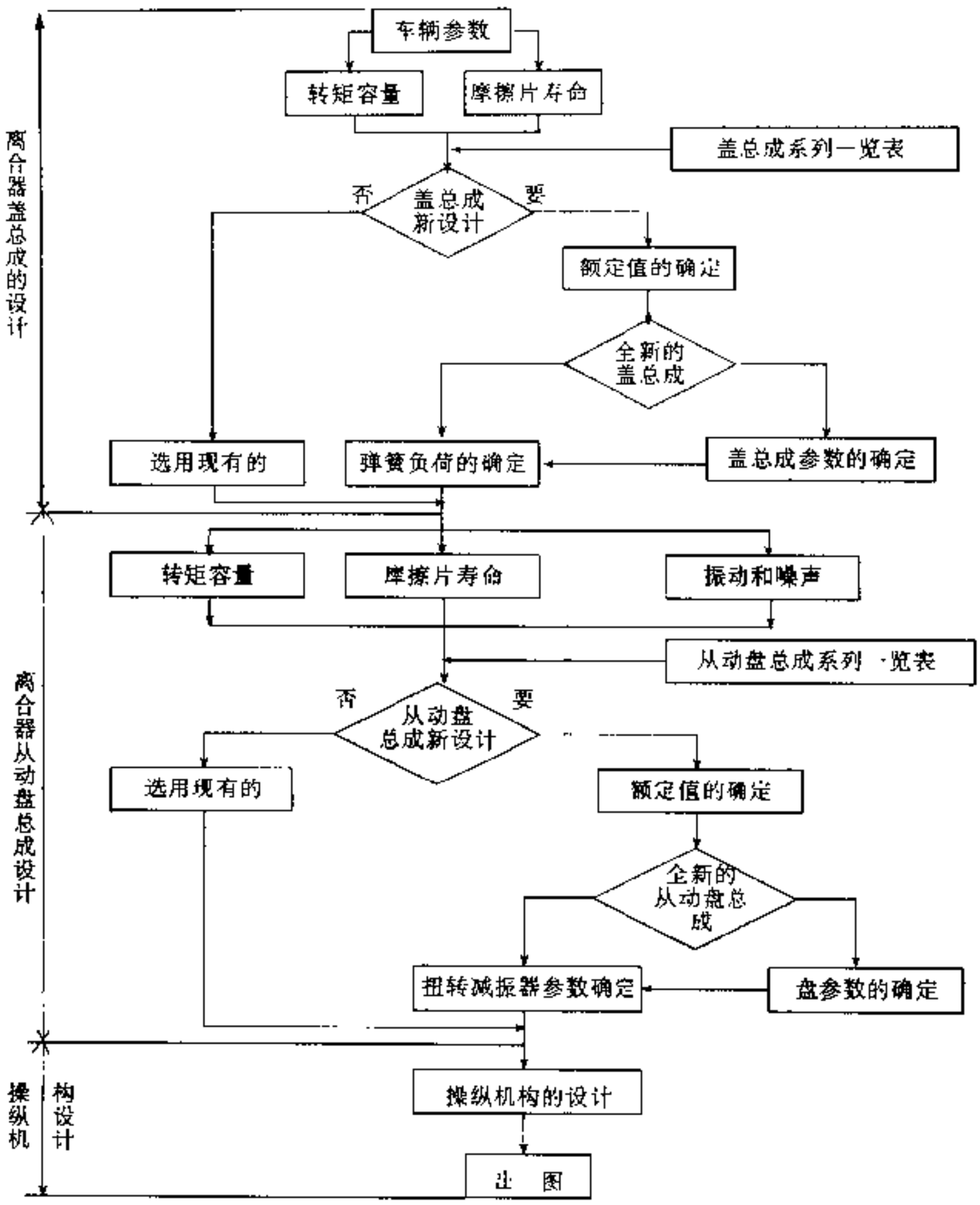


图 4-3-10 离合器一般设计程序

转矩容量 T_C 与发动机最大转矩 T_{emax} 之比，称为后备系数 β。

为保证完全传递发动机的最大转矩和防止产生过大的滑磨，β 不宜过小，但为了防止离合器的尺寸过大和避免传动系过载，β 又不宜过大。根据车辆类型 β 可在 1.2～2.5 之间选择。一般轿车和轻型货车 β 在 1.2～1.7 之间选取；中重型货车在 1.5～2.2 之间；带拖挂的重型与牵引车在 2.0～2.5 之间选取。

在选取 β 时，应考虑发动机的后备功率的大小、汽车使用条件的好坏。若发动机后备功率大，则 β 可小些；使用条件好，β 也可小；柴油机因工作粗暴且转矩不平稳，β 可比汽油机选大些；膜片弹簧离合器因磨损后压紧力稳定，β 可选小些。

2）单位压力 F_0

F_0 选取应根据离合器的工作条件、发动机后备功率及摩擦材料等来选取。离合器使用频繁、发动机后备功率小时，F_0 可选小些，以增加摩擦片的使用寿命。对于石棉摩擦材料，F_0 可在 0.25 以下，其它材料可选 0.3 或更大些。

3）摩擦片尺寸

内、外径 D、d 决定一个摩擦片的有效面积 A 的大小，在 F_0 允许的范围内，反映了传递发动机扭矩

汽车论坛 http://www.qclt.com

的能力，即 D 大则 T_C 大；但 D 愈大，摩擦片线速度愈大，易致飞裂。一般速度应控制在 60～70m/s 范围内。d/D 在 0.5～0.7 之间选用。

发动机的功率、转矩和汽车的用途决定了离合器摩擦片的尺寸，设计时可用下式确定摩擦片尺寸。

$$B = \frac{N_{emax}}{A_{\Sigma}} \qquad (kW/mm^2) \tag{4-3-4}$$

式中：A_{Σ}——离合器摩擦片总面积，mm^2；

B——离合器单位面积所传递的功率，根据汽车类型和离合器种类，可按表 4-3-1 选用 B 值；

N_{emax}——发动机额定功率，kW。

表 4-3-1 各种汽车和离合器的 B 值

车 型	周布螺旋弹簧离合器	推式膜片弹簧离合器	拉式膜片弹簧离合器
轿 车	0.001 82	0.002 28	0.002 51
轻型货车	0.001 37	0.001 82	0.002 05
轻型牵引车	0.001 0	0.001 14	0.001 54
中型牵引车	0.000 91	0.001 03	1.001 20
重型牵引车	0.000 74	0.000 87	0.000 97
拖拉机、特殊工程车	0.000 57	0.000 68	0.000 79

4.3.5 离合器主要零件的结构设计

4.3.5.1 离合器盖总成的结构设计

(1) 离合器盖

①盖应保证具有足够的刚度，以免影响离合器的工况特性，增大操纵时的分离行程，减小压盘升程甚至使摩擦面不能彻底分离。为此可采用下列结构改进措施：适当增大离合器盖的板厚，一般螺旋弹簧式板厚为 2.5～3mm，而膜片弹簧式则加大到 3～4mm；在盖上冲制加强筋，在盖内圆周处采用翻边结构（图 4-3-3）；尺寸大的离合器盖不用冲制钢板，而改用铸铁制结构，并适当增大壁厚。

②盖应与飞轮保证良好的对中，以免影响总成的平衡和正常工作，对中方式常采用定位销或定位螺栓，也有采用止口对中。

③盖应便于散热通风，可在离合器盖上开通风窗孔。

(2) 压盘

①要求压盘应具有较大的质量，以增大热容量，可采用传热系数较大的铝合金压铸或设置各种形状的散热筋与散热块，以帮助散热通风。

②压盘应具有较大的刚度，使压紧力在摩擦面上的压力分布均匀并减小受热后的翘曲变形，以免影响摩擦片的均匀压紧与离合器的彻底分离。与飞轮应保持良好对中，并要进行静平衡。

③要考虑使用时滑磨功对压盘热变形的影响，由于摩擦热使压盘的工作面受热变形成鼓形（图 4-3-11a)），但冷却后收缩向反方向变形，逐渐转向碟形（图 4-3-11b)），最后达到平衡。锥度量 Δ 以碟形量（凹锥度）为 -，鼓形量（凸锥度）为 +。为使在实际使用中压盘工作面接触良好，在新制压盘时，其摩擦面均做成碟形，其碟形量 Δ 由试验测定。在试验中，若 $T_{emax} = 1000N \cdot m$（约相当于 ϕ380mm 离合器），摩擦面温度 $t = 250℃$时，取 $\Delta = -0.15mm$，当 $T_{emax} = 250N \cdot m$（约相当于 ϕ240mm 离合器），可取 $\Delta = -0.06mm$。对于使用条件严酷的汽车，应适当增大碟形量 Δ。

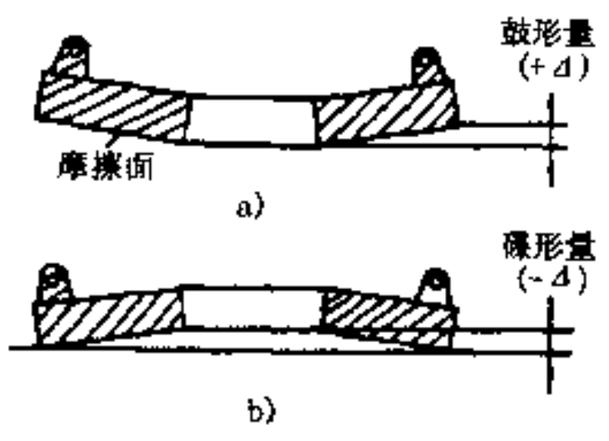


图 4-3-11 压盘受热变形的形状
a)鼓形；b)碟形

(3) 传动片

在膜片弹簧离合器中，现已广泛采用新型的传动片（钢带）驱动方式，传动片两端分别与离合器盖和

汽车论坛 http://www.qclt.com

压盘以铆钉或螺栓联接，一般采用周向布置（图4-3-7），而少数采用径向布置。传动片常用3～4组、每组2～3片，每片厚度为0.5～1mm由弹簧钢带制成。

在离合器接合时，离合器盖通过它来驱动压盘共同旋转；而在分离时，又可利用它的弹性恢复力来牵动压盘轴向分离并使操纵力减小。其优点是，没有传动间隙和冲击、没有摩擦和磨损、对中性好、使用可靠、使用寿命长及传动效率高等。由于各传动片沿圆周均匀分布，它们的变形并不会影响到压盘的对中性和离合器的平衡。

当发动机驱动离合器时（正向传动），传动片承受拉伸载荷；而当车轮拖动离合器与发动机时（反向传动），传动片承受压缩载荷；在压盘接合时，传动片又要承受弯曲载荷。因此对于传动片设计，要进行强度和刚度计算。

(4) 分离杆装置

①分离杆应具有较大弯曲刚度，以免分离受力时杆件弯曲变形过大减小了压盘升程，使分离不彻底。

②在分离杆的铰接部位应避免发生运动干涉，为此可采用各种结构措施，如在铰接点或固定支点处设有较大配合间隙，或添加一个摆动支承（图4-3-1中21）。

③各分离杆内端高度应能调整，使各内端位于平行于压盘的同一平面内，其高度差不大于0.04mm，而且要保持各分离杆内端与分离轴承端面之间间隙（约为3～4mm）相等。

④分离杆的铰接处应采用滚针轴承、滚销（用于锻压分离杆）或刀口支承（用于冲压分离杆），以减轻摩擦与磨损。

4.3.5.2 从动盘总成的结构设计

1）从动盘总成的设计要求

从动盘结构见图4-3-12，设计要求如下。

①从动盘的转动惯量应尽量减小，以减少变速器换档时轮齿间的冲击；

②从动盘应具有轴向弹性，不但使离合器接合平顺、便于起步，而且使摩擦面压力均布，以减小磨损；

③从动盘中应装有扭转减振器，以避免传动系的共振，并缓和冲击。

2）从动盘轴向弹性的结构形式

(1) 具有整体弹性从动片的结构

在从动片外缘开6～12个T形槽，将外缘分割成许多扇形，并将扇形部分冲压成依次向不同方向弯曲的波浪形，使其具有轴向弹性。这种结构常用于货车与轮式拖拉机。

(2) 具有分开式弹性从动片的结构

将片厚1.5～2.5mm的从动片与较薄的小于1mm的波形片分开制成两件，然后用铆钉联接。具体结构形式有两种。

①具有单个波形片的型式，将波形片的左、右凸起段分别与两侧摩擦片铆接。这种型式轴向弹性较好、转动惯量较小，适宜于高速旋转，目前广泛用于轿车、轻型货车与中小型轮式拖拉机上。

②具有周向成对波形片的型式，利用阶梯形铆钉杆的细段将成对波形片的左片铆在左侧摩擦片上，并交替地把右片铆在右侧摩擦片上。由于弹性行程加大，弹性特性较理想，适用于中、高级轿车，如桑塔纳轿车。

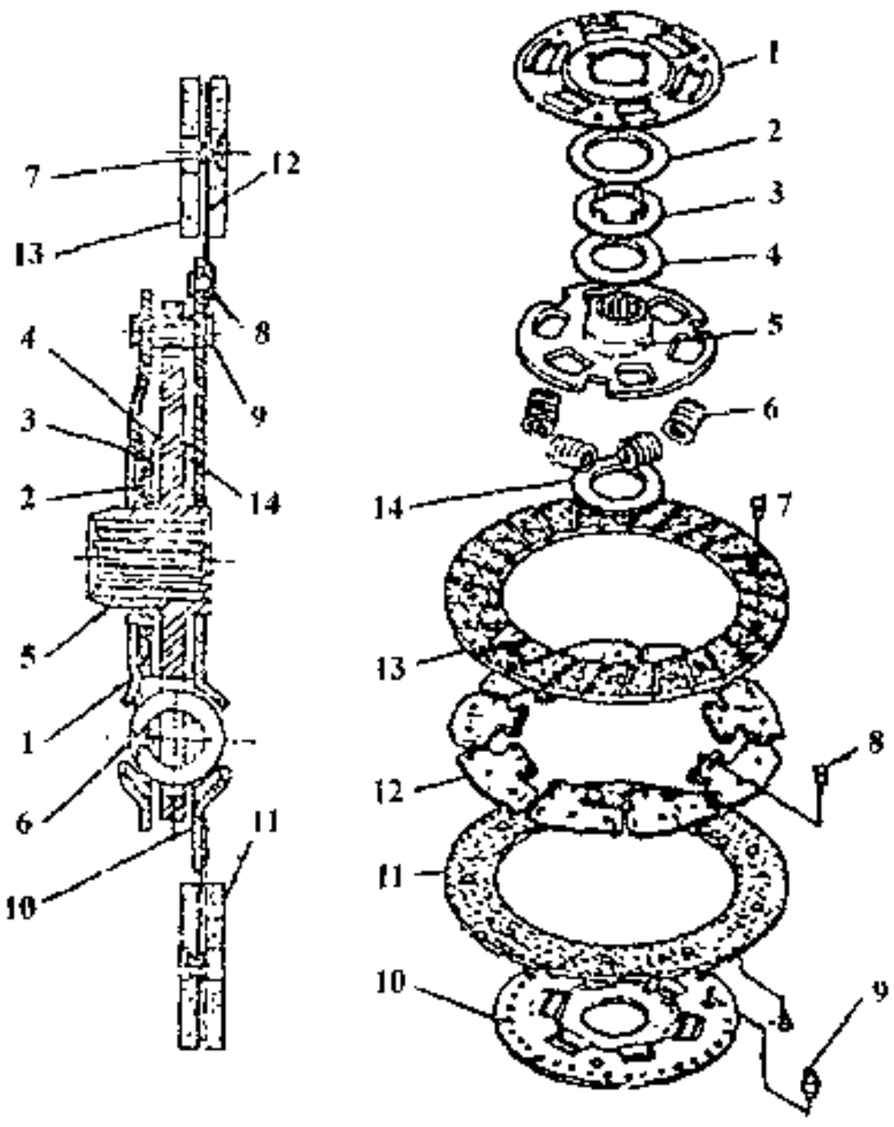


图4-3-12 离合器从动盘总成

1-减振盘；2-蝶形弹簧；3-摩擦垫片；4、14-铆钉片；5-从动盘毂；6-减振弹簧；7-铆钉；8-波形片铆钉；9-限位销；10-从动片；11、13-摩擦片；12-波形片

汽车论坛 http://www.qclt.com

(3) 具有组合式弹性从动片的结构

将靠近飞轮的左侧摩擦片直接铆合在从动片上，只在靠近压盘侧的从动片上铆有波形片，右侧摩擦片(一般磨损较大)用铆钉与波形片铆合。这种结构强度较高、传递转矩较大、适用于货车，尤其是重型货车。

3) 从动盘毂

(1) 从动盘毂花键尺寸的选择与计算

从动盘毂(花键轴套)装在变速器第一轴前端花键上，一般都采用齿侧对中的矩形花键，花键轴与孔之间采用动配合，以便在离合器离合过程中组成滑动摩擦副。花键尺寸可根据摩擦片外径 D_0 与发动机最大转矩 M_{emax} 从专用手册上选取。

从动盘毂轴向长度不宜过小，以免它在花键轴上滑动时产生偏斜而使分离不彻底。一般取其轴向长度尺寸与花键外径 D 相同，在严重工况下甚至可达 $(1.2\sim1.4)D$。花键部分的强度验算主要是进行花键侧表面的挤压应力计算。一般可取许用挤压应力 $[\sigma_c]=20\text{MPa}$。

(2) 压嵌组合式从动盘毂的结构

整体式从动盘毂的锻造工作量大，切削加工量也大，耗费钢材多。因此目前国内外已采用将盘毂分为盘毂芯和花盘(法兰盘)两个部分，用压嵌工艺组合而成。

4) 摩擦片

(1) 性能要求

①摩擦系数较高而且较稳定，工作温度、单位压力、滑磨速度的变化对其影响要小；

②具有足够的机械强度与耐磨性；

③热稳定性好，在高温下分离出的粘合剂少、无味、不易烧焦；

④磨合性能好，不得刮伤飞轮与压盘表面；

⑤接合时应平顺而不产生“咬合”或“抖动”现象，而长期停放后，摩擦面间不发生“粘着”现象。

⑥静摩擦系数与滑动摩擦系数之比应在 1.05～1.10 之间，以便在离合器接合过程中避免产生自激振即“振颤”现象。

(2) 材料

a. 石棉基摩擦材料

它由石棉或石棉织物、粘结剂(通常用酚醛树脂或各种橡胶)、金属丝及特种填加剂热压制成，有模压型与编织型两种。它具有摩擦系数较高、密度较小、制造容易、价较廉等优点。但它的性能不够稳定，摩擦系数 f 受工作温度、单位压力、滑磨速度的影响很大。另外，石棉在生产和使用过程中产生致癌物，对环境有污染、对人体有害，因此各国都在全面禁用石棉制品，并且以各种无石棉摩擦材料(如以玻璃纤维、金属纤维等代替石棉纤维)替代。

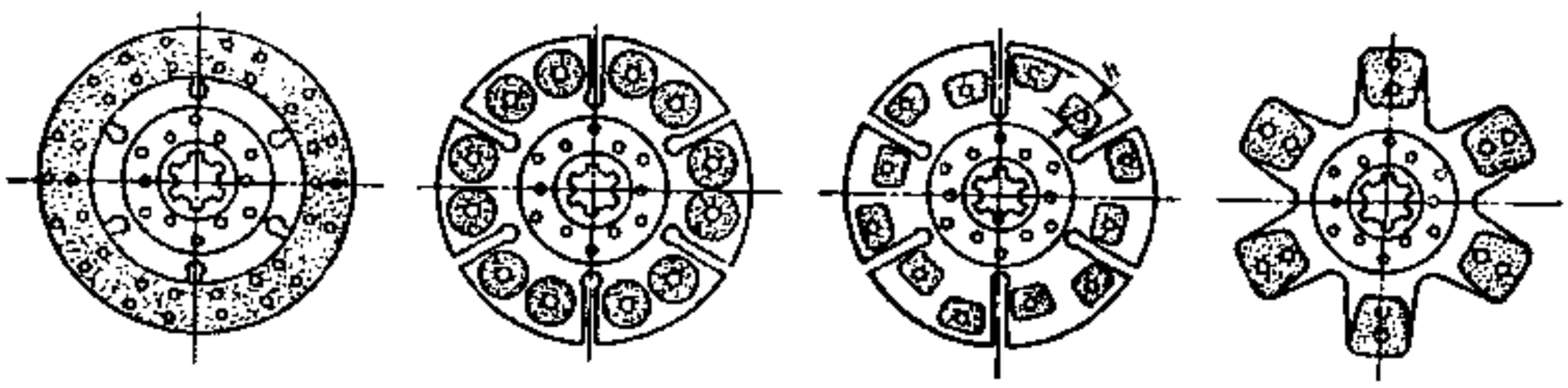
b. 粉末冶金摩擦材料(烧结金属)

它是以铁粉或铜粉为基体与另外的金属或非金属粉末混合物经压制烧结成形而成。其优点是，传热性好、热稳定性与耐磨性好，摩擦系数较高而且稳定，能承受的单位压力较高，寿命较长等；缺点是价格较贵、密度较大、接合平顺性较差、在轻载荷下工作时的耐磨性不一定比石棉基材料好，因此适用于在重载荷下工作。其中铁基粉末冶金材料由于在油中工作时耐磨性较差，磨屑进入油中易使油泵磨损等原因多用于干式离合器，而铜基则多用于湿式离合器。

干式粉末冶金摩擦衬面在从动盘上的配置方式可分为圆环式(图 4-3-13a)与分块式(图 4-3-13b、c、d)两类。分块式的优点是：摩擦块之间留有空隙可提高散热能力；使摩擦表面接触均匀；减小从动盘转动惯量；由于粉末冶金许用单位压力较高，并不需要太大的摩擦面积，因此适用于直径较大的从动盘。图 4-3-13b)的圆形铆扣式形状简单，但摩擦面上磨损不均匀，尤其在从动盘半径较大、圆周速度较高处，摩擦面积却很小，极易磨损。图 4-3-13c)的梯形块使磨损较均匀、从动片上切槽后传热性良好、不易翘曲，供盘式配置加大了摩擦环带宽度 b，可减小对摩擦表面的磨损。图 4-3-13d)中梯形块在面积分布上与滑磨圆周速度梯度较一致，使磨损较均匀，从动片可制成 Y 形或星形、可增大散热效果。分块式的摩擦面积

汽车论坛 http://www.qclt.com

约为圆环式的 25% ~ 50%，而散热能力可提高一倍。粉末冶金摩擦衬面可直接烧结在从动片上，或先烧结在小钢片上，再将小钢片粘接或铆接在从动片或波形片上。



a) b) c) d)

图 4-3-13 具有粉末冶金摩擦衬面的从动盘

a)圆环式;b)圆形钮扣式;c)梯形块棋盘式;d)梯形块星形盘式

c. 金属陶瓷摩擦材料

它是由铜基或铁基金属粉与陶瓷粉末(约 25%)混合后经压制烧结成形而成。它比粉末冶金摩擦材料的许用单位压力与寿命更高，它的承载能力和使用寿命约比石棉基摩擦材料提高 3 倍，并减少维修费用。

粉末冶金和金属陶瓷摩擦材料主要用于重型汽车与特种大型工程汽车上。

(3) 摩擦片与从动片的联接方式

有铆接和粘接两种联接方式。铆接法一般是采用低碳钢铆钉联接，其优点是工作可靠，磨损后更换摩擦片方便。缺点如下：

①铆钉孔减少了实际摩擦面积，使磨损增大；

②衬面磨损余量受铆钉头高度限制，约仅为衬片厚度的 1/2 ~ 1/3，缩短了使用寿命；

③衬面的局部鼓起使磨合期加长；

④铆接过程中孔边有时会产生微小裂纹而致过早损坏；

⑤衬面上铆钉孔处在使用过程中充满磨屑，导致压盘和飞轮工作面磨损；

⑥使用中铆钉会松动等。

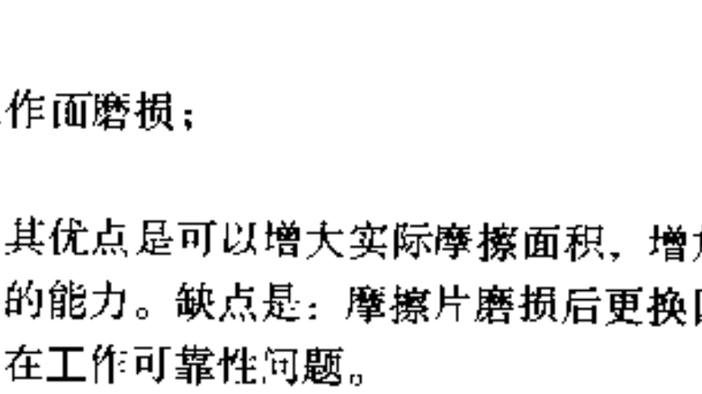
粘接法是用各种新型粘接剂将衬面与从动片粘接的联接方法。其优点是可以增大实际摩擦面积，增加磨损余量，摩擦片厚度利用率高，还具有较高的抗离心力和切向力的能力。缺点是：摩擦片磨损后更换困难，而且从动盘难以装波形片；没有轴向弹性；在实际使用中还存在工作可靠性问题。

4.3.5.3 分离轴承总成的结构设计

分离轴承总成由分离轴承、分离套筒等组成。分离轴承在工作时主要承受轴向分离力，同时还承受在高速旋转时离心力作用下的径向力。长期以来分离轴承多采用开式或闭式的推力球轴承（图 4-3-14a)）或向心球轴承，但这类轴承润滑条件差、磨损严重、噪声大、可靠性差、使用寿命低。因此从 1960 年以来，已开始改用角接触推力球轴承（4-3-14b)、c)），采用全密封结构和高温锂基润滑脂，其端面形状应与分离指舌尖部形状相配合，舌尖部为平面时采用球形端面（4-3-14b)），舌尖部为弧形面时则采用平端面（4-3-14c）或凹弧形端面（4-3-15)。

1970 年以来发展了冲压件制分离轴承装置（图 4-3-15)，它采用钢板冲压、渗碳后制成，可使轴承质量减小约 50%，成本降低约 30%，而且密封性能好，使用寿命长。

1980 年以来在膜片弹簧离合器上已广泛采用自动调心式分离轴承装置，图 4-3-16 是供拉式用的一种结构，其结构特点如下：



a) b) c)

图 4-3-14 分离轴承形式

汽车论坛 http://www.qclt.com

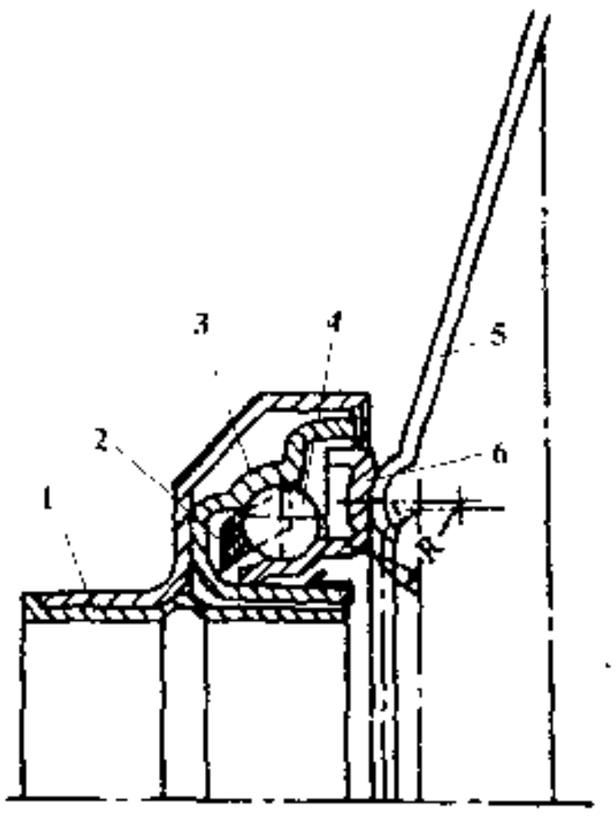


图 4-3-15 冲压件制分离轴承装置
1-分离套筒；2-轴承保持架；3-轴承外圈；4-滚珠；5-离合器膜片弹簧；6-轴承内圈

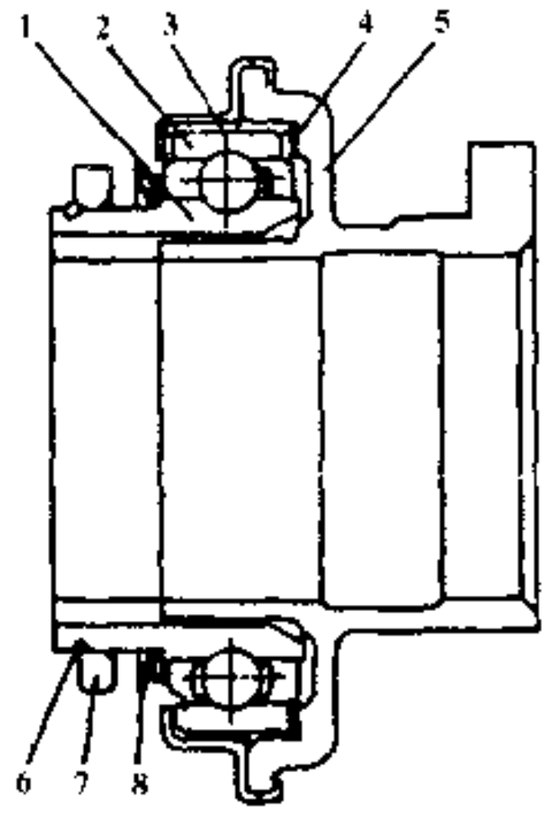


图 4-3-16 拉式自动调心式分离轴承装置
1-轴承内圈；2-轴承外圈；3-外罩壳；4-波形弹簧；5-分离套；6-弹性锁环；7-挡环；8-碟形弹簧

(1) 采用自动调心式结构

在轴承外圈 2 与分离套 5 外凸缘和外罩壳 3 之间，以及内圈 1 与分离套筒内凸缘之间都留有径向间隙，这些间隙保证了分离轴承相对于分离套筒可径向移动 1mm 左右。在外圈 2 与分离套 5 的端面之间装有一波形弹簧 4，用以将外圈紧紧顶住分离套筒凸缘的端面下，使轴承在不工作时不发生晃动。当膜片弹簧旋转轴线与轴承不同心时，分离轴承便会自动径向浮动到与其同心的位置，以保证分离轴承能均匀压紧各分离指舌尖部。它具有以下优点。

①可减轻振动和噪声；

②可减轻膜片弹簧分离指与分离轴承端面的磨损；

③由于分离轴承与膜片弹簧保持全面接触而没有偏磨，使轴承不会出现过热而造成润滑脂的流失分解，延长轴承使用寿命。

(2) 内圈转动、外圈固定不转，由圈来推动分离指，其优点如下。

①由于内圈转动，在离心力作用下，润滑脂在内、外圈间的循环得到改善，提高了轴承使用寿命；

②由于内圈的转动惯量小于外圈，可降低与分离指接触部位的周向滑磨；

③由于分离指与直径较小的内圈接触，可适当增大膜片弹簧的内杠杆比等。

(3) 结构简单

将膜片弹簧分离指舌尖部直接夹紧在碟形弹簧 8 与挡环 7 之间，再用弹性锁环 6 卡紧。

4.3.6 扭转减振器的设计计算和基本参数选择

扭转减振器是在发动机与传动系之间引入的低刚度元件，用以改变系统的固有频率，把低阶的共振界转速移至常用转速范围之外，有效地吸收振动能量，降低动负荷及噪声。

4.3.6.1 扭转减振器特性

图 4-3-9 是一个带有扭转减振器的从动盘总成，从动片与从动盘毂之间靠减振弹簧来传递扭矩，减振弹簧可有效地吸收传动系的负荷变化冲击；从动片与减振盘同从动盘毂之间由阻尼片、摩擦垫片来吸收相对摆动的能量，使扭转振动衰减。减振器有单级、双级和三级三种。

汽车论坛 http://www.qclt.com

图 4-3-17 所示为单级扭矩减振特性曲线。这是一种线性工作特性曲线，不能完全满足汽车工况多变的非线性要求，极限转矩 T_{lim} 大于发动机的最大工作转矩，故其缓冲击能力较大（动载），但减振性能较差，几乎在发动机正常工作负荷下，不起减振作用。

图 4-3-18 所示为二级式扭转减振器特性曲线。第 1 级角刚度较小，在发动机正常工况下起作用；第 2 级有大的角刚度，在载荷急剧变化时起缓冲的作用。

图 4-3-19 所示为三级扭转减振特性曲线。第 1 级为怠速减振，由于具有非常小的角刚度，可衰减怠速时的振动，消除变速器啮合齿轮副由于齿侧隙引起的打击噪声；第 2 级在发动机正常工况转速范围内参与工作，发挥其减振与缓冲的作用；第 3 级具有最大的角刚度，大于发动机的最大转矩，以缓和传动系过载时的动载荷冲击。

减振器形式的选择应根据汽车的使用条件、匹配动力的大小，以及动力是汽油机或柴油机而定。

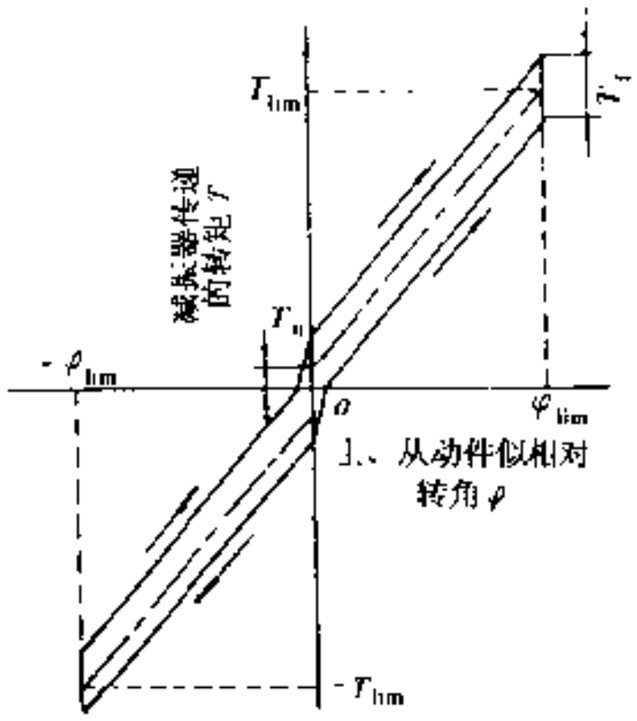


图 4-3-17 单级线性减振器的扭转特性

φ_{lim}-减振器极限转角；T_f-阻尼摩擦转矩；T_{lim}-减振器的极限转矩；T_0-预紧转矩

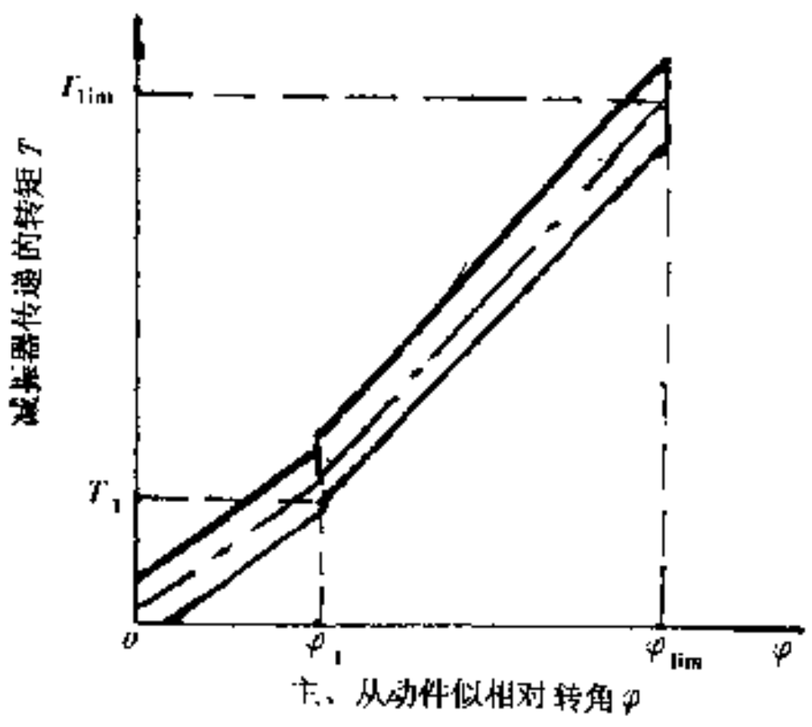


图 4-3-18 二级式扭转减振器扭转特性

φ_{lim}-减振器极限转角；T_{lim}-减振器的极限转矩

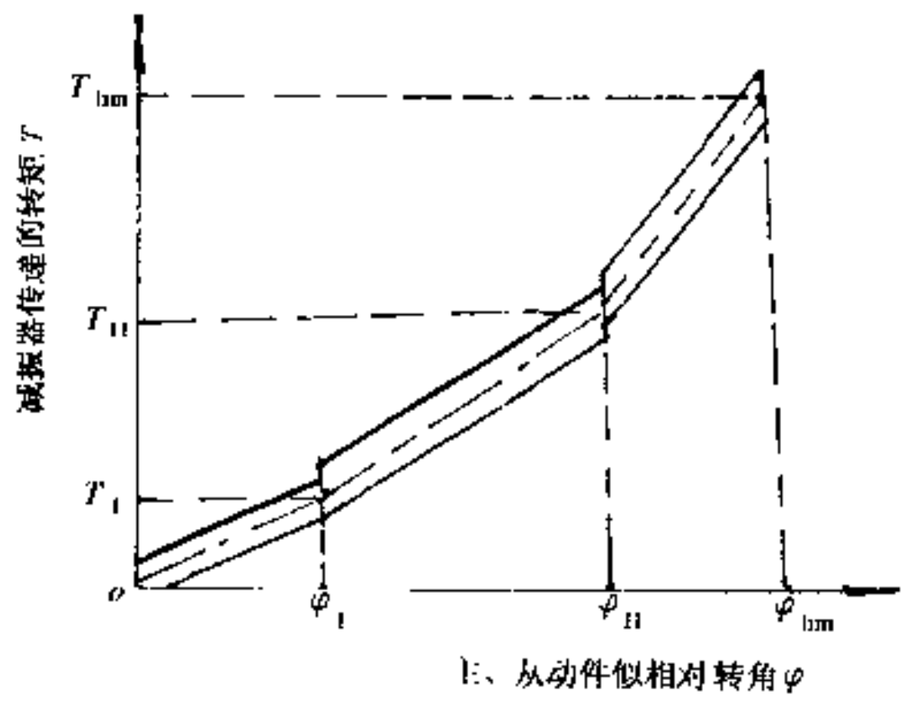


图 4-3-19 三级式扭转减振器扭转特性

φ_{lim}-减振器极限转角；T_{lim}-减振器的极限转矩

4.3.6.2 扭转减振器的基本参数选择

在装有扭转减振器的离合器从动盘，发动机的转矩通过摩擦片传递给减振弹簧，再传递给变速器输入轴，故减振弹簧的扭转刚度是最重要的设计参数。

(1) 减振器的扭转刚度 C_T

C_T 是指从动盘从动钢片相对从动盘毂转动 1°所需的转矩。较小的 C_T 可降低传动系的固有频率，使其低于发动机的常用转速，避免共振及降低传动系的动载荷。但其受传递发动机的最大转矩的制约，不能过小，否则不能有效地在发动机转矩范围内起减振作用。其计算式为：

$$C_T = 10^3 KnR_1$$

式中：K——减振弹簧刚度，N/mm；

n——减振弹簧数目；

R_1——减振弹簧分布半径，m。

汽车论坛 http://www.qclt.com

一般取 $C_T \leqslant 1.3\ (T_{lim}/\varphi_{lim})$ N·m/rad。

(2) 极限转矩 T_{lim}

T_{lim}是在限位销起作用时减振器传递的最大转矩。受结构及弹簧应力的限制，一般车辆的 $T_{lim} = (1.45 \sim 1.55)\ T_{emax}$，轿车可达到 $2T_{emax}$。

(3) 阻尼力矩 T_f

从动盘中装有起阻尼作用的摩擦片，又叫阻尼片，用于尽快衰减振动。扭转刚度 C_T 不能取得很小，故在发动机转速范围内产生的振动就要靠阻尼片来衰减。一般取 $T_f = (0.06 \sim 0.17)\ T_{lim}$。

(4) 预紧力矩 T_n

预紧力矩是在从动钢片与盘毂无相对转动时减振弹簧因预紧而产生的转矩。目的是使在自由状态下无抖动，以降低动载荷。一般 $T_n = (0.06 \sim 0.17)\ T_{lim}$。

(5) 减振弹簧个数

减振弹簧个数应是偶数，以利于平衡。具体个数由结构设计来定。

(6) 极限转角 φ_{lim}

指在扭转减振器传递极限力矩时相对的最大转角。一般取 $\varphi_{lim} = 3° \sim 12°$。

4.3.7 膜片弹簧的设计计算和主要参数选择

膜片弹簧的设计计算可利用阿尔曼—拉斯路（Almen-Laszlo）公式，同时结合大量的试验数据对其计算结果作进一步修正。图 4-3-20 为膜片弹簧特性曲线图，p 为膜片弹簧的压平点，F_{1b}、λ_{1b}为新离合器的工作点压力和变形。F_{1a}、λ_{1a}为离合器从动盘总成磨损到允许极限时的工作点压力和变形。膜片弹簧主要参数的选用参考值见表 4-3-2，表中各尺寸参数符号含义见图 4-3-5。

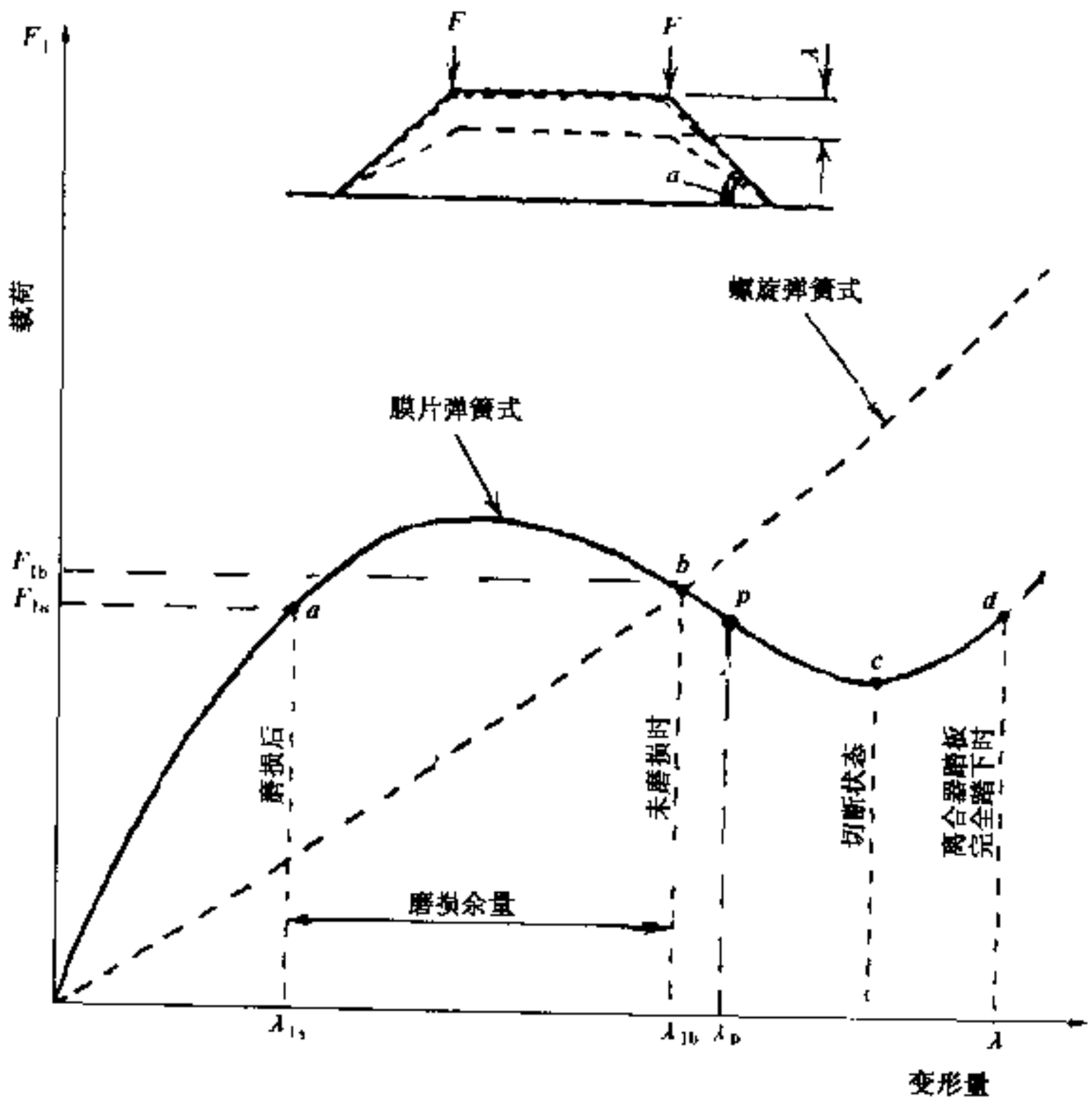


图 4-3-20 膜片弹簧载荷特性曲线

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 4-3-2 膜片弹簧主要参数的选用参考值

基本参数		膜片弹簧	
		常用范围	一般范围
外内径比 $C=D/d$		1.2～1.3	1.2～1.35
高厚比 $Z=h/t$		1.7～2.0	1.6～2.2
外径厚度比 D/t		75～95	70～100
比值 $D/d_0=R/r_0$		4～5	3.5～5.0
初始锥底角 α（°）		10～13	9～15
变形比	$k_{2D}=\lambda_{2b}/\lambda_{1p}$	0.95～1.03	0.90～1.05
	$k_{3D}=\lambda_{3}/\lambda_{1p}$	1.3～1.5	1.25～1.55
半径差值（mm）	$\Delta_1=R-L$	2～4	1～7
	$\Delta_2=l-r$	0.5～3	0～6
	$\Delta_3=r_1-r_0$	0～3	0～4

（1）外内径比 $C=D/d=R/r$

外内径比 C 对膜片弹簧载荷特性和应力特性都有影响。C 值增大时，可使膜片弹簧的刚度减小、也使各角点的应力减小。C 的选用往往考虑 D、d 与从动盘总成的摩擦片外内径相适应，并满足结构布置、弹性特性和强度的要求。

（2）高厚比 $Z=h/t$

高厚比 Z 对膜片弹簧的载荷特性和应力特性影响极大，故必须慎重选择。考虑到制造工艺性，一般膜片弹簧的厚度选取 $t=1.5\sim5.5$mm，常用 2～4mm。

（3）初始锥底角 α

α 角与内截锥高 h 关系密切。若 α 过大，其特性曲线峰谷值差值过大，在操纵离合器时，会因为踏板力下降过小而造成踏板失控；若 α 过小，特性曲线峰、谷值相差过小，造成操纵省力的优点丧失。

（4）膜片弹簧的材料

要求膜片弹簧材料应具有高的强度极限、高的弹性极限与疲劳极限，同时具有高的冲击韧性与塑性。国内外大多采用冷轧或热轧的优质钢板，国内一般采用 60Si2MnA 和 50CrVA。

热处理为淬火、回火处理，之后还进行强化喷丸处理，以及大于工作应力的强压处理。

4.4 机械式变速器

4.4.1 概述

变速器用于改变发动机的转矩及转速，以适应汽车在起步、加速、行驶、以及克服各种道路障碍等不同行驶条件下对驱动车轮牵引力及车速的不同要求。此外，变速器还用于使汽车能倒退行驶和在起动发动机以及汽车滑行或停车时使发动机与传动系保持分离；必要时还应有动力输出功能。

变速器的结构对汽车的动力性、燃料经济性、换档操纵的可靠性与轻便性，传动的平稳性与效率等都有直接的影响。采用优化设计方法对变速器与主减速器，以及发动机的参数作优化匹配，可得到良好的动力性与燃料经济性；采用自锁及互锁装置、倒档安全装置，对接合齿采取倒锥齿侧（或越程接合、错位接合、齿厚减薄、台阶齿侧）等措施，以及其它结构措施，可使操纵可靠，不跳档、乱档、自行脱档和误挂倒档；采用同步器可使换档轻便、无冲击及噪声；采用高齿、修形及参数优化等措施可使齿轮传动平稳、噪声低。降低噪声水平已成为提高变速器质量和设计、工艺水平的关键。随着汽车技术的发展，增力式同步器，双及三中间轴变速器，后置常啮合传动齿轮、短第二轴的变速器，各种自动、半自动，以及电子控制的自动换档机构等新结构也相继问世。

变速器多采用飞溅润滑，重型汽车有时强制润滑第一、二轴轴承等。

变速器都装有单向的通气阀，以防壳内空气热胀而漏油及润滑油氧化，壳底的放油塞多置磁铁，以吸附油中铁屑。涉水车需有防水措施。

汽车论坛 http://www.qclt.com

变速器的设计系列按输出转矩分级，供各种车型选用，也可根据具体车型的使用寿命要求进行设计。可根据同类车型在典型路段上实测的随机载荷，用统计分析法组成载荷谱，进行变速器的疲劳寿命计算。这种可靠性设计方法比较符合实际，如果再以优化设计方法选择有关设计参数及发动机参数作最佳匹配，则可得到以最小零部件尺寸满足设计所要求的寿命和性能的设计方案。有时亦可辅以有限元分析。

为保证变速器具有良好的工作性能，对变速器应提出如下的设计要求。

①正确地选择变速器的档位数和传动比，并使之与发动机参数及主减速比作优化匹配，以保证汽车具有良好的动力性与燃料经济性。

②设置空档，以保证汽车在必要时能将发动机与传动系长时间分离；设置倒档，使汽车可以倒退行驶。

③体积小、质量小、承载能力强、使用寿命长、工作可靠。

④操纵简单、准确、轻便、迅速。

⑤传动效率高、工作平稳、无噪声或低噪声。

⑥制造工艺性好、造价低廉、维修方便。

⑦贯彻零件标准化、部件通用化和变速器总成系列化等设计要求，遵守有关标准和法规。

⑧需要时应设置动力输出装置。

4.4.2 变速器的结构型式

汽车机械传动系的变速器，有三轴式和两轴式之分，前者用于前置后驱动的各类汽车；后者用于前置前驱动的轿车及后置后驱动的小型车上。

1）二轴式变速器

二轴式变速器如图 4-4-1～图 4-4-4 所示，其第一、二轴同心并与中间轴平行。第一轴前端用轴承支承于发动机飞轮中心，并经花键与离合器从动盘相联；第二轴的后端经用花键联接的突缘装有中央制动器的

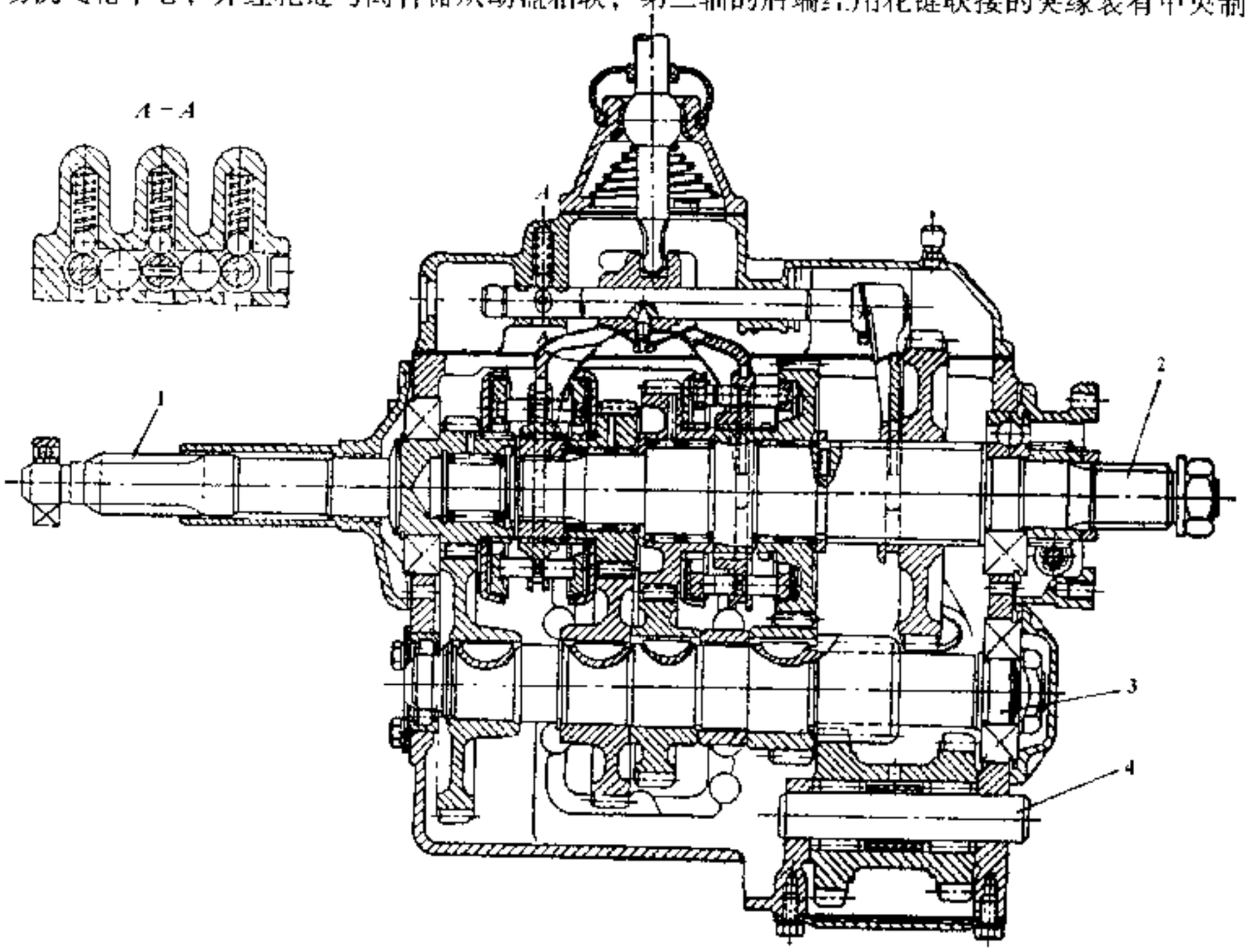


图 4-4-1 载货汽车的二轴式五档变速器

1-第一轴；2-第 轴；3-中间轴；4-倒档齿轮轴

汽车论坛 http://www.qclt.com

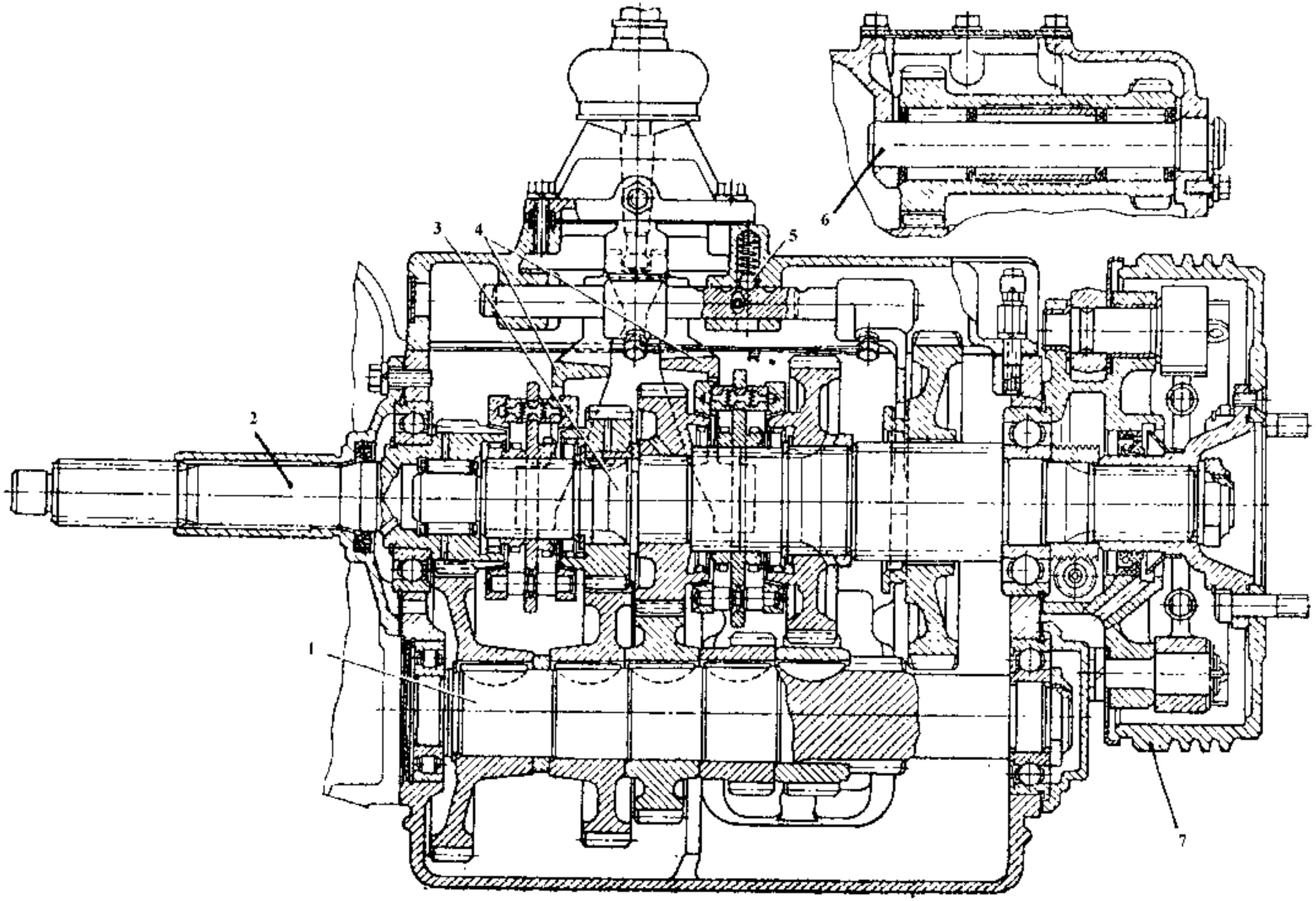
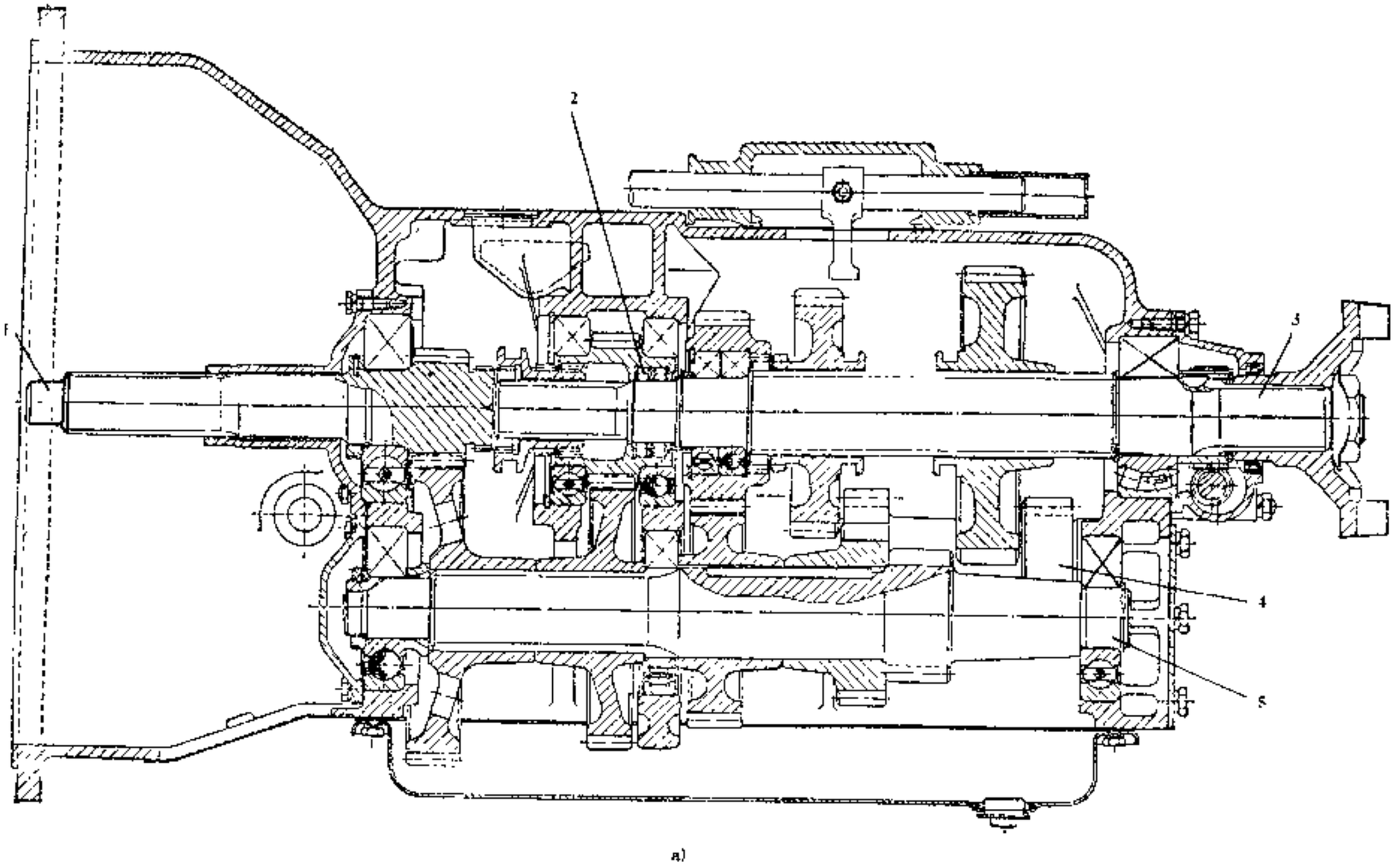


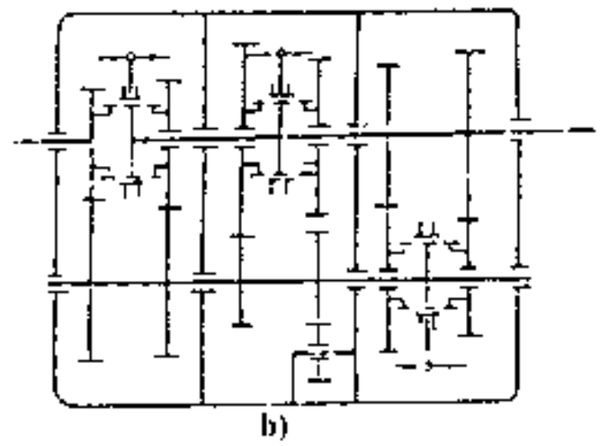
图 4-4-2　载货汽车的二轴式五档变速器及其与中央制动器的装配关系

1-中间轴；2-第一轴；3-第二轴；4-换档拨叉；5-定位钢球；6-倒档齿轮轴；7-中央制动器制动鼓

汽车论坛 http://www.qclt.com



a)



b)

图 4-4-3　重型汽车的三轴式变速器（带有中间支承的第二轴）

a)单中间支承方案;b)多中间支承方案

1-第一轴；2-第二轴中间支承；3-第二轴；4-倒档齿轮；5-中间轴

汽车论坛 http://www.qclt.com

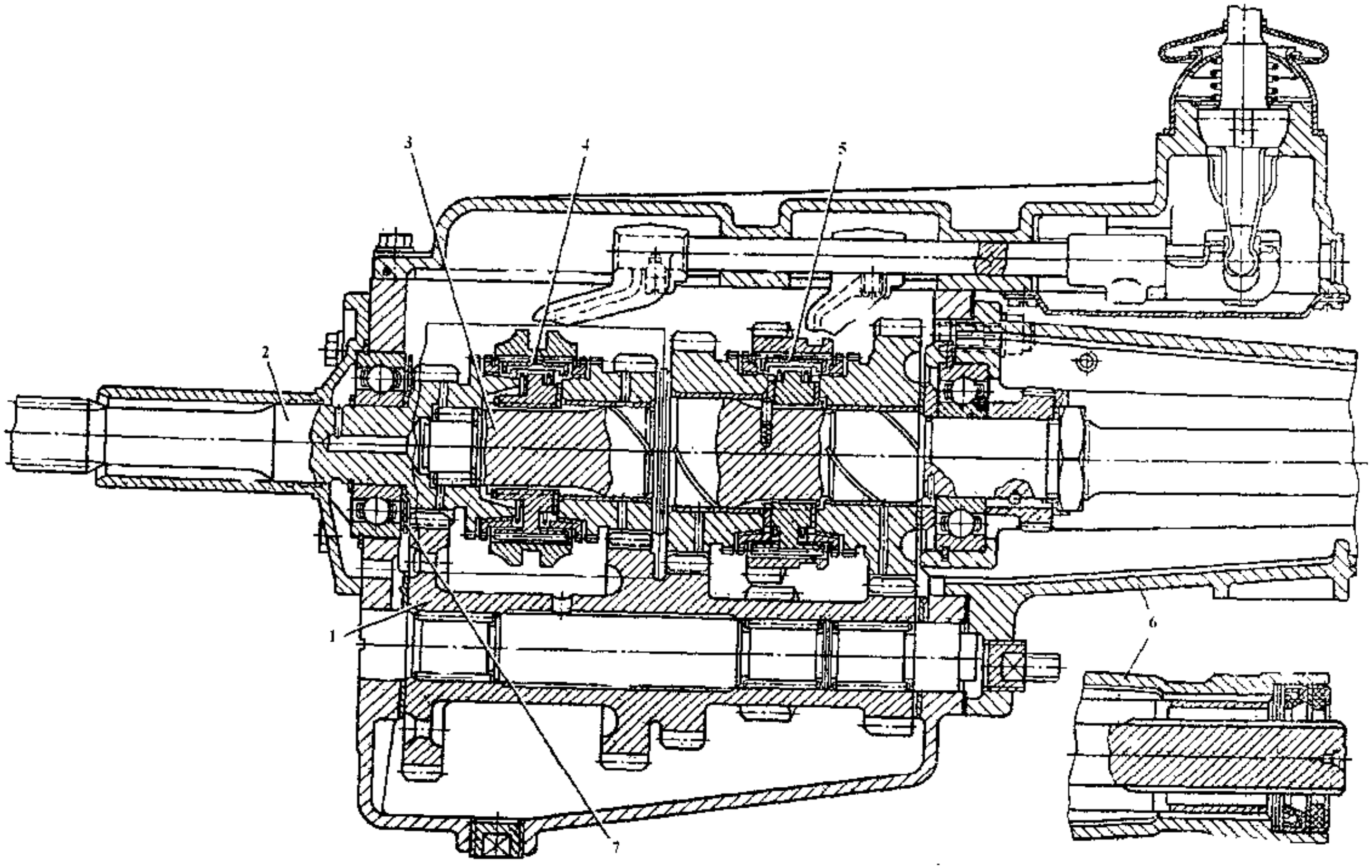


图 4-4-4 轿车的三轴式四档变速器

1-中间轴；2-第一轴；3-第二轴；4、5-同步器；6-变速器加长的附加壳体；7-挡油垫片

汽车论坛 http://www.qclt.com

制动鼓和传动轴的前万向节（图 4-4 2）. 第- -轴后端以与其成一体的常啮合齿轮及第二轴的各档齿轮分别与中间轴的相应齿轮相啮合，同步器（图 4-4-1、图 4-4-2、图 4-4-4）或换档齿轮（图 4 4-3）装在第二轴上，由变速杆推动拨叉进行操纵换档. 将第一、二轴直接连接起来传递转矩时称为直接档，此时，齿轮、轴承及中间轴均不承载，而第一、二轴也仅传递转矩，因此，直接档的传动效率高，磨损及噪声也最小，这是三轴式变速器的主要优点. 其它前进档需依次经过两对齿轮传递转矩，因此，在齿轮中心距（是影响变速器尺寸的重要参数）较小的情况下仍然可以获得大的一档传动比，这是三轴式变速器的另一优点. 其缺点是除直接档外其他各档的传动效率有所降低

为了降低燃料消耗和发动机磨损，可设置超速档。为实现倒档传动，有的在中间轴与第二轴齿轮间加入一个中间齿轮，也有用两齿轮构成双体齿轮方案的，前者结构简单但中间齿轮受交变负荷；后者受力状况改善，且传动比可增大。为了提高第二轴的支承刚度，有些重型汽车变速器第二轴设置中间支承，也可采用多支承方案（图 4-4-3）. 这时需沿轴线平面分开壳体，以解决轴与齿轮等的拆装。近年来有些货车变速器采用短的第二轴方案，如图 4-4-5 所示，其常啮合传动齿轮后置于中间轴与第二轴间，使各档齿轮直接承受发动机转矩而未经常啮合传动齿轮加大，故除了后置常啮合传动齿轮较大外，各档齿轮均可设计得紧凑轻巧；另外，低档同步器安装在中间轴上，同步惯量减小，这样既可缩短同步时间，又可减小换档力；中间轴的支承刚度大，低档同步器装于其上，既可减轻换档零部件的磨损，又可减少自动脱档的可能性。

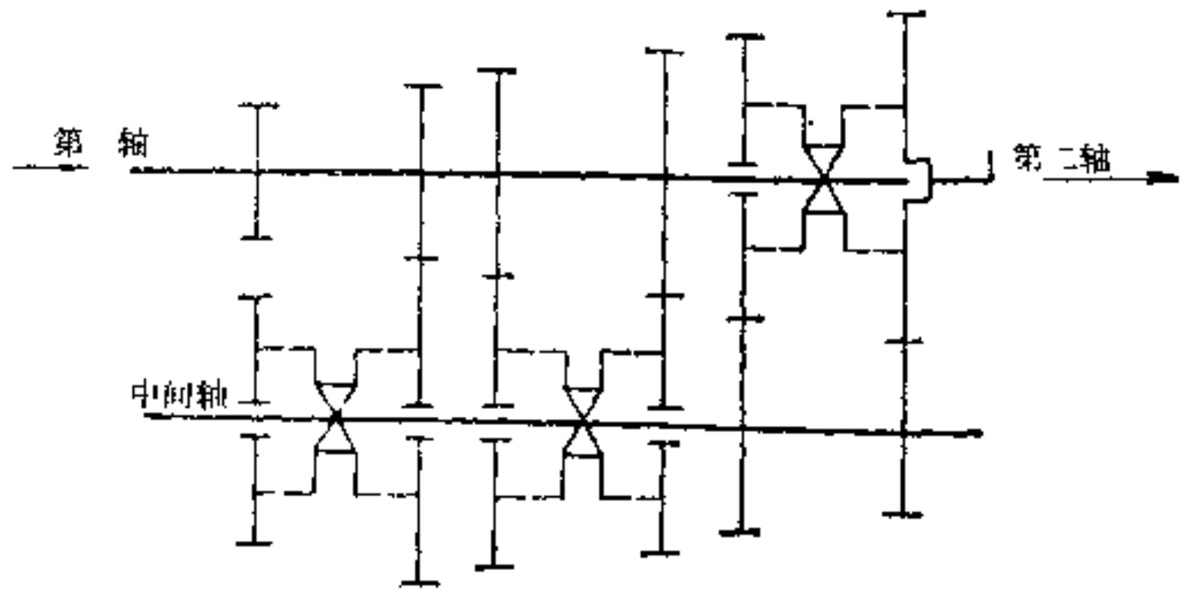


图 4-4-5 后置常啮合传动齿轮、短第二轴的三轴式变速器

在轿车三轴式变速器的布置中，为了缩短传动轴长度，常将变速器后端加长. 如图 4-4-4 所示，加装一个附加壳体. 加长后的第二轴有时装在 3 个支承上，最后一个支承装在附加壳体的后部. 有的还在附加壳体内布置倒档齿轮和换档机构以减小变速器主体部分的轮廓尺寸.

图 4-4-6a）～f）是载货汽车常用的三轴式变速器的结构方案简图，它们各有特点. 在变速器的设计中，要求合理地减小其轮廓尺寸和质量，在允许的范围内选择小中心距就可达到此目的. 同时还可降低齿轮的圆周速度，从而降低噪声、减小动载荷和惯性力矩，使操纵轻便。现代重型汽车变速器常采用双中间轴（图 4-4-6g）或 3 个中间轴使动力在内部分流的结构方案，这时动力由第一轴经齿轮同时传至各中间轴后，再经各中间轴和第二轴的所在档齿轮副传给第二轴。由于动力的分流，使齿轮的应力降低、齿宽可减小约 40%，从而减小了变速器的轴向尺寸，同时减小了轴承负荷，但结构较复杂，零件数也增多。为了使各中间轴所承受的载荷尽量均匀，主要是靠制造精度保证. 另外，也可采用浮动支承第二轴的方法，例如将第二轴置于弹性支承上，允许有微量的径向移动，使第二轴由各中间轴齿轮支承而处于浮动状态.

变速器的侧壁常设取力孔，以便装取力器，后者由中间轴齿轮驱动。取力器也可装在变速器上盖、副变速器或分动器上。车速一里程表的螺旋齿轮副多装在第二轴上，当有副变速器、分动器或双速驱动桥时，则应装在这些总成的输出轴上.

2）两轴式变速器

如图 4-4-7 及图 4-4-8 所示，作为动力输入轴的第一轴与作为输出轴的第二轴为平行布置而省去中间轴，即各前进档均由一对齿轮传递动力，与三轴式变速器相比，其结构简单、紧凑，且除最高档（无直接档）外，其它各档的传动效率均较高、噪声较低。两轴式变速器与离合器、主减速器的壳体连成一体，且主减速器主动齿轮就装在变速器第二轴的输出端. 当发动机横置时，主减速器还可采用斜齿圆柱齿轮，如图 4-4-8 所示.

变速器由传动机构和操纵机构两部分组成.

汽车论坛 http://www.qclt.com

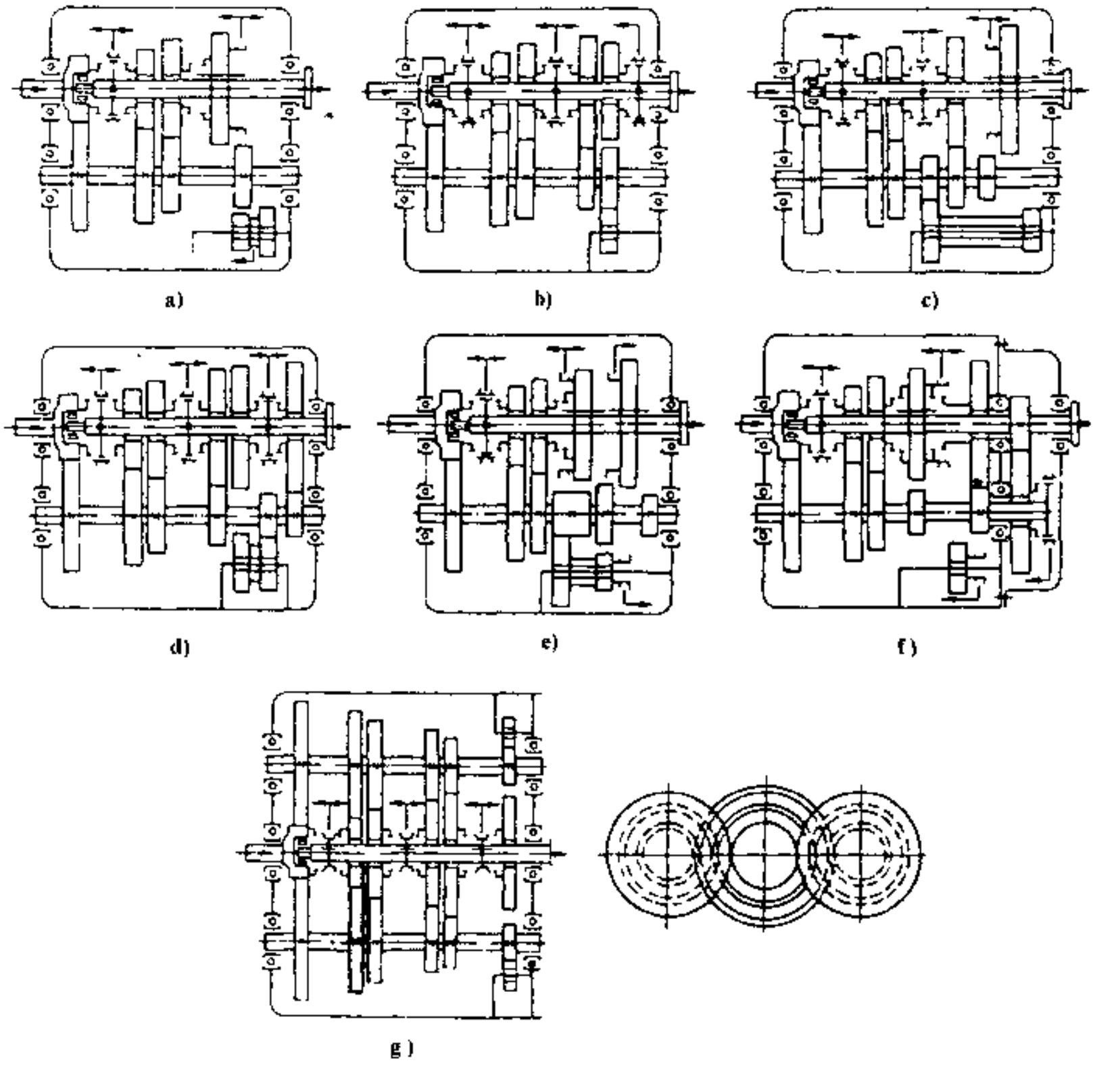


图 4-4-6 载货汽车变速器简图

a)、b)四档变速器;c)、d)具有3个换档拨叉的五档变速器;e)、f)具有4个换档拨叉的五档变速器;g)双中间轴式变速器

4.4.3 变速器的传动机构及其主要结构参数

1) 变速器的传动机构

由齿轮、轴、轴承、啮合套或同步器及壳体等组成。

(1) 齿轮

斜齿圆柱齿轮虽有轴向力，但仍以其运转平稳、噪声低、寿命长的突出优点而得到普遍采用，且多以常啮合斜齿轮的传动形式配以同步器或啮合套换档。直齿圆柱齿轮仅用于一些变速器的一档和倒档。

(2) 变速器轴

变速器轴在工作时承受转矩及弯矩，轴的明显变形将影响齿轮的正常啮合，产生较大噪声，降低使用寿命。轴的结构形状除应保证其强度与刚度外，还应考虑齿轮、同步器及轴承等的安装、固定，它与加工工艺也有密切关系。

第一轴通常与齿轮做成一体，其长度决定于离合器总成的轴向尺寸，其花键尺寸与离合器从动盘毂的内花键统一考虑，一般都采用齿侧定心的矩形花键，键齿之间为动配合。

第二轴制成阶梯式的，以便于齿轮的安装，但各截面尺寸不应相差悬殊。用弹性挡圈定位各档齿轮虽简单，但不能承受大的轴向力，且旋转件端面有滑磨，故仅用于轻型及以下的汽车变速器上。轴上安装同

汽车论坛 http://www.qclt.com

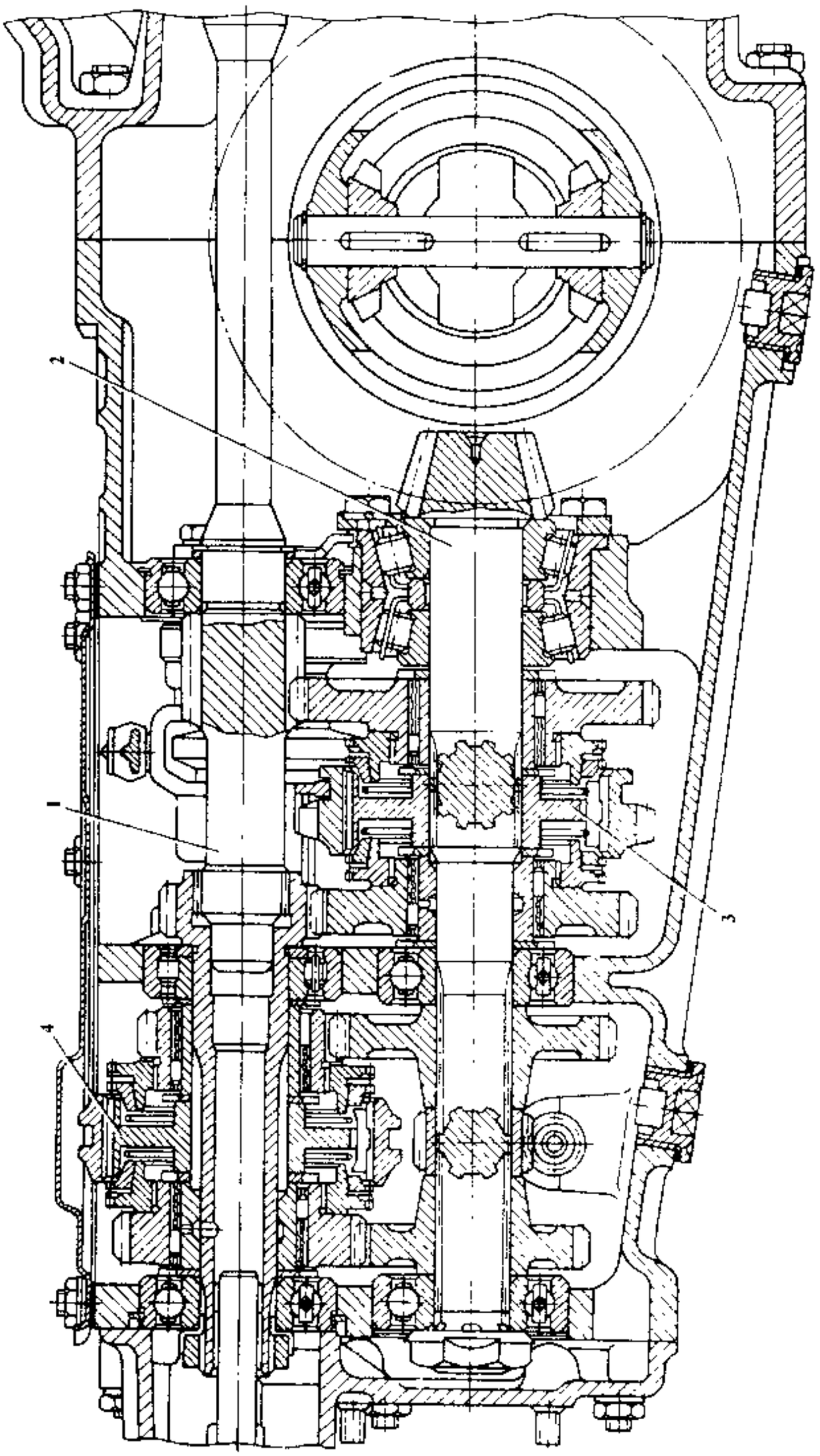


图 4-4-7 前置前驱动轿车纵置发动机时的两轴式变速器

1-第一轴；2-第二轴；3、4-同步器

汽车论坛 http://www.qclt.com

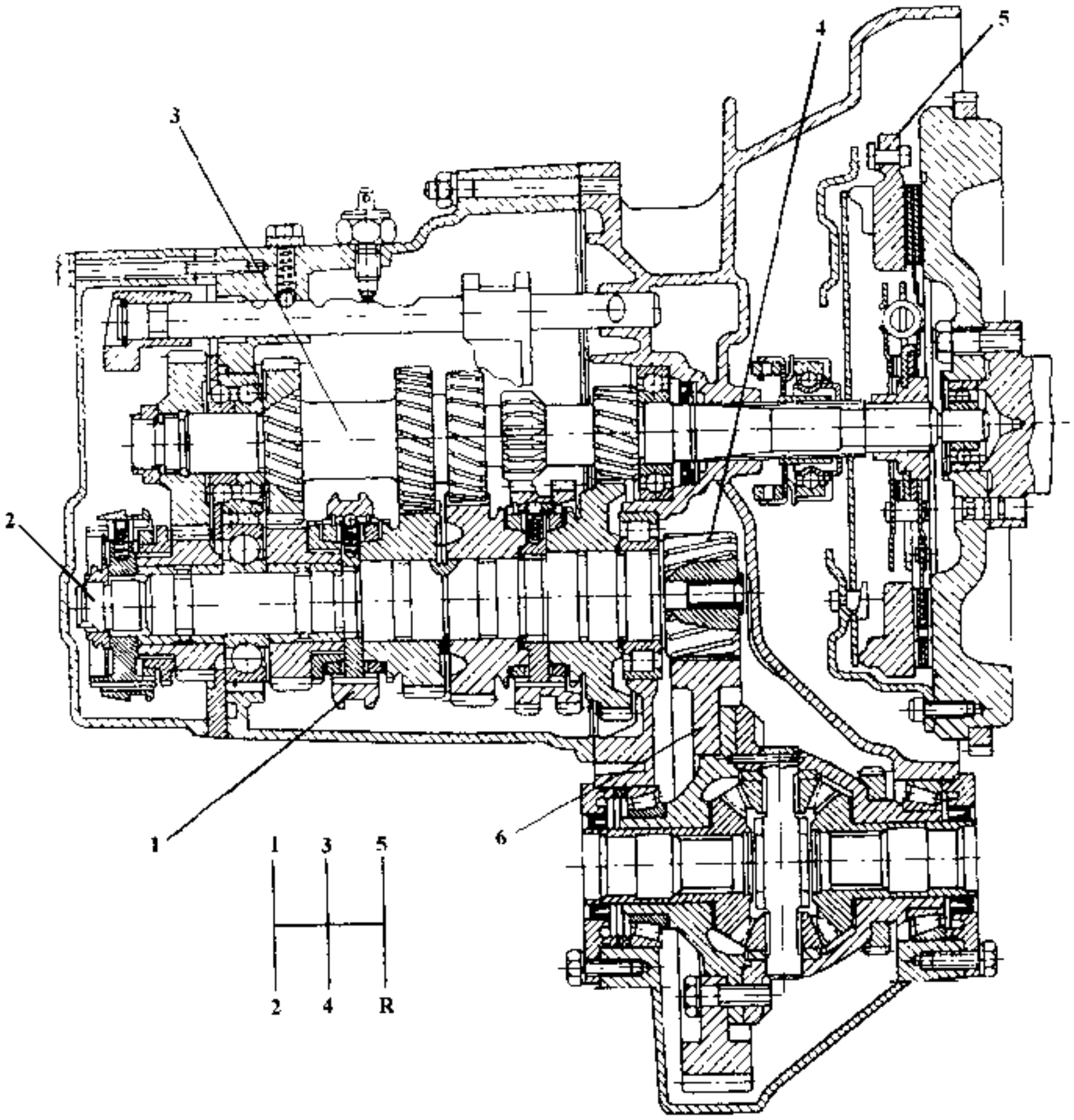


图 4-4-8 前置前驱动轿车横置发动机时的两轴式变速器、离合器及主减速器

1-同步器；2-第二轴；3-第一轴；4-主减速器主动齿轮；5-离合器；6-主减速器从动齿轮

步器齿座的花键宜采用渐开线花键并以大径定心。当一、倒档采用滑动齿轮挂档时，第二轴的相应花键则采用矩形花键及动配合，且要求磨削定心外径及键齿侧。

中间轴多为旋转式的并支承在其两端的滚动轴承上，其上的一档齿轮常与轴做成一体，而其它齿轮则用键与轴连接，以便于更换（图 4-4-1～图 4-4-3）。固定式中间轴为仅起支承作用的光轴（图 4-4-4），与壳体呈轻压配合并用锁片等作轴向定位，刚度主要由支承于其上的连体齿轮的结构保证。连体齿轮则由滚针或圆柱滚子轴承支承在固定式轴上。

(3) 变速器轴承

多用向心球轴承、向心短圆柱滚子轴承和滚针轴承；重型汽车则常采用直径较小、容量较大，可承受高负荷并能提高轴的支承刚度的圆锥滚子轴承。

第一轴前轴承采用向心球轴承；后轴承为外圈带止动槽的向心球轴承，因为它既承受径向负荷，也受向外的轴向负荷。后轴承的座孔应能使第一轴齿轮通过，以便于拆装。

第二轴前轴承多采用滚针轴承或短圆柱滚子轴承；后端采用带止动槽的单列向心球轴承。某些轿车往往在加长的第二轴后端设置辅助支承，并选择向心球轴承。

旋转式中间轴前端多采用向心短圆柱滚子轴承，后轴承为带止动槽的向心球轴承。中间轴的轴向力应

汽车论坛 http://www.qclt.com

力求相互抵消，未抵消部分由后轴承承受。中间轴轴承的径向尺寸常受中心距尺寸的限制，故有时采用无内圈的短圆柱滚子轴承。

第二轴的常啮合齿轮多由滚针轴承支承，也有用滑动轴套的。前者与后者相比，具有定位精度高、摩擦损失小且飞溅润滑即能满足要求等优点，但对配合的尺寸精度、表面粗糙度及硬度都要求很严，且配合要适宜。

2）变速器的主要结构参数

（1）变速器的传动比范围、档位数及各档传动比

设计时首先应根据汽车的使用条件及要求确定变速器的传动比范围、档位数及各档传动比，因为它们对汽车的动力性与燃料经济性都有重要的直接影响。

传动比范围指变速器最低档传动比与最高档传动比之比值。汽车行驶的道路状况愈多样，汽车发动机的比功率愈小，则其变速器的传动比范围就应愈大。目前轿车变速器的传动比范围为 3.0～4.5；一般用途的货车和轻型以上的客车为 5.0～8.0；越野汽车与牵引汽车为 10.0～20.0。

微型、轻型车以及各类轿车用 3～5 个前进档；中型车用 5～6 个；重型车加装副变速器后可有 10～20 个档位。

考虑到汽车在平坦硬路面上行驶时的燃料经济性，变速器的最高档位多为直接档（传动比为 1）或超速档（传动比小于 1）。这时汽车的动力性及燃料经济性由发动机及驱动桥主减速比决定。变速器低档（一档，有时还有爬行档）的传动比及主减速比则决定了汽车的最大爬坡度。选择最低档传动比时，应根据汽车最大爬坡度、驱动车轮与路面的附着力、汽车的最低稳定车速，以及主减速比和驱动车轮的滚动半径等来综合考虑、确定。

汽车爬陡坡时车速不高，空气阻力可忽略，则最大驱动力用于克服轮胎与路面间的滚动阻力及爬坡阻力，故有：

$$\frac{T_{\mathrm{emax}} i_{\mathrm{g1}} \cdot i_0 \cdot \eta_{\mathrm{T}}}{r_{\mathrm{r}}} \geqslant mg\ (f\cos\alpha_{\max} + \sin\alpha_{\max}) = mg\Psi_{\max}$$

式中：m——汽车总质量；

g——重力加速度；

$\Psi_{\max}$——道路最大阻力系数；

r_{r}——驱动车轮的滚动半径；

T_{emax}——发动机最大转矩；

i_0——主减速比；

η_{T}——汽车传动系的传动效率；

$\alpha_{\max}$——最大爬坡度；

f——滚动阻力系数；

i_{g1}——变速器的一档传动比。

则由最大爬坡度要求的变速器一档传动比为：

$$i_{\mathrm{g1}} \geqslant \frac{mg\Psi_{\max} r_{\mathrm{r}}}{T_{\mathrm{emax}} i_0 \eta_{\mathrm{T}}}$$

根据驱动车轮与路面的附着条件有：

$$\frac{T_{\mathrm{emax}} i_{\mathrm{g1}} i_0 \eta_{\mathrm{T}}}{r_{\mathrm{r}}} \leqslant G_2 \varphi$$

式中：G_2——汽车满载静止于水平路面时驱动桥给地面的载荷；

φ——道路的附着系数，计算时取 $\varphi = 0.5 \sim 0.6$。

求得的变速器一档传动比为：

$$i_{\mathrm{g1}} \leqslant \frac{G_2 \varphi r_{\mathrm{r}}}{T_{\mathrm{emax}} i_0 \eta_{\mathrm{T}}}$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

对于越野汽车，i_{g1}也应满足汽车的最低稳定车速v_{amin}要求，则有

$$i_{g1}=\frac{0.377r_r\cdot n_{emin}}{v_{amin}\cdot i_0\cdot i_{f1}}$$

式中：n_{emin}——发动机最低稳定转速；

i_{f1}——分动器低档传动比。

变速器的一档传动比i_{g1}应根据上述二个条件确定。

变速器最高档的传动比i_{gn}与最低档的传动比i_{g1}确定以后，中间各档的传动比理论上是按公比为：

$$q=\sqrt[n-1]{\frac{i_{g1}}{i_{gn}}}$$

的几何级数排列的，式中n为档位数。

实际上各档传动比之间的排列与几何级数排列略有出入，因齿数为整数且常用档位间的公比宜小些，以便于换档。另外还要考虑与发动机参数的合理匹配。

(2) 变速器的中心距A

对三轴式变速器而言，其中心距系指第二、二轴中心线与中间轴中心线之间的距离，而两轴式变速器的中心距则是指第一、二轴中心线间的距离。变速器的中心距对其尺寸及质量的大小有直接影响，它也代表着变速器的承载能力。三轴式变速器的中心距A，可根据对已有变速器的统计数据而得出的经验公式进行初选。

$$A=K\sqrt[3]{T_{emax}i_{g1}}\eta_g \qquad (\text{mm}) \qquad (4\text{-}4\text{-}1)$$

式中：K——中心距系数，轿车取$K=8.9\sim9.3$，货车取$K=8.6\sim9.6$，多档主变速器取$K=9.5\sim11$；

T_{emax}——发动机最大转矩，N·m；

i_{g1}——变速器一档传动比；

η_g——变速器的传动效率，取$\eta_g=0.96$。

三轴式变速器的中心距也可以按如下的经验公式初选。

$$A=K_A\sqrt[3]{T_{emax}} \qquad (\text{mm}) \qquad (4\text{-}4\text{-}2)$$

式中：K_A——中心距系数，轿车取$K_A=14.5\sim16.0$，货车取$K_A=17.0\sim19.5$；

T_{emax}——发动机最大转矩，N·m。

图4-4-9给出了根据统计数据获得的前置前驱动（FF）、前置后驱动（FR）轿车和其它乘用车辆变速器中心距A与发动机排量间的关系图，供选择变速器中心距A时参考。

最小许用中心距A应保证齿轮的轮齿有必要的接触强度。轮齿的接触应力可先按简化方法计算。

$$\sigma_j=0.418\sqrt{\frac{FE}{b}\left(\frac{1}{\rho_1}+\frac{1}{\rho_2}\right)} \qquad (\text{MPa}) \qquad (4\text{-}4\text{-}3)$$

式中：F——法面内基圆周切向力，即齿面法向力：

$$F=\frac{F_t}{\cos\alpha\cos\beta} \qquad (\text{N})$$

F_t——端面内分度圆切向力，即圆周力：

$$F_t=\frac{2T_j}{d}$$

T_j——计算载荷，N·mm；

d——节圆直径，mm；

α——节点处压力角；

β——螺旋角；

E——齿轮材料的弹性模量，钢材取$E=2.1\times10^5$MPa；

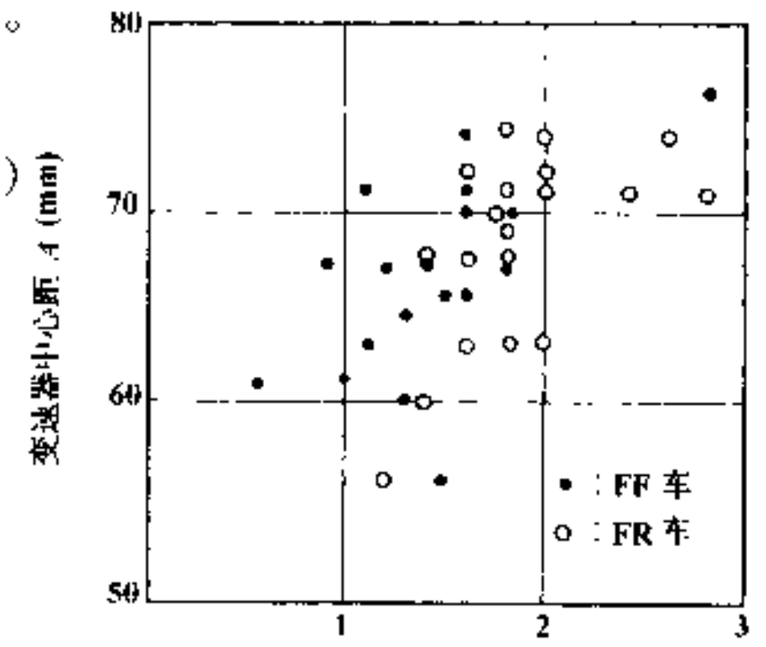


图4-4-9 根据统计数据获得的变速器中心距A与发动机排量间的关系

汽车论坛 http://www.qclt.com

b——齿轮接触的实际宽度，斜齿轮用 $b/\cos\beta$ 代替，mm；

ρ_1、ρ_2——主、从动齿轮节点处的齿廓曲率半径（对直齿轮：$\rho_1 = r_1\sin\alpha$，$\rho_2 = r_2\sin\alpha$；对斜齿轮：$\rho_1 = r_1\sin\alpha/\cos^2\beta$、$\rho_2 = r_2\sin\alpha/(\cos^2\beta)$），mm；

r_1、r_2——分别为主、从动齿轮的节圆半径，mm。

当计算载荷为 $T_j = 0.5T_{emax}$ 时，许用接触应力见表 4-4-1。

表 4-4-1 变速器齿轮的许用接触应力（MPa）

齿 轮	σ_j	
	渗碳齿轮	氰化齿轮
一档及倒档	1900～2000	950～1000
常啮合及高档	1300～1400	650～700

（3）齿轮模数

变速器齿轮的法向模数由表 4-4-2 给出的范围按国标 GB1357—78 规定选取。

表 4-4-2 汽车变速器齿轮的法向模数 m_n（mm）

车 型	微型、普通级轿车	中级轿车	中型货车	重型车
m_n	2.25～2.75	2.75～3.00	3.50～4.50	4.50～6.00

从轮齿应力的合理性及强度考虑，每对齿轮应有各自的模数，但从工艺性考虑，一个变速器的齿轮模数应尽量统一，多采用折衷方案。

同步器与啮合套的接合齿多采用渐开线齿形，出于工艺性考虑，同一变速器的接合齿采用同一模数，其选取范围为：轿车及轻、中型货车取 2～3.5；重型货车取 3.5～5，选取较小模数并增多齿数有利于换档。所选模数值应符合国家标准。

（4）齿形、压力角 α 及螺旋角 β

按表 4-4-3 选取，但有些轻、中型货车的高档齿轮也采用了小压力角。

汽车变速器及分动器齿轮都采用渐开线齿廓，为改善啮合状态、降低噪声和提高强度，现代轿车变速器齿轮多采用高齿且修形的齿形。加大齿根圆角半径和采用齿根全圆角过渡等能显著提高齿轮的承载能力及疲劳寿命。国家规定的齿轮标准压力角为 20°。压力角 α 增大使根圆齿厚及节圆处渐开线曲率半径都加大，从而使齿轮的弯曲强度与接触强度都会提高，但不根切的最小齿数减少，重合度减小，噪声亦随之增大。螺旋角 β 也应选择适宜，太小，发挥不出斜齿轮的优越性；太大，会使轴向力过大。增大螺旋角使齿轮啮合的重合系数增大，工作平稳、噪声降低，齿的强度也相应提高，但当 $\beta > 30°$ 时，虽然接触强度会继续提高，而弯曲强度则会骤然下降。因此，从提高低档齿轮的弯曲强度考虑，β 角也不宜过大。轿车变速器齿轮宜采用较小压力角及较大螺旋角，以提高运转平稳性、降低噪声；重型汽车可采用大压力角、小螺旋角，以提高齿轮的承载能力、减小轴向力。啮合套或同步器接合齿多选用 30°压力角，也有 20°和 25°的。

表 4-4-3 齿形、压力角 α 及螺旋角 β

车 型	齿 形	压力角（°）	螺旋角（°）
轿 车	高齿并修形的齿形	14.5，15，16，16.5	25～45
一般货车	GB1356 规定的标准齿形	20	20～30
重 型 车	GB1356 规定的标准齿形	22.5，25	小螺旋角
		低档、倒档齿轮	

选择斜齿轮的螺旋角时，应力求使中间轴上的轴向力相互抵消。为此，中间轴上的全部齿轮一律取右旋，而第一、第二轴上的斜齿轮取左旋，第一、二轴的轴向力经轴承盖由壳体承受。中间轴轴向力平衡条件为：

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$\frac{\tan\beta_1}{\tan\beta_2} = \frac{r_1}{r_2} \tag{4-4-4}$$

式中：β_1、β_2——中间轴两工作齿轮的螺旋角；

r_1、r_2——中间轴两工作齿轮的节圆半径。

变速器各对齿轮之间会因模数或齿数不同等原因而使它们的中心距不等，设计时可用调整螺旋角的方法使中心距一致起来。

(5) 齿宽 b

选择时既要考虑质量小、轴向尺寸紧凑，又要保证强度及工作平稳性的要求。通常可按下式确定

$$b = K_c m_n \tag{4-4-5}$$

式中：K_c——齿宽系数，直齿轮取 $K_c = 4.4 \sim 7.0$，斜齿轮取 $K_c = 7.0 \sim 8.6$；

m_n——齿轮的法向模数。

第一轴常啮合齿轮副的齿宽系数可取大些，以提高传动的平稳性和齿轮寿命。

同步器和啮合套的接合齿的工作宽度初选时可取（2～4）m_c。

(6) 齿顶高系数

一般齿轮的齿顶高系数 $f_0 = 1.0$，为一般汽车变速器齿轮所采用。现代轿车变速器多采用齿顶高系数大于1的“高齿齿轮”（或相对于短齿齿轮而称为长齿齿轮），因为它不仅可使重合度增大，而且在强度、噪声、动载荷和振动等方面均比正常齿高的齿轮有显著改善。但存在相对滑动速度大、易发生轮齿根切或齿顶变尖（齿顶厚小于0.3m）等问题。

(7) 齿轮修正

为了改善齿轮传动的某些性能，常对齿轮进行修正。修正的方法有三种：加工时改变刀具与齿轮毛坯的相对位置，又称变位；改变刀具的原始齿廓参数；改变齿轮齿廓的局部渐开线，又称修形。

变位齿轮有正变位与负变位之分。正变位使齿根增强，可用于防止根切，但正变位量过大易使齿顶变尖；负变位对齿轮的影响与正变位相反。变位齿轮又有高度变位与角度变位之分。高度变位又称为等移距变位，两齿轮变位系数之和为零，故中心距、啮合角都与未变位的标准齿轮传动相同。当一对传动齿轮的变位系数之和不等于零时，称为角度变位。为改善传动性能，都采用两齿轮变位系数之和大于零的所谓正变位传动。角度变位使中心距和啮合角都不同于标准齿轮副的。

为了避免齿轮产生根切、干涉，为了配凑中心距，以及满足各档齿轮在弯曲强度、接触强度、耐磨损、抗胶合和运转平稳性等方面的不同要求，提高齿轮寿命，汽车变速器均采用变位齿轮。若实际中心距已定时，则应采用高度变位；若需配凑中心距时，则应采用角度变位。角度变位还能获得良好的啮合性能及传动质量指标，故变速器设计多采用之。

高档齿轮应按保证其接触强度、抗胶合及耐磨损能力的要求选取较大的总变位系数和；第一轴常啮合齿轮可用高度变位使齿根部的相对滑动速度接近，以减小磨损；低档齿轮由于传递的载荷较大，而小齿轮的齿根较弱，应加强小齿轮而采用正变位。

齿轮变位系数封闭图是按不同的配偶齿数绘制出的一系列的用于选择或核查变位系数的线图。设计时根据齿数 Z_1、Z_2 值选择相应的图，并且按所选择的变位系数 ξ_1、ξ_2 在封闭图上找到该点，进而根据该点位置所在的封闭区及限制曲线来判断单个齿轮及齿轮传动的各种性能指标。利用封闭图选择或校核变位系数可迅速地得出较理想的结果。又可迅速校核齿轮是否根切、干涉、齿顶变尖，以及重合度系数是否满足要求等情况。

现代轿车采用的高齿齿轮属于改变齿高参数的修正齿轮；压力角不等于20°的齿轮属于改变角度参数的修正齿轮，两者均属于改变刀具原始齿廓参数的修正齿轮。为了改善传动性能，对齿廓局部渐开线做些改变的齿轮修形也得到广泛应用。通常是对齿顶部（又称修缘）或根部进行修形，鼓形齿是沿齿长方向进行修形得到的，能减小因轴变形引起的齿轮偏载。

4.4.4 变速器齿轮的设计计算

1）变速器齿轮的几何尺寸计算

汽车论坛 http://www.qclt.com

汽车变速器齿轮均为渐开线齿轮，渐开线圆柱齿轮的基准齿形见表 4-4-4 及图 4-4-10。

表 4-4-4 渐开线圆柱齿轮基准齿形（GB1356—78）

基本要素名称	代号	标准齿	短齿	增大齿形角
齿形角（°）	α	20	20	25
齿顶高系数	f_0	1.0	0.8	1.0
径向间隙系数	c	0.25（$0.35^{(1)}$）m	0.30m	0.2m
齿根圆半径	r	0.38（$0.25^{(1)}$）m	0.46m	0.35m

注：(1) 考虑某些工艺要求，径向间隙允许增大至 0.35m，齿根圆角半径允许减小至 0.25m

表 4-4-5 ~ 表 4-4-8 为变速器齿轮的几何尺寸计算用表，表中的 m 为模数；m_n 为法向模数；Z、ξ 分别为齿数和变位系数，计算时应分别计算主动齿轮的有关项目（下标为“1”）和从动齿轮的有关项目（下标为“2”）。表中的 f_0、c、α 含义见表 4-4-4。

分度圆弦齿厚 S_x 及弦齿高 h_x 的计算公式为：

$$\left.\begin{aligned} S_x &= mZ\sin\left(\frac{\pi}{2Z}+\frac{2\tan\alpha}{Z}\right)\\ h_x &= \frac{mZ+2h_a}{2}-\frac{mZ}{2}\cos\left(\frac{\pi}{2Z}+\frac{2\tan\alpha}{Z}\right)\end{aligned}\right\} \tag{4-4-6}$$

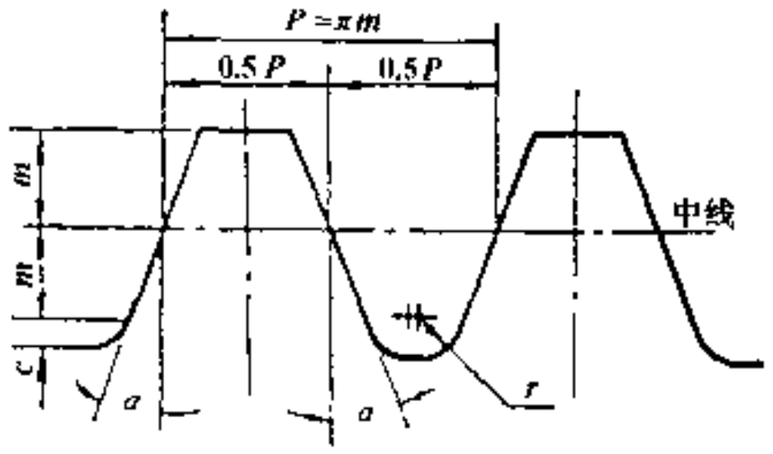


图 4-4-10 基准齿形

表 4-4-5 渐开线直齿圆柱齿轮的几何尺寸计算用表

计算项目	计算公式	
	非变位齿轮	高度变位齿轮
变位系数	$\xi_1=\xi_2=\xi=0$	$\xi_1=-\xi_2=\xi$
分度圆直径	$d=Zm$	
齿顶高	$h_a=(f_0+\xi)\ m$	
齿根高	$h_f=(f_0+c-\xi)\ m$	
齿全高	$h=(2f_0+c)\ m$	
齿顶圆直径	$d_a=d+2h_a$	
齿根圆直径	$d_f=d-2h_f$	
中心距	$A=A_0=\frac{Z_1+Z_2}{2}m$	
周节	$P=\pi m$	
基节	$P_b=\pi m\cos\alpha$	
分度圆弧齿厚	$S=\frac{1}{2}\pi m+2\xi m\tan\alpha$	
基圆直径	$d_b=d\cos\alpha$	

注：表中长度单位均为 mm，角度单位均为（°）。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 4-4-6 渐开线直齿圆柱齿轮的几何尺寸计算用表

计算项目	角度变位齿轮的计算公式	
	已知中心距 A	已知变位系数 ξ_1、ξ_2
理论中心距	$A_0 = \frac{Z_1 + Z_2}{2} m$	
啮合角	$\cos\alpha' = \frac{A_0}{A}\cos\alpha$	$\mathrm{inv}\alpha' = \mathrm{inv}\alpha + \frac{2(\xi_1 + \xi_2)\tan\alpha}{Z_1 + Z_2}$
中心距	A（已知）	$A = A_0 \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'}$
中心距变动系数	$\lambda = \frac{A - A_0}{m}$	
变位系数之和	$\xi_\Sigma = \frac{(Z_1 + Z_2)(\mathrm{inv}\alpha' - \mathrm{inv}\alpha)}{2\tan\alpha}$	$\xi_\Sigma = \xi_1 + \xi_2$
齿顶降低系数	$\sigma = \xi_\Sigma - \lambda$	
分度圆直径	$d = Z m$	
齿顶高	$h_a = (f_0 + \xi - \sigma) m$	
齿根高	$h_f = (f_0 + c - \xi) m$	
齿全高	$h = (2f_0 + c - \sigma) m$	
齿顶圆直径	$d_a = d + 2h_a$	
齿根圆直径	$d_f = d - 2h_f$	
周节	$P = \pi m$	
基节	$P_b = \pi m\cos\alpha$	
分度圆弧齿厚	$S = \frac{1}{2}\pi m + 2\xi m\tan\alpha$	
基圆直径	$d_b = d\cos\alpha$	

注：表中长度单位均为 mm，角度单位均为（°）。

表 4-4-7 渐开线斜齿圆柱齿轮的几何尺寸计算用表

计算项目	计算公式	
	非变位齿轮	高度变位齿轮
变位系数	$\xi_1 = \xi_2 = \xi = 0$	$\xi_1 = -\xi_2 = \xi$
端面模数	$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$	
端面压力角	$\tan\alpha_t = \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta}$	
分度圆直径	$d = Z m_t$	
齿顶高	$h_a = (f_0 + \xi) m_n$	
齿根高	$h_f = (f_0 + c - \xi) m_n$	
齿全高	$h = (2f_0 + c) m_n$	
齿顶圆直径	$d_a = d + 2h_a$	
齿根圆直径	$d_f = d - 2h_f$	
中心距	$A = A_0 = \frac{Z_1 + Z_2}{2} m_t$	
法向基节	$P_{bn} = \pi m_n\cos\alpha_n$	
基圆直径	$d_b = d\cos\alpha_t$	
法面分度圆弧齿厚	$S = \frac{1}{2}\pi m_n + 2\xi m_n + \tan\alpha_n$	
当量齿数	$Z_n = \frac{Z}{\cos^3\beta}$	

注：表中长度单位均为 mm，角度单位均为（°）。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 4-4-8 渐开线斜齿圆柱齿轮的几何尺寸计算用表

计算项目	角度变位齿轮的计算公式	
	已知中心距 A	已知变位系数 ξ_1、ξ_2
理论中心距	$A_0=\frac{Z_1+Z_2}{2}m_t$	
端面啮合角	$\cos\alpha'_t=\frac{A_0}{A}\cos\alpha_t$	$\text{inv}\alpha'_t=\text{inv}\alpha_t+\frac{2(\xi_1+\xi_2)\tan\alpha_n}{Z_1+Z_2}$
中心距	A（已知）	$A=A_0\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha'_t}$
中心距变动系数	$\lambda_n=\frac{A-A_0}{m_n}$	
变位系数之和	$\xi_\Sigma=\frac{(Z_1+Z_2)(\text{inv}\alpha'_n-\text{inv}\alpha_t)}{2\tan\alpha}$	$\xi_\Sigma=\xi_1+\xi_2$
齿顶降低系数	$\sigma_n=\xi_\Sigma-\lambda_n$	
分度圆直径	$d=Z m_t$	
齿顶高	$h_a=(f_0+\xi-\sigma_n)m_n$	
齿根高	$h_f=(f_0+c-\xi)m_n$	
齿全高	$h=(2f_0+c-\sigma_n)m_n$	
齿顶圆直径	$d_a=d+2h_a$	
齿根圆直径	$d_f=d-2h_f$	
法向基节	$P_{bn}=\pi m_n\cos\alpha_n$	
基圆直径	$d_b=d\cos\alpha_t$	
法面分度圆弧齿厚	$S=\frac{1}{2}\pi m_n+2\xi m_n\tan\alpha_n$	
当量齿数	$Z_n=\frac{Z}{\cos^3\beta}$	

注：表中长度单位均为 mm，角度单位均为（°）。

上式用于斜齿圆柱齿轮时，Z 用当量齿数代替，其它参数均为法向参数。

2）变速器齿轮的强度计算及齿轮材料

接触应力可按式（4-4-3）进行简化计算，弯曲应力可按下式进行简化计算。

对直齿轮

$$\sigma_w=\frac{F_t K_a K_f}{bP_1 y}\leqslant[\sigma_w]=400\sim850\qquad(\text{N/mm}^2)\tag{4-4-7}$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

对斜齿轮

$$\sigma_w = \frac{F_t K_\sigma}{b P_{tn} y K_\varepsilon} \leqslant [\sigma_w] = \begin{cases} 180 \sim 350 & \text{N/mm}^2 \text{（轿车）} \\ 100 \sim 250 & \text{N/mm}^2 \text{（货车）} \end{cases} \tag{4-4-8}$$

式中：F_t——圆周力，$F_t = \frac{2T_j}{d}$，N；

T_j——计算载荷，N·mm；

K_σ——应力集中系数，直齿轮取 1.65，斜齿轮取 1.5；

K_f——摩擦力影响系数，主动齿轮取 1.1，从动齿轮取 0.9；

b——齿轮接触的实际宽度，斜齿轮用 $b/\cos\beta$ 代替，mm；

P_t——端面周节，$P_t = \pi m$；

P_{tn}——法面周节，$P_{tn} = \pi m_n$；

y——齿形系数，由图 4-4-11；

k_ε——重合度影响系数，$k_\varepsilon = 2$。

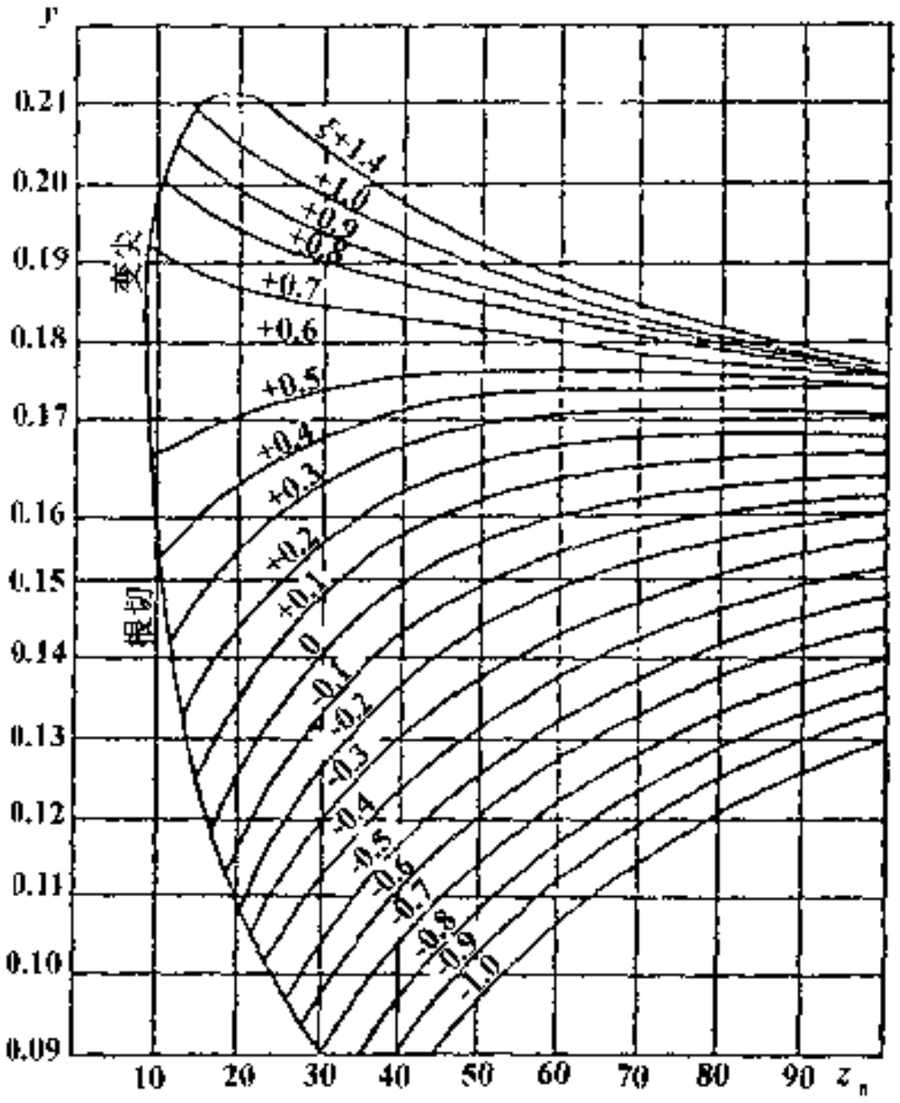


图 4-4-11 齿形系数 y（当载荷作用于齿顶，$\alpha = 20°$，$f_0 = 1.0$），斜齿轮按当量齿数 $Z_n = \frac{Z}{\cos^3\beta}$

变速器齿轮及轴多用渗碳合金钢（20CrMnTi、20MnVB、20MnMoB、20CrNiMo、25CrMnMo 等）制造，有时用碳氮共渗处理，以减小变形、缩短热处理周期及提高承载能力，但硬化层较薄。小型车亦用 40Cr 氰化，以减小变形。齿面喷丸可提高寿命。

4.4.5 变速器轴的设计计算

变速器轴在工作中承受着转矩及来自齿轮啮合的圆周力、径向力和斜齿轮的轴向力引起的弯矩。刚度不足会产生弯曲变形，破坏齿轮的正确啮合，产生过大的噪声，降低齿轮的强度、耐磨性及寿命。

轴的径向及轴向尺寸对其刚度影响很大且轴长与轴径应协调。变速器轴的最大直径 d 与支承间的距离 l 可按下列关系式初选。

第一轴及中间轴 $\frac{d}{l} = 0.16 \sim 0.18$

第二轴 $\frac{d}{l} = 0.18 \sim 0.21$

三轴式变速器的第二轴与中间轴的最大直径 d 可根据中心距 A 按下式初选

$$d \approx (0.45 \sim 0.60) A \quad (mm)$$

第一轴花键部分直径可根据发动机最大转矩 T_{emax}（N·m）按下式初选。

$$d = (4 \sim 4.6) \sqrt[3]{T_{emax}} \quad (mm)$$

初选的轴径还需根据变速器的结构布置，轴承与花键、弹性挡圈等的标准，以及轴的刚度与强度验算结果进行修正。

在进行轴的刚度和强度验算时，欲求三轴式变速器第一轴的支承反力，应先求出第二轴的支承反力。应对每个档位下的轴的刚度和强度都进行验算，验算时可将轴看作是铰接支承的梁，第一轴的计算转矩为

汽车论坛 http://www.qclt.com

发动机最大转矩 T_{emax}

计算用的齿轮啮合的圆周力 F_t、径向力 F_r 和轴向力 F_a 可按下式求得：

$$F_t = \frac{2T_{emax} \cdot i}{d}$$

$$F_r = \frac{2T_{emax} \cdot i \cdot \tan\alpha}{d \cdot \cos\beta}$$

$$F_a = \frac{2T_{emax} \cdot i \cdot \tan\beta}{d}$$

式中：i——至计算齿轮的传动比；

d——计算齿轮的节圆直径，mm；

α——节点处压力角；

β——螺旋角。

作用在齿轮上的 F_r 和 F_a 使轴在铅垂面内弯曲变形并产生垂向挠度 f_c；而 F_t 使轴在水平面内弯曲变形并产生水平挠度 f_s。在求得各支点的铅垂反力和水平反力后，计算相应的垂向弯矩 M_c 和水平弯矩 M_s。则在弯矩和转矩联合作用下的轴的应力为：

$$\sigma = \frac{M}{W_w} = \frac{32M}{\pi d^3} \leqslant [\sigma] \qquad (\text{MPa}) \tag{4-4-9}$$

式中：$M = \sqrt{M_c^2 + M_s^2 + T_j^2}$

T_j——计算转矩，N·mm；

d——轴在计算断面处的直径，花键处取内径，mm；

W_w——弯曲截面系数，mm^3；

M_c——在计算断面处轴的垂向弯矩，N·mm；

M_s——在计算断面处轴的水平弯矩，N·mm；

$[\sigma]$——许用应力，在低档工作时取 $[\sigma] = 400MPa$。

对齿轮工作影响最大的是轴的垂向挠度 f_c 和轴断面在水平面内的转角。前者改变了齿轮中心距并破坏了其正确啮合；后者使大、小齿轮相互歪斜易导致沿齿长方向压力分布不均匀。

轴的垂向挠度的容许值 $[f_c] = 0.05 \sim 0.10mm$；轴的水平挠度的容许值 $[f_s] = 0.10 \sim 0.15mm$；轴断面的转角不应大于 0.002rad。

轴的合成挠度为

$$f_\Sigma = \sqrt{f_c^2 + f_s^2} \leqslant [f_\Sigma] = 0.20mm$$

有关变速机构的设计，见刘惟信主编的《汽车设计》一书

4.4.6 同步器

同步器使变速器换档轻便、迅速、无冲击、无噪声，且可延长齿轮寿命、提高汽车的加速性能并节油，故轿车变速器除倒档、货车除一、倒档外，其它档位多装用。要求其转矩容量较大、性能稳定、耐用。

1）惯性同步器的结构类型

惯性同步器能确保同步器啮合换档，性能稳定、可靠，因此在现代汽车变速器中得到了最广泛的应用。它分为惯性锁止式和惯性增力式两种，用得最广的是锁环式、锁销式等惯性锁止式同步器。它们虽结构有别，但工作原理相同。都有摩擦元件、锁止元件和弹性元件。挂档时在轴向力作用下摩擦元件相靠，在惯性转矩作用下产生摩擦力矩，使被接合的两部分逐渐同步；锁止元件用于阻止同步前强行挂档；弹性元件使啮合套等在空档时保持中间位置，又不妨碍整个接合和分离过程。

汽车论坛 http://www.qclt.com

(1) 锁环式同步器

又称锁齿式、齿环式或滑块式（图 4-4-12），其工作可靠、耐用，因摩擦锥面半径受限，转矩容量不大，适于轻型以下汽车，广泛用于轿车及轻型客、货汽车。在其啮合套座的外花键上的三个轴向槽中设置可滑槽移动的滑块，滑块由两个弹簧圈压向啮合套并以其中部的凸起定位于啮合套中间的内环槽中，滑块两端伸入锁环（同步锥环）缺口，缺口比滑块宽一个接合齿宽。挂档时，啮合套带动滑块而推动锁环与被接合齿轮的锥面相靠，转速差产生的摩擦力矩使锁环相对于啮合套及滑块转过一个角度并由滑块定位，恰使啮合套齿端与锁环齿端以锁止斜面相抵（图 4-4-13），此时换档力经锁止斜面将锁环进一步压紧，锥面间的摩擦力矩进一步增大，产生滑磨。选择适当的参数，使在换档力作用下锁止面上产生的迫使锁环回正的脱锁力矩小于锥面间的摩擦力矩，可阻止同步前挂档。当锥面摩擦力矩克服了被接合部分的惯性力矩后，转速差及摩擦力矩消失，脱锁力矩迫使锁环回正（图 4-4-13），锁止斜面脱开，啮合套克服滑块的弹簧力而越过锁环与齿轮的接合齿同步接合，保证无冲击换档。

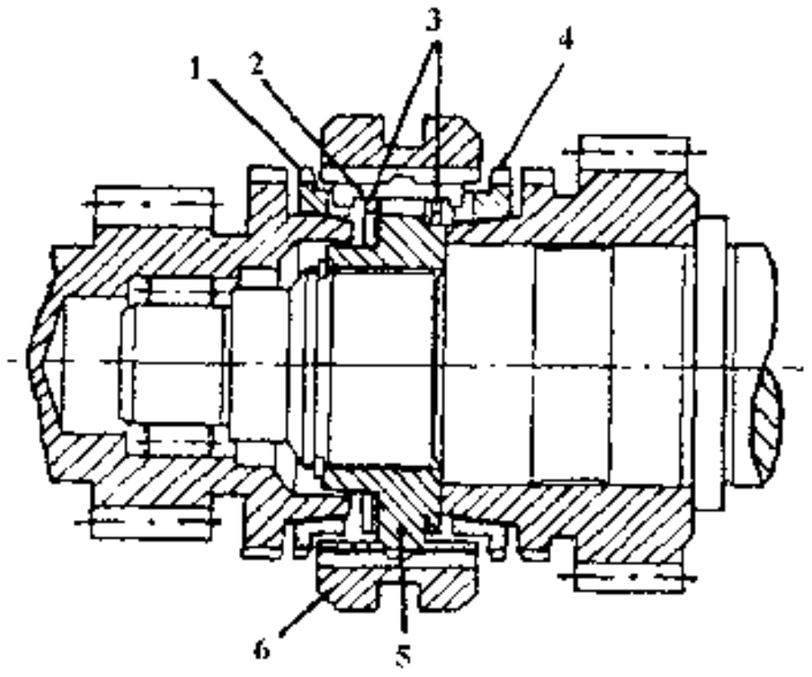


图 4-4-12 锁环式同步器

1、4-锁环（同步锥环）；2-滑块；3- 弹簧圈；5-啮合套座；6-啮合套）

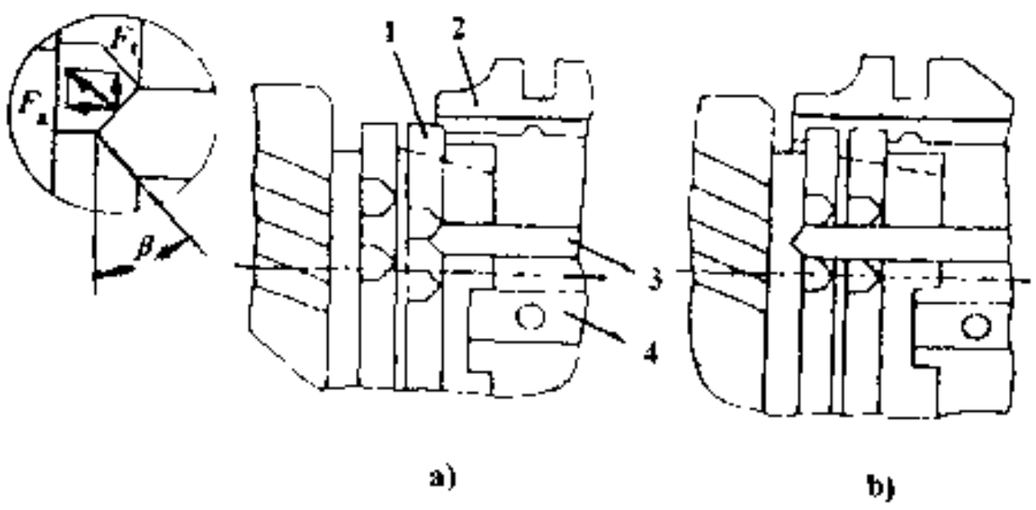


图 4-4-13 锁环式同步器工作原理

a)锁止斜面相类抵；b)锁环回正

1-锁环（同步锥环）；2-啮合套；3-啮合套的花键齿；4-滑块

(2) 锁销式同步器

同步过程与锁环式类似，但锁止元件是 3 个锁销及相配的锁销孔倒角，另有 3 个以弹簧及钢球定位的定位销，作为弹性元件的 3 个弹簧及相应的定位钢球装在啮合套的钻孔中，使啮合套在空档时保持中间位置。摩擦元件是铆在锁销两端的同步锥环及与之相配并固定在齿轮上的锥盘的内锥面。

图 4-4-14 为锁销式同步器的结构。其工作过程：当换档时，换档拨叉给啮合套 5 施加一轴向推力，在力的方向上啮合套通过定位销 4 推动同步锥环 3 移动，而与摩擦锥盘 2 接触，产生摩擦力矩，带动同步锥环 3 转过一个角度，使锁销 8 与啮合套 5 的倒角面接触，产生锁止力 F_a，使二者没有相对运动。此时当换档力经锁止斜面、锁销及同步锥环将锥盘进一步压紧，则锥环与锥盘间的摩擦力矩进一步增大，使二者的转速差缩小直到消失，则脱锁力 F_t 使啮合套反转一角度，F_a

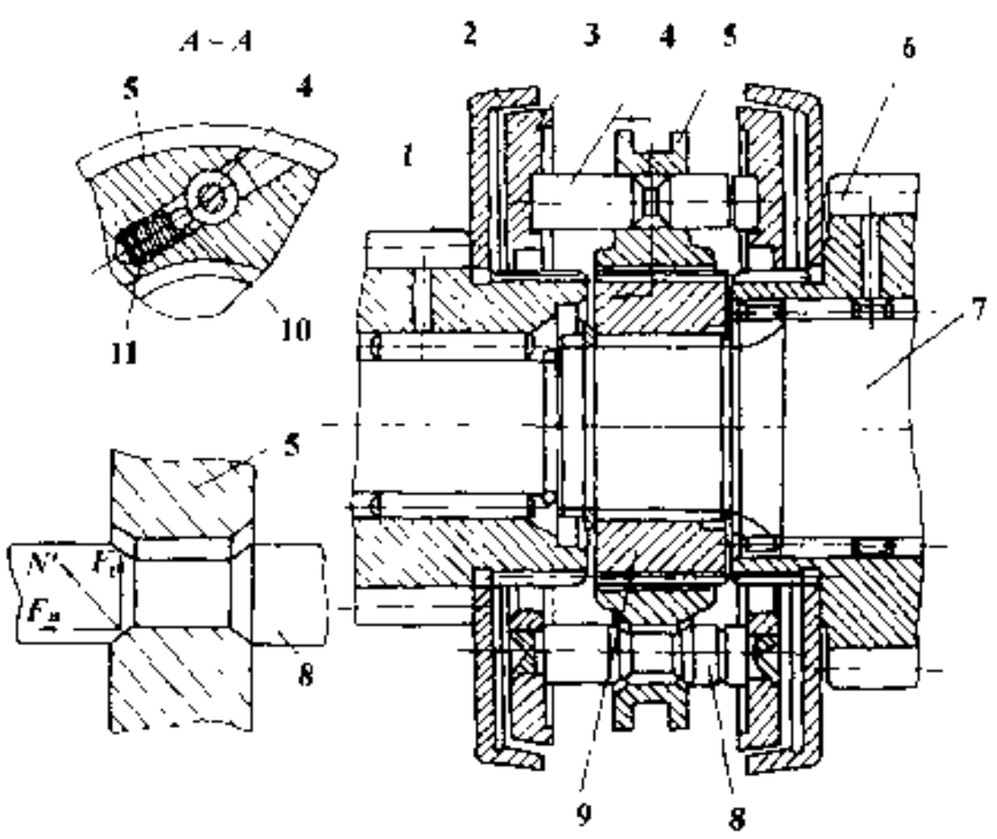


图 4-4-14 锁销式同步器

1-第一轴；2-锥盘；3-同步锥环；4-定位销；5-啮合套；6-第一轴齿轮；7-第二轴；8-锁销；9-花键毂；10-钢球；11-弹簧

汽车论坛 http://www.qclt.com

消失，啮合套在力 P 的作用下与第一轴 1 的接合齿相啮合完成换档.

同步锥环锥面直径的大小不受被同步齿轮花键直径的限制，可以在结构允许的条件下做到最大，因此可以产生较大的同步力矩、因同步器的容量大，多用在中、重型车上，但其轴向占有空间大，加大了变速器的质量，所以有的变速器采用两种不同型式的同步器，只在低档上用惯性锁销式同步器。

(3) 多锥式同步器与多片式同步器

多锥式及多片式同步器分属上述两种，只是为了增大转矩容量而增多了摩擦面数（图 4-4-15），多用于重型汽车的主、副变速器及分动器。

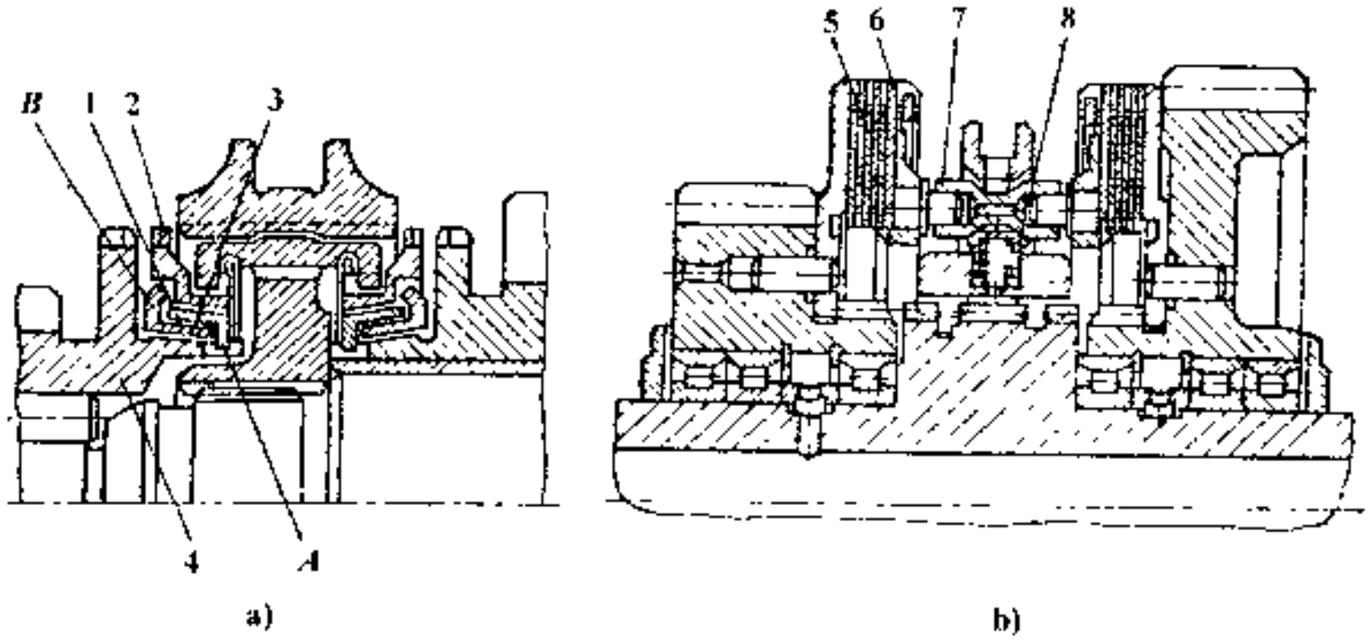


图 4-4-15 多锥式同步器与多片式同步器

a)多锥锁环式同步器；b)多片锁销式同步器

1-主动锥环（A 端弯指伸入齿轮的开槽中）；2-锁环；3 从动锥环（B 端弯指伸入锁环的开槽中）；4-齿轮；5、6-分别为主、从动摩擦片；7-锁销；8-定位装置

(4) 惯性增力式同步器

如 Porsche 式（图 4-4-16），换档时啮合套内齿圈锥形端面与带开口的弹性同步环的外锥面接触，因同

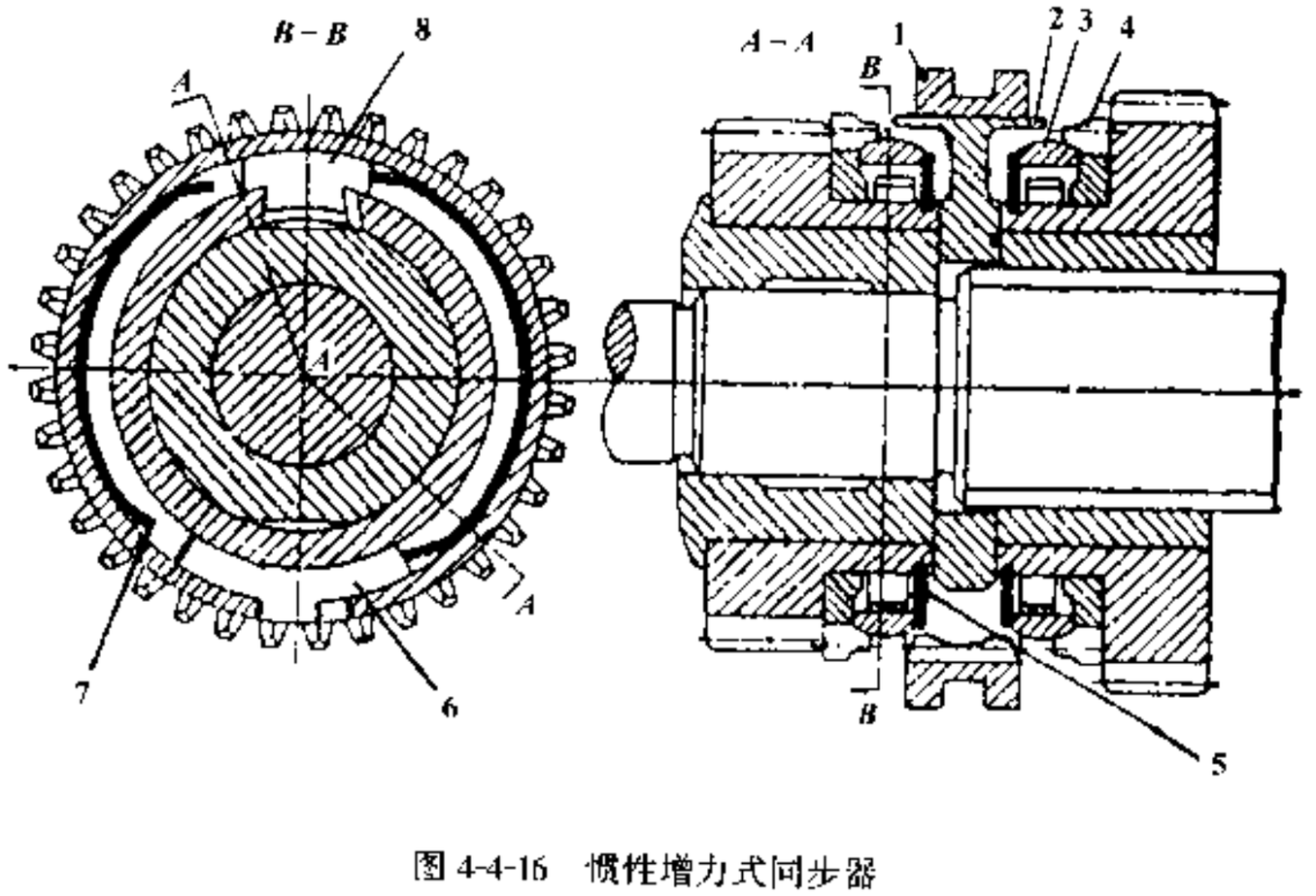


图 4-4-16 惯性增力式同步器

1-啮合套；2-花键毂；3-弹性同步环；4-接合齿；5-挡片；6-推力块；7-弹簧带；8-支承块

步环外径在未压缩状态下稍大于啮合套的内径，同步环被推动，其另一侧锥面与齿轮接合齿的内锥面压紧。摩擦力矩使同步环转过一个角度，使其开口的一端抵住环内弹簧带的推力块，该弹簧带另一端又以嵌在齿轮轴径槽中的支承块支承。这样，同步环产生的摩擦力矩不仅本身有增力作用，且受环内弹簧带的随动增力作用而得到增长，摩擦力随之自动加大并迅速达到同步。同步后摩擦力矩消失，同步环不再向外张

汽车论坛 http://www.qclt.com

升，啮合套便压缩并越过同步环而实现挂档。其结构简单、轴向尺寸紧凑、换档迅速省力、工作可靠、能防止脱档，适于工作条件繁重的变速器采用。

通常，同步器多装在变速器第二轴上。为提高同步效率、延长寿命，也有将同步器装到中间轴上的，以减轻锥环的摩擦力矩及减小磨损。

2）惯性同步器的工作原理

惯性同步器的结构型式虽各有不同，但工作原理都是一样的，其实质是利用被接合件的惯性防止同步前挂档。图 4-4-17 是其计算模型。在分析计算中，认为在常温条件下润滑油阻力对齿轮转速的影响可忽略不计，且假设在同步过程中车速保持不变。这意味着变速器输出端的转速在换档瞬时保持不变，而输入端靠摩擦作用达到与输出端同步。则同步时间为：

$$t_T = \frac{J_r(\omega_r - \omega_c)}{T_f} = \frac{J_r}{T_f}\omega_e\left(\frac{1}{i_{g_{k+1}}} - \frac{1}{i_{g_k}}\right) = \frac{\pi n_e}{30}\frac{J_r \sin\alpha}{F_a f R}\left(\frac{1}{i_{g_{k+1}}} - \frac{1}{i_{g_k}}\right) \tag{4-4-10}$$

式中：J_r——同步器输入端零件的转动惯量；

ω_c——同步器输出端零件的角速度；

T_f——同步器的摩擦力矩，按计算模型图 4-4-17 可求得 $T_f = \dfrac{F_a f R}{\sin\alpha}$

ω_e——发动机曲轴的角速度，$\omega_e = \dfrac{\pi n_e}{30}$；

i_{g_k}、$i_{g_{k+1}}$——分别为变速器第 k 档和（$k+1$）档传动比，

$\omega_r = \omega_e / i_{g_{k+1}}$，$\omega_c = \omega_e / i_{g_k}$；

F_a——摩擦面所受的轴向力即换档力；

f——同步器摩擦锥面的摩擦系数；

α、R——摩擦锥面的半锥角和平均半径；

n_e——发动机转速，由较低档换至较高档时取 n_e 为发动机最大功率下的转速，否则取 n_e 为最大转矩下的转速。

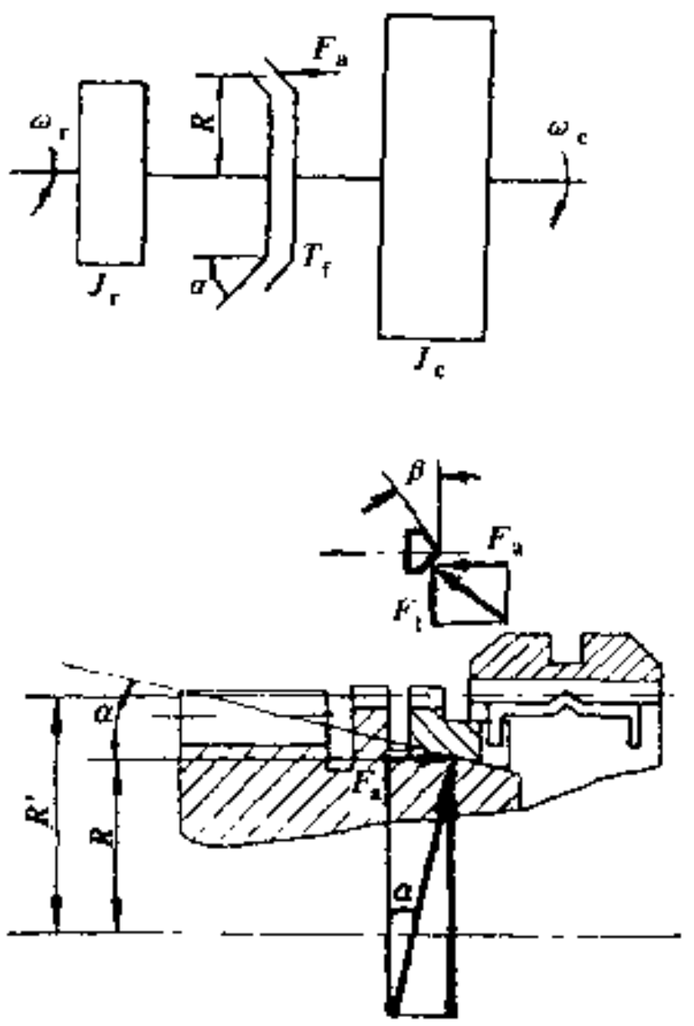


图 4-4-17 同步器计算模型

同步器摩擦锥面的滑磨功为：

$$L_f = \int_0^t T_f(\omega_r - \omega_c)\,dt = \left(\frac{\pi n_e}{30}\right)^2 \frac{J_r}{2}\left(\frac{1}{i_{g_{k+1}}} - \frac{1}{i_{g_k}}\right)^2 \tag{4-4-11}$$

同步器的比滑磨功为 L_f 与其摩擦面积 A_f 之比：

$q = L_f / A_f \leqslant 0.2 J/m^2$（高档同步器）或 $0.3 \sim 0.5 J/m^2$（低档同步器）。

为了阻止同步前挂档，要求摩擦力矩 T_f 大于脱锁力矩 T_T。以锁环式同步器为例，由图 4-4-17 知脱锁力矩为：

$$T_T = F_t \cdot R' = F_a \tan\beta \cdot R'$$

则根据 $T_f = \dfrac{F_a f R}{\sin\alpha} > T_T = F_t R' = F_a \tan\beta \cdot R'$ 得同步器的锁止条件为：

$$\tan\beta < \frac{fR}{R'\sin\alpha} \tag{4-4-12}$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

式中：β- —锁止面的锁止角（图 4-4-17）；

R'—— 锁止面的平均半径。

3）惯性锁止式同步器的主要结构参数

（1）摩擦锥面的半锥角 α 和摩擦系数 f

α 愈小，则摩擦力矩 T_f 愈大。但为了避免摩擦面自锁，应使 α 大于摩擦角 ρ，后者又与摩擦系数 f 有关，即 $\tan\rho = f$。推荐 $\alpha = 6° \sim 8°$，但当 $\alpha = 6°$时，当锥面粗糙度控制不严会有粘着和咬伤现象。对于在油中工作的青铜-钢同步器摩擦副，可按 $f \approx 0.1$ 计算。通常在内锥面上制有破坏油膜的细牙螺纹槽（齿顶宽 0.1～0.2mm，螺距≤0.8mm）及与之相交的 6～12 条轴向泄油槽，以提高 f 值。

（2）摩擦锥面的平均半径 R 和同步锥环的径向厚度 W

当结构布置允许时，R 和 W 值应尽量取大些。

（3）摩擦锥面的工作面宽 b

可根据摩擦表面的许用压力 $[p]$ 来确定：

$$b = \frac{T_f}{2\pi f [p] R^2} \quad (mm) \tag{4-4-13}$$

式中：T_f——摩擦力矩，N·mm；

f——摩擦系数；

R——摩擦面的平均半径，mm；

$[p]$——摩擦表面的许用压力，钢、青铜摩擦副，取 $[p] = 1 \sim 1.5$MPa，钢对钼（钢或球铁上喷镀钼，厚约 0.6～0.8mm）摩擦副取 $[p] = 1.5 \sim 2$MPa。

也可参考下列经验公式选择 b。

锁环式同步器 $b \approx (0.25 \sim 0.4) R$

锁销式同步器 $b \approx (0.14 \sim 0.20) R$

（4）锁止角 β 与锁止面的平均半径 R'

按前述同步器的锁止条件确定，通常 β 在 26°～40°范围内。

（5）同步时间 t_T 与轴向推力 F_a

t_T 可按前述计算公式计算；一般 F_a 在 100～350N 范围内，轿车和轻型客、货车取下限，重型车取上限。t_T 应控制在 1.0s 以下，其中轿车挂高档时 t_T 应在 0.15～0.30s 范围内，挂低档时在 0.5～0.8s 范围内；货车挂高档时应在 0.3～0.8s 范围内，挂低档时取 1s。

4.4.7 副变速器与分动器

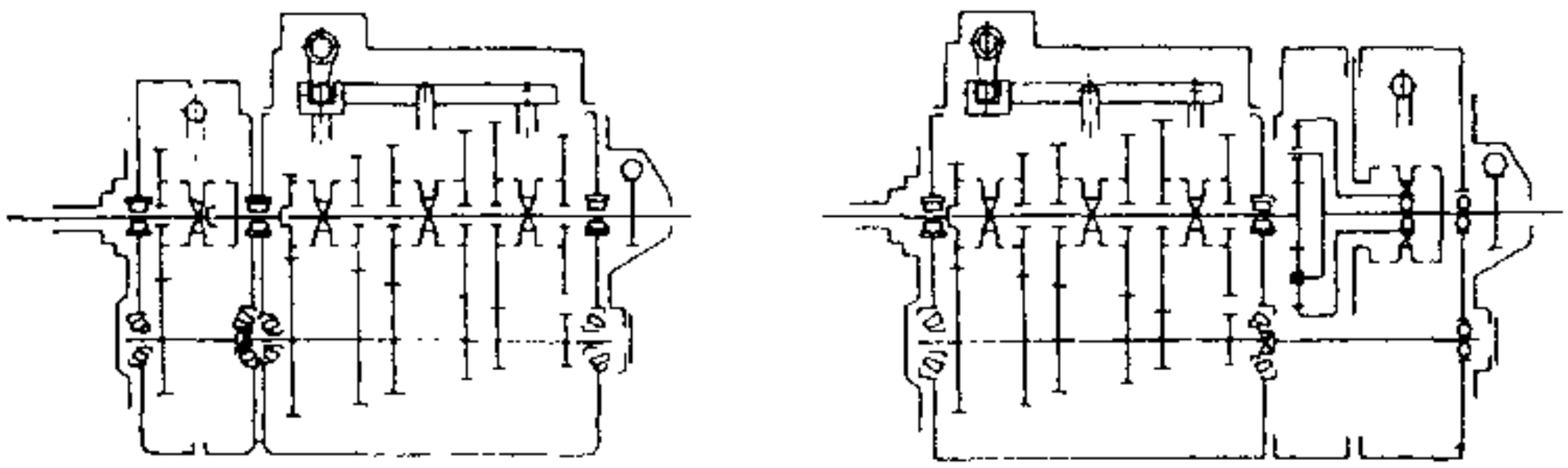
1）副变速器

用于空、满载质量变化大、使用条件复杂、尤其柴油机转矩变化平缓、适应性差，需要扩大传动比范围、增多档位数，以适应在各种使用条件下的动力性与经济性要求的重型车，为不使变速器的结构过于复杂和便于系列化、多以四档或五档变速器与两或三、四档副变速器组合，副变速器可装在变速器之前或之后或之前与之后（图 4-4-18）。前置副变速器多由一对齿轮组成超速档代替变速器的常啮合传动齿轮，结构紧凑、易变型；后置副变速器可由两对齿轮或行星齿轮机构组成，传动比较大，后置可减小变速器的尺寸及负荷，为常用型；前后均置方案可得到更多档位。主、副变速器多联成一个单独总成，以利拆装。主、副变速器可分段或交替地换档，前者使两种传动比分段衔接，后者交替插入。也有将分段式与插入式结合成综合式的传动比搭配。副变速器多采用同步器及预选—气动式换档机构换档。

2）分动器

装于多桥驱动汽车的变速器之后，用于传递和分配动力至各驱动桥，兼作副变速器之用。常设两个档，低档又称为加力档。为了不使后驱动桥超载，常设联锁机构，使只有接合前驱动桥以后才能挂上加力档，并用于克服汽车在坏路面上和无路地区的较大行驶阻力及获得最低稳定车速（在发动机最大转矩下一般为 2.5～5km/h）。高档为直接档或亦为减速档。图 4-4-19 给出了分动器的几种结构方案。

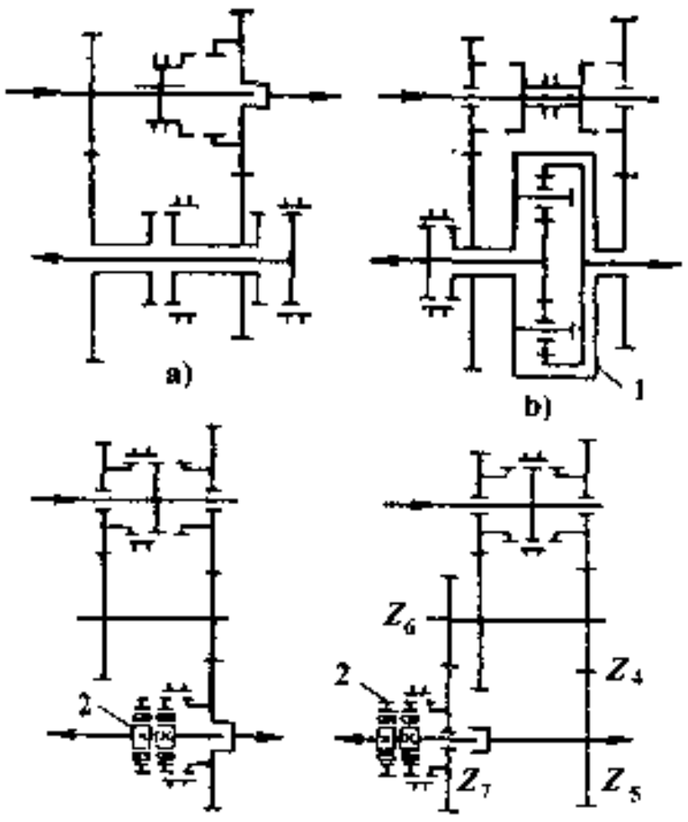
汽车论坛 http://www.qclt.com



a) b) c)

图 4-4-18 主、副变速器组合方案

a)副变速器前置;b)副变速器后置;c)副变速器前后均置



a) b) c) d)

图 4-4-19 分动器的结构方案简图

a)不带轴间差速器;b)带轴间差速器;c)、d)装超越离合器

1-轴间差速器; 2-超越离合器

(1) 不带轴间差速器的分动器

如图 4-4-19a) 及图 4-4-20 所示，各输出轴具有相同转速，而转矩分配则与该驱动轮的阻力及其传动机构的刚度有关。这种结构的分动器在挂低档时同时接通前驱动桥，挂高档时前驱动桥一定与传动系分离，使变为从动桥，以避免发生功率循环并降低汽车在好路面上行驶时的动力消耗及轮胎等的磨损。

(2) 带轴间差速器的分动器

如图 4-4-19b)及图 4-4-21 所示，各输出轴可以不同的转速旋转，而转矩分配则由差速器传动比决定。据此，可将转矩按轴荷分配等比例地分配到各驱动桥。装用这种分动器的汽车，不仅挂加力档时而且挂分动器高档时都可得到全轮驱动，以充分利用附着质量及附着力，提高汽车在各种路面上的牵引性能。轴间差速器可消除多桥驱动汽车的功率循环，但却降低了汽车的抗滑能力，故常需加装差速锁。

(3) 装超越离合器的分动器

利用前、后轮的转速差使当后轮滑转时自动接上前驱动桥，倒档时则用另一超越离合器工作（图 4-4-19c)、d))。

有的分动器兼用齿轮及传动链。分动器的主要参数（中心距、齿轮模数、轴径等）选择可按变速器相应参数选择的计算

汽车论坛 http://www.qclt.com

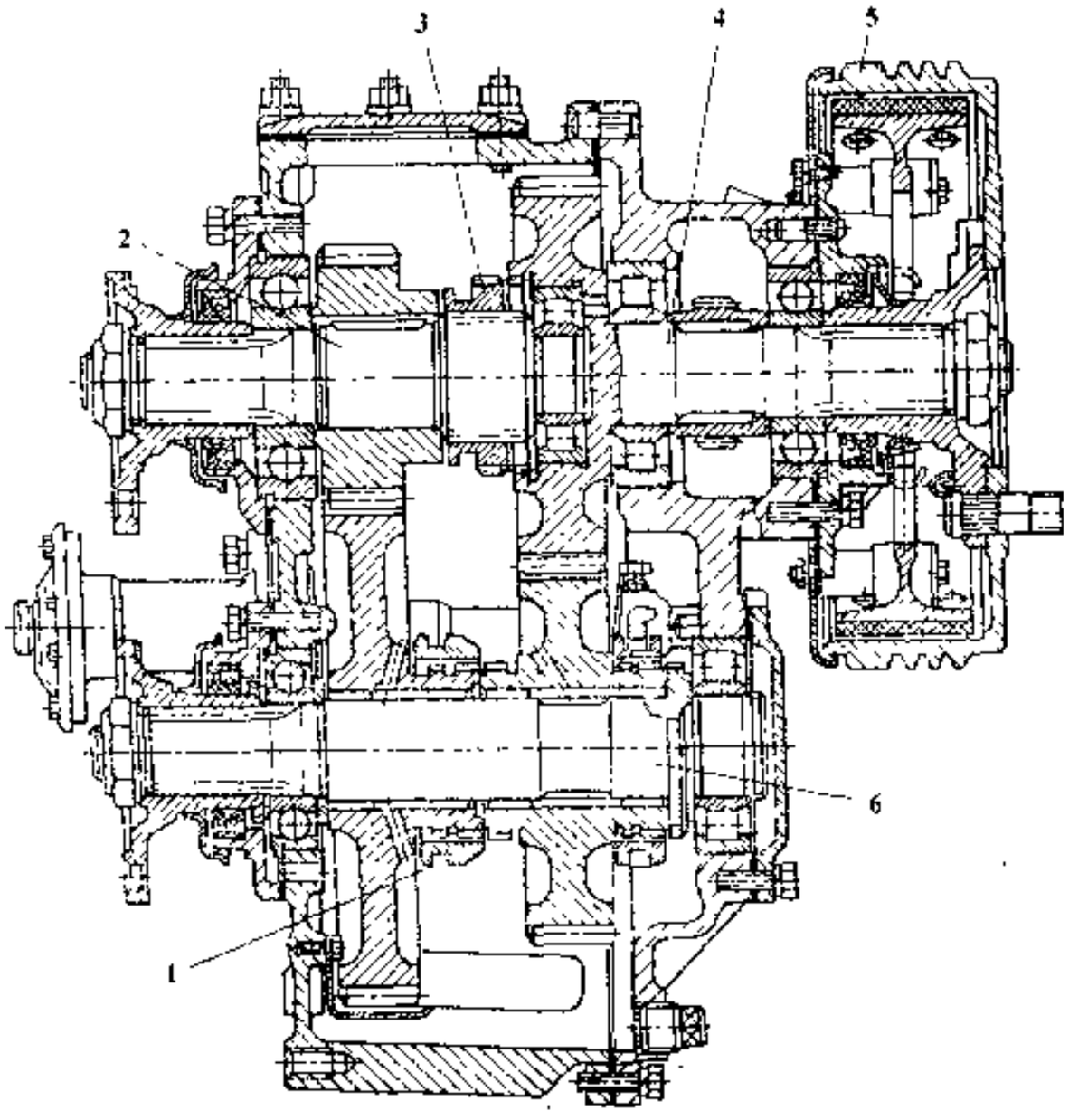


图 4-4-20 不带轴间差速器的分动器

1、3-换档啮合套和接合齿；2、4、6-分别为第一轴、第二轴和中间轴；5-中央制动器

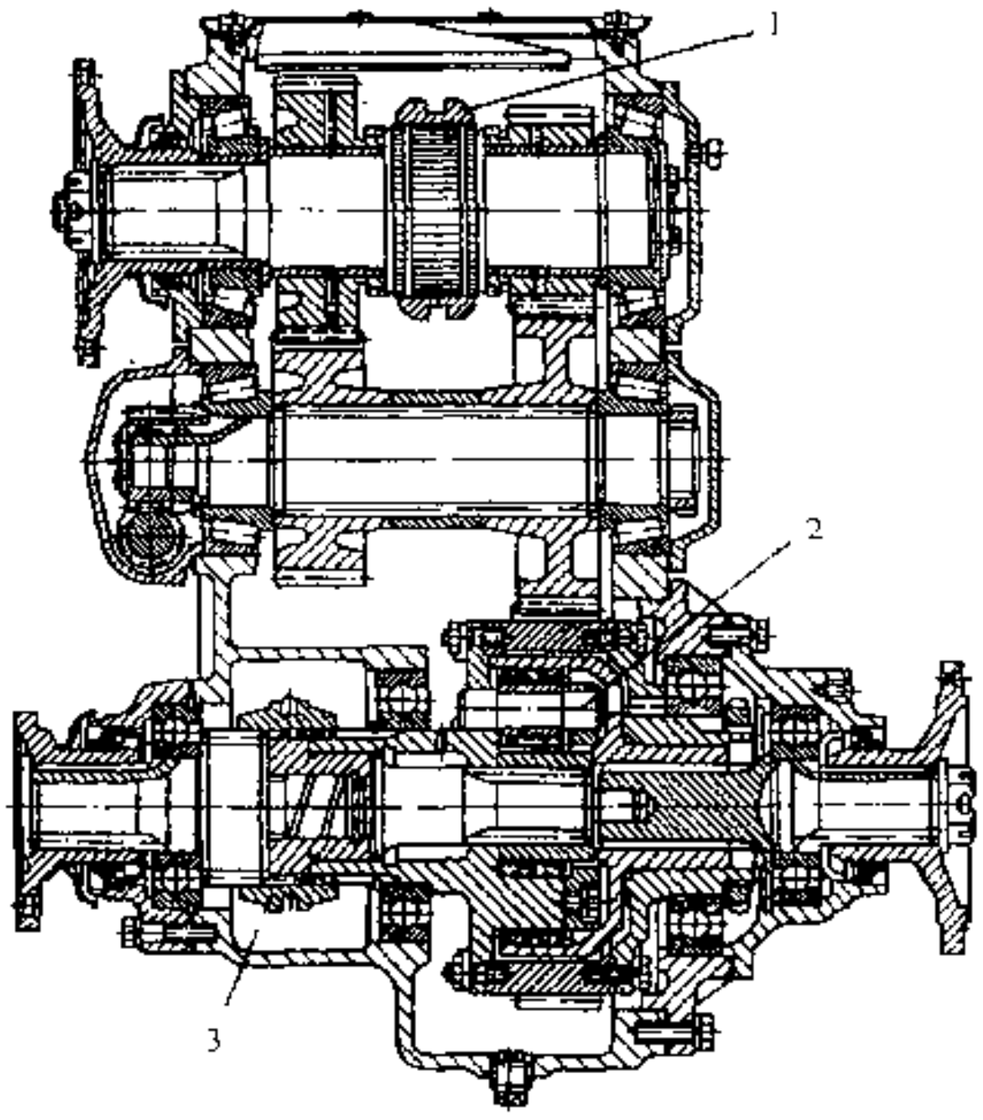


图 4-4-21 带有轴间差速器的分动器

1-换档啮合套；2-轴间差速器；3-差速锁

公式进行。分动器多采用飞溅润滑。操纵机构的安置应可靠，不应受车架等变形的影响。

4.4.8 变速器、副变速器与分动器试验

除通过整车道路试验及使用试验进行考核外，还进行室内台架试验考核齿轮的可靠性与疲劳寿命、同步器和换档机构的工作性能与耐久性，测定传动效率、噪声及刚度等。

齿轮疲劳寿命试验多在闭式试验台上进行。常以发动机最大转矩加载，或根据载荷谱由程序控制模拟随机载荷加载，有时也以反复的阶梯载荷加载。闭式试验台的特点是被试总成所传递的功率在试验台内部进行循环，而用于克服试验台内摩擦阻力的功率仅为所传递功率的20%～25%左右，消耗功率少、运行费用低。被试总成各档齿轮的使用寿命应大致均等，为此应根据车型及使用条件确定台架试验应满足的循环次数，或按台架试验的循环次数估算齿轮的使用寿命。

汽车论坛 http://www.qclt.com

变速器等的性能试验及传动效率测定在开式试验台上进行。开式试验台由原动机带动被试总成，动力经后者再传给功率吸收装置。多以电力测功机作原动机、以电力测功机、电涡流测功机或水力测功机等吸收功率。

低档和倒档齿轮有时还进行轮静弯试验。

做同步器的性能和寿命试验时，应在变速器第一轴上装上离合器从动盘或具有相等转动惯量的飞轮，由第二轴驱动并在程序控制下自动地反复换档。有时还测定换档力，摩擦力矩，主、从动件的转速以及同步过程、同步时间、换档时间和接合套位移等。

变速器等各档的运转噪声，应在有负荷的状态下在消声室内进行测定。

变速器各轴的挠度和转角，应在发动机最大转矩的当量载荷下测定。

4.5 液力传动装置

4.5.1 液力传动装置的功能

它是以液体为介质的叶片传动机械。工作时，利用工作轮叶片与工作液体的相互作用引起机械能与液体能的相互转换（即泵轮不断地吸收内燃机的动力传递给涡轮），通过液体动量矩的变化改变了传递的转矩。它具有无级连续变化速度与转矩的能力，是最成功地用于汽车的无级变速传动（Continuously Variable Transmission，简称 CVT）的装置，根本上简化了操纵；使车辆起步平稳、加速迅速、柔和，有优良的减振性能，从而延长了动力传动系统寿命，提高乘坐舒适性、车辆的平均速度和行驶安全性；失速时有最大的变矩比，不仅有防止发动机熄火的功能，更主要是大大提高了汽车的通过性。

它的不足之处是效率不高，高效范围窄，这些损失以热的形式发散，进一步加重了散热器的负担，故燃料经济性不高。

4.5.2 液力传动装置的型式和特点

液力传动的基本型式是液力偶合器与液力变矩器。液力偶合器由泵轮与涡轮组成，根据牛顿定律，其泵轮与涡轮力矩始终相等，故属于离合器范畴，液力变矩器与它的区别仅在于两轮之间还有导轮，因导轮对液流的作用，使其输出力矩与输入力矩不等，是一种转矩变换器。因此液力变矩器性能不仅包容它，而且优于它，目前汽车上已很少采用。液力变矩器根据结构和性能特点分类有很多种（图 4-5-1），反映了它在结构方面的进步与发展，但就轿车用液力变矩器而言，经历了螺旋式上升的发展变化过程，即从最简单的三元件开始经过四元件等，现在又回到以三元件单级二相的变矩器为最多的特点。

这一方面是其结构简单；另一方面虽然它低速比范围效率较其它型式低，但高速比范围效率高，而汽车的高速比行驶工况要远远多于低速比工况，故总的效果仍较好。至于较低的变矩比，完全可由增加机械变速器挡位来补偿。

4.5.3 液力变矩器

4.5.3.1 液力变矩器的特性

它由发动机驱动的泵轮、与变速器输入轴连接的涡轮及通过单向离合器安装在变速器壳体上的导轮组成。液体在各工作轮组成闭合的循环流道内，通过动能的变化来传递扭矩。

图 4-5-2 为我国一汽集团红旗轿车 CA770 与上海通用汽车公司的别克轿车的液力变矩器结构，后者带有闭锁离合器。

汽车论坛 http://www.qclt.com

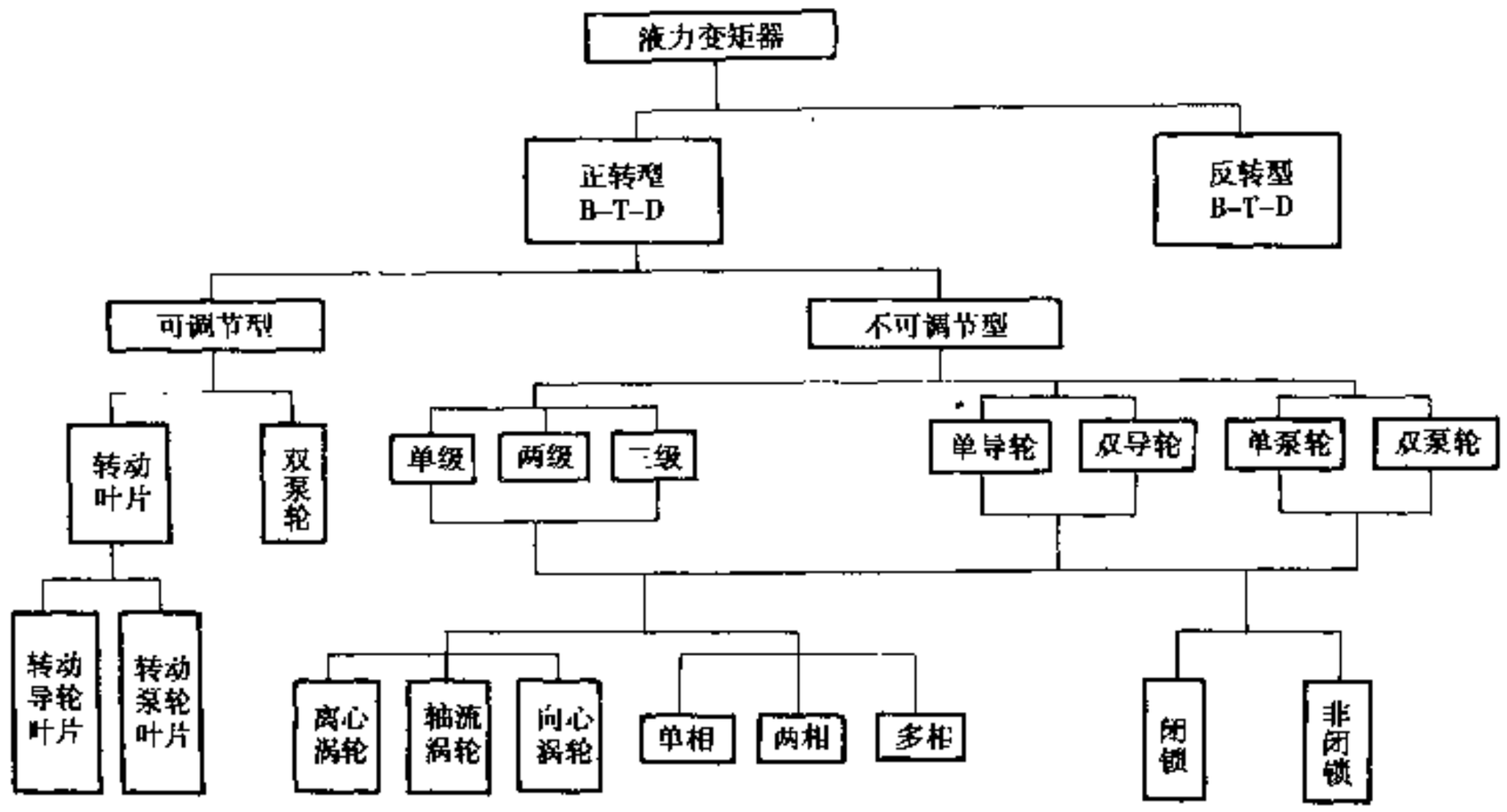


图 4-5-1 液力变矩器结构和性能特点分类

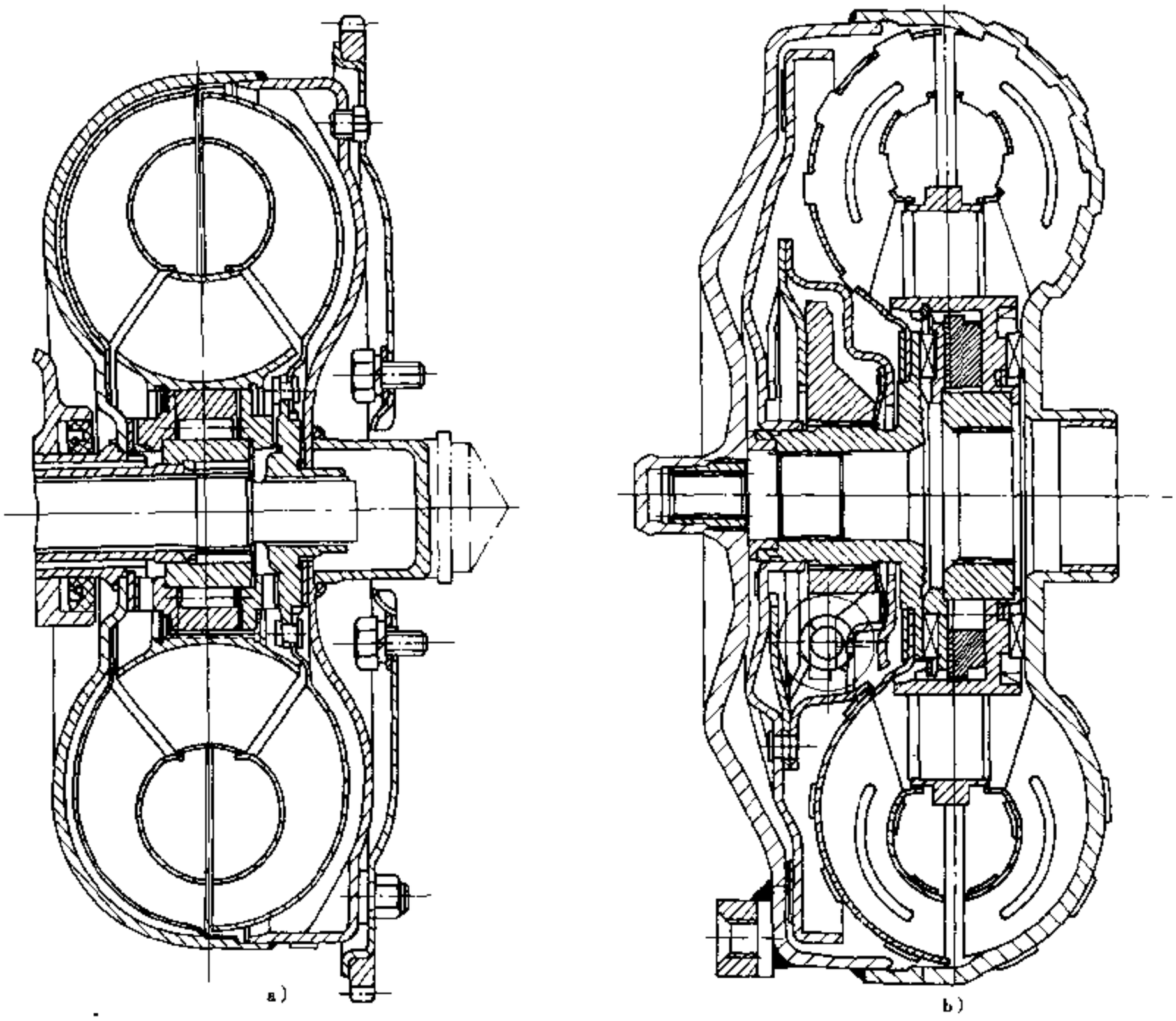


图 4-5-2 三元件单级两级液力变矩器

a) CA770; b) SGM Buick

汽车论坛 http://www.qclt.com

通常用与速比 i 对应的变矩系数 K、效率 η 及能容系数 C_P 来表示液力变矩器的特性（图 4-5-3）。它能确切地表示一系列不同转速、不同尺寸与力学相似的液力变矩器的基本性能。变矩系数 $K=f(i)$ 曲线反映了不同速比工况下涡轮转矩 T_T 相对于泵轮转矩 T_P 的增大倍数，也反映了它对外界负荷变化的自适应能力。评价其适应性的指标是两种工况下的 K 值。一是 $i=0$ 时的零速变矩系数 K_0；二是变矩系数 $K=1$ 时的速比 i_m（偶合器工况速比）。$\eta=f(i)$能够表示传递功率时的损失和有关经济性的概念，是最重要的性能，它决定着结构发展与设计理论的改进。其评价指标，一是最高效率值 η_{max}，它有两种情况，对于单相变矩器 $\eta_{max}=\eta^*$；对于综合式变矩器，为偶合器工况最高效率 $\eta_{max}=\eta_{max_c}$；二是高效范围宽度，指效率不低于 80% 时所对应的速比范围 $d_p=i_{p_2}/i_{p_1}$。这两个指标往往是矛盾的，轿车因常在高速比下工作，η_{max}越高，经济性越好，所以对 η_{max}的要求比 d_p 重要；越野车辆则相反。量化的工作应先对变矩器工况的概率分布进行研究，在此基础上才能有准确结论。近来，变矩器仅在起步、加速或坏路上行驶用，其它通常均转为滑差工况或闭锁工况（机械传动），这说明对 η_{max}的更高追求。$C_P=f(i)$ 曲线表示相对应输入转速下传递扭矩，反映其负荷性能。C_P 值大，说明传递相同的功率时其尺寸可以小、质量小。可用其表达的透穿性能 T 为：

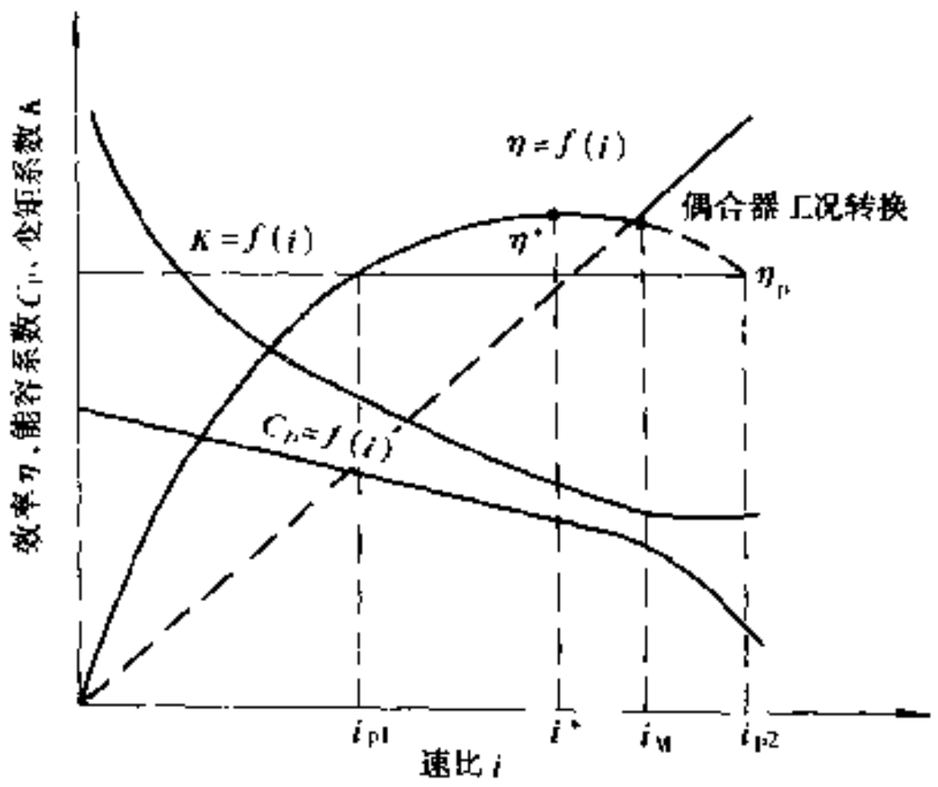


图 4-5-3 液力变矩器特性

$$T=C_{P0}/C_{PM} \tag{4-5-1}$$

式中：C_{P0}、C_{PM}——零速时及偶合器工况点的能容系数。

T 反映涡轮轴上转矩和转速变化时影响泵轮轴上转矩和转速相应变化的能力，即透穿能力。

4.5.3.2 循环圆设计

图 4-5-4 示出了三元件单级二相液力变矩器的循环圆和叶片角度。循环圆形状对变矩器结构尺寸和工作轮制造有很大影响，为适应轿车前置前驱动的需要，轴向尺寸受到严控，故它多已由圆形而变成扁平形。循环圆亦从一圆弧向三圆弧发展。设计时如有性能优良的样机参考，则可根据相似原理进行放大或缩小，以适应新车型的最佳匹配要求。如需要新设计，则先要从发动机特性求出所需能容系数 $C_P=T_P/n_P^2$，T_P，n_P 分别为泵轮的转矩与转速，而后得到有效直径 D 的大概值：

$$D=\sqrt[5]{C_P/k_\lambda} \tag{4-5-2}$$

式中：k_λ——与变矩器型式、叶片形状、液体的密度及速比有关的系数；

D——是变矩器的重要尺寸，对能容系数、循环圆及流道尺寸均有重要影响；

流道形状应保证过流截面沿流线方向的流道面积 S 为常数。如取泵轮出口半径 R_{P_2}为特性半径，则相对面积 $s_n=S_n/R_{P_2}^2$在 0.70～0.90 范围选取；此外，考虑到单向离合器的安装，相对特性半径 $r_{D_2}=R_{D_2}/R_{P_2}$，$r_{T_2}=R_{T_2}/R_{P_2}$选为 0.50～0.65 为宜。

4.5.3.3 液力变矩器的参数

高性能的液力变矩器，须将叶片与液流相互作用的能量损失控制在最小范围。

1）无冲击损失

汽车论坛 http://www.qclt.com

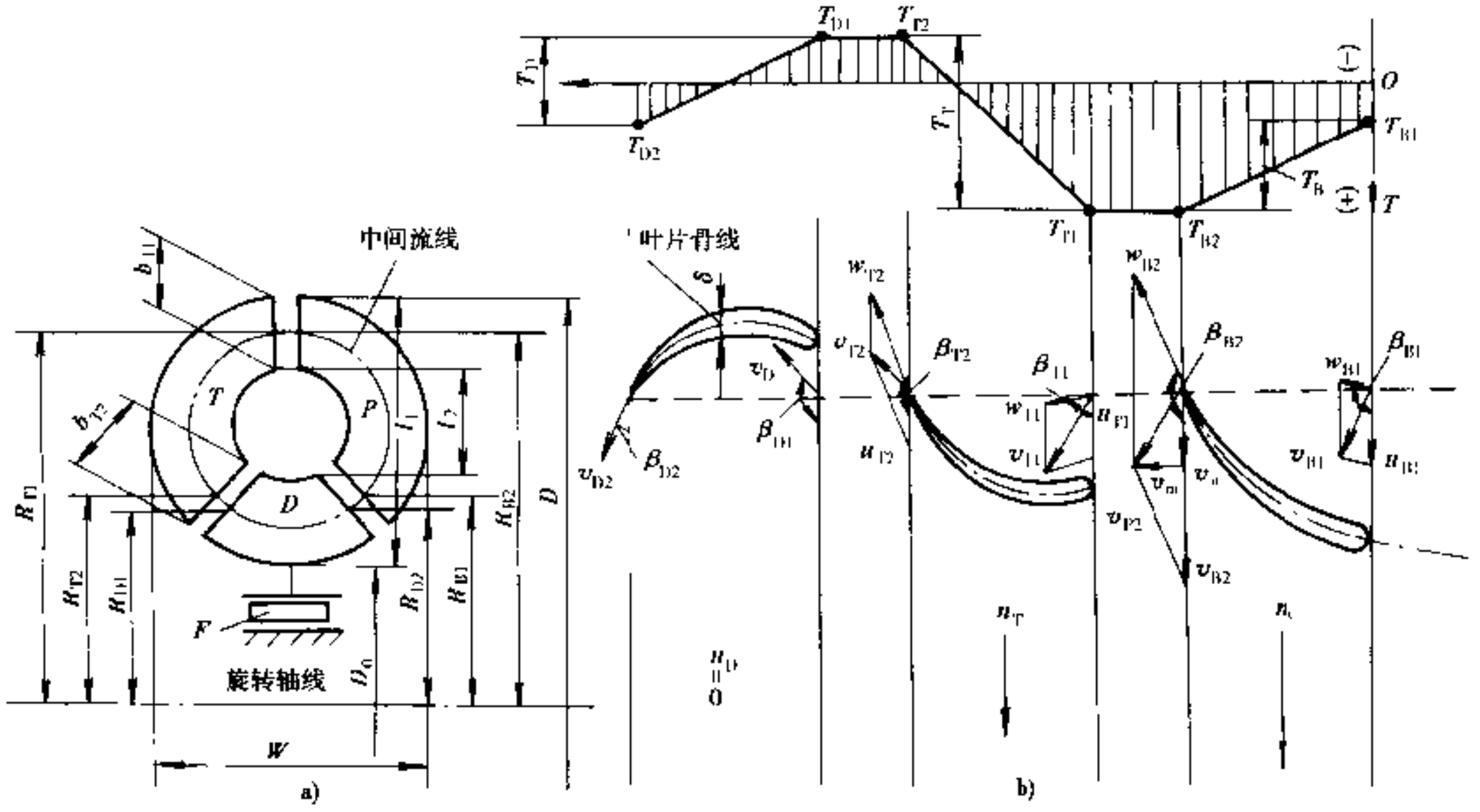


图 4-5-4 二元件三相单级液力变矩器

a)循环圆;b)叶片角度

通常在计算工况应实现无冲击损失，根据一元束流理论，$\sum H_x = 0$ 可解得无冲击入口时各工作轮的入、出口液流角。因 β_{D_2} 的最佳值范围较窄，易选或按式（4-5-4）确定，故下式均是导轮出口角的函数：

$$\cot\beta_{P_1} = \left(-\frac{r_{P_2}}{q^*} + \frac{\cot\beta_{D_2}}{s_{D_2}} \right) s_{P_1}$$

$$\cot\beta_{P_2} = \left[\frac{1}{q^*}\left(\frac{k_\lambda}{q^*\rho} - 1 \right) + \frac{r_{D_2}\cot\beta_{D_2}}{s_{D_2}} \right] s_{P_2}$$

$$\cot\beta_{T_1} = \left[\frac{1}{q^*}\left(\frac{k_\lambda}{q^*\rho} - i^* \right) + \frac{r_{D_2}\cot\beta_{D_2}}{s_{D_2}} \right] s_{T_1} \tag{4-5-3}$$

$$\cot\beta_{T_2} = \left\{ \frac{1}{q^*}\left[\frac{k_\lambda}{r_{T_2} q^* \rho}(1 - K_y^*) - r_{T_2} i^* \right] + \frac{r_{D_2}\cot\beta_{D_2}}{r_{T_2} s_{D_2}} \right\} s_{T_2}$$

$$\cot\beta_{D_1} = \left[\frac{k_\lambda}{r_{D_2} q^{*2} \rho}(1 - K_y^*) + \frac{r_{D_2}\cot\beta_{D_2}}{r_{D_2} s_{D_2}} \right] s_{D_1}$$

式中 $r_{n_1} = R_{n_1}/R_{p_2}$，$r_{n_2} = R_{n_2}/R_{p_2}$，$s_{n_1} = S_{n_1}/R_{p_2}^2$，$s_{n_2} = S_{n_2}/R_{p_2}^2$，$q = Q/R_{p_2}^3\omega_p$，$n$ 相应为泵轮 P，涡轮 T，导轮 D；q 为相对流量这种无因次表达可方便研究。计算工况的 i^*，K_y^*，k_λ^* 是参考表 4-5-1 先给定，再选择 q^*，则上式中诸角度便可初定。式中下标 y 表示内特性，当计及机械损失后，方为外特性。

2）通流损失最小

只要有液体流动就伴随有通流损失，故只有控制其损失至最小，才可能获得最佳效率。它主要取决于叶片角、流量与流通面积。对于给定的 i^* 和 k_λ^*，欲使 η_y^* 实现最大，即为变矩系数 K_y^* 达到最大，则极值的条件为：

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$\partial K_y^* / \partial \mathrm{ctg}\beta_{D_2} = 0, \quad \partial K_y^* / \partial q^* = 0, \quad \partial K_y^* / \partial s = 0,$$

表 4-5-1 向心涡轮液力变矩器参数对性能影响与选择范围

参数	性能参数					现有变矩器	选择推荐值
	$k_{(D)}$	η^*	T_*	k_{λ_*}	耦合器工况 η_{max}	参数范围	
i^* 增大	减小	增大	增大	—	增大	0.5～0.9	i^* 较小时，q^* 应大些
$k_{\lambda y}^*$ 增大	减小	增大	增大	增大	增大	0.060.4	取 0.08～0.2 较大 $k_{\lambda_*}^*$ 应对应较大的 $\gamma T_2 \lambda_B$ 和 q^*
s 增大	增大	增大	影响小	增大	稍有增大	0.6～1.7	取 0.08～0.2 较大 $k_{\lambda_*}^*$ 应对应较大的 $\gamma T_2 \lambda_B$ 和 q^*
γD 增大	增大	不显	减小	减小	减小	0.5～0.7	≤0.65
γT_2 增大	降低	减少	—	减少	0.5～0.65	0.5～0.65	
β_{D_2}	减小	减小	增大	增大	—	20°～40°	要低速性能好，高速闭锁，选 22°～28°；高速性能好，转耦合器，选 25°～35°
β_{P_2}	增大	不显	减小	减小	减小	80°～135°	低速性能好，选 105°～135°，高速性能好，选 80°～90°
β_{t_2} 增大	减小	增大	—	减小	-	148°～154°	
φ_y 增大	减小	不显	不显	—	减小	—	
ξ_m 增大	减小	减小	不显	—	减小	—	

联解其方程得：

$$\mathrm{ctg}\beta_{D_2} = \frac{sr_{D_2}}{q^*}\sqrt{\frac{\xi_{mP}}{\xi_{mP}+\xi_{mD}}} = \frac{1}{m^*}\sqrt{\frac{\xi_{mD}}{\xi_{mP}+\xi_{mD}}} \tag{4-5-4}$$

试验表明 $m^* = q^*/s > 0.35$ 时，损失增大，而 $m^* < 0.17$ 时，叶轮内将出现涡旋，亦引起附加损失，最佳范围为 $0.17 < m^* < 0.35$。

4.5.3.4 叶片设计

一元束流理论是建立在叶片无限薄、数目无限多的基础上，实际上并不可能，过多叶片使流道堵塞，阻力升高，容量与效率下降。过少又会引发旋涡运动，使实际液流角偏离叶片角。一般用下式计算叶片数 Z。

$$Z_n = C_n \frac{R_{n2}}{l_n} \tag{4-5-5}$$

式中：l_n——n 代表相应 P、T、D 的流线展开长度；

C_n——叶轮型式、叶片形状和轴面长度有关的系数，$C_P = 9.512.5$，$C_T = 1119$，$C_D = 1015$。

为减少液流脉动，相邻叶轮的叶片数宜互为质数。

叶片设计遵循的原则，一是应使流道过流断面不变或平缓地变化；二是满足加工的工艺性、制模的可行性。

根据上述 4.5.3.3 在平均流线上确定的工作轮进、出口角度，再用双组线或抛物线设计法求出叶型流

汽车论坛 http://www.qclt.com

道，双纽线可获得更平滑的流道，对弯曲较大的涡轮叶片必须采用它，对向心涡轮还应采用两段双纽线构成骨线，在衔接处相切（图 4-5-5），进、出口则分别与进、出角的斜线相切，以达到减少能量损失，提高效率的目的。导轮叶片需使工作液流方向再次反向流回泵轮，行驶中，流入角变化大，故为减少入口处损失，应用流线型沿骨线加厚的方式，其计算公式为：

$$\bar{\delta}_{li} = \bar{l}/(C_1 + C_2\bar{l} + C_3 l^{-2}) \tag{4-5-6}$$

式中：$\bar{\delta}_{li}$——叶片中间流线由进口至 l 某点处的厚度；

C_1、C_2、C_3——系数，其值分别为 0.34、2.232、25.859；

l——流线展开长度，$\bar{l} = l/l_n$

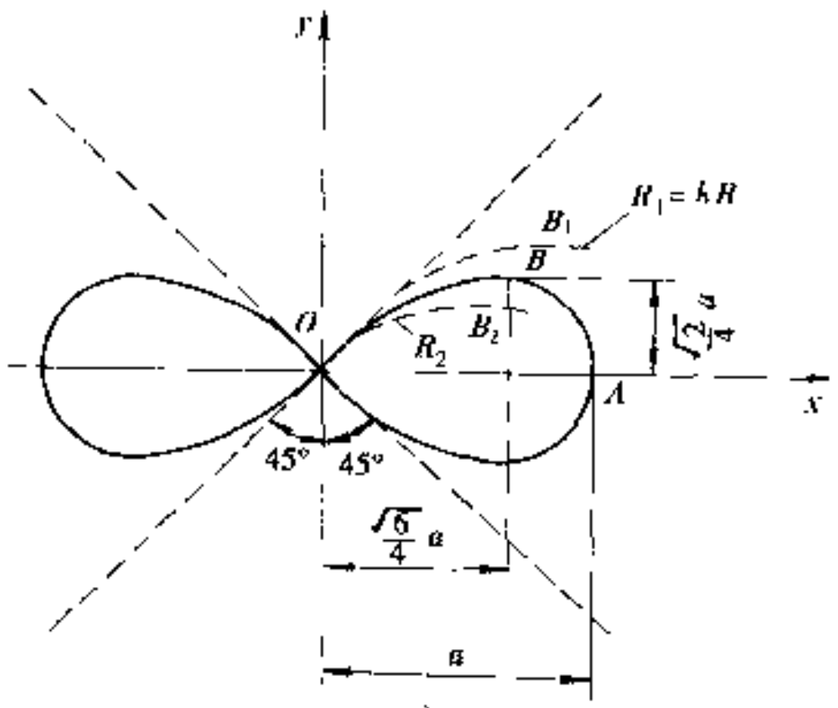


图 4-5-5 双纽线叶片展开图形

a)双纽线；b)双纽线叶片展开图形

由于变矩器循环液流中伴有附面层二次流动产生，流道中液流是三维空间流动，状态极其复杂，应以三元流动理论进行设计。但它应用于设计过于复杂，实用还有距离，故现仍多用一元束流理论设计，其结果是近似的，并且需辅以试验与修正才能完成。向心涡轮液力变矩器的参数与推荐选择值列于表 4-5-1。当液力变矩器的实际性能与设计要求有差别时，一般可改变角度来调整，图 4-5-6 是福特公司通过改变 β_{b_2} 来改变 $K = f(i)$、$\eta = f(i)$、$C_B = f(i)$ 的例子。

计算机的 CAD/CAM/CAE 技术应用于液力变矩器如图 4-5-7 所示，对流道内损失进行更严密的分析，不但使液力变矩器缩短设计周期，而且可获得最佳性能。

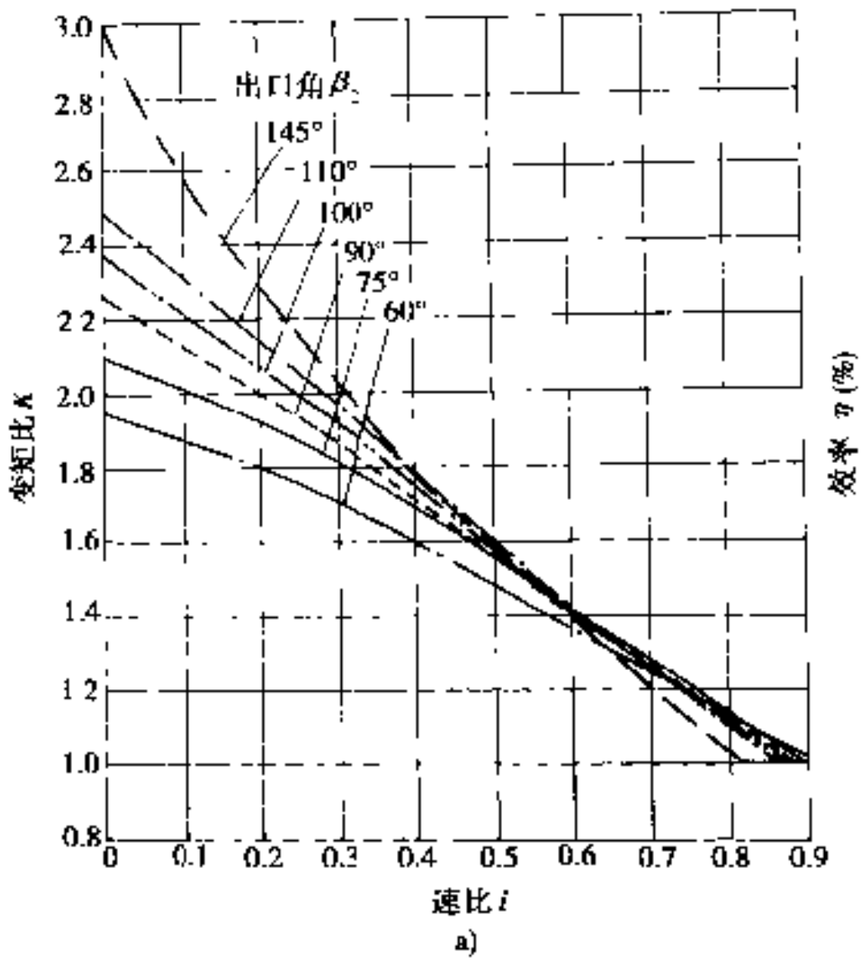
可视流体、激光测速等试验技术，可视察到流体在叶片空间流道中的流速分布、压力分布，以及附面层的形成、局部脱流、涡旋和液流角的偏离等现象，为一元流动理论进入实用化提供了良好的手段。

4.5.3.5 变矩器零件结构

为了降低成本、实现大批量生产，轿车的变矩器泵轮、涡轮叶片都采用冲压工艺，且叶片轮都采用 CAD/CAM/CAE 一体化技术加工制造，大大提高了模具精度，模拟仿真和优化设计方法又使其结构更紧凑、合理。为了采用较薄的钢板，而又有足够刚度，叶片中部有脊。它在内、外环上的固定方法，过去多用铜焊，为了提高生产率，现多改为在叶片上设置几处突起，将其嵌入内、外环的槽内后，一次性滚压固型，也有为固定可靠，铜焊与滚压并用。导轮则采用铝压铸工艺，有径向脱模与轴向脱模二种型式，为了适应前置前驱动汽车，压缩轴向尺寸与大量生产的需要，大都采用轴向脱模式。

导轮的单向离合器有滚柱式、楔块式（图 4-6-12）和棘轮式等，从加速灵敏性、超越阻力大小、成本

汽车论坛 http://www.qclt.com



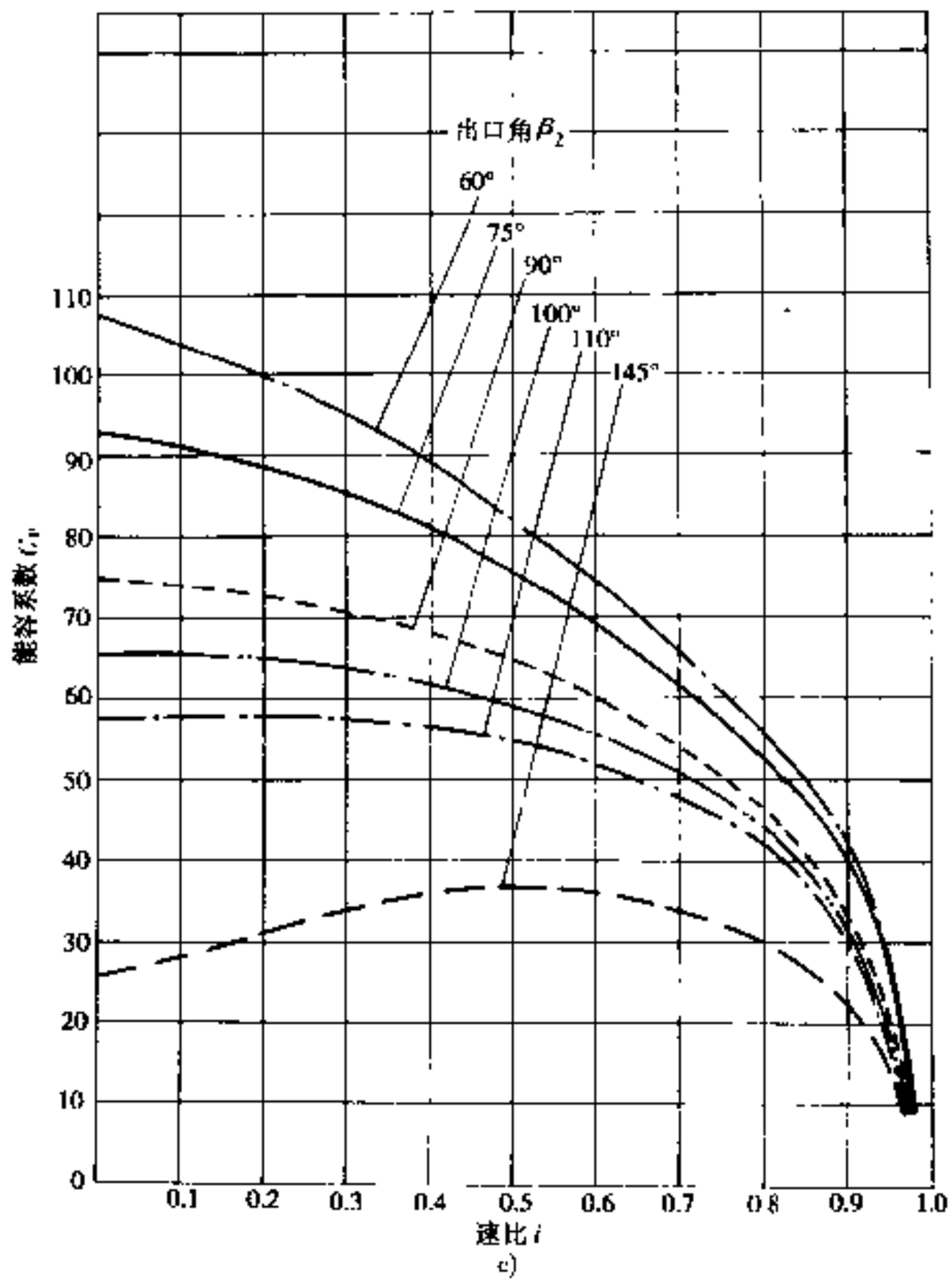


图 4-5-6 变化 β_{P_2} 时变矩系数、效率与容量系数的变化

a)变矩系数;b)效率;c)能容系数

汽车论坛 http://www.qclt.com

等考虑，以滚柱式为好。滚柱式按外圈凸轮形状又分为对数螺旋线、阿基米德螺线及偏心圆等型式，前者工作过程中楔角不变，性能优越，后者便于制造。

4.5.3.6 液力变矩器与发动机的共同工作

液力变矩器对发动机的负荷分布特性（输入特性）和汽车主要使用性能（输出特性）有很大影响，故必须研究其输入特性、共同工作范围和稳定性及其输出特性。

1）共同工作的输入特性

根据图 4-5-3 的液力变矩器的能容系数曲线 $C_p=f(i)$，给定速比 i，在图中查得 C_p，再用泵轮转矩或 $T_p=C_p n_p^2$ 求得不同输入转速 n_p 所对应的 T_p 值，它是一条通过原点的抛物线。不同的 i，其 C_p 值不同，形成一组负荷抛物线，其中包括几个特殊点：$i=0$，i_{p_1} 与 i_{p_2}（对应于 $\eta=80\%$ 之速比），i^* 和 i_{max} 等。对于综合式变矩器，还应加转入偶合器工况点 i_M。再将发动机的负荷特性，以相同的坐标比例画于同一图上，两种曲线的交点是共同工作的稳定点，该图是它们的输入特性（图 4-5-8）。$A_1A_2A_3A_4$ 所包围的面积，是其共同工作范围。

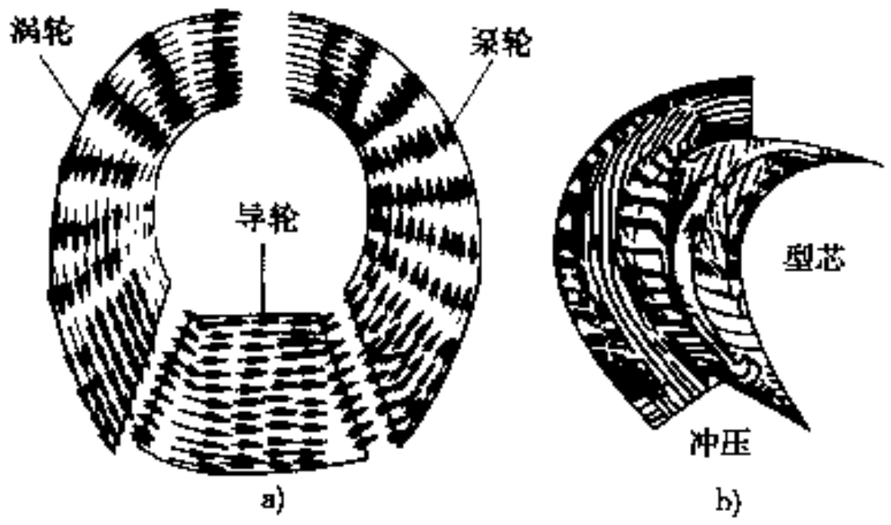


图 4-5-7 液力变矩器速度向量数值计算
a)液力变矩器；b)涡轮

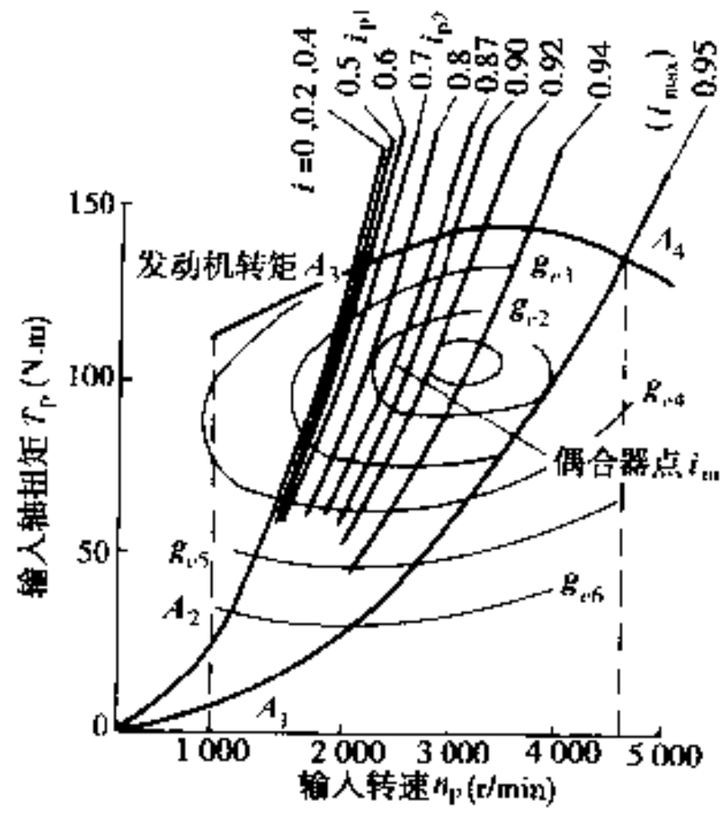


图 4-5-8 液力变矩器与发动机共同工作的输入特性

对于综合式变矩器，应使 η_{max} 与 i_{max} 的负荷线交于发动机最大功率 A_4 点，同时要使 A_1、A_2、A_3、A_4 工作范围包围良好的燃料经济性区。还要校核 $i=0$ 之 A_3 是否与发动机最大转矩点 T_{tm} 重合或接近，以提高车辆起动转矩，或是在其左边的低 n_p 区以降低噪声。A_2 点高低反映了对起动电机的转矩要求。这些要求往往是矛盾的，如侧重配合于燃料经济区，则加速性能差；相反，侧重于大功率区，则燃料经济性变坏，故要按车辆类型分清主次兼顾解决。对于有闭锁的变矩器，匹配关系是不同的，见表 4-5-2，一般在 i_M 工况点闭锁进入机械传动，偶合器工况 C_{PM} 抛物线与发动机负荷特性的交点，要留出转速较高的区域供闭锁时工作。Allison 公司还采用 SCAAN 程序评价匹配性能，它是以可靠性指数和爬坡度作为最终评价依据的，实践证明也是成功的。

2）共同工作的输出特性

在输入特性的基础上，运用 $T_T=-KT_P$，$n_T=in_p$，输出比油耗 $g_{eT}=g_e/\eta$，便可获得如图 4-5-9 所示的变矩器与发动机共同工作的输出特性，它是进行汽车牵引特性计算的基础。输出特性的优劣取决于发动机型式、液力变矩器特性、尺寸 D 以及共同工作的输入特性。优化液力变矩器与发动机的匹配，可使其更多地在高效区工作，提高共同工作的经济性和动力性。

3）液力变矩器与发动机匹配的调整

如共同工作区域不理想时，可进行调整，因其实质是变化泵轮力矩 T_p 的增涨斜率，故从 $T_P=k_\lambda\cdot n_P^2\cdot D^5$ 可知，有下述途径。

汽车论坛 http://www.qclt.com

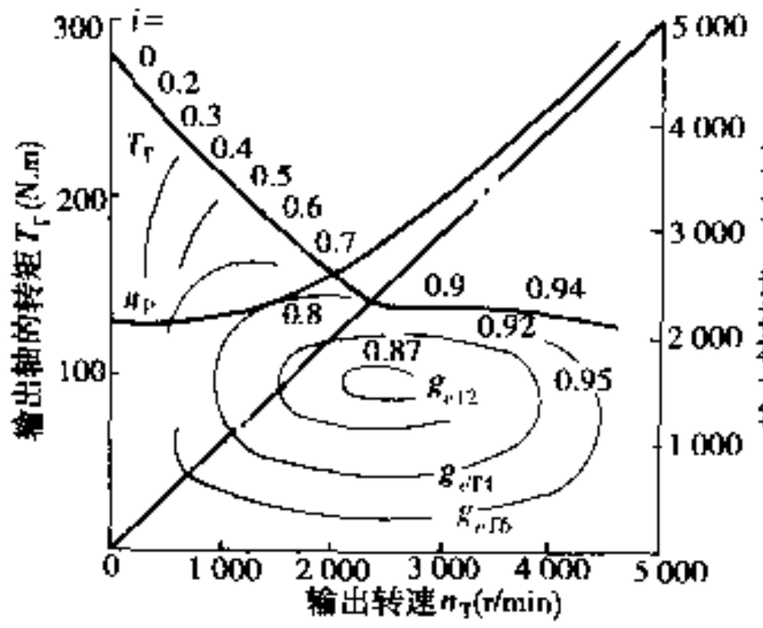


图 4-5-9 液力变矩器与发动机共同工作的输出特性

(1)改变有效直径 D,因 D^5 对 T_P 影响大、明显,常用此办法。

(2)改变 k_x,这是指在同样 D 的前提下通过改变叶片角度 β,从而改变相应的能容,以满足匹配要求。通过改变 D(粗调)或 β(细调)可以匹配不同的特性的发动机,实现了液力变矩器的系列化、通用化。例如,日本爱信公司试图为夏利和奥拓轿车选配液力变矩器时,就采用同一直径(Φ194.2),而仅改变叶片角实现不同能容系数(夏利 $C_{P_0} = k_x D^5 = 1.04$,奥拓 $C_{P_0} = 0.71$)的变矩器。

(3)改变泵轮转速 n_P,在发动机与变矩器之间设中间传动 $i_{eP} = n_e / n_P$,这样使原来的 $n_P = n_e$,变为新的 $n_P = n_e / i_{eP}$,它对 T_P 的影响是 n_P^2,效果也较大。这对一些安装、布置方面困难的车型,也很有效。

表 4-5-2 液力变矩器与变动机的匹配原则

汽车型式及透穿性系数的范围		闭锁型液力变矩器	综合式液力变矩器
载货汽车和公共汽车,$T \approx 1$		$n_{P_0} = (0.8 \sim 0.9)\ n_{em}$	$n_{P_0} = (0.55 \sim 0.75)\ n_{em}$
轿车	$T > 2$ 时	$n_{P_0} = (0.6 \sim 0.8)\ n_{em}$	$n_{P_0} = (0.6 \sim 0.8)\ n_{em}$
	$T < 2$ 时	$n_{P_0} = (0.7 \sim 1.1)\ n_{em}$	$n_{P_0} = (0.7 \sim 1.1)\ n_{em}$
公共汽车	$T > 2$ 时	$n_{P_0} = (1.3 \sim 1.6)\ n_{em}$	$n_{P_0} = (1.0 \sim 1.4)\ n_{em}$
	$T < 2$ 时	$n_{P_0} = (1.4 \sim 1.7)\ n_{em}$	
	ZF 公司	$n_{P_{OF}} = n_{em} + (100 \sim 200)\ RPM$	
		$n_{P_{OE}} = n_{em} + (300 \sim 500)\ RPM$	
	Allison 公司		
	增压柴油机	$n_{P_{OE}} = n_{em} + 0.6\ (n_{ep} - n_{em})$	
载货汽车	$T > 2$ 时	$n_{P_0} = (1.4 \sim 1.7)\ n_{em}$	$n_{P_0} = (1.2 \sim 1.6)\ n_{em}$
	$T < 2$ 时	$n_{P_0} = (1.5 \sim 1.8)\ n_{em}$	

注:(1)n_{P_0} 为起步工况($i = 0$)的共同工作转速,n_{em} 为发动机最大转速,n_{ep} 为发动机最大功率点转速。

(2)对高速发动机,n_{P_0} 应选得小些;对低速发动机,n_{P_0} 应选得大些。

(3)对小功率发动机,n_{P_0} 应选得大些;大功率发动机应选得小些。

(4)对单位功率比较小的车辆,如公共汽车,n_{P_0} 应选得大些;对载货汽车,因对噪声限制不严,n_{P_0} 可选更大些。

(5)对综合式液力变矩器,n_{P_0} 应选得小些。

(6)此表是对汽油机而言的,对柴油机,n_{P_0} 应选得比表中值小些。

(7)下标 E 为经济型,D 为动力型。

4.5.4 锁止离合器

综合式变矩器在偶合器工况区,即使在最高效率点泵轮与涡轮仍有 5% 左右的滑转,即有相应的能量损失。自动变速器的多档化减轻了对液力变矩器功能的依赖,可在一定条件下为了降低油耗,采用锁止离合器使泵轮与涡轮连接为一体。它装于涡轮轴的花键上(图 4-5-2b),车辆低速或变矩器低速比时,工作油压通过涡轮轴与泵轮轴的空腔流入锁止离合器的前部,$F_2 > F_1$,使其处于脱开状态(图 4-5-10)。当汽车的中、高速行驶或变矩器在 $i > i_M$ 工况时,工作油压通过涡轮与导轮轴套间油路,进入其后部、前部的

汽车论坛 http://www.qclt.com

油通过涡轮轴空腔排出，$F_1 > F_2$，锁止。因此，无功率损失，不会引发油温升高，无需将液力变矩器油送全散热器冷却。

无滑转的闭锁使液力传动又转为机械传动，为吸收发动机或路面冲击引发的振动，在离合器中均装有扭转减振器，压紧片通过弹性元件连接到壳体，可保证压紧片沿切向和轴向均具有弹性。即使如此，对发动机的低速振动仍很难衰减。而闭锁点一般多取为从偶合器工况点开始，效率损失仍较多，但过低的速比闭锁，不仅使闭锁产生冲击，而且车辆快速制动时还会使发动机熄火，故初期用锁仅限于高档高速小节气门开度这一很狭窄范围。为了扩展闭锁范围，故在变矩器工况与全闭锁工况之间宜用滑差控制进行过渡(图 4-5-11)，用电控系统控制液压回路对闭锁离合器摩擦片上压紧油压调节来实现（图 4-5-12），后续的全闭锁工况也是由同一系统完成的。

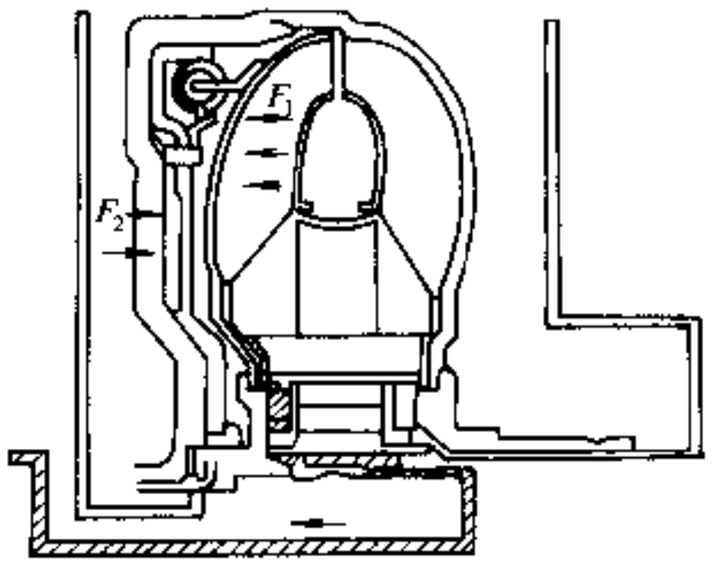


图 4-5-10 液变矩器的闭锁

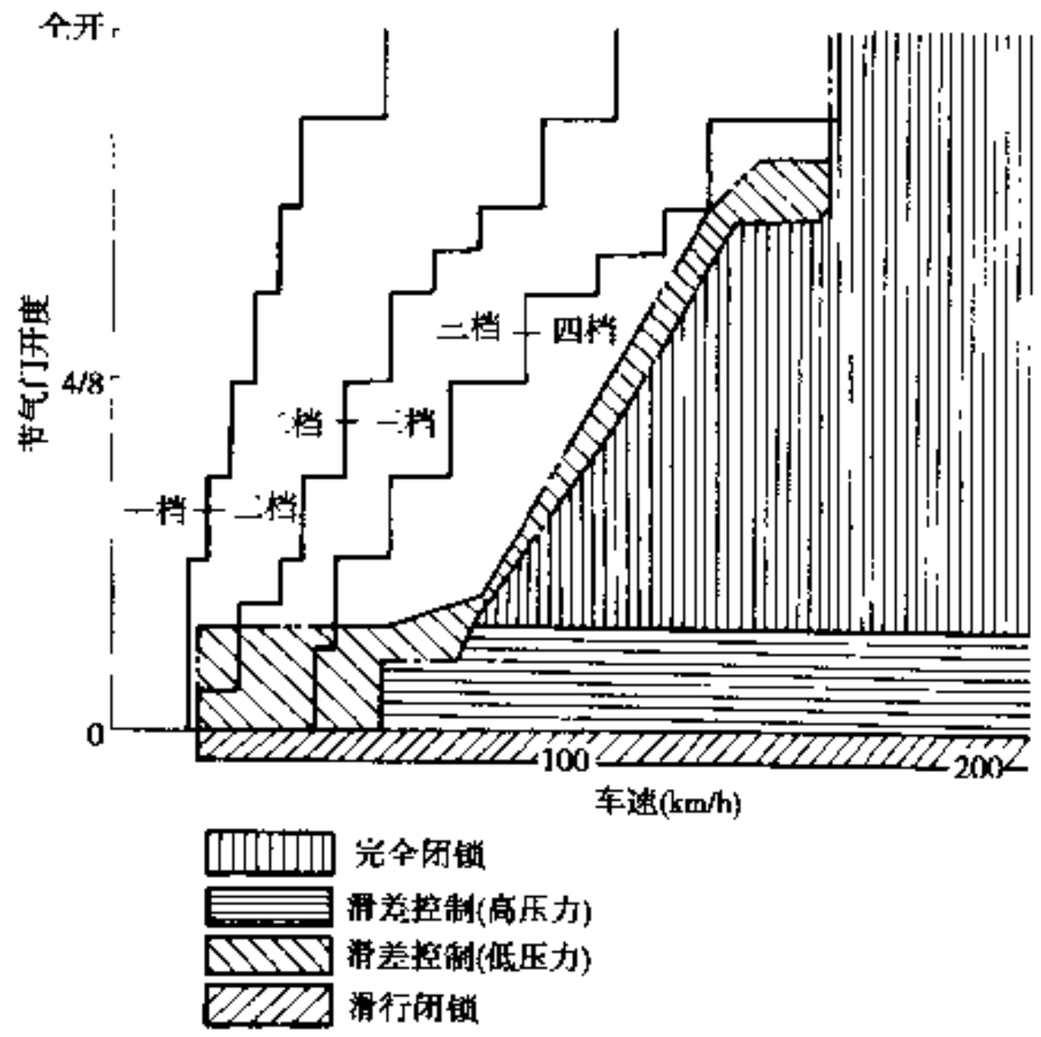


图 4-5-11 闭锁控制规律

这种滑差控制可从变矩器工况的变扭比 $K = 1.3$ 左右开始，从图 4-5-11 可知，其阴线区占据了很大面积。从图 4-5-13、按 LA4 模式（城市行驶工况循环模式）的试验表明，离合器全闭锁的工况很少，而大量的是滑差工况，这不仅降低振动、噪声，而且可以提高汽车的燃料经济性，改善牵引性能，还可以利用发动机制动，它不但解决了燃料润滑性与行驶平顺性的矛盾，而且提高了性能。但一定要注意全闭锁必须在综合式变矩器基础上进行，否则效率不但不会提高反而下降。

而打滑的精确控制在控制理论上用 H_∞ 控制代替传统的 PID 控制，不仅响应快、稳定，而且鲁棒性好。

从滑转控制看，粘性联轴节则有更佳的性能。

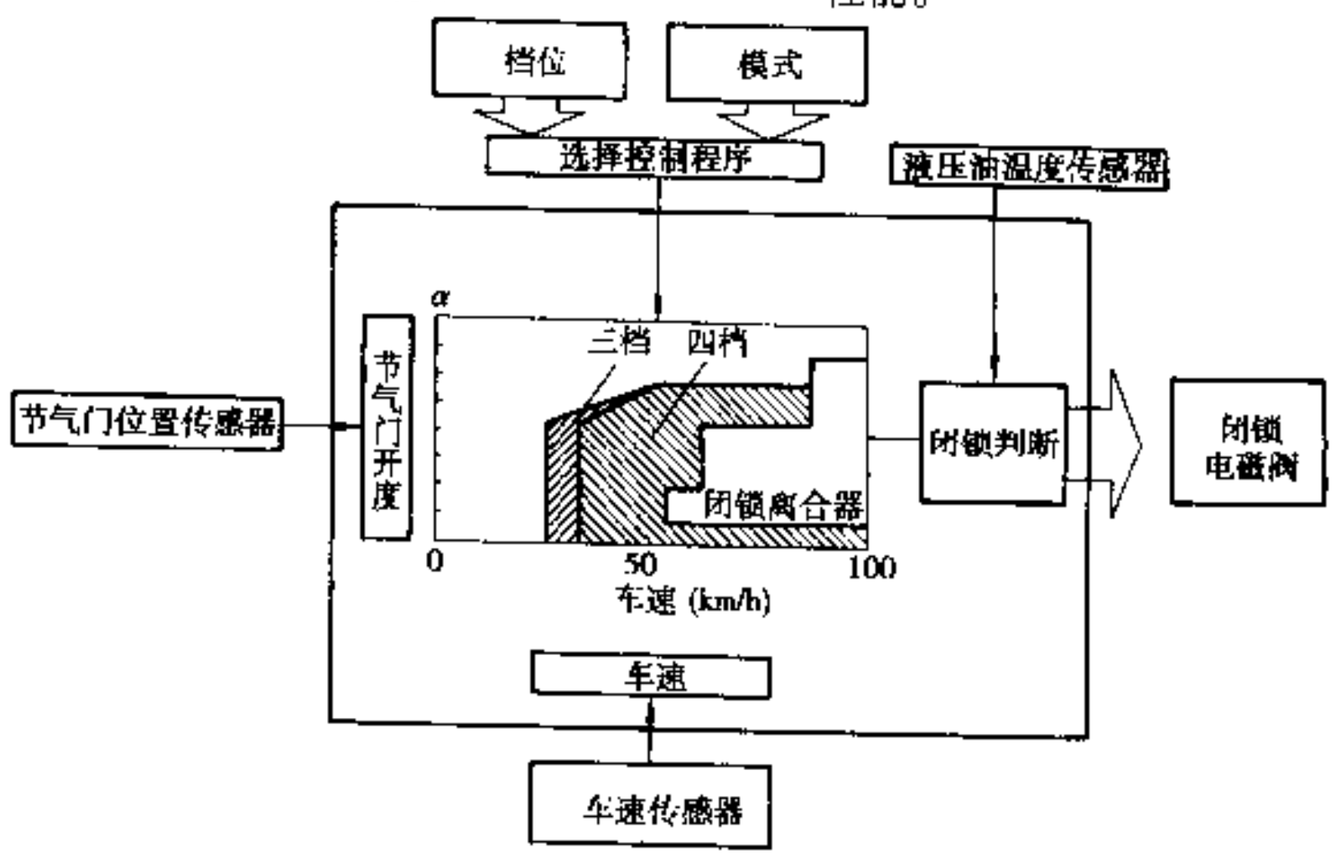


图 4-5-12 离合器闭锁的电控系统

汽车论坛 http://www.qclt.com

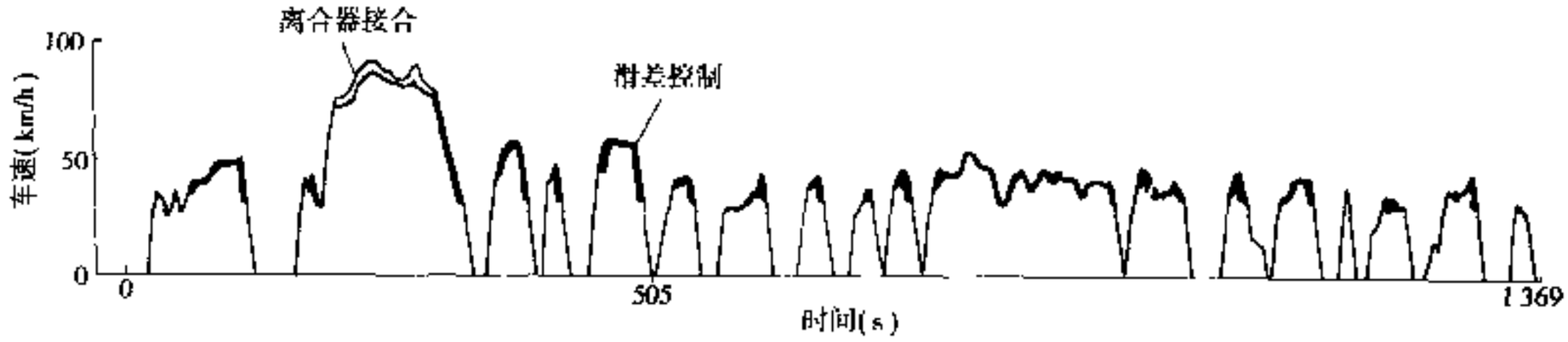


图 4-5-13 LA4 模式滑差控制

4.6 有级式自动变速器

4.6.1 概述

手动变速换档不仅对人的体力和脑力是一种负担，而且也阻碍汽车的发展和性能的提高。为此，本节介绍常见的齿轮式变速传动及与其匹配的离合器的操纵自动化，所涉内容应属有级式自动变速器，但人们也习惯称之为自动变速器。它主要由起动装置（对液力式为液力变矩器，对机械式为离合器）、齿轮式变速器及实现变速的自动控制系统三大部分组成。其分类列于表 4-6-1。

表 4-6-1 有级式自动变速器的分类

分类		起动装置	齿轮系	换档元件
全自动变速器	液力式	液力变矩器	行星齿轮式	多片离合器、单向超越离合器
	液力式	液力变矩器	平行轴式	多片离合器、单向超越离合器/干式离合器、同步变速器
	机械式	F式单片离合器	平行轴式	同步器、变速执行元件
	机械式	湿式单片离合器	平行轴式	变速执行元件

不同车型装用的自动变速器，在型式、结构上差异很大，通常分为以下几类。

4.6.1.1 按自动化程度分

（1）有级式半自动式

多指仅将离合器操纵实现了自动化的变速器，故又称自动离合器，曾有真空式、机械式、液力式、电磁式、电动式等多种型式，现以电动式较受欢迎。

将液力变矩器与换档离合器和手动变速器组合而成的选择式半自动变速器如图 4-6-1 所示，又称 WSK，多用于重型车辆、军用车辆。半自动变速器在提高效率、降低成本与降低操纵力等方面有其优势，但手动的缺点仍旧存在。

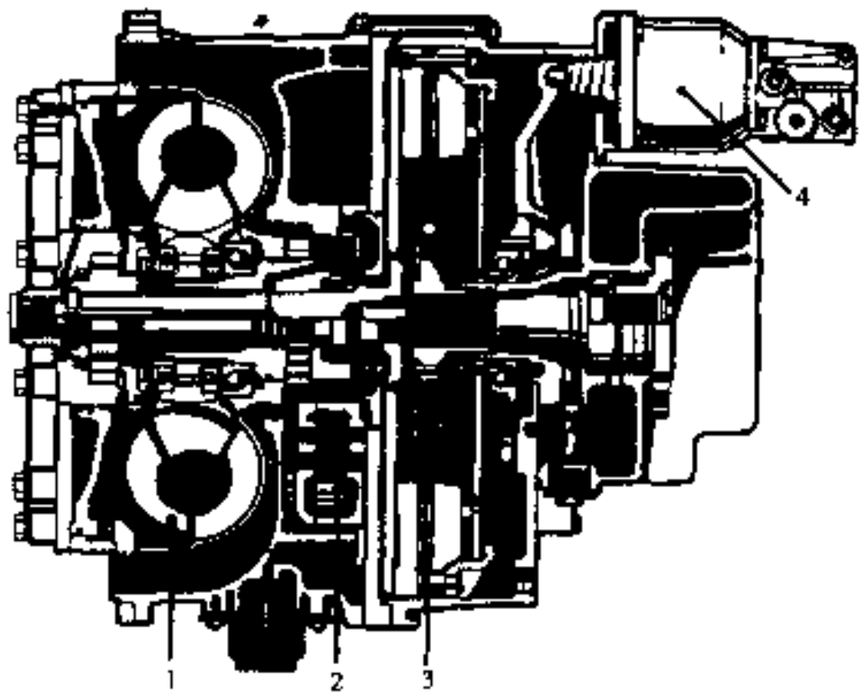


图 4-6-1 液力变矩器—离合器总成（WSK）
1-带锁止离合器的液力变矩器；2-油泵；3-干式离合器；4-操纵离合器的助力器

（2）有级式自动式

4.6.1.2 按驱动方式分

1）发动机前置自动变速器后置驱动（FR）

液力变矩器和齿轮变速器在同一轴线，因纵向长度不受限制，故轴向尺寸可以较长。五档以上的自动变速器多为此式。

2）发动机前置自动变速器前置驱动（FF）

在自动变速器壳体内还装有主减速器，有纵置与横置二种，横置受汽车横向尺寸限制，需将输入轴和输出轴设计成两根轴线（图 4-6-2）。

汽车论坛 http://www.qclt.com

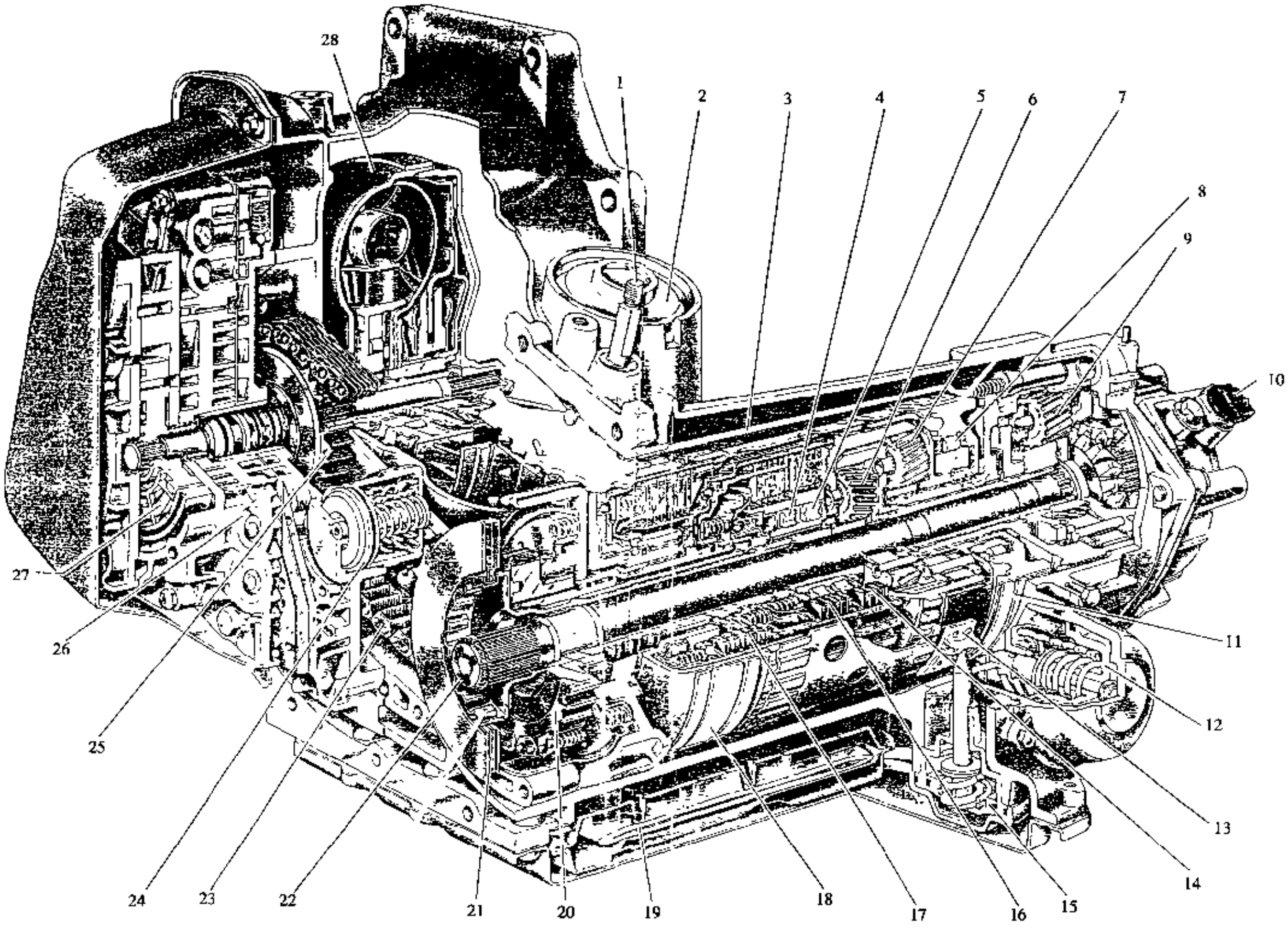


图 4-6-2 FF 式自动变速器

1-手操纵杆；2-倒档伺服装置；3-停车锁执行机构；4-二档单向离合器；5-输入轴单向离合器；6-输入轴行星架；7-反作用行星架；8 —二档单向离合器；9-主减速器差速器；10-速度传感器；11-前进档制动带；12-前进档伺服装置；13- 二档制动带；14-输入离合器；15-手动 二档伺服装置；16-第 5 离合器；17-第二离合器；18-倒档制动器；19-滤清器；20-从动链轮；21-第四离合器；22-输入轴；23-驱动链轮；24- 二四档蓄能器；25-主动链轮；26-控制阀；27-油泵；28-液力变矩器

汽车论坛 http://www.qclt.com

4.6.1.3 按齿轮系型式分

(1) 行星齿轮式

齿受力小且径向力平衡，故结构紧凑，又能获得较大传动比，易于自动化，为绝大多数轿车所采用，一般为4档，已开始用5档，而6档已在开发中。

(2) 平行轴式

又称固定轴式，即为普通手动齿轮式，易制造、成本低，多为机械式自动变速器所采用。

4.6.1.4 按控制方式分

(1) 全液压控制

(2) 电控-液动控制式

(3) 全电控电动式

4.6.2 平行轴式自动变速器（AMT）

4.6.2.1 机械式自动变速器（AMT）

用电子技术改造传统手动齿轮式变速器，使其自动化。保留了原干式离合器和同步式变速器的结构，只是将操纵部分改为执行机构（图4-6-3）。有电-液、电-气、全电等三种控制方式，图4-6-4所示的为电控-液动系统。

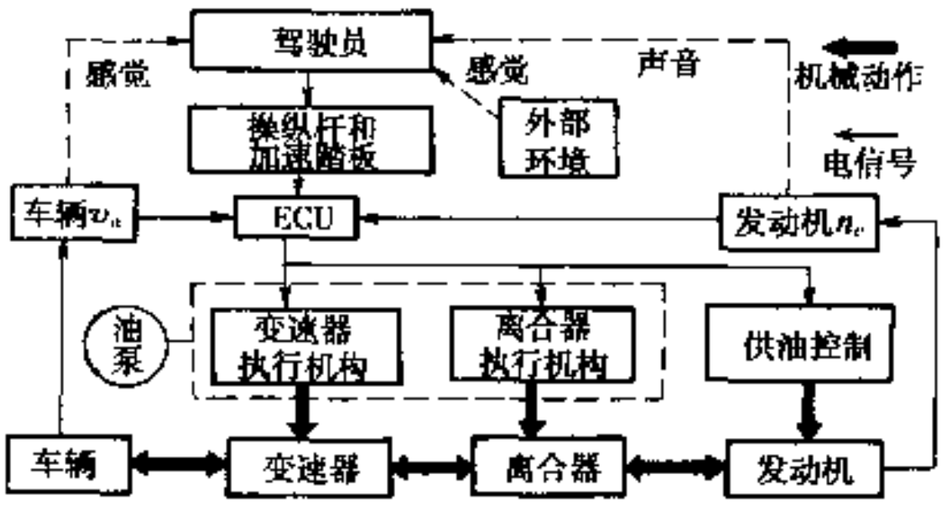


图4-6-3 机械式自动变速器的基本原理

离合器的执行机构是单杆型单动液压缸，电磁阀 V_1 开放，使离合器分离，并保持分离状态，同时电磁阀 V_5、V_7 或 V_6、V_8 使变速器摘档和挂入新档后，V_1 关闭，V_3，V_4 工作，并由电子控制单元（ECU）进行脉宽调制，获得汽车在工况时所需的离合器最佳接合速度，直至完成离合器接合。在此期间，发动机油门开度自适应的跟随离合器，分离时快速收油，接合时均匀加油。从而自动地实现了换档。

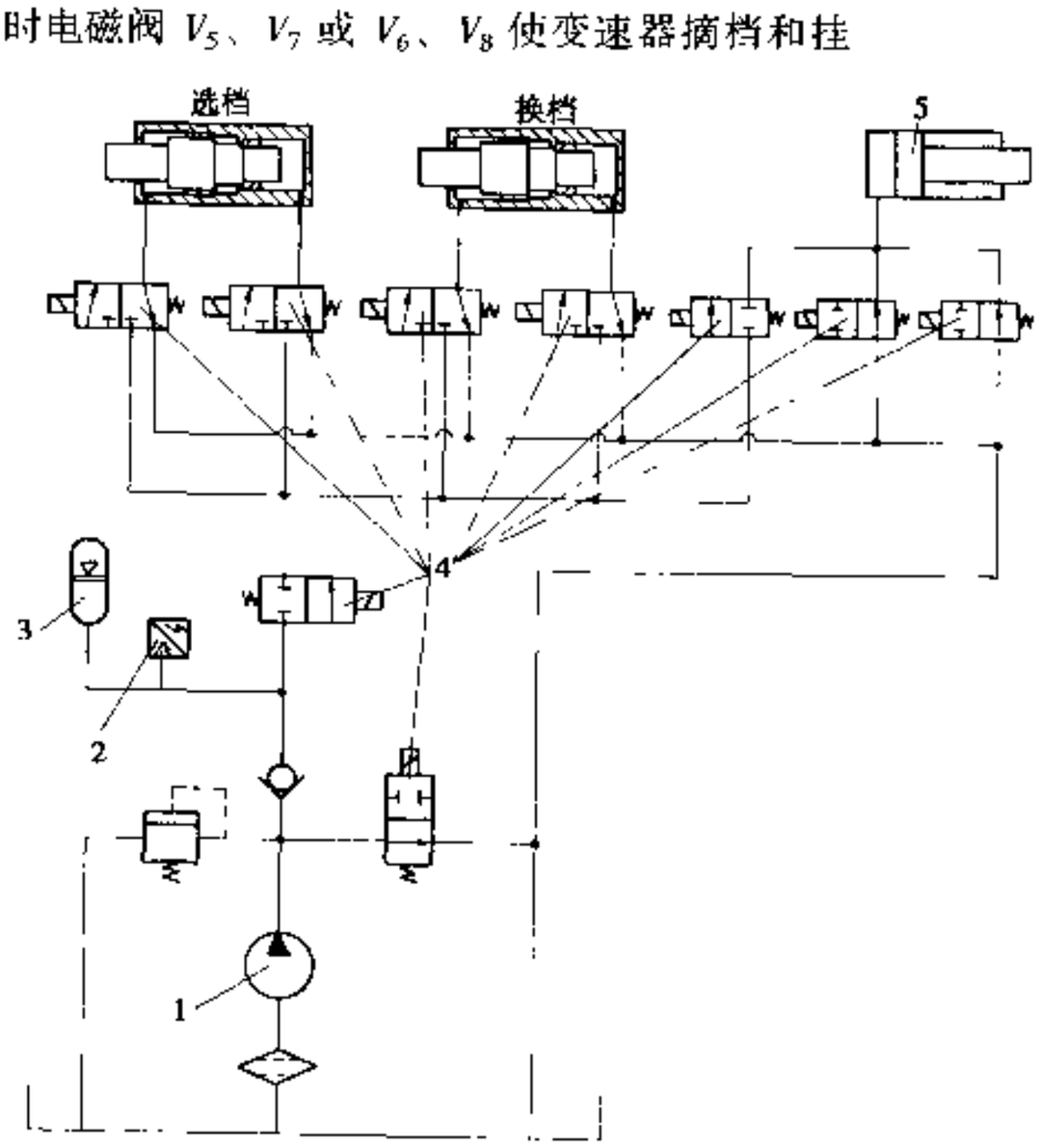


图4-6-4 AMT的液压系统

1-液压泵；2-压力继电器；3-蓄能器；4-电磁阀；5-离合器作功缸

由于AMT是切断动力换档、平行轴变速器比行星式难于自动化、干式离合器比湿式易于烧损及坡上起步需加辅助装置等难点，与液力自动变速器相比，使其自动化技术水平要求更高。除了应用现代自动控制理论外，还要在ECU的软件中实现满意的平稳起步与良好的换档。也有用双机控制单元的，这是为了提高实时性，以改善性能和使编程简化。从结构简单考虑，采用单机的亦很多。

AMT既具有液力自动变速器自动化的优点，又保留了传动效率高，易制造、成本低、性能/价格比高、生产改造投入少

汽车论坛 http://www.qclt.com

的长处。过去在重型货车和客车上、军用车上用的较多，但近来在轿车上亦有发展趋势，是适合我国国情的产品。目前欧洲也视其为降低车辆油耗的主要措施之一。德国 Lupo 轿车，油耗已降至 2.99l/100km，其中 60% 的贡献是动力传动系统，AMT 占 40%。AMT 亦可与液力变矩器组成液力自动变速器如图 4-6-5 所示。

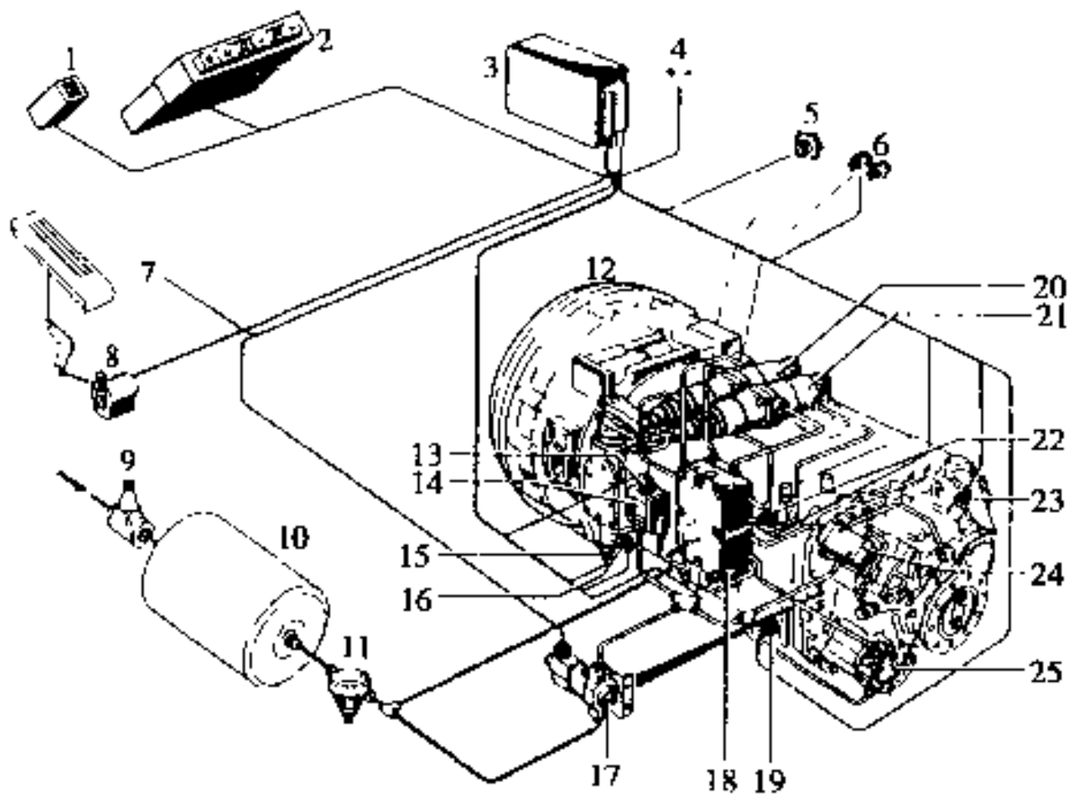


图 4-6-5 液力变矩器与 AMT 组合的自动变速器

1-档位显示器；2-选择按钮；3-电子控制单元；4-全车辆电控系统；5-控制变矩器-离合器的接口；6-离合器主、从动轴感应式转速传感器；7-至电气最终控制元件；8-带负荷传感器与强制降档的加速踏板；9-单向溢流阀；10-压缩空气罐；11-滤清器；12-变矩器-离合器；13-倒档信号显示；14-倒档换档缸；15-换档显示传感器；16-空档显示传感器；17-主换档阀；18-阀体；19-副变速器显示传感器；20-3 档/4 档（7 档/8 档）换档缸；21-1/2 档（5/6 档）换档缸；22-主变速器档位显示传感器；23-电速度传感器；24-主变速器换档阀；25-副变速器换档阀

4.6.2.2 平行轴式液力式自动变速器

另一种是用多片离合器代替拨叉控制常啮合齿轮换档，我国的重型自卸车 SH-380 就属于此类型。日本本田的自动变速器也为此形式，发展至今已视为特色。最近采用了无单向离合器的四档自动变速器（图 4-6-6），它利用离心油压解除机构、全直接控制机构和换档逻辑控制机构代替原单向离合器功能，使变速器尺寸缩短 5%，零部件数减少 76 个。由于它是动力换档，已属于 AT 范畴。

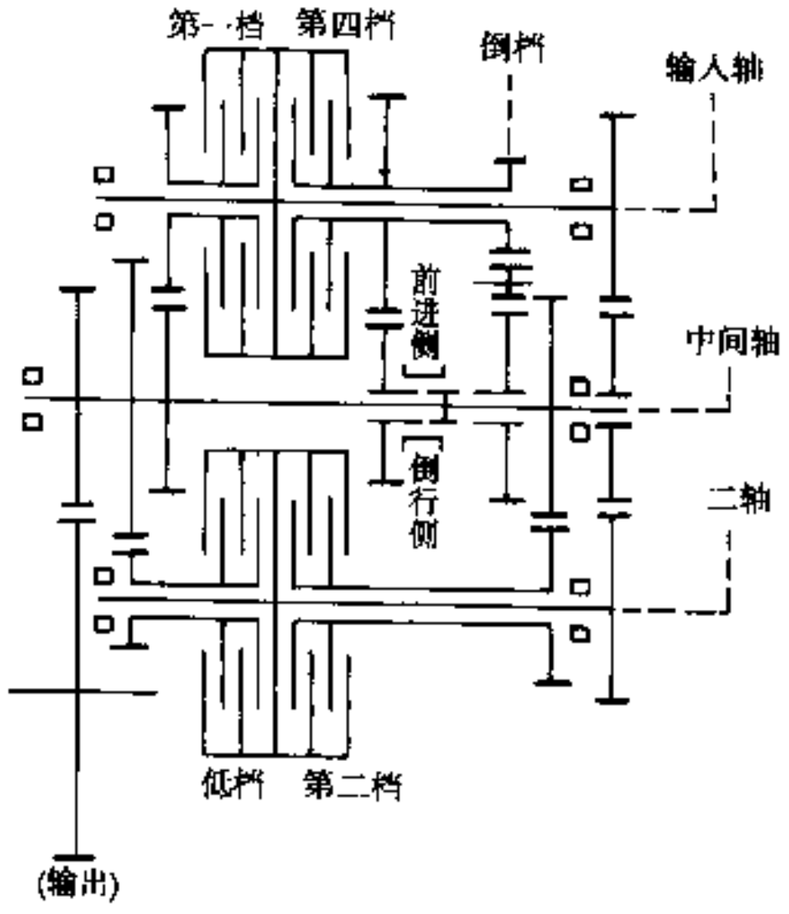


图 4-6-6 本田轿车的平行轴式自动变速器

4.6.3 自动变速器的机械传动系统

4.6.3.1 行星传动

行星齿轮机构类型很多，其中最简单的是由太阳轮 S、齿圈 R、行星架 C 和支承在架上的行星齿轮 P 组成的单行星排（图 4-6-7a）。

1）行星传动运动学

$$n_S + \alpha n_R - (1+\alpha) n_C = 0 \tag{4-6-1}$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

式中：n_S、n_R、n_C——分别为太阳轮、齿圈和行星架的转速；

α——足齿圈齿轮与太阳轮齿轮比，称行星齿轮结构参数；

$\alpha = Z_R/Z_S$——如以（$-\alpha$）代入上式，便可获得双行星排油运动方程：

$$n_S - \alpha n_R - (1-\alpha) n_C = 0 \qquad (4\text{-}6\text{-}2)$$

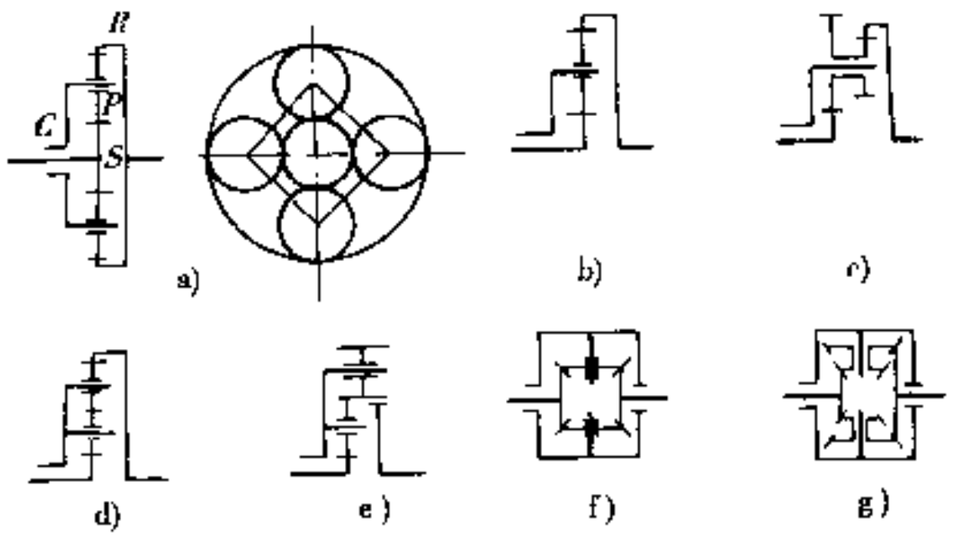


图 4-6-7 常用的行星结构

a)、b)单行星排；c)内外啮合复式双行星排；d)双行星排；e)长短双行星排；f)锥齿行星轮系；g)复式锥齿行星轮系

上式均是二元一次齐次方程，三个未知数清楚表明它是二自由度机构，必须加一个约束条件（固定或以某转速旋转）才获得确定的传动比 i，这也是它与平行轴式不同之处。多排轮系的传动比 i 可通过解由各个单行星排的运动方程及结构的约束方程组成的联立方程求来得。

2）行星传动动力学

由行星轮的平衡条件知，单行星排为：

$$T_S : T_R : T_{PC} = 1 : \alpha : -(1+\alpha) \qquad (4\text{-}6\text{-}3)$$

式中：T_S、T_R、T_{PC}——分别为太阳轮、齿圈和行星架的转矩。

3）行星传动效率

仅靠单排行星齿轮是不能满足汽车在不同运行工况下所需各种传动比的要求，即使在轿车上也需由 2-3 个单排行星齿轮机构组成。在方案选择中，除了要考虑档数、传动比的自由度、换档操纵元件受力度、工艺难易度、可靠性与系列化外，更要注意计算各档的效率，且常用档不应有功率循环。行星轮系的效率为：

$$\eta_i = \frac{1+(i-1)\eta_{ib}^{u}}{i} \qquad (4\text{-}6\text{-}4)$$

式中：η_i——该档传动比 i 时行星轮系效率；

η_{ib}——该档时，传至制动件的行星轮系效率。

按实际情况轮系可不计牵连损失，仅计相对运动齿的啮合损失，则整体旋转效率为 1，单行星排 $\eta_{ps} = 0.95 \sim 0.97$；双行星排 $\eta_{pd} = 0.92 \sim 0.97$。对于单行星排，太阳轮主动时，$u$ 取“+1”；太阳轮被动时取“-1”。但对于多排组成的复杂轮系，需进一步判断功率流向，可用虚位移原理推导 u 的判别式定其正或负：

$$u_i = \operatorname{sign} \frac{\partial \ln i}{\partial \alpha_j} \qquad (4\text{-}6\text{-}5)$$

4.6.3.2 行星齿轮变速器换档执行机构

因所有齿轮都是处于常啮合状态，其档位变换不同于手动变速器用移动拨叉变速，而是以对行星机构的基本元件进行约束（即固定或连接某些元件）来实现。它由离合器、制动器和单向离合器三种执行机构组成。具有连接、固定或锁止功能，使变速器获得不同传动比，从而达到换档的目的。

1）离合器

其作用是连接二元件成一整体，通常采用的是多片湿式，其组成见图 4-6-8。

摩擦元件的转矩 T_C 应大于传递（或制动）转矩 T，即 $T_C = \beta T$。对湿式，$\beta = 1.1 \sim 1.25$，对于非动力换档离合器，储备系数 β 与干式相同，则片式传递转矩为：

汽车论坛 http://www.qclt.com

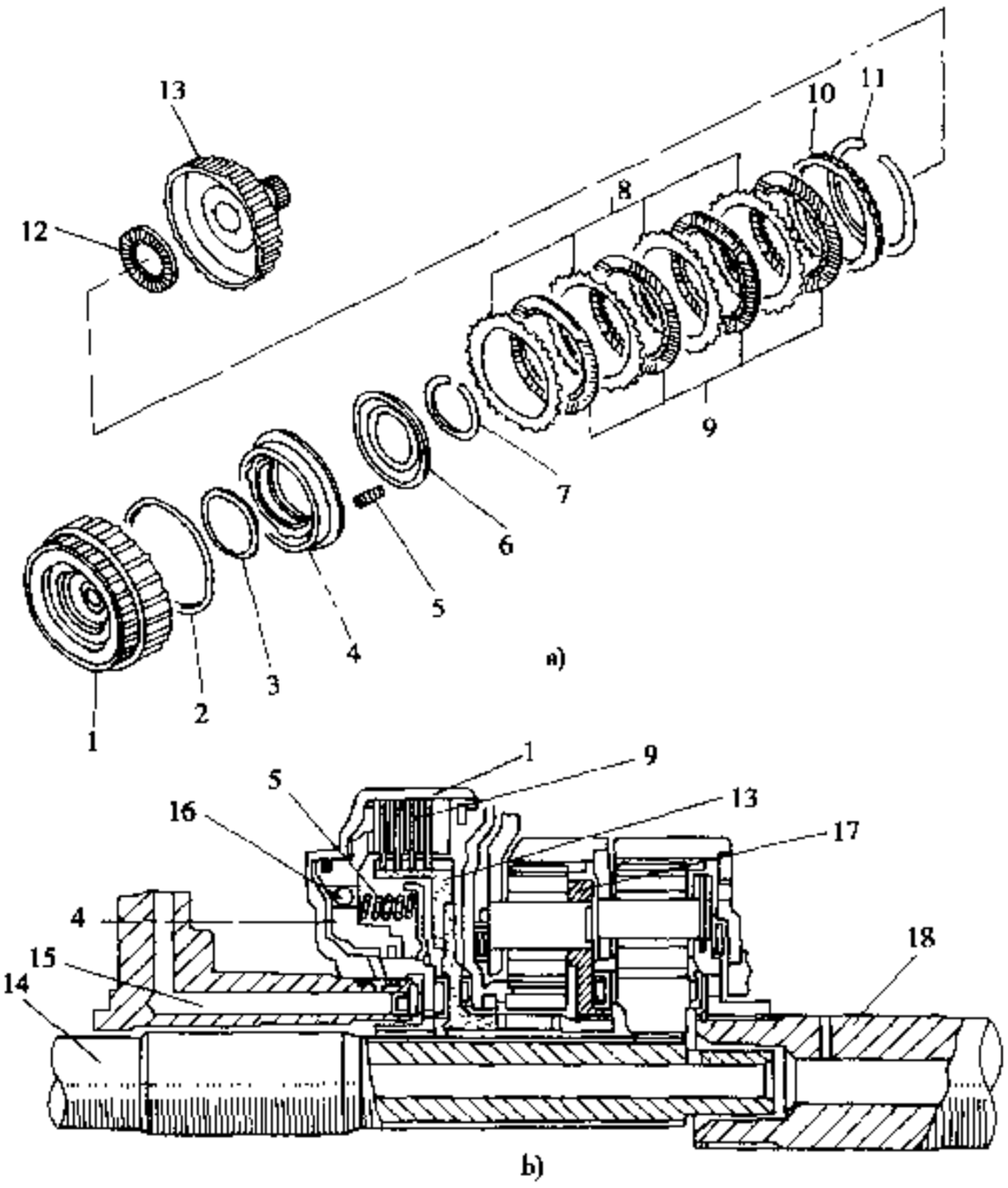


图 4-6-8 多片湿式离合器

a)离合器组成;b)离合器工作原理示意图

1-离合器鼓;2、3-密封圈;4-离合器活塞;5-回位弹簧;6-弹簧座;7、11-卡环;8-钢片;9-摩擦片;10-挡圈;12-止推轴承;13-离合器毂;14-行星齿轮变速器输入轴;15-油道;16-单向阀;17-前行星排行星架;18-行星齿轮变速器输出轴

$$T_c = \mu_d F_n Z R_{cp} = \mu_d S p_n Z \frac{2}{3}\left(\frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2}\right) \tag{4-6-6}$$

式中：μ_d——动摩擦系数，纸质 $\mu_d = 0.13 \sim 0.14$，粉末冶金 $\mu_d = 0.06 \sim 0.10$，还有其它材料见图 4-6-9；

R_2、R_1——摩擦衬面外、内半径；

Z——摩擦副的接触面数，$Z = 2Z_f$（Z_f 是摩擦片数）钢片数 Z_s 应等于或多于 Z_f，以保证摩擦片二面都有钢片；

S——摩擦衬面面积，是扣除开槽部分的净面积，槽的作用一是破坏油膜，提高 μ_d，二是保证油流通过，冷却表面；

F_n——衬面上法向总压紧力，$F_n = (F_j + F_{hc} - F_s)\ i$；

F_j——液压缸的静压力；

F_s——复位弹簧力；

i——压力杠杆比；

F_{hc}——液体离心力产生的动压力（图 4-6-10）；

α——滞后系数。

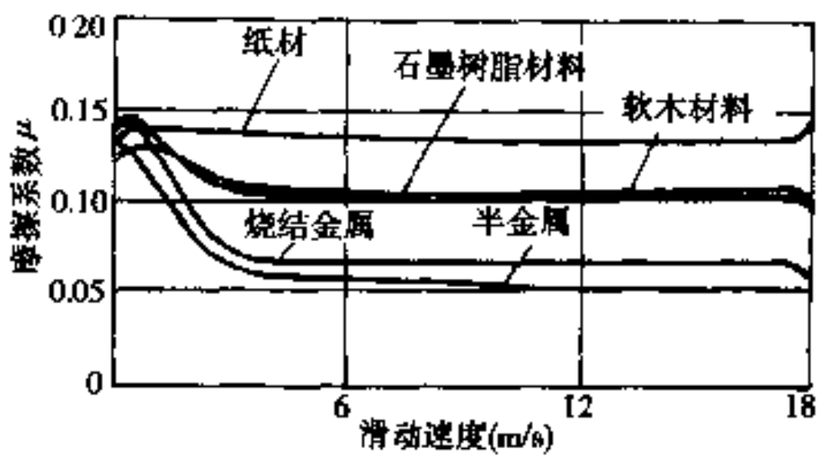


图 4-6-9 各种摩擦材料特性

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$F_{bc}=\frac{\pi}{4}\rho(R_2^2-R_1^2)(R_1^2+R_2^2-2R_0^2)\alpha\omega^2 \tag{4-6-7}$$

为防止分离时，亦产生 F_{bc} 形成半接合、在活塞壁面有由钢球组成的单向阀，可保证彻底分离。

在选择时，需全面考虑其摩擦特性、耐热性、含油性、耐久性及用油与摩擦副材料的匹配性。纸质除具有所述要求良好性能外，μ_d 大，速度稳定性好，工作时噪声、振动小，是其广泛使用的原因。

换档时摩擦材料吸收的能量是由旋转惯性能与发动机输入能组成。前者能量不变，而后者则随换档时间延长而增大，过长使材料烧损，过短则摩擦副比压太大，亦使单元时间吸能增大而烧伤。故换档时按需调压与降低发动机转矩十分重要。

2）制动器

其作用是使元件固定不转，常用带式与片式两种。

带式制动器（图 4-6-11）当活塞的作用力 F_a 方向与制动鼓旋的相同时，其制动转矩 T_b 为：

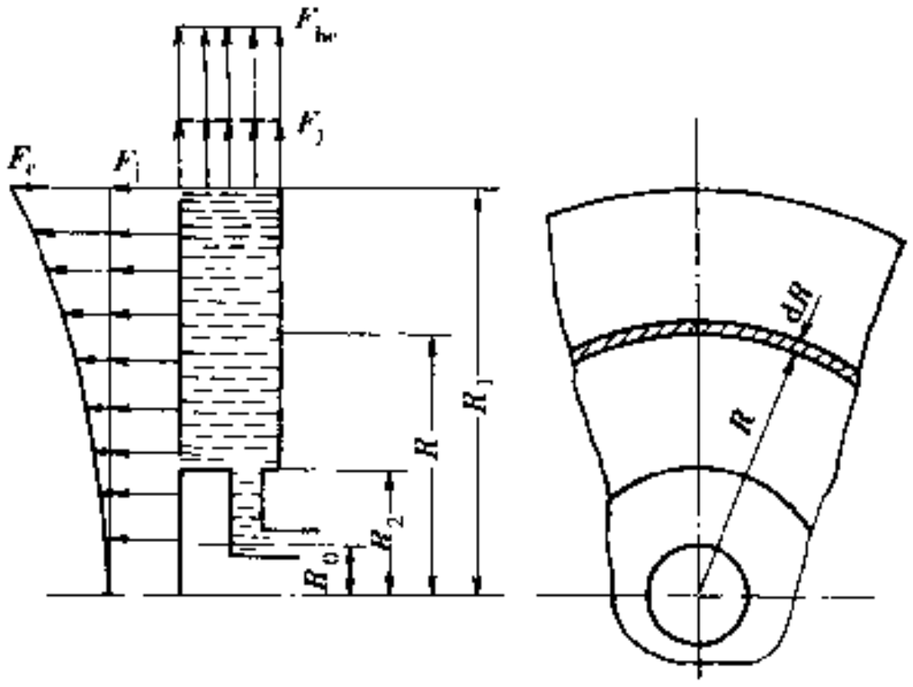


图 4-6-10 离合器活塞缸作用力

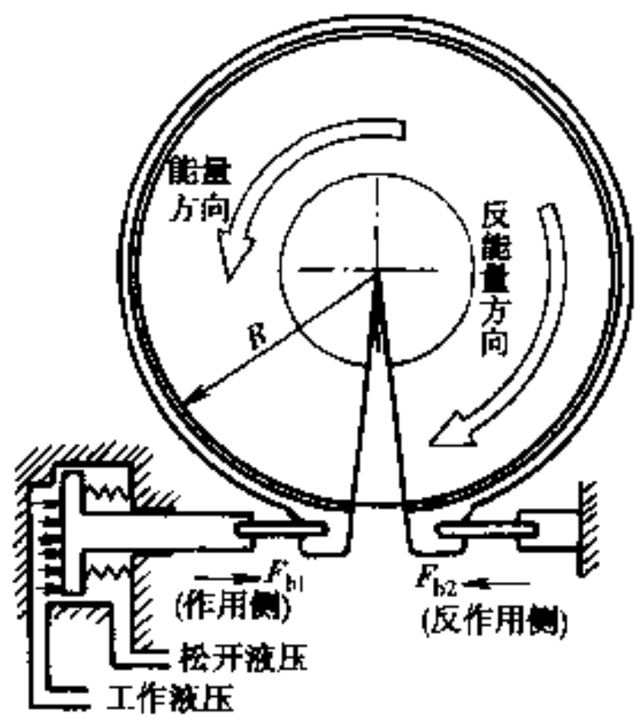


图 4-6-11 带式制动器

$$T_b=(F_y-F_a)R=F_aR(e^{\mu_d\theta}-1) \tag{4-6-8}$$

式中：F_a——作用侧切向力；

F_y——反作用侧切向力；

R——制动鼓的工作半径；

θ——制动衬片的接触角。

注意，反转时摩擦力对操纵力起阻抗作用，$T_b=F_a(1-e^{-\mu_d\theta})R$，同方向是反方向的 $e^{\mu_d\theta}$ 倍，故要避免反旋向作用。它虽结构简单、轴向尺寸小，但平顺性差，衬片的表面压力 p_b 在同向时随作用侧的接触角 θ 的变化而变，磨损不均：

$$p_b=\frac{F_ae^{\mu_d\theta}}{BR} \tag{4-6-9}$$

式中：B——制动衬片宽度。

故近来片式制动器应用较多，因摩擦面积大，转矩容量大；作反作用元件不产生径向集中反力；易于通过增减摩擦片数来实现系列化。

3）单向离合器

它与上述不同之处，是以单向锁止原理来实现固定或连接作用。传递转矩容量大，空转时摩擦小，它无需控制机构，工作完全由与之相连的元件的受力方向控制，瞬间即可产生接合或脱离，自动切断或接通变速时转矩，从而保证平顺无冲击换档，且大大简化了液压控制系统。最常用的是滚柱式和楔块式(图 4-6-12)。

使用单向离合器可防止动力从输出轴传递至发动机（防止产生发动机制动），但在汽车下坡等工况下需要发动机制动，则须另加辅助制动器。

汽车论坛 http://www.qclt.com

4.6.3.3 几种三自由度机构

1）自由度

单行星排是二自由度，如果用多排组成变速器，如用二自由度，相同档数时，将使行星排较多，体积大，而质量大，故目前多为二自由度机构。注意，它虽减少了行星排，由于要给定二个操纵件的运动后才能有稳定输出，故其操纵件增多。通常有二种途径获得。

（1）串联式三自由度变速器(串联一个二自由度机构)

$$W = W_1 + W_1 - 1 = 2 + 2 - 1 = 3 \qquad (4\text{-}6\text{-}10)$$

因二个机构连结时，减少了一个自由度。

（2）换联式三自由度变速器

换联主动或被动构件，换前自由度为 W_f，则换后增加一个自由度为：

$$W = W_f + 1 = 2 + 1 = 3 \qquad (4\text{-}6\text{-}11)$$

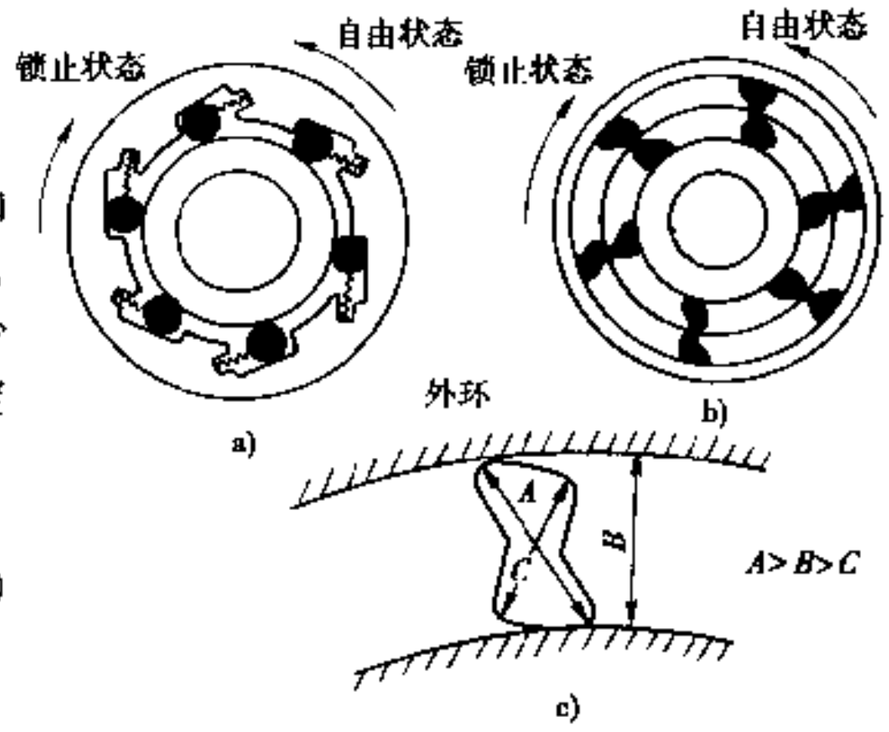


图 4-6-12 单向离合器
a)滚柱式；b)楔块式；c)楔块

目前轿车的三自由度变速器主要有四类：即辛普森式、拉维娜式、CR－CR 式及 Wilson 式。

2）辛普森（Simpson）结构

以发明者命名的结构，如图 4-6-13 所示，其特点是由两个完全相同齿轮参数的行星排组成。齿轮种类少、加工量小、工艺性好、成本低；以齿圈输入、输出，强度高，传递功率大；无功率循环，效率高；构成元件转速低，换档平稳；对于三自由度的变速器，尽管每次换档应操纵二个元件，如安排合理，其一与相邻档为同一操纵件，实际仅更换一个操纵件。故从 40 年前发明迄今，一直广泛为世界各国所采用。中国的 CA-774、GM 的 THM125C、日产 3N71B 均采用这种结构。

图 4-6-13 之结构由二档换三档时，释放制动器 B_1 与接合离合器 C_1 的交替应及时准确，否则 C_1 接合过早，各独立元件间会产生运动干涉；B_1 释放太快，则使发动机出现空转，换档冲击增加(表 4-6-2)。为提高换档品质，在 B_1 与太阳轮组件之间串联一个单向离合器 F_2，可使换档平顺(图 4-6-14)，工作规律见表 4-6-3。

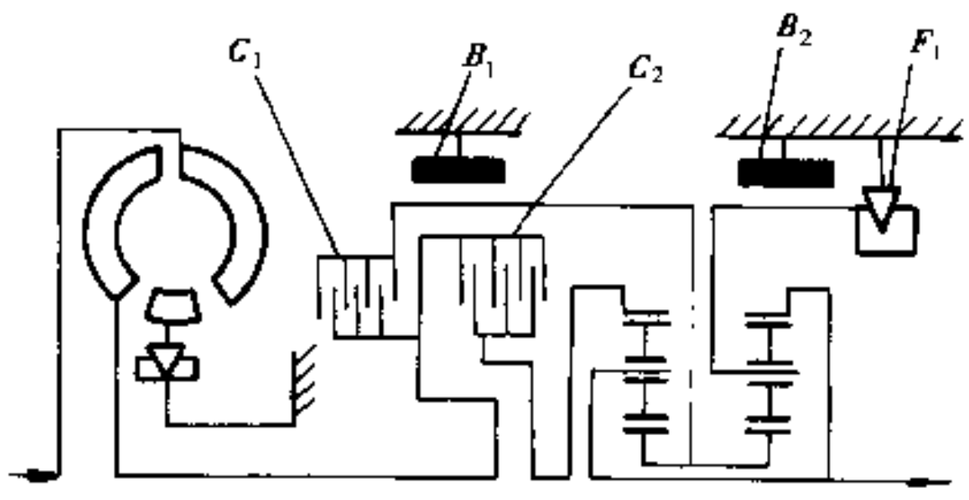


图 4-6-13 三档 Simpson 结构
C_2 前进离合器；B_1-二档制动器；B_2-低档及倒档制动器；F_1-低档单向离合器；C_1-倒档及高档离合器；

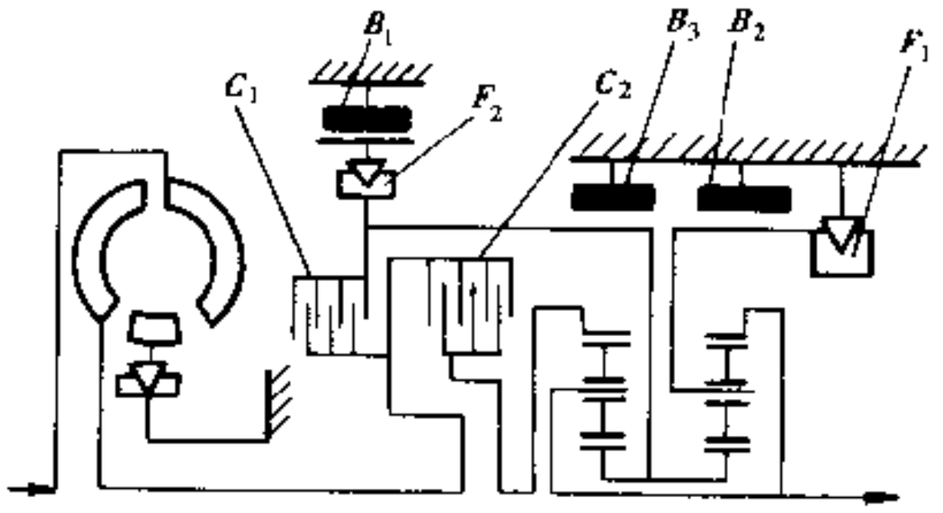


图 4-6-14 改进的三档 Simpson 结构
F_1-低档单向离合器；F_2-二档单向离合器；C_1-倒档及高档离合器；C_2-前进离合器；B_1-二档制动器；B_2-低档及倒档制动器；B_3-二档强制制动器

表 4-6-2 辛普森式三档行星齿轮变速器换档执行元件工作规律

操纵手柄位置	档位	换档执行元件					操纵手柄位置	档位	换档执行元件				
		C_1	C_2	B_1	B_2	F_1			C_1	C_2	B_1	B_2	F_1
D	一档		○			○	R	倒档	○			○	
	二档		○	○			S、L 或二、一	一档		○		○	
	三档	○	○					二档		○	○		

注：○表示接合、制动或锁止

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 4-6-3 改进后的辛普森式三档行星齿轮变速器换档执行元件工作规律

操纵手柄位置	档位	换档执行元件							操纵手柄位置	档位	换档执行元件						
		C_1	C_2	B_1	B_2	B_3	F_1	F_2			C_1	C_2	B_1	B_2	B_3	F_1	F_2
D	一档		○				○		R	倒档	○			○			
	二档		○	○				○	S、L或	一档		○		○			
	三档	○	○							二档		○			○		

注：○表示接合、制动或锁止。

为进一步提高燃料经济性和降低噪声，车辆向多档化发展．四档已成为标准装备。其前、后行星排除用一个辅助构件相连外，其它全部独立、形成具有 5 个独立元件（上述为 4 个独立元件）的辛普森机构，故可用增加一个操纵元件的办法（离合器或制动器）实现了四档（图 4-6-15、表 4-6-4），Hydra-Matic700 – R4，R4A – EL 都是采用该结构。尺寸小、质量小是其特点。

也有在原三档辛普森结构基础上，用积木构成法加一个参数与前二排一样的行星排来获得四档的轿车自动变速器的，Mercedes-Benz、丰田 A40D、货车 Allison AT – 540、大客车日产 K – R80G 等都是这种结构。所加之排可前置或后置，实现超速或降速运动，又可得 4 种方案。它零件通用化好，利于降低成本。

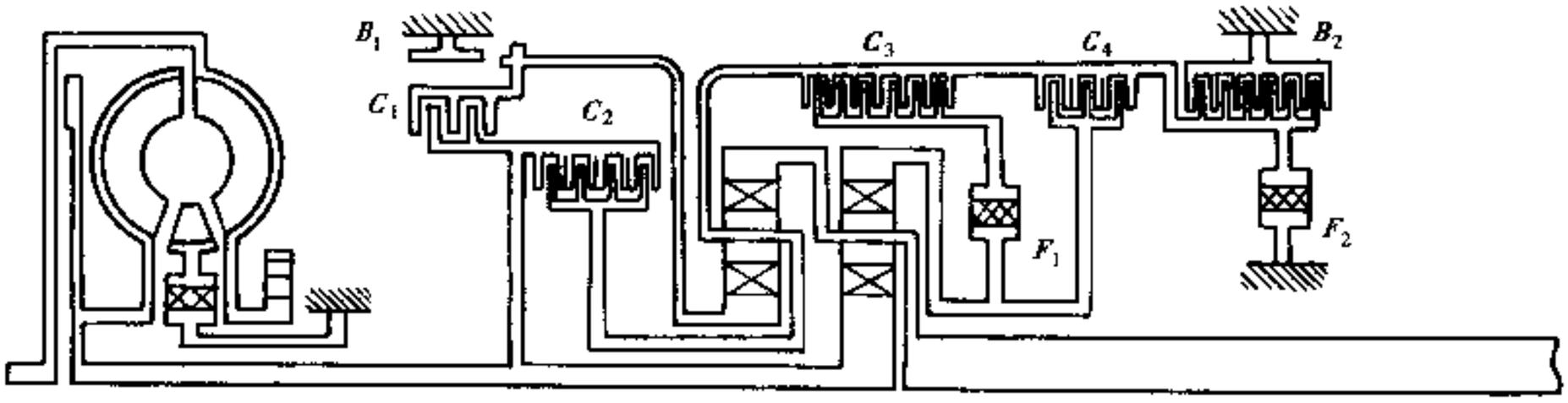


图 4-6-15 四档 Simpson 结构

C_1-倒档离合器；C_2-高档离合器；C_3-前进离合器；C_4-前进强制离合器；B_1-二档及四档制动器；B_2-低档及倒档制动器；F_1-前进单向离合器；F_2-低档单向离合器

表 4-6-4 R4A – EL 自动变速器换档执行元件的布置

操纵手柄位置	档位	换档执行元件								操纵手柄位置	档位	换档执行元件							
		C_1	C_2	C_3	C_4	B_1	B_2	F_1	F_2			C_1	C_2	C_3	C_4	B_1	B_2	F_1	F_2
D	一档			○				○		R	倒档	○					○		
	二档			○		○		○		S、L或	一档			●	○		○		
	三档		○	○				○			二档			●	○	○	○		
	超速档		○	●		○					三档		○	●	○				

注：○表示接合、制动或锁止；●表示接合或制动，但不传递动力。

汽车论坛 http://www.qclt.com

3）拉维娜（Rarigneavx）结构

它是由一个单行星排与一个双行星排组合而成的复合式行星机构，共用一个行星架、长行星轮和齿圈，故它只有 4 个独立元件（图 4-6-16、表 4-6-5）。其特点是：构成元件少、转速低；结构紧凑，轴向尺寸短、尺寸小；传动比变化范围大，灵活多变；适合 FF 式布置。

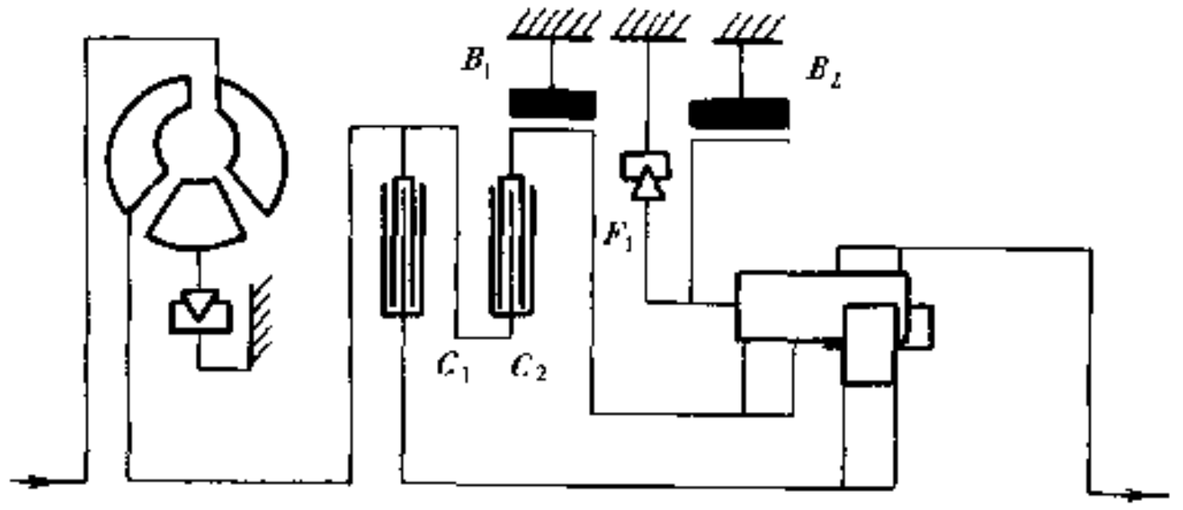


图 4-6-16 拉维娜结构

C_1-前进离合器；C_2-倒档及直接档离合器；B_1-二档制动器；B_2-低档及倒档制动器；F_1-一档单向离合器

表 4-6-5 拉维莱尔赫式 3 档行星齿轮变速器换档执行元件工作规律

操纵手柄位置	档位	换档执行元件					操纵手柄位置	档位	换档执行元件				
		C_1	C_2	B_1	B_2	F_1			C_1	C_2	B_1	B_2	F_1
D	一档	○				○	R	倒档		○		○	
	二档	○		○			S、L或2、1	一档	○			○	
	三档	○	○					二档	○		○		

注：○表示接合、制动或锁止。

如图 4-6-17 所示的这种三档变速器为福特 FMX、三菱 KM170 等轿车采用。改进的形式是在输入轴和后太阳轮之间增加又一个离合器 C_3 和单向离合器 F_2，既改善了换档品质，又能在二档、三档实现发动机制动（表 4-6-6）。

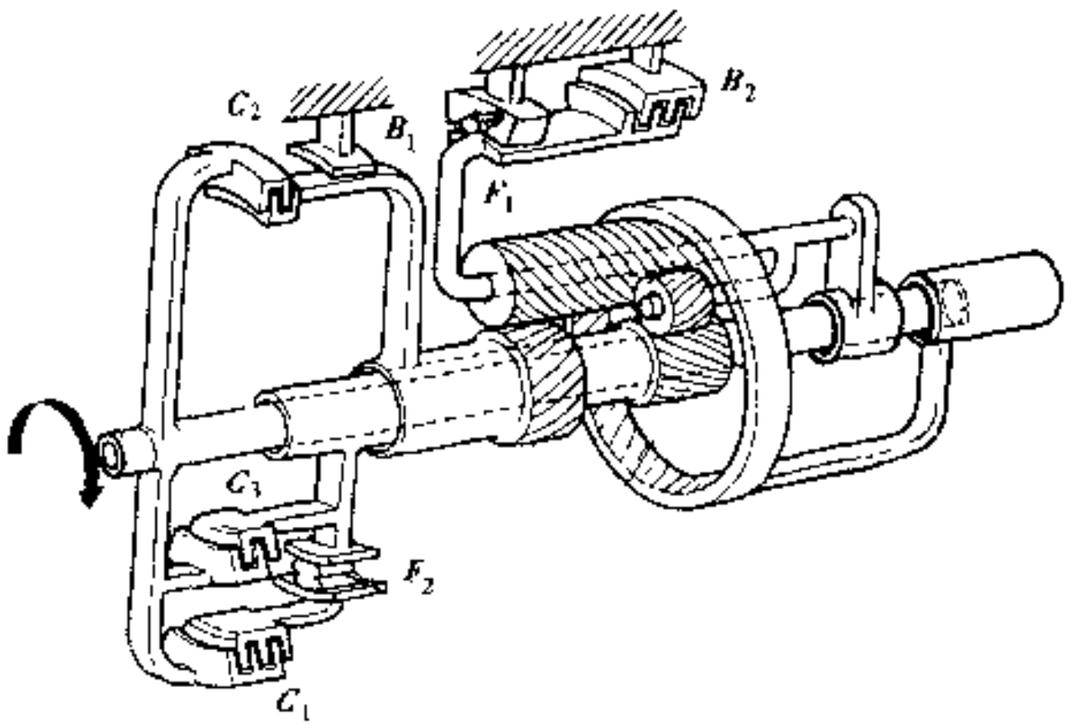


图 4-6-17 改进的三档拉维娜结构

C_1-前进离合器；C_2-倒档及直接档离合器；C_3-前进强制离合器；B_1-二档制动器；B_2-低档及倒档制动器；F_1-低档单向离合器；F_2-前进单向离合器

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 4-6-6 改进后的拉维娜变速器换档元件布置

操纵手柄位置	档位	换档执行元件							操纵手柄位置	档位	换档执行元件						
		C_1	C_2	C_3	B_1	B_2	F_1	F_2			C_1	C_2	C_3	B_1	B_2	F_1	F_2
D	一档	○					○		R	倒档		○			○		
	二档	○			○			○	S、L或二、一	一档			○		○		
	三档	○	○					○		二档			○	○			

注：○表示接合、制动或锁止。

在改进的拉维娜三档变速器输出轴和行星架之间增加一个离合器 C_4，就可变为四档变速器，采用这种型式的有福特、马自达、奥迪等轿车。亦可用增加制动器 B_3 的办法达到四档变速（图 4-6-18，表 4-6-7），福特 AOT 型、奥迪 OIF 与 OIK 型均为此结构，且第三档时采用功率分流方案，60% 发动机功率机械传动，40% 通过液力变矩器传递，第四档变矩器闭锁，以提高效率。ZF4HP－18 型也与此相同。

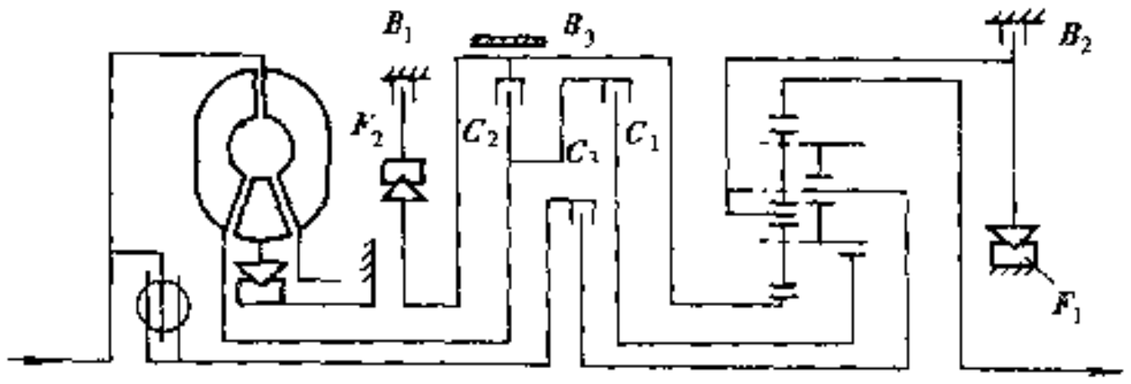


图 4-6-18 有分流的拉维娜结构

C_1-前进离合器；C_2 倒档离合器；C_3-锁止离合器；B_1-二档制动器；B_2-低档及倒档制动器；B_3-二档预制制动器；F_1-一档单向离合器；F_2-二档单向离合器

表 4-6-7 功率分流的拉维娜变速器换档元件的布置

操纵手柄位置	档位	换档电磁阀 A	换档电磁阀 B	换档执行元件							
				C_1	C_2	C_3	B_1	B_2	B_3	F_1	F_2
P	停车档	OFF	ON								
R	倒档	OFF	OFF		○			○			
N	空档	OFF	ON								
D	一档	OFF	ON	○						○	
	二档	ON	ON	○			○				○
	三档	ON	OFF	○		○					
	超速档	OFF	OFF			○			○		
3	一档	OFF	ON	○						○	
	二档	ON	ON	○			○				○
	三档	ON	OFF	○		○					
2	一档	OFF	ON	○						○	
	二档	ON	ON	○			●		○		
1	二档	OFF	ON	○				○			

注：○表示接合、制动或锁止；●表示接合、制动，但不传递动力。

汽车论坛 http://www.qclt.com

我国捷达、帕萨特选装的 AG4 结构简洁（图 4-6-19），仅用三个离合器、二个制动器和一个单向离合器，同样也实现了 4 档变速（表 4-6-8），使结构大为简化。

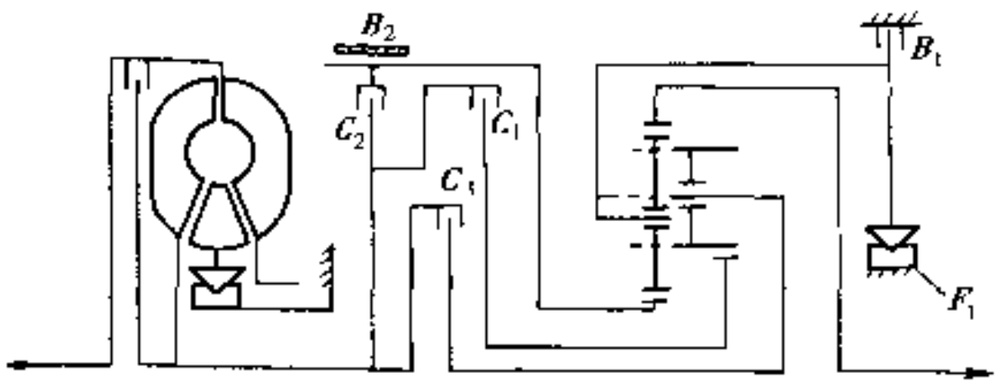


图 4-6-19 捷达、帕萨特 AG4 结构

C_1-前进离合器；C_2-倒档离合器；C_3-三档超速档离合器；B_1-倒档制动器；B_2-二档及超速档制动器；F_1-一档单向离合器

表 4-6 8 换档元件的布置

操纵手柄位置	档位	换档执行元件					
		C_1	C_2	C_3	B_1	B_2	F_1
P	停车档						
R	倒档		○		○		
N	空档						
D	一档	○					○
	二档	○				○	
	三档	○		○			
	超速档			○		○	

4）CR－CR 结构

CR－CR 结构是指将 2 组单行星排的行星架 C 和齿圈 R 分别组配的变速器（图 4-6-20）。其特点是变速比大、效率高、元件轴转速低。福特公司的 CD4E 与通用公司的 THM440-T4 均属此型，两者区别是：THM440－T4 将辅助变速器与发动机平行安装（表 4-6-9），轴间尺寸短，有利于 FF 的布置。上海通用公司（SGM）的 4T65E（图 4-6-20、表 4-6-10）与 THM440－T4 基本上相同，只是增加一个制动器 B_4 及其相连的单向离合器 F_3（仅在一、二档工作，故标为 2/1 F_3），代替原正向传递时 B_3 的功能。其作用同前所述，为了提高一档的换档品质，保留 B_3 只是为在一档能实现发动机制动。C_2 与 F_1 及 C_3 与 F_2 是两个并联而方向相反的组合件，使其一组实现正向传递动力，另一组则是为了保证反向传递能仍有发动机制动。迄今为止，我们不能不看到，采用单向离合器的本意是为了平顺换档与简化液压控制系统，可实际上为了获得发动机制动，反而结构上使系统更复杂，导致质量增大和成本上升。这就促使人们在电控技术上想办法来达到换档平顺的目的，这样还具有更强的反馈控制功能，故取消与减少单向离合器的这种倾向正在形成。与在图 4-6-19 和后面图 4-6-22 的 5HP－24 与 5HP－30 的结构比较中，有充分体现。

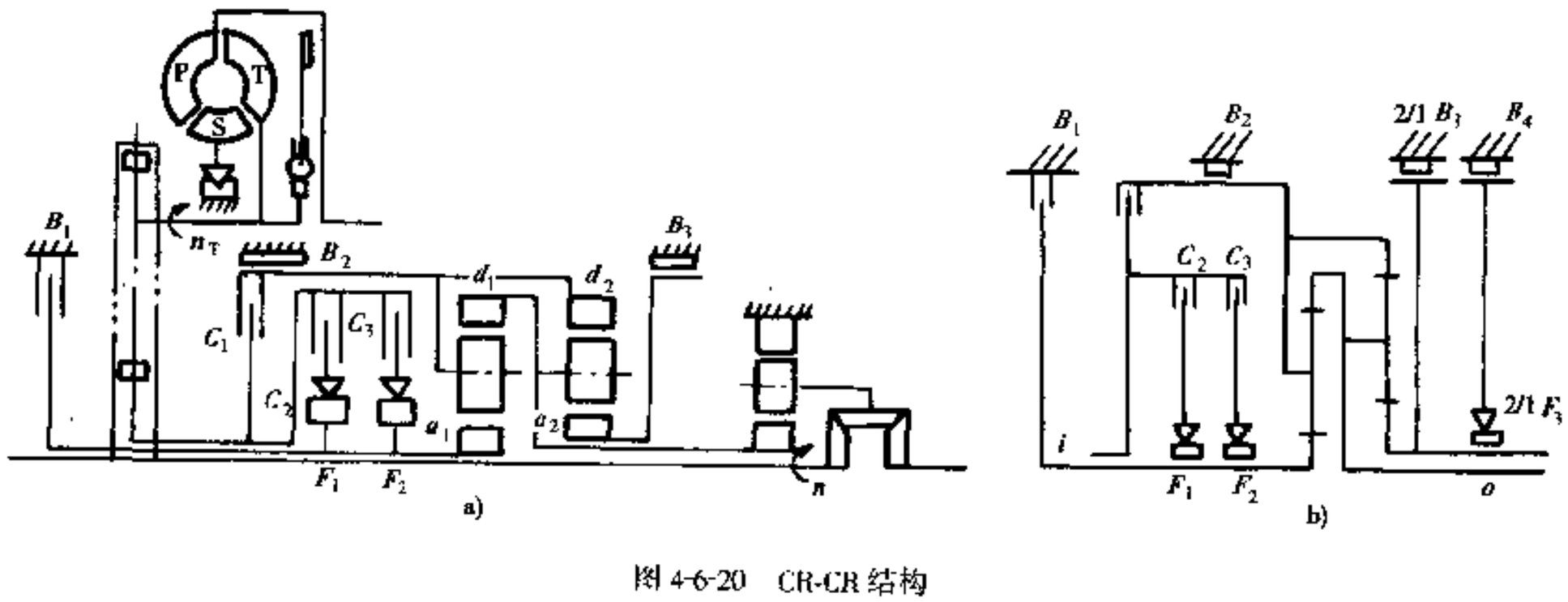


图 4-6-20 CR-CR 结构

a)THM440－T4；b)SGM4T65E

C_1-前进离合器；C_2-倒档及直接档离合器；C_3-前进强制离合器；F_1-低档单向离合器；F_2-前进单向离合器；B_1-二档制动器；B_2-低档及倒档制动器；B_3-二档强制制动器；B_4-三、四档制动器；i-输入件；o-输出件

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 4-6-9 THM440-T4 变速器换档元件布置

档位	C_1	C_2	C_3	B_1	B_2	B_3	F_1	F_2	速比 $i = n_T/n_2$
一档		◎	○			○	◎	○	$i_1 = 1 + \alpha_2 + \alpha_2/\alpha_1$
二档	○		●			○			$i_2 = 1 + \alpha_2$
三档	○	○	◎				○	◎	$i_3 = 1$
四档	○	●		○					$i_4 = 1/(1 + \alpha_1)$
倒档			○		○			○	$i_r = -1/\alpha_1$

注：○表示工作状态；●表示接合但不传力；◎表示发动机制动时工作。

表 4-6-10 T65E 变速器换档执行元件布置

杆位	档位	换档执行元件										杆位	档位	换档执行元件									
		B_1	C_1	C_2	C_3	B_2	$2/1B_3$	B_4	F_2	$2/1F_3$	F_1			B_1	C_1	C_2	C_3	B_2	$2/1B_3$	B_4	F_2	$2/1F_3$	F_1
P	P				◎				◎			D	一							○	○	○	
R	R				○	○			○				二		○		○			○		○	
N	N				◎				◎				三		○	○	○			◎	○		○
OD	一				○			○	○	○		2	一					○		○	◎	○	◎
	二		○		◎			○		○			二		○		◎		○	◎		◎	
	三		○	○				◎			○	1	一			○	○		○	◎	○	◎	○
	四	○	○	◎				◎															

注：○表示工作状态；◎表示发动机制动。

5）五档自动变速器

为了进一步提高动力性，降低油耗和废气排放，自动变速器应有更大的传动比变化范围和增加档数，以适应外部行驶条件的需要。日产 RE5R01A 型五档变速器在 1989 年已产品化，后来丰田、三菱、奔驰公司的 W5A030 型、ZF5HP－30、5HP－24 型等也相继采用。

W5A030 与 RE5R01A 型用积木式设计，是在二排行星机构的四档自动变速器上加装副变速器而成。奔驰加装的第 5 档是超速档，目的是降低油耗与噪声，在上述各种型式变速器中的超速传动，也都基于同一目的。日产在四档变速器后面增加减速副变速器，则为了提高起步加速性（图 4-6-21、表 4-6-11）。

表 4-6-11 RE5R01A 五档变速器换合元件布置

杆位	档位	主行星排									后行星排		
		R/C	H/C	F/C	E/C	R/B		F/F_1	L/F_2	LR/B	D/C	R/B	R/F_3
						2ND	4NC						
P	P												
R	R	○								○		○	○
N	N												
D	一			○				○	○			○	○
	二			○		○		○				○	○
	三		○	○				○				○	○
	四		○	○			○					○	○
	五		○	○						○			

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

杆位	档位	主行星排								后行星排		
		R/C	H/C	F/C	E/C	B/B		F/F_1	L/F_2	LR/B	D/C	R/B	R/F_3
						2ND	4NC						
	一			○				○				○	○
3	二			○		○		○				○	○
	三			○				○				○	○
2	一			○				○	○			○	○
	二			○	○	○		●				○	○
1	一			○	○			●		○		○	○
	二			○	○	○		●				○	○

注：○表示结合；●表示结合但不传力。

5HP－30 和 5HP－24 采用了 Wilson 型结构，这是德国 BMW 与 ZF 共同新设计的行星排变速器（图 4-6-22、表 4-6-12、表 4-6-13）。5HP30 是 1992 年开发的，为了进一步提高舒适性、可靠性，1996 年又开发了 5HP－24，其 1～4 档用于保证动力性，五档用于降低油耗、排放和噪声。其结构先进性体现在它取消了一个自由轮和制动器，采用铝制零件和薄壁壳体及以有限元方法对零件进行优化设计，从而使结构更为紧凑、质量更小。由于五档变速器轴的尺寸较长，一般都为 FR 标准驱动布置，但最近日本 JATCO 已成功开发出前置前驱动 FF 轿车上用的五档的自动变速器 JF506E（FPO）。

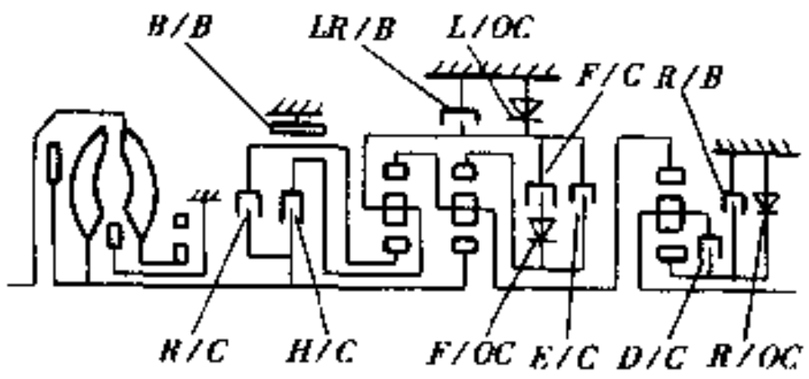


图 4-6-21 RE5R01A 五档变速器

R/C-倒档离合器；H/C-高档离合器；F/C-前进档离合器；E/C-低档离合器；D/C-五档离合器；B/B-二、四档制动器；LR/B-一、倒档制动器；R/B-后行星排制动器；F/F_1-前行星排单向离合器；LR/F_2-第一档单向离合器；R/F_3-后行星排单向离合器

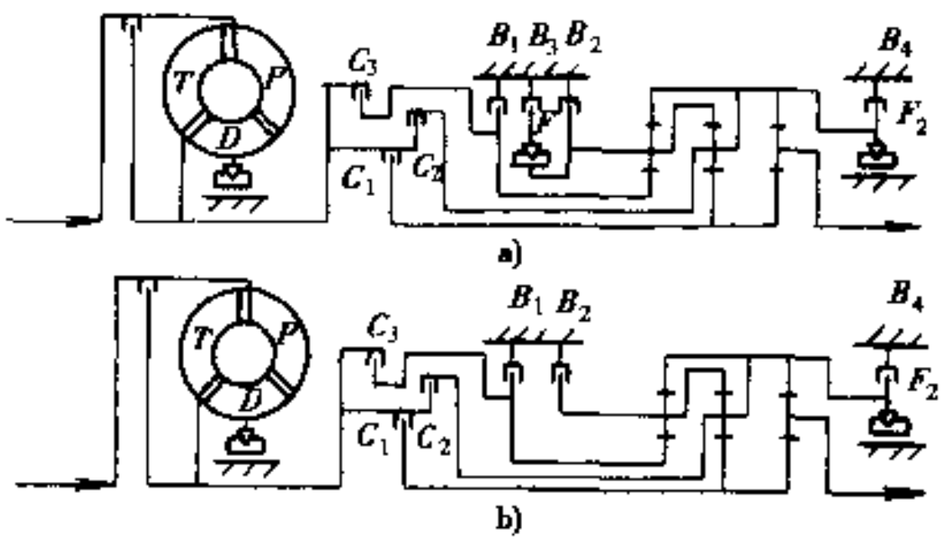


图 4-6-22 5HP-30 与 5HP-24 五档变速器

a)5HP－30；b)5HP－24

C_1-前进档离合器；C_2-四、五档离合器；C_3-倒档离合器；B_1-二、五档制动器；B_2-二档制动器；B_3-二档制动器；B_4-倒档制动器；F_1-二档单向离合器；F_2-一档单向离合器

6）六档自动变速器

过去汽车界曾对轿车是否要采用六档自动变速器有争论，意见不一。但目前 ZF 等厂已在开发六档自动变速器，以进一步降低发动机转速，从而降低油耗和噪声、提高动力性、减少发动机的磨损与排放。另一方面，为了提高换档过渡的平顺性，要求降低相邻档位速比间隔，也更有利发动机在最佳状态进行，保护环境。德国大众汽车公司正在进行这种革新，并认为它不仅用于大、中排量汽车，即使微型汽车使用该技术也会获益。7 档以上的变速器则在大客车与重型货车上采用。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 4-6-12 5HP-30 变速器换档元件动作

杆位	档位	换档执行元件								
		C_1	C_2	C_3	B_1	B_2	B_3	B_4	F_1	F_2
P	P									
R	R			○				○		
N	N									
D	1	○								○
	2	○					○		○	
	3	○			○					
	4	○	○							
	5		○		○					
4	1	○								○
	2	○					○		○	
	3	○			○					
	4	○	○							
3	1	○								○
	2	○					○		○	
	3	○			○					
2	1	○								
	2	○				○				

表 4-6-13 5HP-24 变速器换档元件动作

杆位	档位	换档执行元件						
		C_1	C_2	C_3	B_1	B_2	B_4	F_2
P	P							
R	R			○			○	
N	N							
D	1	○						○
	2	○				○		
	3	○			○			
	4	○	○					
4	1	○						○
	2	○				○		
	3	○			○			
	4	○	○					
3	1	○						○
	2	○				○		
	3	○			○			
2	1	○						
	2	○				○		

4.6.4 系列化与组合式设计

4.6.4.1 系列化

要适应多种功率和排档数目，以及制造工艺方面的要求，应力求做到如下几点。

①采用规范化行星排，各齿轮的不同齿数与模数种类尽可能少；

②对承受不同转矩的行星排，在允许范围内尽量采用加大齿宽的方式解决，如有限制，还可通过增减行星轮数目来调整；

③用增减摩擦片数目来适应系列化中离合器或制动器所承受的不同转矩；

④电子控制系统可更好地覆盖不同的自动变速器，只要预先调整一下换档规律即可。

ZF 的四档与五档轿车变速器系列示于图 4-6-23。

4.6.4.2 采用组合式设计原则

它可以少的构件，满足名目繁多的用户要求，从而降低了生产与经营成本，且提高了相邻系列之间零件的通用化、互换性程度。如 Allison 的 AT—540 与 MT—640 之间通用 32%；MT—640 与 HT—740 之间通用 17%；HT—740 与 AT—540 之间为 22%。ZF 的 HP500 系列具有类似特点，它能方便地得到 4～7 个档的四种不同结构。此外，还可有多种外围装置（图 4-6-24），如在变速器前加连接盖板，可使其与发动机分开安装；在其后加分动器，则可组成前驱动；亦可在其后改为角传动，用于后置大客车；还可选装液力减速器，满足山区行驶需要等。

4.6.5 自动变速器的控制系统

任何自动变速器（AT、AMT、CVT）均需要有控制系统，以实现自动操纵。其作用是根据操纵手柄（或开关）位置及汽车行驶状态，按换档规律在车辆行驶中自动选择档位，并通过执行机构改变变速器的传动比，从而实现变速或换档。其主要组成均有共性，大致由下述部分（图 4-6-25）。

汽车论坛 http://www.qclt.com

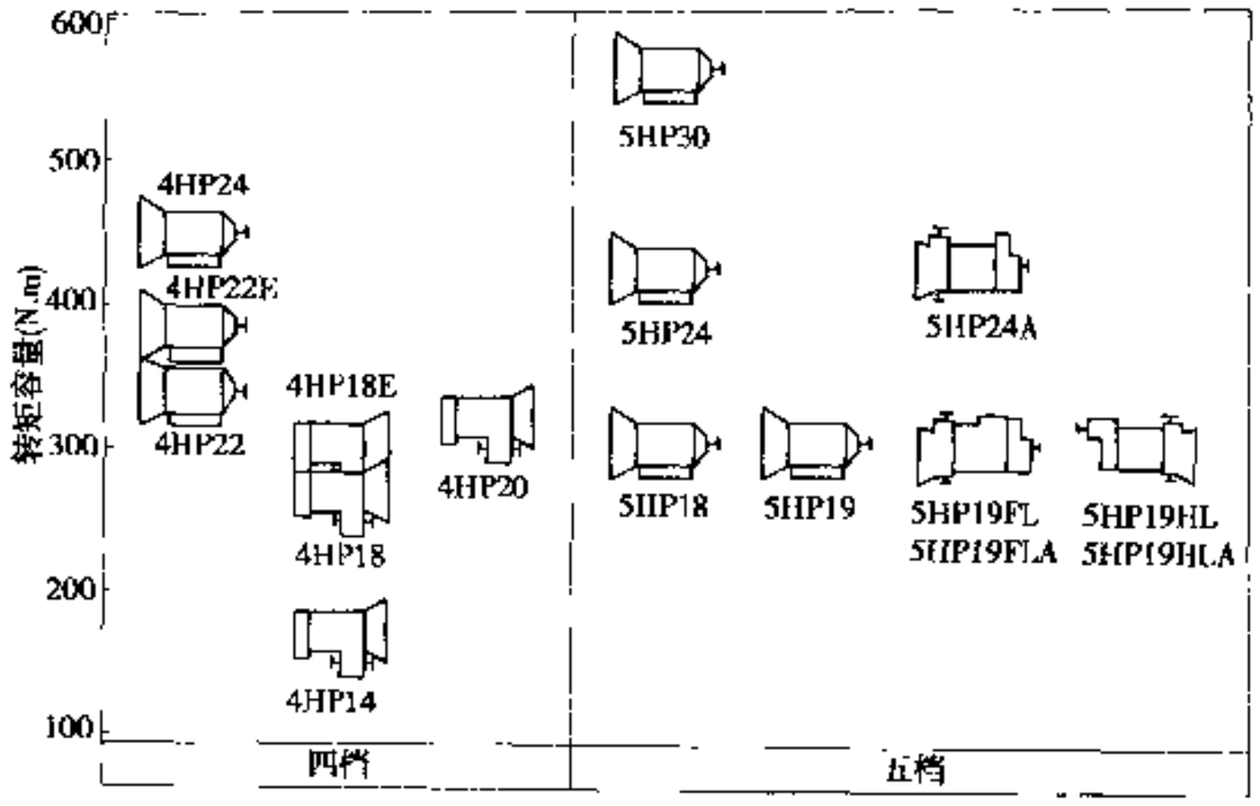


图 4-6-23 ZF 公司的四档与五档轿车变速器系列

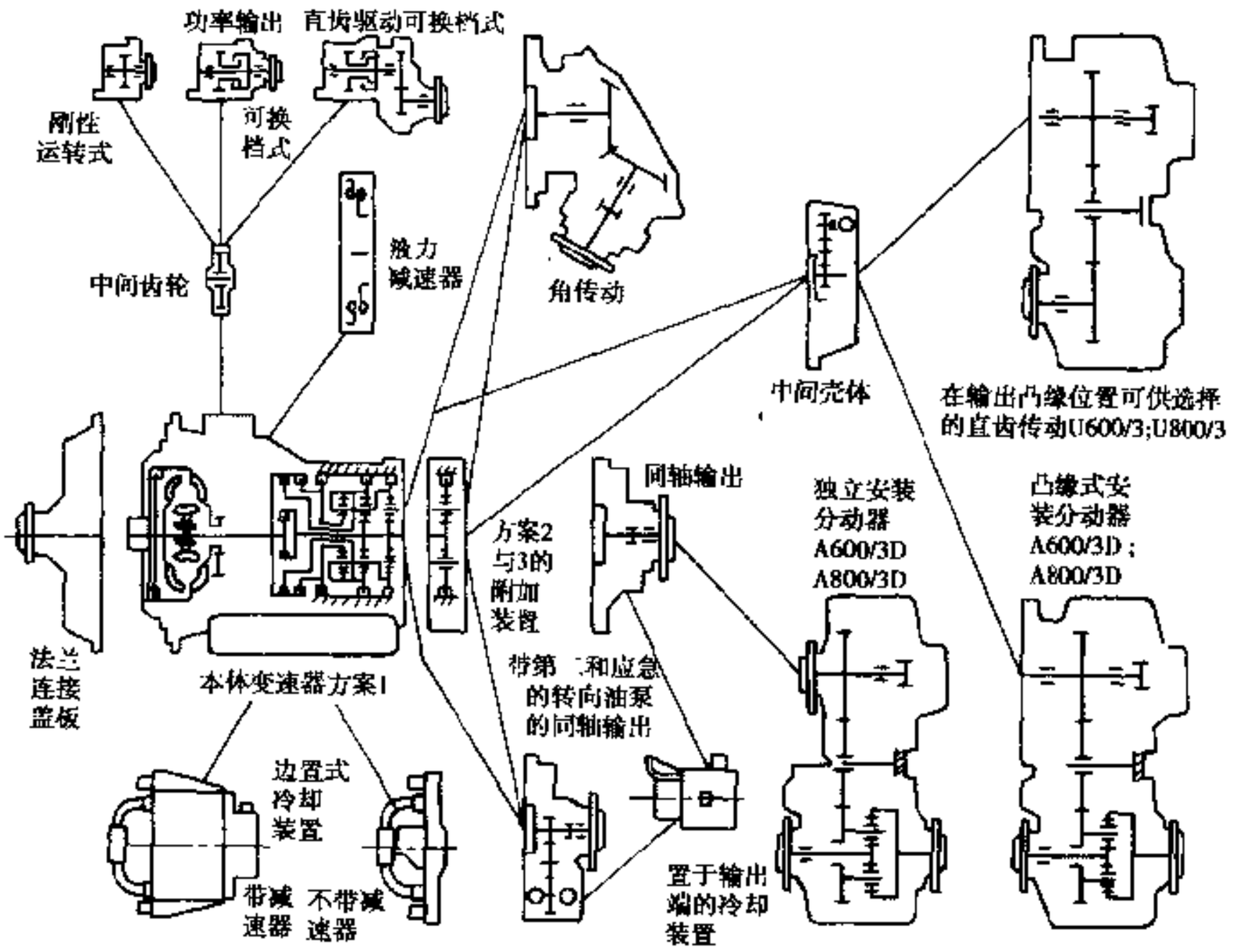


图 4-6-24 ZFHP500“积木”式外围装置简图

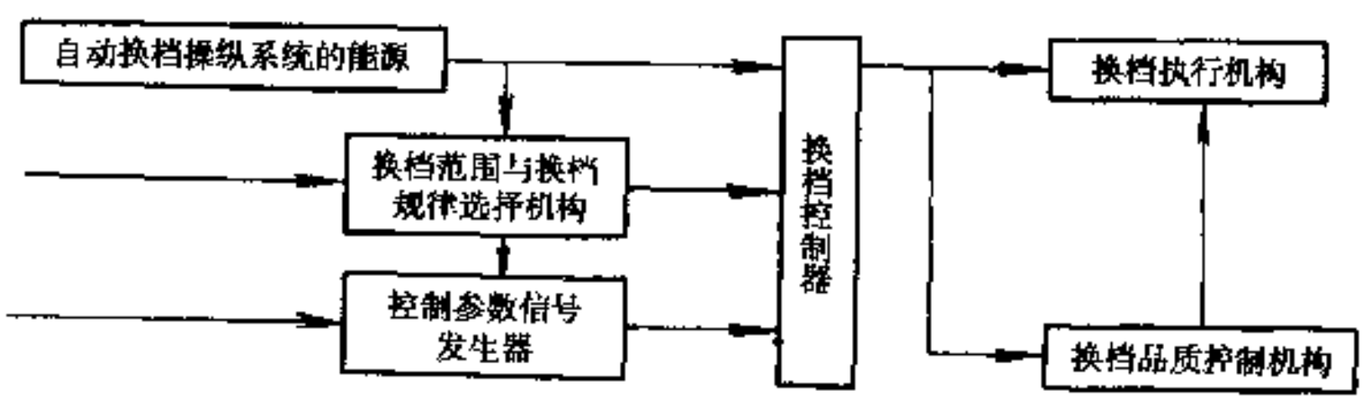


图 4-6-25 自动变速器控制系统

汽车论坛 http://www.qclt.com

4.6.5.1 自动换档规律（自动换档图）

它是自动变速器的核心，关系到动力传动系统各总成整体潜力的挖掘与发挥。规律是指两排档间自动换档时刻随控制参数的变化关系。图 4-6-26 是按发动机节气门开度 α 与车速 V 二参数控制的实例，实线表示升档，虚线用于降档。实际上汽车起步、换档时均处于非稳定状态，不是加速就是减速，应该用反应动态过程的三参数（加速度 dV/dt、V、α）控制换档（图 4-6-27），这种以换档前后相邻档位的加速度相等为条件获得的规律，比以稳态牵引力相等为条件制定的二参数控制能进一步提高汽车加速性、燃料经济性和乘坐舒适性，并可延长动力传动系统零部件寿命。二参数控制实际上仅是动态三参数换档在加速度 $dV/dt=0$ 的一个特例。

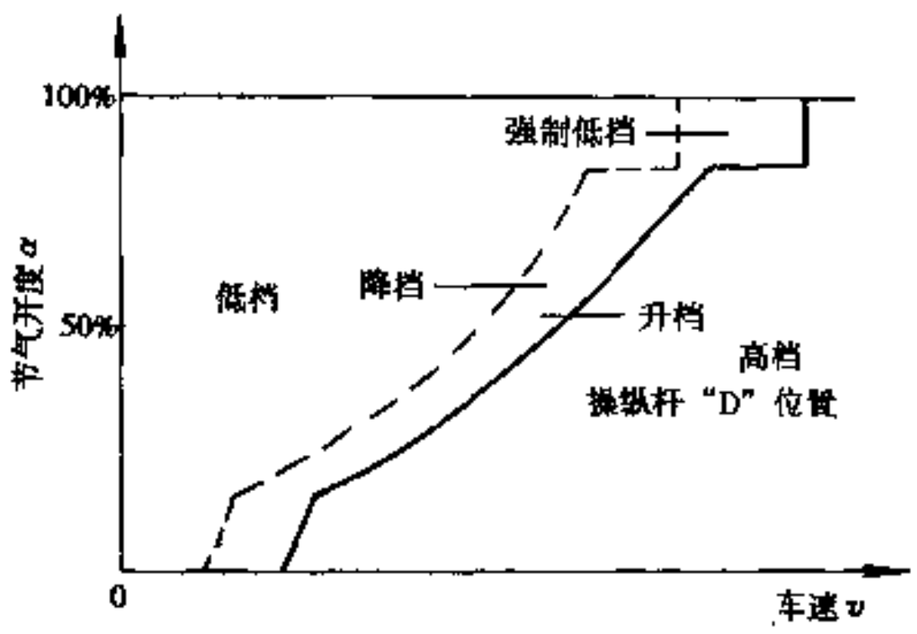


图 4-6-26 自动换档规律

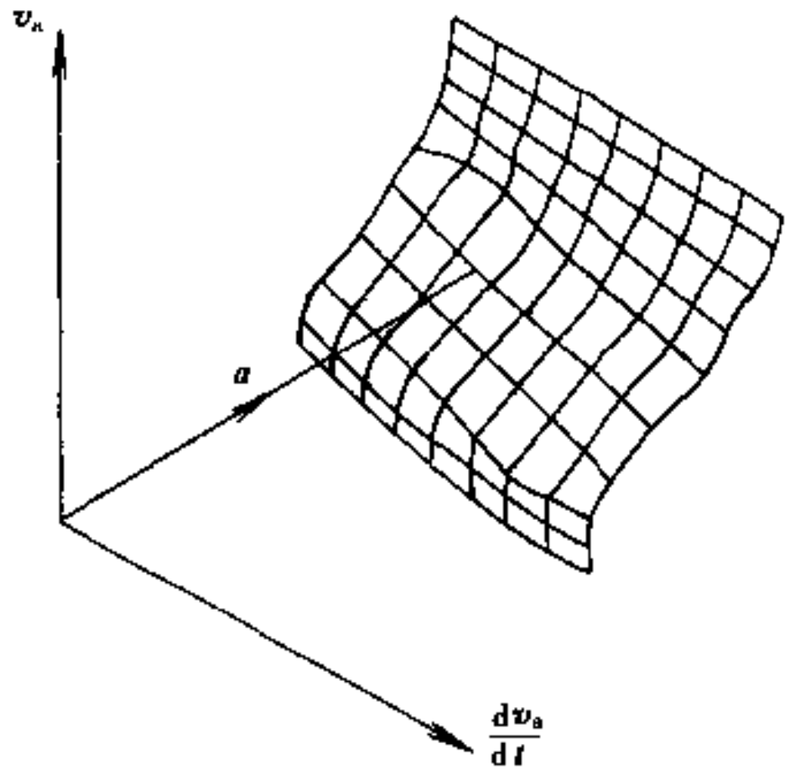


图 4-6-27 动态三参数最佳燃料经济性换档规律

电控系统可存储多种规律供驾驶员选用，不仅有经济性规律、动力性（又称运动型）规律，而且还有一般（日常）规律、环境温度，以及随外界条件变化的规律等，即换档点可以自由设定为各种规律。我国的富康轿车已存储十种规律，它们可分别或同时或交替工作，共同控制自动变速状态。特别是采用了模糊逻辑控制和动力传动系统的综合控制技术，使其实现了智能化控制。但基本的仍然以二参数或是动态三参数为基本控制规律，其它因素视为确定换档规律的辅助条件。电控制单元（ECU）根据选档杆位置，从存储器中调出相应的规律，再按 dV/dt、V、α 等控制参数值与规律比较，当达到设定换档点时，ECU 便向电磁阀发指令，实现自动换档（图 4-6-28）。

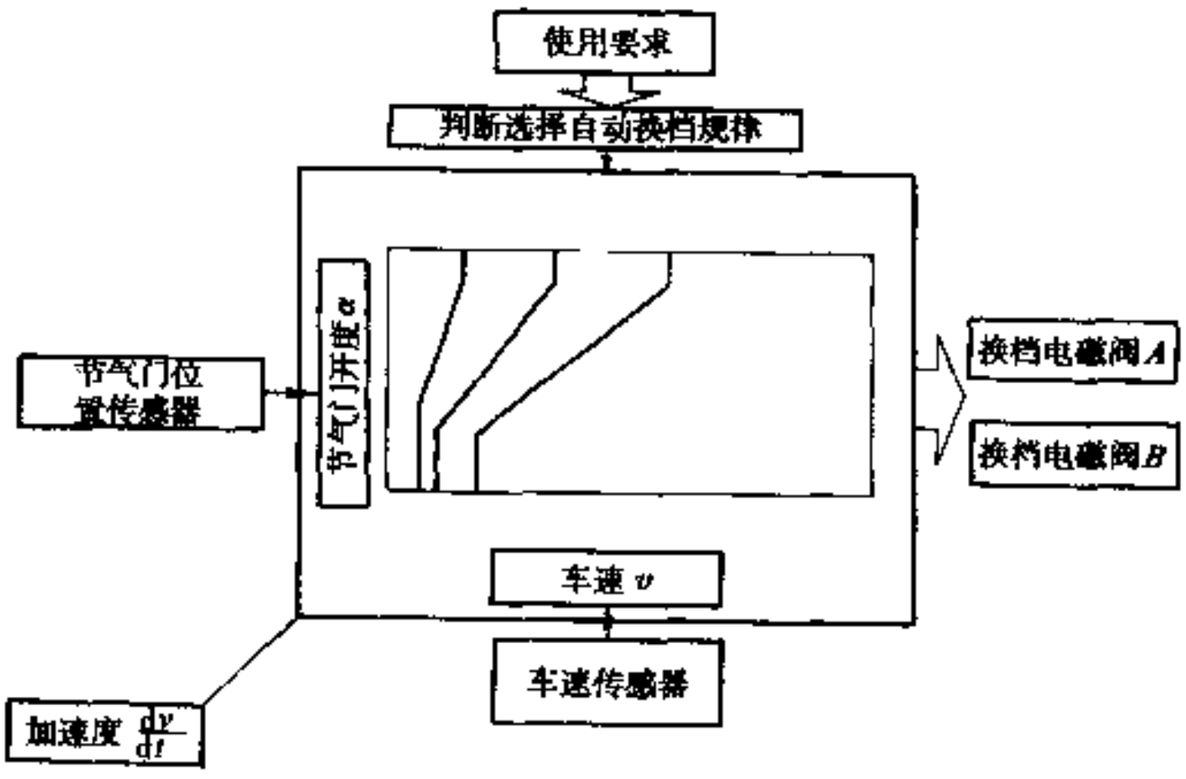


图 4-6-28 自动换档控制方框图

由于 ECU 运算与控制功能的提高，在日常一般规律行驶时，亦可以不再用操纵手柄调用所需规律，而可自动选择。在前进档（D）中，当加速踏板踩下的速率 $d\alpha/dt$ 超过程序中设定的速率时，ECU 由经济性转变为动力性规律。故将车速 V 和节气门开度 α 的组合分成一定数量的区域（图 4-6-29），每个区域有不同的节气门开启速率程序值。当实际值大于它时，为动力性规律，反之为经济性规

汽车论坛 http://www.qclt.com

律。程序值的分布规律是，车速越低或节气门开度越大，其值越小，即越易进入动力性规律，而且当节气门开度低于1/8时，动力性规律立即转为经济性规律。另一方面，为了使驾驶者体会自己开车的乐趣，或希望保持该档通过特定路面，近来手动—自动可转换的变速器在中高低轿车上日益增多。我国奥迪A6选装Tiptronic自动变速器，可在自动模式下的D当位置，直接转到手动操作模式。

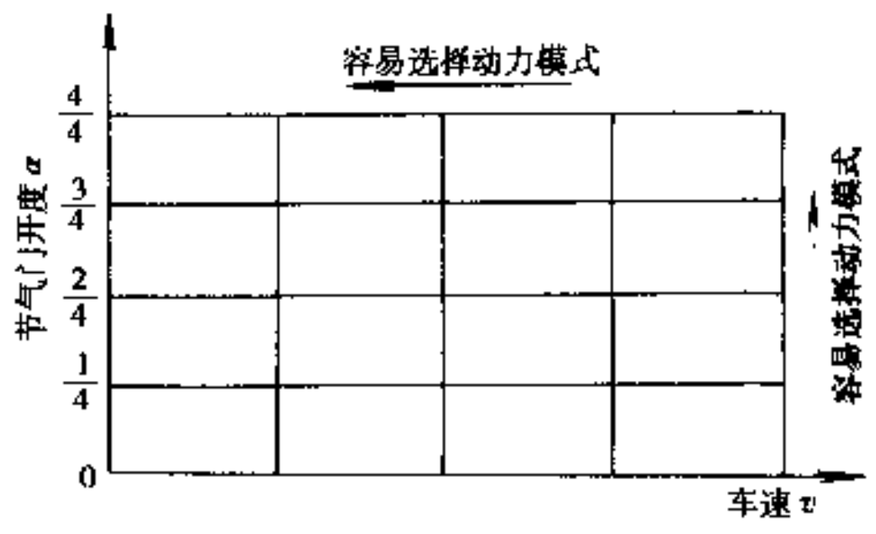


图4-6-29 自动选择模式控制示意图

为了避免因行驶阻力与速度的波动引起换档循环，不仅在图4-6-26中升、降档分别是由二根线组成，形成换档速差ΔV，而且在经济性规律中引入自适应控制装置。这样当换档控制系统识别行驶阻力较大且持续时间较长时，增大换档延迟ΔV，当发动机熄火或识别出行驶阻力小时，自适应模式自动取消。

系统中有驾驶员类型识别、环境条件识别、行驶状况识别等功能模块。驾驶员类型识别是通过对其踩加速踏板、制动和转向操作的特点评价来推断，据此自动选择规律，从而给自动变速器赋予了灵性；环境条件识别是识别行驶阻力或轮胎与路面的附着状况等，调用或修正规律；行驶状况识别是针对当时行驶状况（如减速、下坡、曲线行驶或停停走走等工况）对换档曲线作适当的改变等。结果使自动变速能因人、因时、因地面异进行控制换档。此外，汽车性能随使用时间增加会产生变化，亦需能识别并在控制中反映，则必须采用模糊控制、自适应控制、学习控制及神经网络等智能控制技术。

4.6.5.2 液力变矩器闭锁离合器的控制

闭锁实质上是液力档与机械档之间的转换，所以需重视下述几点。

(1) 闭锁点

多选择在偶合点i_M，因该点$K=1$，闭锁无冲击，品质好。也有的是选最高效率工况点i^*，这是追求效率高。还有闭锁点工况i大于i_M的，则是为了充分利用液力变矩器性能（图4-6-30）。

(2) 控制规律

有单参数，即涡轮转速n_T或车速等；二参数，即速比i即n_P与n_T，n_T与α，V与α等。按档位分为各档均闭锁和高档闭锁二类。ECU根据档位及V、α等状况从存储器内选择相应规律比较，决定是否闭锁（图4-5-30）。

为了保证行驶性能，液压油温低于60℃时禁止闭锁。此外，还有在换档时解锁，换成后再闭锁，以提高换档品质等控制。系统接到制动信号时也立即解锁。

(3) 闭锁控制

早期对涡轮转速n_T或车速控制曾用皮托管、开关电磁阀等结构，现多已为用脉宽调制(PWM)的电磁阀所取代。图所示为4-6-31上海通用(SGM)闭锁离合器的控制回路。涡轮与泵轮转速差小于规定值时，则进行闭锁，先使闭锁至A点。PWM占空比22%，然后再上升至98%的B点，这时已可达到完全闭锁的压力，到C点更高的压力仅是为了储备。这样调节接合力和接合速度可进行无级控制，使闭锁过程更加柔和。解锁处DEF线进行与闭锁类同。在低速、低档、大节气开度时，为了减振，提高排放性能和经济性，不全闭锁而改为滑差控制，需要保持的滑转量的精确控制也是由占空比实现。

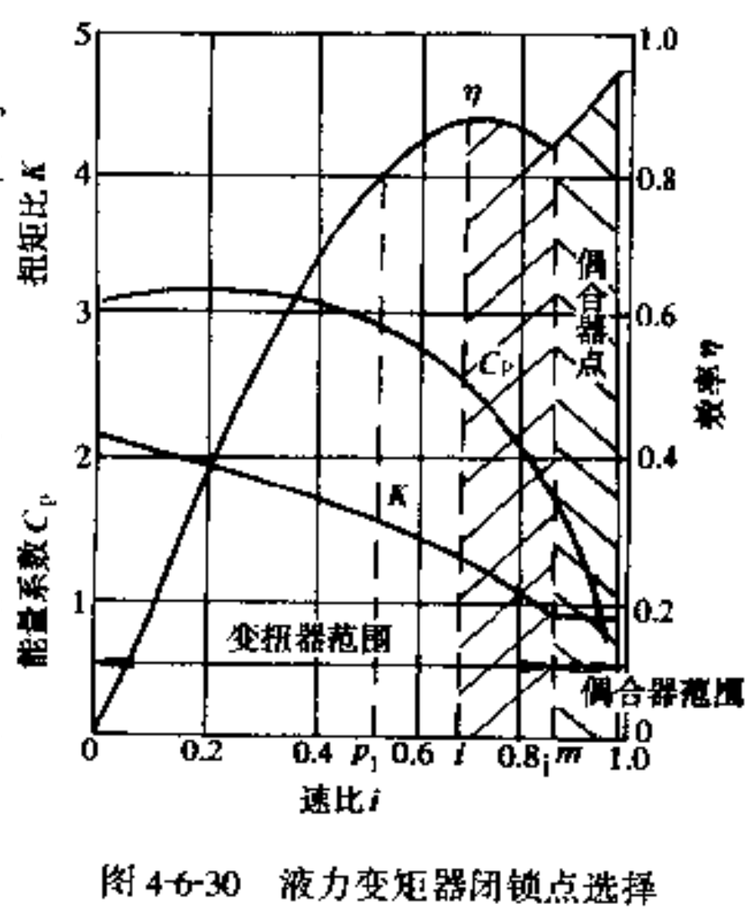
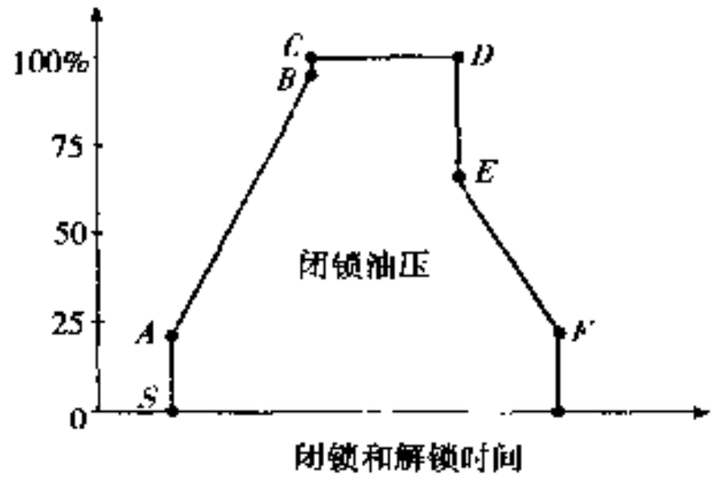


图4-6-30 液力变矩器闭锁点选择

还有一种锁止离合器（不在变矩器，而置于变速器中，且闭锁完全由换档阀控制）如图4-6-18所示，一、二档及倒档不闭锁，三档闭锁时为功率分流，60%功率经闭锁C传入行星机械传动；四档闭锁才全转为机械传动。以便按行驶工况实现充分发挥液力传动与机械传动的各自优势。

汽车论坛 http://www.qclt.com



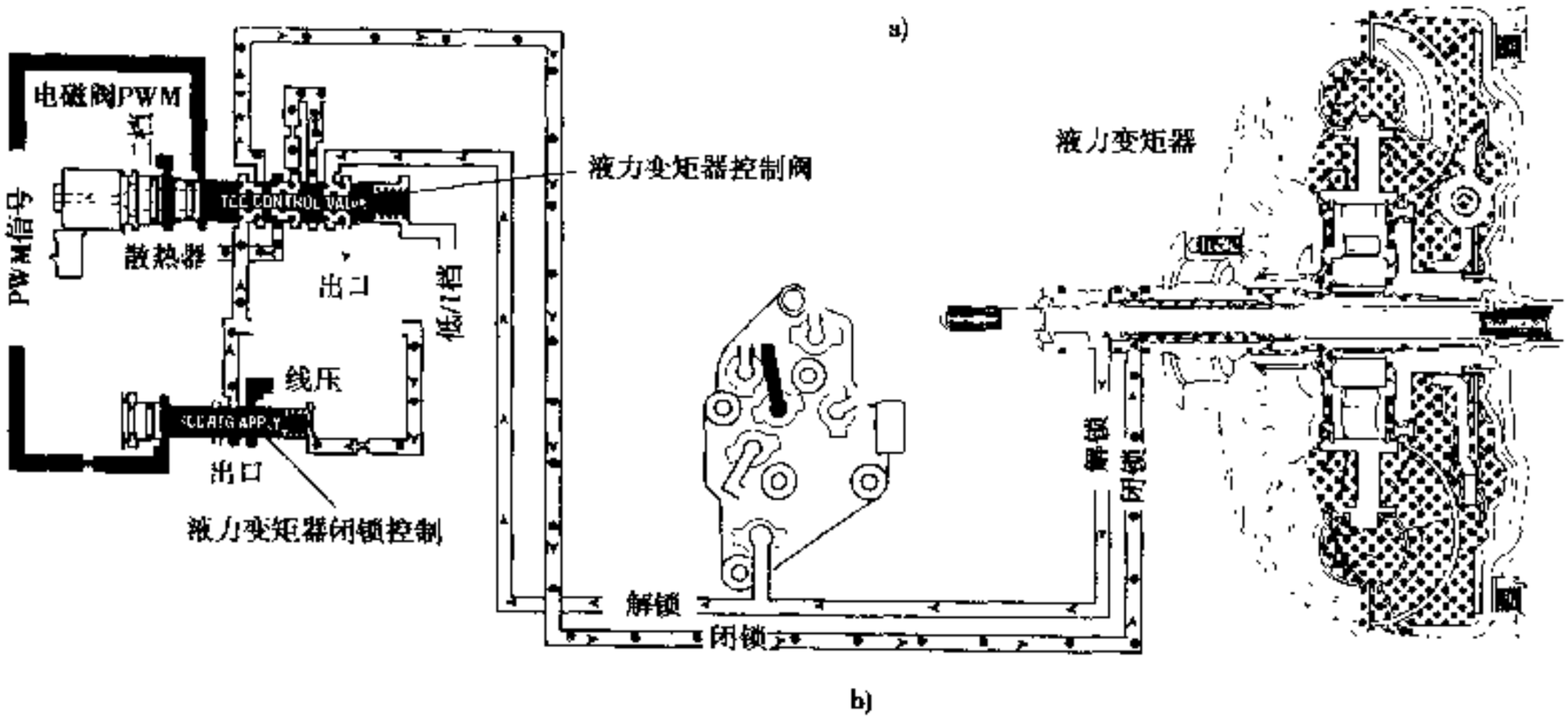


图 4-6-31 上海通用（SGM）的变矩器的闭锁控制

a)脉宽调制规律；b)结构与控制回路

4.6.5.3 系统组成

1）系统能源

全液压控制和电控-液动（简称电液）控制系统均有液压泵、调压阀等作能源，电控系统还需提供电源，仅全电控-电动系统无需液压系统。

(1) 油泵

常见有内啮合齿轮泵、摆线转子泵及叶片泵。为减少在高速时泵油引起的过高的动力损失，目前所用叶片泵大都为流量可变型。因定子已不是固定在泵壳，而是可绕销轴 8 作一定摆动，当排出油压通过 9 反馈到定子与泵体之间，按其与弹簧力的平衡关系确定定子与转子 3 的偏心量，达到改变流量的目的，从而防止发动机转速高时，供油过多，提高系统效率（图 4-6-32）。

(2) 线路压力调节

一般主要调节主油路的压力，以供各系统的工作需要。近来，在电控中通过电磁阀根据发动机负荷精确调节主压力、换档离合器和制动器的结合压力，以及变矩器闭锁离合器的结合压力等，主压力阀控制系统的压力也可调节流向变量泵的控制油压。由图 4-6-33 可知，主油道压力由主压力阀弹簧力和来自调压阀的转矩信号压力共同决定，而压力大小又由加在比例电磁阀上的脉冲信号决定。

主压力油通过先导阀保证其稳定的油压。比例电磁阀采用脉宽调制控制，按节气门开度输出合适的占空比，改变去调压阀端部的控制油压，使其输出的转矩信号油压发生变化。此外，主压力阀可使变量泵根据汽车的实际运行情况输出相应的流量，以减少能量损失。

2）控制参数信号变换器

汽车换档的控制参数，从过去的单参数车速 V，到现在多为二参数（V，节气门开度 α），正在开始用三参数（加速度 dV/dt，V，α）控制。这就要求不仅这些参数能按比例地变换成控制信号，而且应反应精确、迅速、便于实现，工作可靠。

汽车论坛 http://www.qclt.com

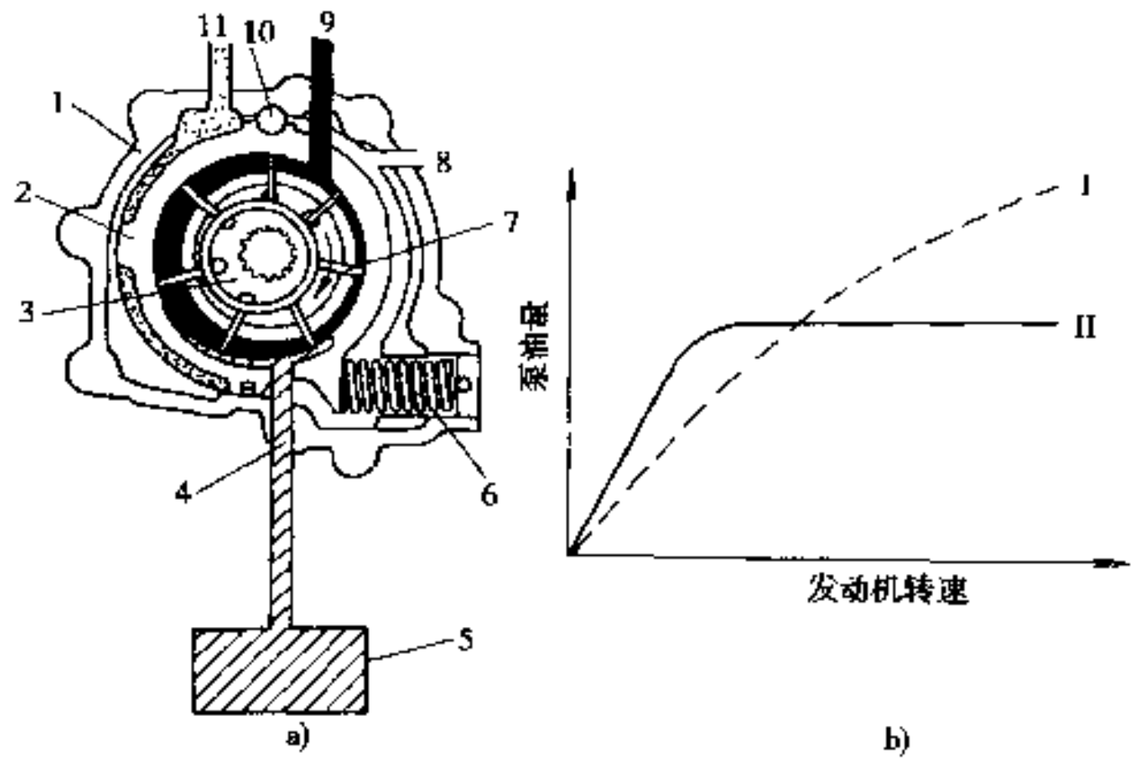


图 4-6-32 变量泵及油量曲线图

Ⅰ-定量泵泵油量曲线图；Ⅱ-变量泵泵油量曲线图

a)变量泵；b)泵油量曲线

1-泵壳；2-定子；3-转子；4-进油口；5-滤网；6-复位弹簧；7-叶片；8-卸压口；9-出油口；10-销轴；11-反馈油道

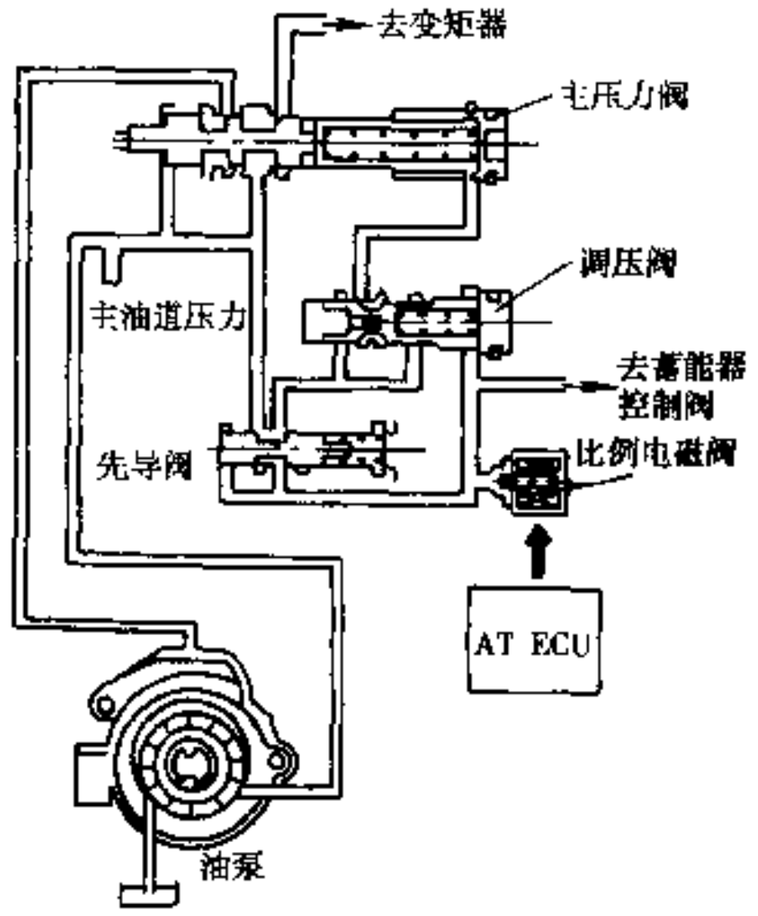


图 4-6-33 供油调压和流量控制系统

(1) 速度调压阀（简称调速阀）

它是利用离心力和双边节流原理实现的。图 4-6-34 表示其工作原理和调压特性。利用受外重块、内重

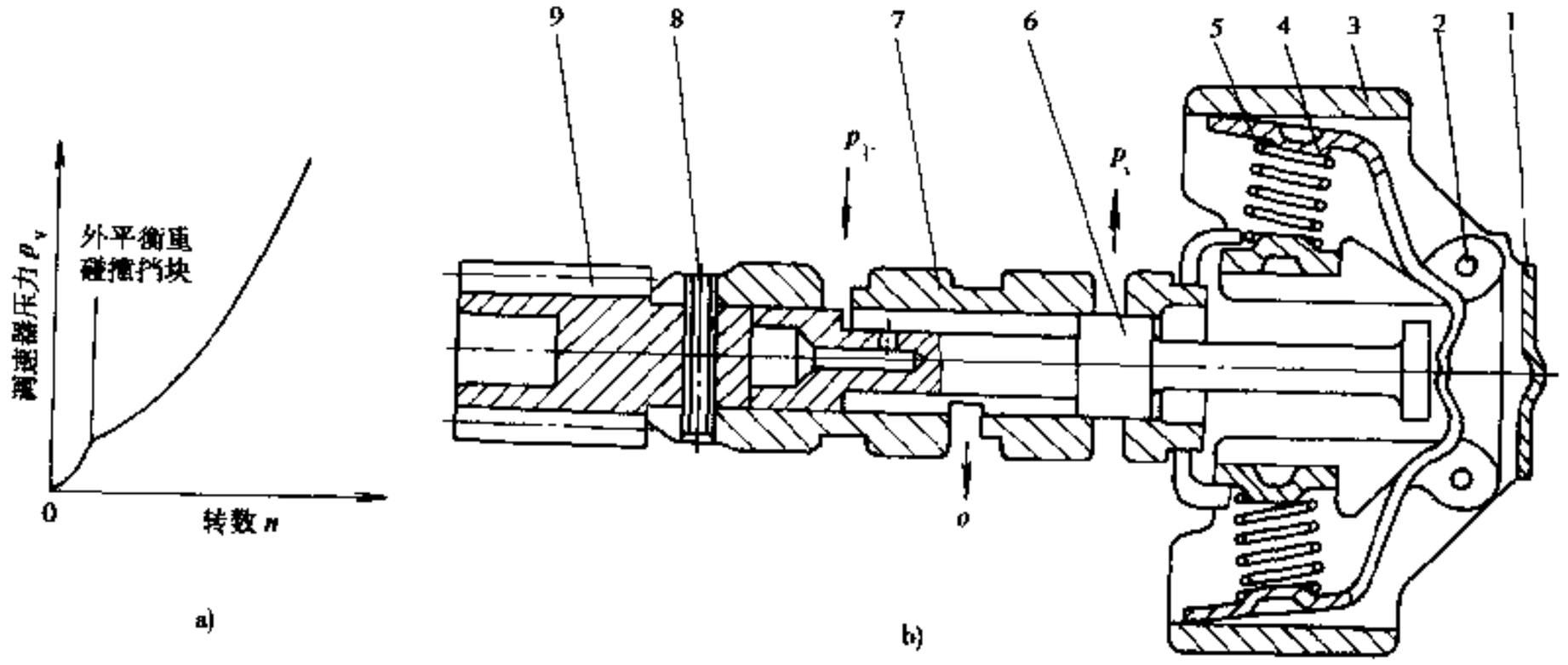


图 4-6-34 速度调压阀

a) 工作原理；b)双级调压阀

1-销子；2-止推罩；3-外重块；4-内重块；5-弹簧；6-调速阀；7-套筒及保持架；8-销子；9-从动齿轮

块的离心力相平衡的弹簧力作用于阀上，由其决定调速压力 p_v。低速时，由内、外重块的离心力 p 均转换为弹簧力。中、高速时，外重块被挡块限位、不再起作用，只有内重块的离心力转为弹簧力，继续起作用，这样其压力 p_v 随转速 v 的上升趋于平缓（如图 4-6-34a)）。这种调速阀称为双级式调速阀，其优点是，可使汽车起步后，及时由低档升至中速档，可减少油耗和降低发动机噪声。而中、高速时，又有足够时间加速，以保证动力性。调速阀可以直接装在输出轴上，也有通过从动齿轮（如图 4-6-34b)）和输出轴连接的，后者称中间传动式，其特点是拆装方便。

汽车论坛 http://www.qclt.com

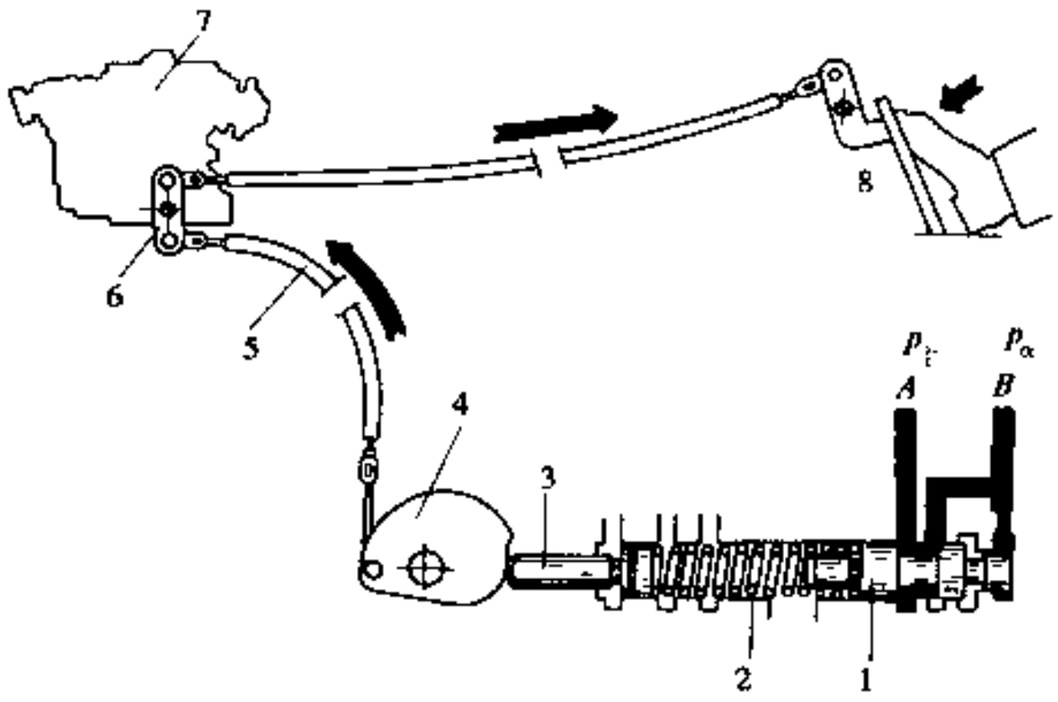


图 4-6-35 节气门开度调压阀

1-滑阀；2-调压弹簧；3-挺杆；4-凸轮；5-拉索；6-节气门摇臂；7-节气门体；8-加速踏板；

A-主油路油压进油口；*B*-节气门油压出油口

(2) 节气门开度调压阀(简称油门调压阀)

节气门开度按控制方式分为机械式(图 4-6-35)和真空式两种。在相同节气门下，因真空度特性 $\Delta p_e = f(n_e)$ 与发动机转矩 $T_e = f(n_e)$ 特性相似，故它比机械式有利于改善换档控制品质，此外，它不存在机械磨损或变形，避免复杂而费时的调整。但如膜片破损，则性能下降，并且在高海拔地区行驶，除非装用补偿真空罐，否则会因变更换档点而使动力性恶化或加剧换档冲击。

电控则用传感器将上述参数转变为电信号。

(3) 车速传感器

它装在输出轴相应的齿轮附近，有电磁感应式、霍尔式、光电式、激光式等，图 4-6-36 所示为电磁感应式车速传感器，它靠齿与齿隙间的感应线圈磁通量发生变化($d\Phi/dt$)，而产生交流感应电压。由于其幅值正比于 $d\Phi/dt$，在低速时会丢速，影响精度。霍尔式则不受转速快慢的影响，且脉冲是方波，但幅值霍尔电压 U_H 受磁场强度在霍尔元件上所加外电压及环境温度等影响(图 4-6-37)。

$$U_H = K_H I B \tag{4-6-12}$$

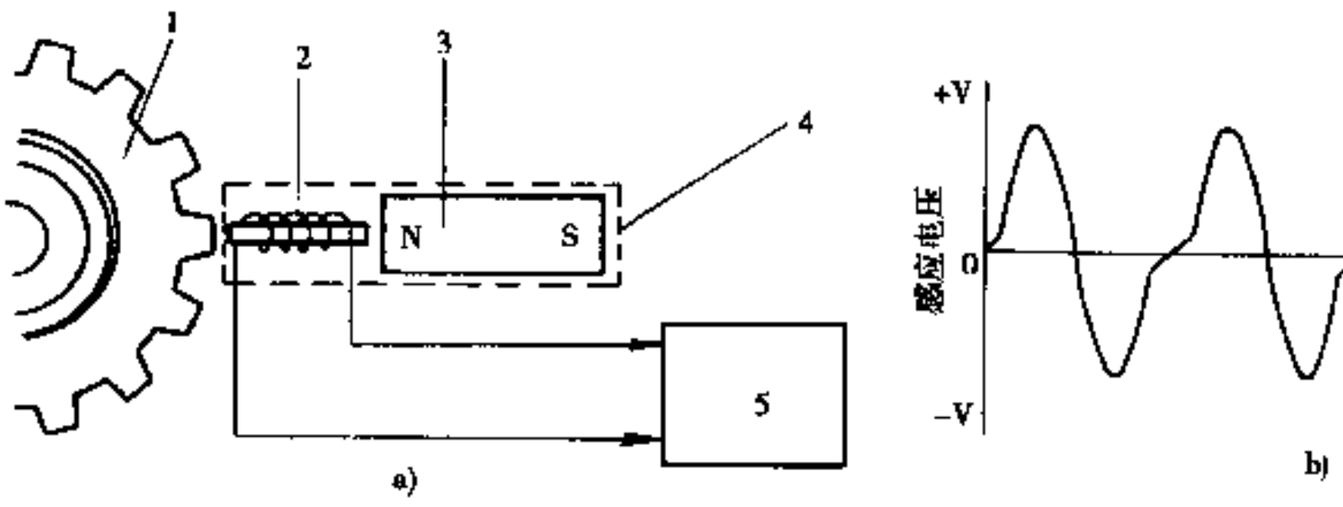


图 4-6-36 电磁感应式转速传感器

a)结构；b)感应电压曲线图

1-信号齿轮；2-感应线圈；3-永久磁铁；4-车速传感器；5-ECU

式中：K_H——霍尔元件灵敏度；

I——控制电流；

B——磁感应强度。

光电转速传感器通过设置对比数(图 4-6-38)，使正转时孔 *A* 先到光敏元件 1，孔 *B* 后到光敏元件 2，脉冲 1 超前 2，反转则相反，从而测出反向转速，但价格较昂贵。

(4) 发动机负荷传感器

最普通的是节气门位置传感器(图 4-6-39)，由电阻与刷形开关组成，为防止磨损造成接触不良，现已在电阻外加导电塑料，使电刷不与电阻直接接触，以提高寿命与精度。还有光转角传感器，半导体真空压力传感器等，现在直接测量发动机转矩传感器也已经面市。

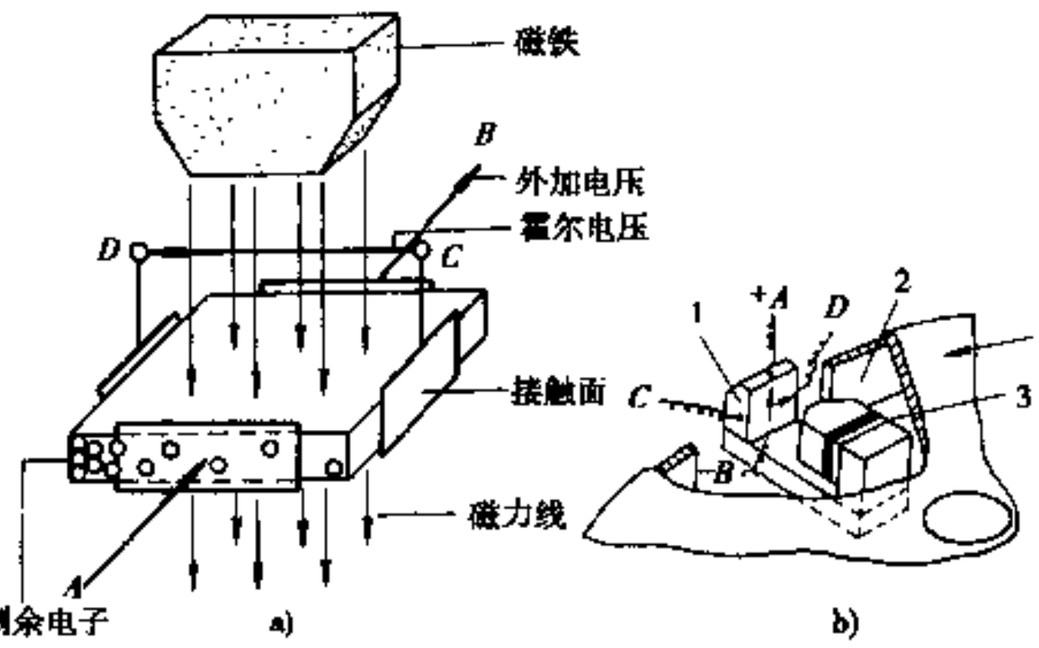


图 4-6-37 霍尔式转速传感器

a)原理图；b)结构图

1-霍尔块；2-叶片；3-永久磁铁

汽车论坛 http://www.qclt.com

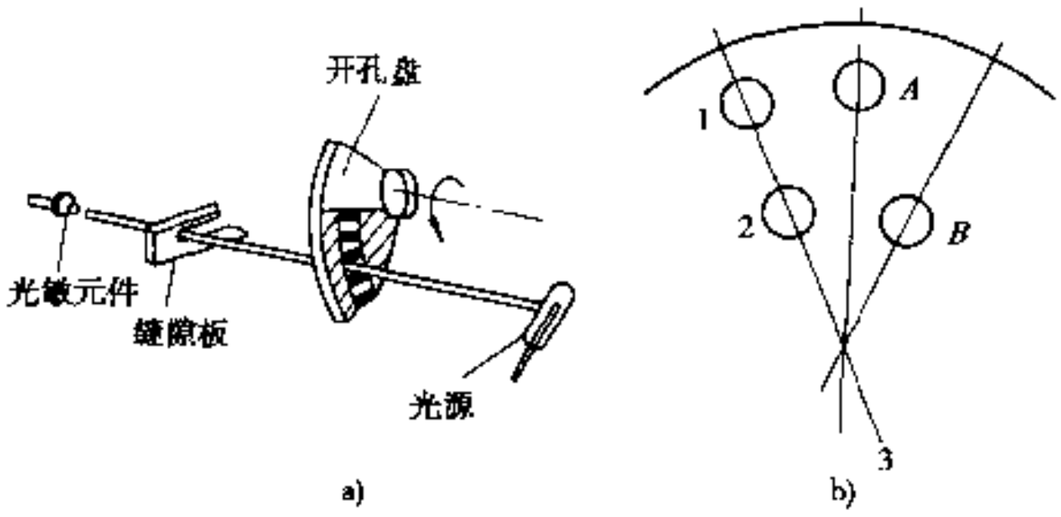


图 4-6-38 光电式转速传感器

a)原理图;b)测反转原理图

3) 换档控制器

其功能是根据换档规律实现换档操纵。

(1) 换档阀

a. 升档

全液压控制系统的换档是由液压控制的二位换向阀实现的,如图 4-6-40a)所示,随车速增加调速压力 p_v 升高,当满足下式时阀右移而升档。

$$p_v S_1 \geqslant F_t + p_a S_2 \qquad (4\text{-}6\text{-}13)$$

式中:S_1, S_2——滑阀左、右端油压作用面积;

F_t——弹簧初始载荷;

P_a——反映节气门大小的压力。

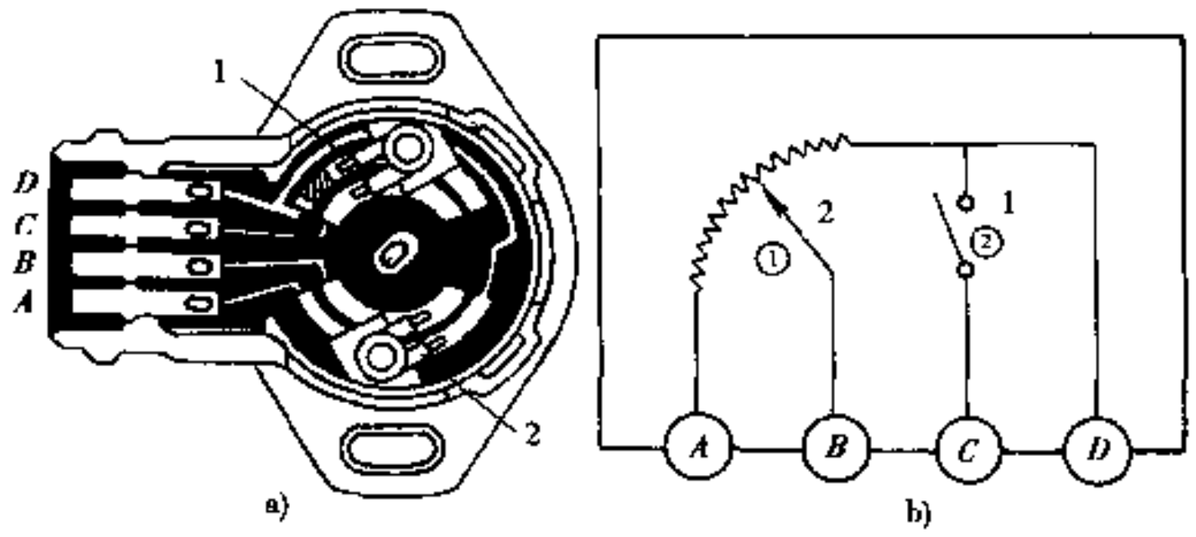


图 4-6-39 节气门位置传感器

a)结构图;b)电路图

1-怠速开关滑动触点;2-线性电位计滑动触点

A-基准电压;B-油门开度信号;C-怠速信号;D-接地

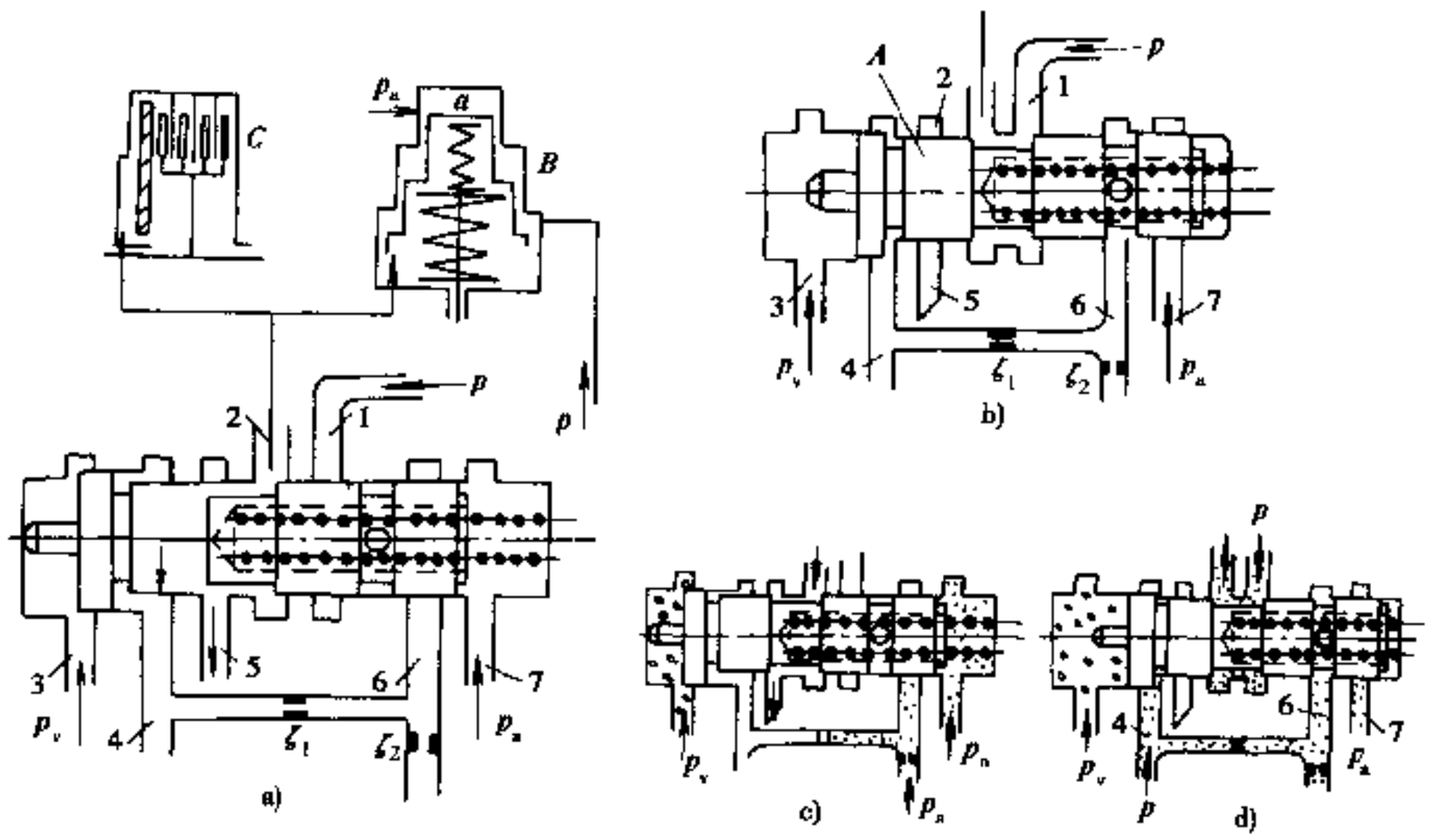


图 4-6-40 红旗 CA-770 换档阀

a)低档升高档;b)高档降低档;c)强制低档;d)手动低档

1-主油路;2-高档油路;3-调速阀油路;4-手动低档油路;5-泄油口;6-强制低档油路;7-节气门压力油路

汽车论坛 http://www.qclt.com

换档过渡过程中，弹簧阻力 $F = F_t + kx$ 越来越大，加之换档时总使车速略降，而使 p_v 下降。为防止破坏式(4-6-12)条件，又返回低档形成换档循环。在阀上有泄油孔 8，当阀右移少许，油道 7 被切断后，便经孔 8 泄油，式(4-6-12)变为：

$$p_v S_1 \geqslant F_t + kx \tag{4-6-14}$$

因 $kx < p_a S_2$，保证式（4-6-12）完全成立，故升档迅速完成。

b. 降档

反之因车速下降而使 p_t 下降，如不满足上式则降档。图中结构降档与节气门压力无关，为单参数车速控制。同理为了不发生阀振荡，当滑阀左移一段 δ_7 后，油口 7 打开，p_a 又作用于 S_2，受力关系为：

$$p_v S_1 \leqslant k(x - \delta_7) + F_t + p_a S_2 \tag{4-6-15}$$

则加速完成降档，直到最后为：$p_v S_1 \leqslant F_t + p_a S_2$。

c. 强制降低档

如图 4-6-40c）所示，驾驶员将加速踏板踩到底时，油道 6 引入强制降档油压 p_{amax}，经二节流孔再泄油，如两孔导流率相同，则油经孔 8 在阀右端增加了油压 $\frac{1}{2} p_{amax}$，改变了原式（4-6-14）的条件为：

$$p_v S_1 \leqslant F_t + kx + \frac{1}{2} p_{amax} \tag{4-6-16}$$

即使在较大车速下也能降入低档，满足当时车辆提高动力性的需要。

d. 手动低档

如图 4-6-40d）所示，当操纵手柄在 L 位时，主油路油液从油道 4 进入 6 及 7，滑阀受力为：

$$F_t + kx + pS_1 > p_v S_1 \tag{4-6-17}$$

因 $p > p_v$，故上式恒成立，不论车速多大，汽车都在低档运行。

全液压的换档阀是二位阀，一端进 p_v，另一端进 p_a，故它的功能与控制顺序已被固定，仅能实现二参数控制，而且一种结构型式只能实现一种换档规律往往仅是最佳动力性与最佳经济性的折衷规律），这也是它被电液控制所取代的原因之一。电控与其区别是，系统输入为电信号，换档控制器根据置于其中的换档规律，对换档点选择作出判断，从而向电磁阀发出换档指令，完成各种控制任务。它有两类，即换档计算器与 ECU。

（2）换档计算器

它由门电路构成的逻辑电路和各种比较电路组成。是过渡产品，现已为 ECU 取代。

（3）电子控制单元（ECU）

微处理器或微机是控制器的核心（图 4-6-41），它可用数字处理办法将换档规律的信息存于存储器。这种控制的参数可以是三参数甚至多参数；换档规律也可存储最佳经济性、最佳动力性、环境温度换档等多种规律，而不是限于一种；用电控重叠控制单元可取代单向离合器，节省空间和减小质量；电控可实现闭环控制以提高换档品质与节油；它还可与整车的其它电控系统连接，如发动机电控系统、巡航控制系统等，通过相联网络 CAN 形成动力传动系统的综合控制（图 4-6-41），使发动机或汽车其它系统的工作能与自动变速相配合，以获得最佳性能。

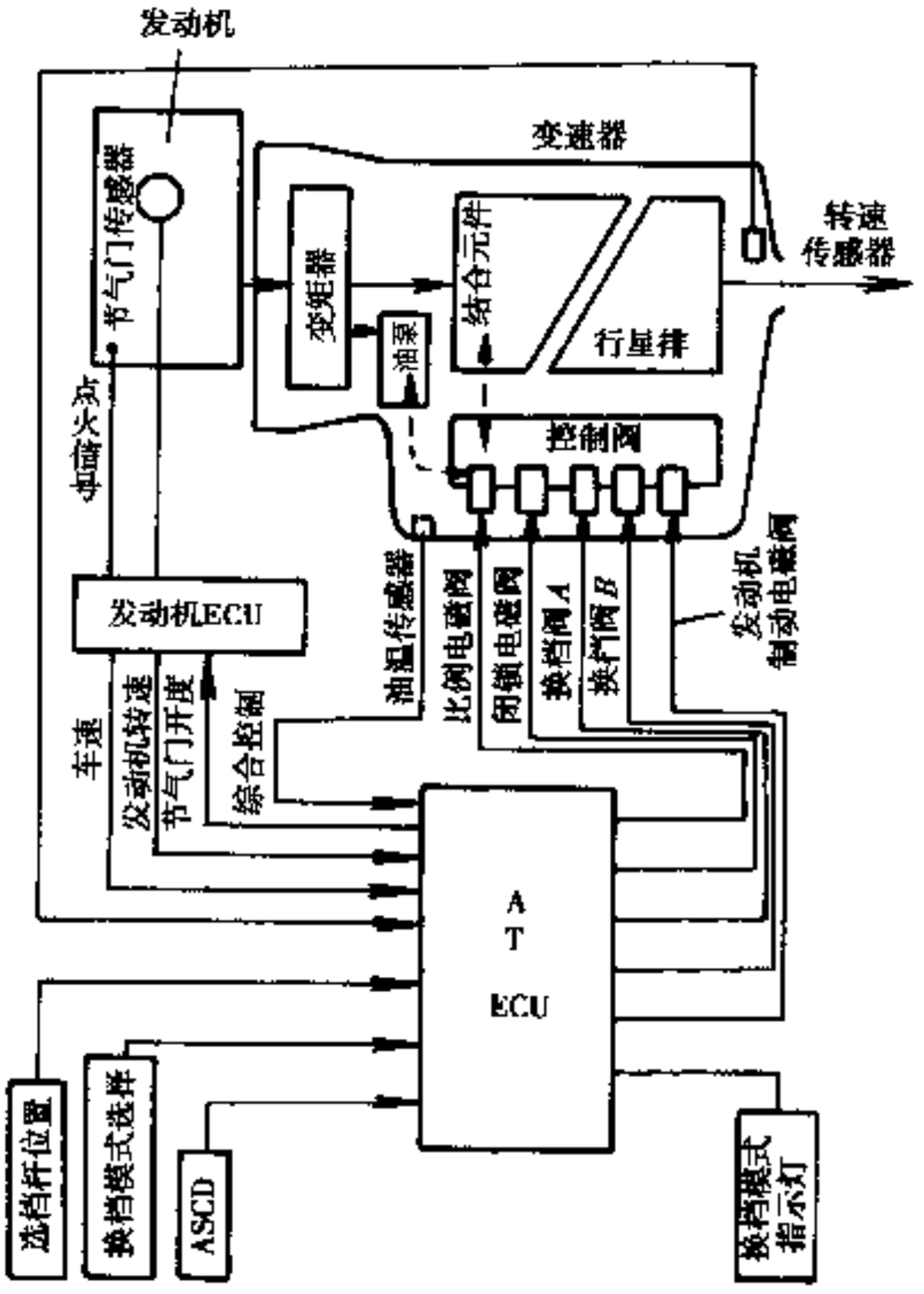


图 4-6-41 动力传动系统的综合控制

汽车论坛 http://www.qclt.com

a. 过去使用的 8 位微处理器，随着实时控制、编程范围、应用数据储存等需要，已逐渐被 16 位、32 位所取代。它使性能明显提高，使保证换档品质的软件以比过去快 3.5 倍的速度运行，并且因换挡过程引入反控制，使功能和数据容量比过去扩展 2.5 倍。

存储器能在不改变控制单元的情况下对程序的数据更新，使其可灵活而低成本地响应用户需求。

使用 ASIC 外部设备和顺序控制器，可减少元件数目并提高了可靠性。

b. 软件

软件使用功能、种类不断地增加，使其复杂性与范围每 2～3 年翻一翻，提高工作效率和发展现代软件，软件的再使用是一个决定因素，而软件的模块结构是其再使用的先决条件。

使用独立于硬件的高水平编程语言可大大改善软件和功能的再使用，今后，C 语言将发展成为可使用的标准生成程序。使用图解编程语言已是一大成功，它使反馈控制功能描述成立体图，而反作用功能则是车辆的状态，如 ECU 需对驾驶员的要求作出不同的反应特性。

为了达到最佳使用条件，使框图设计功能能在程序中实时运行，必须使用结构准则（又称格式导向），它左右着状态和模式的框图安排，从而可勾画出来自状态和模式研究的功能相互关系的结论。

4.6.5.4 换档品质控制

换档品质是指换档过程的平顺性和零部件负载二方面。由于换档执行机构不可能按理想要求同时交替转换（如制动器分离和离合器接合），发动机等部件在换档过程中惯性会形成冲击，执行机构中摩擦转矩的动态摩擦系数及油压波动也伴随转矩扰动，故换档过程不可避免产生冲击。为此应使其输出轴转矩 T_{OT} 扰动下降到人们能接受的程度。

为建模，将换档结构图分解成自由体（图 4-6-42）。一般换档过程经历 5 个阶段，以升档为例，5 个阶段为原档→低档转矩相→惯性相→高档转矩相→新档，其中以转矩相与惯性相两种状态影响最大。

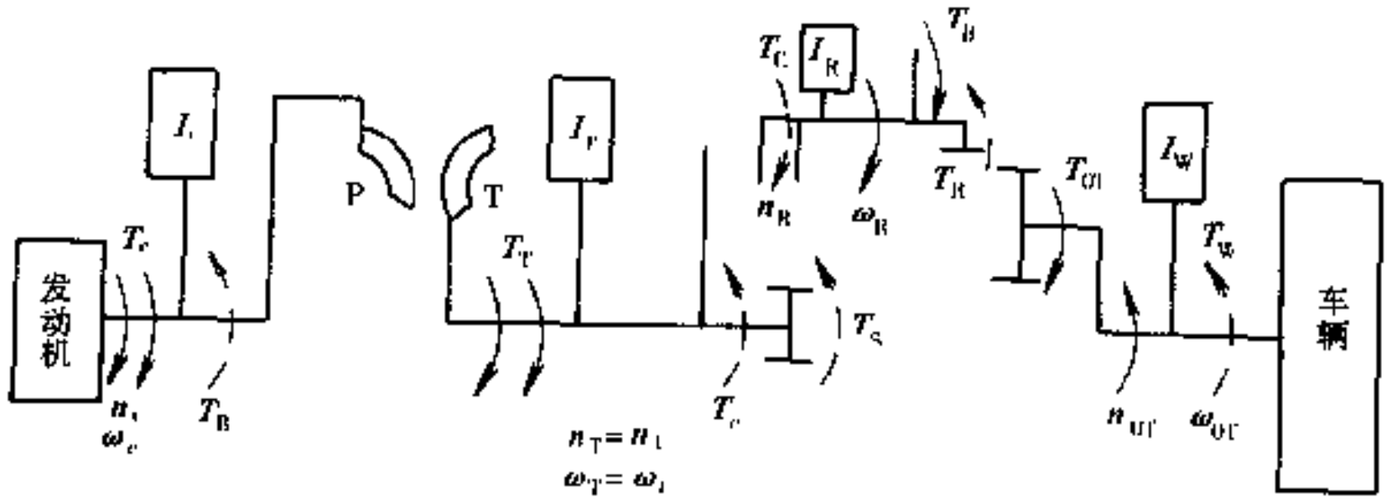


图 4-6-42 换档结构分解自由体图

1）转矩相

如图 4-5-42 所示，一个摩擦元件打滑（如图中离合器 C），其它元件（如制动器 B）仍处于接合状态，各构件间仅有转矩变动，转速无明显变化，但转矩重新分配，低档转矩相为：

$$T_B = T_R - T_C = \alpha T_S - T_C = \alpha T_T - (1+\alpha) T_C \tag{4-6-18}$$

$$T_{OT_L} = -T_{PC} = T_S + T_R = (1+\alpha) T_S = (1+\alpha)(T_T - T_C) \tag{4-6-19}$$

考虑设计及惯性影响，则上式为：

$$T_{OT_L} = \frac{I_W i_L}{I_W + I_T i_L^2}\left(T_T + \frac{I_T}{I_W} i_L T_W - T_C\right) \tag{4-6-20}$$

高档转矩相为：

$$T_{OTH} = \frac{I_W}{I_W + I_T + I_R}\left(T_T + \frac{I_T + I_R}{J_W} T_W + T_B\right) \tag{4-6-21}$$

式中：T_B、T_C——滑动状态下制动器及离合器传递转矩，它是压力的函数，随时间而变；

T_{OT}——为输出轴转矩（下标后续“l”表示“低档”，“H”表示高档）；

T_W——为车辆阻力矩；

汽车论坛 http://www.qclt.com

I_T、I_R、I_W——与涡轮、齿圈及输出轴相连之惯量；

i_L——低档传动比。

2）惯性相

指换档的两摩擦元件都在打滑，使转矩与转速都急剧变化，换档冲击主要在该相。

$$T_{OT}=\frac{i_L\left[\frac{I_R}{I_T}T_T+\frac{i_L I_R}{I_W}T_W+\left(i_L-1-\frac{I_R}{I_T}\right)T_C+(i_L-1)T_B\right]}{(i_L-1)^2+\frac{I_R}{I_W}i_L^2+\frac{I_R}{I_1}} \tag{4-6-22}$$

以简图 4-6-43 描述上述升档过程，可近似假定涡轮输入力矩 T_T 不变，且用直线代替实际曲线，摩擦转矩 T_B、T_C 为虚线。A 以后为转矩相，B 与 C 点为惯性相的起点与终点、在该阶段 dT_{OT}/dt 骤变，通常用车辆纵向加速度的变化率——冲击度 $J=d^2V/dt^2$ 来评价换档冲击程度。

$$J=\frac{d^2V}{dt^2}=\frac{r_r}{i_0 I_w}\frac{d(T_{OT}-T_W)}{dt}\approx\frac{r_r}{i_0 I_W}\frac{dT_{OT}}{dt} \tag{4-6-23}$$

3）换档品质控制措施

控制 J 在于控制 dT_{OT}/dt。即重点控制待分离与待接合执行元件的 B-C 段的压力变化。

（1）执行机构外部控制

缓冲控制使换档接合柔和，如储能器、缓冲阀、节流阀等；定时控制使换档摩擦元件分、合交替定时合理，如定时阀、干预换档定时阀（图 4-6-44）等；执行油压控制，如根据发动机负荷、车速、档位、摩擦系数、液力变矩器速比 i 及油温等参数，通过 ECU 控制比例电磁阀或高速电磁阀快速、精确自动按需调压（图 4-6-45）。主油道压力油经换档阀和蓄能器控制阀分别进入蓄能器的作用腔（与操纵压力相连）和背腔，经过比例电磁阀或高速电磁阀调制的转矩信号油压供给蓄能器控制阀，控制进入蓄能器背腔的油压大小，决定了结合元件的操纵油压 P_{CL}。

$$P_{CL}=\frac{A_{AC}P_{AC}-F_S}{A_{CL}} \tag{4-6-24}$$

式中 P_{AC}——蓄能器背压；

A_{CL}——结合元件油压作用于蓄能器的面积；

A_{AC}——蓄能器背压面积；

F_S——蓄能器弹簧力。

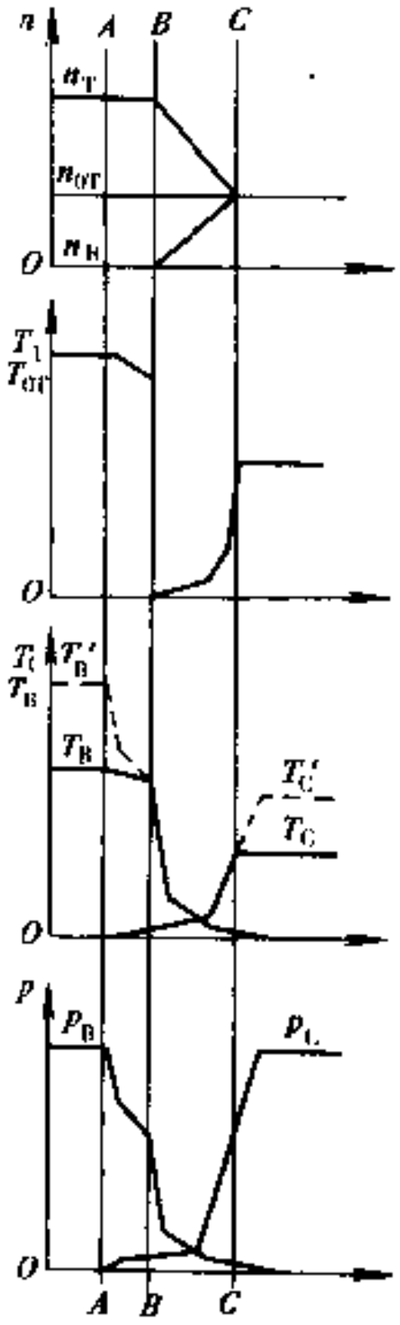


图 4-6-43 升档过程参数变化简图

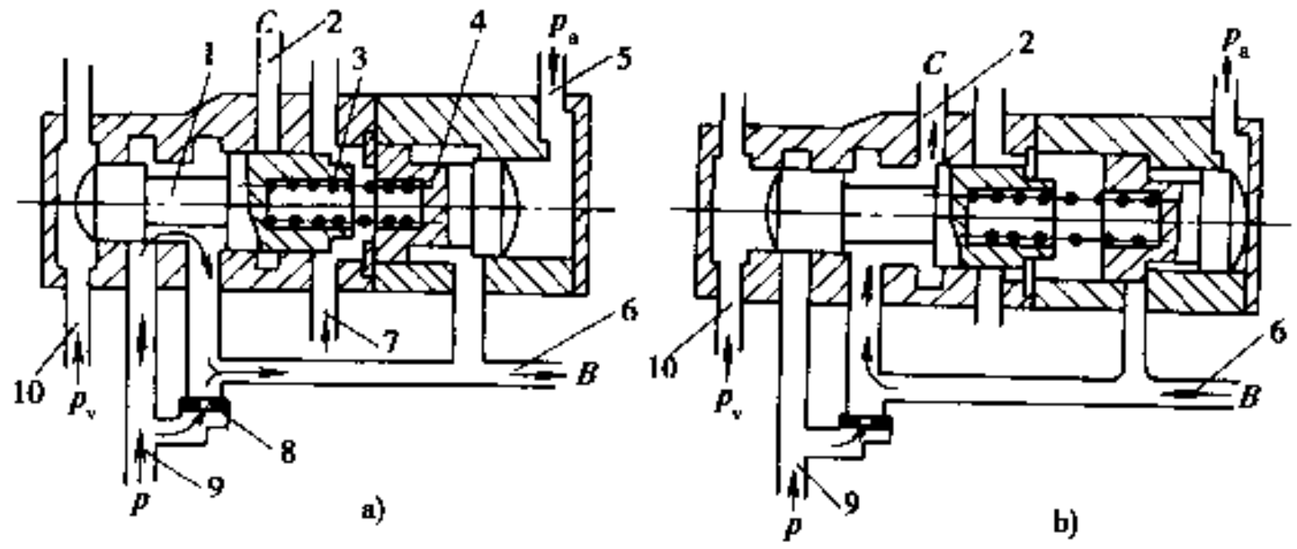


图 4-6-44 干预换档定时阀

a）干预降档；b）干预升档

1-滑阀；2-接高档油路；3-弹簧；4-柱塞；5-p_a 油路；6-接低档油路；7-手动低档油路；8-节流孔；9-主油路；10-p_v 油路

汽车论坛 http://www.qclt.com

一般各结合元件设置独立的蓄能器，按不同档位设置最佳比值 A_{AC}/A_{CL}，满足各档位下离合器工作压力不同的要求。

(2) 执行机构自身改进

采用单向离合器；液力变矩器换档时解锁、完成后再闭锁，可大大改善换档品质；采用分阶段作用液压缸等。

(3) 电液反馈控制

直接控制图 4-6-43 中的 B-C 段，不仅使转矩相在短时间内完成，使 B 点下降少，同时也减小了惯性相阶段 T_{OT}转矩变化幅值。而且进入惯性相合，调节接合压力，使其平缓地按最佳规律增长（图 4-6-46）。又如电磁阀按设定好的最佳转速变化规律控制接合元件油压，可实现平稳变速，图 4-6-47 为控制离合器油压的例子。

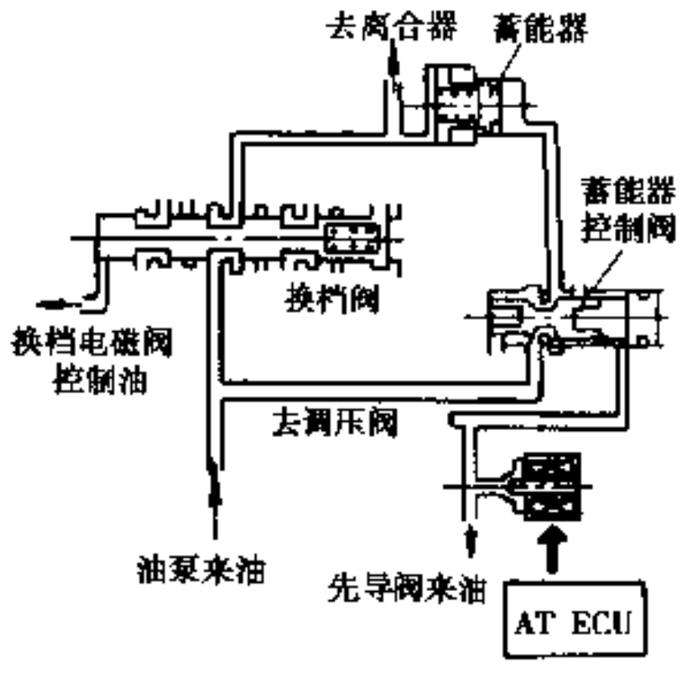


图 4-6-45 结合元件油压控制系统

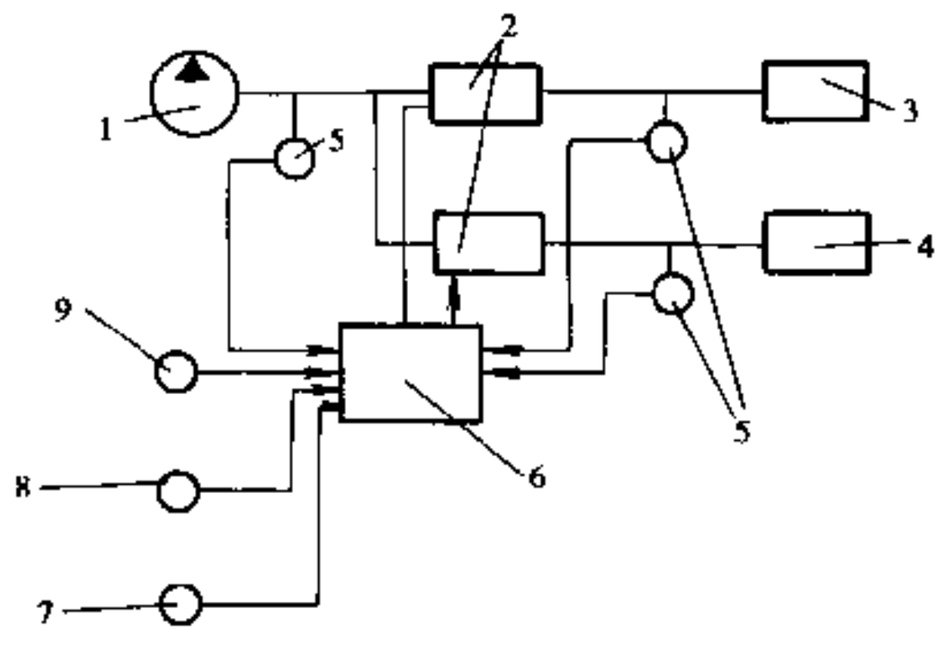


图 4-6-46 电液反馈控制系统的原理图

1-油泵；2-电控压力调制阀；3-制动带；4-离合器；5-压力传感器；6-电子控制单元；7-输出轴转速传感器；8-发动机转速传感器；9-涡轮转速传感器

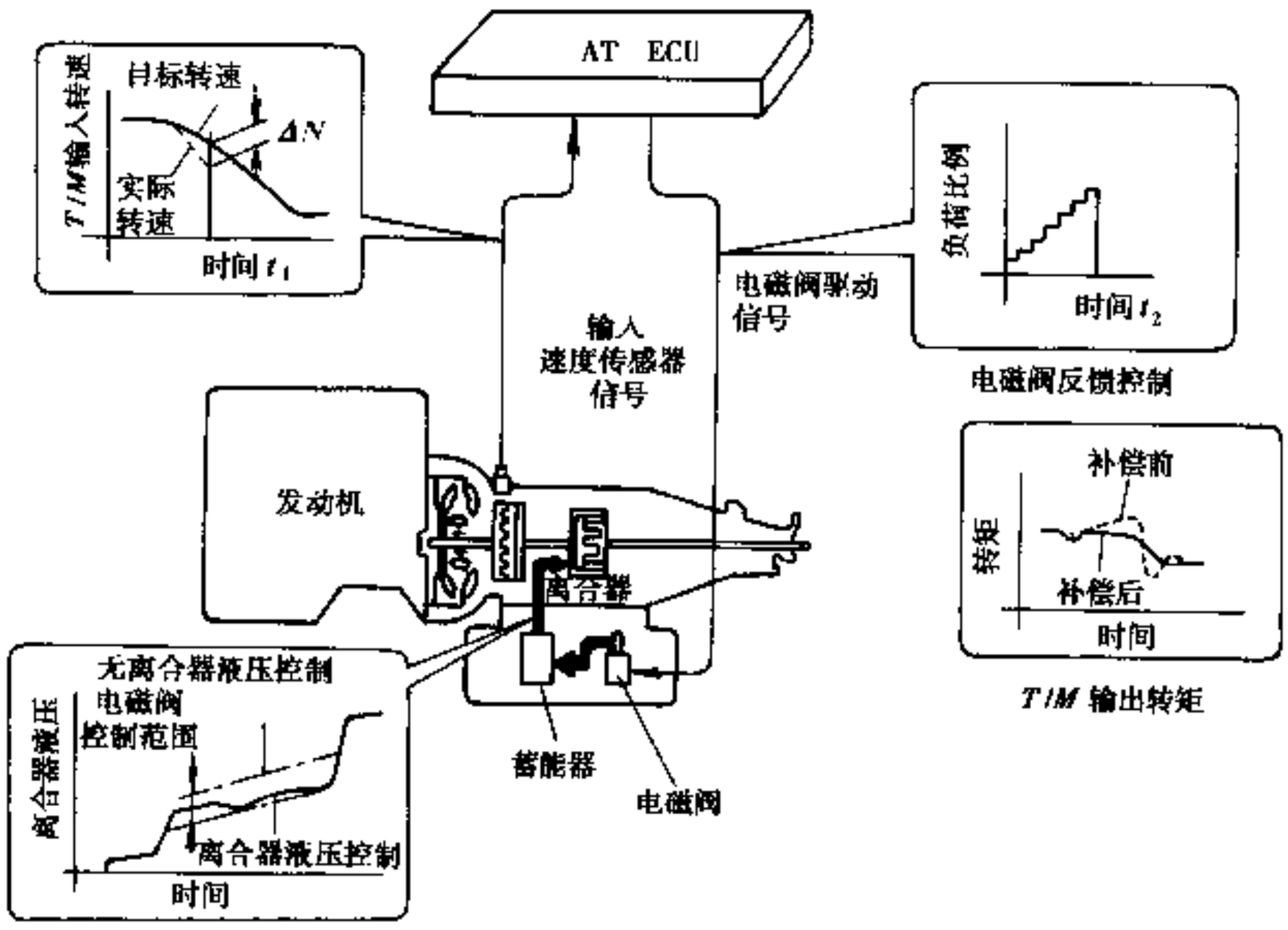


图 4-6-47 电子控制离合器的油压

汽车论坛 http://www.qclt.com

(4) 动力源控制

动力传动系统的综合控制（图 4-6-48），通过自动变速器与发动机 ECU 之间通讯，在换档时发动机减少喷油、点火滞后等方法降低转矩，效果更佳。此外，操纵手柄 N（空档）⇌D（前进档）或 N⇌R（倒档）转换时，通过调整发动机喷油量，将发动机转速变化减至最小程度，也能较好地改善品质（图 4-6-49）。

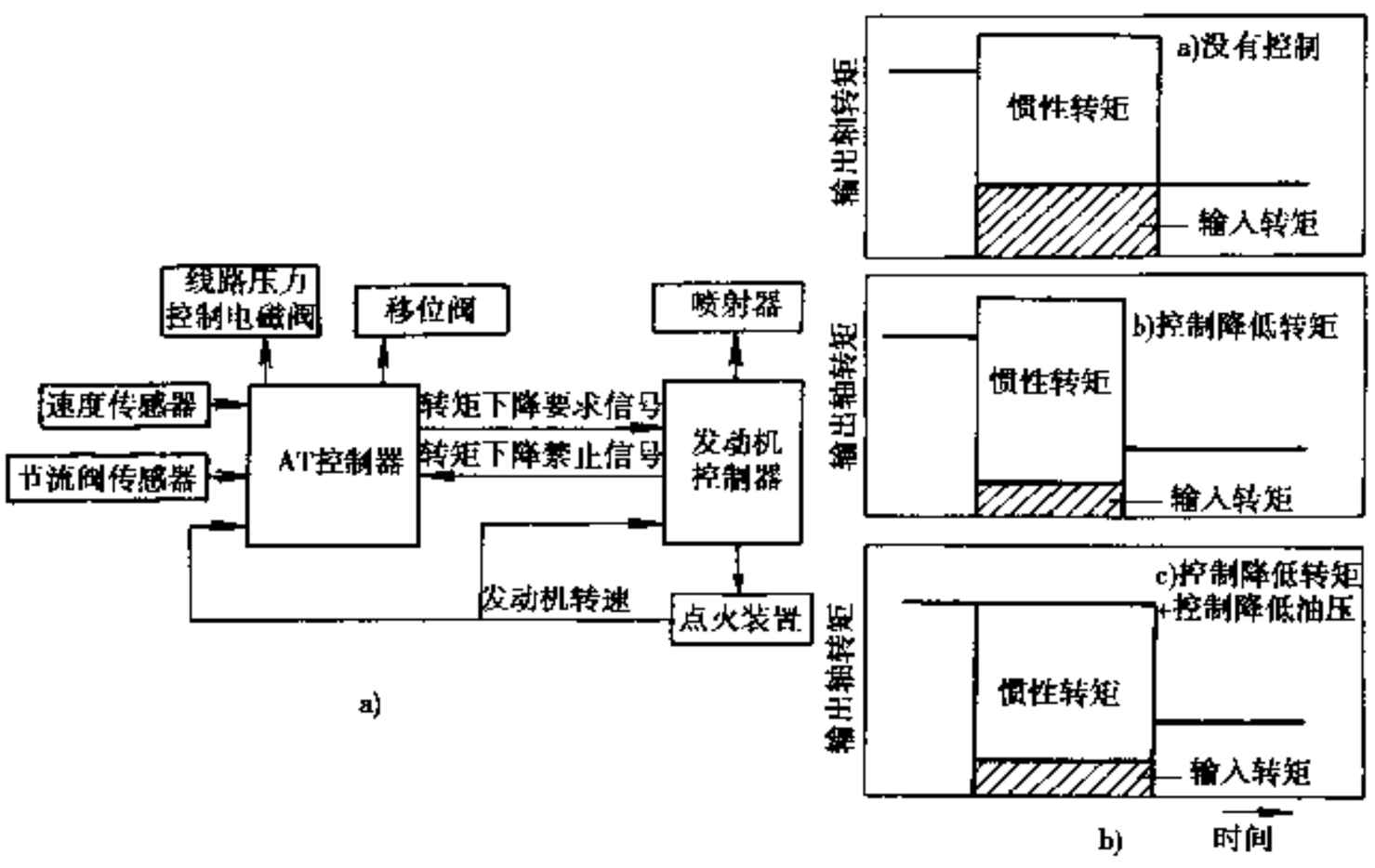


图 4-6-48 动力传动系统的综合控制
a)系统图；b)控制效果图

由于电控技术的进展，可使这些控制的持续时间更准确，从而获得最佳的换档感觉和乘坐舒适性。一些单向离合器、扭转减振器的功能均可由其来实现，从而可简化结构。

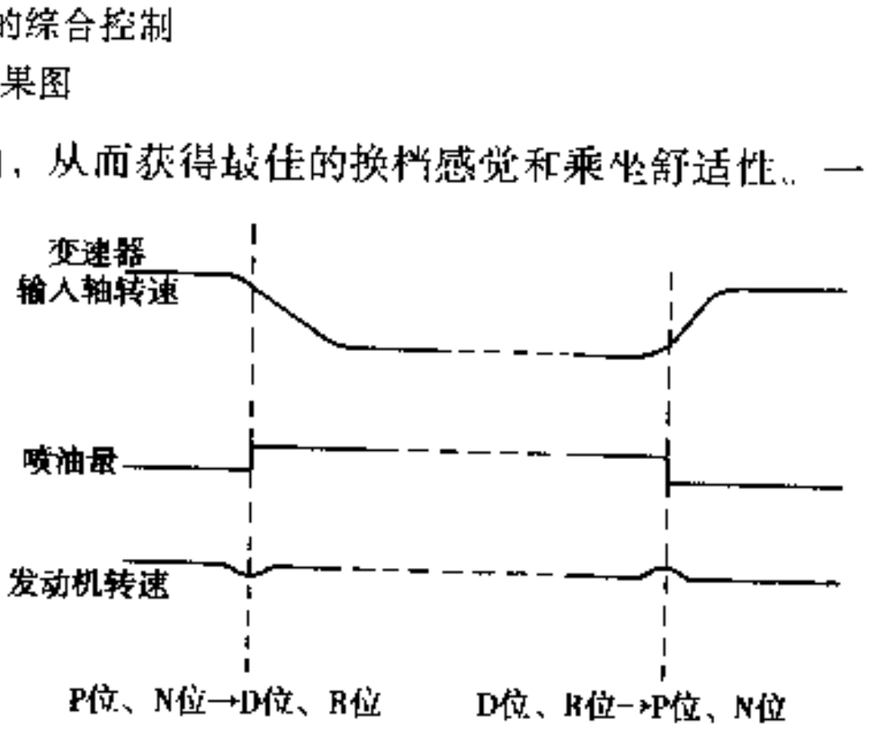


图 4-6-49 N-D（R）换档控制示意图

4.6.5.5 故障诊断和安全保护功能

自动变速器的电控系统与控制算法日趋复杂，故必须有相应的故障诊断和保护技术来保证和提高系统的可靠性与安全性。这也是它与全液压控制系统的区别之一。

1）故障诊断

ECU 按各传感器测得的有关信号，根据预先设定的控制程序，通过各个执行机构发出相应的控制信号来控制自动变速器的工作。汽车起步和行驶时，自动变速控制系统的故障诊断装置可进行自检，并通过计数器显示；无故障时，计数器置零。

接口监控功能用于发现系统输入、输出部件及其与系统连线的故障，包括将输入的模拟信号或脉宽调制信号与给定的极限值相比较来检查输入信号的可信度。将输出信号和换档电磁阀等执行元件上的信号反馈至控制器，以检验信号电流或电压值是否正常。它与发动机电控系统之间用数据总线通讯并由数据总线模块监控。如果有通讯故障，则切断数据总线，启用紧急模式。

针对诊断后发现的故障，控制系统合理安排故障处理的优先级，并按两步反应。第一步对失效信号或功能提供代替信号或替代功能（容错功能），举例如下。

(1) 传感器失效

汽车论坛 http://www.qclt.com

节气门位置传感器出现故障时，踩下加速踏板，怠速开关断时，按节气门开度为1/2控制，同时节气门油压 p_a 为最大值；当加速踏板完全放松，而怠速开关接通时，按节气门全闭状态控制，同时 p_a 为最小值。

车速传感器出现故障时，自动变速器的档位由操纵手柄位置决定：在 D 和 S 或2（低档2）位固定为超速档或3档；在 L（低档1）位，固定在2或1档；或不论手柄在任何前进档位，均固定于1档，以保持最基本行驶能力。现代完备的控制系统有发动机转速 n_e 传感器、输入轴转速 n_1 传感器及车速传感器 n，行驶时ECU充分利用其相互关系，检查各自的可信度，当车速传感器损坏时，仍可用输入轴传感器来控制换档，提高了出现故障时的后处理能力。

输入轴转速 n_1 传感器出现故障时，ECU停止发动机减转矩控制，换档冲击有所增大。

油液温度传感器出现故障时，按80～100℃作为代替信号控制。

(2) 执行机构失效

换档电磁阀出故障时有二种处理方式，一种是不论有几个阀出故障，ECU均停止所有换档电磁阀工作，此时档位完全由操纵手柄决定（见（1）所述）。另一种是仅其一失效，系统仍使其它阀工作，以保证仍能自动换档，但会失去某些档位，且换档规律也有所修正。

强制离合器或强制制动器的电磁阀出现故障时，ECU停止其工作，使它始终处于接合状态，以保证汽车减速时总有发动机制动。变矩器锁止电磁阀出现故障时，ECU停止闭锁离合器控制，使其始终处于分离状态，以液力变矩器状态行驶。

油压电磁阀出现故障时，ECU停止闭锁离合器控制，使油路压力保持最大值。

(3) 变速器电控系统发生故障

例如变速器换档时间相对延长，使得结合元件的打滑时间变长，产生热量增多。为了避免出现这种情况，用双向通讯方式，即发动机ECU和变速器ECU之间能互相通讯，当检测装置发现AT电子控制系统出现故障时，发动机ECU控制器发出信号，使变速器系统油压升高，结合元件传递扭矩增加，降低了打滑时间，使结合元件接合时产生的热量减少，延长了结合元件的使用寿命。

第二步是紧急模式，只有当系统无法提供代替信号或代替功能时才可启用。同时驾驶室仪表板上显示相应故障，并将检测到的故障内容以代码形式贮存于系统存储器内，只要不切断电源，代码就一直保存于ECU中，以供维修人员阅读，为查找故障提供可靠依据。

2) 安全保护功能

(1) 倒档保护

当前进车速大于5km/h时，倒档电磁阀失效，倒档执行机构脱开，禁止换入倒档。

(2) 手动降档保护

只有降档后该档的发动机转速低于该油门下的极限转速时，才允许降档。

(3) 超速保护

当发动机超过极限转速时，正常电控系统失效，启用紧急模式。这时，D 位只能实现最高档（四档或五档），且“前进”档、“倒档”、“停车”等均根据手动阀位置通过液压控制系统实现。

4.7 无级变速器

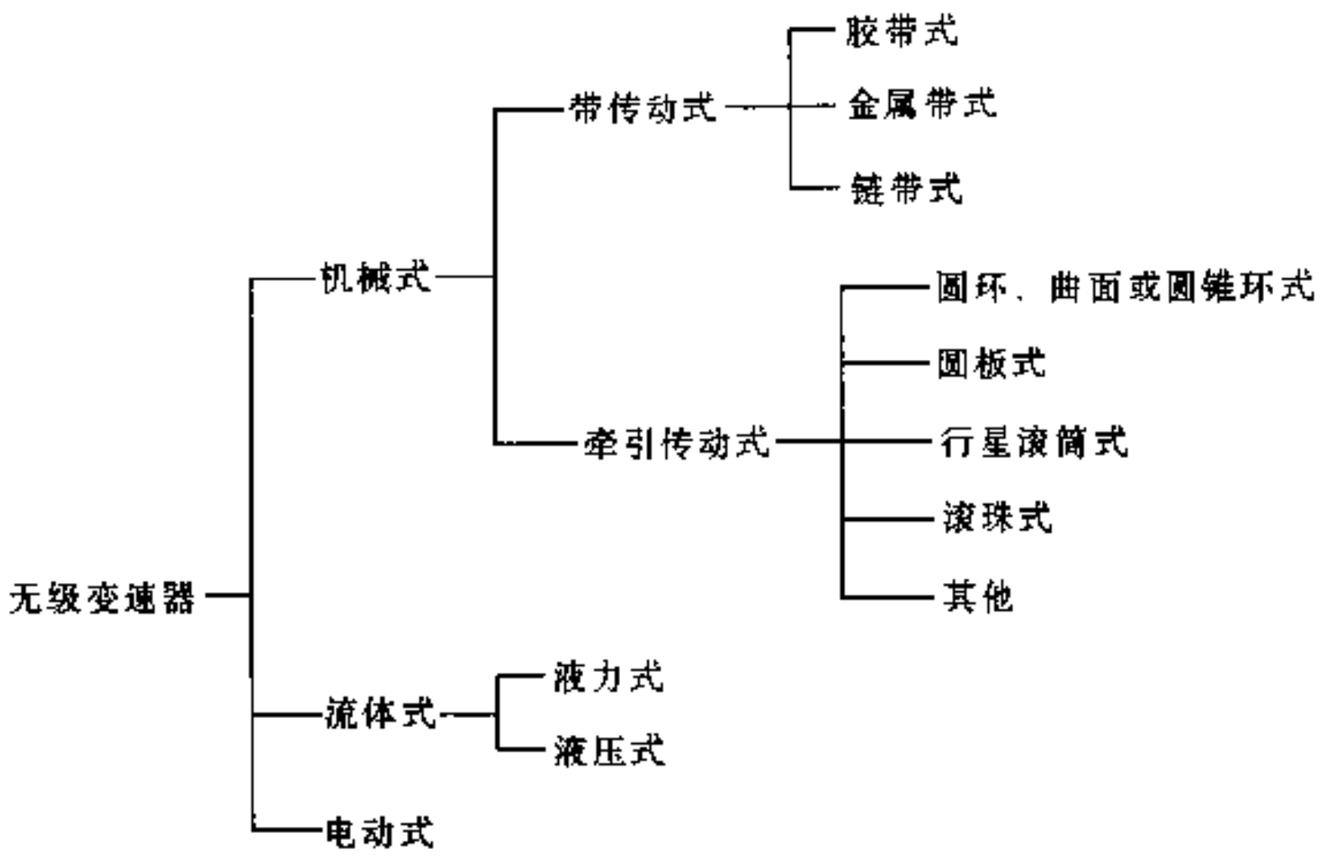
4.7.1 概述

无级变速器（Continuously Variable Transmission，简称CVT）指无级控制速比变化的变速器。它能提高汽车的动力性、燃料经济性，方便驾驶，行驶平顺。电控的CVT可实现动力传动系统的综合控制，充分发挥发动机特性。

无级变速器的种类很多（表4-7-1），液力式即液力变矩器，其优良品质已在本章4.5节阐述，从而决定了它是迄今世界上占主导地位的无级变速器。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 4-7-1 无级变速器种类



液压传动与液力传动的区别在于，它是依靠液体压能的变化来传动或变换能量，是用工作腔的容积变化进行工作的。液压元件主要是液压泵与液压马达，液压马达分有液压车轮马达与液压驱动轴二种（图 4-7-1）。它的优、缺点除与液力式类同外，还有液压元件不适应汽车高转速、高负荷和转速变化频繁、振动大等不利的工作条件，故仅在推土机、装载机上有所应用，汽车上应用较少。

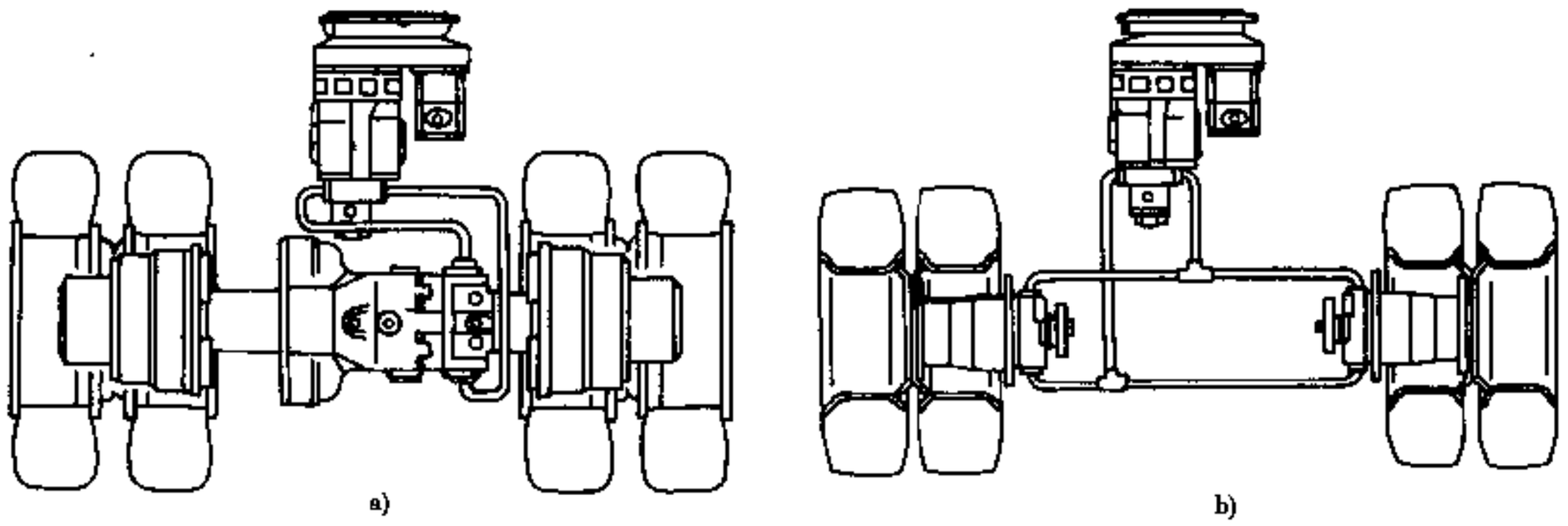


图 4-7-1 液压传动类型

a)液压车轮马达；b)液压驱动轴

内燃机作为动力装置的优点很多，但在部分负荷时效率低与产生有害排放污染物，导致了电传动的发展。传统的电传动仍是以内燃机来产生电源驱动电机，因质量大、成本高、效率低，仅在矿用自卸车、大铲运机及转式装载机上采用。对大多数乘用车辆来说，这种型式并未达到原来的宗旨，故近来开发电化能源（蓄电池和燃料电池）或外部供能（架空接触线）直接供电。驱动电动机还需要电力控制元件把踏板所要求的电流和电压送给电动机，为了适应与给定的电动机匹配（图 4-7-2），有的用单速变速器（与异步电动机共同工作），有的需两档变速器（与永磁同步电动机配合），而有的则要多档变速器（与直源串绕电动机匹配），以达到设计的性能。近来出现的外激加增磁绕组的复合激磁的直流电机，采用高频斩波方式控制电机自动弱磁，能使动力传动系统由低速到高速起步过程中，自动弱磁而不产生噪声，并保证电动汽车的再生制动和能量回收。图 4-7-3 为外激直流电机与两档变速器共同工作的牵引特性。

汽车论坛 http://www.qclt.com

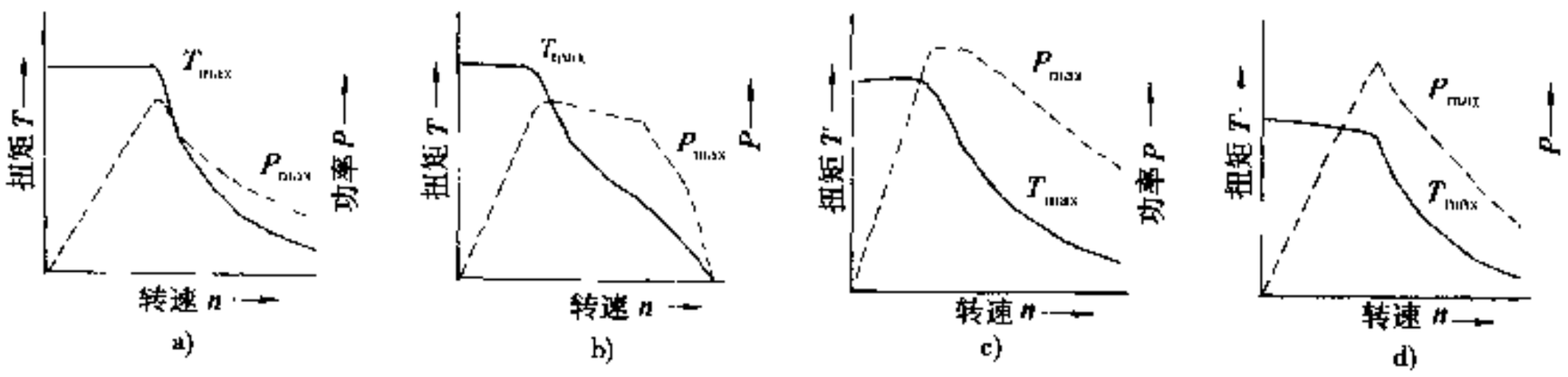


图 4-7-2 各种电动机的特性曲线

a)直流串绕电动机;b)外激直流电动机;c)异步电动机;d)永磁同步电动机

T_{max}-最大扭矩; P-最大功率

纯电传动虽有零污染与低噪声的突出优点，但贮存于电池中可用能量行驶范围有限，当功率需求增大时，行驶范围还会进一步缩小。不论是铅酸电池，还是高能的镍基电池、纳基电池及锂基电池均有此缺点。燃料电池的能量转化率高，其关键技术是氢的提取，一般用改质甲醇提取氢，也有用液态氢的。近来改进的催化装置上已实现汽油转化成氢燃料，但其实用化仍有一个过程。为了弥补不足，采用内燃机与电源的复合驱动方案(图 4-7-4)，起步或加速时使用电动机作辅助动力，改善加速性能；在城市行驶时可多用电驱动，以克服了内燃机的污染大的问题；而在郊区以外，则多用内燃机与传统驱动方式配合行驶。这种复合驱动既利用了一种能源具有高功率的优势，又发挥了另一种电能源良好的贮能性能，在汽车减速和制动时可回收能量，故它是目前唯一备受重视的复合驱动型式。串联布置可使内燃机在接近最佳效率、最低污染工况下工作，但因其能量几次转换，效率低；并联布置的效率高。这种系统需对内燃机、电动机和发电机作为整体进行高度的协调控制和能源管理，它还应具有失效保护功能。

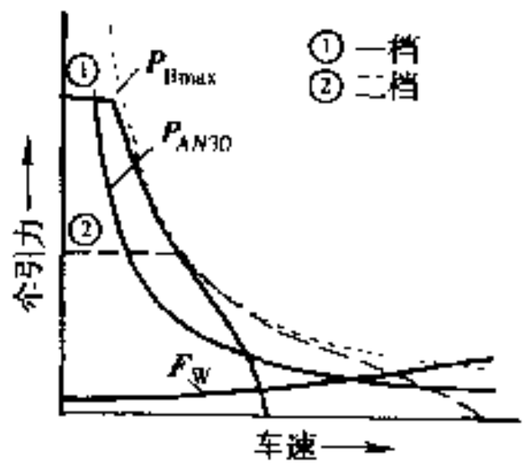


图 4-7-3 电传动的牵引特性

P_{Bmax}-蓄电池最大功率输出; P_{AN30}-30min 功率输出; F_W-行驶阻力

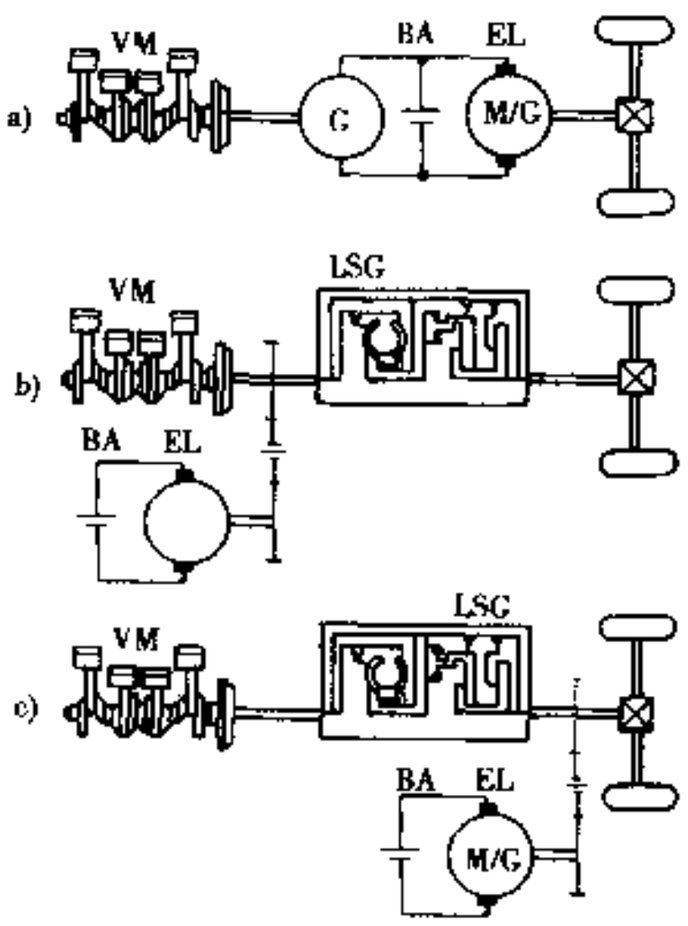


图 4-7-4 复合驱动布置

a)串联;b)并联;c)并联

VM-内燃机; *EL*-电动驱动（电动机或发电机运转）; *BA*-蓄电池或外供电源; *LSG*-动力换档变速器

机械式无级传动经历百余年的改进、提高，也仅金属带或链带式与牵引环式有实用价值。

4.7.2 机械式变级变速器

4.7.2.1 带传动式 (Belt Drive)

用挠性的带或链与带轮的摩擦力传递动力。人们首先想到应用的是橡胶带式，它装用于 DAF 公司的微型轿车及 Volvo340 系列轿车上（图 4-7-5）。起步装置是离心离合器，并通过装在皮带轮上的离心质量 3 和发动机的进气管负压来进行无级变速控制。但因传递功率容量低，而被橡胶与金属组合、金属带及链带

汽车论坛 http://www.qclt.com

等形式所取代，其中又以 VDT（Van Doorne's Transmissien）公司生产的金属带最为成功。

1）组成与工作原理

VDT 是目前已投产并批量生产 CVT 的最大公司。CVT 的组成与工作原理如图 4-7-6 所示，发动机动力 1 经起步装置 2 传至 CVT 的主动工作带轮 4，4a，再由关键部件 V 型金属带 10 将动力传递到被动工作带轮 6、6a，最后动力经减速器 8 与主减速器与差速器 9 达到车轮。车辆行驶时，当主、被动工作带轮的可动部分按需要作轴向移动时，改变了主、被动轮的工作半径比，从而实现了外界对汽车的变更速度的要求。

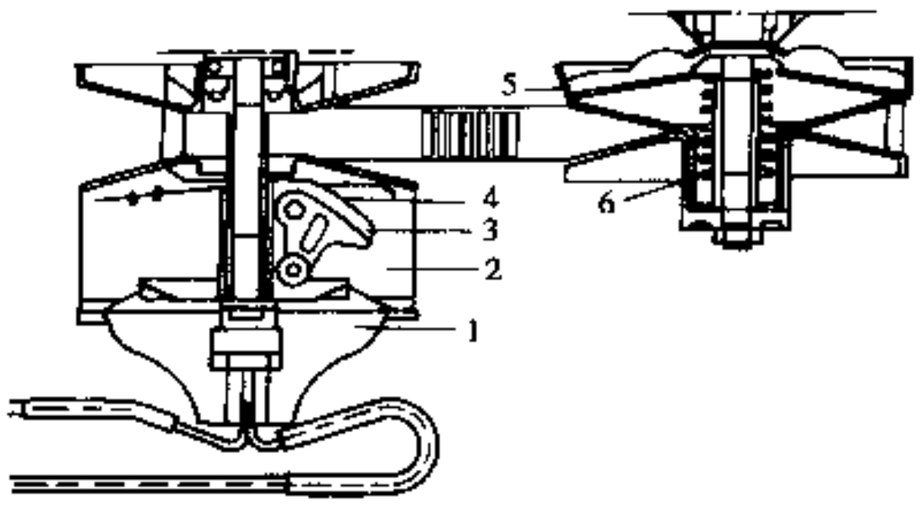


图 4-7-5 橡胶带式 CVT

1-外腔；2-内腔；3-离心质量；4-碟形弹簧；5-从动侧带轮；6-螺旋弹簧

2）关键部件

（1）金属传动带

由几百片（现已达 400 多片）V 型金属推片（元件）和两组金属环组成高柔性的金属带（图 4-7-7），为了提高带的传动容量，带宽已由 24mm，增至 30mm。每个金属 V 型块厚度为 1.4～2.2mm，在两侧工作轮挤压力作用下，推挤前进来传递动力。两边的金属环由多层薄钢带、厚度为 0.18mm 的带环叠合而成，在传动中正确引导金属元件的运动它的宽度也相应扩大 25%。较薄的厚度对减少运转噪声十分重要。较多的元件与带轮接触，降低接触面压力，亦有利于耐久性提高。这种带的特点是使带轮可以最小的卷绕半径工作，速比工作范围大，转矩传递容量高。

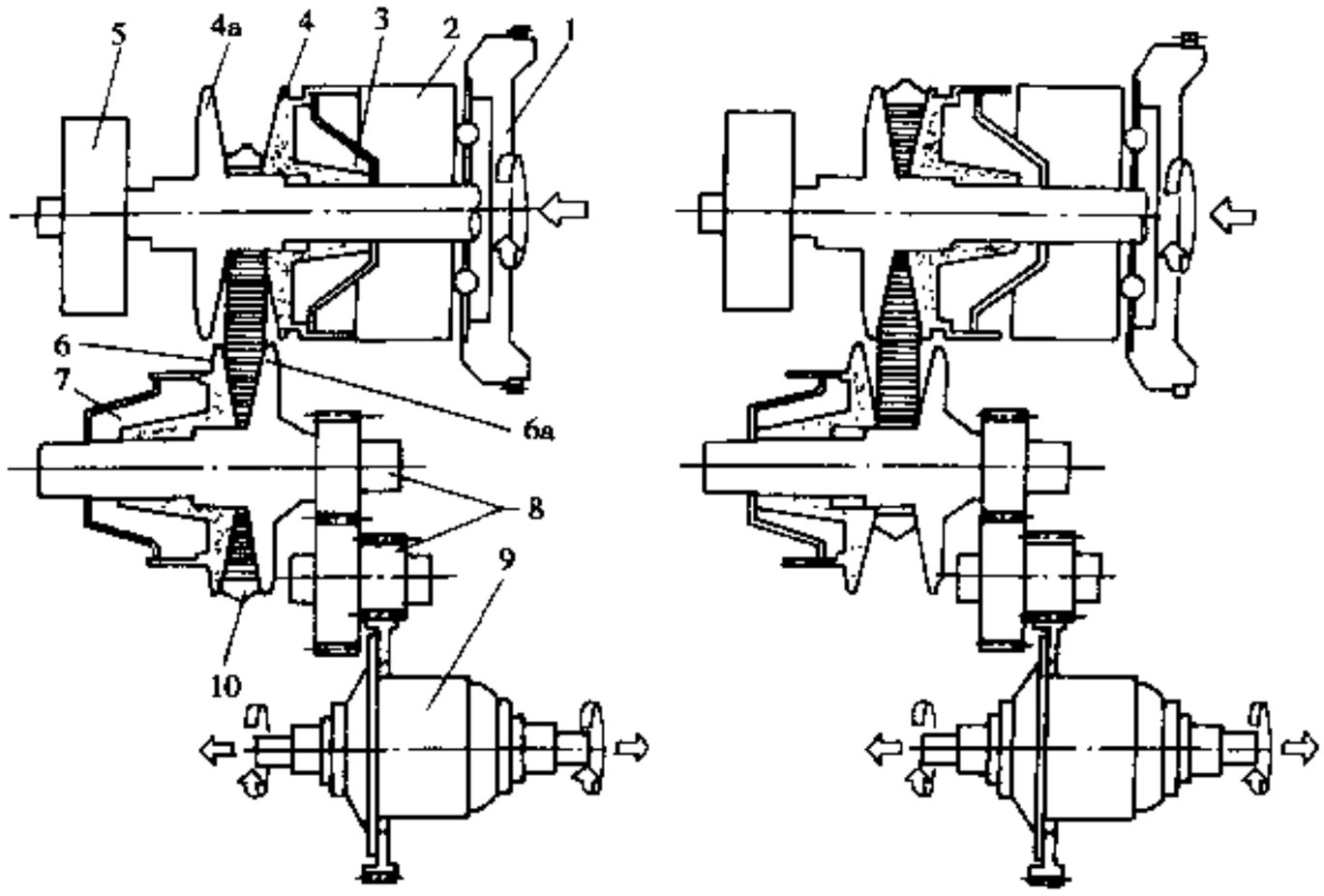


图 4-7-6 VDT-CVT 传动器结构与工作原理

1-发动机飞轮；2-离合器；3-主动工作轮液压控制缸；4-主动工作轮可动部分；4a-主动工作轮不动部分；5-油泵；6-从动工作轮可动部分；6a-从动工作轮不动部分；7-从动轮液压控制缸；8-中间减速器；9-主减速器与差速器；10-金属传动带

（2）链式 CVT

是带的另一种型式（图 4-7-8a)），它由内联接片、压板联接片和连接它们的浮动销三部分组成。销的表面被冲压成如图 4-7-8b）所示，以使其与轮的接触随旋转半径的减小而从上移到下，使链表面保持磨损稳定。链轮表面的沿径向凸起，是防止链因摩擦系数下降而打滑。链还可不必有固定周节，从而消除纯音色，有利于降低噪声。

汽车论坛 http://www.qclt.com

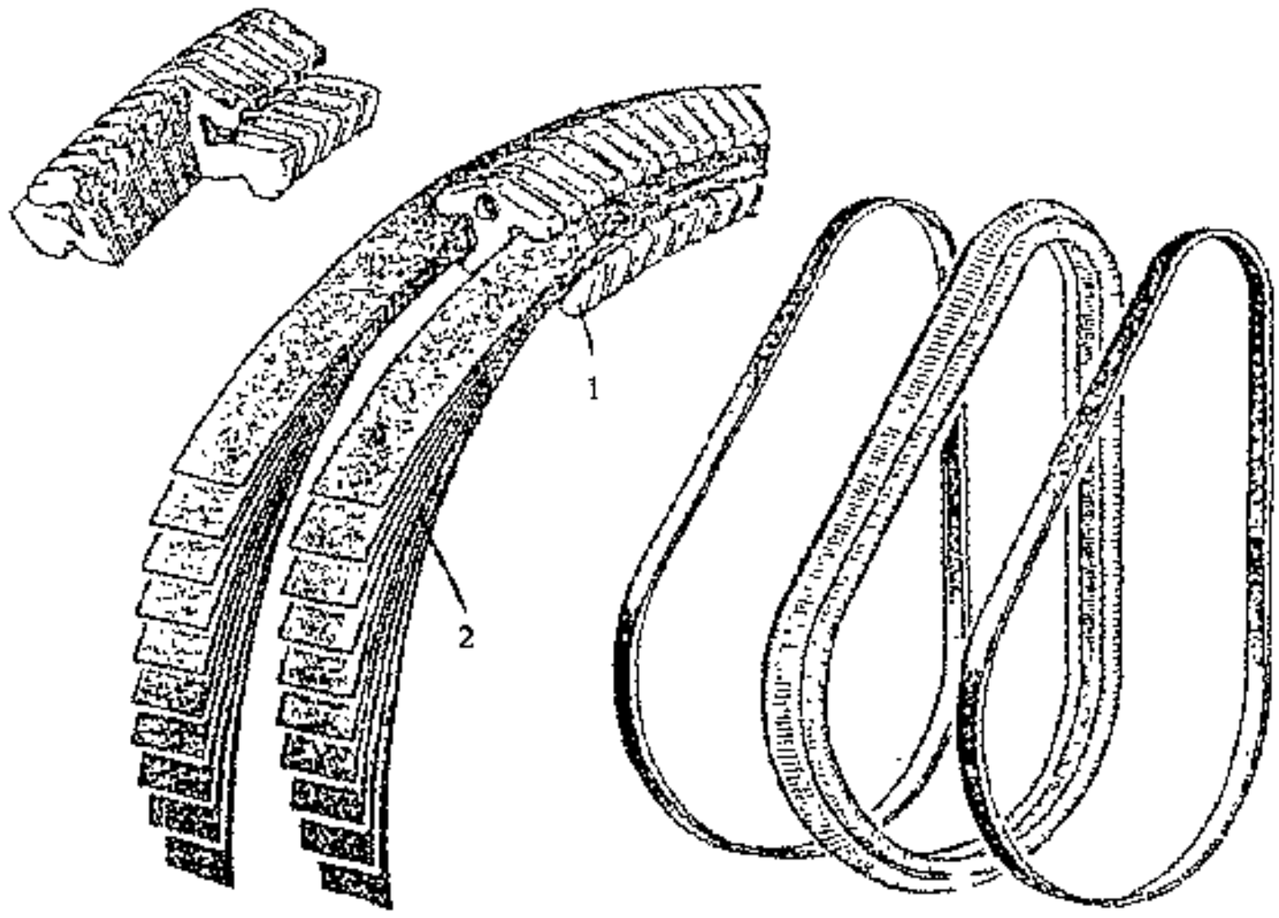
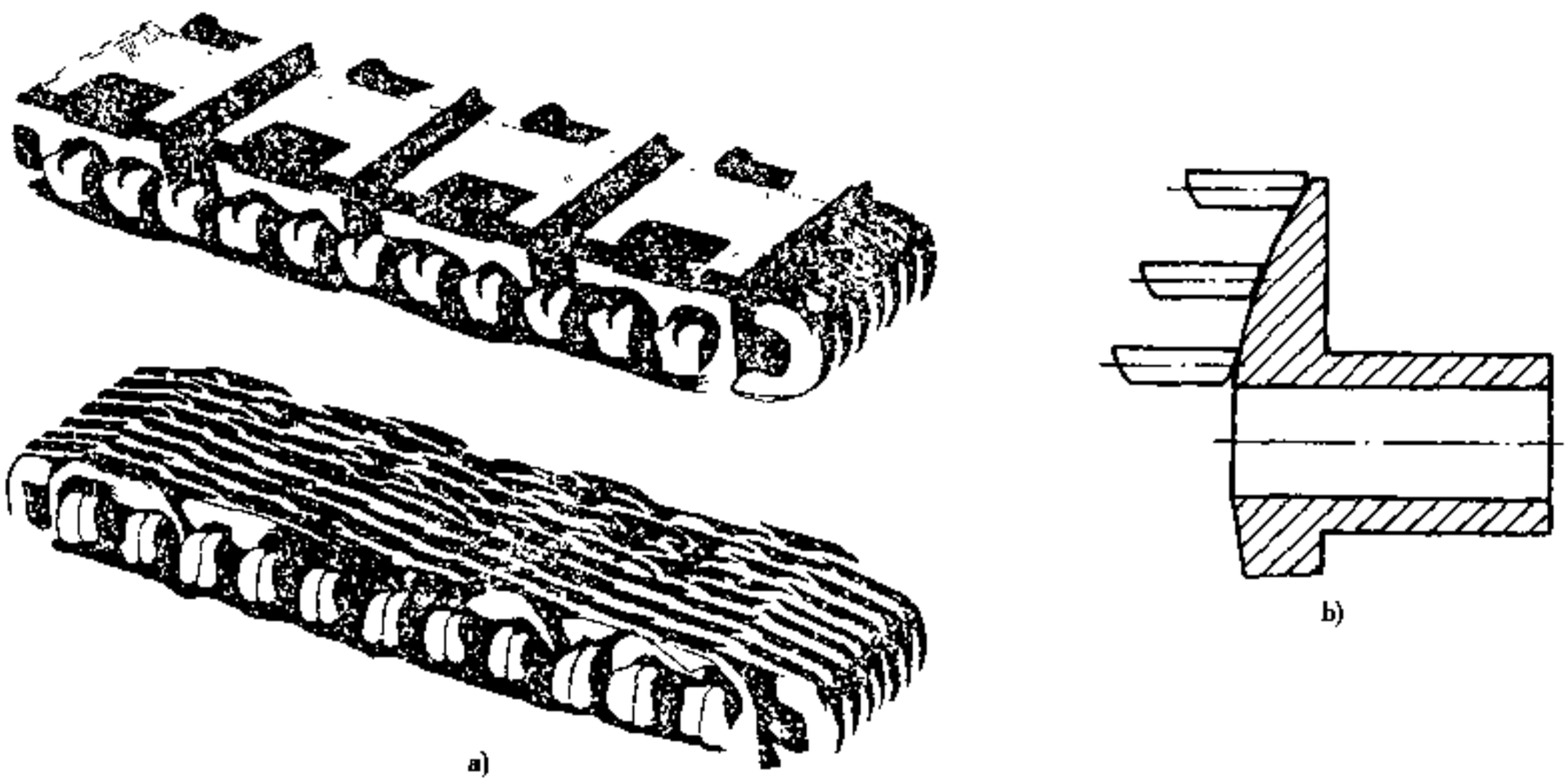


图 4-7-7 V 型金属传动带
1-金属推片；2-金属环



a) b)

图 4-7-8 链式 CVT 传动
a)链传动；b)链与轮之间接触的形状

4.7.2.2 牵引传动式（Traction drive）

是以刚性转动体接触的摩擦力传递动力，通过滚轮的倾斜连续地改变速比，形式多样，其中以 Toroidal 最优，简称牵引环式（图 4-7-9）。它具有良好的动态响应性能，且能从正转过渡到反转，因此它无需前进离合器和正反转运动的切换机构。但其接触刚体间接触压力大，需要粘性很高的特殊的润滑油，利用油膜在金属表面之间形成高的牵引系数 μ 来传递动力。这种结构早在 40 年前就出现了，只因发热磨损严重而无法推广，故研究高接触压力引起的滚动接触疲劳寿命和弯曲疲劳寿命的提高与开发出粘性高、牵引系数 μ 大的润滑油是其能否进入市场的关键问题。

汽车论坛 http://www.qclt.com

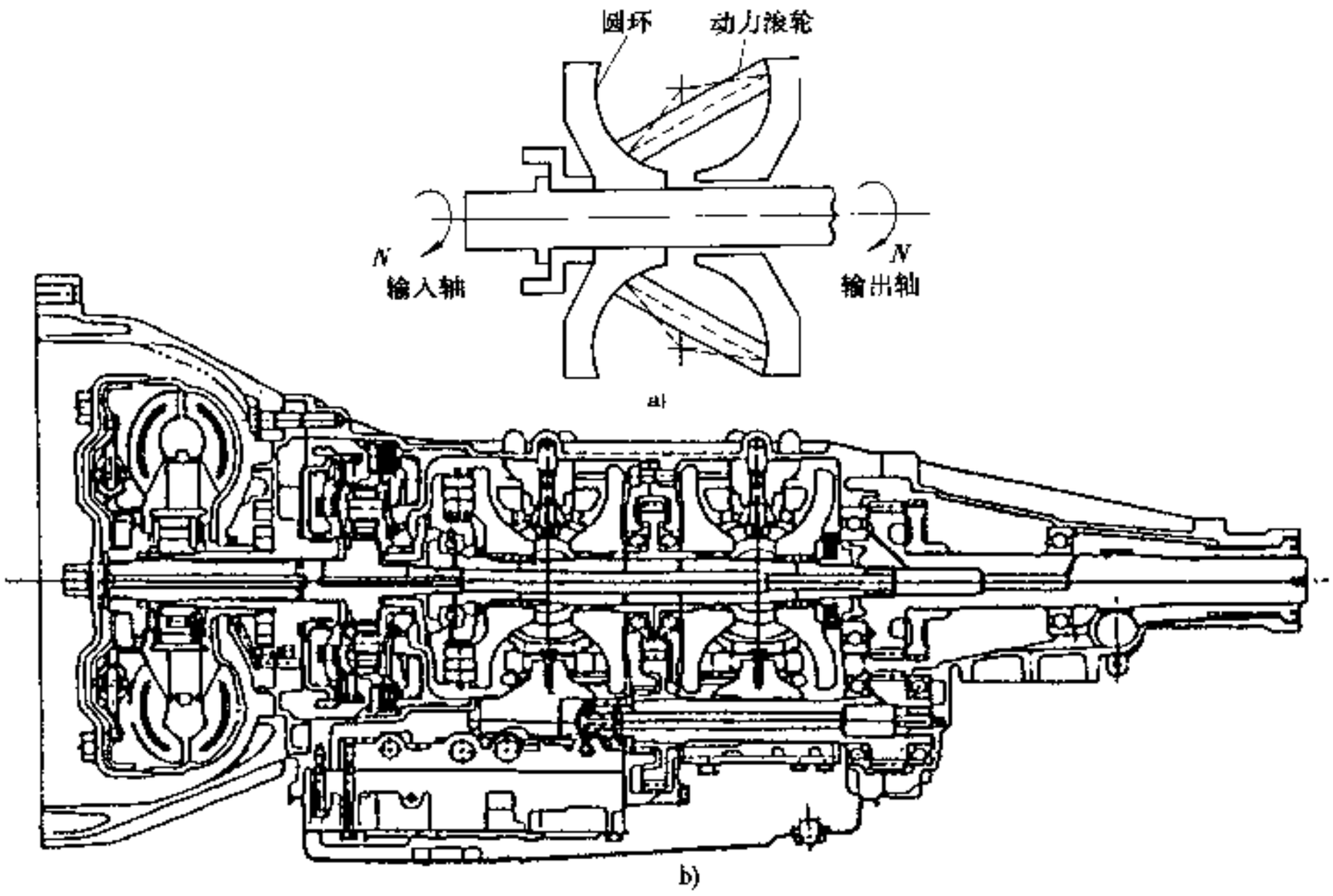


图 4-7-9 牵引环式 CVT
a)简单原理图;b)典型结构图

4.7.3 带传动基础设计

需进行项目、考虑因素及选择依据见表 4-7-2。

表 4-7-2 带传动基础设计

项 目	考 虑 因 素	选 择 依 据
起步装置	起步平稳、效率、容量等	变速器前或后
速比		起步装置
低 i_{LOW}	起步性能	离合器⇒手动变速器一档速比
总 i_{Σ}	爬坡能力	液力变矩器⇒高档
高 i_{OD}	为提高燃料经济性越高越好	
范围 $R_i = i_{LOW}/i_{OD}$	决定于变速器的机械限制	越宽越好
CVT 尺寸	车体允许的安装空间	安装布置
	中心距	横置时轴向长度的限制
	缸径	纵置时横向长度的限制
油泵	容量	活塞面积，最快换档速度
		发动机怠速转速
	压力	最大力矩
控制	主从或协调控制	流量控制、压力控制或位置控制
	阀类型	线性电磁阀/负荷阀
		阀类型

汽车论坛 http://www.qclt.com

4.7.3.1 速比与速比变化范围

无级变速传动速比 i（图 4-7-10）为：

$$i = \omega_1/\omega_2 = r_s/r_p \tag{4-7-1}$$

式中：r_p，r_s——主、被动轮的工作半径。

最大速比 i_{max}，即 i_{low}为：

$$i_{max} = r_{smax}/r_{pmin} \geqslant k_1 \cdot i_{gl} \tag{4-7-2}$$

式中：i_{gl}——匹配同一该车手动变速器的头档速比；

k_1——CVT 与发动机匹配时发动机的转矩利用系数，$k_1 = T_{emax}/T_{em}$，T_{em}为汽车起步时发动机的转矩，$k_1 = 1.05 \sim 1.1$。

最小速比 i_{min}即 i_{OD}主要从燃料经济性考虑，由下式定：

$$i_{OD} = i_h/k_2 \tag{4-7-3}$$

式中：i_h——该车手动变速器最高档的速比；

k_2——超速工况速比 i_{OD}下与发动机匹配时（图 4-7-11）接近于最大转矩而远离于手动变速匹配的最大功率区的匹配系数，$k_2 = 1.1 \sim 1.2$。

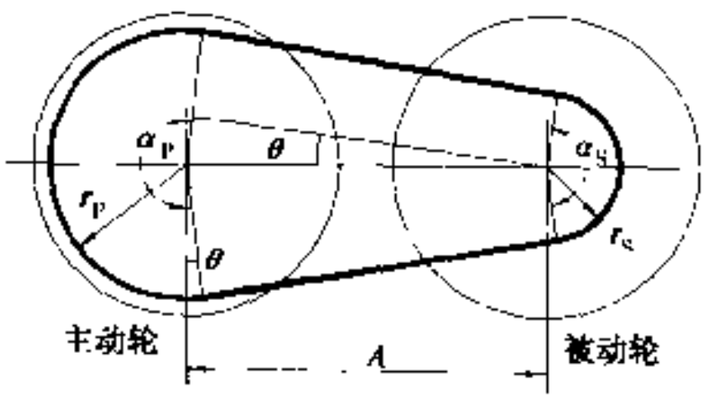


图 4-7-10 带传动几何关系

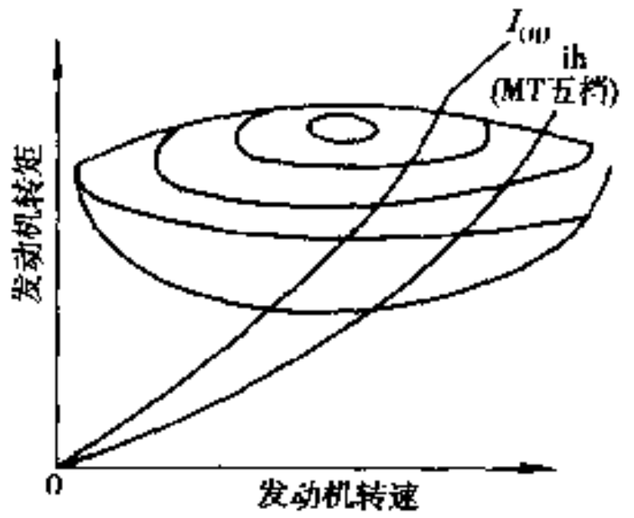


图 4-7-11 最小速比工作时发动机的负荷特性

速比变化范围 R_c

$$R_C = \omega_{smax}/\omega_{smin} = i_{max}/i_{min} = \frac{r_{smax}}{r_{pmin}} \cdot \frac{r_{pmax}}{r_{smin}} \geqslant k_1 k_2 R_{CM}$$

对于结构紧凑的对称带轮

$$R_C = \left[\frac{r_{smax}}{r_{pmin}}\right]^2 = \left[\frac{r_{pmax}}{r_{smin}}\right]^2 \tag{4-7-4}$$

$$i_{max} = \sqrt{R_C}, \qquad i_{min} = \frac{1}{\sqrt{R_C}} \tag{4-7-5}$$

因为 $k_1 \cdot k_2 > 1$，故 CVT 的 R_C 应大于相应车辆的手动变速范围 R_{CM}的（$k_1 \cdot k_2$）倍。

4.7.3.2 带轮半径 r 运行角 θ 与包角 α

带长 $L = r_p\alpha_p + r_s\alpha_s + A\cos\alpha$ (4-7-6)

式中：A——二轮中心矩，$A = 2 \times (r_{slow} + h) + C$；

r_{slow}——i_{low}时最大节圆半径；

h——带轮节圆半径和带轮外圆半径最小差；

C——为两带轮间最小间隙；

α_p、α_s——主、被轮包角；

θ——斜向运行角。

又

$$\left.\begin{aligned}\alpha_p - \alpha_s &= 4\theta\\ \alpha_p + \alpha_s &= 2\pi\end{aligned}\right\} \quad \text{或} \quad \left.\begin{aligned}\alpha_p &= \pi + 2\theta\\ \alpha_s &= \pi - 2\theta\end{aligned}\right\} \tag{4-7-7}$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

及
$$r_p - r_s = A\sin\theta$$
则最大运行角 θ_{max} 为：

$$\theta_{max} = \arcsin\frac{r_{max} - r_{min}}{A} = \arcsin\frac{\sqrt{R_C} - 1}{\lambda\sqrt{R_C}} \tag{4-7-8}$$

式中：$\lambda = A/r_{max}$

说明 θ_{max} 随着调速范围 R_C 增大而增大，随 A 增大而减小。而最小包角 α_{min} 对应于最小运行半径 r_{min}，故不可能过小，一般 $\alpha_{min} \approx \pi - 2\theta_{max}$。

4.7.3.3 带轮可动部分的轴向位移 X 与偏移 C

对于对称的直母线的带轮，在任意速比 i 时，带轮的移动距离可从图 4-7-12 获得。

$$x = y \cdot \tan\beta \tag{4-7-9}$$

式中：y——为带径向变化；

β——为带轮槽角之半。

对直母线带轮，β 为常数，今因 $y_p \neq y_s$，故 $x_p \neq x_s$。可见对定轴距强制运行的带传动，为保证各速比位置的牵引长度 L 不变，大多数情况下，主、被动轮的轴的轴向移动量 x_1 与 x_2 并不相同，需按下式调节。

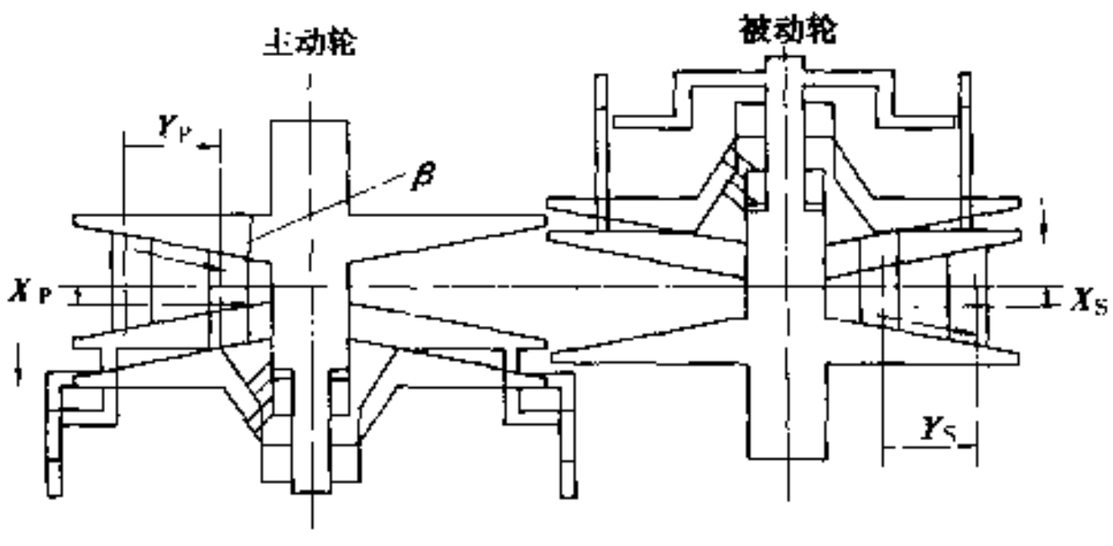


图 4-7-12 带传动装置简图

$$C = x_1 - x_2 = \frac{r_0^2}{4\pi A}\frac{(i-1)^2}{(i+1)^2}\tan\beta \tag{4-7-10}$$

式中：r_0——$i=1$ 时主、被动轮的工作半径。

如 $i=1$ 时，$C=0$，而 i_{low} 与 i_{OD} 时，$C = C_{max}$（图 4-7-13a)），C 越大，带的扭曲越严重，对带的寿命与传动效率影响越大。现多取在常用工况（$i=0.4\sim0.6$）使带轴的偏差 C 为 C_{min}，图 4-7-13b）为优化获得的曲线。

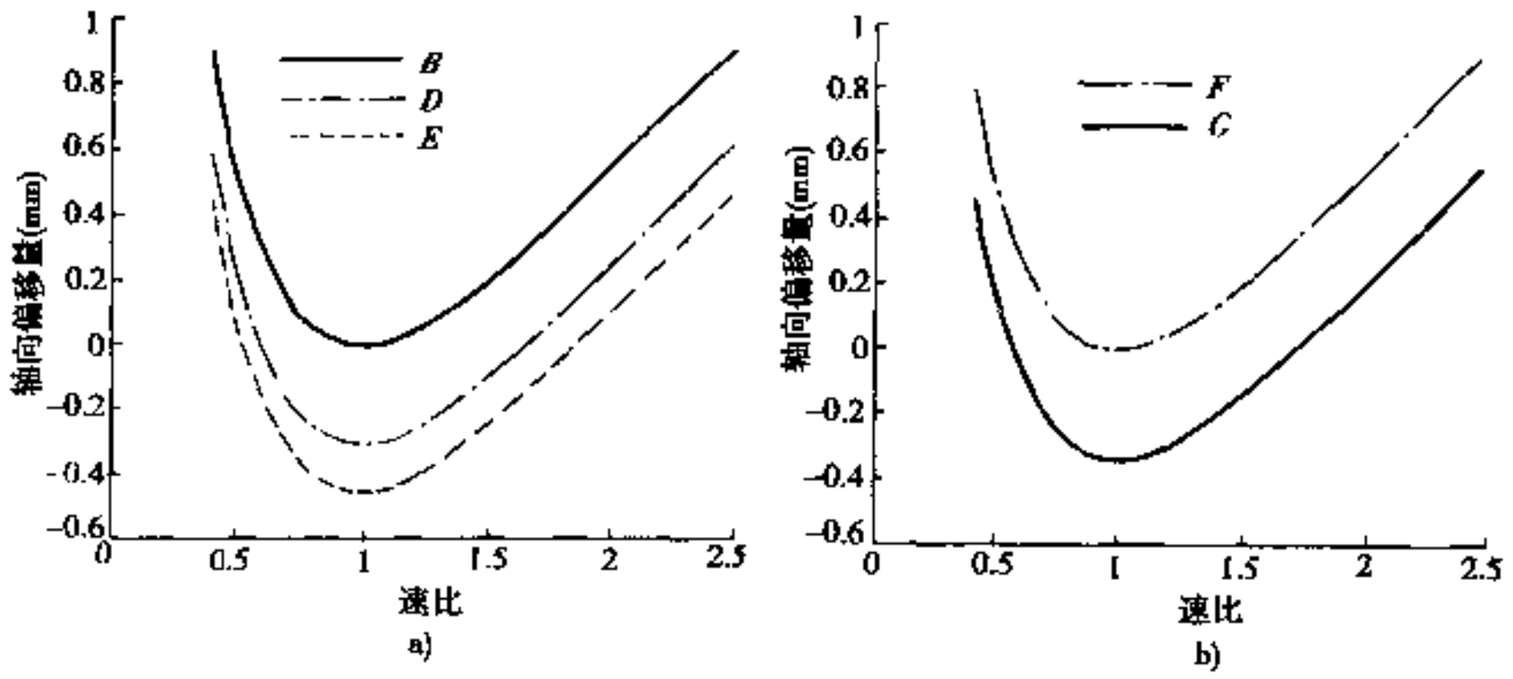


图 4-7-13 不同配置对带轴的偏移的影响

a)不同配置对 C 的影响；b)C 的优化曲线

图 4-7-13 中，曲线 B 为 $i=1$ 时，$C=0$；曲线 E 为工作过程中最大偏移量 E_{Emax} 为曲线 B 的最大偏移量 C_{max} 之半；D 线介于 B 与 E 之间；F 线为 $i=0.6$ 时，$C=0$ 之优化曲线。

当然，从式（4-7-10）亦可知，如制造曲母线的带轮，使其槽角 β_i 在不同速比 i 位置时，是不同的，且以保证 $x_1 = x_2$ 为变化准则。图 4-7-14 为圆弧曲面带轮在任意速比位置时 α_1 变化状况，其 β_i 为：

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$\beta_i = \alpha \arcsin \frac{y_i - y_0}{r} \tag{4-7-11}$$

因曲面带轮制造困难、精度高、生产率低、价昂及可靠性等问题亦尚待研究解决，故现在直母线带轮并不少。

4.7.3.4 带传动机理

金属带的转矩传递是由元件(推片)之间的推挤压力和环的张力共同作用的结果。且不同工况下作用效果不同。

(1)环的张力 F_T

从微分方程：$\mu_1 F_T d\theta \approx F_T(\theta + d\theta) - F_T(\theta) = dF_T$，得，主动轮张力 F_{TP}及被动轮张力 F_{TS}(图 4-7-15)：

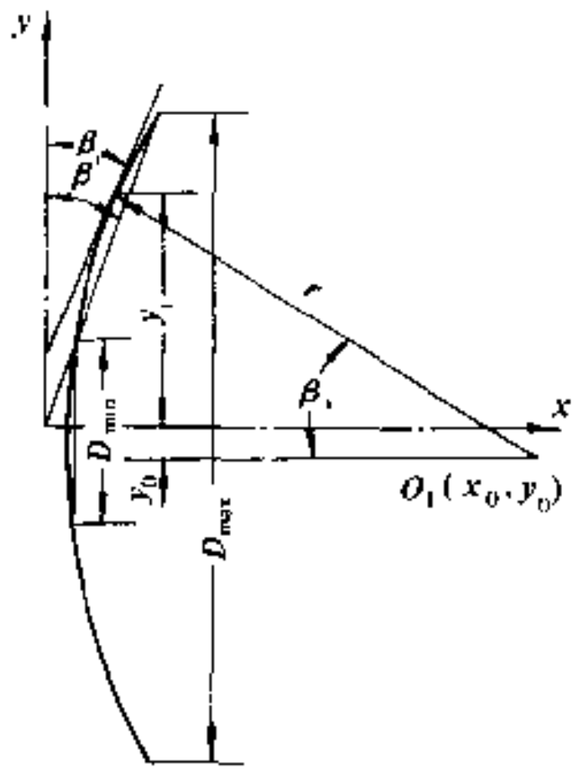


图 4-7-14 带轮圆弧曲线上的 α_i 变化

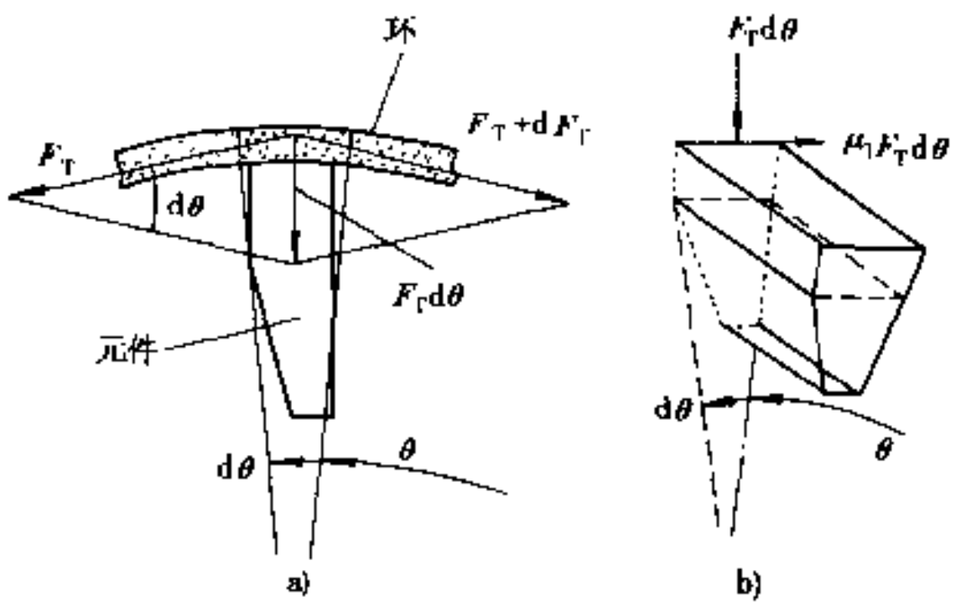


图 4-7-15 环的张力及其与元件间的摩擦力
a)环张力；b)摩擦力

$$\left.\begin{aligned} F_{TP} &= F_{T0} e^{-\mu_{1P}\theta_P} \\ F_{TS} &= F_{T0} e^{\mu_{1s}(\theta_s - \alpha_s)} \end{aligned}\right\} \tag{4-7-12}$$

式中：μ_1——元件与环的摩擦系数；

μ_{1s}——被动轮摩擦系数，$\mu_{1s} = \frac{\alpha_P \cdot \mu_{1P}}{\alpha_s}$，

F_{T0}——边界条件决定之张力。

(2) 元件的压紧力 C

主动轮压紧力 C 的微分方程(图 4-7-16)为：

$$dC/d\theta + \mu' C = (\mu' - \mu_1) F_T \tag{4-7-13}$$

式中：$\mu' = \mu/\sin\beta$；

μ——带轮与元件间的摩擦系数。

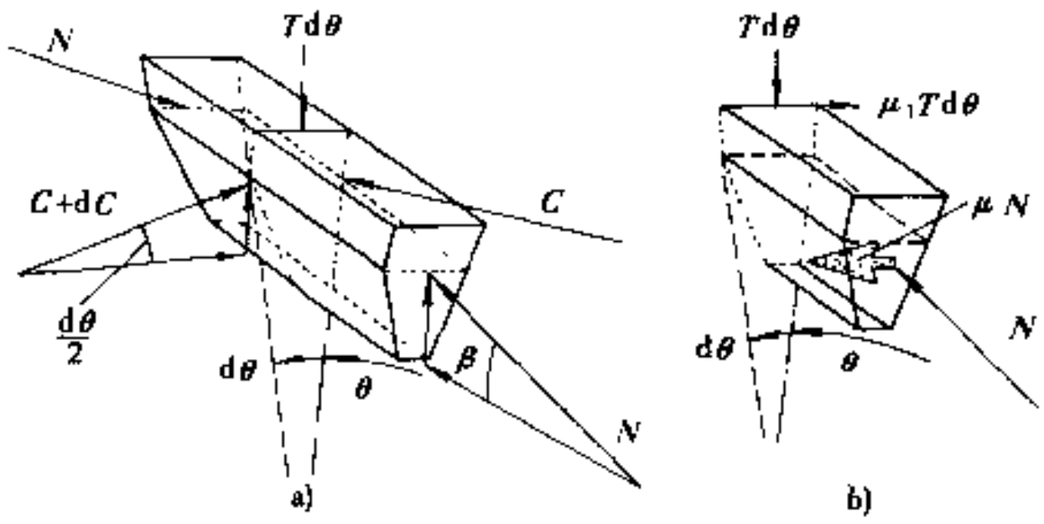


图 4-7-16 元件压紧力
a)作用在元件上的法向力；b)摩擦力

(3) 元件与带轮间的单位带长法向力 N 和带轮轴向夹紧力 F_C

由环的张力 F_T 与元件间的压力 C 的共同作用（图 4-7-17）合成有效张力，它是随包角 α 而变的变量，带的有效张力决定的带传递的扭矩 T_e 为：

$$T_e = (F_{TC} - F_{TS}) r = F_{TS}(e^{\mu^* \alpha} - 1) r \tag{4-7-14}$$

式中：F_{TC}、F_{TS}——分别为带张力侧与松驰侧的张力；

μ^*——为等效摩擦系数；

汽车论坛 http://www.qclt.com

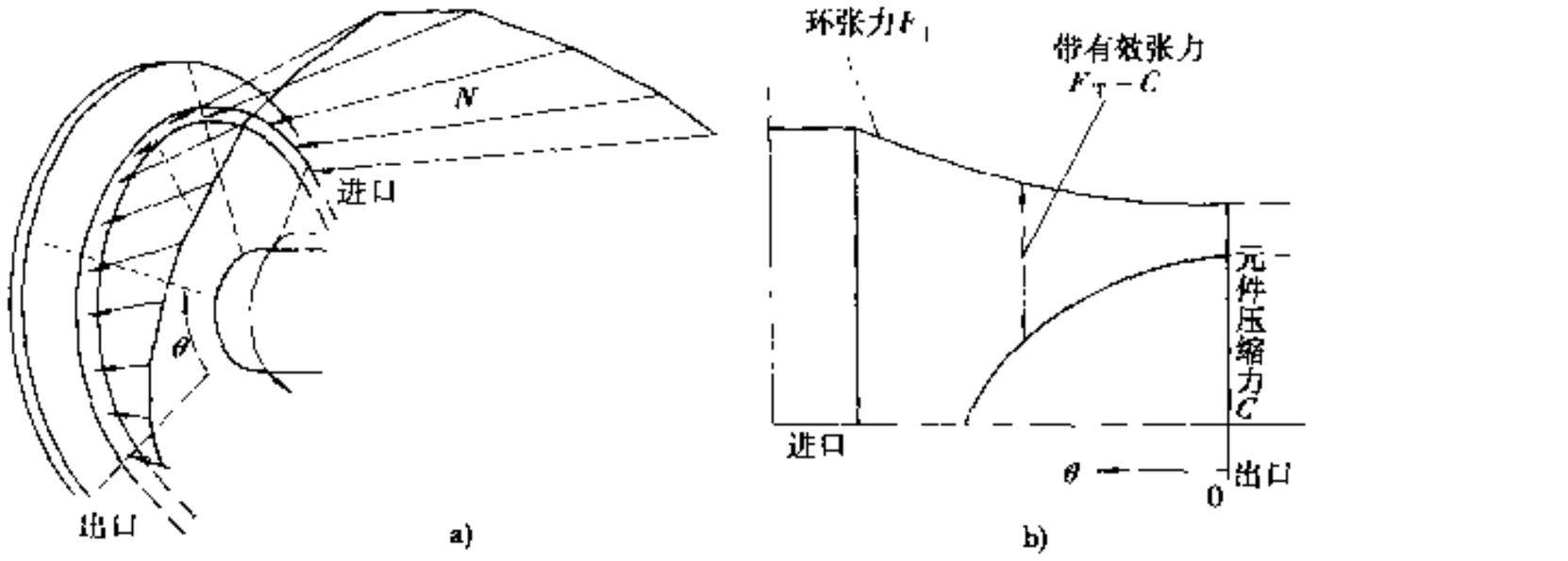


图 4-7-17 元件与带轮间的法向力及带轮轴向夹紧力
a)带轮的法向力;b)带轮有效张力

$$\mu^* = \frac{\mu k}{\sin\beta \mp \sqrt{1 - k^2}\cos\beta} \tag{4-7-15}$$

k——为摩擦力在圆周切线方向和法线方向的分配系数，$0 \leqslant k \leqslant 1$。

如取 $k = 1$，则

$$\mu^* = \mu' = \mu/\sin\beta$$

再将单位带长随包角 α 而变的法向力 $N = \dfrac{F_T - C}{2r\sin\beta}$ 沿包角积分，得轴的夹紧力 F_{ax} 为：

$$F_{ax} = \int_0^{\alpha} N\cos\beta r\,\mathrm{d}\theta = \frac{\cos\beta}{2\sin\beta}\int_0^{\alpha}(F_T - C)\,\mathrm{d}\theta \tag{4-7-16}$$

F_{ax} 与被传转矩的关系为：

$$F_{ax} = \frac{T_e\cos\beta}{2\mu kr} = \frac{T_e\cos\beta}{2\mu'\sin\beta r} \tag{4-7-17}$$

由此可见，夹紧力 F_{ax} 主要与传递转矩 T_e 和传动比 i（反映在工作半径 r 中）及摩擦力分配系数 k 有关，它是 CVT 中的重要参数之一，是确定带轮油缸液压力的依据。同时，也只有通过控制主、被动轮的夹紧力，才改变了传动比 i。

4.7.4 牵引环式

用动力滚轮绕中心 O 的摆动来控制速比 i 的变化（图 4-7-18）。

$$i = \omega_1/\omega_3 = R_3/R_1 \tag{4-7-18}$$

式中：$R_1 = R_{12}\left(1 + \dfrac{e_0}{R_{12}} - \cos\varphi\right)$；

$R_3 = R_{12}\left[1 + \dfrac{e}{R_{12}} - \cos(2\theta_0 - \varphi)\right]$。

牵引传动传递力矩 T_e 为：

$$T_e = Z_p R_1 \mu F_c \tag{4-7-19}$$

式中：Zp——动力滚轮数；

Fc——法向压力。

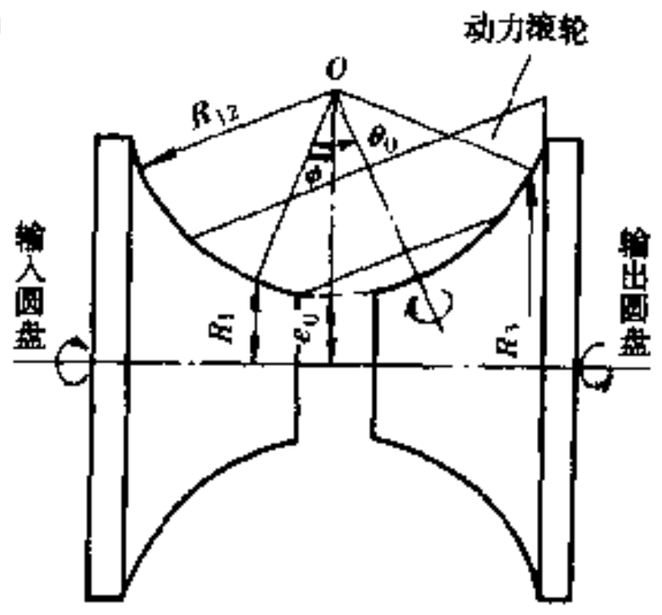


图 4-7-18 半圆环式的几何关系

从式 4-7-20 可知，增加动力滚轮数 Z_p 是提高传矩能力的有效方法，一般单环可装置 2 或 3 个，而双环可放入 4 到 6 个。提高牵引系数 μ 也效果明显，μ 不仅与润滑油还与滑转率 $\Delta U/U$ 有关，$\Delta U = U_1 - U_2$，$U = U_1 + U_2$，U_1 与 U_2 代表不同工作轮的接触点的速度，$\Delta U/U = 1\%$，变化 $\mu = 0.10$ 左右。要进一步提高 μ 还需加大法向压力 F_C，而过高的 F_C 又引起温度 t 升高，则反而会使 μ 下降，当 $t = 140℃$ 时，μ_{max} 仅为 0.08、故这些参数是相互影响的，F_C、ΔU、t 等对 μ 的作用需整体优化。压紧力 F_C 大既可使 μ

汽车论坛 http://www.qclt.com

提高，也可使传递 T_e 增大，但它受接触点的滚动接触疲劳寿命和弯曲疲劳寿命的限制。而且大的 F_C 还会引发牵引传动内部大的轴向力，该力靠轴承支承，使轴承功率损失增加，从而降低了单环 CVT 的效率。近来出现的双环式（图 4-7-9）其轴向力可以平衡，受力比单环小、效率也高。其接触部分有线接触与点接触二种，前者有滑动，效率低；后者压力大、应力高。

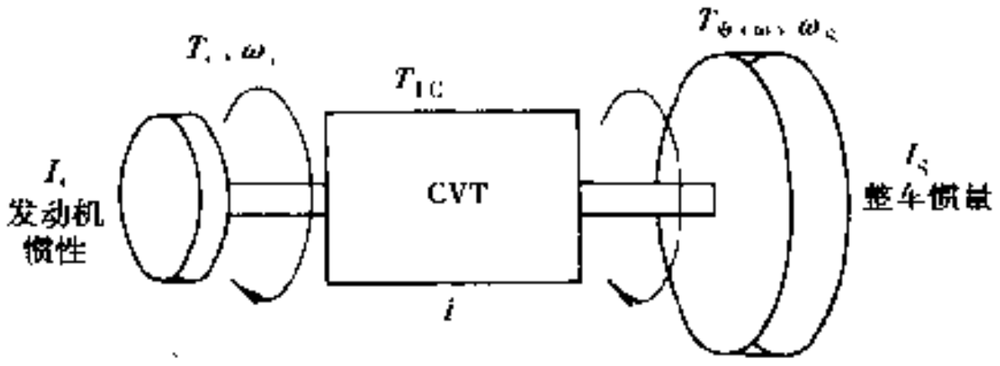


图 4-7-19 CVT 力学模型

4.7.5 CVT 控制

4.7.5.1 力学模型

从输出轴上的转矩平衡关系（图 4-7-19）：

$$\left(T_e - I_e \frac{d\omega_e}{dt}\right) i - T_{LC} = I_s \frac{d\omega_s}{dt} + T_{\psi+\omega}$$

$$\frac{d\omega_e}{dt} = \frac{di}{dt} \cdot \omega_s + i \frac{d\omega_s}{dt}$$

得：
$$T_e i = T_{LC} + T_{\psi+\omega} + (I_s + I_e i^2)\frac{d\omega_s}{dt} + I_e \omega_s \frac{di}{dt} \tag{7-4-20}$$

式中：I_s——转换到输出轴上等效的汽车转动惯量；

T_e——与 CVT 匹配的发动机目标转矩；

T_{LC}——为 CVT 系统损失转矩，$T_{LC} = f(\omega_e, T_e)$；

$T_{\psi+\omega}$——转化至 CVT 输出轴上的汽车行驶阻力矩。

从式（7-4-20）可知：

$$\frac{d\omega_s}{dt} = \frac{T_e i - T_{LC} - T_{\psi+\omega}}{I_s + I_e i^2} - \frac{I_e \omega_e}{I_s + I_e i^2}\frac{di}{dt} \tag{4-7-21}$$

式（7-4-22）说明，di/dt 不能变化太大，如果

$$\frac{di}{dt} > \frac{T_e i - T_{LC} - T_{\psi+\omega}}{I_e \omega_e} \tag{7-4-22}$$

则 $\frac{d\omega_s}{dt} < 0$，即主观上希望加速 $\frac{d\omega_s}{dt} > 0$ 心切，使 CVT 的速比变化 di/dt 太大，反而使汽车减速，这是 CVT 控制中特别要当心之处，也是阻碍其运用之点。

4.7.5.2 控制原理

CVT 的控制是靠二个带轮的夹紧力实现的，一个带轮的夹紧力保证了传递力矩容量 T_e，而另一带轮的位置则决定了所需运动速比 i。图 4-7-20 则以被动轮夹紧力 F_s 保证力矩容量，而由主动轮夹紧力 F_p（即正比于它的压力 P_p）对主动轮的位置进行控制，实现车辆所期望的运行工况目标速比 i。其它的控制方法还有流量控制、压力控制及协调控制等。电子控制单元根据的是要保证传递的力矩 T_e 对被动轮确定施加夹紧力 F_s（从而确定了被动轮工作液压压力 p_s），同时按照所期望的速比 i，共同确定出所需要的夹紧力比 F_p^*/F_s，得到了实现 T_e、i 状态的主动轮的平衡液压压力 p_p^*，据此与目前实际控制压力 p_p 比较。如果 $\Delta p = p_p - p^* = 0$，

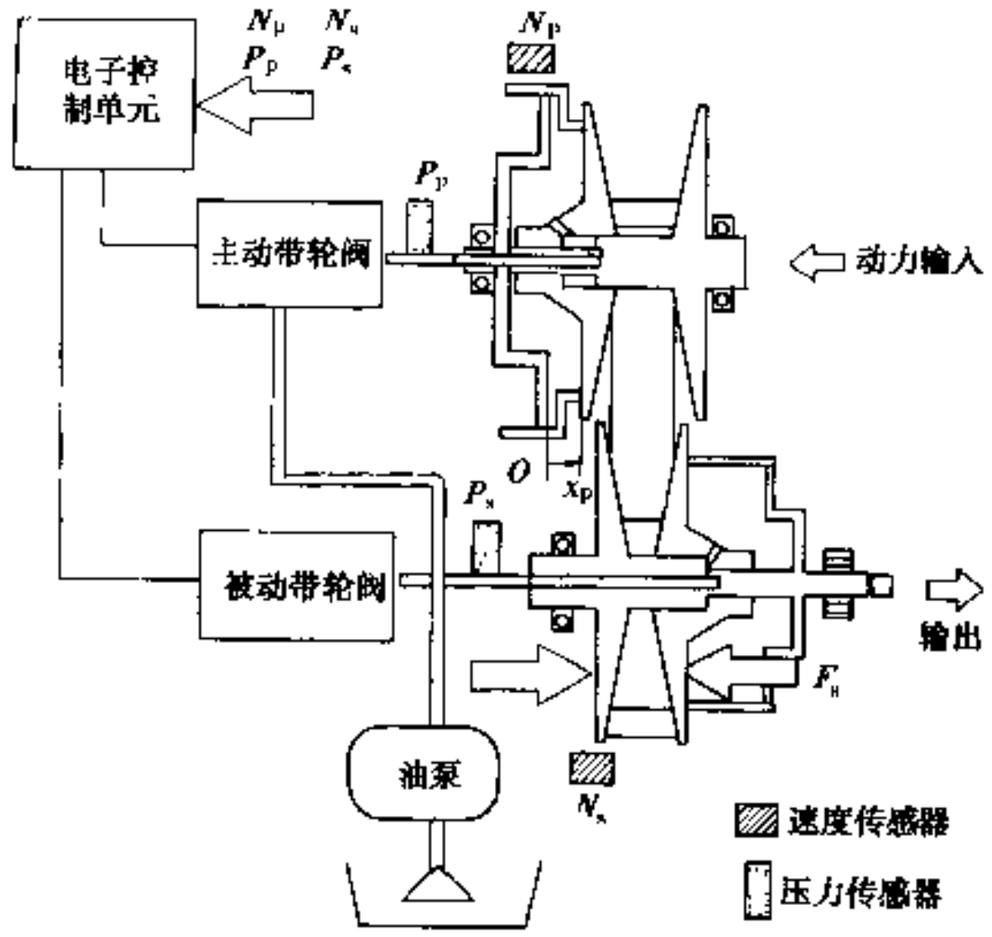


图 4-7-20 CVT 控制系统简图

汽车论坛 http://www.qclt.com

则系统处于平衡状态，达到了要求的 T_e、i 状态而稳定运行(图 4-7-21)，即 $di/dt=0$，否则，需对速比变化进行控制，其影响因素为下式：

$$\frac{di}{dt}=k(i)\cdot n_p\cdot\Delta p_p \qquad (4\text{-}7\text{-}23)$$

由图 4-7-22 可知，Δp_p 越大，n_p 越大，则 $\frac{di}{dt}$ 越大；而 i 的影响，则反映在 $k(i)$ 斜率中，i 越大，di/dt 也越大；F_s 对 di/dt 斜率无影响，只对平衡点 F_p^* 有影响。从这些影响因素分析中可见，只有注意控制根据 (4-7-22) 式的限制，才能获得较理想的加速 $\frac{d\omega_e}{dt}$ 效果。

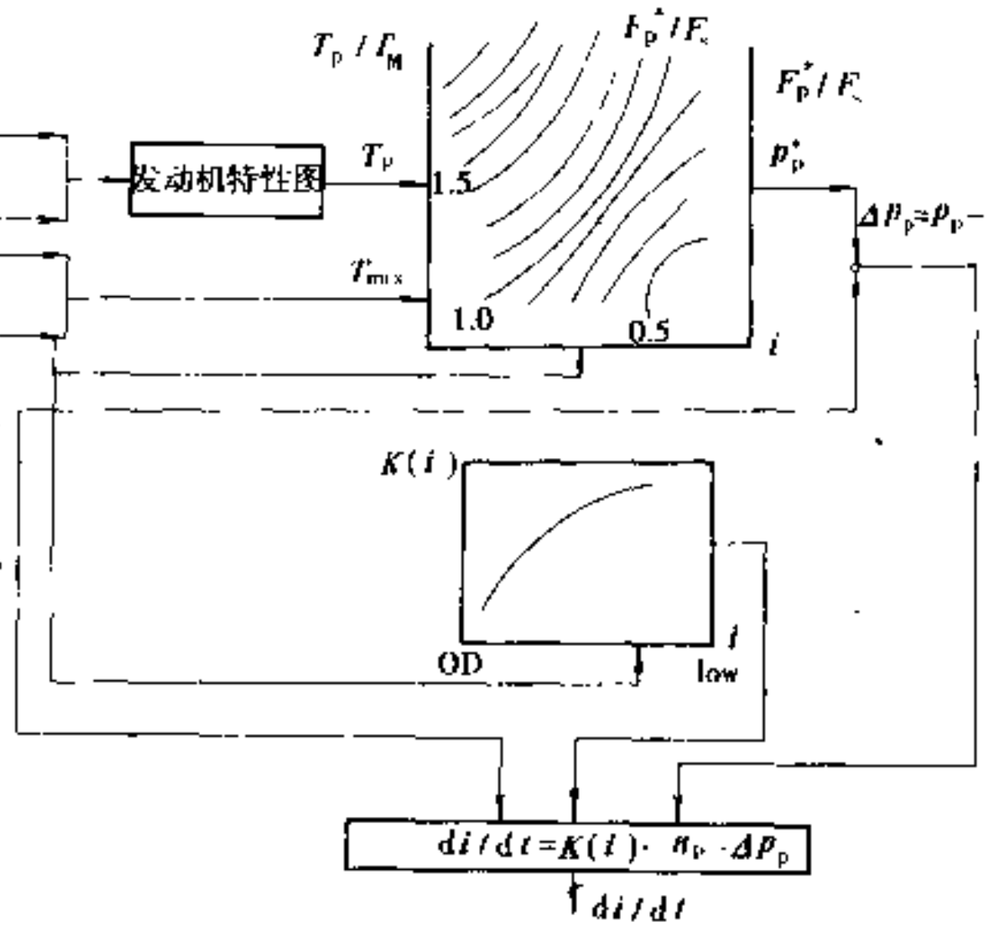


图 4-7-21 速比变化速率的确定

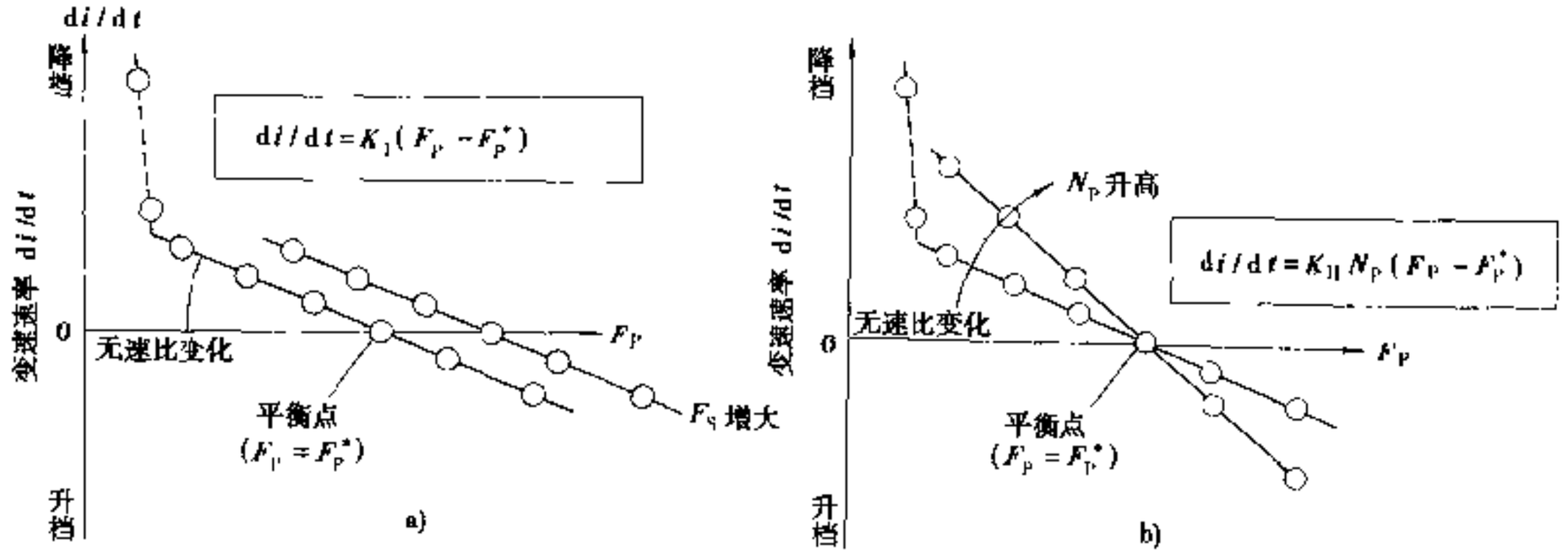


图 4-7-22 CVT 变速速率 $\frac{di}{dt}$ 的影响因素

a)Δp 的影响；b)n_p 的影响

降档（即向大速比变）和抬起踏板时的升档（即向少速比变）两种工况。例如图中当前的状态 V_1 及 10°开度下，要加速超车，猛踩踏板至节气阀全开，强制降档使速比由 i_1 变至 i_2，发动机转速也从 n_{e1} 猛升到 n_{e2}。这里要受式 (4-7-23) 的限制，如果 di/dt 太大，汽车反而会减速，尤其对于发动机转矩 T_e 小的车辆，更应小心控制踏板，使节气门开度 α 不要过大，$\frac{d\alpha}{dt}$ 变化太快，以免适得其反。抬起踏板减速，亦要放慢速度，特别是随之足制动时，必需先减档，对速比变化速度同样要求也严。

4.7.5.3 控制机构

总体上与普通自动变速器相同，由油泵、各种液压阀、油路等组成。但其基本管路分为管路压力控制和变速控制二个系统。如用行星齿轮为前进、后退换档机构时，则另加控制换档的摩擦元件的液压系统。

1）油泵

因其压力比 AT、AMT 的高，故损失也大，约占 5% 左右，转速越高损失越大。

2）管路压力控制

汽车论坛 http://www.qclt.com

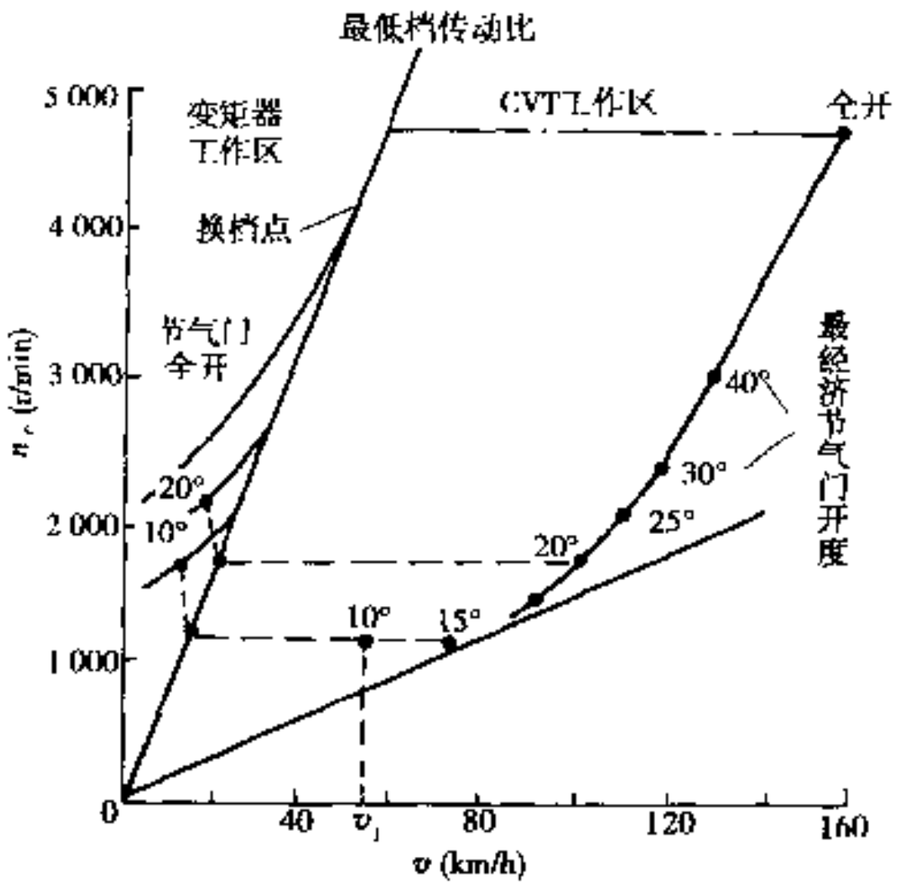


图 4-7-23 CVT 的速比控制规律

式中：C_v——流量系数；

A_p——主动带轮缸面积；

p_{PL}、p_{PO}——主动带轮的供油线路压力与回油压力；

ρ——油的密度。

用来保证带轮的夹紧力，通常是导入被动带轮侧油缸，产生带的张力。为了符合传递发动机扭矩特性 T_e，则需由带轮张力 F_s 将受发动机转速 n_e、负荷 α 及 CVT 速比 i 控制，以获得确保 CVT 无滑转的控制（图 4-7-24）。

3）变速控制

有位置控制、流量控制、压力控制及协调控制等方法。图 7-4-25 为流量控制回路，其中变速控制阀的作用是调节供给主动带轮的工作油流量 Q_p，以便使驾驶员要求的速比和实际速比之差为零。其要求通过变速凸轮作用于阀上实现。对主动带轮的供油量由下式确定：

$$Q_p = C_v \cdot A_p \sqrt{\left(\frac{2}{\rho}\right)(p_{PL} - p_{PO})} \quad (7\text{-}4\text{-}24)$$

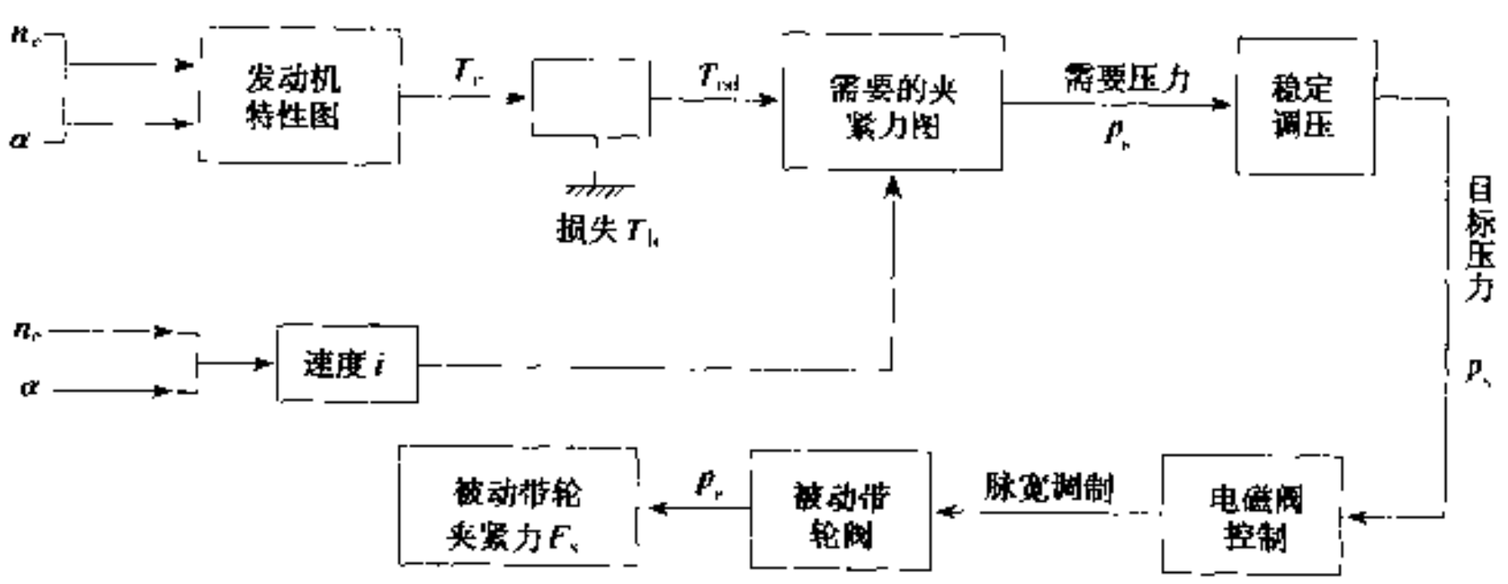


图 4-7-24 无滑转的被动带轮压力 p_s 控制

根据向主动带轮油缸的供油量，可决定速比的变化率 di/dt：

$$di/dt = f(dQ_p/dt) = f(A_p, p_{PL})$$

4）动带轮的轴向运动

在压力与速度控制时，均靠可动带动的快速轴向移动来实现。为了减少损失，滚珠花键的钢球在轴上的滚道槽中移动，以滚动摩擦代替滑动摩擦。在设计中要注意滚珠花键的间隙、表面硬度、刚性。

4.7.5.4 起动装置

CVT 是用摩擦力来传递动力的，故需有防止转矩过大的限制功能，以消除来自车轮的冲击。其起步性能差，必须与其它起动装置联合使用。通常的起动装置有离心式离合器、湿式离合器、电磁离合器、带空档的齿轮传动液力偶合器、液力变矩器等（表 4-7-3）。

汽车论坛 http://www.qclt.com

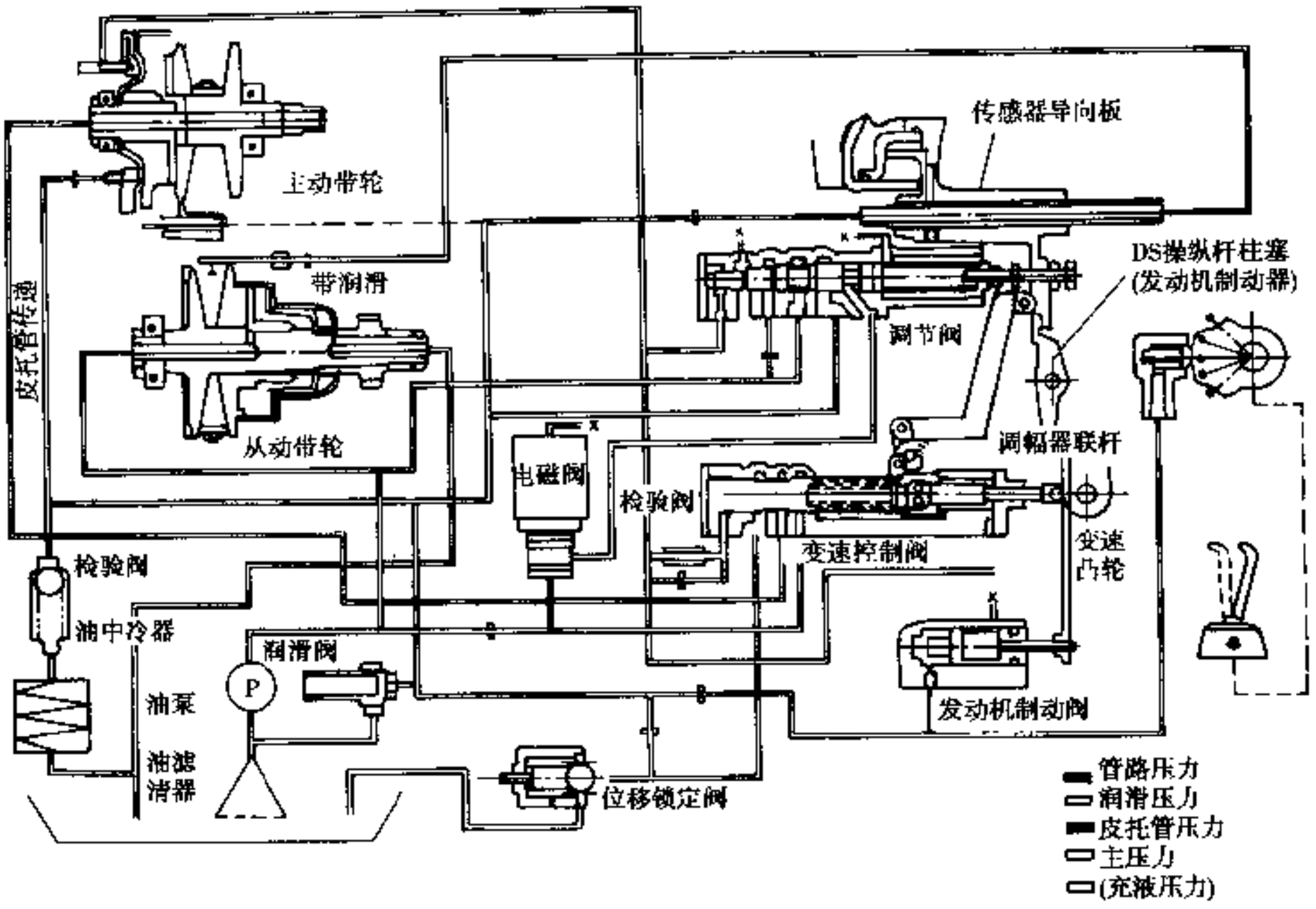


图 4-7-25 ECVT 液压控制系统

表 4-7-3 各种起动装置性能比较

项 目	液力变矩器（含液力偶合器）	湿式摩擦离合器	电磁离合器	齿轮传动空档
起动转矩	+ +	0	0	带空档的齿轮传动
起动平顺	+ +	+	0	带空档的齿轮传动
设计长度	−	0	− −	+ +
质量	0	0	− −	+ +
油耗	0	+	+	+ +
减振	+ +	+	+	0
热负荷能力	+ +	+	0	带空档的齿轮传动
响应特征	0	+	+	+
控制特性	−	+	+	+
功能安全	+ +	+	+	带空档的齿轮传动
应急控制构思	+ +	0	− −	− −
消费用	0	0	− −	+

注：+ + 表示最好； + 表示好； 0 表示一般； − 表示较差； − − 表示最差。

汽车论坛 http://www.qclt.com

图 4-7 26 是 Subaru E^2CVT 中采用的电磁离合器。它不是靠摩擦力而是以本身的电磁力来传递转矩的。在其主从、动部分之间有密封小室，内放 30 ~ 50μm 的磁化钢微粒，线圈就在驱动室上。通电后散状磁粉在磁场中开始“凝固”，即磁粉在磁场中形成磁链，把从动鼓与电磁铁联在一起，通电电流愈大，磁链数目较多，磁链强度也愈高。其传递转矩能力也愈大。当电流大到足以使磁粉将离合器主、从动部分牢牢地接合在一起时，离合器便停止打滑。离合器的接合时间与力的控制是由发动机节气门开度与车速二个参控制线圈中的电源大小和通电的长短来决定。它结构简单，易实现转矩平稳增长，主、从动部分不接触，无磨损，使用中电磁铁与从动鼓之间间隙不变，无需调整，且允许有较大时间滑磨，故它较理想地解决了 CVT 的起步问题。与液力偶合器相比，可防止变速时爬行和始终存在的滑差损失。随着对 CVT 起步平稳性要求越来越高，起动装置已多为电磁离合器与液力变矩器。

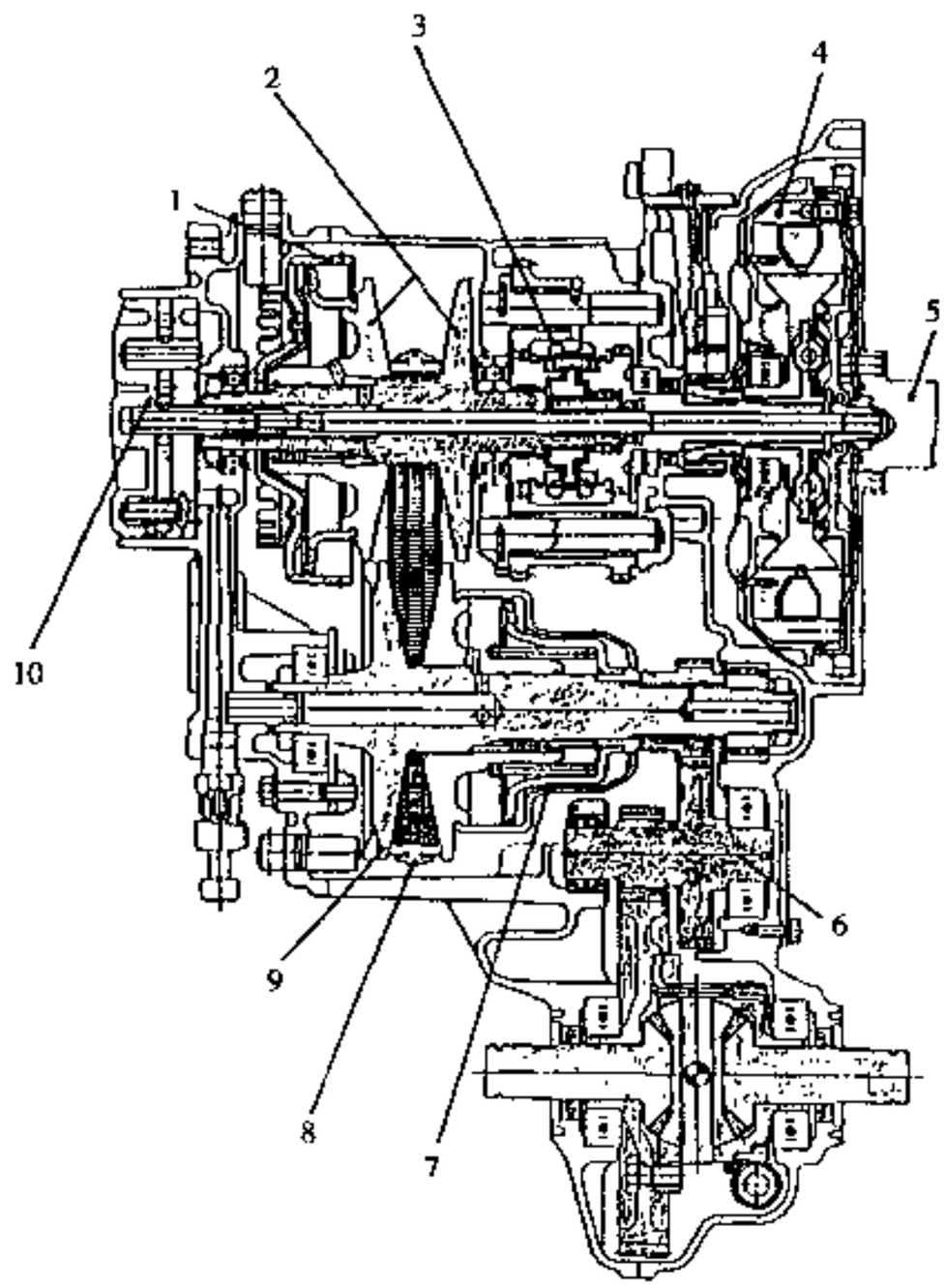


图 4-7-26 Subaru E^2CVT 中采用的电磁离合器

1-油缸；2-主动轮；3-前进与倒退换档机构；4-电磁离合器；5-输入轴；6-减速齿轮；7-油压离心平衡腔；8-金属带；9-从动轮；10-油泵

带功率分流的 CVT 不但是一种起动装置（图 4-7-27），而且离合器 C_1 平稳接合时，使齿轮传动从空档进入前进第 1 档，此时，功率分流的总速比也大，均有利于车辆起步。当到达换档点时，C_1 释放，C_2 接合为前进第 2 档，这时为无功率分流的纯 CVT 传动。

4.7.5.5 发动机与 CVT 的综合控制

综合控制不仅可提高变速的平顺性，而且可以提高燃料经济性。如图 4-7-28 所示，原车辆在平路上 A 点行驶，发动机的功率 17kW。如果现在希望以 25kW 加速，会有二种途径，一是从 A 加速 B 点；另一种是从 A 点变速至 A'，再沿理想最佳燃料经济性加速至 B'。用后者，不仅变速比感觉好，而且可节省油耗。

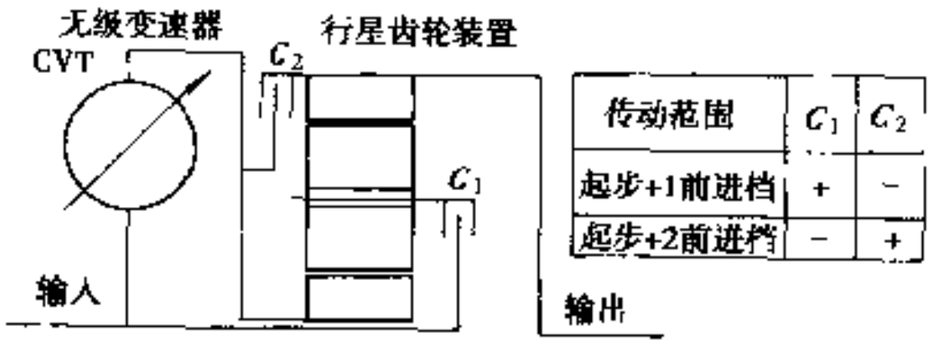


图 4-7-27 带功率分流的 CVT

4.7.5.6 双状态 CVT

液力偶合器、电磁离合器等仅解决起步平稳问题，并未扩大 CVT 总传动比范围，而与液力变矩器组合，不仅能提供最佳起步性能，而且由于它的变矩作用扩大了总传动比范围，可使 CVT 传动比易于调节到使发动机处于最佳燃料经济性工作线上工作。这种先为液力无级变速后转为机械无级变速的组合称为双状态无级变速，其目的是使行驶平稳和燃料经济性都达到最佳。图 4-7-29 是装于 1.6L 的 Ford Escort 车上双状态无级变速器，它与普通起动装置的 CVT 相比，在 7:1 范围内提高效率 30%；在不降低起步、爬坡等性能条件下，主减速比可降低 30%，即使在公路上行驶，仍可提高燃料经济性 5% ~ 9%，且可减少机械 CVT 低档使用率，从而提高了 CVT 寿命。ZF 的双状态 CVT ECOTRONIC

汽车论坛 http://www.qclt.com

系列输入扭矩从80N·m到290N·m，大大扩大了单一CVT的应用范围。SUBARU原用电磁离合器起步的ECVT（图4 2-26）今已改为双状态CVT，可见双状态优势明显是发展趋势。从液力变矩器转换入机械CVT的规律已在图4-7-23示出。图4-7-29的链传动2中的单向离合器保证了液力档CVT—液力矩（降档）与机械挡CVT（升档）之间转换的平稳性。

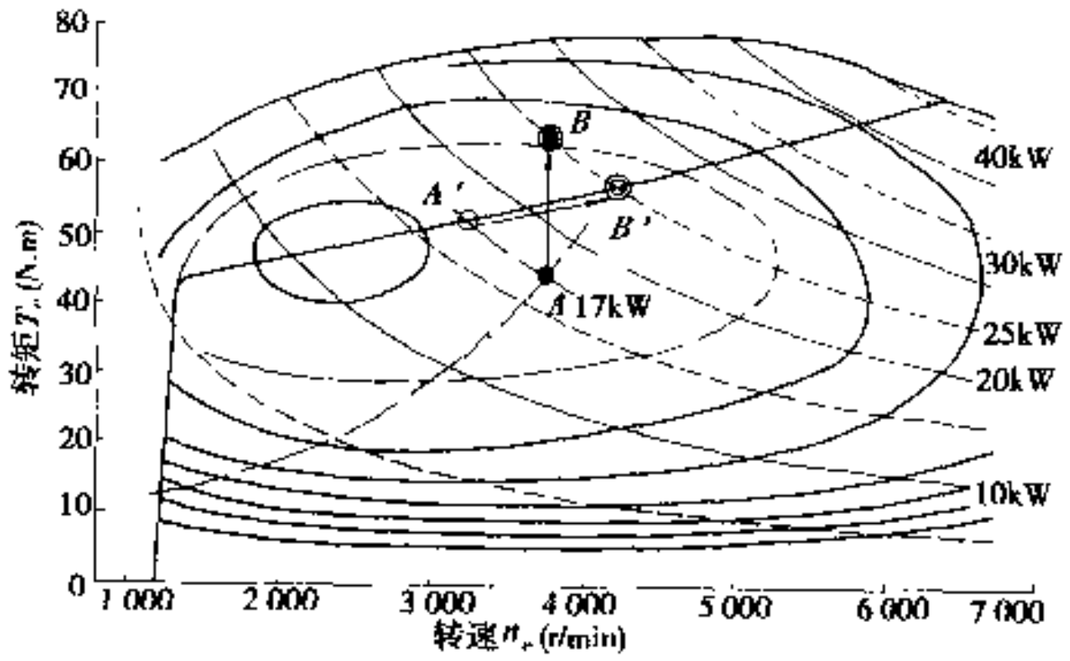


图4-7-28 发动机与CVT的综合控制

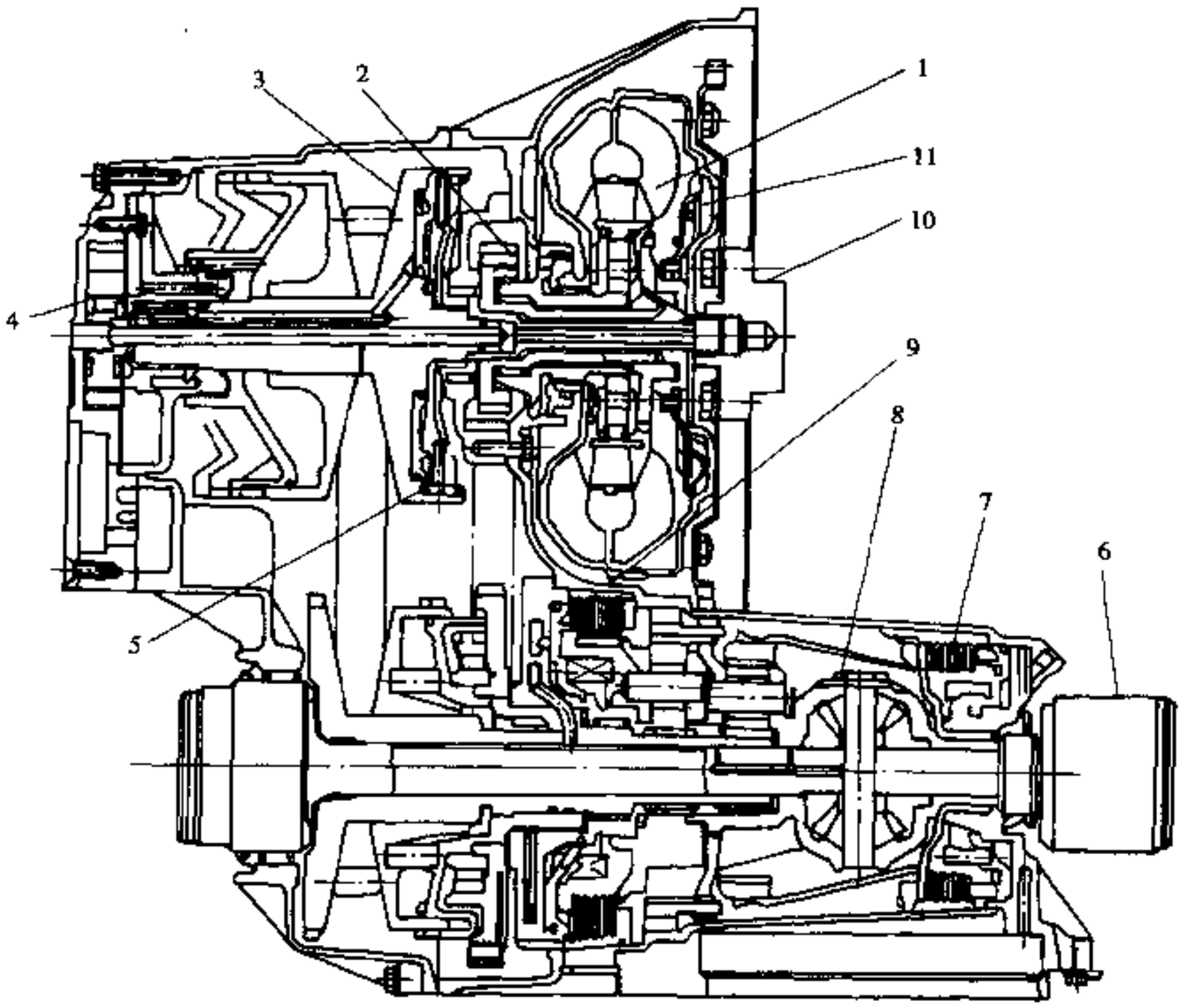


图4-7-29 双状态无级变速器

1-液力变矩器；2-链传动；3-变速带轮；4-液压泵；5-转换离合器；6-万向节；7-前进离合器；8-差速器；9-反向离合器；10-发动机曲轴；11-闭锁离合器

汽车论坛 http://www.qclt.com

各种自动变速器的比较列于表 4-7-4。

表 4-7-4 各种自动变速器性能比较

性 能	机械式自动变速器（AMT）	半自动变速器	液力自动变速器（AT）	CVT			
				带式	牵引传动	流体静压功率分流	电力
启动	+	+	+ +	+	+ +	+	
换档/速比变化	−	+	+ +	+ +	+ +	+ +	+ +
效率	+ +	+	0	0	0	0	+
传动系管理技术	+		+ +	+ +	+ +	+ +	+ +
适合于高齿数比	+ +	0					
噪声	+	+	+ +	+	+	−	+
尺寸/质量	+ +	+	0	−	−	0	−
费用	+ +	+	+	0	0	−	−

注：+ + 表示很好；+ 表示好；0 表示可接受；− 表示差。

4.8 万向传动轴

4.8.1 概述

万向传动轴用于在不同轴心的两轴间甚至在工作过程中相对位置不断变化的两轴间传递动力。例如，在某些重型汽车上，按总布置要求需将离合器与变速器、变速器与分动器之间拉开一定距离时，考虑到在它们之间很难保证轴与轴能同心，以及安装基体的车架也可能发生变形，故在这些总成间就应采用万向节传动。此时常采用普通十字轴万向节，也有采用挠性万向节的，其工作夹角一般不大于 3°～5°。前置发动机后轮驱动的汽车在行驶过程中，由于悬架的不断变形，变速器与驱动桥的相对位置（高度和距离）也在不断变化。在它们之间需要用可伸缩的万向传动轴联接。这时当联接的距离较近时，常采用两个十字轴万向节和一根可伸缩的传动轴；当距离较远且传动轴的长度超过 1.5m 时，则应将传动轴分成两根或三根，用 3 个或 4 个万向节，且后面一根传动轴可伸缩，中间传动轴应有支承。对于后桥传动轴万向节所联的两轴之间的夹角，一般货车不应超过 15°～20°，短轴距的 4×4 越野汽车最大可达 30°。对于转向驱动桥的摆动半轴，多采用球笼式或球叉式等速万向节传动，其最大夹角即车轮的最大转角可达 32°～42°。万向节传动还用于带有摆动半轴的中、后驱动桥、转向系转向轴传动机构及变速器的动力输出装置等。

万向传动轴应适应所联两轴夹角及相对位置在一定范围内的不断变化且能可靠而稳定地传递动力，保证所联两轴能等速旋转，并且由于万向节夹角而产生的附加载荷、振动及噪声等应在允许范围内，在使用车速范围内不应有共振现象。还要求传动效率高、使用寿命长、结构简单、制造方便及维修容易等。

4.8.2 万向传动轴的结构型式

汽车后驱动桥的万向传动轴简称为传动轴，它由万向节、轴管及其伸缩花键等组成（图 4-8-1a）。对于长轴距汽车的分段传动轴，还需有中间支承（图 4-8-1b），也有用滚珠或滚柱的滚动摩擦代替伸缩花键齿间的滑动摩擦的结构（图 4-8-1c）。

汽车论坛 http://www.qclt.com

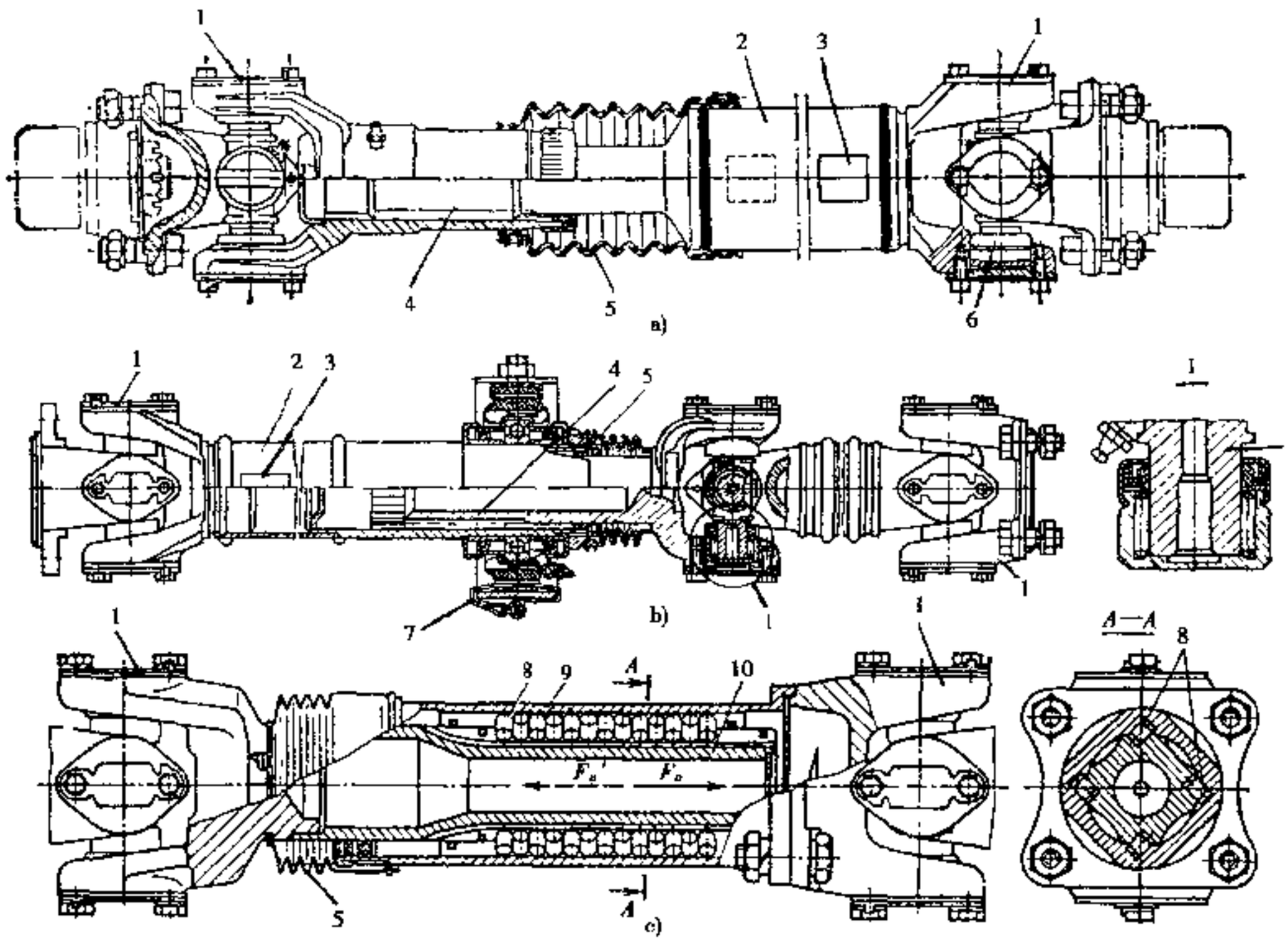


图 4-8-1 汽车传动轴的结构图

a)具有一根轴管的传动轴;b)具有两根轴管并带有中间支承的分段传动轴;c)带有滚柱的传动轴

1-十字轴万向节;2-传动轴管;3-平衡片;4-伸缩花键;5-防尘罩;6-十字轴;7-中间支承;8-滚柱;9-带有滚柱内滚道的传动轴管;10-带有滚柱外滚道的轴管

1）传动轴管

由低碳钢板卷制壁厚均匀、壁薄（1.5~3.0mm）、管径较大、易质量平衡、扭转强度高、弯曲刚度大、适用高速旋转的电焊钢管制成。

2）伸缩花键

具有矩形或渐开线齿形，用于补偿由于汽车行驶时传动轴两端万向节之间的长度变化。为减小阻力及磨损，对花键齿磷化处理或喷涂尼龙，也有用滚珠或滚柱在内、外轴管间的滚道中作轴向循环实现轴管伸缩，以代替伸缩花键的结构（图 4-8-1c)）。对这两种结构的伸缩部位都应有润滑和防尘措施，间隙不宜过大，以免引起传动轴的振动。花键齿与键槽，以及滚珠或滚柱的内、外滚道应按对应标记装配，以保持传动轴总成的动平衡。动平衡的不平衡度由点焊在轴管外的平衡片补偿。

当承受转矩的花键在伸缩时，产生的轴向摩擦力 F_a 为：

$$F_a = f\frac{T_j}{r}$$

式中：T_j——传动轴所传递的转矩；

r——花键齿侧工作表面的中径；

f——摩擦系数。

为减小键齿摩擦表面间的压力及磨损，应使键齿长 l_j 与其最大直径 d_j 之比不小于 2。

装车时传动轴的伸缩花键一端应靠近变速器或中间支承而不应靠近驱动桥。

3）中间支承

用于长轴距汽车的分段传动轴，以提高传动轴的临界转速、避免共振及减小噪声。它安装在车架横梁

汽车论坛 http://www.qclt.com

或车身底架上，应能补偿传动轴的安装误差及适应行驶中由于弹性悬置的发动机的窜动和车架变形引起的位移，而其轴承应不受或少受由此产生的附加载荷。以前中间支承多采用自位轴承，目前则广泛采用座于橡胶弹性元件上的单列球轴承（图 4-8-1b、图 4-8-2）。橡胶弹性元件能吸收传动轴的振动、降低噪声及承受径向力，但不能承受轴向力，因此设计时应合理选择支承刚度，避免在传动轴常用转速内产生共振。摆臂式中间支承的摆臂用于适应中间传动轴轴线在纵向平面内的位置变化（图 4-8-3）。6×6 越野汽车传动轴的中间支承常安装在中驱动桥壳上，多采用两个圆锥滚子轴承，轴承座应牢固地固定在中桥壳上（图 4-8-4）。

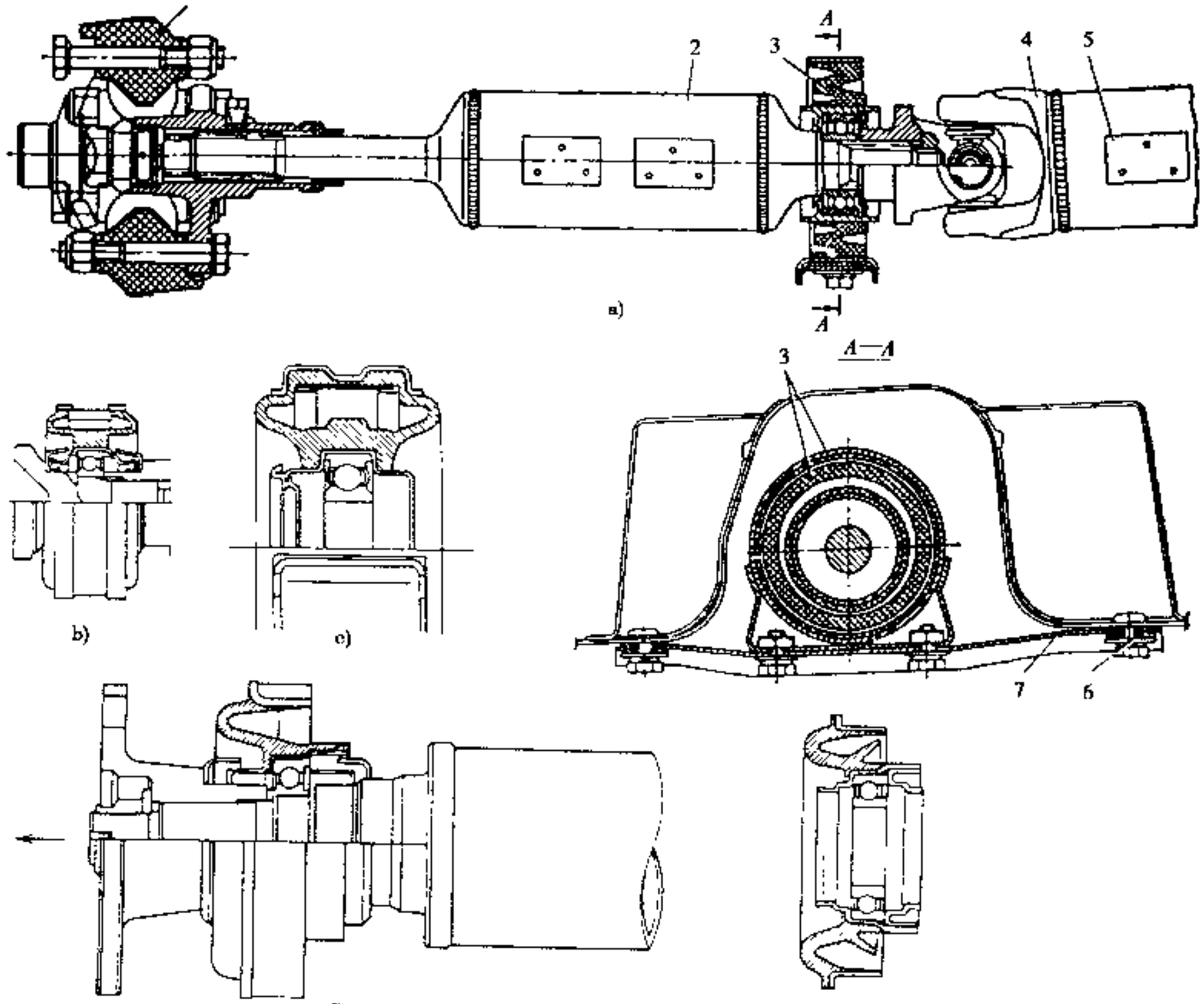


图 4-8-2 传动轴的弹性中间支承

a)传动轴及其中间支承；b)、c)、d)、e)传动轴中间支承方案

1-挠性万向节；2、4-前、后传动轴；3-弹性中间支承；5-平衡片；6-橡胶套；7-横梁

4.8.3 万向节

汽车用万向节分为刚性的、挠性的、不等速的和等速的几种。除转向驱动桥及带有摆动半轴的驱动桥的分段式半轴多采用等速万向节外，一般驱动桥的万向传动轴均采用一对十字轴万向节（图 4-8-1）。

1）十字轴万向节

结构如图 4-8-5 所示，特点是结构简单、传动效率高。但单个十字轴万向节的主动轴与从动轴间有夹角 α 时，不能等速传递而产生转角差（$\varphi_1 - \varphi_2$）（图 4-8-6），使主、从动轴的角速度周期性地不相等。采用两个万向节并把与传动轴相连的两个方向节叉布置在同一平面内，同时使方向节的夹角 $\alpha_1 = \alpha_2$（图 4-8-

汽车论坛 http://www.qclt.com

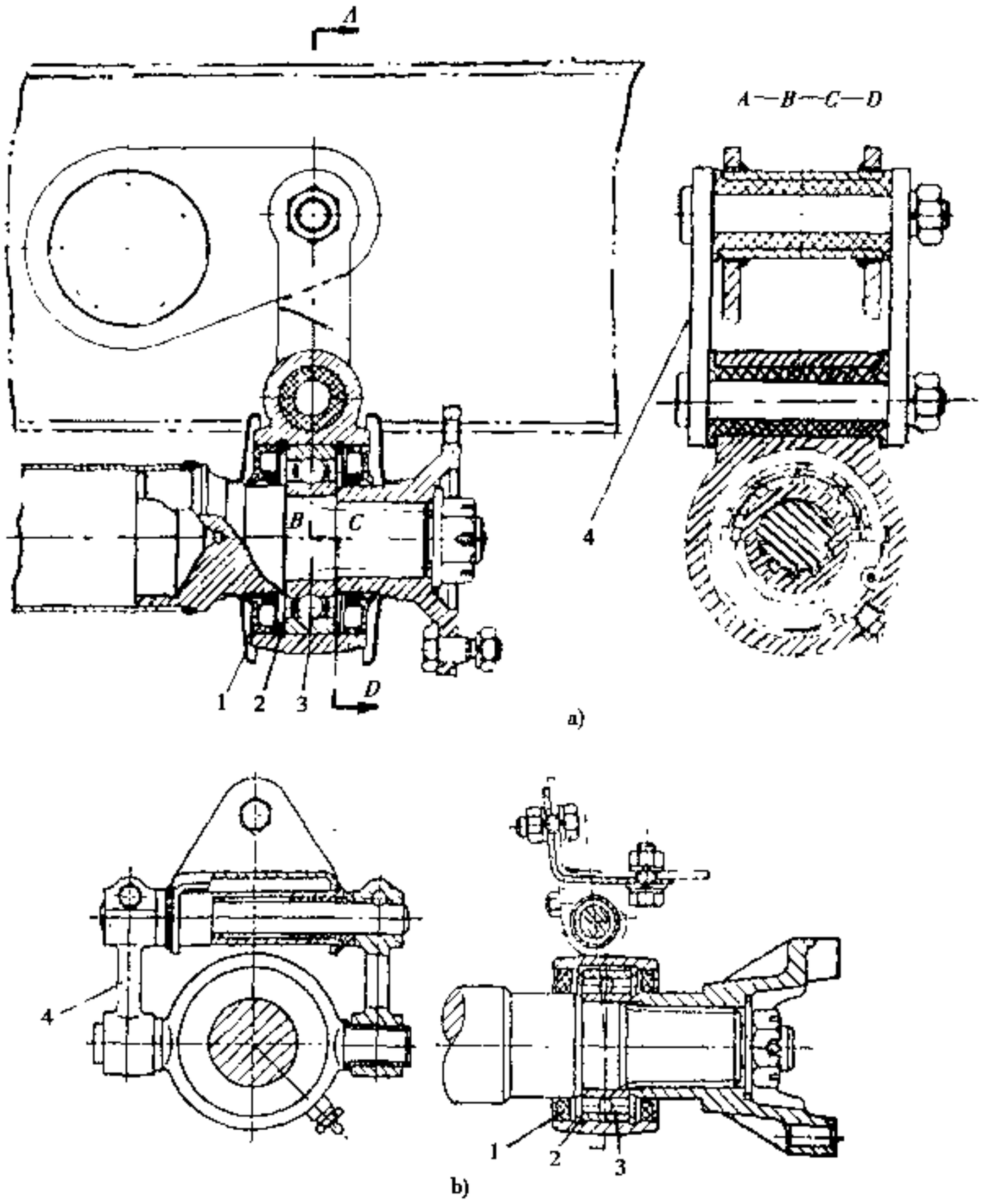


图 4 8-3 摆臂式中间支承

1-油封；2-弹性挡圈；3-轴承；4-摆臂

7)，则可得到等角速输出。

十字轴万向节的两轴夹角 α 不宜过大，当 α 由 4°增至 16°时，滚针轴承寿命下降 4 倍。夹角的规定范围见表 4-8-1。

表 4-8-1 十字轴万向节夹角 α 的允许范围 (°)

万向节安装位置或相联两总成			夹角 α 不大于
离合器与变速器；变速器与分动器（相联两总成均装在车架上）			1～3
驱动桥传动轴	汽车满载静止时	一般汽车	6
		越野汽车	12
	行驶中的极限夹角	一般汽车	15～20
		短轴距越野汽车	30

汽车论坛 http://www.qclt.com

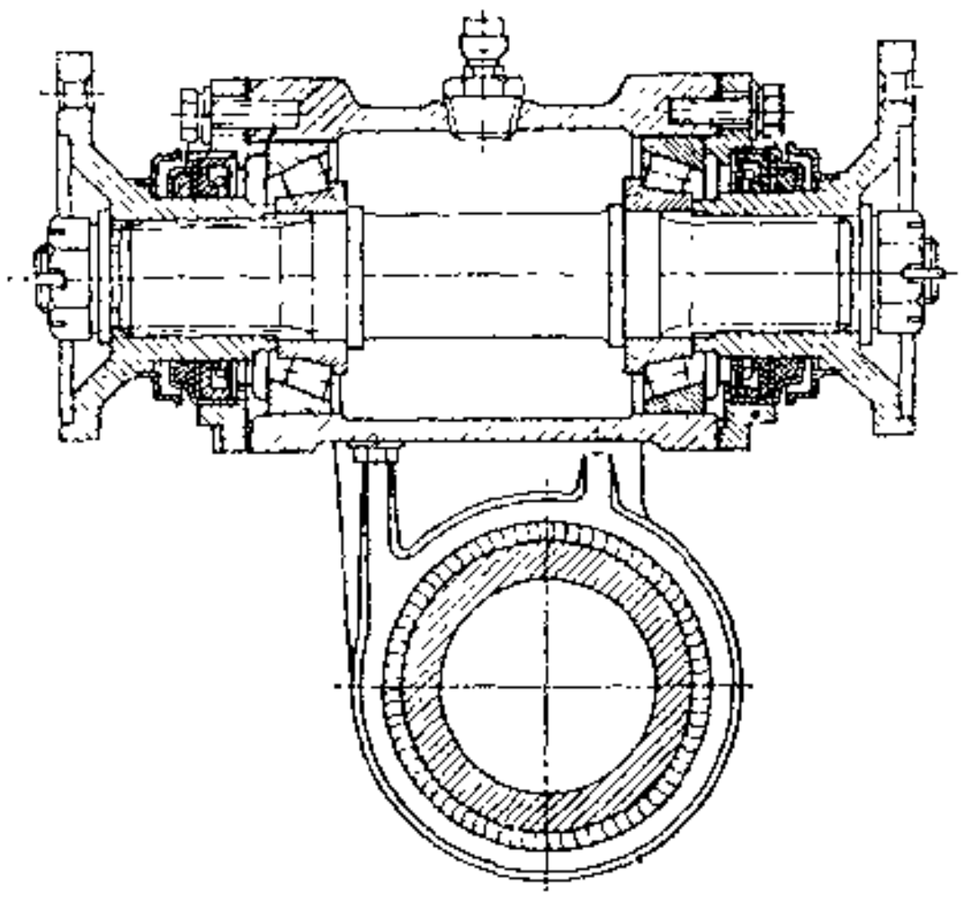


图 4-8-4 越野汽车传动轴的中间支承

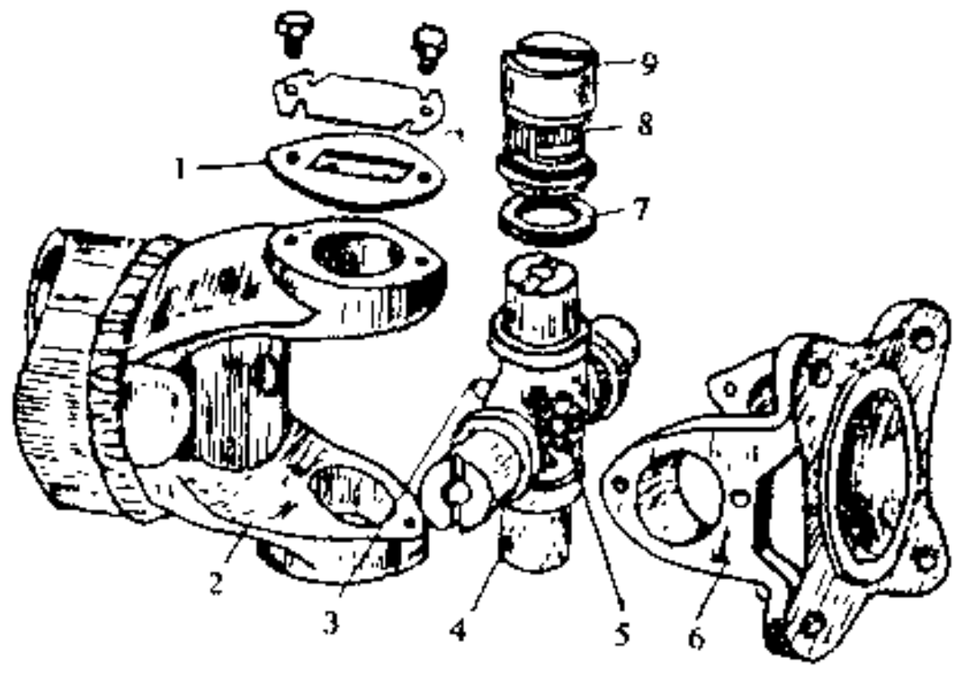


图 4-8 5 普通十字轴万向节

1-轴承盖；2、6-万向节叉；3-油嘴；4-十字轴；5-安全阀；7-油封；8-滚针；9-轴承碗

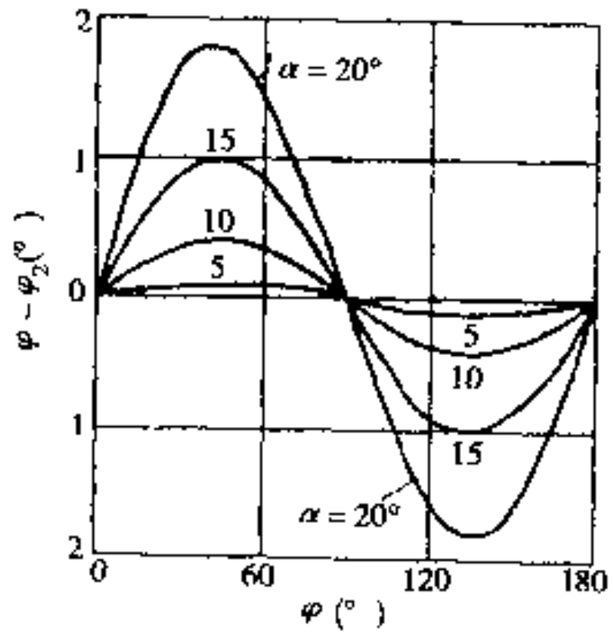


图 4-8-6 十字轴万向节主、从动轴的转角差（$\varphi_1 - \varphi_2$）

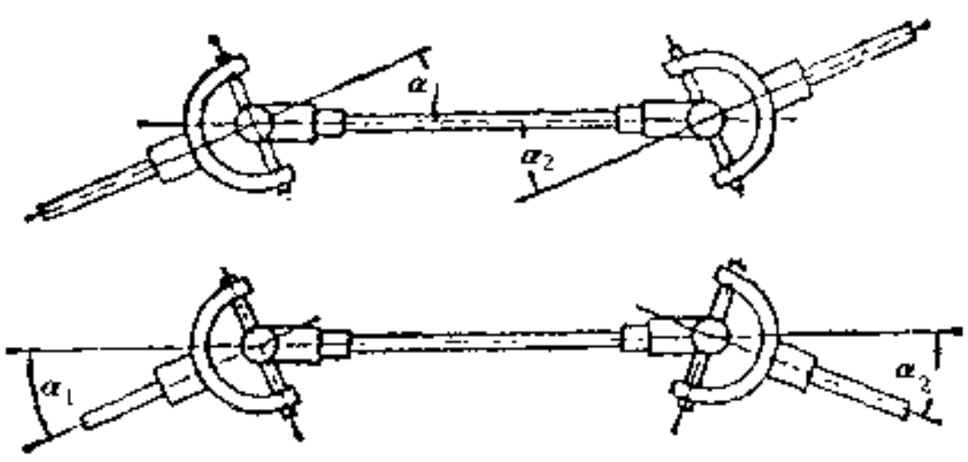


图 4-8-7 双十字轴万向节的等角速传动布置

十字轴万向节的损坏形式为十字轴轴颈和滚针轴承的磨损、工作表面的压痕和剥落，通常认为当磨损或压痕超过 0.25mm 时就应报废。为了提高使用寿命，出现了各种有效的组合式润滑密封装置（图 4-8-8）。轿车和轻型客、货车常于装配时封入润滑脂，以减少车辆的润滑点，这时应采用密封效果好的双刃口或多刃口橡胶油封。对需定期加注润滑脂的，则应如图 4-8-8 所示，将油封反装，以利在加注润滑脂时能将陈油和磨损产物排出。轴承中的滚针直径的差值应控制在 0.003mm 以内，适宜的径向间隙为 0.009～0.0095mm，滚针的周向总间隙取 0.08～0.30mm 为宜。重型汽车有时采用较粗的滚针并分成两段，以提高其寿命，也有以滚柱代替滚针的结构。为防止十字轴轴向窜动及避免摩擦发热，有的在十字轴轴端和轴承碗之间加装端面滚针轴承。

2）挠性万向节

是利用橡胶盘、块、环以及橡胶-金属套筒等橡胶弹性元件在夹角不大于 5°的两轴间传递转矩的万向节。其结构简单，不需润滑，能减小传动系的扭振、动载荷及噪声。有的结构还允许一定的轴向变形，当这种轴向变形量能满足使用要求时，可省去伸缩花键。常用作轿车三万向节传动中的靠近变速器的第一万向节或用于重型车的离合器与变速器、变速器与分动器之间。为了保证高速时的动平衡，可在主、从动件间设置定心装置。图 4-8-9 给出了汽车挠性万向节及其橡胶弹性元件的典型结构。

汽车论坛 http://www.qclt.com

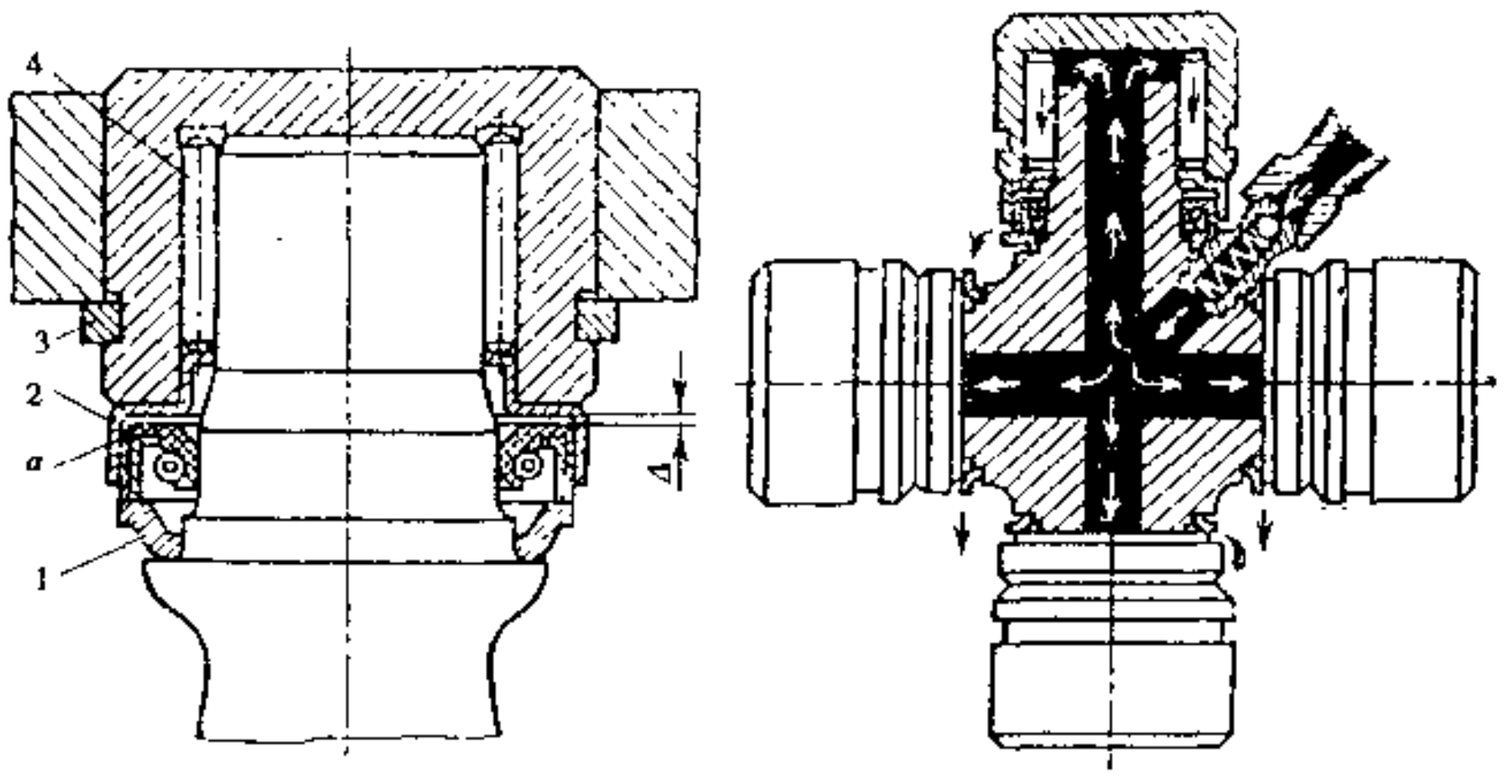


图 4-8-8 十字轴的润滑与密封

1-防尘罩；2-油封座圈；3-止推环；4-滚针；Δ-间隙；α-油封压配锥面

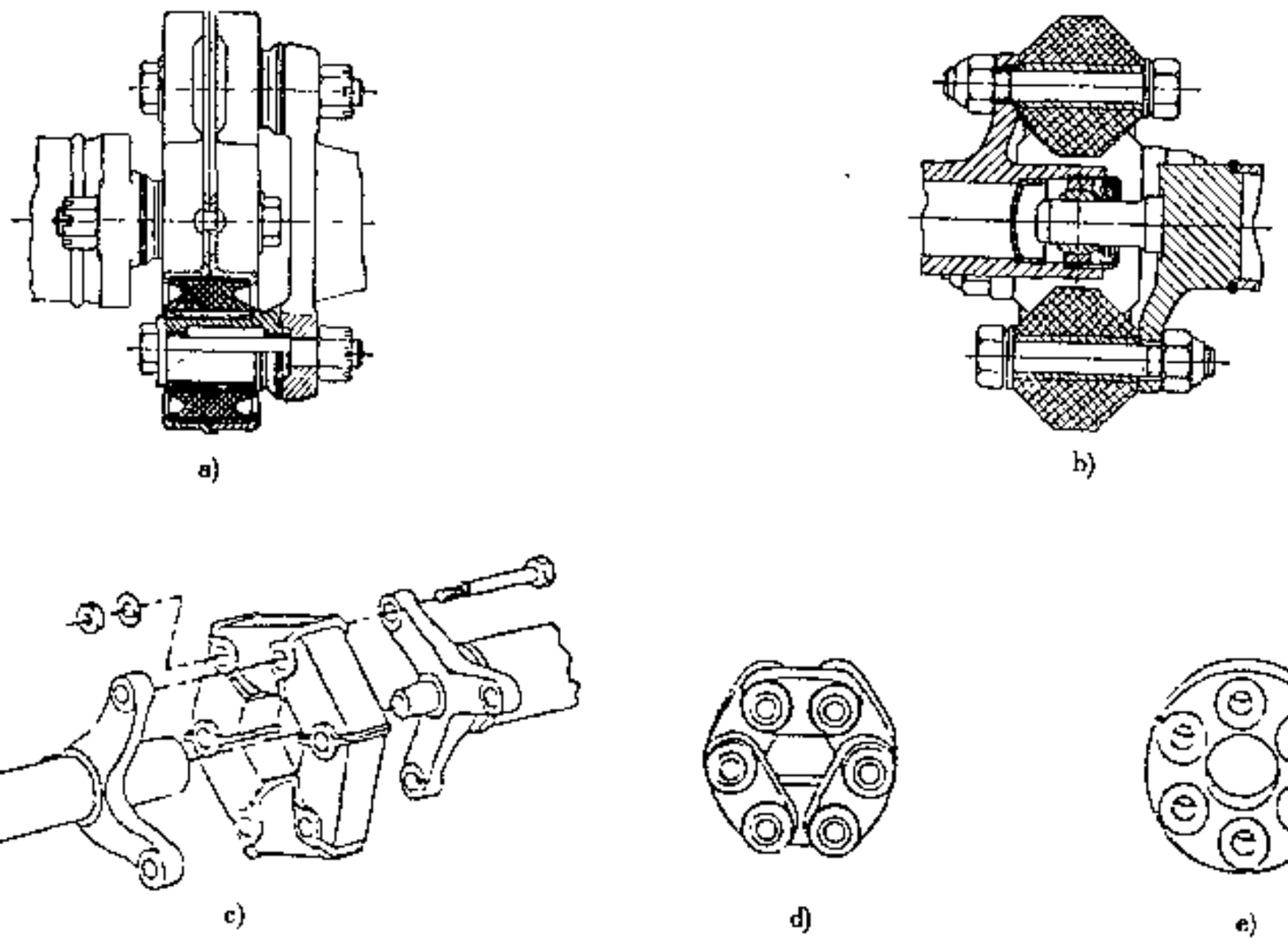


图 4-8-9 挠性万向节及其橡胶件的典型结构

a)允许一定轴向变形的挠性万向节；b)设有定心装置的挠性万向节；c)设有定心装置的六角形挠性万向节；d)组合型橡胶元件；e)盘形橡胶元件

3）等速万向节

主、从动轴的角速度在两轴之间的夹角变动时仍然相等的万向节称为等速万向节。其等角速原理可用图 4-8-10 所示的一对大小相同的圆锥齿轮传动为例来说明。若两齿轮的轴线交角为 α，接触点 P 位于轴间夹角的平分线上，由点 P 到两轴线的距离相等并等于 r。在 P 点处两齿轮的圆周速度是相等的，因而两齿轮的角速度相等。多数等速万向节工作时的特点是，所有的传力点总是位于两轴夹角的等分平面上，这样，被万向节所联接的两轴的角速度就永远相等。

在转向驱动桥、断开式驱动桥和 de Dion 式驱动桥的车轮传动装置中，广泛地采用着各种型式的等速万向节。其常见的结构型式有球笼式、球叉式、双联式、凸块式和三销式等。

汽车论坛 http://www.qclt.com

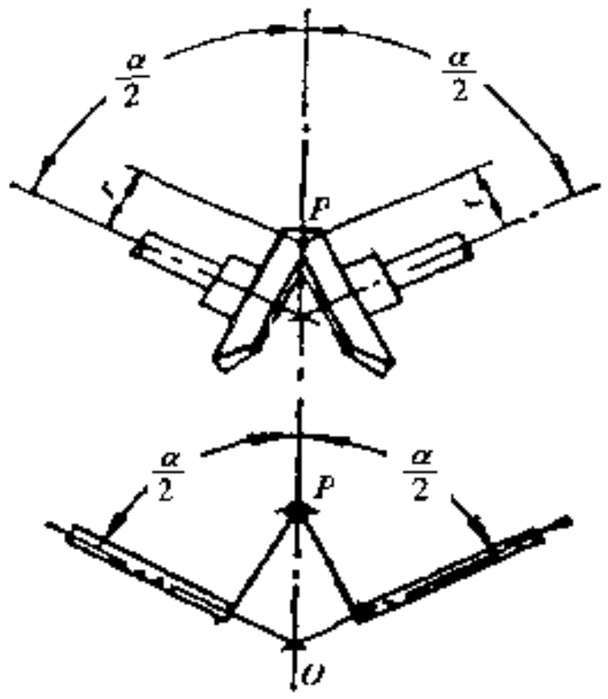


图 4-8-10 等速万向节工作原理

(1) 球笼式万向节

Birfield 型球笼万向节（图 4-8-11）取消了早期的 Rzeppa 型的分度杆，而使球形壳与星形套的滚道不同心且对称地偏离万向节中心，迫使 6 个钢球自动地处于保证等速的夹角对分面上。滚道横断面为椭圆面，以提高承载能力且可控制钢球与滚道的接触区，并呈 45°压力角接触。椭圆在接触点处的曲率半径应比钢球半径大 1.5% ~ 2%。承载时钢球与滚道的接触点实际上为椭圆形接触区，且外滚道的接触区大于内滚道的，后者的接触应力决定于球笼万向节的传递转矩能力。

Birfield 型球笼式万向节主要用于轿车前驱动桥。其承载能力及耐冲击能力强（有六个钢球同时承载）、传动效率高、尺寸紧凑、安装方便，工作角可达 42°，因此得到了日益广泛的应用。

(2) 伸缩型球笼式万向节

如图 4-8-12 所示，其结构与一般球笼式相近，只是内、外滚道为圆筒形直槽，便于拉削加工。摆动时钢球作纯滚动运动，而轴向伸缩时带有滑动，但滑动阻力小。适用于带有摆动半轴的驱动桥。这种万向节的球笼（保持架）的内球面中心 B 与外球面中心 A 等距地位于万向节中心 O 的两侧，钢球中心至 A、B 距离相等，以保持万向节的主、从动轴作等角速运动。

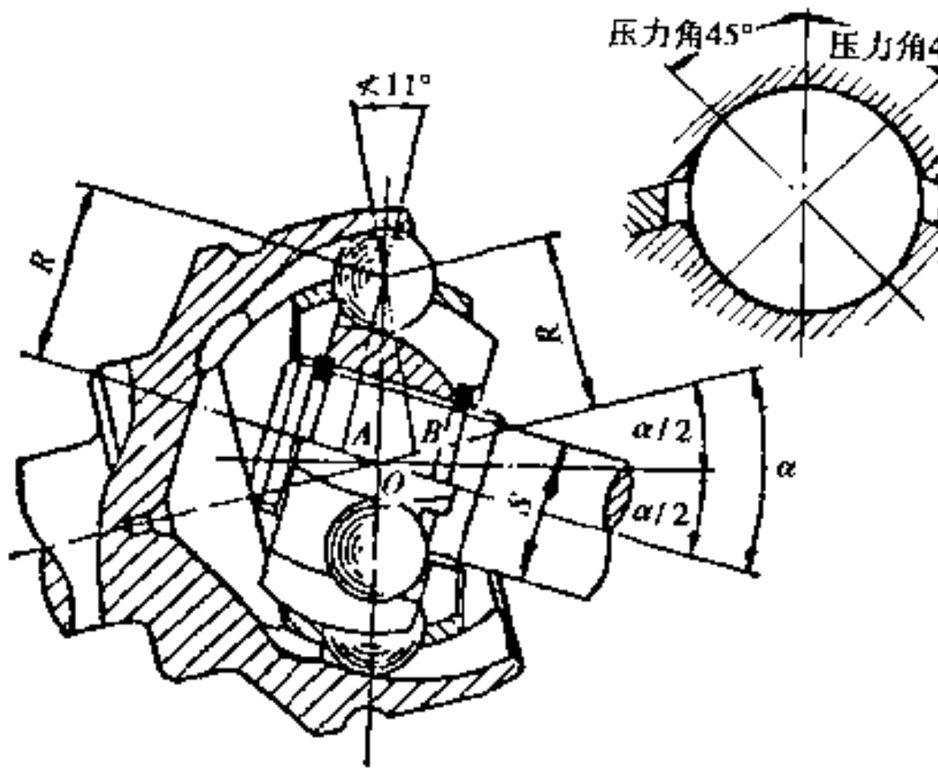


图 4-8-11 Birfield 型球笼式等速万向节及其滚道横断面
A-星形套滚道中心；B 球形壳滚道中心；O-万向节中心

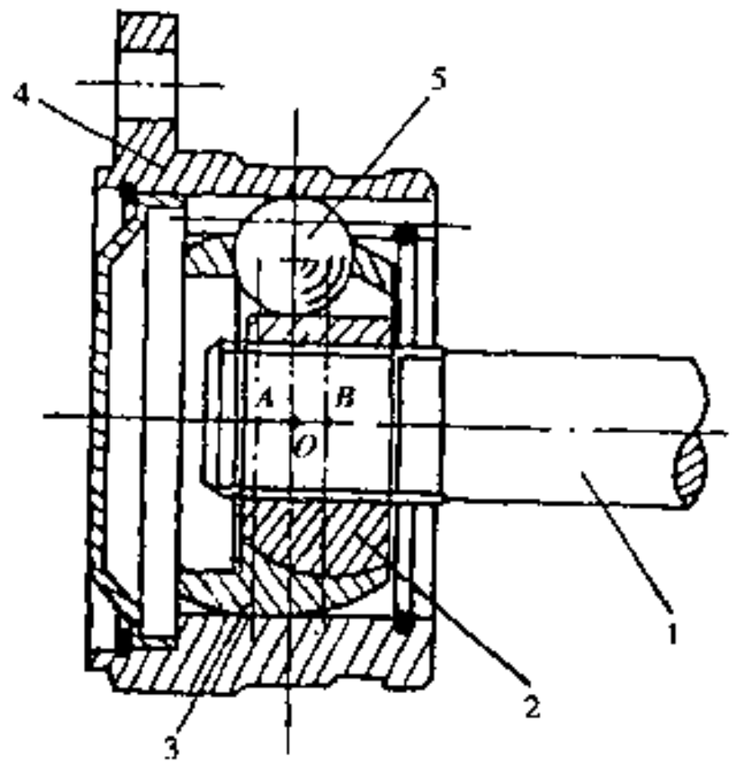


图 4-8-12 伸缩型球笼万向节
1-主动轴；2-星形套；3-球笼；4-筒形外壳；5-钢球

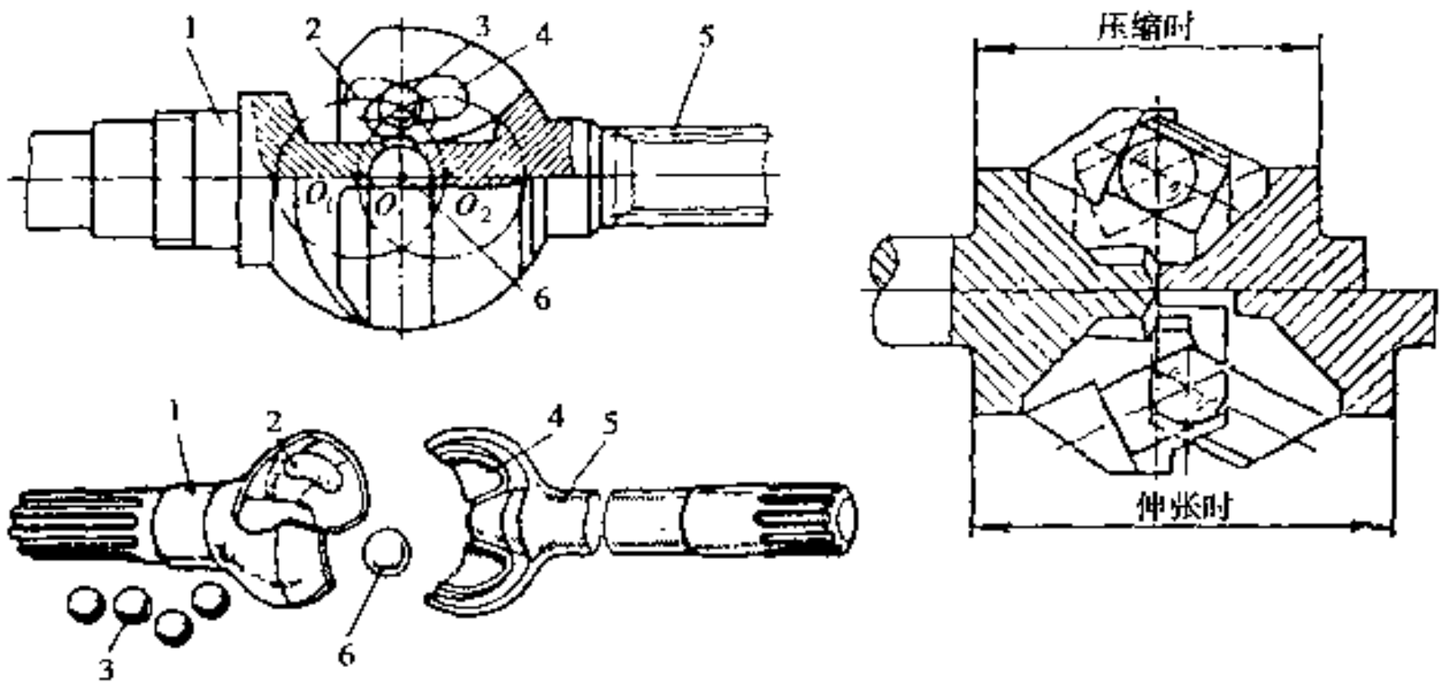
(3) 球叉式万向节

分为圆弧槽滚道型和直槽滚道型两种。前者结构如图 4-8-13a)所示，在主、从动叉上各有四个侧向圆弧槽滚道，装合时两叉的滚道分别相对，中间各装一个传力钢球。另有一个定心钢球装在两叉中心的球形凹穴内，用以确定两叉之间相互摆动的中心。两叉上的圆弧槽中心线是分别以 O_1、O_2（图 4-8-13a）为圆心且半径相等的圆，O_1、O_2 到万向节中心 O 的距离相等。当万向节两轴绕定心钢球中心 O 转动任何角度时，传力钢球中心始终在滚道中心线即两圆弧的交点上，从而保证主、从动轴以等角速转动。其结构简单，但工作夹角不大于 32°，需专用铣床加工。由于在正、反向传动中各仅有两个钢球传力，单位压力大，易磨损，且只有在一定安装预紧力时才能保证等角速传动，否则两叉间会发生轴向窜动而破坏等速性，多用于中、小型越野汽车转向驱动桥。通常其万向节叉由 15NiMo 钢制造并渗碳淬火，而钢球则用 GCr15 轴承钢。

直槽滚道型球叉式万向节的工作夹角不超过 20°，由于两叉间允许一定的轴向滑动，可用于断开式和 de Dion 式驱动桥的摆动半轴的万向传动中，从而省去滑动花键。

(4) 球面滚轮式万向节

汽车论坛 http://www.qclt.com



a) b)

图 4-8-13 球叉式等速万向节

a)圆弧槽滚道型;b)直槽滚道型

1、5-万向节叉;2、4-圆弧槽;3-传力钢球;6-定心钢球

如图 4-8-14 所示，装在一个轴端的 3 个销轴上的球面滚轮可沿与另一轴相联的筒状体的 3 个轴向槽移动，起着伸缩花键的作用，3 个球面滚轮与筒状体的槽壁之间传递转矩。其结构应保证沿圆周等分的 3 个球面滚轮的轴线始终位于或近似位于万向节两轴夹角的等分面上。其工作夹角可达 43°，加工也容易，是一种得到广泛应用的近似等速万向节。

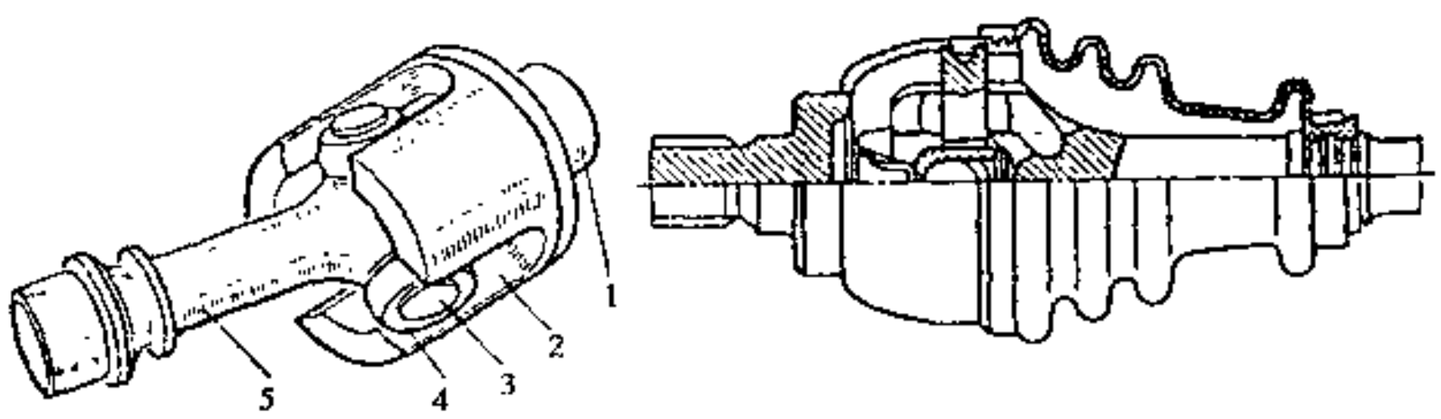


图 4-8-14 球面滚轮式万向节

1、5-万向节轴;2-筒状体的轴向槽;3-销轴;4-球面滚轮

(5) 双联式万向节

如图 4-8-15 所示，由两个十字轴万向节组合而成，也是一种近似等速万向节。为了保证两万向节的工作角趋于相等，设有分度机构。图 4-8-16 是另一种结构型式的双联式万向节，它采用了组合式十字轴，即十字轴主体仅有一对同心的轴颈，而通常有的另一对与之相垂直的轴颈，由一根可拆装的销轴代替。万向节的主、从动轴不带万向节叉，而仅有一孔，用于装组合式十字轴的可拆装的销轴，即销轴将主、从动轴和与其相应的组合式十字轴联接了起来。为了得到等角速传动，设置了分度机构。偏心十字轴双联万向节取消了分度机构，可保证主、从动轴接近等速。

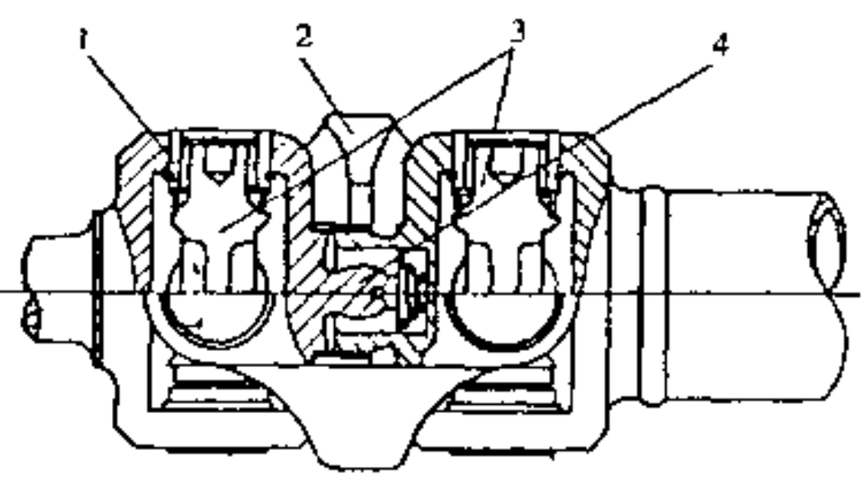


图 4-8-15 双联式万向节的传统结构形式

1-滚针轴承;2-中间架;3-十字轴;4-分度机构球头

双联式万向节的主要优点是工作夹角大（可达 50°，偏心十字轴双联式万向节则可达 60°）、轴承密封好、效率高、工作可靠、加工方便，其缺点是外形尺寸较大、零件数目多及非完全等速等。另外，由于滚针轴承的挤压应力有限，使传递的转矩受到一定限制。

汽车论坛 http://www.qclt.com

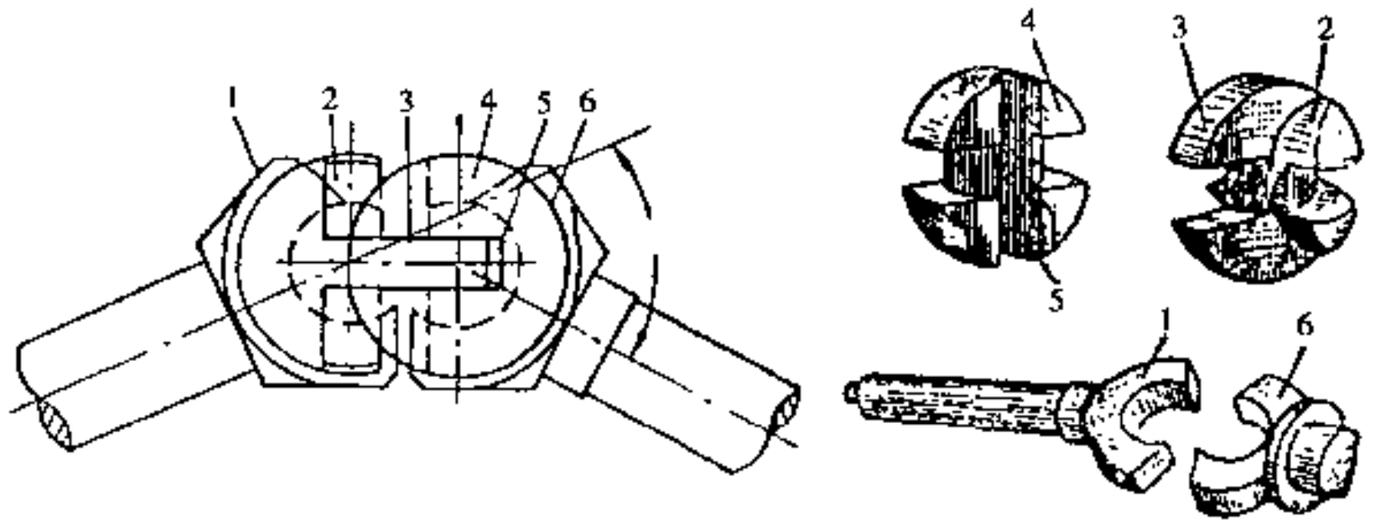


图 4-8-18 凸块式万向节的另一种结构型式

1、6-万向节叉；2、4-凸块；3-凸块 2 上的榫舌；5-凸块 4 上的榫舌

两个偏心轴叉、两个三销轴和六个滚针轴承及其密封件等组成。主、从动偏心轴叉分别与转向驱动桥的内、外半轴制成一体并由两个三销轴连接，各叉孔中心线与叉轴中心线垂直但不相交。三销轴的大端有一穿通的轴承座孔，其中心线与小端轴颈中心线重合，在靠近大端的两侧制有两个轴颈，其中心线与小端轴颈中心线垂直相交。装配时每一偏心轴叉的两叉孔与一个三销轴的大端两轴颈配合，而两个三销轴的小端轴颈互相插入对方的大端轴承孔内，这样即形成了三根销轴。如图 4-8-19 所示，在与主动偏心轴叉 1 相配的三销轴 4 的两个轴颈端面和轴承座之间装有止推垫片 10，其余各轴颈端面处均无止推垫片，使端面与轴承座间有较大间隙，以保证两个三销轴中的一个沿其大端两轴颈的方向有轴向自由度，避免在转向时发生运动干涉。如将该自由度在两个三销轴间平分，则完全等速，但这难以实现。

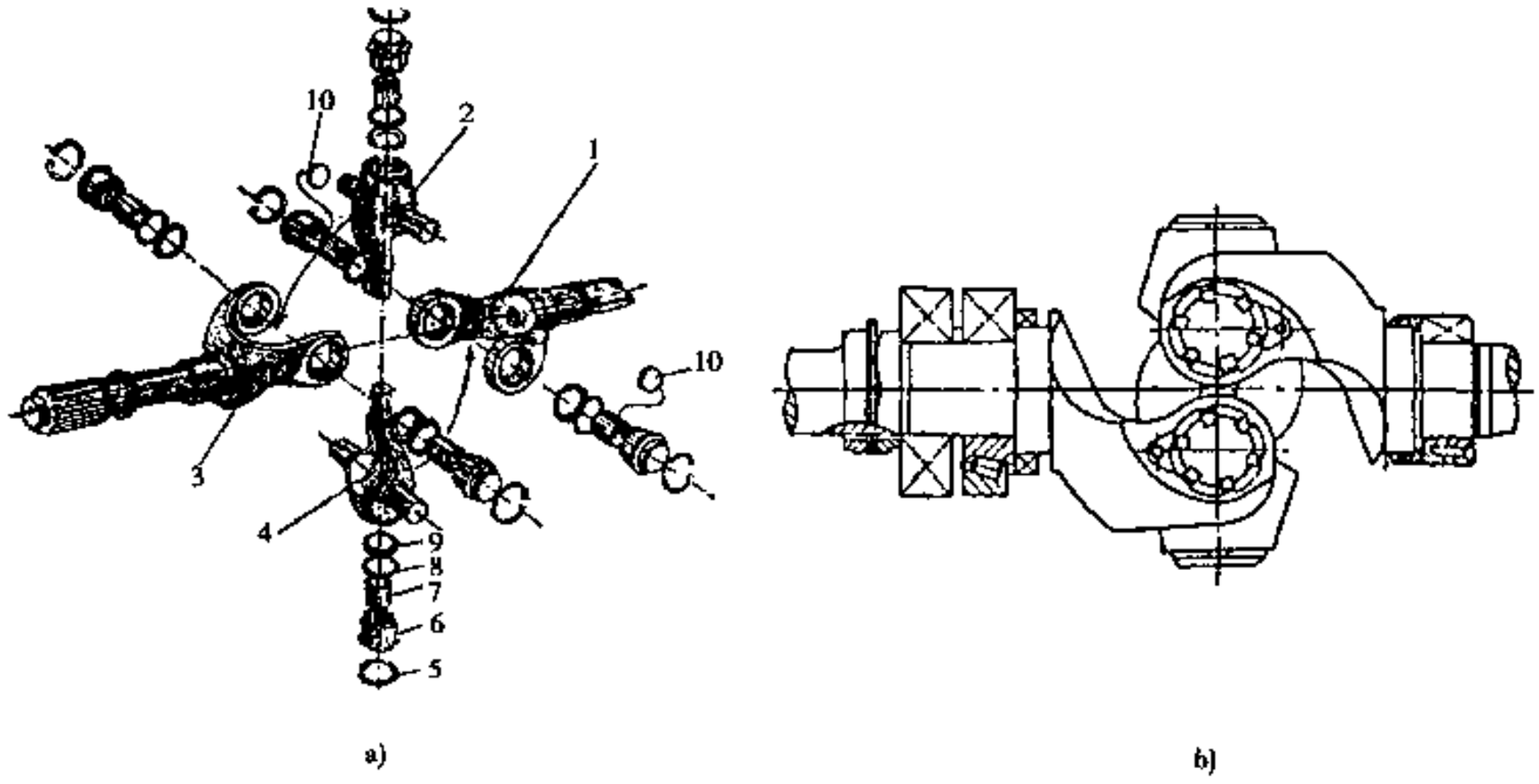


图 4-8-19 三销式万向节

a)拆装图；b)装配图

1-主动偏心轴叉；2、4-三销轴；3-从动偏心轴叉；5-卡环；6-轴承座；7-衬套；8-毡圈；9-毡圈罩；10-止推垫片

主要用于中、重型越野汽车的转向驱动桥，属开式万向节，即不需要外加球壳和密封；属不定心式万向节，即当万向节中心与转向节中心不一致时，可由万向节内的三销的轴向滑动来补偿。其工作夹角可达 45°，但外形尺寸较大、零件形状复杂、毛坯需精锻、万向节的两轴受有附加弯矩和轴向力等。

4.8.4 万向传动轴的主要结构参数与计算

1）轴管外径 D

根据所传最大转矩、最高转速和传动轴长度，按有关标准选定轴管外径及壁厚（或内径）并校核临界

汽车论坛 http://www.qclt.com

转速及扭转强度：

（1）传动轴临界转速 n_c

两端自由支承、壁厚均匀的等截面传动轴的临界转速 n_c 为：

$$n_c = 1.2 \cdot 10^8 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2} \quad (r/min) \tag{4-8-1}$$

式中：L——传动轴长，取两万向节之中心距，mm；

d、D——轴管内、外径，mm。

取安全系数 $K = n_c / n_{max} = 1.2 \sim 2.0$，其中 n_{max} 为最高车速时的传动轴最高转速，在有精确的动平衡、高精度的伸缩花键及极微小的万向节间隙时取 $K = 1.2$。

（2）轴管的扭转应力 τ

$$\tau = \frac{16DT_j}{\pi (D^4 - d^4)} \leqslant [\tau] \quad (N/mm^2) \tag{4-8-2}$$

式中：$[\tau]$——许用应力，取 $[\tau] = 125$ N/mm²

T_j——传动轴计算转矩，N·mm。

2）传动轴伸缩花键齿侧挤压应力 σ_j

$$\sigma_j = \frac{T_j}{\left(\frac{D_1 + D_2}{4}\right)\left(\frac{D_1 - D_2}{2}\right) ZL} \leqslant [\sigma_j] \quad (N/mm^2) \tag{4-8-3}$$

式中：Z——花键齿数；

L——键齿有效长度，mm；

$[\sigma_j]$——许用挤压应力，当花键齿面硬度大于 HRC35 时，伸缩花键取 $[\sigma_j] = 25 \sim 50 N/mm^2$，非滑动花键取 $[\sigma_j] = 50 \sim 100 N/mm^2$。

3）传动轴总成的动平衡

对于轿车及轻型客、货车在 3000～6000r/min 时不平衡度不应大于 1～2N·mm；对于中型及以上的货车，在 1000～4000r/min 时不应大于 10N·mm。十字轴端面磨损会使其轴向间隙及窜动量增大，从而影响动平衡，因此应严格控制该间隙或采用弹性盖板，有的在该处加装端面滚针轴承。

4）传动轴总成的径向全跳动

应不大于 0.5～0.8mm。

5）十字轴万向节的强度计算

万向节应根据使用转速、转矩、夹角、车型及使用寿命等要求，从专业厂系列产品中选购，并对十字轴及万向节叉进行强度核算。

十字轴轴颈根部（图 4-8-20a）的截面 A-A 处）的弯曲应力 σ_w 和剪切应力 τ 为：

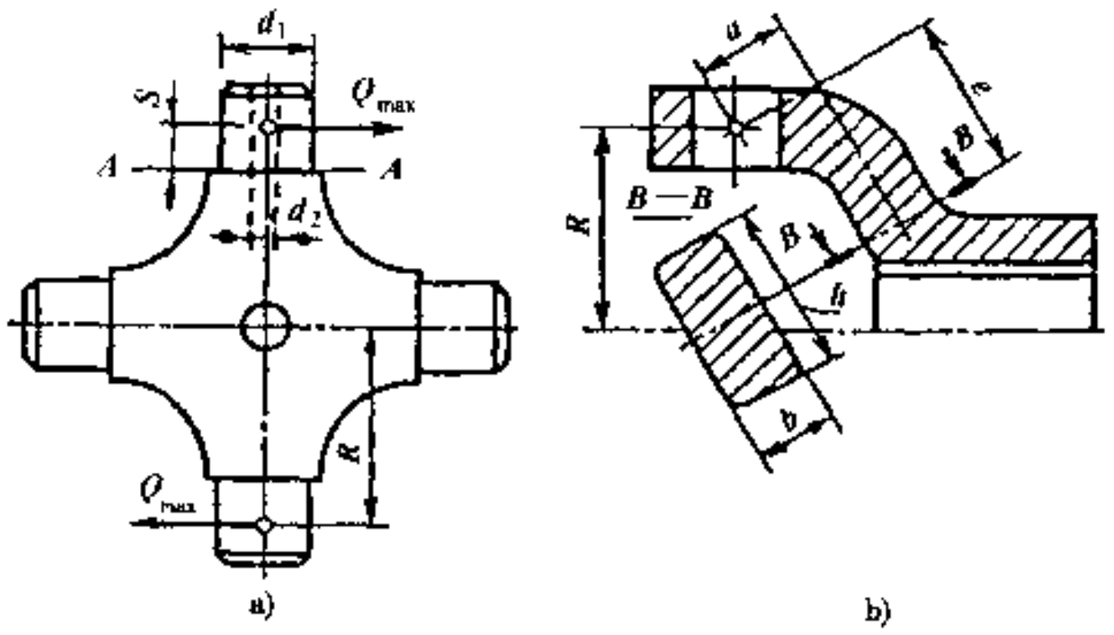
$$\left.\begin{aligned} \sigma_w &= \frac{32 d_1 Q_{max} S}{\pi (d_1^4 - d_2^4)} \\ \tau &= \frac{4 Q_{max}}{\pi (d_1^2 - d_2^2)} \end{aligned}\right\} \tag{4-8-4}$$

式中：d_1——十字轴轴颈直径，mm；

d_2——十字轴轴颈油道孔直径，mm；

S——力作用点到轴颈根部的距离，mm；

Q_{max}——十字轴轴颈所受的最大垂向力（图 4-8-20a））；



a) b)

图 4-8-20 十字轴万向节的计算用图

a）十字轴；b）万向节叉

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$Q_{max} = T_t / (2R\cos\alpha)$$

T_t——万向节主动叉轴上作用的转矩，N·mm；

α——万向节主、从动叉轴的夹角，(°)；

R——力作用点至十字轴中心间的距离（图 4-8-20a)），mm

十字轴的弯曲应力不应大于 250 ~ 350N/mm²；剪切应力不应大于 80 ~ 120N/mm²。十字轴由 20Cr 或 20CrMnTi 及 12CrNi3A 等低碳合金钢制造，经渗碳淬火，表面硬度为 HRC 58 ~ 65。

万向节叉在 Q_{max} 力作用下承受弯曲和扭转载荷，在截面 B-B 处（图 4-8-20b)）的弯曲应力 σ_w 和扭转应力 τ_t 分别为：

$$\left.\begin{aligned}\sigma_w &= \frac{Q_{max}e}{W}\\ \tau_t &= \frac{Q_{max}a}{W_t}\end{aligned}\right\} \tag{4-8-5}$$

式中：W、W_t——分别为抗弯截面系数和抗扭截面系数，对于矩形截面，$W = bh^2/6$、$W_t = khb^2$；对于椭圆形截面，$W = bh^2/10$、$W_t = \frac{\pi}{16}hb^2$；

h、b——分别为矩形截面的高及宽或椭圆形截面的长、短轴；

k——与 h/b 有关的系数，两者对应关系见表 4-8-2；

e、a——见图 4-8-20b)

表 4-8-2 h/b 与 k 值的对应关系

h/b	1.0	1.5	1.75	2.0	2.5	3.0	4.0	10
k	0.208	0.231	0.239	0.246	0.258	0.267	0.282	0.312

万向节叉由中碳钢 35、40、45 或中碳合金钢 40CrNiMoA 制造，其弯曲应力 σ_w 不应大于 50 ~ 80N/mm²，扭转应力 τ 不应大于 80 ~ 160N/mm²。

滚针轴承的许用载荷检验按下式进行。

$$Q_{max} \leqslant [Q] = 79\frac{Zdl}{\sqrt[3]{\frac{n_T}{i_{g_1}}\tan\alpha}} \quad (N) \tag{4-8-6}$$

式中：Z——滚针数

d、l——滚针的直径和工作长度，mm；

n_T——发动机最大转矩下的转速 r/min；

i_{g_1}——自发动机至万向节间的变速机构的低档传动比；

α——万向节工作夹角，(°)。

4.9 驱 动 桥

4.9.1 概述

驱动桥由主减速器、差速器、驱动车轮的传动装置（半轴、轮边减速器）及桥壳等组成。主减速器除用作减速及增大转矩外，还要改变转矩的传递方向，将转矩经差速器及驱动车轮的传动装置分配给左、右驱动车轮；差速器使左、右驱动车轮具有汽车行驶运动学所要求的差速功能；轮边减速器多用于重型汽车及越野汽车，作用是获得大的总减速比、减小主减速齿轮的负荷，采用外啮合齿轮的轮边减速，还可提高越野汽车的离地间隙或降低大客车的地板高度。

汽车论坛 http://www.qclt.com

桥壳除作为壳体及驱动车轮支承的横梁承受簧上质量外，还在车架或车箱与路面间承受并传递铅垂力、纵向力与横向力，以及承受制动力矩及反作用力矩。驱动桥的反作用力矩是因主减速器主、从动齿轮上的圆周力经主、从动齿轮轴承传给壳体而产生的桥壳翻转力矩。也可以认为：驱动桥的输入转矩在桥壳上产生一大小及方向均与输入转矩相同并使驱动桥有侧向翻转趋势的反作用力矩，它由左右驱动车轮载荷转移引起的力矩所平衡；驱动桥的输出转矩产生一大小与其相同而方向相反并使桥壳力图向后翻转的反作用力矩，它由左右纵置钢板弹簧所约束并使桥壳在两板簧间承受大小为输出转矩之半的扭转负荷。驱动桥总的反作用力矩为以上两种反作用力矩的向量和。当主减速器吊挂在车架横梁或车箱上时，其反作用力矩由车架或车箱承受；三轴越野汽车采用平衡悬架的中、后桥的反作用力矩则由反作用杆来承受。在保证强度、刚度、可靠性及寿命的条件下应力求减小驱动桥簧下质量，以减小地面冲击力、提高汽车平顺性。

驱动桥的轮廓尺寸要紧凑并与所要求的离地间隙相适应；主减速比应能满足在给定使用条件下具有良好的动力性、经济性。轿车多选为3.0～4.5。货车单级主减速器多为5～7。可有2～3种主减速比供选择，以适应汽车变型的需要。由于发动机功率的提高、汽车整备质量的减小和道路的改善等，主减速比有减小趋势。这是考虑既能满足高速行驶，又要在常用车速下降低发动机转速、提高其使用寿命，减小燃料消耗及振动与噪声等。采用双速主减速器既可得到大减速比，又可得到多档变速，并兼顾重型汽车满载和拖挂时的动力性，以及空载单车行驶时的经济性。齿轮等传动机件的传动效率要高，要工作平稳、无噪声。采用防滑差速器可提高汽车的抗滑能力，多桥驱动的汽车采用轴间差速器可防止产生寄生功率，但应加装差速锁，以防止失去驱动力。

驱动桥应结构简单，制造、维修方便。总成及零、部件的设计应能尽量满足零件标准化、部件通用化和产品系列化及汽车变型的要求。

4.9.2 驱动桥的结构型式

驱动桥总成分为非断开式与断开式两大类。

1）非断开式驱动桥

因与非独立悬架相匹配，故又称为非独立悬架驱动桥。它又分为：

（1）普通非断开式驱动桥

如图4-9-1所示，桥壳为一支承在左右驱动车轮上的刚性空心梁主减速器、差速器及半轴等传动机件均装在其中。整个驱动桥都属于簧下质量，桥壳经纵置钢板弹簧与车架或车箱相联。其结构简单、造价低廉、工作可靠，最广泛地用在各种汽车上。

（2）带有摆动半轴的非断开式驱动桥

又称为 de Dion 桥（图4-9-2）其特点是主减速器与差速器总成悬置于车架横梁或车箱底梁上，使驱动桥的簧下质量显著减小；摆动半轴各由一对力向节和带有滚柱或钢球的伸缩花键副组成，以适应车轮上、下跳动；而左右轮毂则由一管式横梁联成一体。虽仍为非独立悬架驱动桥，但其结构特点使汽车的行驶平顺性显著提高，车轮的接地性、汽车在坏路面上的行驶稳定性也得到改善。另外，由于主减速器及传动轴无垂直方向运动，故车箱地板用于传动轴通道的凸起部分可降低。但结构复杂、造价高，还有主减速器装在车体上引起的隔音、振动问题。故这种结构只用于赛车及部分高级轿车上。

2）断开式驱动桥

如图4-9-3、图4-9-4所示，断开式驱动桥没有连接左、右驱动车轮的刚性整体外壳或梁，桥壳是分段的，且彼此间可作相对运动。因此，它与独立悬架相匹配，故又称为独立悬架驱动桥。由于主减速器及差速器等是悬置在车架横梁或车箱底板上（图4-9-3、图4-9-4a），或与脊梁式车架相联（图4-9-9），使主减速器、差速器、传动轴及部分驱动车轮的传动装置同属簧上质量，簧下质量小，又与独立悬架相匹配，致使驱动车轮的接地性及对各种地形的适应性较好，汽车在不平路面上行驶时的振动和车箱倾斜小，行驶平顺性好，平均车速高。采用断开式驱动桥并选择适当的独立悬架导向装置与前悬架导向装置相匹配，可得到汽车不足转向特性，改善汽车的操纵稳定性。但断开式驱动桥以及与之匹配的独立悬架结构复杂、造价高，主要用于对平顺性要求高的一些轿车和越野汽车，断开式驱动桥又有不同的结构类型：

汽车论坛 http://www.qclt.com

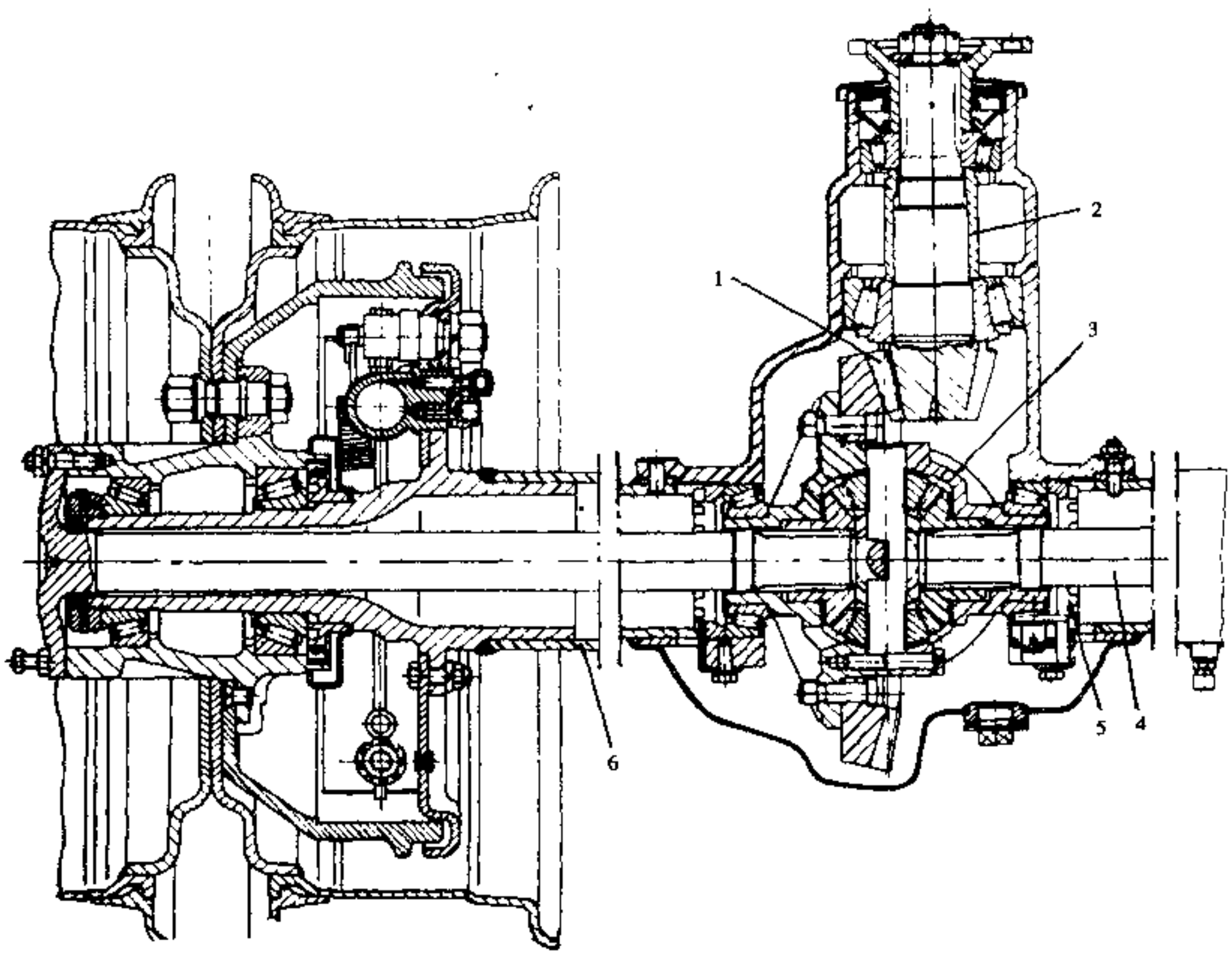


图 4-9-1 普通非断开式驱动桥

1-主减速器；2-套筒；3-差速器；4-半轴；5-调整螺母；6-桥壳

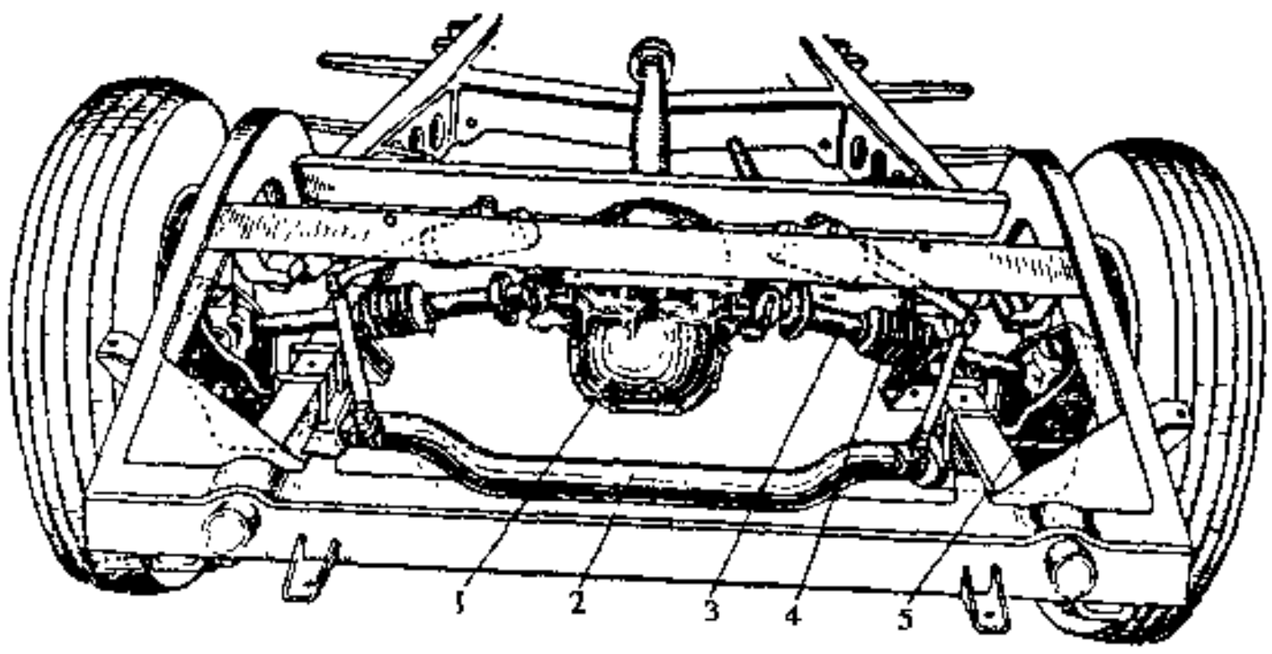


图 4-9-2 带有摆动半轴的非断开式驱动桥

1-主减速器与差速器总成；2-管式横梁；3-摆动式半轴；4-带有滚柱或钢球的伸缩花键副及其护套；5-轮毂

（1）单铰接断开式驱动桥

如图 4-9-3 所示，其左、右半桥壳共有一个摆动销轴。

（2）双铰接断开式驱动桥

如图 4-9-4 所示，其左、右半桥壳各有一个摆动销轴。相对于单铰接式，其优点是左右两半对称，零部件通用性好。

汽车论坛 http://www.qclt.com

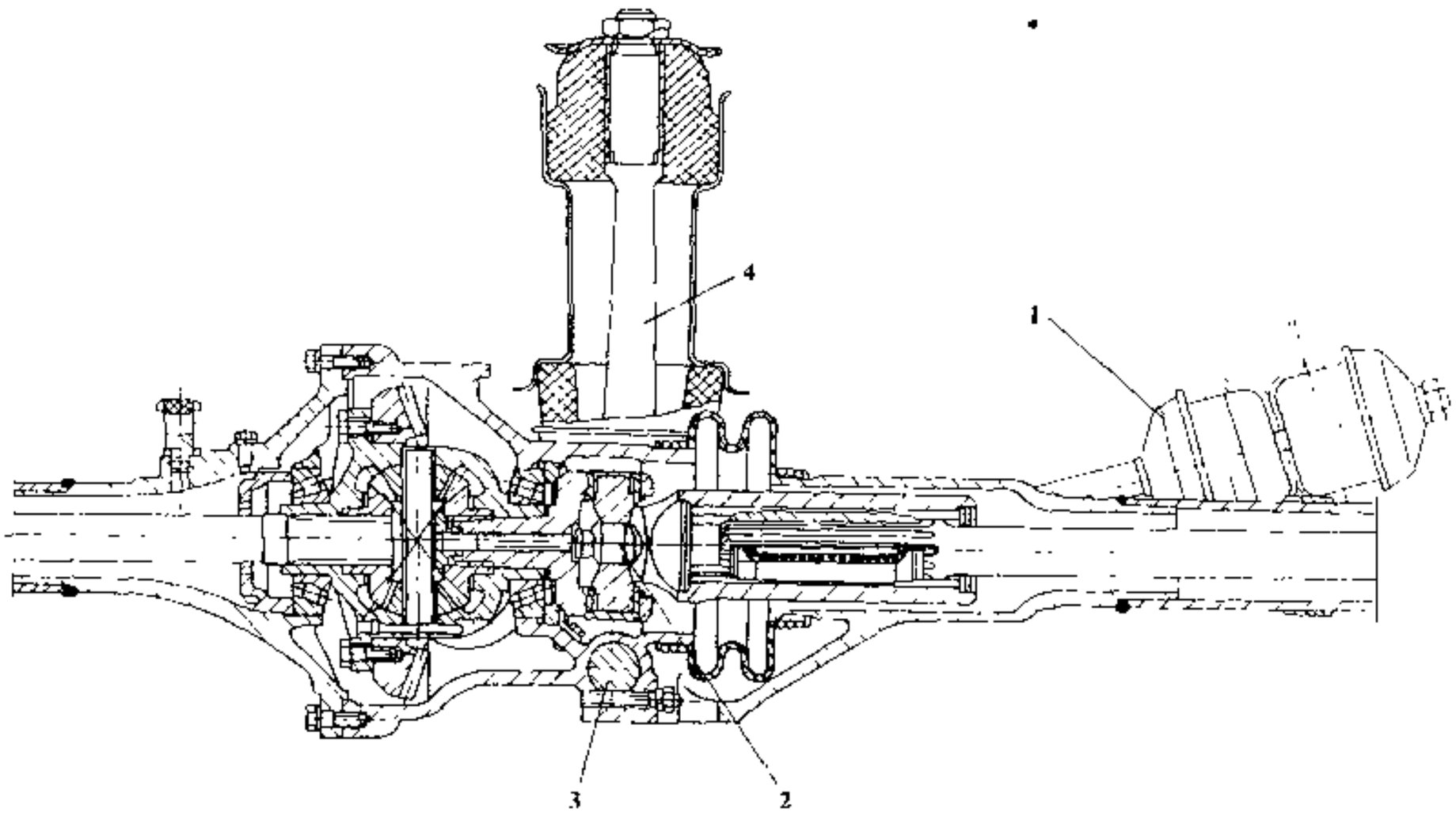


图 4-9-3 单铰接断开式驱动桥

1-吊架；2-万向节；3-摆动销轴；4-侧向吊架

4.9.3 多桥驱动的布置

多桥驱动汽车的动力经分动器传给各驱动桥的方式有非贯通式与贯通式两种（图 4-9-5）。前者为了把

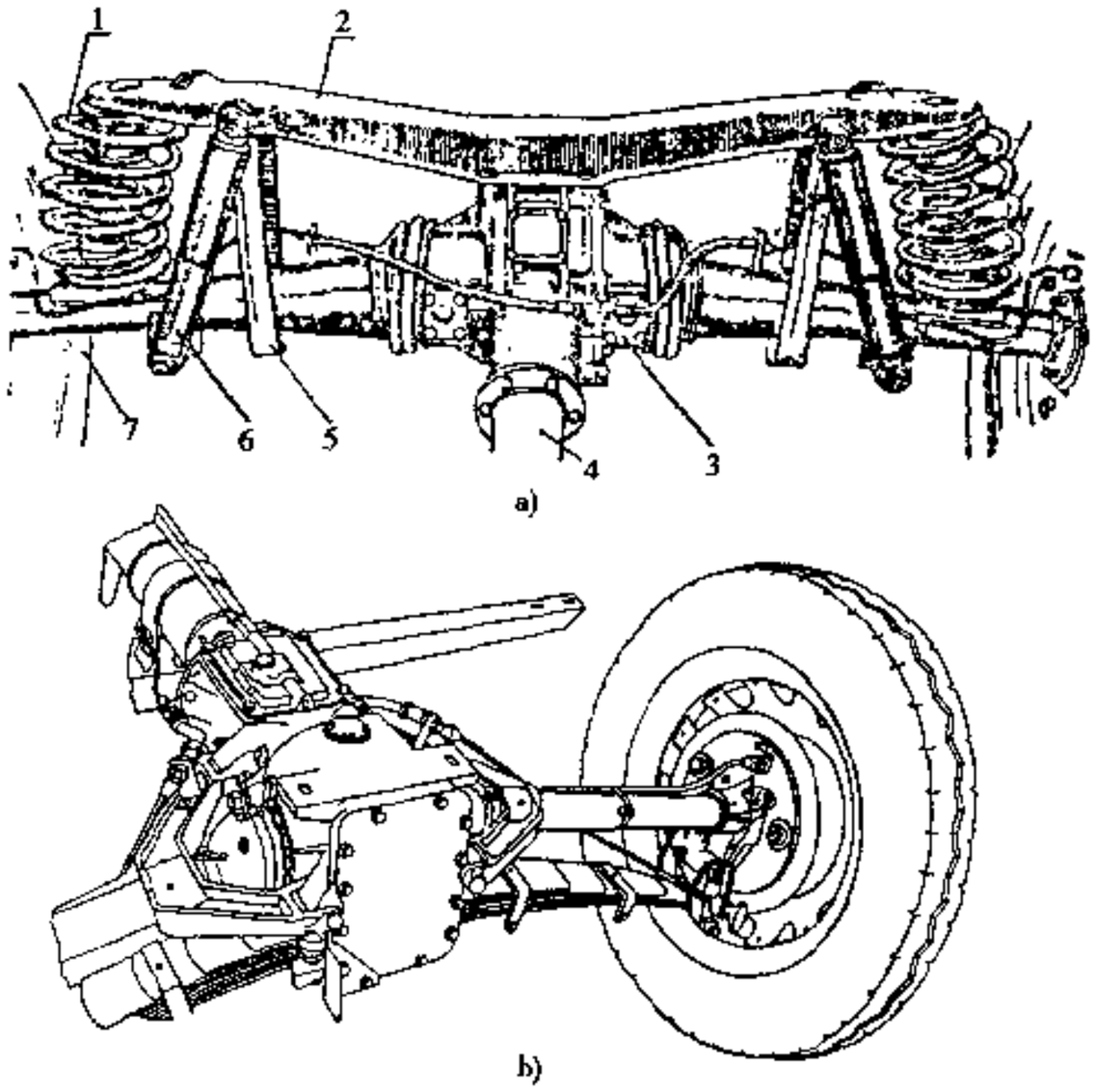


图 4-9-4 双铰接断开式驱动桥

a)采用螺旋弹簧独立悬架；b)采用横置钢板弹簧独立悬架

1-螺旋弹簧；2-横梁；3-主减速器与差速器总成；4-封闭式传动轴套管（脊梁式车架）；5-限位块；6-减振器；7-车轮

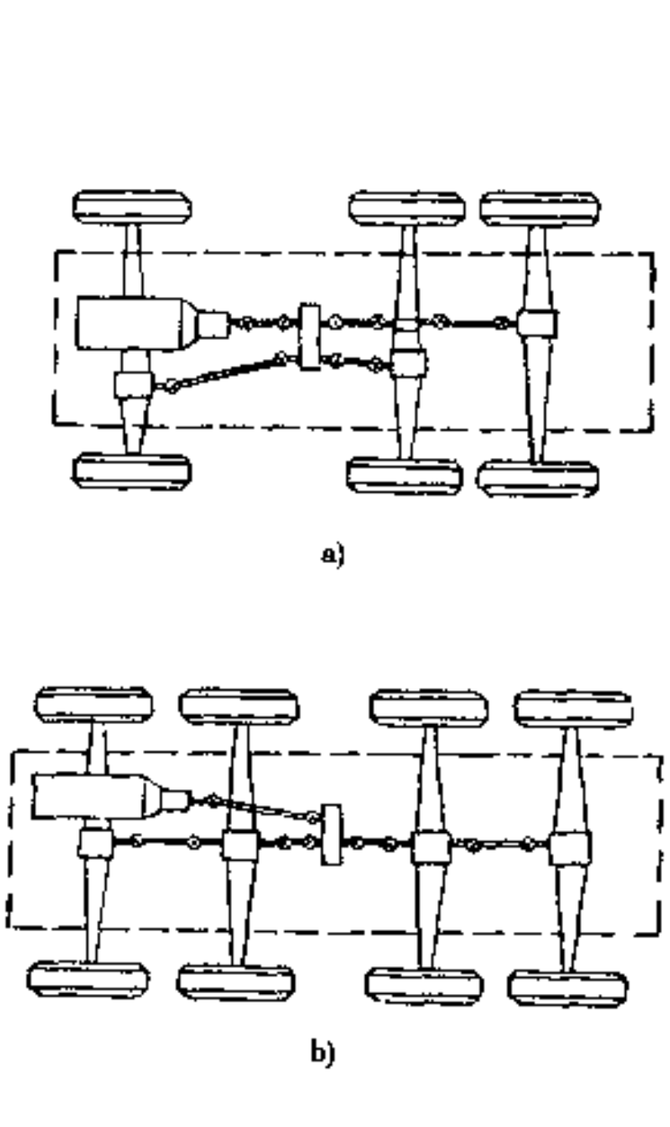


图 4-9-5 非贯通式驱动桥与贯通式驱动桥的布置

a)6×6 汽车非贯通式驱动桥的布置；

b)8×8 汽车贯通式驱动桥的布置

汽车论坛 http://www.qclt.com

动力传给各驱动桥，需分别由分动器经各桥专属的传动轴传递。这样不仅使传动轴的数量较多，且使各驱动桥的桥壳、半轴等零部件不能通用，而对8×8汽车就难于布置了。贯通式驱动桥的布置是将各桥的传动轴布置在同一纵向铅垂面内，并使动力由分动器分别经传动轴穿过中间的桥（例如第二、第三桥）而通向前、后两端的桥（第一、第四桥），形成串联布置。这样不仅可减少传动轴的数量，而且提高了桥壳、半轴等零部件的通用性，简化了结构，也方便了制造和维修。8×8四桥驱动的重型越野汽车也有采用侧边式和混合式布置的（图4-9-6）。

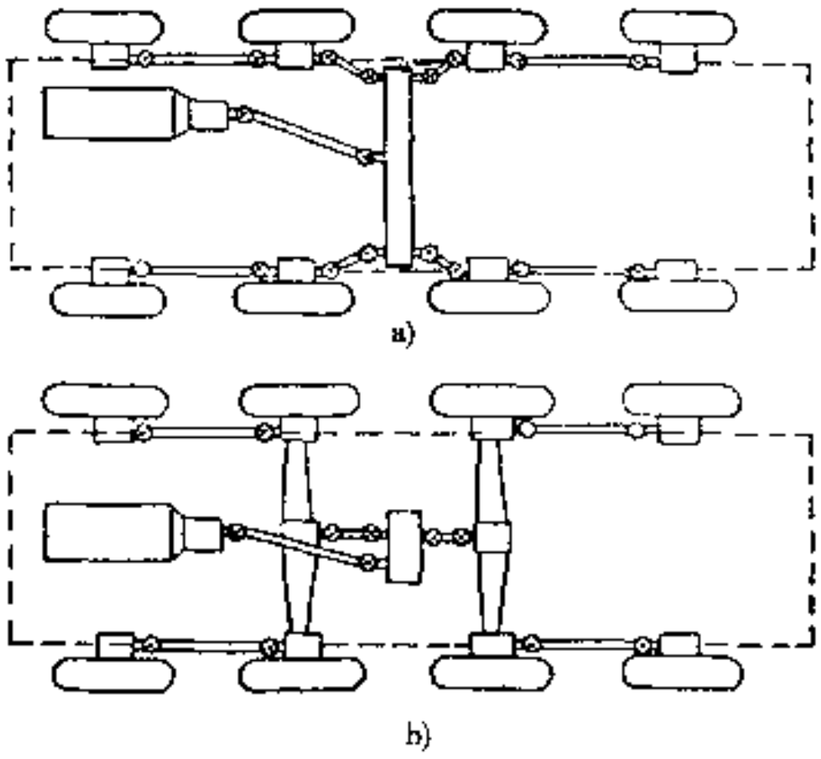


图4-9-6 8×8汽车驱动桥传动轴的侧边式和混合式布置

a)侧边式布置;b)混合式布置

4.9.4 主减速器的结构型式

1）主减速器齿轮类型

主减速器广泛采用格里森（Gleason）或奥利康（Oerlikon）制的螺旋锥齿轮和双曲面齿轮；前横置发动机前轮驱动汽车的主减速器采用斜齿圆柱齿轮（图4-9-8）；双级和双速主减速器的第二级常用斜齿圆柱齿轮或一组行星齿轮；轮边减速器采用一般斜齿圆柱齿轮或行星齿轮机构图（4-9-7），或用圆锥行星齿轮机构；大型客车、无轨电车和超重型汽车的主减速器也有采用蜗轮－蜗杆传动的。采用双曲面齿轮由于小齿轮的下偏置，可降低前置后驱动轿车传动轴的高度，从而降低轿车地板高度。在大齿轮直径相同的情况下，双曲面小齿轮比螺旋锥齿轮小齿轮有更大的直径和更好的支承刚度及强度，并且接触应力反而降低，故可加大负荷达175%、同时双曲面齿轮传动更为平稳、低噪声，更适合于大传动比传动，因此在各型汽车上都得到推广应用。双曲面齿轮传动不仅有沿齿廓且有沿齿长方向的滑动，有利于磨合，但必须用耐高压的双曲面齿轮油润滑。

2）主减速器齿轮的支承型式

主减速器小齿轮的支承型式有悬臂式和骑马式两种。悬臂式（图4-9-1）以其轮齿大端一侧的轴颈支承在相距比齿宽中点的悬臂长大两倍以上的一对轴承上；骑马式在轮齿小端前增装一个称为导向轴承的圆柱滚子轴承，且大端一侧的两轴承靠近（图4-9-7），故又称为两端支承式。骑马式支承刚度好，有利于提高齿轮的承载能力。当采用一对圆锥滚子轴承支承时，应使两轴承的圆锥滚子大端朝外，以使两轴承中心间的距离拉长并使悬臂缩短，增强支承刚度，同时也便于结构布置、轴承预紧度调整及轴承润滑。

主减速器大齿轮均为骑马式支承。当大齿轮的径向尺寸较大时，为了防止在大负荷下的变形，常采用能限制大齿轮因受轴向力而产生偏移的止推装置，对大齿轮的外缘背面加以支承。如图4-9-7及图4-9-12所示的止推装置分别由青铜止推销、青铜止推块和调整螺栓组成，也有滚轮式的结构。

3）圆锥滚子轴承的预紧

用于增强支承刚度，保证齿轮正确啮合运转平稳。预紧度要适当，预紧后以轴承摩擦力矩衡量，其最佳值由试验确定。可用精选两轴承内圈之间的套筒长度（图4-9-1）、调整垫片及垫圈厚度（图4-9-7）、轴承内圈与轴肩之间的调整垫片和垫圈厚度（图4-9-8）等方法来调整小齿轮轴承的预紧度；用波形套筒（图4-9-9）来调整轴承预紧度最方便。大齿轮轴承靠其外侧的调整螺母（图4-9-1、图4-9-7）或差速器壳与轴承间的调整垫片（图4-9-8）或主减速器壳与轴承盖间的调整垫片（图4-9-10）进行调整。

4）锥齿轮副的啮合调整

在轴承预紧度调整后进行，用以保证齿面接触区正确和齿侧间隙符合规定。齿面接触区应位于齿高中部并稍偏小端。可用轮齿大端轮体端面与轴承内圈间的调整垫片（图4-9-8）或主减速器壳前端面与轴承座间的调整垫片（图4-9-7、图4-9-10）调整小齿轮；用将一侧调整螺母旋进并将另侧调整螺母旋出相同角（图4-9-1、图4-9-7）或将一侧轴承处的调整垫片（图4-9-8）或轴承盖处的调整垫片（图4-9-10）移向另一侧的方法调整大齿轮，实现啮合调整。

汽车论坛 http://www.qclt.com

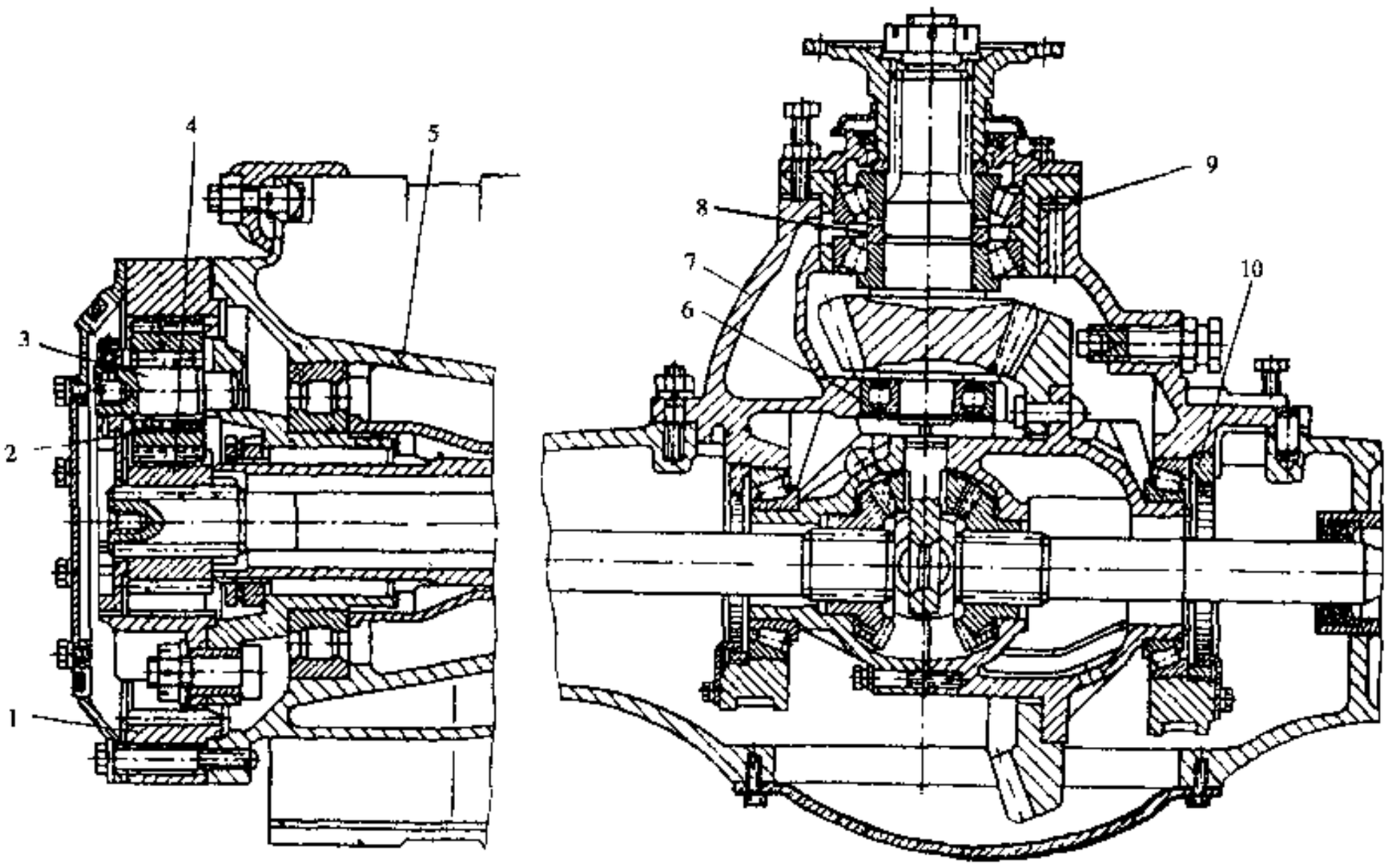


图 4 9 7　具有单级主减速器与行星齿轮轮边减速器的驱动桥

1-齿圈；2-行星齿轮；3-行星齿轮轴；4-太阳轮；5-轮毂；6-导向轴承；7 主减速器壳；8-调整垫片及垫圈；9 调整垫片；10 调整螺母

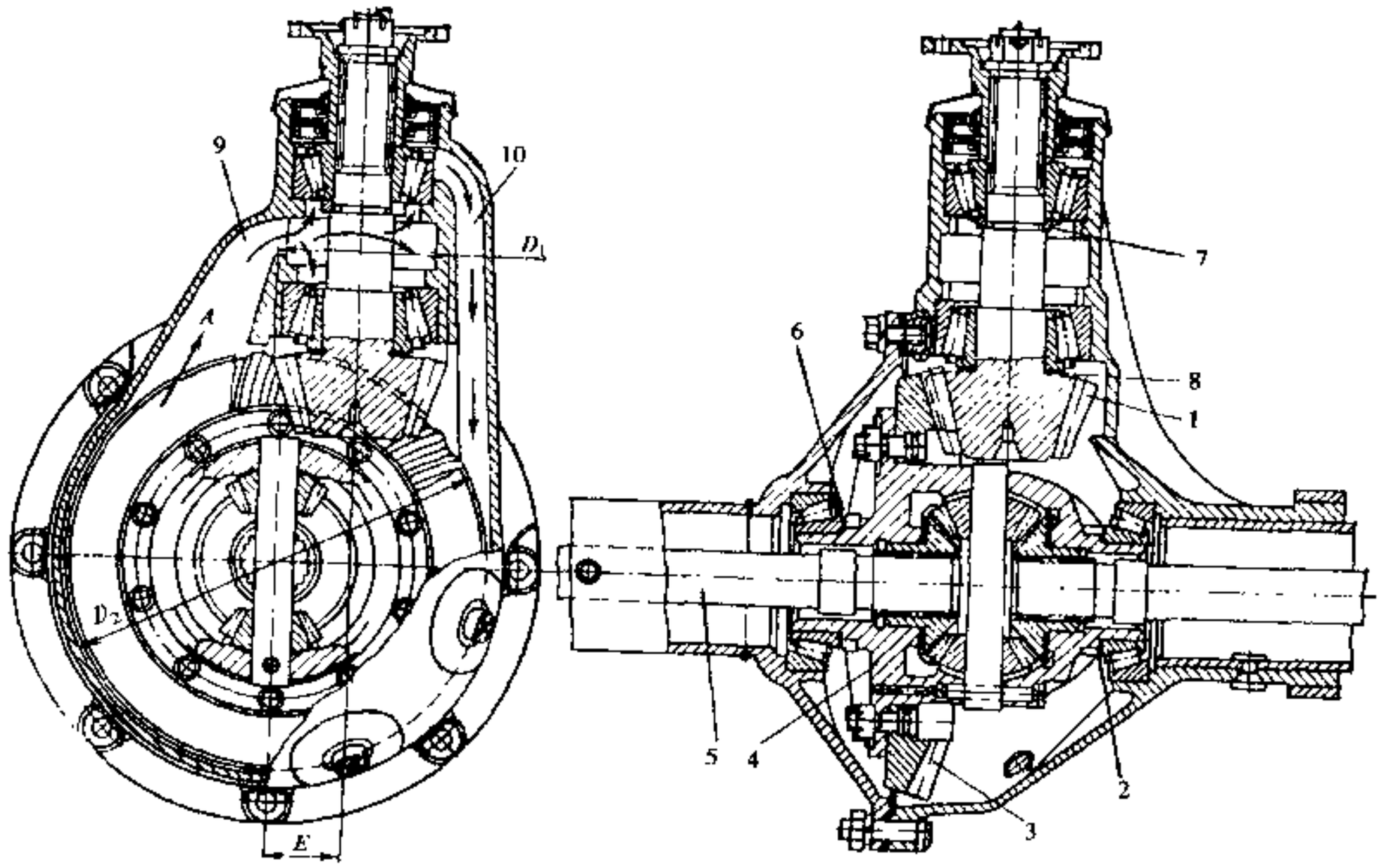


图 4-9-8　双曲面齿轮单级主减速器

1-小齿轮；2、6、8-调整垫片；3-大齿轮；4-差速器壳；5-半轴；7-调整垫片及垫圈；9-进油路；10-回油路；E-双曲面齿轮的偏移距

汽车论坛 http://www.qclt.com

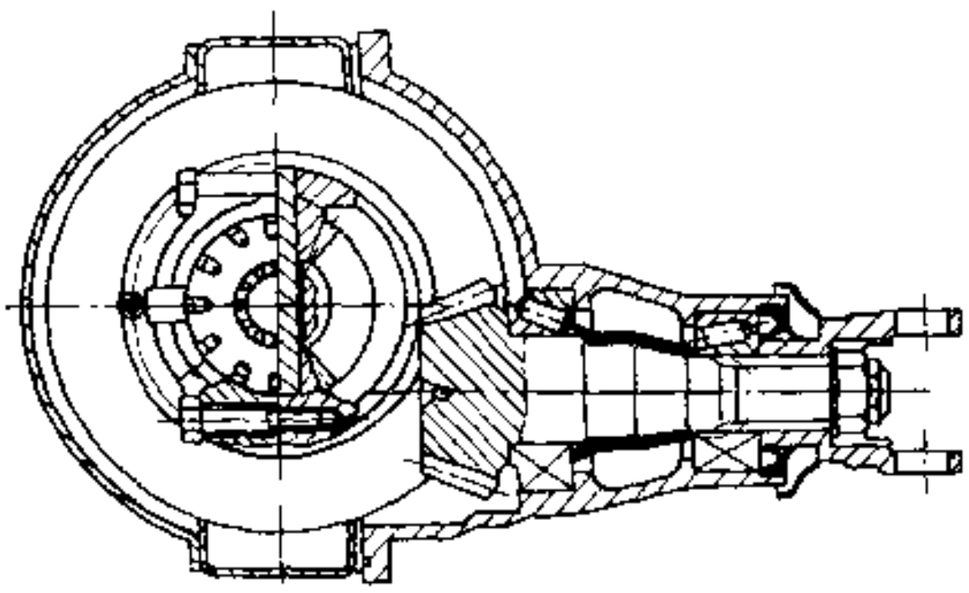


图 4-9-9 单级主减速器及波形套筒

5）主减速器的减速型式

有单级、双级、双速、轮边减速等，根据主减速比、离地间隙、驱动桥数目与布置，以及工厂已有的产品系列等确定。

（1）单级主减速器

由一对螺旋锥齿轮或双曲面齿轮组成；在前横置发动机前轮驱动的汽车上则由一对斜齿圆柱齿轮组成；对贯通式驱动桥也有采用蜗轮-蜗杆传动的。其结构简单、质量及体积小、造价低，广泛用于主减速比 $i_0 \leqslant 7.6$ 的各种中、小型汽车及带有轮边减速器的重型汽车。双曲面齿轮单级主减速器用于贯通桥时应使 $i_0 \leqslant 5$。

单级主减速器的结构型式与桥壳的结构型式密切相关。采用组合式桥壳的单级主减速器如图 4-9-11 所示，其主、从动锥齿轮轴承都直接支承在与桥壳铸成一体的主减速器壳上，结构简单、支承刚度大、质量小、造价低，为某些小型汽车所采用。其缺点是装配调整较困难。图 4-9-12 为这种结构的改进型。改进后的结构保持了原结构的优点并方便了拆装、调整。适用于中型载货汽车和越野汽车。采用对分桥壳的单级主减速器如图 4-9-8 所示，其桥壳也是主减速器壳，左、右两半壳由接合面处的一圈螺栓联成一体，齿轮的支承刚度大，但必须将桥壳分开才能维修调整，故这种结构已极少采用。采用整体式（琵琶式）桥壳的单级主减速器，如图 4-9-1、图 4-9-7 所示，主减速器壳与桥壳是分开的，主减速器及差速器的全部零件都装在主减速器壳上，并作为一个已安装、调整好的总成插入整体桥壳内。对于轿车和轻型以下的汽车，其主动锥齿轮可直接悬臂支承在主减速器壳内（图 4-9-1），以便简化结构、减小质量；对于中、重型汽车、越野汽车和大客车，则将主动锥齿轮及其支承作为一个单独的组合件（图 4-9-7），以方便拆装、调整。

根据减速齿轮型式的不同，单级贯通式主减速器又有双曲面齿轮式及蜗轮-蜗杆式两种结构型式。双曲面齿轮式单级贯通式主减速器（图 4-9-13）利用双曲面齿轮传动的偏移距将一根贯通轴穿过中桥通向后桥，结构受主动齿轮最少齿数和偏移距大小的限制，且主动齿轮的工艺性差。通常主动齿轮的最少齿数是 8，由此得主减速比的最大值只能在 5 左右，故多用于轻型汽车的贯通式驱动桥上。用于大型汽车时，则需增设轮边减速器或加大分动器传动比等。蜗轮-蜗杆传动为布置贯通桥带来极大方便，且在质量较小的情况下也可得到大传动比、工作平滑无声。有蜗杆上置式和下置式两种型式，下置式（图 4-9-14）可降低大客车的车箱地板高度。

（2）双级主减速器

如图 4-9-10 所示，由两级齿轮减速组成，结构复杂、质量及体积大、造价高，仅用于主减速比 i_0 较大（$7.6 < i_0 \leqslant 12$）且单级减速不能满足速比及离地间隙等要求的重型汽车上。现代中型车已很少采用，因为随着发动机功率的提高、车辆整备质量的减小以及路面状况的改善，中型及以下的汽车往高速发展，而需要采用较小主减速比的缘故。当主减速比 i_0 较大时，双级主减速器可使驱动桥的离地间隙加大，牵引性能提高，以适应汽车在坏路面和坡路上满载行驶的需要。为了兼顾在好路面上空载行驶的经济性，双级主减速器需与带有超速档的变速器匹配。这样也可降低发动机转速、提高其寿命并改善振动及噪声特性等。

双级主减速器有锥齿轮—圆柱齿轮（图 4-9-10 及图 4-9-15）、锥齿轮—行星齿轮（图 4-9-16）和用于贯通桥的圆柱齿轮—锥齿轮（图 4-9-17）等结构型式。与普通的锥齿轮—圆柱齿轮双级主减速器相比，锥齿轮—行星齿轮式的优点是几乎不需要改变任何零件，而仅仅增加操纵机构并使太阳轮能作轴向移动、换档，即可变型为双速主减速器（图 4-9-20）。缺点是对润滑油的扰动比单级减速和普通的双级减速要强烈，摩擦副也较后者多，因此应注意防止油温过高。

采用螺旋锥齿轮或双曲面齿轮为第一级、斜齿圆柱齿轮为第二级的结构布置应用最广，且第二级减速比 i_{02} 与第一级的 i_{01} 的比值约在 1.4～2.0 范围内，i_{01} 的选择范围为 1.73～2.27，第一级主动锥齿轮的齿数

汽车论坛 http://www.qclt.com

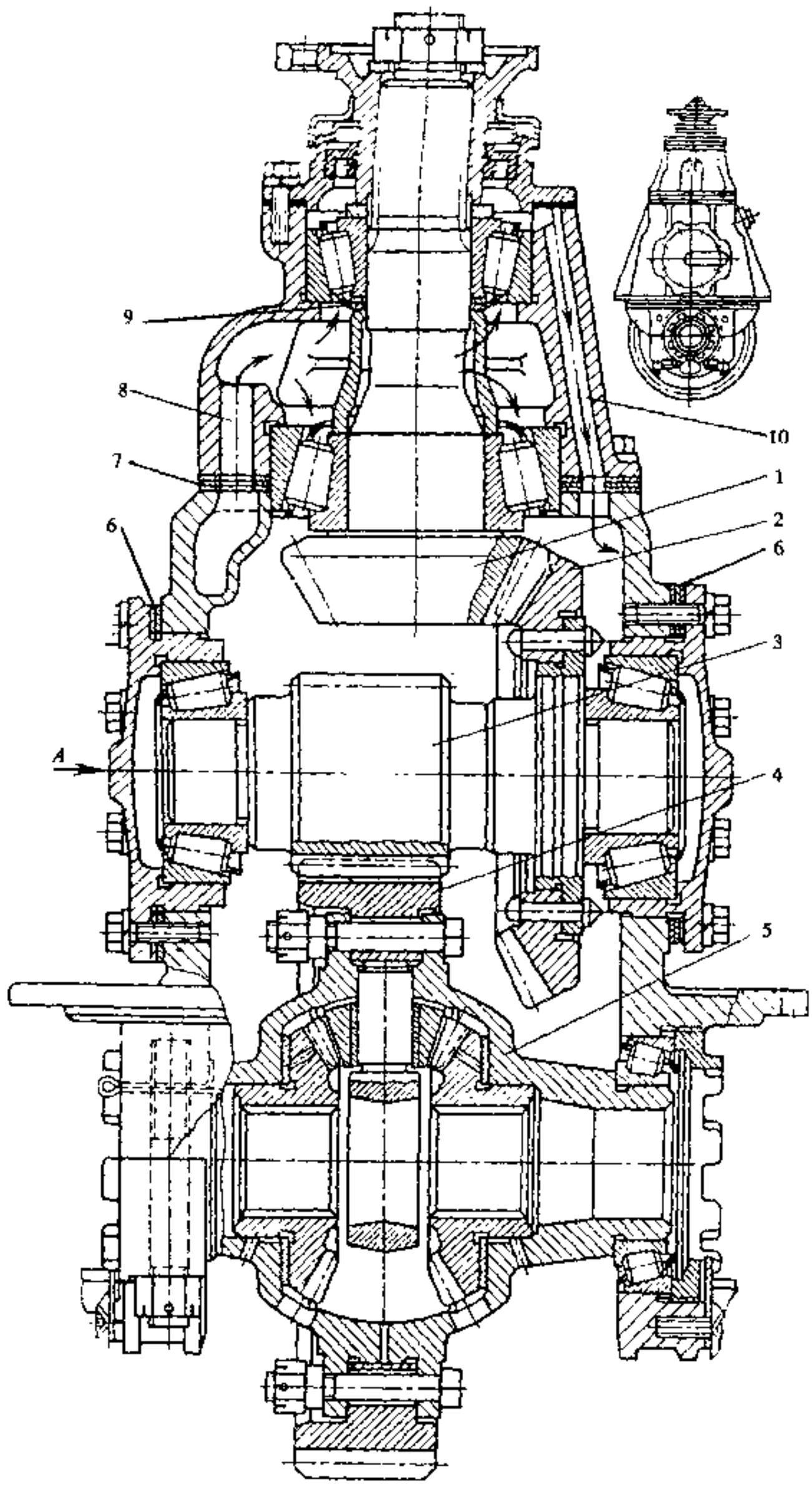


图 4-9-10 双级主减速器

1、2-第一级减速的螺旋锥齿轮副；3、4-第二级减速的圆柱齿轮副；5-差速器壳；6、7-调整垫片；8、10-油路；9-调整垫片

汽车论坛 http://www.qclt.com

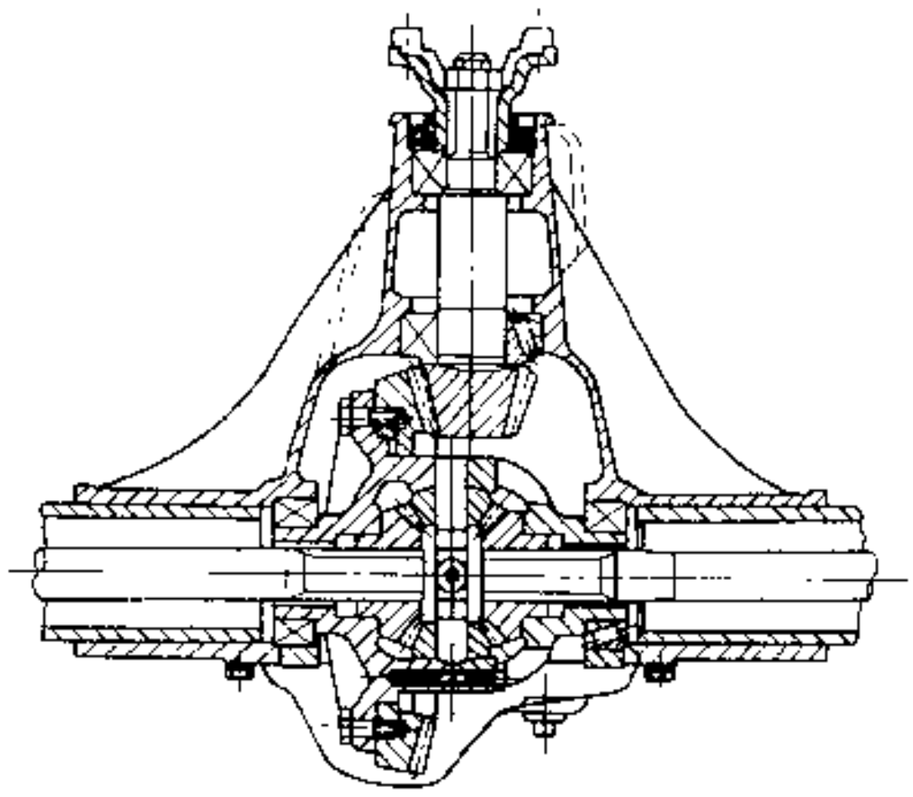


图 4-9-11 采用组合式桥壳的单级主减速器

Z_1 多在 9～15 范围内。这种锥齿轮—圆柱齿轮结构又有纵向、垂向和斜向布置 3 种方案，纵向布置（图 4-9-15a)）使总成前后尺寸大、上下尺寸小，适用于长轴距汽车缩短传动轴，并且主减速器与差速器总成可由整体桥壳前孔装入，拆装方便。垂向布置（图 4-9-15b)）使总成前后尺寸小而上下尺寸大，宜于短轴距汽车加长传动轴并减小传动轴夹角，也便于贯通桥的布置。这时主减速器及差速器总成需要由桥壳中间的上孔装入，得移开车箱，且上孔也使桥壳的垂向刚度减小。斜向布置是将第二级从动齿轮布置在其主动齿轮的后下方，斜角由总布置定。贯通桥多采用圆柱齿轮—锥齿轮布置方案，以增强贯通轴并方便布置。有时采用此方案仅为了方便贯通，使第一级圆柱齿轮副的传动比为 1（图 4-9-17)。也有采用锥齿轮—圆柱齿轮式的双级贯通式主减速器

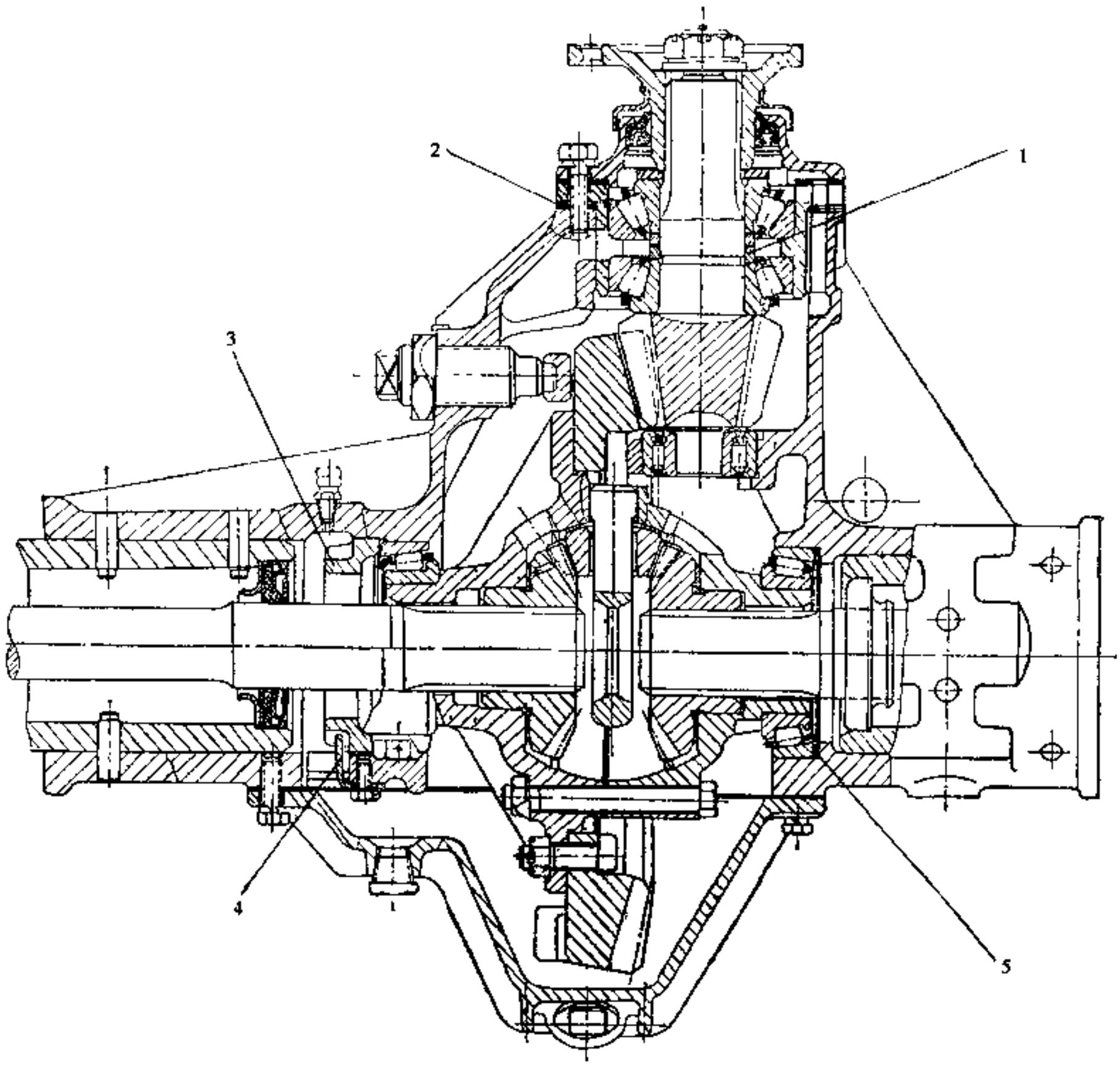


图 4-9-12 改进型组合式桥壳单级主减速器

1-调整垫片（调整主动锥齿轮轴承预紧度用）；2、5-调整垫片（调整齿面啮合区位置用）；3-调整环；4-止动片

汽车论坛 http://www.qclt.com

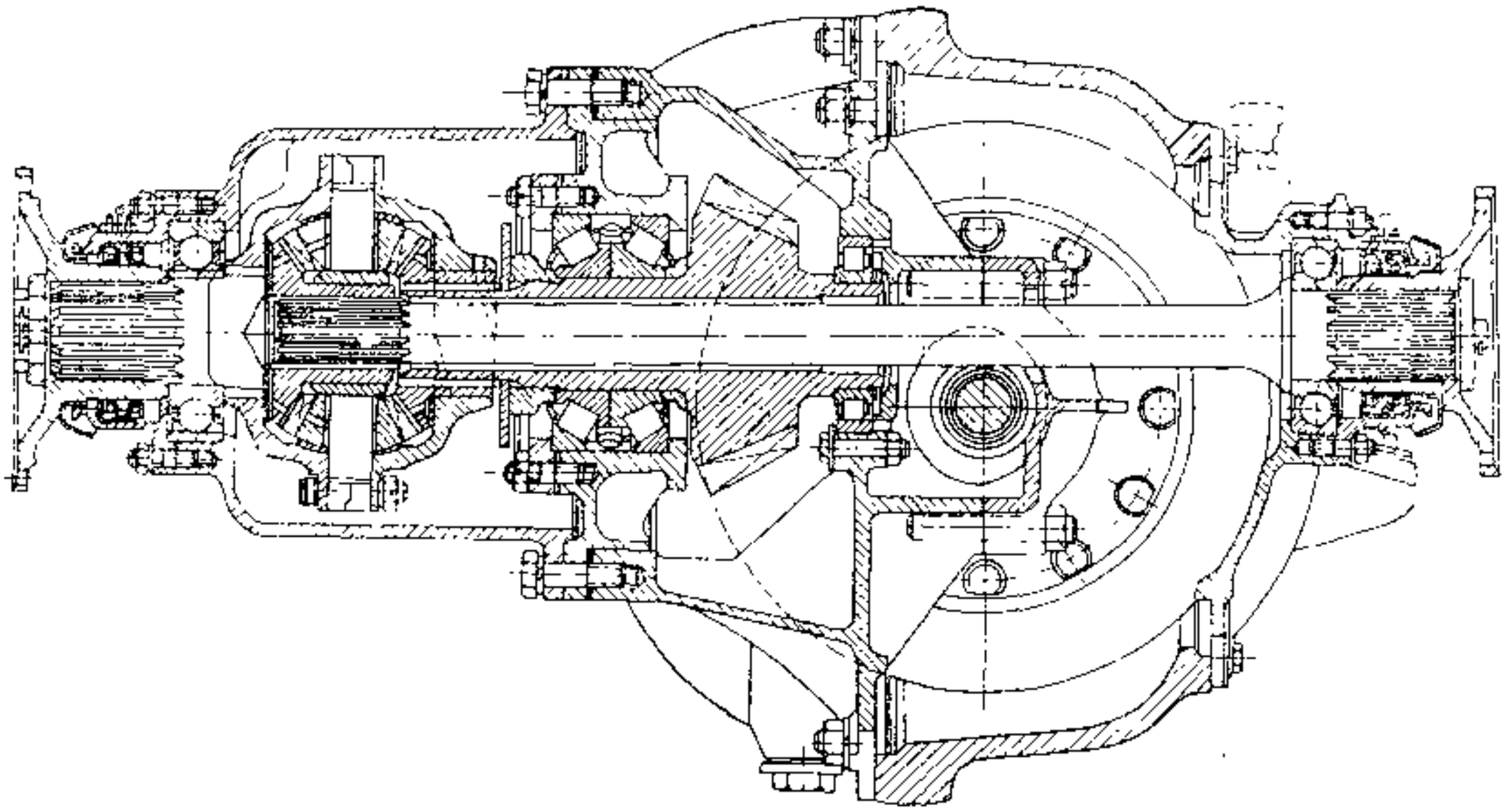


图 4-9-13 双曲面齿轮式中级贯通式主减速器

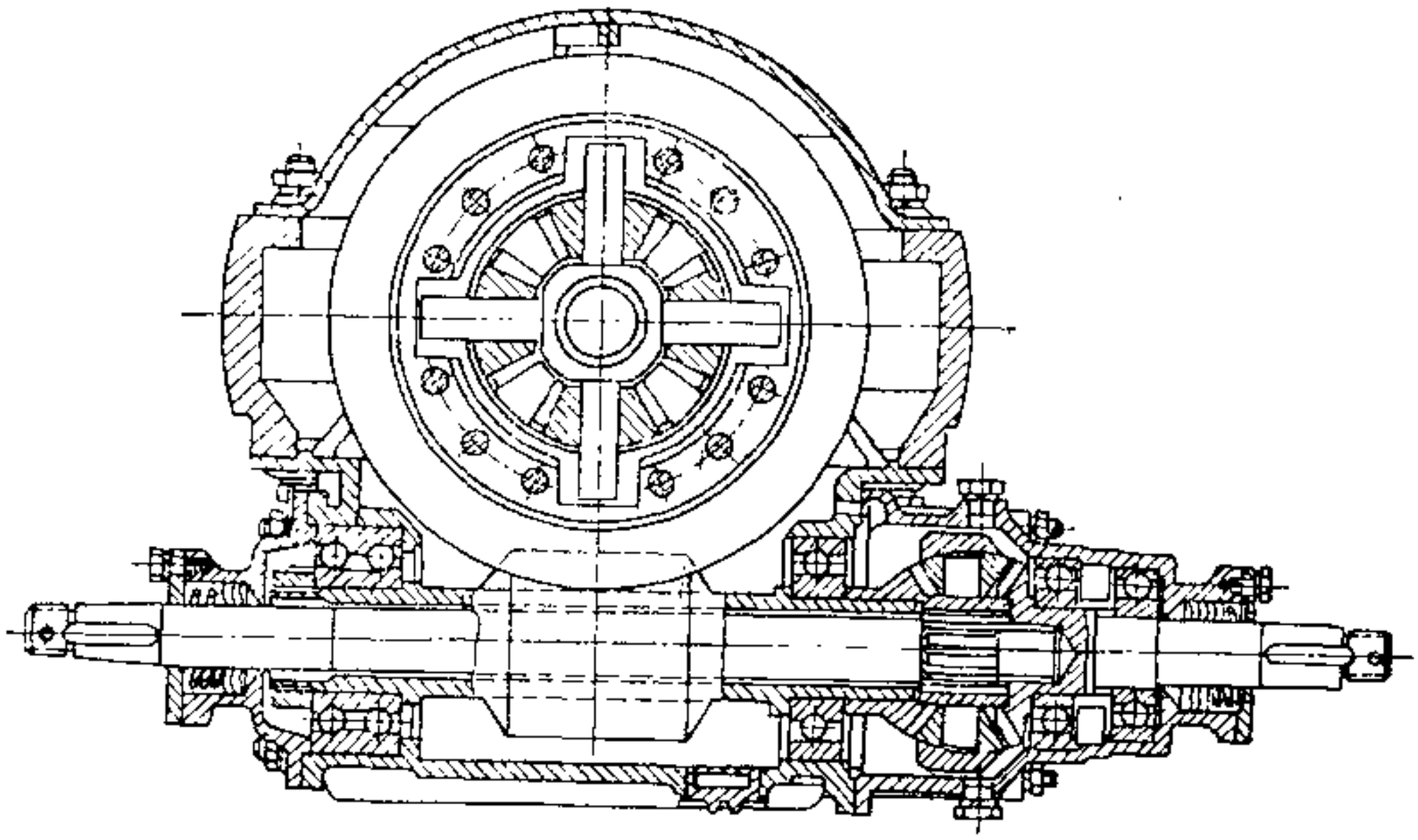


图 4-9-14 蜗杆下置式单级贯通式主减速器

的，如图 4-9-18 所示，其第一级减速为螺旋锥齿轮传动，而第二级为斜齿圆柱齿轮传动，用于贯通式中桥。其后桥结构如图 4-9-19 所示，中、后桥的动力传递之间有圆锥行星齿轮式轴间差速器相联系，并有气压操纵的差速锁，以提高汽车的抗滑能力。

(3) 双速主减速器

为了提高汽车对各种使用条件的适应性，有的重型汽车采用具有两种主减速比并可根据行驶条件来选择档位的双速主减速器。它与变速器各档配合，可以得到两倍于变速器的档位。但双速主减速器会加大驱动桥的质量，提高制造成本，并要增设较复杂的操纵系统，故有时被多档变速器所代替。

汽车论坛 http://www.qclt.com

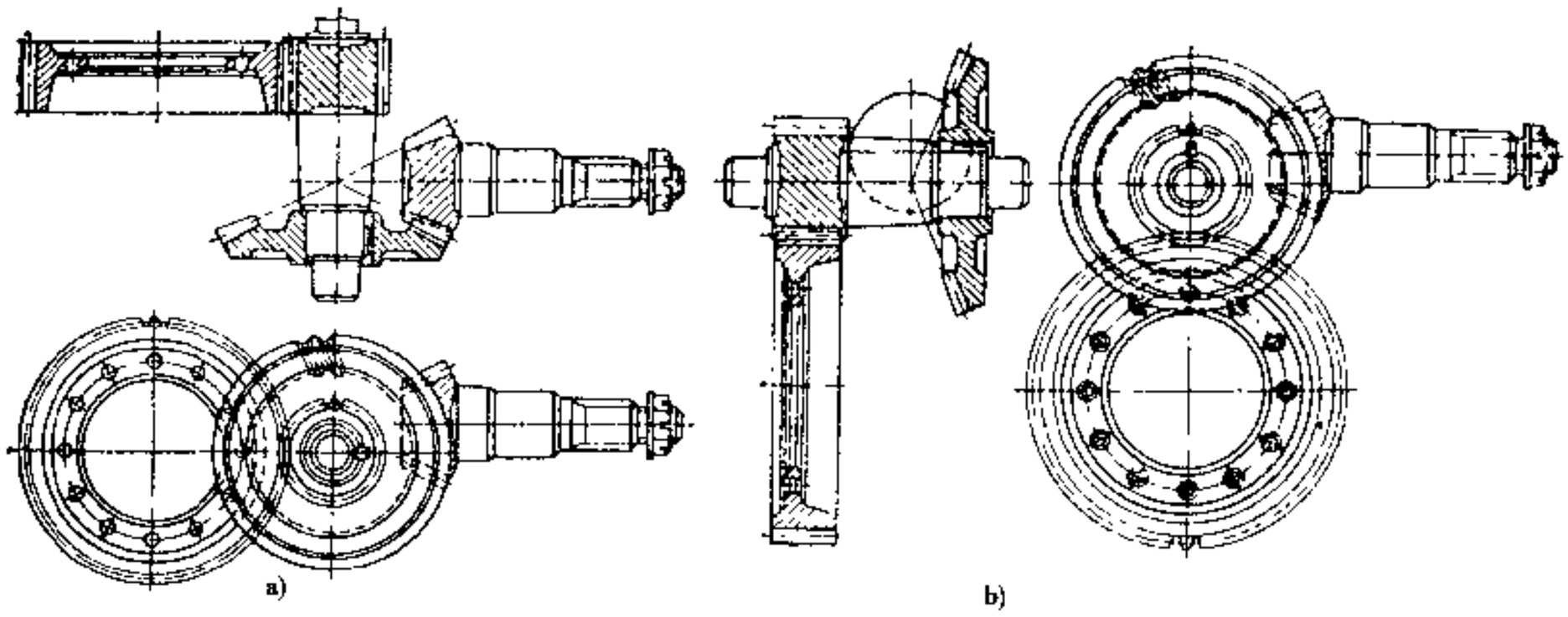


图 4-9-15 锥齿轮-圆柱齿轮式双级主减速器的布置

a)纵向-水平布置；b)垂向布置

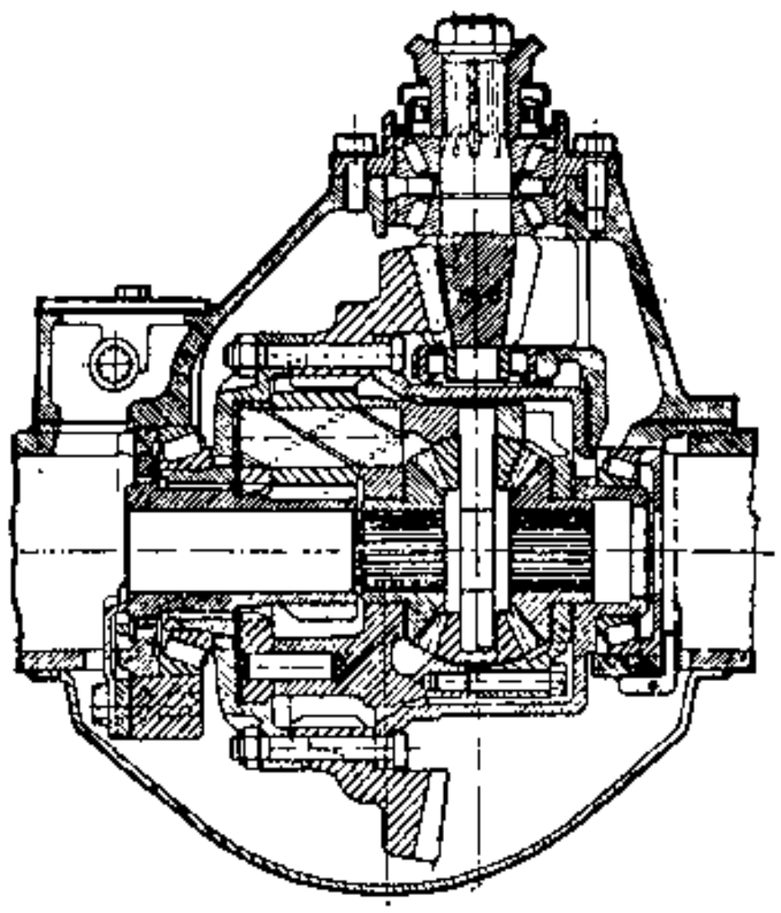


图 4-9-16 锥齿轮-行星齿轮式双级主减速器

双速主减速器由两级齿轮减速构成，第一级均为螺旋锥齿轮或双曲面齿轮且减速比 i_{01} 不变；第二级则多用行星齿轮系（图 4-9-20）并用电动或气动操纵机构换档，拉出太阳轮，使行星轮系锁成一体，仅第一级减速为高档；推入太阳轮并使之锁住不动，则行星轮系减速，构成低档。其结构紧凑且极易变型为双级主减速器。对这种结构应加强对行星轮系和差速器的润滑，为此有的加装了导油装置（图 4-9-20）。锥齿轮—圆柱齿轮式双速主减速器如图 4-9-21 所示，第二级减速由两对具有不同减速比的斜齿圆柱齿轮及一个接合器组成，其减速比 i_{02} 的变换是以操纵接合器选择不同的圆柱齿轮副来实现，也极易变型为双级主减速器。由于无换档同步器，故这两种结构都需停车换档。若变速器各档传动比的公比为 q，则双速主减速器的低档与高档的主减速比的比值 $i_{0l}/\ i_{0h}$ 推荐取 $\sqrt{q}$，目的是使两组传动系的总传动比构成一个统一的几何级数，且公比为 $\sqrt{q}$。

（4）轮边减速器

用于要求有大的传动系总传动比的重型汽车。为了使其在最终传动前的各总成不致因承受过大转矩而加大尺寸和质量，应将传动系总传动比尽量移向驱动桥的最终传动。当驱动桥的总减速比大于 12 时，则应设置轮边减速器作为最终传动。采用单（或双）级主减速器并附轮边减速器的结构，可使半轴及其前的传动机件尺寸减小、驱动桥离地间隙加大，并可使驱动桥的总减速比达 16～26 范围。但使结构复杂、造价高，且每一驱动桥需左、右各一套轮边减速器。最常用的是单排圆柱行星齿轮机构，图 4-9-22 为其结构方案简图。相应于该图中的 a)、b)、c）三种结构方案的结构图如图 4-9-7、图 4-9-23 及图 4-9-24 所示，这三种结构方案的减速比分别为 $i_{LB} = -Z_2/Z_1$、$i_{LB} = 1 + (Z_2/Z_1)$、$i_{LB} = 1 + (Z_1/Z_2)$，式中 Z_1、Z_2 分别为太阳轮和齿圈的齿数。设计时应满足行星齿轮安装条件，即 $Z_2 - Z_1 = 2Z$，式中 Z 为行星齿轮齿数。它也是齿数选择的第一个条件，齿数选择的第二个条件为 $(Z_1 + Z_2)/N$ = 整数，式中 N 为行星齿轮数目。图 4-9-25 为圆锥行星齿轮式轮边减速器，其结构紧凑，可用精锻齿轮，造价较低，且有减速比 i_{LB} 分别为 2.0（图示位置）和 1.0 两个档位，减速比较小。图 4-9-26 为越野汽车用的普通圆柱齿轮式轮边减速器，其主动齿轮置于从动齿轮之上，大大地提高了驱动桥的离地间隙。图 4-9-27 为大型客车用的普通圆柱齿轮式轮边减速器，其主动齿轮置于从动齿轮之下，降低了车箱地板高度。

汽车论坛 http://www.qclt.com

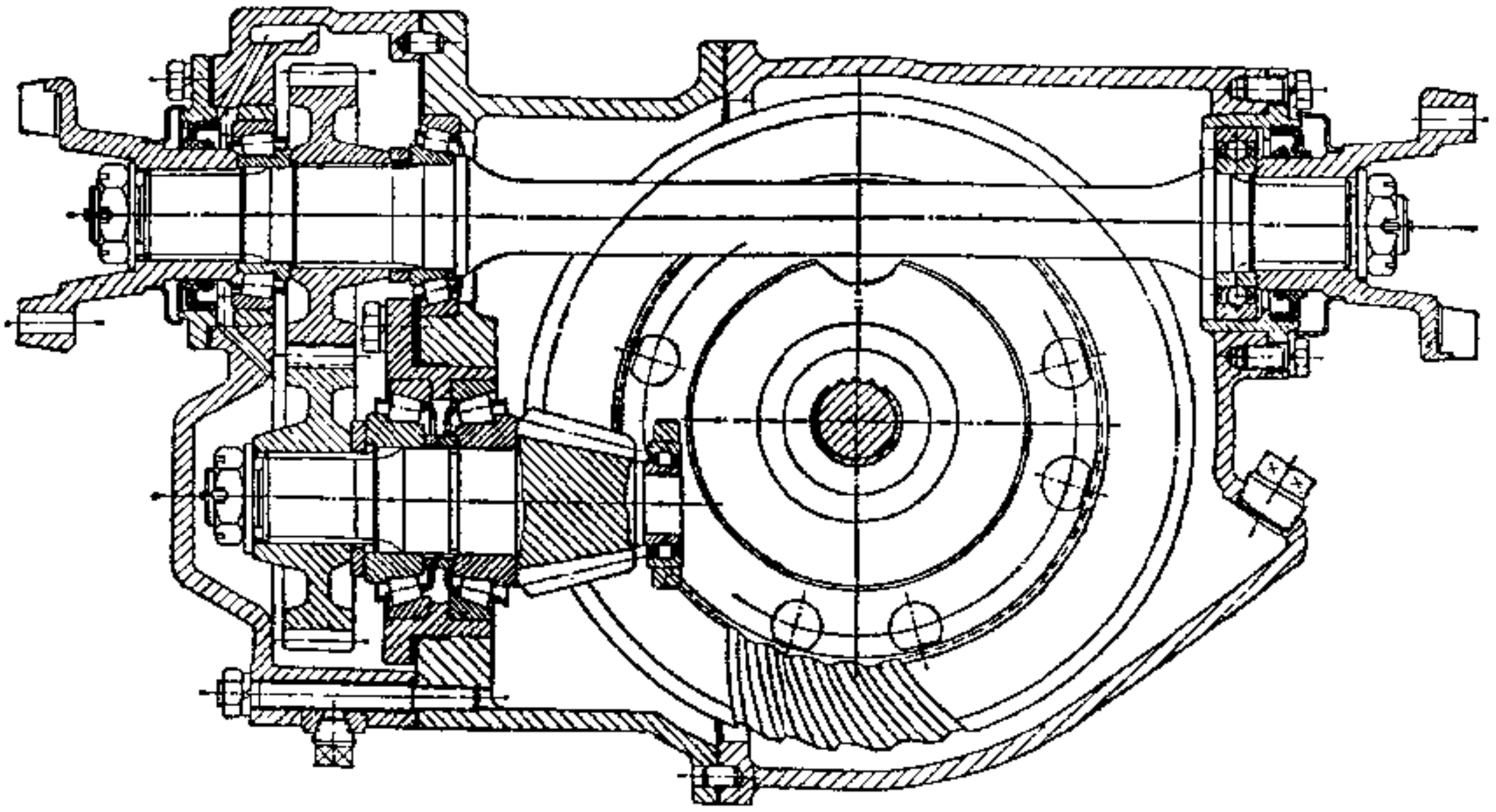


图 4-9-17 圆柱齿轮-锥齿轮式双级贯通式主减速器

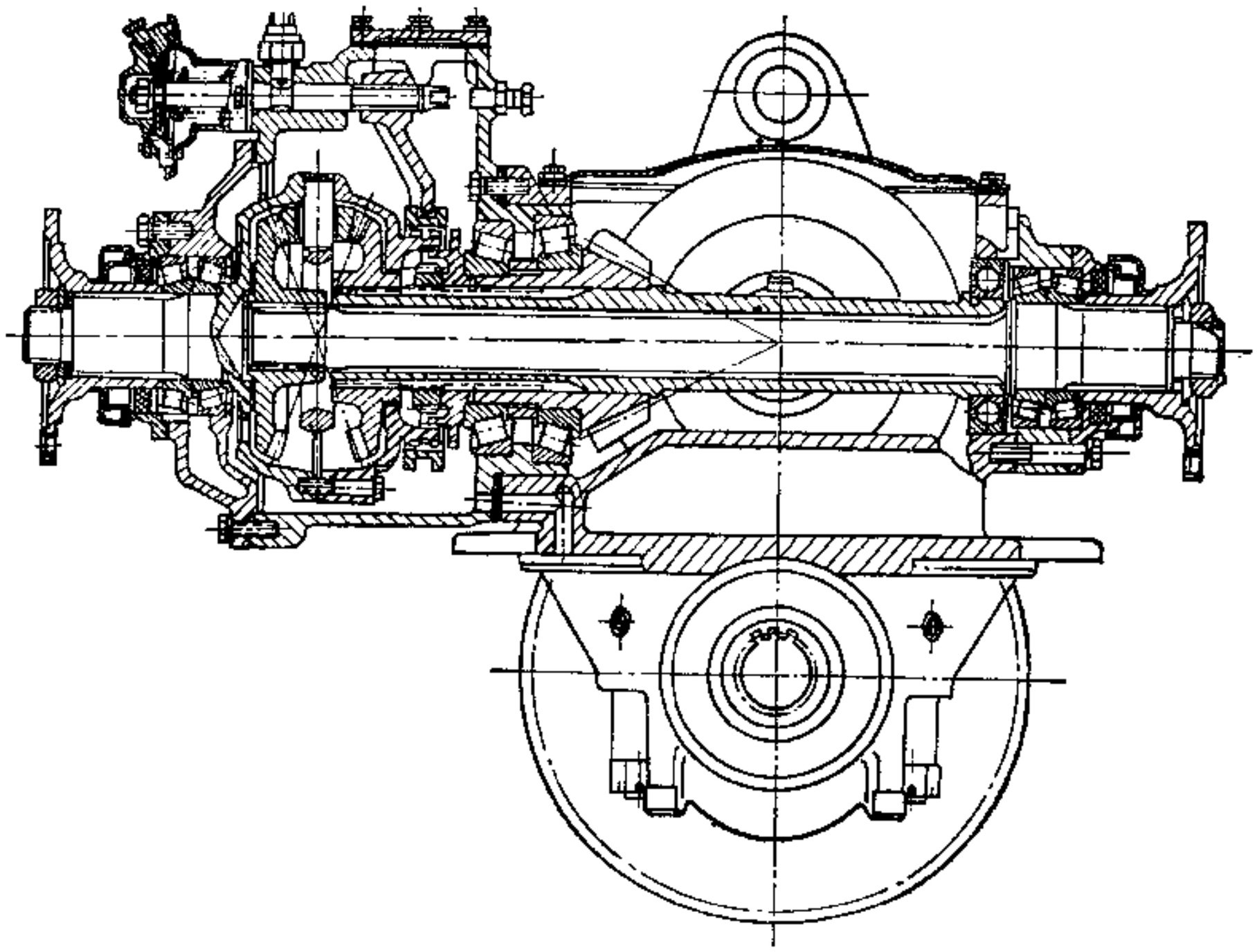


图 4-9-18 贯通式中桥用的锥齿轮-圆柱齿轮式双级贯通式主减速器

汽车论坛 http://www.qclt.com

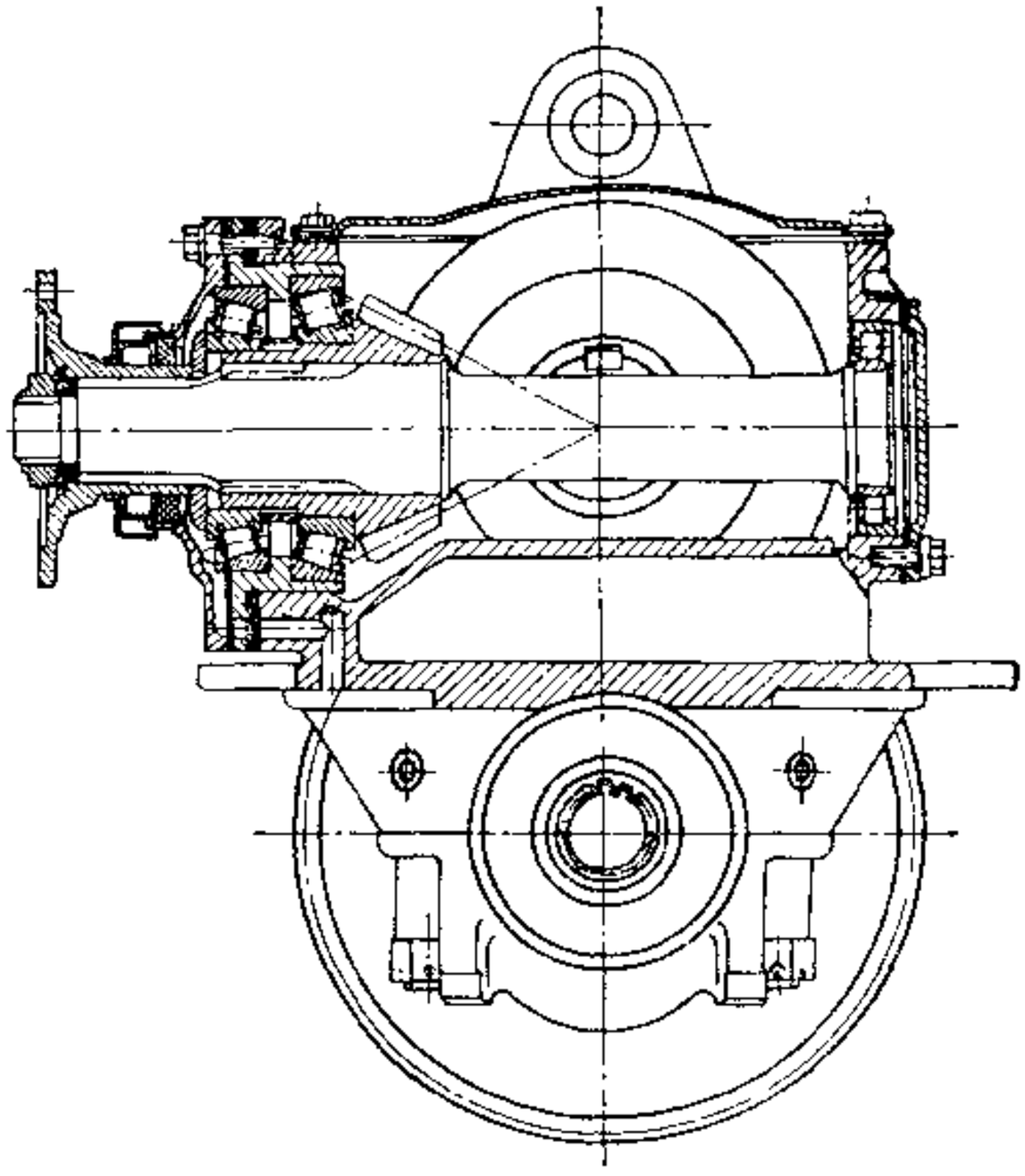


图 4-9-19 与贯通式中桥相配的后桥锥齿轮—圆柱齿轮式双级主减速器

主减速器等靠飞溅润滑，以桥壳上的加油孔位置定油面高度，在桥壳最下部设放油孔、塞。主减速器小齿轮前轴承远离油面，需在主减速器壳内壁上设集油槽，并经过进油路将收集的润滑油引向这些轴承的滚子小端（图 4-9-10），因为在离心力作用下润滑油只能从圆锥滚子的小端流向大端。还设有回油路，使润滑油路畅通。桥壳上应设单向通气阀，以防壳内空气热胀而漏油及润滑油氧化。

4.9.5 主减速器的基本参数选择与设计计算

主减速比 i_0、驱动桥离地间隙和计算载荷是主减速器设计的原始数据，应在汽车总体设计时就确定。

1）主减速比 i_0 的确定

对具有大功率储备的轿车、长途大型客车尤其是赛车来说，在给定发动机最大功率 P_{emax} 及其转速 n_p 时，所选择的 i_0 应能保证汽车有尽可能的最高车速 v_{amax}。这时 i_0 值由下式确定：

$$i_0 = 0.377 \cdot \frac{r_r n_p}{v_{amax} \cdot i_{gh}} \tag{4-9-1}$$

式中：r_r——车轮的滚动半径，m；

i_{gh}——变速器最高档传动比。

对于其他汽车，为了得到足够的功率储备而使最高车速稍有下降，i_0 一般选得比上式求得的大 10% ~ 25%，即按下式选择，

$$i_0 = (0.377 \sim 0.472) \frac{r_r n_p}{v_{amax} \cdot i_{gh} \cdot i_{Fh} \cdot i_{LB}} \tag{4-9-2}$$

式中：i_{Fh}——分动器或副变速器的高档传动比；

i_{LB}——轮边减速器的传动比。

汽车论坛 http://www.qclt.com

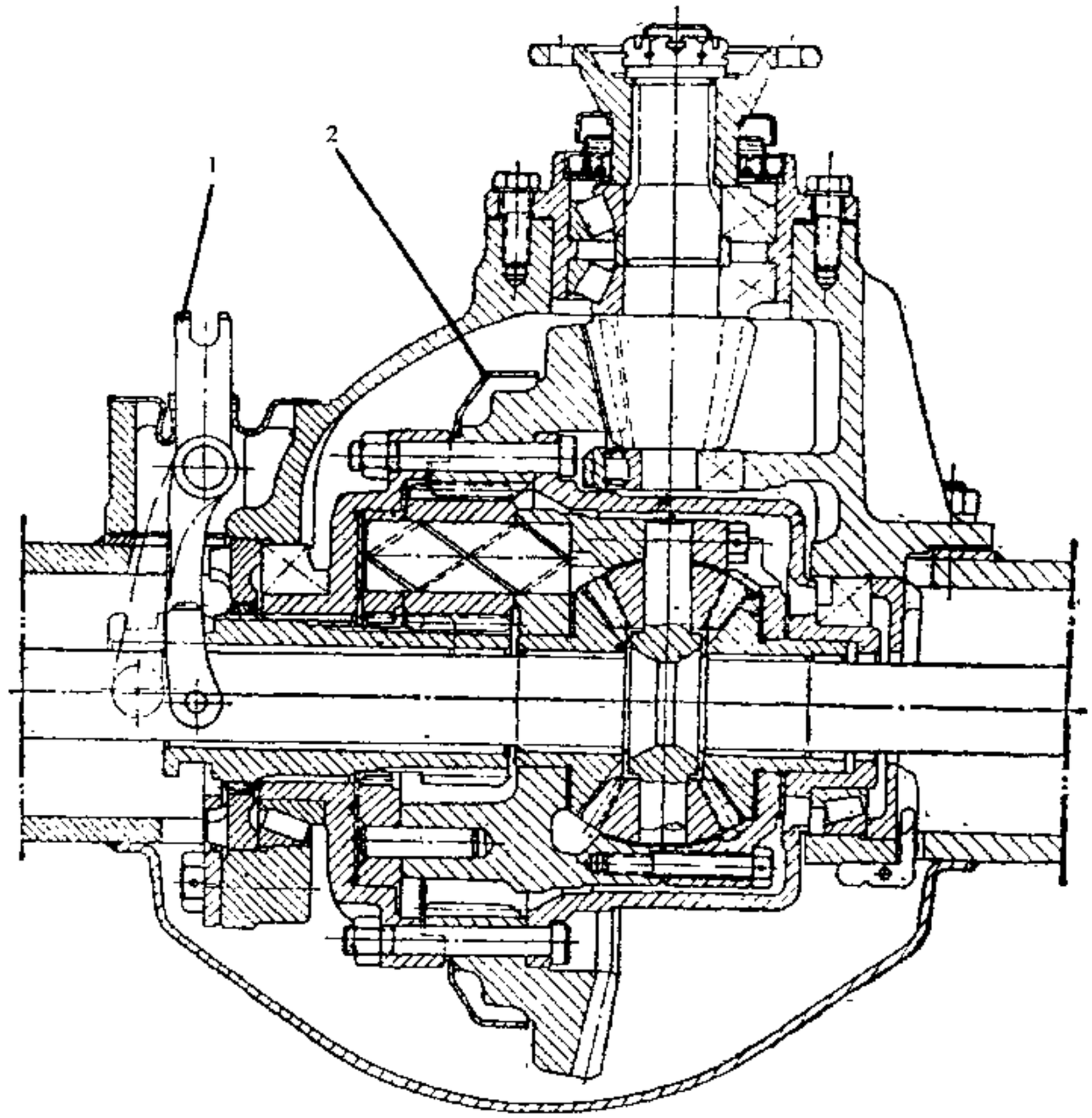


图 4-9-20 锥齿轮-行星齿轮式双速主减速器

1-换档操纵装置；2-导油圈

按以上两式求得的 i_0 值还须根据主减速齿轮可能有的齿数予以校正。

2）汽车驱动桥的最小离地间隙

汽车驱动桥的最小离地间隙列于表 4-9-1，其中带 * 号的数值为已有某车型的数据。

表 4-9-1 汽车驱动桥的最小离地间隙 (mm)

车型		离地间隙
轿车	微型	120～190
	小型	120～230*
	中级	
	高级	130～160

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

车型		离地间隙
载货汽车	微型、轻型	190～220
	中型	210～275
	重型、超重型	230～345*
越野汽车	微型、轻型	220～280
	中型、重型	280～400*
客车	小型	180～220
	中型、大型	210～290

3）主减速器齿轮计算载荷的确定

由于汽车行驶时传动系载荷不稳定，因此难于准确地确定主减速器齿轮的计算载荷。通常是将发动机最大转矩 T_{emax}配以传动系有关传动部分的最低档传动比 i_{TL}时和驱动车轮打滑时作用在主减速从动齿轮上的这两种情况下的转矩（T_{je}、$T_{j\varphi}$）的较小者，作为载货汽车和越野汽车主减速从动齿轮的计算载荷，即

$$T_{je} = T_{emax} \cdot i_{TL} \cdot K_0 \cdot \eta_T / n \quad (\text{N.m}) \tag{4-9-3}$$

$$T_{j\varphi} = \frac{G_2 \varphi r_r}{\eta_{LB} \cdot i_{LB}} \quad (\text{N·m}) \tag{4-9-4}$$

式中：K_0——超载系数，一般载货汽车、矿用汽车和越野汽车，以及液力传动的各类汽车均取 $K_0 = 1$；

η_T——传动系有关传动部分的传动效率，可取 $\eta_T = 0.9$；

n——该车的驱动桥数目；

G_2——汽车满载时一个驱动桥给水平地面的最大负荷（N），对后桥还应考虑汽车加速时的负荷增大量；

φ——轮胎对路面的附着系数，安装一般轮胎的公路用汽车取 $\varphi = 0.85$，越野汽车取 $\varphi = 1.0$，安装专门的防滑宽轮胎的高级轿车取 $\varphi = 1.25$；

r_r——车轮的滚动半径，m；

$\eta_{LB} \cdot i_{LB}$——分别为由所计算的主减速从动齿轮到驱动车轮之间的传动效率和减速比（例如轮边减速器等）。

由以上两式求得的计算载荷 T_{je}和 $T_{j\varphi}$，是最大转矩而不是正常持续转矩，不能用它作为疲劳损坏的依据。汽车的类型很多，使用条件又非常复杂，没有简单的公式可算出各类汽车的正常持续使用转矩。但对于轿车等一般在高速轻载条件下运行的公路车辆，使用条件较稳定，主减速器从动齿轮的平均计算转矩 T_{jm}可按下式计算。

$$T_{jm} = \frac{(G_a + G_T) \cdot r_r}{i_{LB} \cdot \eta_{LB} \cdot n} (f_R + f_H + f_P) \quad (\text{N·m}) \tag{4-9-5}$$

式中：G_a——汽车满载时的总重力，N；

G_T——所牵引的挂车的满载总重力 N，但仅用于牵引车的计算；

f_R——道路滚动阻力系数，轿车取 0.010～0.015，货车取 0.015～0.020，越野汽车取 0.020～0.035；

f_H——汽车正常使用时的平均爬坡能力系数，通常轿车取 0.08，货车和城市大型客车取 0.05～0.09，长途大型客车取 0.06～0.10；越野汽车取 0.09～0.30；

f_P——汽车或汽车列车的性能系数，

$$f_P = \frac{1}{100}\left[16 - \frac{0.195}{\dfrac{(G_a + G_T)}{T_{emax}}}\right]$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

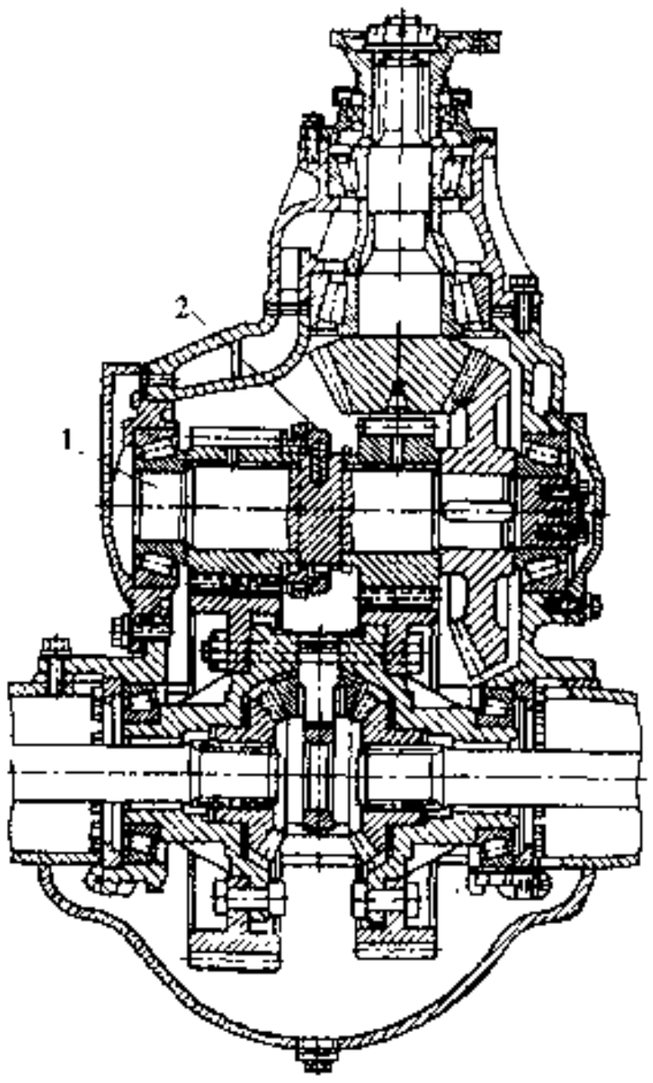


图 4 9-21 锥齿轮-圆柱齿轮式双速主减速器

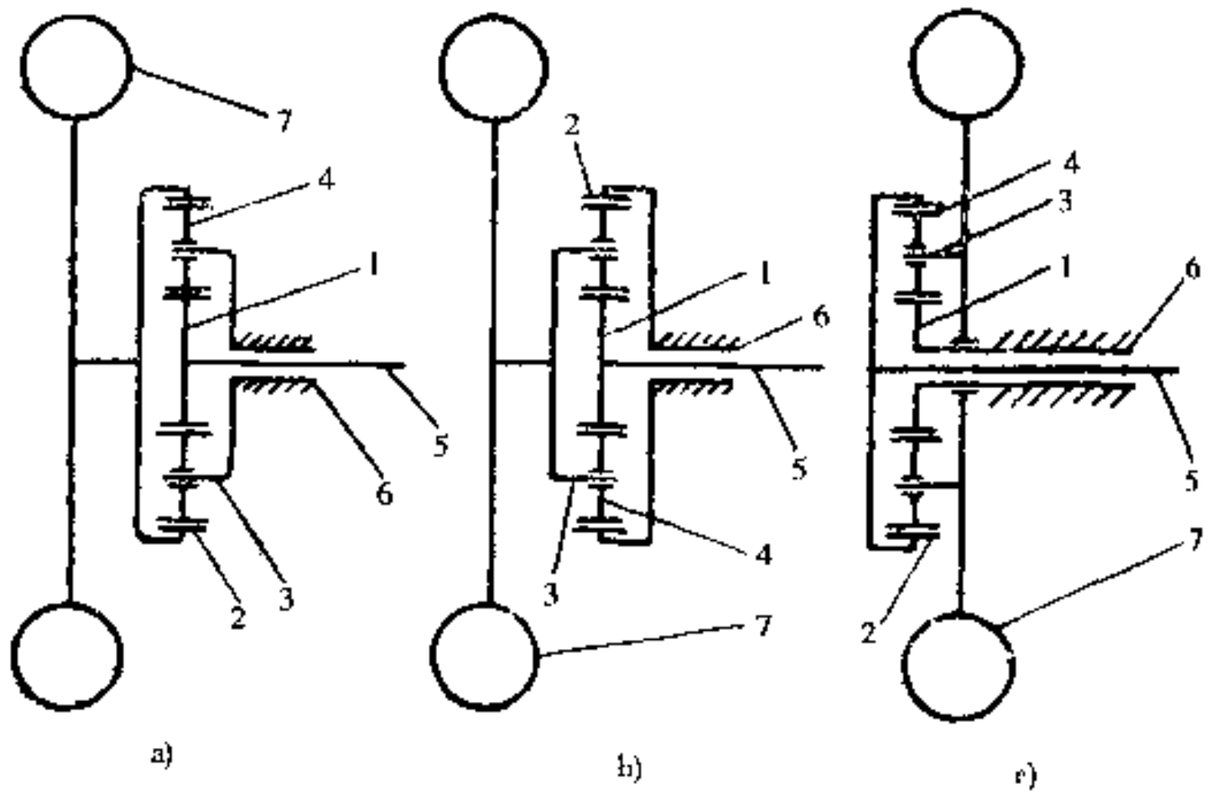


图 4 9-22 单排圆柱行星齿轮式轮边减速器的结构方案简图
a)太阳轮为主动件、齿圈为从动件、行星齿轮架为固定件结构；b)太阳轮为主动件、行星齿轮架为从动件、齿圈为固定件结构；c)齿圈为主动件、行星齿轮架为从动件、太阳轮为固定件结构；1-太阳轮；2-齿圈；3-行星齿轮架；4-行星齿轮；5-半轴；6-桥壳；7-驱动车轮

当 $\dfrac{0.195\ (G_a + G_r)}{T_{emax}} > 16$ 时，取 $f_p = 0$

主减速器主动齿轮的计算载荷是上述从动齿轮计算载荷除以该对齿轮的减速比及传动效率的商。

4）主减速器齿轮基本参数的选择

（1）齿数的选择

对于单级主减速器，当 i_0 较大时应尽量使主动齿轮的齿数 Z_1 取得小些，以得到满意的驱动桥离地间隙。当 $i_0 \geq 6$ 时，Z_1 最小值可取 5。当 i_0 较小（3.5～5）时，Z_1 可取 7～12。为了磨合均匀、主、从动齿轮的齿数 Z_1、Z_2 间应避免有公约数；为了得到理想的齿面重叠系数，对于其齿数和，货车应不少于 40，轿车应不少于 50。双级主减速器第一级主动锥齿轮齿数 Z_1 可选在 9～15 范围内，第二级圆柱齿轮副的齿数和可选在 68（±）10 的范围内，对于双曲面齿轮单级贯通式主减速器，通常主动齿轮的最小齿数为 8。

（2）节圆直径 d_2 的选择

可根据从动锥齿轮的计算转矩 T_1（为 T_{jc}、T_{js} 中的较小者）按经验公式选出从动锥齿轮节圆直径：

$$d_2 = K_{d2}\sqrt[3]{T_1} \tag{4-9-6}$$

式中：K_{d2}——直径系数，取 $K_{d2} = 13 \sim 16$。

（3）齿轮端面模数 m 的选择

可按 $m = d_2/Z_2$ 计算并用下式校核。

$$m = K_m\sqrt[3]{T_1} \tag{4-9-7}$$

式中：K_m——模数系数，取 $K_m = 0.3 \sim 0.4$。

（4）齿面宽 F 的选择

螺旋锥齿轮与双曲面齿轮从动齿轮的齿面宽 F 推荐为：

$$F = 0.155 d_2 \quad (\text{mm}) \tag{4-9-8}$$

式中：d_2——从动锥齿轮的节圆直径，mm。

汽车论坛 http://www.qclt.com

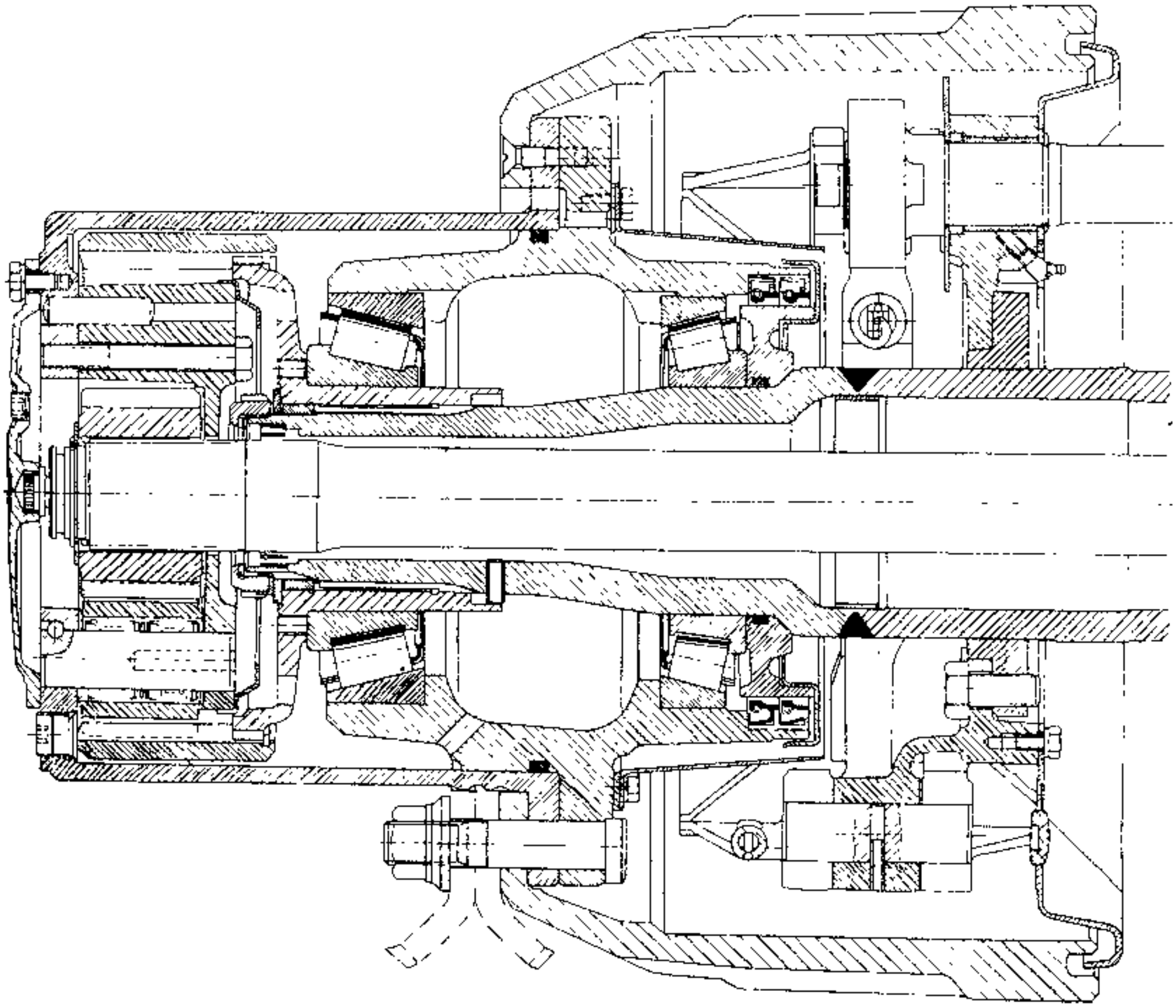


图 4-9-23 以太阳轮为主动件、行星架为从动件、齿圈为固定件的单排圆柱行星齿轮轮边减速器

(5) 双曲面齿轮的偏移距 E

主动齿轮轴线相对于从动齿轮轴线的偏移距离称为双曲面齿轮的偏移距 E（图 4-9-28）。对于轿车、轻型客车、货车，E 值不应超过从动齿轮节锥距 A_0 的 40%，或接近于 d_2 的 20%；对于货车、越野汽车和大客车等重负荷传动，E 值不应超过从动齿轮节锥距 A_0 的 20%，或为 d_2 的 10%～12%，且一般不超过 12%。传动比愈大，E 也应愈大，大传动比时的 E 值甚至可达到 d_2 的 20%～30%，但当 E 大于 d_2 的 20% 时，应检查根切是否存在。

(6) 双曲面齿轮的偏移方向

判断时由从动齿轮的锥顶向其齿面看去并使主动齿轮处于右侧，这时如果主动齿轮在从动齿轮中心线上方，则为上偏移；在下方，则为下偏移（图 4-9-28）。螺旋方向为左旋的主动齿轮一定是下偏移，右旋的主动齿轮一定是上偏移。

(7) 螺旋锥齿轮与双曲面齿轮的螺旋方向

对着齿面看去，若轮齿的弯曲方向由小端至大端为顺时针走向时，则为右旋齿；反时针时则为左旋齿（图 4-9-29）。主、从动齿轮的螺旋方向不同。

(8) 螺旋锥齿轮与双曲面齿轮传动的轴向力方向

判断左旋齿轮的轴向力方向时用左手法则；右旋齿轮则用右手法则，即当其它手指握起来后的旋向为由齿轮背面看去的齿轮旋转方向时，则伸直拇指的指向就是轴向力的方向（图 4-9-29）。

汽车论坛 http://www.qclt.com

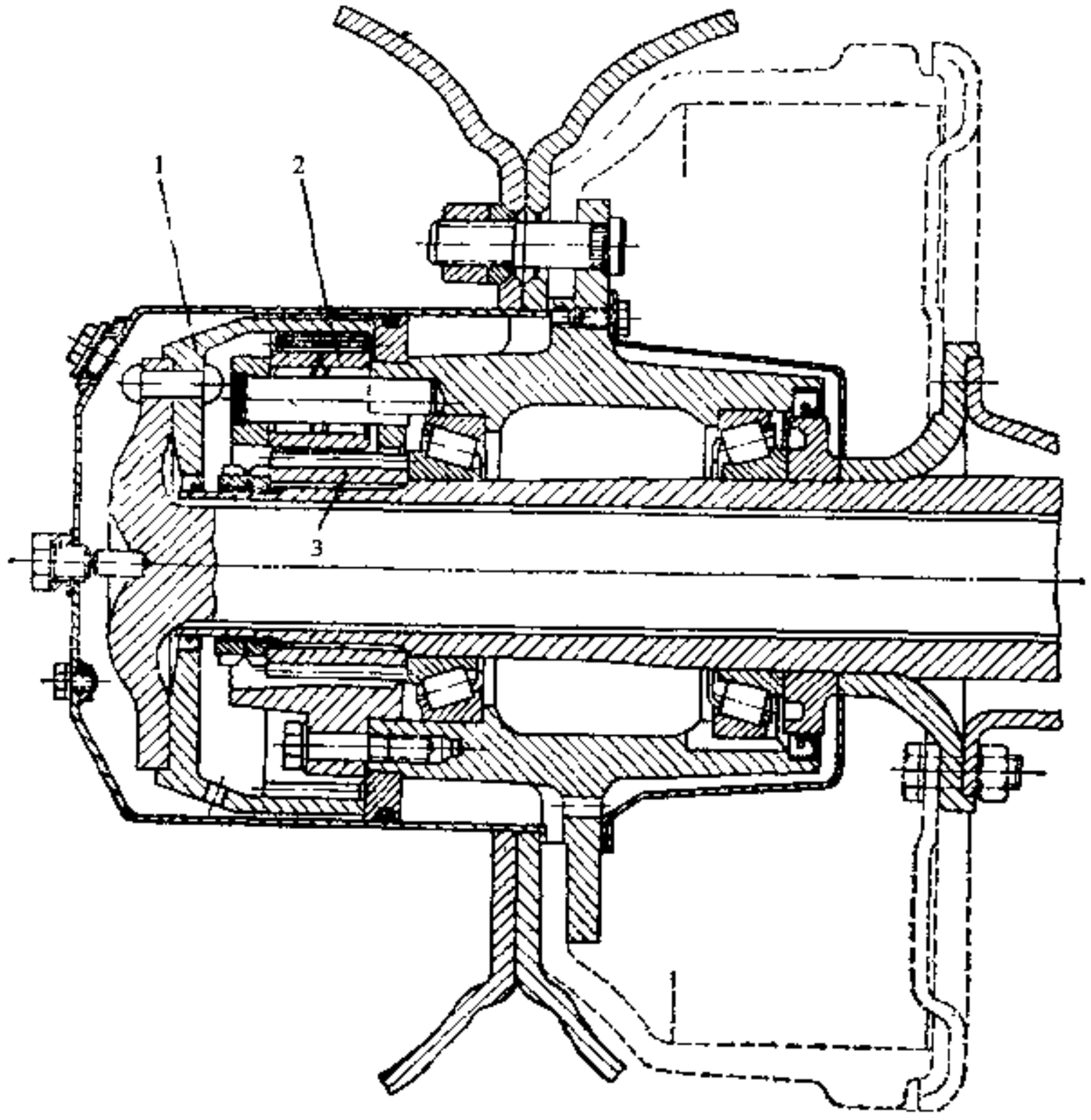


图 4-9-24 以齿圈为主动件、行星架为从动件、太阳轮为固定件的单排圆柱行星齿轮轮边减速器

1-齿圈；2-行星齿轮；3-太阳轮

(9) 螺旋角 β 的选择

螺旋角是在节锥表面的展开图上定义的，如图 4-9-30 所示，节锥齿线上任一点 C 处的螺旋角，是该点处的切线 T 和节锥顶点与该点的连线 OL 之间的夹角 β。螺旋锥齿轮与双曲面齿轮的螺旋角沿节锥齿线是变化的，齿面宽中点处的螺旋角称为中点螺旋角或名义螺旋角。

螺旋锥齿轮传动主、从动齿轮的中点螺旋角是相同的，而双曲面齿轮传动由于有了偏移距 E，使主、从动齿轮的中点螺旋角不等，且主动齿轮的大，从动齿轮的小。选择螺旋角时，应考虑它对齿面（或纵向）重叠系数（图 4-9-31）轮齿强度和轴向力的影响。螺旋角应足够大，以使 $m_F \geqslant 1.25$。因 m_F 愈大，传动就愈平稳、噪声就愈低。对于轿车，应使 $m_F \geqslant 1.5 \sim 1.8$。当 $m_F \geqslant 2.0$ 时可得到很好的效果，但螺旋角过大会使轴向力过大，因此兼顾考虑。

《格里森》制推荐用下式近似地预选主动齿轮螺旋角的名义值

$$\beta_1' = 25° + 5°\sqrt{\frac{Z_2}{Z_1}} + 90°\frac{E}{d_2} \tag{4-9-9}$$

式中：Z_1、Z_2——主、从动齿轮齿数；

d_2——从动齿轮的节圆直径，mm；

E——双曲面齿轮的偏移距，（螺旋锥齿轮取 $E=0$，mm。

预选 β_1' 后，尚需用刀号来加以校正，首先要求出近似刀号：

$$\text{近似刀号} = \frac{(\delta_1 + \delta_2)}{20}\text{Sin}\beta_1' \tag{4-9-10}$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

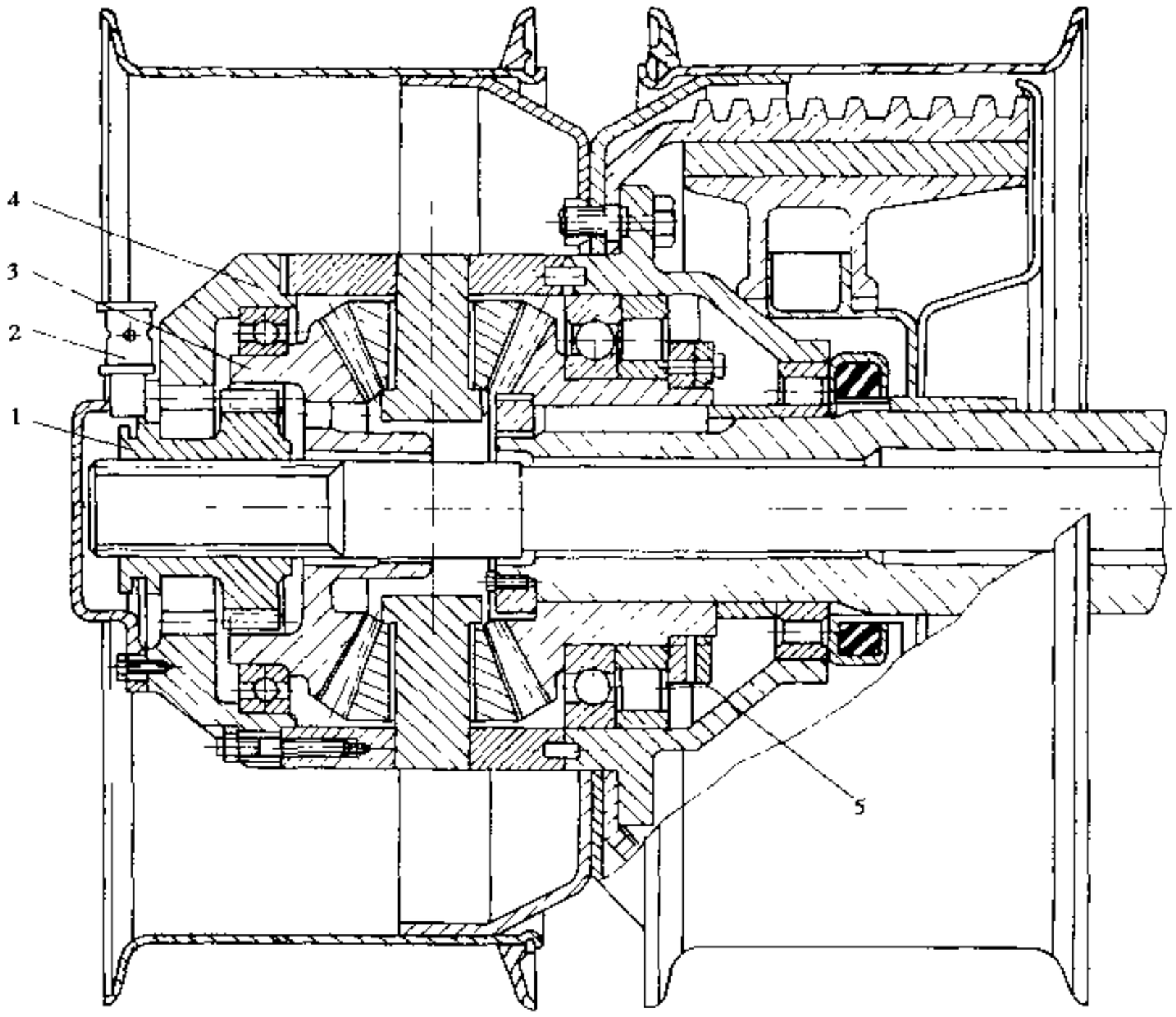


图 4-9-25 圆锥行星齿轮式轮边减速器

1-接合轮；2-操纵机构；3-外圆锥齿轮；4-侧盖

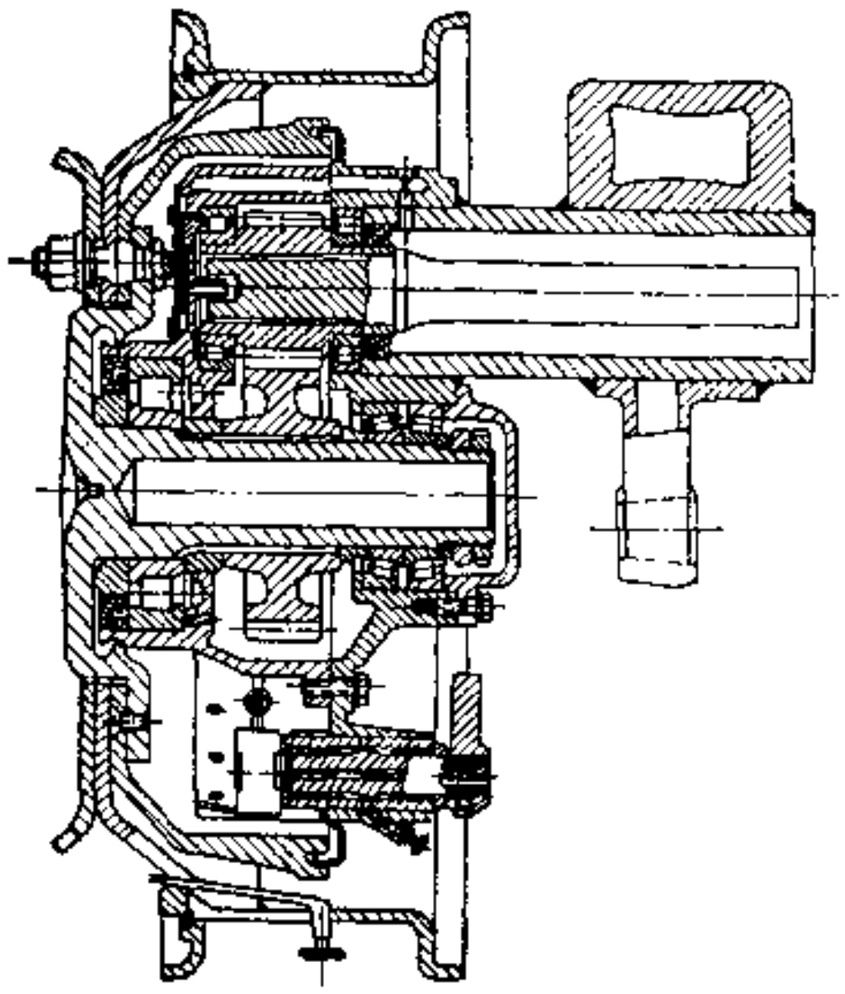


图 4-9-26 越野汽车用普通圆柱齿轮式轮边减速器

式中：δ_1、δ_2——主、从动齿轮的齿根角，以（°）表示。

按近似刀号选取与其最接近的标准刀号（计有 $\frac{1}{2}$，1 $\frac{1}{2}$、2 $\frac{1}{2}$，3 $\frac{1}{2}$，…20 $\frac{1}{2}$），然后按选定的标准刀号反算螺旋角 β_1。

$$\beta_1 = \arcSin\left[\frac{20\times\ (\text{标准刀号})}{\delta_1+\delta_2}\right] \qquad (4\text{-}9\text{-}11)$$

所得的 β_1 值应按图 4-9-31 来检验 m_F 的大小，应使 $m_F \geqslant 1.25$。最后选用的 β_1 与 β_1 之差不得超过 5°。

（10）齿轮法向压力角 α 的选择

《格里森》制规定轿车主减速器螺旋锥齿轮选用 14°30′或 16°的法向压力角；载货汽车和重型汽车应分别选用 20°和 22°30的法向压力角。对于双曲面齿轮，由于其主动齿轮轮齿两侧的法向压力角不等，故按平均压力角考虑，货车选用 22°30′、轿车选用 19°的平均压力角。当 $Z_1 \geqslant 8$ 时，其平均压力角均选用 21°15′。

5）主减速器螺旋锥齿轮与双曲面齿轮的几何尺寸计算

汽车论坛 http://www.qclt.com

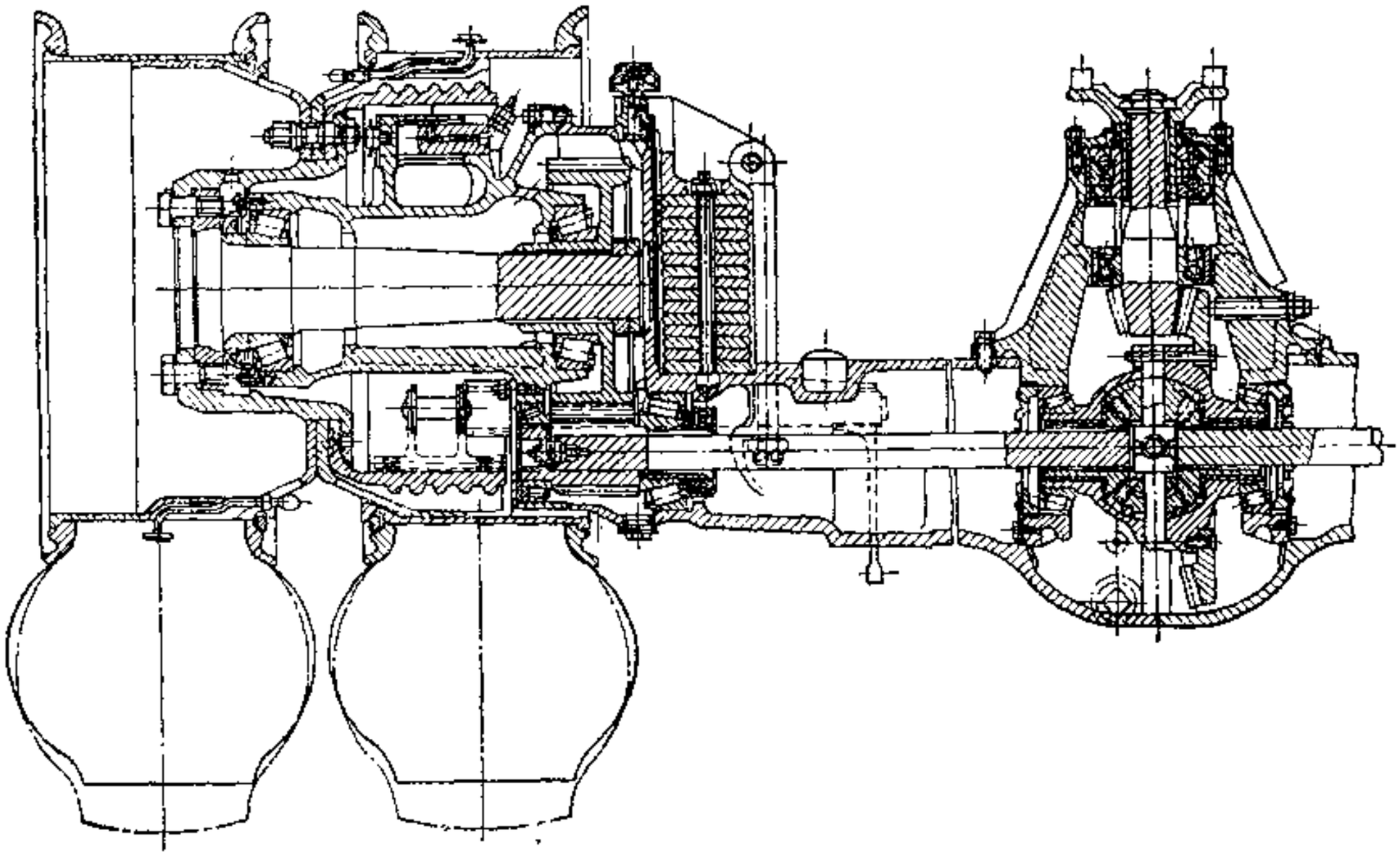
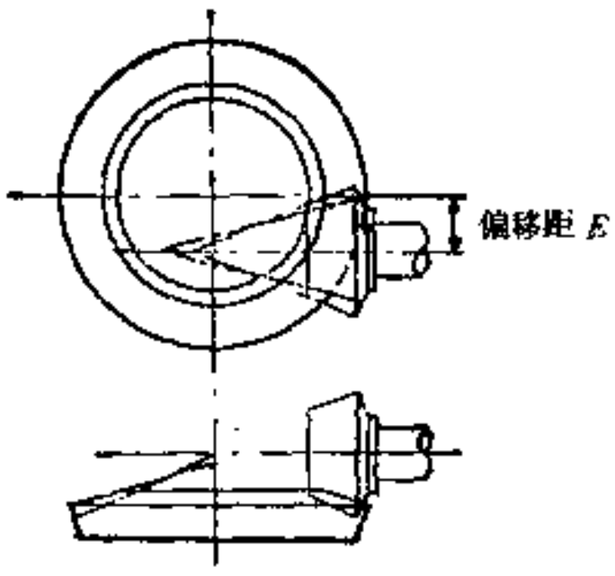


图 4-9-27 大客车用普通圆柱齿轮式轮边减速器



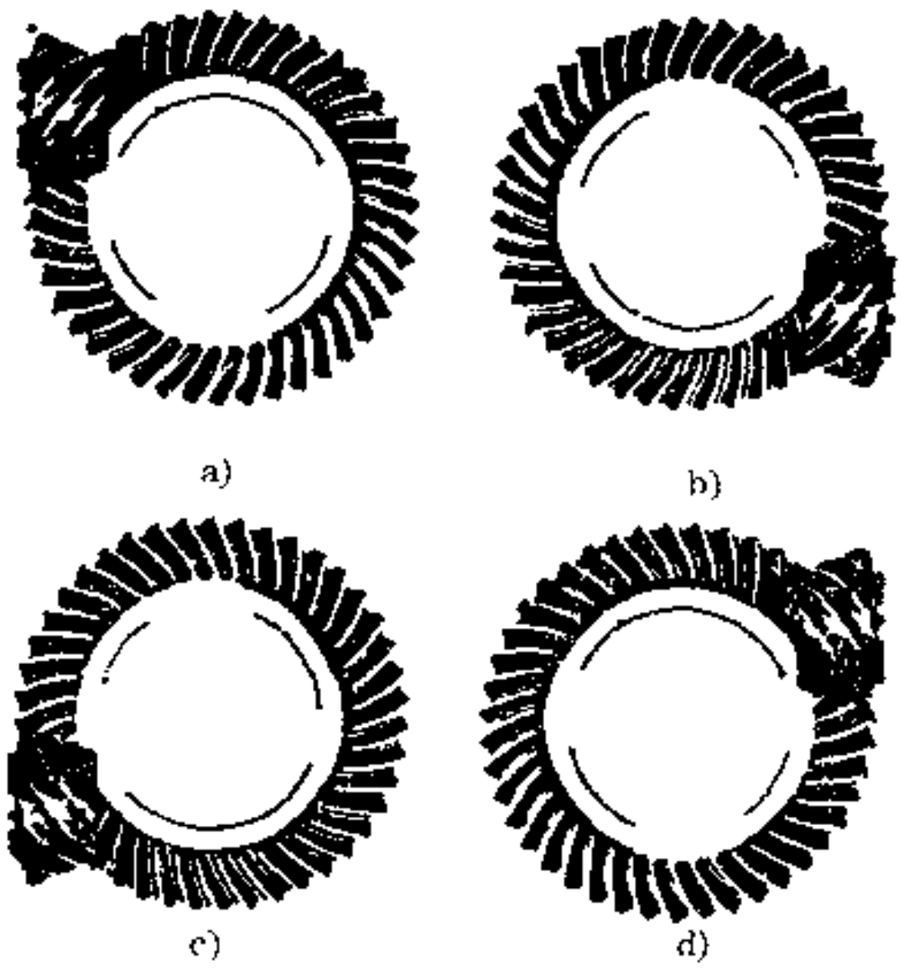


图 4-9-28 双曲面齿轮的偏移距 E 和偏移方向

a)、b)主动齿轮左旋，从动齿轮右旋——下偏移；c)、d)主动齿轮右旋，从动齿轮左旋——上偏移

汽车论坛 http://www.qclt.com

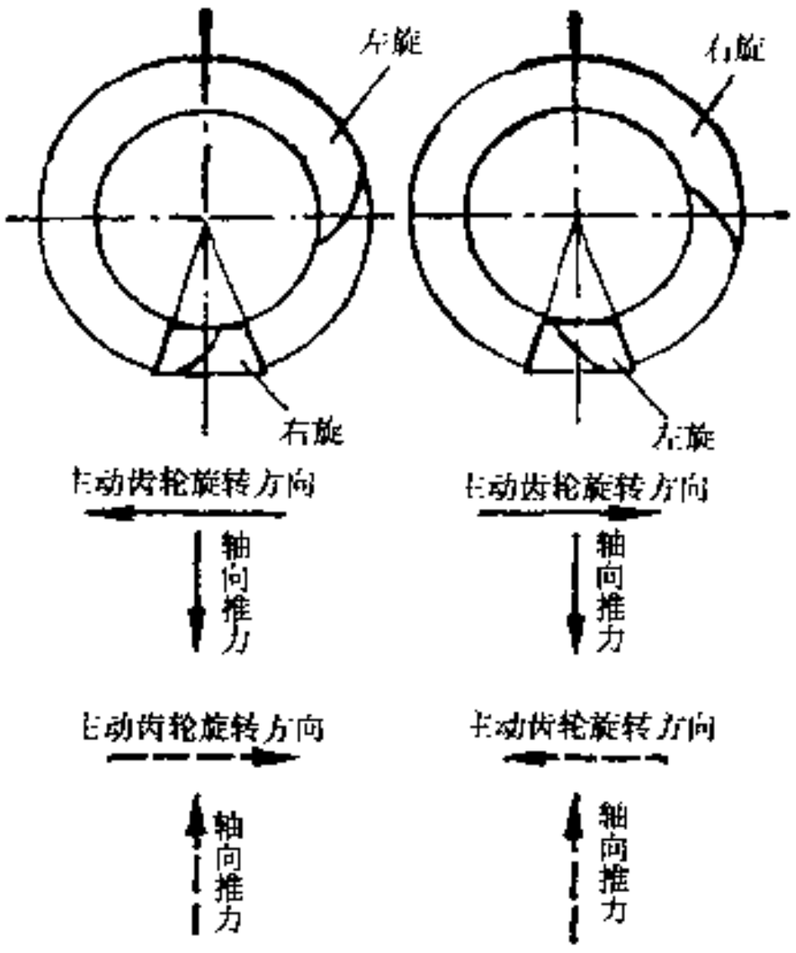


图 4-9-29 螺旋锥齿轮与双曲面齿轮的螺旋方向及轴向推力

主减速器圆弧齿螺旋锥齿轮和双曲面齿轮的几何尺寸计算见参考文献 [8]、[38]、[39]；主减速器延伸外摆线齿螺旋锥齿轮和双曲面齿轮的几何尺寸计算见参考文献 [39]。

6）主减速器螺旋锥齿轮与双曲面齿轮的强度计算及齿轮材料

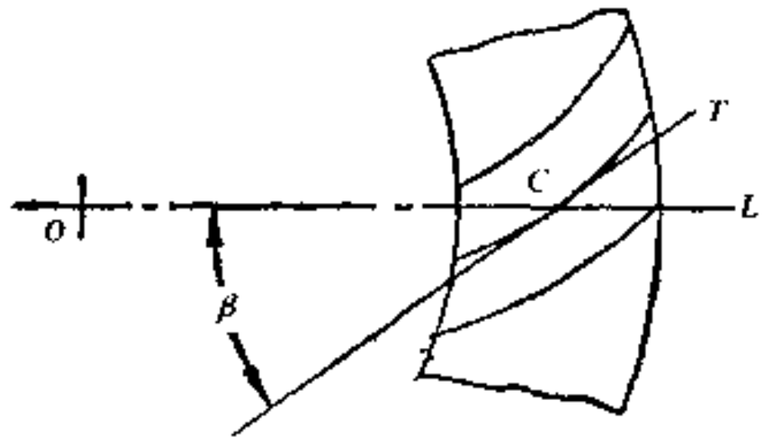


图 4-9-30 螺旋角（在节锥表面的展开图上）

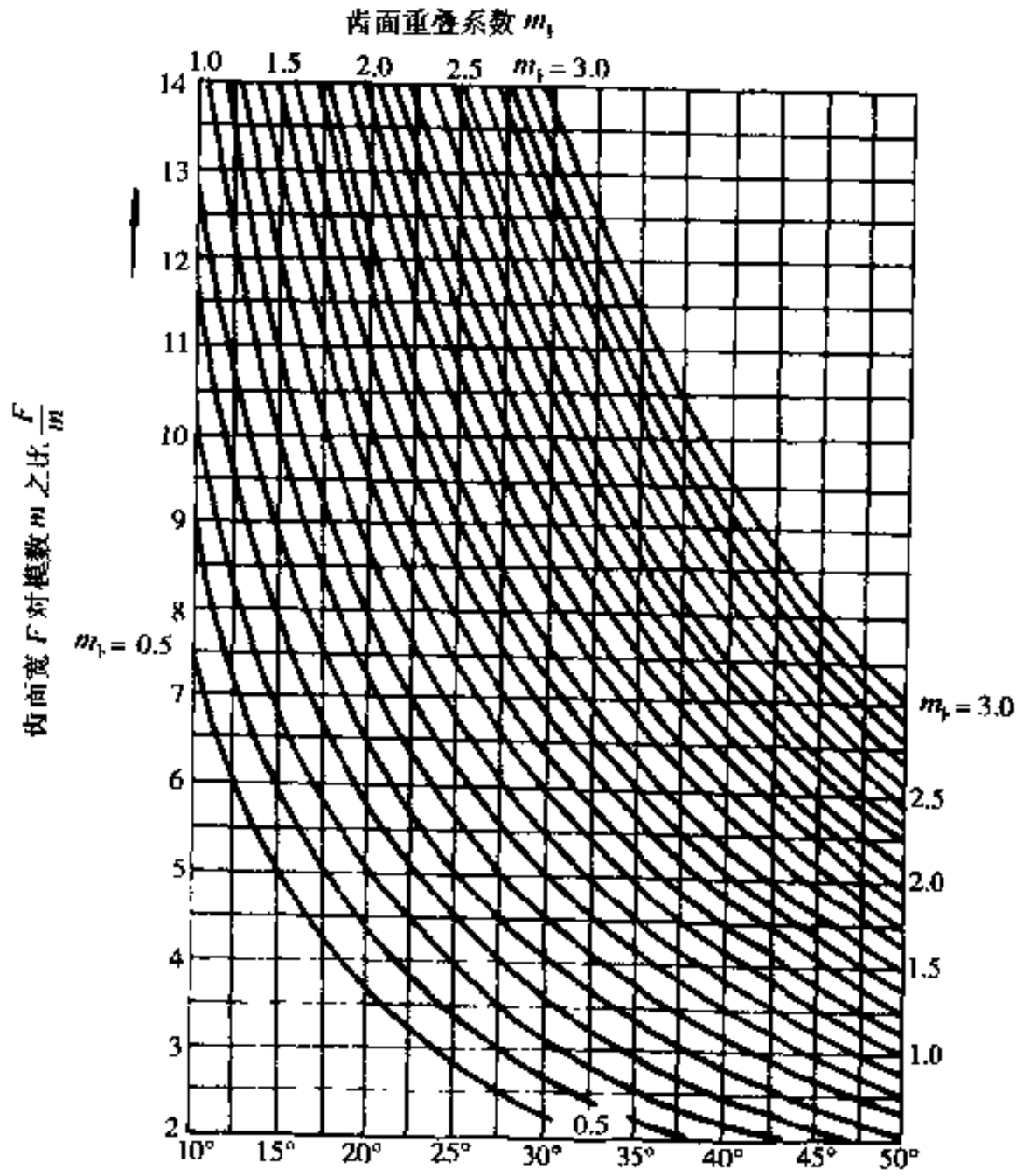


图 4-9-31 齿面重叠系数 m_f（当 $F/1_0 = 0.3$ 时）

汽车论坛 http://www.qclt.com

《格里森》制圆锥齿轮与双曲面齿轮的强度计算，通常有以下几种：

(1) 单位齿长上的圆周力

$$p = \frac{P}{F} \quad (\text{N/mm}) \tag{4-9-12}$$

式中：P——作用在齿轮上的圆周力（按发动机最大转矩 Te_{max} 和最大附着力矩 $G_2\varphi r_r$ 两种载荷工况计算），N；

F——从动齿轮的齿面宽，mm

按发动机最大转矩 Te_{max}（N·mm）计算时 p 为：

$$p = \frac{Te_{max} \cdot i_g \cdot 10^3}{\frac{d_1}{2} F} \quad (\text{N/mm}) \tag{4-9-13}$$

式中：i_g——变速器传动比，常取一档及直接档的；

d_1——主动齿轮节圆直径，mm

对于多桥驱动汽车，应考虑驱动桥数及分动器传动比

按最大附着力矩计算时 p 为：

$$p = \frac{G_2 \cdot \varphi \cdot r_r \cdot 10^3}{\frac{d_2}{2} F} \quad (\text{N/mm}) \tag{4-9-14}$$

式中：G_2——驱动桥对水平地面的负荷，N；

φ——轮胎与地面的附着系数，按表 4-9-2 选出；

r_r——轮胎的滚动半径，m；

d_2——主减速器从动齿轮节圆直径，mm。

p 常用作估算齿轮的表面耐磨性，表 4-9-2 给出了许用单位齿长上的圆周力 $[p]$。在现代汽车设计中，由于材质及制造质量的提高，计算所得的 p 值有时高出该表数据达 20% ~ 25%。

表 4-9-2 许用单位齿长上的圆周力 $[p]$（N/mm）

参数 / 汽车类别	$p = Te_{max} \cdot i_g \cdot 10^3 \Big/ \frac{d_1}{2} \cdot F$			$p = \frac{G_2 \cdot \varphi \cdot r_r \cdot 10^3}{\frac{d_2}{2} F}$	轮胎与地面的附着系数 φ
	一档	二档	直接档		
轿车	893	536	321	893	0.85
载货汽车	1429	–	250	1429	0.85
大型客车	982	–	214	–	0.85
牵引汽车	536	–	250	–	0.65

(2) 轮齿的弯曲强度计算

主减速器螺旋锥齿轮与双曲面齿轮轮齿的计算弯曲应力为：

$$\sigma_w = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_j \cdot K_0 \cdot K_s \cdot K_m}{K_v \cdot F \cdot Z \cdot m^2 \cdot J} \leqslant [\sigma_w] \quad (\text{N/mm}^2) \tag{4-9-15}$$

式中：T_j——计算转矩，（从动齿轮按 T_{je}、T_{jf}（式 4-9-3、式 4-9-4）两者中之较小者和 T_{jm}（式 4-9-5）计算，对主动齿轮需将上述计算转矩转换到主动齿轮上。），N·m；

K_0——超载系数，见式 4-9-4 下的说明；

K_s——尺寸系数，当端面模数 $m \geqslant 1.6$mm 时，取 $K_s = \sqrt[4]{\frac{m}{25.4}}$；

汽车论坛 http://www.qclt.com

K_m—— 载荷分配系数，当两个齿轮均为骑马式支承时，$K_m = 1.00 \sim 1.10$，否则取 $K_m = 1.10 \sim 1.25$（支承刚度大时取小值）；

K_v——质量系数，对驱动桥齿轮可取 $K_v = 1$；

F、m、Z—— 分别为计算齿轮的齿面宽（mm）、模数，和齿数；

J—— 计算弯曲应力的综合系数，见图 4-9-32～图 4-9-35；

$[\sigma_w]$——许用弯曲应力，按 T_{jc}、T_{jp}中较小者计算时取 $[\sigma_w] = 700\text{N/mm}^2$，按 T_{jm}计算时取 $[\sigma_w] = 210.9\text{N/mm}^2$。

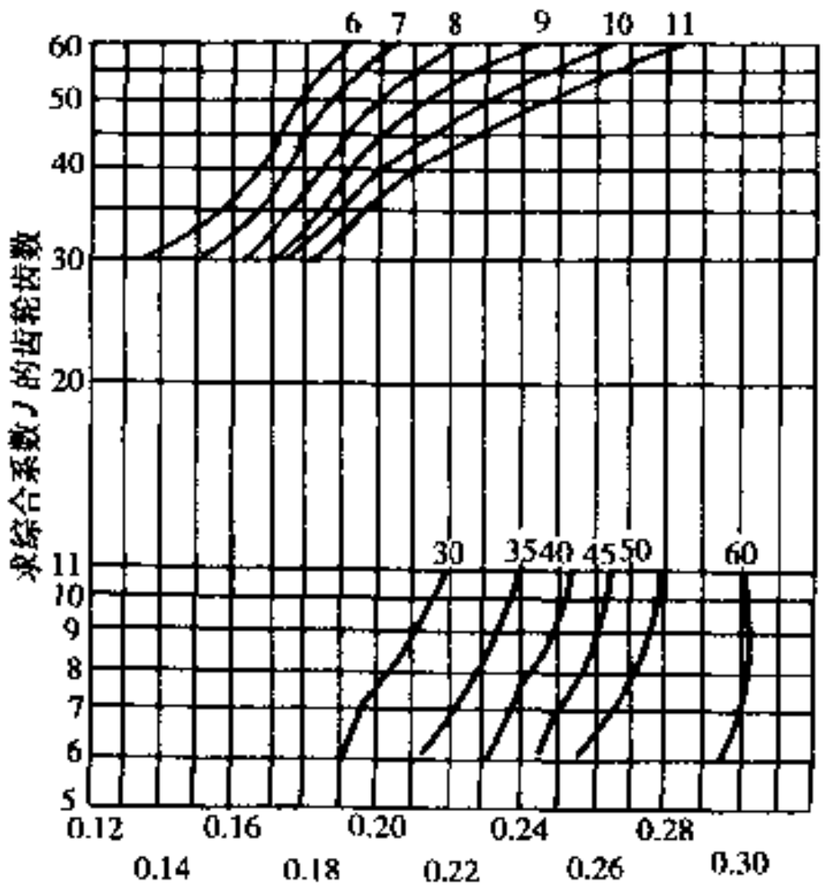


图 4-9-32 弯曲计算用综合系数 J（用于压力角为 20°、螺旋角为 35°、轴交角为 90°的汽车用螺旋锥齿轮）

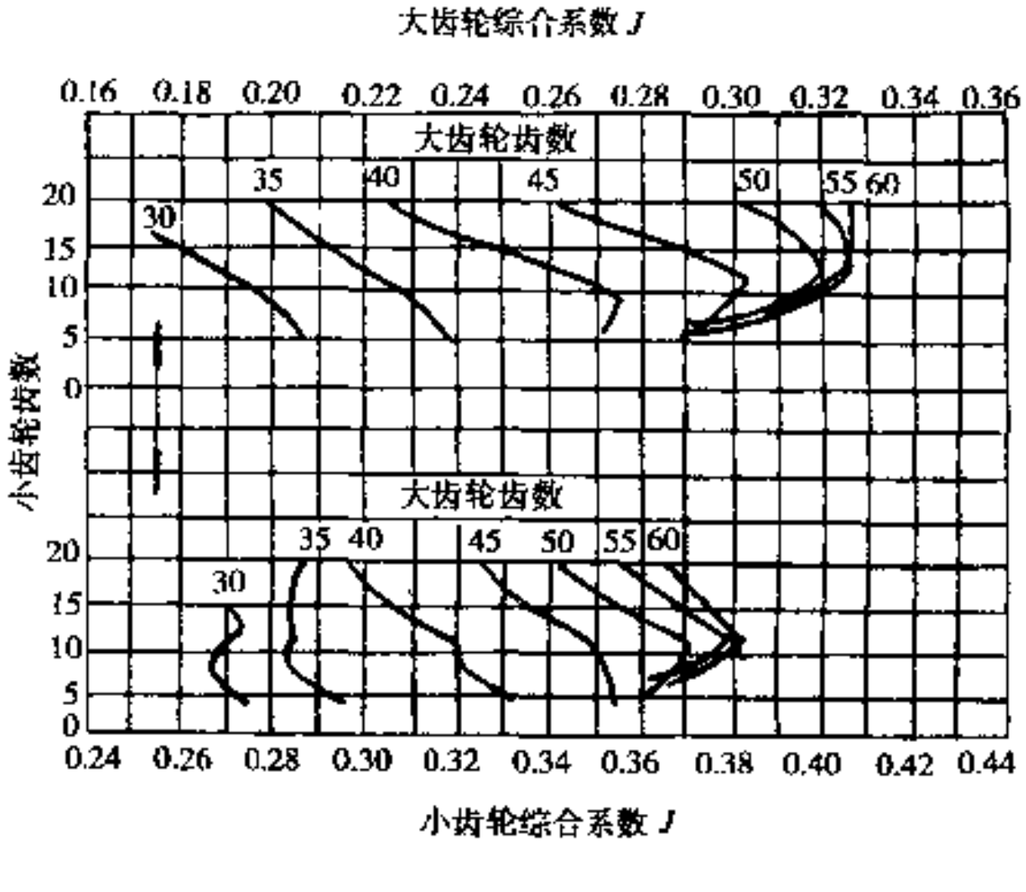


图 4-9-33 弯曲计算用综合系数 J（用于平均压力角为 19°、$E/d_2 = 0.2$ 的双曲面齿轮）

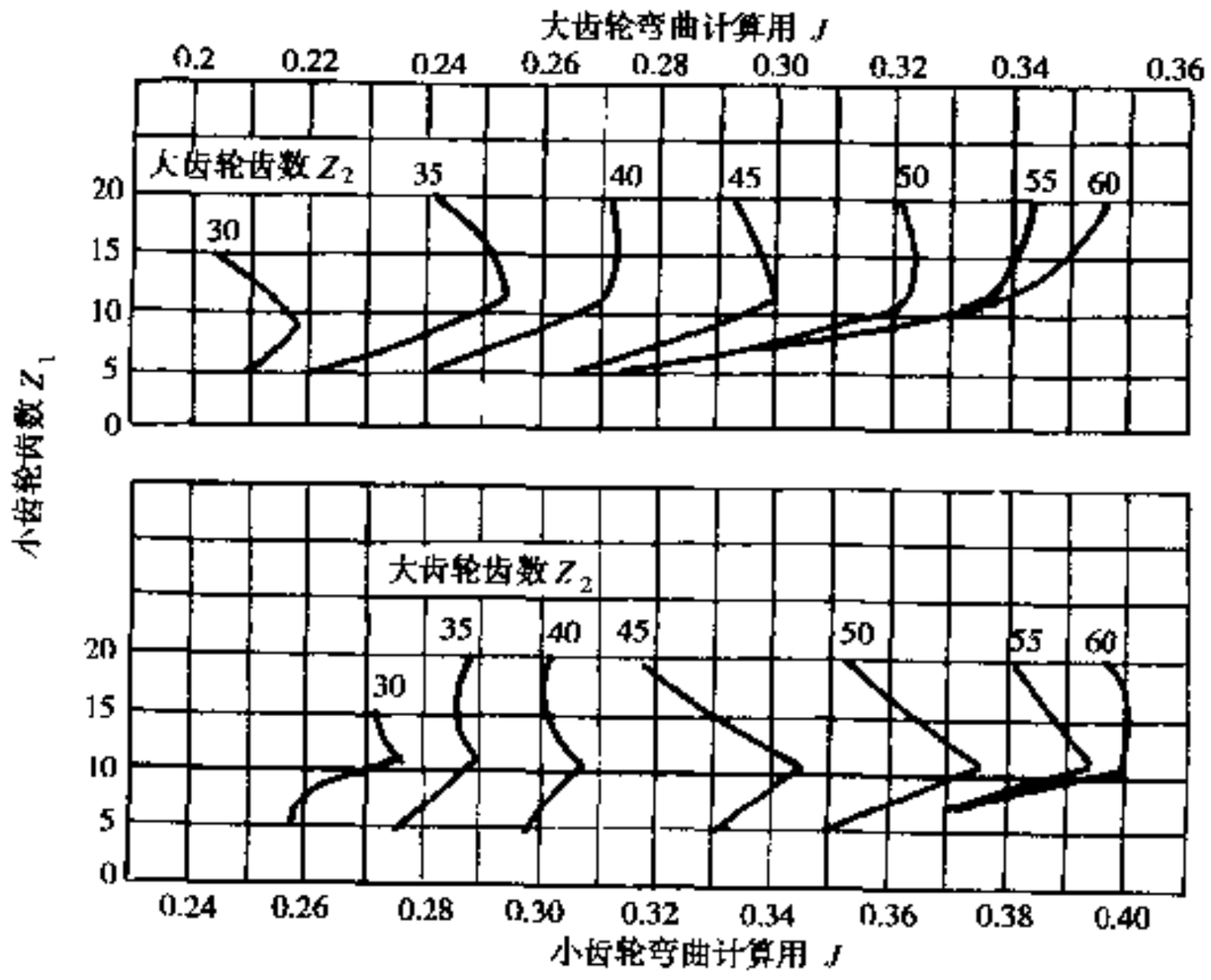


图 4-9-34 弯曲计算用综合系数 J（用于平均压力角为 22°30′、$E/d_2 = 0.10$ 的双曲面齿轮）

汽车论坛 http://www.qclt.com

(3) 轮齿的接触强度计算

圆锥齿轮与双曲面齿轮齿面的接触强度计算式为：

$$\sigma_j = \frac{C_p}{d_1}\sqrt{\frac{2T_{j1}\cdot K_0\cdot K_s\cdot K_m\cdot K_f\times 10^3}{K_v\cdot F\cdot J}} \leqslant [\sigma_j] \qquad (\mathrm{N/mm^2}) \qquad (4\text{-}9\text{-}16)$$

式中：T_{j1}——主动齿轮计算转矩，N·m；

C_p——材料的弹性系数，钢制齿轮副取 $232.6\mathrm{N}^{\frac{1}{2}}/\mathrm{mm}$；

d_1——主动齿轮节圆直径，mm；

K_0、K_s、K_m——见式 4-9-15 下的说明；

K_v——尺寸系数，可取 $K_v=1$；

K_f——表面质量系数，可取 $K_f=1$；

F——齿面宽，取齿轮副中的较小值，一般为从动齿轮齿面宽，mm；

J——计算接触应力的综合系数，见图 4-9-36～图 4-9-39；

$[\sigma_j]$——许用接触应力，按 T_{jm}计算时取 $[\sigma_j]=1750\mathrm{N/mm^2}$，按 T_{jc}、T_{jp}中的较小者计算时，$[\sigma_j]=2800\mathrm{N/mm^2}$，并且计算时应将上述计算转矩换算到主动齿轮上。

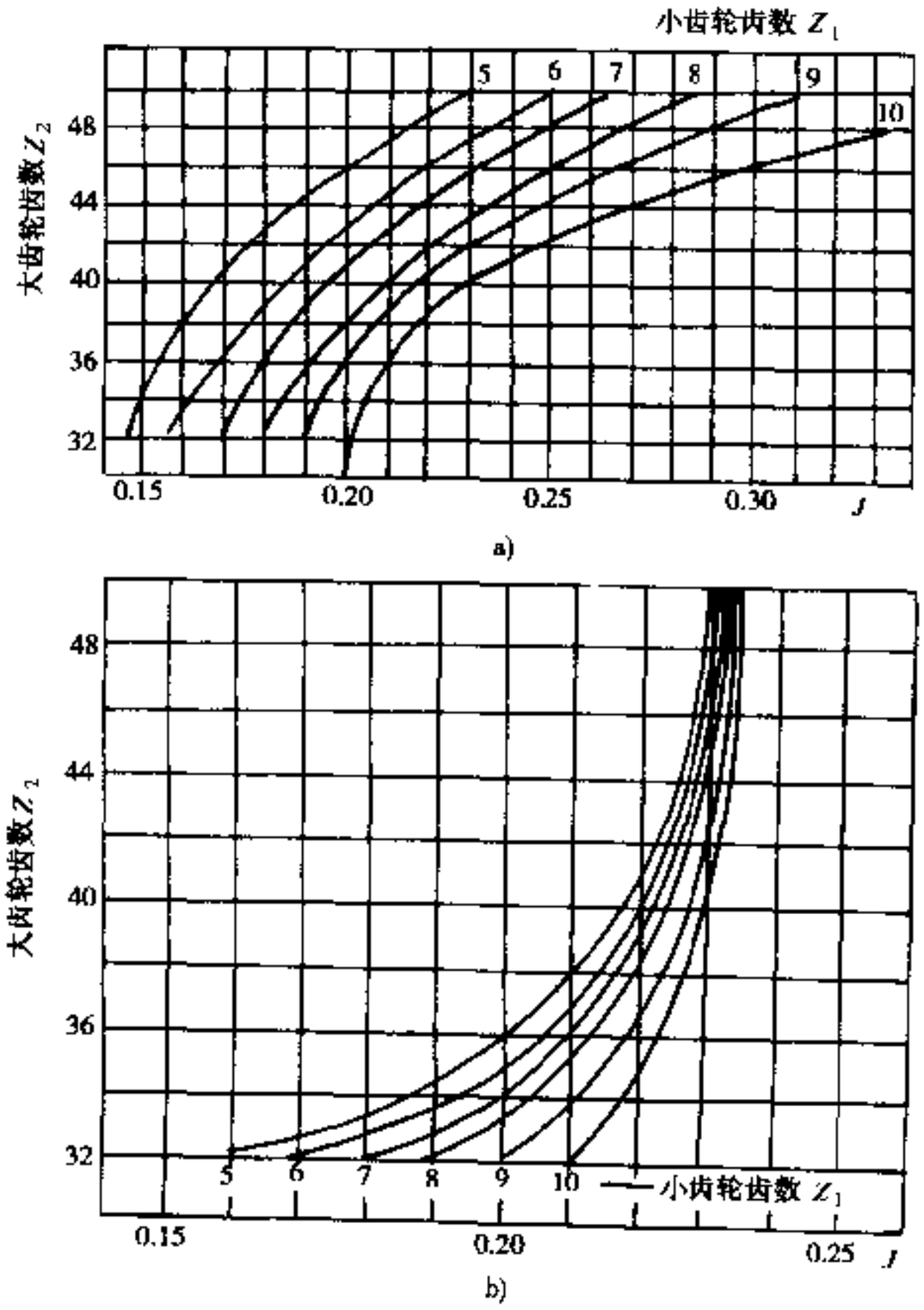


图 4-9-35 弯曲计算用综合系数 J（用于压力角为 22°30′、螺旋角为 35°的螺旋锥齿轮）

a）用于从动齿轮；b）用于主动齿轮

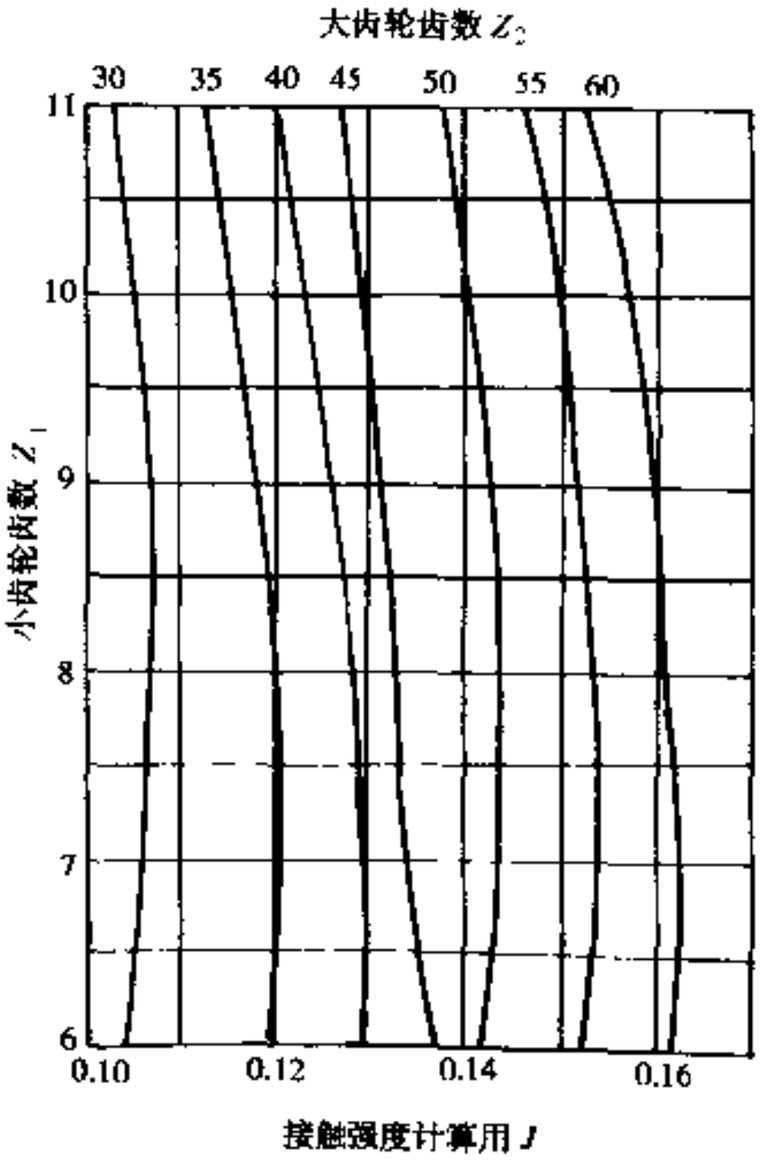


图 4-9-36 接触计算用综合系数 J（用于 20°压力角、35°螺旋角、90°轴交角的汽车螺旋锥齿轮）

汽车论坛 http://www.qclt.com

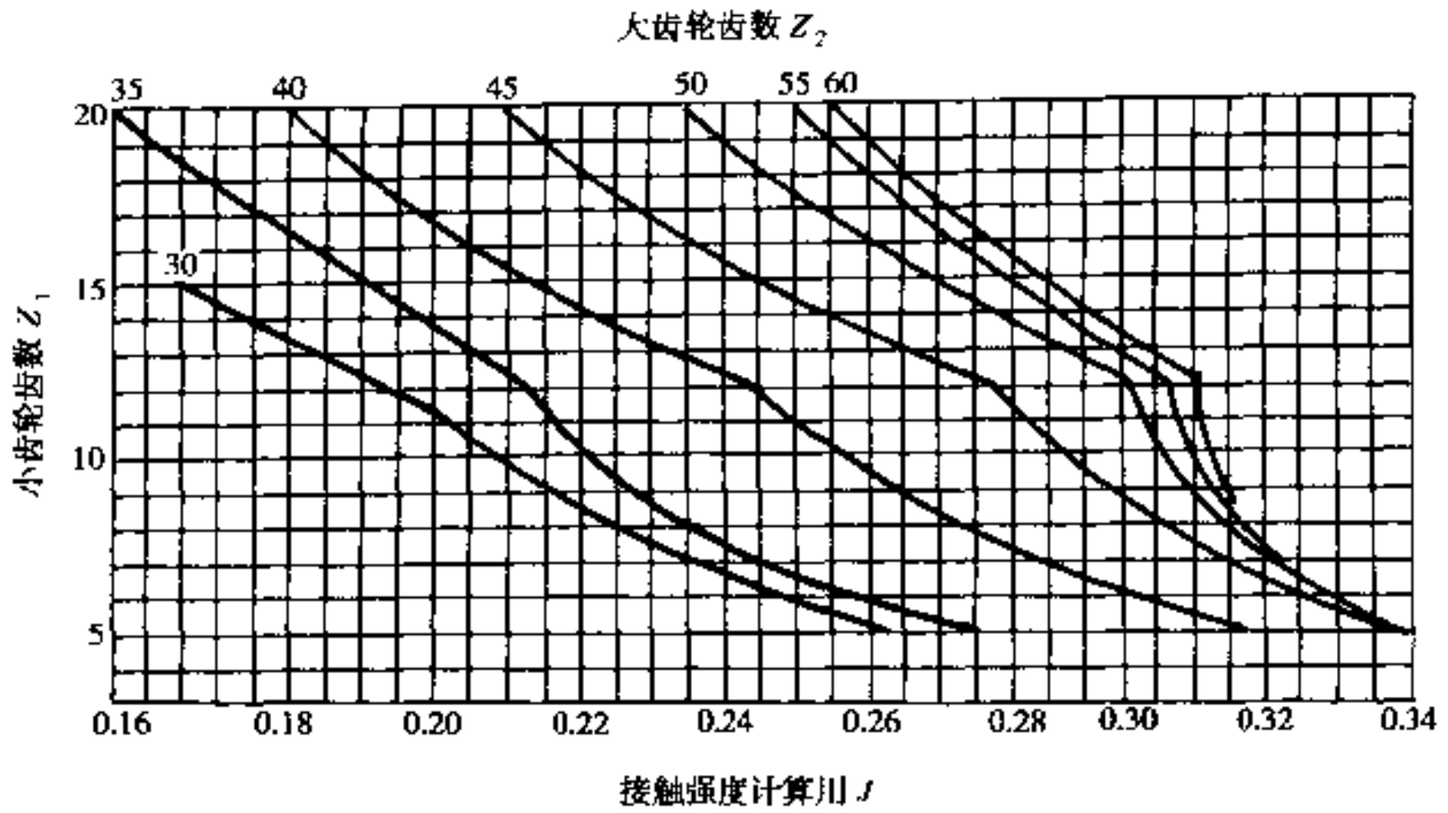


图 4-9-37 接触强度计算用综合系数 J（用于平均压力角为 19°、$E/d_2=0.2$ 的双曲面齿轮）

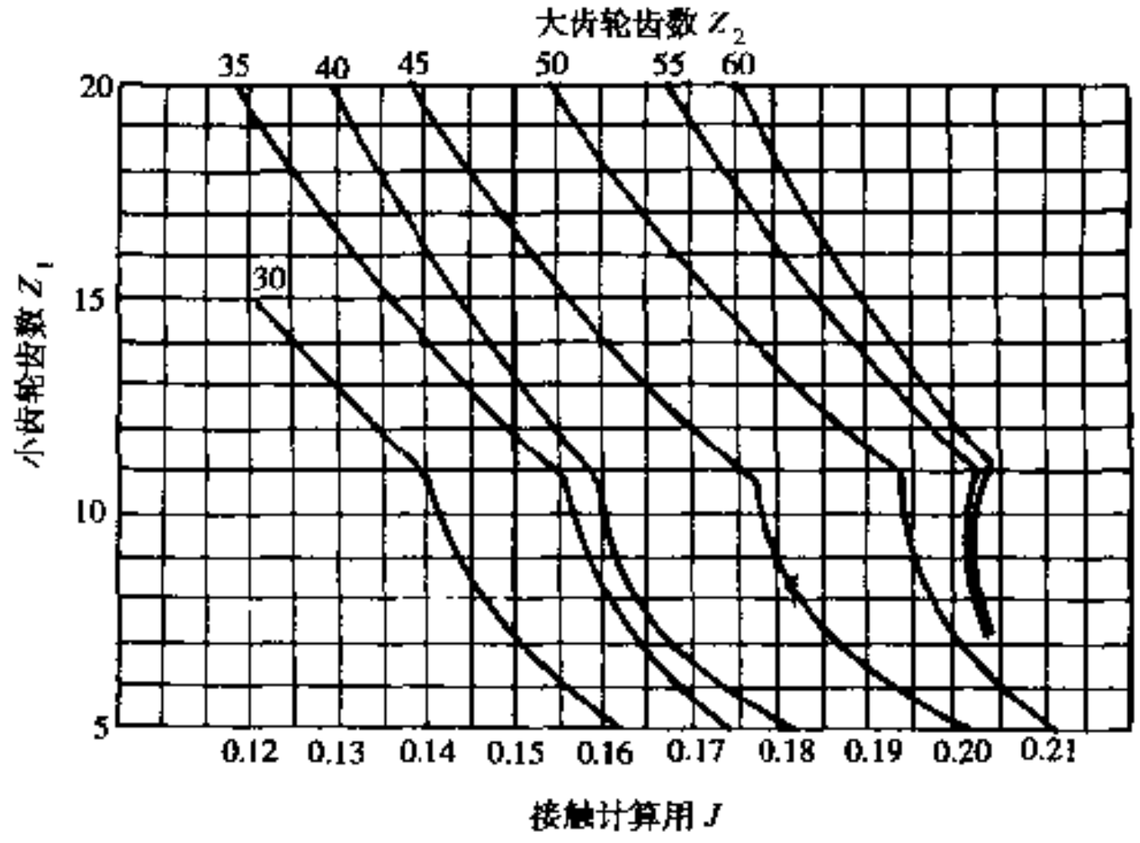


图 4-9-38 接触计算用综合系数 J（用于平均压力角为 22°30′、$E/d_2=0.10$ 的双曲面齿轮）

主减速器与差速器使用的圆锥齿轮与双曲面齿轮用 20CrMnTi 或 22CrMnMo、20CrNiMo、20MnVB 和 20Mn2TiB 等渗碳合金钢制造，经渗碳、淬火、回火后，轮齿表面硬度应高达 HRC58～64，而芯部硬度较低。当端面模数 $m>8$ 时为 HRC29～45；当 $m\leqslant 8$ 时为 HRC32～45。渗碳层深度为：当端面模数 $m\leqslant 5$ 时，取 0.9～1.3 mm；当 $5<m\leqslant 8$ 时取 1.0～1.4mm；当 $m>8$ 时取 1.2～1.6mm。主减速器齿轮在热处理及精加工（如磨齿或配对研磨）后均予以厚度为 0.010～0.020mm 的磷化处理或镀铜、镀锡。对于滑动速度高的齿轮，为了提高其耐磨性可进行渗硫处理。渗硫时温度低，不会引起齿轮变形。渗硫后摩擦系数显著降低，可防止齿轮咬死、胶合和擦伤等现象产生。

4.9.6 差速器的结构型式

差速器的结构型式有多种，最常见的是普通对称式圆锥行星齿轮差速器，此外还有高摩擦式、自由轮式等自锁式防滑差速器。

1）普通对称式圆锥行星齿轮差速器

汽车论坛 http://www.qclt.com

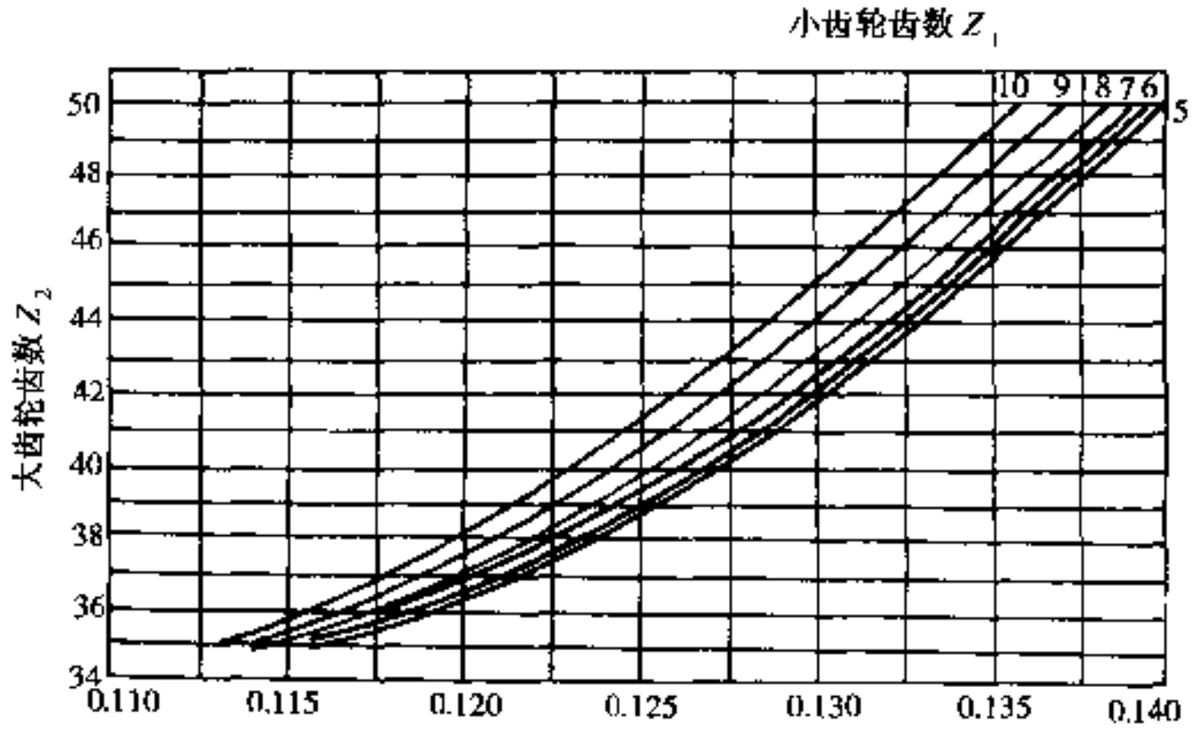


图 4-9-39 接触计算用综合系数 J（用于压力角为 22°30′、螺旋角为 35°的螺旋锥齿轮）

结构（图 4-9-40）简单、工作平稳、造价低，最广泛地用于各型汽车。

当汽车在平路上直行时，差速器各零件之间无相对运动，即左、右半轴齿轮转速 ω_1、ω_2 等于差速器壳的转速 ω_0，而行星齿轮绕其轴的自转角速度 ω_3 为零，即有

$$\left.\begin{aligned}\omega_1 &= \omega_2 = \omega_0\\ \omega_3 &= 0\end{aligned}\right\} \tag{4-9-17}$$

这时，差速器壳经十字轴以 P 力带动行星齿轮绕半轴齿轮中心作“公转”而无自转（$\omega_3 = 0$），行星齿轮的轮齿则以 $P/2$ 力推动左、右半轴齿轮的轮齿使它们一起绕半轴齿轮的中心旋转。对称式差速器的两半轴齿轮的节圆半径 r 相等，故传给左、右半轴的转矩均等于 $Pr/2$，故汽车在平坦路面上直行时驱动左、右车轮的转矩相等。

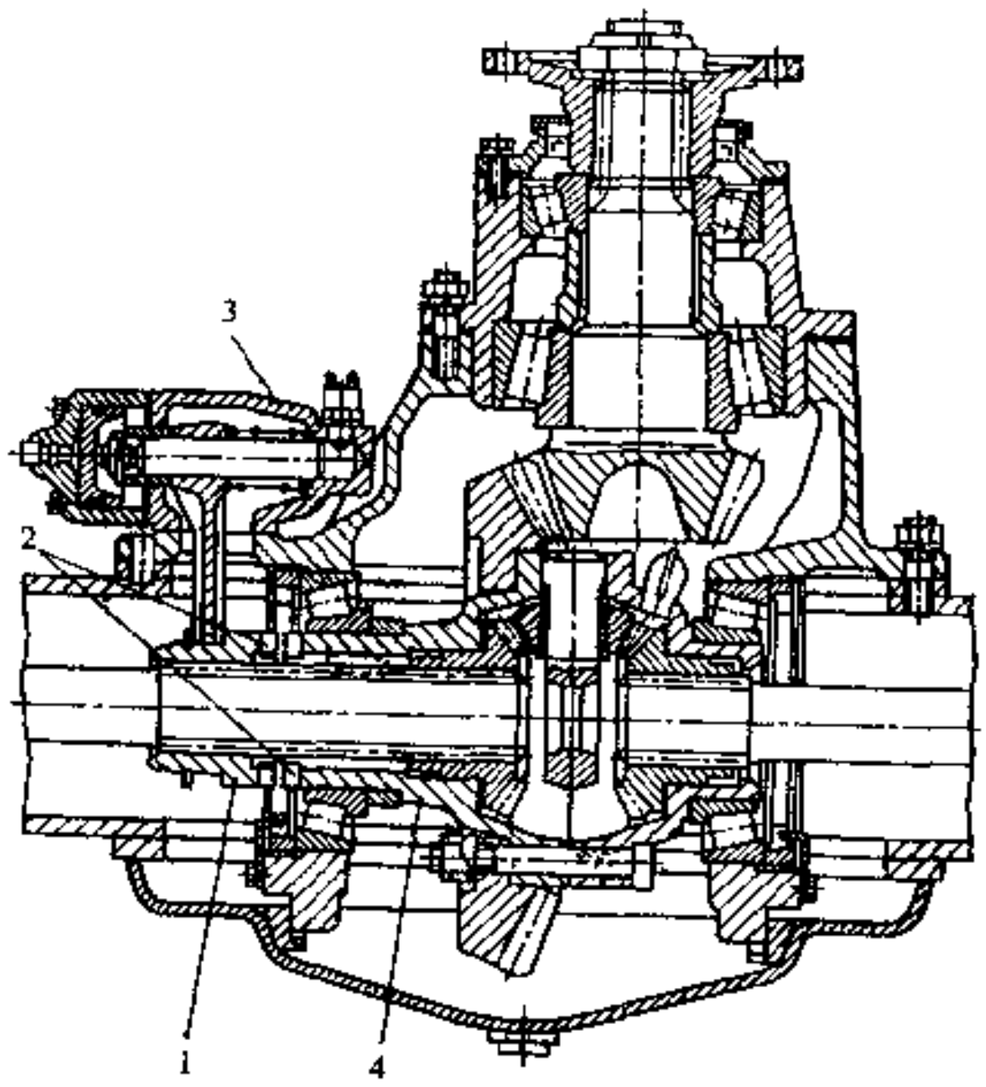


图 4-9-40 带有强制锁止机构的普通对称式圆锥行星齿轮差速器及主减速器

1-啮合套；2-接合齿；3-操纵机构；4-差速器壳

当汽车转弯使差速器工作时，行星齿轮不仅有绕半轴齿轮中心的“公转”，而且有绕其轴以角速度为 ω_3 的自转。这时外侧半轴齿轮或车轮加快、内侧半轴齿轮或车轮则变慢，角速度分别为：

$$\left.\begin{aligned}\omega_1 &= \omega_0 + \omega_3 \frac{Z_3}{Z_1}\\ \omega_2 &= \omega_0 - \omega_3 \frac{Z_3}{Z_1}\end{aligned}\right\} \tag{4-9-18}$$

式中：Z_1——半轴齿轮齿数；

Z_3——行星齿轮齿数。

由以上两式得差速器工作时的转速关系为：

$$\omega_1 + \omega_2 = 2\omega_0 \tag{4-9-19}$$

汽车转弯时，差速器的内摩擦力矩 T_r、两车轮上的转矩 T_1、T_2，以及差速器壳上的转矩 T_0 之间的关系为：

$$\left.\begin{aligned}T_1 + T_2 &= T_0\\ T_2 - T_1 &= T_r\end{aligned}\right\} \tag{4-9-20}$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

差速器的锁紧系数定义为*：

$$K = \frac{T_2}{T_1} \tag{4-9-21}$$

差速器的转矩分配系数定义为：

$$\xi = \frac{T_2}{T_0} \tag{4-9-22}$$

系数 K 及 ξ 对汽车性能有直接影响，从汽车通过性来看，希望 K 值尽量大些，但从转向操纵的灵活性、行驶的稳定性及延长有关传动零件的使用寿命和减小轮胎磨损等方面考虑，K 值又不宜过大。K 及 ξ 主要决定于差速器的结构型式。普通对称式圆锥行星齿轮差速器 $K = 1.1 \sim 1.5$、$\xi = 0.55 \sim 0.60$，即 T_1 值很小，故可认为其两半轴的转矩大致相等。因此，当一侧驱动车轮因滑转而失去牵引力时，另一侧也将失去牵引能力。

2）强制锁止式差速器

充分利用牵引力的最简单的一种办法是在普通的圆锥行星齿轮差速器上加装差速锁（图 4-9-40），必要时将差速器锁住。此时左、右驱动车轮可以传递由其附着力决定的全部转矩。但在同一路段上附着系数不会有大变化，且一旦停车再挂差速锁起步需克服比行驶时大得多的阻力，遭滑转轮胎破坏的地面往往不能承受这样大的牵引力，故差速锁使汽车增加的牵引力往往不超过 25%。当汽车驶入较好路面时应立即脱开差速锁，以免引起不良后果。

3）自锁式差速器

为了充分利用汽车的牵引力，保证转矩在左、右驱动车轮间的不等分配，以提高抗滑能力，并避免上述强制锁止式差速器的缺点，开发了各种类型的自锁式差速器。

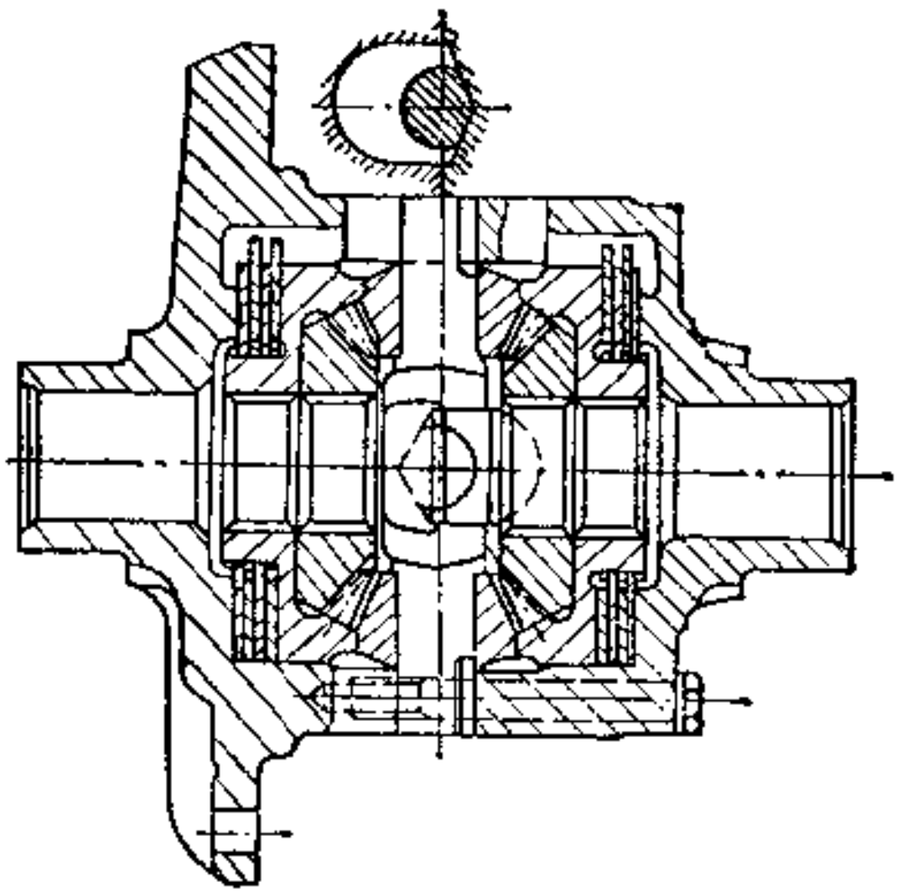


图 4-9-41 摩擦片式圆锥行星齿轮差速器

（1）带有摩擦元件的圆锥行星齿轮差速器

图 4-9-41 为摩擦片式圆锥行星齿轮差速器，其结构简单、工作平稳，锁紧系数 K 达 5 以上，可明显地提高汽车的抗滑能力。用于轿车和轻型货车。其主、从动摩擦片经花键分别与差速器壳及压盘相联，两根垂直交叉的行星齿轮轴的两端以斜面与差速器壳接触，两轴浮动且两轴斜面相反。当传递转矩时，差速器壳经斜面推动行星齿轮轴，斜面滑移使两行星齿轮轴经行星齿轮分别将左、右压盘及摩擦片压紧。当左、右半轴不等速时，主、从动摩擦片间产生相对滑转，其摩擦力矩使慢转轮的转矩增大、快转轮的减小。这种情况犹如将部分驱动力矩由快转轮转移到慢转轮似的，使慢转轮的驱动力矩大于快转轮的，这样也就提高了汽车的防滑能力。

当左、右半轴转速不等时，主、从动摩擦片间产生的摩擦力矩为：

$$T_r = \frac{T_0 \cdot \tan\beta}{R} f \cdot r_f \cdot Z \quad (\text{N·m}) \tag{4-9-23}$$

式中：T_0——差速器壳上的转矩，N·m；

β——差速器壳 V 形面的半角；

R——V 形面中点至半轴齿轮中心线距离，mm；

f——摩擦系数；

---

* 〔注〕有的文献将锁紧系数定义为 $K = \frac{T_2 - T_1}{T_0} = \frac{T_r}{T_0}$

汽车论坛 http://www.qclt.com

r_f——摩擦片的平均摩擦半径，mm；

Z——摩擦面数目。

还有一种用预压紧的弹簧经半轴齿轮压紧摩擦片的结构（图 4-9-42）及其他形式的摩擦元件的结构。

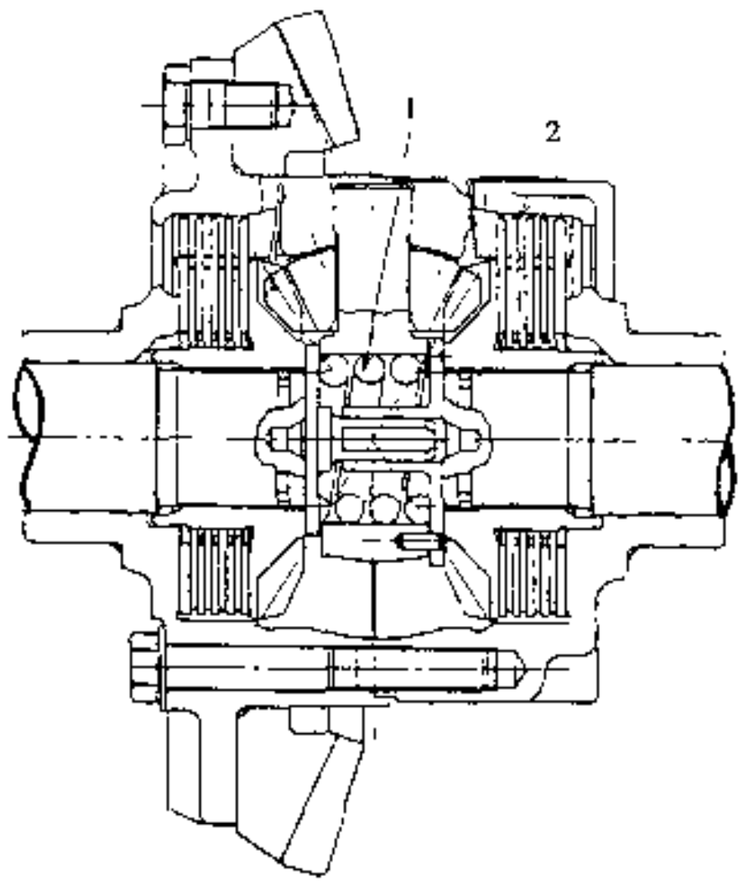


图 4-9-42 带有压紧弹簧的摩擦片式圆锥行星齿轮差速器
1-压紧弹簧；2-摩擦片

(2) 滑块-凸轮式差速器

有滑块沿径向安置和沿轴向安置两种结构（图 4-9-43），前者得到了更多应用，其结构紧凑、质量小，但制造工艺要求高、易磨损，且磨损后锁紧系数 K 将由 3～6 降至 2～3。

滑块沿径向安置的结构利用与左壳为一体的主动套上的双排滑块推动与左、右半轴相联的内、外凸轮来分配转矩，并利用滑块在内、外凸轮的环波状凸轮面间的径向往复滑动来适应差速要求，件以较大摩擦阻力，且滑块与慢转凸轮表面间产生的摩擦力使慢转轮的转矩增大，快转轮的转矩减小，以实现转矩在左、右驱动车轮间的重新分配。

设滑块与快、慢转凸轮及主动套之间的作用力分别为 Q_1、Q_2、Q（图 4-9-43c），由于接触面间的摩擦，这些力与接触点法线方向均偏斜一摩擦角 ρ，则快、慢转半轴所受的转矩 T_1、T_2 为：

$$\left.\begin{aligned} T_1 &= nP_1r_1 = nQ_1r_1\sin(\beta_1-\rho)\\ T_2 &= nP_2r_2 = nQ_2r_2\sin(\beta_2+\rho)\end{aligned}\right\} \tag{4-9-24}$$

式中：n——同时参加工作的滑块数；

r_1、r_2——滑块与快、慢转凸轮接触点的半径；

β_1、β_2——分别为快、慢转凸轮型线的升角或压力角；

$$P_1 = \frac{T_1}{nr_1} = \frac{R_1\cdot r_r\varphi}{nr_1}$$

$$P_2 = \frac{T_2}{nr_2} = \frac{R_2\cdot r_r\varphi}{nr_2}$$

R_1、R_2——分别为快、慢转车轮的支承反力；

r_r——车轮的滚动半径；

φ——轮胎与地面的附着系数；

由 Q_1、Q_2 和 Q 构成的力的三角形可知：

$$\frac{Q_1}{\sin[90^\circ-(\beta_2+2\rho)]} = \frac{Q_2}{\sin[90^\circ-(\beta_1-2\rho)]} = \frac{Q}{\sin(\beta_1+\beta_2)}$$

将上式代入式（4-9-24）得

$$T_1 = \frac{nQr_1\cdot\sin[90^\circ-(\beta_2+2\rho)]}{\sin(\beta_1+\beta_2)}\cdot\sin(\beta_1-\rho)$$

$$T_2 = \frac{nQr_2\cdot\sin[90^\circ-(\beta_1-2\rho)]}{\sin(\beta_1+\beta_2)}\cdot\sin(\beta_2+\rho) \tag{4-9-25}$$

锁紧系数 K 为：

$$K = \frac{T_2}{T_1} = \frac{r_2\cdot\cos(\beta_1-2\rho)}{r_1\cdot\cos(\beta_2+2\rho)}\cdot\frac{\sin(\beta_2+\rho)}{\sin(\beta_1-\rho)} \tag{4-9-26}$$

理论上凸轮形线应是阿基米德螺线，为便于制造，凸轮和滑块的工作表面常采用圆弧形的轮廓。滑块用轴承钢 GCr15、主动套及凸轮用优质铬镍钨钢 18CrNiWA 制造，均经渗碳、淬火及磷化处理。滑块的表面硬度

汽车论坛 http://www.qclt.com

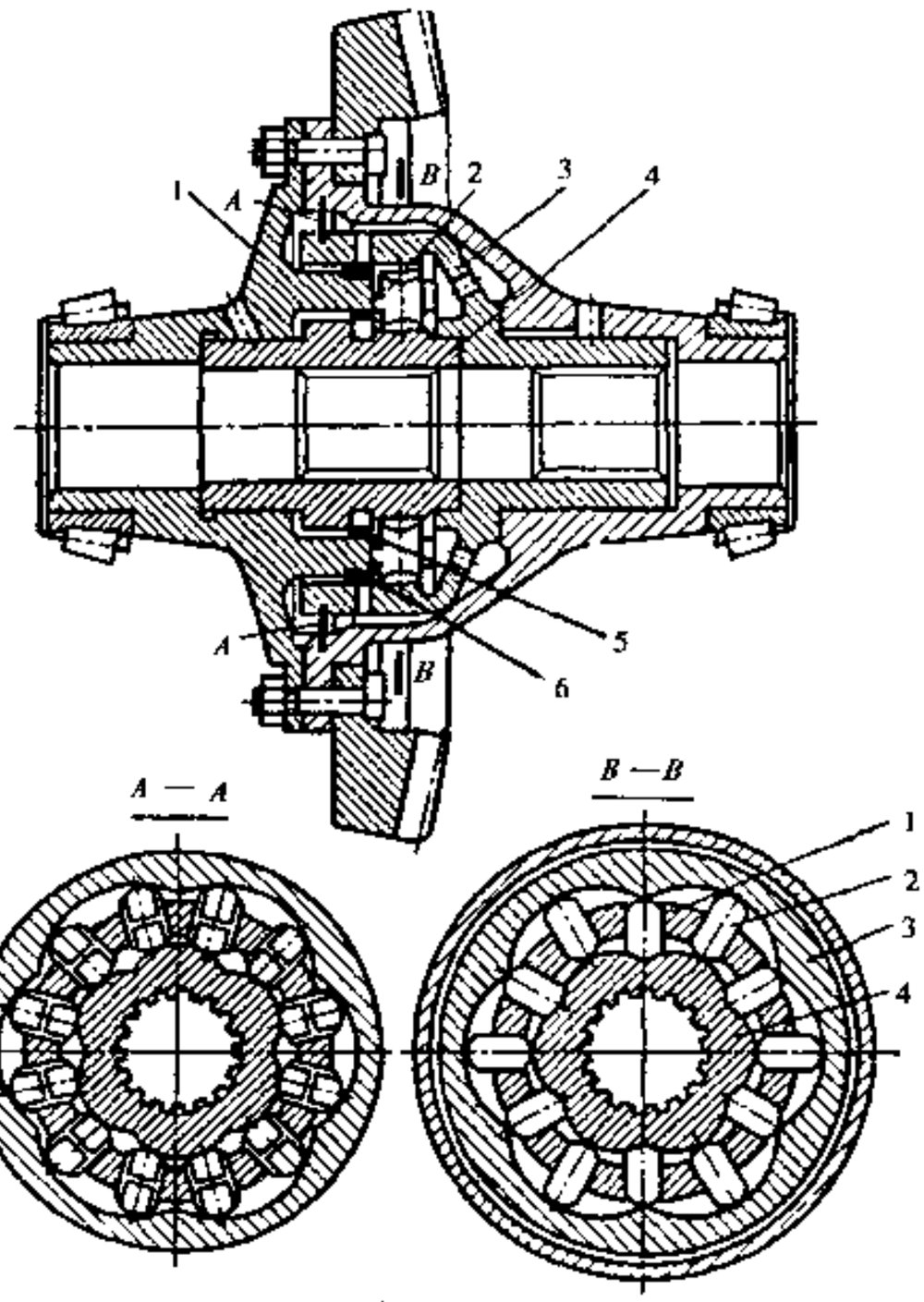


图 4-9-43 滑块—凸轮式差速器

a)滑块沿径向安置式;b)滑块沿轴向安置式;c)计算用简图

1-差速器壳;2-滑块;3-凸轮套;4-凸轮;5、6-卡环;7-右凸轮;8-左凸轮

为 HRC61～65,主动套及凸轮的表面硬度为 HRC60～65。滑块与凸轮间的接触应力不应超过2500N/mm²。

(3) 蜗轮式差速器

其结构紧凑、工作平滑无冲击,用于在各种道路和无路地区行驶的大吨位货车、越野汽车和特种牵引车。其锁紧系数不受零件磨损影响,K 值通常为 6～9,防滑效果好。如图 4-9-44 所示,4 个行星蜗轮分别与其左、右侧的 4 个蜗杆啮合,而后者又分别与左、右侧的半轴蜗轮啮合,构成有 16 对啮合副的行星系统。在设计时可用选择蜗杆螺旋角的方法来得到所需要的差速器内摩擦数值,以获得所要求的转矩在两个半轴间的不等分配。

图 4-9-44 蜗轮式差速器及主减速器

1、5-半轴蜗轮;2、4-蜗杆;3-行星蜗轮

通常所谓差速器的效率,指差速器壳不转情况下以一个半轴驱动另一个半轴时输入功率与输出功率之比,即 $\eta_D = T_1\omega_1 / T_2\omega_2$。由于此时 $\omega_1 = \omega_2$,故 $\eta_D = T_1 / T_2$。

蜗轮式差速器的效率 η_D 为各蜗轮副传递效率的乘积,根据图 4-9-44 所示结构及零件标号,则有

$$\eta_D = \eta_{1,2} \cdot \eta_{2,3} \cdot \eta_{3,4} \cdot \eta_{4,5} \qquad (4\text{-}9\text{-}27)$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

式中：$\eta_{1,2}$、$\eta_{3,4}$——零件1、2间和3、4间的传递效率，为由蜗轮向蜗杆的传递效率；

$$\eta_{1,2}=\eta_{3,4}=\frac{\tan(\beta-\rho)}{\tan\beta} \tag{4-9-28}$$

$\eta_{2,3}$、$\eta_{4,5}$——零件2、3间和4、5间的传递效率，为由蜗杆向蜗轮的传递效率；

$$\eta_{2,3}=\eta_{4,5}=\frac{\tan\beta}{\tan(\beta+\rho)} \tag{4-9-29}$$

则得差速器的效率 η_D 及锁紧系数 K 分别为：

$$\eta_D=\frac{\tan^2(\beta-\rho)}{\tan^2(\beta+\rho)} \tag{4-9-30}$$

$$K=\frac{T_2}{T_1}=\frac{1}{\eta_D}=\frac{\tan^2(\beta+\rho)}{\tan^2(\beta-\rho)} \tag{4-9-31}$$

式中：β——蜗杆节圆柱上螺旋线的升角；

ρ——蜗杆蜗轮啮合面上的摩擦角，可近似地取 $\rho=\arctan f$；

f——蜗杆蜗轮副啮合过程中的滑动摩擦系数。

β 角不宜太小，以便保证蜗轮传动的可逆性。由于锁紧系数大，故在半轴上的载荷有时很大，需重视其强度。显然，汽车转向操纵的灵活性也会受到一定影响。

图4-9-45为托森差速器，是蜗轮式差速器的另一种结构型式。由差速器壳、蜗轮轴及蜗轮、直齿圆柱齿轮和半轴蜗杆等组成。蜗轮经蜗轮轴固定在与主减速器从动齿轮相连的差速器壳上，三对蜗轮分别与左、右半轴蜗杆相啮合，每个蜗轮两侧固定有直齿圆柱齿轮，成对的蜗轮通过两侧相互啮合的直齿圆柱齿轮联系。差速器壳带动蜗轮轴及蜗轮绕半轴进而带动半轴蜗杆转动。当汽车转向时，通过成对蜗轮两侧相互啮合的直齿圆柱齿轮相对转动，使一侧半轴蜗杆转速加快，另一侧半轴蜗杆减慢，实现差速要求。此时，快转的半轴蜗杆受到该侧三个蜗轮给予的与转动方向相反的附加转矩，慢转的半轴蜗杆则受到另外三个蜗轮给予的与转动方向相同的附加转矩，从而使其有较大的锁紧系数（约为3.5），提高了其抗滑能力。

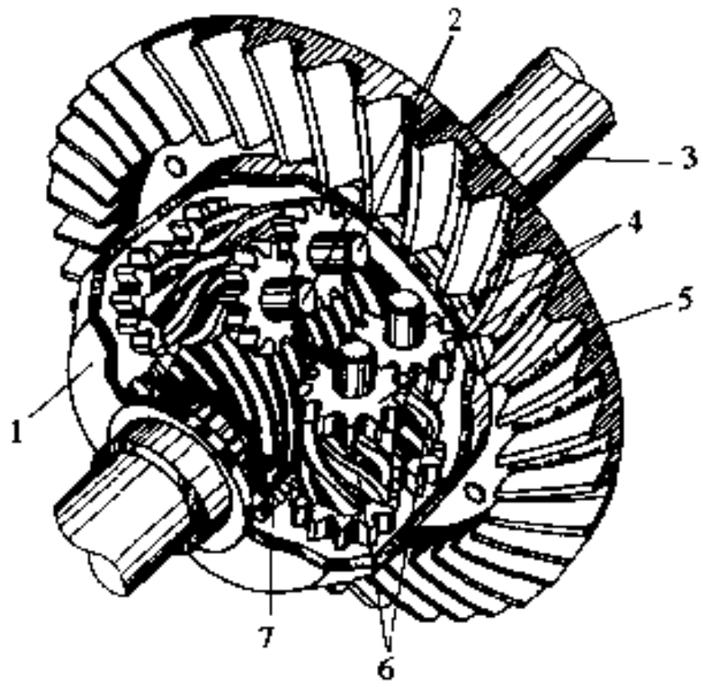


图4-9-45 托森差速器

1-差速器壳；2-蜗轮轴；3-半轴；4-直齿轮；5-主减速器从动齿轮；6-蜗轮；7-蜗杆

(4) 自由轮式差速器

有滚柱式和牙嵌式两种。前者由于其接触应力较大，故仅用作传递负荷不大的某些高通过性轿车及小吨位货车的轮间差速器和某些越野汽车的轴间差速器；牙嵌式自由轮差速器经过长期不断的改进，特别是美国《Non-Spin》型结构，已具有工作可靠、无噪声、使用寿命长，锁紧系数不受零件磨损的影响，制造也不困难等一系列优点，已成为自由轮差速器的推广型，广泛用于中、重型汽车。其结构如图4-9-46所示，当汽车直行时，夹持于差速器左、右壳间的主动环以两侧端面上的传力齿推动两侧从动环经左、右花键毂、半轴驱动左、右车轮。当汽车转弯时，外侧轮加快并带动该侧从动环超越主动环，使该从动环内圈端面上的梯形齿沿着位于主动环内且轴向由卡圈定位的中心环端面的相应齿滑动，滑至两齿顶对应时定位并使该侧从动环与主动环脱开，仅由另一侧车轮驱动。转向回正时，由于外侧车轮的滞后作用，从动环复位，传力齿又接合。它实为一自由轮离合器，可将快转轮断开。但汽车转弯时仅由内轮驱动会产生反转向力矩，当牵引时尤为明显，使汽车转向费力。

主动环、从动环和中心环用12Cr2Ni4A钢制造并渗碳淬火，渗碳层深0.8～1.8mm，表面硬度HRC58～64，心部硬度HRC30～42。消声环用65Mn钢，热处理后硬度HRC42～48。

4.9.7 对称式圆锥行星齿轮差速器的基本参数选择与设计计算

1）差速器齿轮的基本参数选择

汽车论坛 http://www.qclt.com

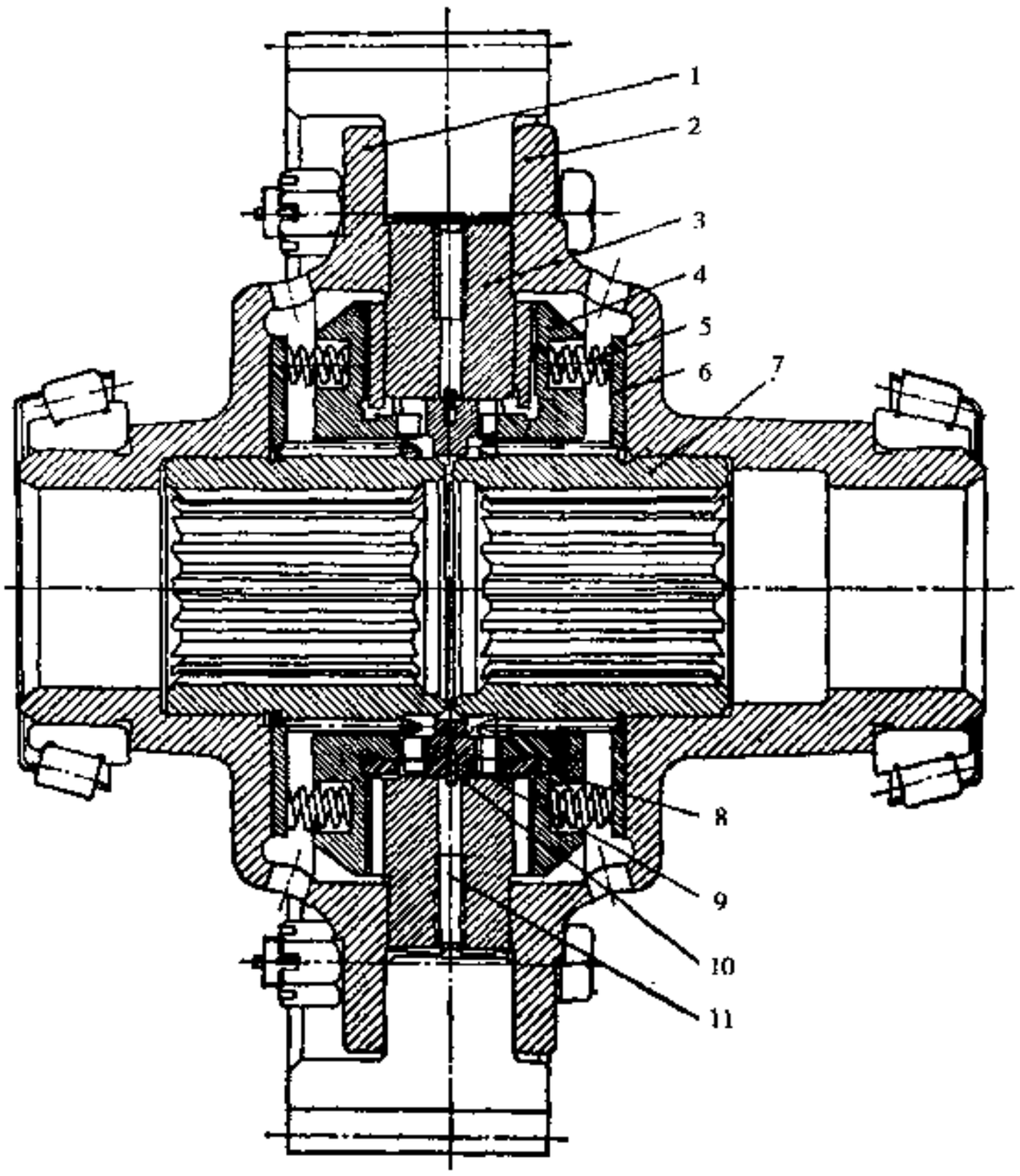


图 4-9-46 牙嵌式自由轮差速器

1-差速器左壳；2-差速器右壳；3-主动环；4-从动环；5-弹簧；6-垫圈；7-花键毂；8 消声环；9-中心环；10-卡环；11-中心环拆卸孔

(1) 行星齿轮数目的选择

轿车多用 2 个行星齿轮，载货汽车和越野汽车多用 4 个，少数汽车用 3 个行星齿轮。

(2) 行星齿轮球面半径 R_B 的确定

差速器的尺寸通常决定于 R_B，它就是行星齿轮的安装尺寸，可根据经验公式确定。

$$R_B = K_B \sqrt[3]{T_j} \qquad (\text{mm}) \tag{4-9-32}$$

式中：K_B——行星齿轮球面半径系数，$K_B = 2.52 \sim 2.99$（有 4 个行星齿轮的轿车和公路用货车取小值；有 2 个行星齿轮的轿车，以及越野汽车、矿用汽车取大值）；

T_j——计算转矩（取 T_e、T_{jc} 中的较小值，见式 (4-9-3)、式 (4-9-4)，N·m。

R_B 确定后，即可根据下式预选其节锥距：

$$A_0 = (0.98 \sim 0.99)\ R_B \qquad (\text{mm}) \tag{4-9-33}$$

(3) 行星齿轮与半轴齿轮齿数的选择

为了得到较大模数，以使齿轮有较高强度，行星齿轮的齿数应尽量少，但一般不少于 10。半轴齿轮齿数取 14～25；半轴齿轮与行星齿轮的齿数比多在 1.5～2 范围内；左、右两半轴齿轮的齿数和必须能被行星齿轮的数目所整除，否则将不能安装。

汽车论坛 http://www.qclt.com

(4) 齿轮节锥角 γ、模数 m 和节圆直径 d 的初步确定

行星齿轮和半轴齿轮的节锥角 γ_1、γ_2 计算式为：

$$\gamma_1 = \arctan\frac{Z_1}{Z_2}$$

$$\gamma_2 = \arctan\frac{Z_2}{Z_1}$$

式中：Z_1、Z_2——分别为行星齿轮和半轴齿轮齿数。

大端模数 m 及节圆直径 d 计算式为：

$$\left.\begin{aligned} m &= \frac{2A_0}{Z_1}\sin\gamma_1 = \frac{2A_0}{Z_2}\sin\gamma_2 \\ d &= mZ \end{aligned}\right\} \tag{4-9-34}$$

(5) 压力角 α

过去汽车差速器齿轮都选用 20°压力角，这时齿高系数为 1，而最少齿数为 13。现在大都选用 22°30′的压力角，齿高系数为 0.8，最少齿数可减至 10。某些重型汽车也可选用 25°压力角。

(6) 行星齿轮安装孔直径 ϕ 及其深度 L 的确定

通常取

$$\left.\begin{aligned} \phi &= \sqrt{\frac{T_0\cdot 10^3}{1.1\,[\sigma_c]\,nl}} \\ L &= 1.1\phi \end{aligned}\right\} \tag{4-9-35}$$

式中：T_0——差速器传递的转矩，N·m；

n——行星齿轮数；

l——如图 4-9-47 所示，为行星齿轮支承面中点到锥顶的距离（$l\approx 0.5d_2'$，d_2'为半轴齿轮齿面宽中点处的直径，而 $d_2'\approx 0.8d_2$），mm；

$[\sigma_c]$——支承面的许用挤压应力，取为 69N/mm²。

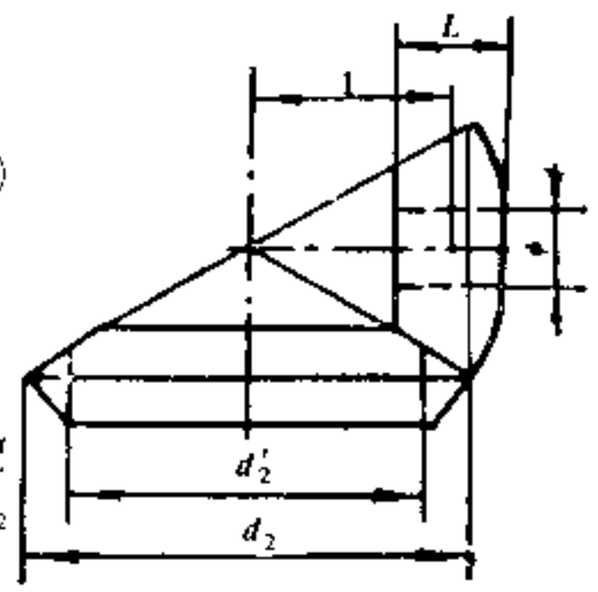


图 4-9-47 差速器行星齿轮安装孔直径 ϕ 及其深度 L

2) 差速器直齿锥齿轮的几何尺寸计算

表 4-9-3 为汽车差速器用直齿锥齿轮的几何尺寸计算步骤。表中计算用的弧齿厚系数 τ 见图 4-9-48、图 4-9-49。

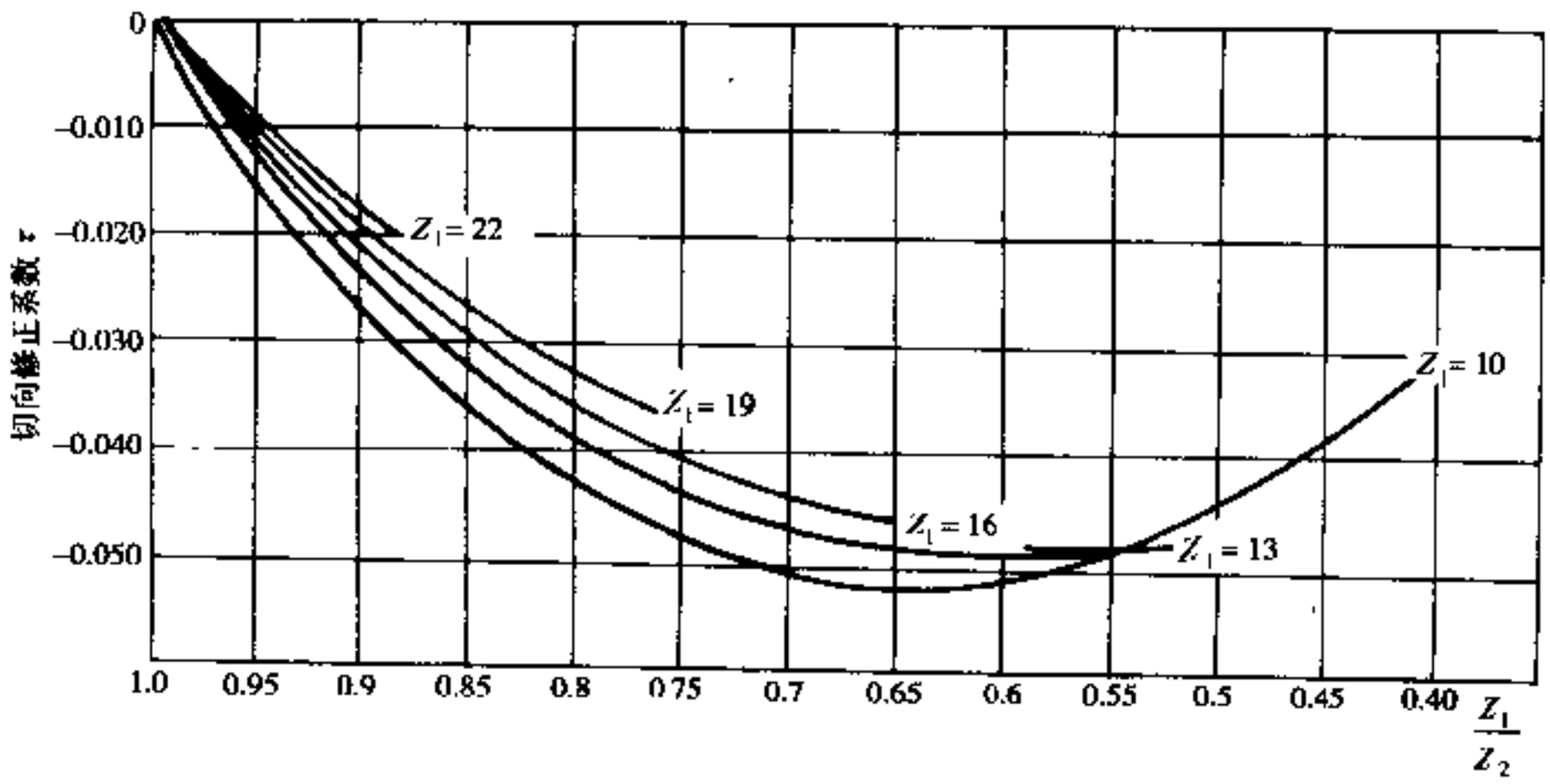


图 4-9-48 汽车差速器直齿轮切向修正系数（弧齿厚系数）τ（用于压力角为 22°30′滚切加工的齿轮）

汽车论坛 http://www.qclt.com

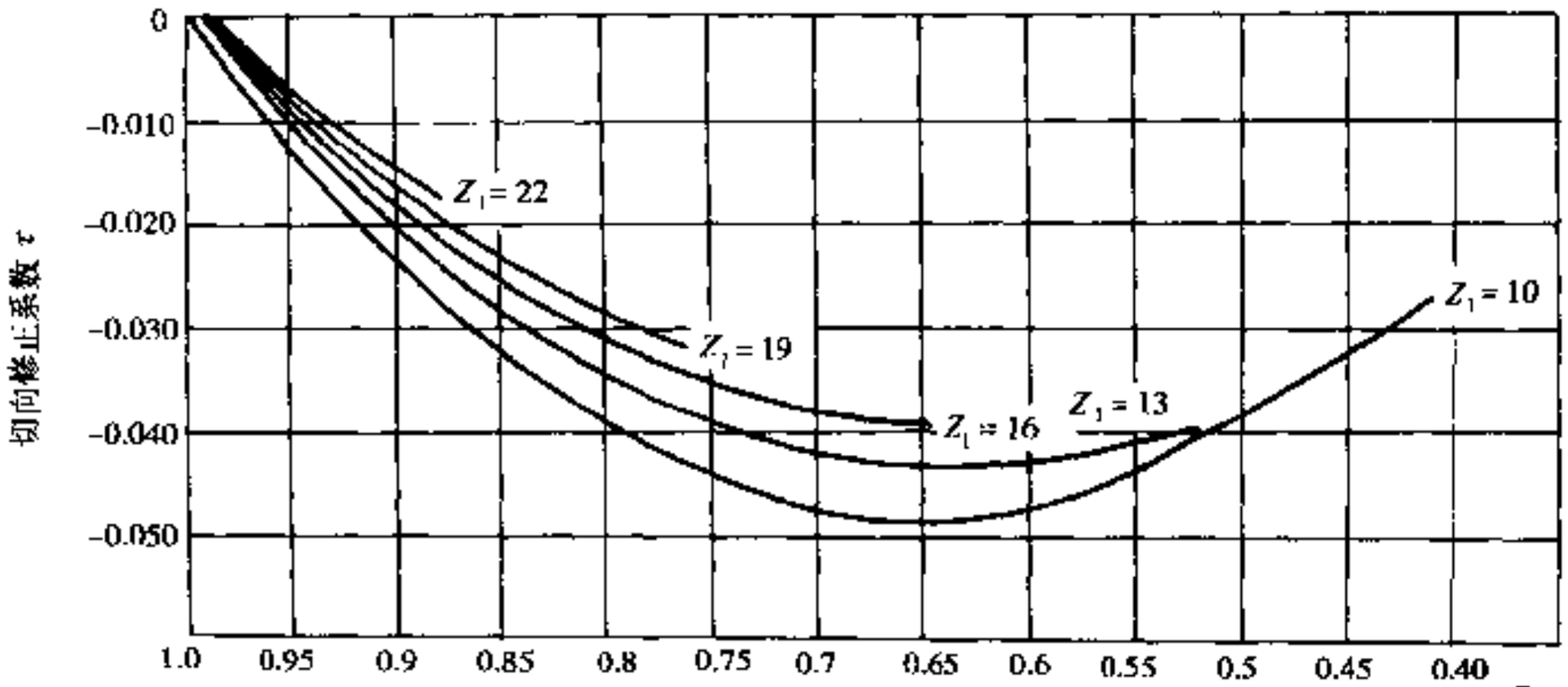


图 4-9-49 差速器直齿锥齿轮切向修正系数（弧齿厚系数）τ（用于压力角为 25°滚切加工的齿轮）

表 4-9-3 汽车差速器直齿锥齿轮的几何尺寸计算用表

项目	计算公式	项目	计算公式
行星齿轮齿数	$Z_1 \geqslant 10$ 应尽量取小值	齿顶高	$h_1' = h_g - h_2'$；$h_2' = [0.430 + \frac{0.370}{(\frac{Z_2}{Z_1})^2}] \cdot m$
半轴齿轮齿数	$Z_2 = 14 \sim 25$ 且须满足安装条件	齿根高	$h_1'' = 1.788m - h_1'$；$h_2'' = 1.788m - h_2'$
模数	m	径向间隙	$c = h - h_g = 0.188m + 0.051$
齿面宽	$F = (0.25 \sim 0.30) A_0$；$F \leqslant 10m$	齿根角	$\delta_1 = \arctan \frac{h_1''}{A_0}$；$\delta_2 = \arctan \frac{h_2''}{A_0}$
齿工作高	$hg = 1.6m$	面锥角	$\gamma_{01} = \gamma_1 + \delta_2$；$\gamma_{02} = \gamma_2 + \delta_1$
齿全高	$h = 1.788m + 0.051$	根锥角	$\gamma_{R1} = \gamma_1 - \delta_1$；$\gamma_{R2} = \gamma_2 - \delta_2$
压力角	一般汽车，$\alpha = 22°30'$ 某些重型汽车：$\alpha = 25°$	外圆直径	$d_{01} = d_1 + 2h_1'\cos\gamma_1$；$d_{02} = d_2 + 2h_2'\cos\gamma_2$
轴交角	$\Sigma = 90°$	节锥顶点至齿轮外缘距离	$x_{01} = \frac{d_2}{d} - h_1'\sin\gamma_1$；$x_{02} = \frac{d_1}{2} - h_2'\sin\gamma_2$
节圆直径	$d_1 = mZ_1$；$d_2 = mZ_2$	理论弧齿厚	$s_1 = t - s_2$；$S_2 = \frac{t}{2} - (h_1' - h_2')\tan\alpha - \varepsilon m$
节锥角	$\gamma_1 = \arctan \frac{Z_1}{Z_2}$；$\gamma_2 = 90° - \gamma_1$	齿侧间隙	采用《格里森》制圆锥齿轮推荐的齿侧间隙 B（新标准）的高精度一栏的数值
节锥距	$A_0 = \frac{d_1}{2\sin\gamma_1} = \frac{d_2}{2\sin\gamma_2}$	弦齿厚	$s_{c1} = s_1 - \frac{S_1^3}{6d_1^2} - \frac{B}{2}$；$s_{c2} = s_2 - \frac{S_2^3}{6d_2^2} - \frac{B}{2}$
周节	$t = 3.1416m$	弦齿高	$h_{x1} = h_1' + \frac{s_1^2\cos\gamma_1}{4d_1}$　$h_{x2} = h_2' + \frac{s_2^2\cos\gamma_2}{4d_2}$

注：（1）实际齿根高将比上表计算值大 0.051mm。

（2）长度单位为 mm，角度单位为（°）

汽车论坛 http://www.qclt.com

3）差速器直齿锥齿轮的强度计算

差速器齿轮主要进行弯曲强度计算，对疲劳寿命则不予考虑，这是因为行星齿轮在工作中经常只起等臂推力杆的作用，仅在左、右驱动车轮有转速差时行星齿轮与半轴齿轮之间才有相对滚动的缘故。

汽车差速器齿轮的弯曲应力为：

$$\sigma_w = \frac{2\cdot 10^3 T\cdot K_0\cdot K_v\cdot K_m}{K_s\cdot F\cdot Z_2\cdot m^2\cdot J} \leqslant [\sigma_w] \qquad (\mathrm{N/mm^2}) \tag{4-9-36}$$

式中：

T——差速器一个行星齿轮给予一个半轴齿轮的转矩，N·m；

$$T = \frac{T_1\times 0.6}{n}$$

T_1——计算转矩，按 T_{je}、T_{jp}两者中的较小者和 T_{jm}计算，见式 4-9-3～式 4-9-5；

n——行星齿轮数目；

Z_2——半轴齿轮齿数；

K_0、K_v、K_s、K_m、F、m——见式 4-9-15 下的说明；

J——汽车差速器齿轮弯曲应力计算用的综合系数，见图 4-9-50～图 4-9-52。

$[\sigma_w]$——许用弯曲应力，按 T_{je}、T_{jp}两者中的较小者计算时 $[\sigma_w]=980\mathrm{N/mm^2}$，按 T_{jm}计算时 $[\sigma_w]=210.9\ \mathrm{N/mm^2}$。

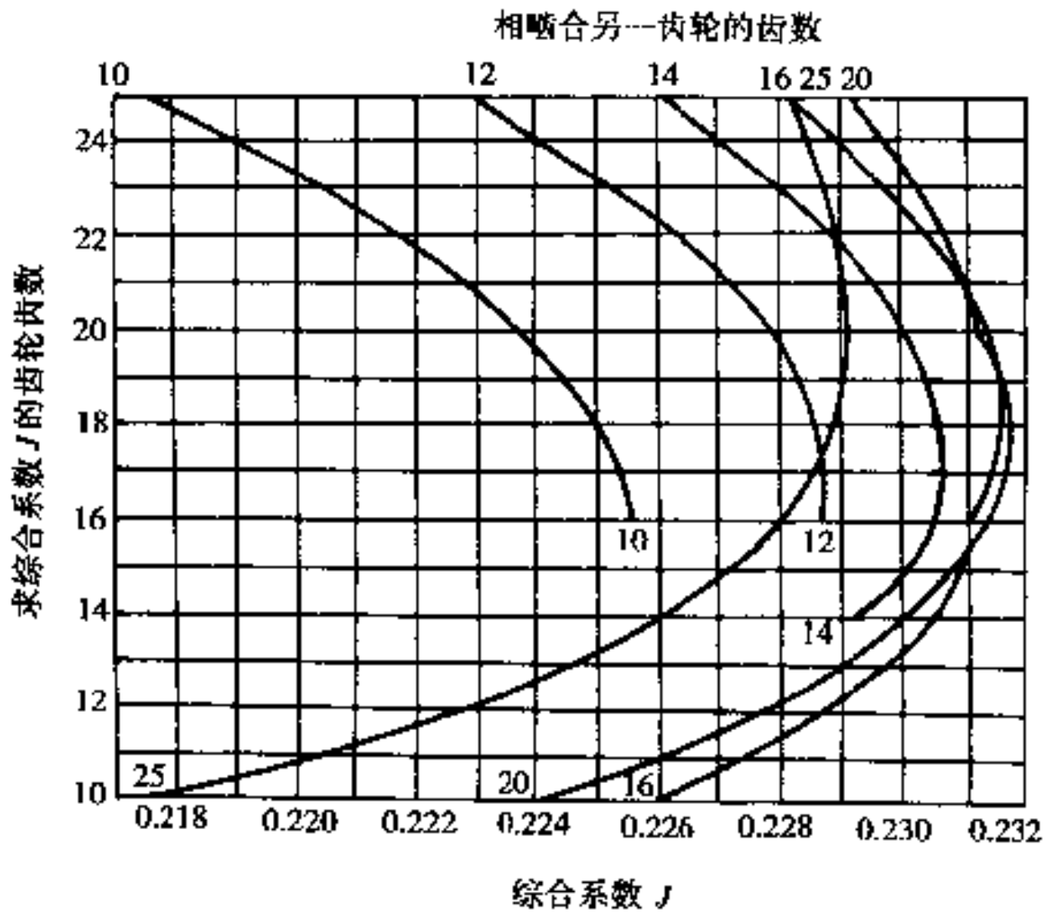


图 4-9-50 计算差速器齿轮弯曲应力用综合系数图

上述计算方法适用于在直齿锥齿轮刨齿机上或在直齿锥齿轮铣齿机上加工的汽车差速器直齿锥齿轮。在现代汽车大生产中还有一种生产效率最高、用弧刃圆盘拉刀加工的、齿形接近于圆弧的“Revacycle”锥齿轮（图 4-9-53）。按其在齿高方向的收缩属双重收缩齿，轮齿两侧的齿廓曲线为用同一曲率半径但不同心的弧刃圆盘拉刀回转拉削时所形成的近似圆弧。这种齿轮亦具有腰鼓形的齿，具有齿数少（如 $Z_1\geqslant 5$～11）而无根切、无尖顶，齿根强度较高等优点，但刀具较复杂，齿轮模数也不能过大（一般 $m<6.35$）。《格里森》公司制定了一套具有 5 种系列、7 种齿数比、35 种标准尺寸的“Revacycle”锥齿轮供选择（见参考文献［38］、［39］）。

4.9.8 多桥驱动汽车的轴间差速器

多桥驱动汽车的前后桥间若无轴间差速器而呈刚性联系，则前、后驱动车轮将以相同的角速器旋转。在实际行驶中前、后驱动车轮的转速会因车轮行程或滚动半径的差异而不等，使前、后驱动车轮产生运动学上的不协调。通常，后轮负荷较大使滚动半径变小而趋于滑移，前轮趋于滑转，并分别引起与行驶方向相反或相同的道路切向反作用力，使前轮具有正驱动力、成为真正的驱动轮；而后轮具有负驱动力而成为事实上的制动轮。因此，传到前轮的功率除用于克服车轮的滚动阻力、滑动阻力和汽车空气阻力等所消耗的功率（$P_f+P_s+P_w$）外，还用于克服后轮上负驱动力所消耗的功率（P'_2）。而负驱动力的方向与车轮旋转方向一致，故 P'_2为后轮的输入功率。这样可以认为，功率 P'_2是由前驱动轮经地面传给后驱动轮并经传动系重新返回前驱动轮，周而复始地循环传递。P'_2称为循环功率或寄生功率，因为它导致发动机功率的无益消耗，加速轮胎磨损，损坏传动系，降低汽车的动力性、经济性和通过性。当前，后轮半径差别较大尤其在硬路面上行驶时，上述现象更为严重。为此，公路用多桥驱动汽车应装轴间差速器（图 4-4-23、图 4-4-5、图 4-9-13、图 4-9-18），但使结构复杂，并降低了汽车的抗滑转能力，需加装差速锁或装自锁式差速器。

汽车论坛 http://www.qclt.com

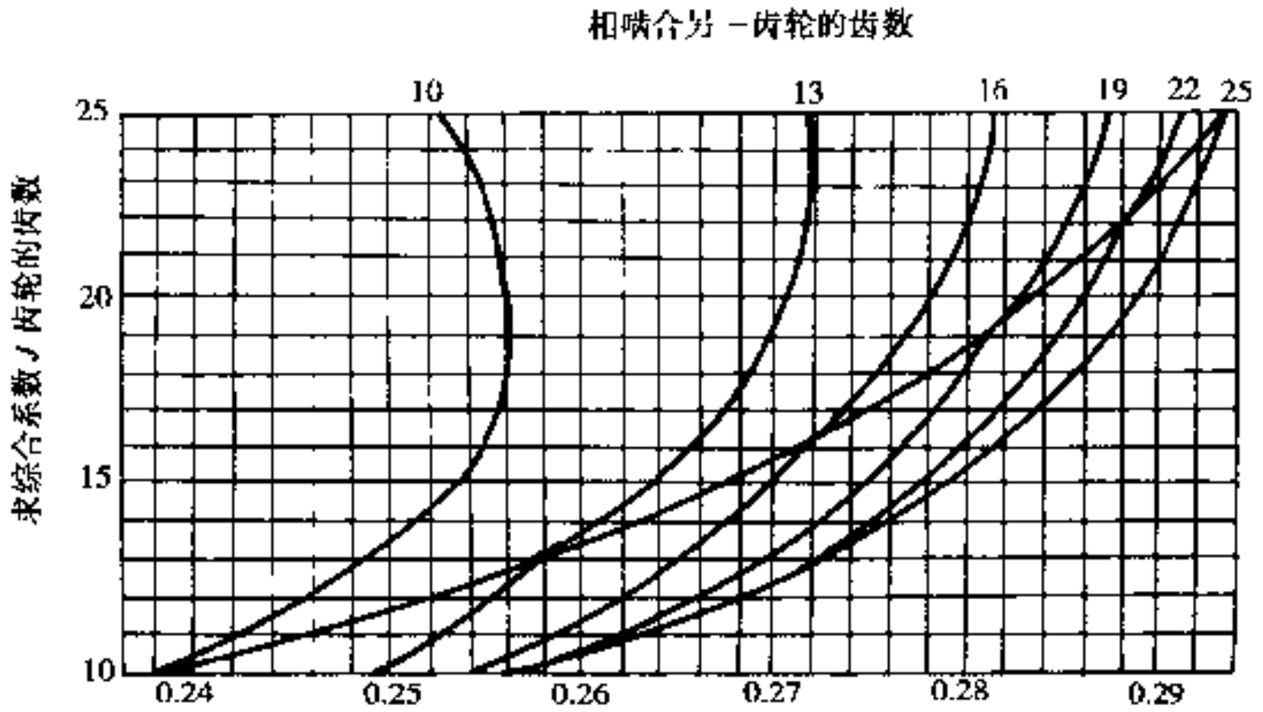


图 4-9-51 弯曲计算用综合系数 J，用于压力角为 25°齿面为局部接触的汽车差速器用直齿锥齿轮（刀尖圆角为标准值 0.12m）

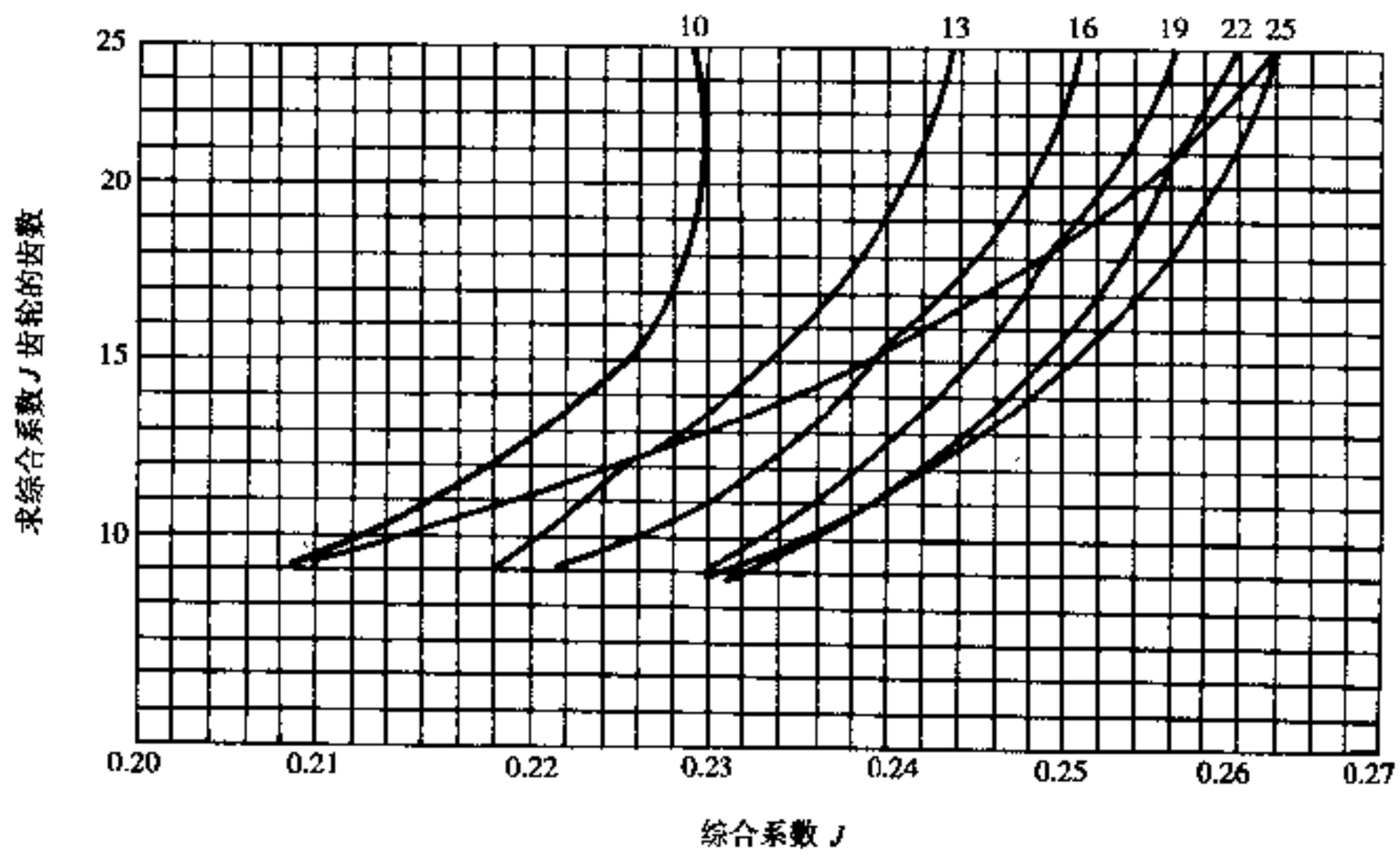


图 4-9-52 弯曲计算用综合系数 J，用于压力角为 22°30′齿面为局部接触的汽车差速器用直齿锥齿轮

4.9.9 半轴型式

普通非断开式驱动桥的半轴，根据其外端的支承型式（图 4-9-54）或受力状况的不同而分为全浮式、3/4 浮式和半浮式三种。

1）全浮式半轴

外端与以两圆锥滚子轴承支承于桥壳的半轴套管上的轮毂相联接（图 4-9-54a），由于车轮所承受的垂向、纵向和侧向力，以及由这些力引起的弯矩均经轮毂、轴承传给桥壳的半轴套管，因此半轴只承受转矩不承受弯矩，其轮毂的尺寸及质量较大，结构较复杂，造价较高，但工作可靠，广泛用于轻型及其以上的客车、货车及越野汽车。

2）3/4 浮式半轴

汽车论坛 http://www.qclt.com

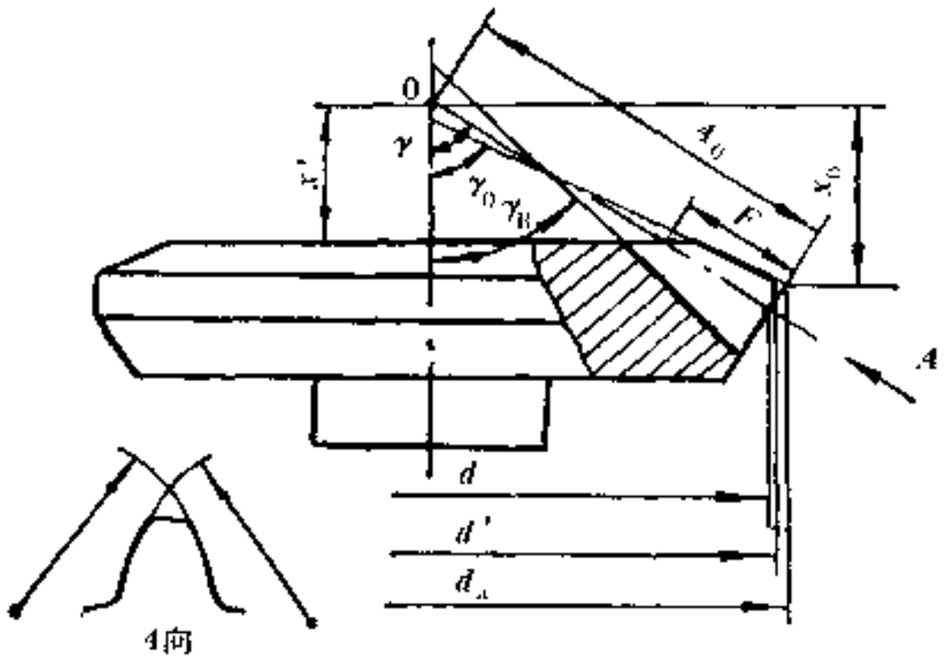


图 4-9-53 “Revacycle”弧齿直齿锥齿轮

外端的安装关系与全浮式类似，但仅有 1 个圆柱滚子轴承（图 4-9-54b)），支承刚度差，故除承受转矩外，还承受部分弯矩，已较少采用。

3）半浮式半轴

以靠近外端的轴颈直接支承在置于桥壳外端内孔中的轴承上、而端部则以具有锥面的轴颈及键与轮毂相固定（图 4-9-54c)），或以突缘直接与车轮轮毂及制动鼓相联接（图 4-9-54d)）。因此，除传递转矩外，还承受车轮传来的垂向力、纵向力（驱动力或制动力）及侧向力所引起的弯矩，承受的载荷复杂。但结构简单、质量小、造价低，用于轿车和微型客车、货车等。

转向驱动桥的半轴需分段并由等速万向节相联（图 4-9-55）；带有摆动半轴的驱动桥的半轴不仅需分段并加进万向节，还需带伸缩花键或采用伸缩型等速万向节

4.9.10 半轴的设计与计算

图 4-9-56 所示为半轴的受力简图，半轴计算时应考虑如下三种载荷工况。

①纵向力（驱动力或制动力）$X_2 = Z_2\varphi$ 最大且无侧向力作用，Z_2 为一个车轮的支承反力，取 $\varphi = 0.8$；

②侧向力 $Y_2 = Z_2\varphi_1$ 最大，发生于侧滑且无纵向力作用时，侧向附着系数 $\varphi_1 = 1.0$；

③铅垂力（$Z_2 - g_w$）k_d 最大，且无纵向力和侧向力作用，g_w 为一个车轮（包括轮毂、制动器等）总成的重力，K_d 为动载系数。

1）半浮式半轴的设计计算

在上述第一种载荷工况下，半浮式半轴除承受由 X_2 引起的转矩 $T = X_2 r_r$ 外，还承受由铅垂力（$Z_2 - g_w$）及纵向力 X_2 引起的合成弯矩 M_Σ：

$$\left.\begin{aligned} T &= X_2 r_r \ (\text{N}\cdot\text{m}) \\ M_\Sigma &= b\sqrt{(Z_2 - g_w)^2 + X_2^2} \ (\text{N}\cdot\text{m}) \end{aligned}\right\} \tag{4-9-37}$$

式中：X_2——一个车轮的驱动力，取以下两者之较小者：$X_2 = Z_2\varphi = \dfrac{m' G_2}{2}\varphi$ 或 $X_2 = \xi T_{emax} \cdot i_{1L} \cdot \eta_T / r_r$；

Z_2——一个车轮在水平地面上的支承反力，N；

r_r——轮胎的滚动半径，m；

b——力臂，见图 4-9-56；

m'——汽车变速时的质量转移系数，后驱动桥取 1.2～1.4；

G_2——满载静止汽车的驱动桥对水平地面的载荷，N；

ξ——差速器的转矩分配系数，见式 4-9-22，普通圆锥齿轮差速器取 $\xi = 0.6$；

T_{emax}——发动机最大转矩，N·m；

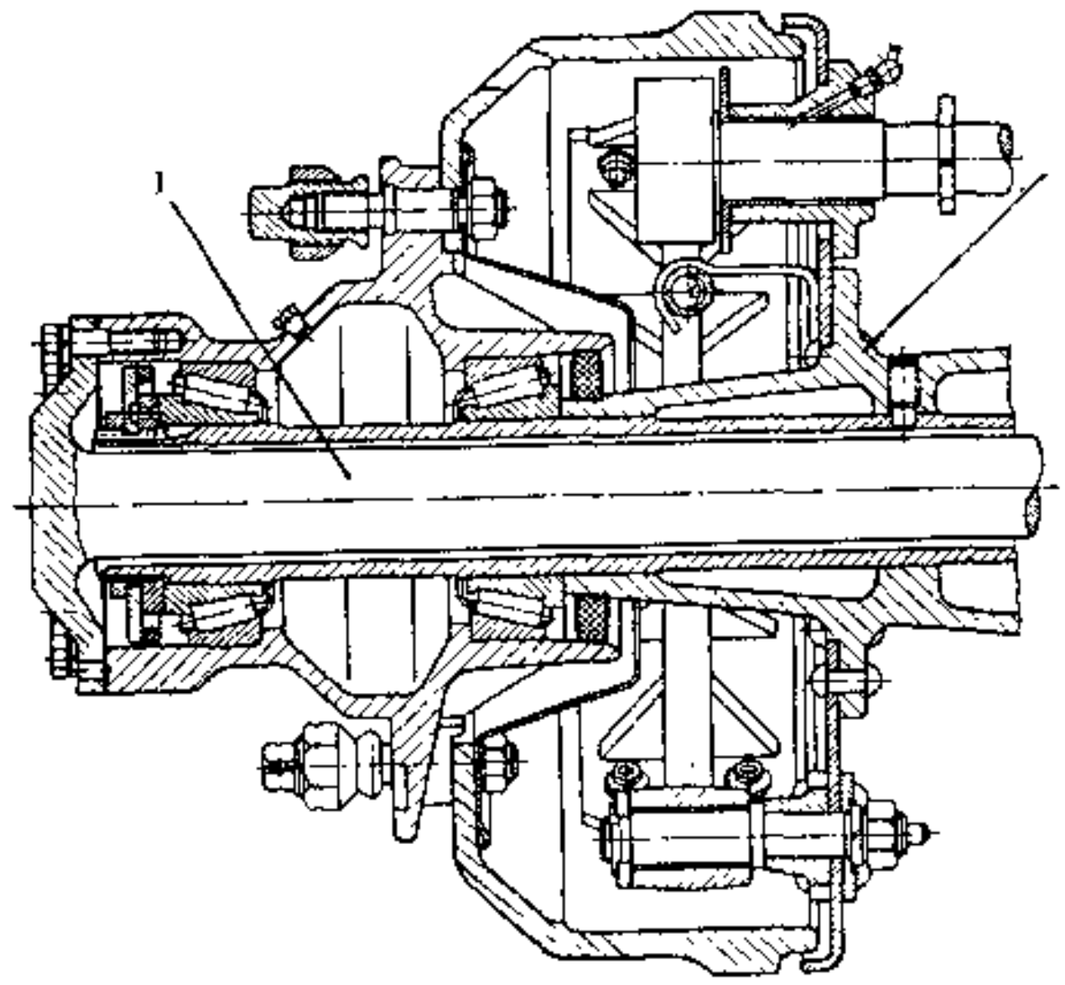
i_{1L}——传动系最低档传动比；

η_T——传动系效率，可忽略不计或取 0.9；

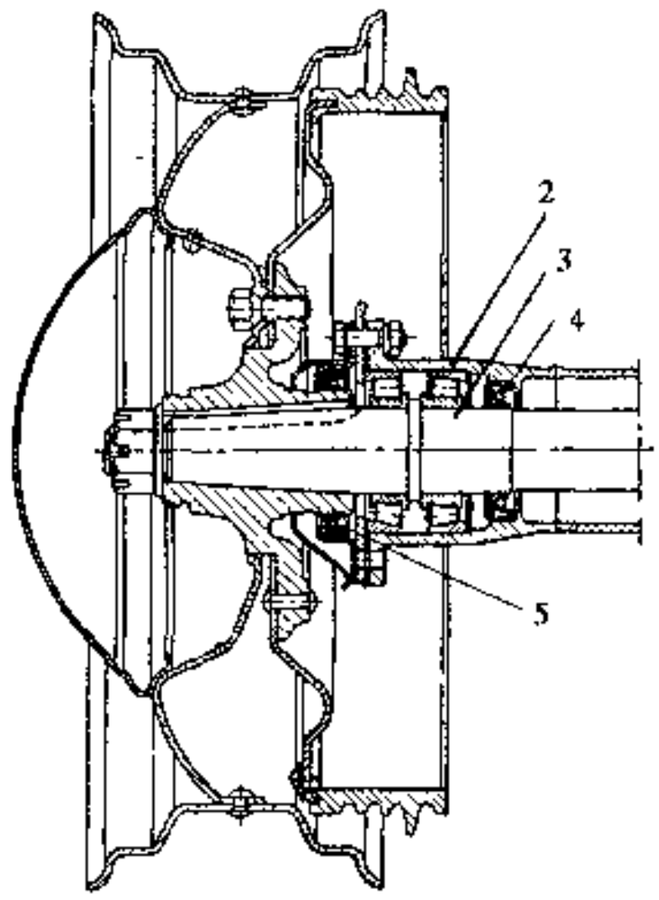
在上述第二种载荷工况下，半浮式半轴只受弯矩，左、右半轴所受的弯矩分别为：

$$\left.\begin{aligned} M_{\Sigma L} &= Y_{2L} \cdot r_r \mp Z'_{2L} \cdot b \qquad (\text{N}\cdot\text{m}) \\ M_{\Sigma R} &= Y_{2R} \cdot r_r \pm Z'_{2R} \cdot b \qquad (\text{N}\cdot\text{m}) \end{aligned}\right\} \tag{4-9-38}$$

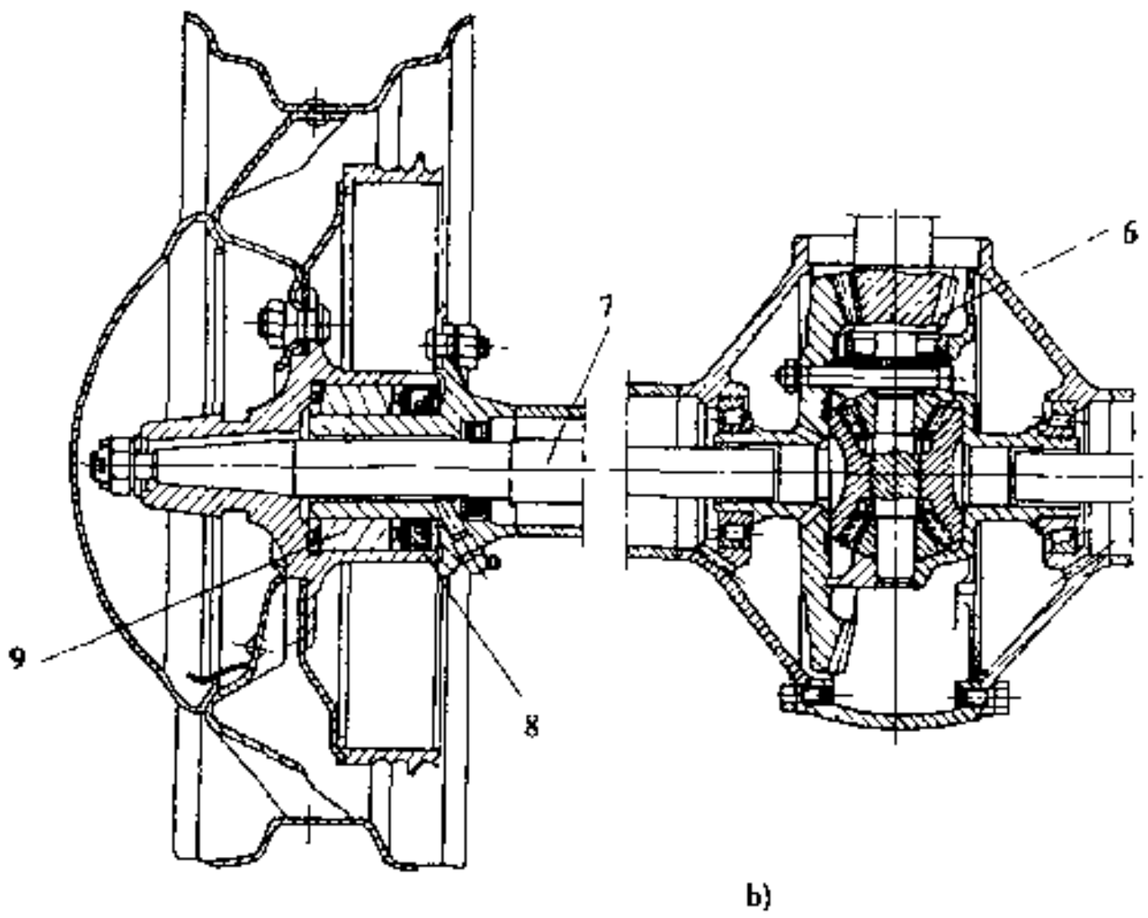
汽车论坛 http://www.qclt.com



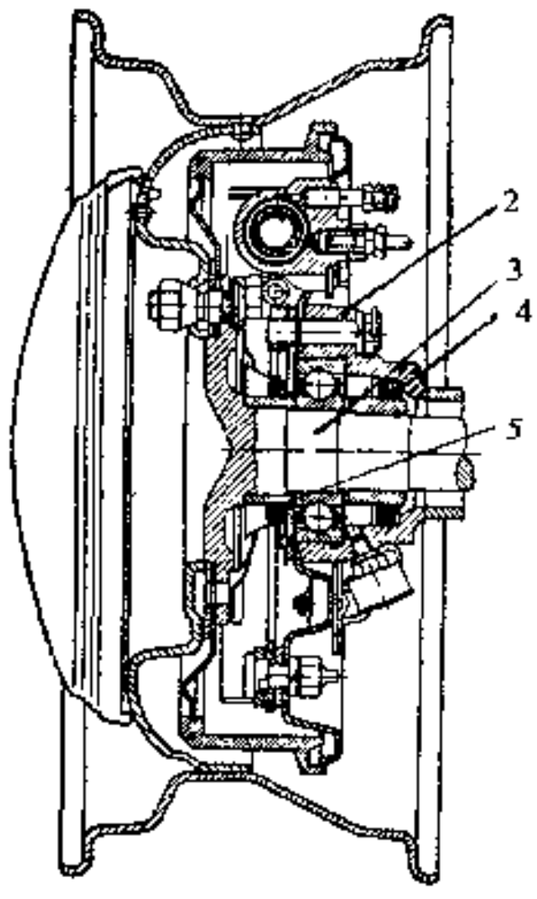
a)



c)



b)



d)

图 4-9-54 普通非断开式驱动桥的半轴

a)全浮式半轴的结构安装；b)3/4 浮式半轴的结构安装；c)、d)半浮式半轴的结构安装

1-全浮式半轴；2-桥壳；3-半浮式半轴；4、5、8-油封；6-主动锥齿轮；7 3/4 浮式半轴；9-圆柱滚子轴承

式中：

$$\left.\begin{aligned} Z'_{2L} &= Z_{2L} - g_w = \frac{G_2}{2}\left(1 \pm \frac{2hg \cdot \varphi_1}{B_2}\right) - g_w \quad (\mathrm{N}) \\ Z'_{2R} &= Z_{2R} - g_w = \frac{G_2}{2}\left(1 \pm \frac{2hg \cdot \varphi_1}{B_2}\right) - g_w \quad (\mathrm{N}) \end{aligned}\right\} \tag{4-9-39}$$

$$\left.\begin{aligned} Y_{2L} &= \frac{G_2}{2}\left(1 \pm \frac{2hg \cdot \varphi_1}{B_2}\right)\varphi_1 \quad (\mathrm{N}) \\ Y_{2R} &= \frac{G_2}{2}\left(1 \pm \frac{2hg \cdot \varphi_1}{B_2}\right)\varphi_1 \quad (\mathrm{N}) \end{aligned}\right\} \tag{4-9-40}$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

h_g——汽车质心高度，mm；

B_2——驱动车轮的轮距，mm；

式中的“+”、“-”号的取舍原则是：当侧向力 Y_2 如图 4-9-56 所示向右作用时，取上面的符号；Y_2 向左作用时，取下面的符号。

在上述第三种工况下，只受垂向弯矩：

$$M_{\Sigma\Lambda} = k_d \left(\frac{G_2}{2} - g_w\right) b \qquad (4\text{-}9\text{-}41)$$

式中：k_d——动载系数，轿车、客车取 1.75，货车取 2.5，越野汽车取 3.0。

2）3/4 浮式半轴的设计计算

按前述第一、二两种载荷工况计算，其危险断面位于半轴与轮毂相配表面的内端，即距离该半轴内端支承反力 Q 为 c 的断面处（图 4-9-56）。

在上述第一种载荷工况下，3/4 浮式半轴承受转矩 T 及由 Z_2'、X_2 引起的弯矩 M_Σ：

$$\left.\begin{aligned} T &= X_2 r, \qquad (\text{N}\cdot\text{m}) \\ M_\Sigma &= Q \cdot C = \frac{bc}{a}\sqrt{(Z_2')^2 + X_2^2} \qquad (\text{N}\cdot\text{m}) \end{aligned}\right\} \qquad (4\text{-}9\text{-}42)$$

式中：$Z_2' = Z_2 - g_w$。

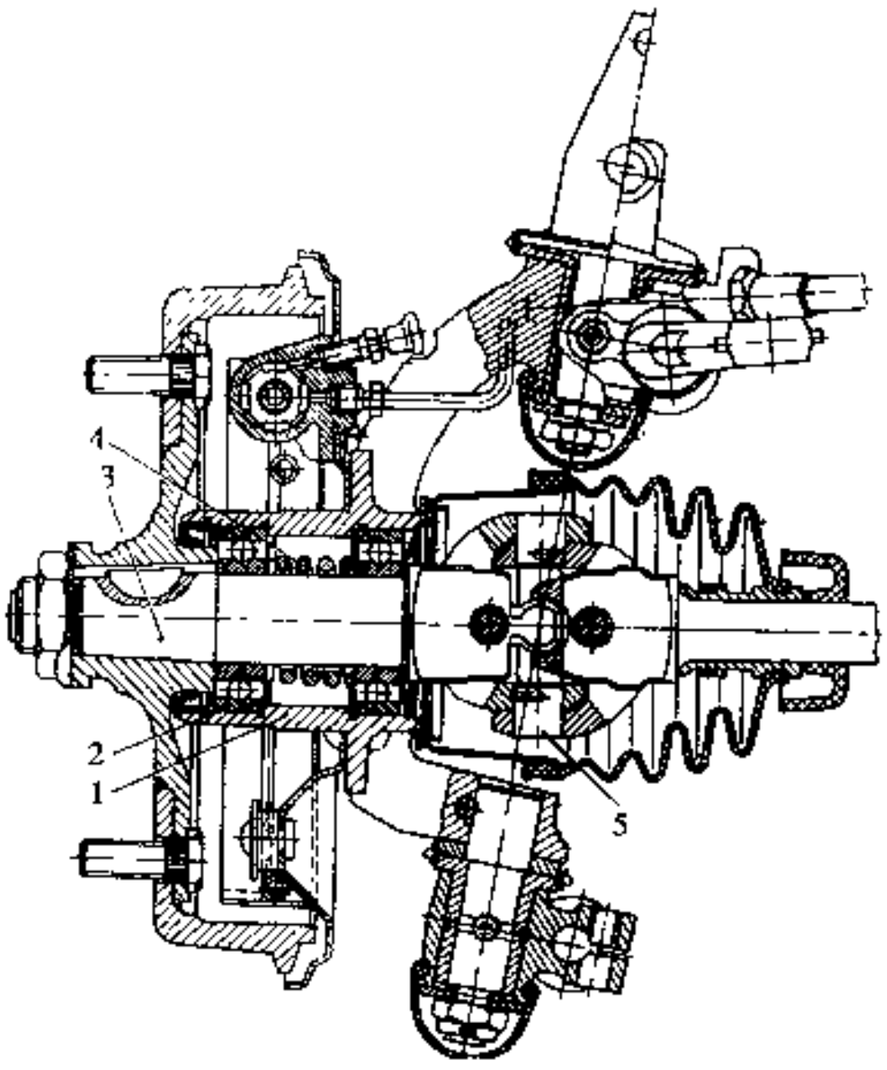


图 4-9-55 转向驱动桥

1 轮毂；2 轮毂轴承；3-带等速万向节的半轴；4 弹簧；5 等速万向节

在上述第二种载荷工况下，如果轮毂轴承的夹持力矩不大，则 3/4 浮式半轴受弯矩，求弯矩时应考虑轮毂轴承和半轴内端与差速器壳的夹持作用。这时左、右半轴的弯矩分别为：

$$\left.\begin{aligned} M_{\Sigma L} &= \left(Y_{2L} \cdot r_r \mp Z_{2L} \cdot b - M_1\right) \cdot \frac{C}{a - \frac{c-a}{2}} \qquad (\text{N}\cdot\text{m}) \\ M_{\Sigma R} &= \left(Y_{2R} \cdot r_r \pm Z_{2R} \cdot b - M_1\right) \cdot \frac{C}{a - \frac{c-a}{2}} \qquad (\text{N}\cdot\text{m}) \end{aligned}\right\} \qquad (4\text{-}9\text{-}43)$$

式中“+”、“-”号的取舍规定见式（4-9-38）~式（4-9-40）下的说明；Z_{2L}、Z_{2R}、Y_{2L}、Y_{2R}的求法见式（4-9-39）、式（4-9-40）；M_1 为轮毂轴承夹持作用的力矩。

如果轮毂轴承有足够的支承刚度，能保证轮毂的充分夹紧，则在车轮侧滑时半轴上的弯矩可以忽略不计，图 4-9-54 所示结构即属这种情况。

3）全浮式半轴的设计计算

全浮式半轴只承受转矩，其计算转矩可由式（4-9-37）求得。

三种半轴的扭转应力可按下式计算：

$$\tau = \frac{T}{\frac{\pi}{16}d^3} \cdot 10^3 \leqslant [\tau] = 490 \sim 588 \qquad (\text{N/mm}^2) \qquad (4\text{-}9\text{-}44)$$

式中：T——半轴的计算转矩，见式（4-9-37）N·m；

d——半轴杆部直径，mm。

半轴花键的剪切应力为：

$$\tau_s = \frac{T \cdot 10^3}{\left(\frac{D_B + d_1}{4}\right) \cdot Z \cdot L_n \cdot b \cdot \phi} \leqslant [\tau_s] = 71.05 \qquad (\text{N/mm}^2) \qquad (4\text{-}9\text{-}45)$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

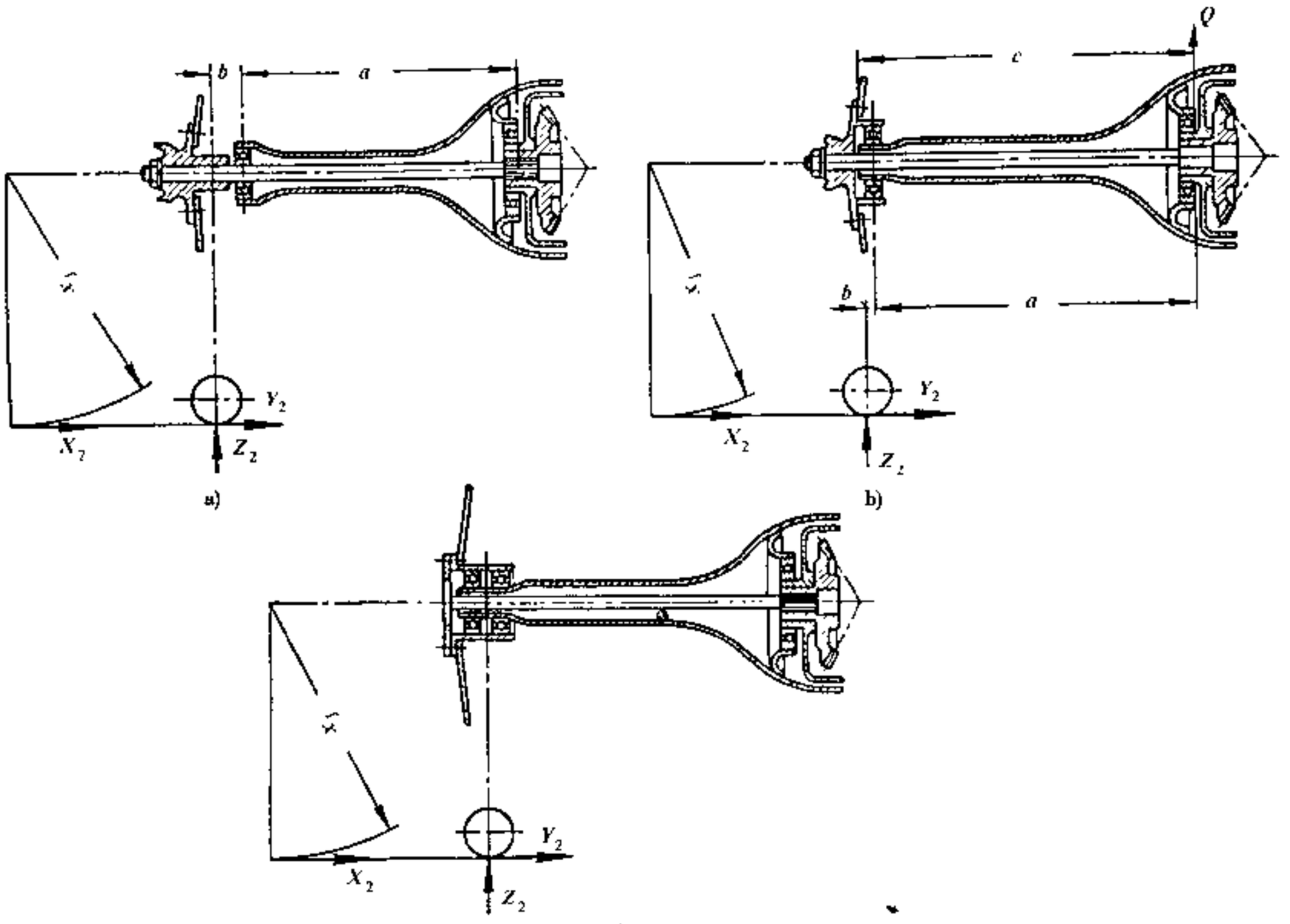


图 4-9-56 半轴型式及受力简图

a)半浮式;b)3/4 浮式;c)全浮式

半轴花键的挤压应力为:

$$\sigma_c = \frac{T \cdot 10^3}{\left(\frac{D_B + d_A}{4}\right)\left(\frac{D_B - d_A}{2}\right) \cdot Z \cdot L_\mu \cdot \phi} \leqslant [\tau_c] = 196 \qquad (\mathrm{N/mm^2}) \qquad (4\text{-}9\text{-}46)$$

式中: D_B——半轴花键(轴)外径, mm;

d_A——相配的花键孔内径, mm;

Z——花键齿数;

L_μ——花键工作长度, mm;

b——花键齿宽, mm;

ϕ——载荷分布不均匀系数, 取 0.75。

半轴的最大扭转角为:

$$\theta^\circ = \frac{Tl}{GJ} \cdot \frac{180}{\pi} \cdot 10^3 \qquad (4\text{-}9\text{-}47)$$

式中: l——半轴长度, mm;

G——材料的剪切弹性模量, $\mathrm{N/mm^2}$;

J——半轴横截面的极惯性矩, $J = \frac{\pi}{32} d^4$, $\mathrm{mm^4}$。

半轴每米长的最大转角不应大于 8°。

半浮式与 3/4 浮式半轴的弯曲应力 σ_w 及合成应力 σ_Σ 为:

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$\sigma_u = \frac{M_\Sigma}{\frac{\pi}{32}d^3}\cdot 10^3 \qquad (\mathrm{N/mm^2}) \tag{4-9-48}$$

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau^2} \qquad (\mathrm{N/mm^2}) \tag{4-9-49}$$

式中：M_Σ——半轴承受的合成弯矩，见式（4-9-37）、式（4-9-38）、式（4-9-41）～式（4-9-43），N·m；

d——半轴危险断面的直径，mm；

τ——半轴的扭转应力，见式（4-9-44）

全浮式半轴杆部直径 d 可按下式初选。

$$d = \sqrt[3]{\frac{T\cdot 10^3}{0.196\ [\tau]}} = (2.05 \sim 2.18)\sqrt[3]{T} \qquad (\mathrm{mm}) \tag{4-9-50}$$

式中：T——半轴的计算转矩，N·m；

$[\tau]$——半轴的扭转许用应力，可取 $[\tau] = 490 \sim 588 \mathrm{N/mm^2}$。

半轴多采用含铬的中碳合金钢如 40Cr、40CrMnMo、40CrMnSi、40CrMoA、35CrMnSi、35CrMnTi 等制造。40MnB 是我国的新钢种，作为半轴材料效果很好。过去半轴都采用调质处理，调质后要求杆部硬度 HB388～444（突缘部分可降至 HB248）。近些年来多采用高频、中频感应淬火，使半轴表面淬硬达 HRC52～63，硬化层深约为其半径的 1/3，心部硬度为 HRC30～35；不淬火区（突缘等）的硬度可在 HB248～277 范围内。由于硬化层的强度较高，加之在半轴表面形成大的残余压应力，以及采用喷丸处理、滚压半轴突缘根部过渡圆角等工艺，使半轴的静强度尤其是疲劳强度大为提高，由于采用这些先进工艺，采用 40 或 45 号中碳钢的轴半也日益增多。

为了使半轴的花键内径不小于其杆部直径，常将加工花键的杆部做得粗些，并适当地减小花键槽的深度，相应地增加花键齿数，通常取 10 齿（轿车半轴）至 18 齿（货车、越野汽车半轴），多采用渐开线花键，也有采用矩形或梯形花键的。

4.9.11 桥壳的结构型式

分为整体式、组合式和对分式（图 4-9-57）。

1）整体式桥壳

如图 4-9-57a）、b）所示，其特点是将桥壳制成一个整体，犹如一整体空心梁，其强度及刚度都比较好，且桥壳与主减速器壳分作两体，主减速器及差速器均装在独立的主减速器壳里，作为独立的总成，调整好后再由桥壳中部装入桥壳内。拆装、调整、维修、保养等都很方便。

整体式桥壳按其制造工艺的不同又可分为：

（1）钢板冲压—焊接整体式桥壳

如图 4-9-57a）所示，它是由上、下对焊的一对由钢板冲压而成的桥壳主件、前加强圈、后盖、半轴套管、突缘、钢板弹簧座等组焊而成。其质量小、造价低、强度及刚度均较好，广泛用于各型汽车。

（2）铸造整体式桥壳

可用球墨铸铁、可锻铸铁或铸钢铸造。有的在球铁中加入 1.7% 的镍，解决了球铁的低温（－40℃）冲击值急剧降低的问题。为进一步提高其强度和刚度，铸造整体式桥壳两端压入较长的无缝钢管，作为半轴套管并用销钉固定。每边半轴套管与桥壳的压配表面共四处，并由里向外逐渐加大配合表面的直径（见图 4-9-57b）），以得到较好的压配效果。其强度高、刚度好，工作可靠，但质量大、加工面多，制造工艺复杂。多用于重型汽车，少数中型载货汽车和越野汽车也有所采用。

（3）钢管扩张成形整体式桥壳

是由中碳（例如 35 号钢）无缝钢管或钢板卷焊钢管扩张成形制成，图 4-9-58 为其扩张成形过程。其生产效率高，材料的利用率高，桥壳质量小而强度及刚度却比较好，但需要专用扩张成形轧制设备。适用

汽车论坛 http://www.qclt.com

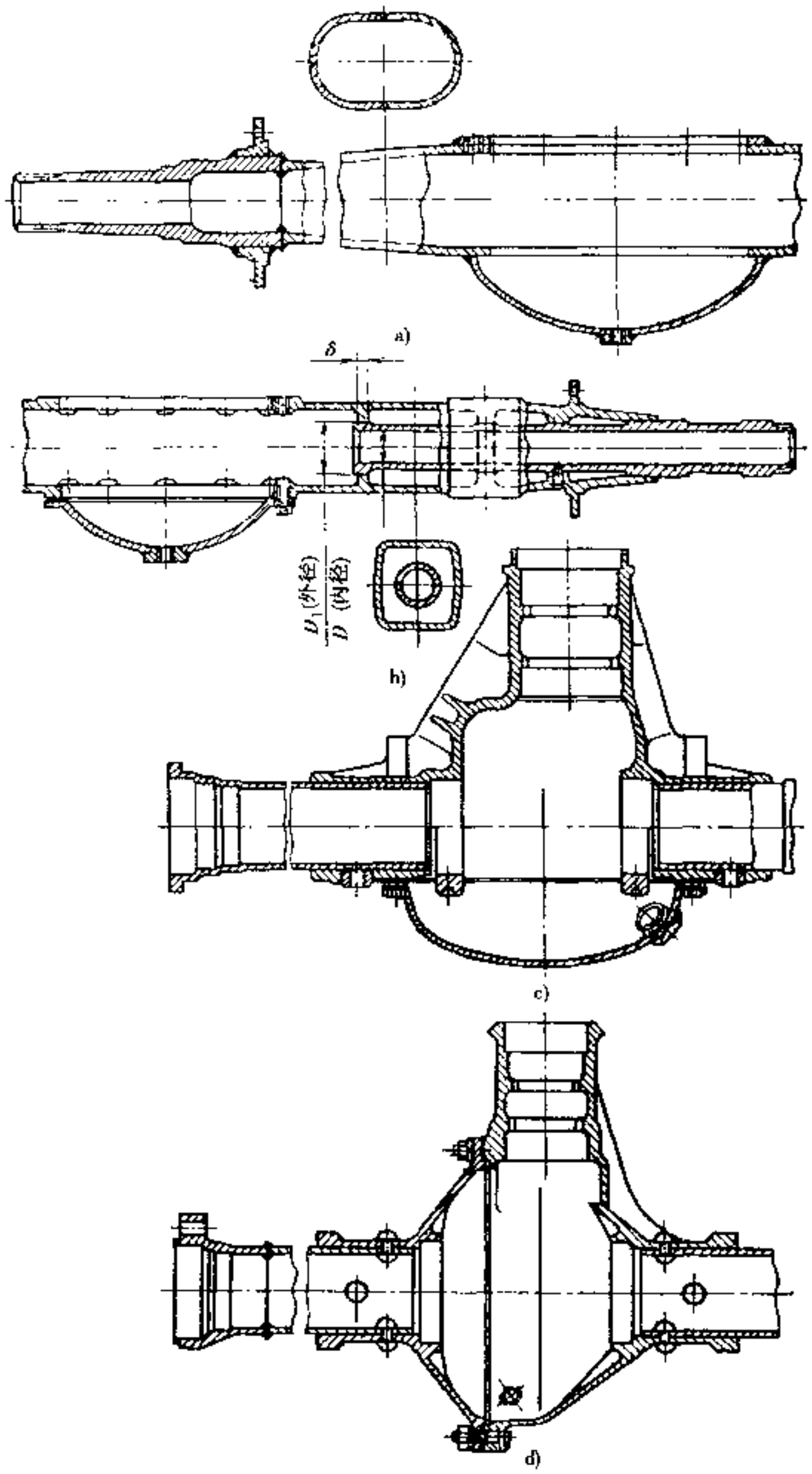


图 4-9-57 驱动桥壳

a)钢板冲压-焊接整体式桥壳;b)铸造整体式桥壳;c)组合式桥壳;d)对分式桥壳

于轿车及轻、中型载货汽车的大量生产。

2) 组合式桥壳

又称为支架式桥壳，如图 4-9-57c) 所示，它是将主减速器壳与中部桥壳铸成一体，两端压入无缝钢管并用销钉或塞焊固定。质量较小，主减速齿轮轴承座的支承刚度好，但桥壳刚度较差，用于微型汽车，轿车及轻型以下货车。

汽车论坛 http://www.qclt.com

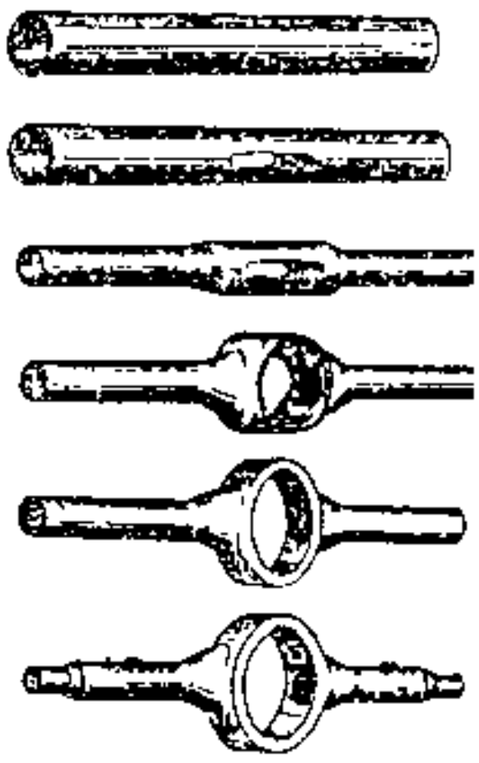


图 4-9-58 钢管扩张成形整体式桥壳的扩张成形过程

3）可分式桥壳

按其组合件数又分为两段可分式（又称对分式）和三段可分式两种。两段可分式桥壳（图 4-9-57d））由一垂直接合面分为左、右两部分，每部分均由一铸件壳体和一压入其外端并用铆钉铆接的半轴套管组成。在装配主减速器及差速器后左、右两半壳用一圈螺栓联成一整体。其特点是制造工艺简单、主减速器轴承支承刚度好，但对主减速器的装配、调整及维修极不方便（见图 4-9-8），桥壳的强度、刚度也较差，过去曾用于轻型汽车现已很少采用。三段可分式桥壳由左、中、右三段组成，且均为铸件，中央部分为主减速器壳，便于主减速器及差速器的装配、调整，但维修主减速器及差速器时，仍要把整个桥从汽车上拆下，且其强度、刚度仍不如整体式桥壳，曾用于重型汽车，现已很少采用。

带有摆动半轴的驱动桥，多仅有主减速器壳而无完整桥壳（图 4-9-2、图 4-9-4），或桥壳为断开式（图 4-9-3），均不承载。

4.9.12 桥壳的受力分析与强度计算

见本篇第 11 章 11.1.3.2 节。

4.10 现代汽车的四轮驱动

非常接合式四轮驱动为 4×4 越野汽车采用的传动结构型式，其特点是可根据路面情况手动地选择四轮驱动或两轮驱动。现代汽车的四轮驱动是指 20 世纪 70 年代末出现的以在硬路面上行驶为主的常接合式四轮驱动。由于后者在各种路况下尤其在潮湿路面和冬季路面上均有较好的驱动能力，低档加速性好，驱动力不受汽车轴荷分配改变的影响，在泥泞和雪地上的行驶稳定性好、对侧风的敏感性小，各轮胎的磨损较均匀，尤其适于牵引等，它已成为今后的发展方向。轿车采用常接合式四轮驱动，其布置方案如图 4-10-1 所示，虽使其结构复杂、质量增大（约 6% ~ 10%）、造价提高、油耗增加（约 5% ~ 10%），通常其最高车速也有所降低，但可大大地提高它对各种路面的适应性，提高其行驶安全性及通过性，深受用户欢迎，得到迅速发展。

以往，常接合式四轮驱动汽车装有轴间差速器及差速锁，后来有的差速锁为粘性离合器或液压多片摩擦离合器所代替（图 4-10-1c）、d））；又出现了没有轴间差速器而代之以液压多片离合器、粘性离合器或超越离合器的新型常接合式四轮驱动汽车（图 4-10-1e）～i））。

粘性离合器如图 4-10-2 和图 4-10-3 所示，其输入、输出轴分别以花键与内、外圆盘相联，壳内充满硅油，利用内、外圆盘间硅油的粘性剪切力传递转矩，它所传递的转矩随输入、输出轴间转速差的变化而变化，旋转速度改变时转矩变化非常平稳（图 4-10-4）。

当输入、输出轴的转速差为 Δn（r/min）；工作油密度及动粘性系数分别为 ρ 及 υ；圆盘内、外工作半径为 r_i、r_o；相邻圆盘间距为 S；K 为常量时，则粘性转矩为：

$$T_v = K\frac{\rho V \cdot \Delta n}{S}(r_o^4 - r_i^4) \tag{4-10-1}$$

装轴间差速器的四轮驱动汽车的一轮滑转时，将导致其它各轮的驱动力下降。加装差速锁锁住轴间差速器，则成为刚性联接的四轮驱动系统。这时动力在车轮间的分配，由轮胎与地面的附着力决定，而在轴间差速器壳上的总的驱动转矩 T_0 等于前、后驱动轮转矩 T_F、T_R 之和，且前、后轮转速 ω_F、ω_R 相等。当轴间差速器起作用时，经它传到前、后轮的转矩的分配，则由差速器的传动比 α 决定（图 4-10-5），即

$$\left.\begin{aligned} T_F &= \alpha T_0 \\ T_R &= (1-\alpha)\ T_0 \end{aligned}\right\} \tag{4-10-2}$$

对于轴间差速器与粘性离合器联用的四轮驱动系统（图 4-10-6），当输入转矩为 T_0，前、后轮的转矩

汽车论坛 http://www.qclt.com

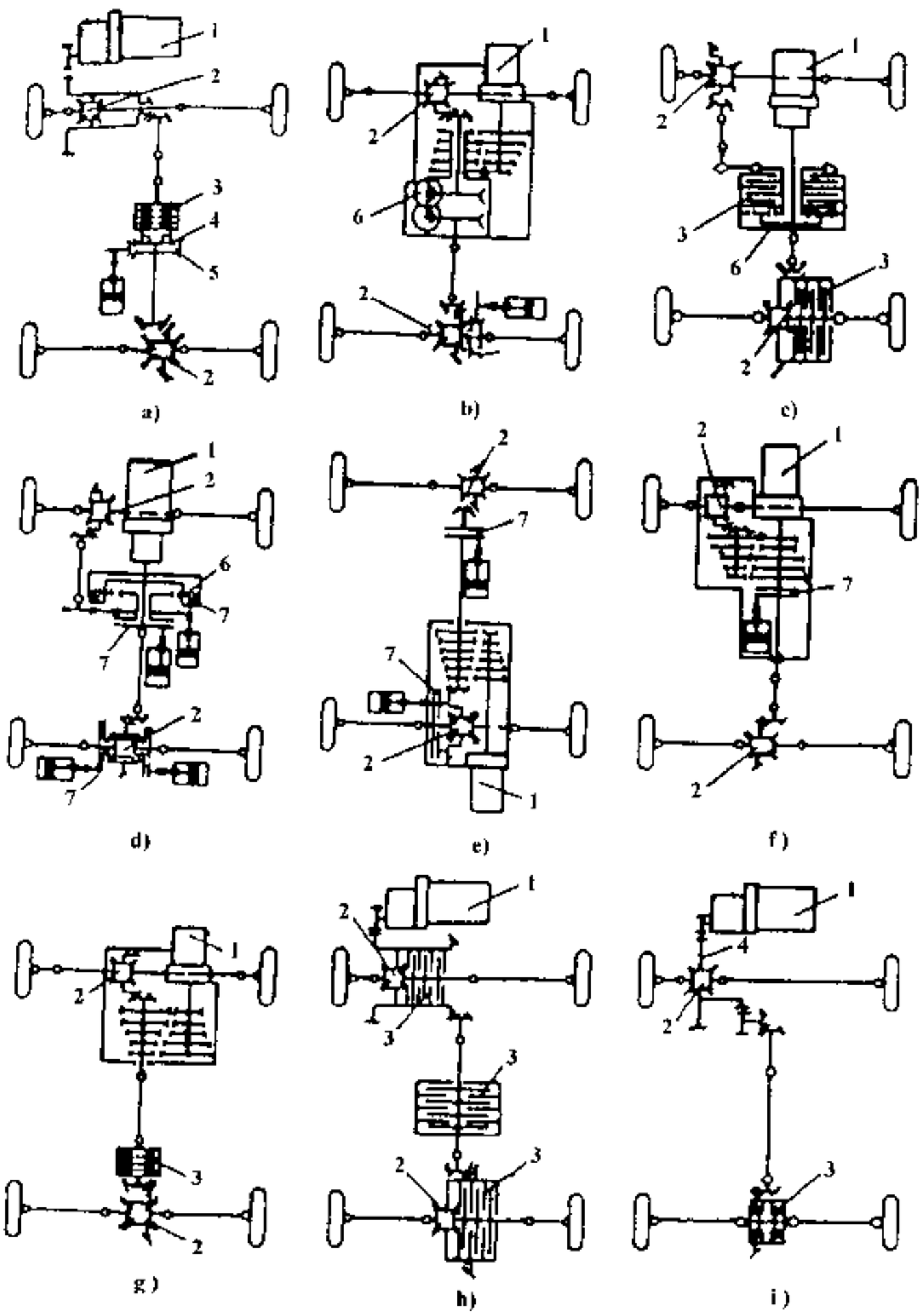


图 4-10-1 轿车常接合式四轮驱动的布置简图

1-动力及传动装置;2-轮间差速器;3-粘性离合器;4-超越离合器;5-齿轮接合器;6-轴间差速器;7-液压多片摩擦离合器

及转速分别为 T_t、ω_F，T_R，ω_R 时，其前、后轮的转矩分配列于表 4-10-1。

在采用粘性传递的四轮驱动系统中，粘性离合器装在四轮驱动汽车的传动轴上（图 4-10-7a)），并把转矩 T_v 通过粘性离合器传到后轮，即

$$\left.\begin{aligned} T_F &= T_0 - T_v \\ T_R &= T_v \end{aligned}\right\} \tag{4-10-3}$$

当采用液压多片离合器作为转矩分配器并装在四轮驱动汽车的传动轴上（图 4-10-7）时，它能在前、后轮间控制适宜的转矩比，以保持平衡。经液压多片离合器传给后轮的转矩 T_C 除与离合器片的摩擦面数、摩擦面的平均半径及摩擦系数有关外，还与压紧摩擦片的油压 P 呈正比线性关系（图 4-10-7c)），而油压又由电控系统自动控制。电控系统是根据车轮转速及发动机节气门开度等汽车行驶信息调节输向油压调节阀的指令电流，后者用于控制油压调节阀、改变油压，从而改变液压多片离合器传给后轮的转矩及前、后轮的转矩分配　前、后轮的转矩分别为：

汽车论坛 http://www.qclt.com

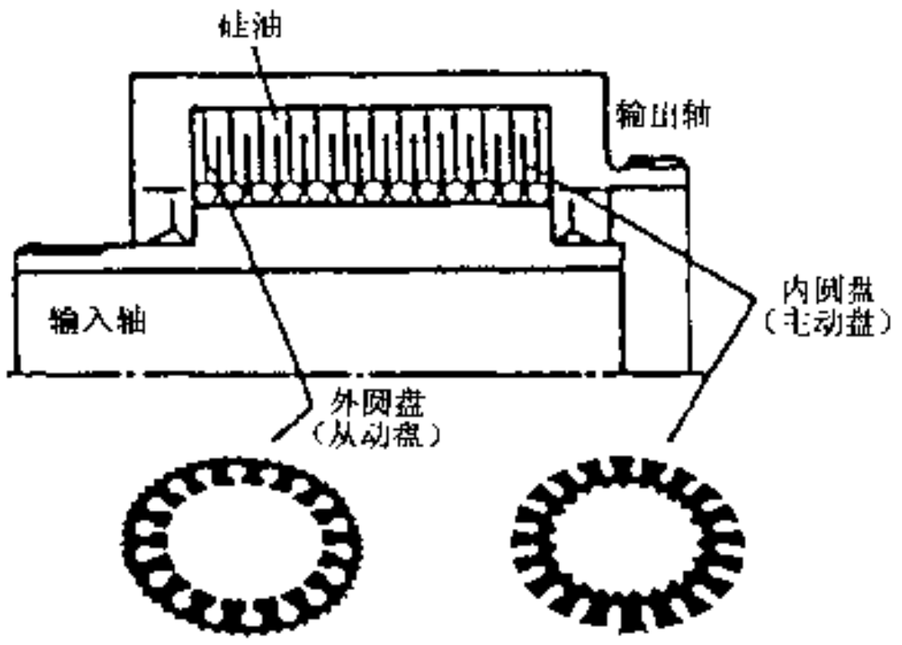


图 4-10-2 粘性离合器示意图

$$\left.\begin{aligned} T_F &= T_0 - T_c \\ T_R &= T_c \end{aligned}\right\} \tag{4-10-4}$$

四轮驱动系统采用超越离合器时，超越离合器加在通向前轮的传动系中(图 4-10-7d))，当前轮的转速高于后轮的转速时，前轮自由旋转；否则前、后轮刚性联接。

前、后轮作刚性联接的四轮驱动汽车，最能适应在松软或冻路面上的直行，但很不适应前、后轮需有转速差的硬路面行驶，急转弯时还会发生急转弯制动加轴间差速器后则能适应在干燥硬路面上的一切行驶工况，但在打滑路面上的牵引极限较其它系统为低，其特性取决于前、后轮转矩分配系数。图 4-10-6、图 4-10-7 所示结构型式的四轮驱动汽车能适应一切路况

(撰稿人：刘惟信)

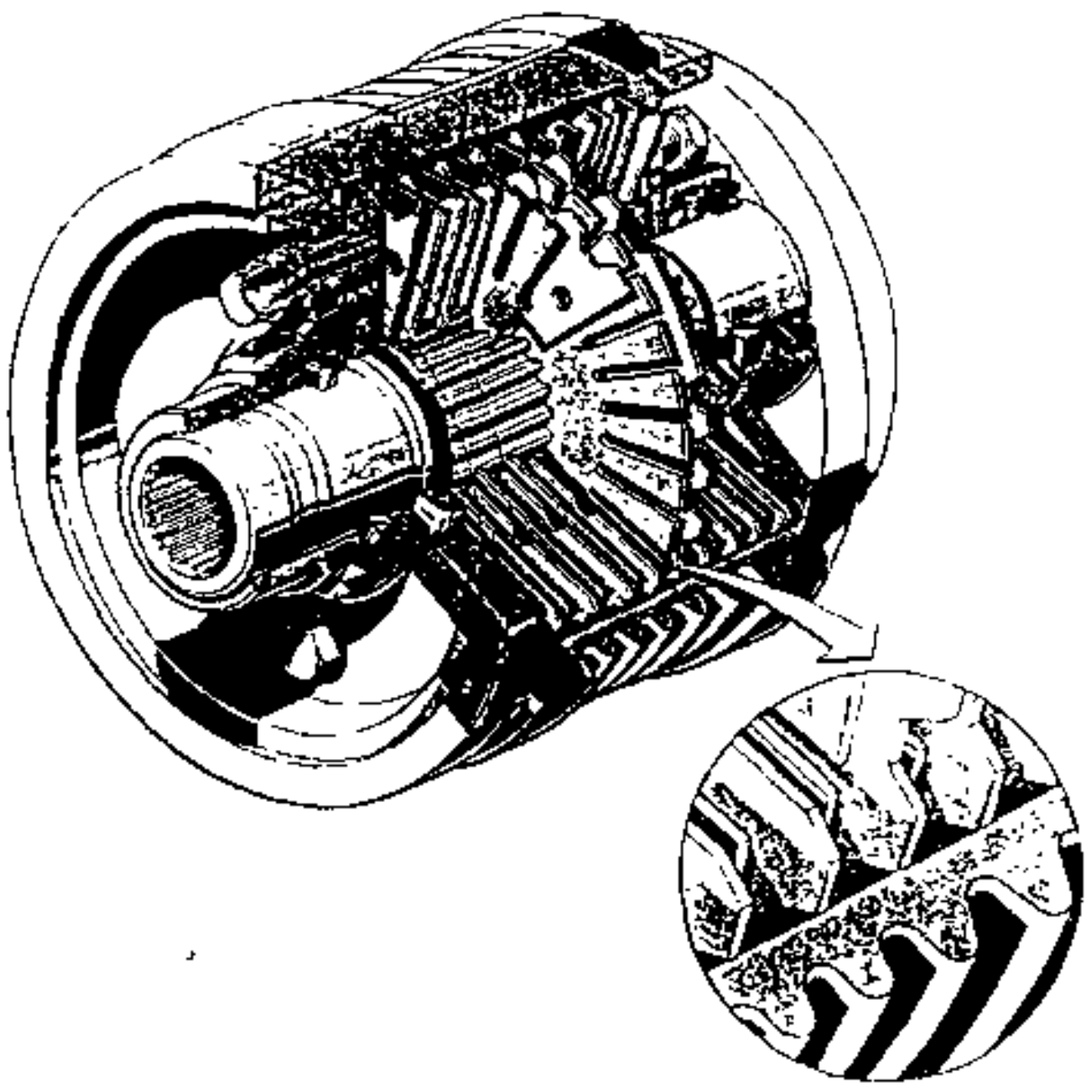


图 4-10-3 粘性离合器

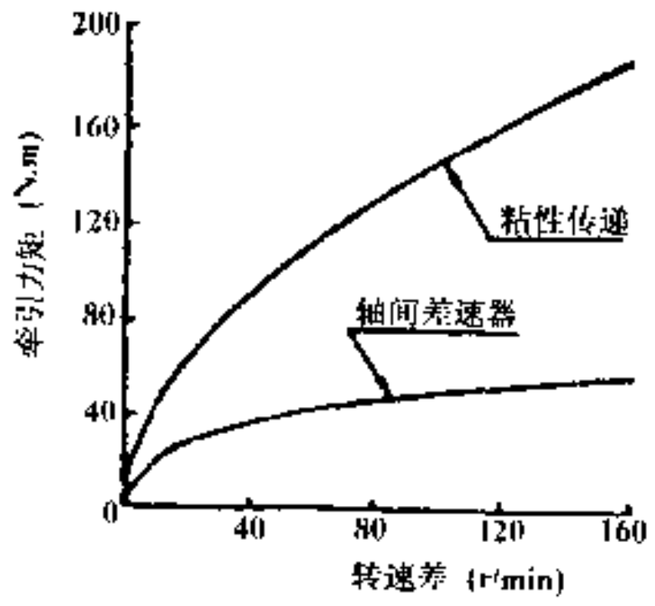


图 4-10-4 粘性离合器的计算特性

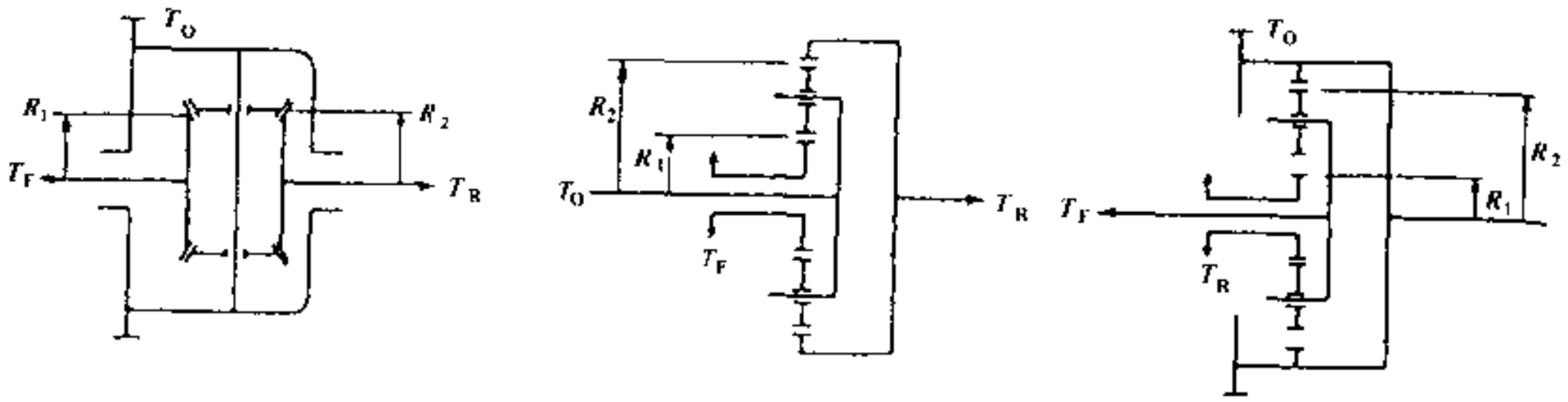


图 4-10-5 轴间差速器的转矩分配

a) $T_R/T_F = R_2/R_1$，$R_2 = R_1$，$\alpha = 0.5:1$；b) $T_R/T_F = R_2/R_1$，$\alpha = R/(R_1 + R_2)$；c) $T_R/T_F = R_1/(R_1 + R_2)$，$\alpha = (R_1 + R_2)/R_2$

汽车论坛 http://www.qclt.com

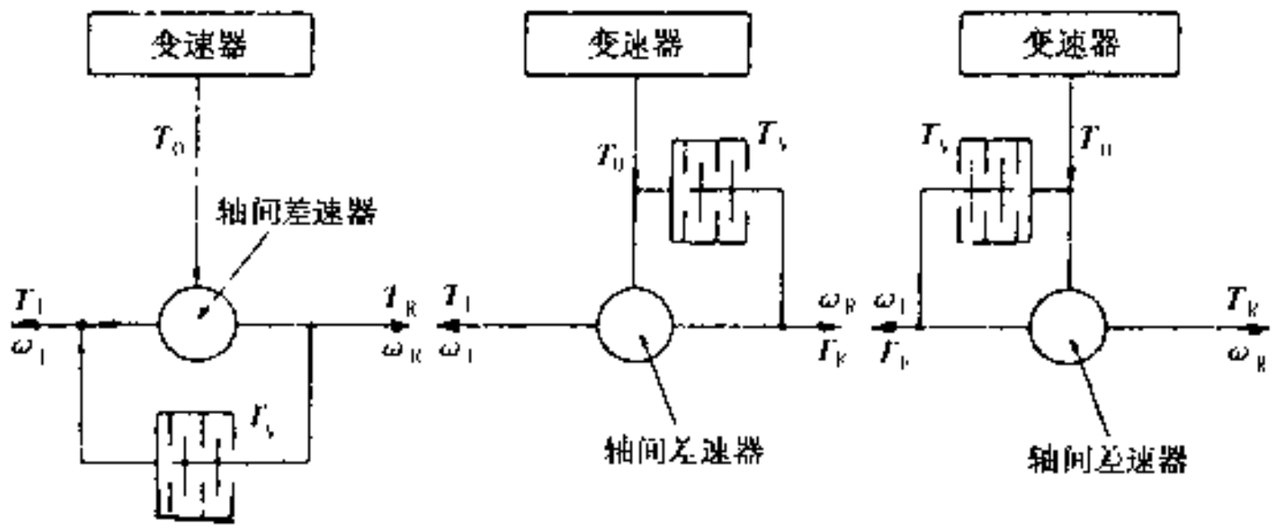


图 4-10-6 轴间差速器与粘性离合器联用的四轮驱动系统

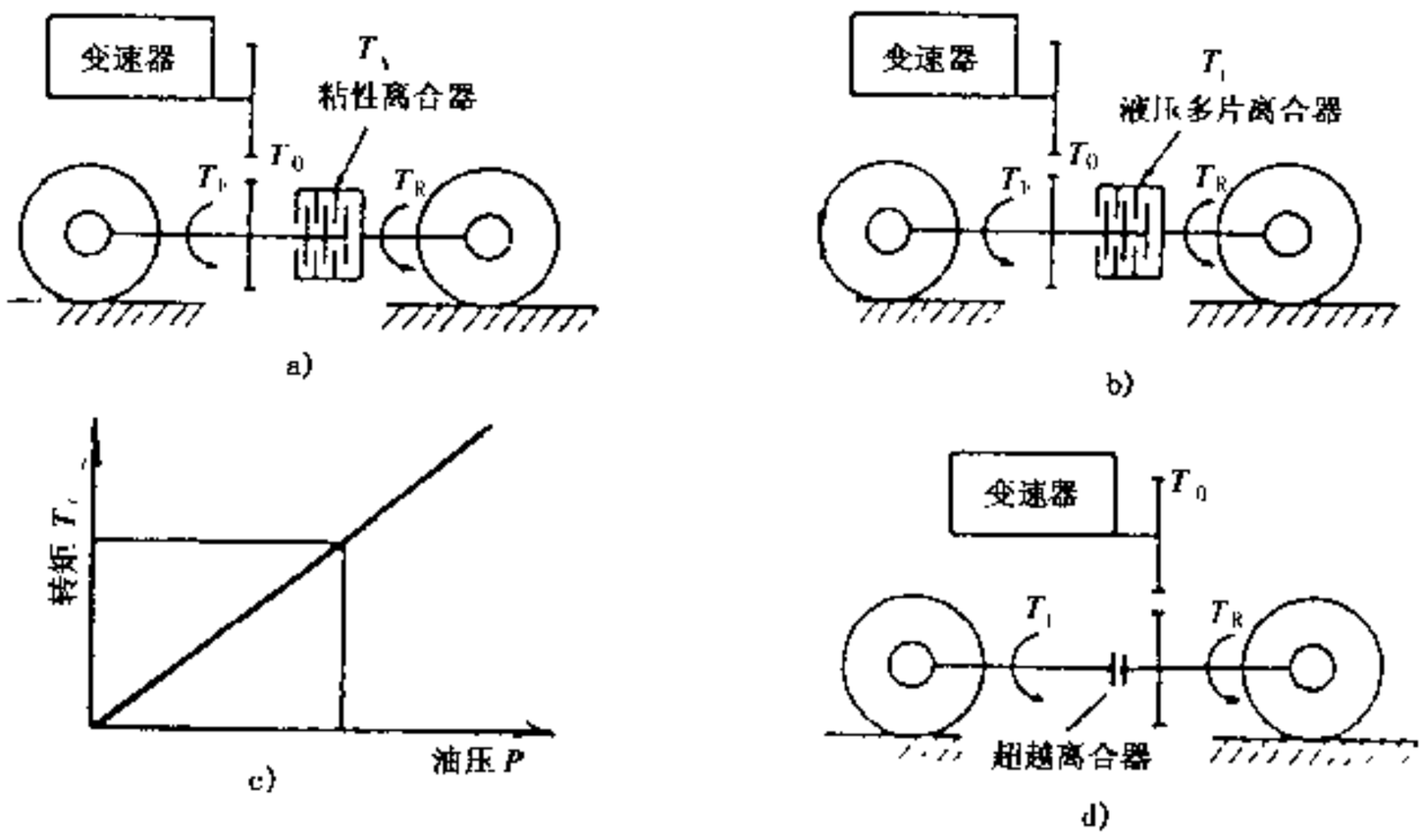


图 4-10 7 轿车的几种四轮驱动系统

a)粘性离合器装于传动轴上；b)液压多片离合器作为转矩分配器装于传动轴上；c)后轮转矩 T_L 与离合器油压的关系；d) 超越离合器装于通向前轮的传动系中

表 4-10-1 前、后轮转矩分配

	$\omega_F > \omega_R$	$\omega_F < \omega_R$
(a)	$T_F = \alpha T_0 - T_v$ $T_R = (1-\alpha)T_0 + T_v$	$TF = \alpha T_0 + T_v$ $T_R = (1-\alpha)T_0 - T_v$
(b)	$T_F = \alpha(T_0 - T_1)$ $T_R = (1-\alpha)(T_0 - T_1) + T_1$	$T_F = \alpha(T_0 + T_1)$ $T_R = (1-\alpha)(T_0 + T_1) - T_1$
(c)	$T_F = \alpha(T_0 + T_v) - T_1$ $T_R = (1-\alpha)(T_0 + T_v)$	$T_F = \alpha(T_0 - T_v) + T_1$ $T_R = (1-\alpha)(T_0 - T_1)$

汽车论坛 http://www.qclt.com

4.11 取 力 器

一些特种用途的车辆，除车辆行驶所需的动力外，还需有另外的动力输出，例如用来做自卸车的举升动力、水泥搅拌车的搅拌机动力、消防车驱动水泵的动力等，故设置不同的取力装置——取力器。对于取力装置的选取，应根据所需功率的大小、及汽车总布置等进行（图 4-11-1）。

4.11.1 变速器侧部动力输出形式

一般是在变速器的中间轴某一档齿轮输出动力，或者由倒档凸轮输出动力。由于受结构的限制，这种动力输出方式仅仅能输出发动机最大功率的三分之一，最多也不会超过三分之一，故称之为部分功率输出。多用在自卸车、垃圾车、高空作业车、起重机汽车及油罐车等。操纵可以手动机械操纵，也可以用气压、油压、电磁控制开关控制接合与断开，也可以用推拉软轴控制。

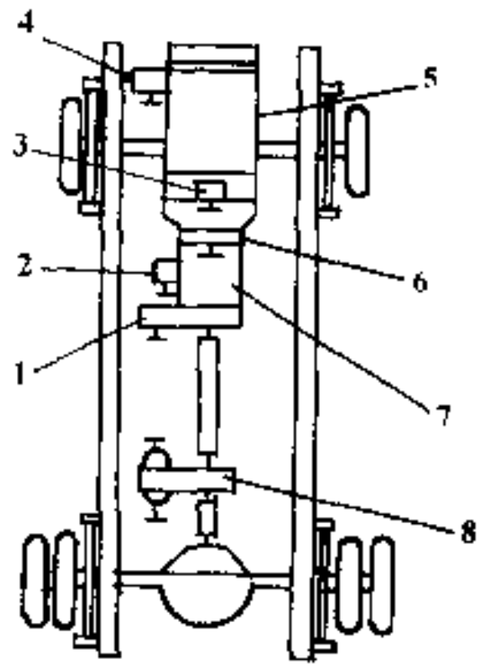


图 4-11-1 取力器的布置

1-变速器后部动力输出；2-变速器侧部动力输出；3-自轴轮动力输出；4-发动机前部动力输出；5-发动机；6-变速器前部动力输出；7-变速器；8-传动装置动力输出

4.11.2 变速器前部动力输出形式

设置在变速器与离合器之间，可以取得发动机的最大功率，故称为全功率输出取力器。这种取力器的设计，必须重点考虑油温与润滑，必要时可加设强制润滑及冷却装置。这种结构使消防车的改装更方便。

4.11.3 变速器后部动力输出形式

（1）中间轴后端动力输出形式

取力器直接固定在变速器的后端面上，在变速器中间轴的后端制作花键或者联接一个齿轮作为动力输出用，可取出发动机的最大功率。

（2）第二轴后端动力输出形式

取力器固定在变速器的后端面上，在第二轴输出端加装一个齿轮作为动力输出，可以取出发动机最大功率，且转速可通过变速器的档位变化，但结构比较复杂，并且对变速器的改动比较大。

上述二种变速器后端动力输出，多用在消防车、混凝土搅拌车、输送泵车及铲车等上面。

4.11.4 发动机前部动力输出形式

一般从发动机前端曲轴皮带轮上用三角皮带输出动力，带动取力器。这种输出方式，可任何时候取力，但只是部分动力输出，多用于搅拌车上。

还有自由轮动力输出和传动轴上动力输出的取力装置。（撰稿人：陈恩庭）

4.12 润滑油与润滑脂

4.12.1 齿轮油

1）齿轮润滑油的性能要求

（1）油性和极压性

所谓油性是指润滑剂介于运动着的润滑面之间，具有降低摩擦作用的性质。油性润滑膜能防止金属直接接触和降低摩擦。

所谓极压性是指在摩擦面接触压力非常高、油膜容易产生破裂的极高压力的润滑条件下，防止烧结、熔化等摩擦面损伤的性能。改善极压性必须依靠极压添加剂，它们主要是硫、磷、氯的有机化合物。

汽车论坛 http://www.qclt.com

齿轮油的油性和极压性是很重要的，是保证齿轮正常运转的基本使用性能。

(2) 热氧化安全性

润滑油抵抗热和氧化作用的能力称之为热氧化安定性。热氧化安全性越好，油越能延长使用期，而且不会因氧化生成有机酸和沉淀等氧化产物，造成金属腐蚀磨损。

(3) 防腐蚀、防锈作用

防腐蚀性主要指金属抵抗环境介质对它的化学作用或电化学作用而引起的破坏。锈蚀是指黑色金属在大气中受到氧等的化学作用而引起的破坏（表面生锈）。

在汽车齿轮箱中，由于空气中湿气在箱中冷凝面有水存在，这就使齿轮油对黑色金属有生锈作用。来自添加剂中的硫又是齿轮油对铜能产生腐蚀的主要原因。因此在油中添加能形成金属保护膜的添加剂，是防止金属锈蚀和腐蚀的重要手段。

(4) 抗泡沫性

齿轮油在空气存在下受到激烈的搅拌会产生气泡，油和空气一起到达润滑部位，油就不能充分供给，必然成为齿轮磨损和胶合等破坏性事故的主要原因。为了减少泡沫，一方面要破坏已产生的泡沫，另一方面要抑制泡沫的产生。前者可用酚类达到这个目的，后者是用于先加到油中的抗泡剂达到目的。

(5) 适宜的粘度

齿轮油的粘度应该使传动机构工作时消耗于润滑油内摩擦的能量少，同时又能保证齿轮及轴承摩擦面不发生擦伤及噪声、油封及连接面不漏油。一般使用高粘度齿轮油对防止齿轮及轴承损伤，减少噪声及漏油有利，而在传动效率、冷却作用及油的传送方面，低粘度的油好。所以应根据齿轮所在部位及工作条件，选择粘度适宜的齿轮油。在最低工作温度下的最大粘度须能保证汽车不经预热可以顺利起步；在运行时间最多的工况下，齿轮油内摩擦消耗的功率不应当使传动机构的有效传动功率明显示下降；在最高工作温度时的粘度须保证齿轮的正常润滑和允许油耗。

(6) 与密封材料的适应性

齿轮油中由于有基础油和极压剂等，会造成密封材料熔胀、硬化，因而机械强度和使用寿命下降。同时会发生变形，密封作用变差，使齿轮油因泄漏而油量不足，以及外部异物进入齿轮传动副和轴承而造成损伤。另一方面泄漏出来的齿轮油如果接触到制动器或轮胎等部件后，会因发生滑动而危及行车安全。所以齿轮油与密封材料必须有很好的相容性（配伍性）。

(7) 贮存安定性

齿轮油的基础油和极压抗磨剂之间应该有足够的溶解性，在长期的贮存中添加剂组合间不得相互反应，遇水不发生水解，不生成沉淀。

各种齿轮机构对齿轮油的要求见表 4-12-1。

表 4-12-1 各种齿轮机构对齿轮油的品质要求

机构	使用齿轮	与齿轮相对应的性能要求	一般使用的齿轮油
机械变速器 机械式传动器	直齿圆柱齿轮、螺旋齿轮、双螺旋齿轮	①热、氧化稳定性 ②防止磨损性 ③同步器摩擦特性 ④防止疲劳性 ⑤变速感觉	SAE：80W、75W－85W、75W－90 API：GL－3、GL－4、GL－5
后桥	直齿锥齿轮螺旋锥齿轮双曲线齿轮	①防止磨损、烧伤性 ②防止疲劳性 ③氧化稳定性	SAE：90、80W－90 API：GL－4、GL－5 MIL－L－2105D
LSD （限位滑动差速器）	–	对后桥的要求加上以下性能：摩擦片、摩擦板之间的适当摩擦特性	LSD专用齿轮油

2) 车辆齿轮油的分类及规格

汽车论坛 http://www.qclt.com

美国汽车工程师学会（SAE）的齿轮油粘度分类见表 4-12-2，它是按 100℃的运动粘度和低温粘度（动力粘度）为 150 000mPa·s 的最高温度分为 6 级。低温粘度规定为 15 000mPa·s 是因为采用比它高的粘度时，后桥减速器主动齿轮轴承给油减少，容易引起损伤。同时这一粘度也是用布鲁克菲优粘度计所能测到的最高粘度。

美国石油学会（API）齿轮油的分类，是根据齿轮油的用途和工作条件的苛刻程度将其分成 GL-1～GL-6，见表 4-12-3。我国车辆齿轮油分类和 API 的对应关系是表 4-12-4。

表 4-12-2 SAEJ306 驱动桥及机械式变速器用油的粘度分类

SAEJ306 粘度级别	表示粘度 150 000mPa·s 的最高温度（℃）	100℃时的粘度	
		最低（mm²/s）	最高（mm²/s）
70W	-55	4.1	—
75W	-40	4.1	
80W	-28	7.0	-
85W	-12	11.0	—
90	—	13.5	<24.0
140	—	24.0	<41.0
250	—	41.0	--

表 4-12-3 API 汽车齿轮油使用性能分级

级 别	适 用 范 围
GL-1	低齿面压力、低滑动速度下运用的汽车螺旋伞齿轮、蜗轮后轴和各种手动变速器，直馏矿油能满足这级油的要求
GL-2	汽车蜗轮后轴、其负荷、温度及滑移速度的状况用 GL-1 级齿轮油不能满足要求
GL-3	中等速度及负荷下运行的汽车手动变速器和后桥螺旋伞齿轮规定用 GL-3 级齿轮油，其承载能力比 GL-2 高，比 GL-4 低
GL-4	在高速低转矩及低速高转矩下运行的货车、轿车和其他车辆的各种齿轮，特别是双曲线齿轮
GL-5	在高速冲击负荷、高速低转矩、低速高转矩条件下运行的轿车和其他车辆的各种齿轮，特别是双曲线齿轮
GL-6	高速冲击负荷下运行的轿车和其他车辆的各种齿轮，特别是高偏置双曲线齿轮，偏置大于 5cm 或接近大齿圈节径的 25%

表 4-12-4 我国车辆齿轮油的分类[①]与 API 性能分类对应关系

我国车辆齿轮油	相当的 API 分类号
L-CLC 普通车辆齿轮油	GL-3
L-CLD 中负荷车辆齿轮油	GL-4
L-CLE 重负荷车辆齿轮油	GL-5

注：（1）GB7631.7—1989。

我国两种车辆齿轮油的标准见表 4-12-5 和表 4-12-6。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 4-12-5 普通车辆齿轮油专业标准（SH/T0350—1992）

项目	质量指标			试验方法
	80W/90	85W/90	90	
运动粘度（100℃）（mm^2/s）	15～19	15～19	15～19	GB/T265
表观粘度[1]（150Pa·s）（℃）	不高于 −26	不高于 −12	不高于 −	
粘度指数	—	—	90	GB/T1995 或 GB/T2541
倾点（℃）	不高于 −28	不高于 −18	不高于 −10	GB/T3535
闪点（开口）[2]	不低于 170	不低于 180	不低于 190	GB/T267
水分（%）	痕迹	痕迹	痕迹	GB/T260
锈蚀试验 15 号钢棒 A 法	无锈	无锈	无锈	GB/T11143
起泡性（mL/mL） 24±0.5℃	不大于 100/10	不大于 100/10	不大于 100/10	GB/T12579
93±0.5℃	不大于 100/10	不大于 100/10	不大于 100/10	
24±0.5℃	不大于 100/10	不大于 100/10	不大于 100/10	
铜片腐蚀试验（100℃、3h）（级）	不大于 1	不大于 1	不大于 1	GB/T5096
最大无卡咬负荷 P_B（kg）	不小于 80	不小于 80	不小于 80	GB/T3142
糠醛或酚含量（未加剂）	无	无	无	SH/T0076 或 SH/T0120
机械杂质[3]（%）	不大于 0.05	不大于 0.02	不大于 0.02	GB/T511
残炭（未加剂）（%）	报告			GB/T268
酸值（未加剂）（%）	报告			GB/T4945
氯含量（%）	报告			SH/T0161
锌含量（%）	报告			SH/T0226
硫酸盐灰分（%）	报告			GB/T2433

注：(1)齿轮油表观粘度为保证项目，每年测定一次。

(2)新疆原油生产的各号普通车辆齿轮油闪点允许比规定的指标低 10℃。

(3)不允许含有固体颗粒。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 4-12-6 重负荷车辆齿轮油技术要求（GL-5）（GB13895—92）

项目	质量指标						试验方法
粘度等级	75W	80W/90	85W/90	85W/140	90	140	
运动粘度（100℃）（mm^2/s）	≥4.1	13.5～<24.0	13.5～<24.0	13.5～<41.0	13.5～<24.0	13.5～<41.0	GB/T265
倾点（℃）	报告	报告	报告	报告	报告	报告	GB/T3535
表观粘度达 150Pa·s 时的温度（℃）	不高于 -40	不高于 -26	不高于 -12	不高于 -12	—	—	
闪点（开）（℃）	不低于 150	不低于 165	不低于 165	不低于 180	不低于 180	不低于 200	GB/T3536
成沟点（℃）	不高于 -45	不高于 -35	不高于 -20	不高于 -20	不高于 -17.8	不高于 -6.7	SH/T0030
粘度指数	报告	报告	报告	报告	不低于 75	不低于 75	GB/T2541
起泡性（泡沫倾向）（mL） 24℃ 93.5℃ 后 24℃	不大于 20 不大于 50 不大于 20						GB/T12579
腐蚀试验（铜片，121℃，3h）（级）	不大于 3						GB/T5096
机械杂质（%）	不大于 0.05						GB/T511
水分（%）	痕迹						GB/T260
戊烷不溶物（%）	报告						GB/T8926A 法
硫酸盐灰分（%）	报告						GB/T2433
硫（%）	报告						GB/T387GB/T388 GB/T11140
磷（%）	报告						SH/T0172[1] SH/T0296
氮（%）	报告						SH/T0224
钙（%）	报告						SH/T0270[2]
贮存稳定性[3] 液体沉淀物(%)(V/V) 固体沉淀物(%)(V/V)	不大于 0.5 不大于 0.25						SH/T0037
锈蚀试验[4] 盖板锈蚀面积,(%)	不大于 1						SH/T0517
齿面、轴承及其他部件锈蚀情况	无锈						
抗擦伤试验[4]	通过						SH/T0517[4]
承载能力试验[5]	通过						SH/T0518[5]
热氧化稳定性[3] 100℃运动粘度增长(%) 戊烷不溶物(%) 甲苯不溶物(%)	不大于 100 不大于 3 不大于 2						SH/T0520 GB/T265 GB/T265A 法 GB/T8926A 法

注：(1) 生产单位可根据添加配方不同选择适合的测定方法。
(2) 如果有其他金属，应该测定并报告实测结果，允许用原子吸收光谱测定。
(3) 保证项目，每五年评定一次。
(4) 75W 油在进行抗擦伤试验时，程序 B（高速）在 79℃开始进行，程序 A（冲击）在 93℃下开始进行。喷水冷却，最大温升不大于 5.5～8.3℃。
(5) 75W 油在进行承载能力试验时，高速低转矩在 104℃下进行，低速高转矩在 93℃下进行

汽车论坛 http://www.qclt.com

4.12.2 汽车液力传动油（ATF）

在液力变矩器与液力偶合器中用的传动介质称为液力传动油。传递功率的效率与油的粘度，起泡程度有关，因此对油的粘度和其它性能有一定的要求。在液力传动系统内工作温度可达 70～140℃，油的流速可达 20m/s，并不断地与有色金属、空气接触，所以要求油的抗氧化性能要好。在液力传动系统内，轴承、齿轮等摩擦副也用该油润滑，故要求油有一定的润滑性能。此外还要求油的密度要大，因为对同一尺寸的液力元件，在相同工作条件下（指转速），工作油密度愈大，所能传递的功率就愈大，在相同转速和传递相同功率的条件下，工作液体的密度愈大，变矩器的尺寸就可以愈小。

1）ATF 的主要性能

（1）摩擦特性

ATF 作为多片离合器等的摩擦能量的介质来使用，它必须在所给的摩擦材料和条件（表面压力，温度及转速）基础上，具有适当的摩擦系数。

首先动摩擦系数要尽可能大，动摩擦系数小会延长换挡时间。静摩擦系数低于动摩擦系数是 ATF 的特征。静、动摩擦系数要小于 1，静、摩擦系数过大会使换挡恶化，发出尖叫。还要求啮合时间要短、在全部操作温度和运行时间内摩擦特性不变。摩擦特性是 ATF 全部性能中最重要和最难达到的性能。

（2）粘度温度特性和低温粘度

ATF 的使用温度范围为 -25℃～170℃，作为传递能量的介质要求粘度低，作为润滑介质要求粘度高，为兼顾两方面的要求，现在 ATF 油的 100℃时的粘度一般在 7mm²/s 左右。低温粘度随着规格发展要求也愈来愈严格。液力传动油的粘度极限见表 4-12-7

（3）氧化安定性

这一性能是 ATF 的重要指标。汽车行驶时，ATF 的工作温度在高速公路上为 80～90℃，在城市开开停停的工况下为 90～115℃，在重负荷的情况为 150～170℃。如氧化安定性不好，则会导致形成油泥、油膜、沉淀物，影响自动变速器的性能，甚至堵塞滤油器，造成离合器片和制动蹄打滑、控制阀失灵等故障的发生。

表 4-12-7 液力传动油的粘度极限

油温	新油	旧油
100℃粘度（mm²/s）	不低于 7	不低于 5.5
-40℃粘度（mPa·s）	不高于 4000	不高于 6000

（4）抗泡性

ATF 的泡沫是自动变速器使用中的严重问题。自动传动液在系统内狭小油路里高速循环容易起泡。如果泡沫混入油液内，就会引起油压降低，其结果导致离合器打滑、烧结等事故发生。油中混入大量空气，实际是减少了润滑油量，这些泡沫在压缩过程中，温度升高，又加速了油品老化，影响了油品使用寿命，还使机件早期磨损。

（5）抗磨损性

防止行星齿轮、轴套、止推垫圈、油泵、离合器组件和制动器传送件的磨损是 ATF 的重要功能。Dexron II 用动力转向泵来评定，Mercon 用维氏叶片泵来评定。

2）ATF 的分类及规格

美国材料试验协会（ASTM）和美国石油学会（API）将 ATF 进行的分类见表 4-12-8。

表 4-12-8 液力传动油使用分类

分类	符合的规格	应用
PTF－1	通用汽车公司 GM Dexron 福特汽车公司 Ford M_2C_{33}-F 克莱斯勒 Chrysler MS-4228	轿车及轻型货车自动传动油
PTF-2	通用汽车公司 Track、Coach 阿里森（Allison）C-2	履带车、农业用车及越野车的自动变速器
PTF-3	约汉狄尔（John Deere）J-20A 福特 $M_2C_{41}A$ 玛赛-费格林（Massey-Ferguson）M 1135	农业和建筑野外机器用液力传动油

汽车论坛 http://www.qclt.com

4.12.3 润滑脂

润滑脂是一种（或多种）稠化剂，和一种（或多种）润滑液体所组成的具有塑性的润滑剂。润滑脂比润滑油具有如下优点：

①不需要经常添加，有的润滑脂可以与机器同寿命；

②能比较牢固地保持在摩擦表面，并且能保护摩擦表面不使尘土等物进入，并减少锈蚀；

③能在苛刻的条件下如高温，高压下使用；

④减振性强，并能降低噪声；

⑤有很好的充填能力，可作为填充料、防止物料流失。

为了适应实际使用中对不同软硬润滑脂的需要，按稠度将润滑脂进行了分类，它的具体指标是针入度，我国和美国润滑脂协会(NLGI)规定的牌号见表4-12-9、表4-12-10。汽车上常用的润滑脂种类和用途见表4-12-11。

表4-12-9 我国润滑脂按针入度范围所分牌号

牌号	0	1	2	3	4	5	6	7	8
针入度(25℃) 1/10mm	355~385	310~340	265~295	220~250	175~205	130~160	85~115	60~80	35~55

表4-12-10 美国NLGI润滑脂针入度分级

NLGI分级	000	00	0	1	2	3	4	5
针入度(25℃) 1/10mm	445~475	400~430	355~385	310~340	265~295	220~205	175~205	130~160

表4-12-11 润滑脂的种类和用途

		皂基				非皂基			
增稠剂		钾皂	钙皂	钠皂	铝皂	对苯二甲酸钠	脲素	硅胶	苯
外观			奶油状	纤维状或奶油状	拉丝状	奶油状	奶油	奶油状	奶油状
滴点（℃）		170~220	80~90	150~180	70~90	250以上	200~300	250以上（没有滴点）	250以上（没有滴点）
耐水性		○~⑪	○~⑪	×	○	○	○~⑪	×	○
机械安定性		○~⑪	○	○	×~△	○	○~⑪	×	○
用途	一般用	高速滚动轴承，集中供油	低温、低速、低负荷用，集中供油	中高速轴承用	振动的润滑部位	高速滚动轴承	高速滚动轴承，耐热脂	高速滚动轴承	集中供油工业耐热脂
	汽车用	电气轴承、轮毂轴承、球头轴承	度盘	球头轴承	底盘	电机轴承	电机轴承	制动系统	

注：⑪优；○良好；×不良。

美国于1989年提出了汽车润滑脂的分类和标准（ASTM D 4950），被认为是正确选用汽车用润滑脂及开发汽车用润滑脂新产品的依据。该标准将汽车用脂分为底盘脂（L类）和轮毂脂（G类）两大类。前者适用于球形轴承、转向节和汽车底盘其它部件润滑，后者适用于汽车轮毂轴承润滑。其具体质量要求见相应的美国标准ASTM D4950。

近年来由于很多汽车采用等速万向节，对润滑脂也提出了新的要求。等速万向节（CVJ）是前轮驱动

汽车论坛 http://www.qclt.com

轿车的关键部件，由于滑动型 CVJ 在转动时产生较高的轴向力，并与发动机转动时的振动产生共振，引起运行时产生噪声和振动，因此用于等速万向节的润滑脂应具有良好的抗振性，并且不得因振动而产生析油或被甩失而导致润滑失效而损坏设备。同时随着向高转矩和高速化的发展，要求润滑脂具有良好的润滑性、耐久性、附着性和极压抗磨性，否则将导致等速万向节温度升高或造成烧结和严重启损。等速万向节往往导致外部向内部的传热及内部放热，使其温度急剧上升，因此润滑脂必须具有优良的耐热性，不得因为工作部件温升而流失，同时也应具有很好的抑温性，即减缓热的传递。新一代等速万向节润滑脂主要选用极压聚脲脂。

我国目前正在推广汽车通用锂基脂，它既可以用于底盘的各润滑点，又可以用于轮毂润滑。他的具体指标见表 4-12-12。

表 4-12-12 汽车通用锂基润滑脂（GB/T5671—1995）

项 目	质量指标	试验方法
工作锥入度 0.1mm	265～295	GB/T269
滴点，（℃）	不低于 180	GB/T4929
钢网分油（100℃、30h）（%）	不大于 5	SH/T0324
相似粘度（-20℃、$10s^{-1}$）（Pa·s）	不大于 1500	SH/T048
游离碱 NaOH（%）	不大于 0.15	GB/T7326 乙法
腐蚀（T_2 铜片、100℃、24h）	铜片无绿色或黑色变化	SH/T7325
蒸发量（99℃、22h）（%）	不大于 2.0	GB/T7325
漏失量（104℃、6h）（g）	不大于 5.0	SH/T0326
水淋流失量（79℃、1h）（%）	不大于 10	SH/T0109
延长工作锥入度（10^5 次），变化率（%）	不低于 20	GB/T269
氧化稳定性（99℃、100h、0.770MPa），（MPa）	不大于 0.070	SH/T0325
防腐蚀性（52℃，48h），（级）	不大于 1	GB/T5018
杂质（个/cm^2）		SH/T0336
10μm 以上	不大于 5000	
25μm 以上	不大于 3000	
75μm 以上	不大于 500	
125μm 以上	不大于 0	

（撰稿人：张滨友　冯超）

参 考 文 献

1. 林世裕．膜片弹簧与碟形弹簧离合器的设计与制造．福州：东南大学出版，1995.
2. 袁念诗．轻型汽车离合器设计．轻型汽车技术．1993（6）．
3. 吕振华等．汽车离合器扭振减振器设计方法探讨．汽车工程．1992，14（4）．
4. 陈家瑞．汽车构造．北京：人民交通出版社，1994.
5. 张洪图．汽车构造．北京：北京理工大学出版社，1996.
6. --汽设计处．赴日汽车实习团资料．1979.12.
7. 刘惟信编著．机械最优化设计（第二版）．北京：清华大学出版社，1994.
8. 刘惟信主编．汽车设计．北京：清华大学出版社，2001.
9. 刘惟信编著．机械可靠性设计．北京：清华大学出版社，1996.
10. Л.Н.Лукин，Г.А.Гасиарянц，В.Ф. РодиоНОв.конструирование и РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ.》

汽车论坛 http://www.qclt.com

Москва：《МАШИНОСТРОЕНИЕ》，1984.

11. 自動車技術会．自動車技術バンドブック(第2分册　設計編)．東京：株式会社　精兴社，1992.

12. 高维山主编．变速器（汽车设计丛书）．北京：人民交通出版社，1990.

13. 葛安林编著．车辆自动变速理论与设计．北京：机械工业出版社，1993.

14. Automotive HandBook (4th Edition)．Copyrinht Robert Bosch GmbH. 1996.

15. 自動車工學全書編集委員會，動力傳達裝置．東京：山海堂，1980.

16. R. P. G Heath and C. Y. MO. A Modular Approach to Powertrain Modelling for the Prediction of Vehicle Performance，Economy and Emissions. SAE. Paper 960427.

17. Katsumi Kono，etc. Rorque Converter Cluth Slip Control System. SAE. Paper 950672.

18. Ge Anlin etc. Research on Donverter Cluth Slip Schedule of Automatic Transmisson IPC－6proc. 912488.

19. Ge Anlin，etc. The Dynamical in Automatic Shift Process. SAE Paper 931965.

20. Proceedings of the International Conference on Continuously Variable Power Transmissions. CVT' 96，Yokohama. 1996.

21. 韩文同，黄金陵，葛安林．CAD/CAM技术在汽车变矩器中的应用．汽车技术，1999.

22. Ge Anlin，Li Yongjun. The Intellectual Control of Electronically Autometed Mechanical Tromsmission. Paris. FISITA' 98，1998.

23. 王军，郭孔辉等．粘性联轴器转矩特性研究．吉林工业大学学报，1999 (2)．

24. 自動車技術编集．自動車の制御技術．日本：朝倉書店．

25. Simon C. Y. Tung and Jame L. Linedn. Modeling Torque Converter Clutch Viscous Damper Performance. SAT Paper 850459.

26. Kojl Hasunaka，Klyoshi Takagl and Slnil Watanabe. A Study on Electro－Hydraulic Control for Automatic Transmission. SAT Paper 89200.

27. N. Narumi H. Suauki，and R. Sakakiyama. Trends of Powertrain Control. SAE 901154.

28. A Ghazi Zadeh，etc Neural Network Representation of a Vehicle Model：Neuro－Vehicle (NV)．Int. J. Vehicle Design，Vol. 17，No. 1，55－75，1996.

29. D. mETEF. Automatic Transmission Shift Schedule Contrle Using Fuzzy Logic. SAE930771.

30. K. Hayashi，etc. Neuro－Fuzzy Optimal Transmission Control for Automobile with Varied Loads，Plemary Session，Emerging Tchnologies and Factory Automation IECON Proceeding，1993.

31. Andrew Szadkowski and Ronald B. Morford. Clutch Engagement Simulation：Engagement Without Throttle. SAE Paper922483，1992.

32. Design Practies—Passenger Car Automatic Tramsmissions. SAE，INC Newyork 1973.

33. Harwo Sakamoto，etc. Study on Torque Converter Cieuit Profile. SAE Paper 920763，1992.

34. 吉林工业大学汽车教研室．汽车设计．北京：机械工业出版社，1981.

35. 陈家瑞．汽车构造，第3版，北京：机械工业出版社，1995.

36. 余志生．汽车理论．北京：机构工业出版社，1990.

37. 张洪欣．汽车设计，第2版．北京：机械工业出版社，1995.

38. 刘惟信编著．驱动桥（汽车设计丛书）．北京：人民交通出版社，1987.

39. 刘惟信编著．圆锥齿轮与双曲面齿轮传动（汽车设计丛书）．北京：人民交通出版社，1980.

40. 机械工程手册编辑委员会．机械工程手册．第二版．北京：机械工业出版社，1997.

41. 庄野欣司．刘菌等译．四轮驱动汽车构造图介．长春：吉林科学技术出版社，香港万里机构出版有限公司，1996.

42. 长春汽车研究所．汽车设计手册（整车、底盘卷）．1998.

43. 机械工程手册．机械工业部［专用机械卷（三）］．第二版，北京：机械工业出版社，1997.

44. 王毓民．汽车燃料润滑油及其应用．北京：人民交通出版社，89.

汽车论坛 http://www.qclt.com

5 制动装置

5.1 概　　述

制动装置（制动装备）是汽车装设的全部制动和减速系统的总称，其功能是使行驶中的汽车减低速度或停止行驶，或使已停驶的汽车保持不动。由于制动装置的结构和性能直接关系到车辆、人员的安全，因而被认为是汽车的重要安全件，受到普遍的重视。在国家强制性标准 GB12676—1999《汽车制动系统结构、性能和试验方法》(其中有关制动系统结构、性能方面的内容等效采用 ECE No13 法规)，以及 GB7258—1997《机动车运行安全技术条件》中，对制动装置的结构和性能都作出严格的规定。

5.1.1 制动装置各系统及其功能

制动装置包括汽车装设的下列制动和减速系统。

①行车制动系（常用制动系），即用以使行驶中的车辆减速或停驶的零部件总称；

②应急制动系，即在行车制动系失效的情况下，仍能使行驶中的车辆减速或停驶的零部件总称；

③驻车制动系，即使停驶的车辆（包括坡道停车）以机械作用保持其不动的零部件总称；

④辅助制动系，即为辅助行车制动系而设、能使行驶中的车辆（特别是下长坡时）持续地减低或稳定车辆速度的零部件总称；

⑤自动制动系，即当挂车与牵引车连接的制动管路渗漏或断裂时，能使挂车自动制动的零部件总称。

GB12676—1999 中对制动装置必须具有的功能提出了具体的要求。

(1) 行车制动

不论车速高低、载荷多少、车辆上坡和下坡，行车制动必须能控制车辆的行驶，且使车辆安全、迅速、有效地停住；行车制动必须是可控制的；必须保证驾驶员在其座位上双手无需离开转向盘就能实现的制动。

(2) 应急制动

应急制动必须在行车制动系只有一处失效的情况下，在适当的一段距离内使车辆停住；应急制动必须是可控制的、驾驶员在其座位上至少有一只手握住转向盘的情况下就可以实现的制动。

(3) 驻车制动

驻车制动必须能通过纯机械装置把工作部件锁住，使车辆停驻在上坡或下坡的地方，即使在驾驶员离开也如此。驾驶员必须能够在其座位上就可实现驻车制动。

5.1.2 制动系组成部分及其功能

5.1.2.1 供能装置

供能装置是制动系中供给、调节制动所需的能量、必要时还可以改善传能介质状态的部件。

制动系按供能方式分为人力制动系、动力制动系、伺服制动系、惯性制动系和重力制动系等。

5.1.2.2 控制装置

控制装置指制动系中初始操作及控制制动效能的部件或机构。

汽车论坛 http://www.qclt.com

5.1.2.3 传能装置

传能装置是制动系中用以将控制制动器的能输送到制动促动器的部件。

制动系按传能方式分为气压、液压、电磁、机械、组合制动系；按传能装置连接方式分为单回路、双回路和多回路制动系。

5.1.2.4 制动器

制动器是制动系中产生阻止车辆运动或运动趋向的力的机构。

5.1.2.5 缓速装置

缓速装置（缓速器）是用以使行驶中的汽车速度减低或稳定在一定的速度范围内的机构。

5.1.2.6 制动管（线）路

制动管（线）路包括汽车各制动装置之间，以及牵引车与挂车制动装置之间的连接管（线）路。

5.1.2.7 辅助装置

辅助装置是为改善制动性能和使用的方便性而在制动系中增设的装置，包括报警装置、保护压力装置、制动力调节装置和车轮防抱死装置等。

5.1.2.8 附加装置

附加装置是为挂车制动系供能和控制制动而在牵引车制动系中装置的部件。

5.1.3 制动装置的发展

制动装置需要转换和吸收的动能，与汽车制动初速度的平方和总质量成正比；其需要产生的制动力则与汽车总质量成正比，与制动初速度相对来说关系不大。在汽车的发展过程中，速度和总质量两个参数始终处于不断攀高的状态，这就要求制动装置在更短的时间内吸收越来越大的能量，并产生接近车轮滑移界限的制动力。

第二次世界大战后由于汽车技术的迅速发展和道路条件的不断改善，汽车速度普遍提高得很快，与此同时货车和客车向大型化发展，其最大总质量也有不同程度的增加。另一方面由于道路行车密度日益增大，交通事故频繁发生，引起了公众对道路交通安全的密切关注。这些因素对制动装置提出了更加苛刻的要求，促使它作出相应的改进。例如，为了吸收高速制动时的汽车动能，出现了以热效能较稳定的钳盘式制动器取代传统的鼓式制动器的趋势；为了产生足够的地面制动力并减轻操作强度，逐步淘汰了人力制动，代之以伺服制动和动力制动；为了进一步提高制动装置的可靠性，在行车和驻车制动系之外增设了应急制动系。

随着电子技术的飞跃发展，防抱死制动系统（ABS）在技术上已经成熟，正在汽车上普及。它能有效地防止制动时由于车轮抱死而使汽车失去方向稳定性或转向能力的危险，并缩短制动距离，从而提高了高速行驶的安全性。

近年来出现了集 ABS 功能和其他扩展功能于一体的电子控制制动系统（EBS）和电子制动助力系统（BAS）。前一种系统适用于重型汽车和汽车列车，它以电子控制方式代替气压控制方式，可根据制动踏板行程及车轮载荷和制动摩擦片磨损情况调节各车轮制动气室压力。这样不但可以大大减少制动反应时间、缩短制动距离、提高牵引车与挂车的制动协调性，还可以使制动力分配更加合理。后一种系统适用于轿车，在出现紧急状况而驾驶员未能及时对制动踏板施加足够大的力时，能自动加以识别并触发电磁阀，使真空助力器在极短时间内实现增强作用，从而可显著缩短制动距离。

为了防止汽车发生追尾碰撞事故，美、日、欧各国都在致力于车距报警和防追尾碰撞系统的研究。该

汽车论坛 http://www.qclt.com

系统用激光雷达或微波雷达对前方车辆和障碍物进行监测，若检测出实际车距小于安全车距，就会向驾驶员发出警报，若驾驶员仍未作出反应，就会自动对汽车施行制动。目前这些产品已开始在部分轿车上装用。

国外长期研究的制动能回收系统可将制动能储存起来，在需要时再释放出来加以利用。这样可节省燃油消耗、减少排放、减轻制动器的工作负荷。这项研究以前主要针对城市公共汽车，而且都采取飞轮储能和液压储能方式，由于技术上和经济上的原因未能推广应用。近来随着电动汽车（含混合动力汽车）的发展已取得新的突破，在许多电动汽车上都有制动能回收系统，在减速或下坡时可将驱动电机转变为发电机，使之产生制动作用，同时可方便地将发出的电充入蓄电池，以节约能源和增加行驶里程。

5.1.4 对制动装置的要求

制动装置是汽车的重要安全部件之一，其结构和性能除了要满足一般的设计规范之外，还必须符合国家强制性标准的规定（对于出口车，应满足使用国的有关法规）。下面列出对制动装置的主要要求：

①具有良好的冷态制动效能，能产生足够的制动力，使汽车的行车制动、应急制动和驻车制动性能符合强制性标准的要求。

②具有良好的制动效能稳定性，由于摩擦热的影响或摩擦表面浸水使效能降低的程度应尽可能小并能够复原。

③具有良好的制动方向稳定性，应使制动力在车轴之间合理分配，并在同一车轴的左、右车轮之间对称分配。

④控制轻便，控制装置的位置应便于操作，控制力和行程的大小应适当。

⑤工作可靠，如行车制动系传能装置必须至少采用双回路，反应时间应短；动力制动系必须至少有两个独立的储能装置，并装有保护压力装置和报警装置等。

⑥制动衬片（块）磨损小，制动间隙的检查、调整和制动衬片（块）的更换应方便。

⑦工作时产生的颤振和噪声小，排出物对环境的污染也应小。

⑧各部件特别是车轮制动器的尺寸和质量应尽可能小。

5.2 制动装置设计总论

本节阐述在制动装置设计中如何按要求的汽车制动性能和整车参数，选用和协调各组成部件相关参数，并对制动过程中出现的与制动效能有重大关系的现象进行分析。

5.2.1 行车制动和应急制动效能

制动效能通常以一定初速度下的制动距离和制动减速度来评定。制动距离是指驾驶员开始促动制动控制装置时起到车辆停止时所驶过的距离，由下式计算。

$$S = \frac{1}{3.6}\left(t_1 + \frac{t_2}{2}\right)V_1 + \frac{V_1^2}{25.92 j_{max}} \quad (\mathrm{m}) \tag{5-2-1}$$

式中：t_1——机构滞后时间，s；

t_2——制动力增长时间，s；

V_1——制动初速度，km/h；

j_{max}——最大稳定制动减速度，m/s^2。

最大稳定制动减速度由下式计算。

$$j_{max} = \frac{F_{f_{max}}}{m_a} \quad (\mathrm{m/s^2}) \tag{5-2-2}$$

式中：$F_{f_{max}}$——最大可能的地面制动力，N；

汽车论坛 http://www.qclt.com

m_a——汽车最大总质量，kg。

由 5-2-2 式确定的地面制动力 $F_{\varphi max}$ 可作为计算制动装置参数的依据。M、N 类车辆的制动性能要求见 GB12676—1999 中的 5.2 节。

5.2.2 制动器制动力的分配

根据汽车的制动力分配特性及其他因素，制动过程中可能出现三种车轮抱死顺序[6]。

①前轮比后轮先抱死滑移，属稳定工况，但在制动时汽车丧失转向能力，且附着条件没有得到充分利用；

②后轮比前轮先抱死滑移，后轴可能出现侧滑，属不稳定工况，附着条件也没有充分利用；

③前、后轮同时抱死滑移，可避免后轴侧滑，同时只有在最大制动强度下才能使汽车失去转向能力，附着条件的利用程度也最好。

汽车轴间制动力的分配常用前轴制动器制动力与前、后轴制动器总制动力之比值表示，称为制动力分配系数 β。该系数由前、后轴制动器和传能装置的结构参数决定，在没有制动力调节装置或车轮防抱死装置的汽车中 β 为定值。

图 5-2-1 为一货车的制动力分配曲线，图中 I 线（空载）和 I 线（满载）分别为汽车空载和满载时的理想制动力分配曲线，其形状和位置取决于空、满载时比值 b/L 和 h_g/L 的大小。实际制动力分配曲线 β 线为通过原点 O 的直线，与 I 线（满载）交于 B 点，交点上的附着系数称为满载同步附着系数 φ_0，其值由下式求出。

$$\varphi_0 = \frac{L\beta - b}{h_g} \tag{5-2-3}$$

式中：L——汽车轴距，m；

b——满载时汽车质心至后轴中心线的距离，m；

h_g——满载时汽车质心高度，m。

同样，可求出空载同步附着系数。

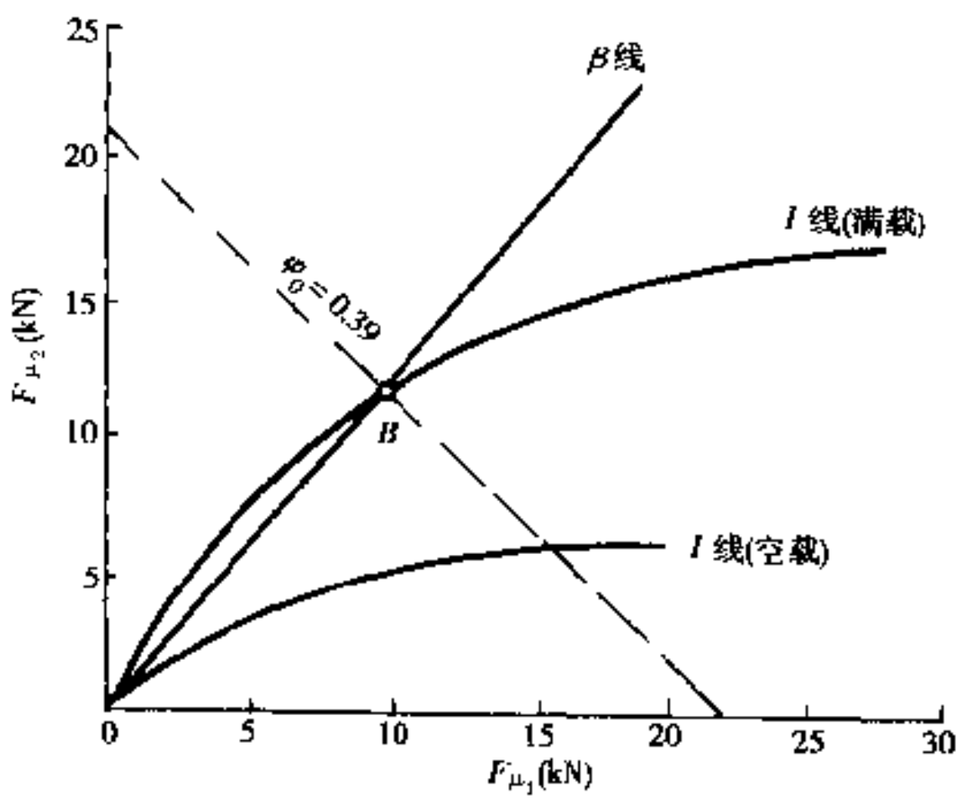


图 5-2-1 某货车的制动力分配曲线

图 5-2-1 表明，在满载状态下，只有在 B 点上（$\varphi = \varphi_0$）制动时前、后轮才会同时抱死；在 $\varphi < \varphi_0$ 的区间 I 线位于 β 线之上，制动时总是前轮先抱死；在 $\varphi > \varphi_0$ 的区间 I 线位于 β 线之下，制动时总是后轮先抱死。而在空载状态下，I 线都处在 β 线之下，无论 φ 为何值，制动时总是后轮先抱死。

制动力分配的合理性通常用利用附着系数与制动强度的关系曲线给予评定。所谓利用附着系数就是某一制动强度 z 下，不发生任何车轮抱死所要求的最小路面附着系数 φ。显然，φ 的值越小，或比值 z/φ（即附着效率）越大，则路面附着条件就发挥得越充分。图 5-2-2 是与图 5-2-1 相对应的同一货车的利用附着系数曲线。图中 45°线 $\varphi = z$ 表示具有理想制动力分配特性的汽车的利用附着系数曲线。φ_f、φ_r 线分别为前轮或后轮提前抱死时前轴或后轴的利用附着系数曲线。必须指出，在 $\varphi < \varphi_0$ 的区间 φ_r 线无意义，应按 φ_f 线确定汽车的利用附着系数；同样，在 $\varphi > \varphi_0$ 的区间应按 φ_r 线确定汽车的利用附着系数。换言之，应以 $\varphi = z$ 线上方的 φ_f 或 φ_r 线作为汽车的利用附着系数曲线。

由图 5-2-2 中可见，汽车在 $\varphi = \varphi_0$ 的路面制动时，达到前、后轮同时抱死的制动强度等于路面附着系数，即 $z = \varphi_0$，这时路面附着条件得到了最充分的利用。而在 $\varphi < \varphi_0$ 和 $\varphi > \varphi_0$ 的区间，达到前轮或后轮抱死的制动强度必小于路面附着系数，即 $z < \varphi$，故路面附着条件均未得到充分的利用。

综上所述，为了防止制动时后轴发生侧滑的危险、减小汽车失去转向能力的机率、提高附着效率，在图 5-2-1 中 β 线应在 I 线下方，并且越接近 I 线越好；而在图 5-2-2 中 φ_f 线应在 φ_r 线上方，并且越接近 φ

汽车论坛 http://www.qclt.com

$=z$ 线越好。

70年代以前我国的道路条件较差，路面附着系数大都不超过0.7，同时汽车的最高行驶速度很少超过100km/h，制动时后轴侧滑的危险性较小。基于这些情况，设计时一般按汽车常用路面附着系数的平均值来确定同步附着系数。在1997年以前实施的国家标准GB7258—1987《机动车运行安全技术条件》[7]中，对制动力分配的要求即反映了上述的观点。从70年代到80年代初期生产的国产轿车，满载同步附着系数一般在0.5～0.7之间。货车和客车满载同步附着系数在0.4～0.6之间，空载同步附着系数则更低。

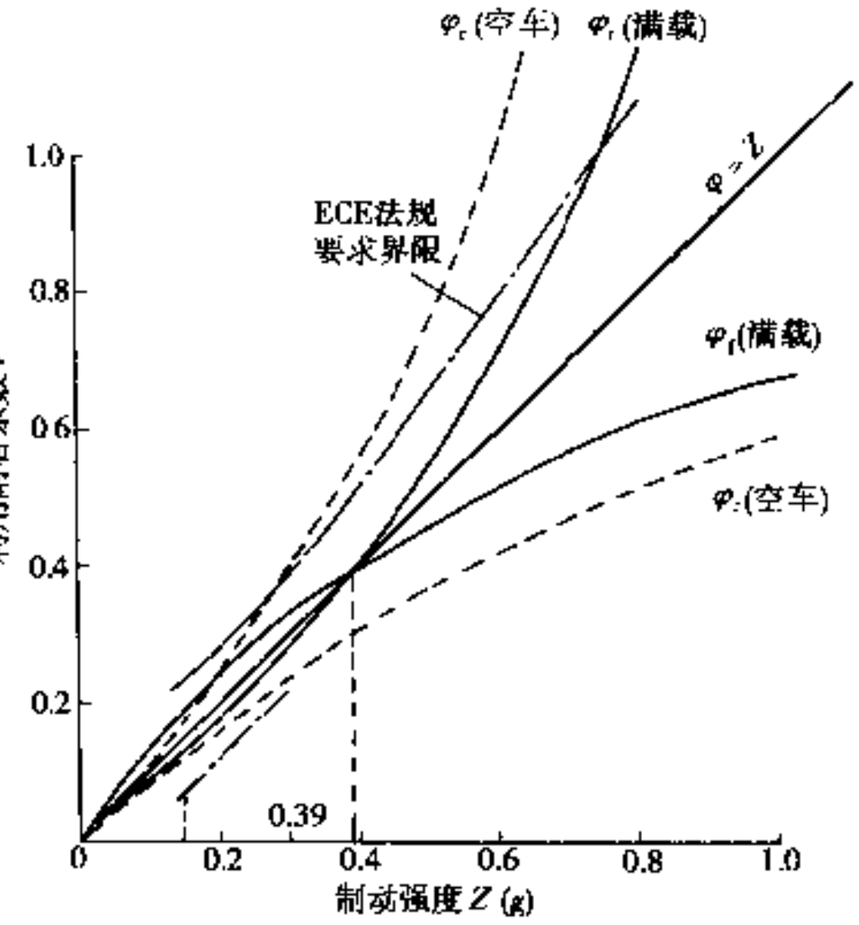


图5-2-2 某货车的利用附着系数与制动强度关系曲线

从80年代至今，我国道路条件有了明显的改善，目前在高速公路上（附着系数可达1.0），轿车、客车甚至部分货车以100km/h以上的速度行驶已是常事。在这种情况下，高速制动时后轮抱死的危险性远远超过了前轮抱死。因此，增大前/后轴制动力分配比例，以保证制动时不发生后轮提前抱死的观点已成为共识。联合国欧洲经济委员会制定的ECE No13法规综合考虑了制动稳定性与制动效能的因素，对汽车轴间制动力分配提出了明确的要求，已得到世界各国的普遍认同[8]，GB12676—1999附录A《制动力在车轴（桥）之间的分配及牵引车与挂车之间制动协调性要求》即等效采用其内容。

对于质心低、轴距相对较长且空、满载轴载质量分配变化不大的汽车，采用固定比值的制动力分配就可以满足上述标准的要求。作为实例，下面对无任何制动力调节装置的云雀GHK7060微型轿车的制动力分配特性进行分析[9]。根据该车的制动力分配系数和有关的整车参数，计算出同步附着系数及制动强度（表5-2-1），绘出利用附着系数曲线（图5-2-3）。

表5-2-1 云雀GHK7060轿车制动力分配特性

	制动力分配系数β	轴距L（mm）	质心至后轴中心距离b（mm）	质心高度h_g（mm）	同步附着系数φ_0	制动强度z（$\varphi=0.8$）
空载	0.8	2255	1 385	520	0.806	0.80
满载			1 205	510	1.175	0.69

按照GB12676—1999附录A未装制动防抱死装置的M_1类车辆应符合下列要求：①φ值在0.2～0.8之间，$z\geqslant 0.1+0.85(\varphi-0.2)$；②$z$值在0.15～0.8之间，车辆处于各种载荷状态时，φ_f线应在φ_r线之上，但z值在0.3～0.45时，若φ_r不超过$\varphi=z$线以上0.05，则允许φ_r线位于φ_f线之上。图5-2-3中画出根据这两个要求确定的界限线，从图中可见，云雀轿车制动力的分配完全符合标准的要求。

上例中之所以能满足标准的要求，关键是β值取得适当，使φ_0(空载)恰好略高于0.8，而φ_0(满载)也不致过大。

图5-2-4所示为桑塔纳2000轿车的利用附着系数曲线。该车无制动力调节装置（可选装ABS），从图中可见，该车的制动力分配也符合要求[10]。

对于质心高、轴距短或空、满载轴载质量变化较大的汽车，具有固定比值的制动力分配特性与理想的制动力分配特性相差很大，很难作到同时满足车轮抱死顺序和充分利用路面附着条件这两个互相矛盾的要求。为了达到法规要求，需装制动力调节装置，以便按制动强度和载荷状况自动改变前、后轴制动力的比例，使之接近理想的特性。

汽车论坛 http://www.qclt.com

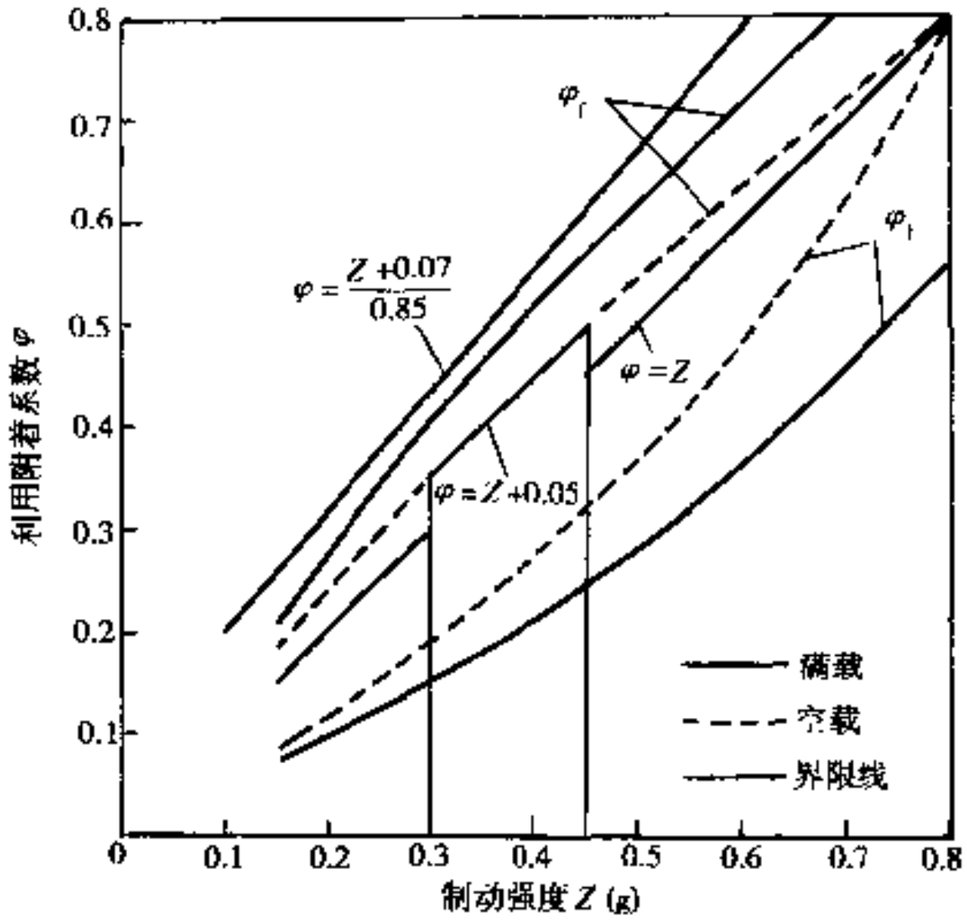


图 5-2-3 云雀 CHK7060 轿车的利用附着系数曲线

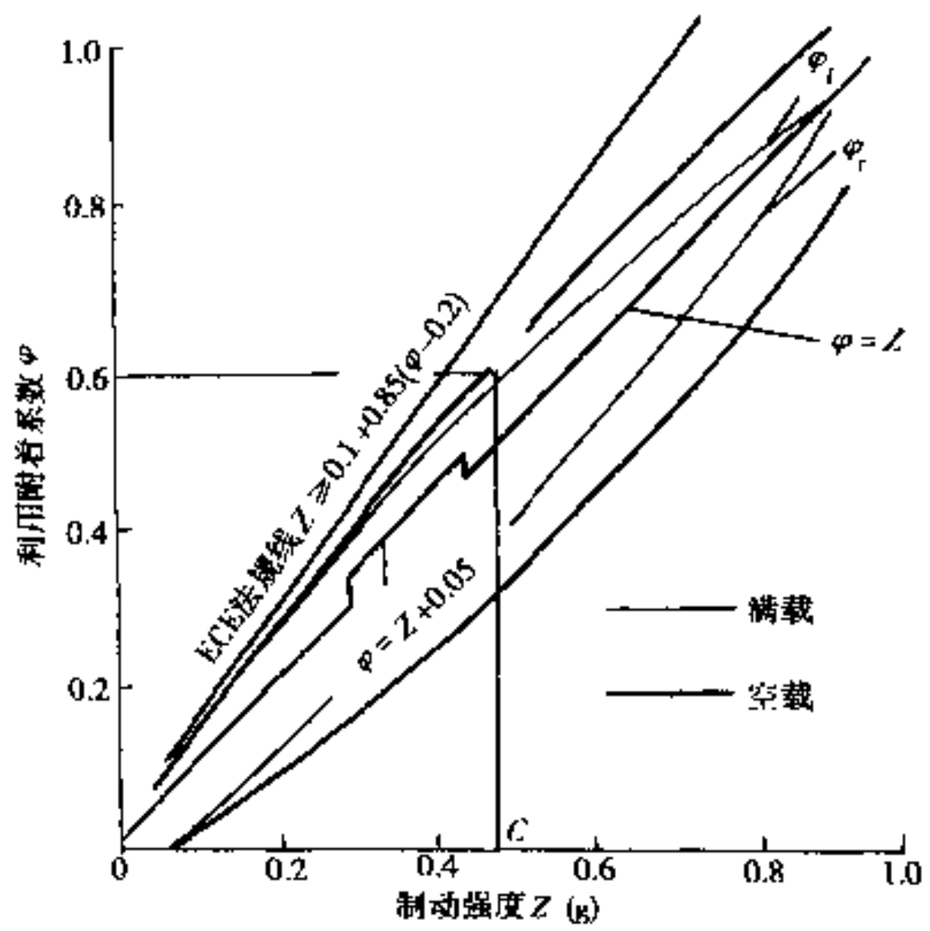


图 5-2-4 桑塔纳 2000 轿车的利用附着系数曲线

5.2.3 地面制动力和制动器控制力的关系

如上所述，在制动器产生的制动力足够的情况下，应以即将出现车轮抱死时的制动力作为最大地面制动力，即：

$$\left.\begin{aligned} F_f &= F_r = F_{\mu_1} + F_{\mu_2} \\ F_{\mu_1} &= \beta F_\mu \leqslant \frac{m_a g \varphi}{L}(b + \varphi h_g) \\ F_{\mu_2} &= (1-\beta) F_\mu \leqslant \frac{m_a g \varphi}{L}(a - \varphi h_g) \end{aligned}\right\} \quad (\mathrm{N}) \qquad (5\text{-}2\text{-}4)$$

式中：F_μ——前、后轴制动器总制动力，N；

F_{μ_1}、F_{μ_2}——分别为前、后轴制动器制动力，N；

β——制动力分配系数；

m_a——汽车最大总质量，kg；

g——重力加速度，$g = 9.81\mathrm{m/s^2}$；

φ——路面附着系数；

L——汽车轴距，m；

a、b——分别为汽车质心至前、后轴中心线的距离，m；

h_g——汽车质心高度，m。

接着求双轴汽车前、后轴制动器产生的制动力，以及制动器和传能装置基本参数及控制力之间的关系。

5.2.3.1 轮缸式制动器和盘式制动器

$$\left.\begin{aligned} F_{\mu_1} &= 2p_1 \cdot \frac{\pi \cdot D_{w_1}^2}{4} \cdot n_1 \cdot C_1 \cdot \frac{R_{1_1}}{r_d} \\ F_{\mu_2} &= 2p_2 \cdot \frac{\pi \cdot D_{w_2}^2}{4} \cdot n_2 \cdot C_2 \cdot \frac{R_{1_2}}{r_d} \end{aligned}\right\} \quad (\mathrm{N}) \qquad (5\text{-}2\text{-}5)$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

式中：p_1、p_2——分别为前、后轮缸（油缸）的液压，Pa；

D_{w_1}、D_{w_2}——分别为前、后轮缸（油缸）直径，m；

n_1、n_2——分别为前、后制动器单侧油缸数目（仅对于盘式制动器而言）；

C_1、C_2——分别为前、后制动器效能因数；

R_{h_1}、R_{h_2}——分别为前、后制动器工作半径，m；

r_d——轮胎动负荷半径，m。

5.2.3.2 凸轮张开式制动器

$$\left.\begin{aligned} F_{f_1} &= 2p_{c_1}\cdot\frac{\pi D_{c_1}^2}{4}\cdot\frac{i_{c_1}}{2}\cdot\eta'_{c_1}\cdot C_1\cdot\frac{R_{h_1}}{r_d}\\ F_{f_2} &= 2p_{c_2}\cdot\frac{\pi D_{c_2}^2}{4}\cdot\frac{i_{c_2}}{2}\cdot\eta'_{c_2}\cdot C_2\cdot\frac{R_{h_2}}{r_d}\end{aligned}\right\}\quad(\mathrm{N})\qquad(5\text{-}2\text{-}6)$$

式中：p_{c_1}、p_{c_2}——分别为前、后制动气室的气压，Pa；

D_{c_1}、D_{c_2}——分别为前、后制动气室有效直径，m；

i_{c_1}、i_{c_2}——分别为前、后制动凸轮的力传动比；

η'_{c_1}、η'_{c_2}——分别为前、后制动凸轮支承的传动效率。

5.2.4 制动器的能量容量和磨损特性

制动器是将汽车的动能以摩擦方式转化为热能并加以吸收的机构，不仅要按产生足够的制动力的条件，还要按能量容量和磨损寿命足够的条件确定制动器特别是摩擦副的尺寸、结构型式和材料。由于制动器的能量容量和磨损特性受多种因素的影响，理论计算极为困难，因此在设计中采用摩擦片（块）单位面积分摊的轴载质量、正压力、摩擦力，以及给定条件下单位摩擦面积吸收的能量载荷和制动鼓（盘）温升等作为衡量指标。下式为一次高强度制动中，前、后轴制动器单位摩擦面积在单位时间内吸收的汽车动能即能量载荷的表达式[11]。其他指标的计算从略。

$$\left.\begin{aligned} e_1 &= \frac{1}{2}\cdot\frac{m_a(V_1+V_2)j}{2A_1}\cdot\beta\\ e_2 &= \frac{1}{2}\cdot\frac{m_a(V_1+V_2)j}{2A_2}\cdot(1-\beta)\end{aligned}\right\}\quad(\mathrm{W/mm^2})\qquad(5\text{-}2\text{-}7)$$

式中：m_a——汽车最大总质量，kg；

V_1、V_2——分别为汽车制动初速度和终速度，m/s；

j——制动减速度，m/s^2；

A_1、A_2——分别为每个前、后轴制动器的摩擦片（块）面积，mm^2；

β——制动力分配系数。

计算时取 $j=0.6g$（$5.89m/s^2$）；对于轿车取 $V_1=100km/h$（27.8m/s），对于最大总质量 3.5t 以下的货车和客车取 $V_1=80km/h$（22.2m/s），对于最大总质量 3.5t 以上的货车和客车取 $V_1=65km/h$（18.1m/s）；取 $V_2=0$。按以上条件算出的能量载荷，鼓式制动器应不大于 1.8 W/mm^2，盘式制动器应不大于 6.0 W/mm^2。设计时可根据制动器类型（如鼓式制动器各蹄的能量载荷分配是否均匀）和摩擦材料种类，以及使用条件选用适当的值。为了使各制动器的温度工况和磨损均衡，应尽可能作到 $e_1/e_2\approx1$（前、后轴均采用鼓式制动器或盘式制动器时）或 $e_1/e_2\approx10/3$（前轴采用盘式制动器，后轴采用鼓式制动器时）。据文献[12]指出，由于各轴制动器能量载荷不同，可能使整个制动系的能量容量降低 25%～30%，并且在某一轴制动器超负荷的情况下，不可能保持稳定的制动力分配比例。表 5-2-2 列出几种汽车制动器能量载荷的

汽车论坛 http://www.qclt.com

计算结果。

表 5-2-2 制动器的能量载荷

车 型	m_a (kg)	A_1 (mm^2)	A_2 (mm^2)	β	V_1 (m/s)	e_1 (W/mm^2)	e_2 (W/mm^2)	e_1/e_2
桑塔纳 2 000	1 540	7 600	14 240	0.771	27.8	6.40	1.01	6.3
桑塔纳 LX	1 460	7 800	8 290	0.805	27.8	6.17	1.41	4.4
云雀 GHK7060	1 100	6 540	10 680	0.8	22.2①	4.40	0.67	6.6
捷达 CL、GL	1 470②	6 980		0.8	27.8	6.90		
东风 EQ1061	6 000②	55 608	55 608	0.468	18.1	1.35	1.53	0.88
解放 CA1040	5 500②	41 661	41 661	0.559	18.1	1.97	1.33	1.5
五十铃 NHR	3 370②	34 560	34 560	0.624	22.2	1.99	1.20	1.7
五十铃 NKR	5 375②	43 950	43 950	0.559	18.1	1.82	1.44	1.3
五十铃 NPR	6 995②	46 050	46 050	0.5	18.1	2.02	2.02	1

注：①考虑到该车最高速度仅为 105km/h，故取此值。

②按系列中总质量最大者。

5.2.5 特殊条件下的制动现象

制动装置的效能并非完全取决于正常条件下的制动效能。在许多情况下，制动过程中可能出现热衰退、水衰退、速度效应和制动气阻等现象，使制动效能降低，对汽车的安全构成一定的威胁。

5.2.5.1 热衰退

由于摩擦热的影响使制动效能暂时降低的现象称为热衰退，在制动过程中，制动摩擦片（块）表面的温度经常可达到 300～400℃（上限为盘式制动器）。常用的石棉摩擦材料在温度升到一定程度时，有机物和水分开始汽化，在挤压界面上产生挤压力，降低了有效接触压力；当温度升到 300℃以上时，石棉分解出焦油状物，在摩擦表面上起润滑作用，使摩擦系数下降；而在温度达到 800℃时石棉完全脱去结晶水而分解。上述现象都会使制动器产生热衰退。对于鼓式制动器来说，制动鼓受热胀大，使蹄与鼓只在中部接触，也会降低制动效能，此现象称为机械衰退。

为了检验行车制动系的热态制动效能，在 GB12676—1999 中规定 M、N 类车辆除了进行 0 型试验（制动器处于冷态）外，还必须在重复制动条件下进行行车制动系 I 型试验。对 M_3、N_3 类车辆还要求在连续制动条件下进行制动系 II 型试验（可使用缓速器和行车制动器）或 IIA 型试验（只使用缓速器）。

热衰退现象的产生既有使用条件的因素，也有设计方面的因素，下面提出在设计中应采取的措施。

①选用不容易发生热衰退的制动器，如钳盘式制动器；

②选用与制动器负荷相适应的摩擦材料；

③尽可能降低制动器的能量载荷；

④增大制动鼓（盘）的热容量，改善散热条件，以减小制动时的温升；

汽车论坛 http://www.qclt.com

⑤在山区行驶的重型汽车应装备缓速器，以减轻制动器的负担。

5.2.5.2 水衰退

由于摩擦表面浸水使制动器效能暂时降低的现象称为水衰退。水衰退现象的机理是，摩擦表面浸水时，由于水的润滑作用使摩擦系数下降，从而导致制动器效能降低。盘式制动器的效能因数受摩擦系数变化影响较小，而且制动器中的水分会被制动盘甩出、或被摩擦块挤出和擦干、或被蒸发掉，因而其抗水衰退性和恢复性明显优于鼓式制动器。

5.2.5.3 速度效应

摩擦片（块）的摩擦系数受车速影响而变化的现象称为速度效应，鼓式制动器在车速达到 160km/h 以上时效能显著下降，盘式制动器在车速变化时效能的变化比鼓式制动器小。根据福特汽车公司所作的试验，当车速由 48km/h 提高到 144km/h 时，在相同的减速度（4.57m/s²）下，盘式制动器所需的制动踏板力仅增加了 18N，而鼓式制动器却增加了 258N。

5.2.5.4 制动气阻

液压制动系中因制动液温度过高产生泡沫，阻碍液压传输而导致制动踏板行程急剧增大的现象称为制动气阻。汽车在夏季炎热地区使用，尤其是下长坡连续制动时特别容易发生气阻，轻则会影响制动灵敏度和制动平稳性，重则会引起制动失效。为了防止气阻的发生，应尽可能降低制动器零件的温升，在轮缸和制动管路与热源之间采取必要的隔热措施，并选用与使用环境相适应的制动液。

5.3 车轮制动器

车轮制动器是行车制动系的重要部件。按 GB12676—1999 的规定，行车制动必须作用在车辆的所有车轮上。

5.3.1 鼓式制动器

5.3.1.1 鼓式制动器的工作原理

图 5-3-1 示出了鼓式制动器的工作原理。带有摩擦片的制动蹄 1、2 通过支承销 5、3 铰装在制动底板上。制动时轮缸活塞对制动蹄施加力 P，使其绕支承销转动，并抵靠在制动鼓 4 表面上。这时制动蹄 1、2 分别受到制动鼓作用的法向力 Y_1、Y_2（此处假定合力作用在中心线上）和切向力 X_1、X_2，而制动蹄的切向反力对制动鼓产生一个与其旋转方向相反的制动力矩（$X_1 + X_2$）R_b（R_b 为制动鼓工作半径）。

由图 5-3-1 可见，制动蹄 1 张开时的转动方向与汽车前进时制动鼓旋转方向（即正向旋转，如箭头所示）相同。由于力 X_1 与力 P 绕支承销 5 的力矩方向相同，使蹄对鼓的压紧力和相应的摩擦力增大，即产生了使效能增高的“助势”作用，因而被称作领蹄 I_e。反之，制动蹄 2 张开时的转动方向与制动

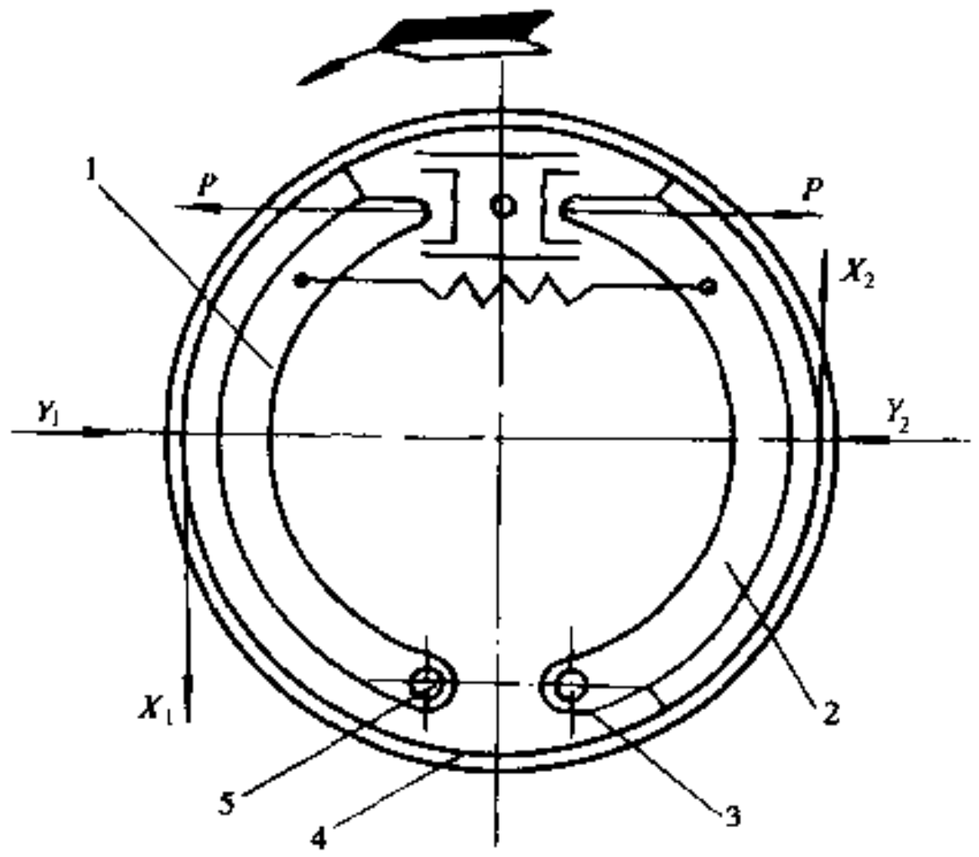


图 5-3-1 鼓式制动器工作原理图

1、2-制动蹄；3、5-支承销；4-制动鼓

汽车论坛 http://www.qclt.com

鼓旋转方向相反，力 X_2 与力 P 绕支承销 3 的力矩方向也相反，使蹄对鼓的压紧力和摩擦力减小，即产生了“减势”作用，因而被称作从蹄 T。当汽车倒驶时制动鼓反向旋转，蹄 1 由领蹄变为从蹄、蹄 2 则由从蹄变为领蹄。

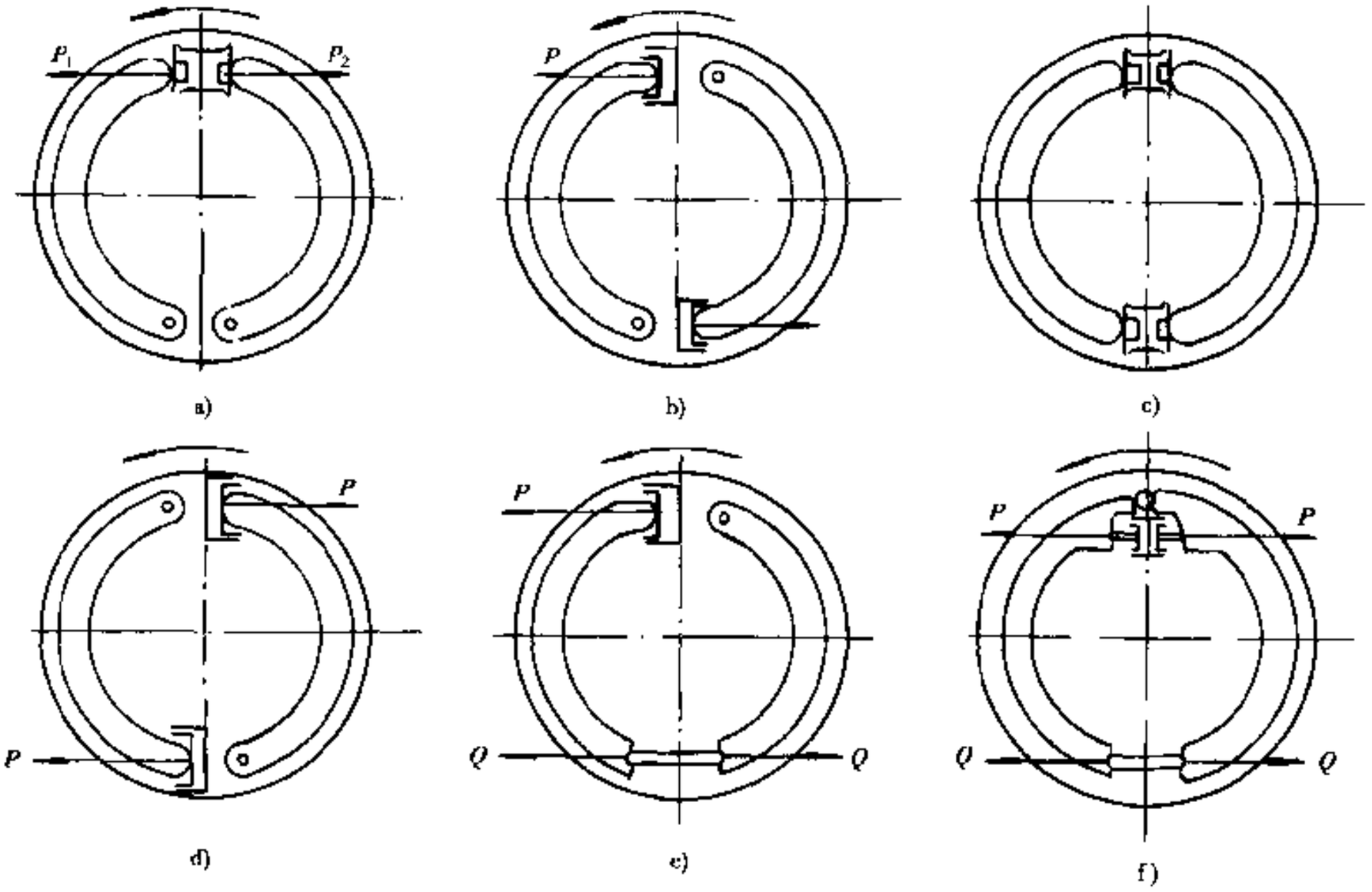
5.3.1.2 鼓式制动器的分类

1）按制动器效能分类

制动器（蹄）效能常用输出力与输入力之间的比例关系即效能因数来评定。对于制动蹄来说，该因数为制动衬片摩擦力与制动蹄张开力的比值；对于制动器来说，该因数为两蹄摩擦力总和与张开力平均值的比值。下面按制动器效能对其分类。

①领从蹄式（LT 式），如图 5-3-2 a）所示，当制动鼓正向或反向旋转时，总是有一个领蹄和一个从蹄。

②双领蹄式（2L 式），如图 5-3-2 b）所示，当制动鼓正向旋转时两蹄均为领蹄，而当制动鼓反向旋转时两蹄均为从蹄。



a) b) c)

d) e) f)

图 5-3-2 鼓式制动器的分类

a)领从蹄式；b)双领蹄式；c)双向双领蹄式；d)双从蹄式；e)单向伺服式；f)双向伺服式

③双向双领蹄式（D2L 式），如图 5-3-2 c）所示，当制动鼓正向或反向旋转时两蹄均为领蹄。

④双从蹄式（2T 式），如图 5-3-2 d）所示，当制动鼓正向旋转时两蹄均为从蹄，而当制动鼓反向旋转时两蹄均为领蹄。

⑤单向伺服式（US 式），如图 5-3-2 e）所示，仅在制动鼓的某一旋转方向上，才能借助摩擦力的作用使施加力的效能增高。

⑥双向伺服式（DS 式），如图 5-3-2 f）所示，在制动鼓的正、反两个旋转方向上，均能借摩擦力的作用使施加力的效能增高。

一般来说，领蹄的效能因数约为从蹄的 3 倍；伺服式制动器中次领蹄（由主领蹄通过连接杆张开的制动蹄）的效能因数也约为主领蹄（由轮缸活塞张开的制动蹄）的 3 倍。

汽车论坛 http://www.qclt.com

图 5-3-3 示出了鼓式制动器的效能因数与摩擦系数的关系。在制动器基本尺寸比例和摩擦系数相同的情况下，效能因数的大小依次是：双向伺服式、双领蹄式、领从蹄式、双从蹄式。表 5-3-1 列出各种制动器效能因数的典型值[5]。

表 5-3-1 制动器效能因数的典型值

制动器型式	效能因数典型值①
领从蹄：轮缸式及楔式	2.2
凸轮张开式	2.0
双领蹄②、双向双领蹄：轮缸式及楔式	3.4
单向伺服式②、双向伺服式	5.5
盘式	0.8

注：①摩擦系数为 0.4。

②制动鼓正向旋转时。

选用效能因数高的制动器可以产生更大的制动力矩，或减小控制力。但从图 5-3-3 中可以看出，制动器的效能因数越高，当摩擦系数发生变化时其效能稳定性就越差。

2）按制动蹄促动器结构分类

促动器是直接作用于制动蹄并使其动作的机构。按促动器结构不同，制动器分为下列三类。

①轮缸式制动器，利用轮缸活塞推动制动蹄张开。

②凸轮张开式制动器，利用凸轮的转动使制动蹄张开。按凸轮受力情况分为非平衡式与平衡式两种。前者凸轮与轴固定连接或制成一体，见图 5-3-4 a)；后者凸轮可在轴上浮动，见图 5-3-4 b)，这种结构因存在严重缺点很少采用。

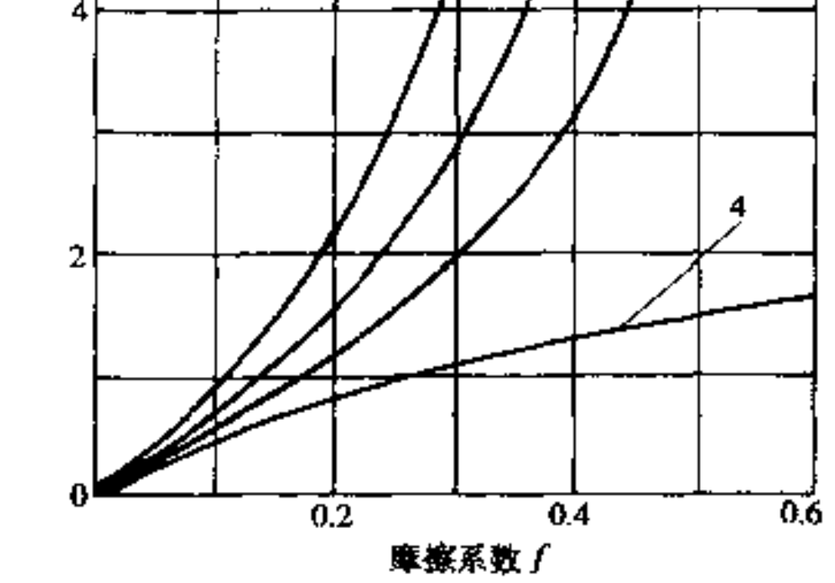


图 5-3-3 鼓式制动器效能因数与摩擦系数的关系

1-双向伺服式；2-双领蹄式；

3-领从蹄式；4-双从蹄式

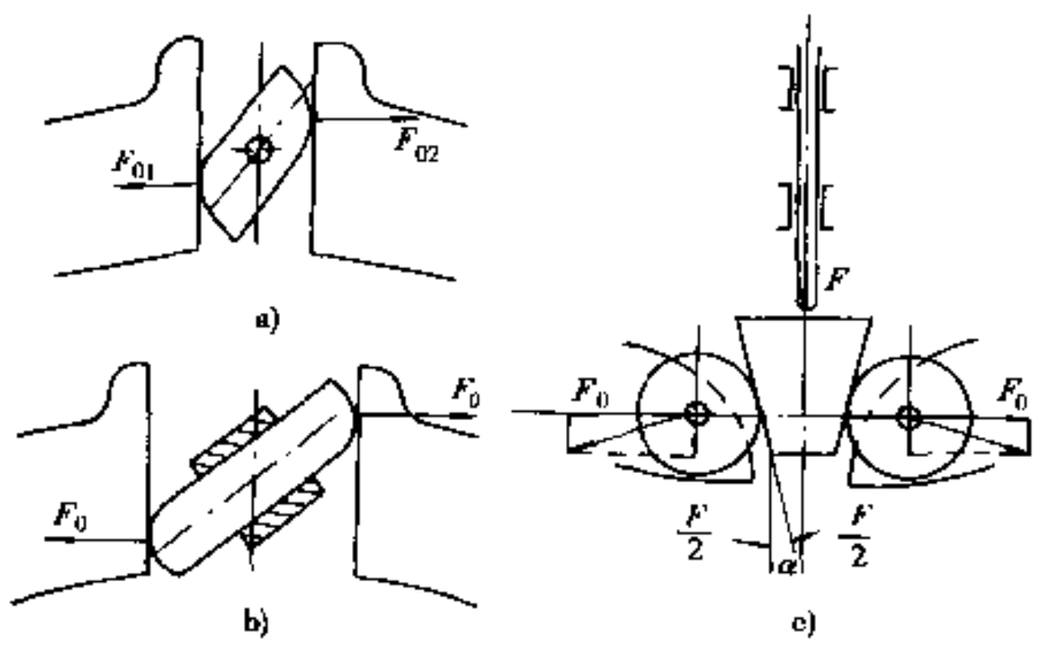


图 5-3-4 机械式制动蹄促动器

a)非平衡凸轮式；b)平衡凸轮式；c)楔式

③楔式制动器，利用楔杆的楔入使制动蹄张开，见图 5-3-4 c)。

轮缸活塞、平衡凸轮和楔杆作用于两蹄的张开力相等，而行程则不等；非平衡凸轮作用于两蹄的张开力不等，而行程相等。

轮缸式制动器中，轮缸布置在制动器内部，结构紧凑，可实现图5-3-2a) ~ 图 5-3-2f)的结构，但受安装空间的限制，轮缸尺寸不能太大（直径一般很少超过 50mm）。

凸轮张开式制动器中，制动气室装在制动底板外侧伸出的支架上，或者装在而定于桥壳的支架上，通过制动臂使凸轮转动。结构较笨重，传动效率低。

楔式制动器中，制动气室或油缸装在制动底板上，直接推(拉)动加工精度高的楔杆，通过滚轮—滑柱机构张开制动蹄。结构紧凑，传动效率也较高。

我国轿车和微、轻型汽车都采用液压制动系，需配用轮缸式制动器；中、重型汽车习惯上都采用气压制动系，需配用凸轮张开式制动器；有个别汽车采用楔式制动器。国外中、重型汽车采用轮缸式制动器配以气压—液压制动系的相当普遍。

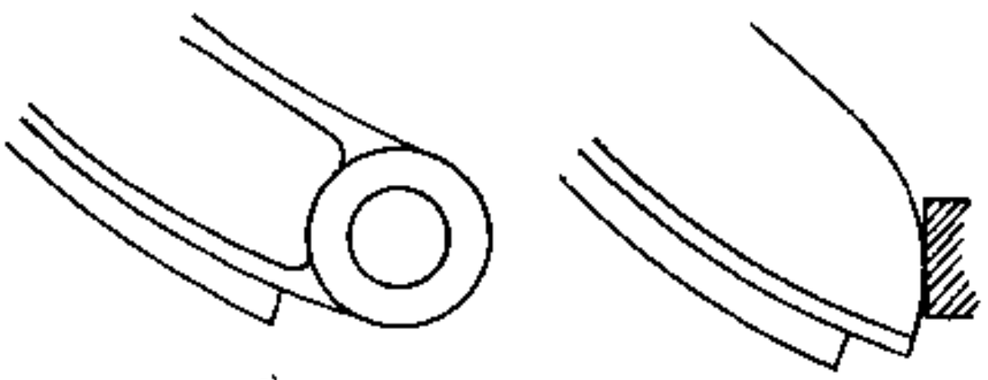
汽车论坛 http://www.qclt.com

3）按制动蹄支承方式分类

按制动蹄支承方式分为固定式和浮动式两种。根据这个特点将制动器相应地区分为具有转动蹄与具有浮动蹄的制动器。

（1）固定支承式

如图 5-3-5 a）所示，制动蹄下端的圆孔（或半圆孔）套在（或顶在）支承销上，可自由地绕其转动，即仅有一个自由度，因此蹄与鼓之间的相对位置是确定的，制动蹄运动平稳，结构牢固。但加工精度要求高，如摩擦表面加工不正确，蹄与鼓就会产生局部接触，在摩擦表面磨损后配合状况也会遭到破坏。该支承方式多用于中、重型汽车。



a) b)

图 5-3-5 制动蹄的支承方式

a)固定支承式；b)浮动支承式

（2）浮动支承式

如图 5-3-5 b）所示，制动蹄下端为曲面，可靠在支承面上转动和上下滑动，即具有两个自由度。由于这一特点，制动蹄具有自动定心作用，可落到制动鼓内的最佳接触位置。这样不但对加工精度的要求低一些，而且磨损后仍能自动调整蹄与鼓的配合状况。但由于制动蹄的位置不确定，为了使其不发生滑移和平稳地复位，必须考虑复位弹簧力的平衡；同时还要求调整好制动间隙，以避免摩擦片拉磨。该支承方式多用于轿车和微、轻型汽车。

具有浮动蹄的制动器其效能因数略高于具有转动蹄的制动器，而且对摩擦系数和接触区变化的敏感性较小，制动衬片磨损也较均匀。

4）按制动鼓受力状况分类

根据制动时制动鼓受到的来自两蹄的法向力是否平衡，可将制动器分为平衡式与非平衡式两类。

双领蹄式、双向双领蹄式和双从蹄式制动器由于结构是中心对称的，两蹄对制动鼓单位压力的分布呈中心对称，因此制动鼓所受到的法向力互相平衡，属于平衡式制动器。除此之外，其他制动器均为非平衡式，制动鼓易发生损坏和变形，轮毂轴承会受到附加的径向载荷，摩擦片的磨损也不均匀。平衡式制动器则无这些缺点。

5.3.1.3 鼓式制动器的应用

鼓式制动器效能因数较高，可减小控制力，但效能稳定性差，高速制动时易发生衰退。

1）轮缸式制动器

（1）领从蹄式制动器

领从蹄式制动器的促动器是一个双向轮缸，其效能因数虽然不高，但较为稳定。由于它具有结构简单、价格低廉和易于附装驻车制动操纵机构等优点，广泛用于轿车和微型汽车的后轮上。这些汽车后轮的制动力很小，没有必要采用效能高的制动器。图 5-3-6 为桑塔纳轿车后轮所用的领从蹄式制动器。

（2）双领蹄式和双向双领蹄式制动器

这两种制动器的促动器分别是两个单向轮缸和双向轮缸。它们的主要优点是制动效能较高，在汽车前进时其效能因数约为领从蹄式制动器的 150%，可显著减小控制力，同时制动鼓和轮毂受力均衡，摩擦片磨损均匀。因此尽管其效能稳定性较差，且结构复杂和难以兼用作驻车制动器，仍得到广泛的应用。目前双领蹄式和双向双领蹄式制动器分别用于多种轻型汽车的前、后轮。这些汽车制动器的控制力往往受到轮缸和伺服机构尺寸的限制而难以加大，在这种情况下选用效能较高的制动器不失为一个较好的解决方法。

图 5-3-7 和图 5-3-8 分别为解放 CA1040 系列轻型汽车前、后轮的双领蹄式和双向双领蹄式制动器，类似的结构也用于东风 EQ1061 和五十铃 N 系列轻型汽车上。

（3）双向伺服式制动器

该制动器的效能为各种鼓式制动器之冠，不论在汽车前进或倒驶时，其效能因数均为领从蹄式制动器的 2.5 倍左右。采用这种制动器可以最大限度地减小控制力，或使制动器和伺服机构小型化，并且很容易

汽车论坛 http://www.qclt.com

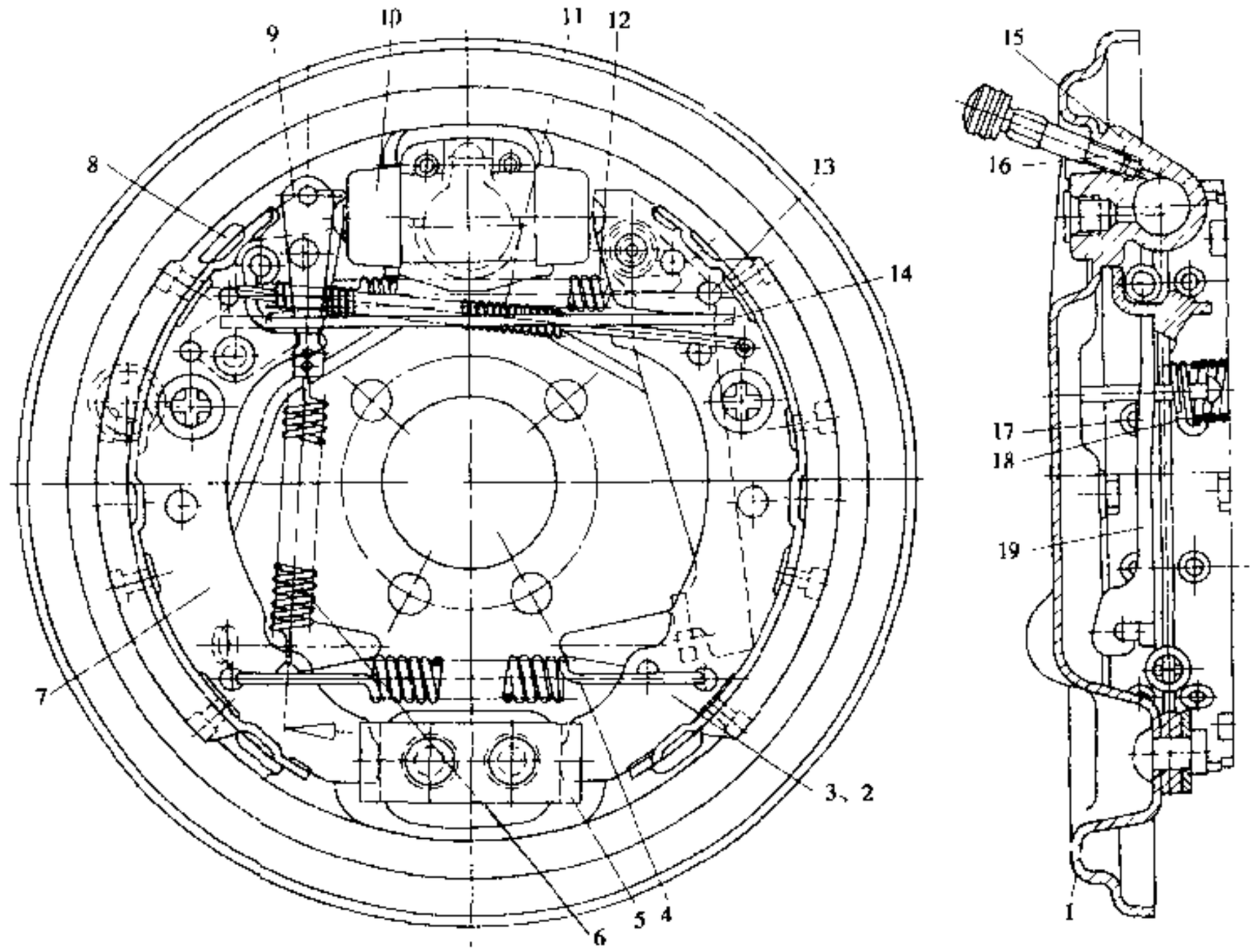


图 5-3-6 桑塔纳轿车后制动器（领从蹄式）

1-制动底板；2-驻车制动杠杆；3、7-制动蹄；4、11、12-复位弹簧；5-支承块；6-调整弹簧；8-观察孔；9-调整楔；10-轮缸活塞；13-销；14-驻车制动推杆；15-轮缸；16-放气螺钉；17-定位销；18-定位弹簧；19-压杆

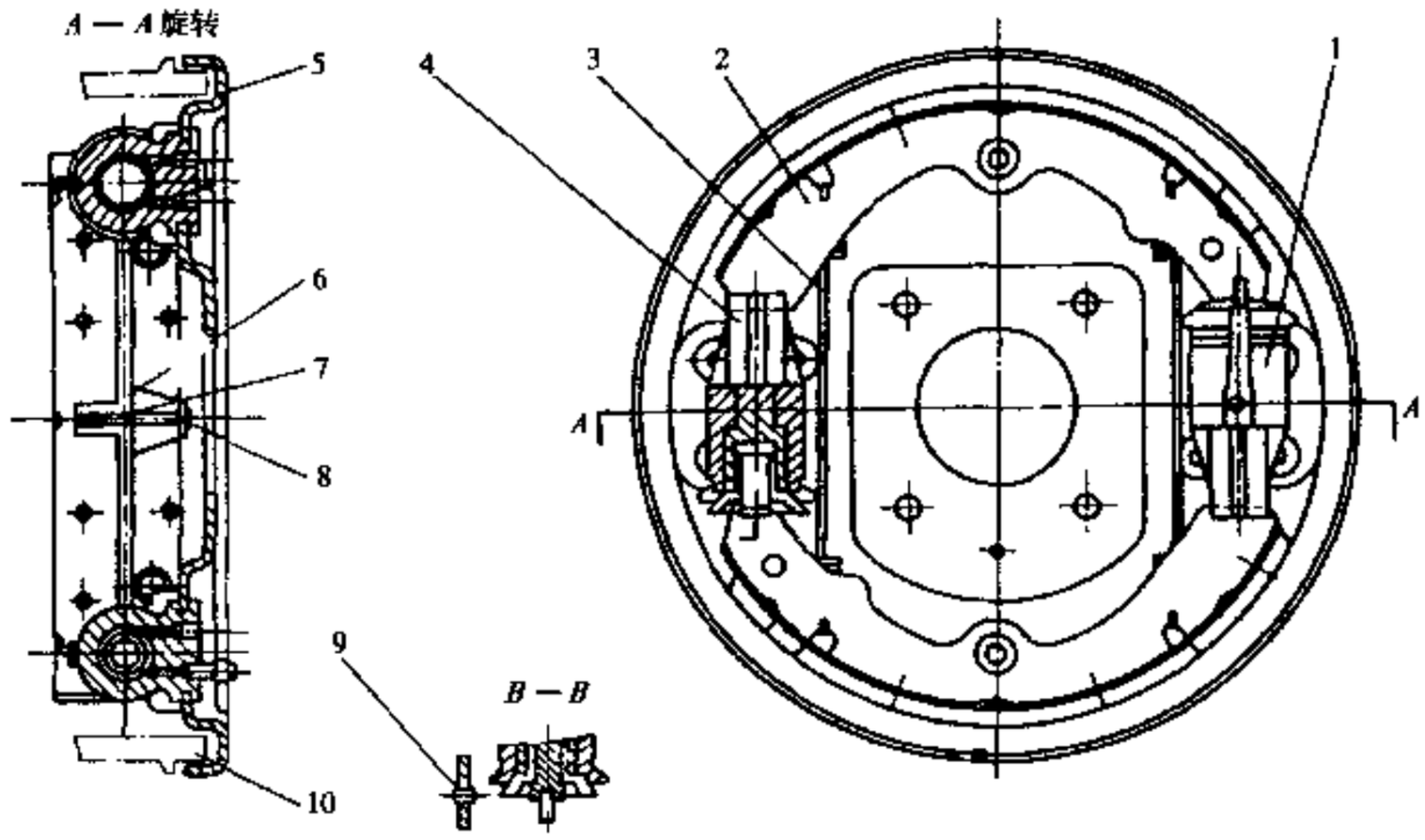


图 5-3-7 解放 CA1040 系列汽车前制动器（双领蹄式）

1、4-轮缸；2-制动蹄；3-复位弹簧；5-制动底板；6-定位弹簧；7-定位弹簧座；8-定位销；9-调整孔堵塞；10-制动鼓

汽车论坛 http://www.qclt.com

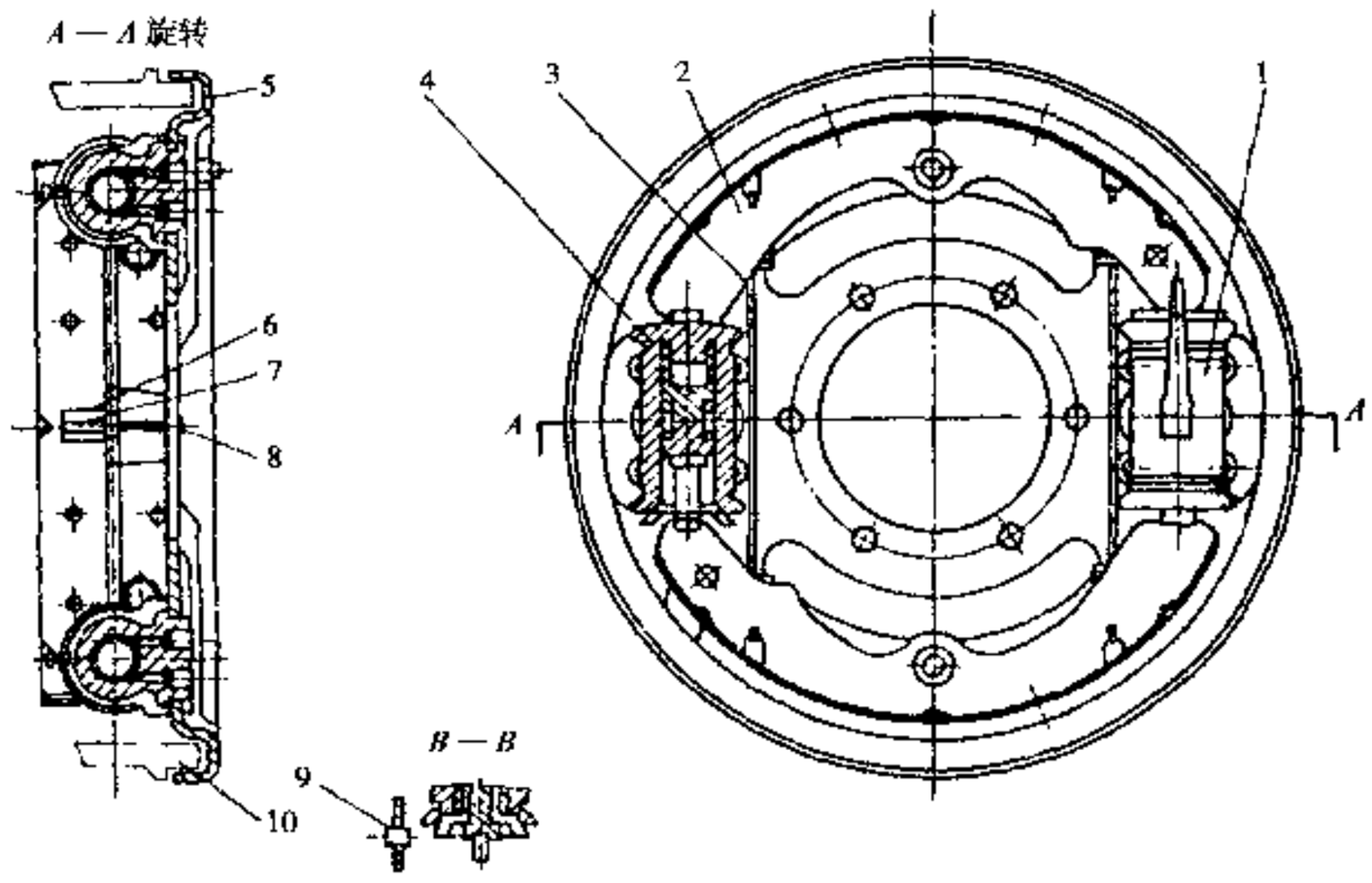


图 5-3-8 解放 CA1040 系列汽车后制动器（双向双领蹄式）

1、4-轮缸；2-制动蹄；3-复位弹簧；5-制动底板；6-定位弹簧；7-定位弹簧座；8-定位销；9-调整孔堵塞；10-制动鼓

附加驻车制动操纵机构。但其效能极不稳定，对摩擦片材料、温度和表面状况，以及蹄与鼓接触情况的变化特别敏感，由此带来一系列的缺点，如制动力矩增长过猛，制动感觉差，易发生衰退、自锁和改变轴间及轮间制动力分配。此外，制动鼓和轮毂受力不均衡，摩擦片的磨损也不均匀。尽管如此，目前仍用于许多中、高级轿车和轻、中型汽车的后轮。设计时应针对上述问题，选用摩擦性能均匀和稳定的摩擦材料，妥善选取制动器的几何参数，以避免发生自锁，还应注意正确的装配和调整。对于主、次领蹄，应选用材料、厚度和包角不同的摩擦片，使其寿命尽可能接近。

图 5-3-9 为依维柯 35.10 轻型汽车后轮用的双向伺服式制动器。

2）凸轮张开式制动器

凸轮张开式制动器有领从蹄、双领蹄和双向伺服式等型式。领从蹄式制动器的促动器为一个非平衡凸轮，它施加于从蹄的力可大于领蹄，使两蹄对制动鼓的单位压力趋于均匀。这种制动器多与气压制动系配用于中、重型汽车上。这些汽车制动器的负荷特别繁重，首先要求制动效能稳定和摩擦片磨损均匀，并有较好的刚度，而控制力大一些则不是主要矛盾。图 5-3-10 为斯太尔重型汽车后轮所用的领从蹄式制动器。

双领蹄式制动器需用两个凸轮分别促动两蹄，制动气室和制动臂也各需两套，结构甚为复杂，仅用于少数重型汽车的前轮。双向伺服式制动器仅用作中央驻车制动器（图 5-7-4）。

3）楔式制动器

这种制动器由于楔杆是浮动作用的，可采用有两个自由度的制动蹄浮动支承。其特性与具有浮动蹄的轮缸式制动器基本相同，即输出的制动力矩较平稳，受摩擦表面状况和接触区位置变化的影响小，同时制动衬片磨损寿命长。此外还有下列优点。

①结构紧凑、传动效率高、压缩空气消耗少，若配用液压制动系，由于油缸外露可避免发生气阻；

②楔杆—滑札传动比固定，不随制动蹄位移变化；

③制动鼓直径可设计得较小，这样可改善冷却条件和适应采用宽轮辋的趋势，并减小制动器的质量；

④易于实现制动间隙自调；

⑤零件数少，互换性好，便于通用化、系列化设计。

总之这种制动器兼有凸轮张开式和轮缸式制动器的优点，是替代前一种制动器的理想产品。东风 EQ1061 系列汽车的部分车型采用引进 Lucas 技术生产的气室促动的单楔制动器（$\phi325\times100$mm），个别矿用自卸车也采用油缸促动的双楔制动器。东风汽车公司曾研制出楔式制动器样品，装于 EQ1090 汽车上与装有凸轮张开式制动器的汽车进行试验对比。试验结果表明，楔式制动器抗热衰退性能好，下坡行驶时制动

汽车论坛 http://www.qclt.com

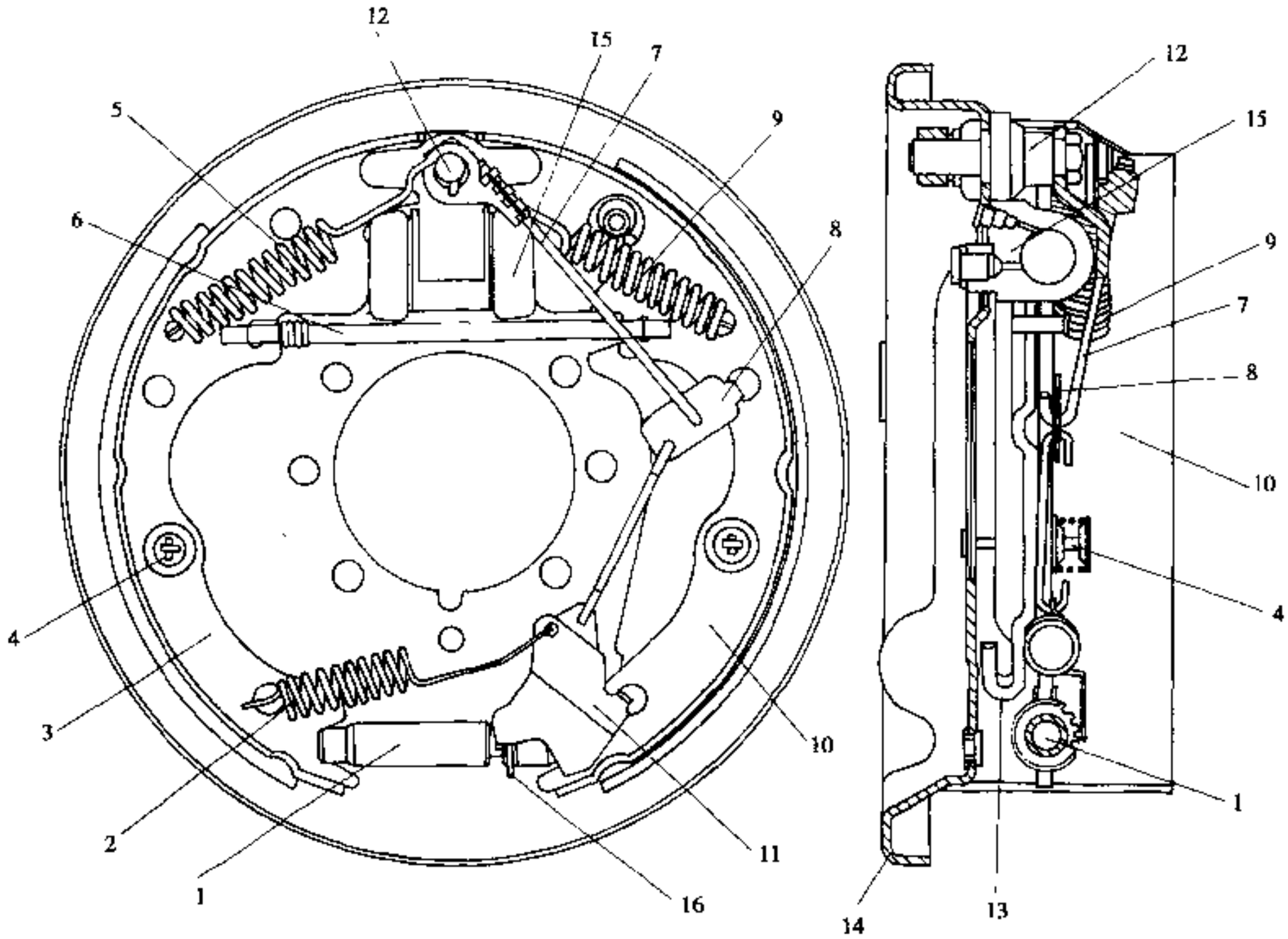


图 5-3-9 依维柯 35.10 汽车后制动器（双向伺服式）

1-可调顶杆；2-调整板复位弹簧；3、10-制动蹄；4-定位销；5、9-制动蹄复位弹簧；6-驻车制动推杆；7-调整拉杆；8-传动板；11-调整板；12-支承销；13-驻车制动杠杆；14-制动底板；15-轮缸；16-棘轮

器温升小，左、右轮制动力差小。

常用的楔式制动器有领从蹄式单楔制动器（图 5-3-11）和双向双领蹄式双楔制动器（图 5-3-12）。

5.3.1.4 制动间隙调整装置

为了防止发生制动拖滞，在放松制动时摩擦片与制动鼓之间应保持一定的间隙，称为制动间隙。经过多次使用制动后摩擦片逐渐磨损，制动间隙随之增大。这时应及时加以调整，使间隙恢复到规定值，以免因制动踏板或制动气室推杆行程过大而影响制动性能。过去大都由驾修人员定期检查和调整制动间隙，即采用人工调整。为了提高制动安全性和减少维修工作量，现代汽车多采用自动调整。GB12676—1999 规定，除 N_2 和 N_3 类非公路车辆的制动器，以及 M_1 和 N_1 类车辆的后制动器外，行车制动器磨损后应能自动调整间隙。

1）轮缸式制动器的调整

（1）人工调整

调整方法大体上有下列几种（按制动器结构选用）。

①通过转动靠在制动蹄片上的调整凸轮来调整间隙；

②通过转动靠在支承块或轮缸端面上的调整螺母，带动螺杆和相连接的顶杆作轴向位移来调整间隙；

③通过转动主、次领蹄之间的可调顶杆上的螺杆或螺母，以改变其长度来调整间隙；

④通过转动可调驻车制动推杆上的螺母，以改变其长度来调整间隙，如图 5-3-13 所示。

（2）自动调整

间隙自调装置分一次调准式和阶跃式两种。前一种装置在进行每次制动后，制动器中的间隙都会自动

汽车论坛 http://www.qclt.com

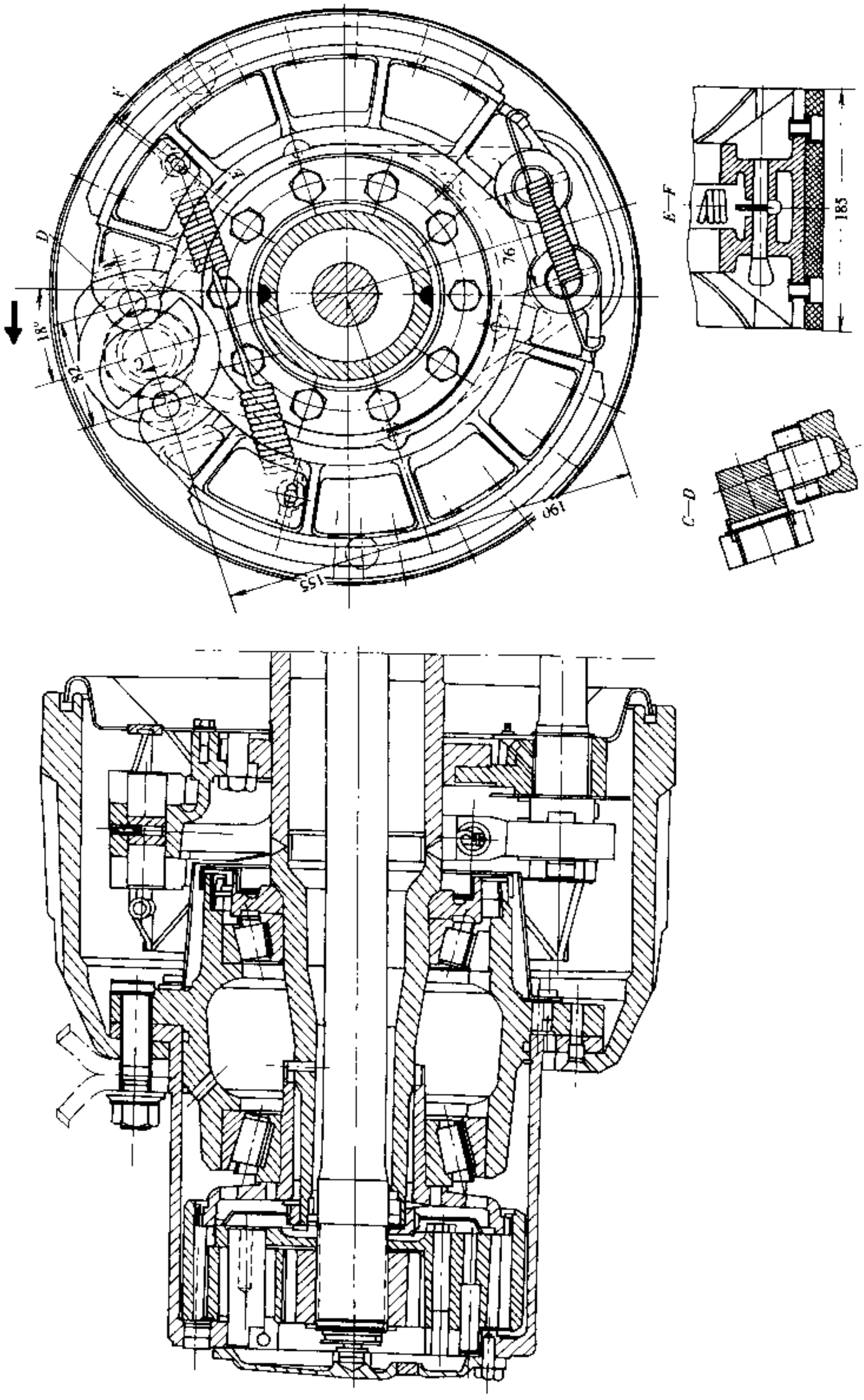


图 5-3-10 斯太尔汽车后制动器(钳从路式)

汽车论坛 http://www.qclt.com

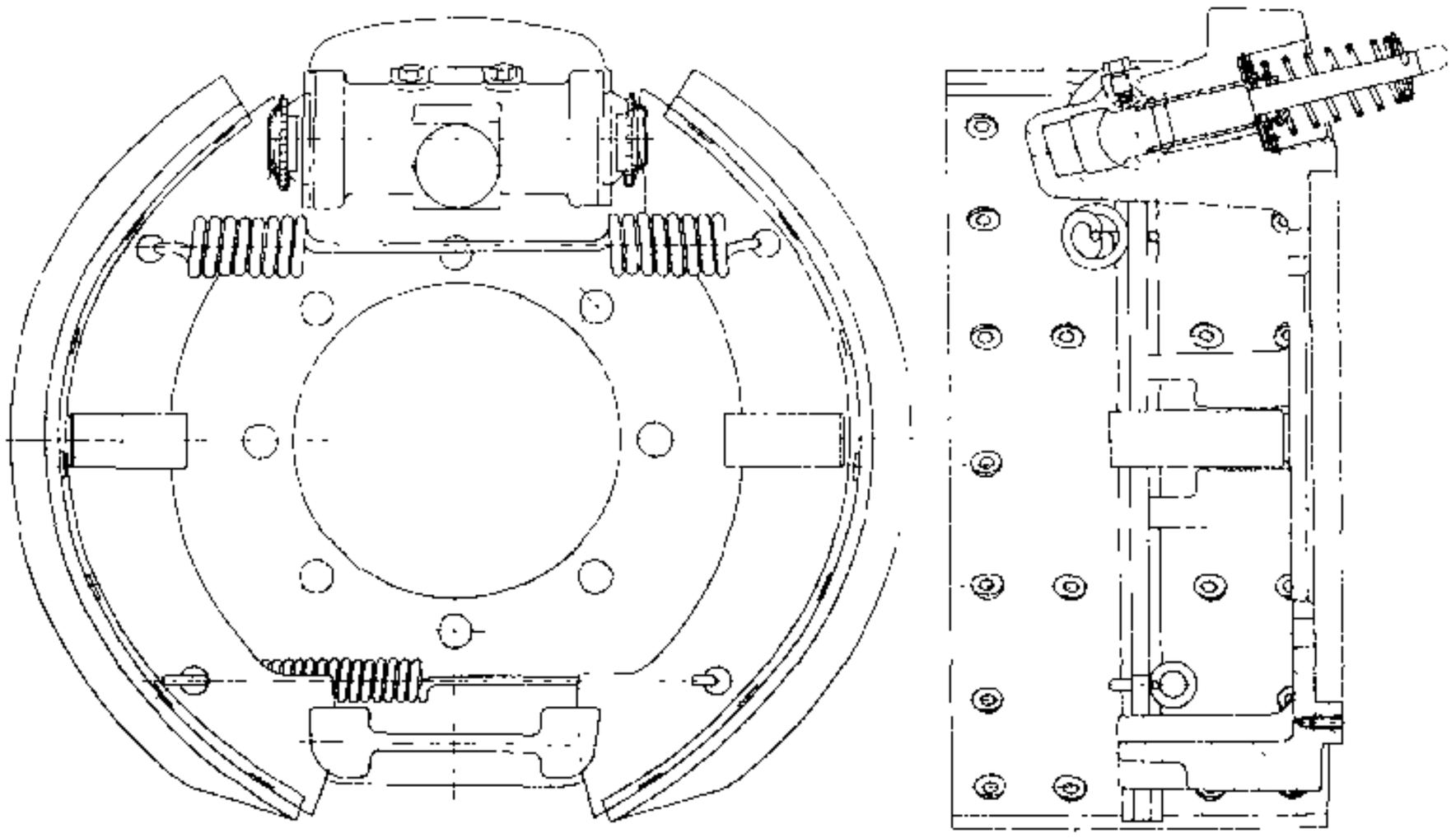


图 5-3-11 Lucas 公司的单楔制动器

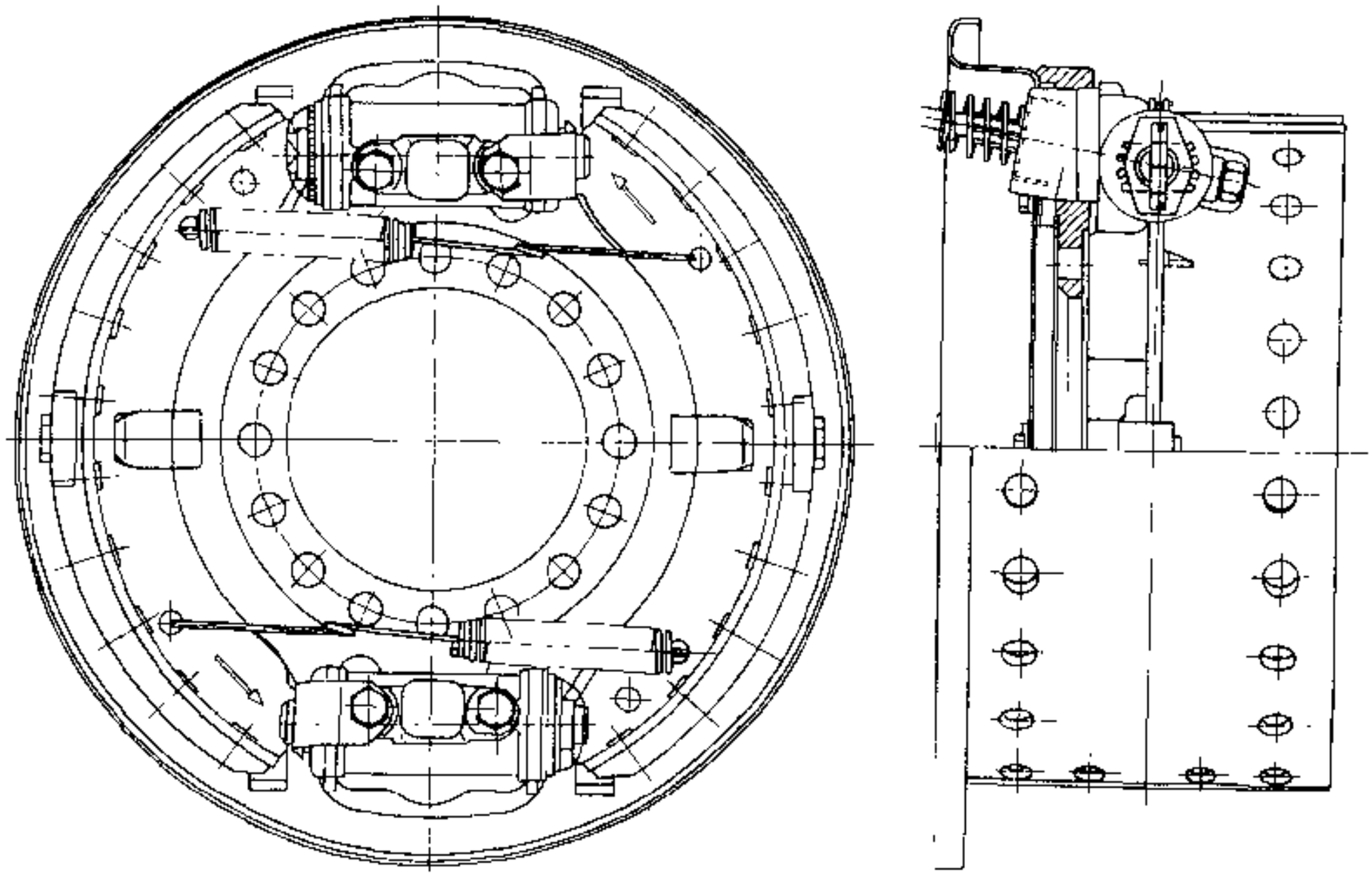


图 5-3-12 Perrot 公司的双楔制动器

恢复到预先设定值；后一种装置需经过多次制动后，才在使用制动或解除制动时一举消除积累的过量间隙。制动器的过量间隙不完全是由摩擦副的磨损所引起的，还包括制动鼓受热膨涨，以及蹄与鼓的弹性变形产生的间隙。然而一次调准式间隙自调装置总是按制动器当时的实际状况来消除过量间隙，如果这时恰好出现过大的热变形和机械变形，由此产生的间隙超过了设定间隙，那么在这些变形消除后制动器就会发

汽车论坛 http://www.qclt.com

生拖滞甚至抱死。为了避免出现这种“调整过头”的现象，应采用阶跃式自调装置。

a. 一次调准式间隙自调装置

图 5-3-14 为奥托轿车领从蹄式后制动器的间隙自调装置。装入制动蹄腹板长孔内的杠杆 1 与 A 面之间的间隙 B 等于设定间隙，与杠杆 1 成整体结构的棘爪 2 与棘轮处于啮合状态。如间隙超过设定值，在进行行车制动时，A 面便与杠杆接触并推着它移动等于磨损量的一段距离，使棘爪与棘轮脱开，转过一个齿后重新啮合。解除制动时，复位弹簧将制动蹄拉回距离 B，从而又恢复到设定间隙。

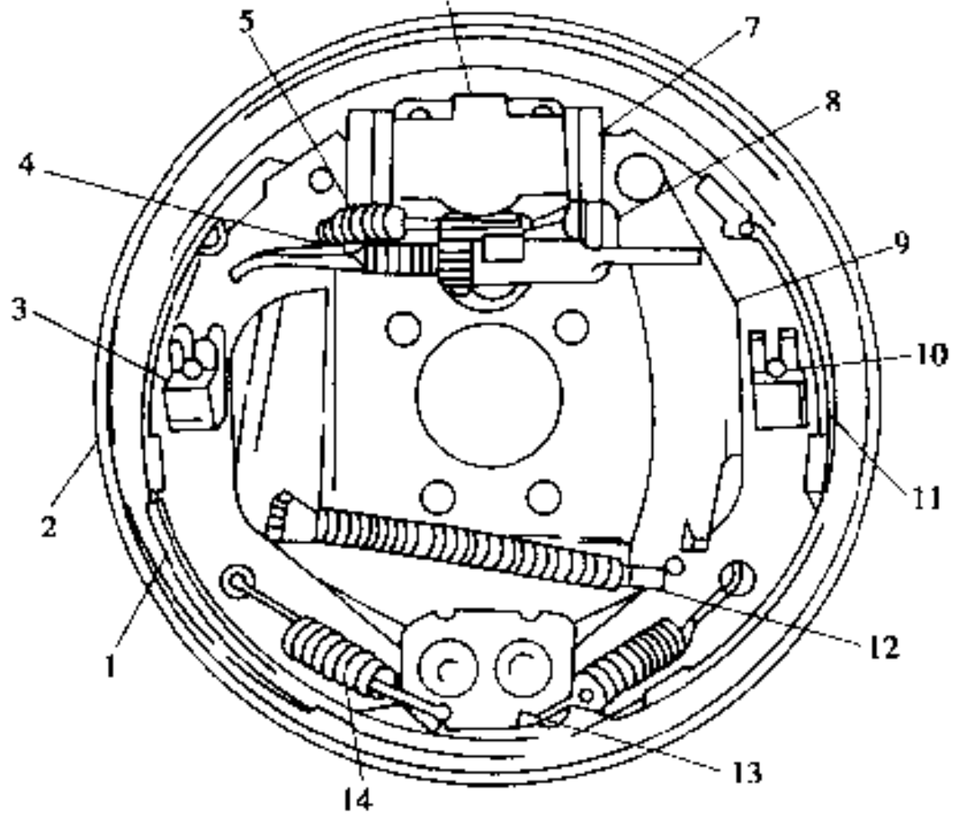


图 5-3-13 可调推杆间隙调整装置

1-领蹄；2-制动底板；3-定位弹簧；4-可调推杆；5、8、14-复位弹簧；6-轮缸；7-防尘罩；9-驻车制动杠杆；10-定位销；11-从蹄；12-驻车制动拉绳；13-支承块

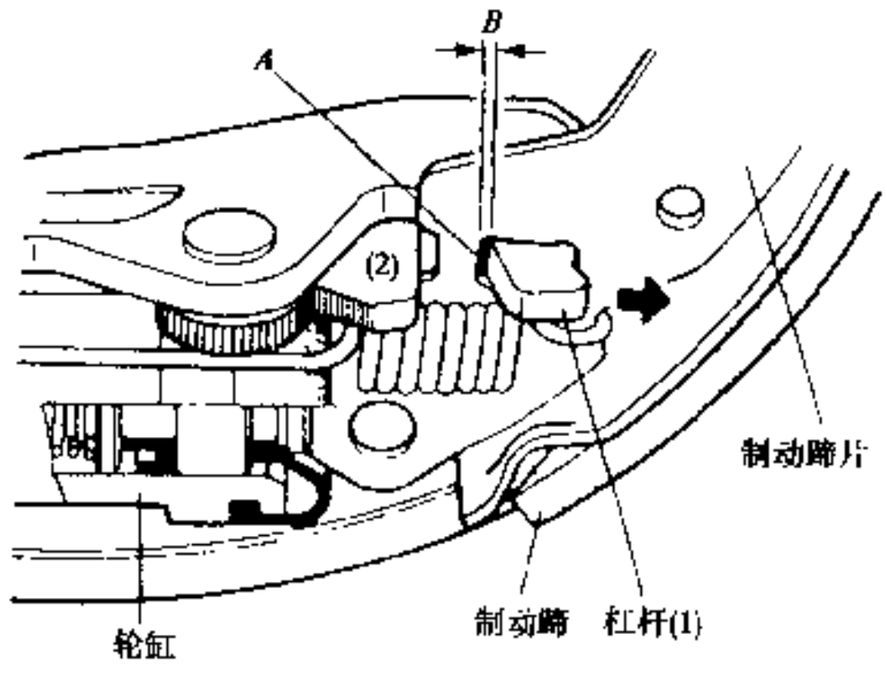


图 5-3-14 奥托轿车后制动器的间隙自调装置

b. 领从蹄式制动器用的阶跃式间隙自调装置

图 5-3-15 所示的结构用于夏利轿车后制动器。自调杠杆 7 和自调锁爪 8 的一端铰装在领蹄 11 上，另一端的细齿互相啮合，这样自调杠杆与领蹄的相对位置就被固定。解除制动时，在弹簧 4 的作用下，从蹄 3 支靠在驻车制动推杆 6 的端部切槽底面，领蹄则通过自调杠杆支靠在另一端的切槽底面，弹簧 2 保持推杆与从蹄的相对位置。自调杠杆伸入推杆右端弯向制动底板的弯舌内的切槽中，弯舌内侧边与自调杠杆外侧边之间的间隙与设定的制动间隙相对应。制动时，领蹄和从蹄向外张开，推杆也被弹簧 2 拉着随从蹄左移，使弯舌与自调杠杆的间隙减小。如果制动器中存在过量间隙，弯舌便带着自调杠杆顺时针转动一个角度，同时带动锁爪逆时针转过相应角度，使自调杠杆相对锁爪越过一

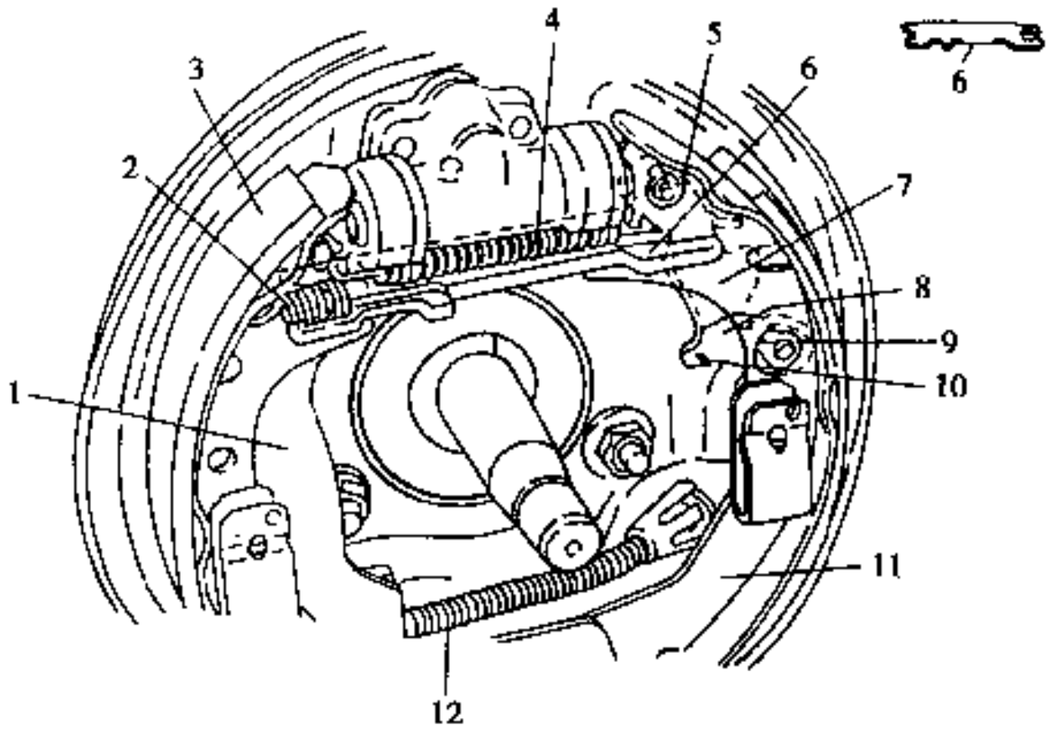


图 5-3-15 夏利轿车后制动器的间隙自调装置

1-驻车制动杠杆；2-驻车制动推杆拉簧；3-从蹄；4-制动蹄复位弹簧；5、9-挡圈；6-驻车制动推杆；7-自调杠杆；8-自调销爪；10-扭簧；11-领蹄；12-驻车制动拉绳

汽车论坛 http://www.qclt.com

个齿距在新的位置上重新啮合。

桑塔纳等轿车后制动器的间隙自调装置（图 5-3-6）与上述结构的原理相似，不同之处是通过装在驻车制动推杆 14 左端槽内的调整楔 9 进行调整。

以上两种结构在前进制动、倒车制动和驻车制动时均可起间隙自调作用。但在制动器过热时会出现调整过头的现象，这时可用螺丝刀从制动底板上的观察孔压下自调锁爪或向上拨回调整楔，使间隙变大后再进行自调。

c. 双向伺服式制动器用的阶跃式间隙自调装置

这种自调装置（图 5-3-9 和图 5-3-16）的原理是，倒车制动时次领蹄离开支承销，在摩擦力作用下顺时针转过一个角度，通过调整拉索或拉杆将调整板向上提起。如制动间隙过大，调整板的移动量便足以拨动棘轮，使主、次领蹄之间的顶杆增长而消除过量间隙。由于倒车制动强度不大，不会因制动器过热而发生调整过头现象。

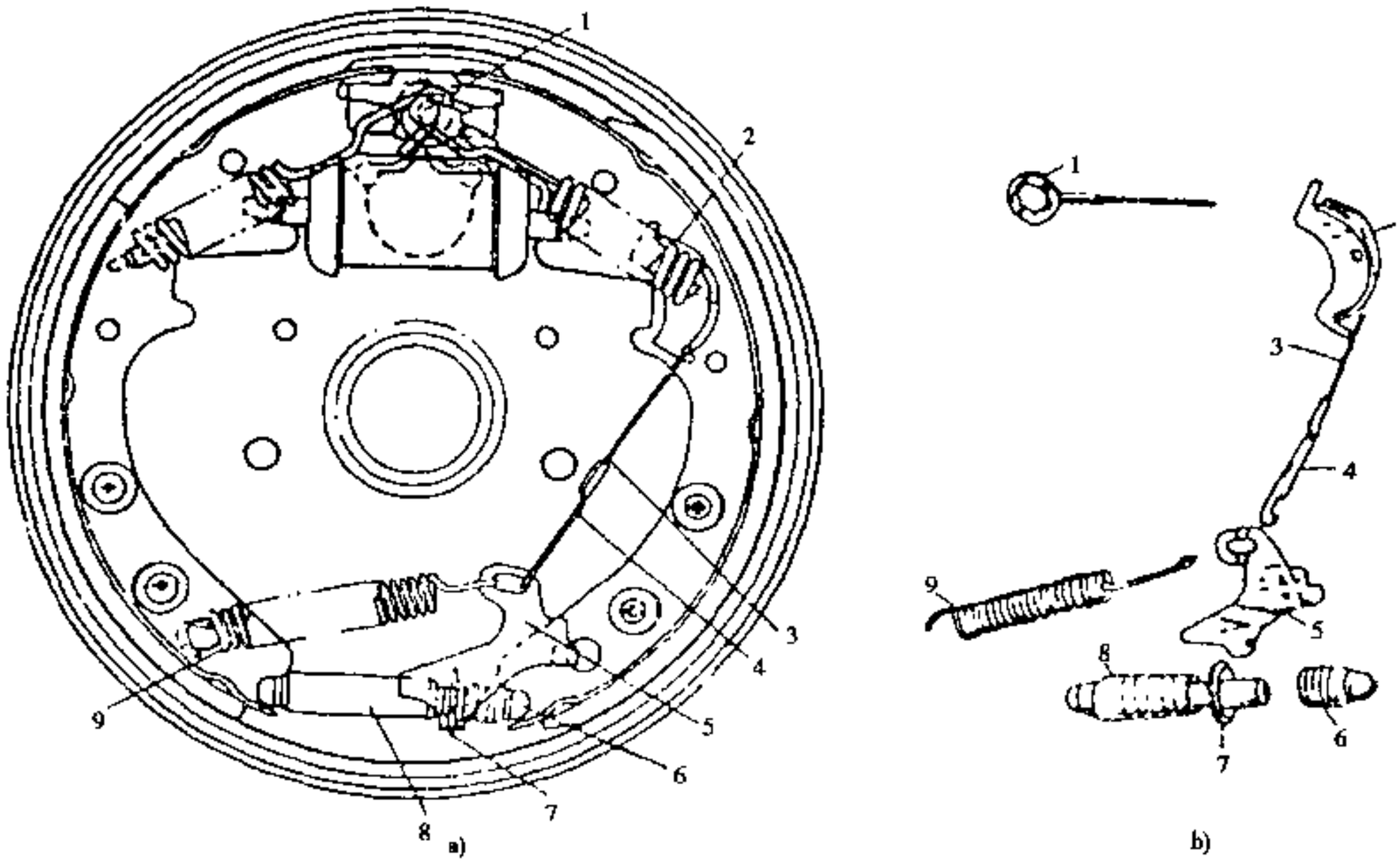


图 5-3-16 切诺基轿车后制动器的间隙自调装置

a)装配情况；b)组成元件

1-连接环；2-导向板；3-调整拉索；4-拉钩；5-调整板；6-顶杆套；7-棘轮；8-顶杆体；9-调整板复位弹簧

2）凸轮张开式制动器的调整

（1）人工调整

①通过制动臂内部的蜗轮蜗杆机构调整间隙（图 5-3-17）。调整时转动蜗杆轴，带动蜗轮和用花键连接的制动凸轮轴转适当角度。

②通过调整臂调整间隙（图 5-3-18），旋进调整螺钉，使调整臂和用花键连接的制动凸轮轴转适当角度，必要时可取下调整臂转一个齿后再装回。由于制动臂松套在凸轮轴上，在调整时不随其转动。

（2）自动调整

国外汽车普遍采用制动间隙自动调整臂，下面以 Haldex 公司的产品为例，说明其结构和工作原理。

该调整臂的特点，是在每一次制动过程中感知与制动器过量间隙相对应的调整臂角行程，并自动进行微量调整。而对于制动蹄与制动鼓接触后由于传力零件的弹性变形而出现的调整臂角行程，则不予以调整。如图5-3-19和图5-3-20所示，在调整臂壳体1上有一个供齿条10活动的凹槽，壳体外套装一个固定

汽车论坛 http://www.qclt.com

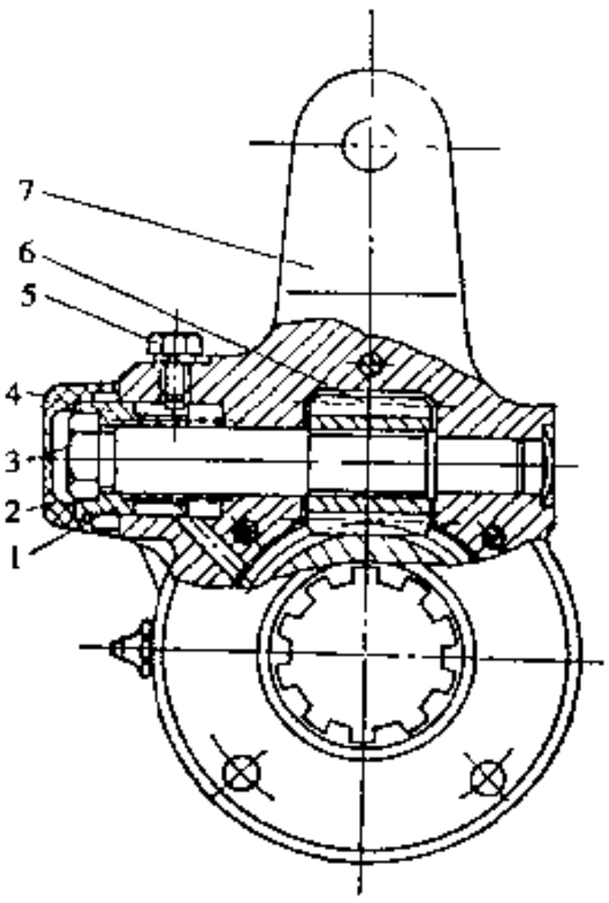


图 5-3-17 蜗轮蜗杆式间隙调整装置
1-弹簧；2-防尘罩；3-蜗杆；4-锁止套；5-锁止螺母；6-蜗杆；7-外壳

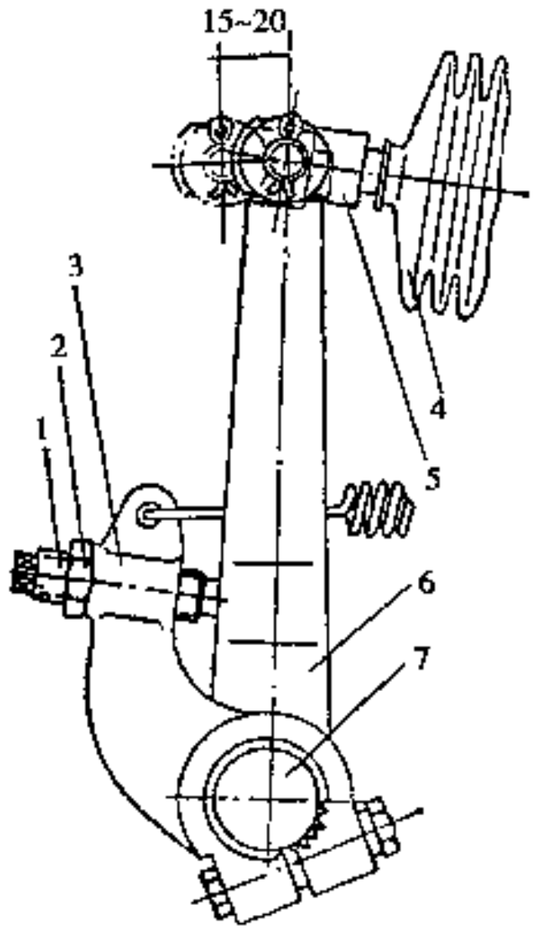


图 5-3-18 调整臂式间隙调整装置
1-调整螺钉；2-螺母；3-调整臂；4-制动气室；5-推杆；6-制动臂；7-制动凸轮轴

于车轴上的控制臂 14，其上有缺口 A（凹槽）。在壳体内蜗杆 4 左端，装有由齿轮 7、矩形截面螺旋弹簧 8 和离合环 9 组成的单向离合器。当齿条上行时，齿轮的转向与弹簧旋向相同，弹簧有径向收缩的趋势，使齿轮和离合环与弹簧矩形面间的摩擦力矩减小，故齿轮可相对离合环转动，即单向离合器处于分离状态；反之，当齿条下行时，单向离合器处于接合状态。蜗杆左端锥面和离合环内侧面（均有细齿）也构成一个锥形离合器，在一般情况下由螺旋弹簧 21 将其保持在接合状态，只有当制动凸轮作用力矩很大，使蜗杆上的轴向力足以克服弹簧力时才分离。该调整臂的工作过程如下：

①在制动前，齿条拐脚与控制臂凹槽口底部之间的间隙，等于与设定制动间隙相对应的调整臂角行程。

②在消除正常制动间隙阶段，调整臂相对控制臂转动上述的角行程，齿条拐脚刚好与凹槽口底部接触。

③在消除过量间隙阶段，控制臂推动齿条上行，单向离合器分离，锥形离合器结合，齿轮相对离合环转动。

④在消除调整臂弹性角行程阶段，控制臂继续推动齿条上行。此时制动凸轮作用力矩急剧增大，锥形离合器由接合状态变为分离状态，齿轮与离合环之间不产生相对转动。

⑤在解除制动阶段，两个离合器均处于接合状态。齿条下行时根据齿轮与离合环相对转动量的大小，带动蜗杆转过一定角度，从而消除过量间隙。与此同时齿条拐脚与控制臂凹槽口底部恢复原来的间隙。

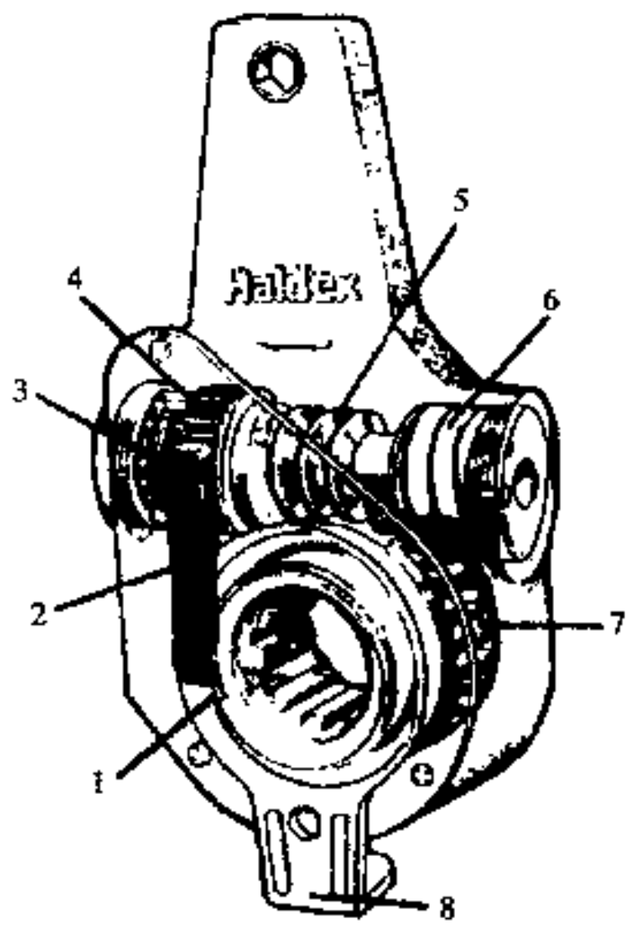


图 5-3-19 Haldex 制动间隙自动调整臂
1-缺口 A；2-齿条；3-锥形离合器；4-单向离合器；5-蜗杆；6-螺旋弹簧；7-蜗轮；8-控制臂

5.3.1.5 主要零部件的结构与设计

1）制动鼓

制动鼓是制动器的摩擦对偶件，除应具有作为构件所需要的强度和刚度外，还应有尽可能高而稳定的摩擦系数，以及适当的耐磨性、耐热性、散热性和热容量等。制动鼓的结构有下列三种。

汽车论坛 http://www.qclt.com

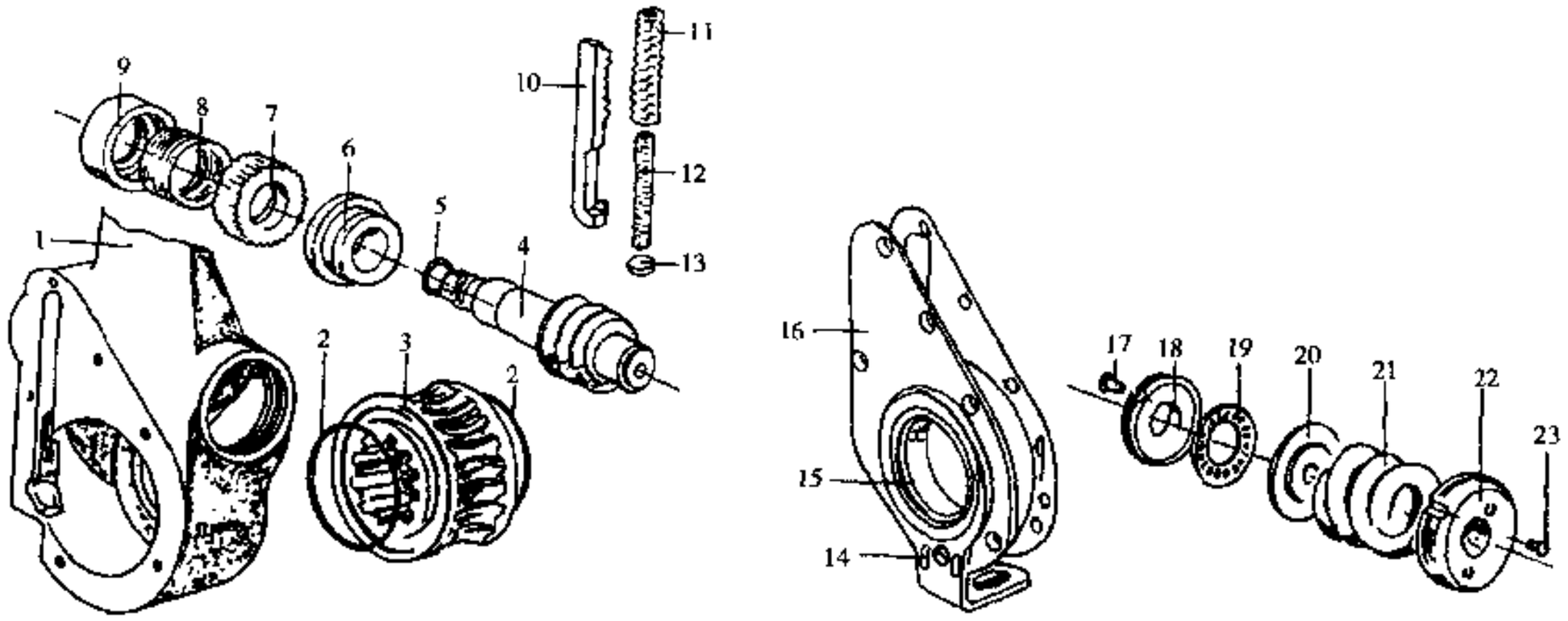


图 5-3-20 Haldex 制动间隙自动调整臂的组成元件

1-壳体；2、5-O 型环；3-蜗轮；4-蜗杆；6-轴承；7-齿轮；8-矩形弹簧；9-离合环；10-齿条；11-复位弹簧；12-定位弹簧；13-堵片；14-控制臂；15-控制圆盘；16-外罩；17、23-铆钉；18、22-螺盖；19-滚针轴承；20-止推垫圈；21-螺旋弹簧

(1) 整体铸造式

如图 5-3-21 a) 所示，制动鼓由高强度灰铸铁或含 Cr 的合金铸铁整体铸成。这种制动鼓结构简单、加工方便、热容量大，但质量较大，多用于中、重型汽车。

(2) 钢板与铸铁组合式

如图 5-3-21 b) 所示，制动鼓由钢板冲压的鼓盘与铸铁鼓圈两部分铸成一体，质量较小，多用于轿车和轻型汽车。

(3) 轻合金与铸铁组合式

如图 5-3-21 c) 所示，制动鼓主体为铝合金，内铸入铸铁衬圈。这种制动鼓不仅质量小，散热性也很好，多用于轿车。

制动鼓设计不当，受热时易变形（图 5-3-22）；制动鼓受力不平衡，也会产生机械变形，使蹄与鼓接触不良，导致踏板力和行程增大；制动鼓工作面的不圆度过大时，还会引起自锁和产生振动、噪声。因此制动鼓应有足够的壁厚，并在外表面靠近开口部位铸出周向或轴向的加强肋，以提高刚度。这些加强肋又起散热肋的作用，可降低摩擦面温度和缩短制动器冷却时间，使能量容量提高 35% ~ 40%[12]。

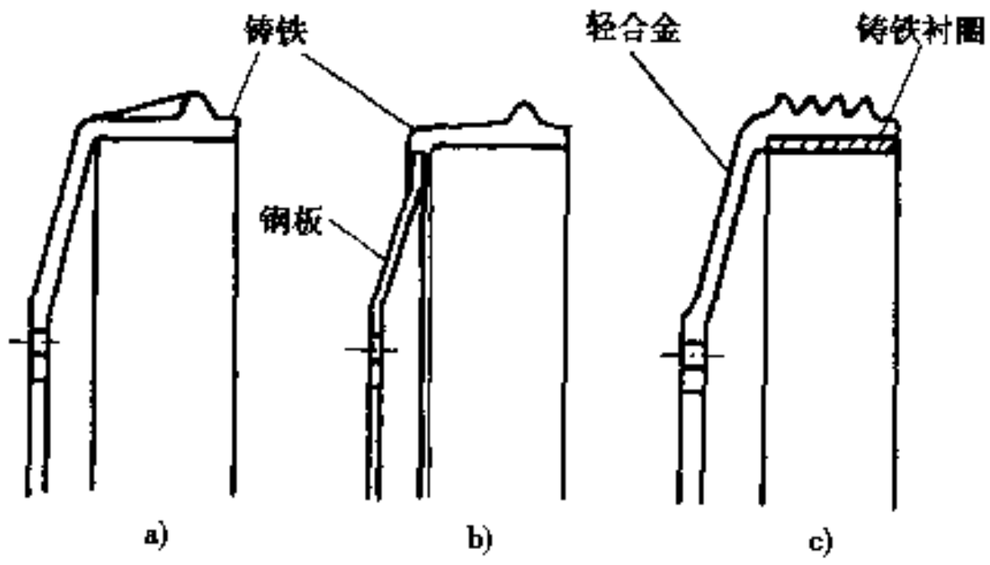


图 5-3-21 制动鼓结构型式
a)整体铸造式；b)钢板与铸铁组合式；
c)轻合金与铸铁组合式

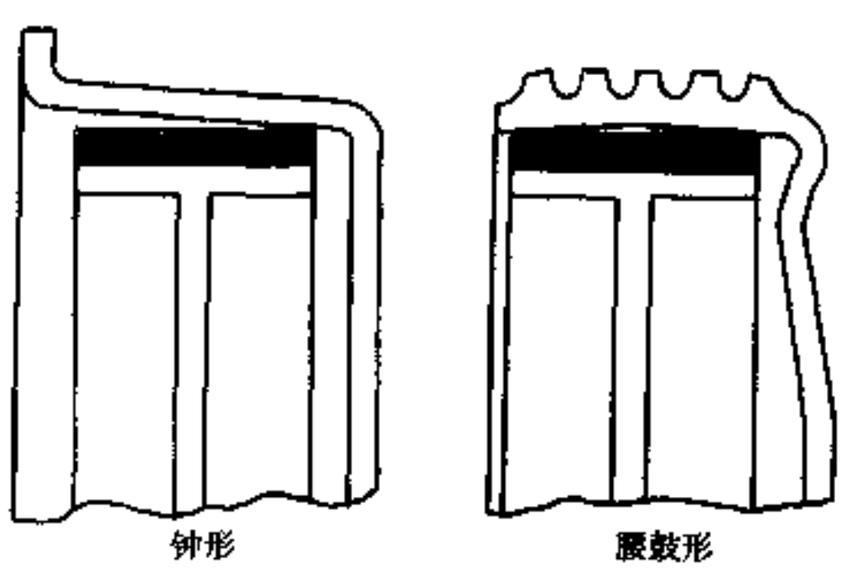


图 5-3-22 制动鼓的热变形

制动鼓工作面一般在与轮毂装配后，以轴承孔定位进行精加工。微型轿车要求工作面的圆度和同轴度公差≤0.03mm，径向跳动量≤0.05mm，静不平衡量≤1.5N·cm。

汽车论坛 http://www.qclt.com

2）制动蹄

制动蹄承受促动器的施加力、制动鼓的法向和切向力，以及支承反力，应有适当的刚度。

中型以下汽车常用钢板冲焊成T型截面的制动蹄；中型以上汽车则用可锻铸铁、球墨铸铁、铸钢或铝合金等材料铸成各种截面形状的制动蹄。

制动蹄粘接或铆接摩擦片后，加工摩擦片外表面至规定尺寸和粗糙度。粘接摩擦片可使用至仅剩下1～1.5mm的极限厚度，但磨损后更换新摩擦片困难，一般都是同制动蹄一起更换。铆接摩擦片更换方便，制动噪声小，但可用厚度受到铆钉露头的限制，多用于厚度超过6.5mm的摩擦片。

3）制动底板

制动底板是安装促动器、制动蹄的基础件，承受这些装置件的全部反作用力和力矩，要求其配合面有必要的位置精度，并具有足够的强度和刚度。

中型以下汽车的制动底板常用冲压性能良好的钢板冲压制成，一些加强件和不受力零件可焊到本体上；中型以上汽车的制动底板常用可锻铸铁、球墨铸铁以至铸钢铸成。为了提高刚度，冲压的制动底板上冲出翻边和凸台，使其外形呈凹凸起伏状；铸造的制动底板在受力部位采用封闭截面结构并铸出加强肋。

4）制动凸轮[12]、[14]

制动凸轮轴颈一般用涂有润滑脂的青铜衬套支承在支架上。制动凸轮在工作时承受很大的不平衡力，除了会使制动器零部件发生严重变形外，还会使衬套很快磨损，而且传动效率也很低。据计算，当润滑良好时（摩擦系数 $f=0.1$），制动凸轮支承的传动效率 η'_c 为0.87～0.92；滑油不良时（$f=0.15$）为0.82～0.88。为了提高传动效率和延长衬套使用寿命，可采用不需润滑的含氟塑料衬套。这种衬套在大负荷、低滑动速度的条件下，摩擦系数很小（$f=0.05\sim0.1$），可使传动效率提高到0.95～0.97。

制动凸轮的工作轮廓与制动蹄施力端的平面或滚轮相接触，构成一对运动副。采用凸轮—滚轮运动副可减小接触处的摩擦损失和提高传动效率。制动凸轮的工作轮廓通常采用渐开线、阿基米德螺线和圆弧线。渐开线凸轮工作轮廓的长度一般都比较短，所以制动蹄施力端的总位移较小，仅适用于摩擦片较薄的场合。而外形似“S”形的阿基米德螺线凸轮有很长的工作轮廓和很大的升程，适用于摩擦片较厚的场合。

制动凸轮的运动传动比 i'_c 为制动气室推杆（制动臂，下同）行程与制动蹄施力端位移的比值，力传动比 i_c 则为两蹄张开力的法向分力之和与推杆作用力的比值。如图5-3-23所示，在接触点处制动凸轮对两蹄的张开力分别为 P' 和 P''，而蹄对制动凸轮的法向和切向反力分别为 N 和 T，可得出：

$$\left.\begin{aligned} i'_c &= \frac{l}{h} \\ \eta''_c &= \frac{h}{h+mf} \\ i_c &= i'_c\eta''_c \end{aligned}\right\} \tag{5-3-1}$$

式中：l——制动臂长度，mm；

h——法向力 N 的力臂，mm；

m——切向力（摩擦力）T 的力臂，mm；

f——接触点处的摩擦系数。

在渐开线凸轮—平面运动副中，法向力 N 的力臂 h 等于渐开线基圆的半径；在阿基米德螺线凸轮—滚轮运动副中，滚轮中心的位移等于阿基米德螺线的升程，所以这两种运动副的运动传动比均为定值，与制动凸轮的转角无关。除了这两种情况以外，制动凸轮的运动传动比及传动效率都随转角而变，设计时应通过图解法或分析法求出这些关系，并力求使制动凸轮的力传动比接近定值。

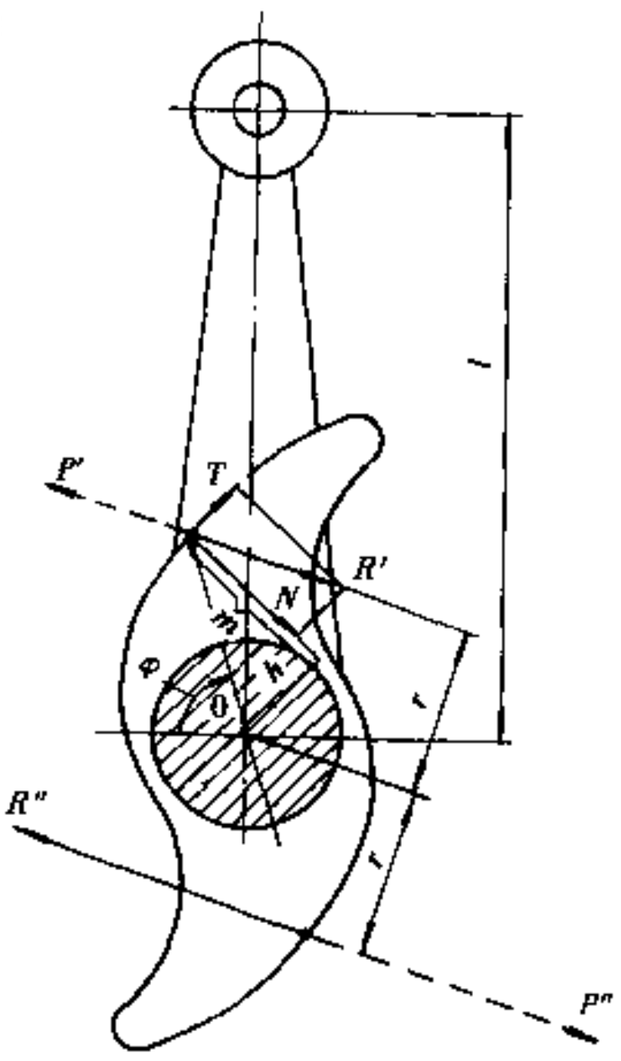


图5-3-23 制动凸轮受力图

汽车论坛 http://www.qclt.com

5.3.1.6 鼓式制动器的设计计算

鼓式制动器的结构型式和尺寸应根据制动器能产生足够的地面制动力，以及具有足够的能量容量两个基本条件确定。一般情况下，制动器的设计步骤如下。

1）初定制动器型式和制动鼓内径、轮缸直径等参数

轮缸式和凸轮张开式制动器的基本参数，可由制动器需要产生的制动力分别按多变量方程式 5-2-5 和 5-2-6 初步确定。

（1）制动器效能因数

可由选取的制动器结构型式和摩擦系数（取 $f=0.35\sim0.40$），按表 5-3-1 或图 5-3-3 近似地求出。

（2）制动鼓内径

为了保证制动器能产生足够的地面制动力和具有足够的能量容量，可试选较大的值（双向伺服式制动器酌减）。但要保证制动鼓外表面与轮辋内表面之间有适当的间隙，否则会影响制动器的散热。轿车制动鼓内径一般比轮辋外径小 125～150mm，货车和客车一般比轮辋外径小 80～100mm 或更大。对于深槽轮辋，由于中间的深陷部尺寸比轴辋名义直径小得多，间隙有所减小，须加以注意。设计时可按轮辋直径初步确定制动鼓内径（表 5-3-2）。

表 5-3-2 制动鼓最大内径

轮辋直径（in）		12	13	14	15	16	20、22.5
制动鼓最大内径（mm）	轿车	180	200	240	260	—	—
	货车、客车	220	240	260	300	320	420

上表中制动鼓内径均符合 QC/T 309—1999《制动鼓工作直径及制动蹄片宽度尺寸系列》的规定。

（3）轮缸直径和管压

轮缸直径受制动器布置限制，设计时可参考同类结构或通过作图确定。制动主缸的输出压力受制动管路可靠性限制，在最大制动强度下应不超过 10～15MPa。有制动力调节阀时，后轮缸的输入压力应根据其特性曲线确定。

（4）制动气室直径和管压

制动气室直径一般不会受到布置的限制，气制动阀的输出压力应不超过 0.65MPa。

2）初定制动衬片宽度和包角

这两个参数加上已初定的制动鼓内径决定了每个制动器的摩擦面积 A：

$$A = \pi \cdot D \cdot B \cdot (\theta_1 + \theta_2)/360 \quad (mm^2) \tag{5-3-2}$$

式中：D——制动鼓内径，mm；

B——制动衬片宽度，按 QC/T 309—1999 选取，mm；

θ_1、θ_2——分别为两蹄的制动衬片包角，(°)。

按上式求出的前、后制动器摩擦面积，应能使能量载荷 e_1、e_2 和比值 e_1/e_2 符合 5.2.4 的要求。

确定这两个参数时应注意下列问题，一是加大制动衬片宽度和包角虽可减小磨损，但制动衬片过宽不易保证与制动鼓全面接触；二是包角过大时不利于散热，一般包角以 90°～105°为宜，最大应不超过 120°。

3）初定制动器几何参数

图 5-3 24 和图 5-3-25 分别示出了具有转动蹄和浮动蹄的制动器的主要几何参数。

（1）制动衬片起始角

一般使制动衬片相对于水平轴线 O 对称分布，或使制动衬片大体上相对于最大压力点对称分布。

（2）制动蹄支承端和施力端坐标

设计时在布置允许的条件下，应尽可能增大 a、e（或 OB、OC）和减小 c，以提高制动器效能因数。

表 5-3-3 列出五十铃 N 系列轻型汽车制动器的结构参数。

汽车论坛 http://www.qclt.com

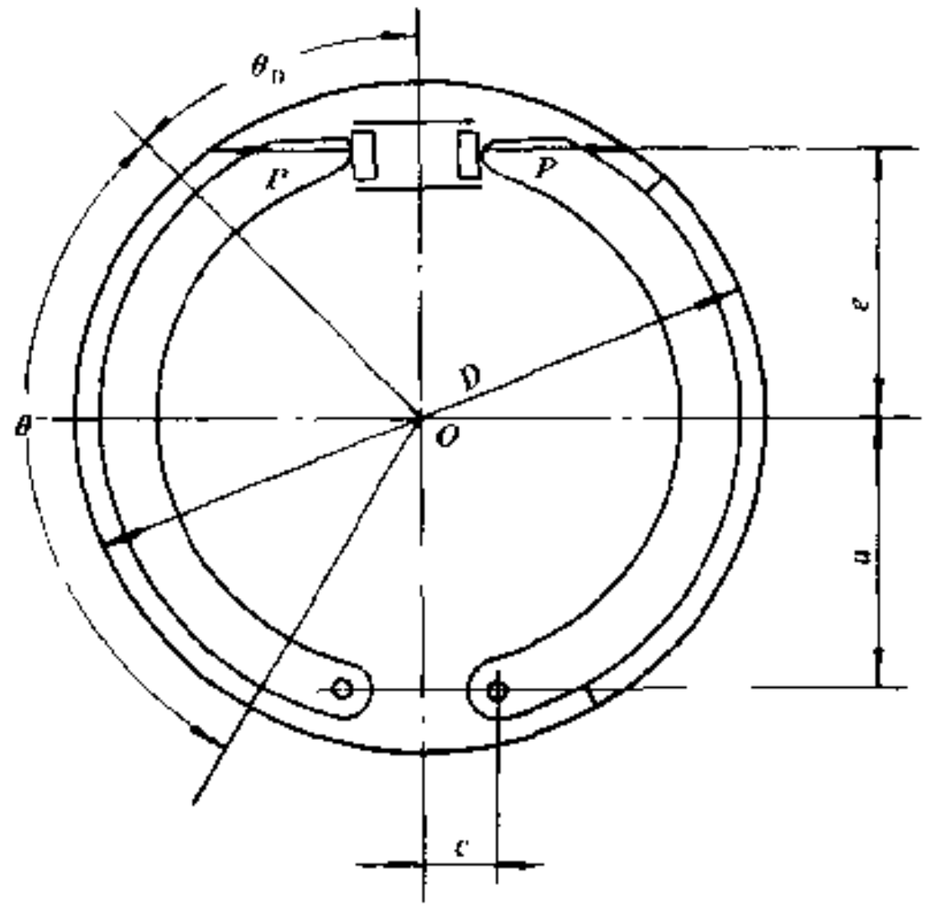


图 5-3-24 制动器主要几何参数（制动蹄为固定支承）

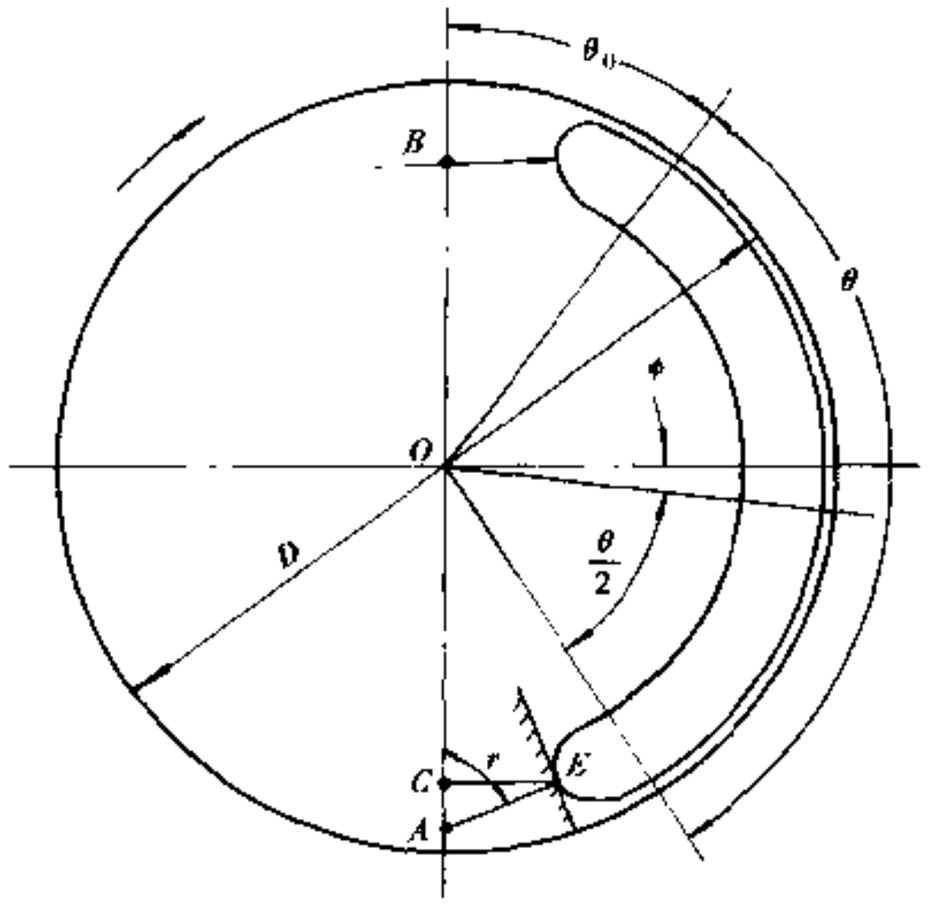


图 5-3-25 制动器主要几何参数（制动蹄为浮动支承）

表 5-3-3 五十铃 N 系列汽车制动器结构参数

车 型	NHR 后轮单胎		NHR NKR 后轮小双胎		NKR 后轮单胎		NKR 后轮双胎 NPR57		NPR59
制动器	前轮	后轮	后轮		前轮	后轮	前轮	后轮	前、后轮
D (mm)	279.4		228.6		300		300		320
B (mm)	60		75		50		75		75
D_0 (mm)	28.57	22.22	22.22	25.4	28.57	22.22 25.4	28.57	22.22 25.4	26.99，30.16
θ (°)	118		112		110		112		110
θ_0 (°)	35		34		45		41.75		42
OB (mm)	105		82		115		112		119
OC (mm)	102		78		102.5		109		109
CA (mm)	4		3.7		4		4		4
γ (°)	85		85		85		85		85
$\varnothing$ (°)	4		0		10		7.75		7

注：B 为摩擦片宽度，D_0 为轮缸直径，其余符号见图 5-3-25。

4）验算制动器产生的制动力

制动器参数初步确定之后，应利用计算制动器效能因数或制动力矩的公式验算制动器产生的制动力是否足够。通过验算如果制动力不足或太大，应对初定的参数进行必要的修改。

5.3.2 盘式制动器

5.3.2.1 分类和结构

盘式制动器的摩擦力产生于同汽车固定部位相连接的部件与一个或几个制动盘两端面之间。其中摩擦材料仅能覆盖制动盘工作表面的一小部分的盘式制动器称为钳盘式制动器；摩擦材料能覆盖制动盘全部工作表面的盘式制动器称为全盘式制动器。现代汽车中以单盘单钳的钳盘式制动器应用最为广泛，仅有个别大吨位矿用自卸车采用单盘二钳和双盘单钳的钳盘式制动器，以及全盘式制动器。钳盘式制动器按制动钳结构分为下列两类。

汽车论坛 http://www.qclt.com

(1) 定钳盘式制动器

制动钳固定在制动盘两侧，且在其两侧均设有加压机构（图 5-3-26 a)）。

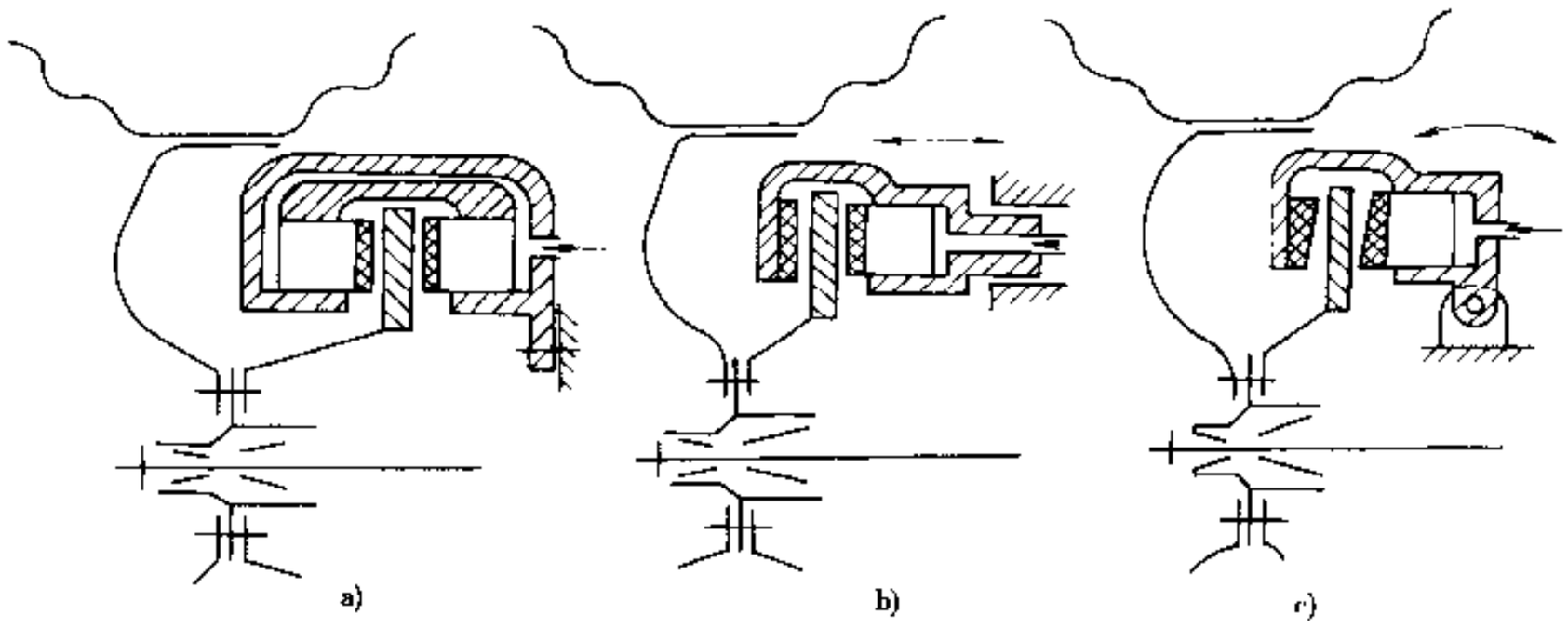


图 5-3-26 钳盘式制动器示意图

a)定钳盘式制动器；b)滑动钳盘式制动器；c)摆动钳盘式制动器

(2) 浮钳盘式制动器

仅在制动盘一侧设有加压机构的制动钳，借其本身的浮动，而在制动盘另一侧产生压紧力。又分为制动钳可相对于制动盘作轴向滑动的滑动钳盘式制动器（图 5-3-26 b)）；与制动钳可在垂直于制动盘的平面内摆动的摆动钳盘式制动器（图 5-3-26 c)）。

钳盘式制动器一般用油缸直接加压，一些重型汽车的钳盘式制动器用制动气室通过机械杆件加压。

1) 定钳盘式制动器

图 5-3-27 为丰田王冠轿车的定钳盘式前轮制动器，制动钳固定在转向节上，钳体从中间分成内侧钳体和外侧钳体两部分，用螺钉连接在一起。制动块通过导向销悬装在钳体上，可沿导向销作轴向移动。

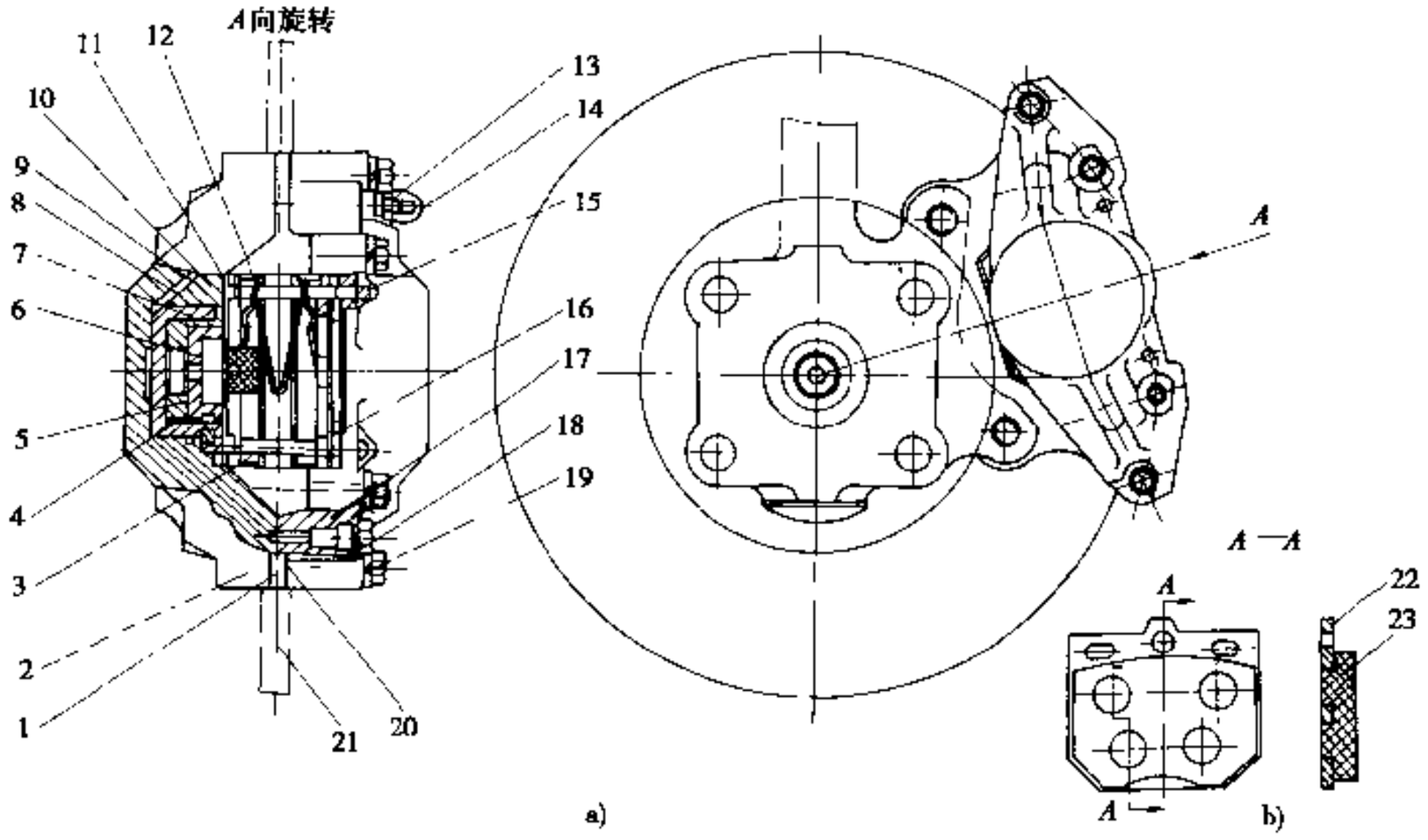


图 5-3-27 丰田王冠轿车前制动器（定钳盘式）

a)制动钳；b)制动块

1-内侧钳体；2-外侧钳体；3-制动块；4-活塞；5-活塞垫圈；6-压圈；7-压圈密封圈；8-活塞密封圈；9-橡胶防护罩；10-锁圈；11-消声片；12-弹簧；13-放气阀；14-放气阀防护罩；15-制动块导向销；16-R 形销；17-进油口垫塞；18-防污螺塞；19-螺钉；20-橡胶垫圈；21-制动盘；22-制动块背板；23-摩擦块

汽车论坛 http://www.qclt.com

在图 5-3-28 所示的桥式制动钳中，钳体两个分开部分的结合部位处于制动盘内侧，过桥部分设计得很薄并与轮辋形状吻合，这种结构可使制动器布置得更接近轮毂，并能最大限度地增大制动盘直径。

定钳盘式制动器每侧的油缸多为一个。在依维柯轻型汽车前轮所用的定钳盘式制动器（图 5-3-29）中，每侧各有两个油缸，这样不仅可增加摩擦块面积，而且可增大制动器的工作半径。一些汽车为了布置方便，内侧设一个大油缸，而在外侧设两个小油缸。

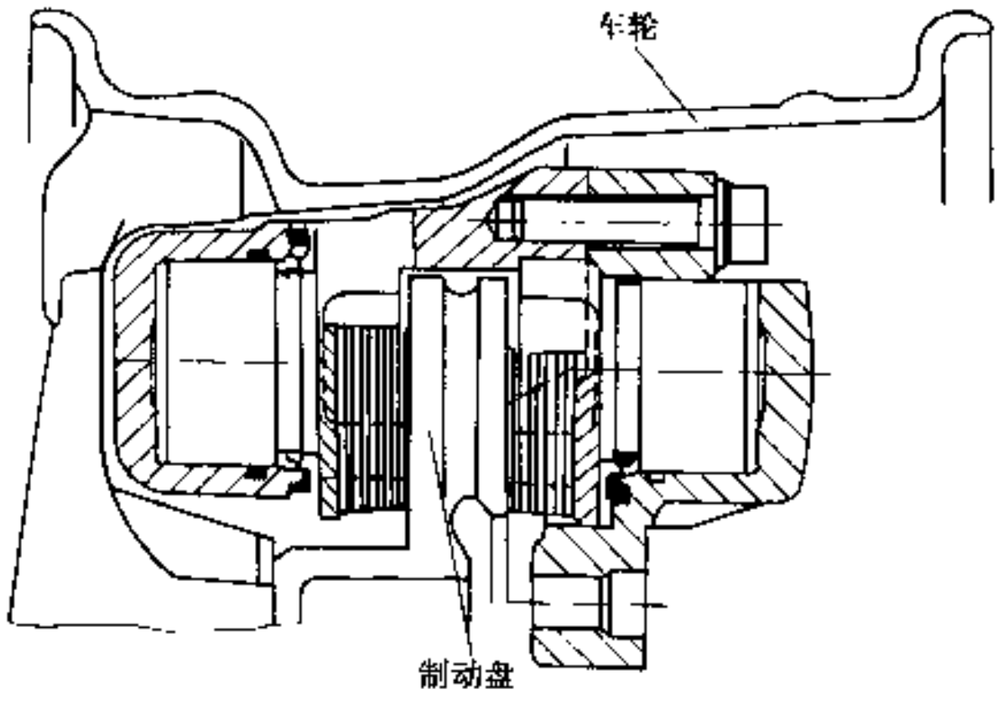


图 5-3-28 桥式制动钳

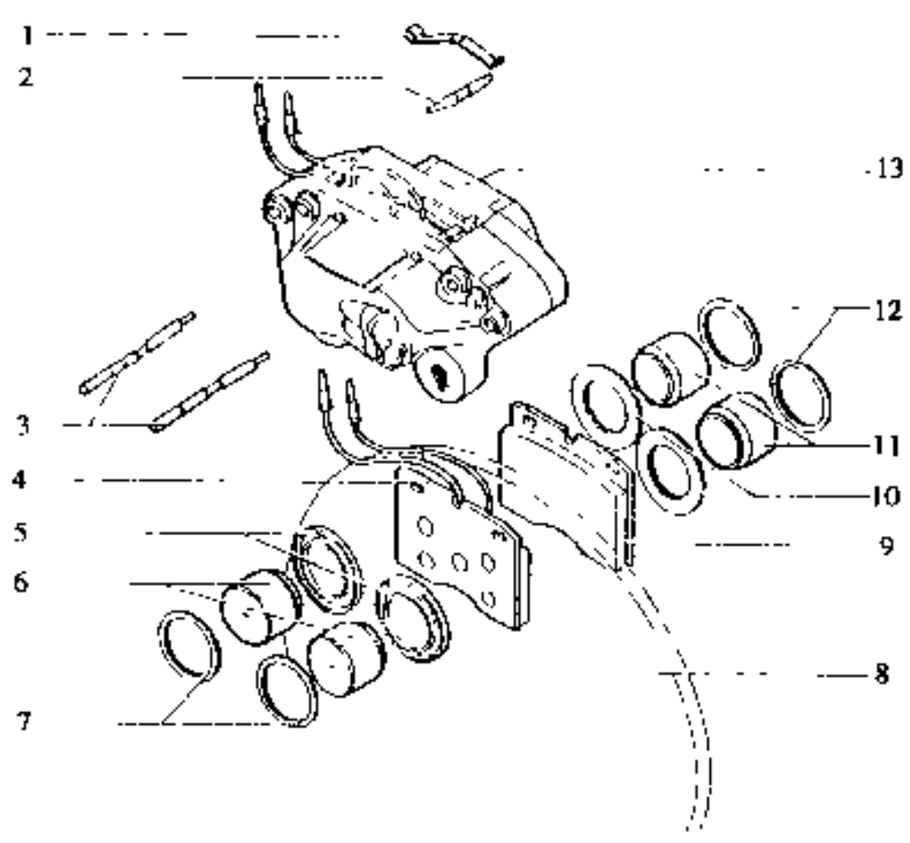


图 5-3-29 依维柯 35.10 汽车前制动器（定钳盘式）
1-卡簧；2-锁销；3-摩擦块固定销；4、9-摩擦块；5、10-防尘罩；6、11-活塞；7、12-密封圈；8-制动盘；13-制动钳总成

定钳盘式制动器在汽车上应用较早，其主要优点是滑动件少、刚性好、制动拖磨小。但随着汽车结构的发展，其固有缺点也充分地暴露出来，首先是径向和轴向尺寸大，布置困难，不能适应现代轿车轮辋直径和前轮主销偏置距不断减小的趋势。其次是由于外侧油缸通风不良和有跨越制动盘的油路，容易使制动液受热汽化。此外结构比较复杂，造价很高。所以已逐渐被滑动钳盘式制动器所取代，但目前仍有不少中、高级轿车采用这种结构。

2）滑动钳盘式制动器

这种制动器的典型结构如图 5-3-30 所示。制动钳 12 弹性连接在固定于悬架管柱的安装架 1 上，可沿塑料套管 14 和橡胶套 15 作轴向移动和微量的转动。内、外侧制动块 3、5 也可沿安装架上的导轨 7 作轴向移动。在夏利轿车的前制动器（图 5-3-31）中省去安装架，制动钳和内侧制动块直接支承在转向节上。

对于滑动钳盘式制动器来说，上述定钳盘式制动器的优点和缺点正好就是它的缺点和优点。由于它的结构简单、紧凑，质量小，价格低和耐高温，得到了广泛的应用。

5.3.2.2 钳盘式制动器特点和应用

钳盘式制动器是半敞开式结构，制动盘大部分外露，摩擦块面积很小，而且基本上无“助势”作用。由于这些特点，钳盘式制动器与鼓式制动器比较有下列优点。

①散热条件好，制动效能对摩擦系数变化不敏感，不容易发生热衰退；

②摩擦表面受潮、沾水后对制动效能影响小，并能很快恢复；

③制动力矩输出平稳，其大小与管压成线性关系，制动感觉良好；

④制动盘受热后沿直径方向膨胀，对制动效能和制动间隙的影响很小，容易实现间隙自动调整；

⑤在相同的制动力矩输出下，尺寸和质量较小；

⑥摩擦块的磨损较均匀，更换方便。

钳盘式制动器的缺点如下：

①制动器效能因数低，需大大增加控制力；

②摩擦块使用寿命短。据报导[20]，依维柯 Daily 轻型汽车前轮盘式制动器摩擦块寿命为 1.5～2 万 km

汽车论坛 http://www.qclt.com

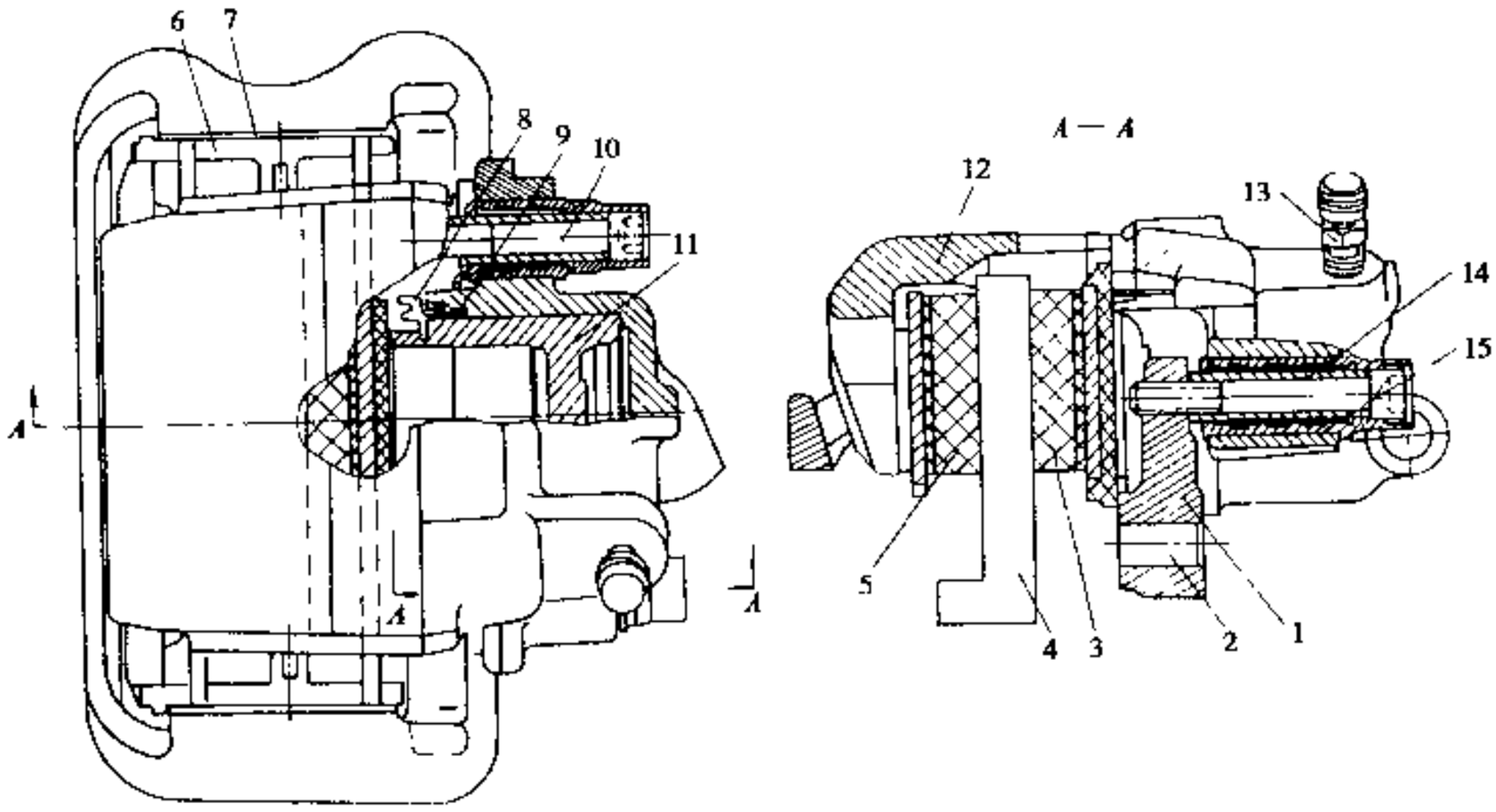


图 5-3-30 桑塔纳轿车前制动器（滑动钳盘式）

1-安装架；2-螺孔；3-内侧摩擦块；4-制动盘；5-外侧摩擦块；6-弹簧片；7-导轨；8-防尘罩；9-密封环；10-螺栓；11-活塞；12-制动钳；13-放气螺钉；14-塑料套管；15-橡胶套

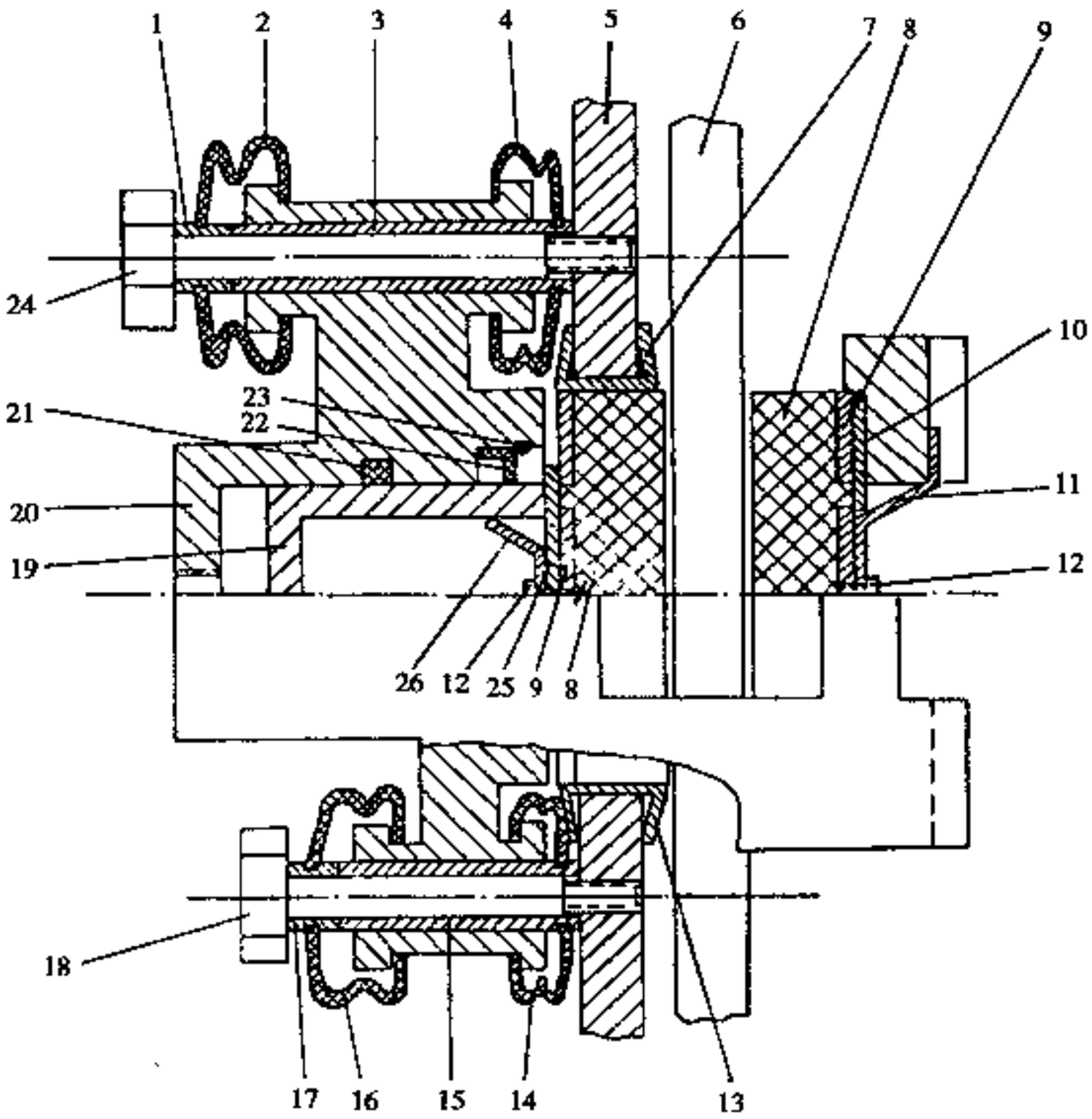


图 5-3-31 夏利轿车前制动器（滑动钳盘式）

1、17-联接套；2、4、14、16-防尘套；3、15-导向套；5-转向节；6-制动盘；7、13-导向片；8-摩擦块；9-背板；10、25-消声片；11、26-弹簧片；12-螺钉；18、24-固定螺栓；19-活塞；20-制动钳；21-密封环；22-防尘罩；23-挡圈

汽车论坛 http://www.qclt.com

(1996年推出的新型汽车提高到4万km)，而后轮双向伺服式制动器摩擦片的寿命却是5~6万km；

③密封性差，易受尘粒磨蚀和水分锈蚀；

④用于后轮时较难解决驻车制动问题；

⑤精密件多，价格昂贵。

在轿车、微型汽车和部分轻型汽车上，前轮制动器的负荷很大（前、后轴制动力分配比例高达7:3以上），为了使高速制动时不容易发生衰退，前轮几乎都采用盘式制动器；后轮因负荷小和需考虑驻车制动的问题，仍以采用价格低廉的鼓式制动器为主。高性能轿车为了保证前、后轴制动力分配的稳定，大都倾向于采用前、后轮盘式制动器。近10年来国外重型汽车采用盘式制动器的日益增多，如奔驰、MAN、依维柯、雷诺等欧洲著名厂家的重型汽车均已采用前轮盘式制动器，甚至前、后轮盘式制动器。在我国，引进的安凯HFF 6120 GD大型豪华客车已采用前轮盘式制动器。

5.3.2.3 钳盘式制动器主要零部件的结构与设计

1）制动盘

制动盘在工作时不仅受到制动块作用的很大的法向力和切向力，而且还承受比制动鼓大得多的热负荷，其表面最高温度可达到800℃，在高温作用下可能翘曲，从而导致产生摩擦噪声和刮伤。

为了使制动盘有适当的热容量和良好的散热性能，必须对其结构和厚度给予充分的考虑。制动盘的结构分为实芯型和通风型两种，后者可降低温升20%~30%。奥迪、切诺基、桑塔纳2000、富康（AL、AG型）轿车均采用通风型制动盘，其厚度在20~22.5mm之间；其他引进轿车采用厚度10~13mm的实芯型制动盘。图5-3-32为奥迪轿车通风型制动盘，两端面之间的夹层内铸出辐射形散热肋，形成了36条风道。

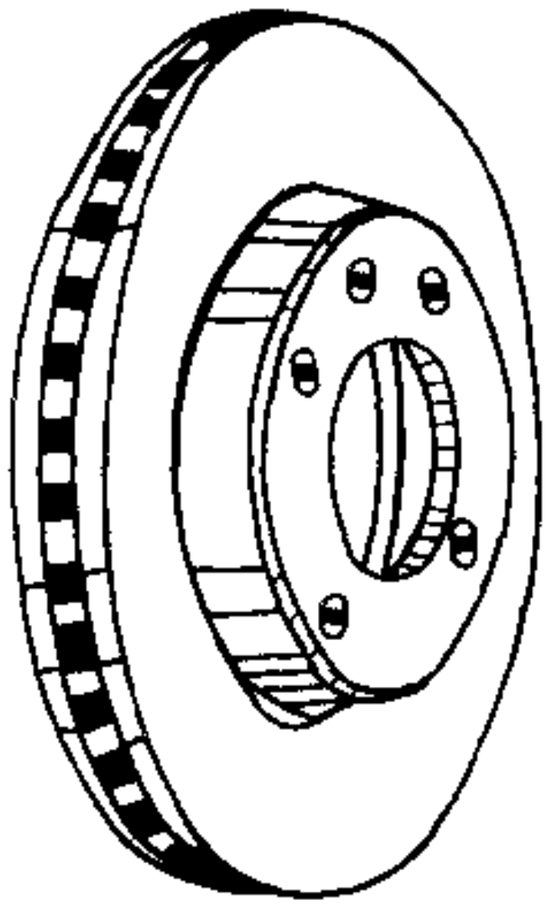


图5-3-32 通风型制动盘

制动盘的材料为灰铸铁，或添加Cr、Ni等的合金铸铁。制造时应严格控制制动盘的端面跳动量、两端面的平行度（厚度差）及不平衡量（表5-3-4）。在使用中制动盘的极限端面跳动量应不超过0.06~0.15mm。

表5-3-4 轿车制动盘制造要求

车　型	端面跳动量（mm）	两端面平行度（mm）	静不平衡量（N·cm）
奥迪、红旗	≤0.03	≤0.01	≤0.5
云雀	≤0.05	≤0.03	≤1.5
奥托	—	≤0.015	≤1.0

2）制动钳

制动钳是安装制动块和油缸的基础件。在定钳盘式制动器中，制动钳承受全部的制动反力；而在滑动钳盘式制动器中，部分制动反力由安装架或固定件承受。因此，制动钳及安装架应有足够的强度和刚度，并能承受冲击和振动。

制动钳通常采用球墨铸铁或铝合金压铸件。定钳盘式制动器的制动钳由内、外侧钳体两部分组成，滑动钳盘式制动器为整体结构。在制动钳外缘中部（位于制动盘处）开有一个窗口供检查、拆卸制动块之用。对于滑动钳盘式制动器，还应考虑制动钳在固定件上滑动带来的机件碰撞、响声和密封等问题。

制动钳在汽车上的安装位置可在车轴前方或后方。制动钳位于轴前可避免轮胎甩出来的泥、水进入制动钳，位于轴后则可减小制动时轮毂轴承的合成载荷。

3）制动块

汽车论坛 http://www.qclt.com

制动块的形状各不相同，但都由摩擦块和金属背板牢固地嵌接、铆接或（和）粘接在一起而成。为了避免热量传给制动钳而引起制动液汽化和减小制动噪声，在摩擦块与背板之间或（和）背板后粘（或喷涂）一层隔热、减振垫（胶）。由于单位压力大和工作温度高等原因，摩擦块的磨损较快，因此其厚度较大。据统计[21]，日本轿车和轻型汽车摩擦块厚度在7.5～16mm之间，中、重型汽车在14～22mm之间。

制动块上大都带有磨损报警装置，当磨损到接近极限厚度时发出声、光信号，以警告驾驶员。图5-3-33和图5-3-34分别为夏利轿车制动块上带的机械式报警装置和奥迪轿车制动块上带的电报警装置。

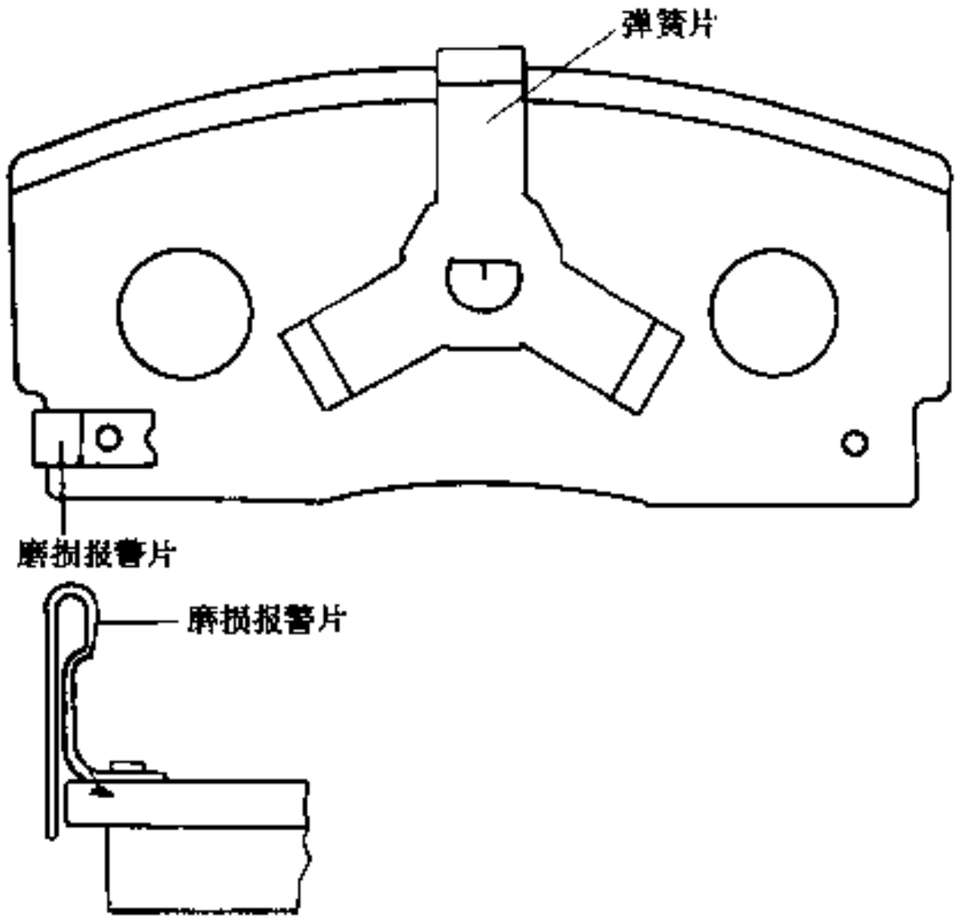


图5-3-33 机械式磨损报警装置

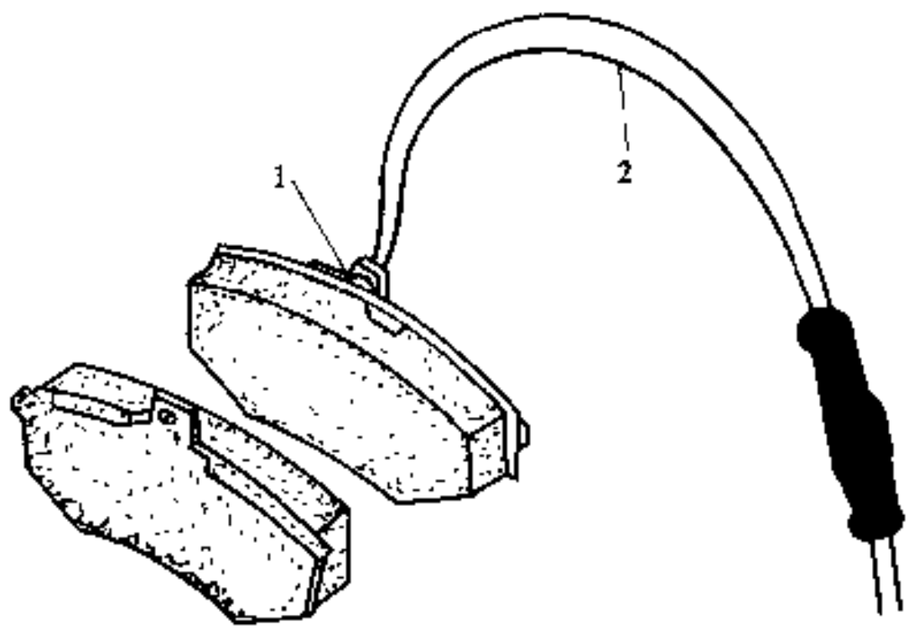


图5-3-34 电磨损报警装置
1-传感器；2-报警灯导线

4）油缸

钳盘式制动器油缸的直径比鼓式制动器中的轮缸大得多。日本轿车钳盘式制动器油缸直径最大可达68.1mm（单缸）或45.4mm（双缸），客车和货车可达82.5mm（单缸）或79.4mm（双缸）。

油缸的结构见图5-3-30，制动钳体同时是油缸的缸体，活塞的环形开口部与制动块接触，以减少传到油缸的热量。活塞与缸体之间用斜角密封环和防尘罩密封。

5）间隙自调装置

钳盘式制动器不仅制动间隙小（单侧0.05～0.15mm），而且制动盘受热膨胀后对轴向间隙几乎没有影响，所以一般都采用一次调准式间隙自调装置。最常用的结构是在缸体和活塞之间装一个兼起复位和间隙自调作用的斜角密封环，其工作原理如图5-3-35所示。制动时密封环刃边在摩擦力的作用下随活塞移动并产生弹性变形，与极限摩擦力对应的密封环变形量即等于设定的制动间隙，当存在过量间隙时，在密封环达到极限变形之后，活塞在液压作用下克服摩擦力相对于密封环继续移动；解除制动后活塞在弹力作用下退回，直到密封环的变形完全消失为止，这时摩擦块与制动盘之间重新恢复到设定间隙。

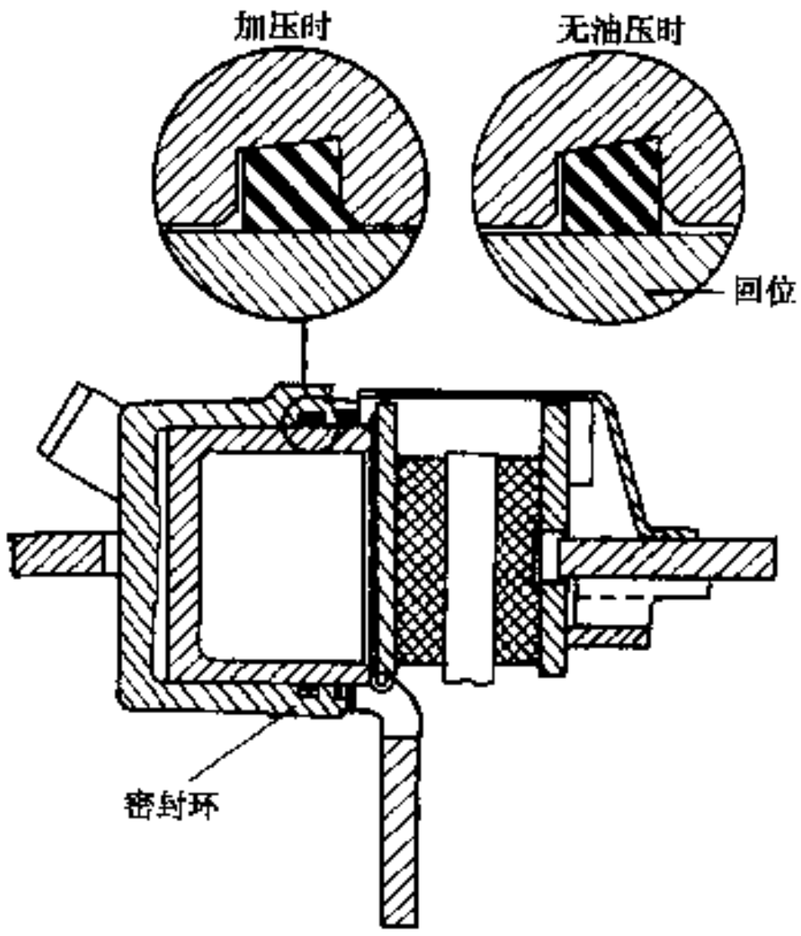


图5-3-35 斜角密封环间隙自调装置

5.3.2.4 钳盘式制动器的设计计算

钳盘式制动器的设计步骤与鼓式制动器基本相同，考虑

汽车论坛 http://www.qclt.com

到钳盘式制动器的特点，设计时应注意以下问题。

①制动器工作半径可采用油缸作用半径或摩擦块有效半径（摩擦块表面的面积中心至制动盘中心的距离）。

②制动器效能因数 $C=2f$（f 为摩擦系数，设计时可取 $f=0.35\sim0.40$）。为了产生需要的制动力，应增加油缸直径和数目，同时适当提高管压。

③应配用输液量大且无残留阀的制动主缸。

④应选用重负荷用的制动衬块并适当增加厚度。

表 5-3-5 列出国产汽车前轮盘式制动器的主要参数。除依维柯汽车为每侧双油缸的定钳盘式制动器和安凯汽车为单膜片式制动气室驱动的滑动钳盘式制动器以外，其他汽车均为单油缸（气室）滑动钳盘式制动器。

表 5-3-5 国产汽车前轮盘式制动器主要参数

厂牌	车型	制动盘外径 (mm)	工作半径 (mm)	制动盘厚度 (mm)	摩擦块厚度 (mm)	摩擦面积① (cm^2)	油缸直径 (mm)
云雀	GHK7060	212	86	10	9	65.4	48.1
奥拓	SC7080	215	91	10	(15.5)②	60	51.1
夏利	TJ7100（U）	211	89.5	11	10	56	48.1
富康	RG	247		10	13	68	48
	AL、AG	247		20.4	13	68	48
捷达	CL、GL、C	239	97	12	14	69.8	48
	CT、GT	256	104	13	14	96	54
桑塔纳	LX	239	96	12	14	78	48
	2000	256	106	20	14	76	54
奥迪	100	256	104	22	14	96	54
切诺基	BJ2021	280	115	22.45	(16)②		66
东风	EQ1030	254	104	19	11	110	68.1
依维柯	35.8	266.5		14.2	14	118	42
	35.10	266.5		14.2	14	96.8	42
	45/49.10	280		16	14	101.5	44
安凯	HFF6120GD	440	170	45	20	458	

注：①每个制动器摩擦面积。

②括号内厚度含基板厚度。

5.3.3 摩擦材料

5.3.3.1 对摩擦材料的要求

制动器是以摩擦方式产生制动力和将汽车动能转化为热能而散发出去的机构，因此从某种意义上说，制动器效能主要取决于摩擦材料的性能。对摩擦材料的主要要求如下。

①摩擦系数的值应适当，偏差要小，受温度、压力、滑磨速度和表面状况的影响要小且能恢复到最佳值。

②在常温和高温下的磨损应小。

③应有良好的物理、力学性能。如密度和硬度要合适；吸水（油、制动液）率、压缩率和热膨胀率要

汽车论坛 http://www.qclt.com

小；抗拉、抗压、剪切、弯曲和冲击强度要高；热导率不过大等。

④对偶件（制动鼓、制动盘）的磨损小，且不应有不正常的损伤（刮伤、腐蚀、粘连等）。

⑤工作噪声、颤振应小，其产生的粉尘对环境的污染应小。

5.3.3.2 摩擦材料的分类

按摩擦材料成分分为有机类摩擦材料和无机类摩擦材料两种。前者又分为石棉摩擦材料与无石棉摩擦材料。长期以来，石棉摩擦材料广泛应用于汽车制动器，在各种摩擦材料中居主导地位。由于它的高温摩擦性能差，不能适应汽车高性能化的要求，特别是散布到环境中的磨损产物含有危害人体的致癌物，受到许多国家的禁用，已逐渐为各种新型的无石棉摩擦材料所代替。按 GB12676—1999 的规定，从 2003 年 10 月起制动衬片应不含石棉。

1）石棉摩擦材料

这种摩擦材料按成分和制造方法分为树脂粘结模压和编织摩擦材料两种。

模压摩擦材料以短石棉纤维为主，加入少量的其他纤维作为增强材料（骨架），以酚醛树脂或其改性物作为粘结剂，以各种金属、无机或有机材料粉末作为摩擦性能调节剂（填料）。它具有较好的综合性能和较低的价格，是我国目前使用量最大的制动摩擦材料。

编织摩擦材料以长石棉纤维和金属丝（Cu、Zn）编织成石棉布，在树脂干性油中浸渍制成，仅用于中央驻车制动器。

2）无石棉摩擦材料

这种摩擦材料以多种金属、有机、无机材料的纤维或粉末代替石棉作为增强材料，其他成分和制造方法与石棉模压摩擦材料大致相同。如果金属纤维（多为钢纤维）和粉末的含量占 40% 以上，则称为半金属摩擦材料，这种材料在美、欧各国广泛用于轿车的盘式制动器上，已成为制动摩擦材料的主流。

3）无机类摩擦材料

无机类摩擦材料是以金属（Cu、Fe、Sn 等）、陶瓷粉末为主，加入少量的摩擦调节剂，用粉末冶金制造方法烧结制成的金属和金属陶瓷烧结摩擦材料，仅用于特种车辆。

表 5-3-6 列出各种摩擦材料主要性能指标对比，供设计时参考、选用。

表 5-3-6 摩擦材料性能对比

	有机类			无机类	
制法	编织物	石棉模压	半金属模压	金属烧结	金属陶瓷烧结
硬度	软	硬	硬	极硬	极硬
密度	小	小	中	大	大
承受负荷	轻	中	中～重	中～重	重
摩擦系数	中～高	低～高	低～高	低～中	低～高
摩擦系数稳定性	差	良	良	良～优	优
耐磨性（常温）	良	良	良	中	中
耐磨性（高温）	差	良	良	良～优	优
机械强度	中～高	低～中	低～中	高	高
热导率	低～中	低	中	高	高
对偶性	优	良	中～良	差	差
抗振鸣	优	良	中～良	差	差
抗颤振	—	中～良	中	—	—
价格	中～高	低～中	中～高	高	高

汽车论坛 http://www.qclt.com

5.3.3.3 制动衬片的分类和摩擦性能要求

在 GB5763—1998《汽车用制动器衬片》[24]中，将制动衬片按用途分为四类，即第 1 类，驻车制动器用；第 2 类，微、轻型车鼓式制动器用；第 3 类，中、重型车鼓式制动器用；第 4 类，盘式制动器用。其摩擦性能见表 5-3-7.

表 5-3-7 制动衬片的摩擦性能

类别	项目	试验温度① 100℃	150℃	200℃	250℃	300℃	350℃
1类	摩擦系数② μ	0.30～0.70	0.25～0.70	0.20～0.70			
	指定摩擦系数③的允许偏差 $\Delta\mu$	±0.10	±0.12	±0.12			
	磨损率 V_s [$\times 10^{-7}cm^3/(N\cdot m)$] (≤)	1.00	2.00	3.00			
2类	摩擦系数② μ	0.25～0.65	0.25～0.70	0.20～0.70	0.15～0.70		
	指定摩擦系数③的允许偏差 $\Delta\mu$	±0.08	±0.10	±0.12	±0.12		
	磨损率 V_s [$\times 10^{-7}cm^3/(N\cdot m)$] (≤)	0.50	0.70	1.00	2.00		
3类	摩擦系数② μ	0.25～0.65	0.25～0.70	0.25～0.70	0.20～0.70	0.15～0.70	
	指定摩擦系数③的允许偏差 $\Delta\mu$	±0.08	±0.10	±0.12	±0.12	±0.14	
	磨损率 V_s [$\times 10^{-7}cm^3/(N\cdot m)$] (≤)	0.50	0.70	1.00	1.50	3.00	
4类	摩擦系数② μ	0.25～0.65	0.25～0.70	0.25～0.70	0.25～0.70	0.25～0.70	0.20～0.70
	指定摩擦系数③的允许偏差 $\Delta\mu$	±0.08	±0.10	±0.12	±0.12	±0.14	±0.14
	磨损率 V_s [$\times 10^{-7}cm^3/(N\cdot m)$] (≤)	D0.50	0.70	1.00	1.50	2.50	3.50

注：①试验温度指试验机圆盘摩擦面温度。

②摩擦系数范围包括允许偏差在内。

③指定摩擦系数由供需双方商定。

日本对制动衬片的分类和规定的摩擦性能与我国相同[25]，美国和德国规定在制动衬片上应有表示摩擦系数等级以至摩擦材料成分的标记。

5.4 人力制动系和伺服制动系

行车制动系按所用的制动能源分为人力制动系、伺服制动系（助力制动系）和动力制动系；按传能方

汽车论坛 http://www.qclt.com

式分为液压制动系、气压制动系和气压—液压组合制动系（表5-4-1）。

表5-4-1 供能和传能装置型式

供能装置				传能装置		用途
型式		制动能源	工作介质	型式	工作介质	
人力制动系		驾驶员体力		液压制动系	液体	部分微型汽车
伺服制动系	真空伺服制动系	驾驶员体力与发动机动力	空气	液压制动系	液体	轿车 微、轻、中型汽车
	气压伺服制动系		空气			
	液压伺服制动系		液体			
动力制动系	气压动力制动系	发动机动力	空气	气压制动系	空气	中、重型汽车
				气压—液压制动系	空气、液体	
	液压动力制动系		液体	液压制动系	液体	

本节论述采用液压传能方式且与轮缸式或盘式制动器配用的人力制动系及伺服制动系的设计。

5.4.1 人力制动系的系统配置

人力制动系中产生制动力的能仅由驾驶员体力作用而供给，无需另外设置供能装置。它的优点是结构简单、工作可靠、成本低，过去很长一个时期曾广泛应用于中级以下的轿车和最大总质量不超过5t的货车上。由于其操纵较沉重，不能够适应现代汽车提高操纵轻便性的要求，目前仅用于部分微型汽车上，且有被淘汰的趋势。

图5-4-1为人力液压制动系的示意图。驾驶员作用于制动踏板上的力，在制动主缸中被转化为液体（制动液）压力，经密闭系统传输到轮缸，再次转化为前、后制动器的张开力。这种传能方式与气压传能方式相比有如下优点。

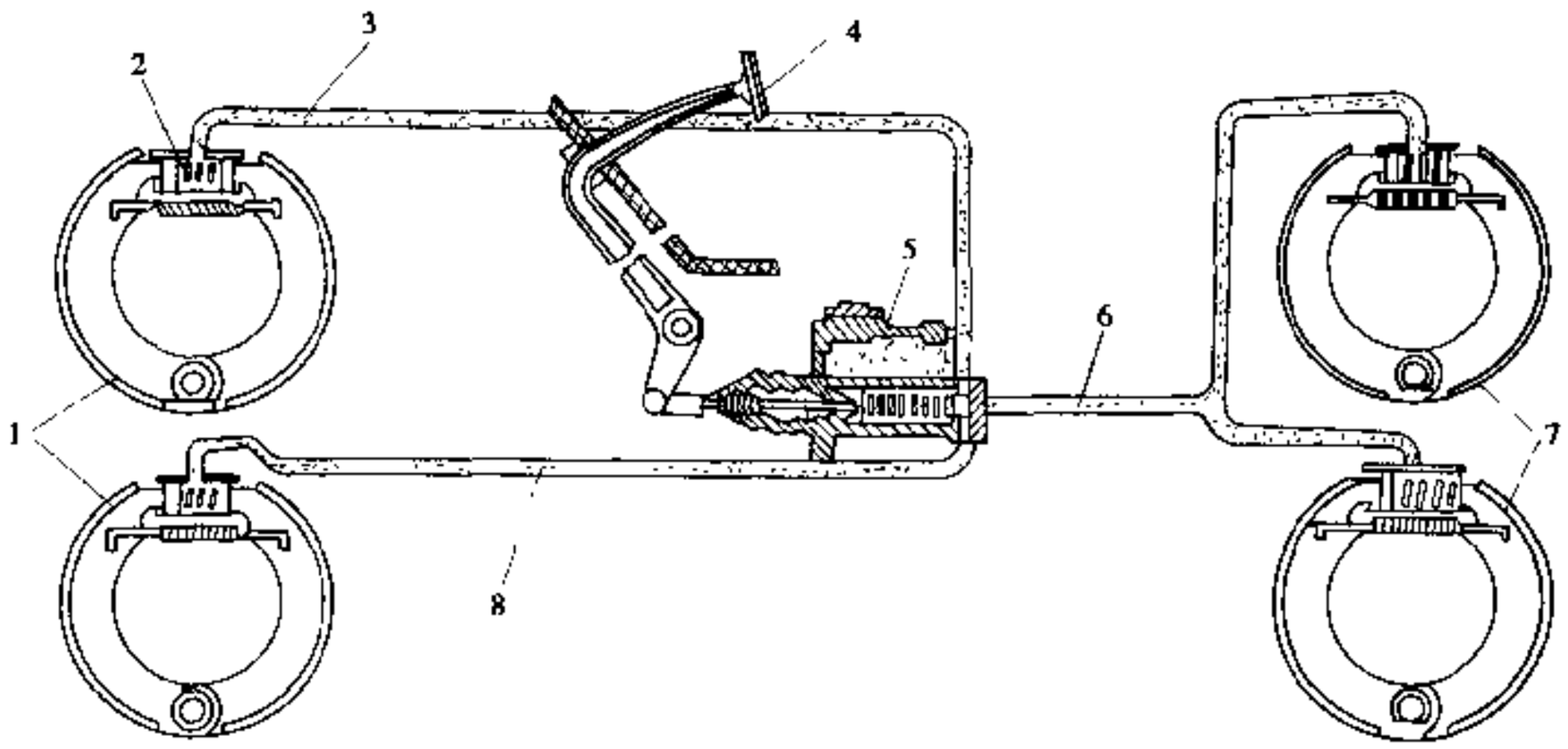


图5-4-1 人力液压制动系示意图

1-前制动器；2-轮缸；3、6、8-制动管；4-制动踏板；5-制动主缸；7-后制动器

①液体的传输压力和速度高于气体，所以传能装置尺寸小，容易布置，同时滞后时间短（一般仅为气压传能装置的1/2左右）；

②具有较高的传动比和传动效率；

汽车论坛 http://www.qclt.com

③结构简单，不需要润滑和对介质进行处理。

其缺点是制动液漏泄、空气侵入和受热汽化均可能引起制动失效。使用中要经常检查、补充制动液，放出渗入的空气和注意防止发生气阻。

上面为便于叙述起见，以单回路制动系（图 5-4-1）为例说明液压传能方式的工作原理，实际上这种制动系已不用于汽车上。为了保证安全要求汽车必须采用双回路或多回路行车制动系。GB12676—1999 中规定，在行车制动系传能装置部分失效的情况下，应仍能使足够数量的车轮制动。这些车轮的选择必须使行车制动剩余制动效能不低于规定的要求。

双回路液压制动系有下列五种不同的布置型式：

①Ⅱ型，即回路 1、2 分别由前、后轴制动器组成，见图 5-4-2 a)；

②X 型，即回路 1.2 各由一侧的前轮制动器与对角的后轮制动器组成，见图 5-4-2 b)；

③HI 型，即回路 1 由前轴制动器的一半油缸（或轮缸，下同）加两个后轮制动器组成；回路 2 由前轴制动器的另一半油缸组成，见图 5-4-2 c)；

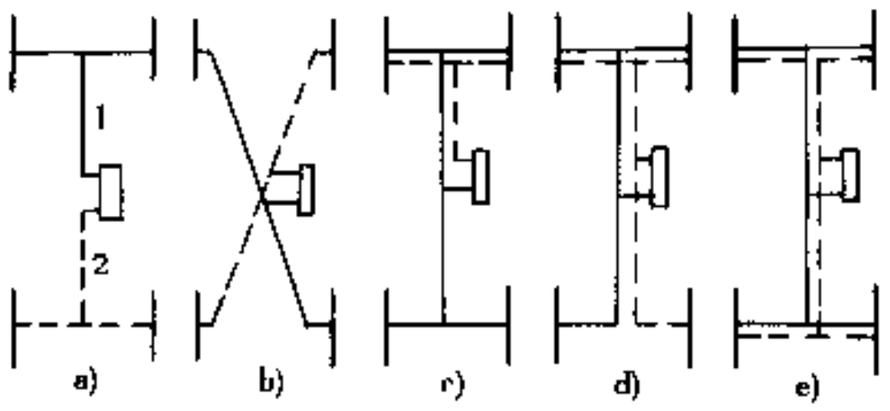


图 5-4-2 双回路液压制动系的型式

④LL 型，即回路 1、2 各由前轴制动器的一半油缸加一个后轮制动器组成，见图 5-4-2 d)；

⑤HH 型，即回路 1、2 各由前、后轴制动器的一半油缸组成，见图 5-4-2 e)。

在以上各种布置型式中，以Ⅱ型和 X 型制动系应用最广泛。它们既可与单油缸制动器配用，也可与双油缸制动器配用，而且管路布置较为简单。其他几种型式结构都很复杂，其中 HI 型和 LL 型只适用于前轮制动器为双油缸结构的汽车，HH 型只适用于前、后轮制动器均为双油缸结构的汽车。除夏利和切诺基采用Ⅱ型制动系外，其他国产轿车都采用 X 型制动系；货车都采用Ⅱ型制动系。夏利轿车已准备从Ⅱ型改为 X 型制动系。下面对正常情况下 β 为定值的双回路制动系当一条回路失效时，制动性能的变化作分析对比（表 5-4-2）。

表 5-4-2 双回路制动系当一条回路失效时制动性能的变化

制动性能		Ⅱ 型	X 型	HI 型	LL 型	HH 型
轴间制动力分配系数 β	正常（假定值）	0.7	0.7	0.7	0.7	0.7
	回路 1 失效	0	0.7	1	0.7	0.7
	回路 2 失效	1	0.7	0.54（0.6）	0.7	0.7
剩余制动力达到正常值的比例（%）	回路 1 失效	30	50	35（45）	50（60）	50（65）
	回路 2 失效	70	50	65（75）	50（60）	50（65）
紧急制动情况下可能抱死的车轮	回路 1 失效	两个后轮	一个前轮和一个后轮		一个后轮	
	回路 2 失效			两个后轮		
前轴两侧车轮制动力的均衡性		均衡	不均衡	均衡	均衡	均衡

注：括号内的数字用于前轮制动器（HI 型、LL 型）或前、后轮制动器（HH 型）为双向双领蹄式的情况，当一半轮缸失效时，这种制动器变为领从蹄式，其效能降至原来的 65%。

从上表中可见，当任一条回路失效时 X 型布置型式前、后轴的两个车轮均不会同时抱死，因此可保持一定的转向能力和抗侧滑能力。至于前轴两侧车轮制动力不均衡对汽车的方向稳定性虽有不良影响，但如果采用图 5-4-3 所示的主销负偏置距的结构就可以缓解。

应当指出，如果前轮制动器过热引起制动液气化时，只有Ⅱ型制动系尚可由回路 2 提供部分制动力；反之，如果后轮制动器过热引起制动液气化时，只有Ⅱ型和 HI 型制动系可以分别由回路 1 和回路 2 提供部分制动力，其他制动系都将完全失效。另外，在双回路液压制动系中，当一个回路失效时，为了使未失

汽车论坛 http://www.qclt.com

效回路产生更大的制动力，须相应地增大制动踏板力。这样在紧急制动情况下可能出现某些车轮抱死。

5.4.2 伺服制动系的系统配置

伺服制动系是在人力制动系的基础上，增设一套供能装置和伺服机构，以减轻驾驶员的操纵力。伺服制动系按所用伺服能源分为真空伺服制动系、气压伺服制动系和液压伺服制动系；按伺服机构位置和操纵方式分为助力式（直接操纵式）和增压式（间接操纵式）。

5.4.2.1 真空伺服制动系

真空伺服制动系利用发动机进气管的真空度，或由发动机驱动的真空泵产生的真空度作为伺服能源。其优点是结构比较简单，供能介质（真空）下操，不会结冰。但真空度的负压低（仅为0.06～0.09MPa），使伺服机构尺寸较大。这种制动系有助力式与增压式之分。一般来说，前者用于绝大多数的轿车和装载质量3.5t（或最大总质量6t）以下的轻型汽车；后者在日本等国普遍用于装载质量3.5～6t（最大总质量6～11t）的中型汽车，但在我国极少采用。

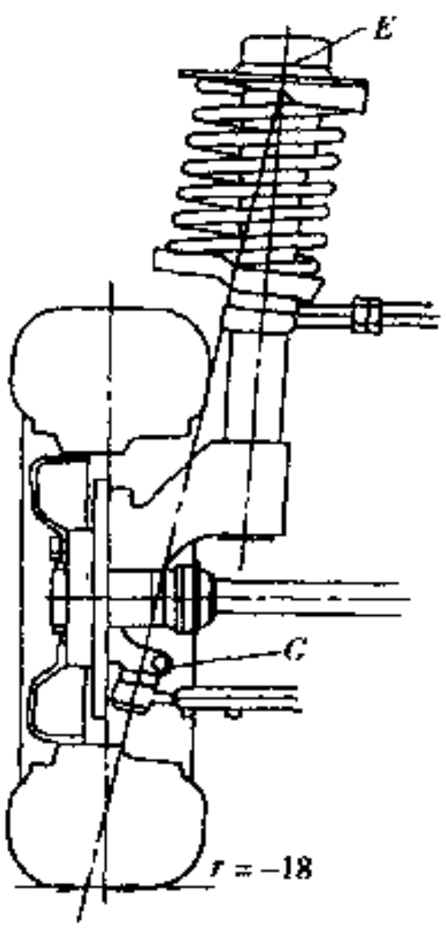


图5-4-3 桑塔纳2000轿车的主销负偏置距

1）真空助力伺服制动系

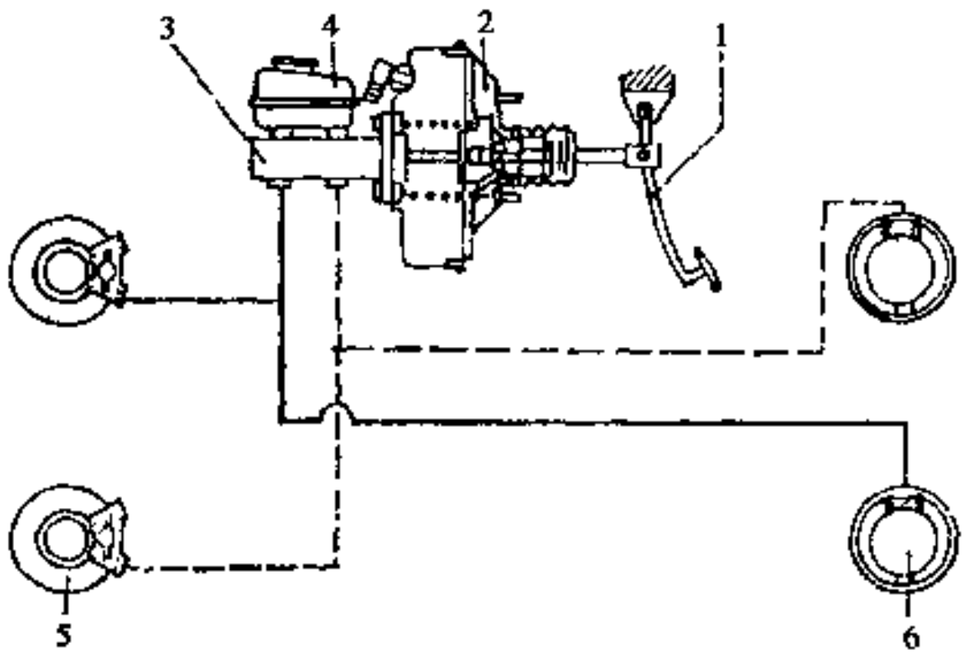


图5-4-4 真空助力伺服制动系

1-制动踏板；2-真空助力器；3-制动主缸；4-储液罐；5-前制动器；6-后制动器

图5-4-4所示为桑塔纳轿车的真空助力伺服制动系，真空助力器装于制动踏板和制动主缸之间，由踏板通过推杆直接操纵。助力器与踏板产生的力叠加在一起作用在主缸推杆上，以提高主缸的输出压力。它的优点是结构简单，工作可靠，只需要一个带串列双腔式制动主缸的真空助力器便可构成双回路制动系，但助力器尺寸不能太大，否则不便于布置在踏板附近。

2）真空增压伺服制动系

图5-4-5为原跃进NJ1061轻型货车的真空增压伺服制动系，由真空伺服气室、控制阀和辅助缸组成的真空增压器组件可装在任何合适的位置。制动主缸的输出液压经辅助缸传输到轮缸，同时又作为控制压力输入控制阀；伺服气室产生的推力与主缸输入的液压力共同作用于辅助缸活塞上，以进一步提高输出到轮缸的压力。另外从辅助缸通往前、后轮缸的两个回路中设有一个双腔安全缸，其作用是在一个回路损坏时自动地将它封堵。

这种制动系的优点是真空增压器的布置方便、灵活，可选用直径较大的伺服气室。缺点是构成双回路制动系时结构比较复杂。

5.4.2.2 气压伺服制动系

气压伺服制动系以发动机驱动的空压机产生的压缩空气作为伺服能源。其优点是压缩空气的压力较高（大多为0.6～0.8MPa），可减小伺服机构的尺寸，但结构和维护相当复杂。这种制动系也有助力式和增压式两种类型。前者曾用于高级轿车，现多为液压助力伺服制动所代替；后者在日本广泛用于中型汽车。

1）气压助力伺服制动系

原红旗CA7560型高级轿车的气压助力伺服制动系（图5-4-6）中，设有两个并列的气压助力器组件，由踏板通过平衡杠杆操纵、两个单腔制动主缸各与双向双领蹄式前、后制动器的一半轮缸连接，两个伺服气室分别由两条独立的供能回路供气。

汽车论坛 http://www.qclt.com

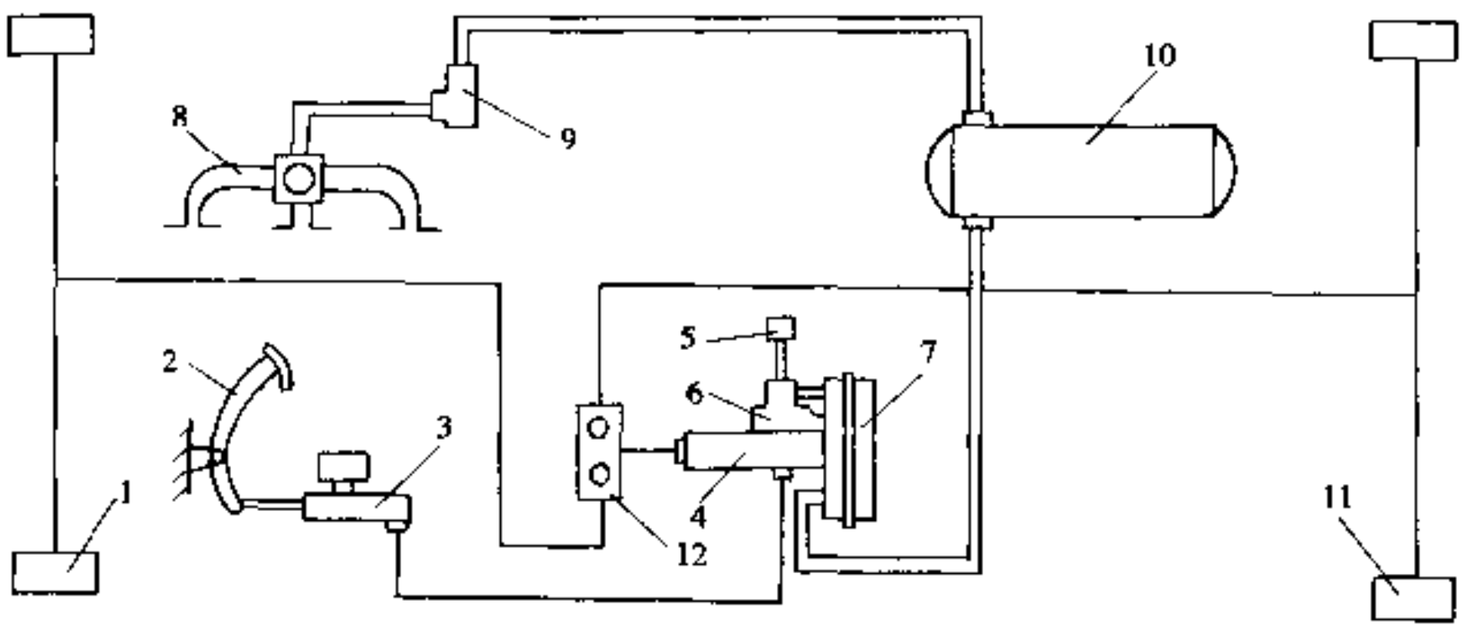


图 5-4-5 真空增压伺服制动系

1-前轮缸；2-制动踏板；3-制动主缸；4-辅助缸；5-进气滤清器；6-控制阀；7-真空伺服气室；8-发动机进气管；9-单向阀；10-真空筒；11-后轮缸；12-安全缸

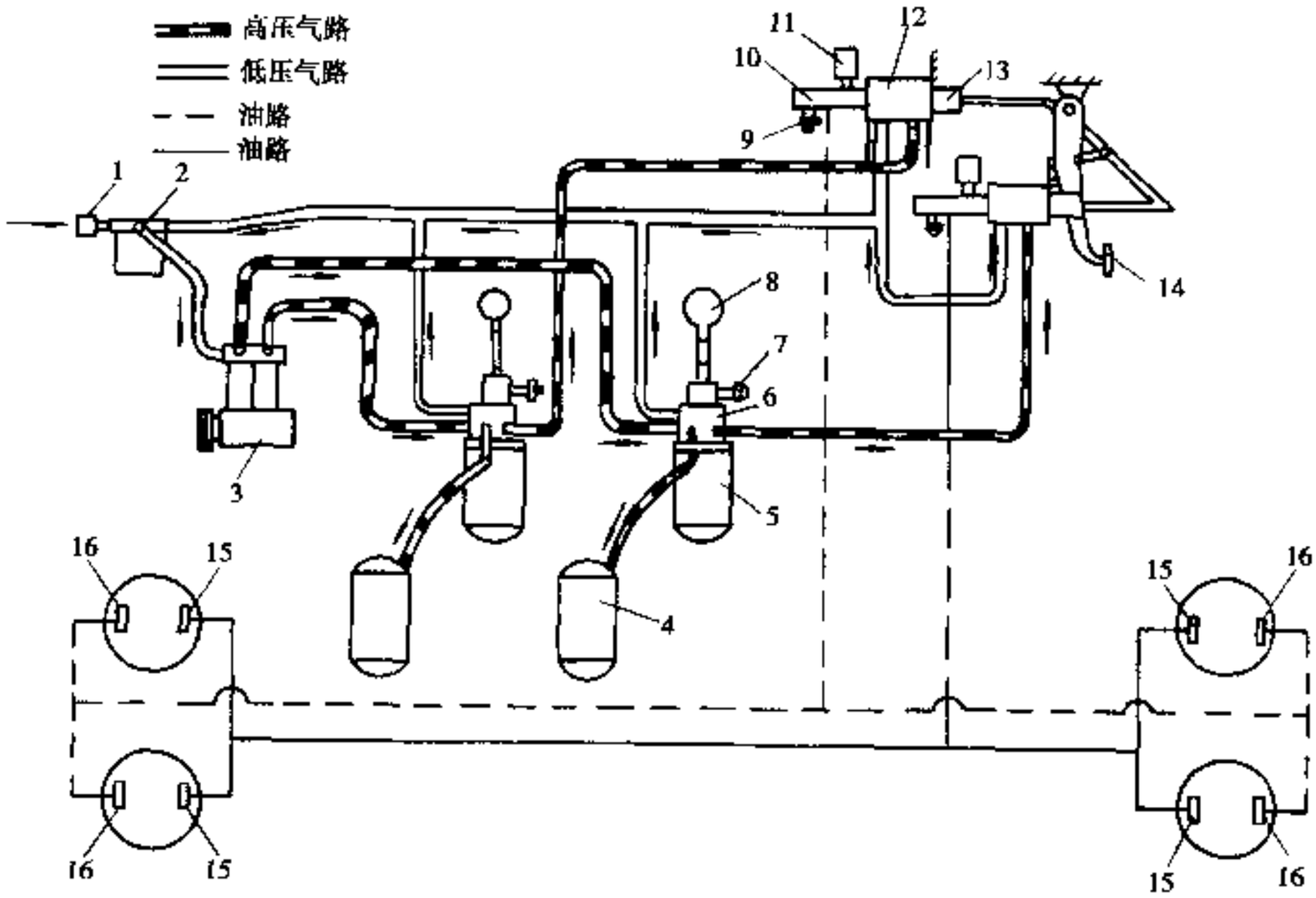


图 5-4-6 气压助力伺服制动系

1-空气滤清器；2-防冻器；3-空压机；4-副储气筒；5-主储气筒；6-调压阀；7-低压报警开关；8-气压表；9-制动灯开关；10-制动主缸；11-储液罐；12-伺服气室；13-控制阀；14-制动踏板；15、16-轮缸

2）气压增压伺服制动系

图 5-4-7 为日产 T80、CKI20 汽车的气压增压伺服制动系。这种制动系的管路配置和工作原理与图 5-4-5 所示的真空增压伺服制动系大体相同。

5.4.2.3 液压伺服制动系

液压伺服制动系以发动机驱动的液压泵产生的高压液体为伺服能源，基本上均为助力式。这种制动系

汽车论坛 http://www.qclt.com

的工作压力很高，可大大减小伺服机构的尺寸、且制动反应快，但结构较为复杂，对零部件加工精度和密封性要求很高，仅用于高级轿车。

该系统的供能装置通常与动力转向系统等共用液压泵和储液器。传能装置和其他伺服制动系一样仍有制动主缸，但伺服机构为液压助力器。按系统工作方式分为开式（常流式）和闭式（常压式）两种。前一种系统在不制动时，从液压泵产生的高压液体在无负荷情况下经助力器到储液器不断循环流动。制动时助力器流回储液器的通道被切断，在助力器内腔建立起压力而产生伺服作用（图 5-4-8）。后一种系统液压泵

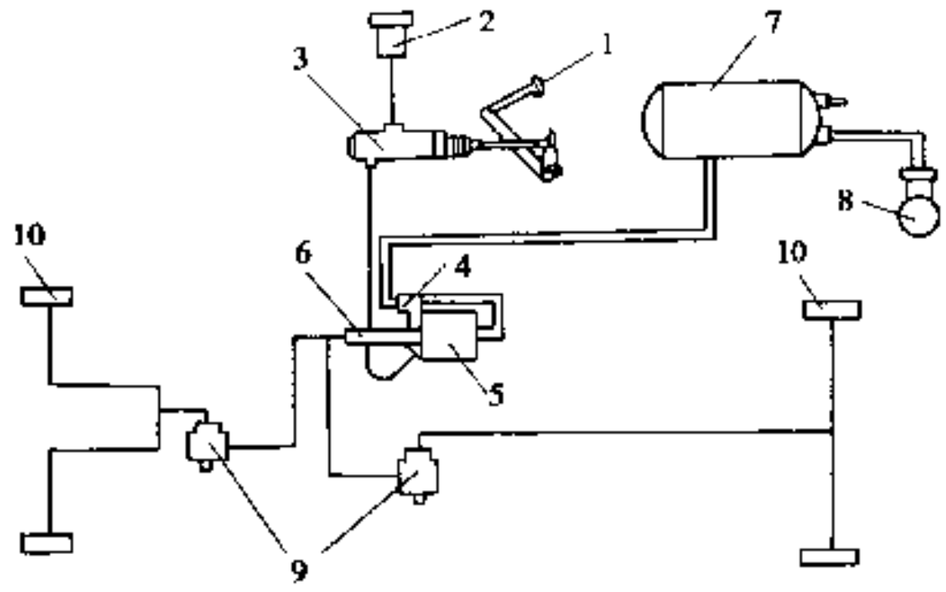


图 5-4-7 气压增压伺服制动系

1-制动踏板；2-储液罐；3-制动主缸；4-控制阀；5-伺服气室；6-辅助缸；7-储气筒；8-空压机；9-安全缸；10-轮缸

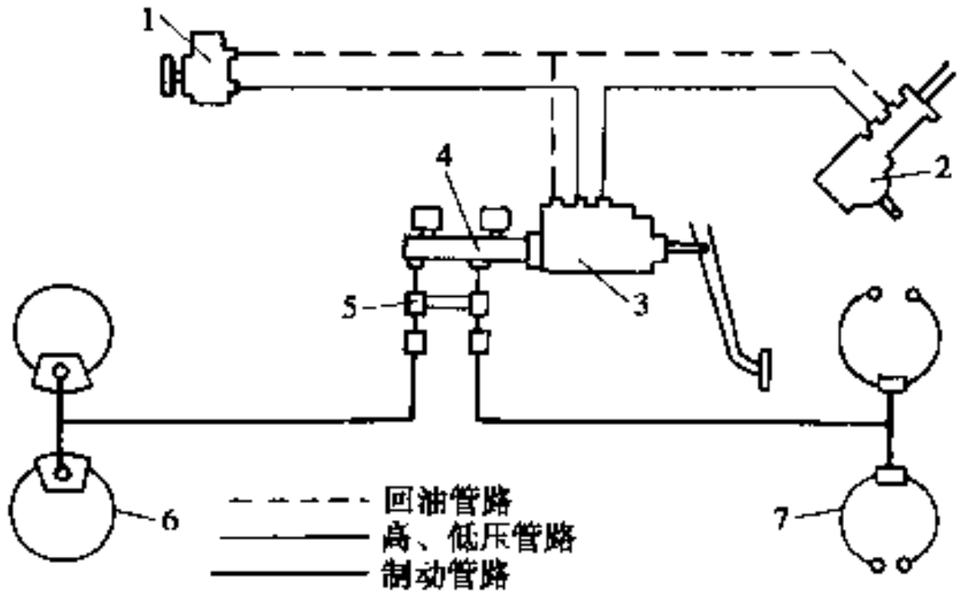


图 5-4-8 开式液压伺服制动系

1-液压泵及储液器；2-动力转向器；3-液压助力器；4-制动主缸；5-低压报警开关；6-前制动器；7-后制动器

产生的高压液体充入储能器中，不制动时助力器内腔与储液器连通；制动时储能器中的高压液体进入助力器内腔并在其中建立起压力。图 5-4-9 所示的闭式系统用于奥迪 100 轿车（五缸机型）。组合液压泵的两个独立泵元件供给伺服制动系和自动平衡系统的高压液体储存在储能器内，由它所带的调压阀进行调节，以

图 5-4-9 闭式液压伺服制动系

1-储液器；2-报警灯；3-自动平衡系统；4-调节阀；5-制动压力调节器；6-液压助力器带制动主缸；7-储能器；8-液压泵；9-动力转向系统

汽车论坛 http://www.qclt.com

保证压力低于≈14.4MPa时首先满足伺服制动系的需要，并使系统最高压力不超过15MPa。闭式液压系统滞后时间较短，当液压泵不工作时储能器中储存的能量可供若干次制动之用，但结构较复杂，对密封性要求较高。

5.4.3 人力制动系和伺服制动系的计算

5.4.3.1 初定制动主缸直径和行程

制动主缸直径和行程按要求的输液量选取。对于Ⅱ型双回路液压制动系，前、后两条回路所需的输液量各为：

$$\left.\begin{aligned} V_1 &= \frac{1}{4}\pi \cdot D_{w_1}^2 \cdot n_1 \cdot m_1 \cdot S_{w_1} + V'_1 \\ V_2 &= \frac{1}{4}\pi \cdot D_{w_2}^2 \cdot n_2 \cdot m_2 \cdot S_{w_2} + V'_2 \end{aligned}\right\} \quad (\mathrm{cm}^3) \tag{5-4-1}$$

对于X型双回路液压制动系，对角两条回路所需的输液量相同：

$$V = \frac{1}{2}(V_1 + V_2) \quad (\mathrm{cm}^3) \tag{5-4-2}$$

式中：D_{w_1}、D_{w_2}——分别为两条回路的轮缸（油缸，下同）直径，cm；

n_1、n_2——分别为两条回路的轮缸数目；

m_1、m_2——分别为两条回路每个轮缸的活塞数目（双向双领蹄式制动器每个轮缸按一个活塞计算，滑动钳盘式制动器每个油缸按两个活塞计算）；

S_{w_1}、S_{w_2}——分别为两条回路的轮缸活塞行程，cm；

V'_1、V'_2——分别为两条回路的制动软管膨胀量，cm^3。

轮缸活塞在完全制动时的行程应考虑为消除①制动间隙；②摩擦片（块）的压缩变形；③制动蹄、制动鼓等零件的变形；④摩擦副的磨损所需要的活塞行程。对装有间隙自调装置的制动器可取较小的值。

制动软管膨胀量可按GB16897—1997《制动软管》[26]中规定的软管自由长度的最大膨胀量确定。

据统计，在现有汽车中与制动主缸最大输液量相对应的每个活塞行程（计及制动软管膨胀量的影响），对鼓式制动器约为0.35～0.55cm，对钳盘式制动器约为0.07～0.08cm。

至此，可由式5-4-1和5-4-2算出的输液量，按有关标准或产品规格选取制动主缸直径和有效行程。为了使制动主缸具有一定的储备行程，应满足下列条件：

$$V_i \leqslant \frac{1}{4}\pi \cdot D_m^2 \cdot S_{imax} \quad (\mathrm{cm}^3) \tag{5-4-3}$$

式中：V_i——回路i所需的输液量，cm^3；

D_m——制动主缸直径，cm；

S_{imax}——与回路i连接的主缸某一腔活塞最大有效行程，cm。

在采用前盘式、后鼓式制动器的Ⅱ型双回路制动系中，前制动回路的输液量远大于后制动回路，应选用两腔活塞行程不同的主缸（最大有效行程之比约为3:2），使主缸的总行程得到更合理的利用。

5.4.3.2 制动踏板力和行程验算

1）制动踏板力

对于人力制动系，制动踏板力按下式计算：

$$F_p = \frac{\pi \cdot p_{max} \cdot D_m^2}{4 i_p \cdot \eta_p} \quad (\mathrm{N}) \tag{5-4-4}$$

式中：p_{max}——产生最大制动作用时的管压，Pa；

D_m——制动主缸直径，m；

汽车论坛 http://www.qclt.com

i_p——制动踏板传动比，在现有汽车中 $i_p = 3 \sim 7$（下限为轿车，上限为载货车）；

η_p——制动踏板和主缸传动效率，一级杠杆传动和串列双腔制动主缸可取 $\eta_p = 0.8$。

对于助力式伺服制动系，在助力器特性曲线上最大助力点前制动踏板力为：

$$F_p = \frac{\pi \cdot p_{max} \cdot D_m^2}{4 i_p \cdot i_s \cdot \eta_p} \quad (N) \tag{5-4-5}$$

在最大助力点后制动踏板力为：

$$F_p = \frac{\pi \cdot p_{max} \cdot D_m^2}{4 i_p \cdot \eta_p} - \frac{(i_s - 1) P_{01}}{i_p \cdot \eta_p} \quad (N) \tag{5-4-6}$$

式中：i_s——助力器助力比（试验值）；

P_{01}——与最大助力点对应的输入力（试验值），N。

算出的制动踏板力的最大值应不超过 GB12676—1999 规定的最大控制力：M_1 类车辆为 500N，其他类车辆为 700N。由于现代汽车对操纵轻便性的要求愈来愈高，制动踏板力有不断减小的趋势。设计时在保证必要的制动感觉的前提下，应适当地减轻踏板力。日本轿车在满载、制动强度为 $0.5g$ 时的踏板力在 110～255N 之间；微、轻型货车和客车在 120～380N 之间[21]。

2）制动踏板行程

制动踏板工作行程由自由行程、空行程和有效行程三部分组成，并可用下式计算：

$$S_p = i_p(\delta_1 + \delta_2 + S_m) \quad (mm) \tag{5-4-7}$$

式中：δ_1——制动主缸推杆与活塞的间隙（有真空助力器时，应加上伺服阀柱塞与反馈盘之间的间隙），mm；

δ_2——主缸空行程，即从间隙 δ_1 被消除到主皮碗完全封堵补偿孔所经过的行程（一般 $\delta_2 \leqslant 3mm$），mm；

S_m——主缸有效行程，即从间隙 δ_2 被消除到踏板力达到最大值所经过的行程，mm。

制动踏板必须具有一定的储备行程。按 GB7258-1997 的规定，液压行车制动在达到规定的制动效能时，踏板工作行程不得超过踏板全行程的 3/4（制动器装有自动调整间隙装置时为 4/5），且座位数≤9 的载客汽车不得超过 120mm，其他汽车不得超过 150mm。

5.4.3.3 储能装置和供能装置容量

按 GB12676—1999 的规定，要求制动装置使用压缩空气、真空、液压储能的车辆应安装储能装置，其容量应满足 5.5.1～5.5.4 节的要求。对于制动装置在没有能量储存的情况下，也能至少达到应急制动效能要求的车辆，则不必要求储能装置具有规定的容量。供能装置的容量应满足 5.5.5 节的要求。该标准 4.2.13 节还规定，若不利用储能装置的能量就达不到规定的应急制动性能时，除安装压力表外，还必须安装报警装置，并对报警压力提出了要求。设计时应按上述要求确定储能装置和供能装置容量。

表 5-4-3 列出国产汽车液压传能装置的主要参数。

表 5-4-3 液压传能装置主要参数

厂牌	车型	制动踏板传动比	制动主缸		真空助力器		轮缸（油缸）直径	
			直径 (mm)	行程② (mm)	有效直径 (mm)	助力比	前轮 (mm)	后轮 (mm)
云雀	GHK7060	4.8	19.05	13.5/13	127	2	48.1	14.29
奥拓	SC7080		20.5	13.5/15	152.4	3.1	51.5	15.87

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

厂牌	车型	制动踏板传动比	制动主缸		真空助力器		轮缸（油缸）直径	
			直径（mm）	行程②（mm）	有效直径（mm）	助力比	前轮（mm）	后轮（mm）
夏利	TJ7100	4.42	19.05	18/12	152.4	3.1	48.1	15.87
	TJ7100U	4.42	19.05	18/12	152.4	3.1	48.1	17.46
富康	RG、AL、AG		20.6	16.5/13.1	203.2		48	20.6
捷达	CL、GL、C		20.64	16/18	228.6	3.9	48	14.29
	CT、GT		22.2		228.6	3.9	54	14.29
桑塔纳	LX	4.64	20.64		228.6	3	48	15.87
	2000	4.64	22.2		228.6	3	54	17.46
奥迪	100	4.2	22.2	17/19	228.6	3.4	54	17.46
切诺基	BJ2021	3.4	23.8	23.8/13	205	3.8	66	22.2
解放	CA1020 CA1040		25.4	13.9/18	228.6	4.0	28.58	25.4
解放金杯	CA1043		28.58	16/19	228.6		31.75	28.58
东风	EQ1030	4	25.4	21/17	203 + 229③	6	68.1	25.4
	EQ1061	5.47 × 4①	32	21/17	2 × 266.7③	18	30	32
跃进	NJ1020		20.64		177.8	2.5	48	19.05
依维柯	35.8		20.64	22.5/13	203.2		2 × 42④	15.9
	35.10		22.5	20.5/12	228.5	2.69	2 × 42④	17.5
	45/49.10		25.4	19.5/11.5	2 × 194.7③	4.22	2 × 44④	20.64
五十铃	NHR	4.75	25.4	17/14	203	4.0	28.58	22.22
	NKR	4.75	26.99	16/15	230	5.0	28.58	22.22 25.4
	NPR57	4.75	28.58	17/14	266.7	5.7	28.58	22.22 25.4
	NPR59	4.75	31.75	15/17	2 × 230③	7.0	26.99 30.16	26.99 30.16

注：①双级踏板机构。

②分子、分母分别为第 、二活塞有效行程。

③双腔有效直径。

④每侧双油缸。

5.4.4 液压制动管路

5.4.4.1 刚性管

刚性管以前采用无缝钢管、单层焊接钢管和铜管，现已为双层卷焊钢管所取代。这种钢管由两面镀铜的冷轧钢带横向卷轧两圈成管形后，通过钎焊炉在还原体中沿管壁结合面进行钎焊，使结合面结合为 Cu-Fe 合金（图 5-4-10）。双层卷焊钢管的主要优点是耐振动和疲劳，具有很高的防渗漏和爆破性

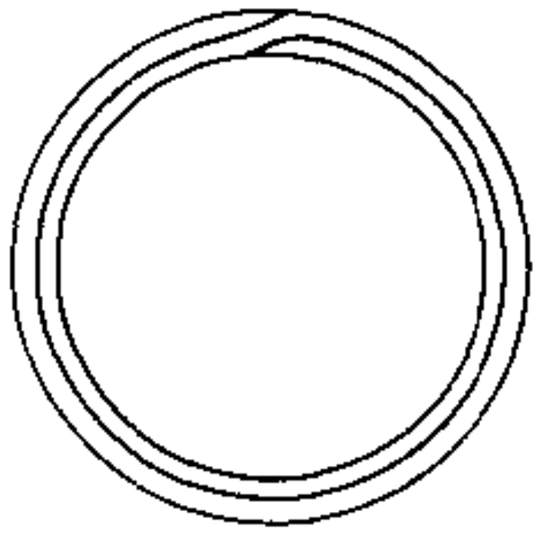


图 5-4-10 双层卷焊钢管

汽车论坛 http://www.qclt.com

能，尺寸精确，内表面清洁、光滑，易于成型加工等。

按 GB11611·-1989《汽车液压制动系金属管、内外螺纹管接头和软管端部接头》的规定，汽车液压制动系所用的双层卷焊钢管的规格列于表 5-4-4。

表 5-4-4 汽车液压制动系用双层卷焊钢管

外径 D_1（mm）（未经表面处理）		壁厚 S（mm）		管外径 D_1（mm）（最大）（经表面处理）	爆破压力（MPa）（最小）	质量（kg/m）
基本尺寸	极限偏差	基本尺寸	极限偏差			
4.75	±0.07	0.7	±0.07	4.87	110	0.07
6.00				6.12	85	0.09
8.00				8.12	67.5	0.12
10.00				10.12	55	0.16

由于制动管大部分位于底盘下方，使用环境恶劣，对其表面防腐和保护要求非常严格。目前普遍采用镀锌 25μm、铬酸盐钝化、涂覆聚氟乙烯（PVF）15μm 的表面防腐层，同时在关键部位套装双层热收缩管，以防石击或磨擦损坏。

扩口管及其配用的管接头外形见图 5-4-11，扩口管的型式见图 5-4-12。

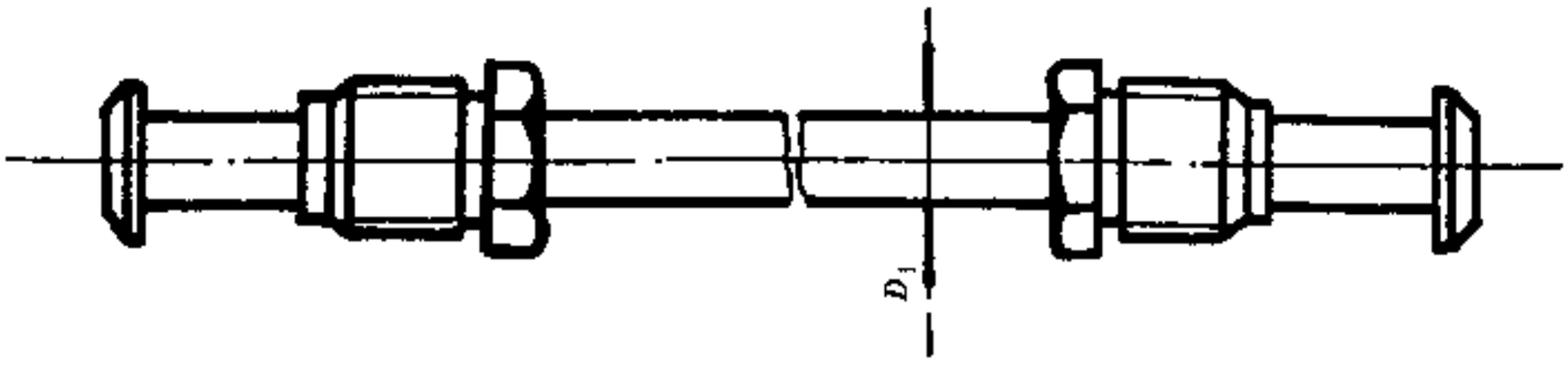


图 5-4-11 扩口管及配用的管接头

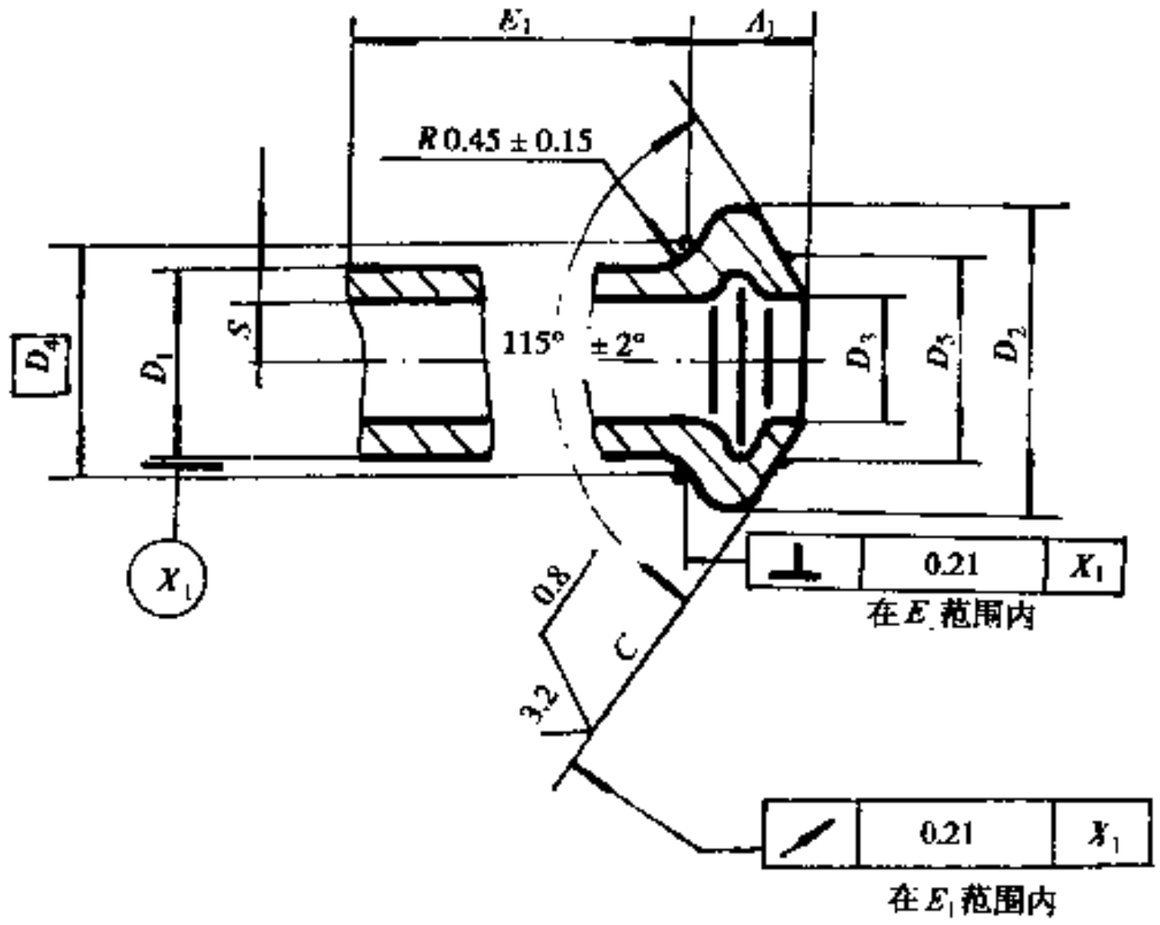


图 5-4-12 扩口管型式

5.4.4.2 软管

液压制动软管的结构和性能要求按 GB16897—1997 的规定。（撰稿人：林重博）

汽车论坛 http://www.qclt.com

5.4.5 人力制动和伺服制动元件

5.4.5.1 制动踏板装置

制动踏板（臂）一般为冲焊件或铸件，其结构应有足够的强度和刚度。制动踏板的布置有下列两种方式。

(1) 竖立式

如图 5-4-13 所示，制动踏板以销轴装在地板下方与车架连接的支架上。这种布置方式由于真空助力器和制动主缸的维修比较困难，且需在地板上开孔，影响了车厢的密封性，仅用于轻型以上汽车。

(2) 吊挂式

如图 5-4-14 所示的富康轿车制动踏板装置，踏板下垂悬置于前围板上，直接推动位于发动机舱内的助力器和主缸。这种布置方式克服了前一种方式的缺点，但踏板行程较小，而且对于平头车布置较为困难。适用于轿车和微、轻型汽车。

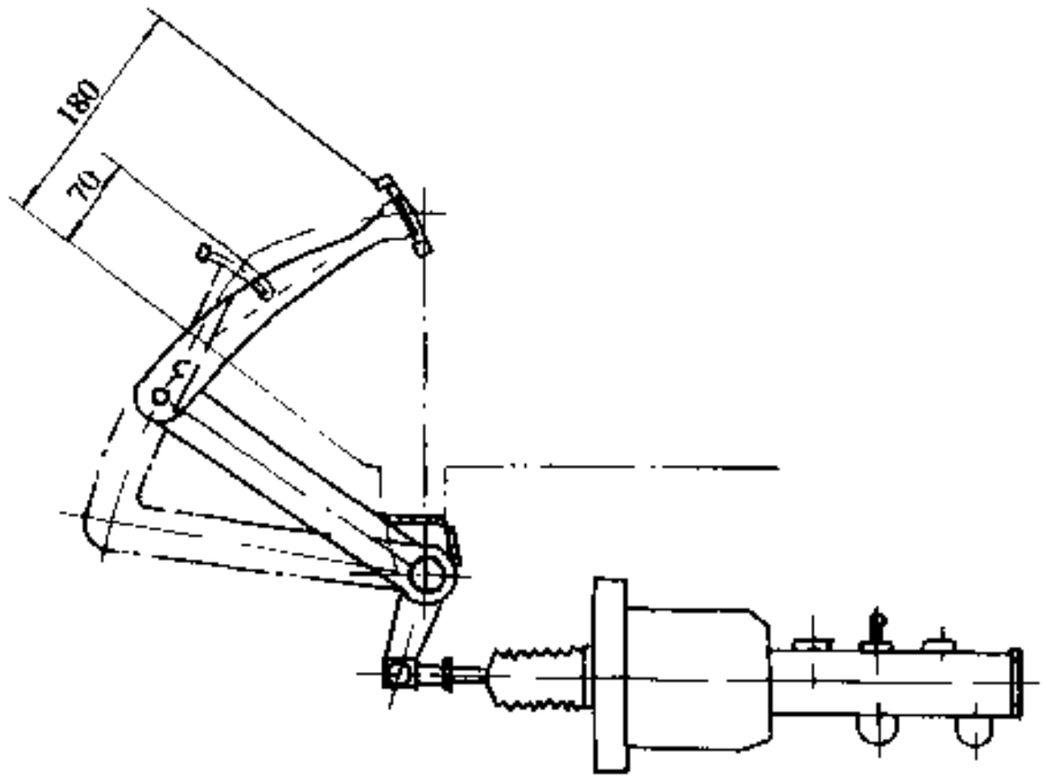


图 5-4-13 竖立式制动踏板装置

5.4.5.2 制动主缸

制动主缸是将控制力或其他的力转换为液体压力的部件。按工作腔数目分为单腔式制动主缸和串列双腔式制动主缸两种。前者主要与单回路制动系配用，基本上已被淘汰；后者可与双回路制动系配用，是目前应用最广的制动主缸。

按产生液压的方式分为有补偿孔式制动主缸和无补偿孔式制动主缸两种。前者主皮碗移过补偿孔（主缸缸体上制动腔与储液室连通的小孔）以后才产生液压，也称普通型制动主缸；后者由进油阀切断与储液室的通路而产生液压。

1）有补偿孔式串列双腔制动主缸

主缸中设有两个活塞，即由推杆推动的第一活塞（视安装情况不同可位于汽车的前方或后方）和由液压推动的第二活塞（相应地位于汽车的后方或前方）。

正常情况下（图 5-4-15a)），制动时在推杆的作用下，活塞 P 和 S 向左移动关闭补偿孔，在回路 1、2 建立起压力；当回路 2 失效时（图 5-4-15b)），回路 2 不能形成液压阻力，活塞 S 被液压推到缸体底部，活塞 P 继续向左移动，在回路 1 建立起压力；当回路 1 失效时（图 5-4-15c)），回路 1 不能形成液压阻力，活塞 P 被推到与活塞 S 接触后顶着它向左移动，在回路 2 建立起压力。出现后两种情况时，制动踏板行程都会比正常情况明显加大。

图 5-4-16 为奥迪轿车的制动主缸。在图 5-4-17 所示的云雀轿车制动主缸中，供液腔 F 的直径比制动腔 C 大，储液室与 F 腔之间有快速填充阀，在制动初期（制动液压小于 1MPa 的低压区内）该阀关闭，因而当第一活塞移动时从 F 腔排出的超量制动液迅速流入 C 腔，可缩短无效行程和提高制动灵敏度。

只与鼓式制动器轮缸连接的制动回路设有残留阀（可装在制动腔内或排液口外），以便在解除制动时使回路中保持一定的残留压力，防止外界空气渗入制动液。只与盘式制动器油缸连接的制动回路应不装残留阀，以免发生制动阻滞。既与鼓式制动器轮缸又与盘式制动器油缸连接的制动回路也应不装残留阀，或者采用带节流缝 D 的特殊结构残留阀（图 5-4-18)。残留压力值按 QC/T311—1999《汽车液压制动主缸技术条件》的规定为：0；0.05 ± 0.03MPa；0.09 ± 0.04MPa。

储液室可与主缸做成一体，内分隔为两腔。但为了检查液面和加注制动液的方便，许多汽车采用与主

汽车论坛 http://www.qclt.com

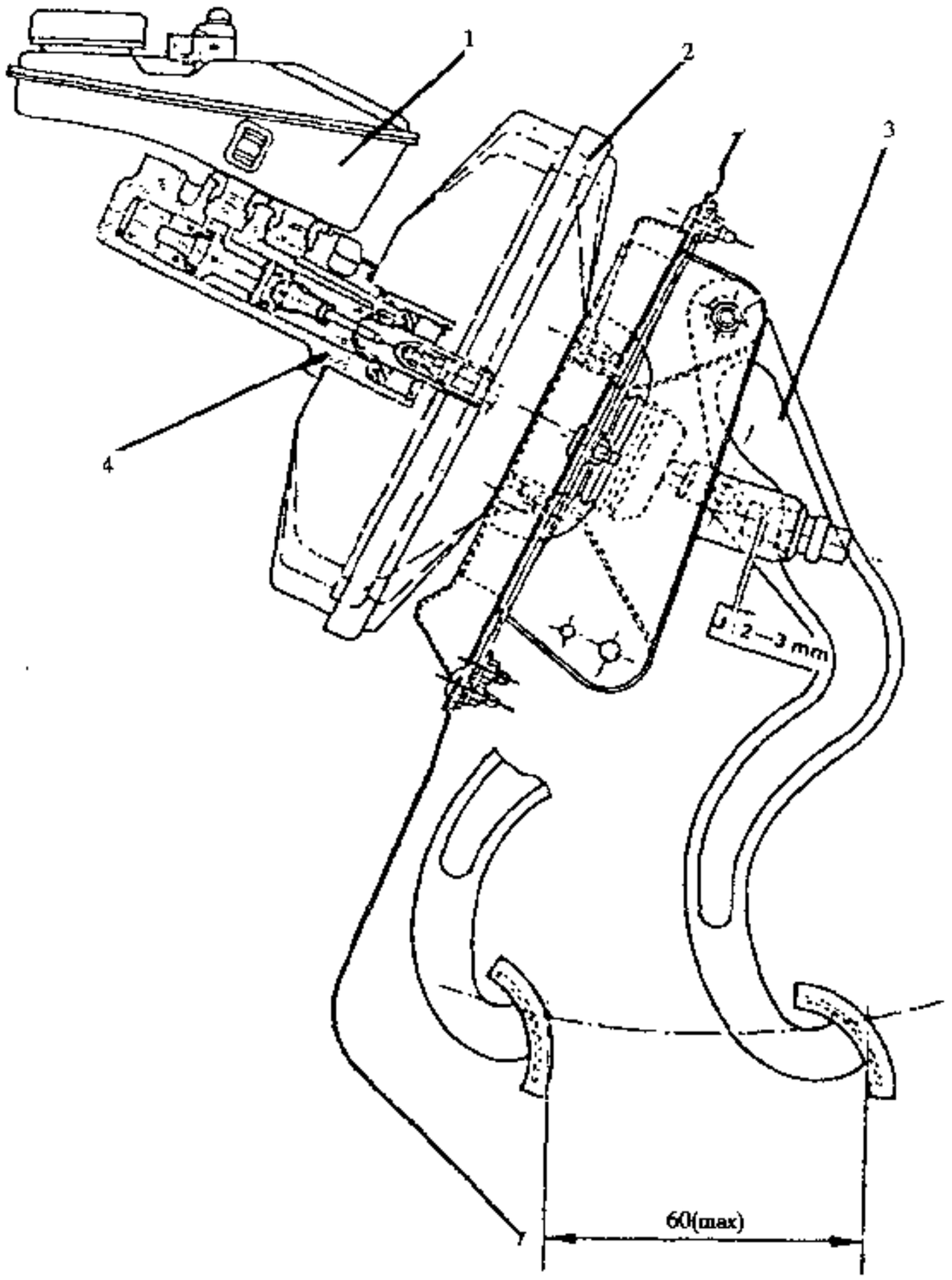


图 5-4-14 吊挂式制动踏板装置

1-储液罐；2-真空助力器；3-制动踏板；4-制动主缸

缸分离的透明塑料储液罐，安装在车厢内易于接近的部位，通过管子与主缸连接。按 GB12676—1999 的规定，储液器必须在不打开容器的条件下能很容易地检查液面，否则必须安装报警器。

2）无补偿孔式串列双腔制动主缸

对于普通型制动主缸来说，主皮碗在往复运动过程中不可避免地受到补偿孔的刮伤。特别是装有 ABS 的制动系中，主缸内的液压会发生频繁的波动，液压变化频率可达 4～10Hz，液压峰值可达 20MPa，同时活塞相对缸体频繁移动，这样在补偿孔处就会发生主皮碗过度磨损和切削现象，从而造成主缸失效[29]。在这种情况下应配用无补偿孔的中心单向阀式制动主缸（图 5-4-19），主缸两腔（或仅在第二腔）的活塞内装中心单向阀 A、B，以代替补偿孔的作用。在解除制动状态，活塞复位，中心阀阀芯顶杆顶在阀芯顶开支架的中轴上，使中心阀开启，这时制动腔与供液腔保持连通。在制动状态，活塞向左移动，顶杆脱离，顶开支架的中轴，于是在复位弹簧和液压作用下中心阀关闭，切断了制动腔与供液腔的通路。

5.4.5.3 轮缸

轮缸是将制动主缸产生的液压，转换成推动制动蹄的作用力的部件。轮缸分为单向轮缸和双向轮缸两种。前者为缸体固定安装的单活塞轮缸，主要用于双领蹄式制动器；后者通常是双活塞轮缸，用于领从蹄

汽车论坛 http://www.qclt.com

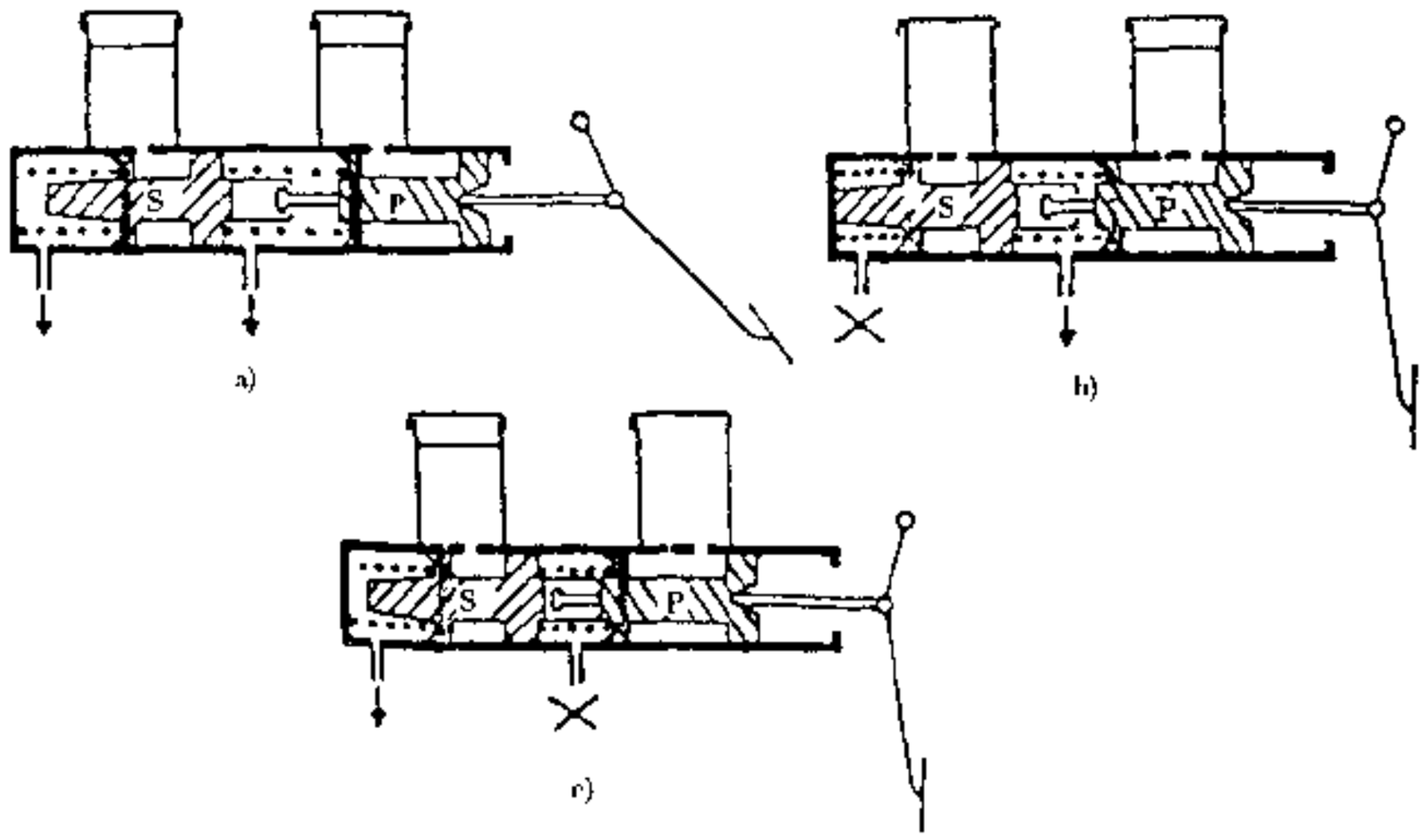


图 5-4-15 串列双腔制动主缸工作原理示意图
a)正常情况；b)回路 2 失效；c)回路 1 失效

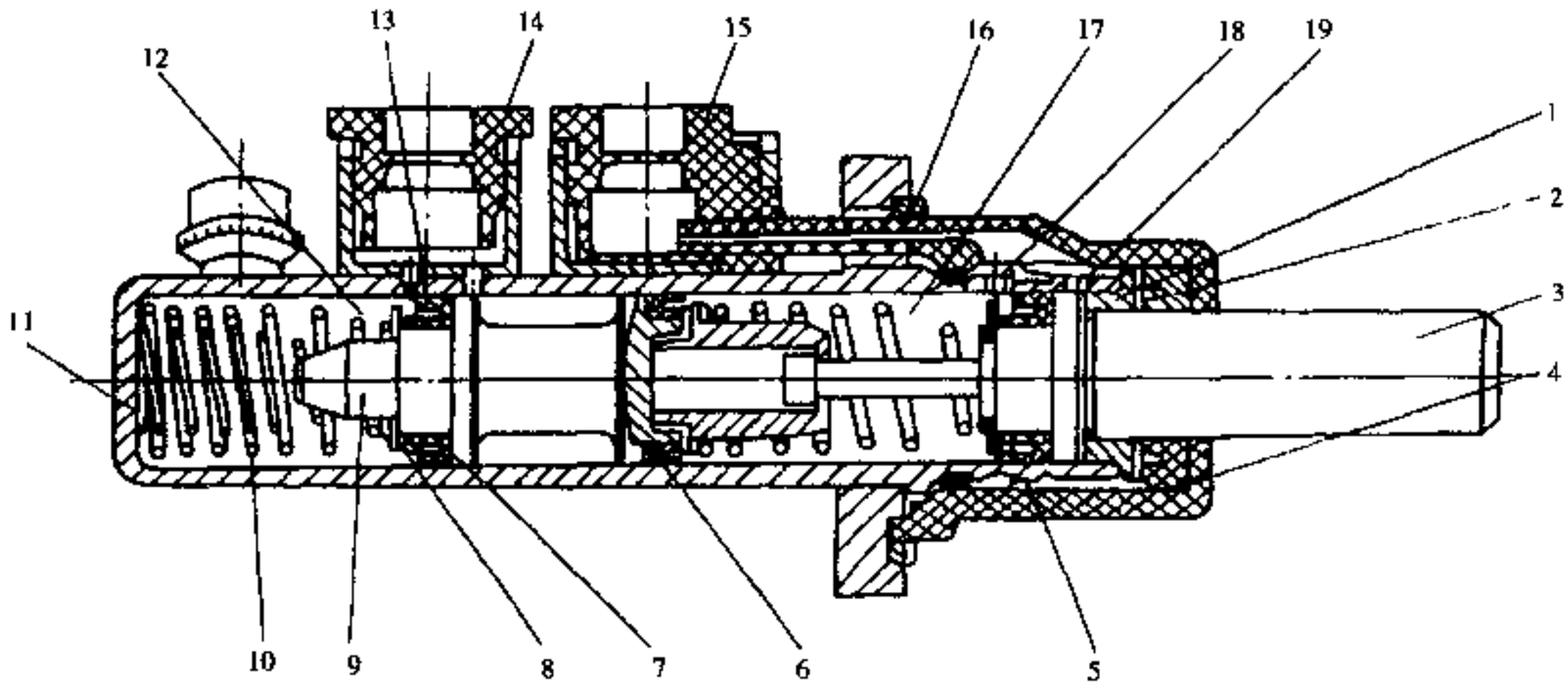


图 5-4-16 有补偿孔式串列双腔制动主缸
1-衬套；2-密封圈；3-第一活塞；4-盖；5-限位圈；6、13-主皮碗；7-垫片；8-挡片；9-第二活塞；10-复位弹簧；11-缸体；12-第二制动腔；14、15-进液口；16-定位圈；17-第一制动腔；18-补偿孔；19-供液孔

式、双向双领蹄式和双向伺服式制动器。在一些领从蹄式制动器中采用缸体浮动的单活塞轮缸，由活塞和缸体分别推动两蹄。图 5-4-20 和图 5-4-21 分别为解放 CA1040 系列轻型汽车的前轮缸（单向轮缸）和后轮缸（双向轮缸）。

除了上述的普通轮缸以外，还有一些特殊结构的轮缸，如图 5-4-22 所示的两种带摩擦限位环（一种一次调准式间隙自调装置）的轮缸，以及带比例阀的轮缸（图 5-6 3）等。

5.4.5.4 真空助力器

真空助力器是利用负压来增补驾驶员施加于踏板上的力的部件，它位于制动踏板与制动主缸之间，为便于安装，通常与主缸合成一个组件，主缸的一部分伸入真空助力器壳体内。

1）带橡胶反馈盘的单膜片式真空助力器

汽车论坛 http://www.qclt.com

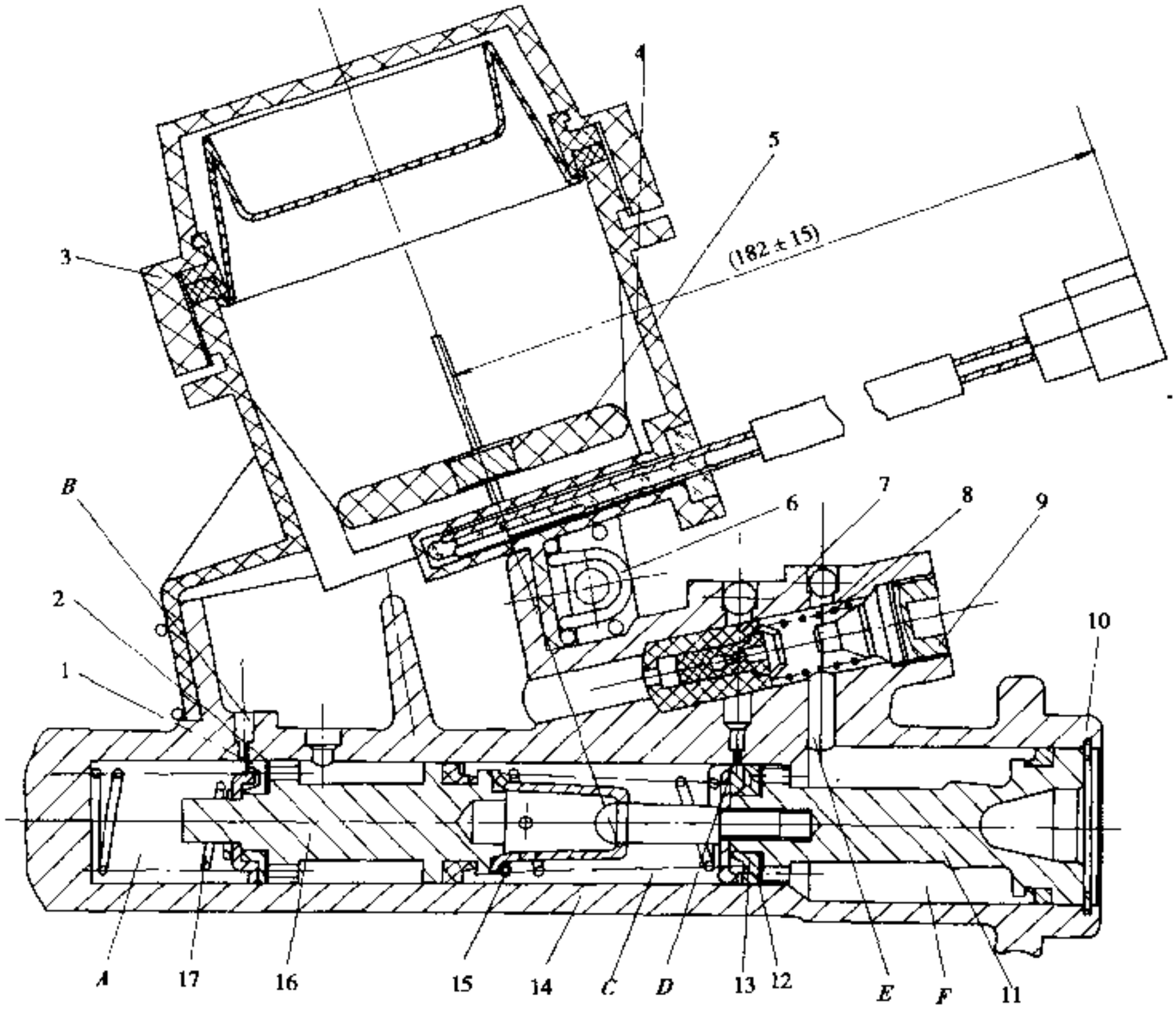


图 5-4-17 带快速填充阀的异径串列双腔制动主缸

1、13-主皮碗；2、12-垫片；3-储液室盖；4-储液室；5-浮子组件；6-卡箍；7-快速填充阀；8-弹簧；9-堵塞；10-卡环；11-第一活塞；14-缸体；15、17-复位弹簧；16-第二活塞

A-第二制动腔；*B*、*D*-补偿孔；*C*-第一制动腔；*E*-供液孔；*F*-供液腔

(1) 结构和工作原理

图 5-4-23 为桑塔纳轿车的真空助力器（带制动主缸）总成，图 5-4-24 为橡胶反馈盘的工作原理图。

伺服气室由左、右外壳 1、2 和膜片 3 压合在一起，隔为左气室（常压室）31 和右气室（变压室）4。阀体 5 内有通过 *A*、*B* 分别与左、右气室连通。橡胶阀 8 左端面与阀体内的阀座组成真空阀，又与柱塞 34 右端面组成大气阀。其工作过程如下述。

不制动时，弹簧 9 将踏板推杆 10 连同柱塞推到右极限位置。此时真空阀开启，大气阀关闭。左、右气室经通道 *A*、*B* 互相连通，并经过接口 32 与真空源连通，两个气室的真空度相同（图 5-4-23a）)。

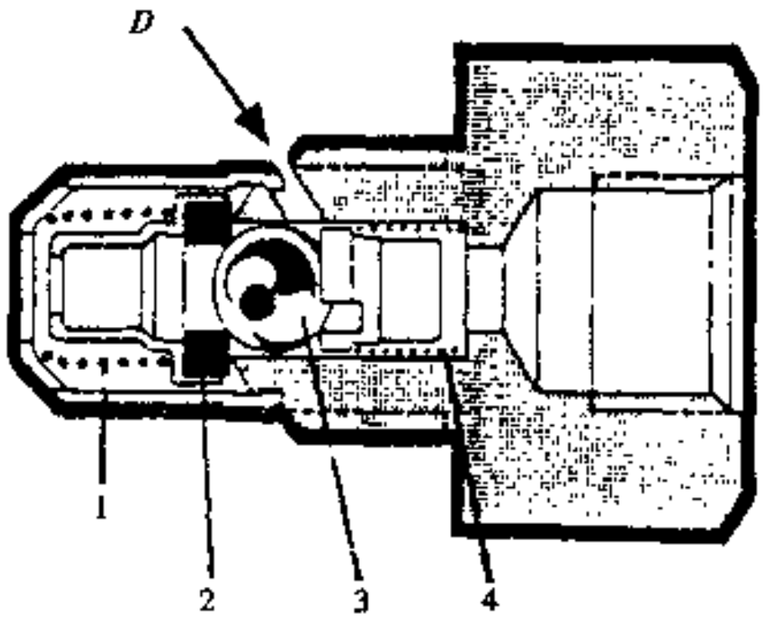


图 5-4-18 带节流缝的残留阀

1-预压弹簧；2-密封圈；3-球；4-复位弹簧；*D*-节流缝

踏板推杆左移时，消除了柱塞与橡胶反馈盘 14 之间的间隙 δ'（图 5-4-24a)）。接着来自踏板推杆的力通过反馈盘传到主缸推杆 15 上，使主缸产生一定的液压。由于橡胶是可以变形但体积不能压缩的材料，在传力过程中反馈盘中心部分产生凹变形，边缘部分产生凸变形 δ''（图 5-4-24b)），使踏板推杆的作用力得到了一定程度的放

汽车论坛 http://www.qclt.com

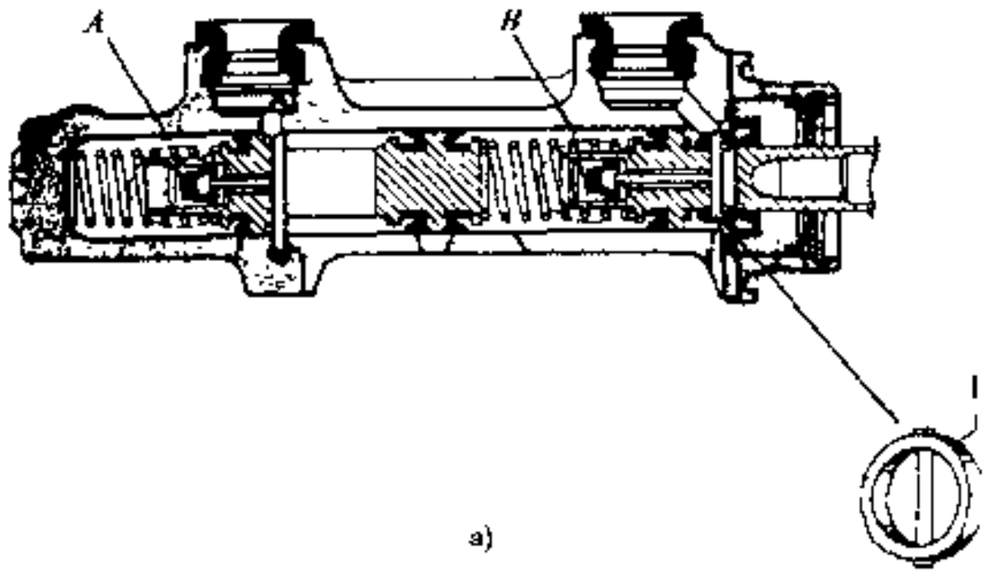


图 5-4-19 中心单向阀式串列双腔制动主缸

a)主缸；b)中心阀关闭；c)中心阀开启

1-中心阀阀芯顶开支架;2-复位弹簧;3-密封圈;4-中心阀阀芯顶杆;A、B-中心阀

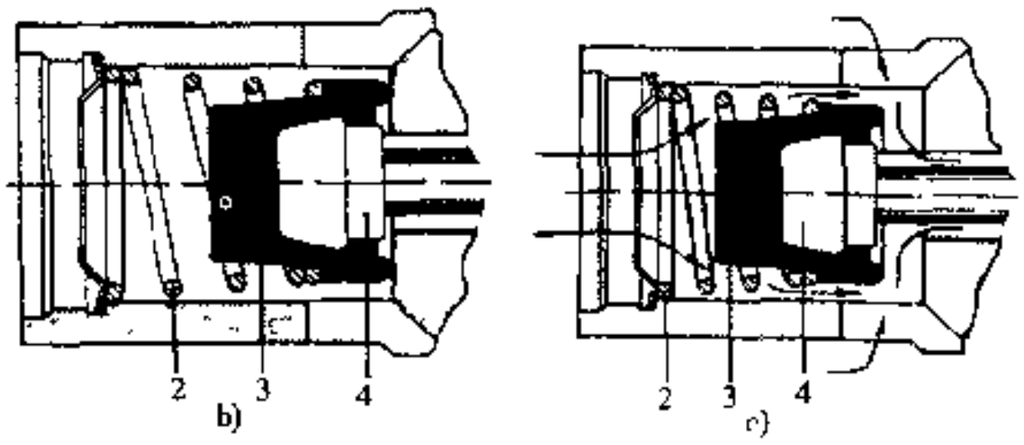
大，但其行程则有所增加。

制动时（伺服气室产生作用后），踏板推杆继续向左移动，由于阀体保持不动，先是真空阀关闭，切断了右气室与真空源的通道；继之大气阀开启，使右气室与大气连通而降低了其中的真空度。左、右气室压力差造成的作用力除一部分用于克服弹簧 16 的力以外，其余部分由阀体经反馈盘作用于主缸推杆上。此时主缸推杆所受的力等于踏板推杆和阀体对反馈盘作用力之和。

此后，如果踏板推杆的位置保持不变，由于阀体向左移动，使大气阀开度逐渐减小直至完全关闭，从而达到“双门关闭”的平衡状态（图 5-4-23b）和图 5-4-24c））。此时反馈盘变平，在其表面上各处的单位压力相等。达到平衡状态后主缸推杆作用力不再增加。如欲进一步增大该力须继续移动踏板推杆，建立起新的平衡状态。当右气室真空度降到零时，即达到最大助力状态

（2）真空助力器的输入、输出特性

图 5-4-25 为五十铃 NHR 轻型汽车真空助力器的输入、输出特性。图中对应于不同真空度的每根特性曲线上都有一个拐点，称为最大助力点，即当输入力增加时，作用于伺服膜片上的压



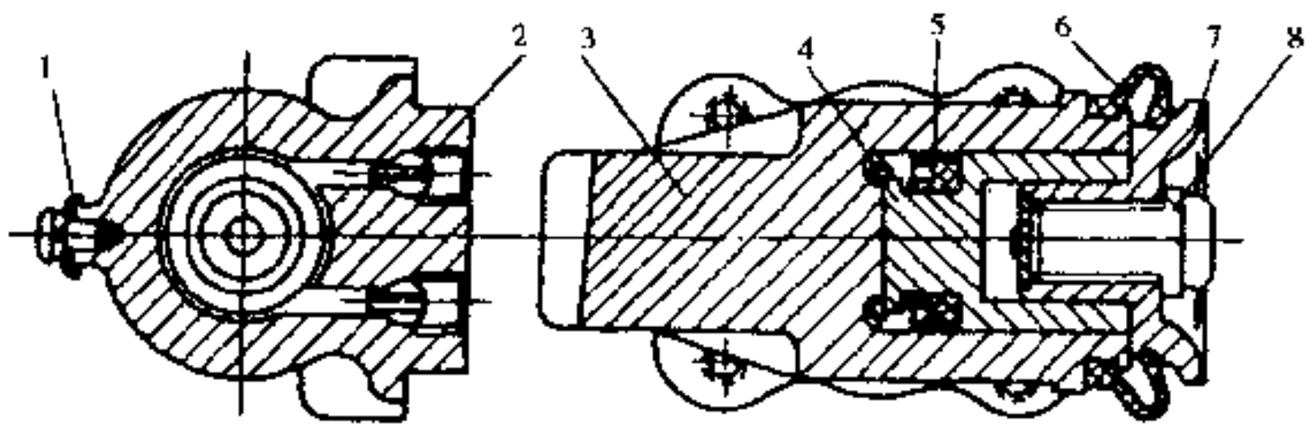


图 5-4-20 单向轮缸

1-调整轮锁片;2-堵塞;3-缸体;4 活塞;5-皮碗;6-防尘罩;7-调整轮;8-调整螺钉

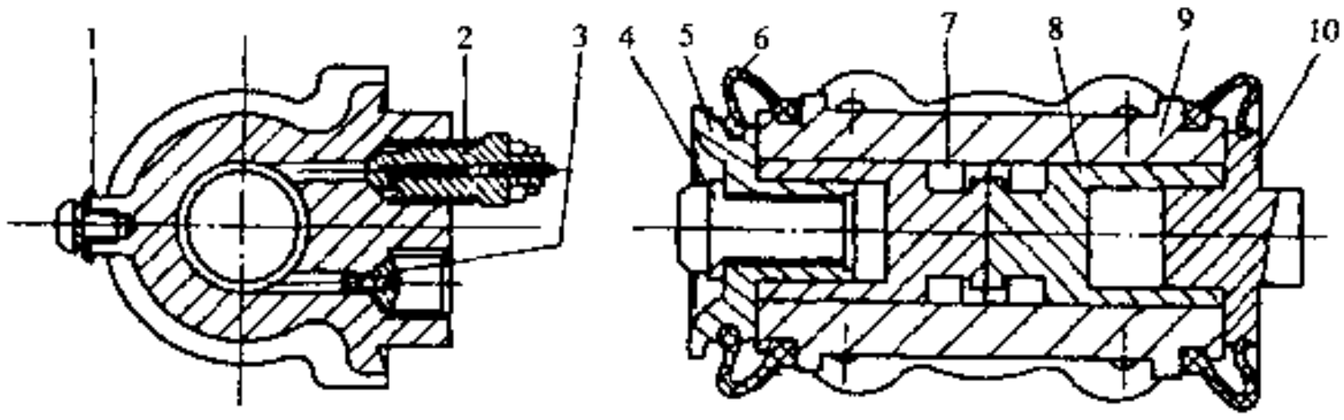


图 5-4-21 双向轮缸

1-调整轮锁片；2-放气螺钉；3-堵塞；4-调整螺钉；5-调整轮；6-防尘罩；7-皮碗；8-活塞；9-缸体；10-支承盖

力差达到最大时的点。从此点开始，输出力的增加就等于输入力的增加。按 QC/T307—1999 真空助力器技术条件规定，试验时真空源的真空度为 66.7 ± 1.3kPa（500 ± 10mmHg）。设计时真空助力器的输入、输出特

汽车论坛 http://www.qclt.com

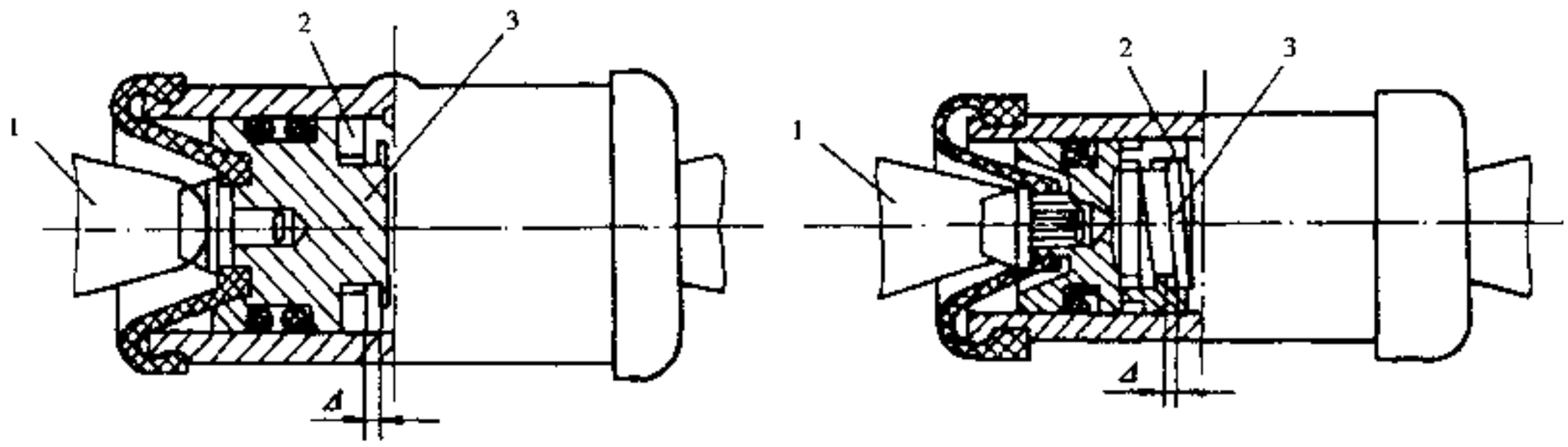


图 5-4-22 带摩擦限位环的轮缸

1-制动缸；2-摩擦限位环；3-活塞

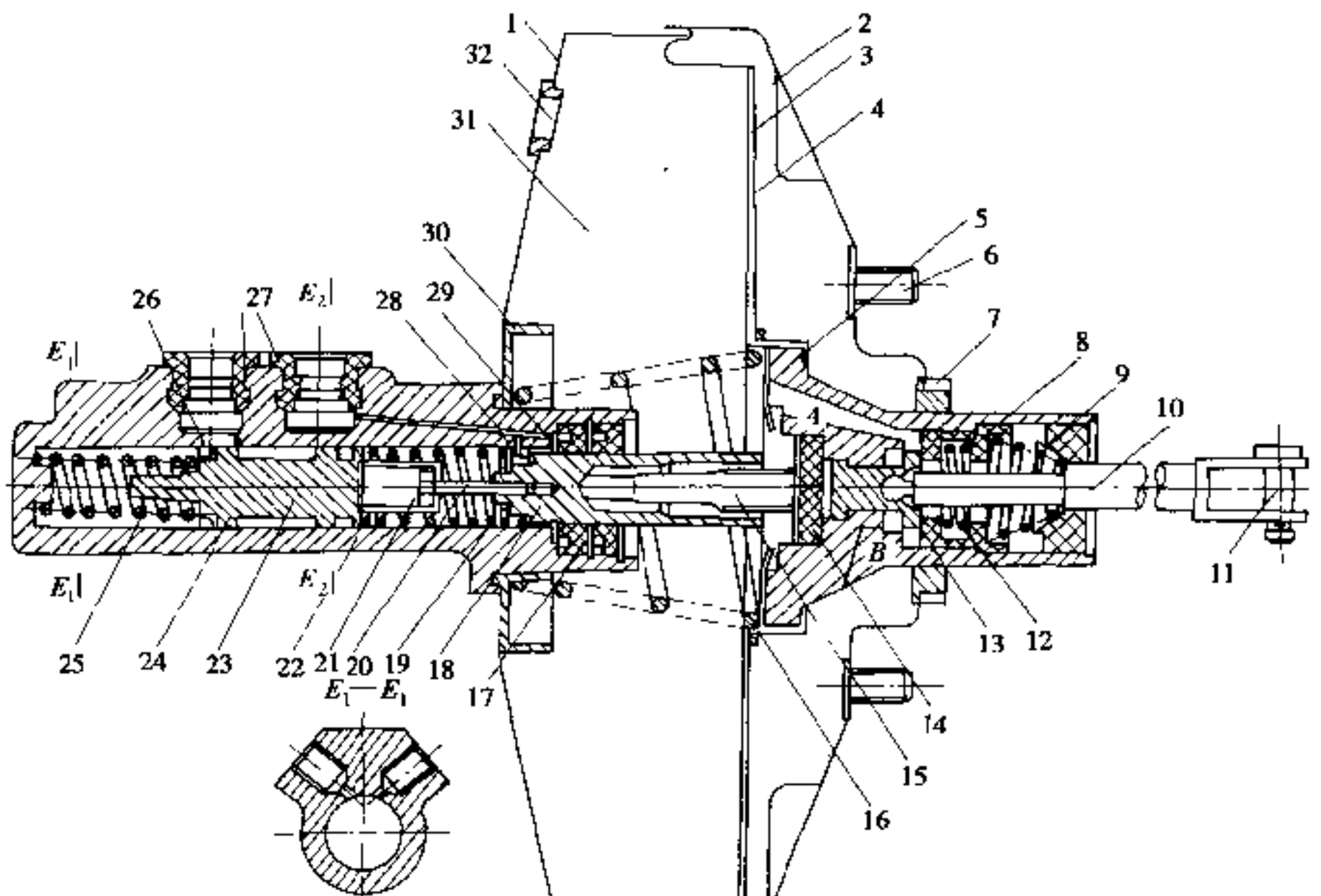


图 5-4-23 单膜片式真空助力器（带制动卡缸）

a)真空伺服阀总成非工作状态；b)工作状态

1-左外壳；2-右外壳；3-膜片隔板；4-右气室；5-阀体；6、20-螺栓；7-密封套；8-橡胶阀；9、12、16、19、25-弹簧；10、15、18-推杆；11-销；13-球铰；14-反馈盘；17-油封；21-弹簧座；22-缸体；23-活塞；24-小孔；26-过滤器；27-橡胶套；28-补偿孔；29-供液孔；30-连接盘；31-左气室；32-真空源接口；33-滤芯；34-柱塞

汽车论坛 http://www.qclt.com

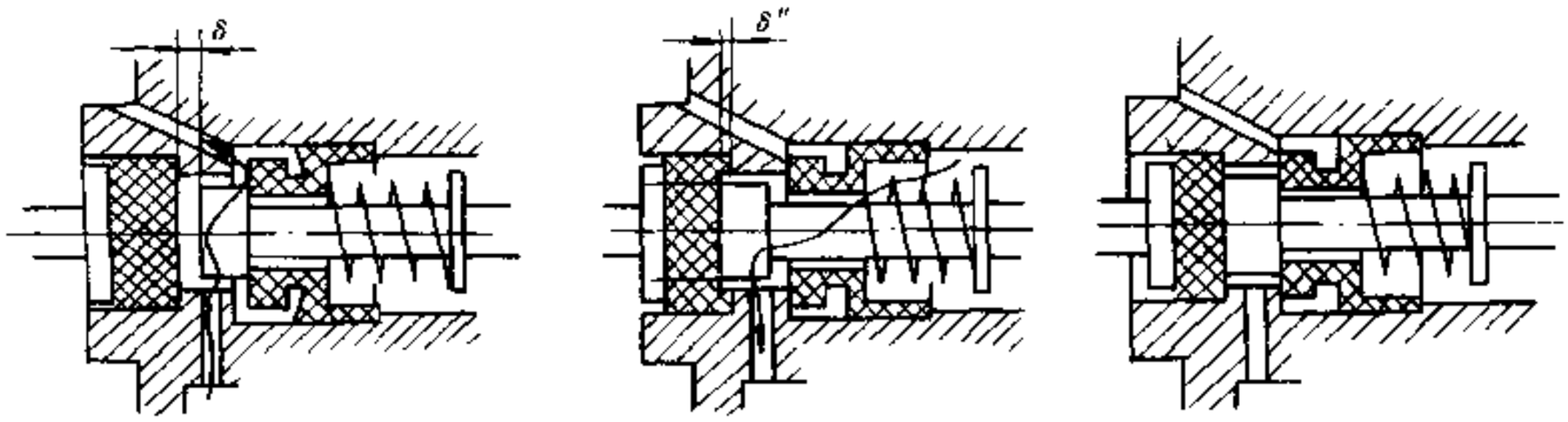


图 5-4-24 橡胶反馈盘工作原理

性可通过计算方法初步确定[31]，根据真空助力器的工作原理，可以近似地求出特性曲线上的两个特征参数：与最大助力点对应的输入力 P_{01} 和输出力 P_{02}；最大助力点以前的输出力与输入力之比，即助力比 i_s。

变压室的真空度为零，不考虑助力器的机械效率，并忽略复位弹簧 16 的反力和主缸推杆截面积的影响，可得到下列的力平衡方程式：

$$\left.\begin{aligned} P_{02} &= P_{01} + \frac{1}{4}\pi \cdot D^2 \cdot p \\ P_{01} / \frac{1}{4}\pi \cdot d_2^2 &= \frac{1}{4}\pi \cdot D^2 \cdot p / \frac{1}{4}\pi (d_1^2 - d_2^2) \end{aligned}\right\} \quad (5\text{-}4\text{-}8)$$

解得：

$$\left.\begin{aligned} P_{01} &= \pi \cdot D^2 \cdot p / 4(i_s - 1) \\ P_{02} &= \pi \cdot D^2 \cdot p \cdot i_s / 4(i_s - 1) \\ i_s &= P_{02} / P_{01} = d_1^2 / d_2^2 \end{aligned}\right\} \quad (\mathrm{N}) \quad (5\text{-}4\text{-}9)$$

式中：D——伺服膜片有效直径，m；

d_1——反馈盘直径，m；

d_2——柱塞直径，m；

p——常压室真空度，Pa。

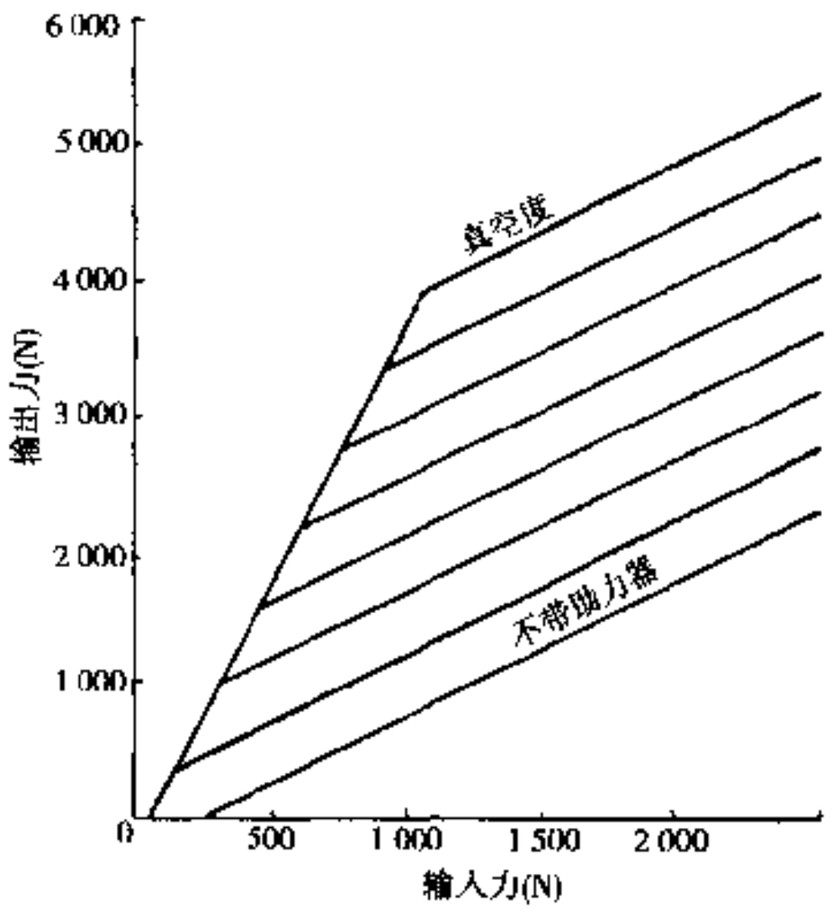


图 5-4-25 真空助力器的输入、输出特性

2）带橡胶反馈盘的双膜片式真空助力器

从式 5-4-9 中可见，为了提高真空助力器的输出力，最重要的是要增加伺服膜片的有效直径。但真空助力器的径向尺寸过大不便于安装，因此在一些汽车上采用双膜片式真空助力器。图 5-4-26 为依维柯 45/40.10汽车所用的双膜片式真空助力器（带制动主缸总成），这种真空助力器中有两个串连的伺服膜片，在计算力 P_{01} 和 P_{02} 时，应以这两个膜片有效直径的平方和代替式 5-4-9 中的 D^2。

其他伺服制动元件（包括各种助力器和增压器）的结构和计算可参阅有关文献。（撰稿人：顾恒数）

5.4.6 制动液

制动液是液压制动系中的传能介质。随着汽车向高性能化发展，对制动液质量的要求愈来愈高，各种低档制动液已逐渐被中高档制动液所取代。对制动液的主要要求如下。

①高温抗气阻性好，为此制动液的平衡回流沸点要高，且吸水性小，吸水后沸点不易下降；

②高、低温下均有适当的运动粘度，保证必要的润滑性和流动性；

③与橡胶的配伍性好，对橡胶件不产生过大的溶涨；

④对金属的腐蚀性小；

⑤热稳定性和化学稳定性好。

汽车论坛 http://www.qclt.com

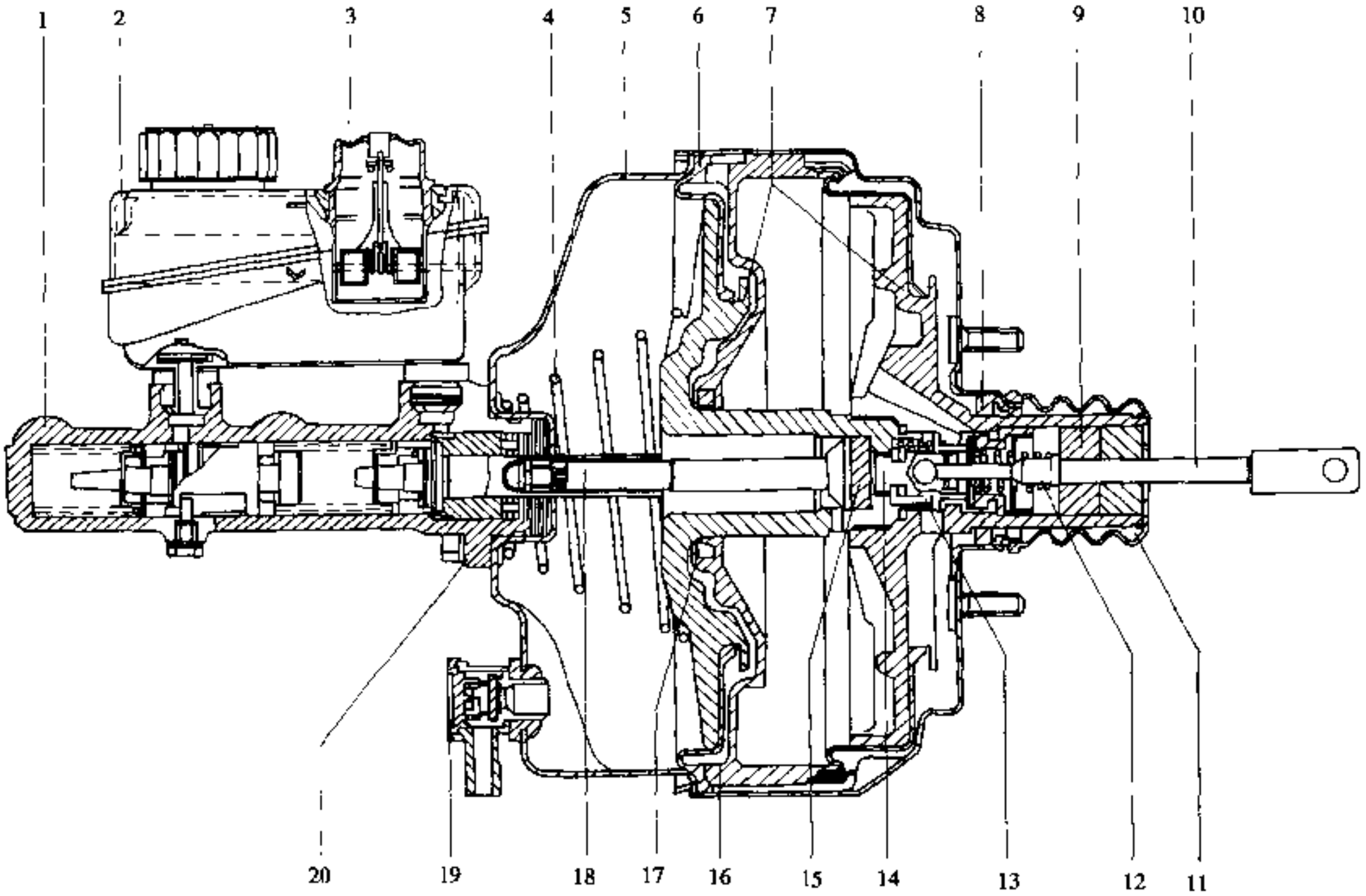


图 5-4-26 双膜片式真空助力器带制动主缸

1-制动主缸；2-储液罐；3-液面报警开关；4、12-复位弹簧；5-壳体；6-膜片；7-活塞；8、17、20-密封圈；9-滤芯；10、18-推杆；11-防尘罩；13-弹簧；14-柱塞；15-反馈盘；16-隔套；19-真空单向阀

目前广泛使用的合成型制动液具有良好的抗高温气阻性，其平衡回流沸点超过 200℃，并有良好的低温流动性，基本上能满足使用要求。

在 GB10830—1998《机动车制动液使用技术条件》[34]中，制动液使用技术条件分为 JG_3、JG_4、JG_5 三级，分别相当于 ISO4925 和 FMVSS No.116 DOT_3；DOT_4；DOT_5 的水平。该标准提出了各级制动液的关键性技术要求，以及主要特性和推荐使用范围，可作为正确选择使用制动液的指南。

国产汽车现用的合成型制动液主要是 DOT_3、DOT_4 和 SAE J1703，以及 4603、4604 等国产品牌。这些制动液的质量指标参见有关文献[22]。（撰稿人：张滨友）

5.5 动力制动系

按 GB12676—1999 的规定，动力制动系的结构和性能必须满足下列要求。

①动力制动系可以只有一个能源装置（如空压机、液压泵等），但能源的驱动装置必须安全可靠。

②在任何传能部件失效时，必须保证向未受失效影响的其他部分继续供能，使得制动效能不低于规定的应急制动和（或）剩余制动效能。

③当能源装置失效时，行车制动系经 4 次全行程制动后，作第 5 次制动时仍能以规定的应急制动效能将车辆停住（按厂定要求调整制动器间隙，下同）。

④动力制动系必须安装压力表和报警装置。当系统中任何部分储存的能量下降到某一值时，报警装置应能发出光信号或声信号，此时在不再重新给行车制动储能装置供能的情况下，行车制动系经 4 次全行程制动后，作第 5 次制动时，应保证仍能达到规定的应急制动效能。

⑤在传能装置部分失效情况下，操纵行车制动系控制装置时，应仍能使足够数量的车轮制动。这些车

汽车论坛 http://www.qclt.com

轮的选择必须使行车制动剩余制动效能不低于规定的要求

5.5.1 气压动力制动系的系统配置和设计

5.5.1.1 气压动力制动系的特点

气压动力制动系以发动机驱动的空压机产生的压缩空气势能作为唯一的制动能源，驾驶员体力仅用于控制能源的分配，在该系统中，除控制装置以外，供能和传能装置均为气压式，故又称为全气压动力制动系。它具有下列优点：

①制动踏板力和行程小，通常按保持必要的制动感觉来确定；

②工作介质（空气）使用后不回收，可简化管路布置；

③压缩空气源可供其他辅助用气设备使用，并便于供给挂车的制动能及操作挂车的制动控制装置。

其缺点是：

①压缩空气中含有大量的水分和油污，容易使制动元件和管路锈蚀、堵塞；

②系统工作压力低，制动气室尺寸较大；

③压缩空气传输速度低，制动滞后时间长；

④需采取措施防止因供能装置失效而丧失制动效能。

由于以上原因结构非常复杂，需要用的元件多、成本高、维修困难。此外，工作时有排气噪声，且可能扬起地面上的灰尘。

气压动力制动系主要与凸轮张开式制动器配用，我国总质量 8t 以上的中、重型汽车基本上都采用这种制动系。

5.5.1.2 气压动力制动系的组成和管路布置

气压制动管路一般由供能回路、行车制动促动和操纵回路、应急制动及驻车制动促动和操纵回路、挂车制动回路、辅助用气回路等回路组成，图 5-5-1 和图 5-5-2 分别为东风 EQ1092F 中型汽车和斯太尔 1491.280/043、6×4 重型汽车的制动管路示意图。

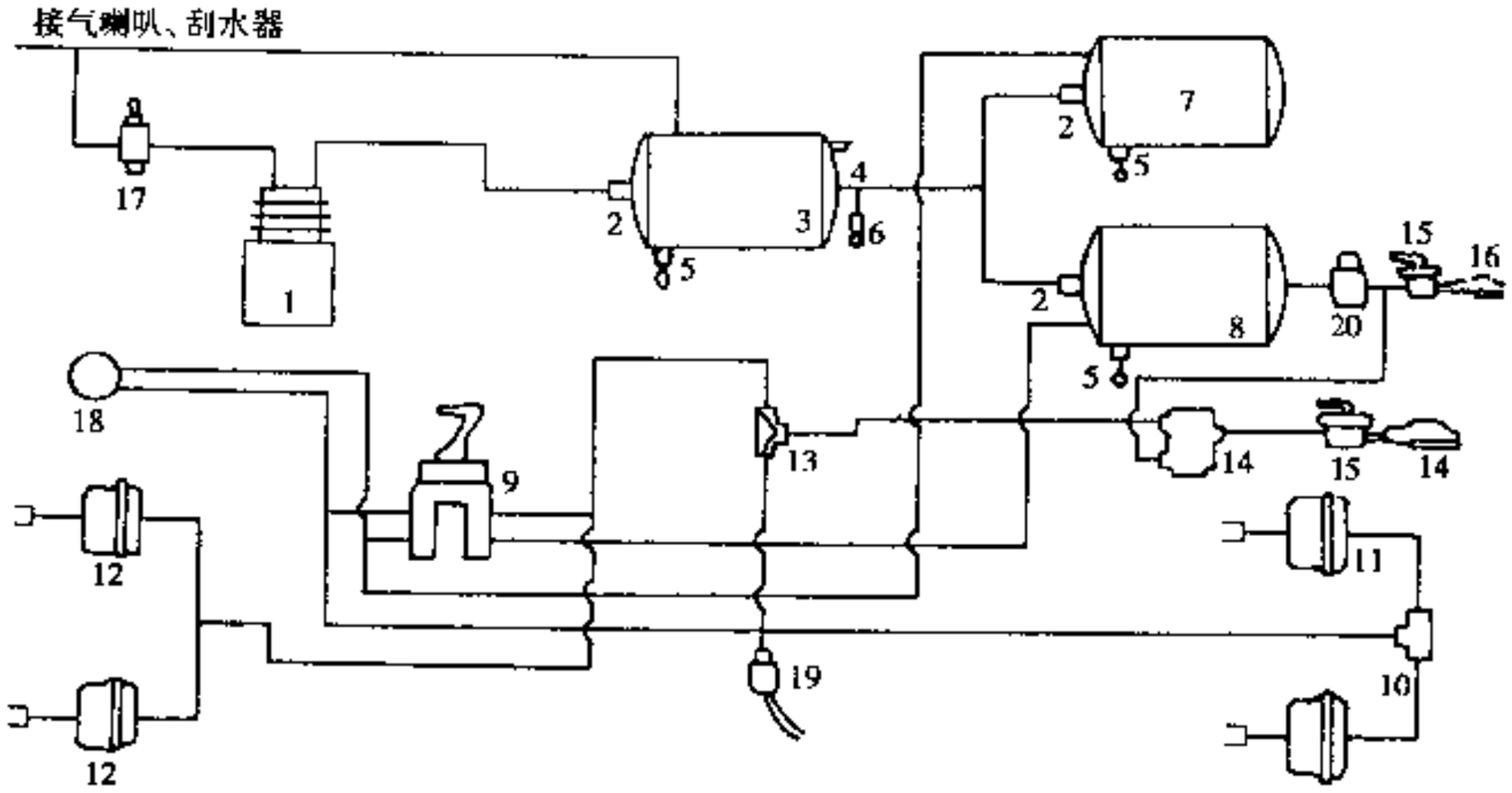


图 5-5-1 东风 EQ1092F 中型汽车制动管路示意图

1-空压机；2-单向阀；3-湿储气筒；4-安全阀；5-排放阀；6-充气接头；7-后制动储气筒；8-前制动储气筒；9-气制动阀；10-快放阀；11-后制动气室；12-前制动气室；13-双通换向阀；14-双管路挂车制动阀；15-换通开关；16-连接器；17-调压阀；18-双针气压表；19-制动灯开关；20-挂车制动保护阀

汽车论坛 http://www.qclt.com

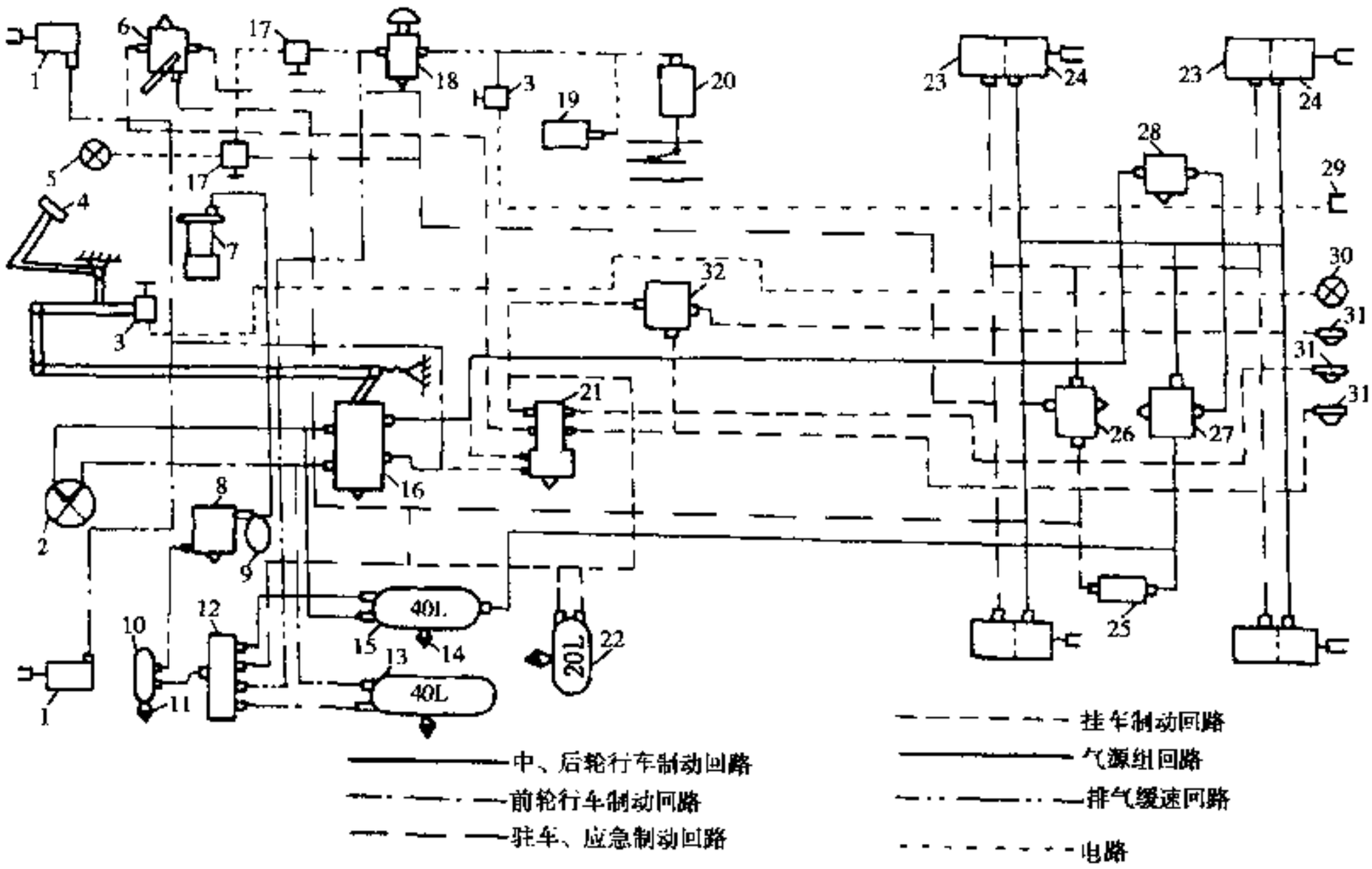


图 5-5-2 斯太尔 1491.280/043、6×4 重型汽车制动管路示意图

1-前制动气室；2-双针气压表；3-制动灯开关；4-制动踏板；5-驻车、应急制动指示灯；6-手控制动阀；7-空压机；8-组合调压阀；9-防冻器；10-湿储气筒；11-自动排放阀；12-四回路压力保护阀；13-前制动储气筒；14-手动排放阀；15-后制动储气筒；16-气制动阀；17-低压报警开关；18-排气制动操纵阀；19-发动机断油控制缸；20-排气节流阀控制缸；21-双管路挂车制动阀；22-驻车、应急、挂车制动储气筒；23-后制动气室弹簧压缩腔；24-后制动气室行车制动腔；25-溢流阀；26-驻车、应急制动继动快放阀；27-行车制动继动快放阀；28-感载比例阀；29-排气制动电路触点；30-制动灯；31-跨接软管连接器；32-单管路挂车制动阀

5.5.1.3 气压动力制动系的设计计算

1）系统压力

（1）工作压力

指由调压阀调定的储气筒中保持的气压范围。其上限值即调压阀的切断压力，上、下限值之差即是调压阀的压力降。为了减小储气筒容积和制动气室尺寸，应尽可能提高工作压力。但受常用的单级空压机排气压力及元件承压强度所限，一般不超过≈0.8MPa。

（2）安全压力

为保护元件不过载，由安全阀限定的系统最高压力，一般为工作压力上限值的 125%～150%。

（3）设计压力

考虑到可能出现的短时间空压机排气量不足或耗气量过大而导致储气筒压力下降等因素，通常按制动管压不超过 0.65MPa 计算制动效能。

（4）保护压力

即多回路压力保护阀的关闭压力，按 GB12676—1999 的 4.2.5.1 确定。

（5）报警压力

按 GB12676—1999 的要求确定，一般报警起始压力为工作压力上限值的 50%以上，对于采用储能弹簧制动的汽车，应高于弹簧压缩腔解除制动压力。

表 5-5-1 列出国产汽车气压动力制动系的压力参数。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 5-5-1 气压动力制动系的压力参数（kPa）

		东风 EQ1092F	解放 CA1091	斯太尔[1]
工作压力	上限值	690 ~ 730	784 ~ 833	810 ± 20
	下限值	565 ~ 600	637 ~ 686	600^{+70}_{0}
安全压力		850^{+10}_{-20}	882 ~ 980	1200^{+200}_{0}
多回路保护阀保护压力		-	-	450 ~ 500
报警压力		340 ± 30	441	650
弹簧腔解除制动压力		-	-	510 ± 30

注：①按装用 WABCO 气制动元件的压力参数

②压力降

2）制动气室直径和行程

式 5-2-6 中已初步确定了制动气室的有效直径。对于应用最广泛的膜片式制动气室来说，应按产品样本给出的推力—行程关系曲线选择其规格、型号。活塞式制动气室的工作行程应不超过总行程的 2/3，膜片式制动气室的工作行程应不超过其最大有效行程。

3）储能装置容量

按 GB12676—1999 的规定，在行车制动经 8 次全行程制动后，第 9 次制动时储气筒的剩余压力仍能保证达到应急制动的效能（按厂定要求调整制动器间隙）。

空压机不工作时，储气筒从最高气压降至能保证达到应急制动效能的最低气压的制动次数可由计算方法近似求出，或通过试验方法测定。

4）供能装置容量

按 GB12676—1999 的规定，储气筒升压至厂定气压的 65% 和至厂定气压的时间，不允许挂接挂车的车辆分别为 3min 和 6min，允许挂接挂车的车辆分别为 6min 和 9min。

由于空压机的排气量与排气压力和转速的关系均为非线性，理论计算极为困难，最好按生产厂家提供的试验数据确定储气筒升压时间。

5.5.2 气压制动管路

5.5.2.1 尼龙管

气压制动系中的刚性管以前多用钢管或铜管，现已逐渐为尼龙 11 管取代。尼龙管具有不锈蚀，内表面光滑，抗振动、冲击，柔软和质量小等优点。一般可直接使用定尺寸的长直管，不需要定型，便于制造和装配。比使用金属管可减少管子和管件数量，降低成本，并可提高密封性和缩短滞后时间。

按照 QC/T80—1993《汽车气制动系尼龙管》的规定，尼龙 11 管适用于在最大工作压力 1MPa，温度-40℃ ~ +100℃的条件下工作。管子规格（外径×壁厚）（mm）为：5×1，6×1，8×1，10×1.25，12×1.5，14×1.5（不推荐使用），14×2，16×2。

按照 QC/T201—1995《汽车气制动用热塑管接头尺寸》[36] 的规定，尼龙管总成与管接头体采用卡套联接，如图 5-5-3 所示。

管子内径按其最大通过流量选用。一般供气、促动管和行车制动操纵管内径为 φ7.5 ~ 12mm，应急及驻车制动操纵管为 φ6 ~ 7.5mm，辅助设备供气、操纵管为 φ3 ~ 6mm，气压表连接管为 φ3mm。

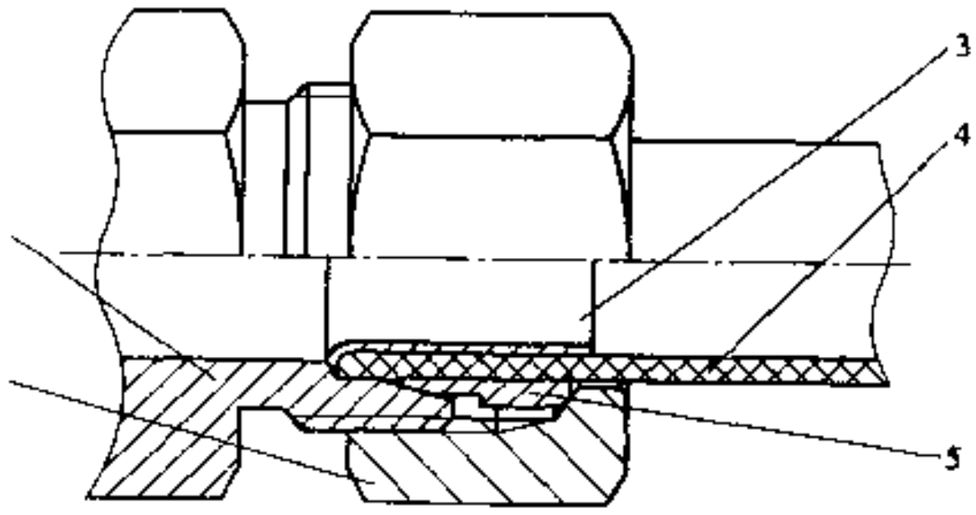


图 5-5-3 气制动用热塑管接头装配关系示意图

1-联管螺母；2-管接头体；3-衬套；4-管子；5-卡套

汽车论坛 http://www.qclt.com

5.5.2.2 软管

气压制动软管的结构和性能要求见 GB16897—1997。（撰稿人：林重博）

5.5.3 气压制动元件

气压制动元件品种、形式繁多，限于篇幅仅介绍重庆卡福汽车零部件公司引进德国 WABCO 公司技术生产的部分制动元件，这些产品现用于斯太尔、红岩和东风 EQ1141 等重型汽车上。

气压制动元件示意图上的接口记号，参照 GB/T5921—86《气压制动系部件上接口的识别标记》的规定，同时为了不致与图上的零件代号混淆起见，在国标规定的标记前加字母“P”，即以 *P*1 表示通气接口，以 *P*21、*P*22、*P*23、*P*24 表示四回路的出气接口，以 *P*3 表示排气接口，以 *P*4（*P*41、*P*42、*P*43）表示不同的控制接口。

5.5.3.1 空气压缩机和调压阀

汽车用空压机为往复活塞式，按气缸数分为单缸式和双缸式两种，按冷却方式分为风冷式和水冷式两种。空压机一般作为附件装在发动机本体之外，也可与发动机合成一体，并由凸轮轴通过三角皮带或齿轮驱动。

调压阀的功能是调节空压机的排气压力。通过它的调节不但可以使储气筒中保持规定的压力，而且可以使空压机卸荷。调压阀有下列两种结构。

1）调压阀与储气筒并联（内卸荷式）

这种调压阀只能与具有卸荷室的空压机配用，其工作原理如图 5-5-4 所示。调压阀两个接口分别与储气筒和空压机内的卸荷室连接。当储气筒中的压力达到规定上限值时，调压阀膜片下方的气压克服弹簧力将其拱起，使排气门关闭和进气门开启，压缩空气便沿着箭头方向进入卸荷室，促使柱塞压下空压机进气阀而使其卸荷。当储气筒中的压力降达到规定值时，调压阀弹簧将膜片压回原状，使进气门关闭和排气门开启，卸荷室中的压缩空气经由调压阀排入大气，空压机进气阀重新关闭而处于供气状态。

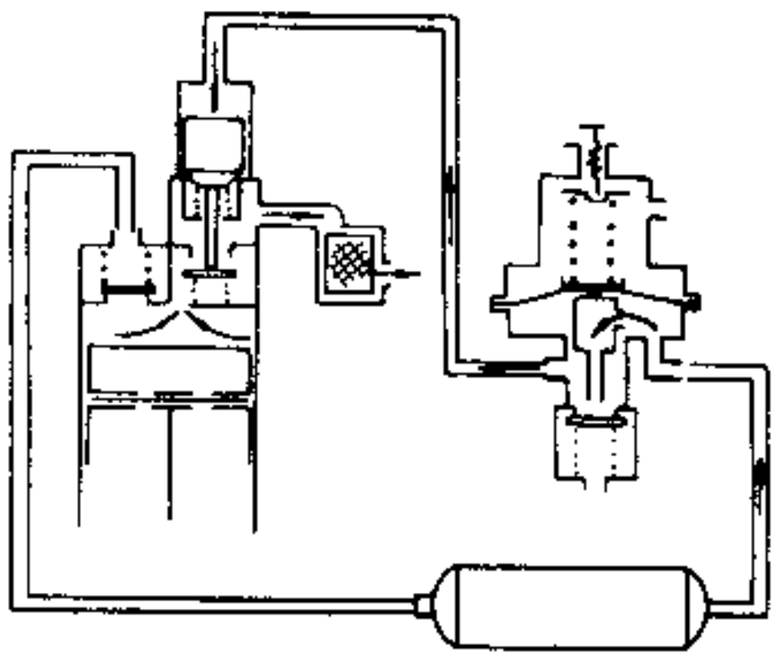


图 5-5-4 空压机卸荷室与调压阀工作原理示意图

2）调压阀与储气筒串联（外卸荷式）

这种调压阀与无卸荷室的空压机配用。重型汽车的调压阀多设计成组合式，兼有滤清器、单向阀、自动排放阀、安全阀和充气接头等元件的功能。图 5-5-5 为组合调压阀，空压机排出的压缩空气从 *P*1 口进入 *A* 腔，经滤清器 9、单向阀 6 从 *P*2 口输往储气筒。同时一部分压缩空气到达 *B* 腔，当其压力达到切断压力时，膜片 4 克服弹簧 3 的预压力向上拱起，将阀 5 打开，气压使推动活塞 10 下移打开排气门 11（又是安全阀的排气门），气流即带着凝聚

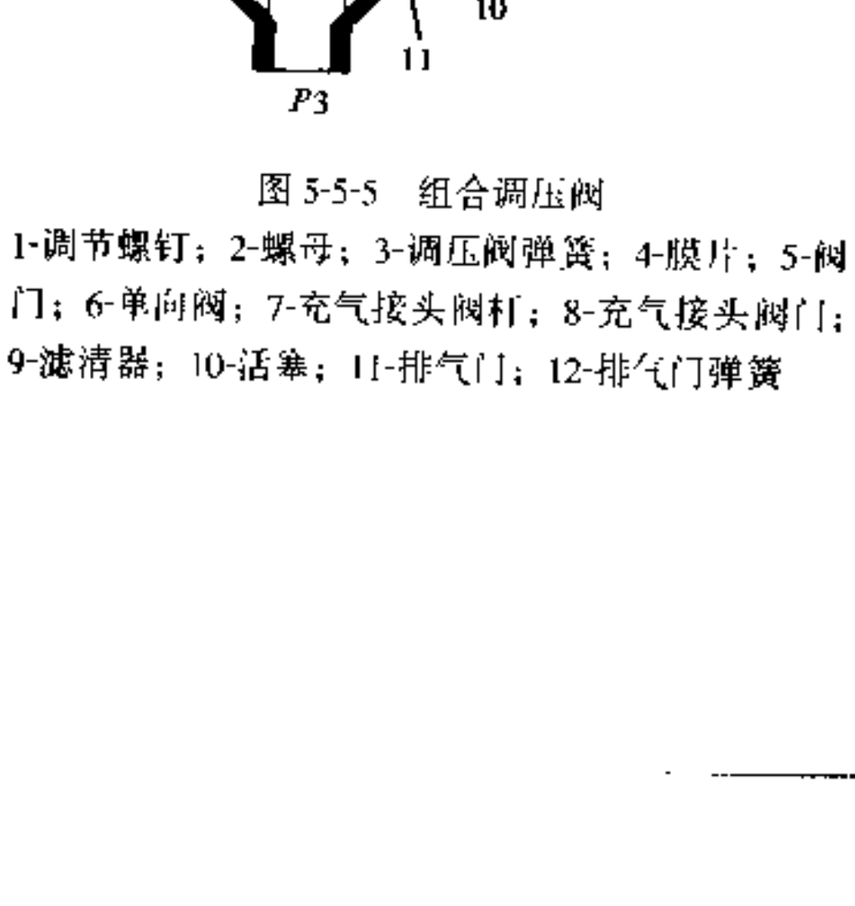


图 5-5-5 组合调压阀

1-调节螺钉；2-螺母；3-调压阀弹簧；4-膜片；5-阀门；6-单向阀；7-充气接头阀杆；8-充气接头阀门；9-滤清器；10-活塞；11-排气门；12-排气门弹簧

汽车论坛 http://www.qclt.com

在内壁上的油、水一起从 P3 口排出而使空压机卸荷。当储气筒中的压力降达到规定值时，膜片 4 复原，使阀 5 关闭，这时活塞 10 上移并关闭排气门 11，空压机恢复供气。

5.5.3.2 空气干燥器

空气干燥器的功能是除去空压机排出的压缩空气中所含的水分，以避免管路和阀门锈蚀、冻结，从而提高制动系的可靠性和减少维护工作量。装设空气干燥器后，就不需另装油水分离器、湿储气筒和防冻器之类的元件。

图 5-5-6a）为分离式调压阀控制的空气干燥器。空压机排出的压缩空气从 P1 口进入 A 腔时，由于温度下降产生的冷凝水经通道 C 积聚在排气门 6 处，压缩空气接着穿过过滤器 8 和环形通道 9，到达装满分子筛颗料干燥剂的干燥筒 2 上部，水分子被吸附在分子筛颗粒 1 表面上，而干燥空气则经单向阀 3 从 P21 口流入制动储气筒，同时也经节流孔 4 从 P22 口流入再生储气筒

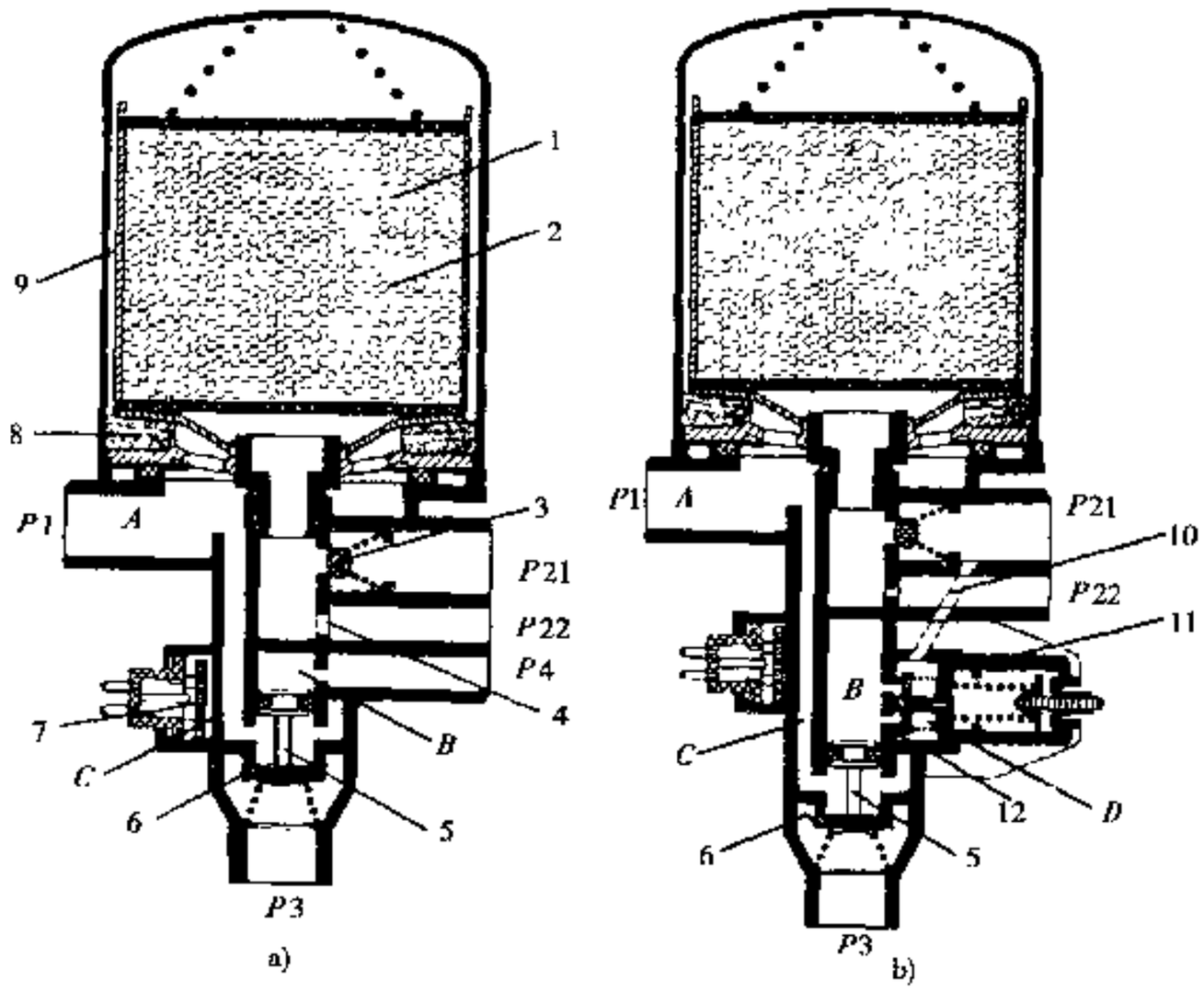


图 5-5-6 空气干燥器

a)由分离式调压阀控制；b)由集成式调压阀控制

1-干燥剂；2-干燥筒；3-单向阀；4-节流孔；5-活塞；6-排气门；7-加热器；8-过滤器；9-环形通道；10-斜孔；11-膜片；12-进气口

当系统压力升高到切断压力时，来自调压阀的气流从 P4 口进入 B 腔，推动活塞 5 下移打开排气门 6，与此同时，再生储气筒中的干燥空气也从 P22 口回流到干燥筒。干燥空气自下而上地膨胀，带走滞留在分子筛颗粒表面的水分，连同积聚在排气门周围的冷凝水从 P3 口排出。通过这个过程使干燥剂得到再生，恢复其吸附能力。当系统的压力降达到规定值时，B 腔中的压缩空气从 P4 口流回调压阀，排气门随之关闭，空气干燥器重新工作。加热器 7 的作用是防止活塞 5 等运动件冻结。它由汽车蓄电池供给的 24V 直流电加热，一般在环境温度低于 7℃时自动接合，高于 29℃时断开。

图 5-5-6b）所示的空气干燥器中带有调压阀。斜孔 10 连接 P21 口和调压阀 D 腔，当 P21 口压力达到切断压力时，膜片 11 变形使进气口 12 打开，压缩空气便推动活塞 5 下移打开排气门 6。空压机排出的压缩空气从 P3 口排出实现卸荷（空气干燥原理同上）。

5.5.3.3 多回路压力保护阀

按 GB12676—1999 的要求，动力制动系中必须安装压力保护装置。下面介绍四回路压力保护阀的结构

汽车论坛 http://www.qclt.com

和原理。

如图 5-5-7a）所示，各回路均完好时，空压机排出的压缩空气从 *P*1 口进入压力保护阀，当压力达到

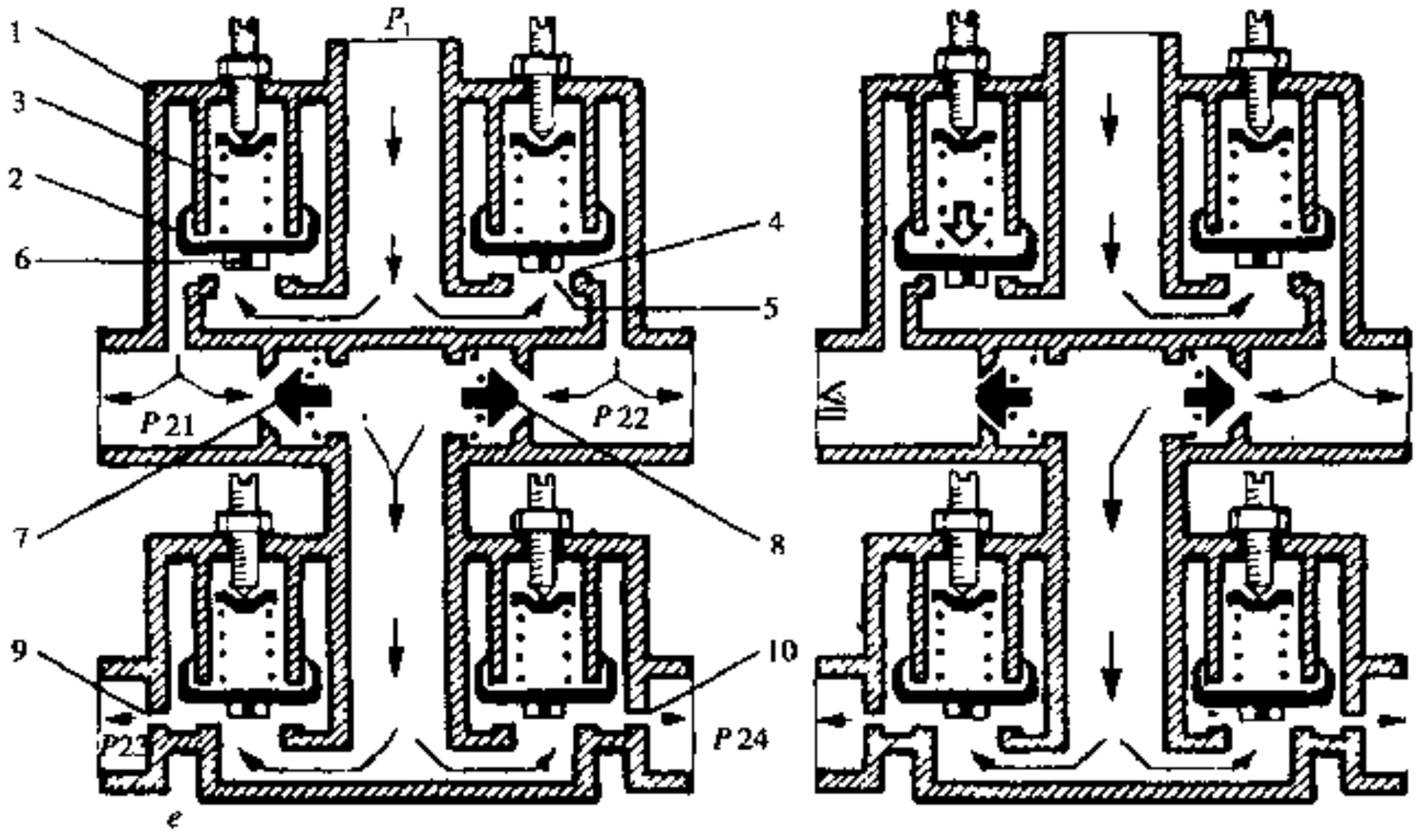


图 5-5-7　四回路压力保护阀

a)各回路均完好；b)回路 1 失效

1-阀体；2-膜片阀；3-弹簧；4-阀座；5-节流隙；6-节流销；7、8-单向阀；9、10-节流孔

开启压力时，膜片阀 2 沿导套上升离开阀座 4，压缩空气便从节流隙 5 经 *P*21 口和 *P*22 口输往回路 1、2；同时通过单向阀 7、8 和节流孔 9、10 从 *P*23、*P*24 口输往回路 3、4。

如图 5-5-7b）所示，一条回路如回路 1 失效时，空压机排出的压缩空气从 *P*21 口漏出，当压力降至关闭压力时，各口的膜片阀随之关闭，未失效回路由于膜片阀的保护不会漏气。同时由于 *P*22、*P*23、*P*24 口气压作用于膜片阀周缘上，使它们得以在压力稍低于开启压力时先行打开，这样空压机可向未失效回路继续供气。

通常，多回路压力保护阀的开启压力为 700kPa，静态关闭压力（失效回路漏气量小、压力降很慢时）为 450kPa，动态关闭压力（失效回路漏气量很大或空压机瞬时排气量很小时）为 500kPa。

近年来国外出现了将空气干燥器、组合式调压阀以及多回路压力保护阀等组合成一体的压缩空气处理单元。

5.5.3.4　气制动阀

气制动阀是按照制动踏板行程的变化，使管路中的气压随控制力的大小成比例变化的元件。按工作腔数目分为单腔、双腔和三腔气制动阀，以串列式双腔气制动阀的应用最广，按操纵方式分为拉杆式、踏板式和液控式（带液压操纵工作缸）。

图 5-5-8 所示为踏板操纵的串列式双腔气制动阀，制动踏板力经顶杆 10 作用于顶杆座 1 上，通过橡胶平衡弹簧 2 推动活塞 3 下移，使排气门 4 关闭和进气门 9 开启，压缩空气便从

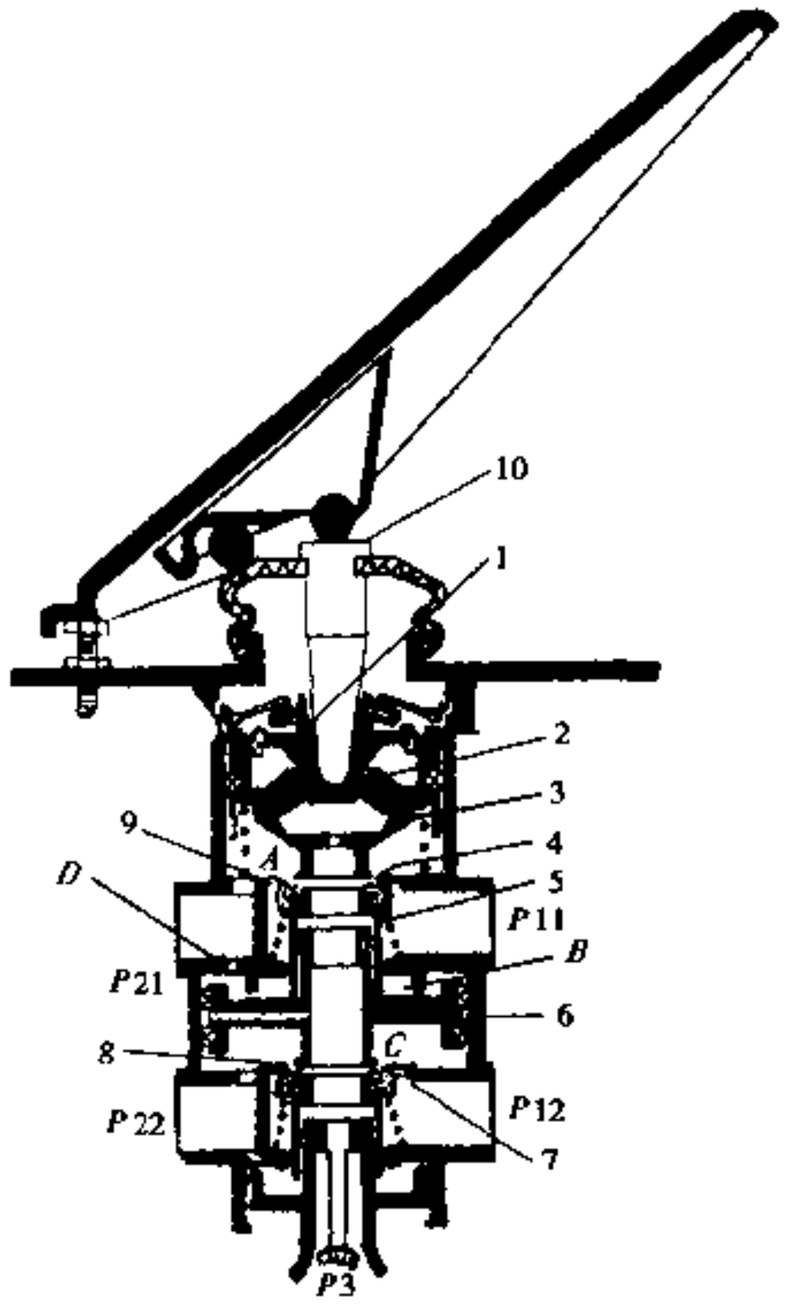


图 5-5-8　串列式双腔气制动阀

1-顶杆座；2-平衡弹簧；3、6-活塞；4、8-排气门；5-阀门体；7、9-进气门；10-顶杆

汽车论坛 http://www.qclt.com

*P*11 口进入 *A* 腔，再由 *P*21 口输往回路 1（一般为后制动回路）。与此同时，部分气流经 *D* 孔到达 *B* 腔，推动活塞 6 下移，使排气门 8 关闭和进气门 7 开启，压缩空气便从 *P*12 口进入 *C* 腔，再由 *P*22 口输往回路 2（一般为前制动回路）。如果制动踏板保持在某一位置不动时，则随着输出气压的升高，当作用在活塞 3 和 6 下方的反作用力，分别超过了平衡弹簧的压力和 *B* 腔的气压作用力时，活塞稍微上行，直到进、排气门同时关闭为止。此时输出气压处于一定的平衡状态。在全制动状态下，活塞 3 和 6 被压到底，进气门全开，气制动阀的输出气压等于输入气压。

放松制动踏板时，活塞 3 和 6 复位，两腔进气门关闭而排气门开启，*P*21 口和 *P*22 口的压缩空气即通过 *A* 腔和 *C* 腔部分或全部地从排气口 *P*3 排到大气。

回路 1 失效时，活塞 3 可经阀门体 5 推动活塞 6 下行，使回路 2 正常工作。回路 2 失效时，回路 1 的工作不受影响。

在每一平衡状态下，气制动阀输出气压与踏板（拉杆、顶杆）行程和控制力的关系曲线称为静特性。图 5-5-9 所示为该气制动阀的静特性曲线，$P21=f(x)$ 和 $P22=f(x)$ 分别为回路 1、2 的输出气压与踏板角位移的关系曲线；$F=f(x)$ 为踏板控制力（作用于踏板轴中心前方 160mm 处）与角位移的关系曲线。由图中可见，回路 1 和 2 保持 $\Delta P=30^{+10}_{-20}$kPa 的压力差，以保证前、后轴之间的合理制动顺序。

气制动阀静特性须通过台架试验测定，设计时也可用计算方法近似地求出[191]。

5.5.3.5 继动快放阀

在轴距较长和制动气室容积较大的汽车上，一般在前轴加装快放阀，其功能是在放松制动过程中使制动气室压缩空气从该阀直接排放到大气中；而在后轴（或轴组）各制动气室之间加装继动阀，使制动过程中制动气室能直接从储气筒获得所需气压。目前后者多为兼具继动阀和快放阀两种功能的继动快放阀所代替，图 5-5-10 所示为这种阀的典型结构。制动时从气制动阀来的压缩空气由 *P*4 口进入 *A* 腔，使活塞 1 下行关闭排气门 3，继而打开进气门 2，来自储气筒的压缩空气即从 *P*1 口进入 *B* 腔，再经 *P*2 口输往制动气室。在达到平衡状态时，进、排气门同时关闭。解除制动时 *A* 腔气压下降，于是活塞上行使进气门关闭而排气门开启，制动气室压缩空气即从 *P*3 口迅速排入大气。

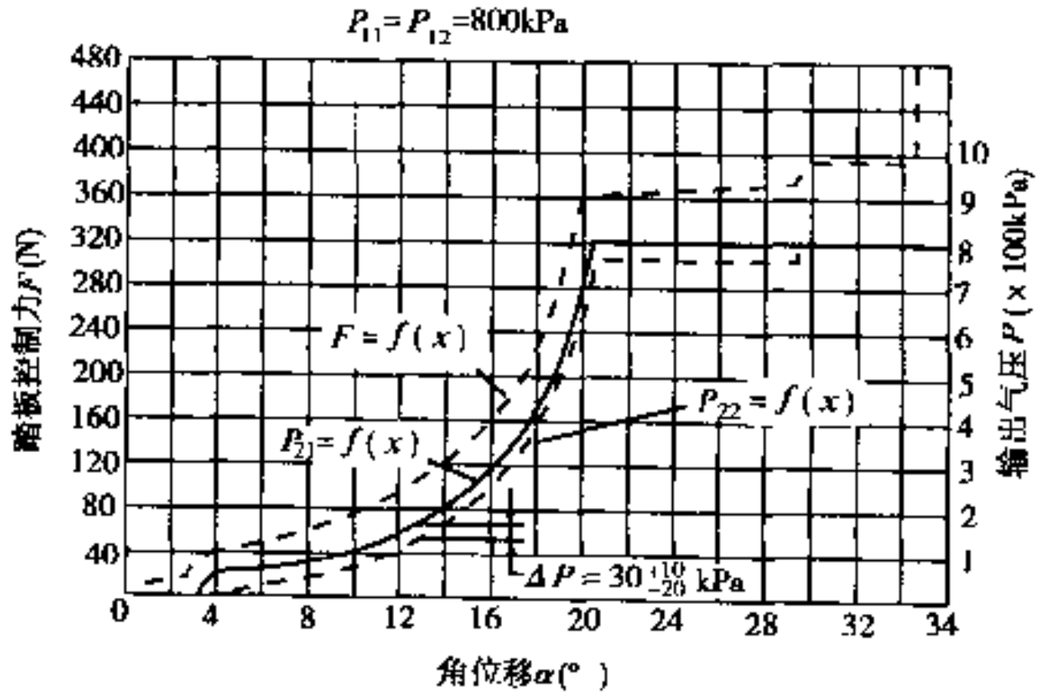


图 5-5-9 串列式双腔气制动阀的静特性

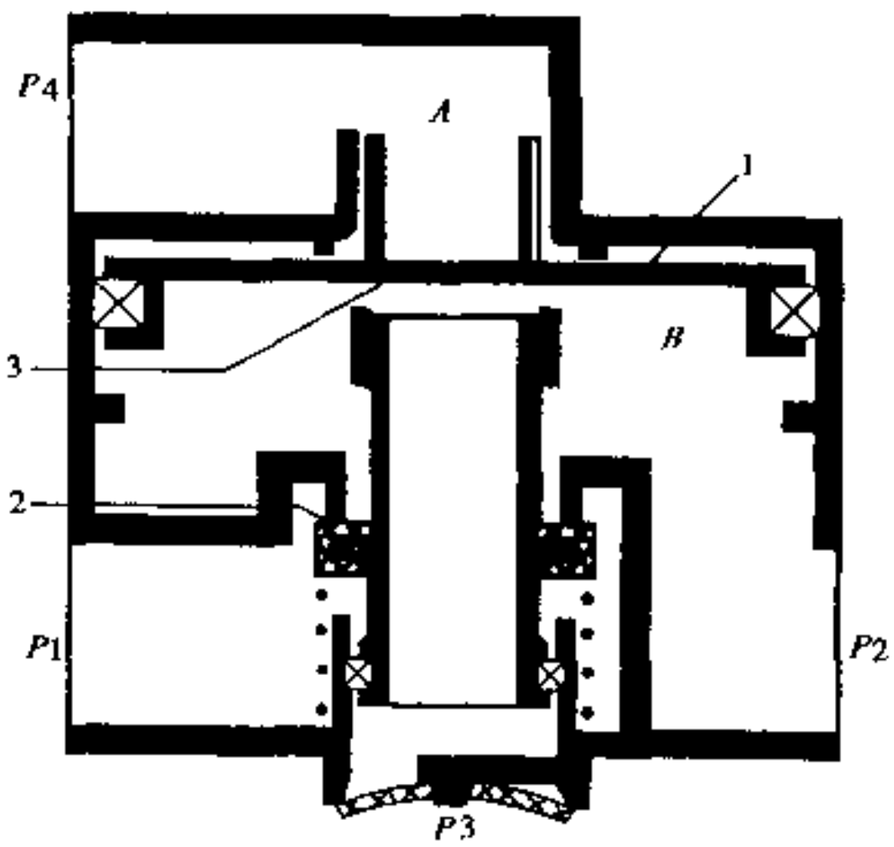


图 5-5-10 继动快放阀
1-活塞；2-进气门；3-排气门

在具有储能弹簧制动的应急制动系中，最好采用差动式继动快放阀，以防止同时使用行车制动和应急制动时制动器零件过载。

汽车论坛 http://www.qclt.com

5.5.3.6 手控制动阀

手控制动阀是手操纵的气制动阀，可控制具有弹簧制动系的汽车的应急制动和驻车制动。

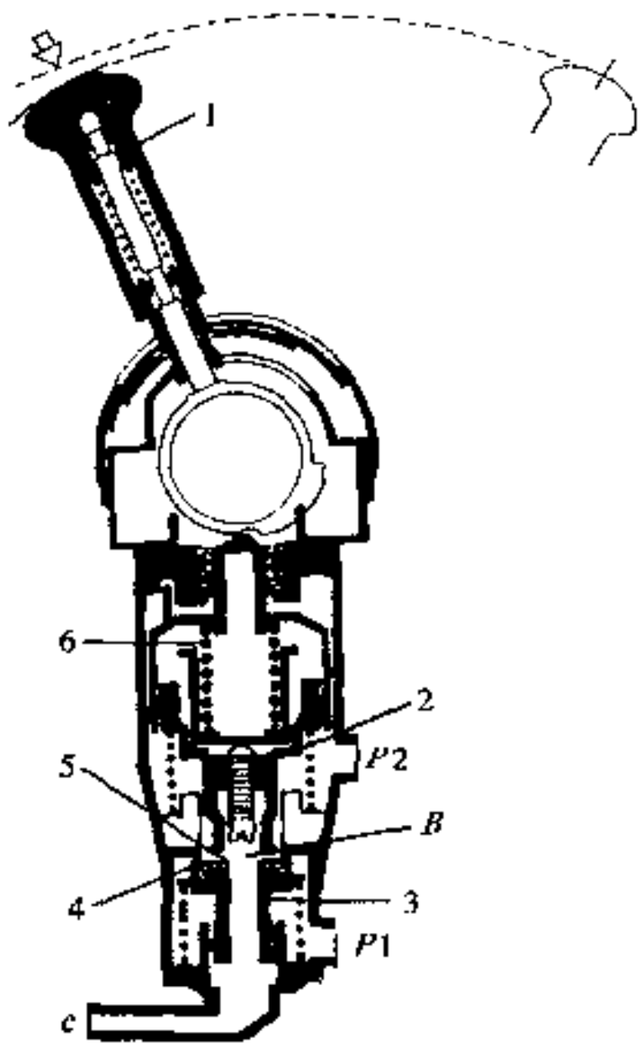


图 5-5-11 手控制动阀

1-手柄；2、3-活塞；4-进气门；5-排气门；6-平衡弹簧

图 5-5-11 所示为手控制动阀，图 5-5-12 示出了其静特性曲线。当手柄 1 处于 0～10°时，凸轮升程最大，通过平衡弹簧 6 将活塞 2 压到底，从而使排气门 5 关闭，进气门 4 全开，来自应急制动储气筒的压缩空气便从 *P*1 口经 *P*2 口输往弹簧制动气室，汽车处于解除制动状态（即行车位置）。当手柄转角达到 10°时，凸轮升程逐渐减小，于是活塞上行，使进气门关闭而排气门开启，*P*2 口部分压缩空气便从 *P*3 口排放到大气，汽车开始进行应急制动。此后随着手柄转角的增加，输出气压呈线性下降，当手柄转到 55°时输出气压降到零，汽车处于全制动状态，而当手柄继续转到 73°时即被锁定在此位置上。

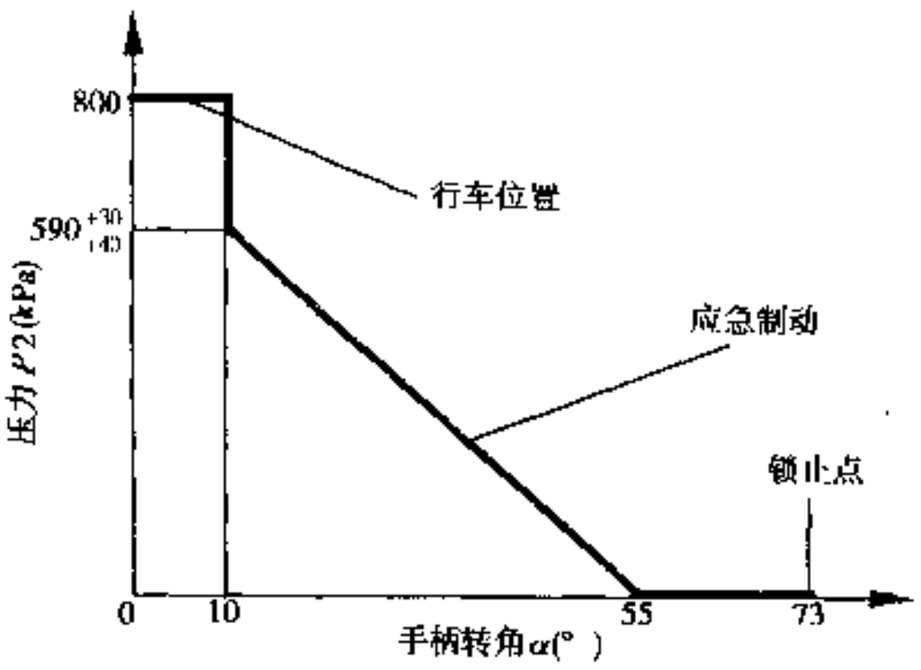


图 5-5-12 手控制动阀的静特性

5.5.3.7 挂车制动阀

图 5-5-13 所示为能够满足 GB12676—1999 要求的卡福双管路挂车

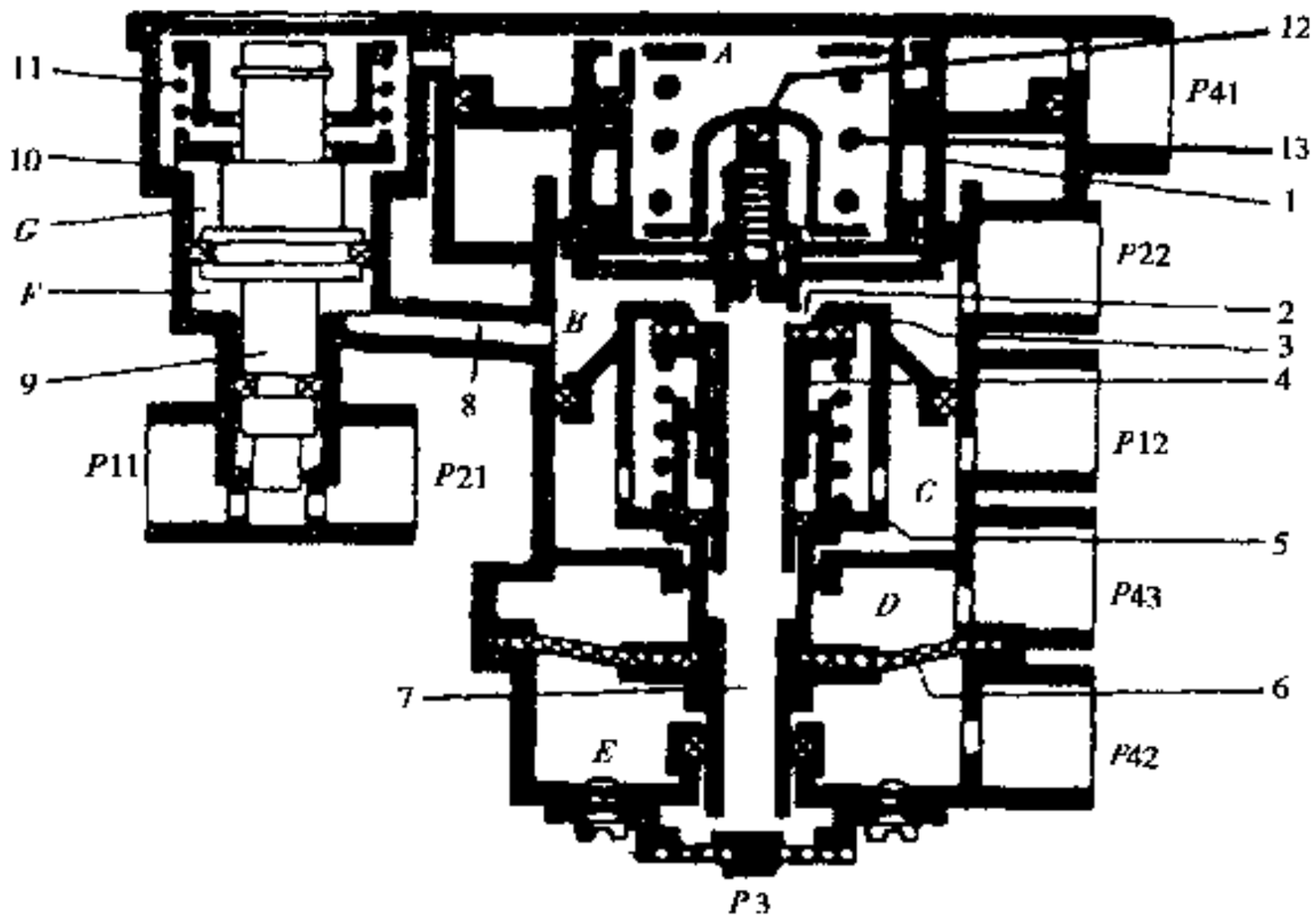


图 5-5-13 双管路挂车制动阀

1、5-活塞；2-排气门；3-进气门；4-阀门体；6-膜片；7-心管活塞；8-通气道；9-柱塞；10-节流阀体；11、13-弹簧；12-调整螺钉

汽车论坛 http://www.qclt.com

制动阀。正常行驶时，来自储气筒的压缩空气从 *P*11 口输入，使柱塞 9 处于上极限位置，节流通道全部打开。压缩空气从 *P*21 口输出到挂车供给管路，同时又接回到 *P*12 口。操纵牵引车行车制动时，从回路 1 来的压力信号由 *P*41 口进入 *A* 腔，活塞 1 下行，使排气门 2 关闭而进气门 3 开启，压缩空气从 *P*12 口经 *C* 腔、*B* 腔再由 *P*22 口输往挂车控制管路，其输出压力与 *P*41 口的控制压力成比例。当回路 1 失效时，从回路 2 来的压力信号由 *P*42 口进入 *E* 腔，膜片 6 上行，使排气门 2 关闭而进气门 3 开启，则 *P*22 口也有压力输出。操纵牵引车应急制动时，*P*43 口的压力信号下降，膜片 6 上行使排气门 2 关闭而进气门 3 开启，则 *P*22 口也有压力输出。

解除制动时，*P*41 口和 *P*42 口的压力信号下降，而 *P*43 口的压力信号上升，使进气门 3 关闭而排气门 2 开启，挂车控制管路中的压缩空气由 *P*22 口进入 *B* 腔，再从 *P*43 口排入大气。

若挂车控制管路断裂或泄漏，则制动时在 *P*22 口处不能建立起压力，从 *P*41 口进入 *G* 腔的压缩空气推下柱塞 9，关闭了节流孔。这时由于 *P*12 口压力下降，使进气门 3 开启，挂车供给管路中的压缩空气便从 *P*12 口通过进气门 3 由 *P*22 口迅速排到大气，使挂车自动施加制动。

该阀带挂车制动提前装置，可通过调整螺钉 12 调节弹簧 13 的压力，使 *P*22 口相对于 *P*41 口的压力提前量最大达到 80kPa，另有不带提前装置的挂车制动阀供用户选用。

5.5.3.8 制动气室

制动气室是将气体压力转换成机械力的元件，按其结构和功能分为行车制动用的单腔制动气室、行车制动与应急及驻车制动兼用的复合式储能弹簧制动气室。按承受气压零件的型式分为膜片式和活塞式，前者尽管有效行程较小，但结构紧凑，制造工艺简单，使用维护方便，价格低廉，因而得到广泛应用。

图 5-5-14 所示为复合式储能弹簧制动气室。使用行车制动时压缩空气从 *P*11 口进入 *A* 腔，作用在膜片 4 上，将推杆 2 推出，对车轮产生制动作用。

使用应急制动或驻车制动时，*B* 腔的压缩空气从 *P*12 口排入大气，弹簧 6 随之释放出储存的能量，通过活塞 5 将推杆 2 推出而产生制动作用。解除制动时，压缩空气从 *P*12 口进入 *B* 腔，通过活塞 5 将弹簧 6 压缩，当 *B* 腔气压达到 510 ± 30kPa 时完全放松制动。如果储气筒压力不够，可拧出放松螺钉 7，用手动方式解除制动。

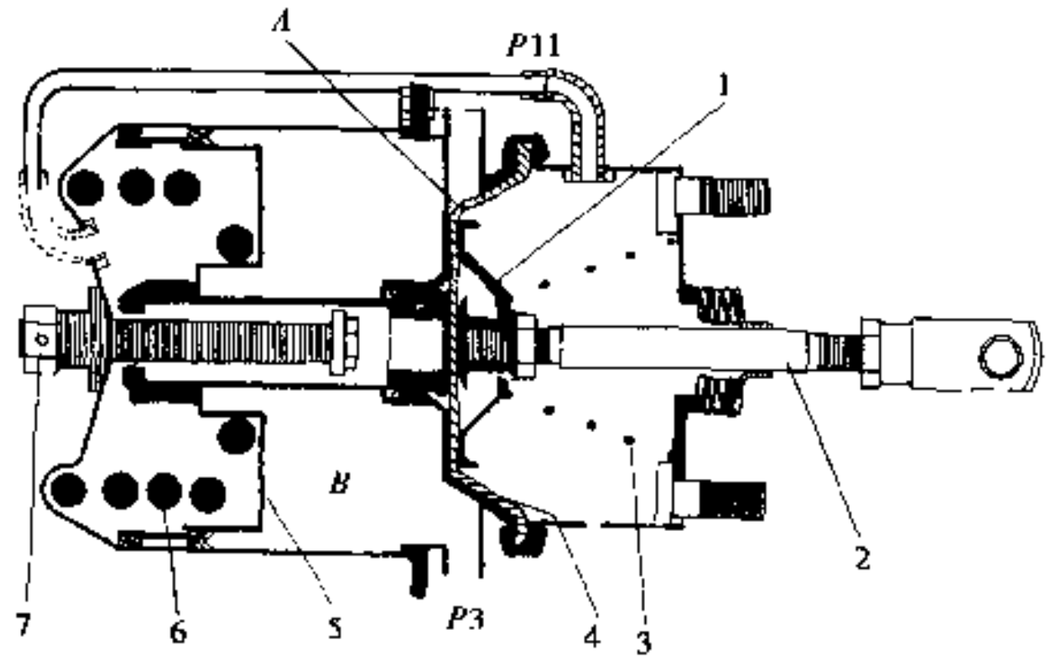


图 5-5-14 复合式储能弹簧制动气室

1-支承盘；2-推杆；3 复位弹簧；4-膜片；5-活塞；6-储能弹簧；7-放松螺钉

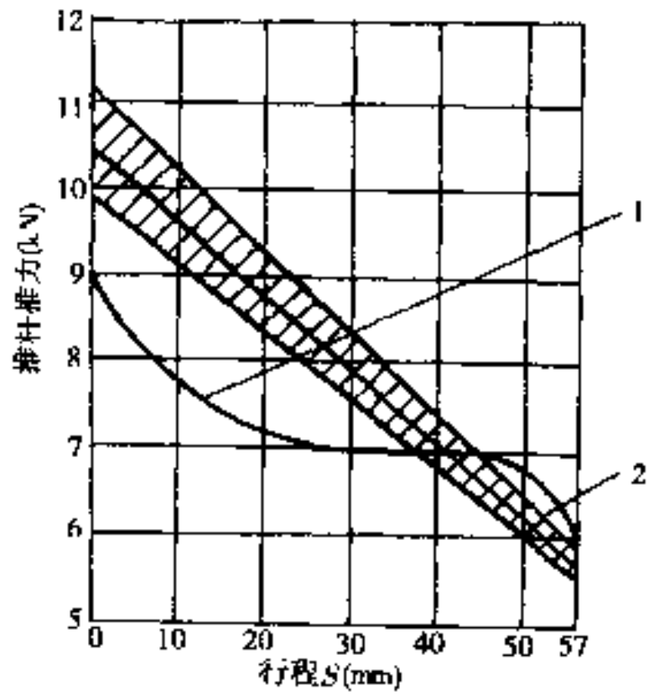


图 5-5-15 卡福 20/24 型弹簧制动气室推力-行程关系曲线

1-行车制动部分的输出力（工作压力为 600kPa）；2-弹簧制动部分的输出力（释放压力为 510 ± 30kPa）

图 5-5-15 示出了卡福 20/24 型弹簧制动气室推杆推力与行程的关系曲线。（撰稿人：顾恒数）

汽车论坛 http://www.qclt.com

5.5.4 气压—液压动力制动系

气压—液压动力制动系与气压动力制动系一样，都以空压机产生的压缩空气势能作制动能源，且供能和控制装置都与后者无异，只是传能方式有所不同。如图 5-5-16 所示，气制动阀 8 两腔输出的气压经继动阀 5，分别传输到由动力气室 3、储液罐 4 和制动主缸 6 组成的两个气压—液压增压器（气顶油助力器），在其中转换为液压能再传输到前轮缸 7 和后轮缸 1、2。即从气制动阀到动力气室的一段属于气压传能，从制动主缸到轮缸的一段属于液压传能。这样由于气压制动管路缩短，可减小滞后时间。

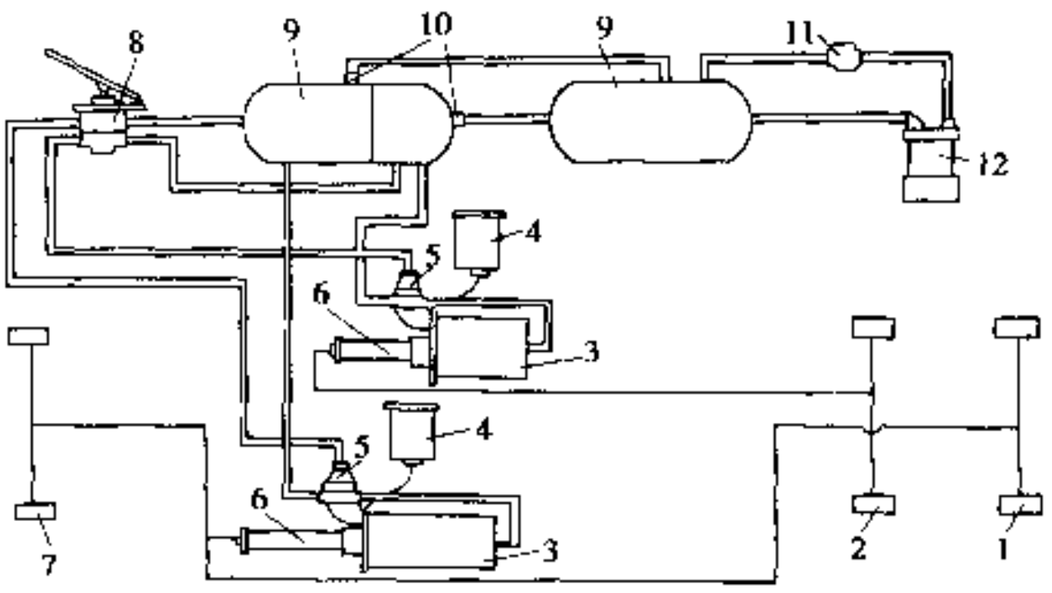


图 5-5-16 气压—液压动力制动系

1、2-后轮缸；3-动力气室；4-储液罐；5-继动阀；6-制动主缸；7-前轮缸；8-气制动阀；9-储气筒；10-单向阀；11-调压阀；12-空压机

图 5-5-17 为某矿用自卸车的气压—液压增压器。右侧为将气体压力转换成机械力的部分，其结构类似于活塞式制动气室；左侧为将机械力转换为液体压力的部分，其结构类似于单腔制动主缸。

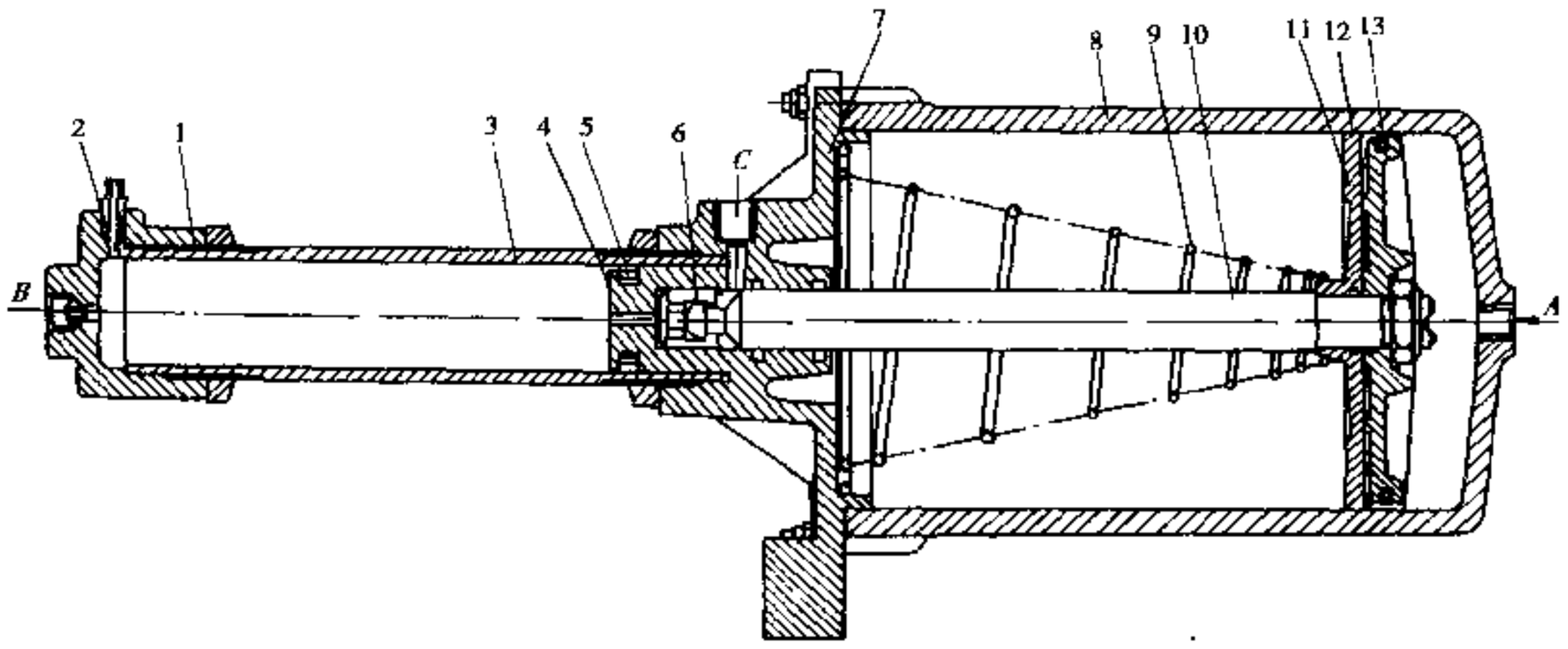


图 5-5-17 某矿用自卸车的气压—液压增压器

1-主缸盖；2-放气螺钉；3-主缸体；4-活塞；5-皮碗；6-进油阀；7-气缸盖；8-气缸体；9-复位弹簧；10-活塞杆；11-活塞；12-密封圈；13-皮碗

这种制动系工作压力较高，可配用结构简单、紧凑、效能因数较大的轮缸式制动器，也可配油缸促动的楔式制动器和盘式制动器，适应性很广。在日本等国广泛用于中、重型汽车，我国仅用于部分装载质量 27～108t 的矿用自卸车上。

5.5.5 液压动力制动系

液压动力制动系以发动机驱动的液压泵产生的液体势能作为制动能源，并用这种液体作传能介质，故又称为全液压动力制动系。它分为开式与闭式两种型式，以后者应用较多。

图 5-5-18 为闭式液压动力制动系示意图，其结构原理与气压动力制动系相似。液压泵 7 产生的高压液体经单向阀 10、11 充入两个并联的储能器 2、3。不制动时，前、后制动器 1、5 的轮缸与储液器 6 连通。制动时储能器 2、3 内的高压液体经控制阀分别输到前、后轮缸。液压动力制动系的优点如下。

① 工作压力高，可达 20MPa，油缸尺寸小、质量小，促动力大；

汽车论坛 http://www.qclt.com

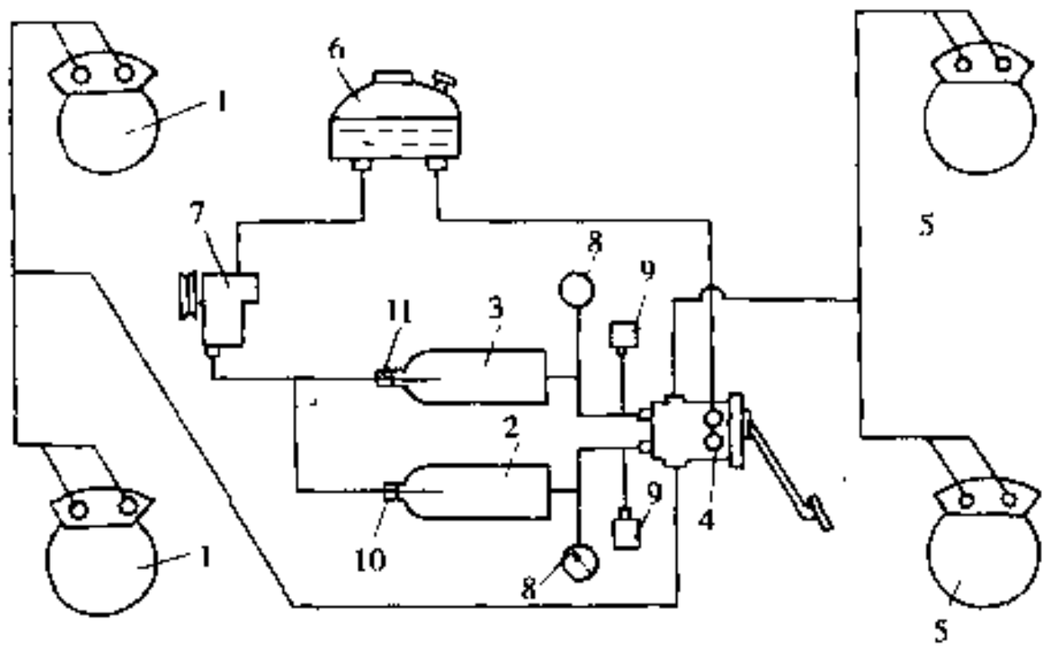


图 5-5-18 闭式液压动力制动系

1-前制动器；2-前制动储能器；3-后制动储能器；4-制动控制阀；5 后制动器；6-储液器；7-液压泵；8-压力表；9-低压报警开关；10、11-单向阀

②可与动力转向、液压悬架、举升机构及其他辅助设备共用液压泵和储液器；

③制动反应快，液压稳定，受气阻影响较小；

④易于实现系统的联锁，保护和报警功能。

缺点是结构非常复杂，精密件多，密封性要求高。在我国仅用于极少数矿用自卸车（装载质量大都在125t 以上）。（撰稿人：林重博）

5.6 制动力调节装置和防抱死制动系统

5.6.1 制动力调节装置

按照 GB12676—1999 的规定，未安装防抱死装置的 M、N 类车辆制动力在车轴（桥）之间的分配，应符合该标准附录 A 的要求。对于大多数汽车来说，必须采用制动力调节装置以满足这一要求

5.6.1.1 比例阀

比例阀适用于质心低、轴距长且空、满载轴载质量分配变化不大的汽车。图 5-6-1 为夏利轿车装用的比例阀，图 5-6-2 所示为比例阀的静特性曲线。比例阀串联于制动主缸与后轮缸之间的管路中。在差径柱塞上，输入压力 p_1 的作用面积为 $A_1 = \pi (D_2^2 - D_4^2)/4$，输出压力 p_2 的作用面积为 $A_2 = \pi D_3^2/4$，在 A_1 面作用一只预紧力为 Q 的弹簧。当 $p_2A_2 < p_1A_1 + Q$ 时，柱塞处于上极限位置，由圆柱体 E 下端面与阀座形成的阀门保持开启状态，$p_1 = p_2$；当 p_1、p_2 增长到某一定值 p_c 时，第一次达到 $p_cA_2 = p_cA_1 + Q$，柱塞下移，阀门被关闭，此即为比例阀的平衡状态，在静特性曲线图上为 OA 线段。当 p_1 继续升高时，柱塞上移，阀门再度开启，p_2 也随之升高，但 p_2 尚未增长到新的 p_1 值时，柱塞又下移，阀门又被关闭，比例阀处于新的平衡状态。这样将不断重复上述过程，在静特性曲线图上为 AB 线段。

比例阀起作用的拐点 A 的位置，可通过调节弹簧预紧力 Q 的大小来移动。如夏利 TJ7100 型轿车（二厢车）拐点压力 $p_c = 2.5$MPa，而夏利 TJ7100U 型轿车（三厢车）由于后轴轴载质量加大，拐点压力调为 $p_c = 3.0$MPa。但静特性曲线斜率均为 $\tan\theta = 0.25$。

富康轿车的比例阀与后轮缸构成一体，其结构如图 5-6-3 所示，该阀的拐点压力 $p_c \approx 2.5$MPa，曲线斜率 $\tan\theta = 0.24$。

5.6.1.2 感载比例阀

1）液压感载比例阀

汽车论坛 http://www.qclt.com

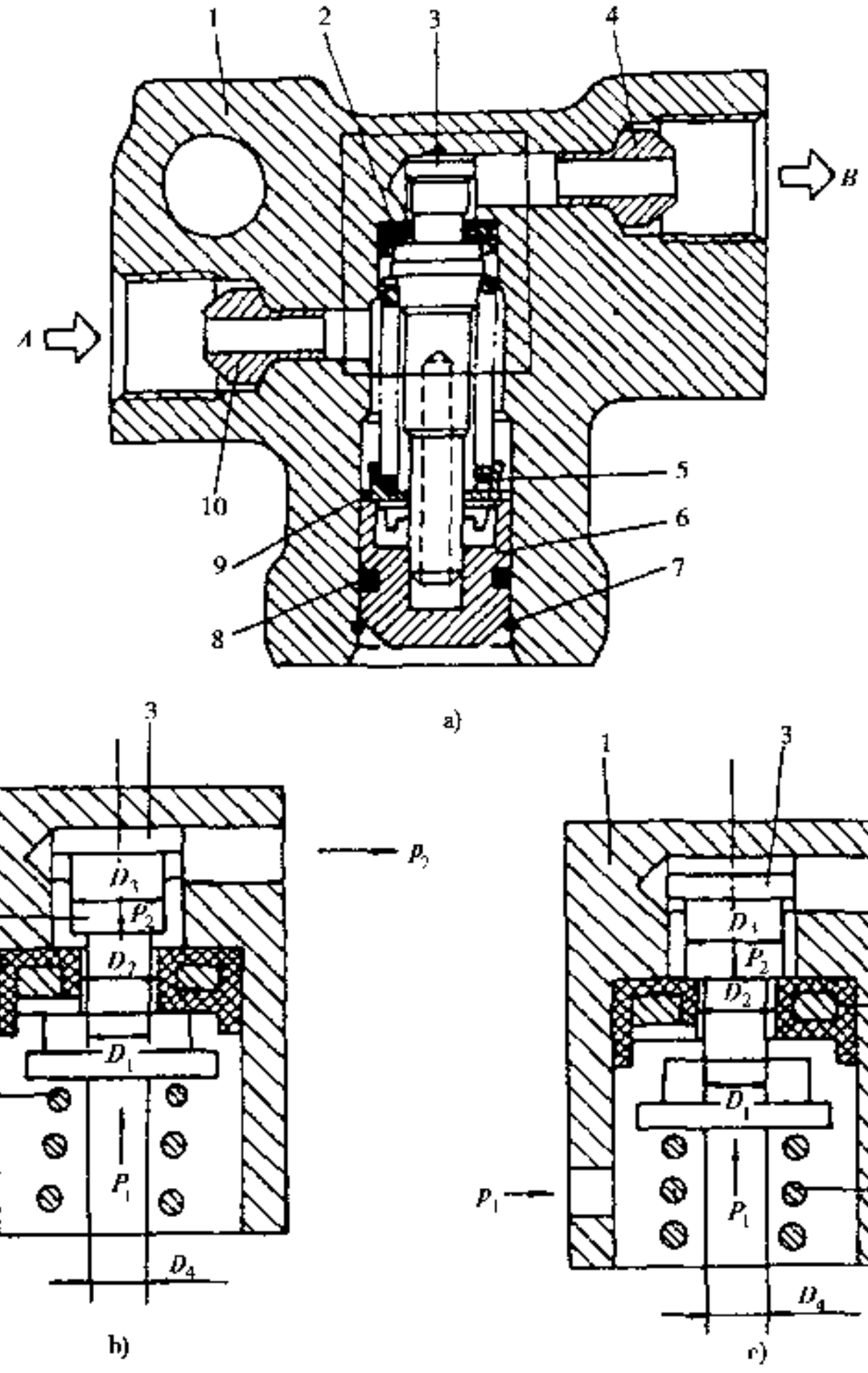


图 5-6-1 夏利轿车的比例阀

1-阀体；2-阀座；3-差径柱塞；4-密封座；5-弹簧座；6-导向座；7-钢丝挡圈；8-密封圈；9-预紧弹簧；10-密封座

图 5-6-4 所示为奥迪轿车的感载比例阀，该阀被固定在车身下边，杠杆末端挂有拉力弹簧，弹簧另一端与后轴相连接。不制动时，在弹簧通过杠杆施加的推力 F 作用下，柱塞处于右极限位置，阀门开启，进油口与出油口连通。在制动初始阶段，$p_1 = p_2$；当 $p_1 = p_2 = \varphi_c$（空载到满载）时，柱塞左移，阀门关闭，进油口与出油口的通道被切断。在静特性曲线图上为 OA_1、……、OA_2 线段（图 5-6-5）。此后的工作情况与比例阀一样，在静特性曲线图上为 A_1B_1、……、A_2B_2 线段。

由图 5-6-5 可见，感载比例阀与比例阀不同之处，在于任何一种装载质量都对应着一个拐点和一条特性曲线，即从空载时的 A_1B_1 连续变化到满载

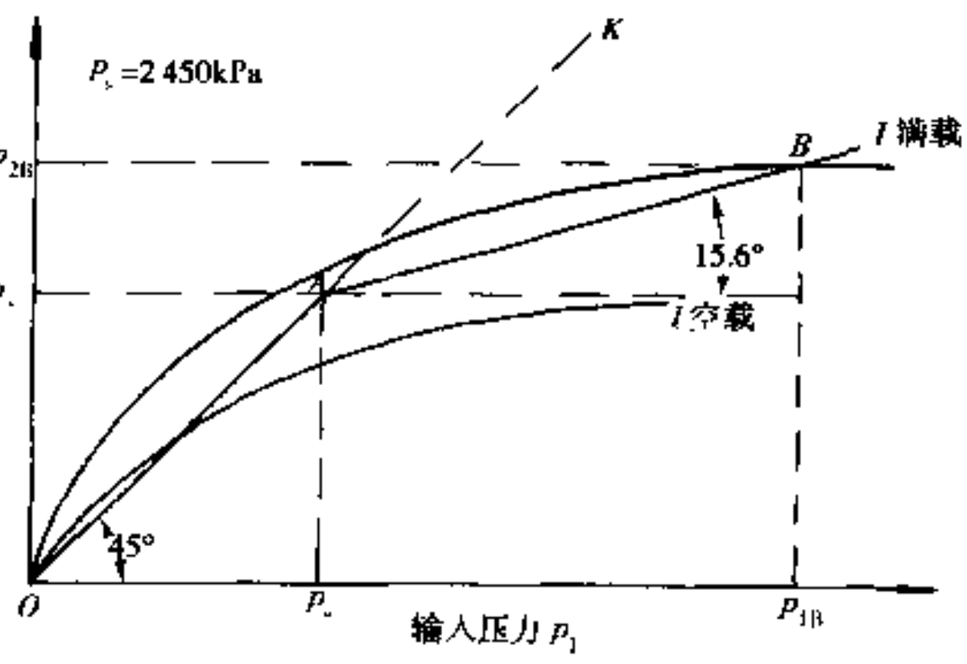


图 5-6-2 比例阀静特性曲线

汽车论坛 http://www.qclt.com

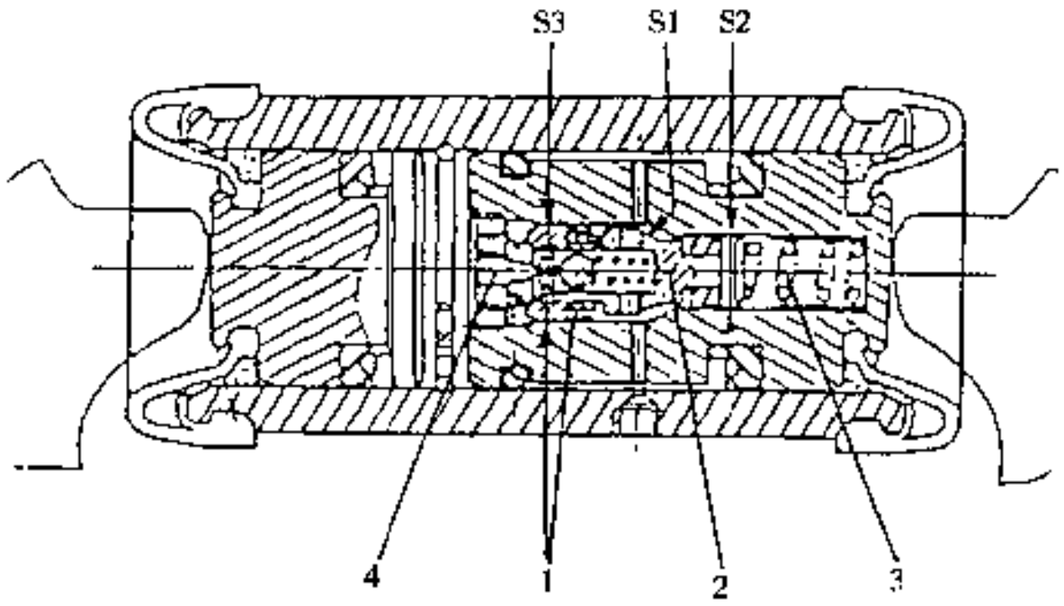


图 5-6-3 富康轿车的比例阀

1-球阀；2-比例阀活塞；3-预紧弹簧；4-推杆柱塞

时的 A_2B_2、表 5-6-1 列出国产汽车感载比例阀的特性参数。

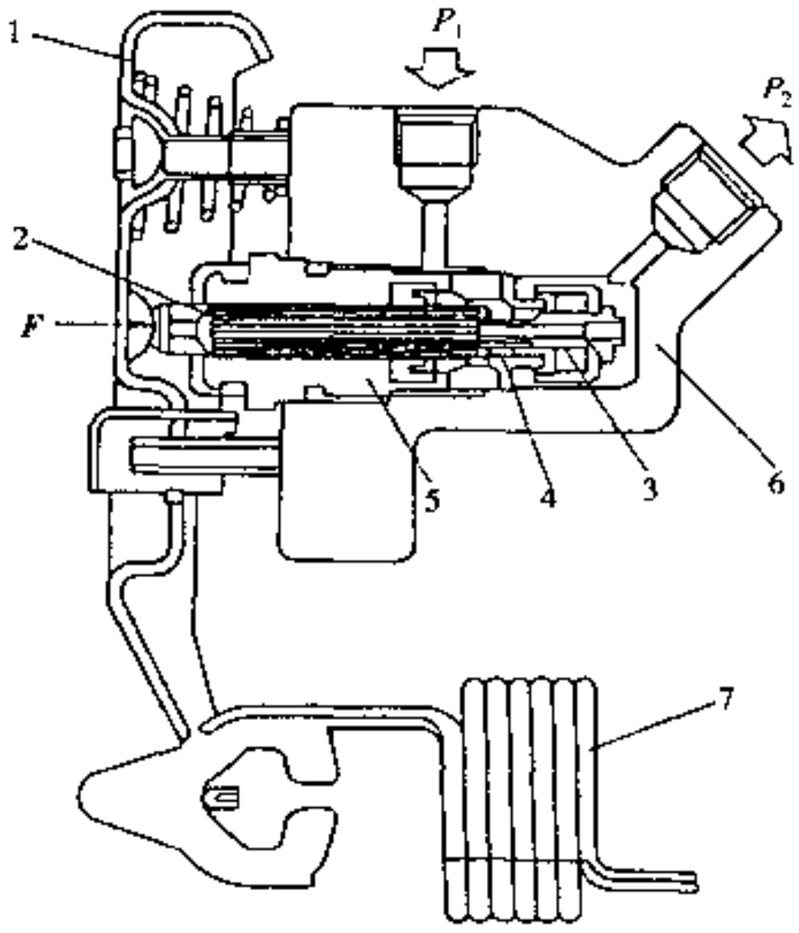


图 5-6-4 奥迪轿车的感载比例阀

1-杠杆；2-柱塞；3-阀门；4-阀座；5-螺塞；6-阀体；7-感载弹簧

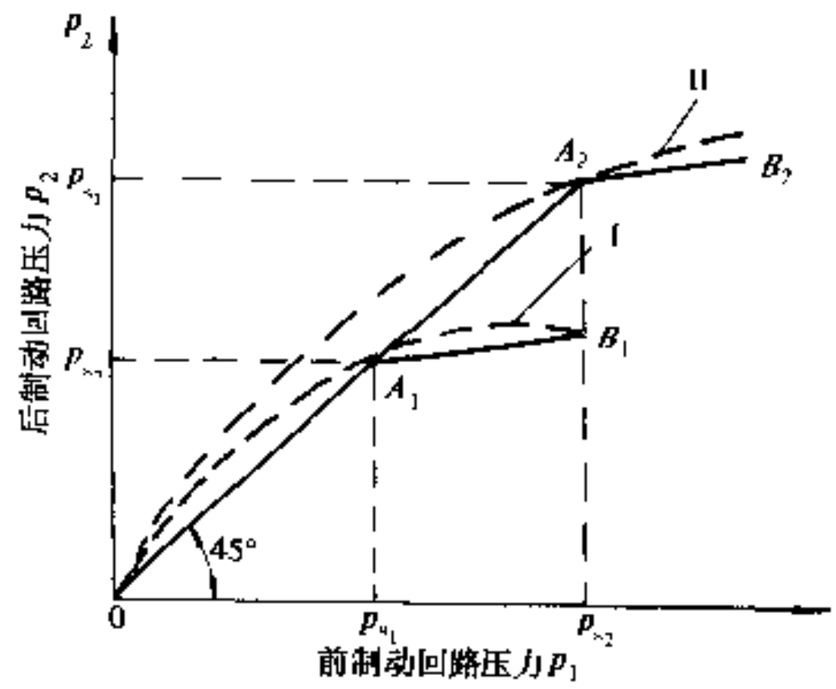


图 5-6-5 感载比例阀静特性曲线

Ⅰ-理想制动力分配特性（空载）；

Ⅱ-理想制动力分配特性（满载）

表 5-6-1 国产汽车感载比例阀特性参数

车 型	p_{y_1}/p_{y_2}（空载/满载），（MPa）	静特性曲线斜率 $\tan\theta$
奥 迪	1.35/2.75	0.49
NJ1020	2.75/5.80	0.30
依 维 柯	按车型不同而变化	0.46

2）气压感载比例阀

图 5-6-6 所示是 Wabco 公司带有继动、快放功能的气压感载比例阀，它位于气制动阀到制动气室的后制动回路中，其工作原理可参见文献 32。在汽车满载时，该阀的输入压力与输出压力的比值为 1:1，即不起调节作用；空载时，此比值逐渐增加到 8:1。

3）惯性比例阀

汽车论坛 http://www.qclt.com

惯性比例阀是利用汽车制动减速度的变化对制动力调节作用的起始点压力进行调节的装置。图 5-6-7 为惯性比例阀结构示意图。当制动减速度达到某一定值时，惯性球在惯性力作用下沿支承面滚向阀座，关闭进、出油路的通道。此后，通过差径柱塞使输出压力 p_2 受控于输入压力 p_1 并按一定比例增长。设惯性球的质量为 m，制动减速度为 j，重力加速度为 g，安装仰角为 θ，则惯性比例阀开始起作用时的减速度为：

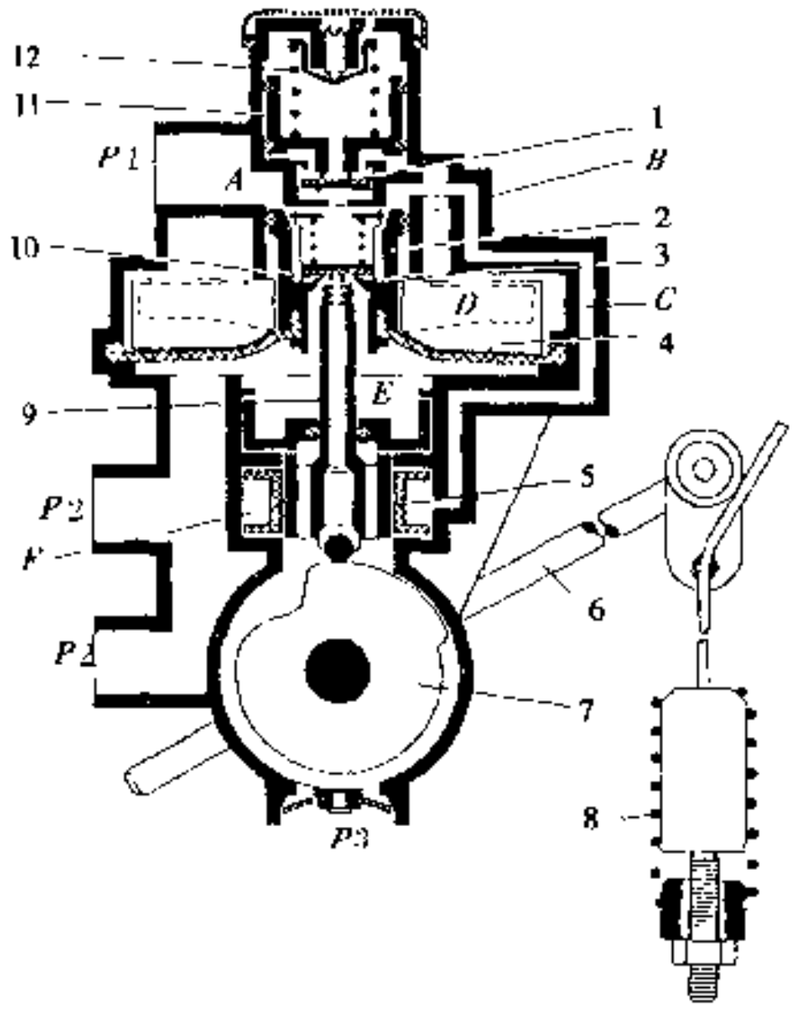


图 5-6-6 气压感载比例阀结构示意图

1-阀门；2-活塞；3-排气门；4-膜片；5-密封环；6-杠杆；7-曲盘；8 拉簧；9-阀杆；10-进气门；11-活塞；12-弹簧

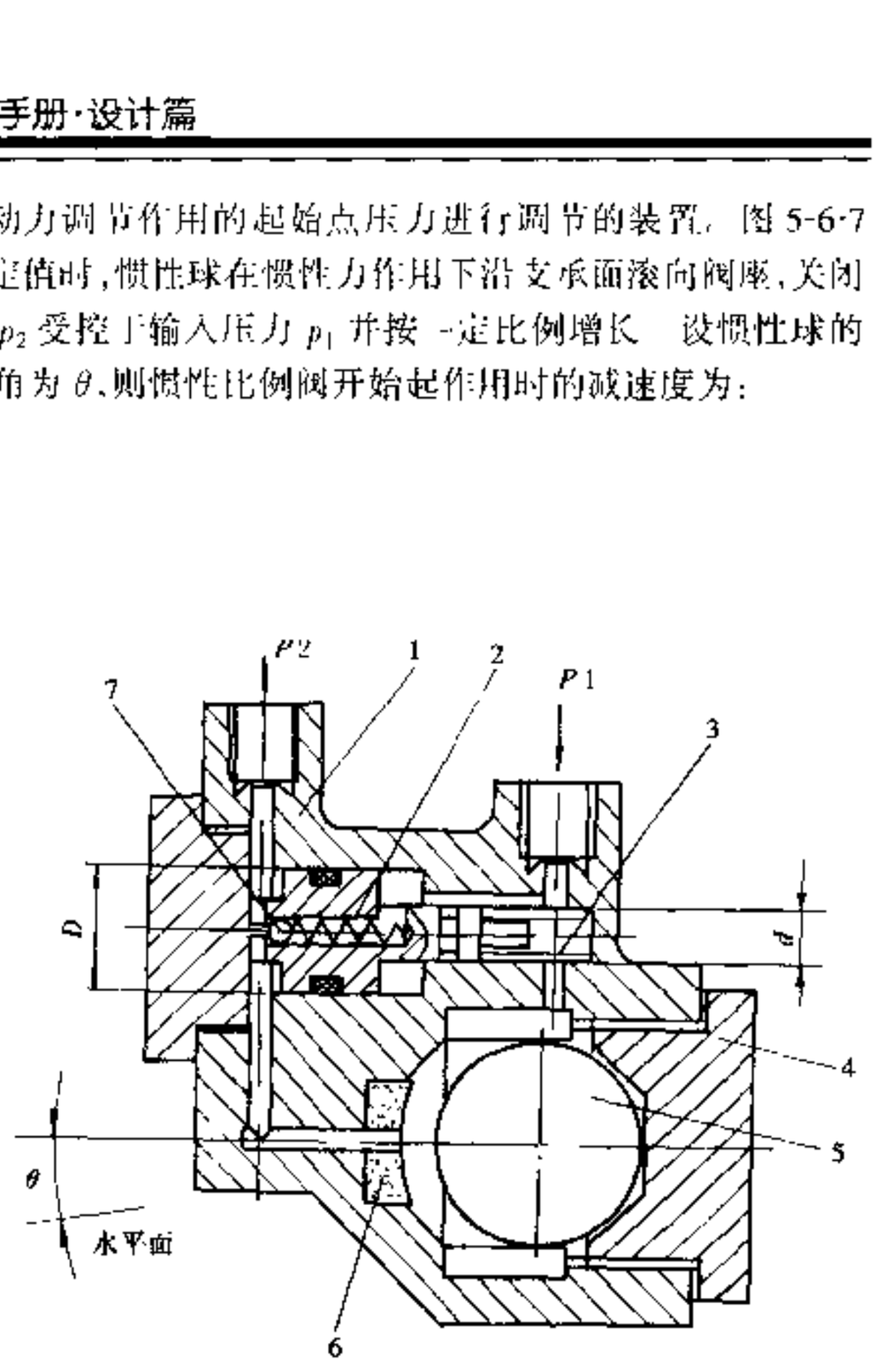


图 5-6-7 惯性比例阀结构示意图

1-阀体；2-差径柱塞；3-弹簧；4-球座；5-惯性球；6-阀座；7-钢球

$$j_x = g\tan\theta \tag{5-6-1}$$

设汽车总质量为 m_a，惯性比例阀开始起作用时的管路压力为 p_x，则汽车总制动力为：

$$F_x = m_a j_x = kp_x$$

式中：k——比例系数。

由上式得

$$p_x = m_a j_x / k = m_a g\tan\theta / k \tag{5-6-2}$$

式 5-6-2 表明，惯性比例阀调压起始点的压力与汽车总质量成正比，因此具有“感载”功能，只不过它是通过汽车减速度起作用的。

图 5-6-8 是五十铃 N 系列轻型汽车装用的惯性比例阀。该阀只对部分载荷到空载范围进行调节，最大输出压力为 2.2MPa。惯性球向前滚动时的减速度为 0.3～0.35g，安装仰角 $\theta = 10° \sim 12°$。

5.6.2 防抱死制动系统（ABS）

在制动系统里采用制动力调节装置可以改善制动力在各车轴间的分配，但无法避免车轮抱死，而车轮一旦抱死都将使制动效能变坏，汽车或是失去转向能力，或是丧失方向稳定性，因此在制动过程中，防止车轮抱死才是提高制动性能的最佳途径。按 GB12676—1999 的规定，从 2003 年 10 月起，最大总质量大于 12 000kg 的 M_3 类旅游客车和最大总质量超过 16 000kg 允许挂接 O_4 类挂车的 N_3 类车辆必须安装符合 GB13594—1992《汽车防抱制动系统性能要求和试验方法》[37]中规定的一类防抱制动装置。

汽车论坛 http://www.qclt.com

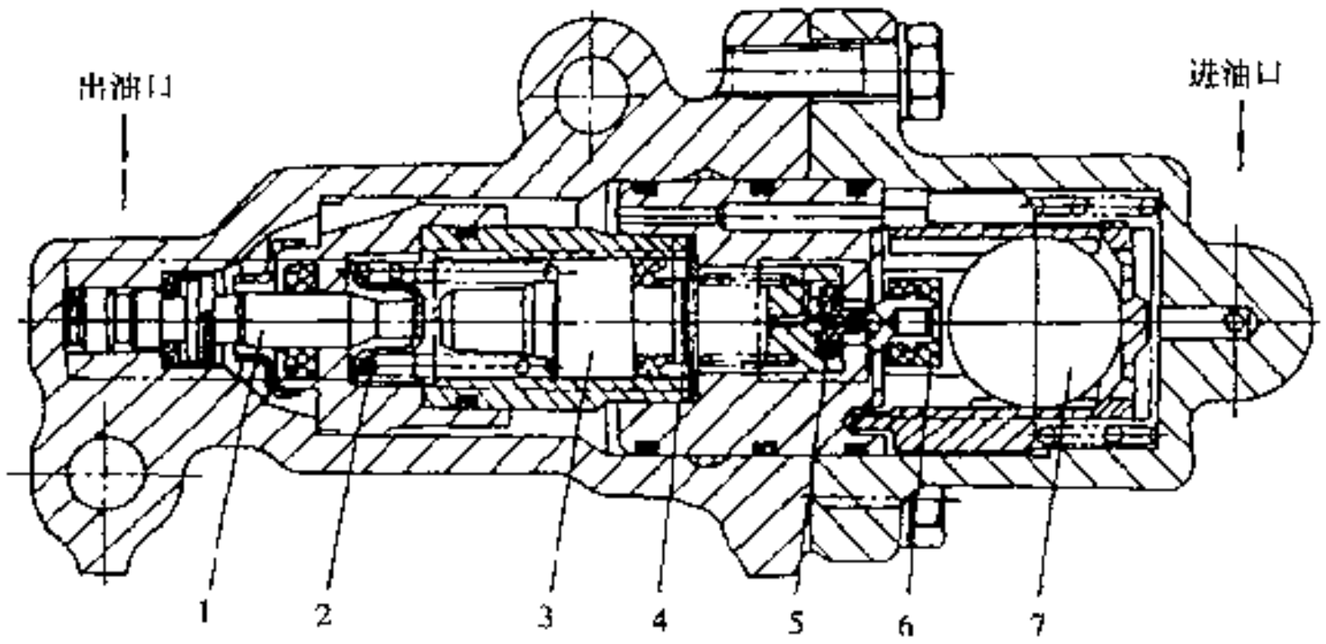


图 5-6-8 五十铃 N 系列汽车的惯性比例阀

1-p 阀；2 p 阀弹簧；3-柱塞；4-控制室；5-单向阀；6-密封垫；7-惯性球

5.6.2.1 ABS 工作原理

1）轮胎-路面附着特性

图 5-6-9 给出车轮与路面纵向附着系数 φ_B 和侧向附着系数 φ_L 随滑移率 λ 变化的典型曲线。当轮胎纯滚动时，纵向附着系数为零；当滑移率为 10%～20%时，纵向附着系数达到峰值；当滑移率继续增大，纵向附着系数持续下降，直到车轮抱死（$\lambda=100\%$），纵向附着系数降到一个较低值。另外，随着滑移率增大，侧向附着系数急剧下降，当车轮抱死时，侧向附着系数几乎为零。

从上述曲线可以看出，如果能将车轮滑移率控制在 10%～35%的范围内，既可使纵向附着系数接近峰值，同时又兼顾到较大的侧向附着系数。这样，汽车就能获得最佳的制动效能和方向稳定性。ABS 即是基于这一原理而研制的。

2）ABS 的控制循环

当前的 ABS 采用加速度或减速度阈值方法与参考速度值方法相结合的控制方式。在计算参考速度时，电控装置通过跟踪车轮转速信号估计汽车实际速度，并用它来计算“参考速度”（后者比前者小一个比例系数，在编程时预先设定）。现以两个典型控制循环为例说明 ABS 的控制循环过程。

（1）高附着系数路面 ABS 控制

如图 5-6-10 所示，开始制动时，轮缸压力和车轮减速度增加，在阶段 1 结束时，车轮减速度刚好越过设定的阈值（$-a$），电磁调节阀切换到“压力保持”位置。由于阈值（$-a$）位于 φ—λ 曲线的稳定范围，制动压力不应减小，否则会使制动距离增长。同时，参考速度以给定的斜率相应降低，滑移率阈值 λ_1 由参考速度导出。

在阶段 2 结束时，车轮速度降低到阈值 λ_1 以下。此后在阶段 3 电磁阀切换到“压力下降”位置，从而导致制动压力减小，直到车轮减速度越过阈值（$-a$）。在阶段 3 结束时，车轮减速度在阈值（$-a$）以下持续下降，并开始一个较长的压力保持阶段。在阶段 4 里，车轮加速度增加，越过阈值（$+a$），一旦超过相对高的阈值（$+A$）时，制动压力就开始增加（阶段 5）。

在阶段 6，由于车轮加速度仍高于阈值（$+a$），制动压力再次被保持恒定，在这个阶段结束时，车轮加速度下降到阈值（$+a$）之下。这表示车轮已进入 φ—λ 曲线的稳定范围，并且制动力轻微不足。

在阶段 7，制动压力以步进式增长，直到车轮减速度越过阈值（$-a$），进入阶段 8，制动压力紧接着降低，直至车轮加速度超过阈值（$-a$）。接着的制动过程是上述循环的重复，只不过汽车速度逐渐减小，直至停车。

（2）低附着系数路面 ABS 控制

在低附着系数路面上只需施加较小的制动踏板力就足以将车轮抱死，而且由于出现高的滑移率，车轮重新加速需要更长时间。因此，电控装置的逻辑电路要识别各种进路条件，并适应 ABS 特性。

汽车论坛 http://www.qclt.com

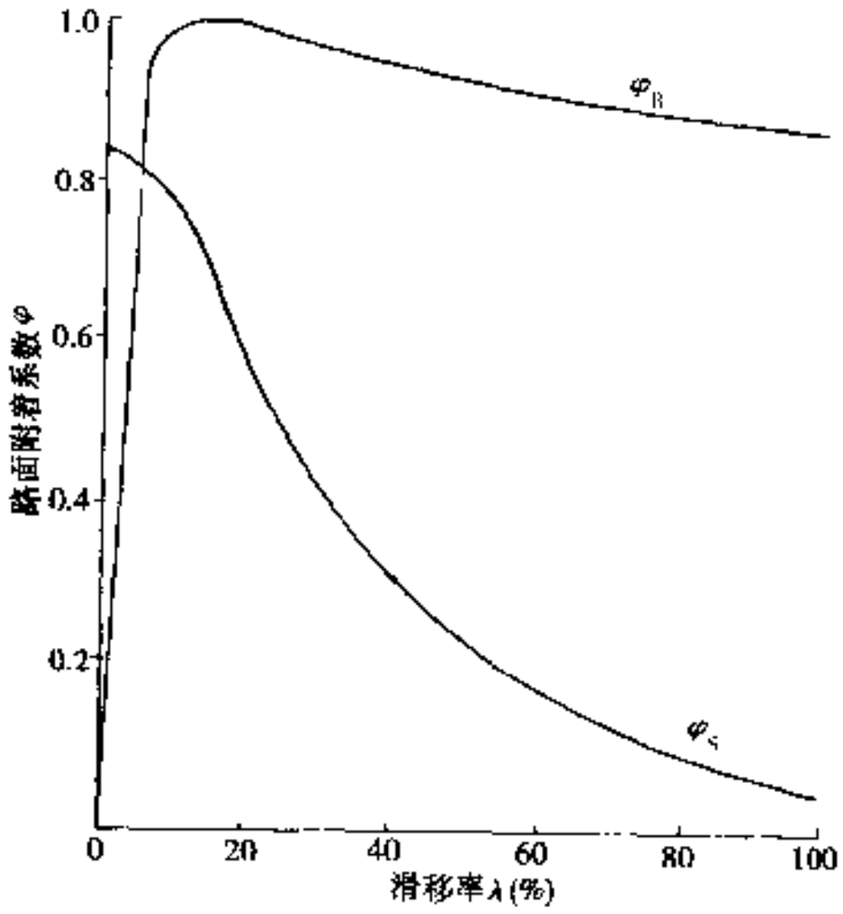


图 5-6-9 φ—λ 典型曲线

φ_R-路面纵向附着系数；

φ_S-路面横向附着系数

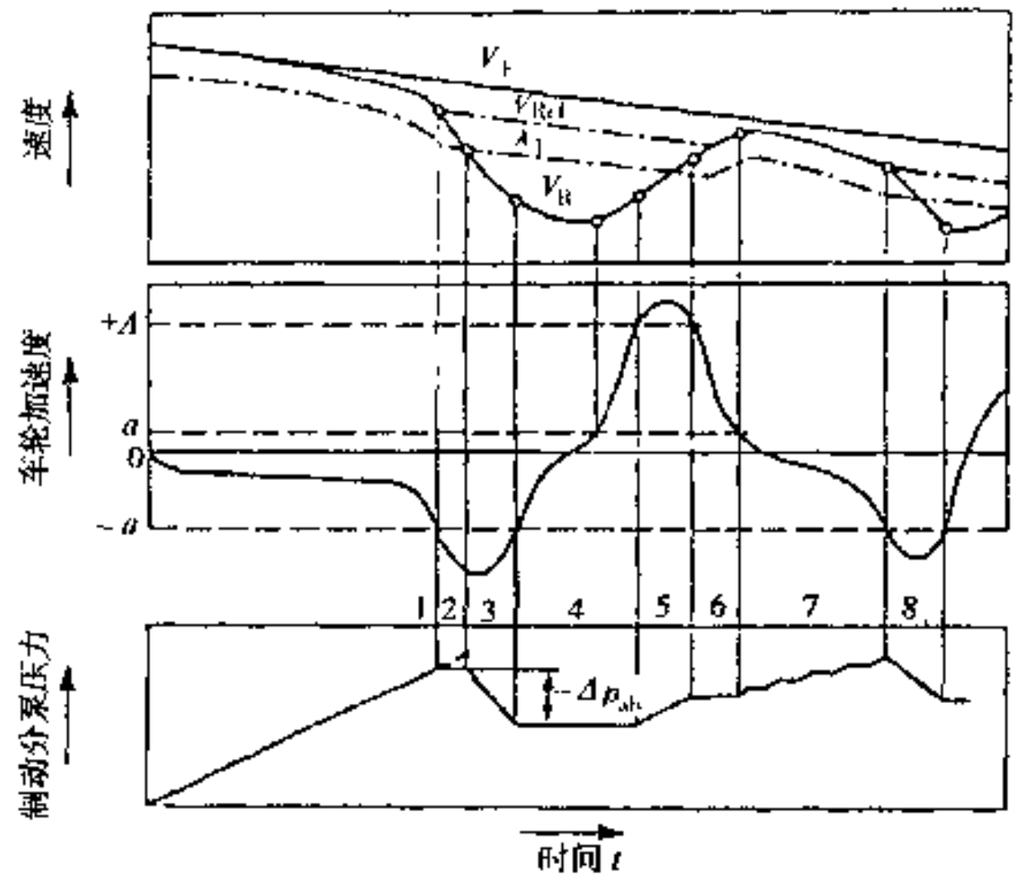


图 5-6-10 高附着系数路面 ABS 控制

V_f-汽车速度；V_{Ref}-参考速度；V_R-车轮速度；$+A$、$+a$-车轮加速度阈值；$-a$-车轮减速度阈值；$-\Delta P_{ab}$-制动压力降；λ_1-滑移率切换阈值

如图 5-6-11 所示，在阶段 1 和 2，ABS 控制与高附着系数路面情况相同。

阶段 3 一开始是一个短暂的压力保持过程，然后不断对车轮速度与滑移率切换阈值 λ_1 快速进行比较，当车轮速度低于滑移率切换阈值时，制动压力即在规定的极短时间里降低，继而是更短时间的压力保持。在接着的压力保持阶段 4 里，车轮再次加速，其加速度要达到阈值（$+a$），因此压力保持时间较长，直到加速度再次降到阈值（$+a$）以下。

在阶段 5 里压力步进式增长，直到进入阶段 6 以压力降低开始的一个新的控制循环。

车轮较长时间在高滑移率范围内运行，不利于保持汽车的制动稳定性和转向能力。为此，在此阶段和以后的控制循环中，对车轮速度与滑移率切换阈值 λ_1 要不断进行比较。因此，在阶段 6 里制动压力持续下降，直到车轮加速度在阶段 7 达到阈值（$+a$）。

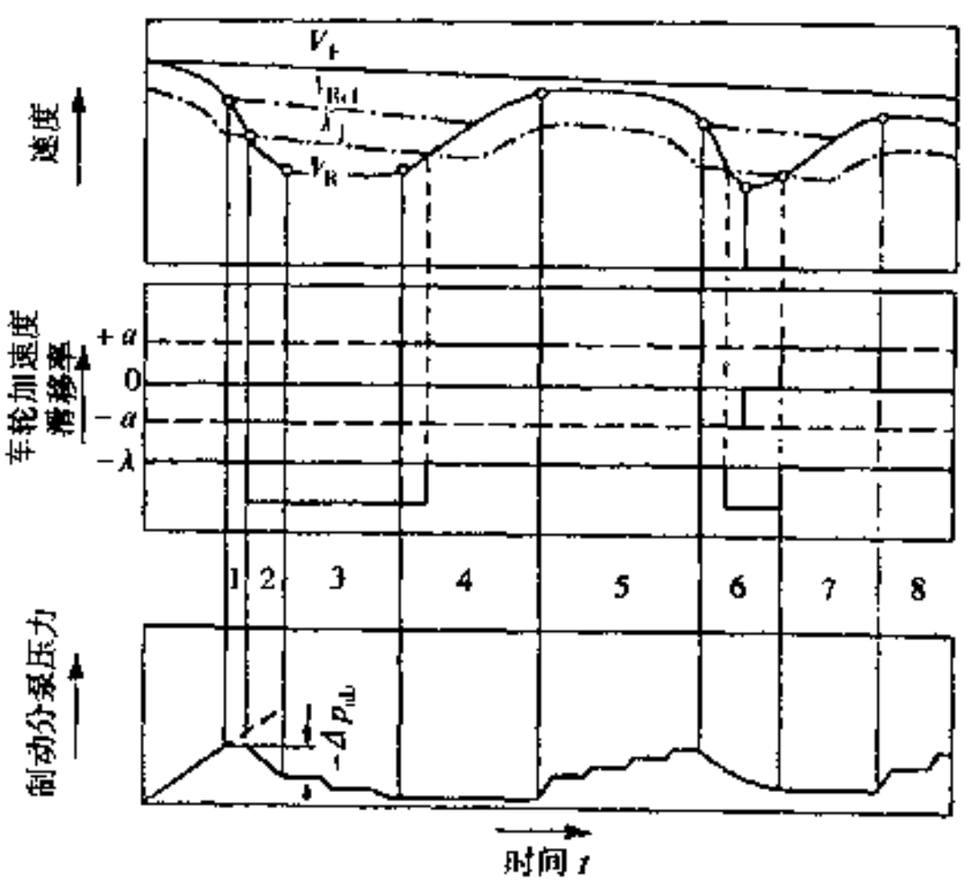


图 5-6-11 低附着系数路面 ABS 控制

V_f-汽车速度；V_{Ref}-参考速度；V_R-车轮速度；$+a$-车轮加速度阈值；$-a$-车轮减速度阈值；$-\Delta P_{ab}$-制动压力降；λ_1-滑移率切换阈值；$-\lambda$-滑移率

5.6.2.2 ABS 组成元件

1）轮速传感器

轮速传感器用来采集车轮旋转速度信号，目前广为采用的是感应式指状传感器（图 5-6-12）。当激励齿圈的金属轮齿和齿槽通过磁极销末端时，在线圈上产生交流电压，从而产生脉冲输出，可检出车轮旋转速度。

传感器是固定件，通常用支架固定在制动底板上。传感器与激励齿圈之间应有合理的气隙。通常传感器采用浮动安装，即在传感器外面套装一只专用的弹簧夹再装进支架孔里。图 5-6-13 所示为轮速传感器磁

汽车论坛 http://www.qclt.com

极销形状、安装和信号采集型式。

激励齿圈是旋转件，通常热压在轮毂的油封端。根据具体情况，齿圈的齿可制成径向齿或端面齿。齿圈的齿数根据所用轮胎大小选择。

(2) 电子控制器

电子控制器（ECU）把从轮速传感器接收到的电信号转换成关于汽车与车轮速度和减速度的有用信息，并根据这些信息向电磁调节阀发出指令。电子控制器设置有保护电路，接通电源后，自动对整个系统进行检测，当系统发生故障时，即自动进入故障保护状态，全部或部分关闭失灵系统，以使使受到影响的车轮仍能按未装置 ABS 时那样工作，与此同时给出故障

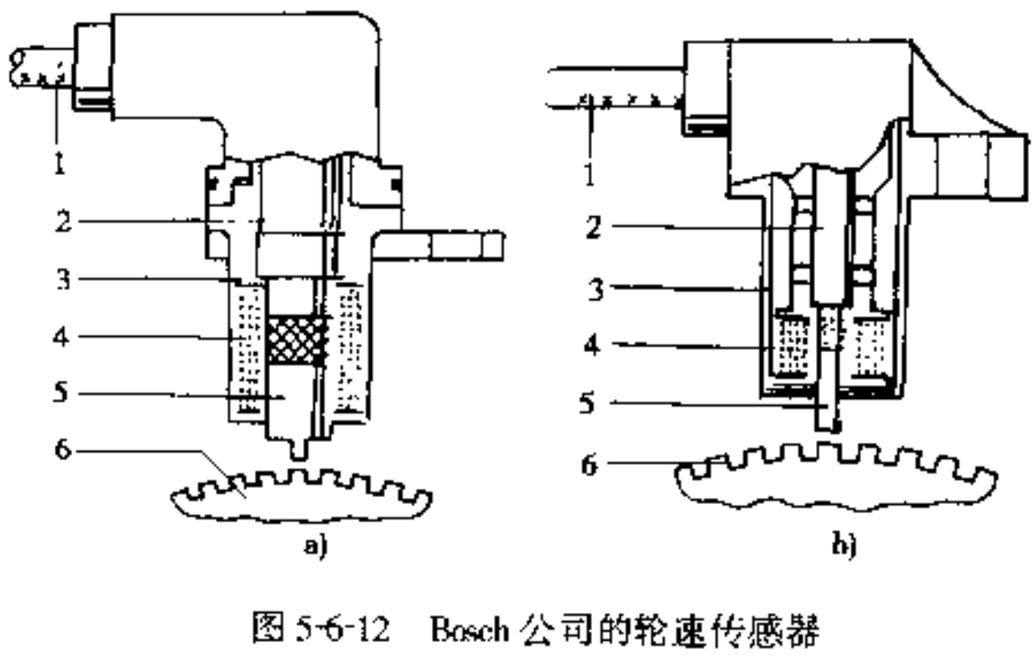


图 5-6-12 Bosch 公司的轮速传感器

a)DF2 型(凿形磁极销)；b)DF3 型（圆形磁极销）

1-电缆；2-永久磁铁；3-壳体；4-线圈；5-磁极销；6-激励齿圈

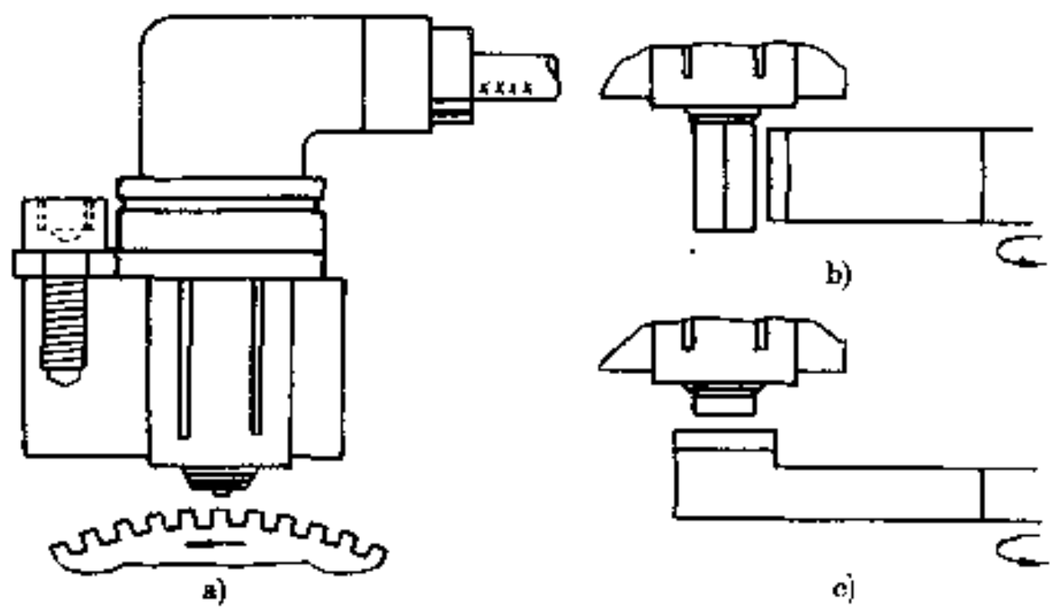


图 5-6-13 轮速传感器安装和采集型式

a)径向安装，凿形磁极销径向采集；b)轴向安装，菱形磁极销径向采集；c)径向安装，圆形磁极销轴向采集

原因的报警信号。

图 5-6-14 是 Bosch 公司 ABS 2S 的电子控制器。该电子控制器分成下列五个部分。

①输入电路，它将轮速传感器输入的信号进行调制，使之成为电子控制器能识别的形式。

②中央处理器（CPU），它包含两个相同的、互相独立的数字式大规模集成电路，它们各自接收轮速信号并发出控制电磁调节阀的指令。矩形波的车轮频率信号在输入级中转换成数字，算术逻辑单元从当时车轮频率情况计算车轮的“滑移率”、“减速度和加速度”等变量。控制器逻辑单元根据给定的阈值转换这些控制信号成为促动电磁调节阀的指令。串行接口与输入级、算术逻辑单元和控制器逻辑单元通过数据传输器相连接，用来传递两个数字式大规模集成电路间的信息，功能模块是故障检测和故障评估的监控电路（图 5-6-15）。

③输出电路，用作各通道的稳流器，接收促动电磁调节阀的指令。此外当 ABS 工作时，关闭缓速装置的控制部分，以免影响车轮滑移率。

④激励级在二个输出电路中由于稳流器的作用，可向电磁调节阀提供所要求的励磁电流。

⑤稳压器/故障存储器，用于稳定供给电压并监控其误差范围，它还包含一个具有断路功能的欠压检测电路（如汽车电路系统电压太低时）、一个故障存储器、继电器和报警灯电路。

3) 电磁调节阀

当接到控制单元的指令后，电磁调节阀将改变制动轮缸/气室中的压力。

(1) 液压电磁调节阀

图 5-6-16 是 Bosch 公司的三位三通液压电磁调节阀示意图。衔铁 6 由非磁性支承圈 3 导向，主弹簧 13 和副弹簧 12 中心安置。为了关闭进液阀 5 和打开回液阀 4，衔铁行程约为 0.25mm，装配时移动阀座 9 的位置来调整好。磁性电路部分要有非常高的精度，因为要求在恒定的磁力条件下完成操作的时间少于千分之一秒。衔铁上不变的磁力特性也是很重要的，这由形成工作气隙 a 的凹槽台阶 14（衔铁下移的终止面）来保证。图 5-6-17 示出了保持电流、最大电流时的磁力与衔铁行程的关系曲线。止回阀 8 与进液阀 5 平行设置，当解除制动时打开，构成一条从轮缸通往制动主缸的附加通道，从而能够迅速降低制动压力。

电磁调节阀工作方式分为三种切换位置。

汽车论坛 http://www.qclt.com

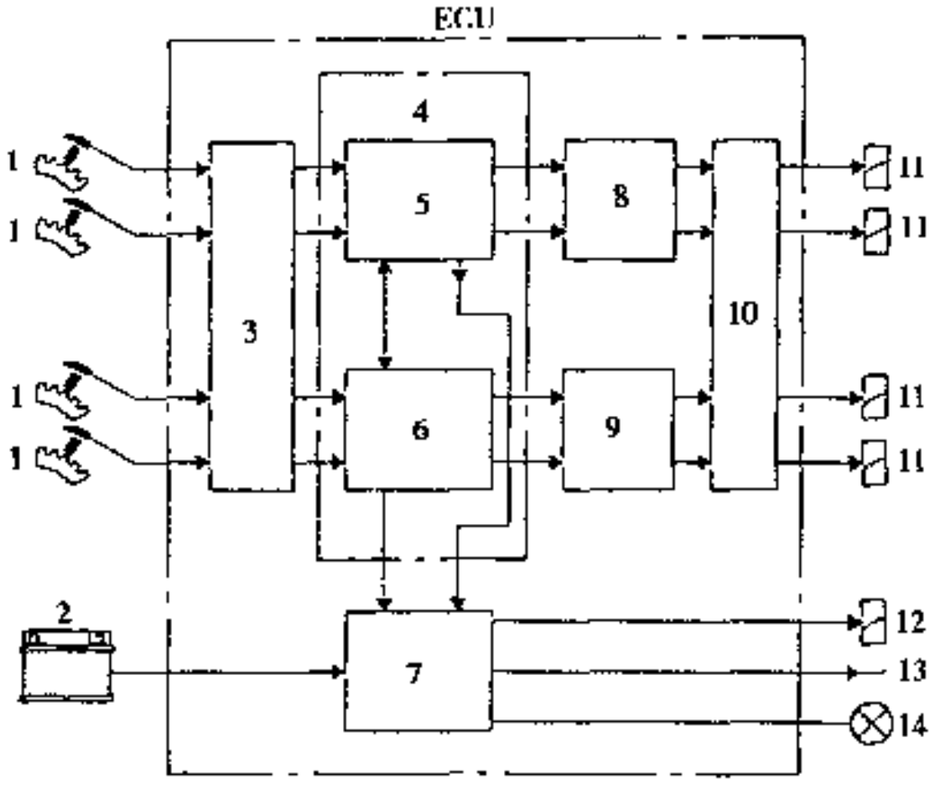


图 5-6-14 四通道电子控制器原理图

1-轮速传感器；2-蓄电池；3-输入电路；4-数字式控制器；5-大规模集成电路（一）；6-大规模集成电路（二）；7-稳压器/故障存储器；8-输出电路（一）；9-输出电路（二）；10-输出级；11-电磁阀；12-安全继电器；13-稳压电源；14-报警灯

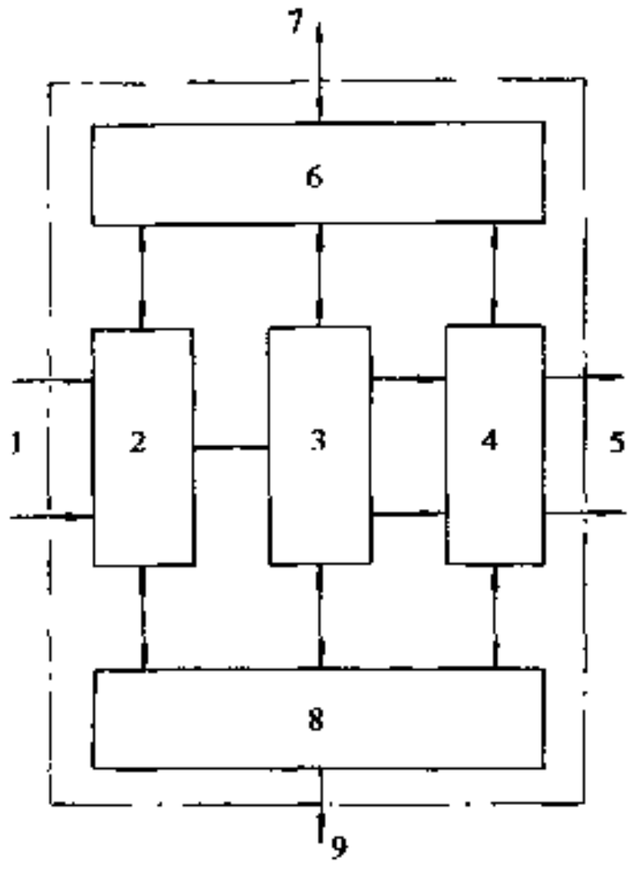


图 5-6-15 控制器的大规模集成电路

1-来自输入电路的车轮频率；2-输入级；3-算术逻辑单元；4-控制器逻辑单元；5-输出电路；6-数据传输器；7-串行接口；8-监控电路；9-故障信号

一是压力升高位置，也就是不供电工况，主弹簧 13 和副弹簧 12 处于互相对抗状态，由于主弹簧预紧力较大，进液阀 5 在合力作用下被打开，从制动主缸来的制动液径直输送给轮缸。这种工况与未装 ABS 时一样。

二是压力保持位置，以一半的最大电流（保持电流）施加给线圈 7。衔铁 6 向下移动，直到进液阀 5 被密封球关闭。在这种状态下，副弹簧 12 已不再与主弹簧 13 保持对抗（仅主弹簧力起作用）。此后线圈 7 产生的磁力不足以克服两个弹簧的预紧力，衔铁被保持在中间位置。所有三个接口彼此封离。

三是压力降低位置，以最大电流供给线圈 7。这时衔铁 6 有能力克服两个弹簧的力，打开回液阀 4，根据需要使轮缸卸压。

(2) 气压电磁调节阀

气压电磁调节阀通常也是一个三位三通电磁控制的压力控制阀。它可与继动阀制成一体，或是位于继动阀之后的分立总成，直接控制制动气室的压力，以减小气压传输滞后作用的影响。

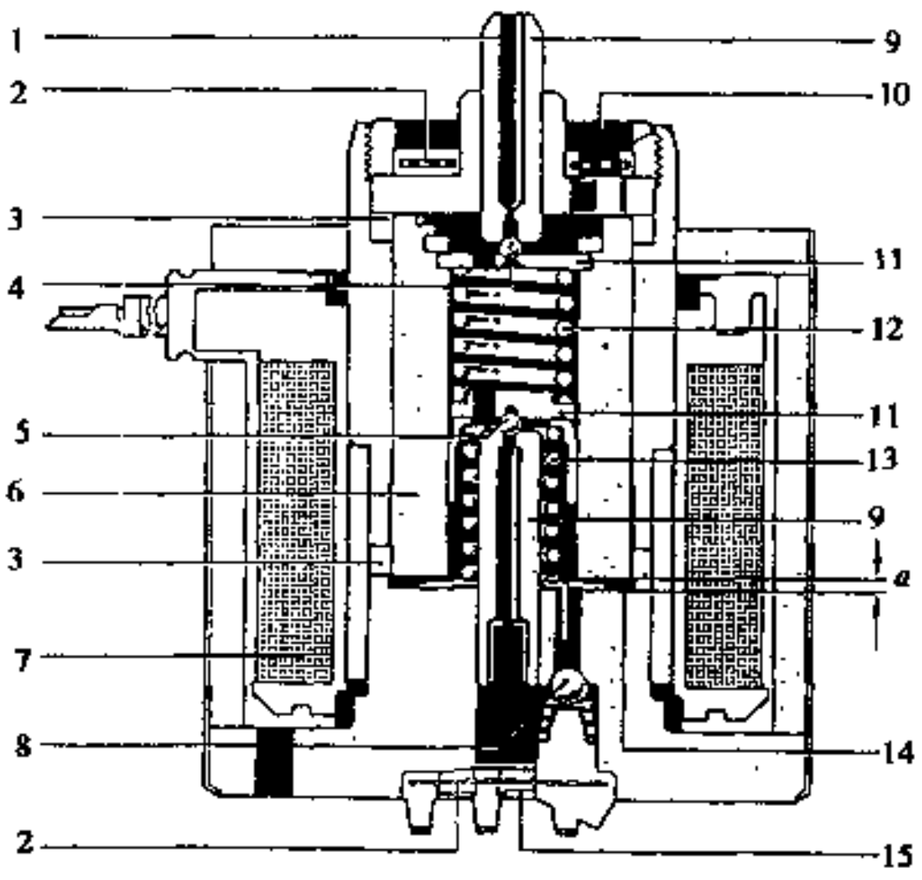


图 5-6-16 液压电磁调节阀示意图

1-至回油管路；2-滤清器；3-非磁性支承圈；4-回液阀；5-进液阀；6-衔铁；7-线圈；8-止回阀；9-阀座；10-至轮缸；11-顶板；12-副弹簧；13-主弹簧；14-凹槽台阶；15-至制动主缸

图 5-6-18 所示是 Wabco 公司的一个气压电磁调节阀示意图。该阀中有压力保持阀 11 和排气阀 3，分别由电磁阀 10 和 6 控制，进气腔 A 的通道 d 经打开的电磁阀 6 与排气阀背腔相通。在非工作状态，在两只复位弹簧 5 的作用下，电磁阀 10 处于关闭位置，其通大气口 9 开启，而电磁阀 6 处于开启位置，其通大气口 7 被关闭。两个膜片阀在各自的复位弹簧 4 作用下均处于关闭状态。其三个切换位置如下。

压力升高位置，两只电磁阀均不投入工作。当制动时，来自气制动阀的压缩空气由进气接口 1 进入 A 腔，克服复位弹簧 4 的预紧力打开压力保持阀 11，保持阀背腔经通大气口 9 与大气相通，使 A 腔与 B 腔接

汽车论坛 http://www.qclt.com

通、压缩空气经出气接口2输往制动气室。与此同时，进入A腔的压缩空气经通道d进入排气阀3的背腔，加上弹簧4的预紧力，保证排气阀不被打开。这种工况与未装ABS时一样。

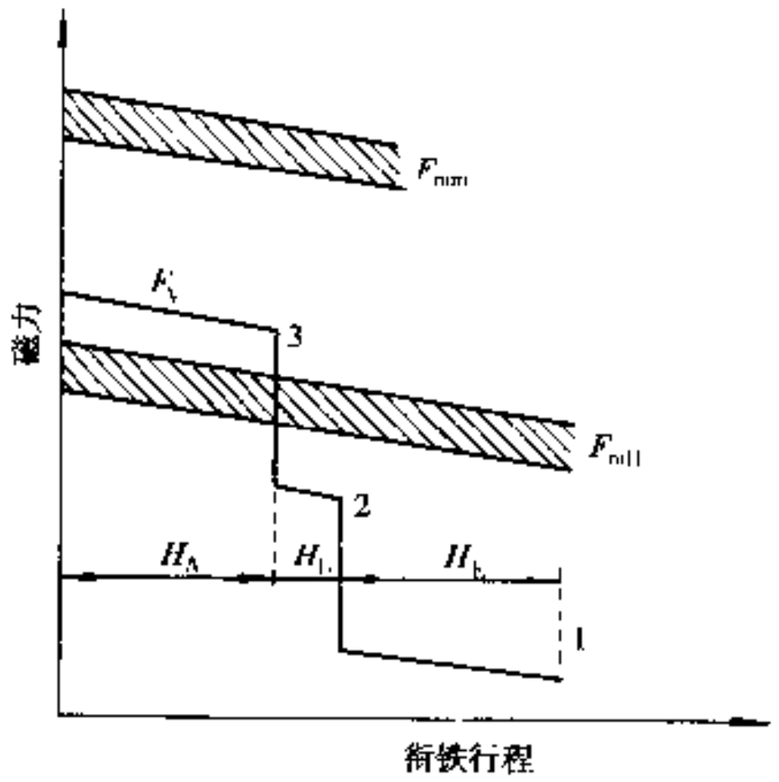


图5-6-17 磁力—衔铁行程曲线

F_{mH}-保持电流时的磁力；H_A-排气行程；F_{mm}-最大电流时的磁力；H_E-进气行程；F_V-作动力；H_U-重叠行程

1-压力升高位置；2-压力保持位置；3-压力降低位置

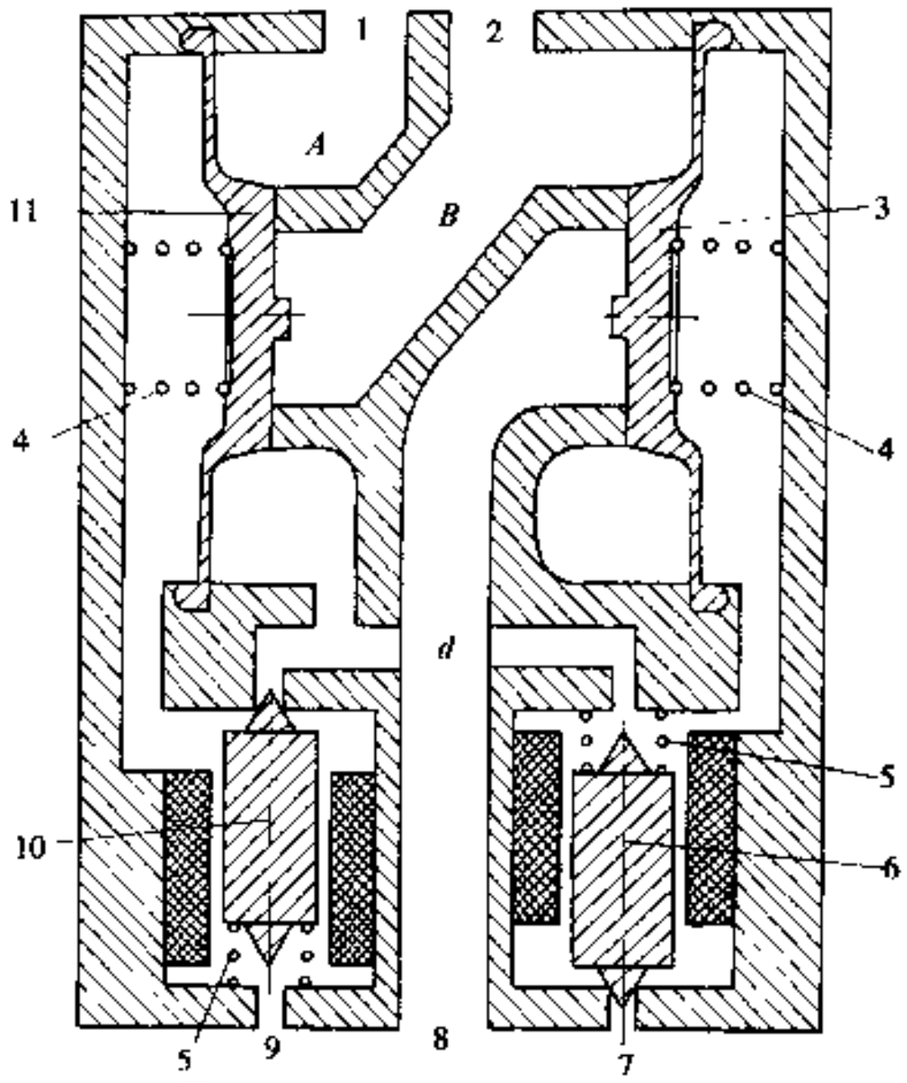


图5-6-18 气压电磁调节阀示意图

1-进气接口；2-出气接口；3-排气阀；4-膜片阀复位弹簧；5-电磁阀复位弹簧；6、10-电磁阀；7、9-通大气口；8-排气口；11-压力保持阀

在压力保持位置，电磁阀10的线圈供电，使其下移，打开电磁阀，直到将通大气口9关闭。此时压力保持阀3的背腔与大气切断而与A腔接通，保持阀重新关闭，使制动气室处于封闭状态。

在压力降低位置，两个电磁阀的线圈供电，电磁阀10的动作同上；而电磁阀6上移将阀关闭，切断排气阀4的背腔与通道d的连接，使之与通大气口7相通，此时排气阀被打开，制动气室里的压缩空气经排气口8迅速排入大气。

4）附件

包括各种电缆、导线插头、插座、接线盒、导管和管接头等

5.6.2.3 ABS的控制方式

1）单轮控制（IR）

每个车轮使用一个轮速传感器、一个电磁调节阀和电子控制器的一个通道（图5-6-19）。每个车轮的速度信息输入电子控制器的一个通道，制动压力按照各车轮路面附着系数独立调节。其优点是每个车轮都能最大限度地利用路面附着系数，从而提高了制动效能，同时对准确估计车速非常有利。但在同轴左、右车轮路面附着系数相差较大的情况下，横摆力矩较大，使汽车方向稳定性变坏。

2）修正的单轮控制（MIR）

所用的元件与IR一样，不同之处在于同轴左、右车轮路面附着系数相差较大时，限制高附着系数侧车轮的制动压力增大，使其制动不足。修正的单轮控制可适当减小横摆力矩，使方向稳定性提高，但由于高附着系数侧车轮的路面附着系数未得到充分利用，汽车制动距离有所增加。

3）轴控制（AR）

每根轴（包含左、右车轮）使用一个电磁调节阀和电子控制器的一个通道，每个车轮使用一个轮速传

汽车论坛 http://www.qclt.com

感器（图 5-6 20）。同轴左、右车轮的轮速传感器分别提供各自的转速信号，经电子控制器处理后向电磁调节阀输出一个调节指令。显然，这里存在着对于不同的左、右车轮传感器信号，取哪一个作为电子控制器处理依据的问题。因此轴控制有下列两种选择。

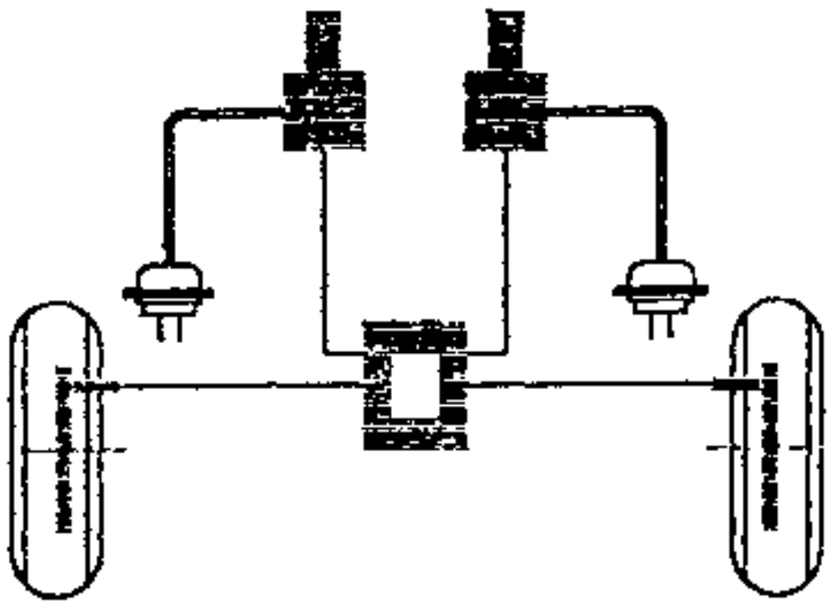


图 5-6-19 单轮控制（IR）

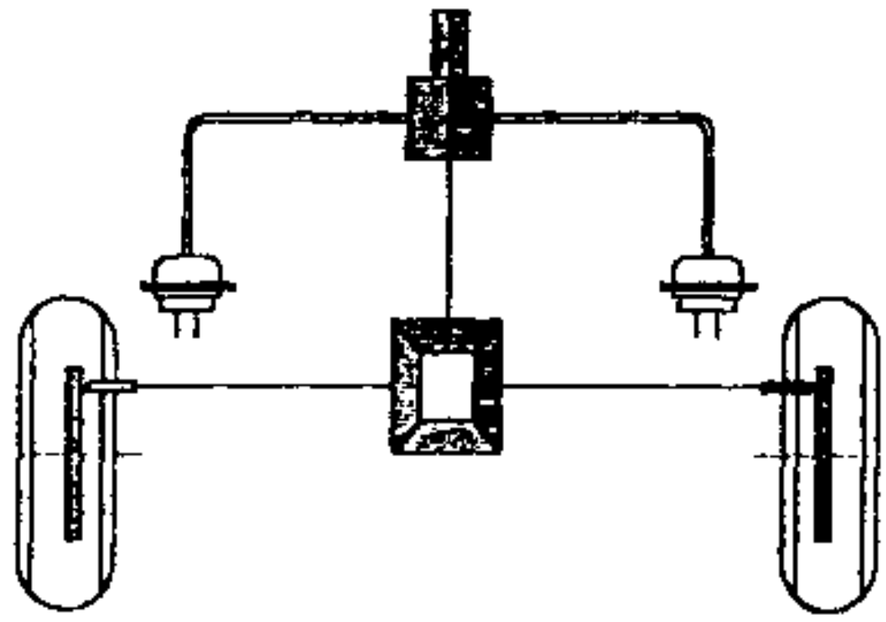


图 5-6-20 轴控制（AR）

（1）低选调节（SLR）

所谓低选调节就是以两侧车轮中附着系数较低一侧的传感器信号来确定制动压力的调节。这种调节牺牲了高附着系数侧车轮的部分制动力，但提高了操纵性和方向稳定性。

（2）高选调节（SHR）

与低选调节相反，高选调节是以两侧车轮中附着系数较高一侧的传感器信号来确定制动压力的调节。这种调节充分利用了高附着系数侧车轮的制动力，但可能会使低附着系数侧的车轮抱死。

4）修正的轴控制（MAR）

调节方式介于高选和低选调节之间。同轴左、右侧车轮传感器信号经 ECU 处理提供优化的制动压力。

5）边控制（SR）

左、右侧车轮各侧用一个电磁调节阀控制制动压力，同侧两个车轮各有一个轮速传感器（图 5-6-21）。与 AR 一样，可以采用高选调节或低选调节。

6）修正的边控制（MSR）

其调节方案与修正的轴控制一样，介于高选和低选调节之间。

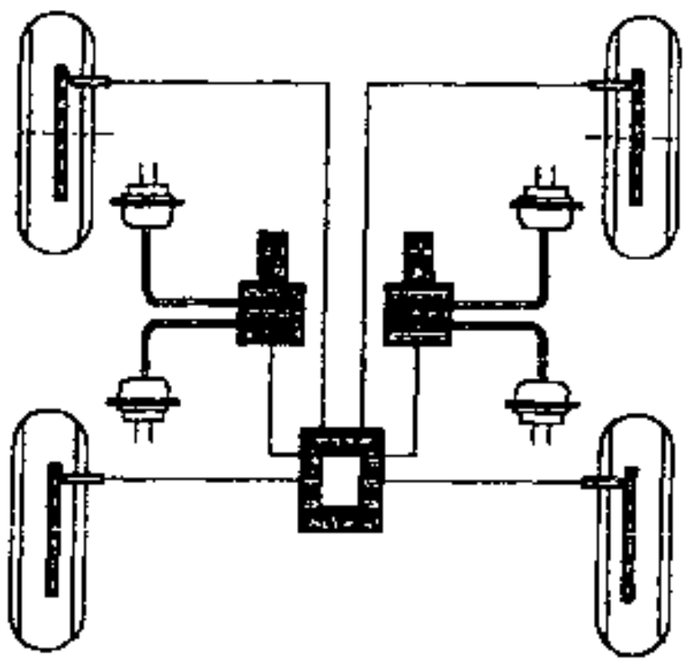


图 5-6-21 边控制（SR）

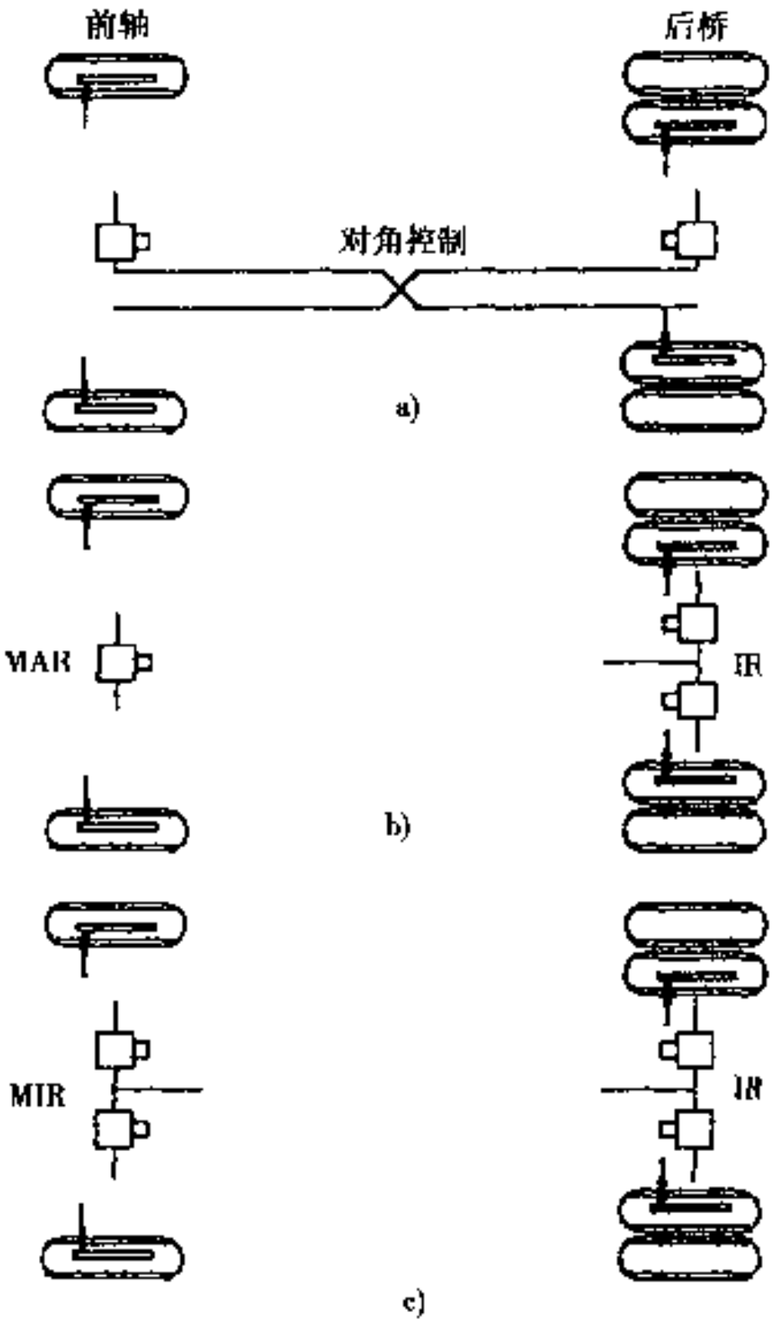


图 5-6-22 ABS 在双轴汽车上的配置方案
a)4S/2M； b)4S/3M； c)4S/4M

汽车论坛 http://www.qclt.com

5.6.2.4 ABS在汽车上的配置方案

ABS在汽车上的配置方案应根据汽车的结构型式、整车参数和制动系参数确定。在保证获得良好制动性能的前提下，要兼顾经济性。通常用轮速传感器数(以S表示)/电磁调节阀数(以M表示)和轴(桥)的控制方式来说明其配置方案。

1）双轴汽车

如图5-6-22所示，转向轴多采用MIR或MAR，使其在制动时具有较好的转向能力，后轴采用IR，以充分利用每个车轮的路面附着系数。对角控制是一种较经济的方案，只用两个电磁调节阀。

2）三轴汽车

如图5-6-23所示，三轴汽车的转向轴控制与双轴汽车一样，多采用MIR或MAR。双后轴的控制方式则要考虑轴和悬架的型式。平衡悬架的两根轴多采用MSR，提升轴一般采用间接控制（InR），即车轮自身不安装轮速传感器，而是依靠与其共用电磁调节阀的另一个车轮传感器所提供的信息来调节制动压力。若要充分利用每个车轮的路面附着力，双后轴中的一根轴或两根轴可采用IR控制。

3）多轴汽车

如图5-6-24所示，对于双前轴，只直接控制一根轴上的车轮(可采用MAR或MIR)另一根轴采用InR。

5.6.2.5 ABS的系统组成

1）气压ABS系统

当前ABS都与ASR（驱动防滑装置）共同组成一个系统，这样只需添加少量元件便可使汽车既具有制动时车轮防抱死性能，又具有驱动时防止车轮滑转的功能。图5-6-25是Wabco公司双轴汽车ABS/ASR系统示意图，ABS部分是4S/4M配置，ASR部分也使用属于ABS的激励齿圈、轮速传感器和电磁调节阀，仅有两只二位二通电磁阀28是专为ASR添置的。通过两个控制回路控制驱动轮速度。

一是制动控制回路，当汽车速度在30km/h以下，如果一侧驱动轮趋向滑转时，轮速传感器将轮速信号输入电子控制器10并进行处理；当车轮滑移率超出设定的阈值时发出指令，打开二位二通电磁阀28，使储气筒5里的压缩空气经双通换向阀27进入电磁调节阀26并进行调节，对该侧车轮实施适度的制动，通过差速器使左、右侧车轮速度达到同步。

二是发动机控制回路，若两个驱动轮都倾向于滑转，发动机电子控制系统也介入工作，减小发动机转矩。

2）液压ABS系统

它比气压ABS系统要简洁得多，可将调压元件制成高度集成化的阀块。这样不仅使元件之间的连接更加可靠，大大降低故障率，而且使元件体积更小。典型结构如图5-6-26所示的ITT公司MK20型ABS。该系统设计成积木式结构，元件间用磁性插头插接，其插接后的外形尺寸为（132×100×153）mm，质量仅3kg。在汽车上的安装也很灵活，可以与制动主缸装成一体，也可分开安装。

图5-6-27所示为桑塔纳2000GSi轿车的ABS系统图。其配置是4S/3M，前轴为单轮控制，后轴为轴控制、低选调节。ABS控制的滑移率在15%～30%。它带有电子制动力分配功能（EBD），通过集成在ABS中的扩展软件来实现对后轴制动力的自动调节，使实际制动力分配曲线更接近理想曲线（图5-6-28）。

5.6.2.6 ABS功能的扩展——电子控制制动系统

90年代以来，国外在ABS基础上，开发出电子控制制动系统（Electronic Controlled Braking System），即EBS。目前这种系统已在欧洲批量生产，开始应用于大型客车、重型货车和汽车列车上，图5-6-29为EBS示意图。该系统中除应急制动回路外，均以电子控制方式替代原来的气压控制方式，但为了安全起见，仍保留这两套控制系统。EBS的工作原理是，在每次制动中，中央处理器根据接收到的轮速信号、摩擦片磨损信号、载荷信号、踏板行程信号，以及发动机、缓速器和变速器等的有关信号，经处理后向电磁阀和轴荷调节器发出控制制动气室压力的指令，使各车轮的制动力得到合理分配。

汽车论坛 http://www.qclt.com

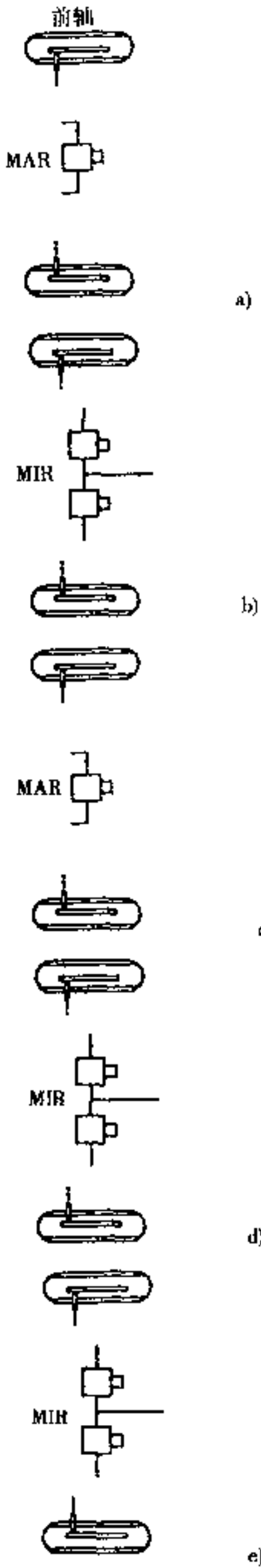
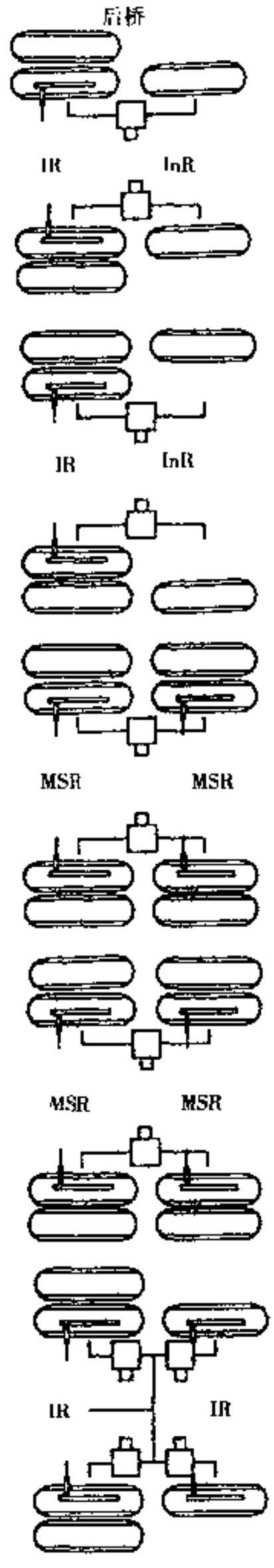
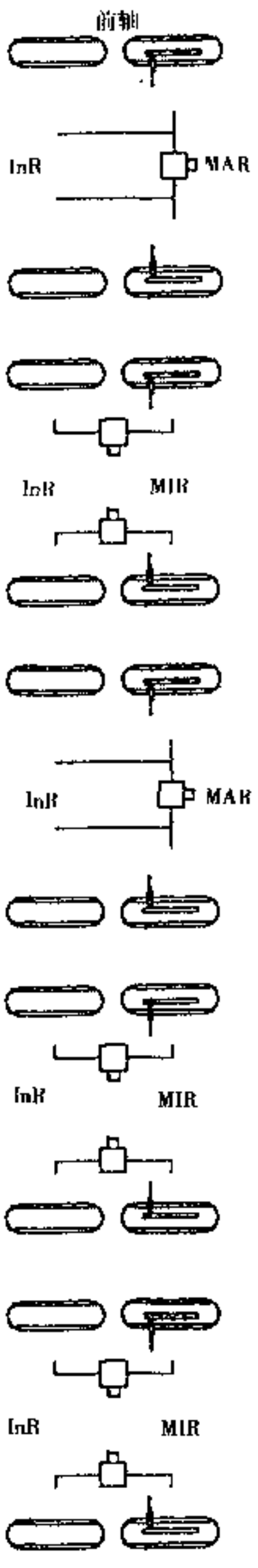
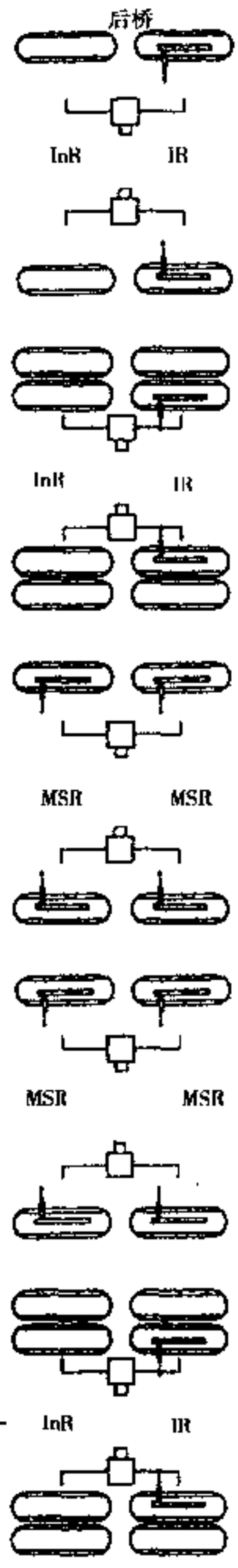


图 5-6-23 ABS 在三轴汽车上的配置方案
a)4S/3M; b)4S/4M; c)6S/3M; d)6S/4M; e)6S/6M







a) b) c) d) e)

图 5-6-24 ABS 在多轴汽车上的配置方案
a)4S/3M; b)4S/4M; c)6S/3M; d)6S/4M; e)6S/6M

EBS 除了具有 ABS/ASR 功能以外，还有许多优点。首先是由于制动反应时间短（约为 0.3s），可显著

汽车论坛 http://www.qclt.com

缩短制动距离，提高制动灵敏度和制动协调性，使制动更加安全。同时由于在一般制动情况下制动力的调节主要是考虑不同的载荷状态和摩擦片的磨损，因之还可以改善制动舒适性，并使各车轮摩擦片的磨损均匀。另外还要指出，该系统与 ABS 的区别在于后者只在紧急状态下，当车轮滑移率超过阈值时才起作用，而前者不论车轮处于什么状态，只要踏下制动踏板即起作用。

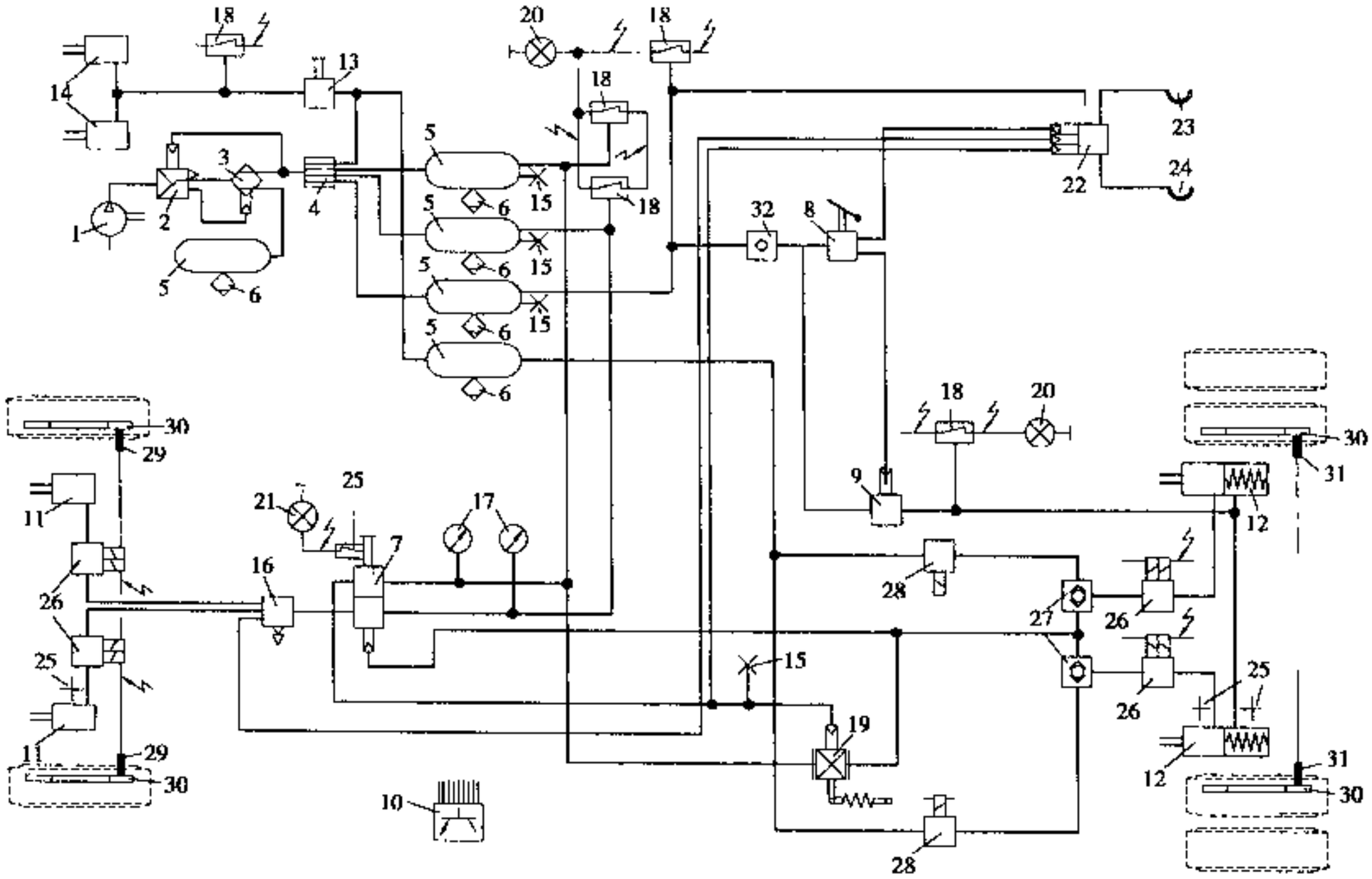


图 5-6-25 ABS/ASR 系统示意图

1-空压机；2-调压阀；3-空气干燥器；4-四回路压力保护阀；5-储气筒；6-排放阀；7-气制动阀；8-手控制动阀；9-继动阀；10-电子控制器；11-制动气室（前）；12-复合式制动气室（后）；13-二位三通阀；14-控制缸；15-测试接头；16-快放阀；17-气压表；18-压力开关；19-感载比例阀；20-报警灯；21-制动灯；22-挂车制动阀；23-挂车供给接头；24-挂车控制接头；25-弹性元件；26-ABS 电磁调节阀；27 双通换向阀；28-二位三通电磁阀；29-轮速传感器（前）；30-激励齿圈；31-轮速传感器（后）；32-单向阀

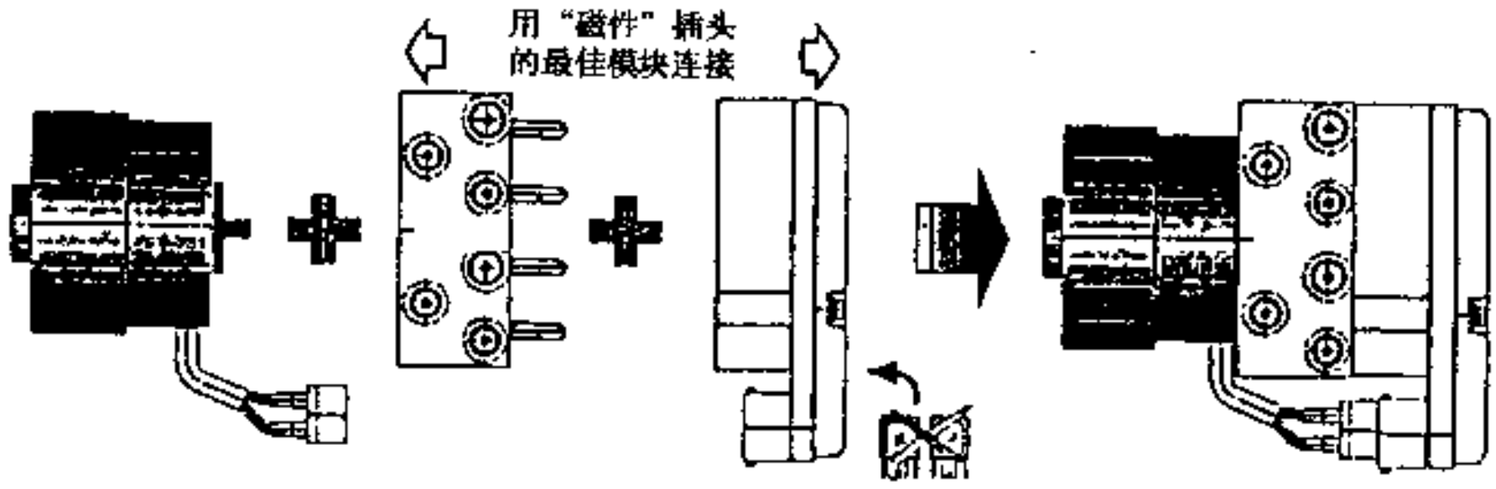


图 5-6-26 MK20 型 ABS（ITT）

1-泵马达；2-阀块；3-电子控制器

汽车论坛 http://www.qclt.com

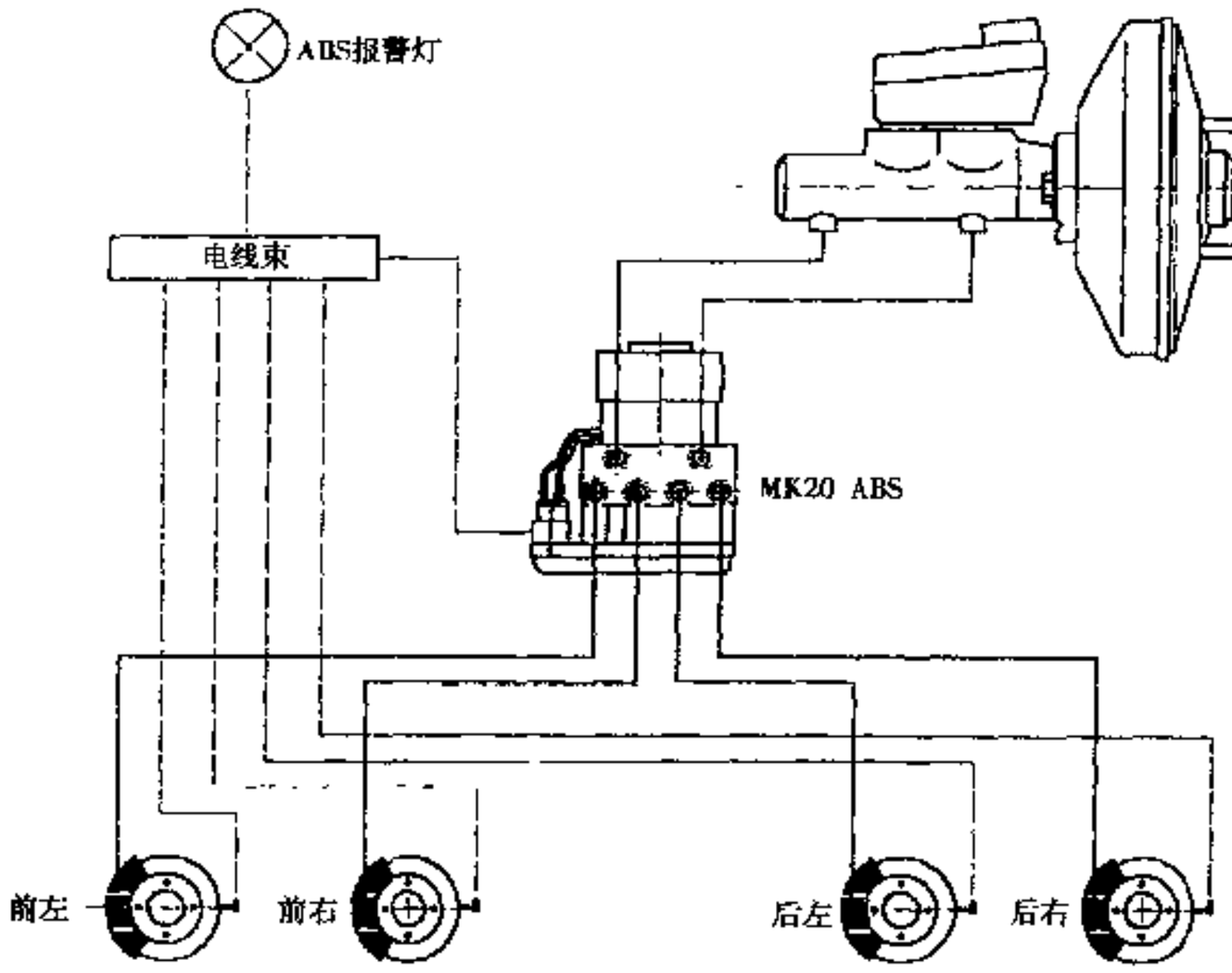


图 5-6-27 桑塔纳 2000GSi 轿车的 ABS

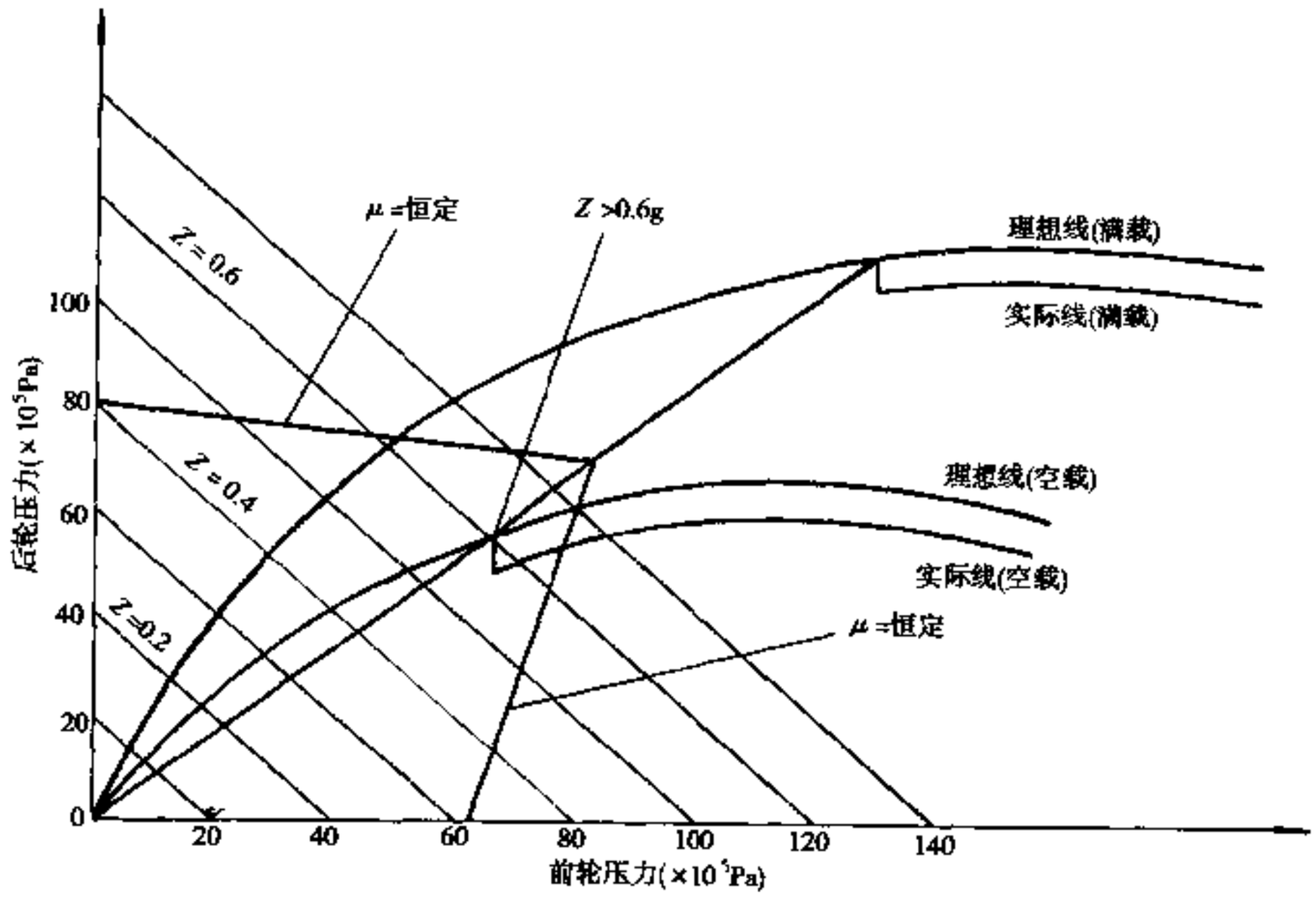


图 5-6-28 桑塔纳 2000GSi 轿车制动力分配曲线

汽车论坛 http://www.qclt.com

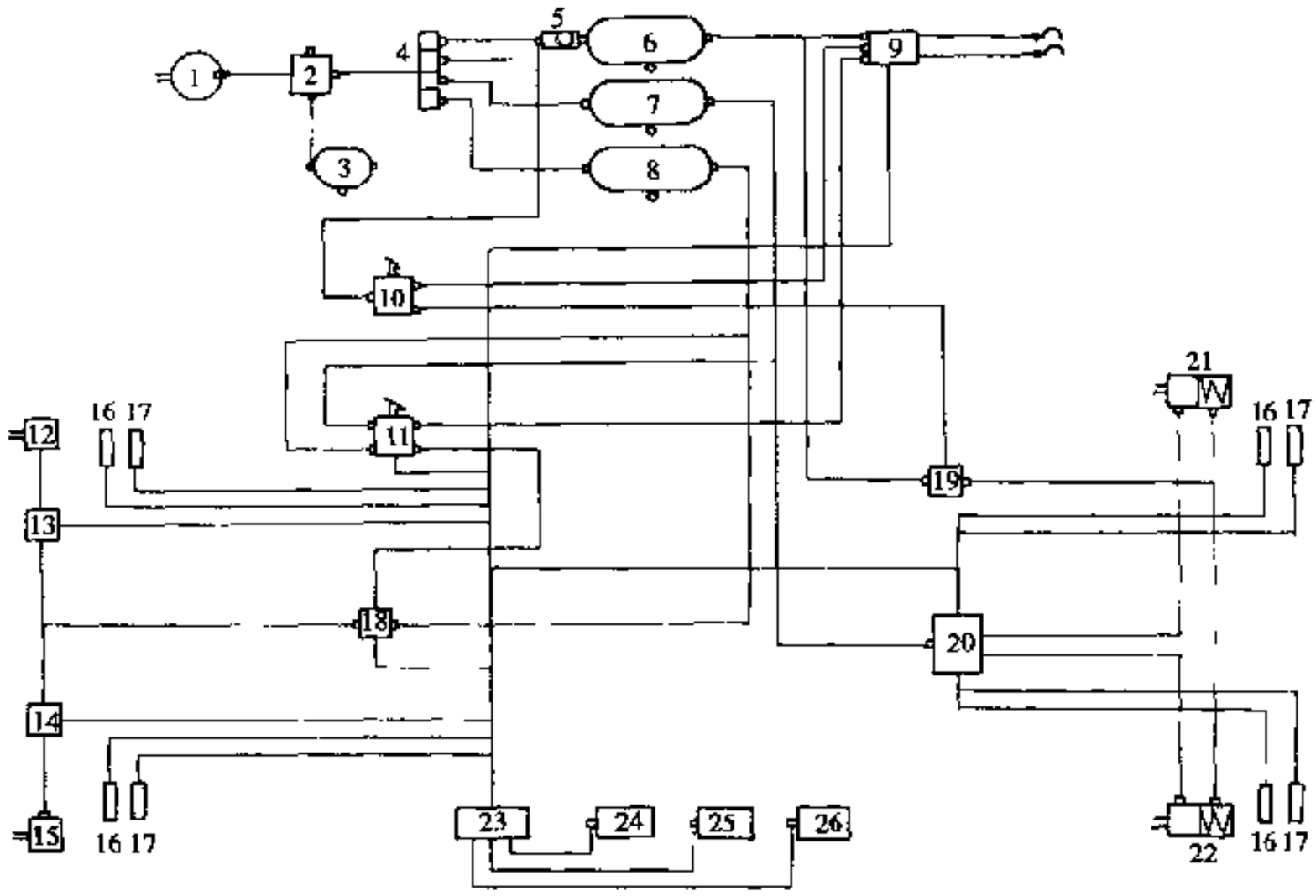


图 5-6-29 EBS 示意图

1-空压机；2-空气干燥器；3-再生储气筒；4-四回路压力保护阀；5-单向阀；6-应急制动储气筒；7-后制动储气筒；8-前制动储气筒；9-挂车制动阀；10-手控制动阀；11-制动转换器/气制动阀；12、15-前制动气室；13、14-电磁阀；16-轮速传感器；17-磨损传感器；18-比例继动阀；19-继动阀；20-轴荷调节器/感载比例阀；21、22-后制动气室；23-中央处理器；24-发动机；25-缓速器；26-变速器

（撰稿人：程文庆）

5.7 驻车制动系和应急制动系

5.7.1 驻车制动系和应急制动系的结构

按 GB12676—1999 的规定，在满足某些要求的前提下，行车制动系、应急制动系和驻车制动系的部件可以共用，但行车制动系的控制装置和传能装置必须与驻车制动系相互独立。

5.7.1.1 驻车制动系

驻车制动系有以下两种型式。一是车轮驻车制动，一般兼用后轮制动器，仅有与行车制动系分开的控制装置和传能装置；二是中央驻车制动，有专设的中央制动器，以及独立的控制装置和传能装置。

采用前一种方式不仅可简化结构和降低成本，而且由于制动力矩直接作用于车轮上，不会传到传动系，可兼用作应急制动。采用后一种方式时，制动力矩须经过驱动桥分配到两侧车轮上，这样虽可以将制动力矩放大，但在紧急制动时可能因传动系零件过载造成损坏而导致制动失效。

60 年代以前，轿车和微、轻型汽车大部分采用车轮驻车制动器，中、重型汽车几乎都采用中央驻车制动器。随着汽车的大型化和高性能化，对应急制动效能及可靠性的要求更加严格，所以中、重型汽车采用储能弹簧车轮驻车制动器的愈来愈多。

1）后轮驻车制动系

（1）轮缸式后轮制动器

对于领从蹄式和双向伺服式制动器，只需附加一个驻车制动推杆和一个驻车制动杠杆即可。使用驻车

汽车论坛 http://www.qclt.com

制动时，由人力扳动操纵杆，通过操纵缆绳、平衡臂和拉杆（拉绳）拉动驻车制动杠杆，使两蹄张开。

（2）凸轮张开式后轮制动器

制动器内部结构不变，只需将普通的制动气室改为复合式储能弹簧制动气室，并在气压制动系统中增设手控制动阀和专用储气筒。进行驻车制动时，扳动手控制动阀使弹簧压缩腔中的气压降低，处于压缩状态的弹簧即释放出储存的势能，通过纯机械方式产生制动作用。

（3）钳盘式后轮制动器

对于滑动钳盘式制动器，可在制动钳油缸内加装一套用以推动油缸活塞的机械促动装置即可。如图 5-7-1 示出了奥迪五缸机型轿车的后制动器[33]。

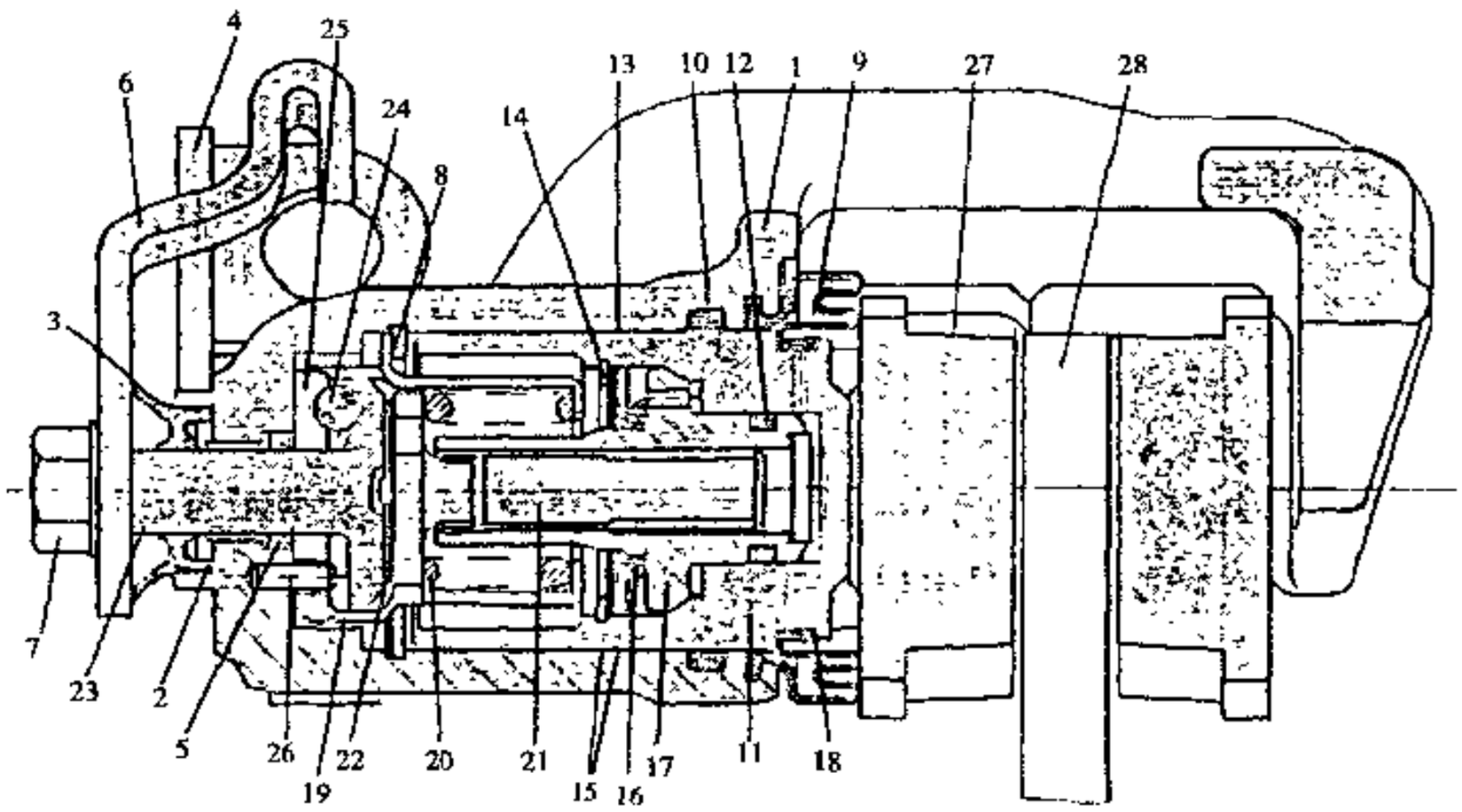


图 5-7-1 带驻车制动操纵装置的滑动钳盘式制动器

1-壳体；2-滑动衬套；3-J 型皮碗；4-钢丝绳支架；5-环形密封圈；6-驻车制动杠杆；7-螺母；8-保护环；9-活塞保护帽；10-密封圈；11-活塞；12-密封皮碗；13-弹簧垫片；14-限位环；15-垫片；16-推力轴承；17-调整螺母；18-盖；19-弹性保持架；20-压力弹簧；21-压杆；22-推力盘；23-回转斜面；24-球；25-支承盘；26-保持销；27-摩擦块；28-制动盘

对于定钳盘式制动器，需附装一套供驻车制动用的辅助制动钳，或采用图 5-7-2 所示的盘鼓结合式制动器，图中装在制动盘毂部的鼓式制动器（双向伺服式）用于驻车制动。

2）中央驻车制动系

一般多采用结构紧凑、效能高的双向伺服式制动器。这种制动器作为驻车制动器时不会产生高温，因而热衰退问题不突出。图 5-7-3 为五十铃 N 系列轻型汽车所用的双向伺服式中央驻车制动器，表 5-7-1 列出其结构参数[16]。在中、重型汽车上则采用凸轮促动的双向伺服式中央驻车制动器，如图 5-7-4 所示。

表 5-7-1 五十铃 N 系列汽车驻车制动器结构参数

车型	摩擦片宽度 (mm)	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (mm)	F (mm)	θ_1 (°)	θ_2 (°)
NHR、NKR	35	43	63	70	70	27	178	32	125
NPR	45	47	69	73	78.6	27	190	32	125

汽车论坛 http://www.qclt.com

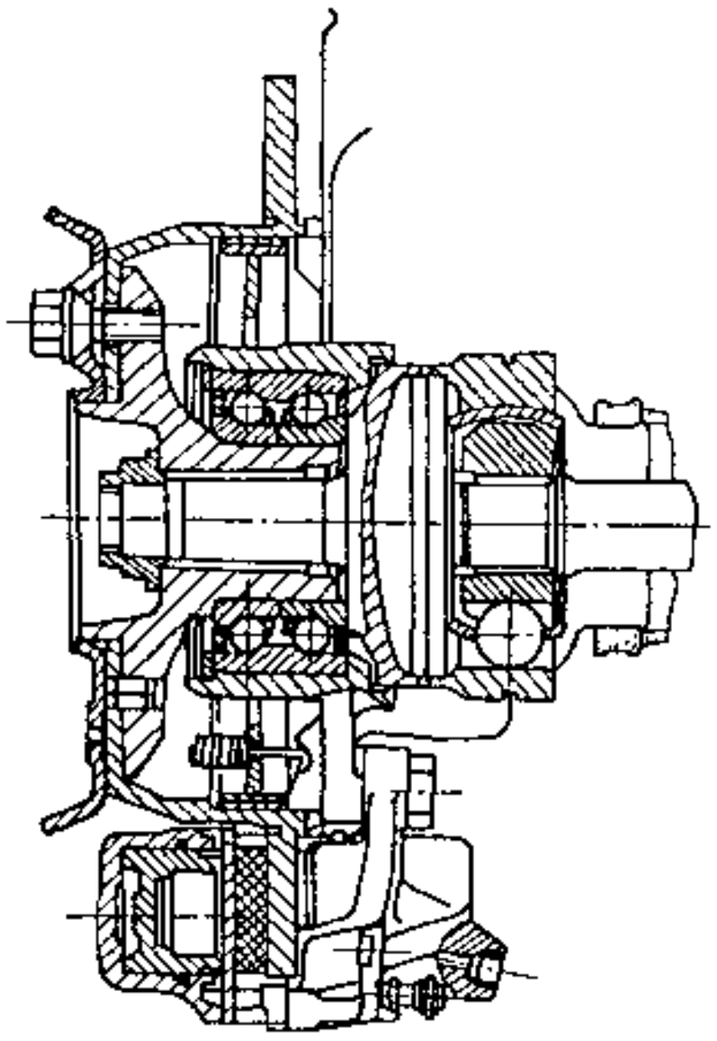


图 5-7-2 盘鼓结合式制动器

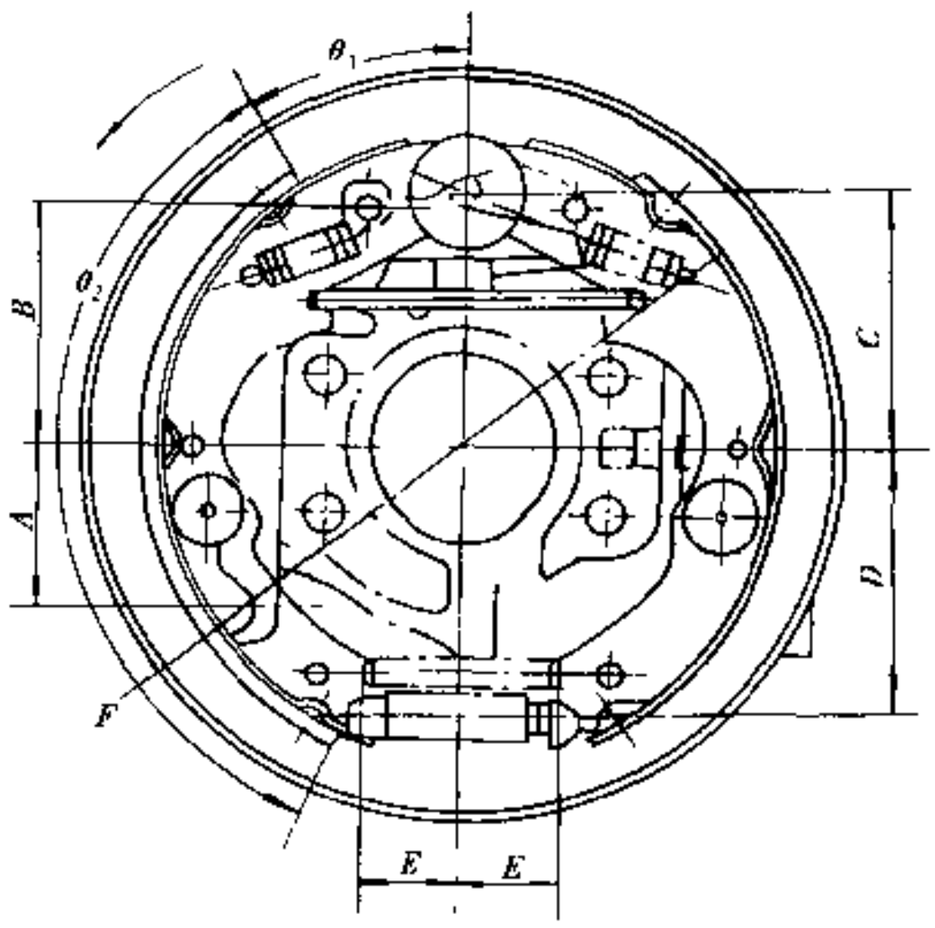


图 5-7-3 五十铃 N 系列汽车的中央驻车制动器

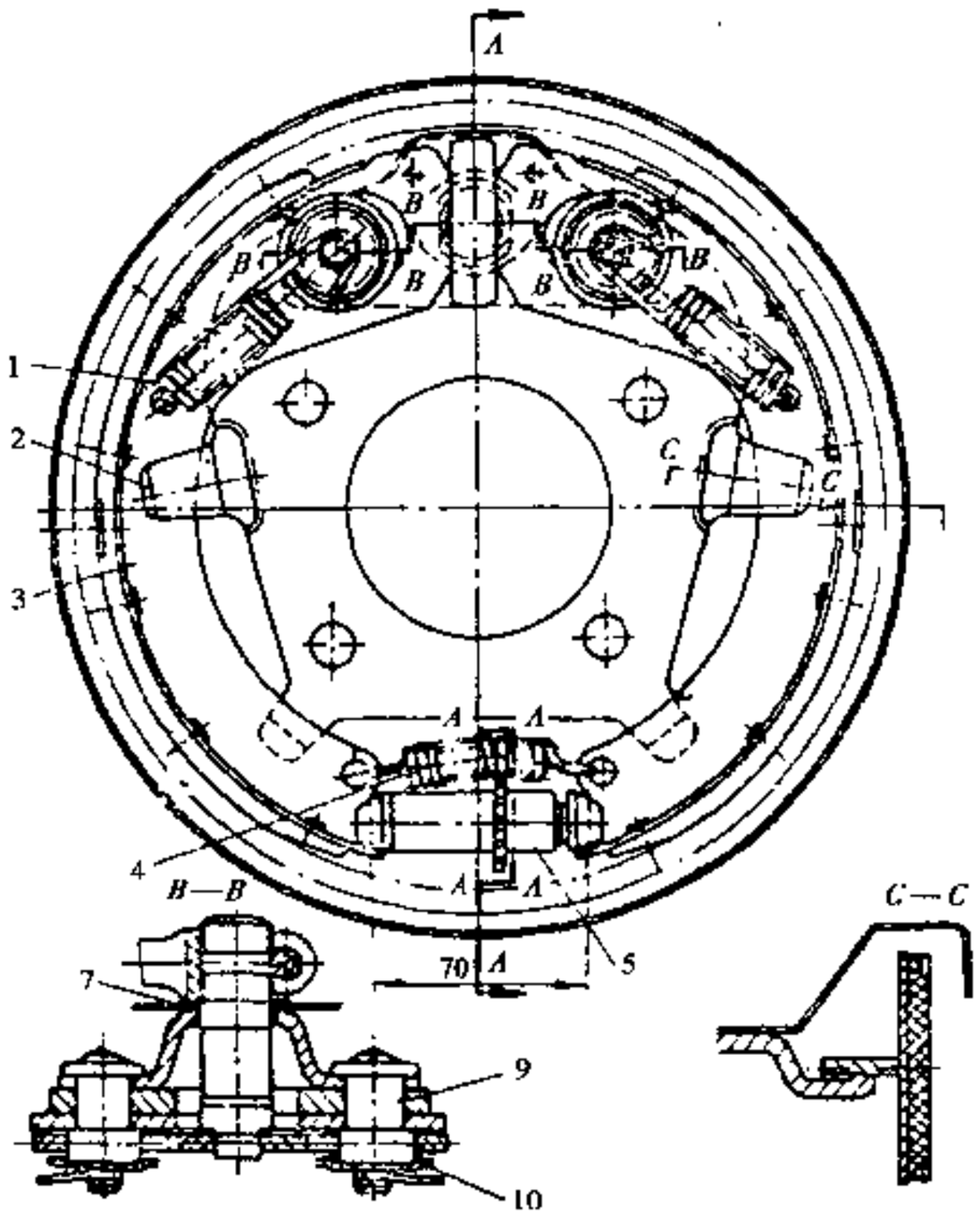


图 5-7-4 解放 CA1091 汽车的中央驻车制动器

1-复位弹簧；2-制动底板；3-制动蹄；4-拉簧；5-间隙调整杆；6-制动凸轮；7-簧片；8-拉臂紧固螺钉；9-制动蹄支承销；10-挡圈

汽车论坛 http://www.qclt.com

5.7.1.2 应急制动系

应急制动系通常依附于行车制动系或驻车制动系，而无自己的制动器甚至操纵机构，主要有下列两种方式。

1）与行车制动系共用同一控制装置和传能装置

按 GB12676—1999 的规定，这种应急制动系应满足下列要求。

①若行车制动系为伺服制动，则当助力失效时，仍能由驾驶员的体力及未受失效影响的能源来保证实施应急制动，且作用于控制装置上的力不得超过规定的最大值。

②若行车制动系为动力制动，则必须至少有两个完全独立的储能装置，每个储能装置必须有独立的传能装置，都应在两个或两个以上车轮的制动器上起作用，其选择应能使车辆达到规定的应急制动效能，且在制动时不影响车辆的稳定性。此外，每个储能装置都必须安装规定的报警装置。

2）与储能弹簧驻车制动系结合

弹簧制动系指由起储能作用的弹簧提供制动所需能量的制动系，其结构和性能应符合 GB12676—1999 的规定。

5.7.2 驻车制动和应急制动性能计算

5.7.2.1 驻车制动和应急制动所需的制动力

1）驻车所需的制动力

按 GB12676—1999 的规定，驻车制动系必须使满载车辆停在 18%坡道上（上坡或下坡）；对于允许挂接挂车的车辆，牵引车的驻车制动系必须能使汽车列车停在 12%坡道上。由图 5-7-5 可知，驻车所需的地面制动力为：

$$F_Z = m_a g \sin\alpha \quad (\mathrm{N}) \qquad (5\text{-}7\text{-}1)$$

必要时应验算路面附着条件：

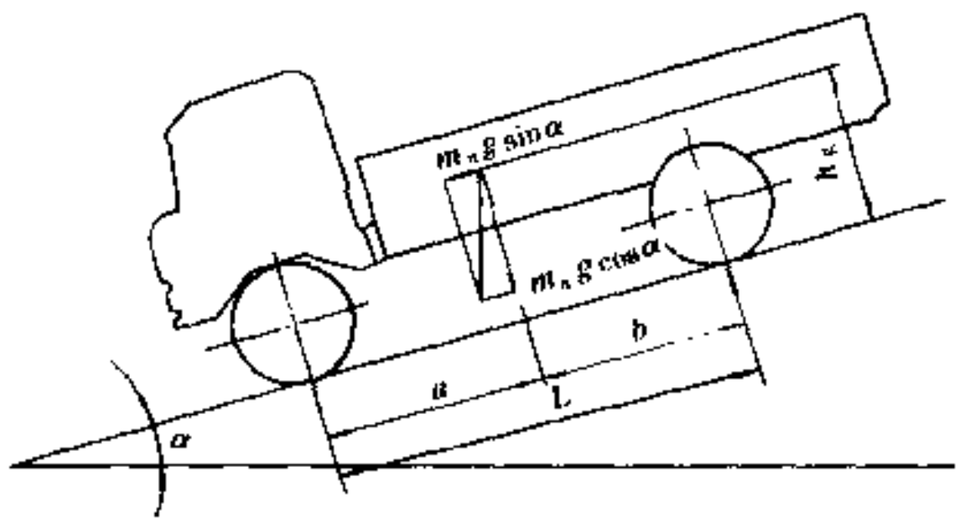


图 5-7-5 汽车在下坡路上停驻时的受力图

$$\frac{\sin\alpha}{\frac{a}{L}\cos\alpha \pm \frac{h_g}{L}\sin\alpha} \leqslant \varphi \qquad (5\text{-}7\text{-}2)$$

汽车停驻在上坡路时用“+”号，停驻在下坡路时用“-”号。不能满足式 5-7-2 时汽车将向坡道下方滑移。

式中：m_a——汽车最大总质量，kg；

g——重力加速度，$g = 9.81 \mathrm{m/s^2}$；

L——汽车轴距，m；

a——汽车质心至前轴中心线的距离，m；

h_g——汽车质心高度，m；

α——坡度角；

φ——路面附着系数。

2）应急制动所需的制动力

（1）应急制动系与Ⅹ型双回路行车制动系结合

当一条回路失效时，另一条回路的一侧前轮制动器和对角的后轮制动器在不出现车轮抱死的情况下所产生的最大地面制动力，分别为 $F_{\mu_1}/2$ 和 $F_{\mu_2}/2$（式 5-2-4）。

（2）应急制动系与Ⅱ型双回路行车制动系结合

当一条回路失效时，另一条回路的前轴或后轴制动器在不出现车轮抱死的情况下所产生的最大地面制

汽车论坛 http://www.qclt.com

动力分别为：

$$\left.\begin{aligned} F_{\mu_1} &= \frac{m_a g\varphi b}{L-\varphi h_g} \\ F_{\mu_2} &= \frac{m_a g\varphi a}{L+\varphi h_g} \end{aligned}\right\} \quad (\mathrm{N}) \qquad (5\text{-}7\text{-}3)$$

式中：b——汽车质心至后轴中心线的距离，m。

(3) 应急制动系与后轮驻车制动系结合

应急制动所需的制动力由后轴制动器产生，不出现车轮抱死的最大地面制动力即为式 5-7-3 中的 F_{μ_2}。

5.7.2.2 驻车制动和应急制动所需的控制力

按驻车和应急制动所需的地面制动力，以及所使用的制动器及其传能装置参数，可算出不同状况下控制装置（操纵杆、储能制动气室）上的作用力。

按 GB12676—1999 的规定，驻车制动和应急制动手控制力，对 M_1 类车辆应不大于 400N，其他类车辆应不大于 600N。（撰稿人：林重博）

5.8 缓 速 装 置

缓速装置（缓速器）是辅助制动系中产生阻止汽车运动的力和吸收行驶能量的部件，按其工作原理分为发动机缓速装置、液力缓速器、电涡流缓速器、电机缓速装置和空气动力缓速装置等。

按 GB12676—1999 的规定，对于最大总质量大于 10000kg 的非城市客车中的 M_3 类客车，应能在只使用缓速器下以 30km/h 的平均速度在 7% 的坡道上满载下坡行驶 6km。若用减速度来确定只使用发动机缓速装置的效能时，则平均减速度应不低于 $0.6m/s^2$。

5.8.1 发动机缓速装置

5.8.1.1 发动机排气制动

发动机排气制动的工作原理是，在排气总管与消声器间装设一个排气节流阀，通过排气节流使发动机在排气行程中变成为汽车驱动的空气压缩机。由于排气背压的提高，可增加排气行程中所作的负功。当处于排气背压和气缸压力作用下的排气阀两侧作用力之差值超过排气阀弹簧压力时，排气阀将不受凸轮轴的控制而产生浮动（开启），被压缩的空气在气阀重叠时间内从进气阀逸出，从而减少其在进气行程中膨胀所作的功。

排气节流阀多为蝶阀（图 5-8-1），可采用机械、气压、电控气压操纵，以气压操纵最为常见。关闭该阀时应切断发动机供油。为了使车轮制动器的磨损减至最小，排气制动操纵有与制动踏板和加速踏板联动的趋势，在踏下制动踏板或松开加速踏板时，排气制动即自动起作用。

排气制动的效能与发动机产生的制动压力（取决于排气阀开启前的排气总管压力、气阀重叠度和排气系统泄漏量等）、排量和转速成正比。通常排气制动功率约为发动机标定功率的 70%～100%，比纯发动机制动提高 50%～100%，大体上相当于后一种情况降低一个档位（变速器）的效果，汽车减速度约为 0.3～$0.7m/s^2$（挂高速档时取下限，挂低速档时取上限）。下坡时使用排气制动不但可保证行车安全，还可提高平均速度，降低车轮制动器和轮胎的磨损，并有利于保持发动机的正常工作温度和提高它的寿命。

发动机排气制动结构简单、质量小、价格低廉，使用方便，因此在中、重型柴油车上得到广泛应用，且有扩大到轻型柴油车的趋势。对于汽油车来说，由于发动机压缩比小、制动效能差、结构复杂、易发生阀门卡死等问题，故应用不多。

5.8.1.2 发动机压缩制动

发动机压缩制动是使柴油机在压缩行程中作为吸收功率的空气压缩机，又称为 Jacobs 发动机制动。采

汽车论坛 http://www.qclt.com

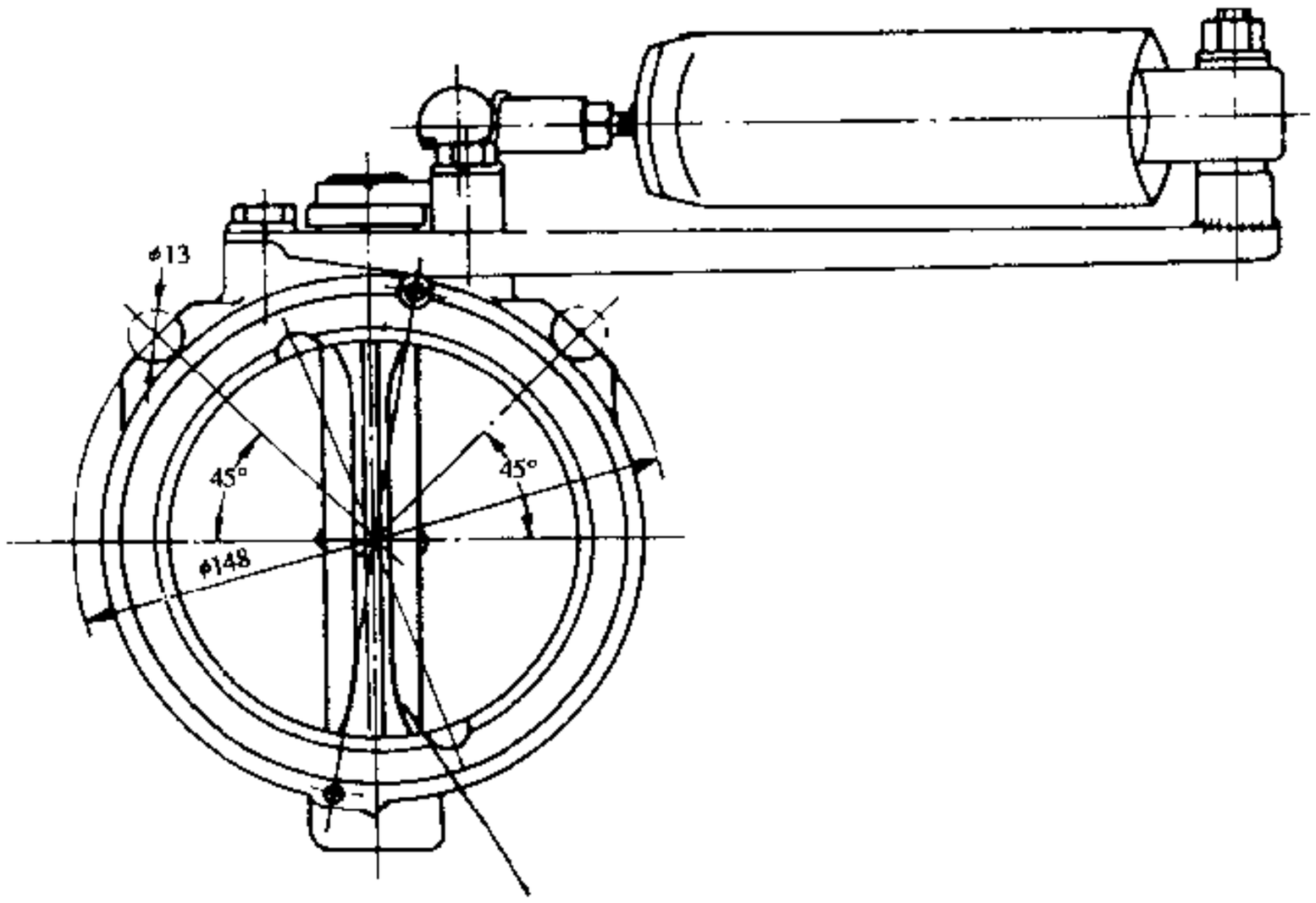


图 5-8-1 排气节流阀（带控制缸）

用这种制动方式的柴油机在压缩行程接近上止点时，由图 5-8-2 所示的控制装置打开排气阀，使被压缩的空气经排气总管排出，压缩能量不再回输给发动机。需要使用制动时接通电磁阀 1，机油泵即将油底壳的机油吸进控制阀 2，经油道 4 进入随动活塞 10 和主动活塞 5 上方，使活塞 5 下行而顶在喷油器推杆 20 上。当凸轮轴上控制喷油的第三凸轮通过推杆 20 迫使活塞 5 上行时，单向阀 9 关闭，油道 4 中的压力升高，推动活塞 10 下行而打开排气阀 21。美国康明斯、底特律等大功率柴油机上均有发动机压缩制动装置。

发动机压缩制动的效能与发动机排量和进气量有关。通常非增压柴油机的制动功率为标定功率的 75%，而增压柴油机则可达到 90%。它不仅适用于在山区或丘陵使用的汽车，从提高摩擦片寿命的观点考虑，也适用于在平原地区使用的城市客车。

5.8.2 液力缓速器[18]

液力缓速器是利用液体阻尼产生缓速作用的装置。图 5-8-3 为 Voith 公司液力缓速器，定子又是缓速器壳体，与变速器后端或车架连接，转子通过空心轴与传动轴相连，转子和定子上均铸出叶片。工作时，借助于控制阀的操纵向油池施加压力，使工作液充入转子和定子之间的工作腔内。转子旋转时通过工作液对定子作用一个转矩，而定子的反转矩即成为转子的制动转矩，其值取决于工作腔内的液量和压力（视控制阀调定的制动强度档位而定），以及转子的转速，见图 5-8-4 所示的缓速器特性。汽车动能消耗于工作液的摩擦和对定子的冲击而转换为热能，使工作液温度升高。工作液被引入热交换器中循环流动，将热传给冷却水，再通过发动机冷却系统散出。在采用液力传动的汽车中，可省去油池、油泵、热交换器（尺寸需加大）和利用液力传动的工作液，因而液力缓速器多用于液力传动汽车中。

液力缓速器的优点是：缓速效能比发动机缓速装置高，能以较高速度下坡行驶；尺寸和质量小，可与变速器连成一体；工作时不产生磨损；工作液产生的热易于传出和消散，且在下长坡时可保持发动机的正常工作温度；低速时制动转矩趋于零，在滑路制动时车轮不会产生滑移。缺点是接合和分离滞后时间长，不工作时有功率损失，用于机械传动汽车特别是用于挂车时结构复杂。

液力缓速器可装于变速器的前方或后方。前者如国产 27～125t 液力传动矿用自卸汽车所用的阿里逊液力变速器，缓速器位于变矩器和变速器之间，它由变速器输入轴驱动，可利用变速器的升速作用提高转子转速，以减小其尺寸，并可按所挂档位不同改变制动强度，但换档较为困难。后者如安凯 HFF6120GD 机

汽车论坛 http://www.qclt.com

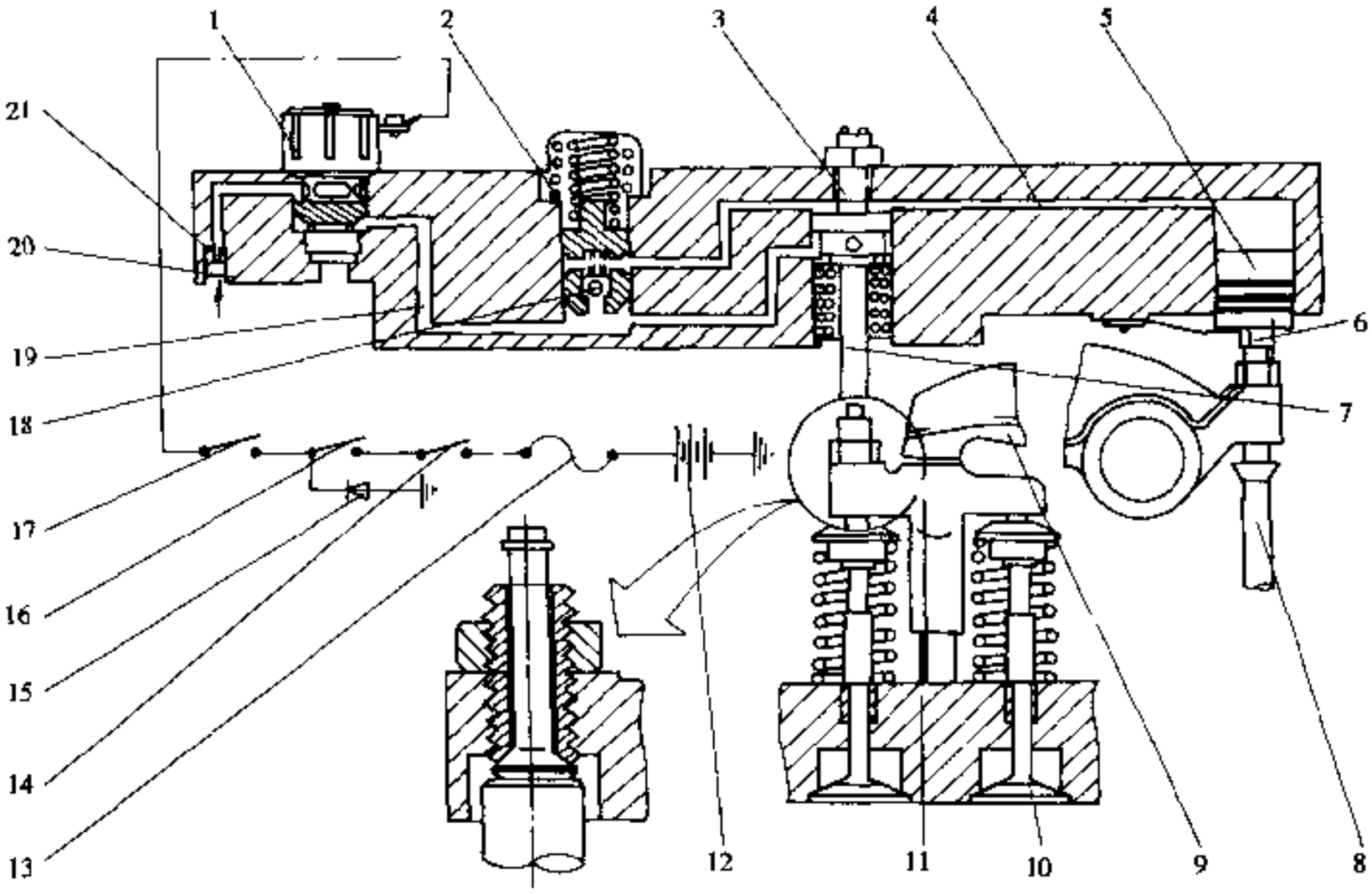


图 5-8-2 发动机压缩制动控制装置

1-电磁阀；2-控制阀；3-调整螺钉；4、19-油道；5-主动活塞；6-喷油器摇臂调整螺钉；7-随动活塞；8-喷油器推杆；9-排气阀摇臂；10-排气阀；11-排气阀横臂；12-蓄电池；13-熔断丝；14-离合器开关；15-二极管；16-燃油泵开关；17-指示灯开关；18、21-单向阀；20-进油口

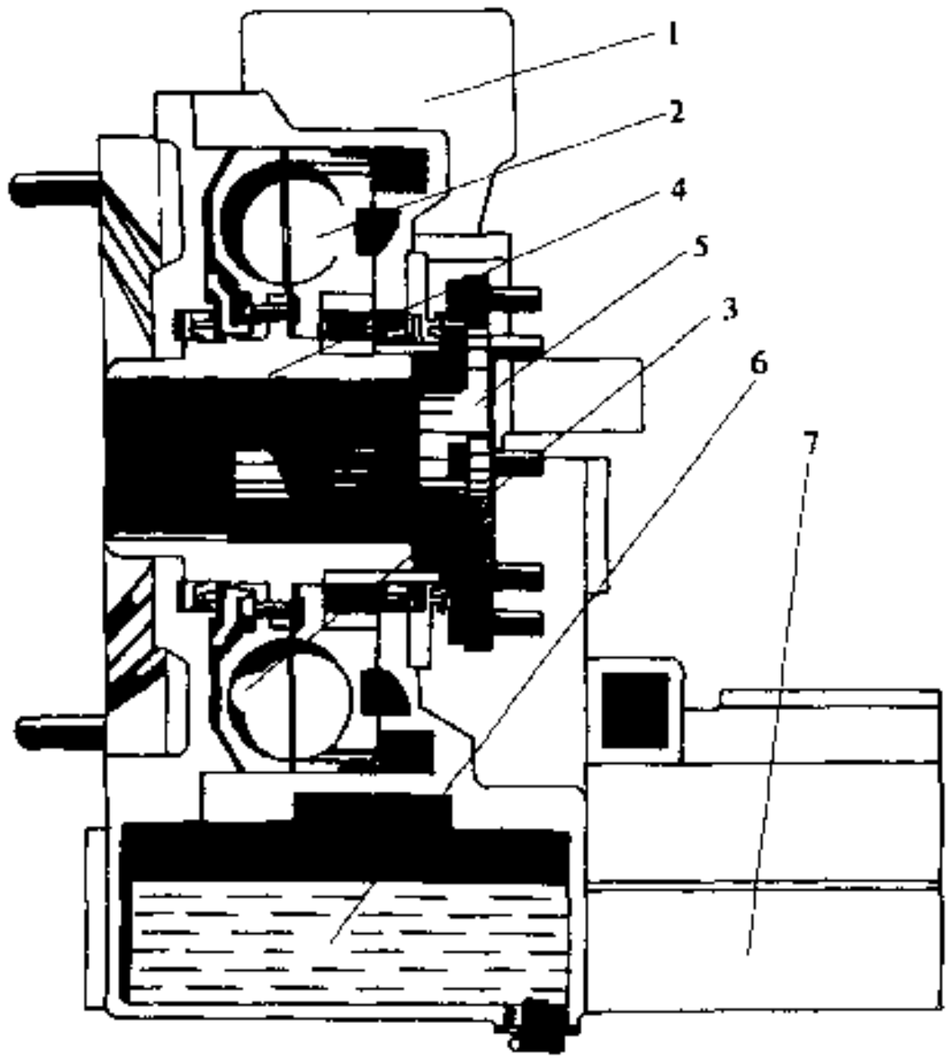


图 5-8-3 Voith 液力缓速器

1-控制阀；2-定子；3-转子；4-空心轴；5-凸缘；6-油池；7-热交换器

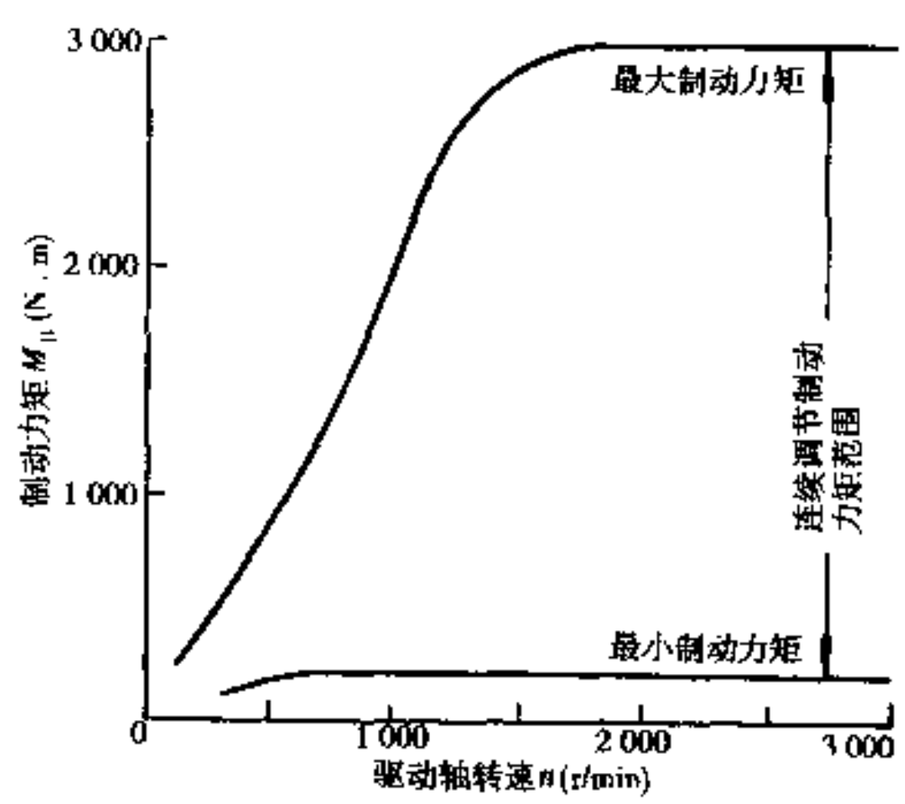


图 5-8-4 液力缓速器特性曲线

械传动客车所用的 Voith 缓速器，由变速器输出轴（传动轴）驱动，其制动效果与变速器档位无关，但尺寸较大。设计时应按缓速器需要吸收的制动能量与通过发动机冷却系统散出的热量的平衡条件验算其持续制动能力。

汽车论坛 http://www.qclt.com

5.8.3 电涡流缓速器

电涡流缓速器是利用旋转金属盘在磁场作用下所产生的电涡流而获得缓速作用的装置。图 5-8-5 为 Telma 公司 Forcal 系列电涡流缓速器，其前转子和后转子通过过渡盘与主减速器输入凸缘连接，定子壳体通过支架固定在主减速器壳，定子上装有励磁线圈。工作时由汽车蓄电池通入电流而产生磁场，在转子中引起电涡流，涡流磁场对转子产生制动转矩，其值与励磁电流的大小（由选择器控制）和转子转速有关。在转子夹层中铸出冷却风道，使电涡流产生的热通过强制对流散出。

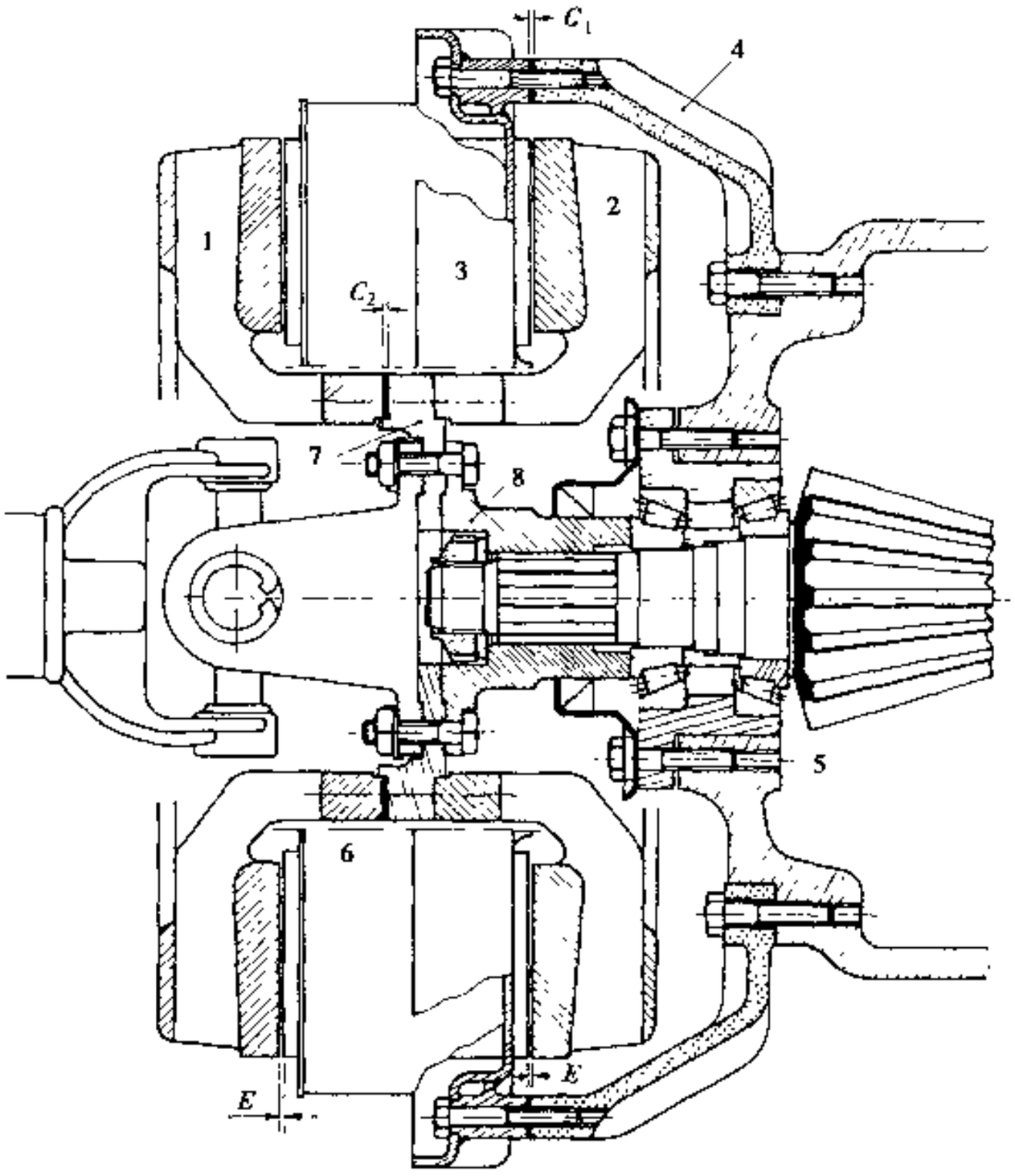


图 5-8-5 Telma 公司 Forcal 系列电涡流缓速器

1-前转子；2-后转子；3-定子壳体；4-定子支架；5-主减速器壳；6-线圈；7-过渡盘；8-主减速器输入凸缘；E-气隙；C_1、C_2-调整垫片

电涡流缓速器制动效能高，除可稳定车速外，还可以降低车轮制动器温度和提高摩擦片寿命。缺点是自身质量较大。

5.8.4 电机缓速装置

该缓速装置利用汽车的驱动轮拖动电动机，使其变为发电机而产生缓速作用。

国产 108～154t 电传动矿用自卸车中均装有电机缓速装置，其最大制动功率可达到发动机标定功率的 167%，但在车速过低时不产生制动作用。制动时，通过制动踏板的控制接通制动回路，同时减少发动机的供油。制动强度由制动踏板控制变阻器的电阻，以改变牵引电动机励磁电流进行调节。汽车动能被转换为电能，输入制动电阻栅（多为强制通风式），转换为热能并散发到大气中。

汽车论坛 http://www.qclt.com

电动汽车在减速过程中，电动机可变为发电机，汽车动能被转换成电能，储存在蓄电池中加以回收和利用。（撰稿人：程文庆　林重博）

参考文献

1. 汽车制动系统结构、性能和试验方法 .GB12676—1999.
2. 关于 M、N、O 类机动车制动的统一规定．联合国欧洲经济委员会 ECE No13 法规.
3. 机动车运行安全技术条件 .GB7258—1997.
4. 汽车和挂车制动名词术语及其定义　制动系种类、组成、力学及现象 .GB5620.1—1985.
5. 道路车辆——汽车及其挂车—词汇 .ISO611—1988.
6. 余志生主编．汽车理论．第 2 版．北京：机械工业出版社，1990.
7. 机动车运行安全技术条件 .GB7258—1987.
8. 何宇平，姜正根，张益东等．轿车轴间制动力分配要求的试验研究．汽车工程，1994(4)：199～206.
9. 胡晓峰．云雀 60 微型轿车制动性能评价．汽车技术，1995 (4)：12～16.
10. 李宪民等编著．桑塔纳和桑塔纳 2000 轿车的结构与维修．北京：机械工业出版社，1999.
11. (日) 自動車技術會編．自動車技術ハンドブック．東京：精興社，1992.
12. Б.Б. 根波姆．汽车制动动力学和工作过程．吴植民等译．北京：人民交通出版社，1982.
13. 许可芳．楔式制动器的开发与应用．汽车研究与开发，1995 (1)：10～14.
14. А.Ф. 马什克，В.Г 罗扎纳夫．汽车的制动系．郝生陆译．北京：人民交通出版社，1980.
15. 制动鼓工作直径及制动蹄片宽度尺寸系列 .QC/T309—1999.
16. 邵杰，赵丽午．五十铃 N 系列轻型货车制动系统概况．北京汽车，1992 (4)：29～41.
17. 张洪欣主编．汽车设计．第 2 版．北京：机械工业出版社，1989.
18. 鲁道夫．汽车制动系统的分析与设计．张蔚林、陈名智译．北京：机械工业出版社，1985.
19. 唐宇明编著．汽车转向制动系设计．南京：东南大学出版社，1995.
20. 新型四轮盘式制动．轻型汽车技术，1997 (3)：18～19.
21. 日本運輸省自動車交通局監修．自動車諸元表．東京：自動車技術會，1995.
22. 李尹熙主编．汽车设计标准资料手册（非金属篇）．天津：天津科学技术出版社，1994.
23. 吕莉雯，沈丽珍主编．轿车零部件新材料及其应用．北京：北京理工大学出版社，1996.
24. 汽车用制动器衬片 .GB5763—1998.
25. 汽车用制动器衬片 .JISD4411—1993.
26. 制动软管 .GB16897—1997.
27. 汽车液压制动系金属管、内外螺纹管接头和软管端部接头 .GB11611—1989.
28. 汽车液压制动主缸技术条件 .QC/T311—1999.
29. 一汽—大众汽车有限公司编著．中国轿车丛书——捷达．北京：北京理工大学出版社，1998.
30. 真空助力器技术条件 .QC/T307—1999.
31. 杨维和．汽车制动真空助力器的工作原理与性能计算．汽车技术，1991 (10)：8～13，51.
32. 陈家瑞主编．汽车构造．第 3 版．北京：人民交通出版社，1994.
33. 中国第一汽车集团公司编著．中国轿车丛书　奥迪．北京：北京理工大学出版社，1998.
34. 机动车制动液使用技术条件 .GB10830—1998.
35. 汽车气制动系尼龙管 .QC/T80—1993.
36. 汽车气制动用热塑管接头尺寸 .QC/T201—1995.
37. 汽车防抱制动系统性能要求和试验方法 .GB13594—1992.
38. 高全均 .SANTANA　2000GSi 轿车防抱死制动系统（ABS）．上海汽车，1998 (9)：6～9.

汽车论坛 http://www.qclt.com

6 转 向 系

6.1 概 述

6.1.1 转向系的功能

汽车转向系是用来保持或者改变汽车行驶方向的机构，在汽车转向行驶时，还要保证各转向轮之间有协调的转角关系。驾驶员通过操纵转向系统，使汽车保持在直线或转弯运动状态，或者使上述两种运动状态相互转换。

转向系由转向盘、转向传动轴、转向器、转向直拉杆、转向梯形、转向节等基本部分组成，并称之为机械转向系（图 6-1-1）。有些汽车还装有动力转向器、转向减振器和防伤机构等。

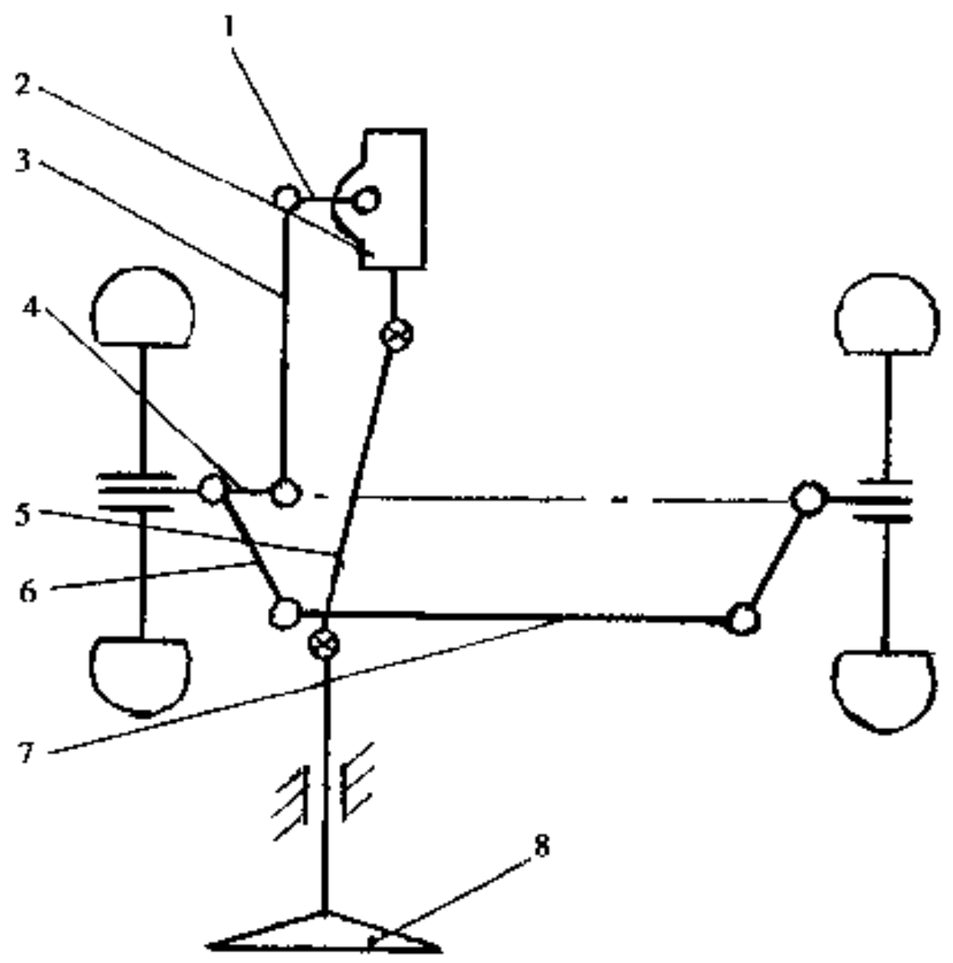


图 6-1-1 转向系

1-转向摇臂；2-转向器；3-转向直拉杆；4-转向节臂；5-转向传动轴；6-转向梯形臂；7-横拉杆；8-转向盘

驾驶员作用在转向盘上的切向力，经转向盘转换成力矩，再经转向器增大后传至转向直拉杆和转向轮，用来克服转向阻力。同时，转向盘的角位移也转换成转向轮绕主销转动的转角。

装有动力转向器的汽车，转向时能够减轻驾驶员作用在转向盘上的手力。

转向减振器用来衰减转向轮的摆振和缓和来自路面传给转向盘的冲击载荷。

为了防止汽车正面与其它物体冲撞时转向系部件伤害驾驶员，在转向系设置有防伤机构。

6.1.1.1 转向盘

驾驶员通过控制转向盘，使汽车按照驾驶员的意图保持或者改变运动方向。另一方面汽车发生车祸时，无论是由于转向盘的后移还是驾驶员碰撞转向盘，都能使驾驶员受到伤害，因此转向盘是重要的保安部件。设计转向盘时应满足下列一些基本要求：

①在发生车祸时，使驾驶员受到的伤害尽可能小；

②不妨碍驾驶员观察仪表板上的仪表；

③有良好的耐磨性能；

④不易燃烧；

⑤不反光。

转向盘由轮缘、轮辐和轮毂三部分组成。轮辐有 1～4 根。采用一根轮辐时有利于观察仪表。为保证转向盘有足够高的刚性，必须采用增强材料。有 4 根轮辐的转向盘，虽然有足够的强度，但对驾驶员能清晰地观察仪表有不利影响。轮辐应有足够大的面积，以利驾驶员的身体与转向盘发生冲撞接触时，能减轻在它们之间产生的压力。

因为驾驶员经常紧握转向盘，并不停地转动，所以要求选择耐磨性能良好的材料制造转向盘。

汽车论坛 http://www.qclt.com

在车祸中汽车发生火灾会危及乘员的生命安全，为减轻对乘员的伤害，包括转向盘在内的驾驶室内部件均应选用不易燃烧的材料制做，评价其燃烧性能的相关标准有 FMVSS 302、JISD 1201 等。

转向盘的反射光是使驾驶员造成眩目的原因之一，并妨碍安全驾驶。国外制定的防眩性有关标准有 FMVSS 107、ADR 12

驾驶员每时每刻都紧握着转向盘的轮缘，所以要求其形状、尺寸等符合人机工程要求、长时间使用不感到疲劳

转向盘的轮毂部分设计有内花键，用来与转向轴上的花键配合并固定。

6.1.1.2 转向传动轴

转向盘与转向器之间用转向传动轴连接，并将转向盘的动力传递给转向器。转向传动轴可以用一根钢管制成。考虑到拆装方便，平头式汽车翻转驾驶室的需要和安全性的要求，也可以在转向传动轴上采用 1～2 个十字轴万向节或者一个挠性万向节，此时转向传动轴不再是一根整轴。有些汽车的转向传动轴采用断面为六边形（或十字形）的轴管和六边形（或十字形）的轴组合而成。

6.1.1.3 转向器

转向器是转向系中的重要总成，其作用主要有三方面：一是增大来自转向盘的转矩，使之达到足以克服转向轮与路面之间的转向阻力矩；二是降低转向传动轴的转速，并使转向摇臂轴转动，带动摇臂摆动使其末端获得所需要的位移，或者是将与转向传动轴连接在一起的主动齿轮的转动，转换成齿条的直线运动而获得所需要的位移；三是通过选取不同的螺（蜗）杆上的螺纹螺旋方向，达到使转向盘的转动方向与转向轮转动方向协调一致的目的。

汽车工业发达的国家，早期主要是围绕减小转向器的摩擦阻力、提高效率和增大刚度等方面从事研究并开发出新产品。齿轮齿条式转向器很早便在奔驰汽车上得到应用，在 1920 年以前，许多牌号汽车都用这种转向器，因此这种转向器是应用最早的转向器之一，已有 100 多年的历史。早期使用的齿轮齿条式转向器，由一直齿圆柱齿轮与一直齿齿条相啮合所组成，不仅运动平稳性不好，而且冲击和噪声都比较大。此外，小齿轮轴线与齿条轴线间的夹角只能是直角，很难满足总体布置要求。随着汽车工业的发展，其结构得到不断完善，开发了斜齿圆柱齿轮与斜齿齿条啮合的转向器，克服了采用直齿时所形成的缺点（图 6-1-2）。

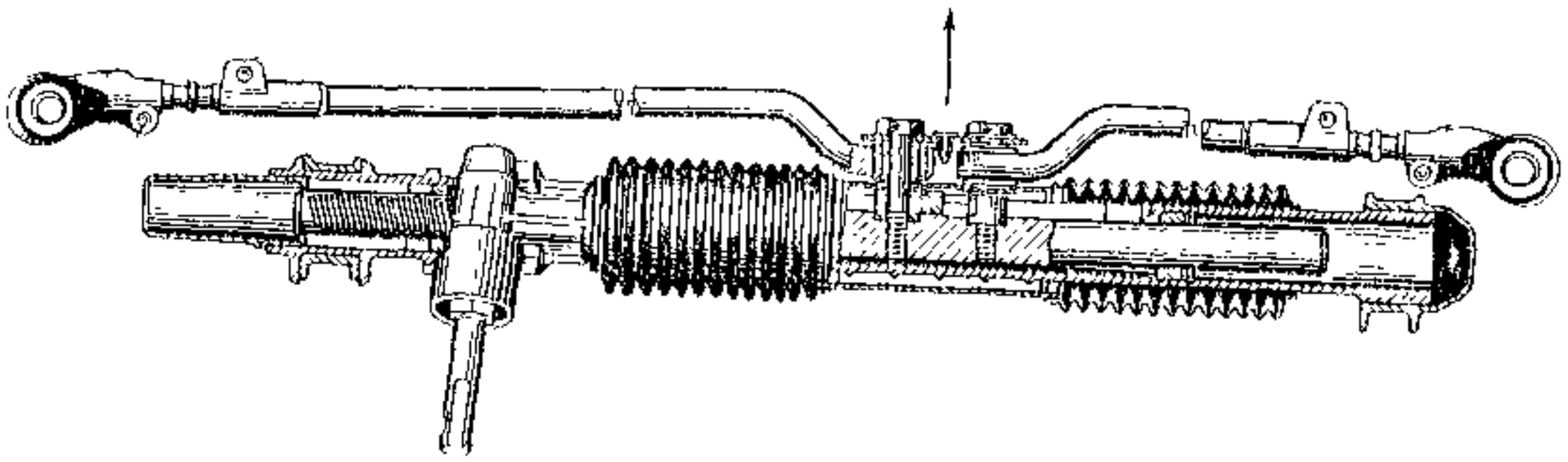


图 6-1-2 齿轮齿条式转向器

目前齿轮齿条式转向器在各级别轿车上都得到广泛应用，而且随着发动机前置前轮驱动轿车的生产不断扩大，齿轮齿条式转向器应用的前景将十分广阔，因为这会使转向杆系变得简单。进入 80 年代初，我国生产的微型货车开始应用齿轮齿条式转向器，目前国产轿车绝大多数采用的都是这种形式转向器。

从 1900 年到 1939 年期间，汽车工业发达国家又开发了蜗杆滚轮式转向器（图 6-1-3）和蜗杆指销式转向器（图 6-1-4），并在各型汽车上应用。我国在 60 年代生产的汽车，以采用蜗杆滚轮式转向器为主，如一汽集团公司从 1956 年开始生产的解放 CA10 型载货汽车及以后南京汽车制造厂生产的跃进牌 NJ130 型载货

汽车论坛 http://www.qclt.com

汽车等均为这种型式转向器。进入70年代，东风汽车公司生产的汽车采用蜗杆指销式转向器。以上这两种转向器，在今后新开发的汽车上应用会逐渐减少。

1939年以后又开发出效率更高的循环球式转向器（图6-1-5），尽管这种转向器制造技术复杂，但各国仍普遍采用。我国从60年代开始应用于货车，进入80年代又在轿车、客车和越野车上广泛应用，并开发了变速比循环球式转向器，以满足使用要求。

今后一段时间内，汽车主要采用的将是齿轮齿条式转向器和循环球式转向器。

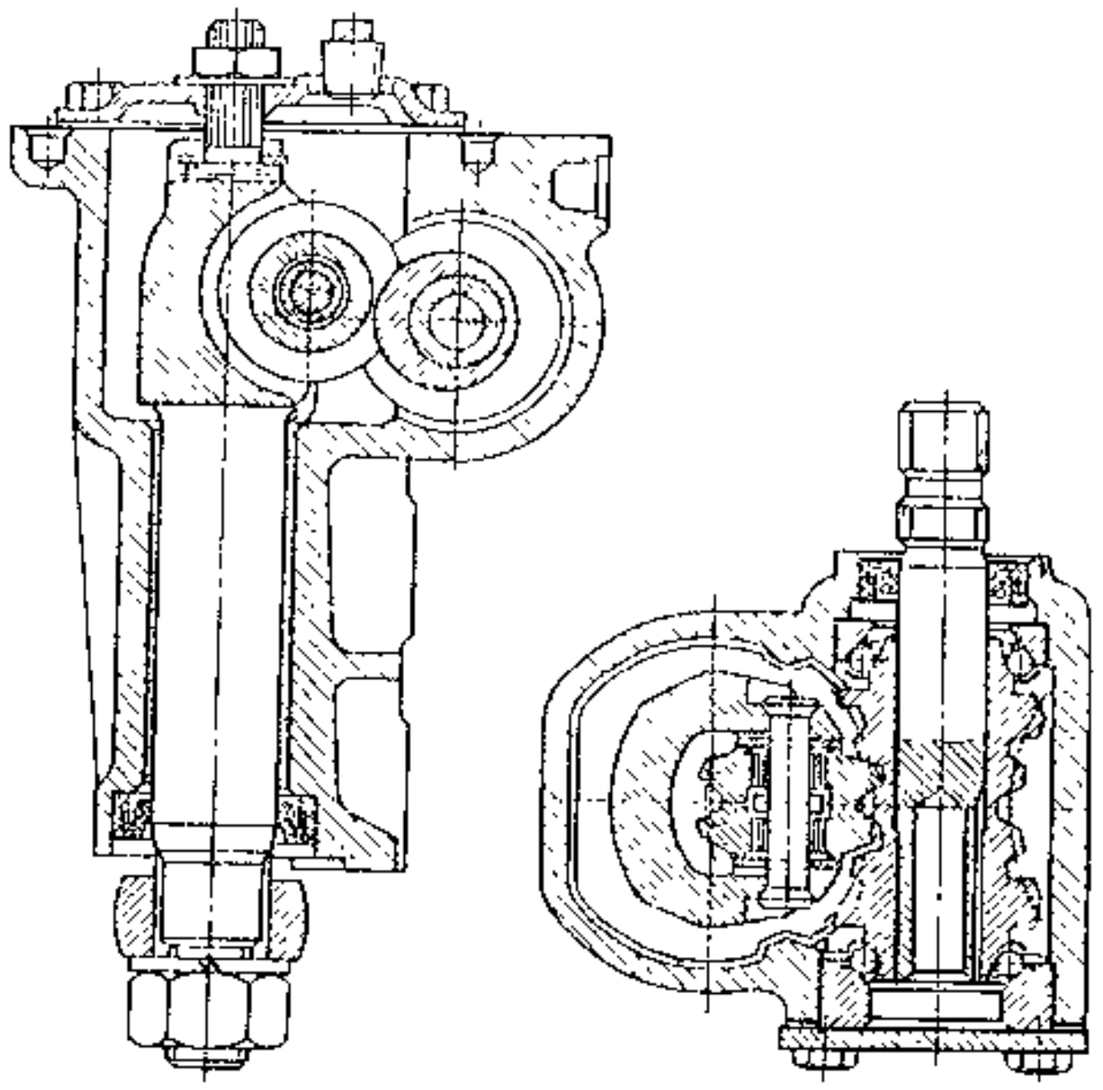


图6-1-3 蜗杆滚轮式转向器

6.1.1.4 转向传动机构

由转向直拉杆和转向梯形组成转向传动机构。其功能主要是将转向摇臂的摆动，经直拉杆和转向节臂传递给转向轮，使之偏转。同时保证汽车转弯行驶时内、外转向轮转角之间有一定的比例关系。

转向梯形有整体式和断开式两种。当悬架采用非独立悬架时，转向梯形应当采用整体式；悬架采用独立悬架时，应当采用断开式转向梯形。随着独立悬架在汽车上得到广泛应用，汽车工业发达的国家先后开发了不同形式的断开式转向梯形。比较典型的有中心臂式、对称杆式等（见6.1.2.3）。由于轿车、轻型越野车、轻型客车的前轴普遍采用独立悬架，因此断开式转向梯形在这些汽车上得到广泛应用；而货车、大客车采用整体式前轴占的比例居多数，故采用整体式转向梯形比例也相应占多数。

6.1.1.5 动力转向器

随着转向轴负荷的增加，转向时驾驶员转动转向盘的手力也增大，为了减小手力，满足操纵轻便性的要求，在转向系装备了有助力功能的动力转向器。

动力转向器除了结构复杂、要消耗一部分发动机功率和成本高以外，其它方面均较机械式转向器有明显优点，故装车率逐年增多。近年国内不仅生产滑阀式动力转向器，而且也开发、生产了生产工艺要求比较高的转阀式动力转向器。除此之外，整体式动力转向器和分置式动力转向器也都在国产汽车上得到应用，其中整体式动力转向器应用比较普遍。动力转向器已是许多国产轿车的选装装备，在级别高些的中型、大型客车和某些货车上装置动力转向器的或作为选装件供用户选用的在逐年增多。动力转向器在汽车工业发达的国家装备率有的超过90%（美国），在日本不仅多数轿车装备动力转向器，而且也是装载质量2t级货车的标准装备，装载质量更大的货车装备动力转向器是很普遍的。

除去上述液压式动力转向器以外，还曾经试制过气压式动力转向器。因气压式动力转向器气压低、结构尺寸大及在汽车上布置困难等原因，最终在汽车上没有得到应用。

近年来电动式动力转向器随着发电机、电动机的发展，已有相当大的进展，相信不久将会在批量生产的汽车上得到应用。

动力转向器应满足下述基本要求：

①运动学上应保持转向轮转角和驾驶员转动转向盘的转角之间保持一定的比例关系；

②在减小转向时作用在转向盘上的手力的同时，还应当有合适的“路感”；

③工作安全可靠；

汽车论坛 http://www.qclt.com

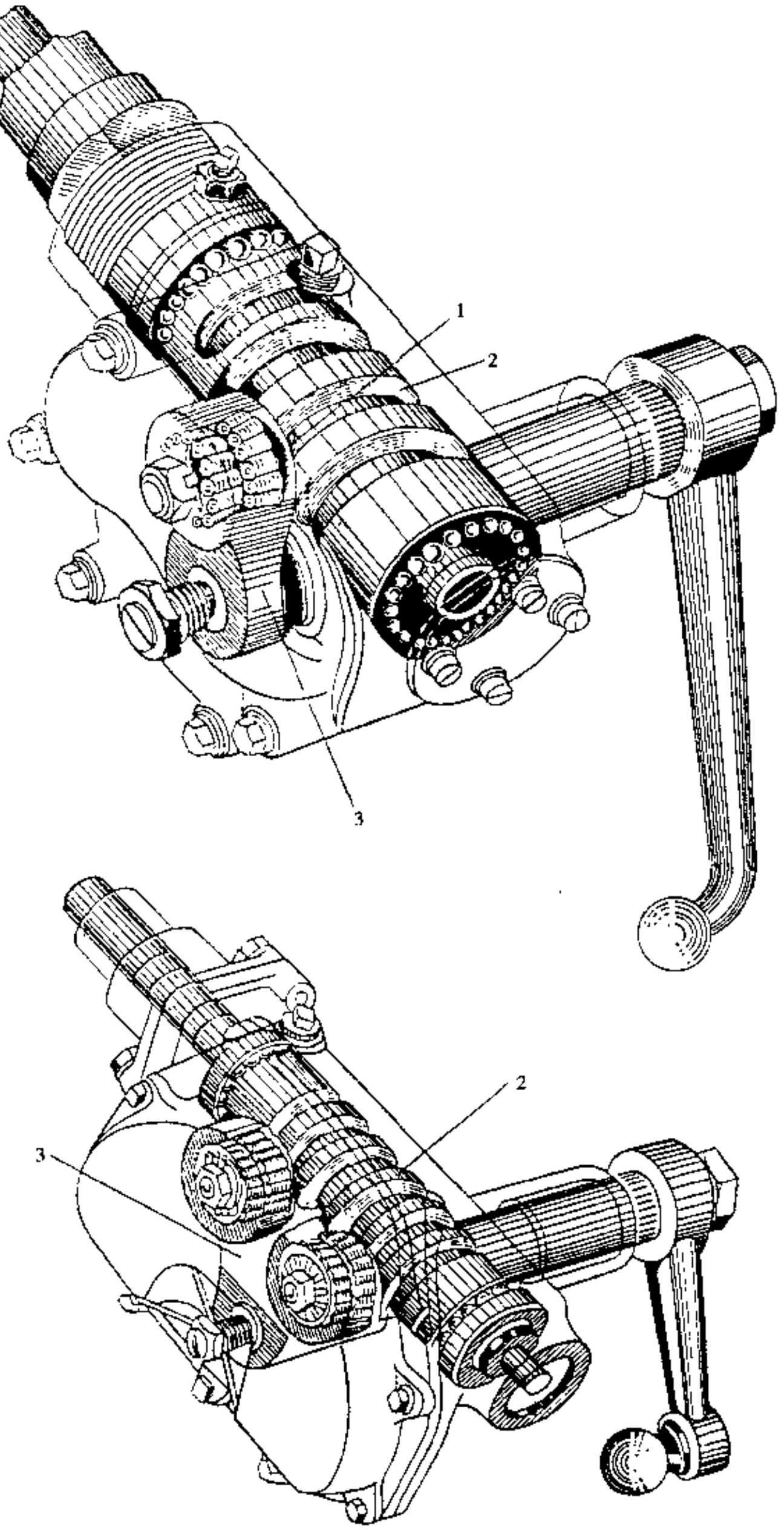


图 6-1-4 蜗杆指销式转向器
1-指销；2-蜗杆；3-摇臂轴

汽车论坛 http://www.qclt.com

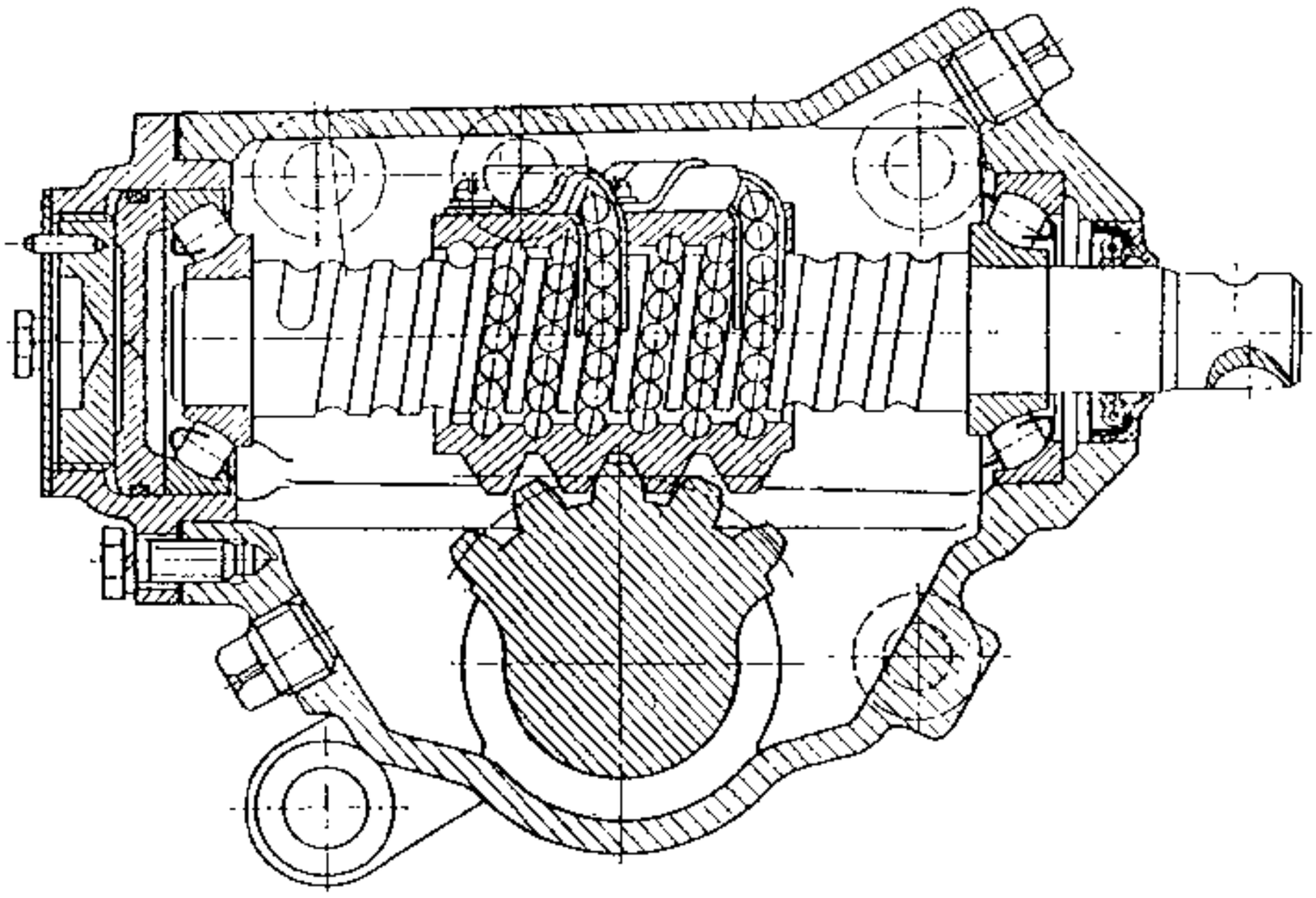


图 6-1-5 循环球式转向器

④密封性能良好；

⑤工作没有噪声和振动；

⑥工作灵敏，转动转向盘后，系统内的压力很快能增长到最高值。

6.1.2 转向系的基本形式和特征

转向系的基本形式可根据转向轮、转向器、转向杆系布置及动力转向能源等进行分类。

6.1.2.1 根据转向轮分类

为了使汽车能获得良好的机动性能和减少轮胎的磨损，有的汽车转向轴数也不止一个。于是根据转向轴的位置和数量进行如下分类。

(1) 双轴、三轴汽车前轮转向系

这种转向形式通过操纵前轴上的车轮转动实现汽车转向，因其结构简单，一直在双轴和三轴汽车上得到广泛应用。

(2) 双轴汽车前、后轮转向系

这种转向形式的特点是同时操纵前、后轴上的车轮转动实现汽车转向。这种形式的转向传动机构结构复杂，但汽车能获得良好的机动性能，故仅用于对机动性能要求高的汽车上。为提高高速行驶时的转弯能力，用于轿车上的四轮转向系在高速行驶、前轮转角不大的条件下，后轮与前轮转角相位相同，提高了汽车的操纵稳定性；而在低速大转弯时，后轮与前轮的转角相位相反，减小了汽车转弯半径，从而获得良好的机动性能。

(3) 四轴汽车双前轮转向系

为了提高具有双前轴的四轴汽车的机动性能和减少轮胎磨损，常采用操纵双前轴的四个车轮同时转动实现汽车转向。

(4) 四轴汽车前、后轮转向系

将四轴汽车的前轮和后轮设计成转向轮，不仅有利于提高汽车的机动性能，而且在转向行驶时总共压

汽车论坛 http://www.qclt.com

出四条轮辙，使在松软土地上的转向阻力比双前轴转向汽车的小，有助于减小转弯阻力。

除上述转向形式以外，有些车辆如叉车因前轮负荷重，采用后轮转向。三轮运输车因前轮只有一个轮，驾驶员操纵前轮转动实现转向，转向轮仅有一个。

上述的各种转向形式见图 6-2-5、图 6-2-6、图 6-2-7、图 6-2-8、图 6-2-9。

6.1.2.2 根据转向器形式分类

(1) 循环球式转向器

循环球式转向器有两个传动副，第一传动副由螺杆、钢球和螺母传动副所组成，第二传动副由螺母上的齿条和转向摇臂轴上的齿扇组成。

在驾驶员转动转向盘以后，转向螺杆旋转并带动位于螺杆和螺母之间的钢球在螺杆和螺母的螺线所形成的凹槽中滚动。因螺杆在轴向方向固定在转向器壳上，结果螺母沿螺杆的轴线移动，再通过螺母上的齿条推动齿扇，带动转向摇臂轴转动，转向摇臂的摆动便推动或拉动直拉杆运动。

工作过程中，因钢球经过位于螺母中的球孔和插入球孔中的导套可循环流动，故称之为循环球式转向器。多数情况下循环球式转向器采用两个各自独立的钢球循环环路。每个环路中的钢球数以不超过 60 粒为好。为了使每个钢球都能承载，消除制造误差的影响，装配前应对钢球进行分组（一般分四组）选装。第一传动副在使用期间内磨损小，有足够的使用寿命。第二传动副位于中间位置的齿扇和与之相啮合的螺母上的齿条齿，因汽车小转弯多于急转弯，故使用次数比两端部的齿要多许多倍，因此磨损快，并在传动副处形成间隙。此间隙会造成转向轮偏转而使汽车跑偏。为消除此间隙，在摇臂轴端部装有调整螺钉。通常调整螺钉的头部装在摇臂轴的 T 形槽内或者用其它方式与摇臂轴相连，而调整螺钉的螺纹部分旋入在转向器壳的侧盖上。当旋进或旋出调整螺钉时，转向摇臂轴及其上与之制成一体的齿扇做轴向移动，结果消除了第二传动副处产生的间隙。

摇臂轴在转向器壳体上的支承有两种基本方式。除了微型汽车以外，其余车辆上因传递有较大的载荷，要求支承有足够的刚度，通常将齿扇的两端都设计有一定直径的轴，并支承在转向器壳上。微型汽车因前轴负荷小，作用在转向器上的载荷不大，将位于齿扇小端的轴适当加长并支承在转向器壳体的轴承孔内，而齿扇大端没有轴径，齿扇呈悬臂状同样能满足使用要求。转向摇臂轴用滑动轴承或者滚针轴承支承在转向器的壳体孔内。滑动轴承虽然成本低，但摩擦损失比滚针轴承大，一般用于前轴负荷比较小的汽车上。

转向摇臂轴伸出在壳体外部部分，通常制有锥形三角形或渐开线花键与转向摇臂上的锥形内三角形或渐开线花键连接。这种结构用螺母紧固时，保证转向摇臂能紧紧压靠到转向摇臂轴上，使之连接牢固、无间隙、工作可靠。此外，也有少数采用矩形花键连接的。

(2) 齿轮齿条式转向器

齿轮齿条式转向器主要由小齿轮、齿条、消除间隙机构及容纳上述各件的壳体组成。其中小齿轮与齿条作无间隙啮合并形成齿轮齿条传动副。工作时，转向盘带动小齿轮作旋转运动，便推动齿条作直线运动，在改变啮合副运动方向的同时增大了传动比。

在齿条齿与小齿轮啮合处的背部，设置有消除间隙机构。该机构由预紧弹簧、托座等零件组成，在齿轮与齿条齿之间因磨损出现间隙时能自动消除此间隙（图 6-1-6）。在齿条与托座之间装有用减磨材料聚四氟乙烯制的垫片，齿条通过托座和转向器壳中的支

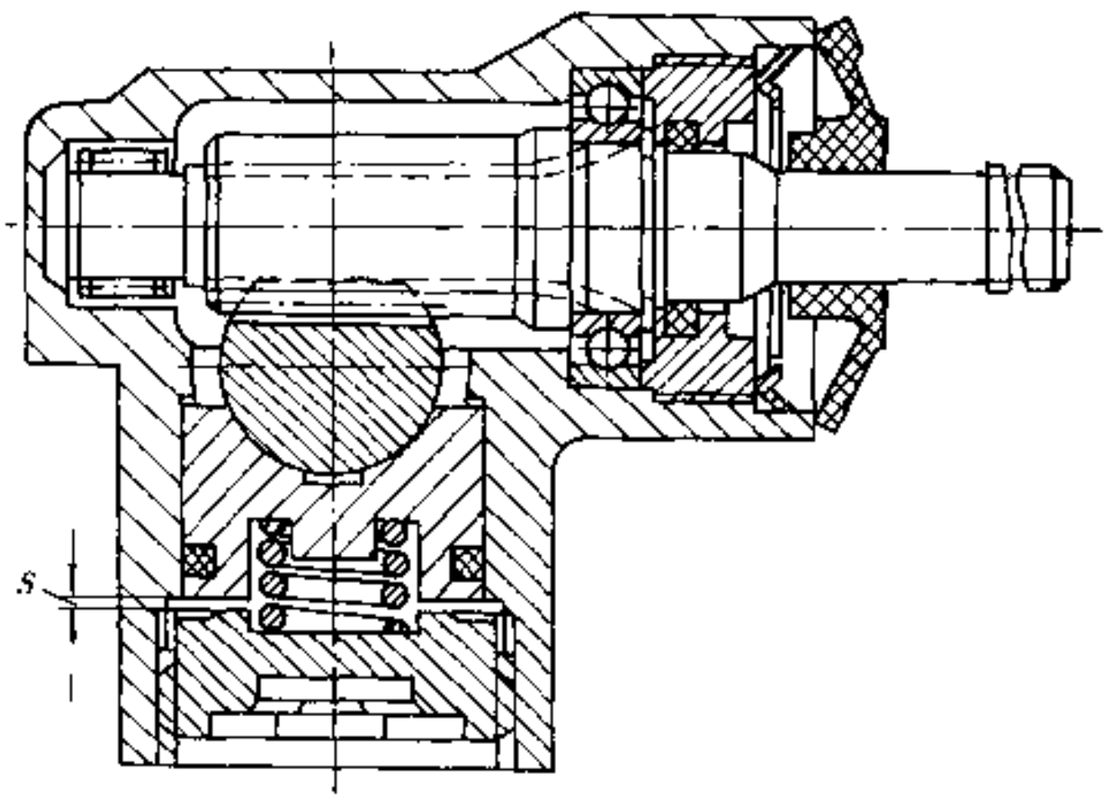


图 6-1-6 自动消除间隙机构

汽车论坛 http://www.qclt.com

承来支承.

根据输入齿轮位置和输出特点，齿轮齿条式转向器有四种形式，即中间输入、两端输出；侧面输入、两端输出；侧面输入、中间输出；侧面输入、一端输出（图 6 1 7）.

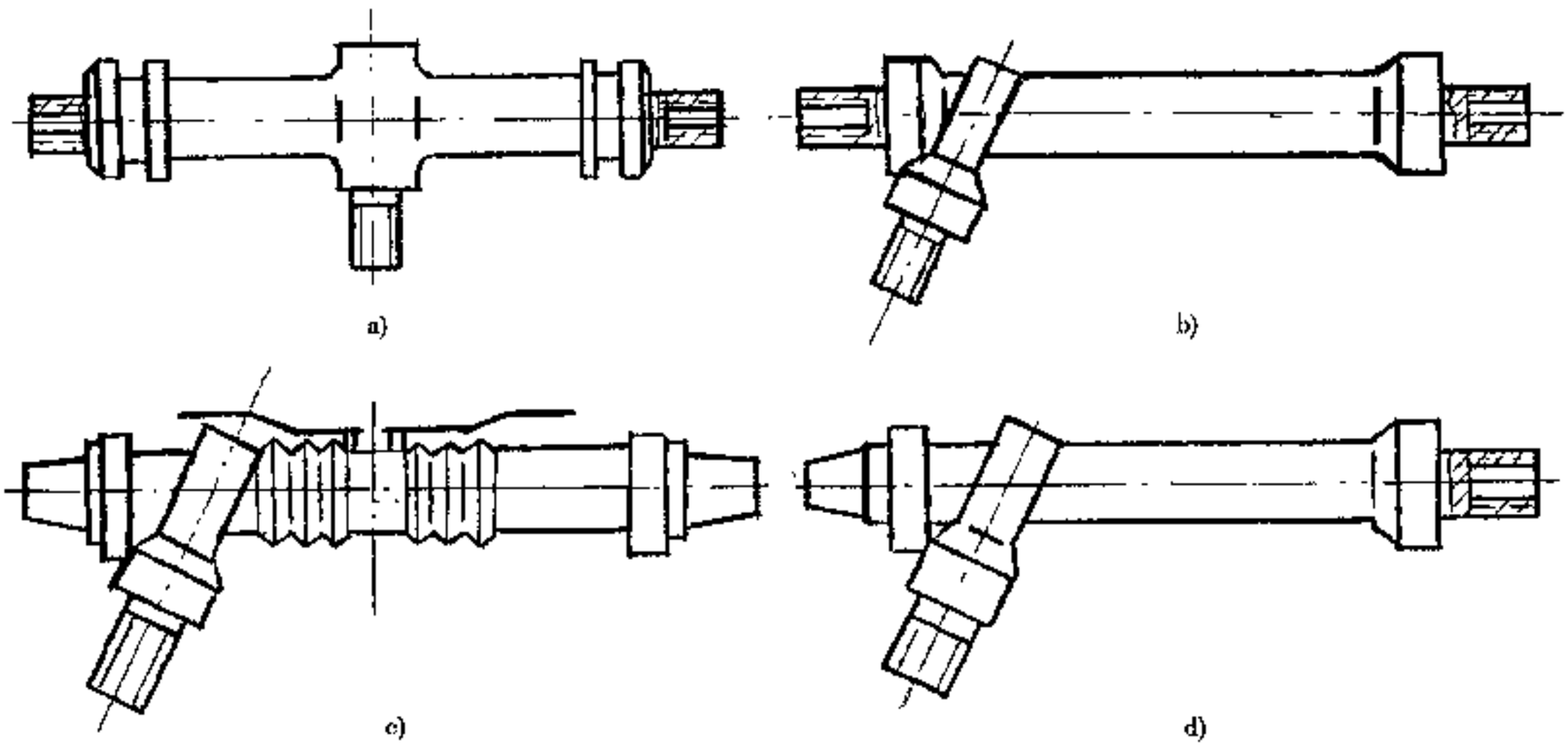


图 6-1-7 齿轮齿条式转向器输入输出形式

a)中间输入、两端输出；b)侧面输入、两端输出；c)侧面输入、中间输出；d)侧面输入、一端输出

(3) 曲柄指销式转向器

以蜗杆和曲柄销为主构成曲柄指销式转向器。转向盘转动并带动蜗杆转动，使位于蜗杆槽中的指销以转向摇臂轴轴线为中心沿蜗杆轴线方向运行。因指销固装在曲柄上，曲柄又与摇臂轴做成一体，所以当指销在蜗杆槽中运动时，带动转向摇臂轴和装在其上的转向摇臂转动。

指销与曲柄固定连接且不能自转的称为固定销式曲柄指销式转向器；指销通过轴承装在曲柄上且工作时可以自转的称为旋转销式曲柄指销式转向器。如果只有一个销子，则又称为单销式曲柄指销式转向器；采用两个销子的称为双销式曲柄指销式转向器。

这种转向器在东风 EQ1090 汽车上使用，目前有被循环球式转向器取代的趋势.

(4) 球面蜗杆滚轮式转向器

以球面蜗杆、滚轮和转向摇臂轴为主组成球面蜗杆滚轮式转向器。球面蜗杆与转向轴连为一体，滚轮通过支持轴装在转向摇臂轴上，滚轮与支持轴之间设有轴承，滚轮可以相对支持轴转动。滚轮上设有两个或三个齿，齿装在蜗杆槽中，当蜗杆转动时会带动滚轮运动，然后形成摇臂轴转动和转向摇臂的摆动。

6.1.2.3 按转向杆系布置分类

左、右转向轮通过转向杆系连接在一起，称此杆系为转向梯形。当一个转向轮偏转时，通过转向梯形带动另一侧的转向轮偏转，左、右转向轮的转角值不同，并应满足一定的比例关系。

当转向梯形位于前轴前部时，称为前置梯形；转向梯形位于前轴后部时，称为后置梯形。转向梯形又分为整体式转向梯形和断开式转向梯形。断开式转向梯形又有对称杆式、中间臂式、齿轮齿条拉杆式等几种。

(1) 整体式转向梯形

整体式转向梯形的结构特点是，将固定在转向节上的左、右转向梯形臂的端部，经球头销用一整根横拉杆连接起来，与前轴一起组成状如梯形的机构。在驾驶员转动一侧转向轮，使之偏转某一角度的同时，

汽车论坛 http://www.qclt.com

经横拉杆牵动另一侧转向轮偏转（图 6-1-8）。横拉杆与梯形臂、纵拉杆与转向摇臂、转向节臂经球头销连接，是因为要满足它们之间完成空间运动的需要

（2）对称杆式转向梯形

对称杆式的结构特点是，固定在转向节上的左、右梯形臂各自经球头销与横拉杆连接。两横拉杆端部又连接在中间杆上。中间杆的两端分别与转向摇臂和过渡臂连接（图 6-1-9）。当摇臂摆动时，带动中间杆同时推拉两个横拉杆，使转向轮偏转，实现转向。

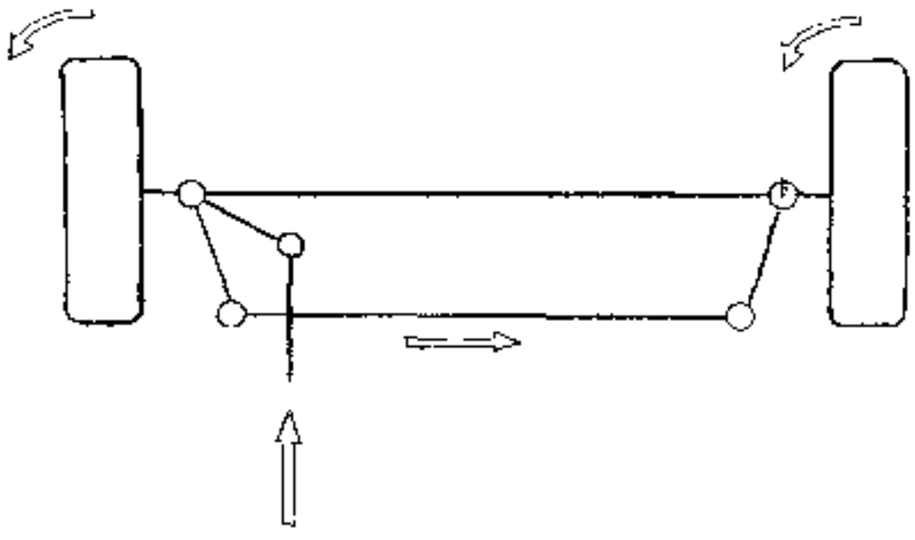


图 6-1-8 整体式转向梯形

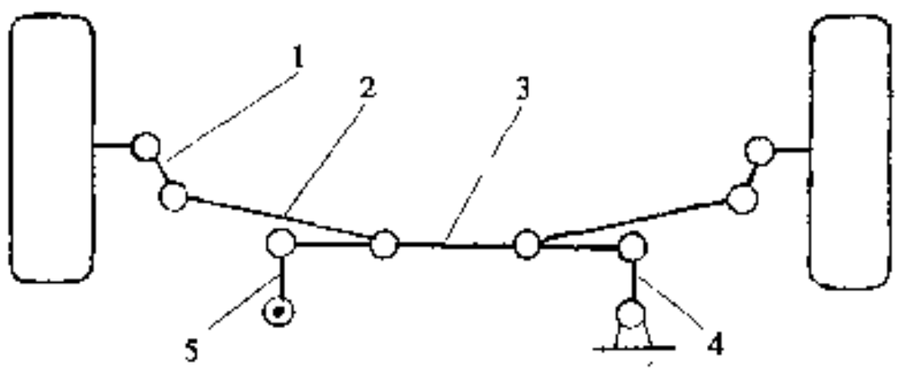


图 6-1-9 对称杆式转向梯形

1-梯形臂；2-横拉杆；3-中间杆；4-过渡臂；5-转向摇臂

（3）中心臂式转向梯形

中心臂式的结构特点是，在汽车的纵向对称平面附近布置有绕固定轴转动的中心臂，中心臂的一端与左、右横拉杆连接，转向摇臂也经转向拉杆与中心臂连接（图 6-1-10）。当转向摇臂摆动时，经转向拉杆带动中心臂转动，进而牵动左、右横拉杆，使左、右车轮偏转，实现转向。

（4）齿轮齿条拉杆式转向梯形

齿轮齿条拉杆式的结构特点是，将齿轮齿条式转向器横置在汽车上，经齿条两端的球头或齿条中间部位与左、右横拉杆连接（图 6-1-11）。当齿条移动时，推动或拉动横拉杆，使转向轮偏转，实现转向。

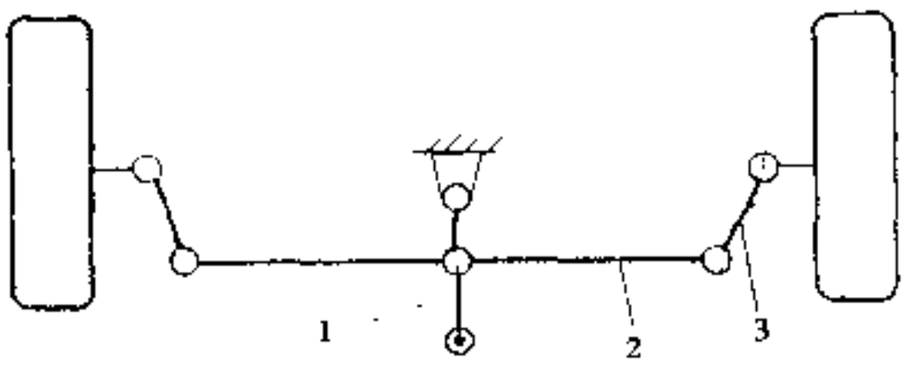


图 6-1-10 中心臂式转向梯形

1-齿条；2-横拉杆；3-梯形臂

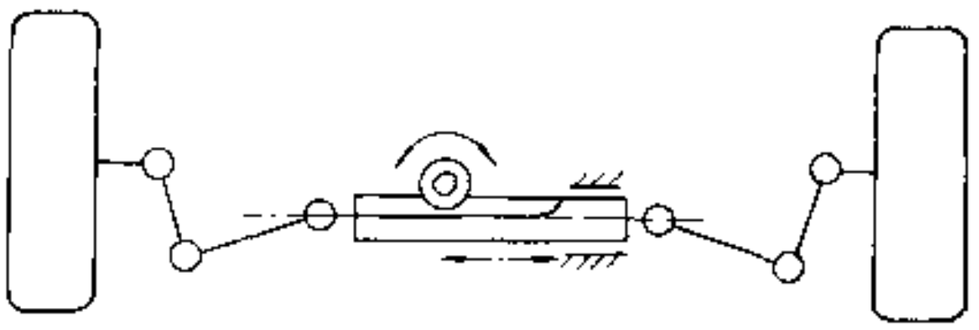


图 6-1-11 齿轮齿条拉杆式转向梯形

6.1.2.4 根据动力转向能源分类

根据动力转向能源，转向系分为液压式、电动式和气压式三种形式。气压式在汽车上已不再采用，故这里不予介绍。

（1）液压式

液压式动力转向由贮油罐、油泵、分配阀、动力缸和管路等部分组成，分配阀又由滑阀（或转阀）和阀体组成，动力缸由活塞及动力缸体组成。发动机驱动油泵将来自油罐的低压油变成高压油，送入分配阀。分配阀中的滑阀（或转阀）相对阀体位居中间位置时，高压油流回贮油罐；滑阀（或转阀）相对阀体不在中间位置时，高压油经油管流进动力缸内并由活塞分隔形成的两个工作腔，其中一个工作腔的油压推

汽车论坛 http://www.qclt.com

动活塞，使与活塞杆相连的杆系带动转向轮偏转，与此同时，动力缸中低压腔中的油流回贮油罐。

液压式动力转向在包括高级轿车、重型货车和客车在内的各种汽车上得到广泛应用。

(2) 电动式

电动式动力转向直接利用电动机完成转向助力功能。它由转矩传感器、车速传感器、控制器、电动机、电磁离合器和减速机构等组成。采用这一系统后不仅使转向操纵轻便，还能降低使用成本并获得良好的响应性能。

6.1.3 设计应满足的基本要求

转向系设计应满足下述基本要求：

①汽车转弯行驶时，全部车轮应绕瞬时转向中心旋转，任何车轮不应有侧滑；

②汽车转向行驶后，在驾驶员松开转向盘的条件下，转向轮能自动返回到直线行驶位置，并稳定行驶；

③汽车在任何行驶状态下，转向轮不得产生自振；

④悬架导向装置和转向传动机构同时工作时，由于运动不协调产生的车轮摆动应最小；

⑤保证汽车有较高的机动性并具有迅速和小转弯行驶能力；

⑥操纵轻便；

⑦转向轮碰撞到障碍物以后，传给转向盘的反冲应尽可能小；

⑧转向器和转向传动机构的球头处，应设有消除因磨损而产生间隙的调整机构；

⑨在车祸中，当转向轴和转向盘由于车架或车身变形而共同后移时，转向系应有能使驾驶员免遭或减轻伤害的装置；

⑩转向轮与转向盘转动方向应一致。

为了满足第一项要求，应该正确设计转向梯形，包括选择转向梯形方案和有关参数。为了保证汽车有较高的机动性能，应该做到转向轮转到最大转角时，汽车的最小转弯半径是汽车轴距的 2～2.5 倍。为了实现迅速转弯，在选取转向系角传动比时，要求达到转向盘从一端转到中间位置时的转动圈数，对轿车不超过 2 圈，对货车不超过 3 圈。用转向时驾驶员作用在转向盘上的切向力和转向盘转动圈数两项指标来评价操纵轻便性。没有装置动力转向的轿车，行驶中转向，此力应为 50～100N；有动力转向时，此力在 20～50N。转向系中设置有转向减振器时，不仅能防止转向轮产生自振，还能使传到转向盘上的反冲力减少，而逆效率比较低的转向器也能使传给转向盘的反冲力减少。转向器中的螺杆或蜗杆上的螺纹有左、右之分，选取左或右螺纹应与转向系的布置方案和转向传动机构相适应，选取原则是保证转向轮与转向盘的转动方向一致。

6.2 设 计 方 法

6.2.1 转向轴的内、外轮转角

无论选用哪一种转向梯形方案，必须在正确选择转向梯形参数的同时，做到汽车转弯行驶时，保证全部车轮绕一个瞬时转向中心行驶，使在不同圆周上运动的车轮，作无滑动的纯滚动运动。同时转向轮在最大转角条件下，获得的最小转弯直径能满足总体布置的要求。因此，汽车的内、外转向轮有不同的转角。

6.2.1.1 阿克曼几何学

两轴汽车以低速转弯行驶，可忽略离心力的影响，假设轮胎是刚性的，忽略轮胎侧偏影响的时候，此时若各车轮绕同一瞬时转向中心进行转弯行驶，则两转向前轮轴线的延长线，交在后轴延长线上，这一几何关系称为阿克曼几何学。

汽车论坛 http://www.qclt.com

汽车用前轮转向时，为满足上述条件，必须符合下述关系式（图 6-2-1）：

$$\cot\theta_0 - \cot\theta_i = \frac{K}{L} \tag{6-2-1}$$

式中：θ_0——转向轮外轮转角；

θ_i——转向轮内轮转角；

K—— 两主销轴线与地面交点间距离；

L——汽车轴距。

汽车转向时若能满足上述条件，则车轮作纯滚运动。现有汽车转向梯形机构，对上述条件不能在整个转向范围内得到满足，只是近似地使它得到保证。

当内、外轮转角差别不大、即满足 $\theta_i = \theta_0$ 的条件下，转向梯形为平行四边形，称之为平行几何学。阿克曼几何学和平行几何学的内、外轮转角关系理论曲线示于图 6-2-2。因转向梯形机构不够完善，还不能完全满足阿克曼几何学的理论关系，所以实际的内、外轮转角关系曲线在图 6-2-2 上位于阿克曼几何学和平行几何学的理论曲线之间变化。

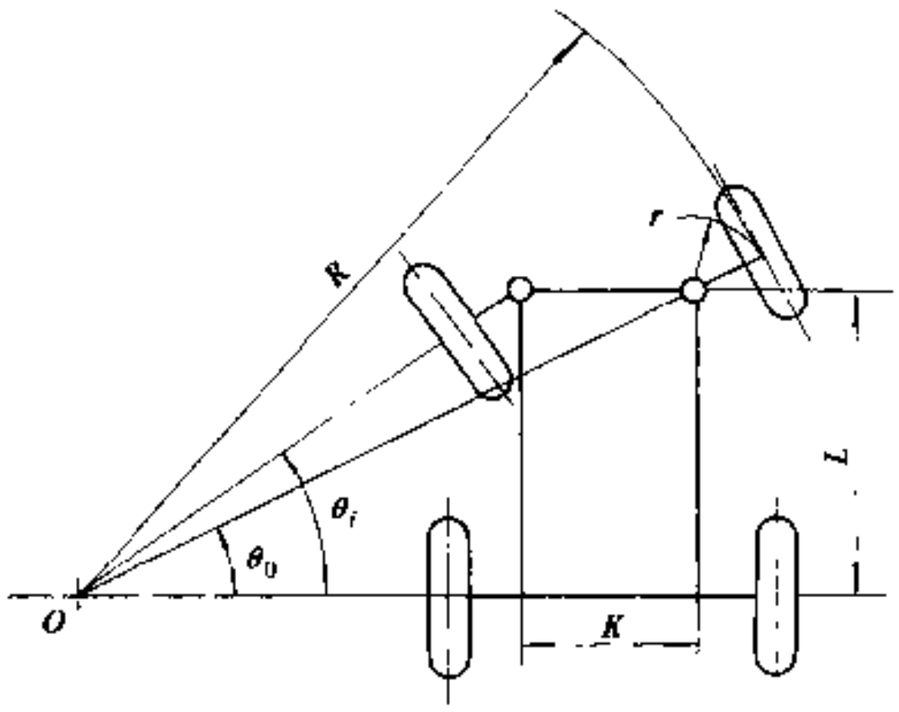


图 6-2-1 内、外轮转角关系图

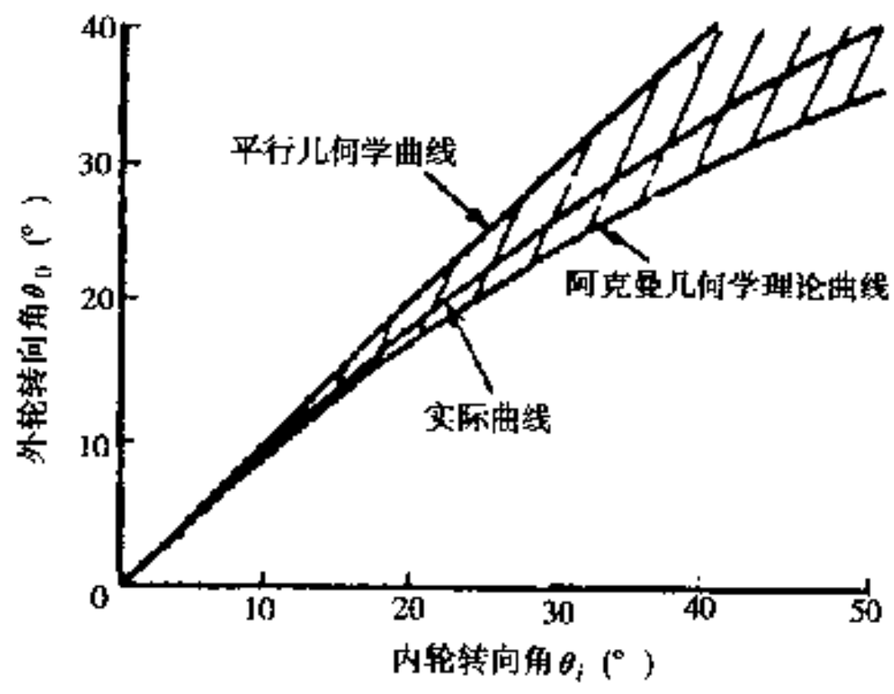


图 6-2-2 内、外转向轮的转向特性曲线

6.2.1.2 最小转弯半径 R_{min}

最小转弯半径是指转向轮转角在最大位置条件下，汽车低速行驶时前外转向轮与地面接触点的轨迹到转向中心 O 点之间的距离。

汽车最小转弯半径 R_{min}与汽车内轮最大转角 θ_{max}、轴距 L、转向轮绕主销转动半径 r（又称车轮转臂）、两主销延长线到地面交点的距离 K 有关。在转向过程中，L、r、K 保持不变，只有 θ_i 是变化的，所以内轮应有足够大的转角，以保证获得给定的最小转弯半径 R_{min}。计算最小转弯半径 R_{min}的公式如下：

$$R_{min} = \frac{L}{\sin\theta_{0max}} + r = \sqrt{\left(\frac{L}{\sin\theta_{imax}}\right)^2 + K^2 + \frac{2KL}{\tan\theta_{imax}}} + r \tag{6-2-2}$$

因为梯形机构不能保证内、外轮最大转角 θ_{imax}和 θ_{0max}与理论值一致，故实际的最小转弯半径 R_{min}与上述计算结果不完全相符。

在给定最小转弯半径 R_{min}条件下，可以用下式计算出转向内轮应达到的最大转角 θ_{imax}：

$$\theta_{imax} = \arctan\left\{\frac{L}{\sqrt{(R_{min} - r)^2 - L^2} - K}\right\}$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

1）轮胎侧偏对 R_{min}的影响

在汽车转弯行驶时，受侧向惯性力作用，轮胎要产生侧偏，结果汽车转向中心位置从 O 点移至 O' 点（图 6-2-3）。若 O' 点和 O 点到汽车中心线的距离相等且为 R_0，并设前外轮的侧偏角为 δ_{10}，后轴中心位置处的侧偏角为 δ_{2a}（横向滑移角）。根据图 6-2-3 可知，在考虑轮胎侧偏角以后，最小转弯半径 R_{min}可用下式计算：

$$R_{min}=\frac{L-R_0\tan\delta_{2a}}{\sin\ (\theta_{0max}-\delta_{10})}+r \tag{6-2-3}$$

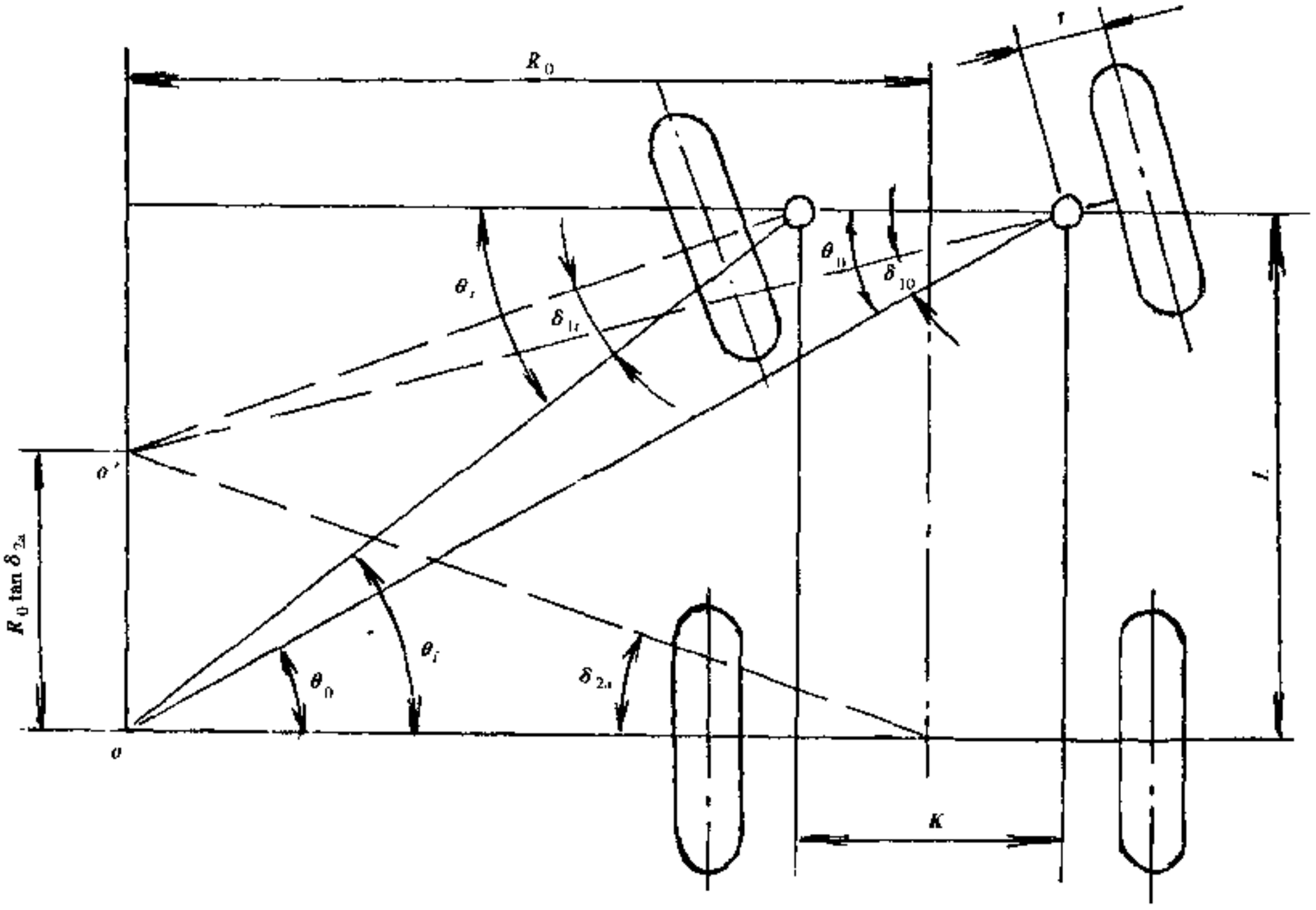


图 6-2-3 轮胎侧偏对 R_{min}的影响

由上式可知，前外轮的侧偏角 δ_{10}使最小转弯半径增加，后轴中心侧偏角 δ_{2a}使其减小。

2）轴转向对 R_{min}的影响

汽车转弯行驶时，由于作用在汽车质心处的离心力作用，内侧车轮载荷减小，外侧车轮载荷增加，使作用在悬架上的载荷发生相应变化。若前轴和后轴都采用钢板弹簧，位于汽车内侧的钢板弹簧因载荷减小而长度缩短、位于外侧的钢板弹簧因作用其上的载荷增加而伸长，结果导致车轴在水平面相对车身转过一个角度（图 6-2-4），称之为轴转向效应。轴转向效应不仅对操纵稳定性有影响，同时影响最小转弯半径。如图 6-2-4 所示，后轴在水平面偏转后使最小转弯半径减小。

前轴的轴转向使汽车不足转向趋势增大，后轴的轴转向使汽车过多转向趋势增大。通过降低后悬架前铰接点位置的方法能改善过多转向增大的趋势。

3）前、后轮转向对 R_{min}的影响

如果汽车前、后轮均为转向轮，在后轮转角不大的情况下，且假定两后轮处于平行状态，计算它的最小转弯半径 R_{min}时，只要将（6-2-2）式中的 L 用下式计算出的 L'替换即可进行近似计算。

汽车论坛 http://www.qclt.com

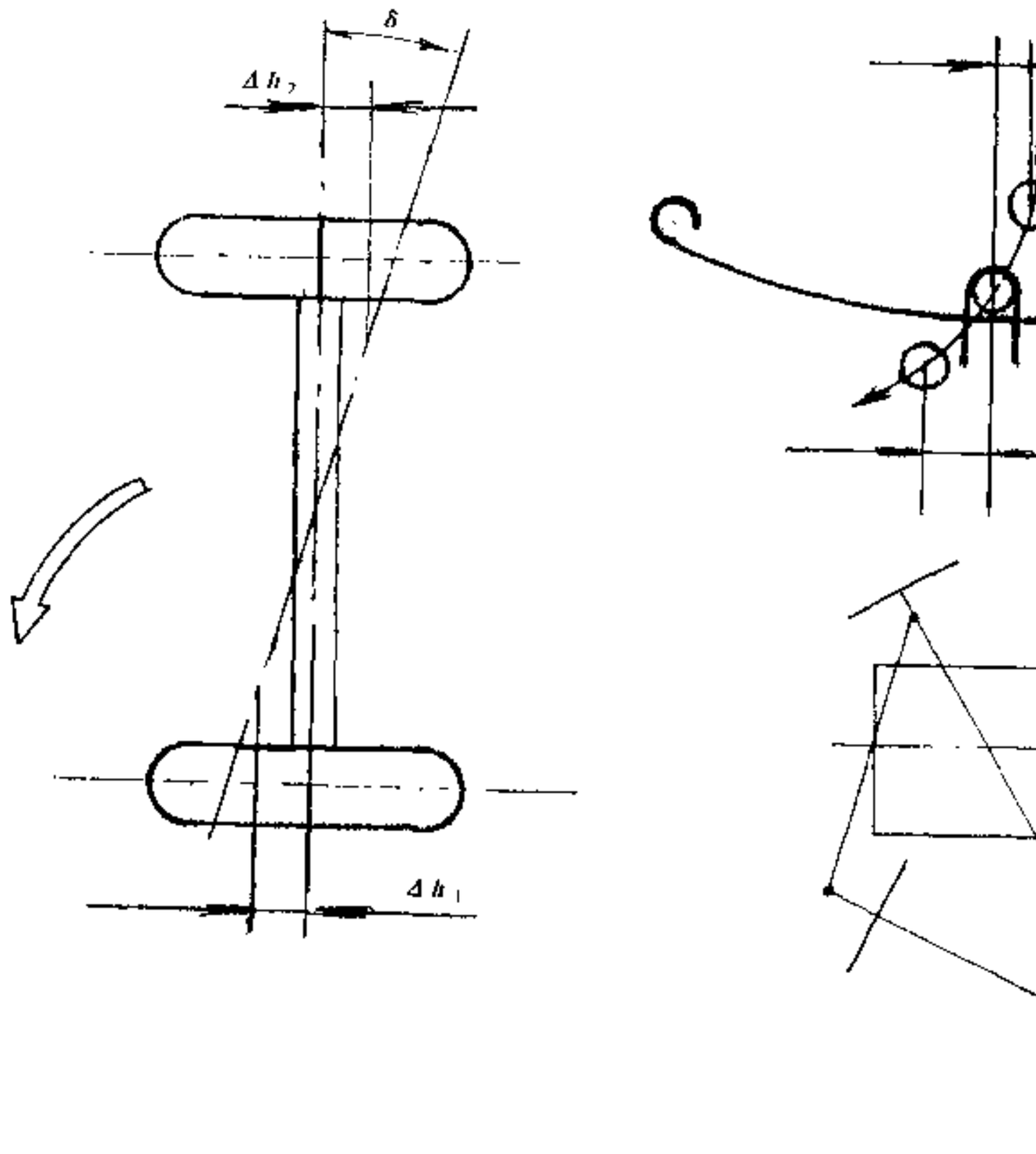


图 6-2-4 轴转向效应

当用外轮关系计算时：

$$L' = L - \frac{L\cos\theta_0 - \frac{K}{2}}{\cos\alpha + \cos\theta_i}$$

式中 α 见图 6-2-5。

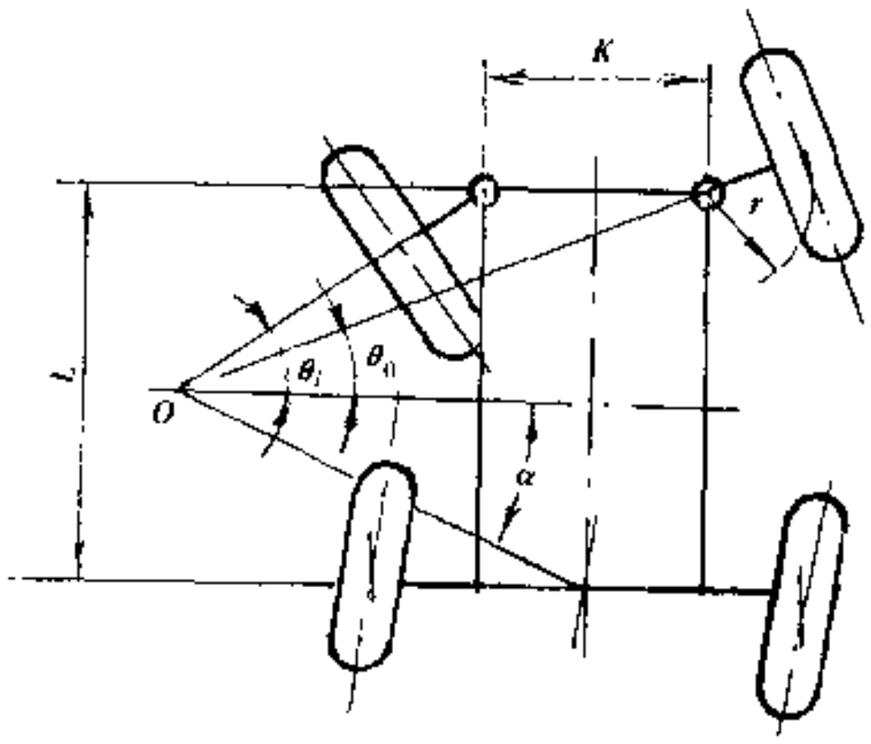


图 6-2-5 四轮转向汽车

汽车论坛 http://www.qclt.com

6.2.2 汽车转弯半径及瞬时转向中心

6.2.2.1 双轴汽车转向

考虑了转向时轮胎侧偏的影响，汽车的转弯半径、瞬时转向中心位置都发生变化（图 6-2-6）。瞬时转向中心 O' 点的位置，可用 O' 点与后轴延长线距离 C 和转弯半径 R_0 来确定。

$$R_0 = \frac{L}{\tan\delta_{2a} + \tan(\theta - \delta_{1a})} \tag{6-2-4}$$

$$C = \frac{L\tan\sigma_{2a}}{\tan\delta_{2a} + \tan(\theta - \delta_{1a})} \tag{6-2-5}$$

式中：δ_{1a}、δ_{2a}——汽车前、后轴侧偏角，分别为前、后轴左、右两车轮侧偏角的平均值；

θ——两转向轮转角的平均值。

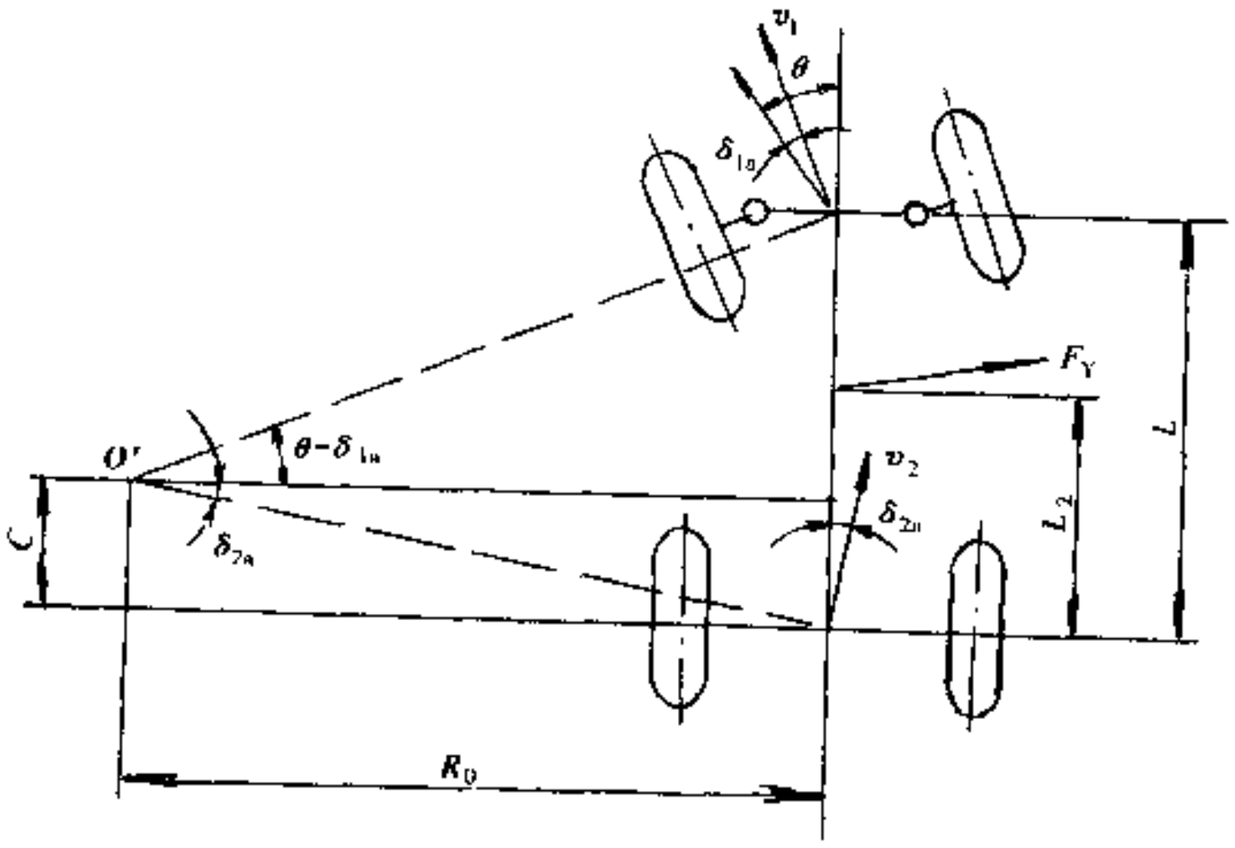


图 6-2-6 双轴汽车转向运动简图

6.2.2.2 三轴汽车的转向

设前轮是从动轮，并且是转向轮。如图 6-2-7 所示，设瞬时转向中心位于 O 点，图中 δ_{1a}、δ_{2a}、δ_{3a}分别为前、中、后三轴的侧偏角，θ 是转向轮转角的平均值。瞬时转向中心 O 点的位置可用 O 点到后轴轴线的距离 C 及转弯半径 R_0 来确定。

$$R_0 = \frac{L}{\tan\theta}\left[1 + \frac{l^2}{4L^2\cos\theta}(2 + \cos\theta)\right] \tag{6-2-6}$$

$$C = \frac{1}{2} - \frac{l^2}{4L} \tag{6-2-7}$$

式中：l——汽车中轴与后轴的轴距。

分析（6-2-7）式可知，在低速转弯行驶条件下，三轴汽车的转向中心要相对双后轴中心线往后移，并且双后轴的轴距愈大，后移也愈多。

三轴汽车的最小转弯半径 R_{min}用下式计算。

$$R_{min} = \frac{L + \frac{l^2}{4L}}{\sin(\theta_{0max} - \delta_{1a})} \tag{6-2-8}$$

由(6-2-2)和(6-2-8)式可得到如下结论：由于瞬时转向中心后移，三轴汽车的最小转弯半径总是大于同样轴距的两轴汽车的最小转弯半径。从保证三轴汽车具有较好的转向运动关系出发，应该使中轴和后轴尽可能接

汽车论坛 http://www.qclt.com

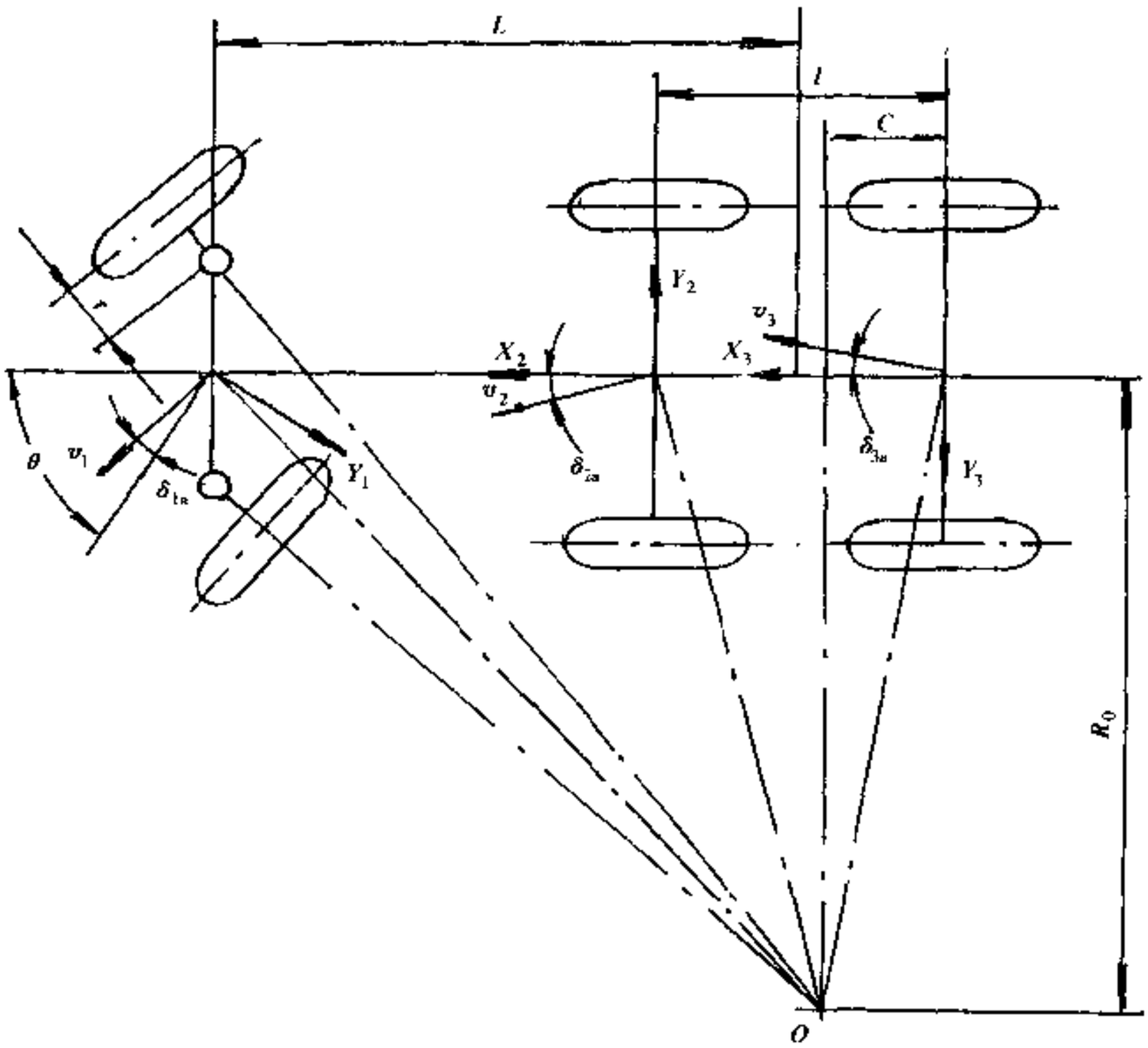


图 6-2-7 前轴转向的三轴汽车运动简图

近，即缩短(6-2-8)式中的 l 值，以得到较小的转弯半径 R_{min}。

为了提高汽车通过性和改善轴荷分配，常将三轴汽车的中轴布置在前、后轴中间。如果此种布置仅采用一个轴的车轮转向，则转弯阻力和转弯时的轮胎磨损会显著增加。为此，这种布置形式的汽车可以采用前、中轴车轮转向或者前、后轴车轮转向，使最小转弯半径 R_{min} 减小，改善汽车的机动性。

6.2.2.3 四轴汽车的转向

1）双前轴转向

假设：全部车轴等距分布，且轴距为 l；转向轮是从动轮，且其滚动阻力忽略不计；转向的车速很低，因此侧向惯性力很小，对转向运动学没有影响。

如图 6-2-8 所示，设瞬时转向中心位于 O 点。利用下式计算 O 点距后轴中心线的距离 C 和转向半径 R_0。

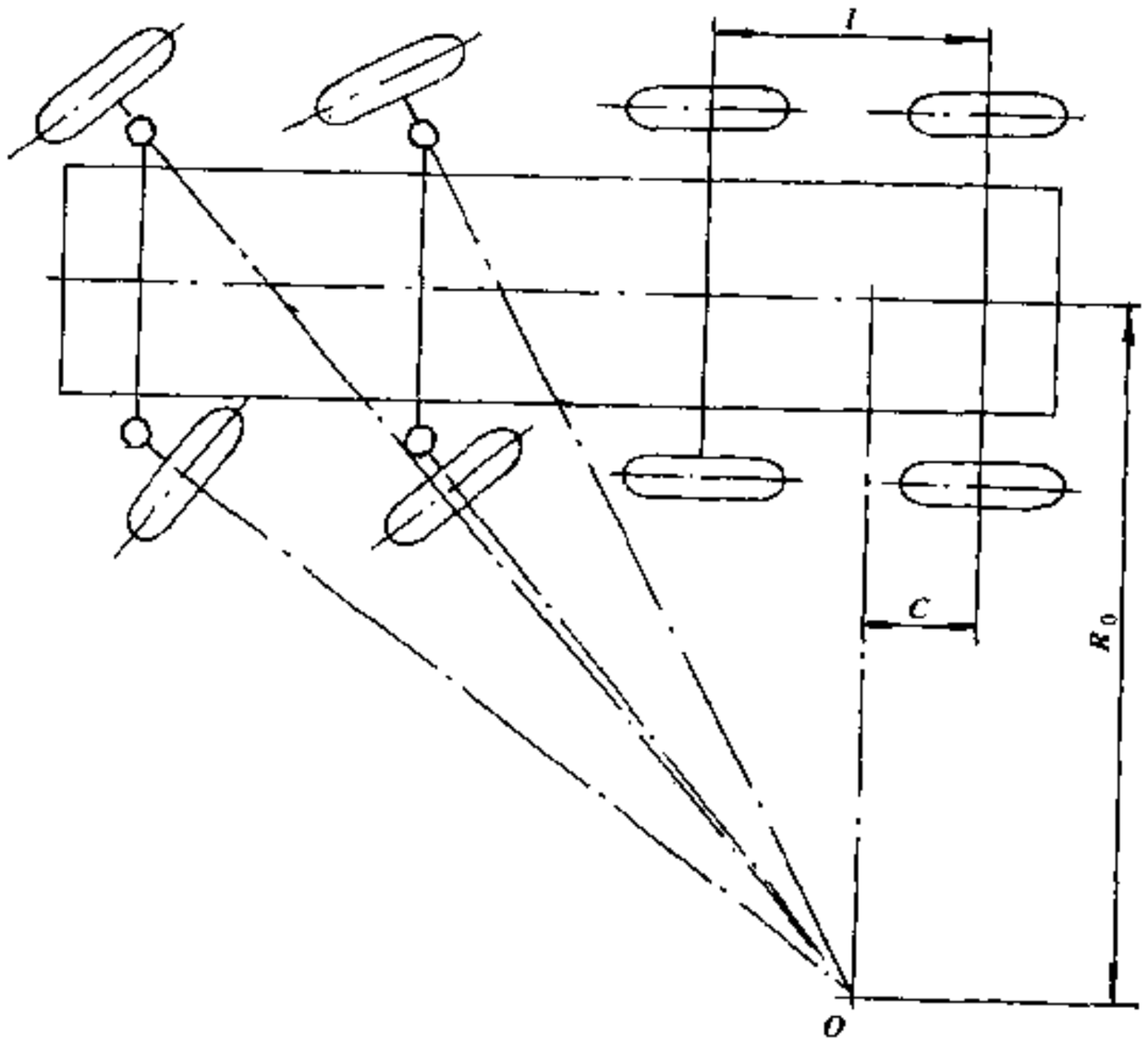


图 6-2-8 双前轴转向的四轴汽车运动简图

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$R_0 = \frac{13\cos\theta_1 + 5\cos\theta_2 + \cos\theta_2\cos\theta_1 + 1}{5\sin\theta_1 + 2\sin\theta_2 + \sin(\theta_1 - \theta_2)} l \tag{6-2-9}$$

$$C = \frac{2\sin\theta_1(1 + \cos\theta_2) + \sin\theta_2(1 - 3\cos\theta_2)}{5\sin\theta_1 + 3\sin\theta_2 + \sin(\theta_1 - \theta_2)} l \tag{6-2-10}$$

式中：θ_1——第一轴两转向轮转角的平均值；

θ_2——第二轴两转向轮转角的平均值。

由公式（6-2-9）和（6-2-10）可知，瞬时转向中心 O 点的位置取决于 θ_1 和 θ_2 角之比。通常四轴汽车转向系是这样设计的，即使得所有转向轮的轴线相交于双后轴之间，并且 $C \approx (0.3 \sim 0.35)\ l$，即转向中心偏向第四轴。

最小转弯半径 R_{min} 可按下式计算。

$$R_{min} = \frac{3l - C}{\sin(\theta_{0max} - \delta_{1a})} + r \tag{6-2-11}$$

2）一、四轴转向

假设：转向轮是从动轮，且其滚动阻力忽略不计；转向时车速很低，因此侧向惯性力很小，对转向运动学没有影响；第一、二轴和第三、四轴轴距相等且为 l_1，第二、三轴轴距为 l（图 6-2-9）。

瞬时转向中心位于图 6-2-9 中 O 点。当汽车首尾两轴的轴距 $L = 3l$ 时，利用下式计算 O 点距后轴中心线的距离 C 和转弯半径 R_0。

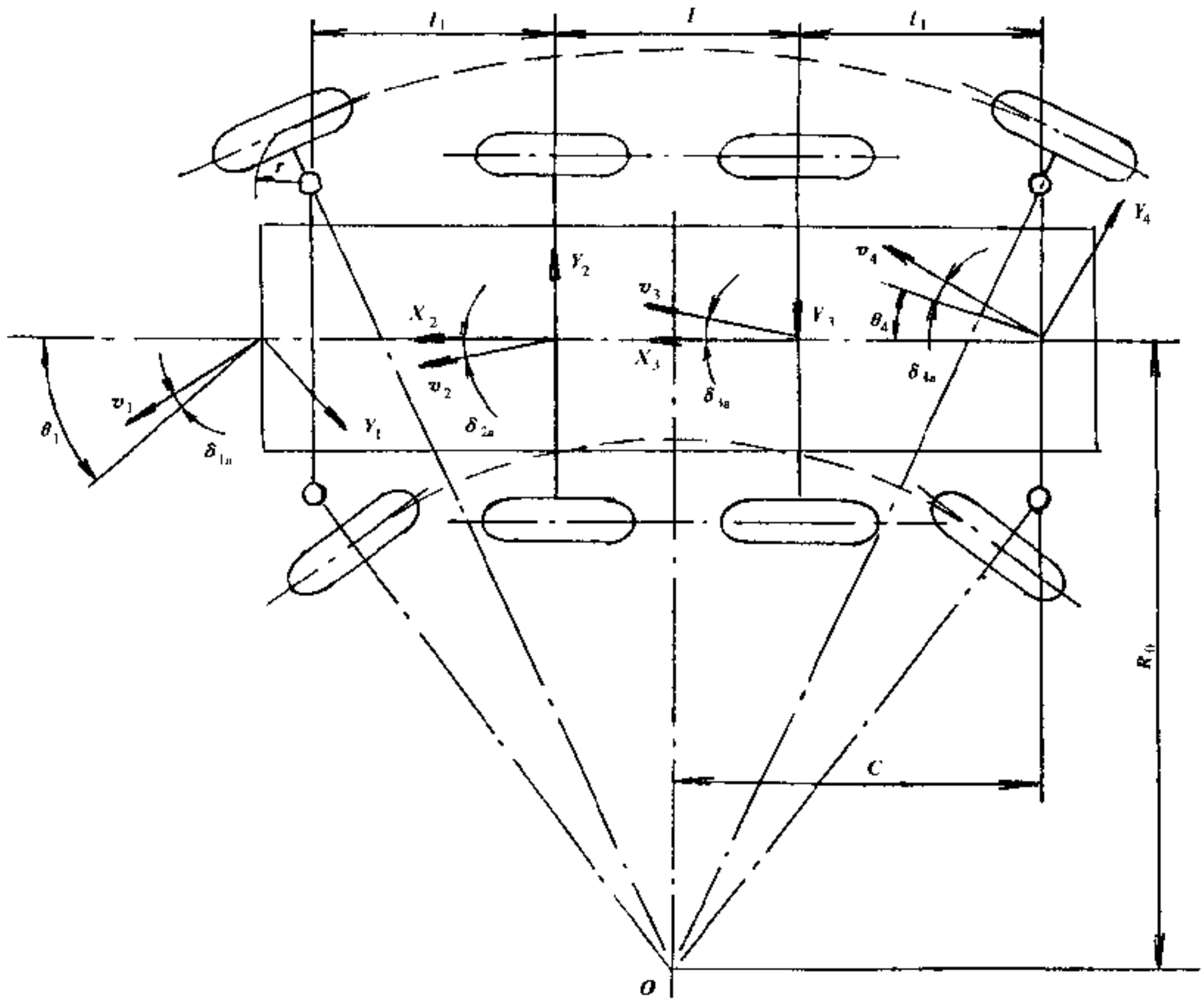


图 6-2-9 一、四轴转向的四轴汽车转向简图

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$R_0 = \frac{L}{2\tan\theta}\left(1 + \frac{1}{9\cos\theta}\right) \tag{6-2-12}$$

$$C = \frac{L}{2} \tag{6-2-13}$$

式中：θ——两转向轮转角的平均值（通常第一轴两转向轮的转角平均值 θ_1 等于第四轴两转向轮的转角平均值 θ_4，即 $\theta_1 = \theta_4 = \theta$）。

最小转弯半径 R_{min}用下式计算：

$$R_{min} = \frac{L}{2\sin\left(\theta_{0max} - \delta_{1o}\right)} + r \tag{6-2-14}$$

6.2.3 被动转向

由于悬架上下跳动，导致转向轮转动的现象称为被动转向。前轮采用独立悬架时，随着车轮上下跳动，位于靠近车轮一端的横拉杆上的球头，在以横拉杆内端球头为中心，以横拉杆长度为半径的球面上作运动，同时在汽车的横向平面内滑移。横拉杆外端与转向节相连，而转向节的运动规律又取决于悬架导向机构所决定的运动轨迹，并影响横拉杆外端球头轨迹。这个轨迹与前述球面轨迹不重合就出现运动干涉，结果转向轮绕主销回转并产生被动转向。设计时应力求这种运动干涉尽可能小，特别是在悬架经常跳动的范围内。值得注意的是横拉杆两端球头的高度差对被动转向有比较大的影响。

6.2.4 转向轮转角

转向轮的最大转角 θ_{imax}和 θ_{0max}影响汽车的机动性能，而影响转向轮最大转角的因素有转向轮的半径，以及转向轮转动时位于转向轮附近的悬架、车架纵梁、车身、转向杆系的位置等。

6.2.4.1 转向系的传动比

转向系的传动比可分为转向系的角传动比和转向系的力传动比。其中转向系的角传动比又分成转向器的角传动比和转向传动机构的角传动比。上述四个传动比中的转向器角传动比具有核心作用，因为它的变化会影响转向系角传动比和转向系力传动比的变化。通常转向传动机构的角传动比在 0.85～1.1 范围内变化，一般近似认为它等于 1。

转向盘转角的增量 $\Delta\varphi$ 与摇臂轴转角的相应增量 $\Delta\beta_p$ 之比定义为转向器角传动比 $i_w = \frac{\Delta\varphi}{\Delta\beta_p}$。

增大转向器角传动比后，转向器力传动比也增大，在转向阻力不变的条件下，能减小作用在转向盘上的手力，使转向操纵轻便。考虑到增大转向器角传动比，又会导致转向盘转角增多，即转向轮转角对同一转向盘转角的响应变得迟钝，使转向时间增长，汽车转向灵敏性降低，由此得出转向轻便性与转向灵敏性构成一对矛盾。为解决上述矛盾，可以采用变速比转向器。齿轮齿条式转向器、循环球式转向器和曲柄指销式转向器都能够设计成变速比转向器。

齿轮齿条式转向器的主动齿轮设计成标准的，即拥有标准的压力角 α 和模数 m_1，而齿条齿的压力角 α_2 是变化的，于是齿轮和齿条齿的基圆齿距可分别用下式表示：

$$t_1 = \pi m_1 \cos\alpha_1$$

$$t_2 = \pi m_2 \cos\alpha_2$$

为了保证齿轮与齿条能正确啮合运转，必须使 $t_1 = t_2$，因此当齿轮选用标准的压力角和标准的模数时，依靠齿条齿选用非标准压力角和非标准模数 m_2，并使 $\pi m_1 \cos\alpha_1 = \pi m_2 \cos\alpha_2$，那么两者就可以啮合运转。由于齿条上的齿与齿之间压力角不同，致使节圆半径发生变化，并导致速比变化。

图 6-2-10 是根据上述原理设计的齿轮齿条式转向器齿条压力角变化示例。从该图中可以看到，位于齿条中部位置处的齿有较大的压力角，齿轮有较大的节圆半径，而齿条齿有宽的齿根和浅斜的齿侧面，位于齿条两端的齿有较小压力角，齿根减薄，齿有陡斜的齿侧面，齿轮节圆半径减小。

齿轮齿条式转向器的齿条齿的压力角 α_2，一般在 12°～35°范围内变化，速比变化达 20%～30%。

汽车论坛 http://www.qclt.com

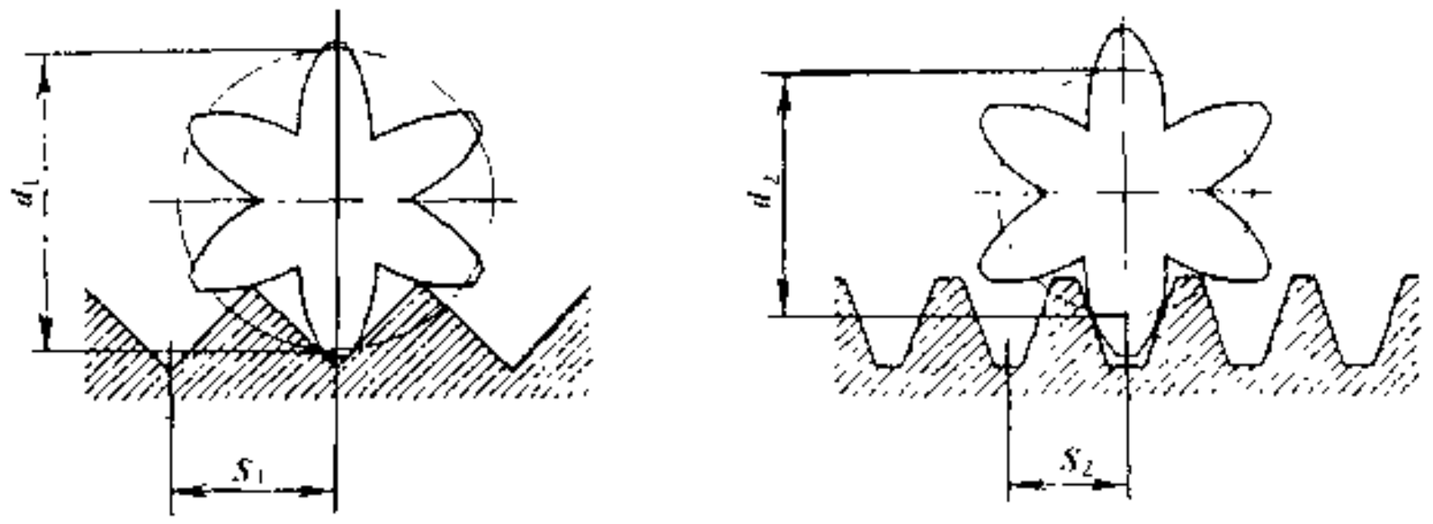


图 6-2-10 齿条齿压力角变化简图

a) 齿条中部齿；b) 齿条两端齿

随转向盘转角的变化，转向器角传动比可以设计成减小、增大或保持不变的。选取什么样的变化规律主要取决于转向轴负荷、对汽车机动性能能力的要求和是否装用动力转向。对于转向轴负荷小，在转向盘全转角范围内不存在转向沉重问题，或者装有动力转向器时，转向器角传动比应选取如图 6-2-11 中所示的上凸状，即在两端及其附近位置转向器角传动比减小，目的是减少转向盘转动的总圈数。对于转向轴负荷大且不装动力转向器的汽车，因转向阻力矩大致与车轮转角成正比变化，故急转弯时的操纵轻便性问题突出，转向器的角传动比变化曲线应当与转向阻力矩成正比变化，即应当呈中间小、两端大的下凹状变化。

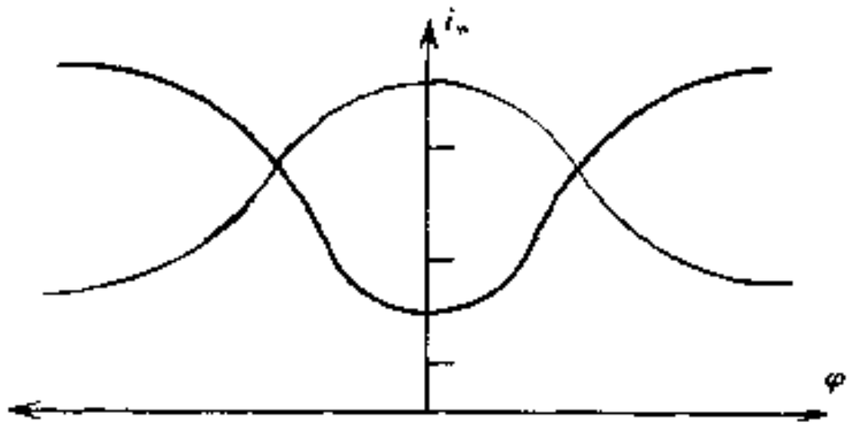


图 6-2-11 转向器角传动比变化曲线

转向盘在中间位置时，转向器的角传动比若选取过小，会导致转向轮对转向盘的转动反应十分敏感，使驾驶员精确控制转向轮的运动变得困难，而且反冲效应增大。要求直行位置时转向器角传动比不要低于 15～16。对于转向器角传动比轿车、轻型车最大，可达 20～25，重型货车、大客车可达到 23～30。

蜗杆指销式转向器的蜗杆螺距各处相同时，转向器的角传动比不能变。如将螺距设计成变化的，在相同转向盘转角条件下，指销在蜗杆上移动距离不同，因此获得变速比转向器。当采用双销蜗杆指销式转向器时，受双销结构所限，传动比的变化特性受到限制。

6.2.5 转向力

转向时驾驶员作用到转向盘上的手力与转向轮在地面上回转时产生的转向阻力矩有关。影响转向阻力矩的主要因素有转向轴的负荷、轮胎与地面之间的滑动摩擦系数和轮胎气压。精确地计算出转向阻力矩是很困难的，目前常用经验公式计算。计算公式如下：

$$M_r = \frac{f}{3}\sqrt{\frac{G_1^3}{p}}$$

式中：M_r——在沥青或混凝土路面上的原地转向阻力矩，N·mm；

f——轮胎与地面间的滑动摩擦系数，取 0.7；

G_1——转向轴负荷，N；

p——轮胎气压，MPa。

作用在转向盘上的手力用下式计算：

$$F_h = \frac{L_1 M_r}{L_2 R i_w \eta}$$

式中：F_h——作用在转向盘上的手力，N；

L_1——转向摇臂长，mm；

汽车论坛 http://www.qclt.com

L_2——转向节臂长，mm；

R——转向盘半径，mm；

i_ω——转向器角传动比；

η——转向器正效率，

因为上述转向阻力矩是在汽车静止状态下计算的，所以是最大值。这样，根据这个转向阻力矩换算得出作用在转向盘上的手力，并据此作为计算强度的载荷也是合理的。作为重型汽车，因为前轴负荷增大，需采用动力转向去克服转向阻力矩，用上述方法计算得到的作用在转向盘上的手力 F_h 要超过人体生理可能产生的力。此时对转向器和动力缸以前的零件进行强度验算时，应取作用在转向盘上的手力为 700N。

对于不装动力转向器的汽车，要求原地转向时作用在转向盘上的手力不应超过 250N。超过时可通过选取具有更大一些的角传动比的转向器或增大转向盘半径来使之降低。汽车在不平路面上行驶时，作用在转向轮上的冲击力传递到转向盘上愈小愈好。为满足这项要求，可在转向系中设置转向减振器，减小转向轮的转臂，选用逆效率低的转向器等。

作用在转向盘上的手力是驾驶员感知汽车转弯状态的有力信息，要求该力能随着横向加速度的增加能平稳增加。

6.2.6 效率

转向系的效率 $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2$，其中 η_1 为转向传动机构效率，η_2 为转向器的效率。

从转向轴方向向转向轮传递功率时，所求得的效率称为正效率；反之称为逆效率。转向系的正效率一般在 0.67～0.85，逆效率在 0.58～0.63。η_1 用来评价转向杆系中球头和主销部分的摩擦损失，前者占转向系总损失的 10%～15%，后者占 40%～50%。转向器的效率 η_2 因转向器形式、结构和选取参数不同而变化，其中齿轮齿条式和循环球式转向器的效率比较高。

要求转向系的正效率必须高，而逆效率要低些，但应保证转向轮自动回正和有良好的“路感”。

转向系设置动力转向器时，由于转向轻便性主要是由动力转向器予以保证，因此对转向器的效率要求可适当降低。另一方面，动力转向系统中的油液对缓和路面冲击还有一定的作用。

6.2.7 传动间隙

转向系中的转向器传动副和转向传动机构各杆系中的球头处，因经常工作容易磨损，特别是相当于直线行驶位置处的磨损严重后，产生的间隙会使转向轮偏转，破坏汽车行驶稳定性，并使转向盘的自由行程增大。要求转向盘的最大自由行程从中间位置向左、右两端各不得超过 15°。因此要求上述各处出现间隙后最好能自动消除，至少也应能进行调整予以消除。转向器传动副不同位置处因使用机率不同会造成磨损不均匀，一般相当于转向轮直行位置附近处的转向器传动副的磨损要大于两端位置处的磨损。要求消除中间位置处出现的间隙以后，转向盘向两端来回转动不应当有卡住现象。为满足这一要求，必须使转向器传动副的间隙是变化的，即相当于转向轮直线行驶位置附近的转向器传动副间隙应当最小，最好是零间隙，以后随转向盘向两端转动的转角逐渐增加，传动间隙也相应逐渐增大。

6.3 转向联轴节

由于转向器安装位置靠近汽车纵梁，而驾驶员座椅和位于座椅前方的转向盘位置离开车架纵梁远些，结果使转向轴的轴线与转向器螺杆轴线不在一条直线上。若勉强将转向轴与转向器螺杆轴刚性相连，又使固定在转向轴上端的转向盘平面相对座椅在汽车横向平面内倾斜，结果造成驾驶员操纵转向盘不方便。同时因转向轴从驾驶员处向前右下方斜穿过去，又使驾驶员踏踏板受到影响。要求转向轴在水平面内与汽车纵轴线之间夹角不得大于 6°。为了解决上述问题和考虑到制造螺杆方便，以及从容易拆装转向器出发，用十字轴万向节将转向螺杆与转向轴连接。有些汽车用一个十字轴万向节，有些汽车用两个十字轴万向节

汽车论坛 http://www.qclt.com

十字轴万向节的主要优点是，回转方向松动少、摩擦损失少、适合于批量生产，在万向节叉与传动轴之间用花键连接时，利用它们之间可以轴向伸缩的特点来弥补制造和安装误差，以及适应因车身变形而使转向轴与转向器之间距离产生的变化。

十字轴万向节的主要结构与传动轴用十字轴万向节结构相同。图6-3-1示出了主、从动轴夹角 α 对从、主动轴角速度比值 ω_2/ω_1 的影响。由该图可以看出，在 ω_1 不变时，随着 α 角的增大比值 ω_2/ω_1 变化增大和从动轴是做不等速转动的结论。因为转向轴的转速不高，所以这种不等速性在轴间夹角 α 不大的条件下，对工作影响不大

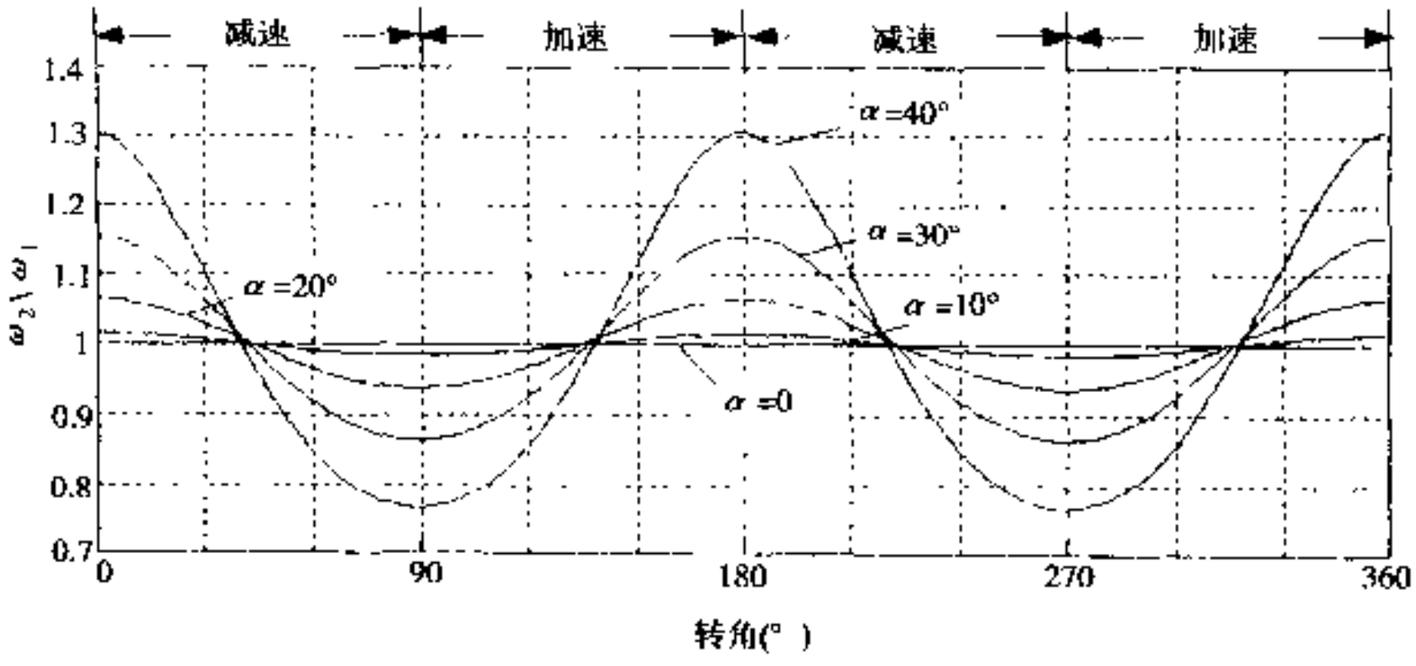


图6-3-1 比值 ω_2/ω_1 与 α 的关系曲线

轴间夹角 α 增大时，不仅从动轴的角速度 ω_2 变化增大，而且从动轴上的转矩 T_2 也变化，变化关系如下式：

$$T_2 = T_1 \frac{1 - \sin^2\alpha\cos^2\varphi_1}{\cos\alpha}$$

式中：T_1——主动轴上的转矩。

从动轴上转矩最大值 T_{2max} 和最小值 T_{2min} 与 T_1 和 α 的关系为：

$$T_{2max} = \frac{T_1}{\cos\alpha}$$

$$T_{2min} = T_1\cos\alpha$$

T_2 的变化反应到驾驶员作用在转向盘上的手力变化，使驾驶员产生操纵不好的感觉。为了解决这个问题，可以采用两个十字轴万向节，并使两万向节与轴的夹角相等。发动机前置前轮驱动的轿车多数情况下采用齿轮齿条式转向器。因齿条布置更靠近汽车中部，主动小齿轮偏离转向盘更多，用两个十字轴万向节联接方案会得到比较满意的使用效果。

为了减轻来自转向器一侧的轴的振动和噪声，有些汽车用橡胶联轴节。这种联轴节还具有缓和冲击载荷、结构简单、不需要润滑及良好的隔音性能等优点。又因为橡胶有一定的弹性，允许其连接的两轴间有不大的夹角和很小的轴向位移，所以在连接的两轴之间夹角小于3°～5°时常采用橡胶联轴节。我国生产的轻型越野车曾使用过这种结构。

橡胶联轴节又称为挠性万向节，主要由加入树脂性金属丝的圆形的橡胶垫和两个法兰盘构成。法兰盘上的螺孔与橡胶垫上的孔对正后用螺栓连接，两法兰盘上的孔装配时相互成90°位置。为了保护橡胶垫和获得良好的转向性能，避免转动转向盘的角位移被橡胶垫吸收过多，应当在结构上采取一定的措施，即当转向盘上的转矩达到某一值时，转由金属部分刚性连接并传递转矩。

为了获得隔音和缓和冲击的效果，将万向节叉的后部设计成管状，内装转向轴，而连接万向节叉与轴之间的是环状橡胶

前、后轮均为转向轮的四轮转向汽车中，后轮的转向运动是通过将来自转向器的输出力经过一系列杆系传至后轮实现的。此时在布置上如果需要使用多个万向节，有两点值得注意。首先是万向节夹角应尽可能一样大，其次是因为杆系布置在车身下部，工作条件恶劣，必须注意提高耐腐蚀能力。

汽车论坛 http://www.qclt.com

6.4 转向器、转向拉杆

6.4.1 转向器

转向器的功用见 6.1，设计转向器时应当满足下述一些主要要求：

①转向时需要作用到转向盘上的手力要小；

②能缓和来自路面的冲击；

③保证驾驶员有“路感”；

④转向后转向盘能自动回正；

⑤工作安全可靠。

为了减轻驾驶员的劳动强度，要求转向时驾驶员作用在转向盘上的手力要小、转动转向盘的圈数要少。除去前面已经给出的原地转向时作用在转向盘的手力要求以外，有时还对行驶状态下作用在转向盘上的手力提出要求。对于轿车，此力要求未装动力转向器时为 50～100N，装有动力转向器时为 10～20N。对于货车，以 10km/h 车速从直线驶入半径为 12m 的圆周时，在未装动力转向器时要求作用在转向盘上的手力不要超过 250N，装有动力转向时要求不超过 120N。解决操纵轻便性的主要途径是采用动力转向助力器或者采用转向器角传动比大些的转向器。后者角传动比过大对转向盘回正和驾驶员对路面阻力的感觉即“路感”有不利的影响，同时为了使转向轮转过同样大小的角度必须增加转向盘转角，使转向工作变得繁忙又紧张。

6.4.1.1 循环球式转向器

循环球式转向器的主要优点是：在螺杆和螺母之间因为有可以循环流动的钢球，将滑动摩擦转变为滚动摩擦，因而正效率能达到 75%～85%；在结构上和工艺上采取措施，其中包括提高制造精度，工作表面的粗糙度足够的低，螺杆、螺母上的螺旋槽经淬火和磨削加工，使之有足够的硬度和耐磨性能，可保证有足够的使用寿命；转向器的角传动比可以设计成可变的，以适应不同车型的需要；工作平稳可靠；消除齿扇与齿条齿之间间隙的调整工作容易进行；适合于做整体式动力转向器等。

循环球式转向器的主要缺点是：逆效率高，因而汽车在坏路面上行驶容易“打手”；结构复杂；制造困难，制造精度要求高。

6.4.1.2 齿轮齿条式转向器

齿轮齿条式转向器主要优点是：正效率高达 75%～90%；因齿轮齿条式转向器主要由小齿轮、齿条、转向器壳体和消除间隙机构组成，所以零件数量少；采用这种转向器有时能省去转向摇臂轴、转向摇臂及纵拉杆等，同时齿条常与横拉杆做成一体，使转向系结构简单、制造成本低、并使转向轮转角能够增大；转向器壳体可以采用铝合金或者镁合金压铸而成，质量较小；齿轮与齿条因磨损出现间隙后，能自动消除。除此之外齿轮齿条式转向器还有磨损较慢、工作可靠、转向器占用的空间小、可以设计成变速比转向器和用来做整体式动力转向器等优点。

齿轮齿条式转向器的主要缺点是逆效率高，大约比正效率低 10%，因此在坏路面上行驶时，由于路面不平作用到转向轮上的力会大部分传给转向盘而造成打手、不利于安全驾驶。为了克服这一缺点，有些汽车设置有转向减振器。

齿条的断面形状有圆形、V 形和 Y 形三种（图 6-4-1）。后两种由于齿条背部有两条斜面，可防止齿条绕纵轴线转动，改善了齿的啮合状况，并能节约材料、降低成本。

齿轮齿条式转向器在汽车上多数情况下是横置，并且根据总体布置需要可以布置在前轴前、前轴后、前轴上方和前轴下方。从保护转向器不受伤害考虑，以布置在前轴后上方为好。

采用侧面输入、中间输出方式的齿轮齿条式转向器与两端输出方式比较，其左、右横拉杆长度增加减

汽车论坛 http://www.qclt.com

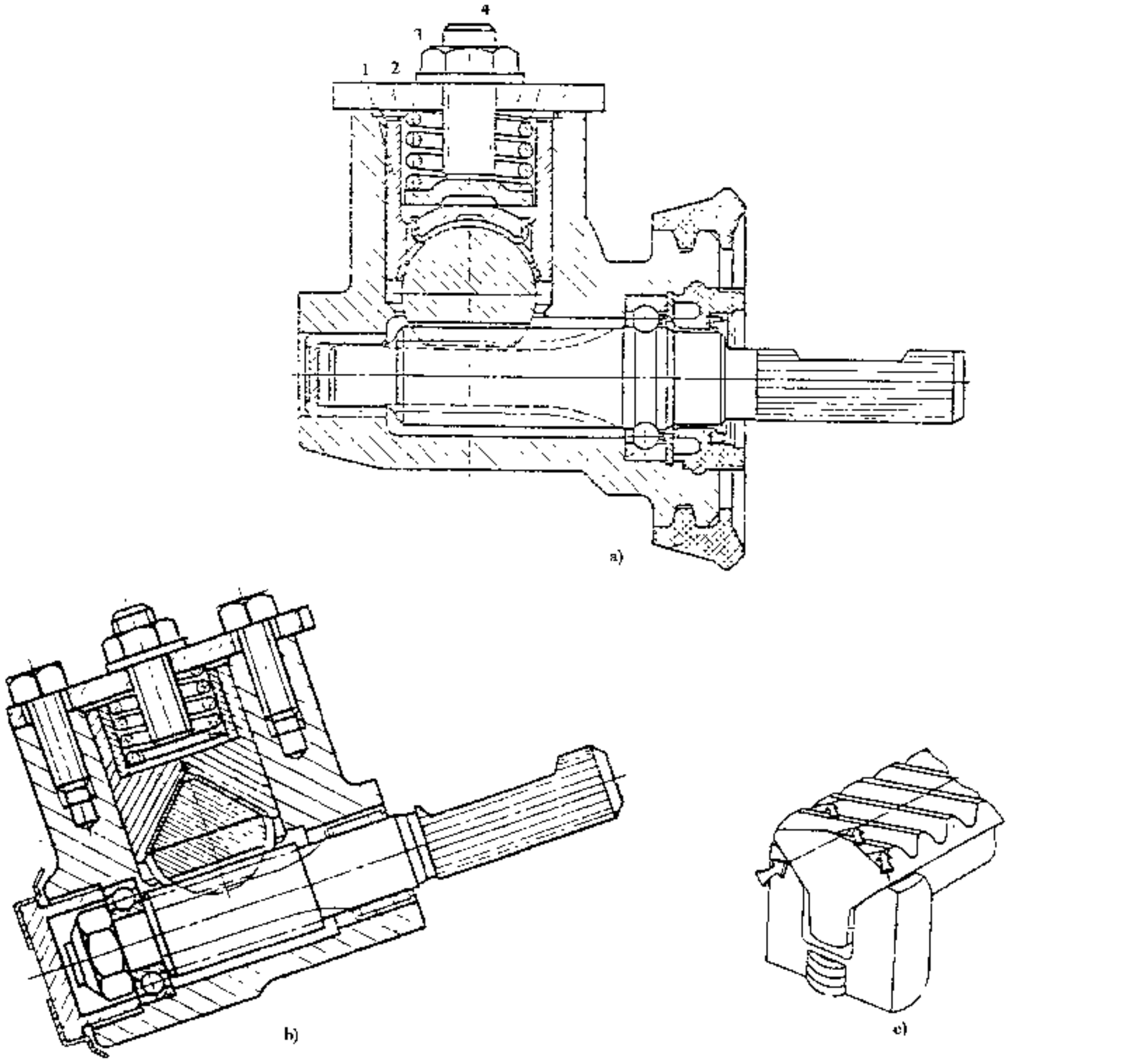


图 6-4-1 齿条断面形状

a)圆形;b)V 形;c)Y 形

少了由于车轮上、下跳动所引起的横拉杆摆角变化，同时也减少了转向系统与悬架系统的运动干涉。

采用侧面输入、中间输出方式的齿轮齿条式转向器的缺点是：为了将左、右横拉杆固定在齿条上，并且能左、右移动一定的距离，必须在壳体上开有纵向长槽，使齿条有一部分裸露出来，然后用螺栓将横拉杆固定在齿条上。壳体上的长槽使其强度受到削弱，为了不使外界脏东西落入转向器内，又必须用密封罩将它们密封。齿轮齿条式转向器的固定方式基本有三种。

①刚性固定，即转向器用螺栓直接刚性地固定在支架上（图 6-4-2a)）；

②橡胶垫螺栓固定，即在转向器固定螺栓与转向器壳体之间用橡胶衬垫隔开（图 6-4-2b)）；

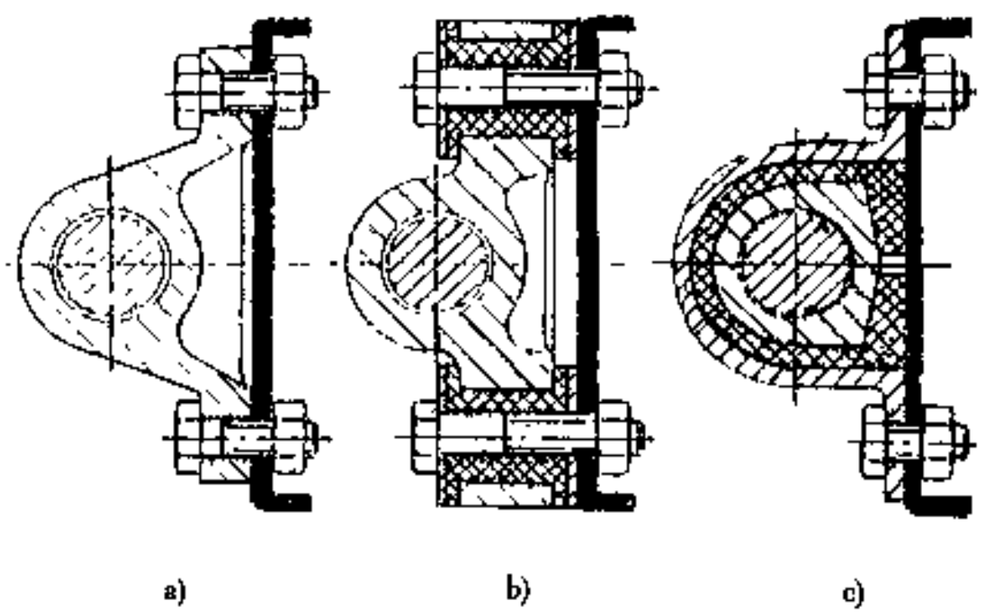


图 6-4-2 齿轮齿条式转向器的固定型式

a)刚性固定;b)橡胶垫螺栓固定;c)橡胶中间支承

汽车论坛 http://www.qclt.com

③橡胶中间支承，即转向器壳体与固定支架之间用橡胶套隔开，转向器在支架里可以作少量浮动（图6.4.2c））

机械式齿轮齿条式转向器适用于转向轴负荷在250～2400kg的汽车上。

6.4.1.3 蜗杆指销式转向器

蜗杆指销式转向器的优点是：转向器的角传动比可以是不变的或者变化的；指销和蜗杆之间的工作面磨损以后，调整间隙工作容易进行。

蜗杆指销式转向器又可分固定销蜗杆指销式转向器和旋转销蜗杆指销式转向器，前者具有结构简单、制造容易、制造精度要求低等优点。其缺点是：因为销子不能自转，销子的工作部位基本保持不变，结果造成该处磨损快和使工作效率低，正效率约为55%左右。后者优点是：因为销子能绕自身轴线转动，所以销子的工作部位是变化的，这既能减缓销子的磨损速度延长使用寿命，又能提高效率，一般正效率可达到75%左右。其缺点是：与固定销式相比，要增加非标准轴承，使轴承结构略显复杂。

采用双销式结构时，当一个销子已与蜗杆脱离啮合，另一个销子仍然同蜗杆处于啮合状态，所以可以使转向摇臂轴获得110°左右的较大转角，而单销式只能达到80°左右。另一方面汽车在直线行驶及其附近位置行驶时，两个销子同时工作，可以降低销子上的负荷，减少磨损，提高使用寿命。

采用双销蜗杆指销式转向器的主要缺点是：结构复杂、尺寸大、质量大，对两指销间的位置精度、蜗杆上螺纹槽的形状及尺寸精度等要求高；转向器角传动比变化特性和传动间隙特性受限制；当转向轮转至最大转角附近时，转向阻力矩达到最大值，而此时只有一个销子承担这一负荷，所以不够合理。

蜗杆指销式转向器不适合做成整体式动力转向器。

6.4.1.4 蜗杆滚轮式转向器

蜗杆滚轮式转向器的滚轮有双齿与三齿两种。前者因为齿数少，摇臂转角仅为80°左右，而后者能达到100°。

蜗杆滚轮式转向器的主要优点有：结构简单；因为滚轮的齿面和蜗杆上的螺纹呈面接触，所以有比较高的强度；磨损小、寿命长、工作可靠；逆效率低。主要缺点有：正效率低，最低时只有55%左右，最高时也在75%以下；工作面磨损以后，调整啮合间隙工作比较困难；转向器的角传动比不能变化；不适合做成整体式动力转向器。

6.4.2 转向传动机构

从转向摇臂到转向轮之间的转向直拉杆、转向节摇臂、转向梯形臂、转向横拉杆等构成转向传动机构。转向传动机构是用来从转向摇臂向转向节传递力，并保证两转向轮按一定比例关系实现转向运动的。

6.4.2.1 整体式转向梯形

整体式转向梯形机构与断开式转向梯形比较，具有结构简单、制造容易、成本低及调整车轮前束容易等优点。当一侧转向轮上、下跳动时会影响另一侧车轮是它的缺点。整体式转向梯形仅适合用在转向轴采用钢板弹簧悬架和转向轴用整体式的刚性轴场合。国产中型、重型及部分轻型货车和载客量比较多的客车用这种结构。

在这种布置方案中，多数情况下转向纵拉杆沿钢板弹簧的纵向方向布置，并将转向摇臂的摆动传递给转向节臂，使之绕主销转动。转向摇臂大端孔中设计有一定锥度的花键与摇臂轴上的花键连接，小端与装入纵拉杆的球头销连接。该球头销中心在整车侧视图上，应位于钢板弹簧前卷耳附近，确切的位置应该在转向轮上、下跳动时，能使转向杆系与悬架共同工作时产生的运动干涉最小位置处，该处要求绘制有关校核图检查确定。如图6-4-3所示，在整车侧视图上，一方面转向轮上、下跳动时，转向节臂与钢板弹簧一起绕位于钢板弹簧前卷耳附近的瞬时跳动中心 O 运动，得到转向节臂球头处的运动轨迹为 $\overline{aa'}$。另一方面转向节臂上的球头又要绕转向摇臂小端球头销中心 O_2 上、下运动，得到运动轨迹 $\overline{bb'}$，运动轨迹 $\overline{aa'}$ 与 $\overline{bb'}$

汽车论坛 http://www.qclt.com

不一致所产生的偏差将通过转向器以冲击的形式传给转向盘，或者引起转向轮偏转、严重时可能导致转向轮摆振，俗称汽车"摆头"。因此要求运动轨迹$\overline{aa'}$与$\overline{bb'}$之间的偏差愈小愈好，特别是在车轮经常跳动的范围内。

有时受总体布置影响，转向器位于汽车前部远离钢板弹簧，如图6-4-4所示，在这种条件下可设置一个如图中所示的过渡臂，将纵拉杆断开，断开点的位置应当选在根据转向节球头销随悬架（车轮）上、下运动时所确定的瞬时运动中心附近。这样就可以减少或避免运动干涉的发生。

纵拉杆的结构有两种，其一为缓和反向冲击，在纵拉杆球头处设有压紧弹簧（图6-4-5a)），弹簧的轴线与纵拉杆方向一致，作

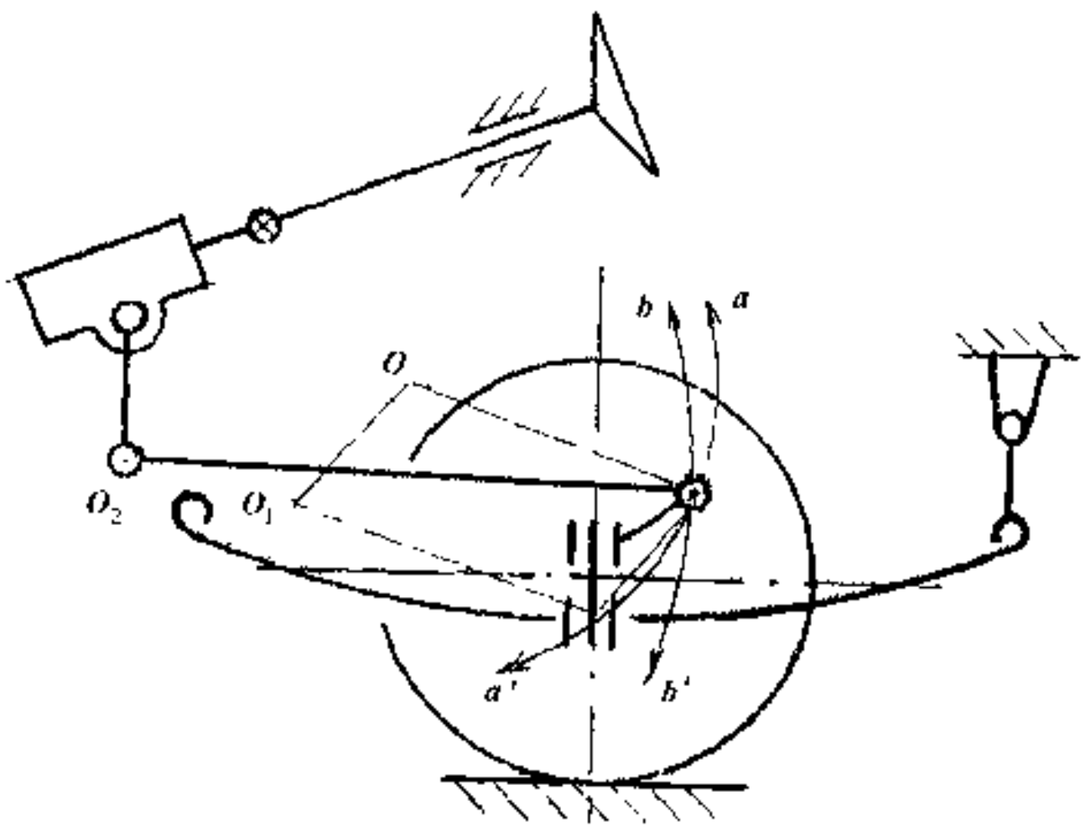


图6-4-3 转向杆系与悬架的运动干涉

为弹性元件不仅要承受沿纵拉杆轴线方向的作用力，而且能消除球头销球面部分与球头碗之间因磨损而产生的间隙；其二为优先考虑连接刚性而不具备缓冲性能的结构，如图6-4-5b）所示结构的特点是位于球头销下方的压紧弹簧的轴线与球头销轴线方向一致，和前者比较，压紧弹簧受力状况得到改善，仅用来消除球面部分因磨损产生的间隙。

转向纵拉杆位于汽车车架纵梁和转向轮之间，为了保证转向时转向轮不与纵拉杆发生运动干涉和满足转向轮有足够大的转角要求，纵拉杆经常根据需要做成弯曲的。弯曲的形状应通过作运动校核图来确定。

整体式转向梯形的横拉杆，可以布置在前轴前（称为前置梯形）或者前轴后。采用

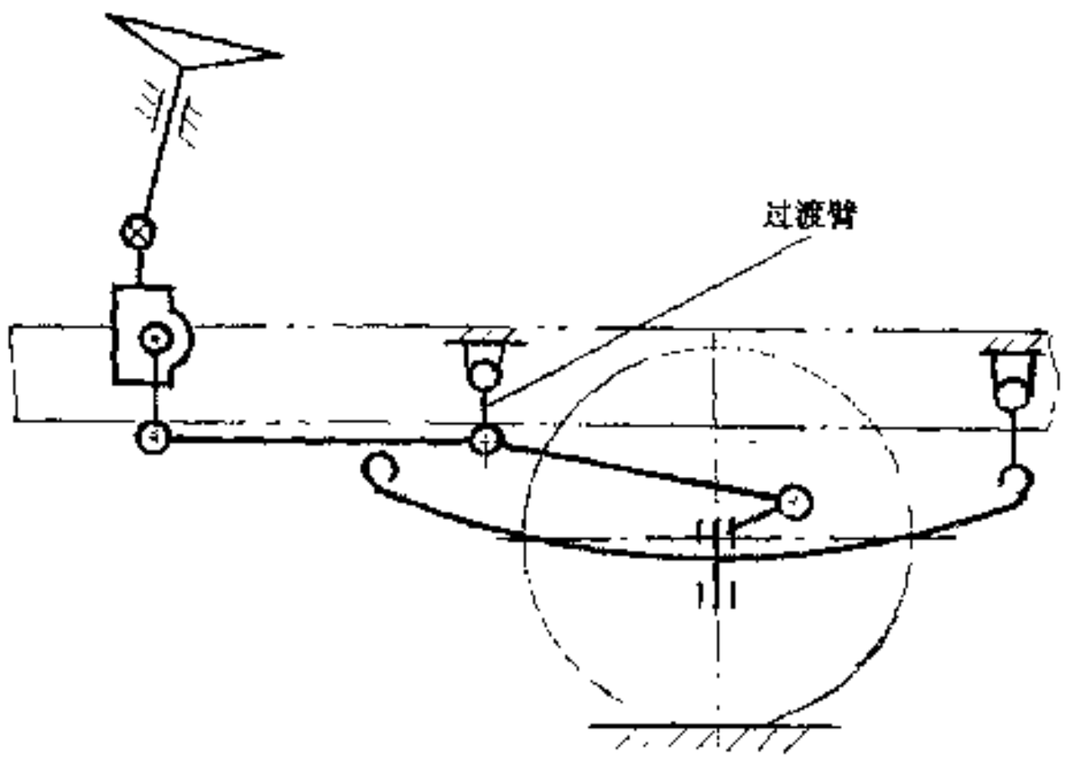
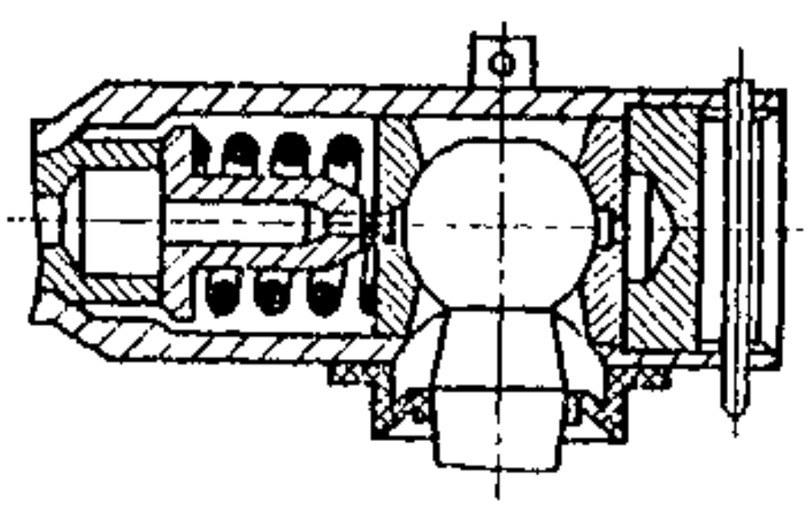
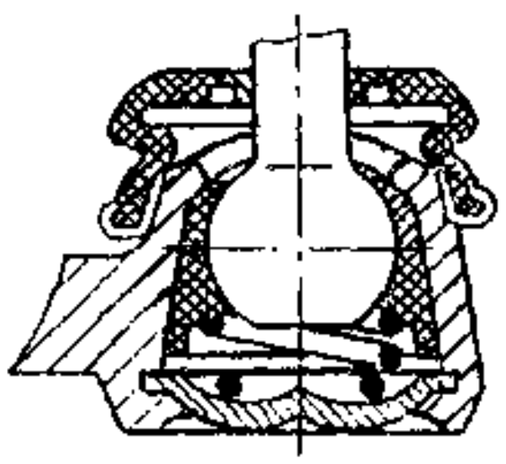


图6-4-4 纵拉杆断开点位置



a)



b)

图6-4-5 球头结构简图

a)缓和反向冲击；b)无缓冲性能

汽车论坛 http://www.qclt.com

前置梯形时，两梯形臂必须向前外侧方向延伸，因而可能与车轮或制动底板发生干涉，所以在布置上有困难。为了保护横拉杆免遭路面不平物的损伤，横拉杆的位置应尽可能布置得高些，至少不低于前轴高度。横拉杆应尽可能设计成直的，以便在调整前束时只用较小的空间和增大纵向刚度即可。有时为了保持发动机与横拉杆之间有必要的间隙，不得不将横拉杆做成弯曲的。横拉杆两端的螺纹旋向不同，因此，只要转动横拉杆就能实现调整前轮前束。

6.4.2.2 断开式转向梯形

采用独立悬架的左、右车轮上、下跳动时彼此不相关，能独立运动。因此，转向横拉杆必须断开，这样横拉杆由几段构成。横拉杆上断开点位置的确定对是否能够引起与悬架导向机构发生运动干涉有重要影响，这种干涉不仅能把来自路面的反冲传给转向盘，而且可能破坏汽车的直线行驶稳定性。

断开式转向梯形的主要优点是，它与转向轮采用独立悬架相配合，能够保证一侧车轮上、下跳动时不会影响另一侧车轮，其主要缺点是，由于杆系球头增多，与整体式转向梯形相比结构复杂、制造成本高、调整转向轮前束工作困难。

纵拉杆和横拉杆用无缝钢管制成，这样可以做到既有比较小的质量，又有足够的刚度。包括转向摇臂、转向节臂、转向梯形臂在内的各种臂，应该用模锻制造，并且沿长度方向有变化的椭圆形截面，从强度和刚度观点来看这样设计是合理的。

球头销与臂的连接有两种方式。

(1) 可拆式

可拆式的结构特点是，转向臂上的内锥孔和球头销上的外锥面相互配合连接，经球头销尾端上的螺母固定后，使两锥面紧密贴合，达到消除其间间隙的目的，保证汽车有稳定的行驶方向（图 6-4-6a)）。

(2) 不可拆式

不可拆式的结构特点是，将球头销的尾端轴径部分装入转向臂的对应孔内，然后再将球头销的尾端部分焊死到转向臂上（图 6-4-6b)）。

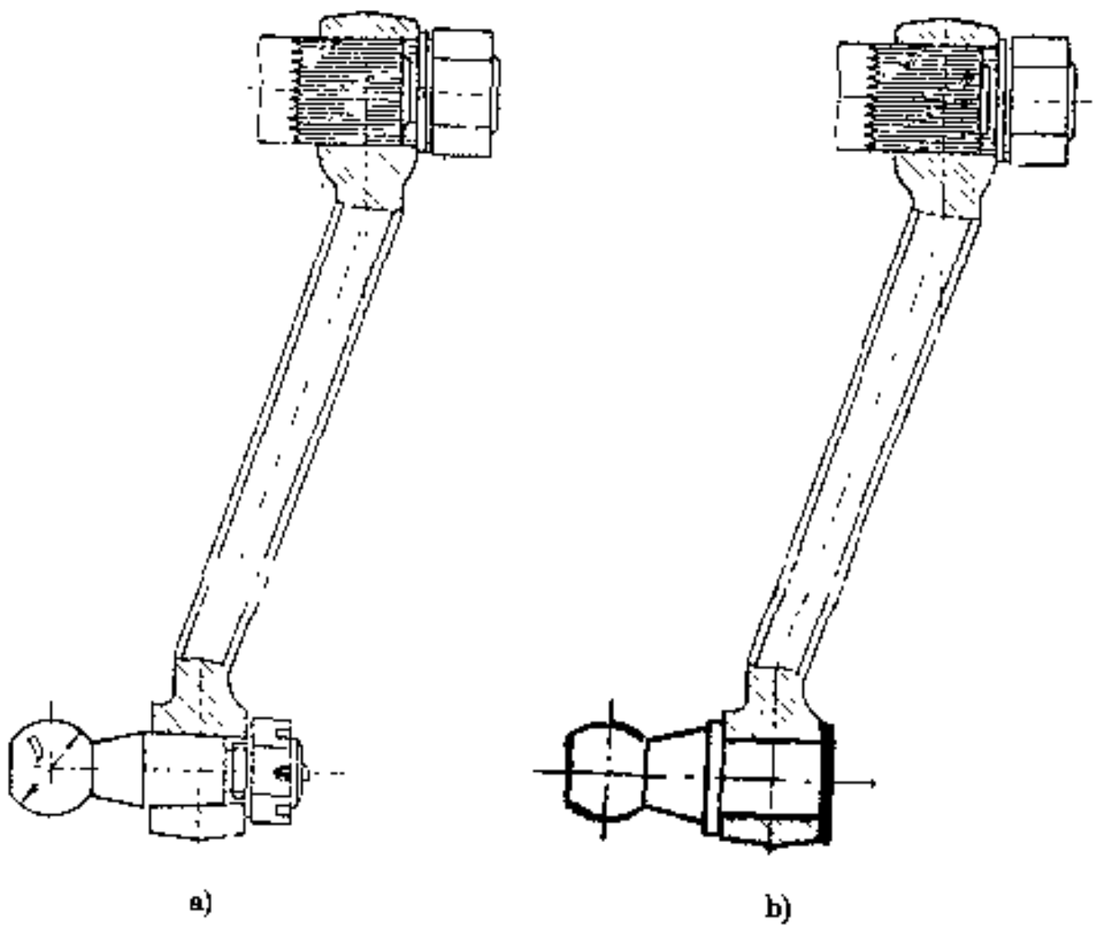


图 6-4-6 球头销与转向臂的连接
a)可拆式；b)不可拆式

不可拆式与可拆式比较，零件数量少、成本低、制造工艺简单、球头销与转向臂之间刚性连接，不存在有间隙问题，所以，近年来得到比较多的应用。

球头销接头由球头销、球头碗、外壳、防尘罩、消除间隙装置等部分构成。球头碗又有整球碗和分开式球碗两种，使用分开式球碗时，在一个接头里应选用两个。球头碗工作面上开有若干油槽，用来储存润滑脂。外壳是用来包容球头销、球头碗和消除间隙装置的壳体。为了防止球头销接头内的润滑脂干涸和避免灰尘、泥污等脏东西进入工作表面，又要求有良好的防尘措施，并且防尘罩应该用耐油橡胶制作。

采用分开式球碗时，为了消除球头销与球碗之间因磨损出现的间隙，在下球碗下方设置有预压缩弹簧（图 6-4-7）。

采用整体式球碗（图 6-4-8）可以取消供补偿间隙用的压缩弹簧，此时将球头销装入用塑料制成并已成形的整体式球碗中，装配时利用球碗弹性将球头压入球碗，再装进外壳，然后在外壳上进行滚铆，使球头销在球碗内保持有一定的预紧力。这种结构属不可拆式，因成本低已得到较多的应用。

球碗采用聚氨脂、聚甲醛、高密度聚乙烯等工程塑料注塑制成。这些材料有一定的自润滑性能，只需装配时在球面处涂以部分润滑脂即可。此外，这些材料还有摩擦系数低、耐磨损和质量小等特点，所以目

汽车论坛 http://www.qclt.com

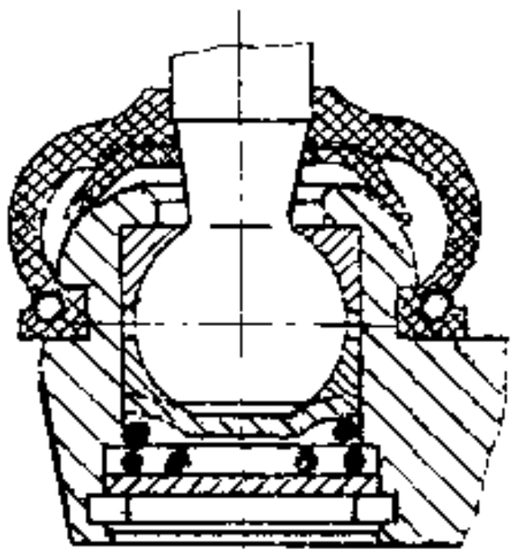


图 6-4-7 分开式球碗

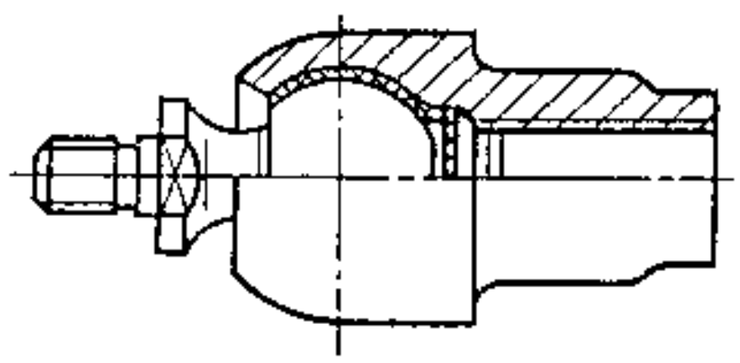


图 6-4-8 整体式球碗

前得到广泛应用。

影响球头销接头使用寿命的因素主要有以下几方面：球头销与球碗之间的工作表面的耐磨性能，如果磨损程度达到球头销与球碗之间的摩擦力矩已丧失，接头就不能继续使用；球头销球面部分的粗糙度；密封状况；球头销的材料应保证它有足够的疲劳强度。

采用中碳钢或者中碳合金钢制造球头销，经滚压处理后疲劳寿命能提高 25%。（撰稿人：王望予）

6.5 动力转向系统

6.5.1 动力转向系统的功能和概况

当前轴负荷增加到某一数值后，靠人力转动转向轮就很费力。为使驾驶员操纵轻便和提高车辆的机动性，可在转向系中加装转向助力装置，一般把采用转向助力装置的转向系统称之为动力转向系统。

目前国产装载质量 5t 以上的载货汽车、自卸汽车及其变型车，一般都设有转向助力装置。现在，在轻型汽车、豪华旅行车、中高档轿车上也流行选装动力转向系统。随着汽车工业的发展，新技术不断地应用，中、低档轿车转向系统逐渐向轻便型发展，开始加装动力转向系统。近年来，国外先进的汽车工业企业纷纷地推出电动转向助力系统。

6.5.2 动力转向系统分类

当代动力转向系统主要采用液压式动力转向系统。未来的动力转向系统将主要向电控—液压式动力转向系统和电动式动力转向系统发展。

在汽车的动力转向系统中，除了传统的机械转向器以外，尚需增加控制阀、动力缸、油泵、油罐和管路等。

由于车型、汽车的用途和装载质量，以及各生产厂的生产条件不同，上述动力转向系统各总成的结构形式和组合也不尽相同。下面分别按动力转向系统的动力来源、液流形式、控制阀形式，动力缸、控制阀和转向器之间的相互位置，以及转向油路的组合形式不同介绍如下。

按动力转向系统的动力来源不同，有液压式和气压式两种。因液压式使用广泛，下面主要介绍液压式动力转向系统。

液压式动力转向系统是以液体的压力作动力完成转向加力动作的，工作介质多用油液、工作压力一般为 8～15MPa。与气压式动力转向比较，工作压力高、动力缸尺寸小、结构紧凑、质量小；由于油液具有不可压缩性，液压式灵敏度高、系统刚性好；油液的阻尼作用可以吸收路面冲击；助力装置也无需润滑。缺点是结构复杂，对加工精度和密封要求高等。

液压式动力转向系统按液流的形式可分为常流式和常压式两种。常流式是指汽车在行驶中，转向盘保

汽车论坛 http://www.qclt.com

持不动，控制阀中的滑阀在中间位置时油路保持畅通．即油液从油罐吸入油泵，又被油泵排出，经控制阀回到油罐，一直处于常流状态．油泵空转时动力缸的两腔都与回油路相通，只有当驾驶员转动转向盘时，控制阀中的滑阀才移动，关闭了常流油路，油泵排出的油液经控制阀进入动力缸的一腔，在地面转向阻力的作用下产生压力，推动动力缸活塞起转向助力作用。这种形式的动力转向系统结构相对简单，油泵常处在不工作状态，所以油泵的寿命较长、消耗的功率也小，在国内外的应用比较广泛．目前国产和进口的大部分汽车都采用常流式转向系统（图 6-5-1）。

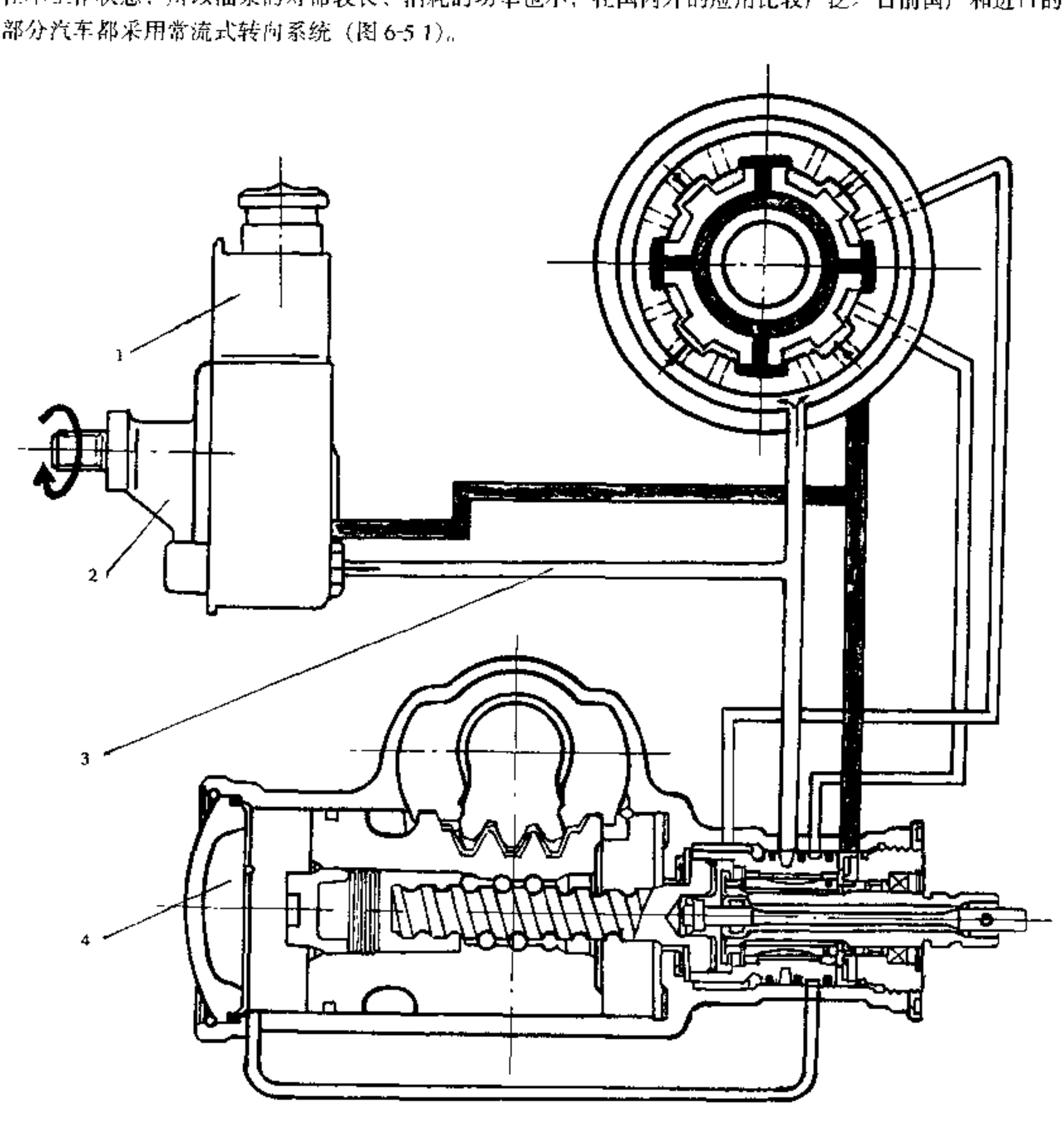


图 6-5-1　动力转向系统图

1-转向油罐；2-转向油泵；3-转向管路；4-动力转向器

常压式是指在汽车行驶中，无论转向盘转动或是不转动，整个液压系统一直保持高压。通常用蓄能器保持压力，控制阀是常闭的。平时油泵工作以提高蓄能器的压力，达到最大工作压力后，油泵自动卸载而空转。当驾驶员转动转向盘通过转向摇臂带动控制阀中的滑阀移动时，高压油便立即进入动力缸的一腔，推动动力缸活塞起加力作用。这种形式的动力转向系统，一般仅在以下几种情况下采用。

汽车论坛 http://www.qclt.com

①转向油泵排量小，不能满足转向速度的需要；

②同一油泵作若干种部件操纵的动力源，如制动、转向、举升、离合器和变速器的操纵助力装置等；

③为确保在转向油泵失灵或发动机突然发生故障时，动力转向系统仍具有一定的压力，在一段时间里保持有转向助力，使汽车有可能驶出危险区或驶到修理厂。这对较大吨位的重型汽车尤为重要。

这种形式的动力转向与常流式相比，液压元件多，结构复杂；蓄能器是用氮气作工作介质的，增加了充氮气等工序；对系统的密封要求更高；由于油泵长期处于工作状态，使油泵的磨损增大，降低了油泵的使用寿命；由于转向时不论转向阻力大小，使用压力总是等于蓄能器的压力，在转向阻力较小时，消耗的功率也较大。由于这些问题的存在，限制了它的使用，目前常压式转向系统应用较少。法国贝利埃 T25、T45，美国伟勃公司 120C 等自卸汽车中有部分车型采用了常压式动力转向系统。

因为国内外汽车大都采用了常流式动力转向系统，所以下面着重介绍常流式动力转向系统的分类和工作原理。

液压动力转向系统按控制阀形式，可分为滑阀式和转阀式两种；按动力缸、控制阀和转向器的相互位置可分为整体式和分置式两种。动力缸、控制阀与转向器合为一体的形式，称为整体式；动力缸和转向器分开布置的，称为分置式。按控制阀的位置分为三种形式，即控制阀装在转向器上的称为半整体式，控制阀装在动力缸上的称为联阀式，控制阀装在转向器和动力缸之间的拉杆上的称为联杆式。

整体式动力转向系统结构紧凑、管路少、支架少、质量小、易于布置，因而在部分重型汽车、中型汽车和绝大多数高级轿车上得到应用。它的缺点是不能用于吨位较大的重型汽车上，目前使用的整体式动力转向系统前轴负荷要小或等于 8t。因为装载吨位增加使转向轴负荷增大，为克服较大的转向阻力（矩），就得增大动力缸的推力，则动力缸尺寸要加大。这对整体式转向器来说，结构和布置都有较大的困难。再加上这种转向器本身要传递较大的力矩，所以转向器内部各传动副所承受的负荷都很大，容易磨损和破坏，同时对密封性（在高压下保证转向器各连接部位的密封）要求较高。

分置式动力转向系统的结构简单，可以分开布置，根据不同车型的需要将控制阀灵活地布置在转向器、动力缸或拉杆上。另外，可以选用现有的转向器，加装控制阀、动力缸及油泵和管路等，组成动力转向系统。但这种系统的管路布置要比整体式复杂得多，零件的数量也增加了。然而这种系统有一个显著的特点，即承受载荷的限制较小，特别是对超重型汽车和特种车辆，可以视需要增加动力缸的数目，增大缸径或改变动力缸的位置，以满足转向阻力矩增大的需要

6.5.3 液压式动力转向系统

6.5.3.1 使用特点

汽车采用动力转向以后，使汽车转向系统的转向性能有很大改进，如使用安全可靠、转向灵敏、操纵轻便、有道路感觉、能自动保持直线行驶、保证车轮自动回正、系统有良好的随动作用等。

（1）使用安全可靠

在动力转向系统的设计中，要充分考虑汽车的安全性。除了保证转向系的安全、工作可靠外，液压助力装置必须保证汽车在各种恶劣工况下能安全行驶，如越野汽车，在泥泞的无路地面上也能使转向轮转动。

在液压助力装置中，采用了具有较大工作压力和足够流量的转向油泵，选用直径合适的动力缸，提供足够的推力，以保证汽车在恶劣的工况下能按一定的速度转向行驶。为保证油泵安全工作，系统中设有安全阀，其开启压力既能满足汽车转向助力的需要，又能保证油泵工作安全可靠，同时在油压超过规定数值时自动卸载。

当轮胎突然爆破时，前轮会有向一侧偏斜的倾向，由于动力转向系统中动力缸的阻力和分配阀在此时可以反向接通，将阻止车轮突然向一侧偏移，保证行驶安全。

对于装载质量大于 25t，总质量在 50t 以上的超重型汽车，因前轴负荷过大，在液压转向助力装置失效，即由于发动机的故障或油泵本身的故障使油泵停止工作时，单靠人力是转不动转向盘的。这就必须采

汽车论坛 http://www.qclt.com

用各种附加装置，使汽车在这种情况下仍能在一段时间里继续保持有转向助力作用，保证使车辆得以驶出危险区段或拖到修理厂。为此常采用蓄能器、超速传动装置、电动辅助油泵等装置。

(2) 转向灵敏、操纵轻便

动力转向系统能按驾驶员的意图轻便而迅速地使汽车转向，并使操作灵敏地反映到车轮上，从而保证了转向灵敏、操纵轻便。

动力转向器的性能一般用转向手力特性表示，即转向手力与输出载荷（用工作压力代表）的关系曲线。也可用转向灵敏度特性表示，即转向盘角度与输出载荷的关系曲线。典型的转向手力特性曲线如图 6-5-2 所示，由该曲线可看出动力转向器随着转向手力增加输出载荷在增大，但在低输入手力和高输入手力时，两者输出载荷增加的速度显然是不同的。设计时，要考虑在直线行驶位置附近，由于转向阻力较小，外助力作用增加应小些，机械转向的程度相对大些，使驾驶员在此范围小角度转向时对地面阻力变化的感觉更直接一些；在大角度转向时，此时转向阻力较大，希望外助力大些，使驾驶员转向轻便些，即此时输出载荷应明显增加。

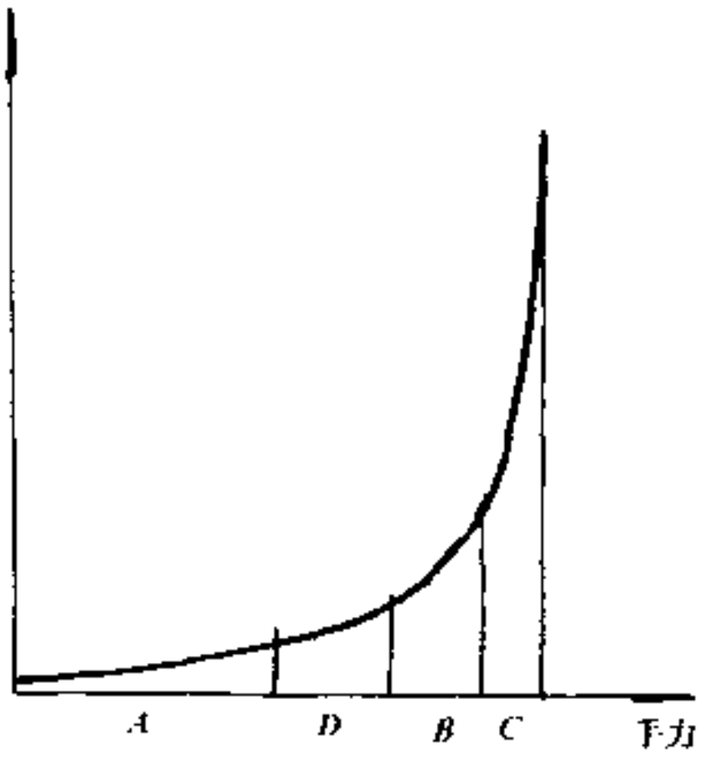


图 6-5-2 典型转向手力特性

(3) 有道路感觉（路感）

一般微型汽车或小型客车都是靠转向器机械传递路面阻力，所以能直接获得路感。在有动力转向的汽车上，同样也应使驾驶员在汽车行驶中能感觉到路面阻力的变化情况。这就要求动力转向系统能及时地把路面阻力成正比地反映到转向盘上。

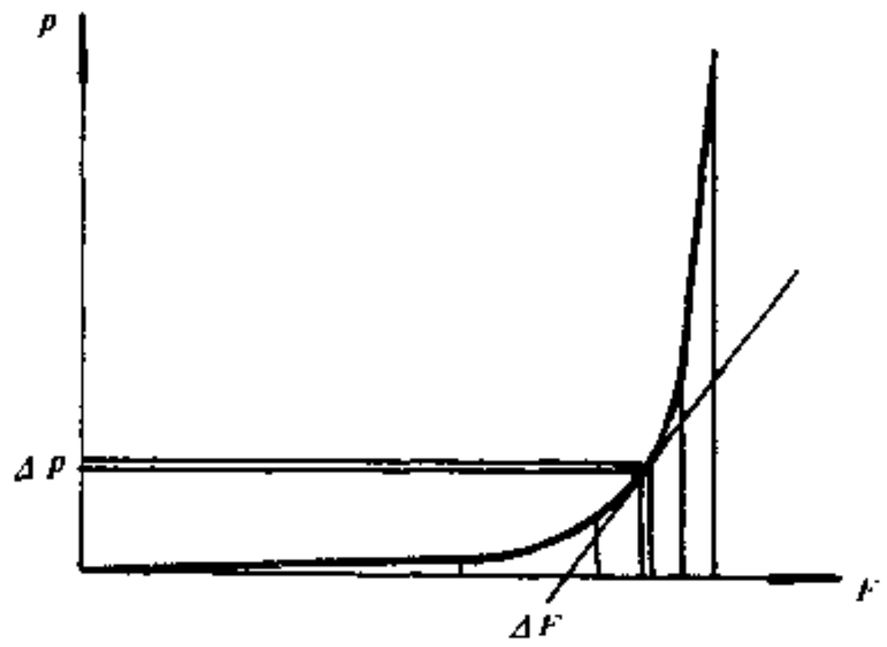


图 6-5-3 路感强度图解

转向手力特性直接决定该动力转向器的“路感”。“路感”的获得是通过转向器实现的，所以“路感”的大小与转向器，特别是动力转向器的结构有直接关系。“路感”的大小通常用转向区段路感强度值来表示。路感强度的定义为转向手力增加单位值时相应输出载荷的变化量。一般推荐用转向手力特性中相当于 1/4 最大载荷点的斜率来代表，用 E 表示路感强度（图 6-5-3）。

$$E = \Delta p / \Delta F = \mathrm{d}p / \mathrm{d}F \qquad (6\text{-}5\text{-}1)$$

对于转阀式动力转向器，可以通过改变扭杆的刚度和改变转阀刃口的过流面积来调整转向手力特性供用户选用，用增加反作用阀来获得路感。扭杆刚度的变化可以用改变扭杆直径和长度的办法实现，改变刃口过流面积可以用改变阀预开间隙和改变刃口切口形状和尺寸来实现。进行不同的调整方式可以得出不同的转向手力特性，按前述方法分析和计算可以得出路感强度。

(4) 维持直线行驶、保证车轮自动回正

汽车在行驶中能够自动维持直线运动和在转向后车轮能自动回正等，都是由汽车前轮定位保证的。其前轮定位参数包括车轮外倾角、主销内倾角、主销后倾角、前束。

装备动力转向系统的汽车，其液压助力装置不仅不妨碍前轮定位的功能，而且还有各种辅助装置来维持汽车的直线行驶和保证车轮自动回正。

汽车直线行驶时，路面的凸凹不平将引起阀的振动，为保证动力转向系统的控制阀不因振动而开启，出现自行助力转向的情况，在控制阀中都有使滑阀和转阀自动对中的弹性元件，如复位弹簧、扭杆等。

当路面凸凹不平时，汽车在行驶中前轮会产生振动，有可能使车轮偏离原直线行驶位置。车轮的振动将迫使直拉杆和摇臂摆动，使动力缸活塞相对缸体运动，动力缸活塞两腔内的油液产生阻尼作用，使振动能量被油液吸收而转换为热能，减轻了车轮的振动。再者，由于控制阀中定心弹簧的预加负荷大于转向器

汽车论坛 http://www.qclt.com

逆传动阻力，车轮的振动一部分被油液吸收，另一部分将传递到转向盘，但不会打开控制阀引起助力作用而使车轮自动转向。

汽车在行驶中碰到较大的障碍物诸如石头、土坑或轮胎突然爆炸等情况时，车轮将受到较大的冲击，这种冲击力将超过定心弹簧的预加载荷，并传至转向盘。这时驾驶员为稳定直线行驶方向，就给转向盘一个小的推力，使转向器稳定不动，与之相联的阀体也不动。在这种情况下滑阀将相对阀体移动，使阀打开，油路系统将保证控制阀自动地向冲击相反的方向接通油路，使动力缸向冲击的反方向加力，以抵消此冲击，维持车轮保持在直线行驶方向。

(5) 有随动作用

动力转向系统本身就是一个随动系统，它能随系统输入讯号的变化而动作。转向盘在汽车行驶中保持不动，即驾驶员没有给系统任何输入讯号，控制阀在定心弹簧的作用下，处于常开位置，系统不起助力作用。

驾驶员转动转向盘，也就是给系统一个输入讯号，然后通过直拉杆拉动车轮转动，若路面阻力较大，车轮不动，此瞬间车轮、直拉杆和控制阀相对不动。转向盘继续转动，在克服定心弹簧阻力后，滑阀或转阀开始移动，并接通油路，供到动力缸工作腔的油液与阻力相应地建立起压力，起转向助力作用。动力缸作为输入讯号的执行机构，其推力远远大于输入讯号，即驾驶员的手力。只要驾驶员一直转动转向盘，动力缸就一直起作用。当转向盘停止转动时，在定心弹簧力的作用下，滑阀或转阀将回到中间位置，但是将滞后一段时间，在这段时间里油液将继续供给动力缸，使动力缸连同阀体一起动作，直至滑阀或转阀处于阀体的中间位置，不再起助力作用。动力缸的动作总要滞后于转向盘的动作现象，称为滞后现象，而滞后的这段时间称为滞后时间。若反向转动转向盘，则控制阀立刻反向接通油路，使动力缸随着转向盘的转动起助力作用。控制阀在这里总是随着输入讯号的变化自动地改变油泵供给动力缸工作油液的方向，随着驾驶员的动作按需要的方向和路面阻力的大小起转向助力作用。这就是汽车动力转向系统的随动作用。

6.5.3.2 作用原理

(1) 整体式动力转向系统

如图 6-5-1 所示，该动力转向系统由转向油罐、转向油泵、转向管路、整体式动力转向器组成。控制阀可以是滑阀式结构，也可以用转阀式结构，此处介绍转阀式动力转向器的作用原理。

直线行驶时转向油泵不停地随发动机转动，由于无转向动作，控制阀处于常开中间位置，油通过控制阀直接回到转向油罐。

当向转向轴输入一个转向指令时，由于转向轴（阀芯）与转向螺杆经扭杆连接，转向螺杆又通过转向螺母（齿条活塞）、齿扇轴、摇臂、拉杆与车轮连在一起，而此时若地面转向阻力大，则转向螺杆以下各件不动；转向轴（阀芯）在外力作用下将克服扭杆弹性产生一个相对阀套的角位移，使转阀每个台肩一侧油路全开，另一侧全闭。这样油泵供来的油沿被打开的油路向油缸中相应的一腔供油，充满油的一腔继续被供油，结果推动齿条活塞移动。而此时齿条活塞通过齿扇轴、摇臂、直拉杆与车轮相连，由于地面转向阻力较大，在活塞上产生阻力阻止其移动，使该腔油压升高，直到油压在活塞一侧产生的推力足够大，超过地面转向阻力在活塞上形成的阻力后活塞开始移动，通过这些中间传力件带动车轮转向。车轮转向阻力减小，在活塞上产生的阻力也会减小，工作腔油压也会相应降低，降到仍能维持车轮继续转动。此时另一腔的油在活塞推动下沿回油路回到转向油罐。转向轴停止转动时，在扭杆弹簧恢复力和油压力的继续作用下，阀芯和阀套回到中间常开位置，油泵供来的油不再流入任何一腔，直接回到转向油罐，直到下一次转向动作开始又重复上述过程。所以，动力转向系统是一个典型的液压随动系统，所有的工作过程都是在动态下实现的。

(2) 半整体式动力转向系统

如图 6-5-4 所示，该转向器大都是滑阀式结构。当转向盘保持不动时，控制阀中的滑阀 12 在定心弹簧作用下位于阀体 11 的中间常开位置（图 6-5-4a)）。从油泵 10 供来的油液经管路流入控制阀进油孔，滑阀中间台肩两侧与阀体台肩之间的缝隙，再经回油孔和回油管路流回油罐 9。这时，动力缸活塞两边均与油

汽车论坛 http://www.qclt.com

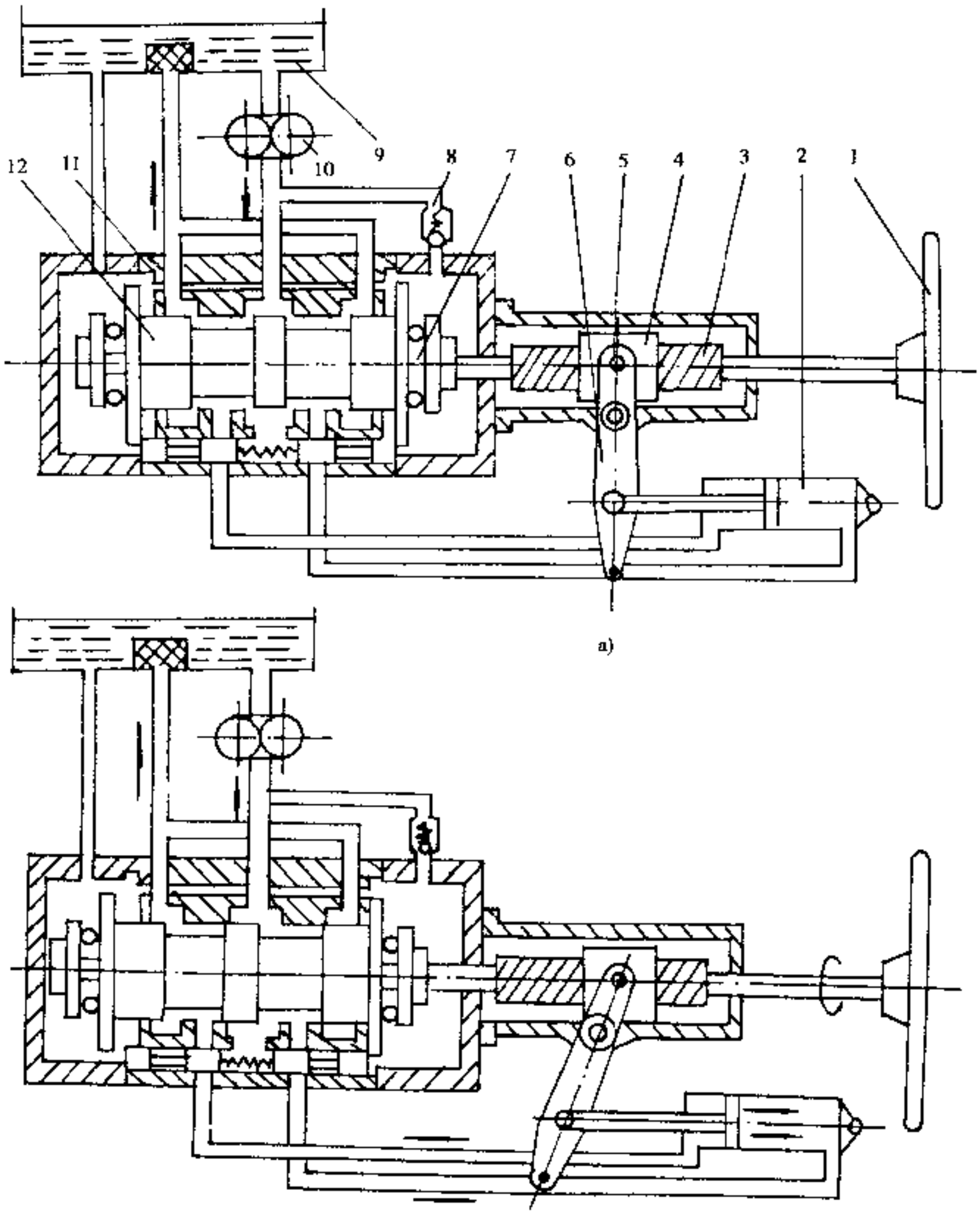


图 6-5-4 半整体式动力转向系统的工作原理

a)保持转向盘不动时;b)向左转动转向盘时

1-转向盘;2-动力缸;3-转向螺杆;4-转向螺母;5-摇臂轴;6-转向摇臂;7-复位装置;8-单向阀;9-油罐;10-转向油泵;11-阀体;12 滑阀

罐相通，活塞两边无压力差，不产生移动，不起转向助力作用.

当向左转动转向盘时（图 6-5-4b)），由于地面转向阻力较大，在转动开始时，与车轮刚性连接的转向螺母 4 保持不动，势必使转向螺杆 3 受到转向螺母 4 的轴向作用力，在克服定心弹簧张力之后带动滑阀 12 向左移动。这样就关闭了滑阀中间台肩左侧的缝隙，开大了右侧的缝隙，使油泵 10 供来的油液通过分配阀，沿管路流入动力缸 2 活塞的右腔。因受外界阻力作用建立起压力，并推动活塞左移，带动转向摇臂 6 摆动和带动直拉杆使车轮左转。同时动力缸活塞左侧的油液被排出，经管路流到控制阀，再经阀体回油孔和回油管路流回油罐. 同理，在转向盘向右转动时也如此.

这种形式的动力转向系统，传递“路感”的反作用力多在控制阀内。在紧急情况下液压助力装置失灵

汽车论坛 http://www.qclt.com

时，此种型式的动力转向系统均有构成小循环回路的装置，使得油液得以流通不致造成阻力，以免影响强制手动转向。

(3) 联阀式动力转向系统

当转向盘1保持不动时（直线行驶或固定前轮转角），动力缸前部的控制阀中的滑阀12在复位装置13中的定心弹簧作用下，位于阀体的中间常开位置，见图6-5-5a)。油液从油泵9供来，经过油管流入阀体11的进油孔，再经过滑阀12中间台肩与阀体台肩之间的缝隙、回油孔和回油管路流回到油罐8。此时动力缸活塞两边均与油罐8相通，活塞两边无压力差，不起转向助力作用。

向左转动转向盘时的工作情况见图6-5-5b)。转向盘1的转动通过转向器使摇臂5摆动，带动副拉杆7

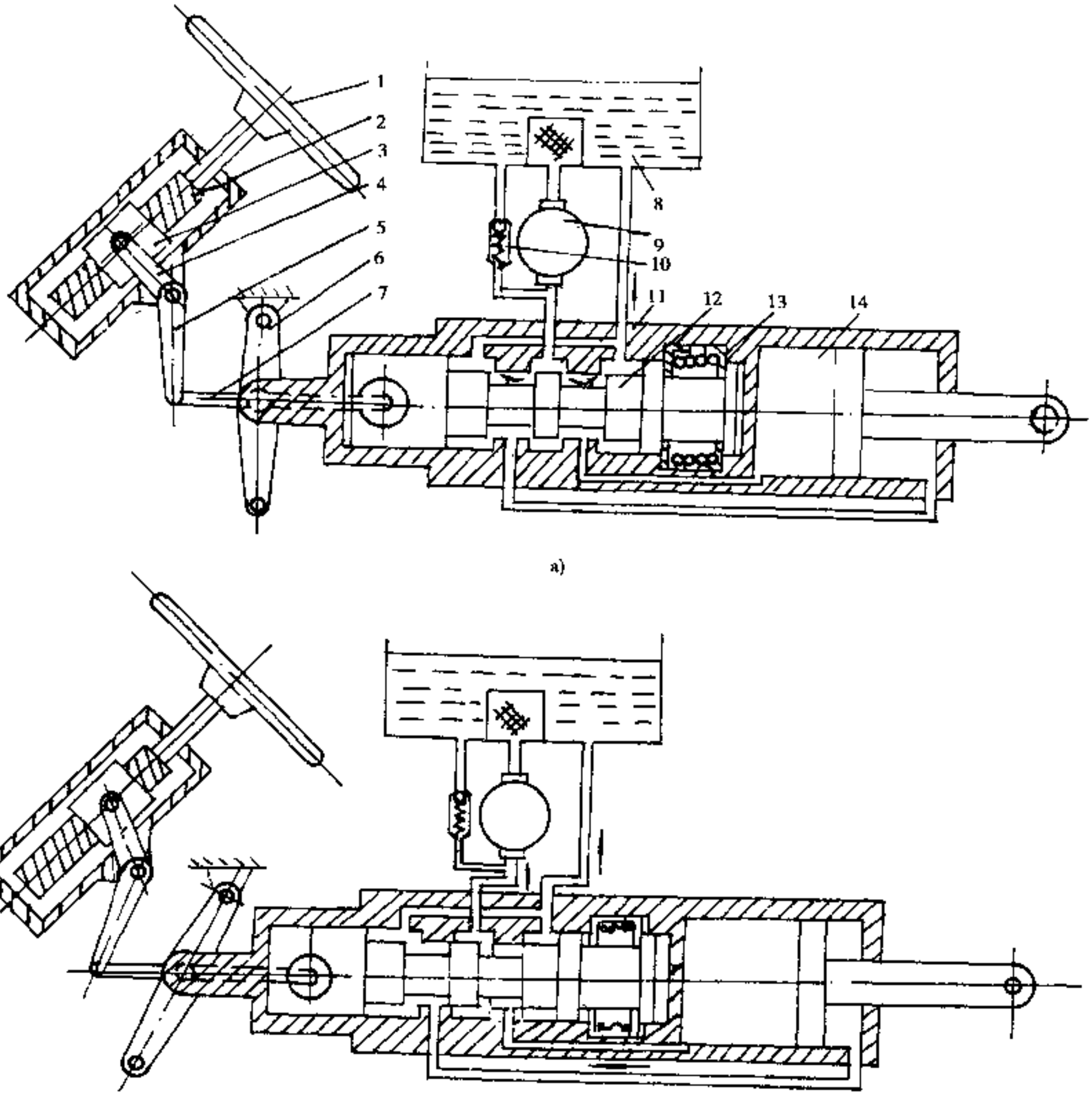


图6-5-5 单独油路联阀式动力转向系统工作原理

a)保持转向盘不动；b)转动转向盘时

1-转向盘；2-螺杆；3-螺母；4-摇臂轴；5-摇臂；6-中间摇臂；7-副拉杆；8-油罐；9-油泵；10-安全阀；11-阀体；12-滑阀；13-复位装置；14-动力缸

汽车论坛 http://www.qclt.com

操纵动力缸前部的控制阀。由于地面阻力较大，与齿轮刚性连接的动力缸前端控制阀阀体 11 先保持不动，而副拉杆 7 势必带动滑阀 12 克服定心弹簧的张力向右移动，关闭了滑阀中间台肩左侧的缝隙，开大了右侧的缝隙，油液经阀体上的孔道直接流进动力缸前腔，因受外界阻力的作用建立起压力，推动缸体左移，从而带动中间摇臂 6 摆动，通过直拉杆使齿轮向左转动。同时，动力缸后腔的油液被排出，经动力缸外侧的管路回到阀体，经阀体上的回油孔和回油管路流回到油罐。转向盘向右转动也是如此。

6.5.3.3 结构

液压式动力转向器主要有循环球动力转向器和齿轮齿条式动力转向器 二者的区别是其机械部分不同，前者的机械部分是循环球齿条齿扇结构，后者的机械部分是齿轮齿条结构。二者均有转阀式和滑阀式两种。

（1）循环球动力转向器

这种动力转向器的机械部分与循环球机械转向器的机械部分相同，图 6-5-6 是一种典型的转阀式循环球动力转向器结构。

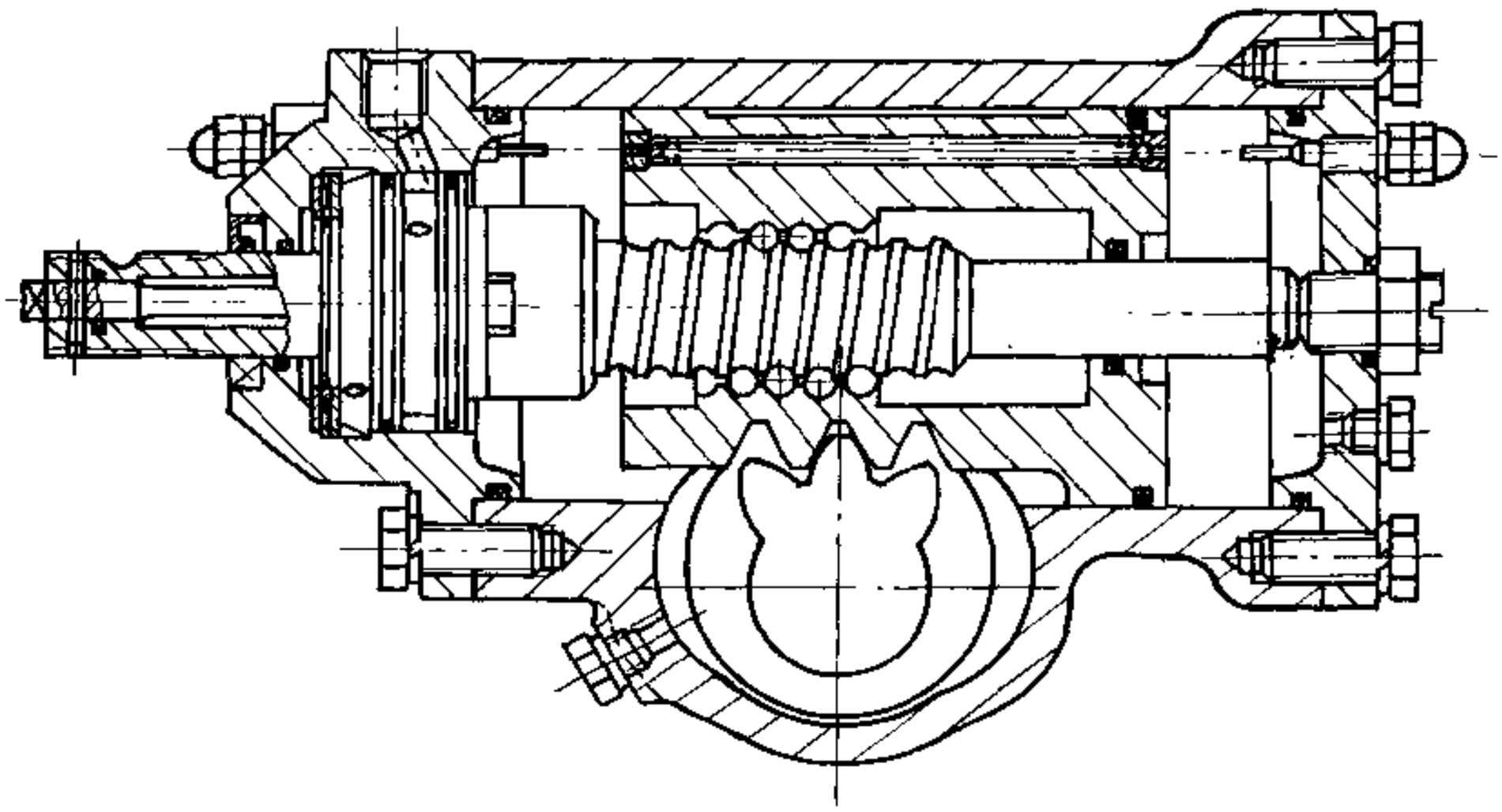


图 6-5-6 典型转阀式循环球动力转向器

该转向器的最大特点是采用了转阀结构，使该转向器轴向尺寸很短；采用贯通式结构的转向螺杆和齿条活塞，并用下盖上的调整螺栓进行阀套、转向螺杆及轴向推力滚针轴承的轴向调整和定位，扭杆作为复位弹性元件；采用了三件式壳体，改善了壳体的加工工艺性；带有行程限位机构，以进行本身的行程保护；采用了六槽式转阀，并利用螺杆内孔作为通向下腔的油道，减薄了转阀，也使得转向器整体轴向尺寸得以减小；扭杆为长扭杆外露式，便于调整；整机质量较小。

（2）齿轮齿条式动力转向器

这种动力转向器的机械部分与齿轮齿条式机械转向器机械部分相同，图 6-5-7 是一种典型的转阀式齿轮齿条动力转向器。

这种转向器的最大特点是采用了转阀结构、扭杆弹簧作为复位元件、铝合金铸件与无缝钢管相结合的壳体结构。作为缸筒的无缝钢管承压力强，管路为外接式，两端输出。由球头结构连接两端伸出拉杆，球头外有防尘罩防尘，活塞杆与齿条为一体，活塞镶嵌在活塞杆中部。用无缝钢管作缸筒可以降低全铝合金结构的铸造难度，并降低了成本，也减小了质量。

汽车论坛 http://www.qclt.com

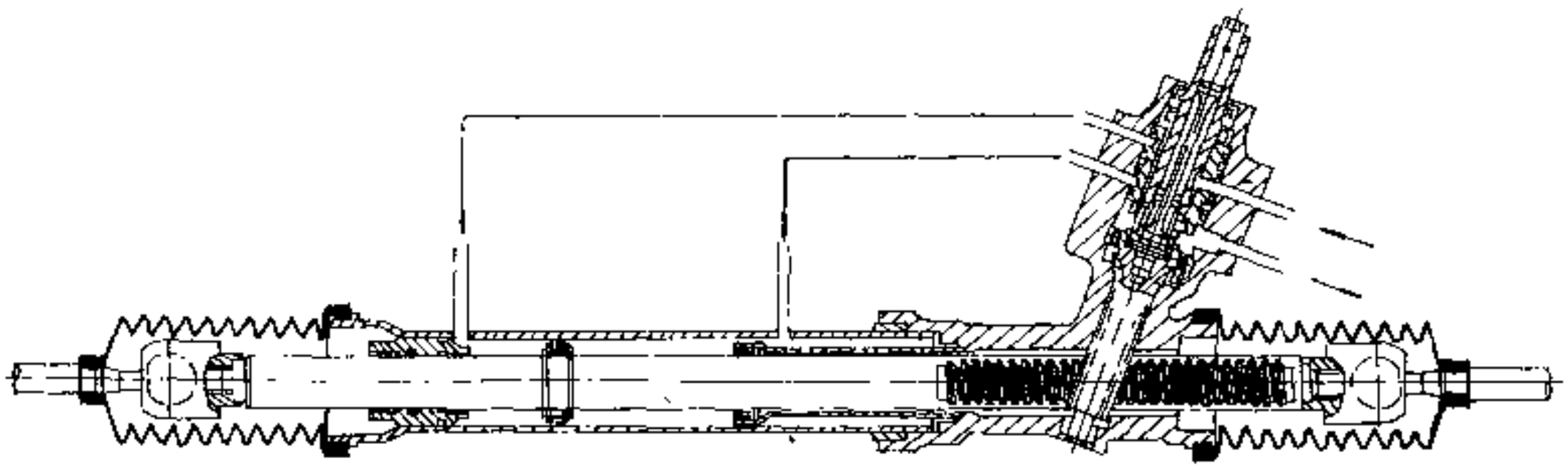


图 6-5-7 典型转阀式齿轮齿条动力转向器

6.5.3.4 转向控制阀

(1) 滑阀

转向助力时，控制阀中的阀芯以轴向移动来控制油路的称为滑阀式；而控制阀中的阀芯以旋转运动来控制油路的称为转阀式。

滑阀式控制阀结构简单、生产工艺性好、操纵方便、宜于布置、使用性能较好。目前应用较广泛，从轿车到重型车都普遍采用，国产的重型汽车都是采用滑阀式结构(图 6-5-8)。

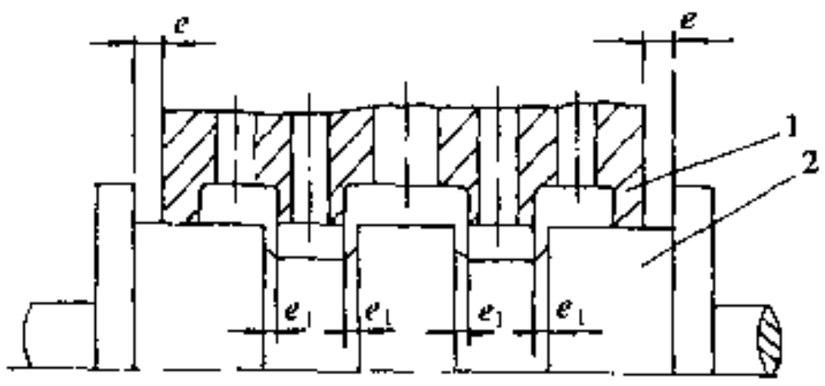


图 6-5-8 滑阀简图（滑阀在中间位置）
1-阀体；2-阀芯

(2) 转阀

转阀式控制阀与滑阀式比较，灵敏度高、密封件少、结构比较先进。但由于转阀式控制阀一般是利用扭杆弹簧来使转阀复位，所以结构较复杂，转阀式控制阀大部分都是和转向器作为一体的，在联阀式或联杆式动力转向系统中就不能采用了。

转阀由阀套和阀芯组成，阀芯往往由转向轴延伸而成，与转向轴为一体。阀套和阀芯上各有纵向沟槽相对应构成转阀，其槽数有六槽式和八槽式两种，见图 6-5-9。因工艺方法不同阀套有不同的结构(图 6-5-10)。

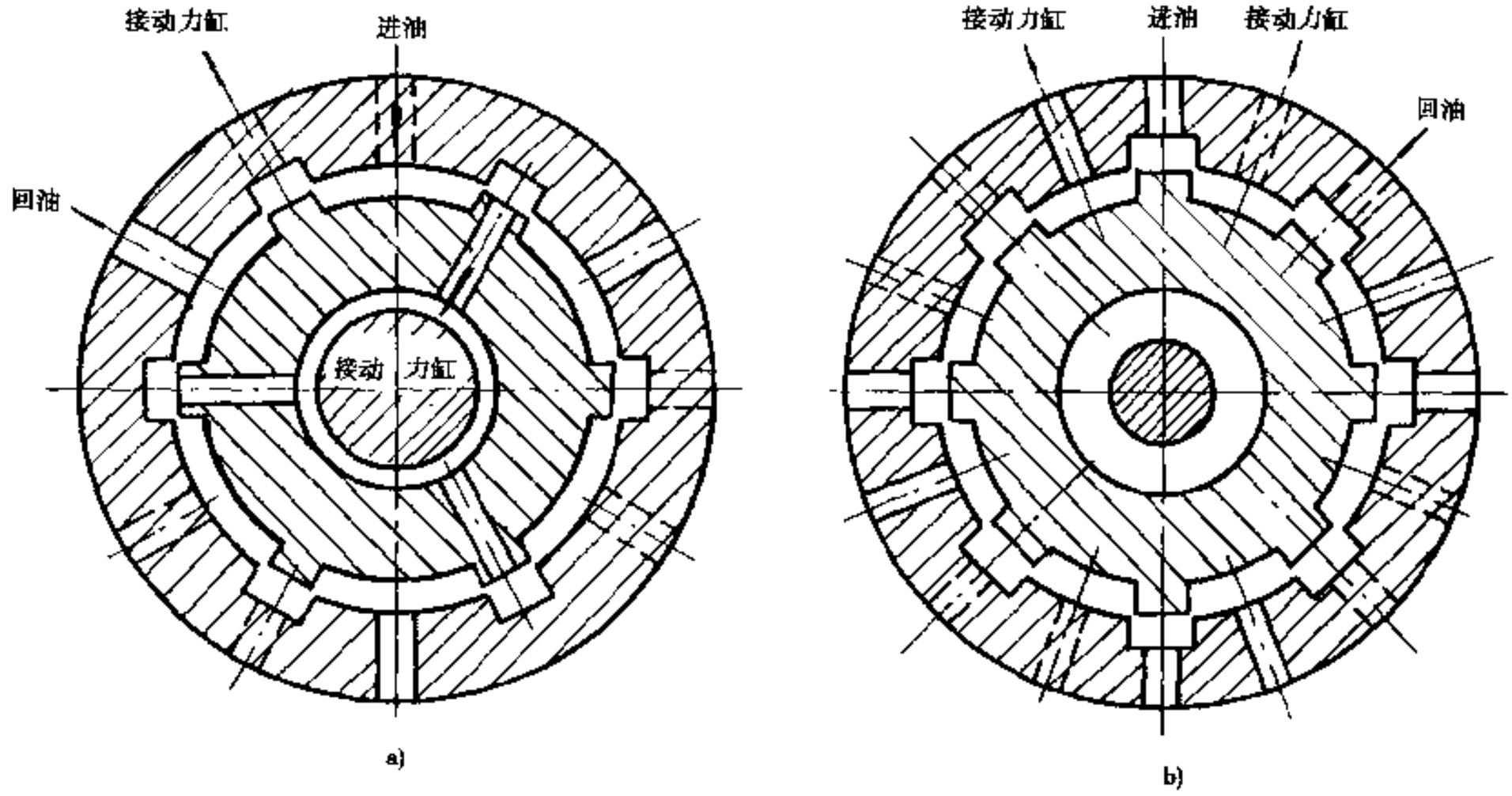


图 6-5-9 转阀的槽形
a)六槽式的槽形；b)八槽式的槽形

汽车论坛 http://www.qclt.com

6.5.3.5 转向油泵

动力转向系统采用的转向油泵的类型很多，如齿轮泵、叶片泵、柱塞泵，也有少量车型采用滚子油泵。近年来国内外汽车采用叶片泵的越来越多，当然仍有部分车型采用齿轮泵。叶片式转向油泵之所以使用越来越广泛，主要有以下几方面原因。

①尺寸小，它比同样排量的齿轮泵尺寸小 20% ~ 30%，因此结构紧凑，容易布置；

②工作压力高，可以实现 13 ~ 15MPa，容积效率高；

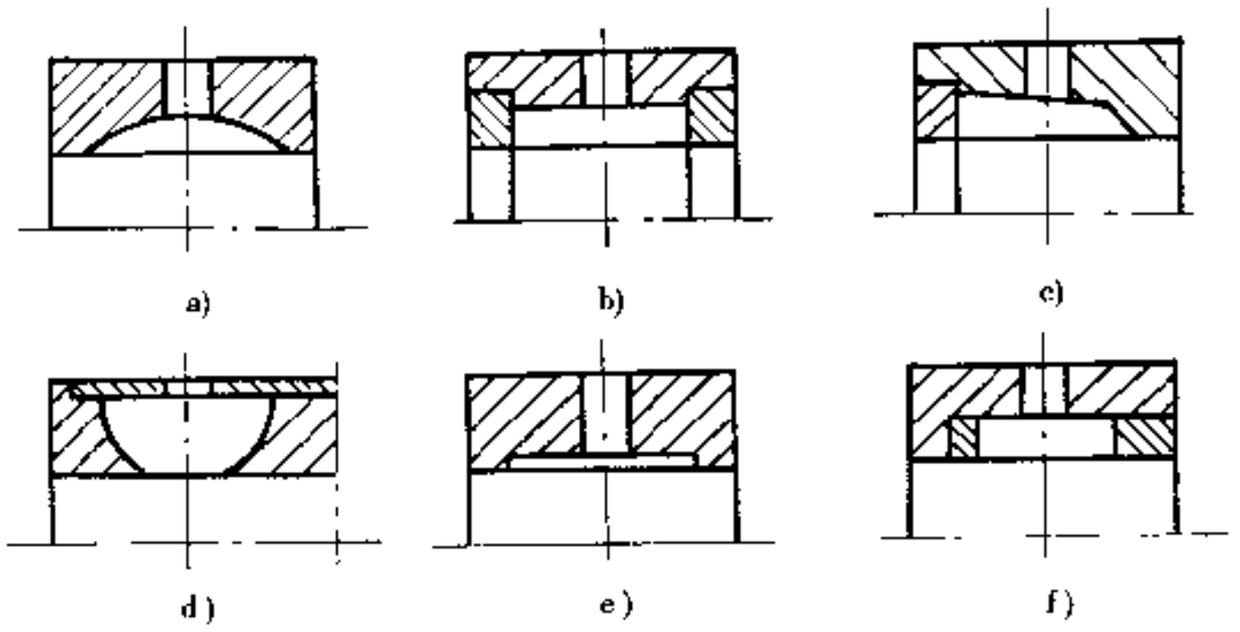


图 6-5-10 不同的阀套结构

a)刨槽机加工成型；b)拉刀加工镶块式；c)粉末冶金成型烧结；d)套筒式；e)电化学腐蚀成型；f)压配合结构

③容易实现流量系列化，一般为每分钟 6、9、12、16、20 和 25L；

④在油泵不转动或损坏时易形成自然通道，形成自然油回路。这是由于叶片泵不工作时，叶片无离心力作用，不压紧于定子内表面，从而形成自然油回路，使油缸两腔自然相通。这样可简化系统油路不需另行配置小循环回路。

油泵工作流量的选取是根据转向盘最大瞬时转速计算的。先计算出满足转向盘最大瞬时转速所需要的理论流量 Q_0，然后再计算出实际需要流量 Q_1。

对于汽车转向盘的最大转速 n，轿车按 1.5r/s 计算，其它车辆以前均按 1r/s 计算，近年来国内外均采用 1.25r/s 计算，计算公式如下：

$$Q_0 = 60ntS \tag{6-5-2}$$

式中：S——油缸实际工作面积，mm^2；

t——螺距，mm。

$$Q_1 = (1.5 \sim 2)\ Q_0 + Q_2 \tag{6-5-3}$$

式中：Q_1——实际需要流量，L/min；

Q_2——动力转向器允许的内泄漏量（该值由厂家确定），L/min。

式(6-5-3)是一个经验公式，设计时可参考使用。转向油泵实际流量确定后，可按此值在油泵生产专业厂家的油泵型谱中选用，亦可向油泵厂直接订货。国内各转向油泵生产厂家的型谱可见表 6-5-1。

转向油泵最主要的性能参数除了最大工作压力和流量两个主要参数外，它的工作特性也是非常重要的(图 6-5-11)。

一般转向油泵的流量随油泵的工作转速升高而增加，要求在油泵的限制转速 900 ~ 1000r/min 以下线性增加，在限制转速以上流量不明显增加。这是因为有动力转向器的汽车，希望在正常车速行驶时，系统的工作流量稳定，不随发动机转速的变化而变化。不希望出现随发动机转速升高出现油泵流量增大，导致转向过于灵敏，以致转向盘发飘的现象。对于车速较高的高档轿车，则有随发动机转速升高油泵转速升高而油泵流量适度下降的要求，以便适当增加转向手力，保证车速高时转向仍有明显感觉，提高高速行驶的安全性。转向油泵的这种工作特性是由油泵中的流量控制

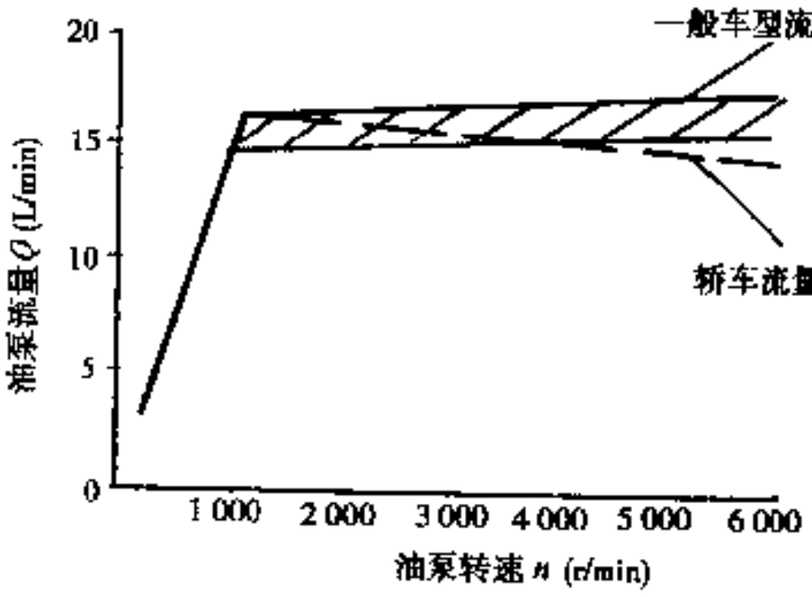


图 6-5-11 转向油泵工作特性

汽车论坛 http://www.qclt.com

阀自动起作用形成的 当然，在限制转速以上的流量实际上不会是绝对平稳的，会有一定的增量，但其增量值一般不应超过限制流量的8% 流量控制实际上是由流量控制阀上一个量孔实现的，由于量孔有加工误差存在，因此在工作特性中流量有一个允许变化范围，如图6-5-11中斜线区域，在此区域内的流量变化都应认为是合格的，该区域的大小应控制在10%以内。

转向油泵有别于其它油泵的特点为，它是油泵与流量控制阀、压力限制阀（安全阀）组合而成的，目前国内已有部分工厂专门生产。目前叶片式转向油泵专业生产厂有大连液压件厂、阜新液压件厂、秦川机床液压件分厂、上海液压件厂、四川汽车厂、豫北机械厂及长治液压件厂等7个工厂。齿轮式转向油泵还有一些车型在使用，生产该种油泵的工厂较多、比较有名的有四川汽车厂转向器分厂、合肥汽车油泵厂、德州汽车方向机厂及豫北机械厂等。

表6-5-1 国产转向油泵性能特性及配套状况

厂家	油泵型号	工作压力(MPa)	排量(cm^3)	流量(L/min)	工作转速(r/min)	配套厂家或车型
大连液压件厂	V10F	14～17.5	9.84～22.79	3～7	600～4000	“一汽”、“山西汽”、“丹汽”、“柳汽”
大连液压件厂	V20F	15.4～17.5	19.50～42.44	6～13	600～3400	“北重”
大连液压件厂	ZYB	8.5～14	9.84～22.79	3～7	500～4000	“一汽”、“二汽”、“济汽”、“汉汽”、“南汽”
阜新液压件厂	FZ01	10.0	10.0	9.1～10.6	500～7000	北京吉普车公司切诺基
阜新液压件厂	FZ02	12.0	8.0	6.5～4.5	500～7000	“一汽小红旗”
阜新液压件厂	FZ03L	10.0	15.77	14～16	500～3600	“一汽 150PL2”
阜新液压件厂	FZ04L	6.5	16.0	7.5～8.5	460～2980	“南汽依维柯”
阜新液压件厂	FZ05	10.0	8.0	7.95～3.75	485～7000	上海大众公司桑塔纳
阜新液压件厂	FZ06	8.0	10.0	4.2～5.7	485～5800	广州标致公司标致505SX
上海液压件厂	LYB－12	7.0	14.0	12.0	500～3000	上海重型车厂15吨货车
豫北机械厂	YB－5	7.0	—	5.0	500～3000	北京吉普车公司切诺基
豫北机械厂	YB－12	10.0	—	10.5	800～7000	济南汽车厂 黄河
四川汽车厂转向器分厂	ZF7672	10；13	13.5	6～12	500～7000	重汽集团斯太尔
四川汽车厂转向器分厂	ZF7673	10；13	16.5	9～20	500～4500	重汽集团斯太尔
四川汽车厂转向器分厂	ZF7674	10；13	20.0	12～25	500～4000	重汽集团斯太尔
秦川机床厂液压件分厂	ZYB1010	10	—	10	500～7000	北京吉普车公司切诺基
秦川机床厂液压件分厂	ZYB1016	10	—	16.5	500～3500	“吉柴”、“渭柴”、“朝柴”、“玉柴”
秦川机床厂液压件分厂	ZYB1316	13	—	13.5	500～4000	“渭柴” WB615
秦川机床厂液压件分厂	ZYB1320	13	—	20	500～3500	重汽集团斯太尔

转向油泵目前主要使用叶片式转向油泵（图6-5-12）和齿轮式转向油泵（图6-5-13）两种，其它还有转子式转向油泵和柱塞式转向油泵，后两者已不多见。

汽车论坛 http://www.qclt.com

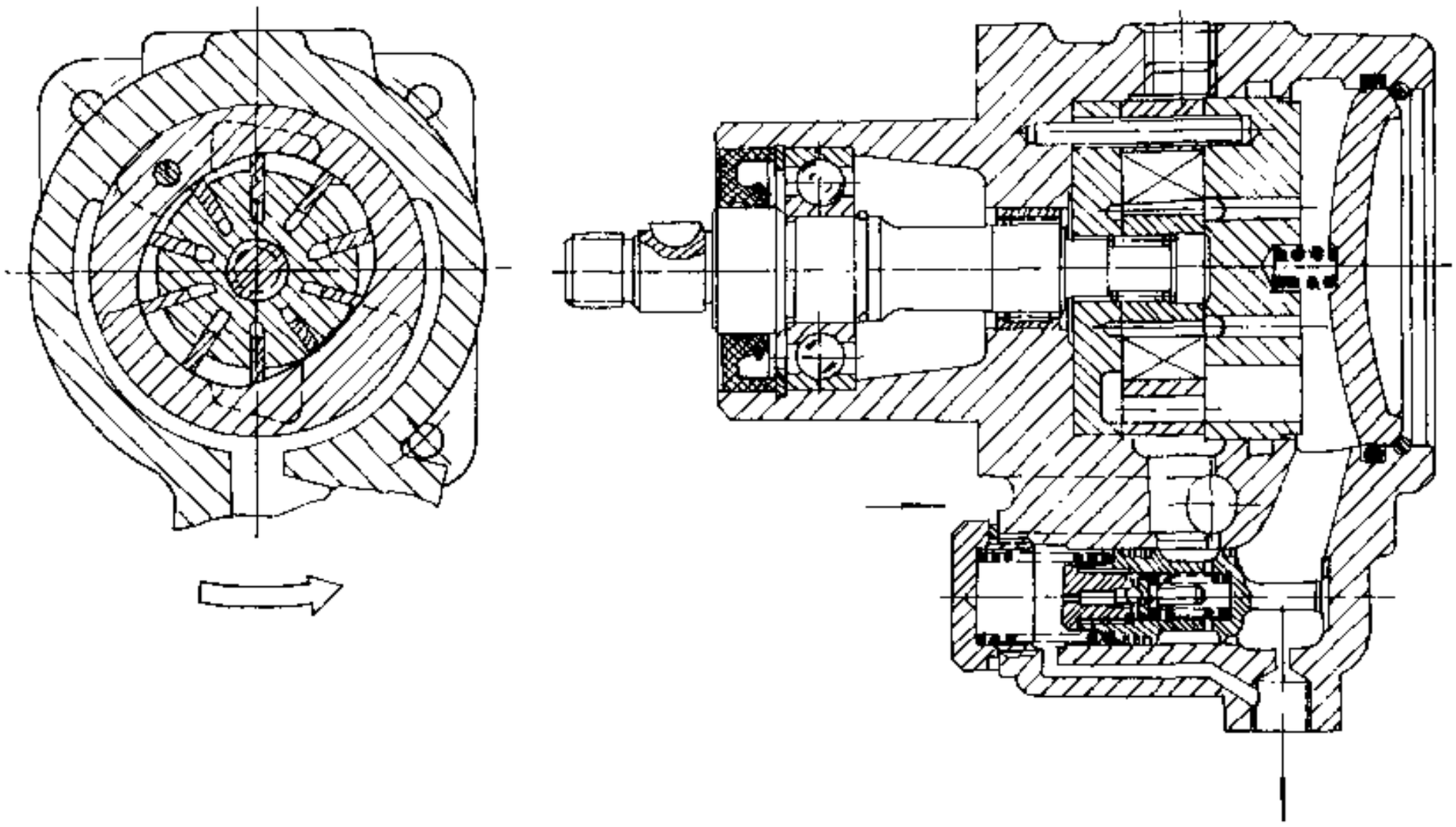


图 6-5-12 叶片式转向油泵

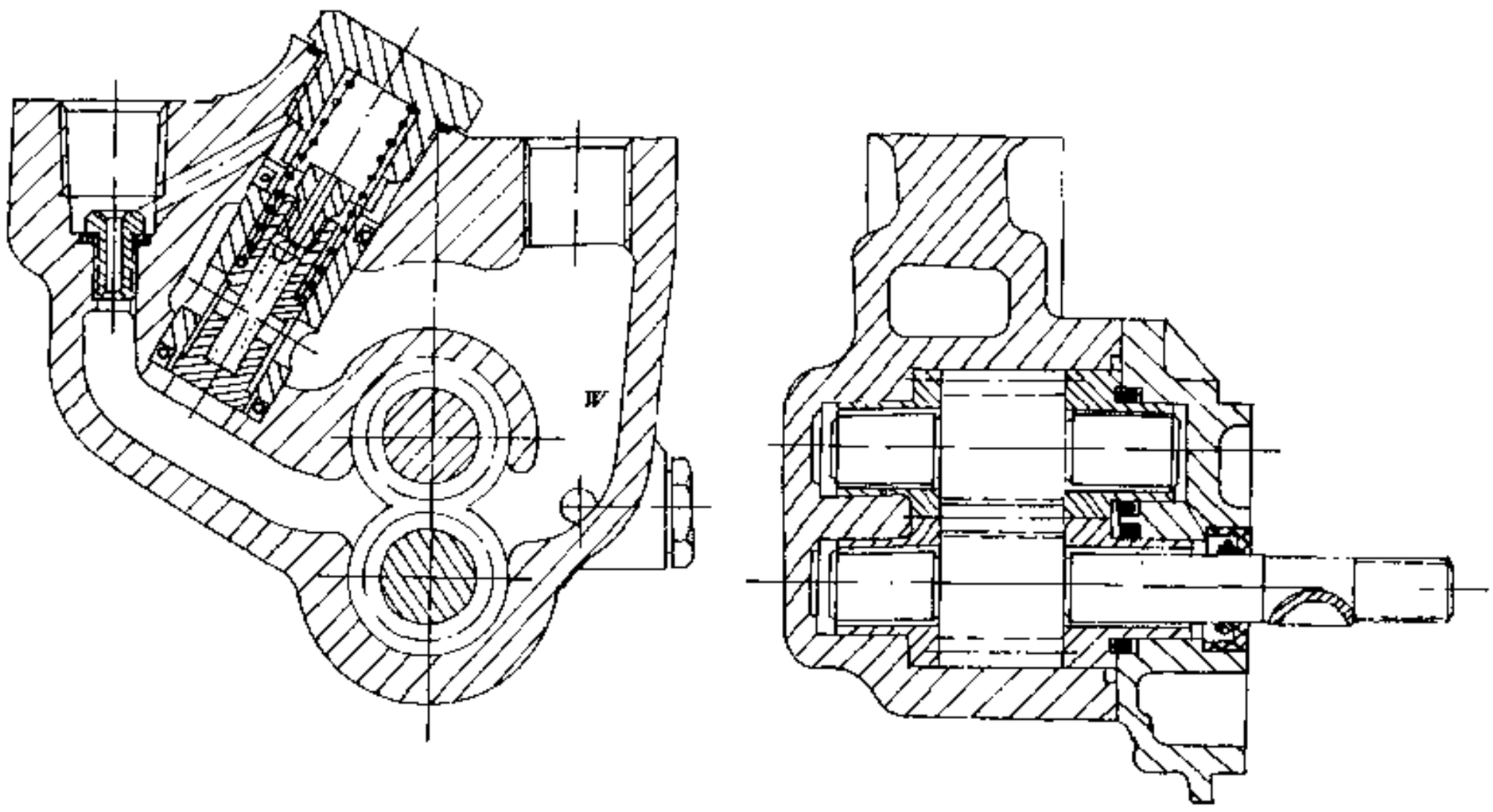


图 6-5-13 齿轮式转向油泵

6.5.3.6 转向油罐

转向油罐的功能主要是：储存油液，向油泵及系统供油；散热、降低油液的工作温度；滤清油液杂质，保证工作油液清洁度。其典型结构见图 6-5-14。

转向油罐都有专业厂生产，国内有江苏高邮汽车油罐厂专门生产系列塑料转向油罐，有武汉工业大学所属工厂专门生产钢制油罐，最近亦有铝合金油罐问世，还有其它一些生产厂家。

转向油罐容积的确定取决于它的工作性质，该容积包括四部分，见公式（6-5-4）。

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$V = V_1 + V_2 + V_3 + V_4 \qquad (6\text{-}5\text{-}4)$$

式中：V_1——油缸的工作容积，L；

V_2——各管路容积之和，L；

V_3——控制阀油道容积之和，L；

V_4——油罐空间容积，L。

V_4需保证汽车倾斜20°时油罐液面不能到达上盖油封处，以便最大限度地减少漏油的可能性。这4个必须保证的容积之和即为转向油罐的最小允许容积。用户可以以此为根据到油罐专业生产厂家系列产品中选取合适容积的油罐或者专门设计定作。注意油罐直径不能过大，过大则在倾斜20°角度时油罐的空间容积就过大，一般油罐的直径在ϕ120mm～ϕ150mm之间即可。

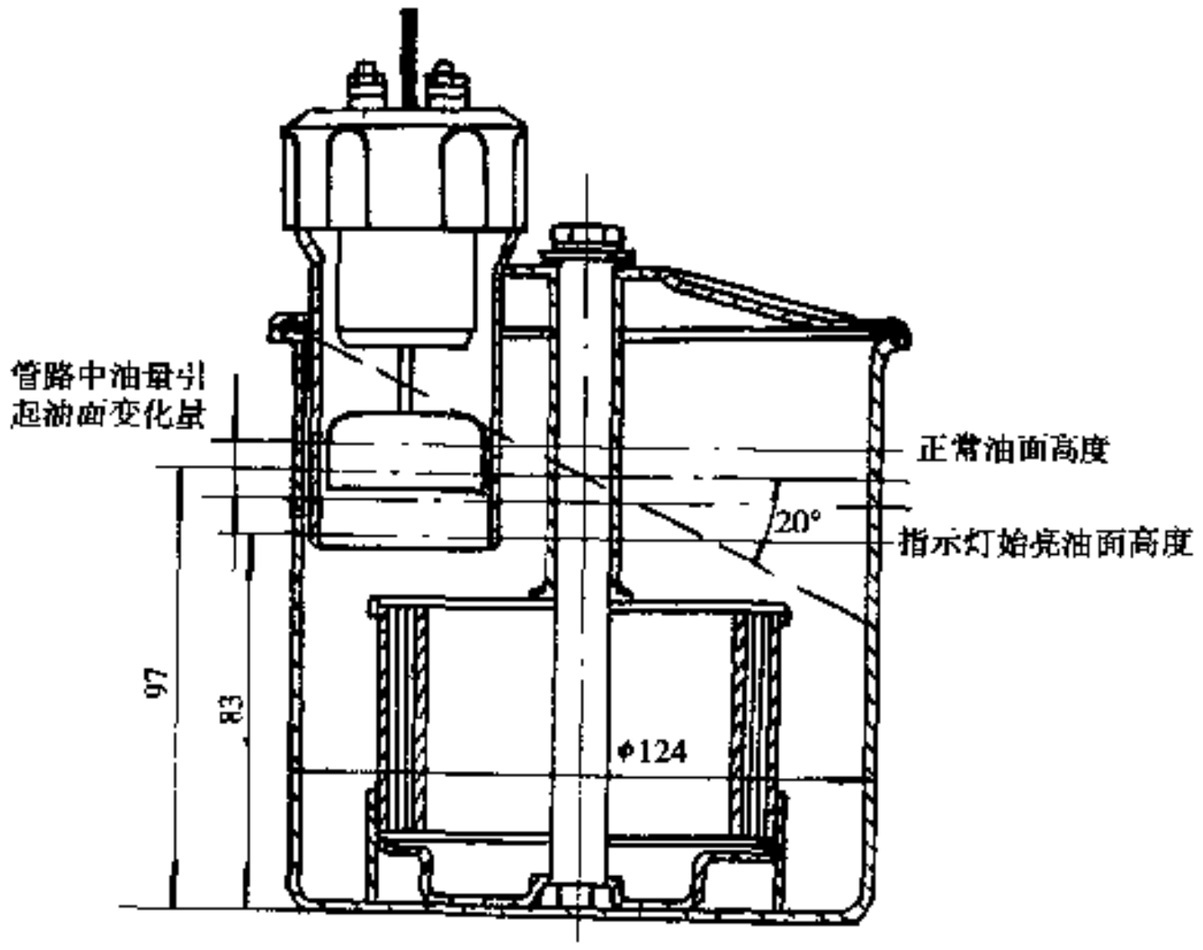


图6-5-14 典型转向油罐剖面图

还要进行转向油罐散热量的校核，希望转向系统油温控制在80℃以下。这主要靠油罐的有效散热面起作用，即油罐液面以下的油罐表面直接散热作用。

转向油罐的滤清方式有两种，一为进油滤清，二为回油滤清。进油滤清可以提高进入油泵的油的清洁度，防止油罐内部的杂质进入油泵；回油滤清可以防止过滤器压力损失对油泵进油的影响。由于可以在向油罐加油时采用滤油机加油，以把油罐内部杂质降到最低，因此采用回油滤清的方式越来越多。现在引进的车型多采用回油滤清，安装时注意管路连接，不得接错。

在正常情况下，管路压力损失小于0.02MPa，过滤器压力损失小于0.1MPa，控制阀压力损失小于0.4MPa，系统空载压力总损失小于0.5MPa。

转向油罐的过滤精度是很重要的指标。其过滤装置通常采用筒式过滤器，内、外层是铜丝网（100目）用来过滤较大杂质，里面是手风琴式折叠成形的滤纸，以扩大过滤面积和减小通过阻力。滤纸的过滤精度一般为0.1mm，高档滤纸过滤精度达0.02mm，可以根据需要选用。筒式过滤器的内外表面，用带孔的薄铁板（镀锌）圆筒固定住折叠的滤网和滤纸。筒式过滤器被盖板固定在底座上，与油罐的进、出油口隔开。为防止筒式过滤器上、下面泄漏杂质，需要用耐油橡胶垫压在上、下面盖板和底座上。

为保证使用安全，在过滤装置里应增设安全阀，一旦滤纸堵塞，油压力增加到一定值时，单向安全阀打开，油不再通过滤纸而直接通过单向安全阀向油泵供油，以保证行驶安全。

6.5.3.7 转向油管

转向油管主要用来输送油液，可以是软管、钢管或混合式。如何采用要视各总成之间位置、距离和各总成工作特点而定。

软管的特点是可以活动，多安装在活动部位。有高压钢丝编织耐油软管、低压帘线编织耐油胶管，近来又引进了国外先进的耐油高压的塑料软管，后者使用越来越多。

钢管的特点是在高压下不会膨胀变形，价格低于软管，多用在无相对位移部位。

无论软管和钢管，在汽车上都以总成的形式出现，再与管接头配合使用，组成管路。

对于软管的选用，无论是耐油胶管或塑料管，在选用时都要根据系统的工作压力按工厂提供的产品样本选用。

对于钢管的选用，根据国家标准管接头中不同工作压力和不同流量相对应的管路通径选用不同内径和

汽车论坛 http://www.qclt.com

厚度的钢管，并可根据车体上布置的需要预弯成型，

对于管接头的选用，首先要根据需要和可能选用其结构。目前国家标准规定的有三种，即有卡套式、端面“O”形圈密封焊接式和球面—锥面焊接式。随着液压系统使用压力向中高压发展，特别是在汽车上推荐使用卡套式管接头结构用于汽车液压动力转向系统，它的特点是密封可靠、工作压力高、便于装卸钢管无需另行焊接。

6.5.3.8 性能计算与预测

1）动力转向器性能计算

动力转向器的主要参数有缸径、工作压力、输出扭矩，一般以输出扭矩为代表，不同的前轴负荷需要不同输出扭矩的动力转向器与之匹配。输出扭矩的大小取决于油缸工作面积、油泵最大压力和扇形齿分度圆半径，对于转阀式动力转向器输出扭矩，计算时应以油缸两腔中最小的工作面积计算，即油缸工作面积减去螺杆外径所占的面积。

$$M = P\ (S_0 - S_1)\ R_F \tag{6-5-5}$$

式中：M——动力转向器输出扭矩，N·m；

P——油泵最大工作压力，MPa；

S_0——油缸工作面积，m^2；

S_1——螺杆外径所占面积，m^2；

R_F——扇形齿分度圆半径，m。

油缸工作面积取决于油缸缸径。为使动力转向器的系列能覆盖整个车型系列，缸径有 110mm、100mm、90mm、80mm 和 70mm 等几种，这也是与国家标准缸径系列推荐值及密封圈国家标准有关。油泵的最大工作压力多采用 8MPa、13MPa、15MPa 等。

可能选用动力转向器的汽车转向轴负荷在 8～80kN 范围变化，这就要求采用 8～9 个品种的动力转向器才能满足需要。如果能用较少的机型满足上述需要，最好是采用变更油泵最大工作压力的办法，一般采用 2 个不同的最大工作压力和 4～5 种油缸直径，组合成 8～10 个品种的动力转向器，形成一个产品系列。

动力转向器角传动比越小，机动性越好。由于有转向助力作用，使减小转向器的传动比成为可能。转向器角传动比与转向盘转动的总圈数有关系，由于动力转向器输出角基本要求在 90°±5°范围，所以由公式（6-5-6）可知，转向器角传动比小了，转向器总圈数也减小。

$$\varphi_1 = n \cdot 360° = i_\omega \cdot \varphi_2 \tag{6-5-6}$$

式中：i_ω——转向器角传动比；

φ_1——转向器输入轴总转角，(°)；

φ_2——转向器输出轴总转角，(°)；

n——转向器输入轴总转动圈数。

一般动力转向器输入轴总转动圈数应在 4.0～5.5 圈。

2）动力转向器性能预测

动力转向器性能的计算与分析主要是针对转向手力特性和转向灵敏度特性，二者曲线完全相似，只是单位不同。输出载荷 P 以工作油压表示，输入量可分别用转向手力矩 M 和转向轴转角 φ 表示，一般来说 M 正比于 φ，所以两个曲线近似。下面以转阀式动力转向器为例说明。

以转向灵敏度进行分析更方便。从图 6-5-15 可以看出，不转向时，液压油从阀体和阀芯的棱边（刃口）之间的间隙流过，这时各油口均相通。该间隙又称预开间隙，其值大小直接影响过流面积，而过流面积随阀芯相对阀体转动逐渐变化，直到一侧间隙全开，过流面积增至最大，或一侧间隙全闭，过流面积减至最小一直到零。这就是阀开闭的全过程，也是一个动态过程。在这个过程中，阀槽两侧节流阻力一直在变化。这一段初期转动过程影响了转阀特性中最初的 A 区（图 6-5-2）即小角度转向特性的变化。这段间隙的大小一般控制在转向轴相对阀套转角 2°～3°的范围内，太大要影响到转向盘自由行程，对转向操纵不

汽车论坛 http://www.qclt.com

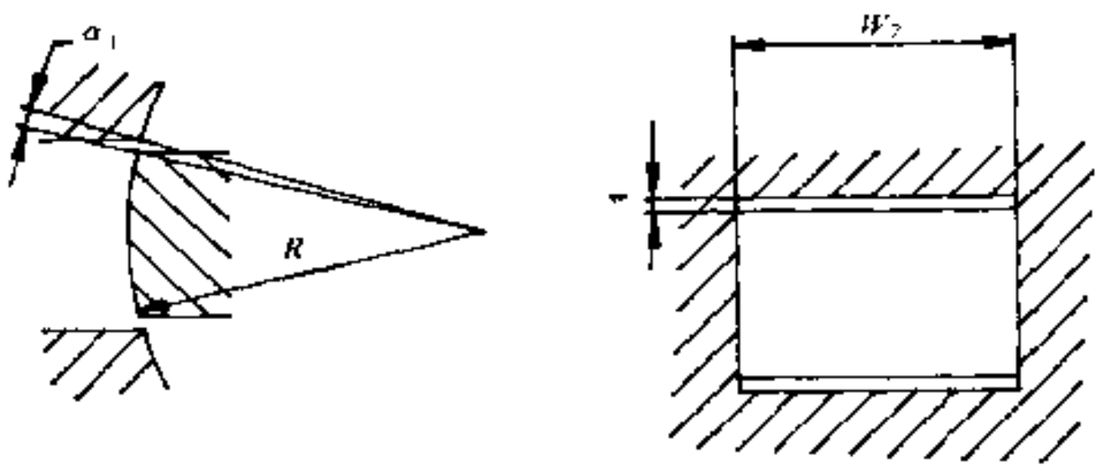


图 6-5-15 简单阀刃口图

利。而转阀的最大转角即转向限位装置限定的角度，一般控制在单向 6°～8°范围内。阀刃口的设计应使阀刃口全关闭位置在其最大转角的 80%～90%范围内。

转阀在阀总转动时，工作油压将随着预开间隙减少逐渐升高，阀刃口的突然闭合会导致油压突然升高，在特性曲线上油压升高将产生一个拐点，这对转向操作不利。一般要求在特性曲线上不出现明显的拐点，保持平缓圆滑地变化。要做到这一点就必须改变阀刃口的结构，从而改变阀刃口关闭时过流面积变化速度，使其逐渐减少，实现压力变化的理想控制。通用的方法是在刃口上加工一个长坡口或短切口，当然也有其它一些方法。下面就简单阀刃口、加工长坡口、加工短切口三种方法对转向特性的影响进行分析。

(1) 简单阀刃口的转阀

假设：①转向器无内泄漏；②无加工误差；③不计沿途压力损失；④转向器活塞不动；⑤不计转向手力。

由于常流式转向器工作油流量是恒定的，所以经过每个阀槽的流量为：

$$Q_F = \frac{Q}{N} \tag{6-5-7}$$

式中：Q_F——经过每个阀槽的流量，mm^3/s；

Q——经过转向器控制阀的总流量，mm^3/s；

N——阀槽数。

由图 6-5-15 可看出，阀口实际为长方形薄壁孔，其流量公式为：

$$Q_E = \frac{\pi b^2 W_2 p}{32\mu} \tag{6-5-8}$$

式中：b——孔口瞬间宽度，mm；

W_2——孔口轴向长度，mm；

p——工作油压，MPa；

μ——液压油绝对粘度，Pa·s。

$$\mu = \gamma \cdot \rho$$

γ——运动粘度，mm^2/s（30D 液压油为 $30mm^2/s$）；

ρ——液体密度，kg/m^3（30D 液压油为 $900kg/m^3$）。

$\mu = 0.027Pa \cdot S$。

可推得 $\varphi - p$ 关系方程为：

$$p = \frac{32\mu Q_E}{\pi b^2 W_2} = \frac{32\mu Q}{\pi N W_2 \left(A_2 - \frac{\pi R\varphi}{180}\right)^2} \tag{6-5-9}$$

由此式可以得出 $\varphi - p$ 关系曲线（图 6-5-16）。

(2) 加工长坡口的转阀

长坡口式转阀刃口坡口可以是圆弧面，亦可以是斜面，由工艺条件确定。其特点是宽度 W 至少为阀有效轴向长度 W_2 的 70%～90%。阀芯半径为 R，预开间隙宽度为 A_2，轴向有效长度为 W_2，在阀芯的刃口上加工由半径为 R_2、宽度为 A_2、轴向长度为 W 的圆弧形或平面坡口，其深度小于等于 0.7mm。当预开间隙关闭后，液压油从坡口形成的隙缝中通过，且随着转角增大，隙缝逐渐变窄。这样就实现了对

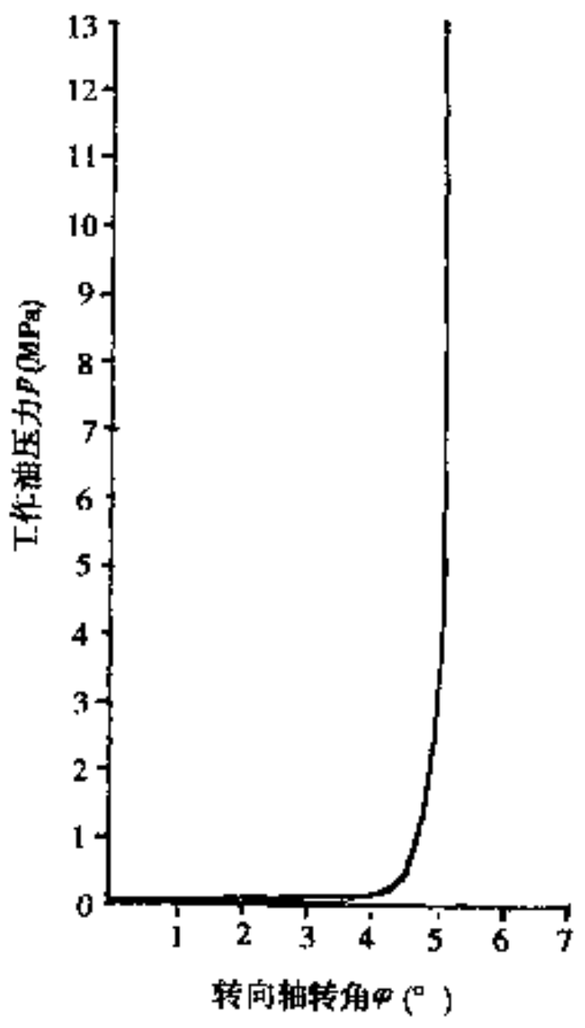


图 6-5-16 简单刃口转阀灵敏度特性

汽车论坛 http://www.qclt.com

过流面积的控制，从而控制油压。坡口在阀周方向的宽度 A_1 由转阀工作行程决定，$A_1 + A_2 \leq 90\%$ 工作行程。轴向长度 W 是可变的，可由下列计算和分析来确定。

a. 预开间隙闭合前，即 $\varphi = 0 \sim \alpha_1$ 时（图 6-5-17），由于加工成长坡口的转阀刃口的坡口深度较浅，因此可以认为主要是预开间隙形成的薄壁孔阀口对流量变化起作用。其阀口长度为 W_2，瞬间宽度为 b，可

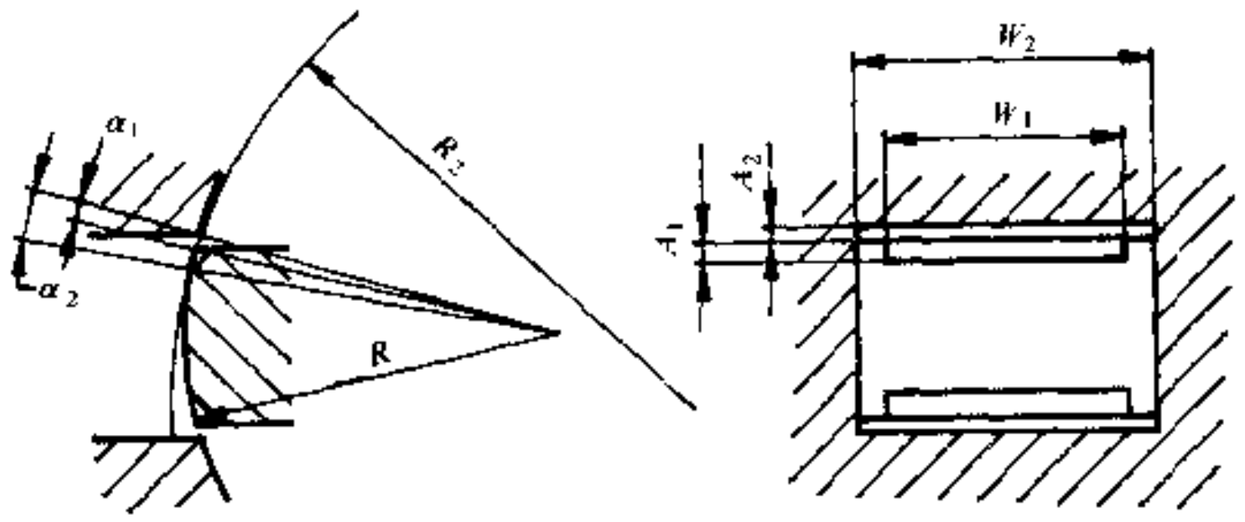


图 6-5-17 加工长坡口的转阀刃口图

以推得：

$$p = \frac{}{\pi N \left| W \left[L_1^2 + R^2 - 2L_1 R\cos\left(\alpha_1 - \varphi\right)\right] + \left(W_1 - W_2\right)\left(A_2 - \frac{\pi R}{180}\varphi\right)^2\right|} \quad (\varphi = 0 \sim \alpha_1) \qquad (6\text{-}5\text{-}10)$$

式中：L_1——阀芯半径。

b. 预开间隙闭合后，阀刃口全部闭合前，即 $\varphi = \alpha_1 \sim \alpha_2$ 时，此时只有坡口段节流，可以推得：

$$p = \frac{}{\pi NW\left[\sqrt{L_2^2 + R^2 - 2L_2 R\cos\left(\varphi + \beta\right)} - R_2\right]^2} \quad (\varphi = \alpha_1 \sim \alpha_2) \qquad (6\text{-}5\text{-}11)$$

式中：R_2——坡口半径；

L_2——为 R_2 与 L_1 为半径的圆心距离。

由式（6-5-10）和式（6-5-11）可以推出转阀在单方向的灵敏度（$\varphi - p$）曲线。图 6-5-18 是按上述公式计算得到的灵敏度曲线，是轴向长度 W 为不同值的一组曲线。由图中可以看出，每条曲线都由两段曲线构成，且有一折点。实际上，由于内泄漏及加工误差所致，曲线是平滑过渡的，所以作图时可以按两曲线的公切线过渡，如图中虚线所示，试验数据也证明了这一点。

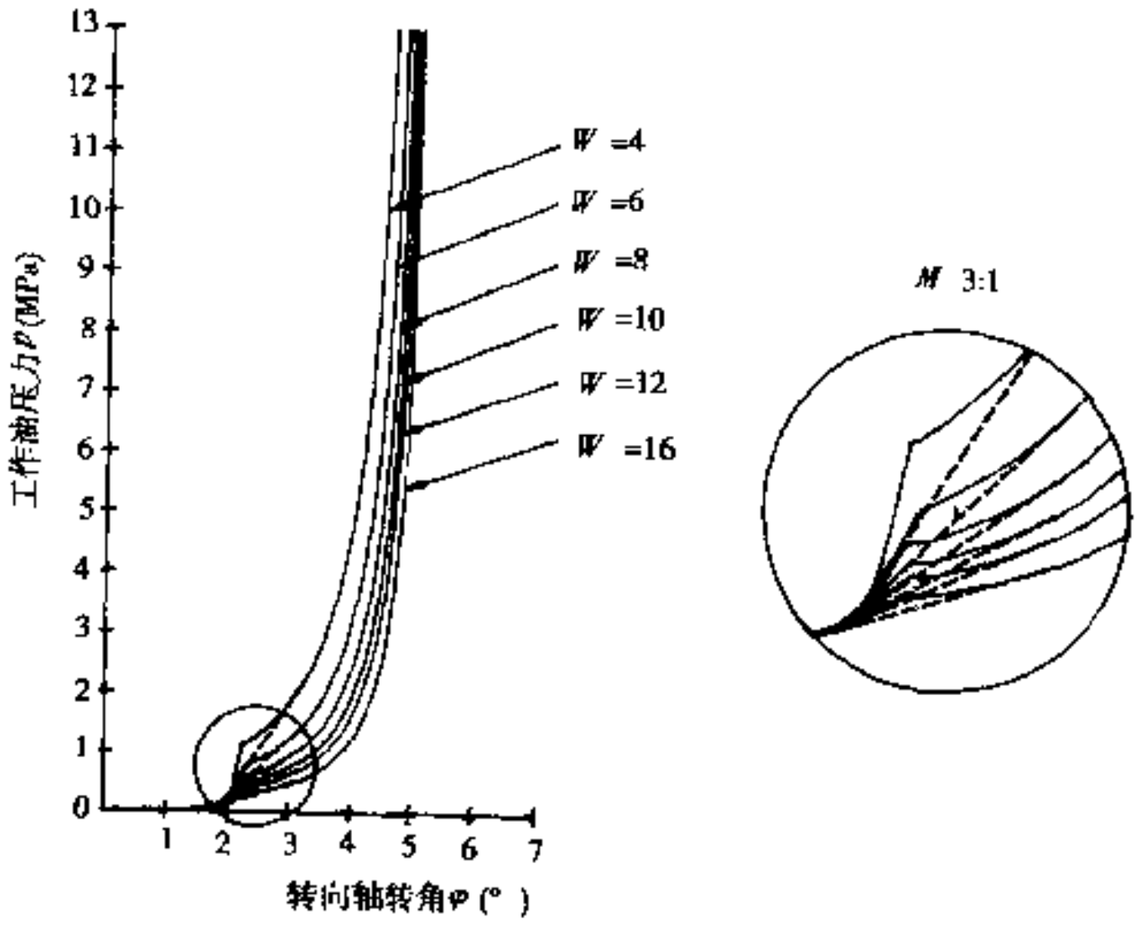


图 6-5-18 加工长坡口转阀灵敏度特性

(3) 加工短切口的转阀

如图 6-5-19 所示，在阀芯棱边上加工圆周方向宽 A_1，轴向长度为 W 的小矩形切口。

a. 在预开间隙关闭前，即($\varphi = 0 \sim \alpha_1$)

$$p = \frac{\rho Q^2}{2N^2 C_d^2 \left[A_1 W + \left(A_2 - \frac{\pi R\varphi}{180}\right) W\right]^2} \quad (\varphi = 0 \sim \alpha_1) \qquad (6\text{-}5\text{-}12)$$

b. 在预开间隙关闭后，短切口关闭前，即 $\varphi = \alpha_1 \sim \alpha_2$

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$p = \frac{\rho Q^2}{2V^2 C_d^2 W^2 \left(A_1 - \frac{\pi R\varphi}{180}\right)^2} \qquad (\varphi = \alpha_1 \sim \alpha_2) \qquad (6\text{-}5\text{-}13)$$

式中：C_d——流量系数，取 0.7；

A_0——小孔面积；

ρ——液体密度。

由式（6-5-12）和式（6-5-13）可得出转阀短切口刃口结构的静特性，它是切口长度 W 值不同的一组曲线（图 6-5-20）。该曲线计算参数除了 W 值不同之外，其它参数是相同的。由图 6-5-20 可以看出，每条曲线都由两段曲线构成，与前述一样，它的实际曲线也是沿两曲线的公切线过渡的，如 6-5-20 图中虚线所示。试验也证明该曲线应该是圆滑过渡的，无任何拐点。

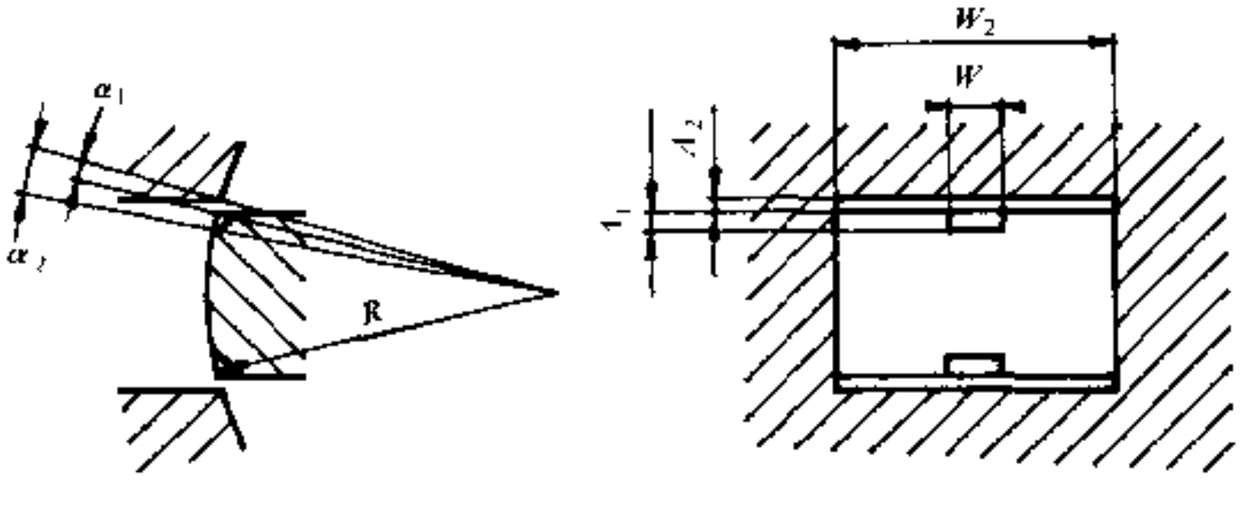


图 6-5-19 加工短切口的转阀刃口图

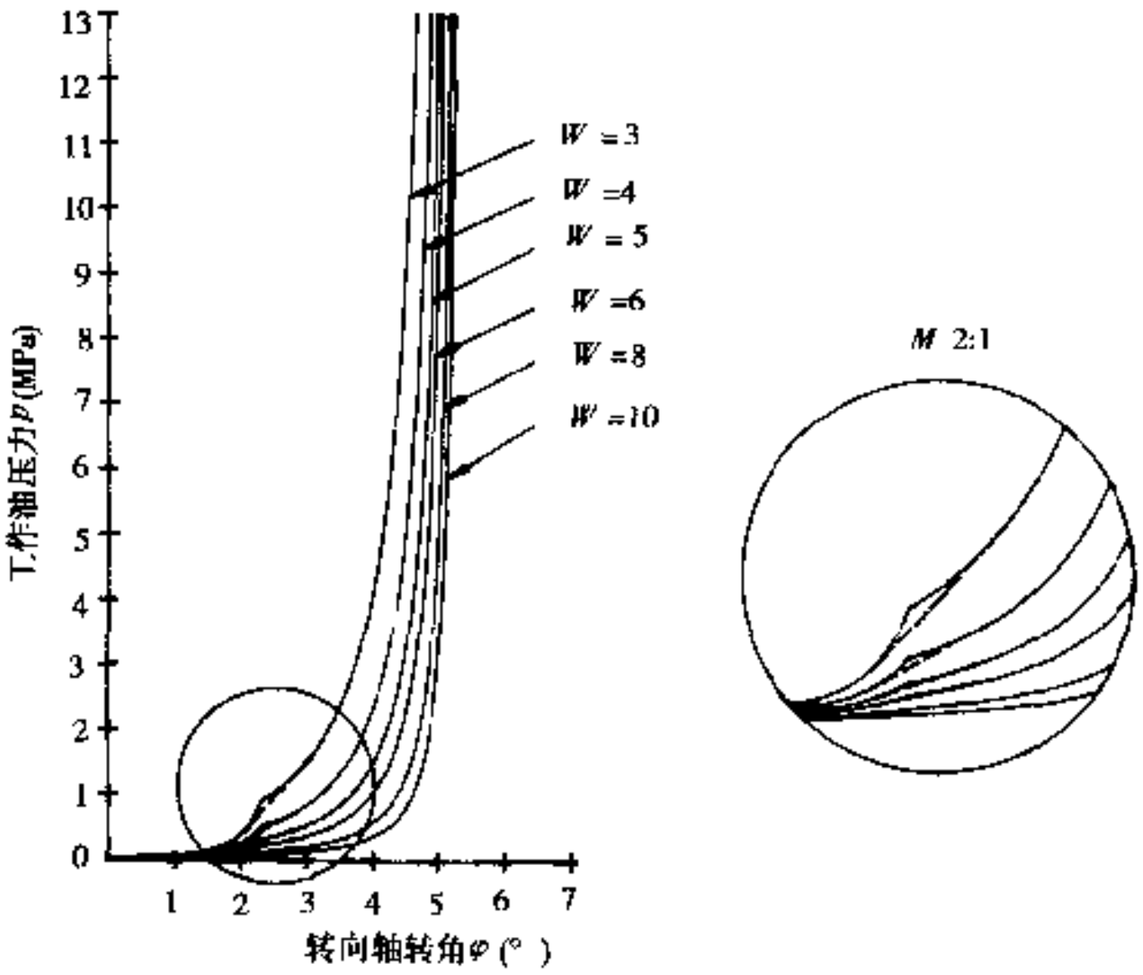


图 6-5-20 加工短切口转阀的灵敏度曲线族

由以上分析可以得出以下结论。

①将简单刃口与采用两种刃口修正方法的转阀进行比较可以发现，采用长坡口型和短切口型刃口，使转向力变化柔和，加大了转向力变化区域范围，其计算曲线比较接近理想曲线；而简单刃口其曲线离理想曲线偏离太大，转向力变化区域太小，转向输出载荷在大转角时突然增大，对转向性能将产生不利影响。

②将长坡口和短切口两种刃口修正结构的转阀进行比较，可以发现长坡口刃口修正的转阀计算曲线的形状与走向不如短切口刃口修正的转阀计算曲线更接近于理想曲线。

③在不同 W 值的长坡口修正阀中，中等长度 $W = 8 \sim 12$mm 的阀口更接近于理想曲线；在不同 W 值的短切口修正的阀中，中等长度 $W = 5 \sim 6$mm 的阀更接近于理想曲线。

④从工艺角度出发，采用短切口修正刃口加工工艺更简单易行，在这点上短切口修正型刃口优于长坡口修正型刃口。

⑤通过选择长坡口或短切口修正刃口的形状，再配合选择扭杆的直径，就可以选出用户喜欢的曲线，确定刃口的形状和尺寸，满足用户的需要。

6.5.4 电控—液压动力转向系统

电控—液压动力转向系统是在液压动力转向系统的基础上增加电子控制和执行元件组成的。现代电控—液压动力转向系统主要为车速响应型，即主要根据车速的变化通过传感器向计算机模块传递信号，经过处理后控制电液转换装置改变动力转向器转向手力，使驾驶员的转向手力根据车速和行驶条件变化而得到改变。也就是说在低速行驶或转急弯时能以很小的转向手力进行操作，在高速行驶时能以稍重的转向手力

汽车论坛 http://www.qclt.com

进行稳定操作，使操纵性和稳定性达到最合适的平衡状态。电控—液压动力转向系统结构见图 6-5-21。

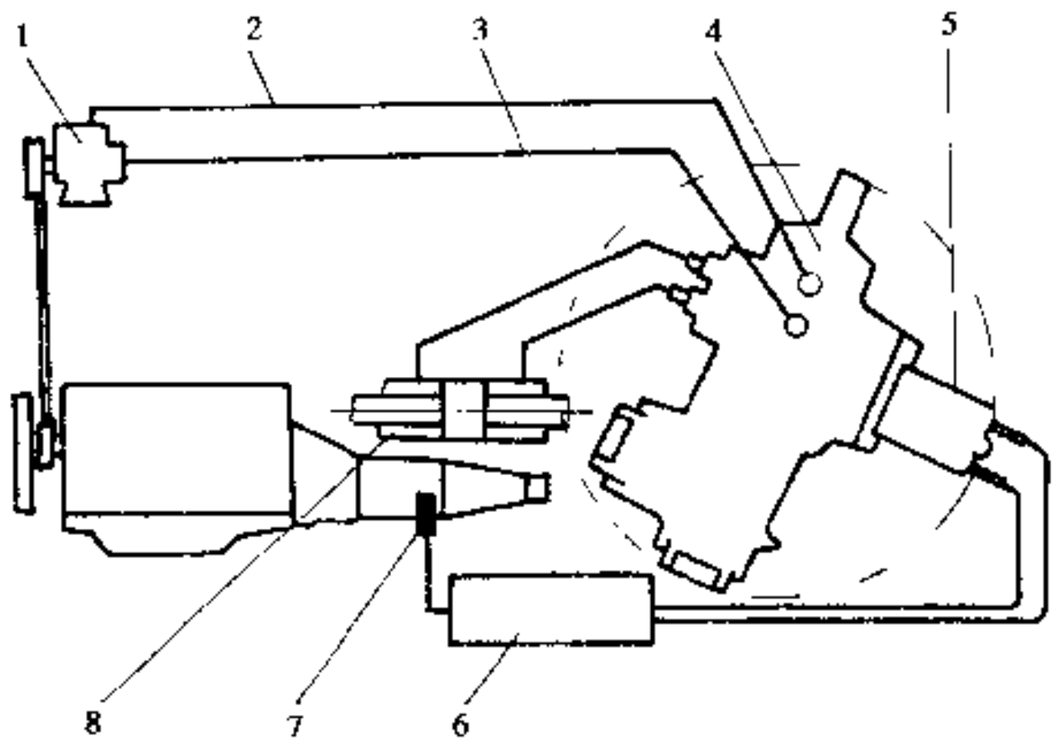


图 6-5-21 电控—液压式动力转向系统

1-动力转向油泵；2-回油管路；3-压力管路；4-齿轮齿条式转向器；5-电液转换装置；6-电子控制元件（ECU）；7-车速传感器；8-助力缸

6.5.4.1 分类及原理

电控—液压动力转向系统的控制方式主要有流量控制式、液压缸分流控制式、压力反馈控制式和阀特性控制式四种。

1）流量控制式

这种动力转向系统主要是随着车速变化通过改变向动力转向器的供油流量来控制转向手力。车速低时充分发挥动力转向器助力效果，减小转向手力；车速高时适当减少油泵供油量，使转向手力略显沉重，无发飘的感觉，以提高行驶稳定性；转急弯时又可通过传感器探测出转向角度快速变换，控制系统恢复到全动力转向状态，以帮助驾驶员操纵。该控制方式主要有可变量孔式、电磁阀式及独立油泵式等三种形式。

（1）可变量孔式

这种形式主要是采用电子控制可变量孔装置来达到改变助力效果。该装置主要包含一个由电子控制的喷嘴量针和由一个螺线管绕组控制的量针，后者通过在一个固定量孔内移动控制油泵流出的流量。该装置接收汽车主计算机模块发出的车速讯号，根据给定的特性向绕组供电，螺线管控制量针移动，从而使油流节流。在转向阻力矩及转向速度一定的情况下，转向盘上的手力是与油泵的流量成反比的，油泵流量越大，转向越轻，油泵流量越小则转向越重。由于上述系统中喷嘴量针控制器（螺线管）能逐步地改变喷嘴量针在孔中的位置，这样就可以随着汽车行驶速度的提高而逐渐均匀地减少转向助力作用。

（2）电磁阀式

这种形式主要是在系统中增加一个电磁阀，车速传感器和转向盘转角传感器将信号传输给计算机模块，由计算机控制电磁阀开启大小，直接改变向动力转向器供油量。即汽车低速行驶或停车状态时，车速传感器传递的是低速信号，向电磁阀供应较大电流，使电磁阀全开，油泵以最大供油量向动力转向器供油，流量越大转向越轻。随着汽车车速的升高，向电磁阀供电电流适量地减小，电磁阀开启量也随着减小，供油量也减小，流量越小转向越重。

（3）独立驱动油泵式

为了能直接控制向动力转向器供油量，有的车采用了用直流电机驱动油泵工作的结构。根据车速传感器和转向盘转角传感器所传递的信号通过计算机模块直接改变直流电机转速，由此改变油泵供油量，控制转向手力的变化。

2）液压缸分流控制式

在这种动力转向系统中，在连接液压缸两腔油路中增设了电磁分流阀和分流油路，随着车速的提高，电磁分流阀开启间隙增大，减小了液压缸工作压力，增大了转向手力；在停车或低速行驶转急弯情况下，电磁分流阀完全关闭，不起分流作用，转向手力明显减小，达到改变转向手力的效果。

3）压力反馈控制式

这种动力转向系统是采用改变控制阀反作用腔反馈压力的办法改变转向手力的。该结构在动力转向器控制阀旁边增加一个电液转换器，在车速信号控制下，车速越高，使通往控制阀反作用腔的反馈压力越高，增大了开启控制阀的阻力，转向手力也随着增加；反之转向手力减小。该结构必须增加一个电液转换阀和一个反作用力阀才能实现。

汽车论坛 http://www.qclt.com

这种结构能在低速掉头和停车转动转向盘时提供95%的助力作用，随着车速的提高可以逐渐减少到最低65%的助力作用，可提供明显的路感和精确的手动控制，并且不受温度变化而引出的油量变化或液体粘度变化的影响。另外，可保证在轮胎爆裂时对转向的控制，在任何电子元件失效时仍能作为一般动力转向使用，确保行驶安全性。

4）阀特性控制式

这种动力转向系统以可变的阀特性来控制转向手力，即在回油路中增加一个电磁阀，利用电磁阀开启的大小控制回油路阻力的方式改变阀特性，而电磁阀开启量的大小，由车速传感器传来车速变化的信号通过计算机模块来控制，转急弯时则保证电磁阀全开，不影响转向。

6.5.4.2 特点

①该系统是在原液压式动力转向系统上发展起来的，原来的系统都可利用，不需要更改布置；
②低速时转向效果不变，高速时可以自动根据车速逐步增大转向手力，提高车辆行驶稳定性；
③增强了路感；
④具有失效保护系统，电子元件失灵后仍可依靠原液压动力转向系统安全工作。

6.5.5 电动转向系统

6.5.5.1 分类

根据电动机布置的位置分为转向轴助力式、齿轮助力式、单独助力式及齿条助力式四种形式。

1）转向轴助力式

该电动转向系统的电动机固定在转向轴一侧，由离合器与转向轴相连接（图6-5-22），直接驱动转向轴助力转向。

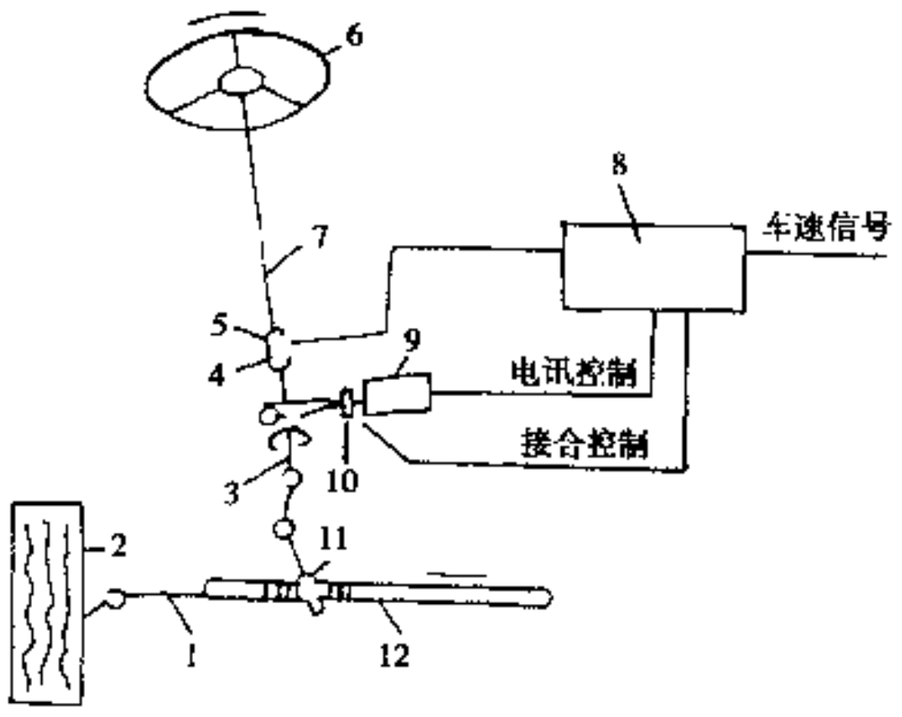


图6-5-22 转向轴助力式原理图
1-连接杆；2-车轮；3-输出轴；4-扭力杆；5-转矩传感器；6-转向盘；7-输入轴（转向轴）；8-控制器；9-电动机；10-离合器；11-转向齿轮；12-转向齿条

2）齿轮助力式

该电动转向系统的电动机和离合器与小齿轮相连（图6-5-23），直接驱动齿轮助力转向。

3）单独助力式

该电动转向系统的电动机和离合器固定在齿轮齿条转向器的小齿轮相对另一侧（图6-5-24），单独驱动齿条助力实现转向动作。

4）齿条助力式

该电动转向系统的电动机与齿条为一体，电动机转动带动循环球螺母转动，使齿条-螺杆产生轴向位移（图6-5-25），直接起助力转向作用。

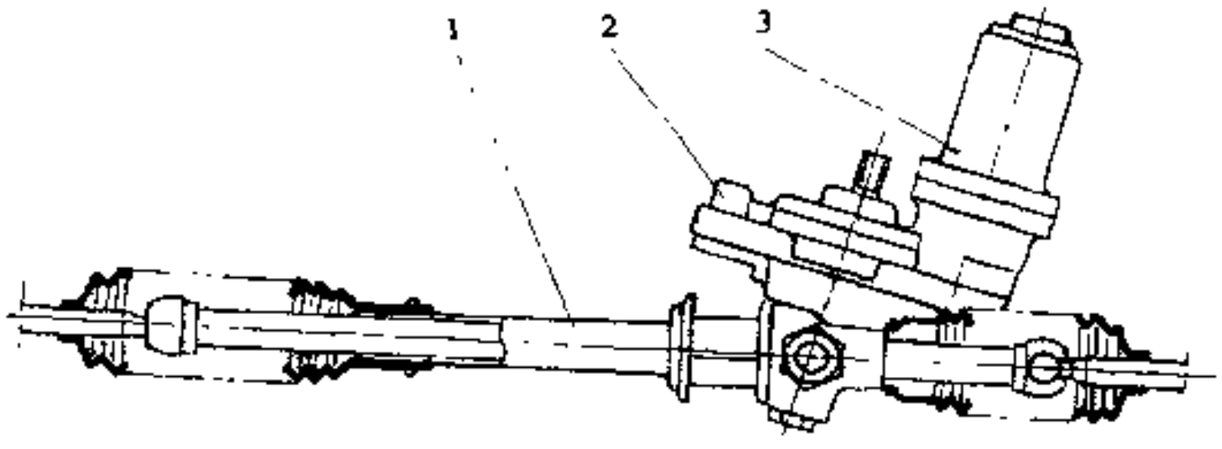


图6-5-23 齿轮助力式结构图
1-转向器；2-传感器；3-电动机和离合器

6.5.5.2 基本原理

各种电动转向系统的基本原理是相同的，转矩传感器与转向轴（小齿轮轴）连接在一起，当转向轴转动时，输入轴和输出轴在扭杆作用下产生相对转动位移，转矩传感器把该位移变成电信号传给控制器，根据车速传感器和扭矩传感器的信号决定电动

汽车论坛 http://www.qclt.com

机的旋转方向和助力电流的大小，因此它可以很容易地实现在车速不同时提供电动机不同的助力效果，保证汽车在低速行驶时轻便灵活，高速行驶时稳定可靠。

电动转向系统中都装有电磁离合器，车规定车速和出现异常情况时可以自动切断离合器，使转向器变为手动转向。电动转向系统中的控制器既可以将输入的转矩传感器和车速传感器的信号加以处理确定如何控制电动机工作，又可以收集电动机的电流、发电机电压、发动机工况等信号，判断其系统工作状况是否正常，确保系统安全运作，具有诊断功能。

系统中有减速机构，不同类型电动转向系统减速机构结构也不同。它可以降低电动机转速，使之适合转向速度要求，又可以增大转向力矩。

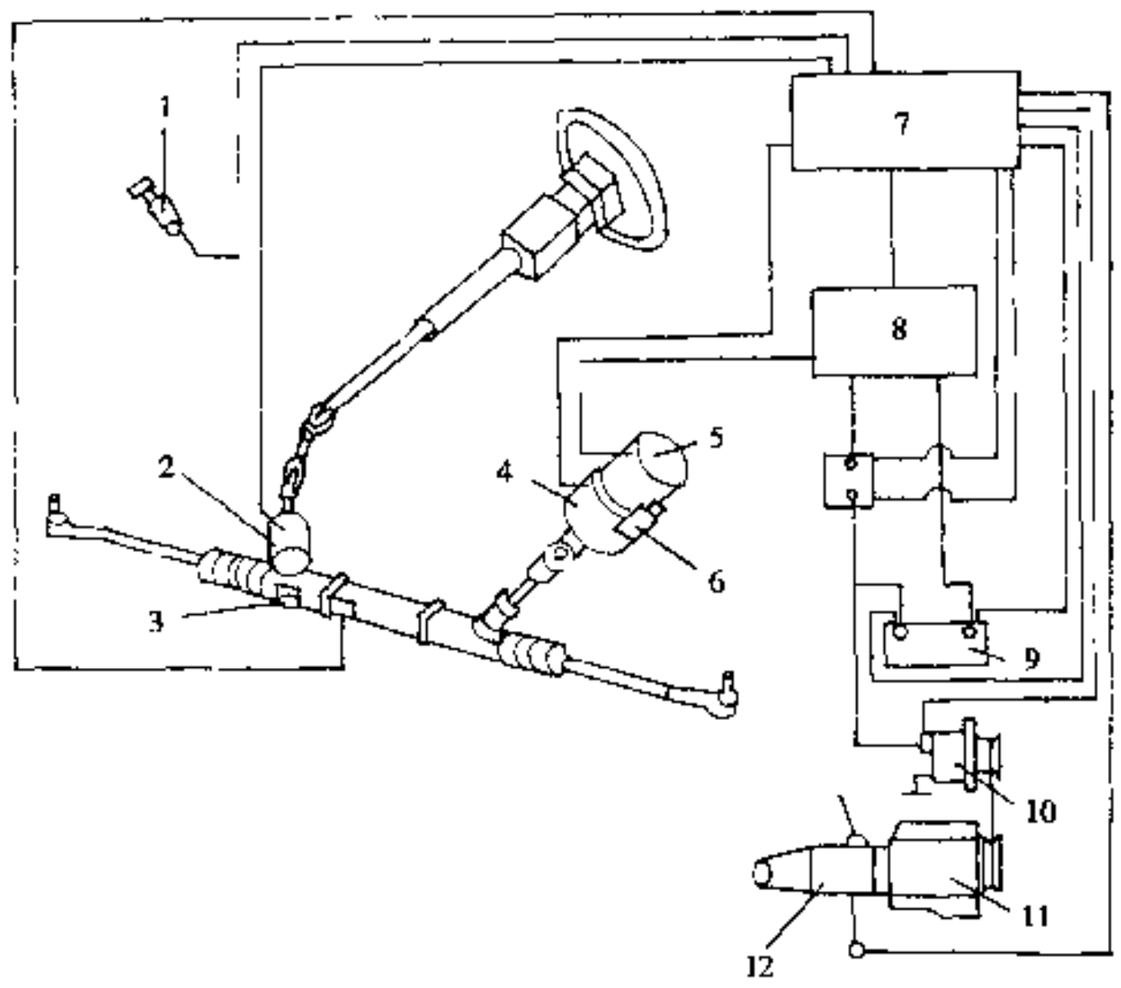


图 6-5-24 单独助力式布置图

1-点火起动开关；2-转矩传感器；3-转向角传感器；4-离合器和减速器；5-电动机；6-电动机继电器；7-信号控制器；8-动力控制器；9-蓄电池；10-交流同步发电机；11-发动机；12-车速传感器

6.5.5.3 特点

①反应灵敏、迅速、转向平稳、精确、路感良好；

②部件少、质量比通常的液压转向助力系统小 25%、降低了成本；

③当发动机出现故障时，仍能通过蓄电池供电继续提供转向助力；

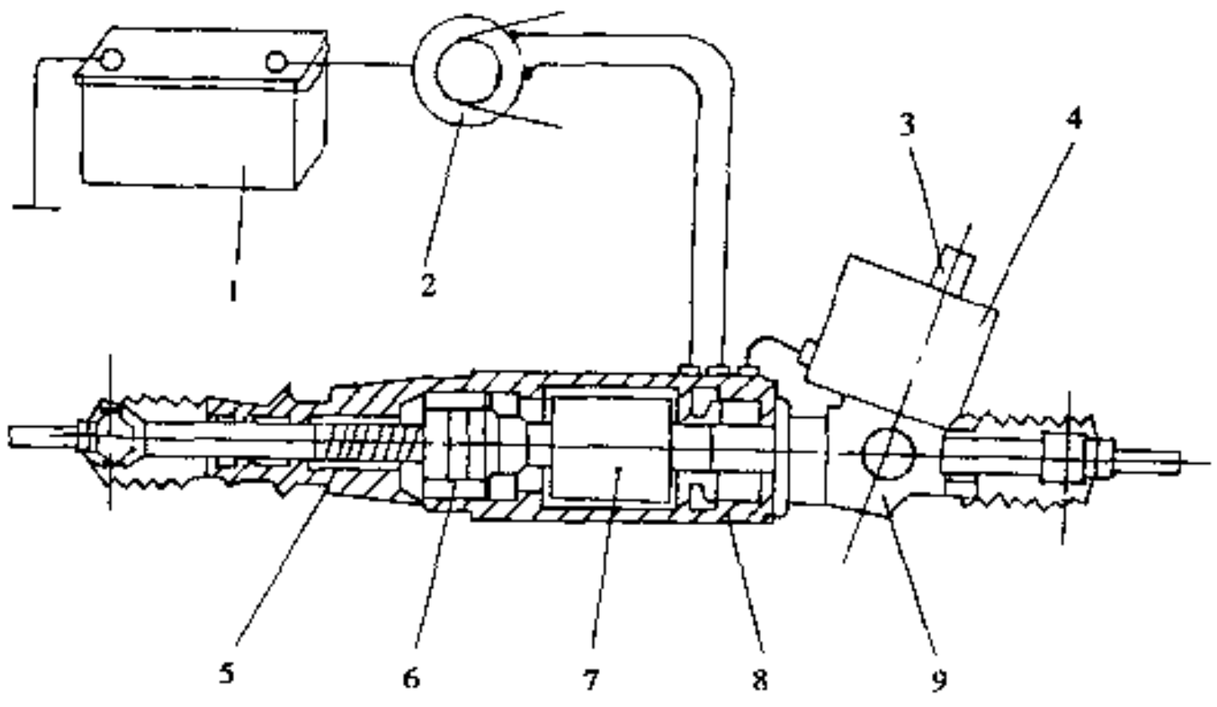


图 6-5-25 齿条助力式结构图

1-蓄电池；2-发电机；3-螺杆；4-控制计算机；5-螺旋滚道；6-循环球螺母；7-直流电动机；8-齿轮箱；9-导向壳

④外形小巧，所占空间比传统的液压助力转向器要少，布置方便；

⑤由于不用发动机直接驱动，需要转向时才接通电源，因此降低了油耗；

⑥具有良好的低温工作性能；

⑦转向手力特性能满足不同使用对象的需要；

⑧有良好的缓冲作用，使转向摆动和反冲降到最小。（撰稿人：毕大宁）

汽车论坛 http://www.qclt.com

6.6 四轮转向

随着汽车技术的发展，主动安全性日益受到重视。四轮转向是提高主动安全性的方法之一。四轮转向车辆首次出现于30年代的日本。近年来，本田、日产、马自达等汽车厂商纷纷推出了带有四轮转向控制系统的概念车，并把一些成熟的四轮转向技术应用到了它的普及型汽车中，提高了其汽车的主动安全性。四轮转向汽车的主要优点是，在转向时能够基本保持车辆质心侧偏角为零，且能够改善汽车对转向盘输入的动态响应特性，在一定程度上改善了横摆角速度和侧向加速度的瞬态响应性能指标。另外，低速时能够减小汽车转弯半径（前、后轮转角方向相反），使汽车在低速时具有更好的机动性。

6.6.1 四轮转向的基本原理

6.6.1.1 低速工况

低速时，在后轮上附加一个与前轮转角反向的转角，可以减小车辆的转弯半径。如图6-6-1所示的阿克曼转向模型即可得出这样的结论——当前、后轮转角方向相反时，四轮转向车（4WS）转弯半径明显小于前轮转向车（2WS）。这就是说4WS车可以轻松地通过2WS车需多次反复倒车才能通过的地方。

近年来研究表明，4WS车在有限空间里转弯时，车尾部易于撞到障碍物，这种情况在汽车离开停车位时更容易发生，理论上的原因如图6-6-2所示。

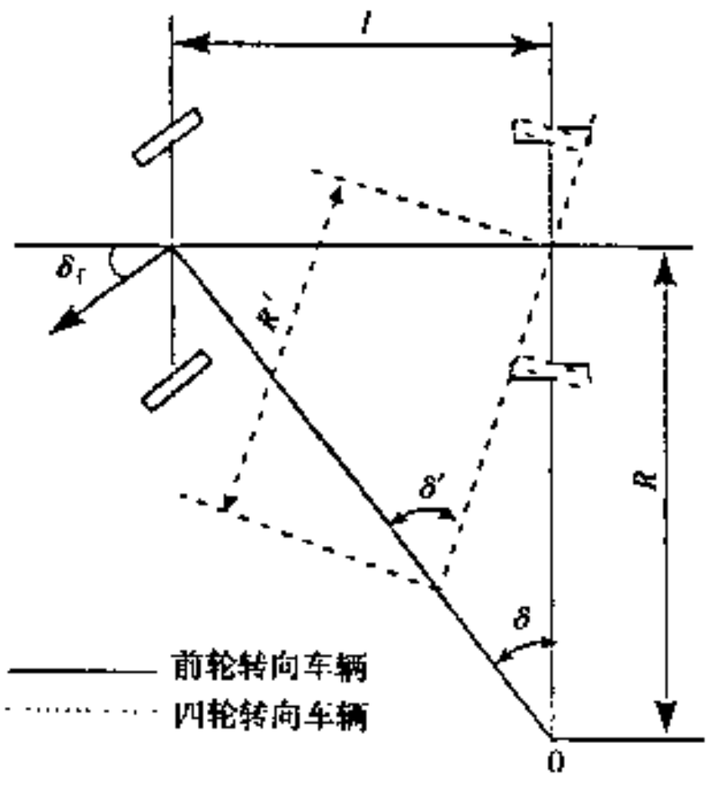


图6-6-1 阿克曼转向原理

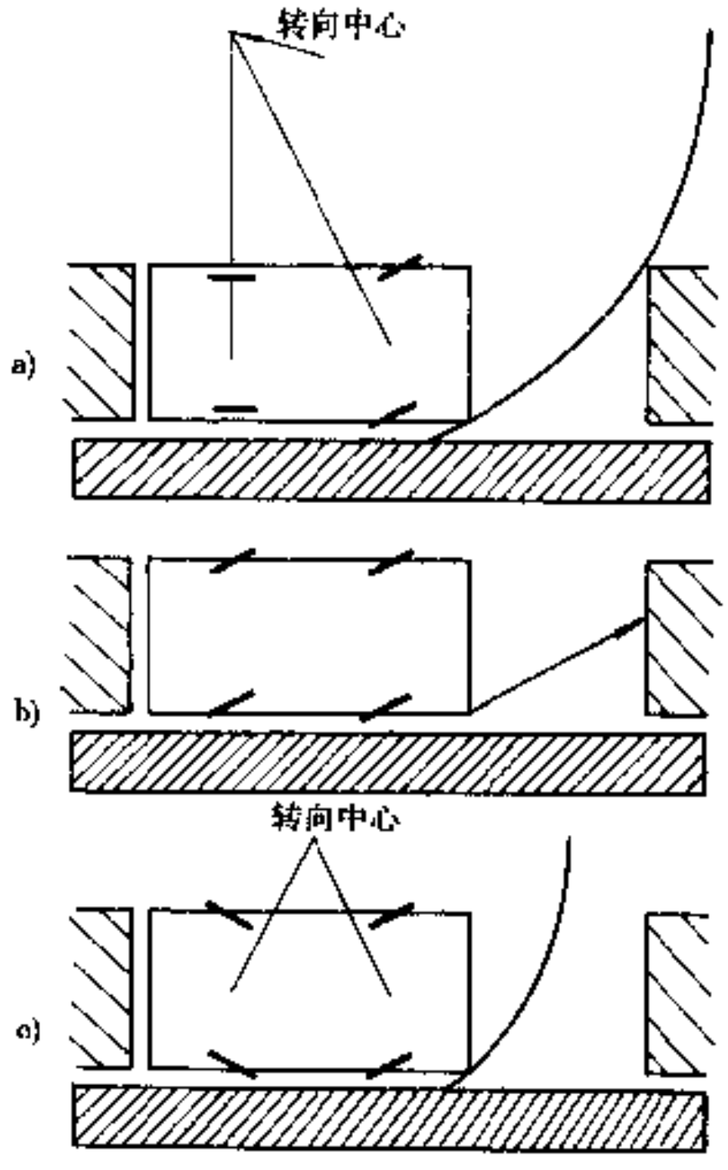


图6-6-2 前轮转向与四轮转向比较
a)前轮转向车辆绕过障碍物；b)四轮转向车辆绕过障碍物（前、后轮转角方向相同）；c)四轮转向车辆绕过障碍物（前、后轮转角方向相反）

6.6.1.2 高速工况

在车速较高的工况下，四轮转向系统能够使车辆在转弯时基本保持车辆质心侧偏角稳态值为零，使车

汽车论坛 http://www.qclt.com

辆具有良好的高速操纵稳定性。

二自由度四轮转向车辆系统的状态方程为：

$$\begin{bmatrix} \frac{d\beta}{dt} \\ \frac{d\gamma}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-(K_1+K_2)}{mV} & \frac{-K_1a+K_2b-mV^2}{mV^2} \\ \frac{-K_1a-K_2b}{I} & \frac{-(K_2b^2+K_1a^2)}{I} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{K_1}{mV} & \frac{-K_2}{mV} \\ \frac{K_1a}{I} & \frac{K_2b}{I} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \delta \\ \Delta \end{bmatrix}$$

式中：m——整车质量；

I——汽车绕 Z 轴的转动惯量；

a——质心至前轴的距离；

b——质心至后轴的距离；

β——车辆质心侧偏角；

δ——前轮转角；

Δ——后轮转角（与前轮转角方向相反时 Δ 为正）；

V——车辆行驶速度；

γ——车辆横摆角速度；

K_1——前轮侧偏刚度；

K_2——后轮侧偏刚度。

对状态方程进行拉氏变换得二自由度模型系统的传递函数：

$$T_{\delta\to\beta} = -K_1 \frac{-VIS + (amV^2 - aK_{1fr} - K_{2fr})}{V^2ImS^2 + (VIK_{fr} + VmK_{2fr})S + (K_{fr}K_{2fr} + K_{1fr}mV^2 - K_{1fr}^2)}$$

式中：$T_{\delta\to\beta}$——前轮转角到车辆质心侧偏角的传递函数；

$K_{fr} = K_1 + K_2$；

$K_{1fr} = -aK_1 + bK_2$；

$K_{2fr} = a^2K_1 + b^2K_2$。

$$T_{\delta\to r} = VK_1 \frac{aVmS + (K_{1fr} + aK_{fr})}{V^2ImS^2 + (K_{fr}VI + K_{2fr}Vm)S + (K_{1fr}V^2m + K_{fr}K_{2fr} - K_{1fr}^2)}$$

式中：$T_{\delta\to r}$——前轮转角到横摆角速度的传递函数。

$$T_{\delta\to y} = VK_1 \frac{VIS^2 + (aK_{1fr} + K_{2fr})S + (aVK_{fr} + VK_{1fr}V)}{V^2ImS^2 + (K_{fr}VI + K_{2fr}Vm)S + (K_{1fr}V^2m + K_{fr}K_{2fr} - K_{1fr}^2)}$$

式中：$T_{\delta\to y}$——前轮转角到侧向加速度的传递函数。

$$T_{\delta\to\beta} = -K_2 \frac{-VIS - K_{2fr} - aK_{1fr} + mV^2a}{V^2ImS^2 + (K_{fr}VI + K_{2fr}Vm)S + (K_{1fr}V^2m + K_{fr} + K_{2fr} - K_{1fr}^2)}$$

式中：$T_{\delta\to\beta}$——前轮转角到车辆质心侧偏角的传递函数。

$$T_{\Delta\to\beta} = -K_2 \frac{VIS + K_{2fr} - bK_{1fr} + mV^2b}{V^2ImS^2 + (K_{fr}VI + K_{2fr}Vm)S + (K_{1fr}V^2m + K_{fr}K_{2fr} - K_{1fr}^2)}$$

式中：$T_{\Delta\to\beta}$——后轮转角到车辆质心侧偏角的传递函数。

$$T_{\Delta\to r} = VK_2 \frac{bVmS + (bK_{fr} - K_{1fr})}{V^2ImS^2 + (K_{fr}VI + K_{2fr}Vm)S + (K_{1fr}V^2m + K_{fr}K_{2fr} - K_{1fr}^2)}$$

式中：$T_{\Delta\to r}$——后轮转角到横摆角速度的传递函数。

$$T_{\Delta\to y} = VK_2 \frac{-VIS^2 + (bK_{1fr} - K_{2fr})S + (VbK_{fr} - VK_{1fr})}{V^2ImS^2 + (K_{fr}VI + K_{2fr}Vm)S + (K_{1fr}V^2m + K_{fr}K_{2fr} - K_{1fr}^2)}$$

式中：$T_{\Delta\to y}$——后轮转角到整车侧向加速度的传递函数。

为与前轮转向车辆对比方便，将后轮转角折算到前轮。假定前、后轮转向比为 K_4，K_4 随工况（如车

汽车论坛 http://www.qclt.com

速等）不同、依据相应的控制率而变化，则折算后的状态方程为：

$$\begin{bmatrix} \frac{d\beta}{dt} \\ \frac{dr}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-(K_1-K_2)}{mV} & \frac{-K_1a+K_2b-mV^2}{mV^2} \\ \frac{-K_1a-K_2b}{I} & \frac{-(K_2b^2+K_1a^2)}{IV} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{K_1-K_2K_4}{mV} \\ \frac{K_1a+K_2K_4b}{I} \end{bmatrix} \cdot \delta$$

折算后的各传递函数为：

$$Tf_{\delta\to\cdot} = -V\frac{VI(-K_1+K_2K_4)S^2+[(a+b)K_1K_2(K_4a-b)]S-VK_1K_2(a+b)(K_4+1)}{V^2ImS^2+(K_{fr}VI+K_{2fr}Vm)S+(K_{1fr}V^2m+K_{fr}K_{2fr}-K_{1fr}^2)}$$

式中：K_4——前后轮转动角度之比（前、后轮转向比）；

$Tf_{\delta\to\cdot}$——折算后前轮转角到侧向加速度的传递函数。

$$Tf_{\delta\to r} = \frac{VI(K_1-K_2K_4)S+[abK_1K_2(1-K_4)+K_1K_2(b^2-a^2K_4)-mV^2(aK_1+bK_2K_4)]}{V^2ImS^2+(K_{fr}VI+K_{2fr}Vm)S+(K_{1fr}V^2m+K_{fr}K_{2fr}-K_{1fr}^2)}$$

式中：$Tf_{\delta\to r}$——折算后前轮转角到横摆角速度的传递函数。

$$Tf_{\delta\to\beta} = V\frac{mV(aK_1+bK_2K_4)S+K_1K_2(a+b)(1+K_4)}{V^2ImS^2+(K_{fr}VI+K_{2fr}Vm)S+(K_{1fr}V^2m+K_{fr}K_{2fr}-K_{1fr}^2)}$$

式中：$Tf_{\delta\to\beta}$——折算后前轮转角到车辆质心侧偏角的传递函数。

若令 $K_4=0$，则系统转变为前轮转向系统。

由以上公式可以看到，通过调整后轮转角（K_4）的值，可以改变车辆横摆角速度、质心侧向加速度和质心侧偏角等车辆运动参数的增益，从而改善车辆的操纵稳定性。

6.6.1.3 车辆质心侧偏角增益分析

前轮转向车辆在转弯时，车辆的前进方向与其纵向中心线的方向不一致，其夹角就是车辆质心侧偏角。前轮转向车辆质心侧偏角对前轮转向角的增益为：

$$G_\beta = \frac{b-V^2/C_2}{l(1+KV^2)}$$

式中：$K=\frac{m(bK_2-aK_1)}{K_1K_2l^2}$；

$C_2=\frac{mbK_2}{K_1K_2l}$；

G_β——车辆质心侧偏角对前轮转向角的增益；

V——车速；

m——整车质量；

l——轴距；

a、b——前、后轴与质心的距离；

K_1、K_2——前、后轮侧偏刚度。

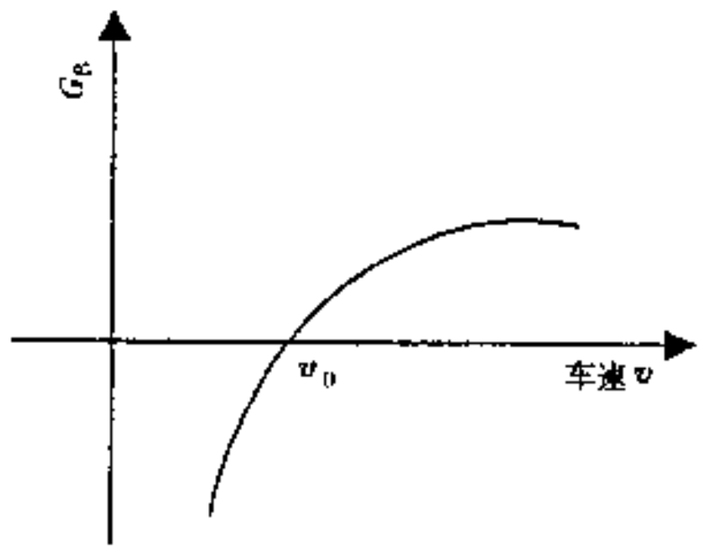


图 6-6-3 前轮转向车辆质心侧偏角增益

如图 6-6-3 所示，在某一车速下车辆质心侧偏角 $\beta=0$，此时车辆的前进方向（即车辆质心的运动方向）与车辆纵向对称线方向一致。当车速低于这一车速时，质心向与前轮转角方向相同的方向偏移；当车速高于这一车速时，质心向与前轮转向角方向相反的方向偏移；当后轮附加某一特定的转角时，将产生与前述相反方向的质心侧偏角，与前轮产生的质心侧偏角叠加，使车辆侧偏角基本为零。

四轮转向系统的基本控制目标大多是使车辆质心侧偏角为零。如图 6-6-4 所示，高速行驶时，若前轮转向和后轮转向车辆的转向轮转动方向相同，前轮转向车辆和后轮转向车辆所产生的车辆质心侧偏角方向

汽车论坛 http://www.qclt.com

相反。若将车辆系统近似为线性系统，同时施加前轮转动和后轮转动，则车辆质心侧偏角稳态值将减小，在车辆转弯过程中适当调整前、后轮的转角大小就可以使得车辆质心侧偏角的稳态值为零。高速转向行驶时，车辆质心侧偏角的稳态值为零是四轮转向车辆的一个公认的优越性。低速行驶时，前轮转向和后轮转向车辆的转向轮转动方向相同，前轮转向车辆和后轮转向车辆所产生的车辆质心侧偏角方向相同，其叠加的效果只能使得侧偏角的稳态值增大。

同理，对于这两种不同转向特性的车辆，若前轮转向和后轮转向车辆的转向轮转动方向相反，车速高时前轮转向车辆和后轮转向车辆所产生的车辆质心侧偏角方向相同，车速低时相反。这样同时施加前轮转向和后轮转向则车辆质心侧偏角稳态值将在车速较高时其稳态值增大，车速较低时车辆质心侧偏角将减小甚至为零。

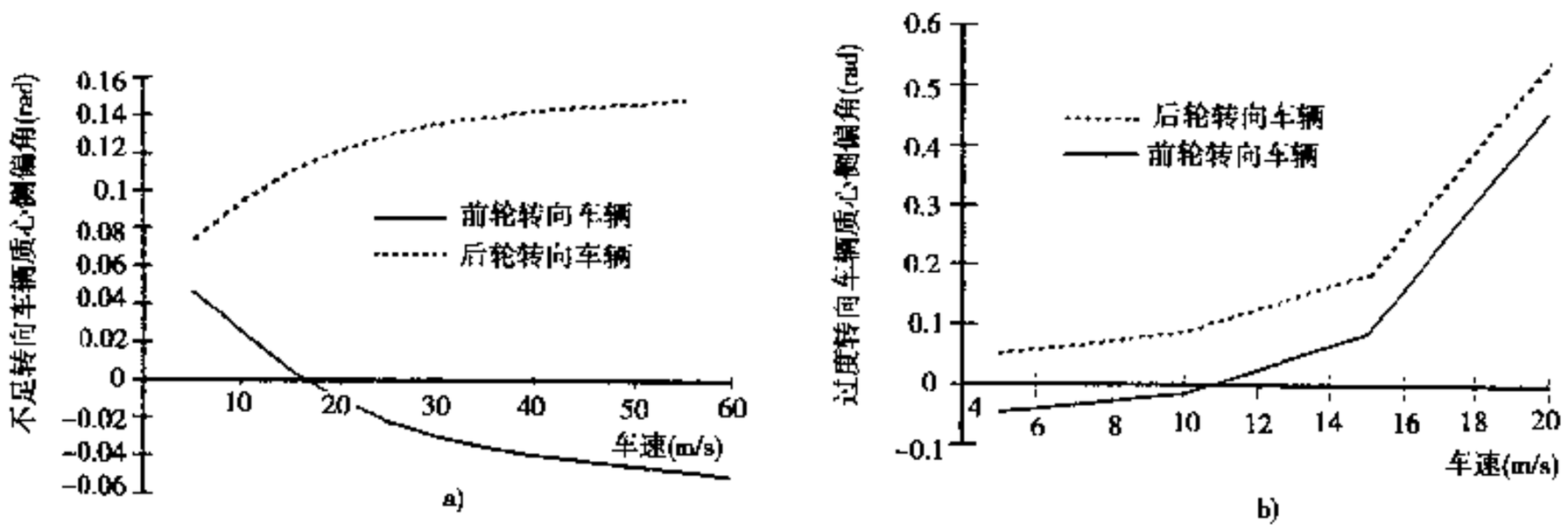


图 6-6-4 侧偏角随车速的变化规律

a)高速行驶时；b)低速行驶时

另外，对于前轮转向车辆（包含上面讨论的两种类型的车），存在一个车速，在这一车速下车辆质心侧偏角稳态值为零，如图 6-6-4 所示。而对于后轮转向车辆，零侧偏角的车速是不存在的。

6.6.2 四轮转向系统简介

四轮转向系统按结构可分为机械式、液压式、电动式和复合式四种；按控制方法可分为定前后轮转向比四轮转向系统、前后轮转向比是前轮转角函数的四轮转向系统、前后轮转向比是车速函数的四轮转向系统、具有一阶滞后的四轮转向系统、具有反相特性的四轮转向系统、具有最优控制特性的四轮转向系统、具有自学习和自适应能力的四轮转向系统等七种。下面从控制方法方面分别对上面几种四轮转向系统作一简要介绍。

6.6.2.1 定前后轮转向比四轮转向系统

该系统通过选择前、后轮转向角之比 λ 使稳态转向时侧偏角等于零，计算公式如下：

$$\lambda = \frac{-b + \left[\frac{ma}{K_2 l}\right] V^2}{a + \left[\frac{mb}{K_1 l}\right] V^2}$$

λ 值为正时，表明前、后轮转动方向相同。低速时，λ 应为负值（前、后轮转动方向相反），这可以减小转弯半径，以提高汽车的操纵灵活性；高速时，λ 应为正值。研究表明在这样的 λ 值下，侧向加速度响应时间缩短，但其增益大幅度减小。

6.6.2.2 前后轮转向比是前轮转角函数的四轮转向系统

这是一种结构简单且效果良好的系统，90 年代初期一些四轮转向车中采用了这种系统。该系统同时具有同相位及反相位转向功能，其前、后轮转角关系如图 6-6-5 所示。

汽车论坛 http://www.qclt.com

前、后轮转角比值变化范围从 0.55（前轮转向角较小）到 -0.2（前轮转向角较大）。这种 4WS 系统在极限工况——车辆高速行驶且前轮转角较大时，根据图 6-6-5 后轮转角与前轮转角方向相反，这将导致操纵稳定性极度恶化。尽管在现实中人们很少在高速行驶中大打转向盘，但这种潜在的危险依旧存在。这种车辆在高速行驶时具有一定的危险性，这是该系统的一个明显的缺点，也是这种系统没有得到广泛应用的原因。

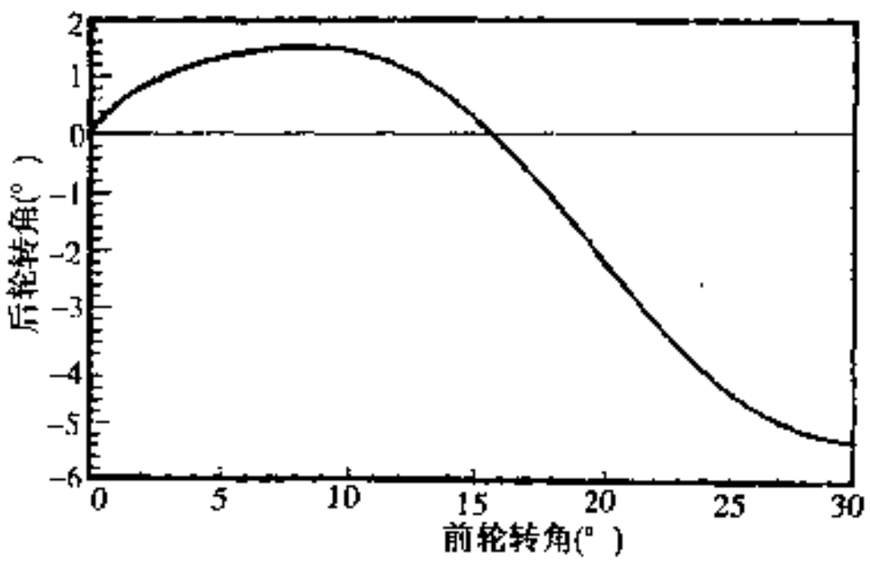


图 6-6-5 前、后轮转角关系

6.6.2.3 前后轮转向比是车速函数的四轮转向系统

这类系统采用微机控制，前后轮转向比为车速和前轮转角的函数。其计算前后轮转向比的基本着眼点同定前后轮转向比四轮转向系统是一致的，都是使汽车稳态转向时的侧偏角为零。

在这类系统中还有一种类似的四轮转向系统，其前后轮转向比也是车速和前轮转角的函数。这种四轮转向系统设计的着眼点在于使侧向加速度相位滞后同横摆角速度相位滞后相等，这同零侧偏角原则本质上是一致的。这样计算是因为在主观评价中，大多数最优的正的前后轮转向比都发生在二者相位滞后差别最小的时候。试验表明，通过这种方法选择的前后轮转角比值，能够基本在所有车速范围内改善汽车的方向响应，其优于前述方法的明显之处是，可以在高速时把侧向加速度增益保持在一个驾驶员可以接受的幅度上。

6.6.2.4 具有一阶滞后的四轮转向系统

前几类四轮转向系统可以有效地改善汽车转向的稳态特性，但却使横摆角速度和侧向加速度到达稳态值的时间有所延长。具有一阶滞后的四轮转向系统设计的着眼点是，既改善汽车的稳态特性，又不牺牲瞬态响应的时间特性。当汽车高速转向时，后轮的转动比前轮转动迟延一定的时间，当横摆角速度或侧向加速度到达稳态值时后轮才开始转动。后轮转动时汽车的稳态侧偏角减小，并对其超调量等瞬态特性也有一定程度的改善。日产公司的装备了第一代 HICAS（High Capacity Actively Control Suspension 高效主动控制悬架）的地平线牌车的转向系统即属于这种转向系统。

6.6.2.5 具有反相特性的四轮转向系统

具有反相特性的四轮转向系统的设计着眼点在于同时改善汽车转向的稳态特性和瞬态特性，其前、后轮转向关系采用如下传递函数。

$$G_0(S) = \frac{K_0 + \tau_1 S^2 + \tau_2 S^2 + \tau_3 S^3}{1 + T_1 S + T_2 S^2 + T_3 S^3}$$

式中 K_0、τ_1、τ_2、τ_3、T_1、T_2、T_3 是控制参数，其值根据汽车参数、悬架特性及车速确定。当汽车高速转向时，后轮先向与前轮转向方向相反的方向转动，这样横摆角速度和侧向加速度动态响应加快，二者很快到达稳态值，这时后轮再向相反方向转动，以改善车辆的稳态响应特性，改善汽车的方向特性。

6.6.2.6 具有最优控制特性的四轮转向系统

上述 5 种控制方法其明显的缺点在于当附加了后轮转角之后，车辆本身的横摆角速度稳态增益和侧向加速度增益随车速和前轮转角发生了较大幅度的变化（前、后轮转向角同向时横摆角速度稳态增益和侧向加速度稳态增益减小、前、后轮转向角反向时横摆角速度稳态增益和侧向加速度稳态增益增加），这就增加了驾驶的难度，同时在中等车速时也增加了驾驶员的疲劳程度。于是研究人员开始着眼于横摆角速度稳态增益和侧向加速度稳态增益与 2WS 系统相同的 4WS 系统的研究。其中较为典型的是具有最优控制特性的四轮转向系统，其原理如图 6-6-6 所示。

汽车论坛 http://www.qclt.com

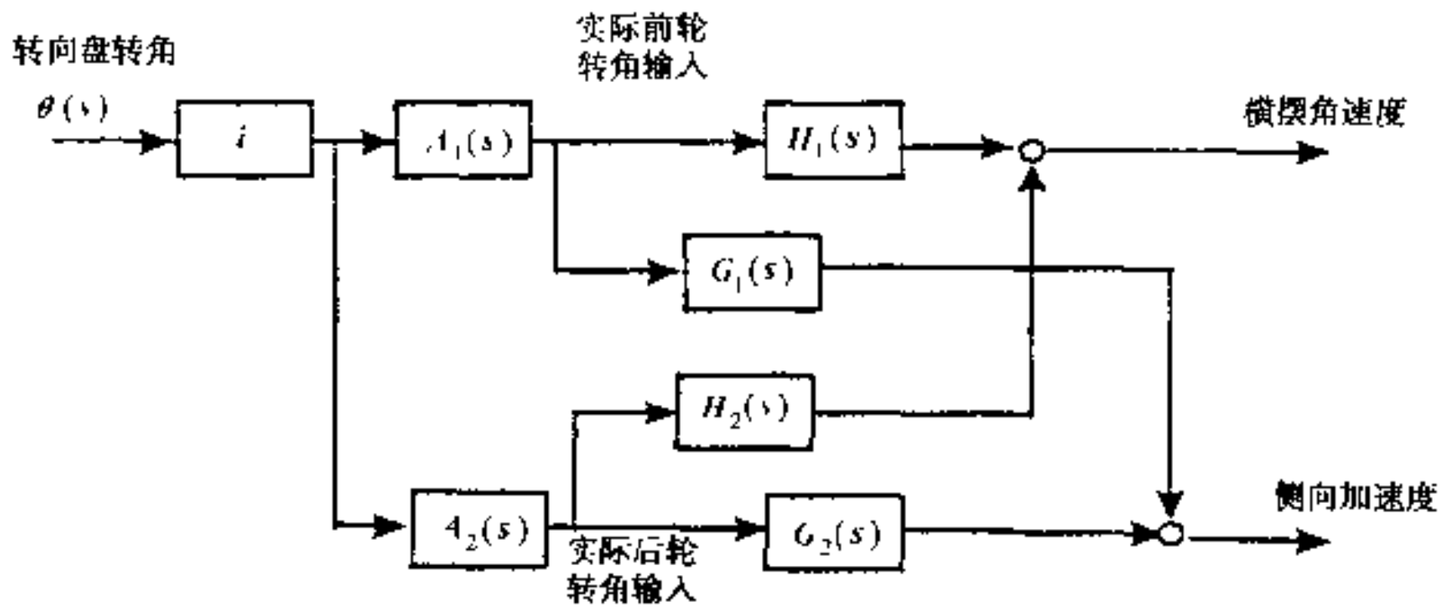


图 6-6-6 具有最优控制特性的四轮转向控制系统原理图

$A_1(S)$-前轮转角控制函数；$A_2(S)$-后轮转角控制函数；$G_1(S)$-前轮转角到侧向加速度的传递函数；$G_2(S)$-后轮转角到侧向加速度的传递函数；$H_1(S)$-前轮转角到横摆角速度的传递函数；$H_2(S)$-后轮转角到横摆角速度的传递函数。

该系统采用最优控制原则对前、后轮同时控制，其目标函数为车辆转向的理想状态，即横摆角速度的稳态增益和侧向加速度的稳态增益与传统的前轮转向车相同，也就是要保持驾驶员的驾驶感觉不发生较大的变化。同时使横摆角速度和侧向加速度的相位滞后为零，且使二者的幅频特性在相当大的范围内保持恒定。但这种控制方法使车辆的转向特性随着车速的变化而发生了较明显的变化，这就对该系统的应用造成了一定的困难。

6.6.2.7 具有自学习和自适应能力的四轮转向系统

前面介绍的6种4WS系统，都是采用的古典控制理论，其局限性在于这些系统不能较好地适应汽车本身特性的非线性或随机性变化（如轮胎侧偏特性的非线性，前、后轮载荷变化的随机性等），不能适应车辆—道路系统特性的非线性或随机性变化（如轮胎—路面附着系数的变化等）。要在这样的条件下实现更为有效的控制，控制系统应具有自学习和自适应的能力，即随着被控对象的变化而改变控制器的结构或参数，改变控制规律。通常采用的控制方法有自适应控制、鲁棒控制、H^∞控制、μ综合控制和基于神经网络的控制等几种控制方法。

从80年代末开始，在自适应控制方面出现了模型跟踪控制方法，该控制方法使横摆角速度或侧向加速度或两个运动的线性组合跟踪期望的车辆运动性能。该方法采用模型匹配和最优控制理论的设计方法，构成后轮转向的前馈控制结构。之后，在此方法基础上加入了参数辨识功能，构成自适应4WS控制系统。通过在线辨识侧偏刚性参数，使4WS的效果明显提高。

在神经网络方面，出现了根据实车行驶数据辨识车辆的动力学特性，然后利用辨识的车辆模型综合4WS控制器。从仿真和实车试验结果看，利用神经网络的系统辨识方法能够在大范围的速度域内辨识车辆的动力学特性，控制器的设计可使车体侧偏角接近零，在不同的行驶速度和路面条件下都能获得良好的控制性能。另外，还有采用神经网络和线性控制律相结合的方法构成4WS控制系统

在鲁棒控制方面，利用H^∞控制理论实现转向和悬架系的综合控制方法，以解决因轮胎非线性引起的转向系和悬架系相互干涉的问题。之后，又出现了基于μ综合的转向系和驱动系的综合控制方法，以解决界限状态下控制性能恶化的问题。对于这一问题，还有一种基于H^∞控制理论的4WS和4WD综合控制系统。对于不能建模的车辆运动界限时的轮胎非线性变化，额外追加了一个自适应机构。但对于参数变动的鲁棒性能没有得到保证。为此，又提出了一个利用μ综合的4WS和4WD综合控制系统。从实车试验结果看，在界限条件下也能获得良好的控制性能。另外，小野提出了一个利用非线性H^∞控制理论的4WS控制系统，以解决附着系数过低时的滑移。

尽管目前科研人员从结构到控制原理上对四轮转向进行了大量的研究，但都没有取得突破性进展，四

汽车论坛 http://www.qclt.com

轮转向技术也没有真正地步入实用阶段。其主要原因在于，尽管四轮转向车的一些开环指标（如稳态侧偏角、横摆角速度和侧向加速度的幅相频特性等）有较大程度的改善，但是对其进行主观评价的效果并不理想。这就要求从主观评价出发，考虑闭环综合性能指标即将人-车-路看成一个系统，目前采用如下与主观评价相接近的闭环性能指标，

$$J_T = \left[1 + \left(\frac{T_C}{\hat{T}_C}\right)^2 + \left(\frac{T \cdot v}{\hat{D}}\right)\right]^4 \int_0^{t_n} \left[\left(\frac{E}{\hat{E}}\right)^2 + \left(\frac{\dot{\delta}_{SW}}{\hat{\dot{\delta}}}\right)^2 + \left(\frac{\ddot{y}}{\hat{\ddot{y}}}\right)^2\right] dt$$

式中：E——轨道误差；

$\dot{\delta}$——转向盘角速度；

δ_{SW}——转向盘转角；

$\ddot{y}$——侧向加速度；

T_C——驾驶员的微分校正参数；

$\hat{T}_C$——驾驶员的微分校正参数的门槛值；

T——驾驶员的预瞄时间；

$\hat{D}$——驾驶员的有效视距的门槛值；

v——汽车行驶速度。

综合考虑车辆的各项特性来研究四轮转向系统，就能保持主观评价与客观评价的统一性。另外，还要把四轮转向技术与其他主动安全技术（如 ABS、ASR、VDC 等）相结合，才能真正实现车辆的主动安全性。

（撰稿人：轧浩）

6.7 辅 助 机 构

6.7.1 转向减振器

转向系内设置转向减振器的目的是衰减汽车转向轮的摆振，减轻汽车在不平路面上行驶时路面与车轮之间作用的冲击力传给转向盘。

近代汽车为了获得良好的使用性能，许多轿车、轻型客车和轻型越野车的转向系中装有转向减振器。我国生产的上海桑塔纳轿车、奥迪 100 轿车及北京切诺基吉普车等也装有转向减振器。国外早在 70 年代就已经开始研究和应用转向减振器，并在 80 年代得到大力发展。转向减振器根据控制形式不同，分为被动式转向减振器和主动式转向减振器两种。被动式转向减振器，在使用过程中，虽然能较好地衰减转向轮摆振、缓和路面冲击，但由于其阻尼力不能根据实际情况改变，因此不能随时保持最佳的减振效果。转向系无助力转向的汽车设置有被动转向减振器时，转向时使作用到转向盘上的手力增大，转向轻便性降低，特别是高速行驶时，因避险要求迅速转向时，转向盘上的手力增大会不利于安全驾驶。主动式转向减振器能克服上述缺点，可以随时根据汽车的行驶状况，自动控制调节阻尼的大小，既保证了最佳的减振效果，又可兼顾转向轻便性，主动式转向减振器已在国外某些批量生产的高级轿车上得到应用，并且是今后的发展方向。

转向减振器的结构见图 6-7-1，利用孔道对流过液体节流作用产生的粘性阻尼来衰减振动。液体流过孔道的速度愈快，产生的粘性阻尼愈大。在活塞压缩过程中，液体压开活塞上的流通阀通过流通孔并产生粘性阻尼阻碍压缩运动。同时为活塞杆所排开的液体挤开压缩阀座上的压缩阀，进入橡胶皮囊所构成的补偿室，使皮囊膨胀。在活塞拉伸行程中，图中活塞左侧的液体挤开复原阀通过复原孔，阻碍拉伸运动。同时皮囊靠本身弹性收缩及活塞退出所产生的真空压力，使补偿室中的液体挤开压缩阀座上的补偿阀，液体流进工作腔，补偿活塞杆所空出的容积，如此反复产生了阻尼减振作用。

由于转向减振器要衰减转向轮左右摆动，因此减振器的减振特性是对称的。图 6-7-2 是转向减振器的示功图。

汽车论坛 http://www.qclt.com

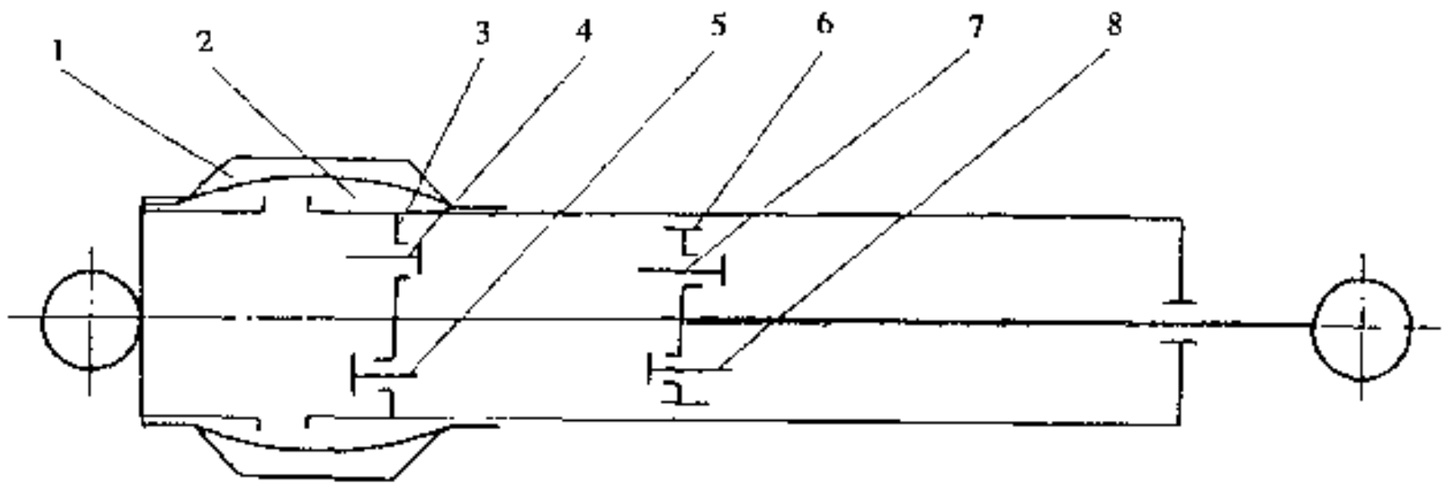


图 6-7-1 转向减振器工作原理图

1-皮囊；2-补偿室；3-阀座；4-补偿阀及孔；5-压缩阀及孔；6-活塞；7-流通阀及孔；8-复原阀及孔

转向减振器在汽车上安装，一般是将转向减振器的一端经铰链连接到车身或车架上，也有的连接到转向器壳体上，而另一端连接到转向传动机构或转向器上相对车身或车架有相对运动的任一元件上。布置时应注意避免出现运动死点。如图 6-7-3 所示，汽车采用齿轮齿条式转向器和独立悬架，转向减振器的一端经铰链固定在车架上，而另一端与转向器的齿条连接。多数情况下汽车只安装一只转向减振器，少数汽车左、右侧各安装一只转向减振器。因转向减振器大体上呈水平状态布置在汽车上，所以对它的密封要求十分严格。为了保护活塞杆不为碎石损坏，有的转向减振器外部设有防尘罩；为了防止在防尘罩和活塞杆之间堆积雪或者出现结冰等不良现象，应设置泥雪的排放孔，并在选择安装位置时给予一定的注意。

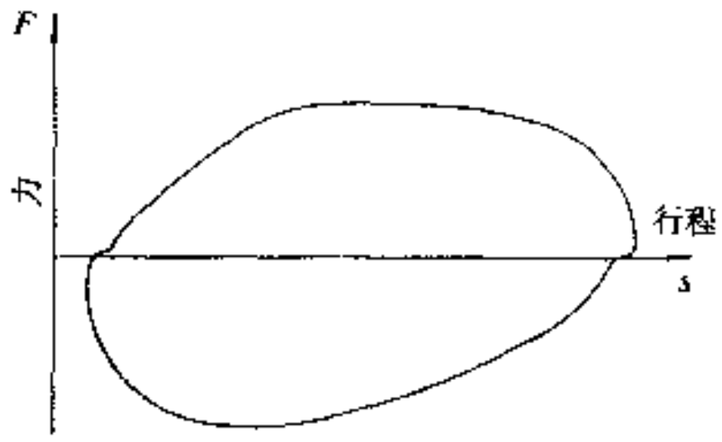


图 6-7-2 转向减振器示功图

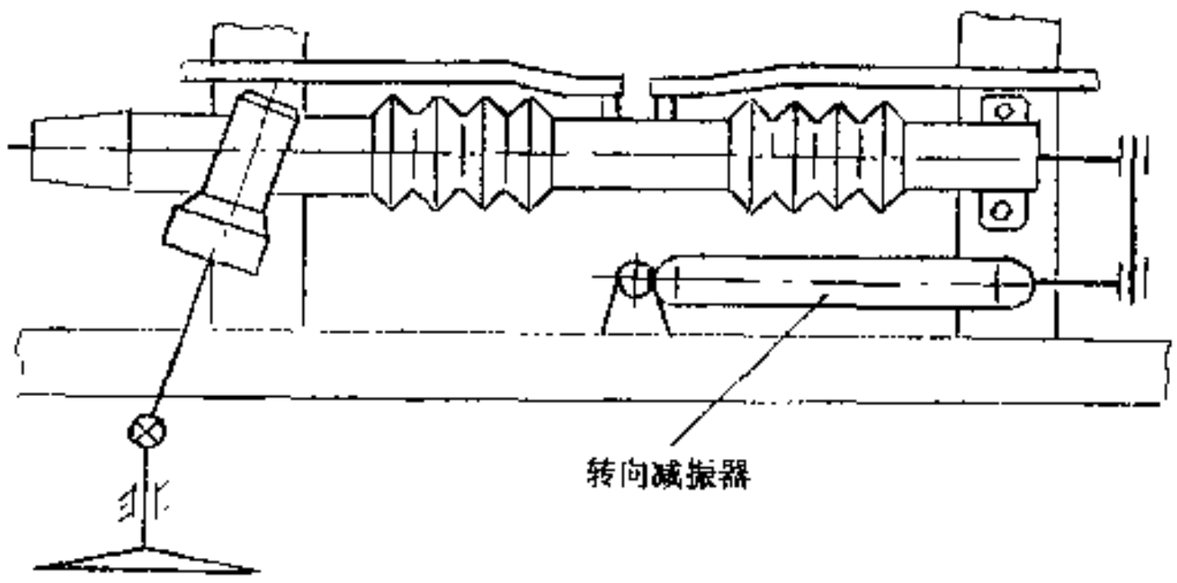
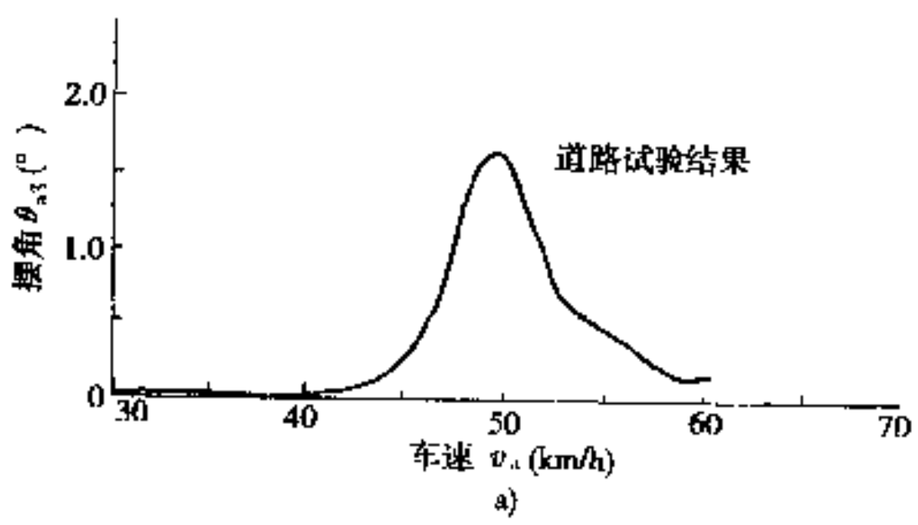


图 6-7-3 转向减振器的安装示例

对没有装备转向减振器且有转向轮摆振故障的汽车进行测试的结果示于图 6-7-4，由图可见试验对象在 50km/h 车速附近，出现强烈的摆振现象。装上转向减振器以后，对同一汽车进行测试的结果见图 6-7-



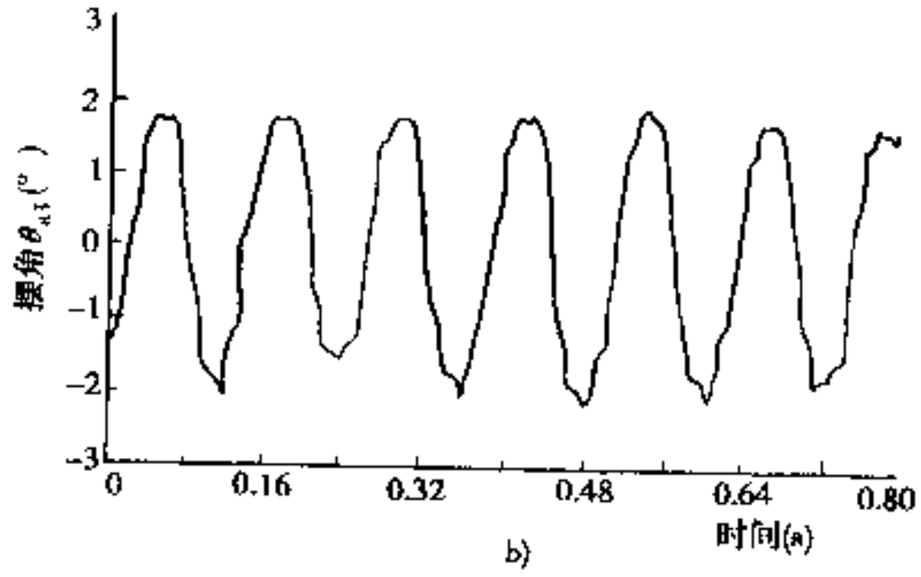


图 6-7-4 转向系摆振的道路试验结果

a)振幅—车速特性；b)摆振响应时间历程片断

汽车论坛 http://www.qclt.com

5，由图可见转向轮已完全消除了摆振现象，值得注意的是，转向减振器的阻尼愈大减振效果愈显著，但其相对减摆效能（指摆振共振幅值减小量与减振器阻尼增大量之比）随其阻尼的增大而降低，汽车采用的转向减振器的阻尼系数，应在满足控制转向轮摆振的前提下取较小值，以避免对汽车转向操纵性能产生不利影响。

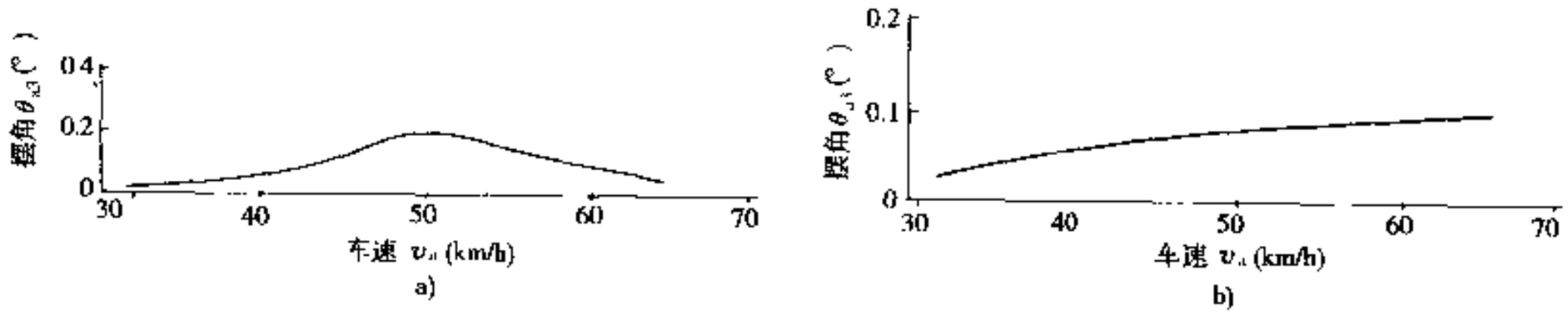


图 6-7-5 装有转向减振器的道路试验结果

a)振幅—车速特性（道路试验结果一）；b)振幅—车速特性（道路试验结果二）

6.7.2 防伤机构

根据交通事故统计资料和对汽车碰撞试验结果的分析表明，汽车正面碰撞事故占的数量多，正面碰撞时使驾驶员受到伤害的主要汽车部件有转向盘、转向管柱，除此之外还有遮阳板、后视镜等。受伤的主要部位有头部、胸部和腿部。国外制定的有关安全标准中规定："要求汽车以 48km/h 的速度，正面同其它物体碰撞试验中，转向管柱和转向轴的后移量不得大于 127mm；在台架试验中，用人体模型躯干以 6.7m/s 的速度碰撞转向盘时，其轴向力不得超过 11350N。"为满足上述要求，在转向系内设计并安装有能防止或者减轻驾驶员受伤的机构。所采取的主要措施是在汽车发生碰撞时，使转向系的有关零部件产生塑性变形、弹性变形、某些零件相互分开并不能传递运动和力或者利用零部件之间摩擦等来实现吸收冲击能量。

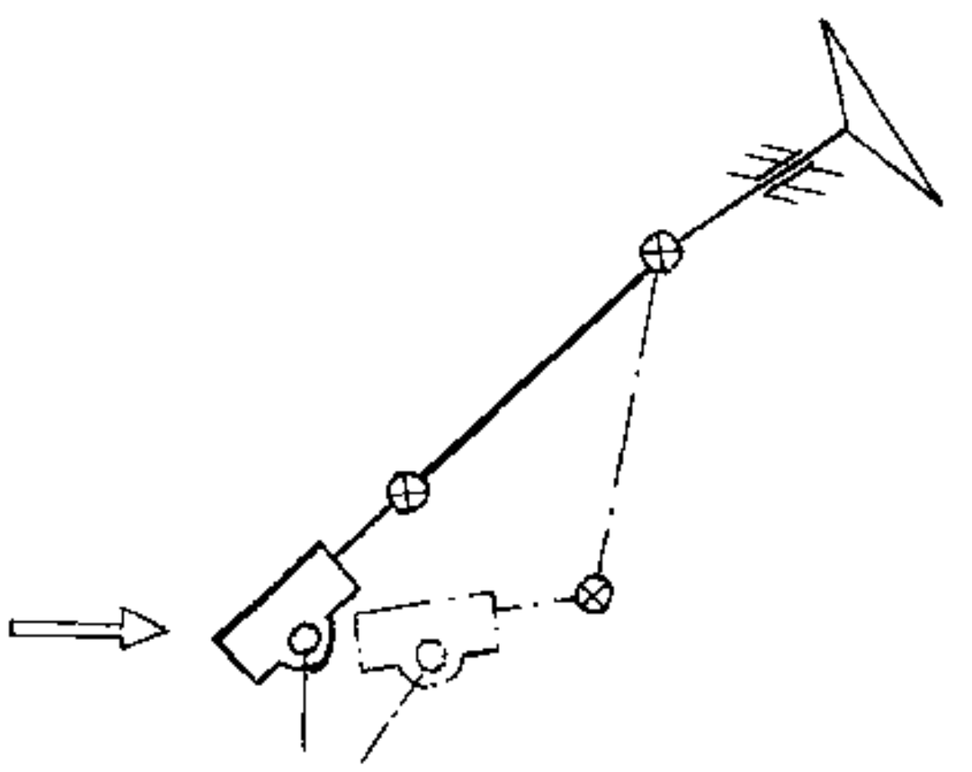


图 6-7-6 防伤转向传动轴布置简图

转向传动轴中采用有十字轴万向节时，只要合理布置，即能在汽车正面碰撞时防止转向轴、转向盘向驾驶员一侧移动，如图 6-7-6 所示。这种结构的缺点是不能吸收碰撞能量，但是结构简单，只要十字轴万向节连接的两轴之间存在有夹角，撞车后转向传动轴和转向盘就处于图中点划线位置，就不会危及驾驶员的安全。

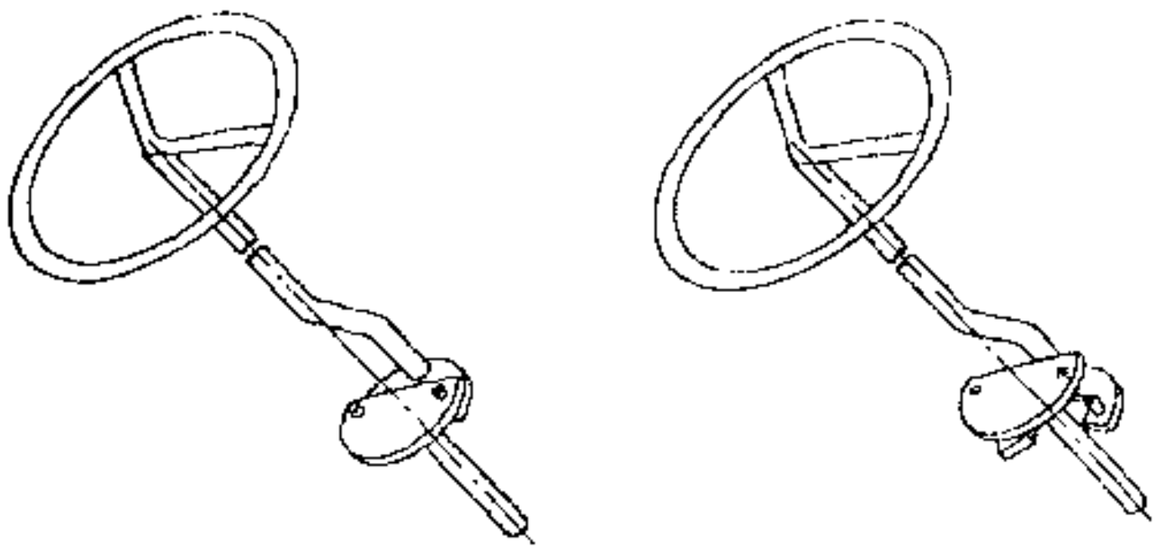


图 6-7-7 防伤转向传动轴

图 6-7-7 所示用于轿车上的防伤机构，结构最简单、拆装方便、制造容易、成本低、工作可靠。这种结构的特点是将转向传动轴分作两段，其中上转向传动轴的下端经弯曲成型后，轴线与主轴轴线之间偏移一段距离，并在端面与焊有两个圆头圆柱销的紧固板焊接成一体，两圆柱销的中心线对称于上转向传动轴的主轴线。下转向传动轴呈 T 字形，其上端与一个压铸件相连，压铸件上钻有两个孔，孔内压入橡胶套与塑料衬套，

汽车论坛 http://www.qclt.com

与上转向传动轴呈倒勾状连接，构成安全转向传动轴。这种结构在正常使用过程中能传递转矩，而在遭受一定数值的轴向力作用时，上、下转向传动轴便自动脱开，确保驾驶员不会受到严重伤害。这种结构在国产桑塔纳轿车上得到应用。

图 6-7-8 所示为联轴套管吸收冲击能量机构。位于两十字轴万向节之间的转向传动轴由套管 1 和轴 3 组成，套管经过挤压处理后形成的内孔形状与两侧经铣削加工后所形成的轴断面形状与尺寸完全一致，装配后从两侧的孔 2 中注入塑料，形成销钉而使套管与轴连接为一体。汽车与其它物体发生正面碰撞时，作用在套管与轴之间的轴向力，使塑料销钉受剪切作用，达到一定值以后剪断销钉，然后套管与轴相对移动，存在其间的塑料能增大摩擦阻力并吸收冲击能量。此外，套管与轴相互压缩，长度缩短，可以减少转向盘向驾驶员一侧的移动量，起到保护驾驶员的作用。这种防伤机构结构简单、制造容易，只要合理选取铆钉数量与直径尺寸，便能保证它可靠地工作和吸收冲击能量。撞车后因套管与轴仍处在连接状态，所以汽车仍有可能转向行驶到不妨碍交通的路边。这种结构在国产北京牌 BJ2020N 车上得到应用。

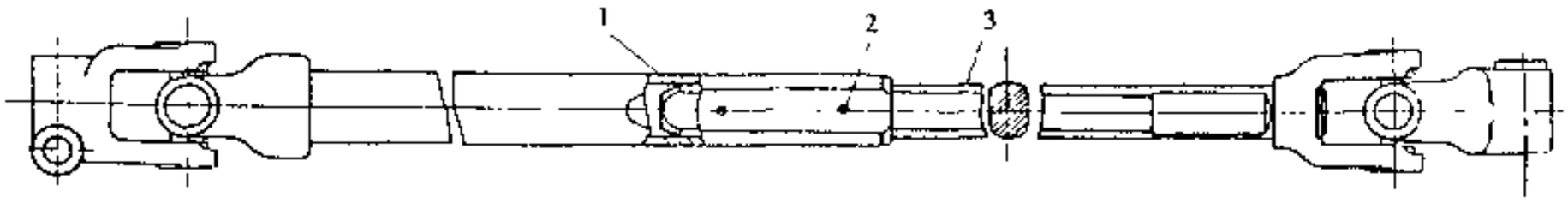


图 6-7-8 安全联轴套管

1-套管；2-塑料销钉；3-轴

图 6-7-9 所示的弹性联轴节防伤机构，汽车一旦发生严重的破坏性碰撞事故，弹性垫片不仅有轴向变形，而且能撕裂直至断开，与此同时吸收了冲击能量，并允许上、下转向轴相对移动。这种防伤机构结构简单、制造容易、成本低、拆装方便，但弹性垫片的存在会降低扭转刚度，对此必须采取结构措施予以消除。这种结构的工作可靠性决定于弹性垫片的尺寸（包括断面宽度、厚度）及帘布层数。前苏联和瑞典出产的轿车曾使用过这种机构。

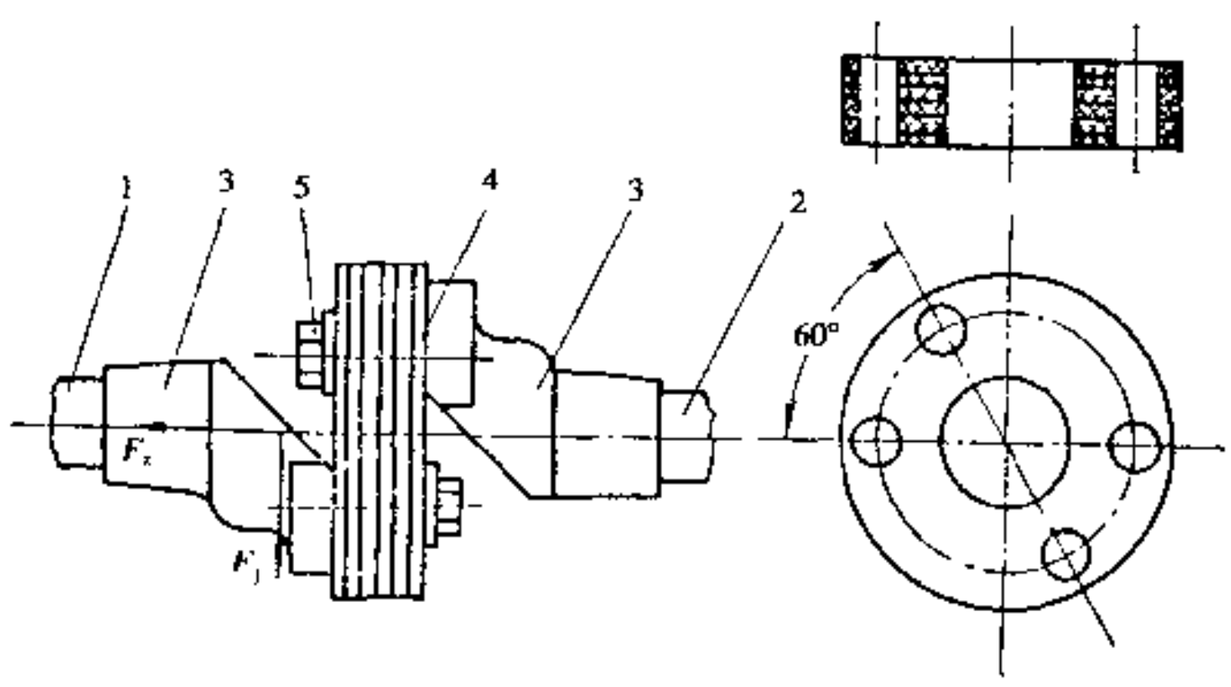


图 6-7-9 弹性联轴节

1-上转向轴；2-下转向轴；3-凸缘；4-弹性垫片；5-连接螺栓

图 6-7-10 所示结构的特点是，转向管柱分上、下两段 1 和 2，并压入两端各有两排凹坑的套管 3 内。汽车发生撞车事故时，依靠管柱与套管的挤压作用吸收冲击能量。为了满足所要求的压紧力，管柱与套管之间的过盈量是相当重要的。转向轴此时应断开，并用花键或其它方式连接。同上述几种比较，这种机构工作可靠，但结构复杂，制造精度要求高些。

有些汽车将转向管柱分为内管与外管，内管外径小于外管内径，并且内管伸进外管，两者之间的间隙处放入钢球，而钢球的直径要大于内、外管之间的间隙，也就是使它们之间形成过盈配合。在汽车发生碰

汽车论坛 http://www.qclt.com

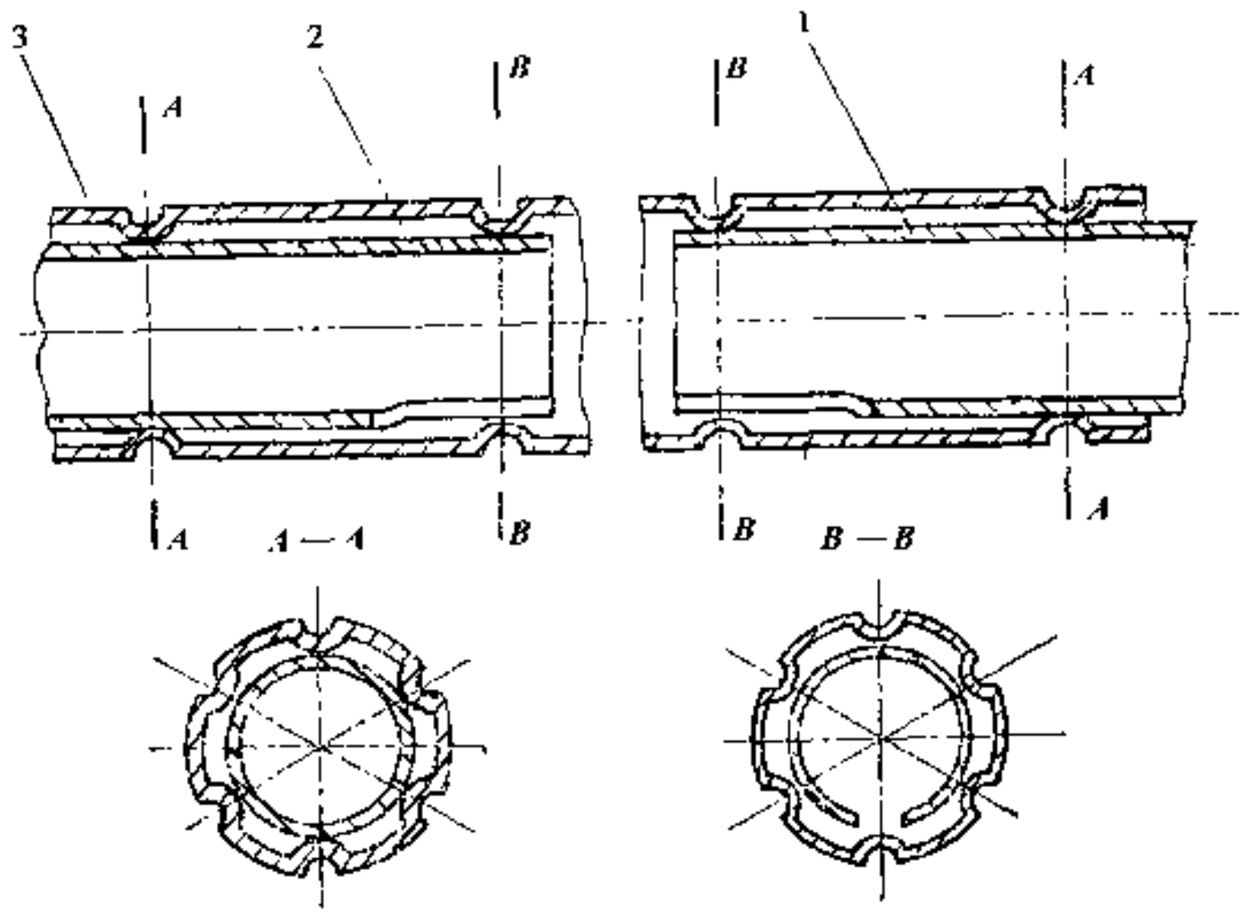


图 6-7-10 吸能转向管柱简图

1-上转向管柱；2-下转向管柱；3-套管

撞事故瞬间，能导致转向管柱的内、外管相对移动时，通过存在它们之间的钢球与管壁的摩擦作用吸收了冲击能量。这种结构十分简单，容易制做，尺寸精度也容易控制。（撰稿人：王望予）

参 考 文 献

1. 轧浩．汽车前轮转向、后轮转向及四轮转向的控制分析．[博士学位论文]．长春：吉林工业大学汽车动态模拟国家重点实验室，1998.

2. 郭孔辉，轧浩．四轮转向控制方法的发展．中国机械工程，1998，(5)．

3. 郭孔辉．汽车操纵动力学．长春：吉林科学技术出版社，1991.

4. 郭孔辉，轧浩．四轮转向控制机理．吉林工业大学学报，1998，(4)．

5. Shichi Sano, Yoshimi Furukawa, etc. Four Wheel Steering System with Rear Wheel Steer Angle: SAE Technical Paper Series, No. 860625, 1986.

6. Tadahiko Takiguchi, Noritaka Yasuda, etc. Improvement of Vehicle Dynamic by Vehicle-Speed-Sensing Four-Wheel Steering System: SAE Technical Paper Series, No. 860624, 1986.

7. Takaaki Eguchi, Yuzo Sakita, etc. Development of Super Hicas, a New Rear Wheel Steering System with Phasereversal Control: SAE Technical Paper Series, No. 891970, 1989.

8. Yasuji Shibahata, Namio Irie, etc. The Development of an Experimental Four-Wheel-Steering Vehicle: SAE Technical Paper Series, No. 860623, 1986.

9. A. Higuchi, Y. Saitoh. Optimal Control of Four Wheel Steering Vehicle: Vehicle System Dynamic, 22 (1993), pp. 397-410.

10. 吕强．四轮转向车辆的主动控制．[博士后工作报告]．长春：吉林工业大学汽车动态模拟国家重点实验室，1996.

11. И.РайМПеЛТЬ. ШАССи АВТОМОБЛЯ: руЛЕВОЕ у-пРАВЛЕНИЕ. ПереВОдснемецкого В. Н. Палъянова. москява: МАЩиностроение, 1987.

12. 王望予，吕振华，姜红军等．微型汽车独立悬架转向轮摆振及其阻尼控制的初步研究．中国公路学报．1993，6 (4)．北京：中国公路学会，1993.

汽车论坛 http://www.qclt.com

7 综合控制系统

汽车电子控制技术的迅速发展给汽车技术带来了全新的概念。它已经成为汽车满足使用经济、乘坐舒适、操纵方便、安全可靠、低公害等要求的主要技术措施，而且正在由单一系统发展成多系统的综合控制。

本章在论述以前没有涉及到的汽车电子控制系统一般设计程序与方法的基础上，着重论述目前常见的几种汽车综合控制系统。

7.1 概 述

7.1.1 电子控制系统在汽车上的应用领域

电子控制装置在汽车上的应用领域正在不断拓宽。当前，电子控制装置在汽车上的应用领域主要包括以下五个方面。

(1) 发动机控制

主要包括：发动机与变速器综合控制，电子燃油喷射控制，点火控制、爆震控制，电子自动变速控制，自动行驶控制，充电、起动控制等。

(2) 安全、舒适性控制

主要包括：空调自动控制，安全气囊系统，自动调节座椅，自动开闭车窗，灯光控制系统，电子自动门锁等。

(3) 信息传送与诊断系统

主要包括：多路信息传送，超级监控装置，故障诊断系统等。

(4) 汽车底盘控制

主要包括：主动、半主动悬架，自动变速器，防抱死制动系统，可变动力转向，牵引控制系统，倒车测距系统等。

(5) 信息显示、娱乐与通讯系统

主要包括：电子式仪表板，电子多画面装置，汽车录音机，导航系统，电话无线通讯等。

7.1.2 汽车电子控制系统的发展

汽车电子控制装置的发展可归结为两个方面的原因。首先是由于电子技术的发展，给汽车电子装置的发展提供了必要的物质条件。其次，为不断适应各个时期的社会背景（如高速公路网的发展、能源危机和环境污染等）和满足人们对汽车使用性能的更高要求（舒适性、安全性、操纵方便，以及人们所有活动对最新信息的依赖需要增加新的功能等），促进了汽车电子产品发展。两者的关系如图 7-1-1 所示。

随着电子学的发展，为了适应环境、适应社会和适应人类不断实现完美的追求，汽车电子产品已经由初期的电子——机械替代（操作自动化）过渡到反馈控制（目标量化控制），现已发展到精确量化的控制阶段。总的发展趋势是，汽车电子控制系统获取内部和外部的信息越来越多，功能越来越强，智能化的程度越来越高，可靠性越来越高，正朝着多目标综合控制（使整车的综合性能精确量化至最优状态）和智能化控制的方向发展（图 7-1-2）。如发动机燃油喷射 + 供油中断 + 制动干预组成的驱动控制系统，可使汽车的驱动性能和燃油经济性达到最佳状态，并使汽车在弱附着路面条件保持操纵稳定性。在此基础上，牵引力控制 + 防抱死制动 + 动力转向控制，可使汽车在各种非稳态条件下的不同工况实现操纵稳定性的精确控制。到 2000 年以后，一种先进安全车辆（Advanced Safety of Vehicle，ASV）将包含有主、被动安全装置，自

汽车论坛 http://www.qclt.com

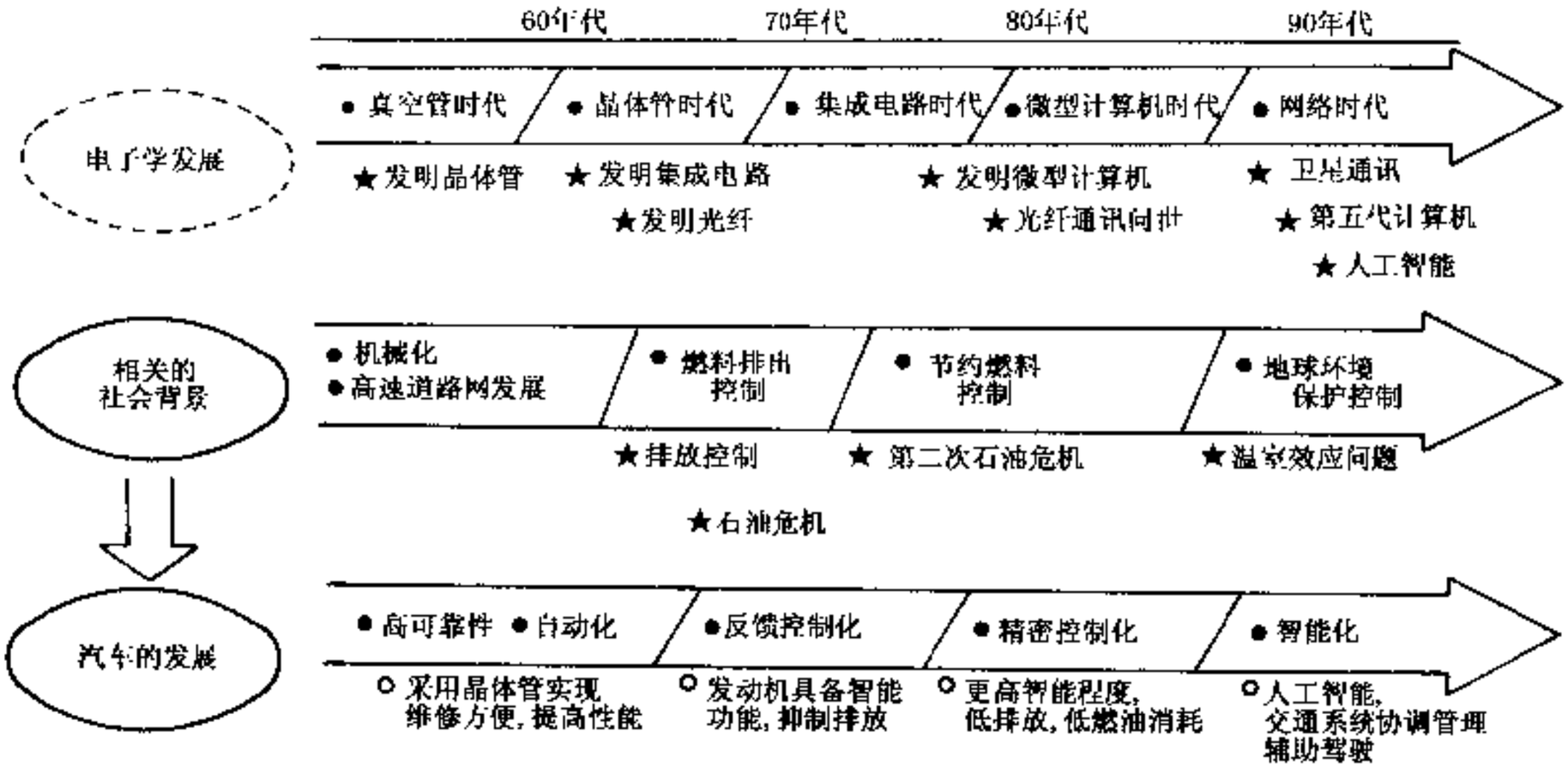


图 7-1-1 电子学、社会背景与汽车发展

动驾驶装置，以及车辆之间通讯装置（图 7-1-3）。在紧要时刻，自动驾驶装置可以直接干预驾驶员的操作，确保人车的安全。

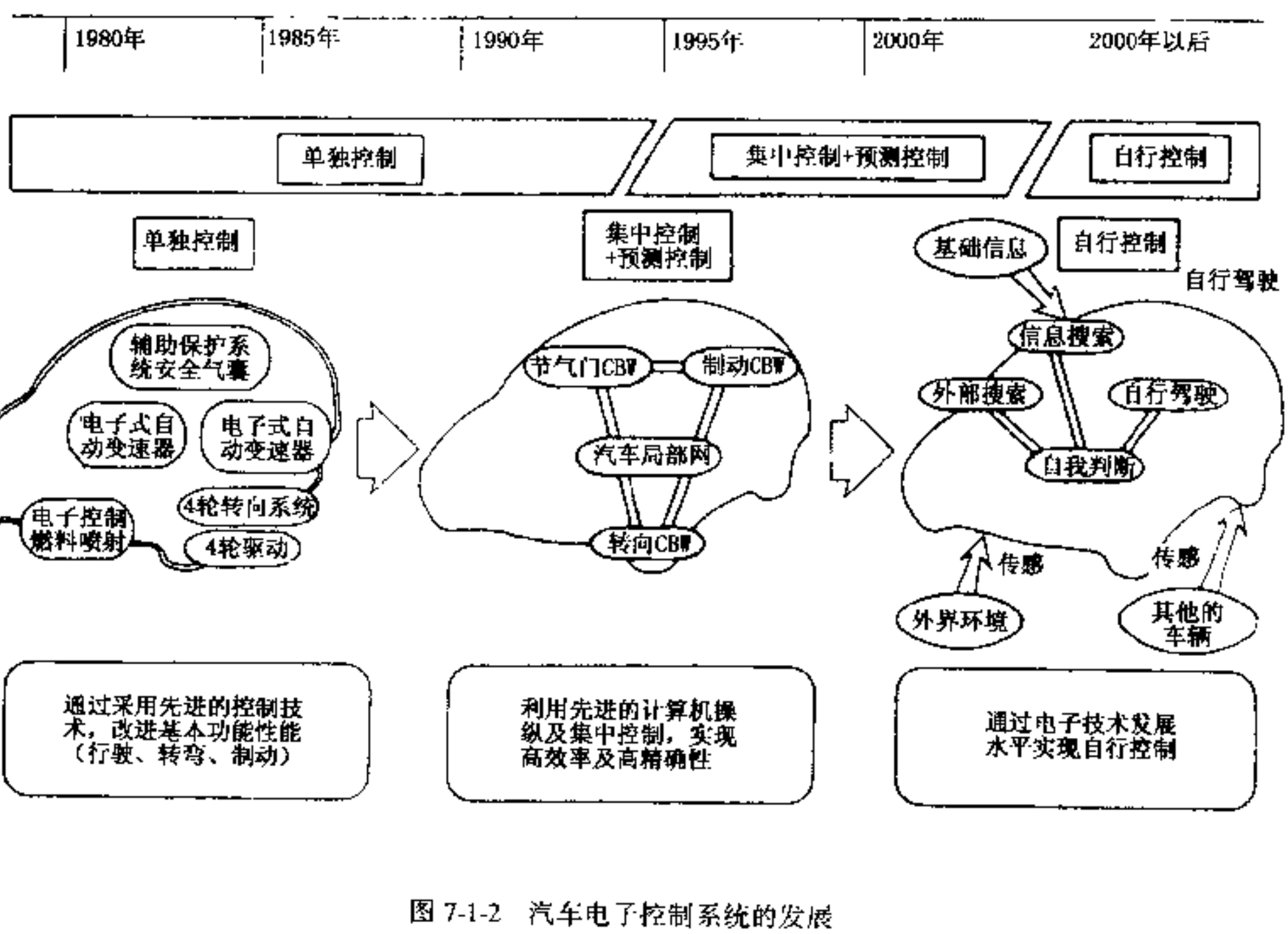


图 7-1-2 汽车电子控制系统的发展

汽车论坛 http://www.qclt.com

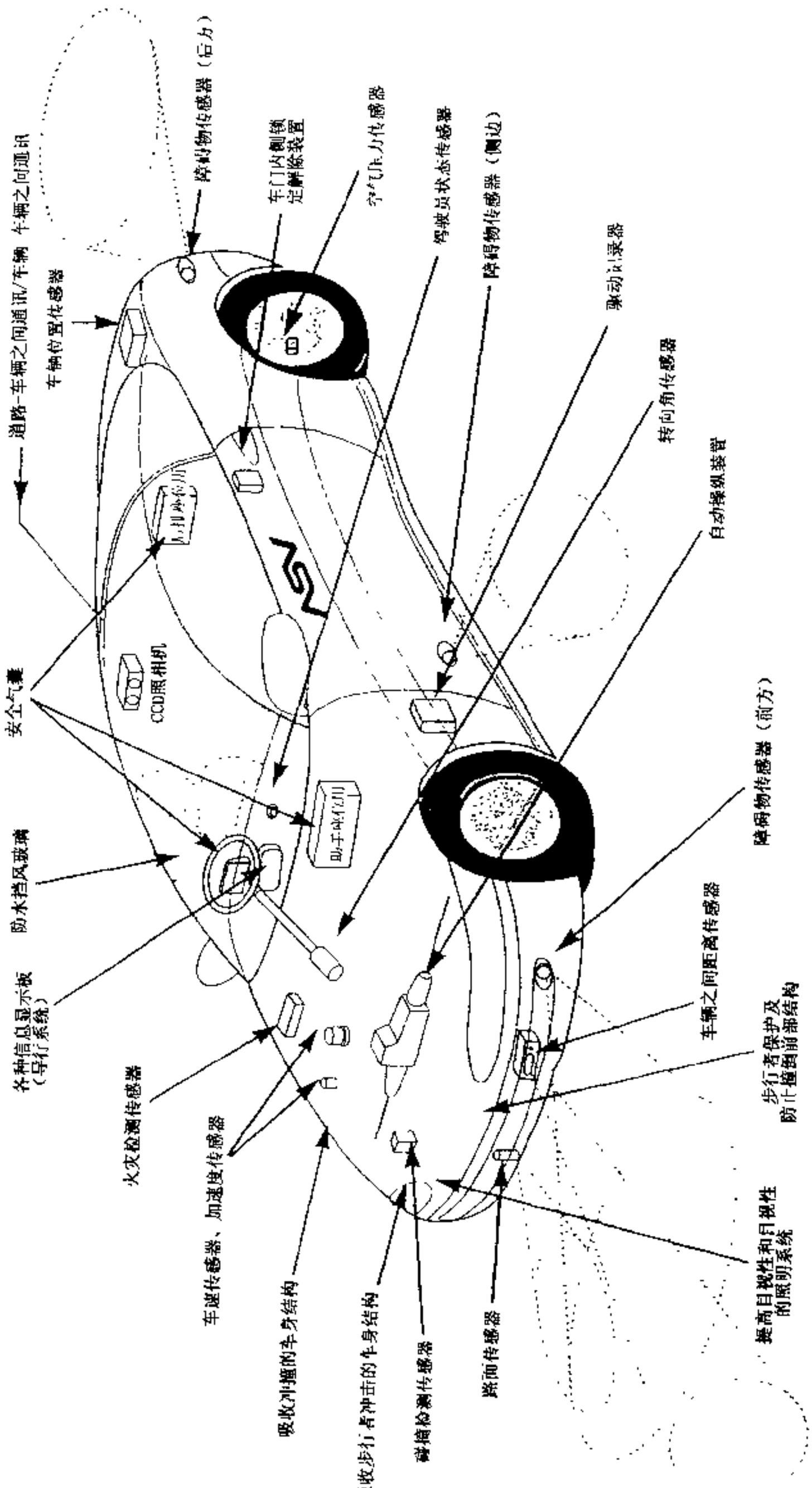


图 7-1-3 先进安全车辆系统（ASV）概念

汽车论坛 http://www.qclt.com

7.2 汽车电子控制系统设计的一般程序

对于实现给定性能指标的汽车电子控制系统，其设计过程通常如下。

①建立系统的动态模型，然后基于所建立的动态模型确定控制算法；

②设计满足功能要求的电子控制装置；

③设计工程化软件；

④控制系统台架试验，调试硬、软件；

⑤整车试验，进一步完善硬、软件设计；

⑥控制软件固化，完成设计。

7.3 被控对象的数学模型

7.3.1 模型

7.3.1.1 数值模型

汽车上一些电子控制系统是很难用数学模型来描述的。对于这样系统常可在试验数据的基础上，采用数表和拟合公式来描述，如发动机特性数值模型，由于数表法可以方便地描述发动机在整个工作范围内的所有特性，且具有较高的使用精度，因而在发动机控制、传动系与发动机综合控制系统得到广泛采用。

实践表明，发动机的外特性与部分负荷特性均可表示为发动机的节气门开度和转速的函数，即

$$T_e = f\ (a,\ n_e) \tag{7-3-1}$$

式中：T_e——发动机输出转矩；

n_e——发动机输出转速；

a——节气门开度。

在一定的节气门开度下，发动机输出转矩曲线，利用三次多项式拟合可以达到满意的精度。因此可用有限的试验数据，通过查表和三次样条插值的方法建立发动机的数值模型。

把发动机的两维空间（a，n_e）分成间隔相等的（$m+1$）×（$n+1$）个网格，在网格点上，关于发动机的节气门开度和转速的坐标向量分别表示为：

$$\bar{\alpha} = [\alpha_1,\ \alpha_2,\ \cdots\cdots \alpha_m]^T,\ \Delta\alpha = \alpha_{i+1} - \alpha_i = \frac{\alpha_m - \alpha_1}{m} \tag{7-3-2}$$

$$\bar{n}_e = [n_{e1},\ n_{e2},\ \cdots\cdots n_{en}]^T,\ \Delta n_e = n_{ei+1} - n_{ei} = \frac{n_{en} - n_{e1}}{n}$$

式中：α_1、α_m——分别表示发动机最小、最大节气门开度；

n_{e1}、n_{en}——分别为发动机最低和最高转速；

$\Delta\alpha$、Δn_e——分别为两坐标向量的三次样条插值步长。

坐标值的间隔大小决定了数表的网格数，两个方向的坐标间隔越小，则数表的网格越密。

如果数表网格过密、数表存储量过大，这不仅要占用很多的 CPU 存储空间，还影响 CPU 实时控制的查表、插值的运算速度，影响实时控制。数表网格数量可由下列公式确定：

$$x = \frac{\alpha_m - \alpha_1}{\Delta\alpha}$$

$$y = \frac{n_{em} - n_{e1}}{\Delta n_e} \tag{7-3-3}$$

$$V = (x+1)\ (y+1)$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

式中：x——发动机节气门开度坐标的网格数；

y——发动机转速坐标的网格数；

v——整个数表的网格节点数。

根据上述方法即可得到如图 7-3-1 所示的发动机输出转矩稳态数值模型。根据发动机的动态方程：

$$I_e\dot{\omega}_e = T_e - T_c \tag{7-3-4}$$

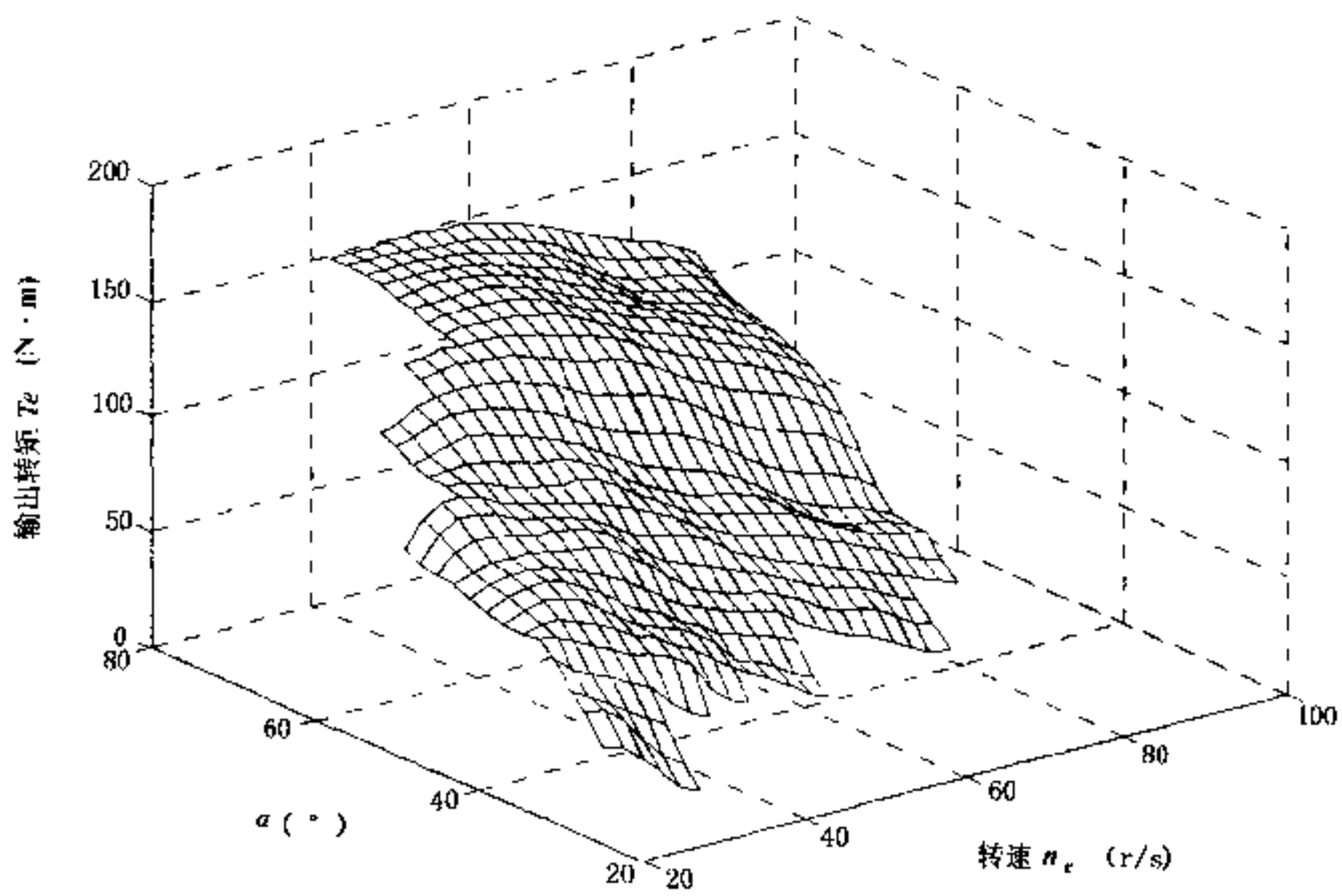


图 7-3-1 发动机输出转矩稳态数值模型

式中：I_e——发动机与离合器（或变矩器）的转动惯量；

ω_e——发动机角速度；

T_e、T_c——发动机的输出转矩、作用在离合器（或变矩器）的转矩。

结合发动机负荷特性，可得到发动机动态模型的结构，如图 7-3-2 所示。

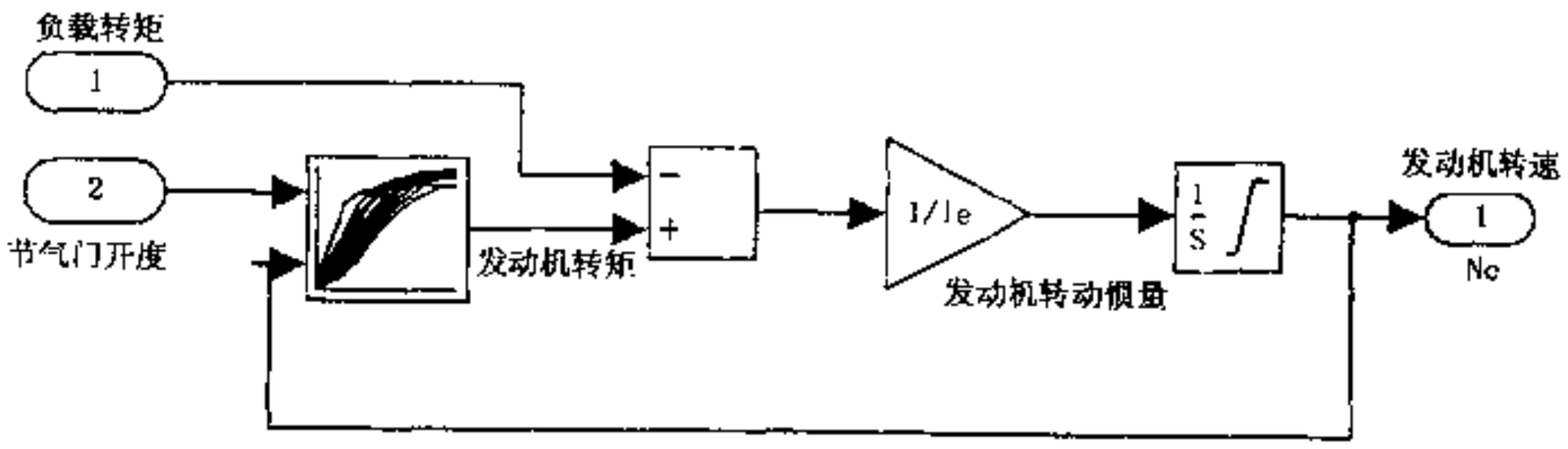


图 7-3-2 发动机模型结构

结合发动机的耗油率试验数据，绘制出发动机万有特性曲线如图 7-3-3 所示。图中给出了发动机的最小燃油消耗线和最佳动力工作线，这就是发动机与无级变速传动综合控制目标曲线。如驾驶员选定经济模式，则控制系统通过调节发动机的节气门开度或传动系的速比（如无级自动变速器）使发动机的工作点沿图中经济线变动，发动机具有最低燃油消耗。选定动力模式，则使发动机沿最佳动力工作线滑动，发动机输出最大功率。

对象为数值模型的控制系统，一般不能采用基于解析模型（通常为线性模型或线性化的模型）的控制

汽车论坛 http://www.qclt.com

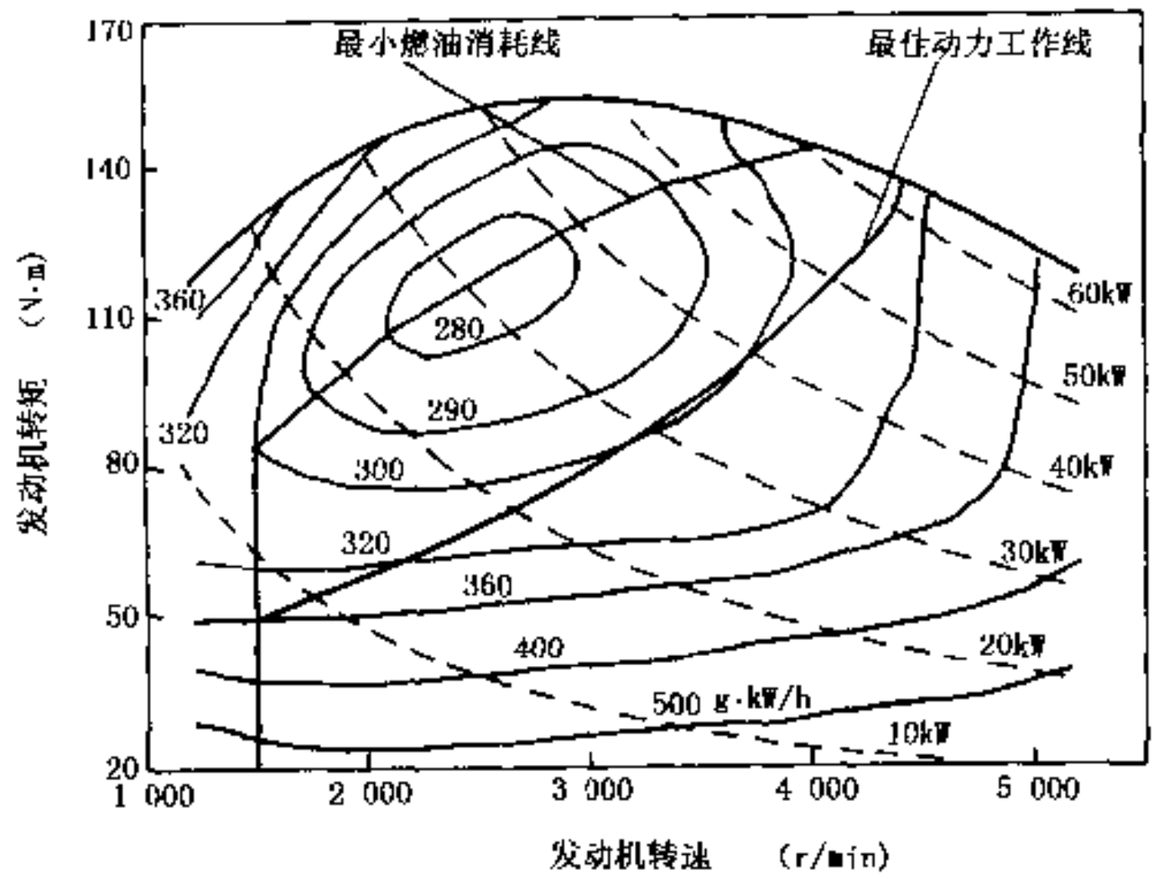


图 7-3-3 发动机万有特性图

算法。而经典的 PID 控制器、现代的模糊控制器，由于不涉及对象的数学模型，在此类控制对象中得到了广泛的应用。

对不能直接用数学模型描述的动态系统，通常也用系统辨识的方法拟合系统的动态模型。基于输入、输出信息，拟合动态系统的模型的方法如图 7-3-4 所示。关于模型辨识，MATLAB 提供了非常丰富的指令。只要根据帮助信息，把待辨识的动态系统的输入、输出信号按要求格式赋值给对应的变量，就可得到需要的结果。

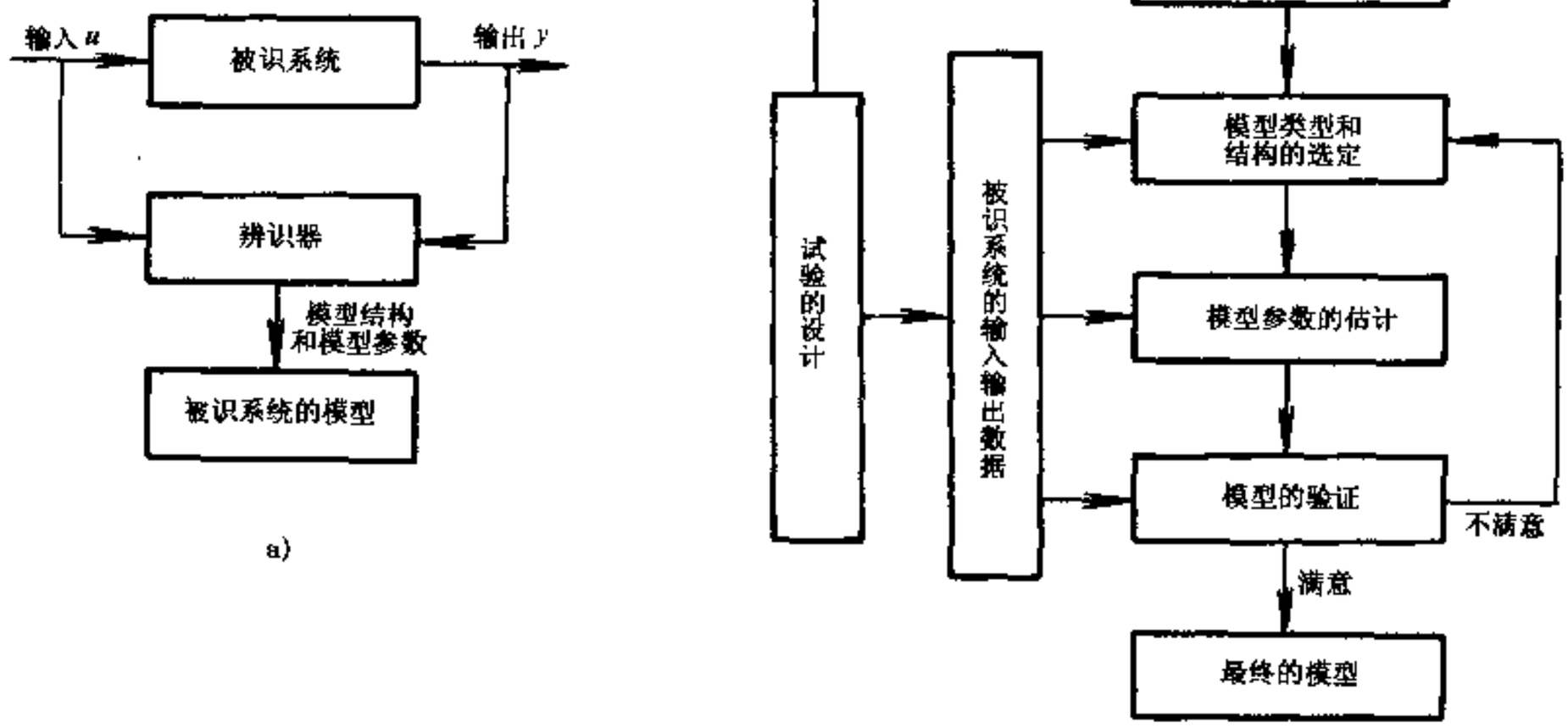


图 7-3-4 动态系统的模型辨识

汽车论坛 http://www.qclt.com

7.3.1.2 解析模型

为了便于对系统的分析，常用解析方法描述被控对象。如汽车制动时，轮胎与路面间的纵向附着系数 μ_b 与车轮滑移率之间的关系用经验公式表达为：

$$\mu_b(\lambda) = \mu_{bo} + A\sin\{B\arctan[C\lambda - D(C\lambda - \arctan\lambda C)]\} \tag{7-3-5}$$

$$\lambda = \frac{V - \omega_R R_w}{V}$$

式中：μ_{bo}——车轮在纯滚动状态时摩擦系数；

λ——车轮的滑移率；

ω_R——车轮转动角速度；

R_w——车轮滚动半径；

V——车速；

A、B、C、D——为待定参数，与路面状态等因素有关。通过改变这些参数，可模拟不同路面附着系数。

用来研究离合器的结合过程的简化模型如图 7-3-5 所示。由工作过程，可以得到主动盘的运动方程为：

$$I_e\dot{\omega}_e + B_e\omega_e = T_e - T_{cl} \tag{7-3-6}$$

式中：T_{cl}——离合器传递的转矩；

B_e——发动机粘性阻尼系数；

I_e——发动机和飞轮转动惯量。

从动盘的运动方程为：

$$I_v\dot{\omega}_v + B_v\omega_v = T_{cl} - T_L \tag{7-3-7}$$

其中：T_L——作用在从动盘上的负载转矩；

B_v——从动件等效阻尼系数；

I_v——汽车和转动部件的等效转动惯量。

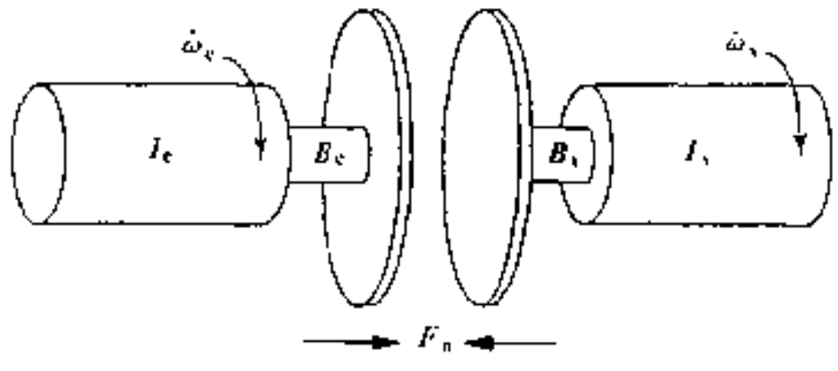


图 7-3-5 离合器示意图

由式（7-3-5）和式（7-3-6）得：

$$\dot{\omega}_e = \frac{T_e - T_d - B_e\omega_e}{I_e} \tag{7-3-8}$$

$$\dot{\omega}_v = \frac{T_{cl} - T_L - B_v\omega_v}{I_v} \tag{7-3-9}$$

把上述两式用状态方程描述得：

$$\begin{aligned} \dot{\omega} &= A\omega + Bu \\ \dot{y}_1 &= C\omega + Du \end{aligned} \tag{7-3-10}$$

式中：

$$A = \begin{pmatrix} \frac{-B_e}{I_e} & 0 \\ 0 & \frac{-B_v}{I_v} \end{pmatrix} \quad B = \begin{pmatrix} \frac{1}{I_e} & \frac{-1}{I_e} & 0 \\ 0 & \frac{1}{I_v} & \frac{-1}{I_v} \end{pmatrix} \quad C = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{pmatrix} \quad D = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}$$

$$\omega = \begin{pmatrix} \omega_e \\ \omega_v \end{pmatrix} \quad u = \begin{pmatrix} T_e \\ T_{cl} \\ T_L \end{pmatrix} \quad y = \begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \end{pmatrix} = \omega$$

其能传递的最大的转矩为：

$$T_{clmax} = \frac{1}{\pi(R_2^2 - R_1^2)}\int_0^{2\pi}\int_{R_1}^{R_2} r^2\mu F_n dr d\theta = \frac{2}{3}\frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2}\mu F_n \tag{7-3-11}$$

式中：μ——摩擦片摩擦系数；

汽车论坛 http://www.qclt.com

F_n——作用在摩擦片上的正压力；

R_1、R_2——摩擦片工作面的内、外半径。

当$\omega_e=\omega_v$时，主、从动盘的滑转消失，离合器由两个自由度变为一个自由度，变为锁定状态。利用条件$\omega_e=\omega_v$，得离合器锁定时传递的转矩为：

$$T_{clock}=\frac{T_e+\frac{I_e}{I_v}T_1+(\frac{I_eB_v}{I_v}-B_e)\omega_e}{1+\frac{I_e}{I_v}} \tag{7-3-12}$$

于是在锁定模式下，离合器传递的转矩为：

$$T_{cl}=\begin{cases}T_{clock} & T_{clock}<T_{clmax}\\ T_{clmax} & T_{clock}\geqslant T_{clmax}\end{cases} \tag{7-3-13}$$

在非锁定模式下，离合器传递的转矩为：

$$T_{cl}=T_{clmax}=\frac{2}{3}\frac{R_2^3-R_1^3}{R_2^2-R_1^2}\mu F_n \tag{7-3-14}$$

由(7-3-6)～(7-3-12)式就得到离合器结合过程的数学模型。进一步结合液压驱动机构施加压力的变化规律，可研究离合器起步、换档过程的有关特性。

7.3.2 模型的线性化

车辆上电子控制系统有相当多系统都是非线性的。如通过液压控制阀的流量与阀的节流面积之间的关系为：

$$Q=f(A)\sqrt{\Delta p} \tag{7-3-15}$$

式中：$f(A)$——与控制阀节流面积有关的流量函数；

Δp——控制阀进出口压差。

又如式（7-3-12）也是非线性的，考虑到基于模型的控制算法一般要求模型是线性的，为了简化问题，通常要对模型进行线性化处理。设$f(x)$为光滑连续的非线性函数，在它的稳态工作点x_0进行线性化的一般公式可用一阶泰勒级数表示：

$$F(x)=f(x_0)+f'(x_0)(x-x_0) \tag{7-3-16}$$

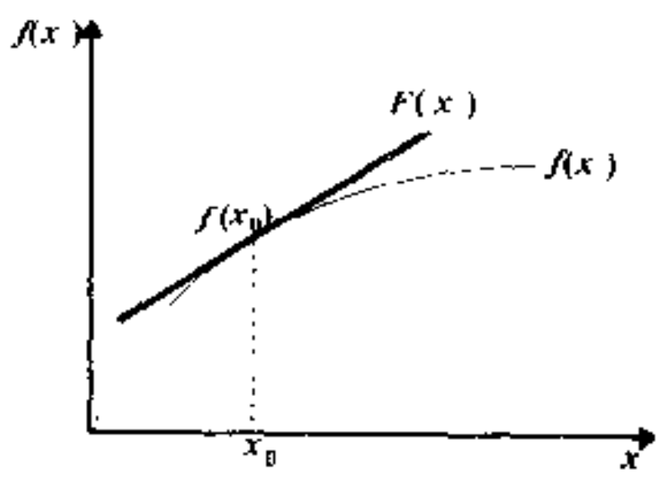


图 7-3-6 非线性函数线性化

线性化处理的物理意义如图 7-3-6，本质是用通过工作点x_0的切线代替非线性曲线$f(x)$。只要系统的工作范围在工作点x_0附近变化，则用$F(x)$代替$f(x)$可以得到满意的控制精度。特别是对误差为零的控制系统，经线性化处理后，并不会影响系统的控制精度。

7.3.3 连续系统到离散系统的转换

目前汽车上广泛采用的电子控制装置（Electronic Control Unit，简称 ECU）多为微型计算机，实现功能要求的控制器都是数字控制系统（又称为计算机控制系统、离散时间控制系统或采样控制系统）。数字控制系统的设计有两种方法。其一，首先按经典的模拟控制系统（又称连续时间控制系统）进行设计，然后把得到的模拟控制器按离散相似的原则转化为数字控制器；其二，直接采用数字控制系统的理论进行设计。本节只简述用前一种方法。

将已得到的连续系统转化为数字系统的常用方法主要有如下几种：

①直接差分法；

②匹配 z 变换法；

③双线性变换法；

④$G(s)$ 与 $G(z)$ 相互转换的专用软件简介。

MATLAB 的控制系统工具箱提供的函数对 C2D（ ）↔D2C（ ），C2DM（ ）↔D2CM（ ）可以非

汽车论坛 http://www.qclt.com

常方便地把连续系统按指定的方法转化为离散系统，或把离散系统转化到连续系统，是进行控制系统设计与综合的最有效的工具之一。

7.4 控制系统的设计

汽车电子控制系统，只要系统是闭环的，不管其控制对象如何，都是由执行器、传感器、电子控制装置及附加装置等四部分组成。汽车电子控制系统从产品规划到完成开发的过程如图 7-4-1 所示。

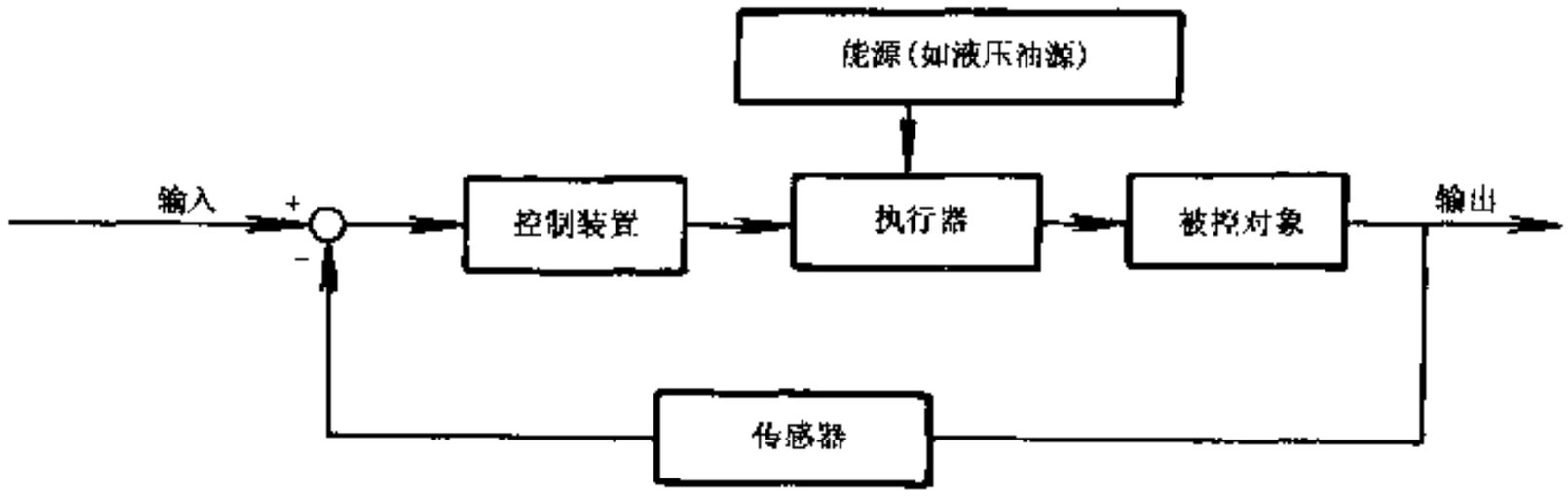


图 7-4-1 控制系统的组成

7.4.1 执行器

执行器是把控制信号转换为与信号成比例的力、位移、功率的驱动装置。

(1) 执行器种类

执行器根据驱动能源的不同，可以分为电动式（如直流电机、步进电机、电磁铁等），液动式、气动式及混合式（如电—液执行机构、电—气执行机构、电—气—液执行机构）等四类。

小功率或小驱动力的执行器广泛采用电动执行器。如发动机节气门开度控制执行机构，燃料喷射控制系统供油泵、燃油喷射泵、各类液压油泵、空气压缩机驱动电机等。

大功率或大驱动力多采用液动执行器。例如 AT 变速器中的换档离合器、ABS 制动轮缸、金属带无级变速器中速比与夹紧力控制装置等。大功率或大驱动力也采用气动执行器或气—液混合式执行器，例如大中型载货车、公共汽车、牵引车等的 ABS 制动装置。汽车控制系统常用的执行器列于表 7-4-1 所示。

表 7-4-1 汽车常用执行器

执行元件	驱动机构	应用对象
直流电机	汽油泵；各类液压油泵；各类气压泵；半主动悬架阻尼阀驱动；动力转向助力驱动机构；刮水器驱动机构	电子燃油控制输油装置；ABS、主动悬架、AT 换档机构液压源载货车、公交汽车、牵引车 ABS 气压源半主动悬架阻尼力切换控制；动力转向系统
步进电机	节气门驱动；液压控制阀驱动	牵引力、发动机怠速、汽车等速控制；悬架阻尼力切换控制
电磁阀	燃料喷射泵；动力转向车轮偏转角伺服控制；节气门开度控制（气）；AT 换档驱动机构；金属带无级变速速比、夹紧力控制；离合器控制；主动悬架车身高度控制；轮缸制动驱动装置（气、液）	电子燃油喷射控制系统；动力转向（四轮转向）控制系统；怠速控制、等速控制系统；AT 自动变速控制系统；无级变速自动控制系统；无级变速起步离合器控制系统；主动悬架控制系统；ABS 防抱制动控制
蜡式调温器	（水温开关）	（发动机冷却水循环）
弹簧管	（仪表驱动机构）	（压力表、水温计）
双金属片	进气歧管旁路阀驱动	吸气温度补偿调节
电磁继电器	各类电机驱动	起动电机、液压泵空气压缩机控制
形状记忆合金	空调调温挡板驱动	汽车空调

注：内为不带电子信号处理。

汽车论坛 http://www.qclt.com

(2) 执行器设计准则

执行器的设计通常是根据执行器的功能、使用环境进行合理的选择。关于执行元件的基本参数与试验环境标准的确定方法，以电磁阀为例，采用表 7-4-2 的形式加以说明。

该阀转换大气→吸气，大气→压力传感器两个通路，用来检测外部大气压的变化，精确计量吸入发动机的空气量。当外部大气压发生变化时，修正喷入气缸的燃料。该阀通过金属板安装在发动机侧壁上。电磁阀的驱动电流较大，直接通过蓄电池供电，所以对该阀的试验，必须包括对供电电压变化的检测项目。具体内容包括，电磁阀对蓄电池的反极性连接、超电压、过渡电压适应能力。在低温起动时，线圈电阻减小导致电源电压下降；高温时线圈电阻增加造成驱动能力下降等。

表 7-4-2 电磁阀的主要设计参数及环境试验标准

1. 功能	三通阀，不通电时：A—B 不通，C--A 通；通电时，A—B 通，A—C 不通
2. 用法	A →大气；B→吸气歧管；C→压力传感器
3. 安装	通过金属安装板或橡胶固定在发动机室侧壁上
4. 电气参数	环境温度 25±3℃
1) 线圈电阻	30±3Ω
2) 负载电流	520mA 以下；14V
3) 电感	100mH 以下；1000Hz
4) 绝缘电阻	1MΩ 以上；接线端子与壳体间
5) 抗电压	500V 以上，交流：1min
	24V 以上，直流：3mm
5. 物理性参数	环境温度为 25±3℃，端口 A 输入压力 110±9kPa
1) 阀接通电压	给 B 加负压 50kPa，瞬间外加 9.0V 以下电压，AC 不通
2) 阀关闭电压	给 C 加负压 50kPa，将 9.0V 以下电压瞬间切换到高于 1.5V，AB 不通
3) 阀间泄漏	200mL/min 以下；接通电压 9.0V 以下，关闭电压 1.5V 以上，B 或 C 加 50kPa
4) 阀间差压	10kPa 以下；流量 11000mL/min。
5) 温度对接通、关闭电压的影响	温度（±3℃） −30℃ 25℃ 120℃ 关闭电压（以上） 1.0V 1.5V 1.5V
6) 响应速度	70Hz 以上；12V 矩形波，B 或 C 加 50kPa，A 加 50mL 的容积
6. 机械参数	
1) 连接端子	按端子轴方向，加拔出力 30N、插入力 30N
2) 螺旋管本体	按正规装配状态，加 132N
3) 插孔	从插孔端面 3mm 处加 132N
	上述试验后，要无机械变形和异常
7. 环境条件	
1) 工作温度	−20～125℃
2) 保存温度	−40～150℃
3) 工作压力	−90～100kPa
4) 落下冲击	从地面上 300mm 处落到水泥地面
5) 工作电压	9～18V
6) 振动	20g
7) 散布液体	汽油、发动机冷却水、发动机油、变速器油、制动油、洗涤液
8) 喷雾盐水	5%盐水
9) 湿度	100%（相对湿度）、35℃
8. 环境试验	
1) 工作耐久性试验 A	75 万次（1042h）：14±0.1V、2.5s/ON↔2.5s/OFF，B 或 C 加 50kPa；在 A 接 50mL 容积温度循环：−40℃/6h，120℃/6h，90℃/100h，25℃（室温）/240h，计 350h，进行 3 个循环（合计 1050h）试验后，要满足 4－1）～5)、5－1）～4)、6－1）～3）规定的要求

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

2）工作耐久性试验 B	4000 万次（556h）：14.0±0.1V/ON↔±0.7V/OFF，20Hz、50%占空比矩形波，B 或 C 加 0kPa，A 接 50mL 容积 温度循环同 8－1）中条件，直到试验结束。试验后要满足上述 4－1）～5）、5－3）项中规定的要求。
3）整车耐久性试验	11.26 万 km 的整车行驶，试验后要满足 5－1）～4）项的要求
4）振动试验(功能)	按工作方式安装试件在相互平行的 3 轴上，加以下的振动 形式 A：频率（Hz）10～50，最大加速度（g）3，时间（min）2.5 形式 B：频率（Hz）50～250，最大加速度（g）5，时间（min）2.5 在试验中要满足 5－1）～4）项规定的要求
5）振动试验(耐久性)	按工作方式安装试件在相互平行的 3 轴上，加上述的振动，各轴 8h，合计 24h。输入电压为 0V/1.25min↔1.25mun。试验后要满足 5－1）～4）项规定的要求
6）冲击试验	从 300mm 的高度向水泥地面落下 10 次，试验后要无变形和工作不良现象
7）低温试验	－40℃/100h，14V/0.5h↔0VDC/0.5h，A、B、C 孔通大气，试验后要满足 5－1）～4）项规定的要求
8）高温试验	120℃/500h，14V/0.5h↔0VDC/0.5h，A、B、C 孔通大气，试验后要满足 5－1）～4）项规定的要求
9）高温放置试验	150℃/5h，不通电，A、B、C 孔通大气，试验后要满足 5－1）～4）项规定的要求。
10）温度循环试验	温度循环：125℃/2→室温/0.5h→40℃/2h→室温/0.5h（计 5h）进行 5 个循环，14V/1s↔125℃/1s 的 5 个循环，不通电，A、B、C 孔通大气，试验后要满足 5－1）～4）项的要求。
11）热冲击试验	－40℃/100h↔125℃/1h 的 5 个循环，不通电，A、B、C 孔通大气，试验后要满足 5－1）～4）项的要求
12）盐水喷雾试验	5%盐水喷雾：48h，100%（相对湿度），35℃，14V/5s↔0VDC/5s，A、B、C 孔密闭，试验后要满足 5－1）～4）项的要求
13）腐蚀试验	向孔 A 注入 1mL 的蒸馏水后，密闭孔 A、B、C，放置 37℃/48h，再打开孔 A、B、C，放置 100℃/2h。试验后要满足 5－1）～4）项的要求解体后内部无腐蚀现象
14）其它试验	除上述试验外，可以根据需要，按有关标准进行试验。例如：洒水试验、粉尘试验、臭氧试验、泥水试验及上述条件的复合试验。

7.4.2 传感器

传感器是物理量转化为控制系统可以识别的电压、电流或数字量的装置。传感器的作用就相当于人的五官，可以感知人的五官所能分辨的物理量、化学量。对传感器进行设计实际归结为，根据被控对象及它的工作环境，合理确定传感器的结构形式、主要参数和满足使用要求的环境试验标准。

(1) 传感器类型

在汽车电子控制系统中，所采用的传感器按被检测的物理量分类列于表 7-4-3。

(2) 传感器的设计准则

在电子控制系统中，传感器是决定控制性能的基本要素。传感同一物理量，可以有不同的方式，同一方式可以有不同的结构形式，故而传感器的种类繁多。另外，随着新材料的不断开发、加工技术不断进步，新型的传感器将不断出现。所选择的传感器，在当前是最适合的，可能过了一段时间就失去了竞争力。在选择传感器时，要考虑的因素有使用性能、生产成本、可靠性，以及与微机的软件、硬件接口。当选好一种传感器后，还要不断地对它的性能、成本、可靠性进行改进，并不断地利用新材料、新的加工技术创造出新的功能来。

传感器的设计参数和环境试验，大致可分为如下 3 项：

①使用条件（包括功能、用法及安装方式）；

②性能标准（输入、输出信号，允许误差）；

③环境标准和环境试验条件。

对不同的传感器，其基本设计参数和环境试验参数的确定是完全不同的，但基本步骤是大同小异的。现以吸气压力传感器为例，用表 7-4-4 说明传感器基本参数、环境试验标准的确定方法。在选用传感器时，

汽车论坛 http://www.qclt.com

其允许误差是非常重要的。在相同成本下，应尽可能降低允许误差，提高传感器的精度。但传感器的精度高到某一程度时，会导致成本急剧增加，所以必须根据控制目标的要求，合理给定传感器的精度。同时，允许误差的相对稳定性也是非常重要的，必须进行耐久试验，检查传感器传感精度随使用的变化情况。在实际使用中，必须定期采用标定装置或校正试验机进行测定，经数据处理后得到统计结果，判定传感器允许误差的变动情况

表 7-4-3 传感器的检测物理量分类

物理量	检测对象	检测方式	分类[1]	产品[2] 研究	开发	生产	用途
变位角度位置方向距离速度	节气门开度	通信用电位器	阻			○	发动机燃料补偿控制
		高频电磁感应变压器	磁			○	
		磁铁/舌簧开关	磁			○	
		机械开关	阻			○	
		印刷电路导体滑动	阻			○	
		磁铁/磁电变换元件	磁		○		
		光电位器	光	○			
	齿条位置	电流变化	磁			○	DF 型喷射泵的燃料控制
	套筒位置	电感变化	磁			○	
	加速器杆角度	电位器	阻			○	
	车高	磁铁/霍尔集成电路	磁			○	车身姿态控制
	悬架位移	旋转狭缝板/光偶合器	光			○	
	车身离地高度	超声波反射时间	波			○	
	油气阻尼器位移	永久磁铁/舌簧开关	磁			○	
	车身姿态	气泡/光电位	光			○	颠簸、防盗
	转向舵角	旋转狭缝板/光偶合器	光			○	导航
	车身方位	地磁通量阀门	磁			○	
	车身方位	气率罗盘	阻			○	
	车身位置	全球定位系统	光		○		
	车身速度	光纤罗盘	光	○			
		振动罗盘	波	○			
	车身障碍物	超声波反射时间	波		○	○	后方障碍报警
		激光脉冲反射时间	光	○			前方障碍报警
液平面液量	汽油余量	浮子、电位、舌簧开关	阻			○	诊断显示
	各种油量	湿度阻抗元件	阻			○	
	清洗液量	超声波液面反射时间	波		○		
		电极间容量	电		○	○	
		膜片/压感元件	电		○		
		光纤/光偶合器	光		○		
	蓄电池液量	电池电极	电			○	

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

物理量	检测对象	检测方式	分类[1]	产品[2] 研究	开发	生产	用途
时间定时	曲轴角（上死点）	旋转狭缝板/光偶合器	光			○	点火定时控制
		磁变元件	磁				
		磁阻	磁			○	
	喷射时间	喷射升程/线圈电感变化	磁			○	
		喷嘴升程/孔元件磁界变化	磁		○		DE 型泵喷射控制
		喷嘴弹簧/压电元件电荷变化	电			○	
		驱动轴/电磁拾取器	磁			○	柱塞泵喷射时间控制
		活塞位置/线圈电感变化	磁			○	分配型泵喷射时间控制
	着火时间	燃烧火焰	光			○	DE 泵喷射控制
速度转数	曲轴转速 配电器转数 变速器输出转数 车轮转数	旋转磁性体/LC 振荡器	磁			○	发动机控制
		旋转磁性片/舌簧开关、磁铁	磁			○	显示
		旋转磁铁/磁变换元件	磁			○	车身控制
		旋转狭缝片/光偶合器	光		○	○	
		磁场晶体管	磁	○			
		转速表传感器	磁			○	
		旋转磁性板/电磁、磁铁	磁			○	
		点火时间脉冲积分	电			○	
		旋转金属板/过电流损失/LC 振荡器	磁			○	
	车身速度（相对地面）	微波多普勒雷达	波	○			牵引控制
		轮速平均值处理	磁			○	防滑控制
		超声波多普勒雷达	波		○		
		相关光	光	○			牵引控制
加速度	车身加速度	重锤/差动变压器	磁			○	牵引控制
		重锤/光断流器	光			○	防抱控制
		硅悬臂	阻		○		电子悬架
		重锤/电磁线圈	磁		○		电子气囊
振动	缸缸	压电元件	电			○	
		磁变元件	磁				
		燃烧光	光		○		
压力	气压	Si 膜片/应变片	阻	○	○	○	发动机控制
		Si 膜片静电容量	电			○	
		气压表/差动变压器	磁				
		Si 片表面弹性波传递	波	○			
		水晶振子	波		○		
		橡胶膜片/开关	阻			○	吸气压
		橡胶膜片/电位计	阻			○	
	液压	金属快动盘/开关	阻			○	安全诊断
	轮胎压力	膜片/电位计	阻				
	燃烧压力	压电元件	电	○			发动机检测
		Si 膜片/光反射量	光	○			
力、转矩	发动机转矩	轴的磁变效果	磁		○		
		电极板相对扭转角/电容量变化	电	○			
		齿轮扭转角/电磁相位差、光相位差	光 阻	○			
	操纵力	线圈弹簧/闸板、涡电流损失	电	○			

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

物理量	检测对象	检测方式	分类[1]	产品[2] 研究	开发	生产	用途
流量	吸气体积	可动叶片/电位计	阻			○	发动机控制
		卡曼涡流/超声波传播、振动	波			○	
		阻力	电	○			
		文丘里压差	阻	○			
	吸气质量	感温电阻线（膜）	阻		○	○	
		感温电阻体	阻		○		
	燃料流量	涡轮叶片	光			○	燃料消耗计量仪
		感温阻抗膜	阻		○		
		球轨道	光			○	
		燃料喷射阀打开时间	磁				
成分、气体、火焰、水分、	排气中氧（含未燃气体）	Z_rO_2 浓淡电池	电			○	燃烧比控制
		Z_rO_2 浓淡电池/O_2	电			○	
		TiO_2 的阻抗变化	阻			○	
		CeO_2、CoO、Nb_2O_5、BiO_2 的阻抗变化	阻	○			
		钙钛($LaSrCoFeO_x$)的阻抗变化	阻	○			
	湿度、各种气体	复合金属氧化物的阻抗变化	阻		○		空调控制
		聚正离子的阻抗变化	阻		○		
	结露	分散亲水性高分子的碳粒子膜	阻			○	
		亲水性高分子/多孔金属氧化物	阻			○	
	排气中 NO_x	SnO_2 阻抗变化	阻	○			减少 NO_x
	燃烧火焰	光敏半导体	光	○			敲缸控制
	雨滴	压电元件	电			○	雨滴感知刮水器
	烟	光透方式	光	○			DE 排气控制
	燃料中的乙醇	O_2 负还原的燃料喷射量的变化	光		○		燃料改质控制
温度、光	发动机冷却水温	热敏元件	阻			○	冷却水温计
		感温铁素体（开关）	磁			○	水温调节器
	润滑油温度	双金属（开关）	阻			○	燃料喷射补偿
	吸气温度	硅扩散阻抗（pn 接合）	阻		○	○	
	燃料温度	弹簧管（仪表）	–			○	
	外部大气温度	蜡丸（阀）	–			○	
		白金测温阻抗体	阻			○	
		热温偶（CA）	电			○	催化剂过热控制
	排气温度	温度保险器	–			○	
	燃烧温度	热敏元件（Z_rO_2）	阻			○	
	日射量	光电二极管	光		○		空调控制
		光电二极管	光			○	
	醒目程序	光电二极管	光			○	闪烁灯、照明控制
其它	防盗	异常时的振动	电			○	防盗
	瞌睡驾驶	旋转狭缝板/光偶合器	光			○	防止瞌睡驾驶
	路面附着系数	近紫外线的反射率	光		○		防滑

注：(1)根据检测方式媒体的分类、波：电磁波；磁：应用磁气；光：利用光；阻：电阻；电：静电容量、电压。

(2)○标记表示的是现在的状况。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 7-4-4 吸气压力传感器的主要参数及环境试验标准

1. 使用条件	
1) 功能	以真空为基准检测汽车吸入空气的压力
2) 用法	如检测发动机吸气歧管的绝对压力和温度，可根据波姆-查理斯法则（m = Mpv/RT）求出吸入气缸的空气密度，在电子控制燃料供给系统和点火时间控制系统实现确定量控制
3) 配置	固定在靠近歧管汇合部的发动机室侧壁金属板上，用橡胶软管连结
2. 性能标准	
1) 输入输出函数	$V_o = V_c[A \cdot p - B]$　A：0.01，B：0.09 V_o：输出电压，V_c：电源电压，p：吸气压力/kPa
2) 允许误差	
(a) 重复性，互换性误差，滞后现象	以 20kPa/ ±2.4%（量程）、40kPa/ ±1.6%（量程）、90kPa/ ±1.6%（量程）、100kPa/ ±2.5%（量程）四点作误差控制区域，试验点压力为：20、40 60、80、90、100 ±0.05kPa 电源电压：5.0 ±0.01V，温度为 25 ±2℃　试验结果应在控制区域内，见图 9-4-2a）
(b) 与温度的关系	把 2-（a）的误差乘以下面五点的系数，－40℃/3.0、－20℃/2.0、10℃/1.0　100℃/1.0、125℃/2.0，用直线连成误差控制区域如图 9-4-2b　试验温度点为－40，－20，－10，25，100，125 ±2℃。电源电压为 5.0 ±0.01V，要求试验结果在控制区域内（图 9-4-2b）所示
(c) 误差与电压关系	电源电压在 5.0 ±0.04V 的范围，误差应在 2－2）－（a）的规定范围内
(d) 输出与电压关系	电压有 4.6～5.4V 的范围内，电源电压每变化 1.0%时，输出电压的变化要在 0.5%～1.5%的范围内
(e) 瞬态特性	对压力瞬态特性变化，输出电压在 10%～90%的反应时间应为 20ms 以下
3. 环境参数	
1) 输出电流	20mA 以下
2) 输出噪声	20mV 以下，接续负荷为 RC 滤波（10kΩ + 0.1μF）
3) 工作电源电压	5.0 ±0.4V
4) 工作压力范围	15～105kPa
5) 工作温度	－40～125℃
6) 压力损失	初始压力 15kPa，压力达到 105kPa 时损失量在 1kPa/60s 以下，被检测的压力空间体积小于 30ml。
7) 端子插入力	90N 以下
8) 端子拔出力	20N 以下
9) 输入管折损力	300N 以上
10) 落下冲击	从水泥地面高 1m 处落下 10 次后，形状不得损伤。试验后项误差在 2－2）规定范围之内
4. 环境试验条件	本项试验后，误差在 2－2）－（a）范围内，试验前、后的输出电压变化小于 34mV。
1) 湿度	在 90%（相对湿度）、85℃环境中暴露 96h 以上。
2) 汽油	把各种汽油注入入口，在 25℃/1hr→85℃/2h→100℃/2h 条件下放置，使用带 200kPa 安全阀的油箱
3) 各种液剂：制动液、发动机油、冷却水洗窗剂	把左面给定的各种液剂等量混合，注入入口，在 25℃/1h→85℃/2h 条件下暴露
4) 盐水喷雾	按使用状态配置，连接电线束并通电，关闭仪表孔，在 5%的盐水喷雾中暴露 96h。
5) 液剂浸泡	按使用状态配置，将软管与仪表孔连接，在水/乙二醇比 30/70 的室温液中浸泡 5min。
6) 过压循环	以大气压/1s→210kPa/1s 的周期，暴露 2000 次循环
7) 高温放置	不通电，大气压下，在 150℃放置 100h
8) 热冲击循环	以－40 ±3℃/30min→140 ±3℃/20min 周期进行 100 次循环
9) 压力、通电、温度、循环	压力：15kPa/2s→105kPa/2s 通电：5.0 ±0.1V/45min→0V/15min 温度：－40℃/1.5h→125℃/1.5h 将该复合循环进行 2000 次。
10) 振动	按使用状态配置装在支架上，在垂直、水平、前后 3 个方向，用激振器按频率 20→1000Hz 激振 97.5h，10^6 次/10Hz
11) 通电压	7.5V，5min
12) 压力	125℃、130kPa、4h
13) 抗电磁波	在 3～150MHz、20V/m 的电磁波环境下，输出的误差小于 0.1V
5. 实车行驶	在规定行驶条件下，检测 10，000 英里，累计 100，000 英里

汽车论坛 http://www.qclt.com

7.4.3 硬件设计

控制系统硬件主要由电子元气件组成，完成外部信号变换与传递、系统工作状态与参数显示。硬件的设计和选用应满足以下要求

①足够多的 I/O 输入、输出通道数，包括数字量和模拟量；

②足够高的运算速度和内存单元；

③可靠的抗瞬间电压、电磁波干扰的能力；

④结构尺寸小；

⑤生产成本低；

⑥满足 ECU 之间的通信能力；

⑦具备信号显示功能。

以上 7 项要求有些存在相互矛盾，如①、②与⑤，即 ECU 的 I/O 输入、输出通道数多，特别是模拟量输入、输出通道数多，ECU 运算速度高，内存单元多，则生产成本越高。工程设计的任务就是在满足功能要求的前提下，尽可能地降低生产成本。

7.4.3.1 I/O 接口

I/O 输入、输出的通道数应能恰好满足被控对象输入、输出信号的要求，或略有剩余，以备系统的进一步扩充。一般而言，开关量（0，1 数字量）比模拟量成本低，抗干扰能力强。但某些信号只能采用模拟量，输入信号如温度、压力、振动加速度；输出信号如比例控制、伺服控制等。而模拟控制有时可转化为数字控制，如直流伺服电机（模拟控制）可用步进电机（数字控制）替代。实际应用中，是否用数字控制替代模拟控制，取决于许多其它的因素。

I/O 输入、输出通道除满足被控对象的功能要求外，还应进行抗干扰设计。常用的方法是把计算机的信号和外部信号，用光电隔离装置分开，中间通过光电偶合的方式实现计算机与外部信号的交换，参看图 7-4-2。

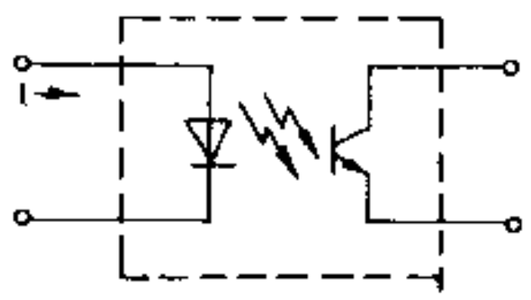


图 7-4-2 I/O 接口光电隔离装置

由于 ECU 是通过 I/O 接口以标准的电压输入和输出，因此，I/O 接口在输入时要满足电压匹配，在输出时要同时满足电压和功率的匹配。传感器输出的电压信号的大小与传感的物理量和采用的检测方式有关。如采用应变方式测量压力变化信号，输出电压通常为毫伏级，而采用测速电机测量转动速度，最高输出电压可达 100V 以上。在实时控制时，由于结构尺寸的限制，不能直接采用常用的放大设备，因此，在传感器的输出端到 I/O 输入端之间应有电压放大衰减电路，实现传感器输出电压和 I/O 输入电压的匹配。同理，在 I/O 输出端，必须使输出电压和驱动控制的电压和输出功率匹配。如步进电机控制，驱动电压可能是 12V 或 24V，驱动电流为几百毫安到十多安培不等，具体数值由电机的功率确定。而 I/O 输出电压通常在 0～5V，电流不大于 20mA。故在 I/O 输出端必须设计满足电压和功率匹配的驱动电路。汽车电子控制系统 I/O 接口的一般结构见图 7-4-3。

7.4.3.2 显示器

显示器用来指示汽车的工作状态，帮助驾驶员正确地操作汽车至期望运行工况。常用的显示器有两种类型。一种是不经过电子控制装置的显示器，如汽车上的温度表、车速表、发动机转速表等；另一种是经过电子控制装置驱动的显示器，如故障警告标志、电子地图、汽车当前工作状态显示等。

由于显示器是传递信息的装置，故选用的显示器除可靠性、耐环境性外，还必须具备由夜间到日光直射下的可视性，便于集成电路化设计等实用性能。

7.4.3.3 单片机

微机是电子控制装置的核心。在选用单片机时，要根据被控对象的要求。世界上几种主要的微处理机

汽车论坛 http://www.qclt.com

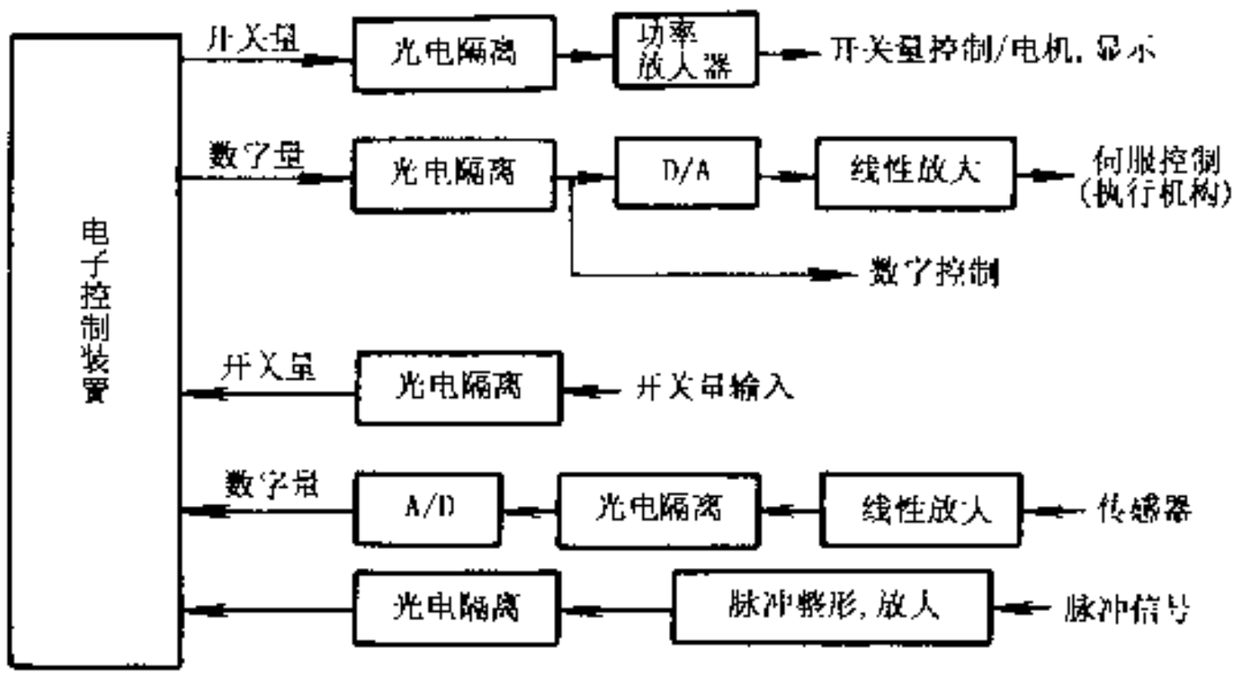


图 7-4-3 电子控制装置的 I/O 接口

的型号列于表 7-4-5. 选用时考虑下列主要性能指标.

(1) 位数

目前常用的为 8 位、16 位单片，多变量综合控制系统正朝着 32 位单片机的方向发展.

(2) ROM、RAM 容量

ROM、RAM 容量与被装入的程序有关。一般来说，控制程序越复杂，需要的 ROM 越大. 而对 RAM 的要求，取决于运算过程要储存的中间变量的数目。

(3) 定时器通道数、I/O 位数、A/D 通道数及 PWM 通道数.

对 A/D 转换器 (Analog/Digital，模拟量→数字量转换器)，需要考虑它的分辨率，即它的位数，以满足使用精度要求。在汽车电子控制系统常用的为 8 – Bit、10 – Bit；而对 PWM (Pulse Width Modulation 脉宽调制) 通道，则要求它的频率范围在所需要的频率范围.

(4) CPU 的时钟频率

CPU 的时钟频率和它的位数决定了单片机的运算速度. 不同的控制对象，要求控制步长不同. 如主动悬架控制，控制步长一般为几毫秒，而发动机水温控制，即使在 100ms 以上也完全满足使用要求. 选择 CPU 的时钟频率，必须以被控对象的控制步长和运算量为依据，设计时可参考同类控制系统.

(5) 单片机之间的通信

如果车上同时具有两个以上的电子控制装置，为了提高信号的利用率，降低装车成本，并使汽车在不同的工作条件下的综合使用性能达到最佳状态，各个电子控制装置之间必须具备通信功能. SAE 对车内通信规定了的三个等级 (表 7-4-6).

表 7-4-5 世界上主要单片机型号

位数	单片机系列	微机型号	生产厂家
8	F-8	3850，3870	Intel
	MCS-51	8051、8751、8031、8052、8032、8044、8744、8344	
	68HC05	MC68HC05B6、MC68HC705BD3、MC68HC05B32	Motorola
	68HC08	XC68HC08AZ0、XC68HC08AZ32、PC68HC908JL3	
	68HC11	MC68HC11D0、MC68HC711D3、MC68HC11K0	
	其它	EA9002，8048/8748、M380、26501、T3444	
16	MCS-96	8096、8098	Intel
	68HC12	XC68HC12A0、XC68HC812A4、XC68HC912B32	Motorola
	68HC16	MC68HC16R1、MC68HC916R1、MC68HC16Z3、MC68HC16Z4	
	其它	μNOVA、CP1600、μCOM-16、PACE、PEL-16A、TMS9900、8086	
32	683XX、MC68331、MC68332、MC68336、MC683176、MC68CK338		
	M.CORE、MMC2001		

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 7-4-6 各种通信的分类

项目 \ 分类	A 级	B 级	C 级
用途	一般电气装置控制	数据通信用	实时控制用
通信速度（标准）	10kbit/s	10 ~ 100kbit/s	100kbit/s 以上
特征	低速低成本	中速中容量	高速大容量
现状与发展趋势	目前仍有部分采用	要求与 J1815 接轨	正朝着控制区域网 CAN 方向发展

注：A：用于成本低、功能比较简单的数据通信

B：实现比较复杂功能的电子控制装置之间的数据通信，SAE 提出了与 J1815 接轨的通信协议。

C：用于发动机、变速器及其它实现复杂功能的综合控制系统的协调通信。为实现此类通信手段，Bosch 公司提出的控制区域网 CAN（Control Area Network）已被国际 ISO 标准确认，已有十厂正在生产实现此类通信的电子芯片。

7.4.3.4 集中控制与分散控制的确定

在微机选型时需要考虑的另一问题是采用分散控制还是集中控制。对分散控制，每个电控装置可独立完成单一的控制目标，各电控装置之间采用通信方式达到整体多目标控制。采用集中控制，由一个电控装置实现多目标控制，故而不需要数据通信。

分散控制需要的电子装置数量多，结构复杂，但使用维护方便，一旦系统出现故障，只需要局部更换电子装置即可。

集中控制结构紧凑，但高度集中对微机的运算速度要求高，也会给系统维护带来麻烦，一旦电控装置出现故障，则需要更换整个电控装置。

7.4.3.5 安装尺寸设计

由于车内安装空间的限制，对控制器的结构尺寸要求越来越严格。为了减小电子控制装置的结构尺寸，目前普遍是把电子芯片和表面装芯片电子元件插装到高密度的印刷电路板上，形成结构非常紧凑的电子控制装置。为此在生产过程中，就需要高精度的自动化的安装设备和精细的焊接技术。在控制器上采用的主要芯片和电子元件的安装方式列于表 7-4-7。

表 7-4-7 表面装芯片电子元件种类

外　　形	电子元件名称	典 型 形 状
方形	陶瓷电阻、电感	电阻、电感
柱形	陶瓷电阻	电阻
板形	晶体二极管、三极管	晶体二极管、三极管
异形	线圈、可调电阻、电容、电解铝	电解铝、可调电阻、线圈
扁平组件	IC_2、LSI、SOIC、QIP	SOIC、QIP
晶体载体	IC、LSI、LCC、PLCC	PLCC、LCC

7.4.4 软件设计

软件（即计算机程序）的构成如图 7-4-4 所示。它和电控装置的硬件结合起来，完成信号采集，系统故障诊断，并根据所得到的信息维持被控对象在最佳状态下运行。软件设计的内容与步骤如下。

7.4.4.1 程序的初始化

程序一进入运行状态，首先要做的工作就是程序初始化，即把所有的 I/O 通道设置在等待的工作状

汽车论坛 http://www.qclt.com

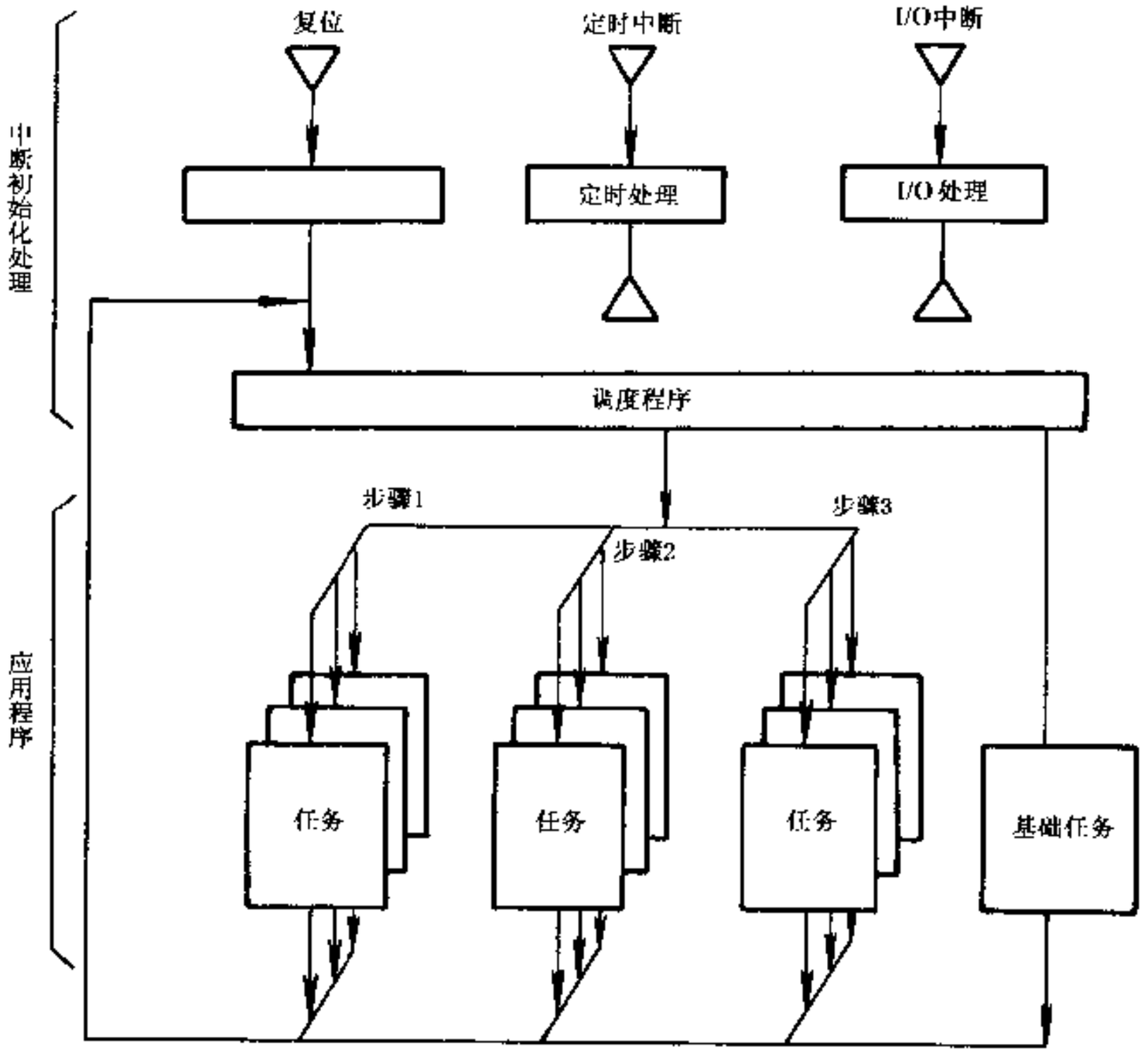


图 7-4-4 计算机程序框图

态，给工作变量的位置初值。

7.4.4.2 系统工作状态检查

检查电子控制装置、传感器及执行器的状态是否正常。发现异常情况，如果系统同时具备自动和常规两种工作方式，则把系统由自动方式转入常规工作方式，并给出警告信号；如果仅具备自动工作方式，当诊断这些现象可能导致严重的安全问题时，则锁定汽车的所有操作并给出当前的故障标志。

7.4.4.3 调度程序设计

(1) 优先级的确定

调度程序是完成所有控制任务的主体。它将根据驾驶员的操作意图，发动机、汽车当时的工作状态，自动地调用不同的应用程序。如何设定应用程序的调用顺序，取决于任务的优先级。如 ABS/ASR（防抱死制动/驱动控制）系统，将根据制动踏板信号、ASR 工作模式选定信号，决定调用 ABS 应用程序，还是调用 ASR 应用程序，或是处在监控诊断的等待状态。调度的原则是：ABS 具有最高优先级，只要系统一接收到制动踏板信号，不管当前正处在什么状态，立即转入 ABS 状态。ASR 为第二优先级，只要当前不是 ABS 状态，一给定 ASR 工作信号，就立即转入驱动控制状态。如果原来工作在 ASR 状态，而被 ABS 请求中断，则 ABS 工作结束后，将返回到原 ASR 应用程序。等待状态具有最低的优先级，仅当 ABS 和 ASR 两者均不起作用时，系统才处于等待状态。

(2) 采样与控制步长

汽车电子控制系统输入多、被控制量多，有些信号变化快，有些信号变化慢，若采用同一的步长就很

汽车论坛 http://www.qclt.com

难全部满足使用性能要求。如发动机控制，无论是点火时间控制，还是燃油喷射控制，都必须和发动机的转速同步，可见燃油喷射控制和点火时间控制是变步长控制（转速高、时间步长小，反之步长大）。而对节气门开度控制，通常多采用固定的时间步长进行控制，即所谓的定时控制。就定时控制而言，变化快的目标需要较小的采样控制步长，变化慢的目标需要较大的采样控制步长。如果系统同时存在变步长和定步长的控制问题，为了减轻 CPU 的负荷，可把定时控制问题交给定时器处理，定时器根据每间隔固定的时间调用一次对应的应用程序，从而用较低运算能力的 CPU 实现较大运算量的问题。

当系统的定时任务较多时，可根据任务对时间的要求分为几个等级，如 4ms，10ms，100ms 等。当系统提供的定时器的资源和定时任务相等时，则每个定时器对应一个定时任务。对上面的三个定时任务，则定时器 1→4ms，则定时器 2→10ms，则定时器 3→100ms，每个定时器负责管理一个定时任务。当定时器的资源少于定时任务时，假定为一个，可设基础定时间隔为 1ms，间隔 4 次就是任务 1 的定时间隔，间隔 10 次，便得到任务 2 的定时间隔，间隔 100 次，就是任务 3 的时间间隔。

在调度程序中，任务的执行顺序取决于任务的优先级和在时间上出现的先后顺序而定，考虑软件的处理速度、执行一个任务都需要一定的时间，故对同一优先级的任务，应优先调用处理时间短的任务。在设计调度程序时，必须注意调度程序的构成和对任务的分配。同时，在两种工作方式之间进行切换时，必须采取无扰切换的措施，确保系统由当时的工作状态向期望的状态平稳过渡。

7.4.4.4 I/O 处理

I/O 处理就是硬件和软件的接口部分，它与硬件有着密切的关系，能和微机组合的 I/O 的接口多种多样。具有代表性的接口为模拟量输入/输出接口和脉冲量输入/输出接口。这里以 PWM（Pulse Width Modulation，脉宽调制）信号的输出为例加以说明。所谓 PWM 信号，实际是固定周期的脉冲信号。如高电平为 ON（数字 1），可驱动电磁阀至导通状态；低电平为 OFF（数字 0），电磁阀被释放到初始状态。在一个周期 ON/OFF 的时间比值称为占空比。能连续改变占空比的脉冲信号称为 PWM 信号。

采用 PWM 通道（硬件方式）输出 PWM 信号，从软件实现来看是非常简单的方法，只要设定可改变调制脉冲占空比的寄存器，就可得到所需要的信号。

除硬件方式产生 PWM 信号外，也可用定时器和软件相结合的方式产生 PWM 信号。

7.4.4.5 中断处理

为了提高 CPU 的效率和改善控制质量，中断编程技术是非常必要的。如定时控制，中断方式和定时器相结合，可极大地减轻 CPU 的运算负荷。CPU 在非中断时刻，全部时间可用来分析计算主要控制目标下一步的控制输出，仅当定时器有中断请求时才转入到中断服务程序，处理完毕迅速返回到原来转去的地方。又如车轮转动信号的脉冲输入，采用中断方式可精确得到前、后两个脉冲的时间间隔，于是可精确计算出车轮的转动速度和角加速度。

7.4.4.6 控制算法

（1）PID 控制算法

现在最广泛采用古典控制的 PID 控制，即根据目标值和实际值的偏差对误差取比例（Proportional）、积分（Integral）、微分（Derivative）计算，三项之和作为控制器的输出。

由于 PID 控制器不涉及系统的模型，对任何不同的控制对象，仅需要整定控制器的增益、积分时间常数和微分时间常数等三个参数，设计非常简单。但是，PID 控制器对不稳定、大时变、大时间滞后的被控对象控制性能不良。为此，人们一直都在运用现代控制理论探索改善控制性能的其它算法。

（2）模糊控制算法

模糊控制器的组成如图 7-4-5 所示。精确量的模糊化、建立模糊推理规则与输出信息的模糊判决是设计模糊控制器的重要内容。

（3）最优控制算法

汽车论坛 http://www.qclt.com

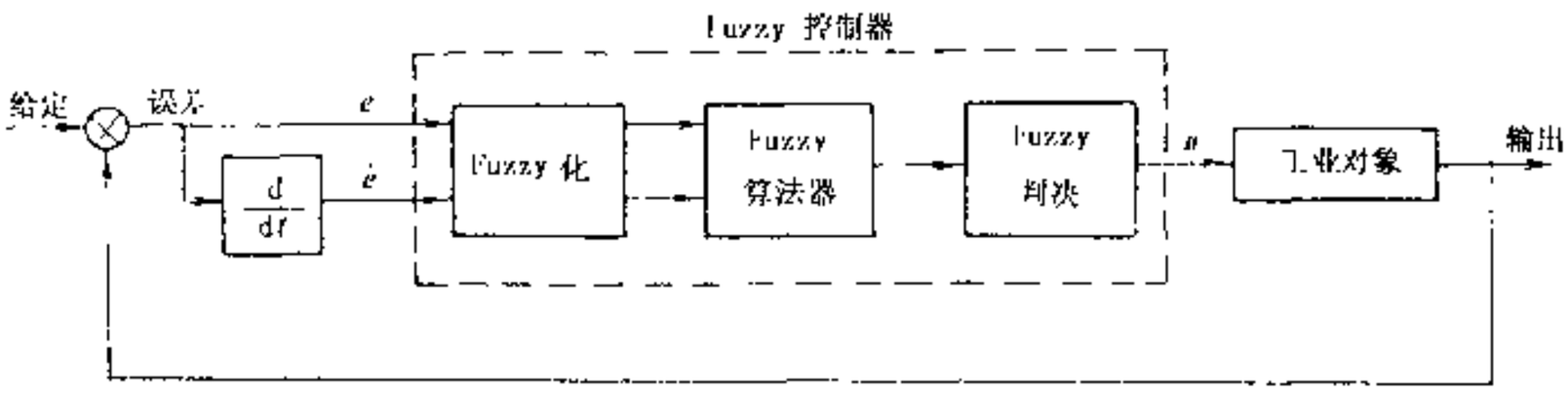


图 7-4-5 模糊控制器的组成框图

设线性系统，其动态方程有如下形式：

$$\dot{X} = AX + Bu \tag{7-4-1}$$

$$y = CX$$

式中：X——n 维向量；

A、B、C——分别为 $n \times n$、$n \times r$、$m \times n$ 阶矩阵。

在约束方程（7-4-1）下寻求最优控制规律 u，使下面的性能指标

$$J = \frac{1}{2}\int_0^{\infty} (X^{\mathrm{T}}QX + u^{\mathrm{T}}Ru)\,\mathrm{d}t \tag{7-4-2}$$

取最小值的问题就是二次型的最优调节器问题。其中 Q 和 R 是对称半正定和正定加权矩阵，只要系统 $[A, B]$ 是可控的，即矩阵 $[B, AB, A^2B, \cdots, A^{n-1}B]$ 是满秩的，则上述问题的解存在且是唯一的，也是渐近稳定的，并且最优控制可表示为：

$$u^*(t) = -R^{-1}B^{\mathrm{T}}PX(t) \tag{7-4-3}$$

其中 P 是黎卡提代数方程

$$PA + A^{\mathrm{T}}P - PBR^{-1}B^{\mathrm{T}}P + Q = 0 \tag{7-4-4}$$

的解。

正确设计的最优控制器，可比 PID 控制器取得更好的性能。而对最优控制器的设计，借助于规范化了的专业软件，如 Matlab 等。但最优控制器的性能取决于加权矩阵 Q 和 R，如何正确选用加权矩阵取决于设计人员对被控对象的了解和专业知识水平。此外，最优控制器是基于被控对象的模型设计的，而汽车电子控制系统，许多被控对象很难用动态模型描述。

（4）查表控制

当控制系统的模型变化很大且又不能用解析模型描述其动态特性，对这类问题的控制经常采用查表控制。

7.4.4.7 开发控制软件的计算机语言

目前，汇编语言在汽车电子控制系统软件开发中得到广泛应用，因它完成同样的工作，所需的程序代码最少，运行的速度最快，可以直接控制硬件。

高级语言符合人们日常习惯的表达方式，语言表达的效率大大提高，从而简化了程序的开发，缩短了程序的开发周期。但高级语言程序代码效率和执行速度方面都比汇编语言差，且不能直接控制硬件。高级语言接近人们习惯的表达方式，开发的程序具有如下特点。

①程序的可读性强；

②容易实现程序的模块化，移植性好；

③即使微机的种类变化，语言也不会变化，程序的通用性好。

④程序的开发效率高，便于调试。

随着计算机技术的发展，电子计算机的结构尺寸日益缩小，运算速度不断提高。在汽车电子控制系统中占主导地位的汇编语言必将逐渐地由高级语言所替代。目前 32 位的微型计算机已开始用于汽车电子控

汽车论坛 http://www.qclt.com

制系统．高级语言已开始用作汽车电子控制系统软件开发的工作语言。但在当前条件下，采用汇编语言和高级语言混合编程技术，更能充分发挥汇编语言和高级语言的长处，使程序的执行速度、程序代码的效率和可读性都得到改善。

7.4.4.8 故障诊断设计

为保证控制系统工作安全可靠，在控制系统中必须设置相应的故障诊断软件和诊断装置。一般来说，所开发的控制器需有故障诊断软件，提供在线诊断功能，同时还要开发相应的故障诊断装置，通过通信方式对电子控制装置进行非在线故障诊断。

(1) 在线故障诊断

在线诊断有两种方式，一种是把发生的故障预先记录在内存之中，在维修时通过阅读故障代码，了解故障的情况；另一种是现场将现在故障发生的“实时故障诊断”结果通知维修人员，一般用发光二极管或设在仪表盘上的故障显示灯的闪烁来显示故障或给出警告标志，用不同的闪烁方式来表示不同的故障。

(2) 非在线故障诊断

开发专用的诊断连接器，直接从被诊断的电子控制装置中读出数据进行诊断分析，或替代被诊断的电子控制装置，发出控制指令来控制执行元件，通过同时监测所有的传感信号和被诊断电子控制装置的应答信号，从而诊断出被诊断电子控制装置出现的故障。

7.4.5 控制系统设计中一些值得注意的问题

按控制系统的设计程序，就有关设计中的一些值得注意的问题进行说明，具体以车辆等速行驶控制系统为例。

(1) 明确设计意图

在设计控制系统时，开发初期必须确定以下几项内容。

①设计系统的目标是什么；

②达到设计目标需要多少费用；

③如果目标功能达不到要求，用户会不会接受；

④在现有结构的基础上，是否要考虑将来对装置的改型。

(2) 明确可观测的变量

为了使设计的控制系统能达到预期的目标，必须把握想要控制的变量。为此，首先要分析被控对象是否可以观测，同时，还要分析相关的物理量中什么是可观测的。如汽车等速行驶控制的目标变量是车速，一般是可以观测的，通常采用车速传感器观测。相关物理量有节气门开度、道路的坡度等，也都是可观测的，只要安装上传感器就可以对它们进行观测。但也有些系统的被控对象和相关的物理量是不可观测的，可能是找不到合适的传感器，也可能是由于费用上的原因等。因此，有必要根据被控对象，研究什么是组成系统的必要项目？是否还有其它的方法？其它的方法是否具有更低的成本性和更好的性能？它在安全上是否还存在着问题等。在着手设计前，必须弄清楚什么量是可测量的，现存车辆处于什么样的状态等，做到充分掌握有关的技术资料。同时，还需要充分了解新开发的测量方法的有关知识，这一点对开阔设计思路也是十分重要的。

(3) 确定目标变量

有一些系统的目标变量，从物理方面考虑是可观测的。也有一些系统不能观测目标变量，可能是物理性的限制，也可能是由于成本、可靠性和环境等原因，限制了它的使用，这时就需要从其它的可观测变量导出目标变量。如为了获取车速信号，通常利用发动机转速和当前档位的速比等观测值采用导出（计算）的方法确定车速。

(4) 确定控制变量

为了实现对被控对象的精确控制，应以什么方式去控制效果最好？如对汽车等速行驶控制系统，其目标变量是车速，控制变量对汽油发动机汽车有节气门开度控制及节气门旁路空气量控制、燃油喷射量控制

汽车论坛 http://www.qclt.com

等。对于柴油发动机汽车，只有控制发动机燃油的喷射量，才能控制发动机的功率。因此对柴油发动机汽车大多采用直接控制燃油喷射量的方式。在实际应用中，汽油发动机常采用节气门控制方式。总之，在构思新的系统方案时，必须研究各种可能的实现方式，从成本、可靠性和精度等几个主要方面确定出最佳的设计方案

(5) 分析控制系统的可行性

分析了解控制变量和目标变量的响应速度、滞后时间和可控制的范围，要求控制变量能充分覆盖目标变量本身的变化速度和变化范围。具体地说，就是求出从控制量到被控制量（目标量、被控对象）之间的传递函数。

确定等速行驶装置是否能通过节气门控制使车速迅速地跟随变化，以满足等速控制的使用要求。一般来说，车辆在受到上下坡等外部影响导致的车速变化缓慢，节气门控制的反应速度比车速变化要快，因此可满足控制性能的要求。但是，如果采用的驱动机构的响应速度太慢（如功率过小的电机，通过很大的传动比驱动节气门就属这种情况），不能驱动节气门跟随控制信号变化，则可能出现这种情况，即使采用最大的控制信号，最后节气门的响应速度还是低于外部扰动的速度。显然，也就不能期望这样的执行机构可以维持恒定的目标车速。因此，必须研究控制量（执行机构的动态速度）和被控制量的响应速度和可控制的范围，事先明确控制量应满足的条件。

(6) 确定控制算法

系统功能及主要性能指标，应以说明书的方式规定。内容应该包括系统初始状态、输入信号的处理方法、根据输入信号确定控制量的控制算法及控制量的输出方式等，其中最为重要的是考虑系统的控制算法。

对汽车等速行驶控制，一般采用反馈控制。但在实际应用中，采用单纯的反馈控制方式是不够的，必须另加辅助控制，这样才能取得更好的效果。例如，制动解除后，控制系统返回到记忆的目标车速的情形（称为复原控制）。此时，实际车速与目标车速的偏差可能很大，根据反馈控制策略就要急剧改变节气门的开度。如果采用这种简单的反馈控制策略，当车速比目标车速低得多的时候，便成了急加速控制。实际上，人们驾驶车辆时，期望的是从当前车速平缓地加速到目标车速，而与车速的偏差无关。因此，等速控制虽是反馈控制，但并不是简单的反馈控制，而是需要按照人所希望的动作确定控制策略（或控制逻辑）。

对于初始值设定和输出、输入处理，一般情形是，当给系统通电后，首先是初始化 I/O 接口，并给工作单元赋初始值，使系统进入等待（备用）的工作状态。初值设定、I/O 接口初始化结束后，要每隔一段时间（通常为 10ms，也称作采样步长）对输入信号进行采样，分析当前的操作状态和汽车的工作状态，随时准备转入指定的工作模式。对于等速行驶装置，I/O 接口初始化首先是把执行元件控制端口赋零，切断执行元件的电源。在软件上，是在 I/O 输出寄存器中，设定执行元件不工作的数据，同时初始化 I/O 接口输入寄存器设定值使所有外部输入信号进入有效的输入状态。

(7) 传感器、执行器及接口的设计

在系统设计时，特别需要注意的是接口的设计。传感器、执行器和控制器一般是分别设计的，再把它们组成为系统并使它们能够满意地工作这样就需要进行接口设计。具体地说，就是确保传感器、执行器的主要工作参数及误差范围与控制器的输入、输出特性取得一致。这相当于机械系统的安装尺寸公差，在电气系统中，就是考虑通过接口设计使传感器、执行器的输出范围和频率与控制器的输入范围和频率达到一致。在完成传感器、执行器的设计后，必须进行相容性检查，从而确保控制系统的精度。

(8) 副作用和失效保险

一般来说，开发者注重的是达到目标的设计，往往会忽略目标以外的工作。因此在开发的最后阶段问题就可能暴露出来，最后为采取补救措施而深感苦恼。为了防止陷入这种困境，有必要在开发的最初阶段在桌面上对可能的副作用进行研究。在设计阶段初期，就要预想各种可能的问题，并对各种问题备有相应的对策。应该注意到，问题暴露之前的预备措施对新产品开发是非常必要的。例如，在原来没有安装等速行驶装置的车辆，想要安装等速行驶装置时，必须充分研究从发动机取气压时对发动机的正常工作会不会产生影响等，在与其它系统连接时会不会影响其它的系统。

此外，必须注意失效保险，失效保险设计标准的内容包括以下 4 项。

汽车论坛 http://www.qclt.com

①不易出现操作错误，即对用户操作的部分，要注意设计出不容易出现错误操作的情况，并确保在操作过程中，即使出现了错误的操作也不会构成危险。

②故障模拟设计，即模拟当一处出现了故障或错误操作时，也不会构成危险的模拟试验。所以，必须预先对系统中各元件在发生故障时会出现什么样的动作进行研究，对模拟中容易成为危险故障的部分实行双重保险，或者根据其它的信息检测出潜在的故障，防止危险的发生。

③在紧急情况下回避危险的应急措施，即用户可方便而易迅速做出反应的控制装置，迅速使系统停止工作。

④抗干扰设计，即不仅要在硬件上采取消除干扰的方法，同时在软件上也要采用合适的算法，能识别系统的真实信号和干扰信号，使软件不受干扰信号的影响。在系统出现故障时的失效保险，则要根据系统故障导致用户陷入危险状态的程度，决定采用相应的失效保险措施。一般系统的失效保险多指的是上述第②项。

(9) 确定评价方法

系统设计结束后，需要确定评价标准作为判定控制系统是否达到了预定目标的依据。

(10) 模拟试验

对系统评价有两种方法，即实际试验和模拟试验。一般而言，对系统进行实际试验需很多的时间和经费。为了尽早地对系统进行评价，不断完善设计方案，采用模拟试验的方法能很快发现存在的问题。因此，模拟试验的方法，对产品的前期开发是十分重要的。

7.5 综合控制系统

所谓汽车综合控制是指针对汽车各子系统相互作用与关系的一种汽车性能控制。其一般概念如图 7-5-1 所示，它包括动力传动控制和汽车动力学控制，主要功能如下。

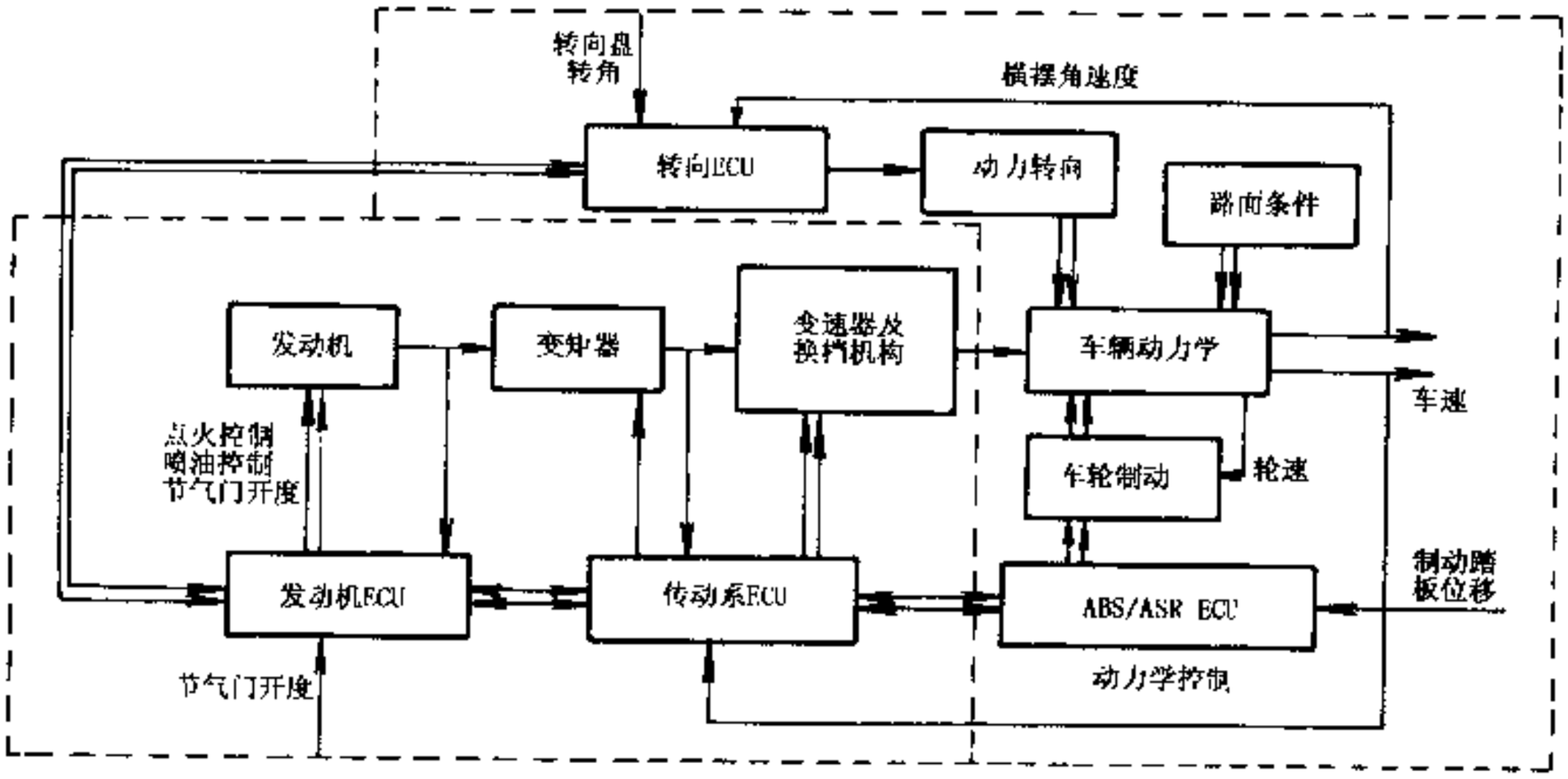


图 7-5-1 综合控制系统示意图

①汽车起步、换档时无冲击，行驶平顺；

②可设定等速行驶，保证汽车在高速公路行驶的燃料经济性和操纵舒适性；

③在制动时，保持良好的操纵性、直线行驶稳定性，并能使制动距离达到最短；

④在弱附着系数路面，能够有效地发挥汽车的牵引力，防止车轮空转。

⑤在各种路面条件和汽车的各种使用工况下，能有效地抵消各种非稳态因素造成汽车的横摆运动，实现按驾驶员的意图稳定维持汽车的行驶方向。

汽车论坛 http://www.qclt.com

⑥在适当的时刻锁定液力变矩器，在传动效率和汽车起步平顺性之间达到合理兼顾。

在目前条件下，很少有汽车采用了如图 7-5-1 所示的复杂综合控制系统，得到广泛采用的综合控制系统多为局部的综合控制系统，例如发动机、变速器综合控制系统，发动机、牵引力综合控制系统。但随着汽车控制技术的发展，为把汽车的各项使用性能发挥到极限状态，汽车综合控制系统最终要向图 7-5-1 所示的目标或更高的目标发展。

7.5.1 动力传动系统综合控制

最近，装有自动变速器的轿车把发动机与自动变速器作为一个整体进行综合控制以改善轿车的行驶性能，这种综合控制系统已得到越来越广泛的应用。

通常由液力变矩器和行星机构所组成的自动变速器，其换档是依靠转换摩擦元件（离合器和制动器）来实现的，因此，自动变速器在换档过程中不可避免地将产生冲击。为减少自动变速器换档过程中的冲击，提高汽车行驶平顺性，综合控制发动机转矩与变速器操纵元件的接合压力是十分关键的。所以，在装有自动变速器的轿车中，常采用发动机—自动变速器综合控制系统，以减少换档过程冲击，提高行驶平顺性。

发动机—自动变速器综合控制系统构成如图 7-5-2 所示。它和发动机、变速器独立控制的硬件配置完全相同，唯一的差别是在发动机与变速器的控制器之间增加了交互通信信号。在换档变速时，自动变速器控制器根据换档情况向发动机控制器请求增加或减小发动机的输入转矩，与换档工况相匹配，以达到降低变速冲击的目的。

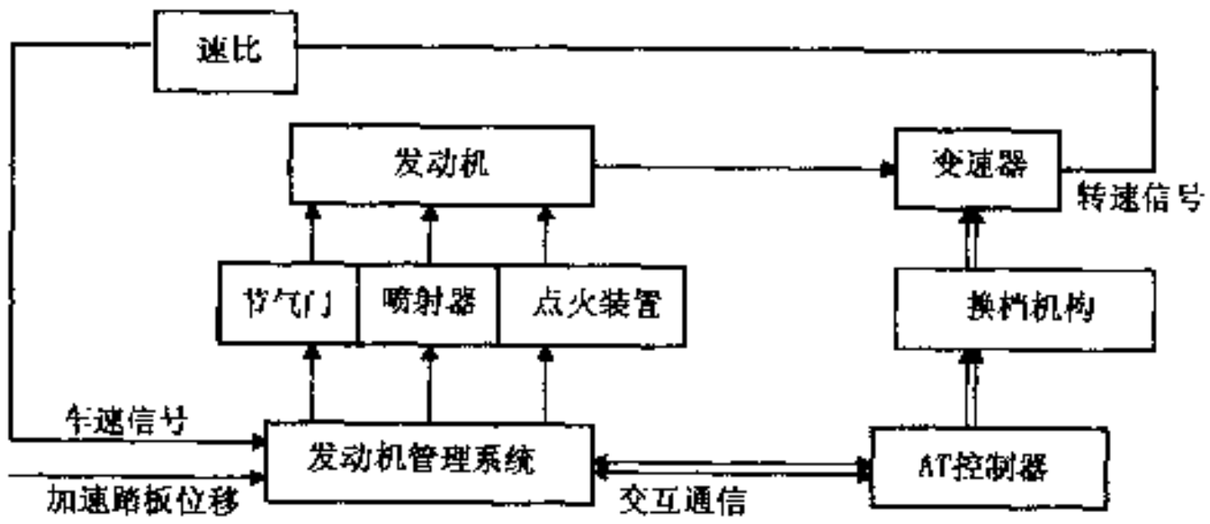


图 7-5-2 动力传动系统综合控制示意图

7.5.2 等速行驶控制

等速行驶控制系统是驾驶员不使用加速踏板，也能自动控制发动机的节气门开度，维持车速在设定值的控制装置。在需要时，又可随时重新由驾驶员操纵加、减速或停车。这样，汽车在高速公路上长时间行驶时，可减轻驾驶员的疲劳，提高行车安全性。

等速行驶控制系统构成如图 7-5-3 所示。它是在图 7-5-2 基础之上，再增加设定等速行驶的输入与指示装置而形成的。等速设定输入与指示装置的形式可以多种多样，如电位计与按键开关构成的输入指示装置(图 7-5-4)。它由一个模拟的电信号与一个带指示灯的锁定开关组成。当连续转动输入旋钮时，可在最小限定车速和最大限定车速之间任意设定汽车的行驶速度。当设定开关处在 OFF 位置时，等速控制系统不起作用，直到把设定开关压下至 ON 的位置，汽车的行驶速度由等速行驶控制系统自动控制。

除采用模拟信号设定汽车的行驶速度外，也可用按键和数码显示构成等速输入与显示装置，如图 7-5-5 所示。开始设定汽车的速度时，按住“加速”键，显示器从最低限速度以步长 1（1km/h）增加，至要求的速度后，把“自动/驾驶”键推至 ON 的位置，即完成等速行驶速度的设定。在等速行驶状态，如按“加速”键，则在当时行驶速度下以步长 1 增速。按“减速”键，则在当时行驶速度下以步长 1 减速；当把“自动/驾驶”键推至 OFF 的位置时，等速控制系统退出工作状态，改由驾驶员操作。当汽车在等速行驶状态突然制动时，此时即使“自动/驾驶”键在 ON 的位置，等速控制系统也自动把节气门恢复到最小开度，

汽车论坛 http://www.qclt.com

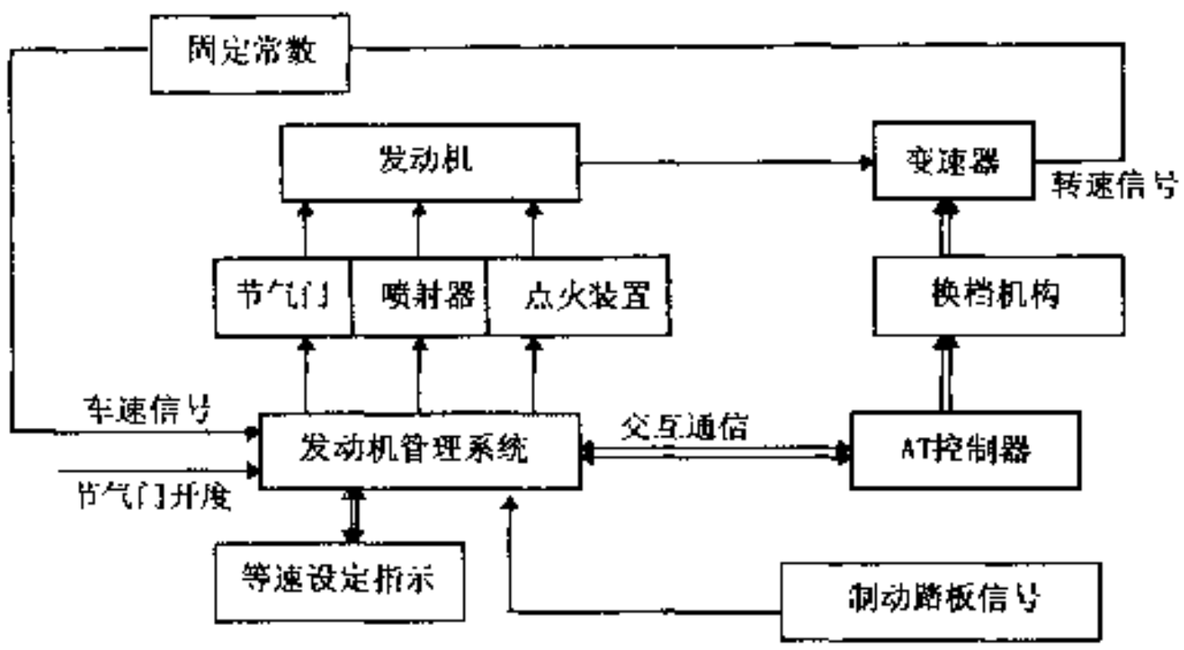


图 7-5-3 等速控制系统

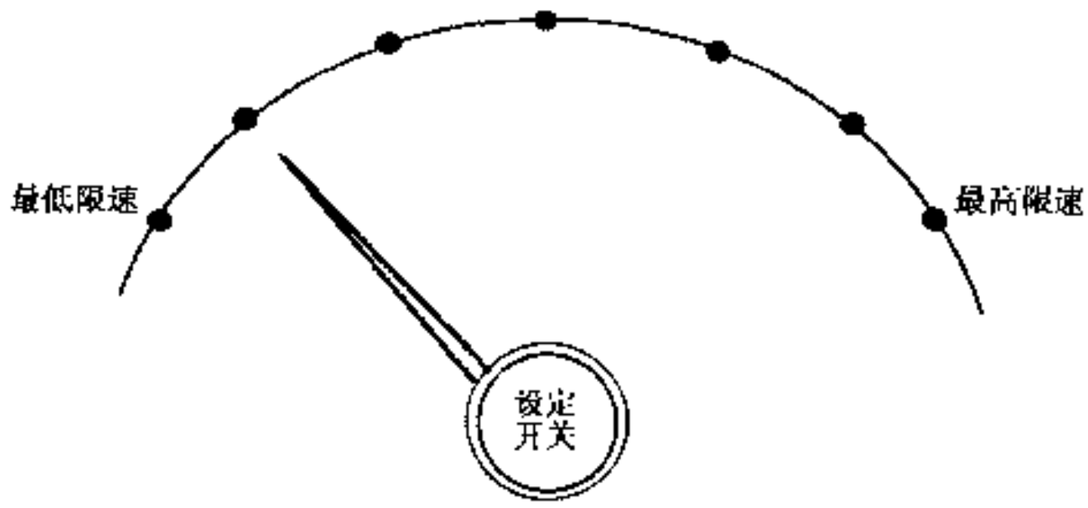


图 7-5-4 等速输入与指示装置

退出自动控制状态。当制动解除时，“自动/驾驶”键在 ON 的位置，根据汽车当时的行驶速度分为两种情况。如车速在等速控制最低限速度以上时，等速控制系统继续转入工作状态，把汽车的行驶速度按给定的加速度恢复到制动前的行驶速度。如车速在等速控制最低限速度以下时，等速控制系统不起作用，处在等待状态。

上述介绍的设定输入与指示装置可以设定与当前车速不同的任意车速，操作非常简单。并且由驾驶员驾驶切换到自动控制时，不会出现车速波动的现象。

目前装车使用的等速行驶控制系统，以当时的车速作为参照，省去了显示装置，使系统得到简化。由三个开关构成的等速设定输入装置如图 7-5-6 所示，其控制功能如下：

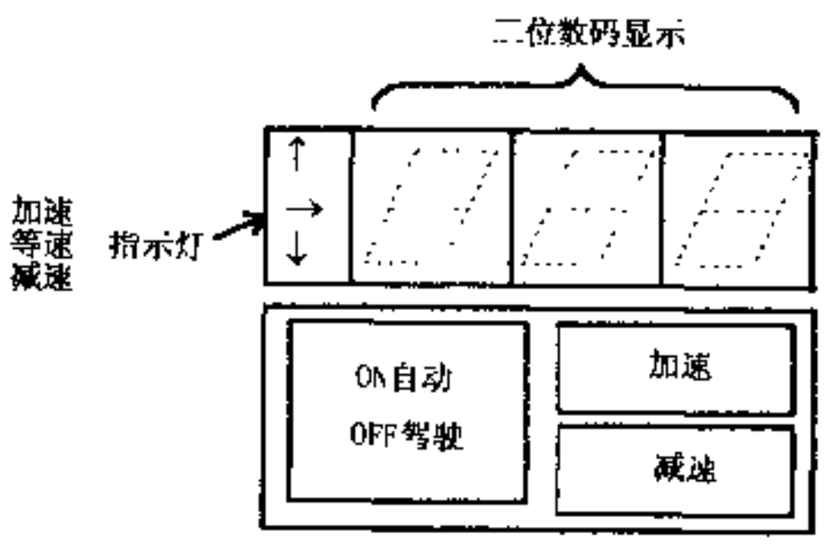


图 7-5-5 数字式输入指示装置

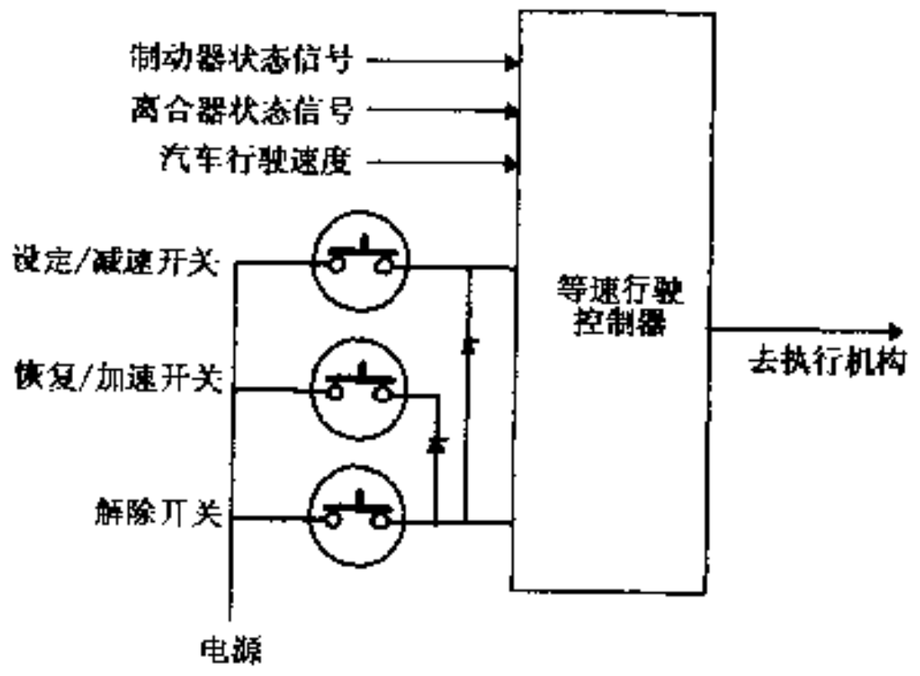


图 7-5-6 等速控制设定输入开关

汽车论坛 http://www.qclt.com

（1）设定等速控制

由于该装置不能显示设定的车速，而是以当时的车速作为目标车速，故在设定等速控制之前，驾驶员应先把车速开到期望的车速，然后，驾驶员松开加速踏板，接着打开“设定/减速”开关，产生一个进入到等速控制模式的启动脉冲。图 7-5-7 表示在设定等速行驶控制模式时，执行元件、车速及节气门开度的变化过程。从“设定/减速”开关产生脉冲下降开始，汽车由驾驶员操作模式转入等速行驶控制模式，并以此时的车速作为等速行驶控制的目标车速。由于在设定等速行驶控制之前，驾驶员松开了加速踏板，车速有所下降。等速行驶控制开始时通过执行机构驱动节气门，增大了节气门开度，使车速增加到设定的值。此后，在没有解除等速行驶控制期间，等速行驶控制系统根据车速的反馈信息，通过控制脉冲，使节气门开度在某一稳定值附近波动，保持汽车等速行驶。

（2）减速控制及加速控制

在等速行驶控制模式状态，把“设定/减速”开关置于“ON”，开关在“ON”期间，等速行驶控制系统通过执行元件把节气门驱动到全闭状态，汽车减速。当汽车的速度下降到期望的车速时，立即把“设定/减速”开关置于“OFF”，此时对应的车速即为目标车速。由于此时节气门仍在全闭状态，车速达到目标车速后还将持续下降，为了维持汽车在这一目标车速下行驶，控制系统根据车速反馈信息计算并确定出节气门的开度，使汽车的行驶速度很快又回到新的目标车速。减速控制过程中，执行元件的动作、车速及节气门开度的变化如图 7-5-8 所示。

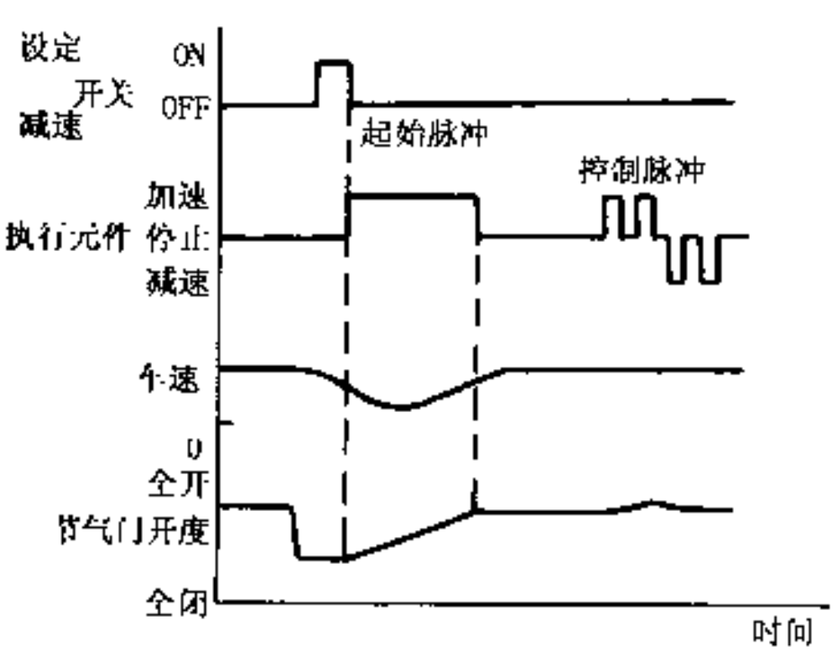


图 7-5-7 设定等速控制的动作

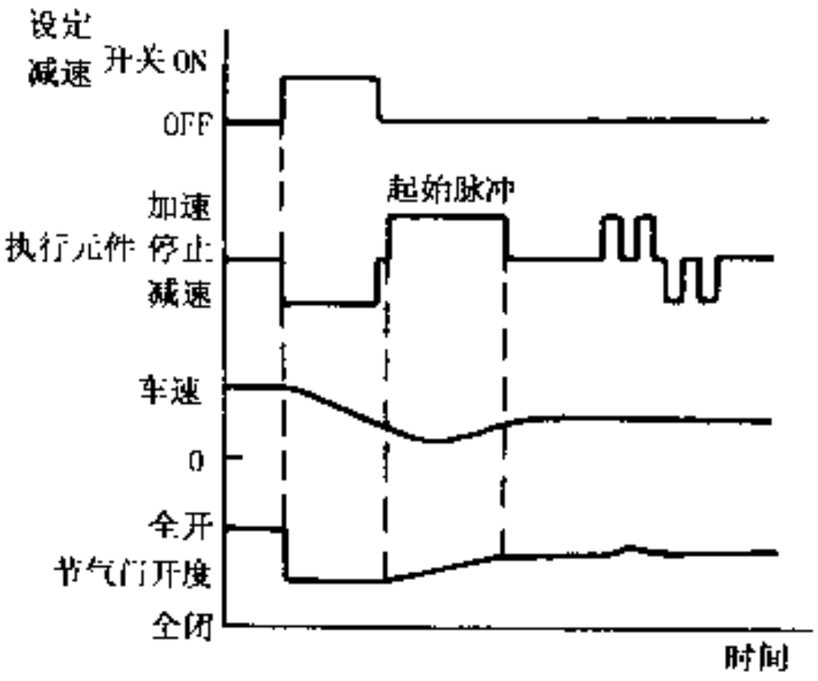


图 7-5-8 减速控制动作

同理，在加速控制模式状态下，把“恢复/加速”开关置于“ON”，开关在“ON”期间，等速行驶控制系统通过存储单元中的发动机数据模型和车速反馈信息，计算出使汽车按给定的加速度行驶时的节气门开度，保证汽车平稳地加速，当车速达到要求的车速后，立即把“恢复/加速”开关扳到“OFF”。“恢复/加速”开关产生脉冲的下降沿时刻对应的车速即为本次设定的目标车速。以后的控制与设定等速控制，或减速控制完全相同，即通过反馈信息控制维持车速恒定。加速控制过程中，执行元件的动作、车速及节气门开度的变化如图 7-5-9。

（3）解除等速控制

把“解除”开关置于“ON”以下，产生一个有效的脉冲，使“设定/减速”和“恢复/加速”开关同时产生一个有效的脉冲，于是解除等速控制模式。在结束等速控制模式以前，首先通过执行元件把节气门复位（即回到全闭状态），然后退出自动控制模式，转入驾驶员操作模式。除“解除”开关用来解除等速控制模式外，在行驶过程中，只要驾驶员使用制动器，也可解除等速控制模式。解除等速控制的动作过程如图 7-5-10 所示。

（4）恢复等速控制

当解除等速控制以后，如果车速仍大于等速控制的下限车速，把“恢复/加速”开关置于“ON”，产生一个有效的脉冲，则等速控制系统仍可继续工作，并恢复到最近一次设定的目标车速。其控制过程完全

汽车论坛 http://www.qclt.com

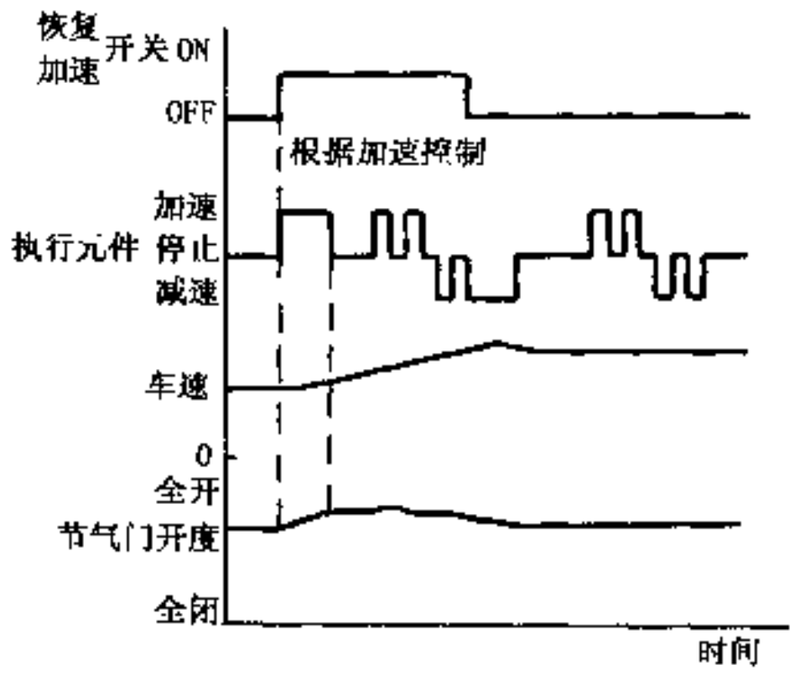


图 7-5-9 加速控制动作

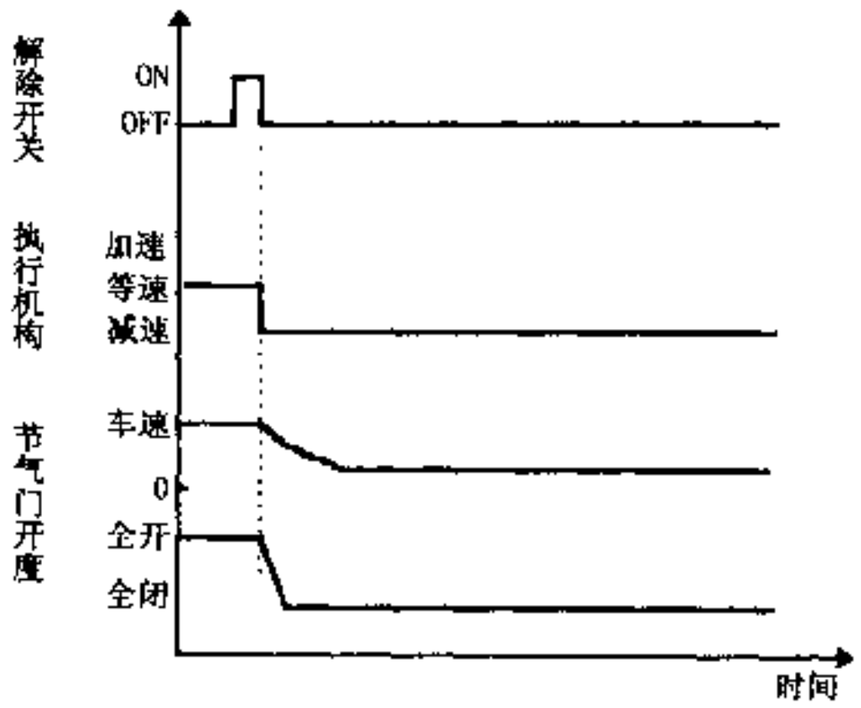


图 7-5-10 解除等速控制动作

与加速控制过程类似，对应的动作过程如图 7-5-11 所示。

汽车在路面行驶时，行驶阻力随车速的升高而增大。为维持车速恒定，车速与节气门开度的关系应为图 7-5-12 中的 A-A' 曲线关系。A-A' 曲线被数字化存储在微机的内存单元中。当设定车速为 V_0 时，节气门的开度为 θ_0，则车速和节气门的开度达到动态平衡，并稳定在这一工作点。在汽车爬坡时，坡度行驶阻力增大，车速降低，此时，等速行驶控制系统将按图 7-5-12 中控制线调节节气门的开度至 θ_H，直至车速稳定在 X 点。在这一阻力下，车速与节气门的开度按 B-B' 曲线变化。如无等速行驶控制系统，车速将降低到 V_t。

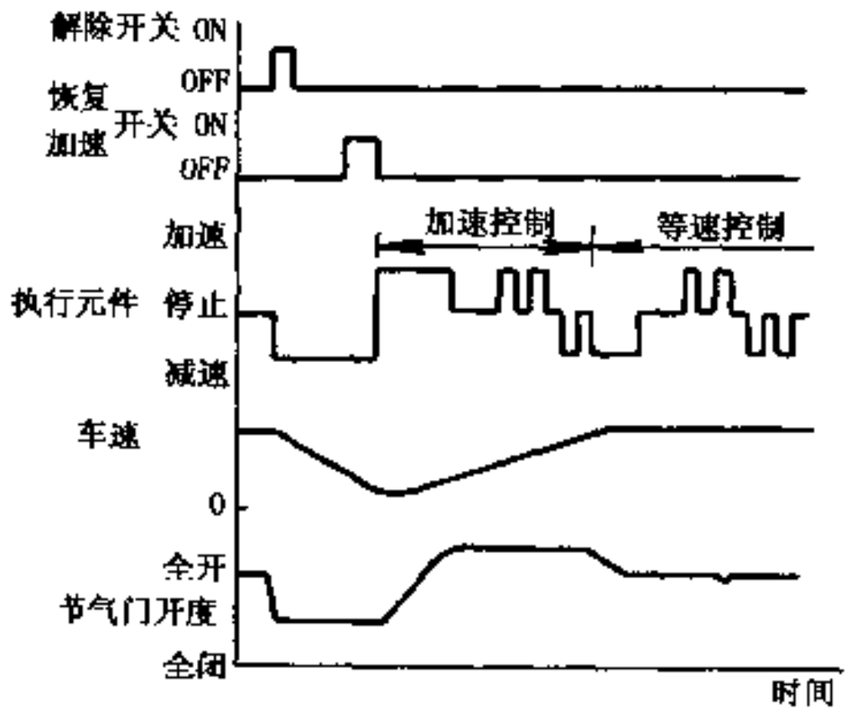


图 7-5-11 恢复等速控制动作

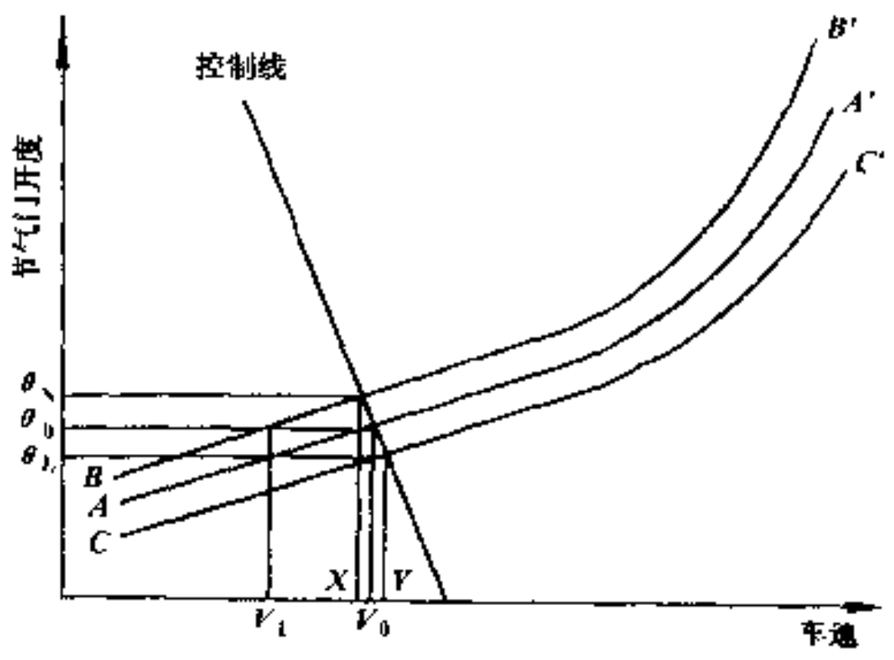


图 7-5-12 道路阻力变化时节气门开度与车速的关系

汽车在下坡时行驶阻力减小，同样地，等速控制系统将按控制线调节节气门的开度至 θ_L，最后车速稳定在 Y 点。在这一阻力下，车速与节气门开度的关系按 C-C' 曲线变化。如果路面的坡度阻力在 B-B' 和 C-C' 之间变化，车速将在 X、Y 点之间变化。可见等速行驶控制系统，并不是维持车速恒定，而是在设定值附近随路面的坡道阻力变化波动。

从理论上说，若控制线垂直于车速，则车速的误差可减小到零。但这样一来，汽车行驶阻力的微小变化，都会引起节气门的快速调节，结果使系统的稳定性变差。可见，等速控制系统中，控制精度和稳定要求是相互矛盾的。精度过高，容易产生车速振荡，出现行驶过程中所谓的游车现象。因此，应综合考虑控制精度与游车的问题，合理选择控制线的斜率。

等速行驶控制系统在上述这些基本功能的基础上，还可以增加许多功能，因为设定的车速可以在较大的范围变化。为了在不同的路面条件都能使汽车获得最好的燃油经济性，等速行驶控制系统应能在等速条

汽车论坛 http://www.qclt.com

件下自动改变档位。等速行驶控制系统与减小冲击控制系统虽然都是发动机—传动系综合控制系统，但两者在发动机控制方面是不同的。减小冲击控制系统强调的是瞬间降低发动机输入转矩，响应的快速性是第一位的，所以对发动机的控制采用的是中断点火或延迟点火、中断供油等方式。等速行驶控制系统强调的是发动机转矩平稳地变化，保证汽车行驶的平稳性，故等速行驶控制采用的是节气门控制。

把节气门驱动到控制系统要求的开度是通过执行元件完成的。执行元件根据驱动能源有如下几种形式。一是负压式，采用真空吸动膜片产生驱动力；二是正压式，采用强制压力驱动膜片产生驱动力；三是电动方式，采用步进电机或直流电机驱动节气门。在传动方面，节气门不仅要由自动执行机构控制，还要由驾驶员的加速踏板控制，这两套传动机构既要能独立操纵节气门，又不能相互干涉。

7.5.3 牵引控制系统

牵引力控制系统（Anti－Skidding Restraint，Traction Control，Acceleration Slip Regulation，简称 ASR 或 TRC）的作用是防止汽车在加速、起步过程中的车轮滑转，特别防止汽车在非对称路面或在转弯时驱动轮的空转，是保持良好的方向稳定性、操纵性和获得最佳驱动力的装置。

汽车在路面上行驶时，其牵引力决定于传递到驱轮上的发动机转矩和轮胎与路面的附着条件。传递到驱动轮上的发动机转矩与发动机工作性能和传动系特性有关。通过增大发动机转矩来增大汽车牵引能力，只有在轮胎与路面之间附着极限内驱动轮不发生滑转时才有效。轮胎与路面的附着性能与路面材料、表面状态、轮胎结构、胎面花纹及使用材料等因素有关，难以用一个确定的量表示，通常用附着系数来表示。它与驱动滑转率的关系如图 7-5-13 所示，从图中可知，滑转率只有在 O 与 S_T 之间可保证稳定驱动，且当滑转率为 S_T 时可获得最佳附着性能。从图中还可知，取滑转率略小于 S_T 对提高汽车侧向稳定性是十分有利的。汽车牵引力控制正是利用驱动滑转率与附着系数之间这种关系进行控制的。

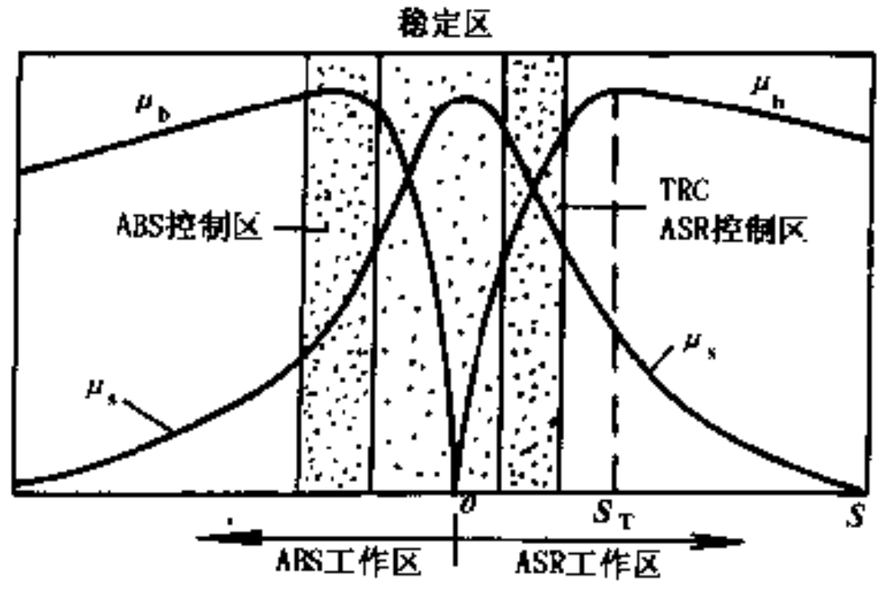


图 7-5-13 驱动滑转率与附着系数关系

目前常用的控制方法有两种。一种是制动力矩控制方式，即对将要空转的驱动轮施加制动力，把发动机输出的多余转矩在制动器上消耗掉，控制车轮的滑转率在期望的范围内，其方法类似 ABS。另一种是发动机转矩控制方式，即控制发动机输入到驱动轮上的转矩，使车轮的滑转率在合适的范围内。

制动控制方式比发动机控制方式响应速度快，能有效地防止汽车起步时或者从高 μ 路面突然跃变到低 μ 路面时车轮的空转。制动控制方式还能对每个驱动轮进行独立控制，与差速器锁止装置具有同样的功能。发动机控制方式则是根据路面状况输入给驱动轮最佳的驱动力矩，具体方法有改变燃料喷射量、点火时间和节气门开度。上述两种方法既可以单独使用，也可以组合起来综合使用。

1）发动机转矩控制方式

（1）控制燃油喷射和点火时间方式

减小发动机转矩输出的最简单方法是按一定的顺序停止向气缸喷射燃油，也可中止对某一缸的点火。

一种逐级减小发动机输入转矩的控制方式如图 7-5-14 所示，可见，控制发动机一个工作循环内参加工作缸的数目，就可得到发动机转矩的多级输出。

对 ASR 控制，上述调节方式太粗，实际的 ASR 系统通常采用双循环燃油中止喷射法（图 7-5-15），例如四缸发动机，控制二个工作循环内参与工作气缸数目，就可使发动机得到 8 级转矩输出，同理，采用多循环燃油中止喷射法可以得到更多级转矩输出，但要花更大的代价。

供油中止法和点火延迟控制组合起来，可获得更好的效果。从理论上来说，控制点火时间可使发动机输出转矩实现无级调节。一般情况下，如果参与工作的气缸数目愈少，则点火延迟愈多，但点火延时过大，在气缸来不及燃烧的混合气会在排气管中继续燃烧，结果导致发动机的温度高出允许范围。通过试验

汽车论坛 http://www.qclt.com

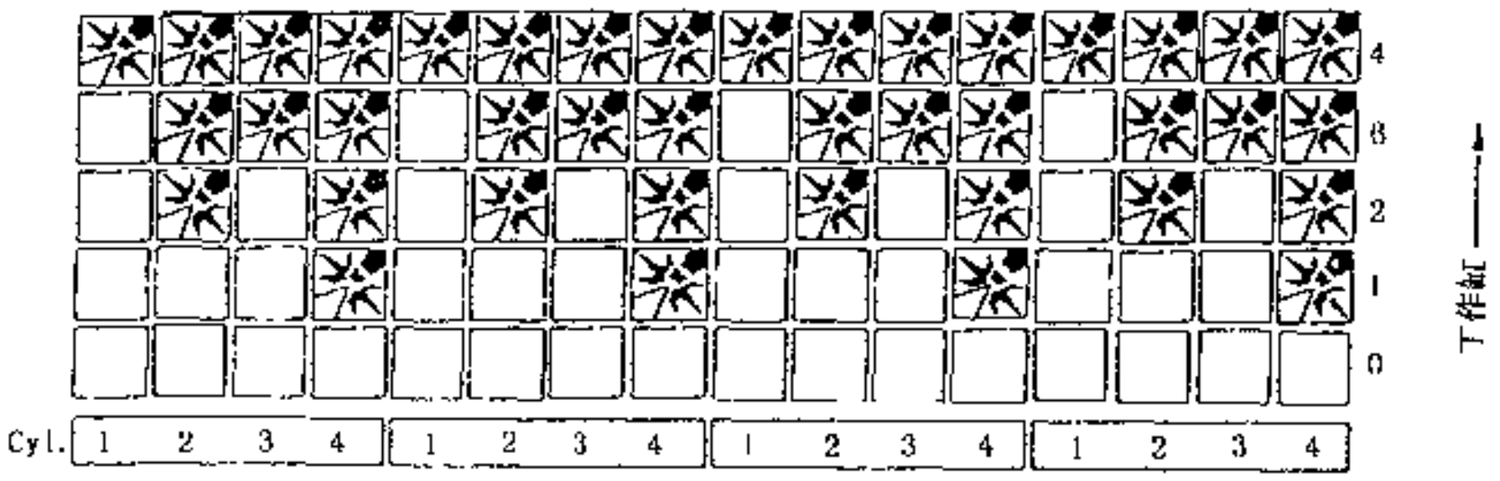


图 7-5-14 发动机转矩四级输出方式（单循环控制）

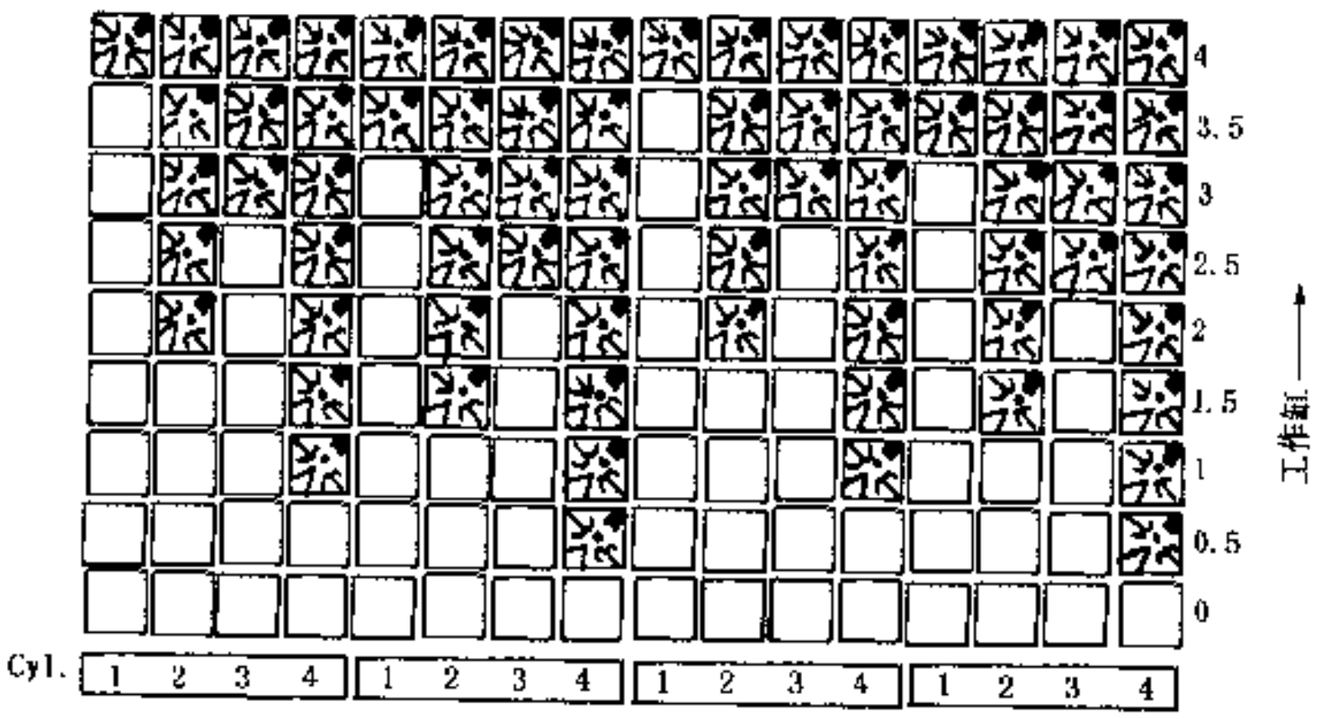


图 7-5-15 8 级转矩输出（双循环控制）

研究证明，在各种工作条件下，为了控制发动机的输出转矩而确定点火时间，要花很大的代价，所以可用的点火时间的变化范围是很窄的。

采用中止喷油法和延迟点火组合方式能够快速实现发动机输出转矩控制，但相应的发动机管理系统应满足以下条件。

①发动机管理系统是燃油顺序喷射电子控制系统（Sequential Electric Fuel Injection，记为 SEFI）；

②一进入 ASR 控制模式，下一个未进行工作过程的气缸就得中止供油，以保证发动机输出转矩尽快地下降；

③已经进入工作状态的气缸，为了保证混合气的充分燃烧，不得中断供油；

④在气缸工作中断期间，由于在进气管上有未燃烧的蒸发油膜，因此当该缸重新进入工作时，应对喷油量进行调节，以保证可靠燃烧；

⑤在气缸中止工作期间，应中断闭环排放控制系统的作用，否则未燃烧缸排出的过量氧气会使排放传感器作出错误的判断。

(2) 节气门开度调节方式

采用喷油中止和延迟点火方法虽不需要增加硬件设备，但发动机噪声大，运转不平稳，因此目前更广泛采用的是节气门开度调节方式。

通常实现节气门开度调节的方式有机械式和电子式两种。机械式节气门开度调节系统的节气门总成由主、副节气门组成（图 7-5-16），主节气门由驾驶员通过加速踏板控制，在主节气门的上游的副节气门通常由机械回位弹簧维持在最大开度。进入 ASR 工作模式，副节气门的开度由步进电机控制。由于把副节

汽车论坛 http://www.qclt.com

气门从全开位置驱动到全闭位置要花一定的时间（约为 200ms），因此用节气门调节发动机的输出转矩时滞后、响应也较慢。

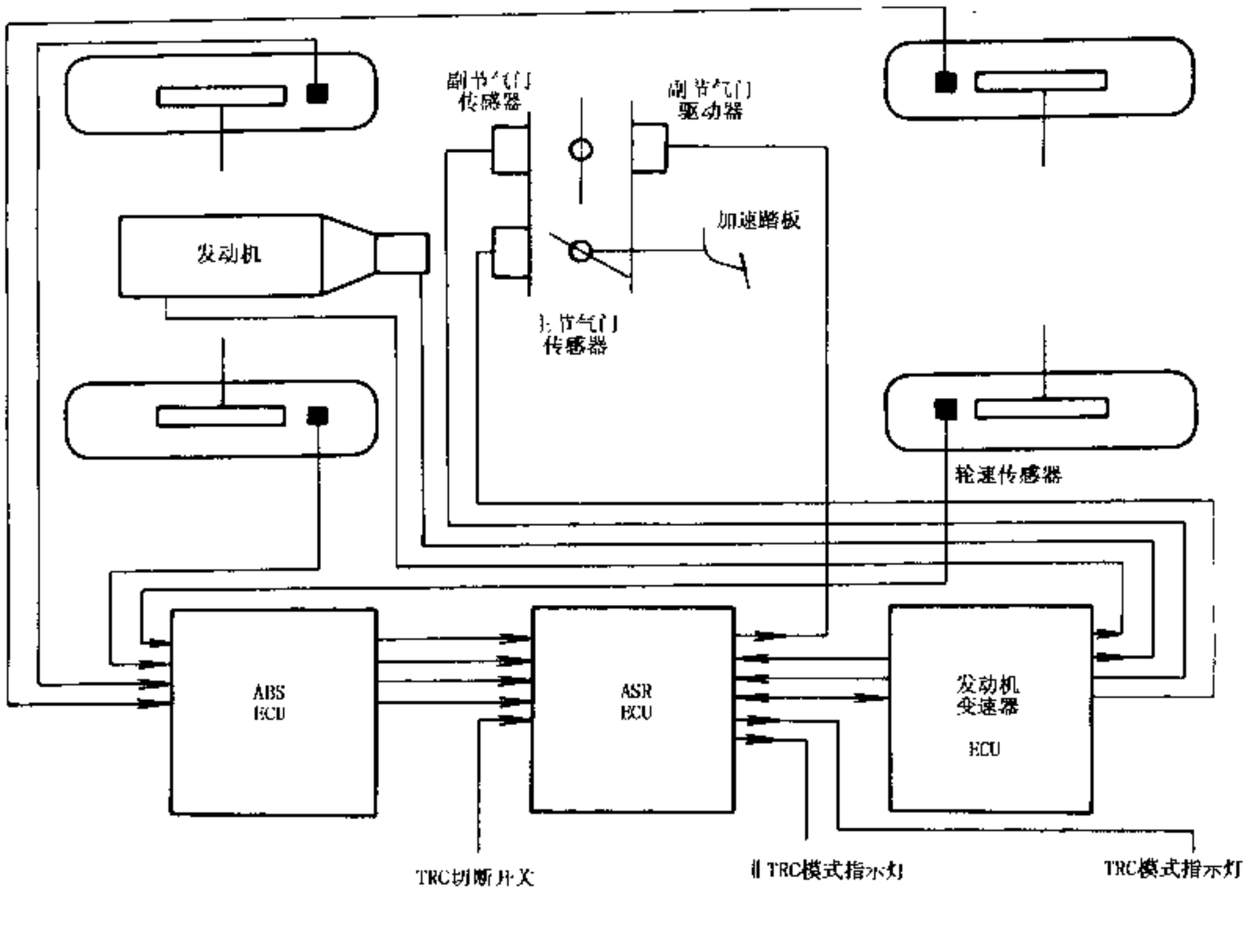


图 7-5-16 节气门开度调节系统框图

节气门开度调节控制算法常有：

设车辆的行驶速度为 V，驱动轮期望的滑转率为 λ_e，则驱动轮的理想速度应为：

$$V_{DRO} = (1 + \lambda_e)\ V \tag{7-5-1}$$

为把驱动轮转速控制在目标值 V_{DRO}的小范围内，节气门闭环控制规律可由下式计算：

$$\alpha(t) = K_a \int (V_{DRO} - V_{DR})\ dt + K_b\ (V_{DRO} - V_{DR}) + \alpha_1 \tag{7-5-2}$$

式中：K_a、K_b——控制增益；

V_{DR}——驱动轮实际速度；

V_{DRO}——驱动轮目标速度；

$\alpha\ (t)$——节气门开度角；

α_1——节气门的初始开度角。

式（7-5-2）实际上是 PI 控制器，如对其再加一微分项，从理论上来说，它可改善系统的动态响应速度。但实际由于传感轮速信号的噪声和路面的扰动，结果导致微分项的作用表现为对噪声的控制。如果找不到抑制噪声的有效方法，节气门闭环控制规律适于采用式（7-5-2）式的形式。

2）制动力矩控制方式

牵引力采用制动方式控制的防滑控制系统可采用类似于 ABS 的逻辑门限方式控制算法。这种控制算法简单、可靠性好、便于实现。另外，防滑控制与防抱死制动集成于一体，算法相类似，可以大大简化程序结构。在文献［12］所采用的控制算法如表 7-5-1。

汽车论坛 http://www.qclt.com

3）综合控制方式

从上述的分析可知，采用制动方式响应速度快，但这种控制方式要把发动机多输出的功率以热的形式在制动器上消耗掉，因而制动器发热严重，影响它的使用寿命，不利于提高汽车的经济性。而采用发动机转矩控制，除了响应速度比制动方式较慢以外，另一个本质问题是在非对称附着系数路面不能实现最佳驱动控制，其效能和ABS控制系统低选的情形相似。为了实现驱动力最佳控制，即最大限度地提高汽车的经济性、动力性、方向稳定性及可操纵性，目前正在朝着发动机转矩、车轮制动两者综合控制的方向发展。

表 7-5-1 ASR 控制算法

车轮运动状态	控制命令
$\lambda > \lambda_e$ 和 $\dot{\omega}_R > 0$	打滑轮制动缸小步长增压
$\lambda > \lambda_e$ 和 $\dot{\omega}_R > \dot{\omega}_{Re}$	打滑轮制动缸大步长增压
$\lambda < \lambda_e$	打滑轮制动缸减压

注：$\dot{\omega}_R$ 为打滑轮（驱动轮）的角加速度；λe、$\dot{\omega}_{Re}$分别为驱动轮期望滑转率、角加速度门限值。

（1）Crown ASR 控制系统

日本 Toytoda Crown 采用发动机转矩和制动组合的 ASR（TRC）控制系统如图 7-5-17 所示。用于驱动控制的制动液压回路如图 7-5-18 所示。ASR 控制和 ABS 控制采用同一液压系统，从 ABS 模式切换到 ASR 模式由切换控制阀实现，左、右两驱动机采用非独立控制方式。

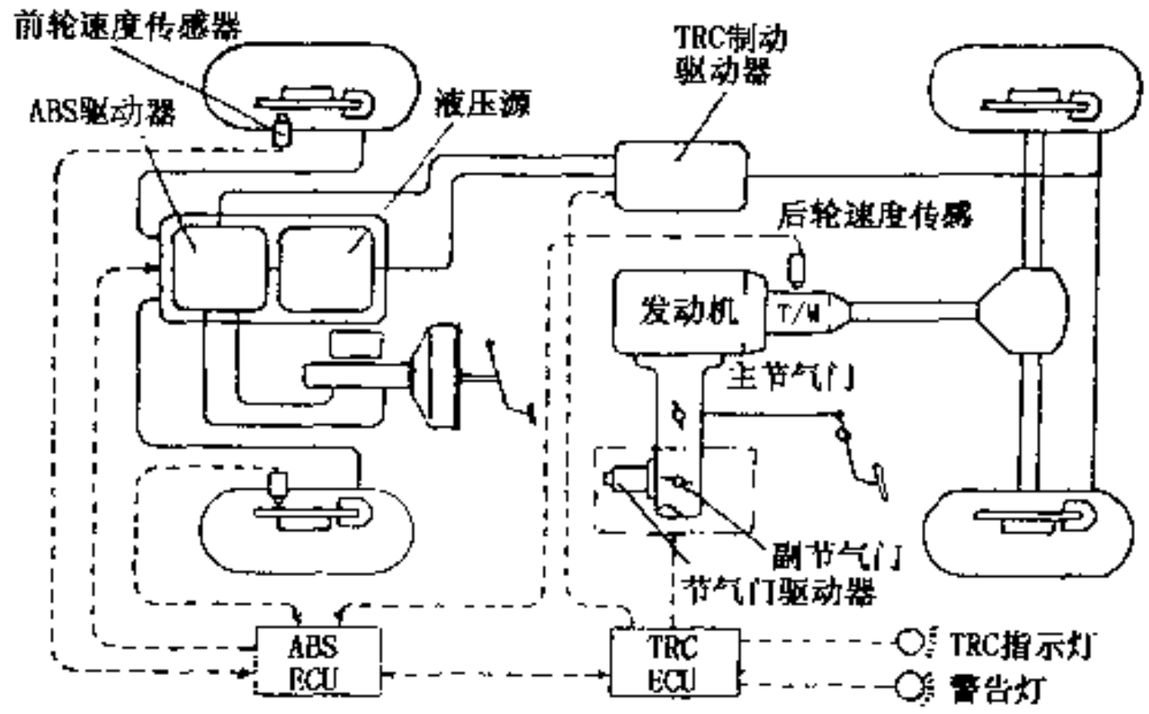


图 7-5-17 Toyota Crown ASR 系统

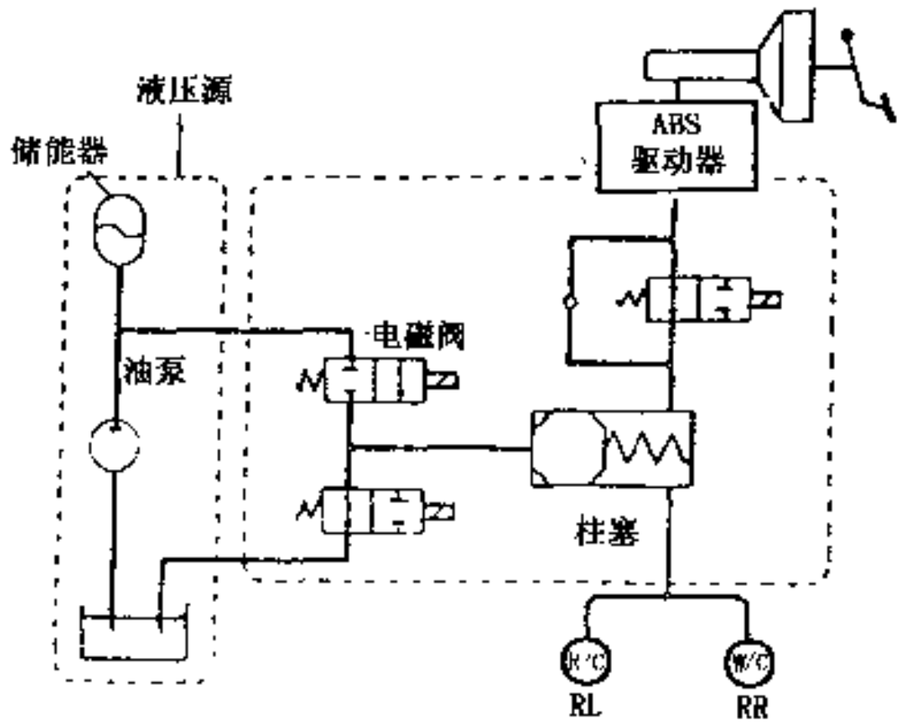


图 7-5-18 Toyota Crown ASR 制动回路

a. ASR 控制算法

汽车论坛 http://www.qclt.com

节气门的开度由下式确定

$$a\ (t)\ = K_a \int_0^t (V_{DRO} - V_{DR})\ + K_b\ (V_{DRO} - V_{DR})\ + c \tag{7-5-3}$$

式中：K_a、K_b——反馈增益系数；

c——常数；

V_{DRO}——驱动轮目标速度；

V_{DR}——驱动轮实际速度。

根据车速和汽车加速度，由脉宽调制信号控制制动缸的增压、减压变化速率。其控制逻辑列表于7-5-2。

制动器与节气门起作用的参考速度见图7-5-19。为了防止制动器与节气门的控制相互干涉，用驱动轮的滑转率的门限值（$\lambda_1 < \lambda_2$）确定两种控制方式的作用区间。车辆的目标速度为：

表 7-5-2 制动器控制逻辑

	$V < a_1$	$a_1 < V < a_2$	$a_2 < V$
$V_{DR}^b < V_{DR}$	慢减压	慢增压	快增压
$V_{DRO} < V_{DR} < V_{DR}^b$	慢减压	慢减压	慢减压
$V_{DR} < V_{DRO}$	快减压	快减压	快减压

注：V_{DR}^b为制动器起作用参考速度；a_1、a_2为车辆加速度门限值。

$$V_{DRO} = \ (1 + \lambda_1)\ V \tag{7-5-4}$$

当驱动轮的速度满足条件：

$$V_{DR} > V_{DR}^b = \ (1 + \lambda_2)\ V\ (\lambda_1 < \lambda_2) \tag{7-5-5}$$

则采用制动力矩控制方式，可迅速降低驱动轮的滑转速度；当驱动轮的速度进入门限值 λ_2 之内，即当 $V_{DR} < V_{DR}^b$时，便切换到节气门控制方式，节气门与制动的响应，见图7-5-20。

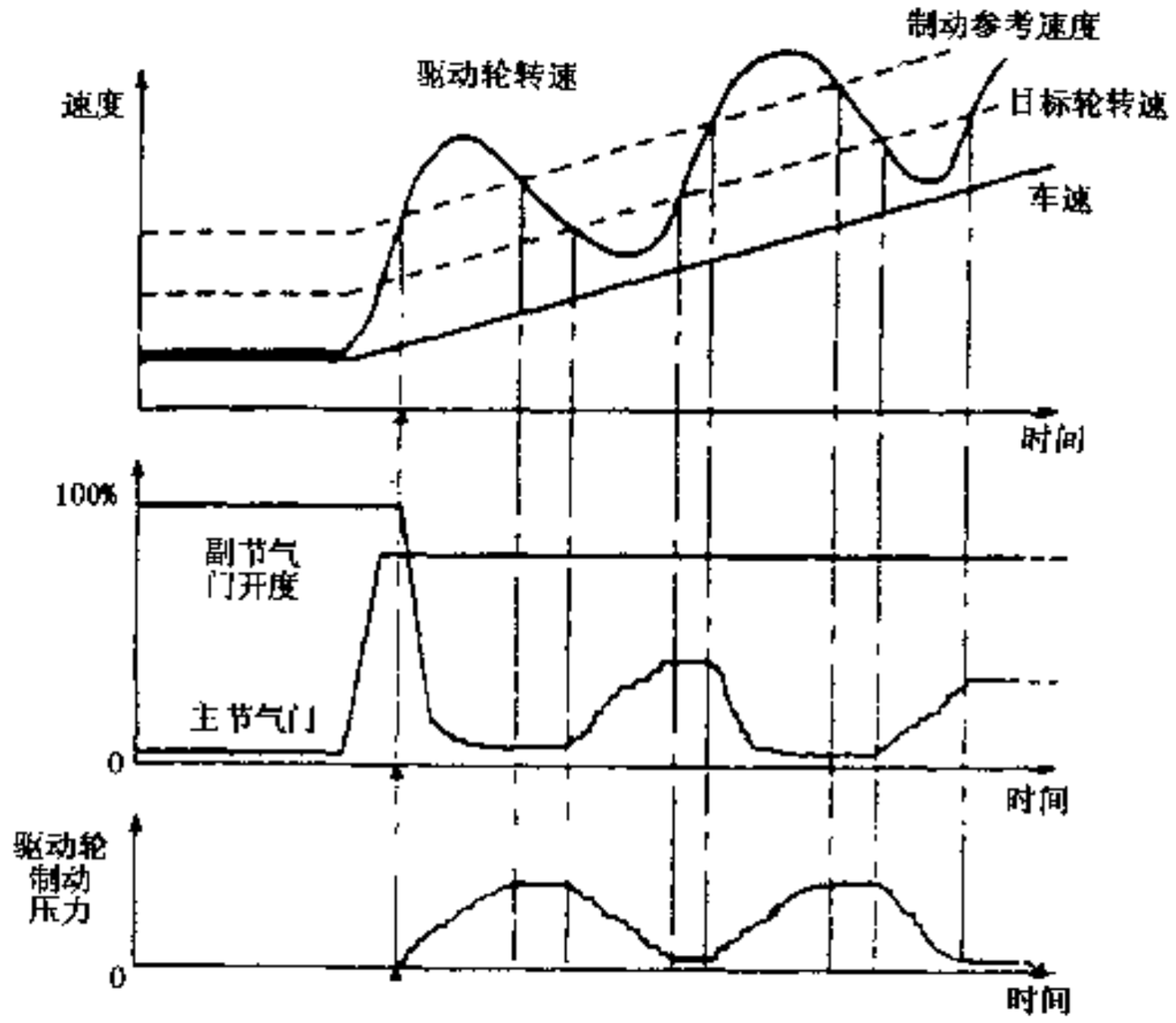


图 7-5-19 驱动轮滑转时 ASR 的控制过程

b. Toyota Crown 电控装置

Toyota Crown 的电控装置如图7-5-21所示。中央处理单元是8位单片机，具有12kb ROM、384字节RAM、16位可编程定时器和高速 I/O 中断控制器，时钟频率12MHz。

ASR－ECU 的输入信号来自 ABS－ECU，发动机控制 ECU 及几个选择控制开关。根据输入信息，ASR

汽车论坛 http://www.qclt.com

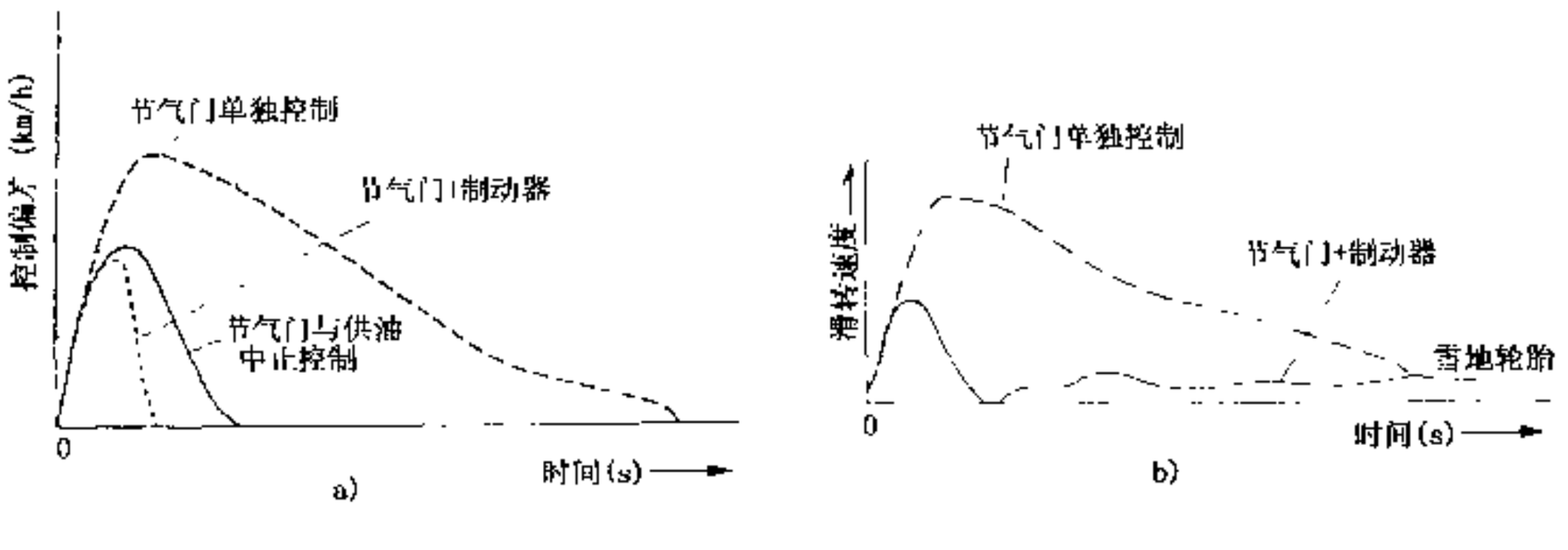


图 7-5-20 节气门与制动同时使用的动态响应
a)响应速度；b)调节能力

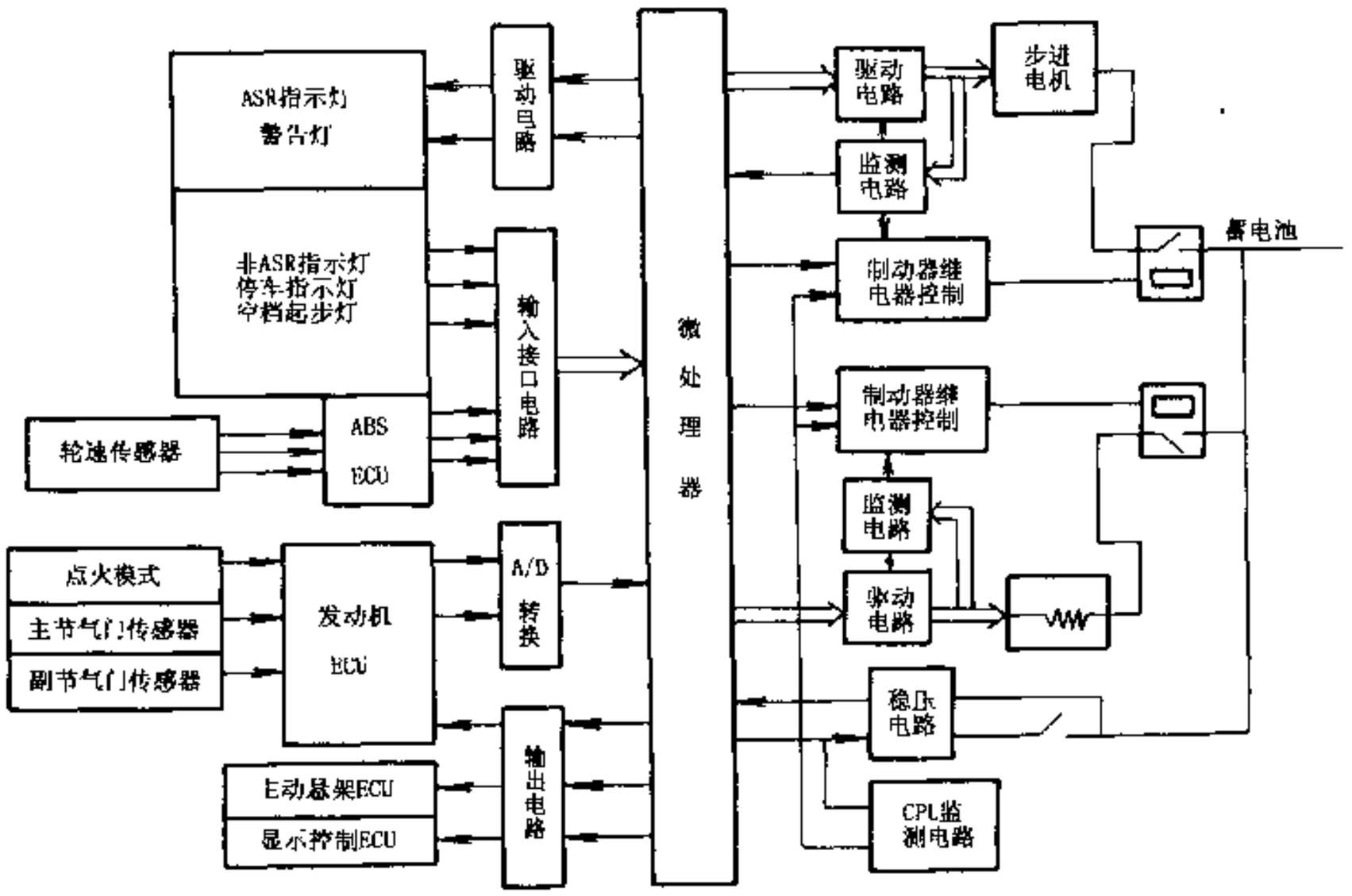


图 7-5-21 Toyota Crown ECU 框图

－ECU 通过精确计算后输出控制指令，控制制动器与节气门的工作状态，并通过指示灯显示当时工作情况。一只 ASR－ECU 检测到任何故障，ASR－ECU 立即关闭它的工作，车辆按常规方式行驶，检测出的信息存入由电池供电的 RAM 区。同时，诊断的故障代码输出到多功能显示 ECU，并开亮闪烁警告指示灯。

程序流程图如图 7-5-22。主程序完成初始化，决定控制模式，并依次计算驱动轮速度、副节气门的参考位置及诊断过程。为了提高实时处理车轮速度与发动机速度信号的精度，采用了中断执行方式。速度信号中断处理计算具有最高的优先级，而节气门和制动器控制则采用定时中断。

（1）Lexus ASR 控制系统

Crown ASR 采用节气门与制动综合控制方式，比其中任意一个单独使用的效果更好。但 Crown ASR 的制动系统仅有一个制动通道，两个驱动轮仅能同时控制，故在非对称路面不能充分利用路面的附着系数，结果使车辆达不到最大加速性能与方向稳定性。为了更进一步提高车辆加速性和方向稳定性，必须把两驱动轮的滑转率同时控制在较小的范围。为此，Lexus Ls400 型轿车在 Crown 的基础上，把两轮同时控制改为单轮独立控制（图 7-5-23）。在非对称路面，只要制动低 μ 侧的车轮就可以取得与限滑差速器（Limited Slip

汽车论坛 http://www.qclt.com

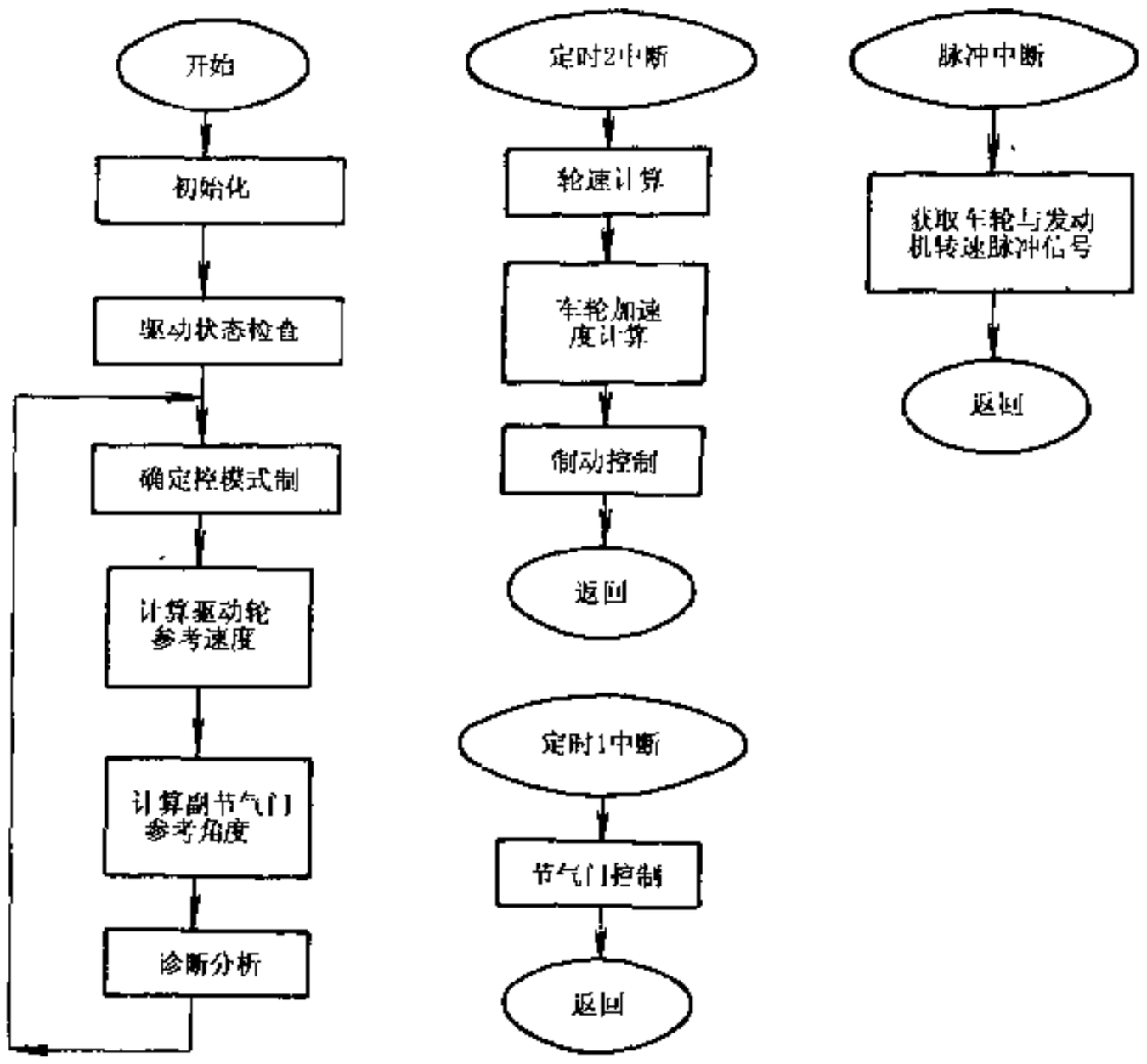


图 7-5-22 Crown - ECU 的程序流程图

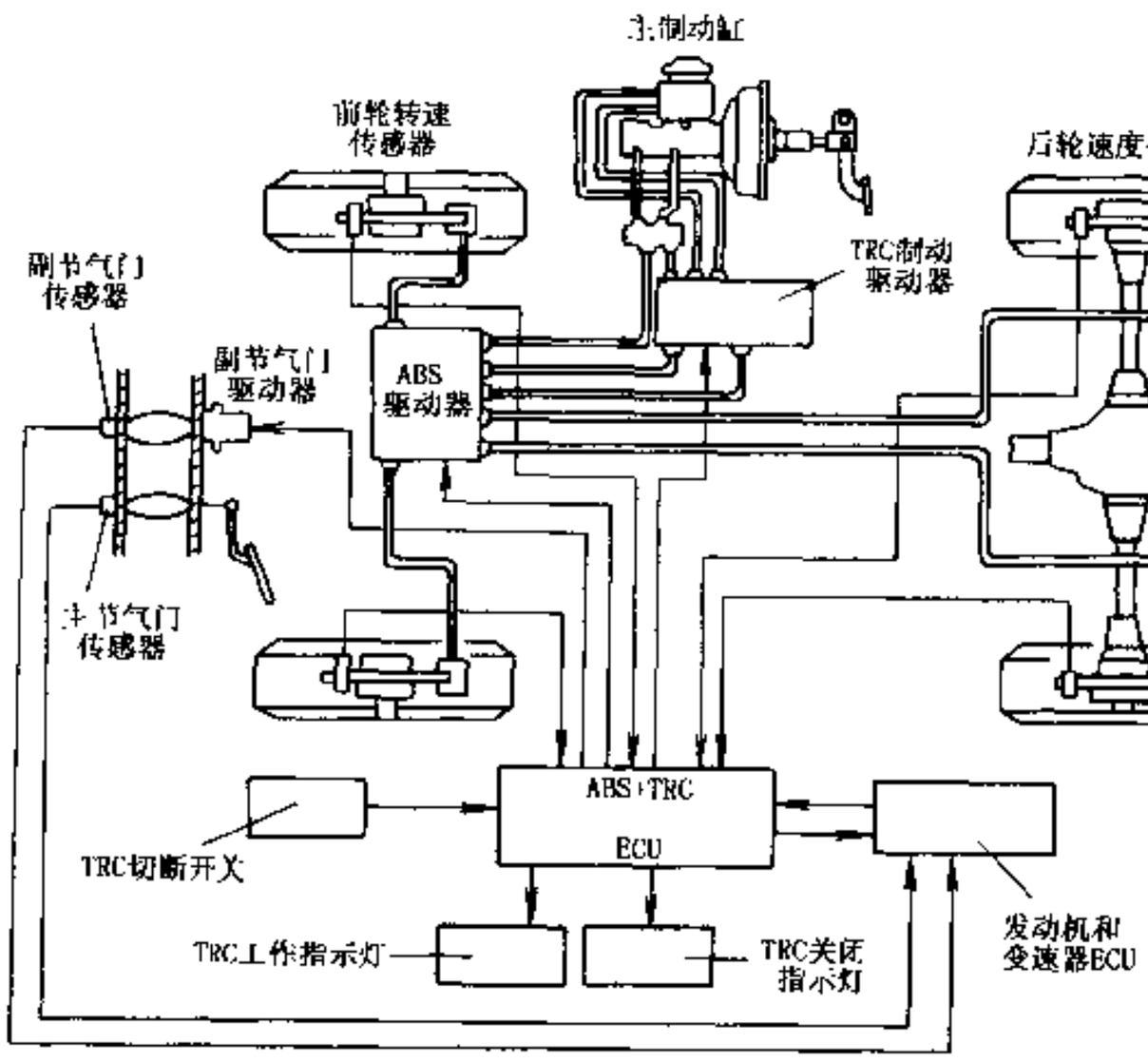


图 7-5-23 Lexus LS400 ASR 系统

汽车论坛 http://www.qclt.com

Differential，简称 LSD）相同的效果，于是在高 μ 侧的车轮可以有效地发挥它的驱动力。其控制算法如下。

对 Crown ASR 控制系统，它是根据驱动轮的滑转率的门限值 λ_1 和 λ_2，把驱动控制分为发动机调节和制动两种独立工作模式，以防止发动机和制动发生相互干涉。对 Lexus ASR 系统，防止发动机与制动器控制相互干涉不是划分各自独立的工作范围而是通过修正控制规律实现的。在式 7-5-2 中，引入制动作用的修正项，得到节气门的目标开度角的计算公式为：

$$\alpha\ (t) = K_a \int_0^t (V_{DRO} - V_{DR})\ dt + K_b\ (V_{DRO} - V_{DR}) + c - D \int_0^t P_b dt$$

式中：D——发动机和制动器消除干涉项控制增益；

P_b——为左、右驱动轮制动压力较小一侧的值。

因为制动缸的压力变化率是已知的（由脉宽调制信号控制），再利用定时器确定对制动缸的增压或减压时间，就可准确估计出两制动缸的压力。式中其它参数的意义与（7-5-3）相同，当控制增益 $D=0$ 时，即得到（7-5-3）式。

制动控制采用逻辑门限方式，根据驱动速度和加速度分为快速增压、慢速增压、保压、快速减压和慢速减压 5 种控制模式。

在几种不同路面上，两种情形的驱动力和加速性见图 7-5-24 和 7-5-25。在非对称路面，两轮同时控制无论是它的加速性还是驱动力都与没有装备 ASR 的车辆相差不大。可见在此种情况，两轮同时控制的 ASR 系统失去了它应有的作用。

在压实积雪地面上的方向稳定性如图 7-5-26，车的初始速度为 30km/h，转向盘转角保持不变。在压实雪地行驶时，Lexus LS400 比 Crown 的方向稳定性好，车辆的回转角速度变化小。通过试验进一步证实，在压实的积雪路面上，Lexus LS400 一边转向，一边自然加速，方向稳定性也无明显的恶化。

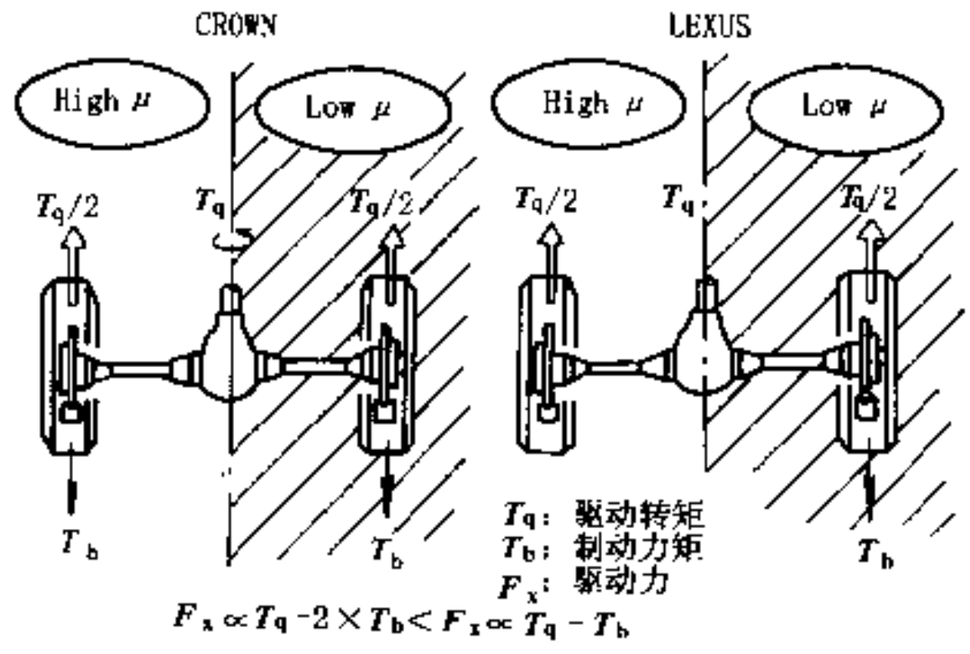
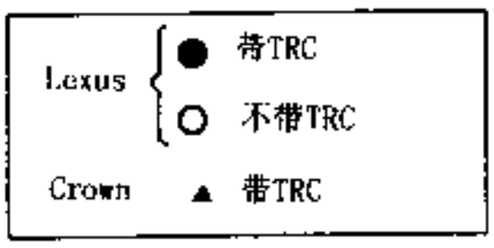


图 7-5-24 驱动力比较



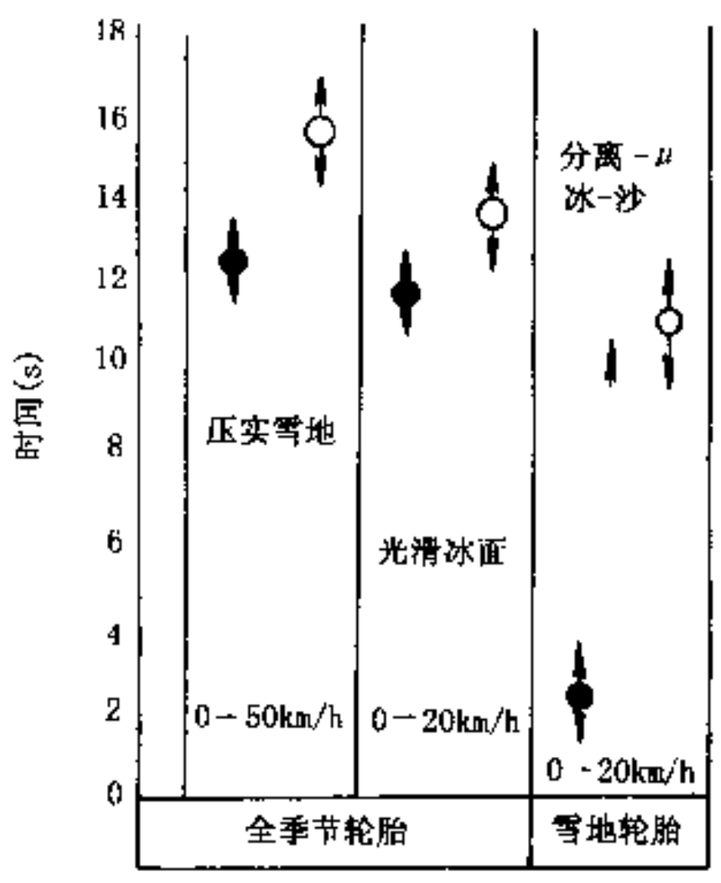


图 7-5-25 加速性比较

在 S 形弯道的可操纵性对比试验结果见图 7-5-27，显见采用单轮控制比两轮同时控制在 S 形弯道的加速转向的操纵性能好。

综上所述，采用了发动机节气门控制与驱动轮制动控制综合控制方式，可以说为 ASR 系统最完备的硬件配置，只要采用合理的控制算法，就可以解决各种路面条件的驱动控制问题，并使车辆的加速性、经济性、方向稳定性和操纵性达到最佳状态。（撰稿人：裘熙定　周云山）

汽车论坛 http://www.qclt.com

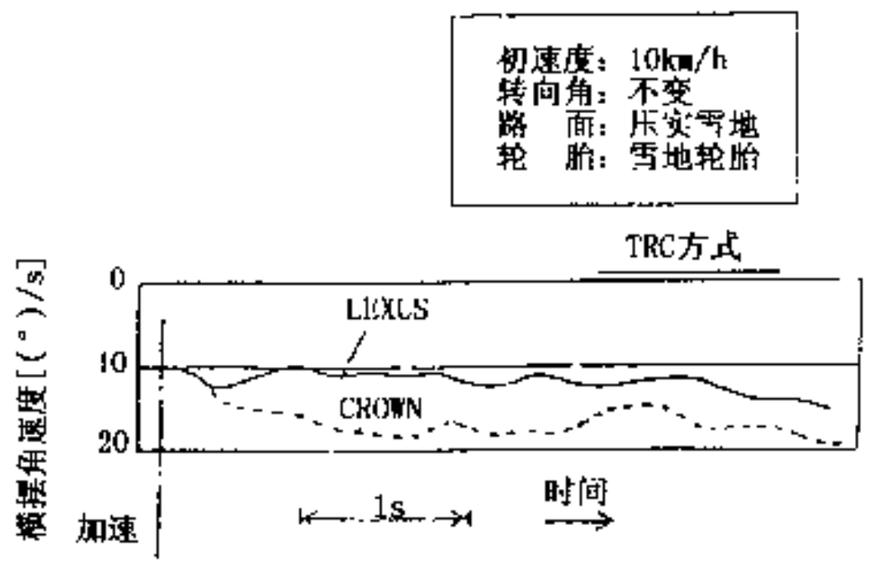


图 7-5-26　在压实积雪路面的方向稳定性

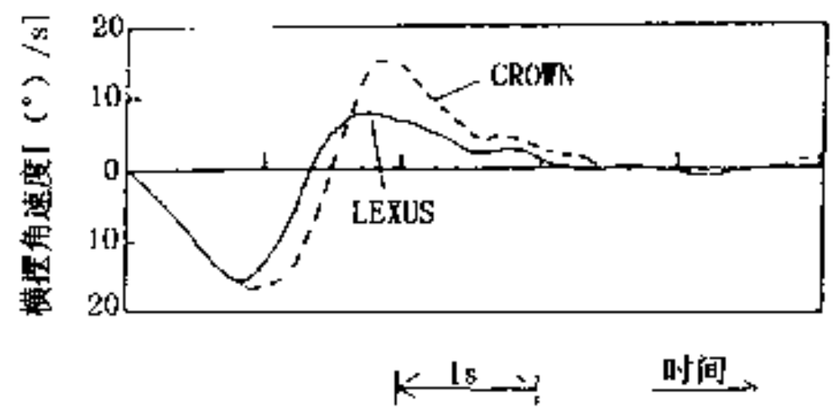


图 7-5-27　S 形弯道的操纵性

参 考 文 献

1. 徐南荣．系统辨识导论．北京：电子工业出版社，1985.

2. 薛定宇．控制系统计算机辅助设计．北京：清华大学出版社，1996.

3. 张　陵，谐德培．车轮防抱死制动滑移模式控制规律的研究．汽车工程，1996，20（1）．

4. 张晋格．计算机控制原理与应用．北京：电子工业出版社，1995.

5. 蒋嗣荣，洪振化．计算机控制技术．西安：西北电讯工程学院出版社，1985.78～80

6. 自動車技術會．自動車技術ハンドブック．东京：精興社，1992.

7. 董辉．汽车电子技术与传感器．北京：北京理工大学出版社，1995.200～210.

8. 张培强，MATLAB 语言——演算纸式的科学工程计算语言．北京：中国科学技术大学出版社．

9. Bernward BÖning, Reiner Folke, and Knut Franzke, Traction Countrol (ASR) Using Fuel Injection Suppression – A cost Effective Method of Engine – Torque Control, SAE papers, No. 920641.

10. Alfred Sigl and Herbert Demel, ABS – Traction, State of the Art and Some Prospects, SAE papers, No. 900204.

11. 程　军，麦金光，王西山．汽车防滑制动的研究．汽车工程，1997，19（2）．

12. Ken Asami, Yoshihisa Nomura and Tadahisa Naganawa, Traction control (TRC) system for 1987 Toyota Crown, SAE papers, No. 890833.

13. Herbert Demel and Herbert Hemming, ABS and ASR for Passenger Cars – goals and Limits, SAE papers. No. 890834.

14. Kiyotaka Ise, Fujita, Y. Inoue, and S. Masutoml, The "Lexus" Traction Control (TRAC) System , SAE papers, No. 900212.

汽车论坛 http://www.qclt.com

8 车 身

8.1 概 述

8.1.1 车身的构成

汽车车身是指汽车上起覆盖、载客、载货等作用的部分。另外，承载式车身还包括主车架部分，非承载式车身有时将车架单列。

覆盖部分指车前、车后板制件，载客部分指驾驶员和乘客乘坐的车室，载货部分指货箱或货厢。在承载式结构中，以上部分连同车架构成车身的本体(单独的货箱不属于本体)。从结构上讲，包括车身内、外覆盖件、内外装饰件、功能件(如隔声、防振、密封等功能件)，以及盖、窗等部件。

车身各总成中有很多独立的功能件单列为车身附件，它们是刮水器，洗涤器，遮阳板，烟灰盒，暖风装置，冷气装置，座椅，安全带，安全气囊，门锁，门铰链，门限位器，玻璃升降器，内、外后视镜，扶手等。本章中只介绍遮阳板、座椅、门锁、门铰链、门限位器、玻璃升降器、扶手等。车身内、外覆盖件，以及骨架示意于图 8-1-1 中。

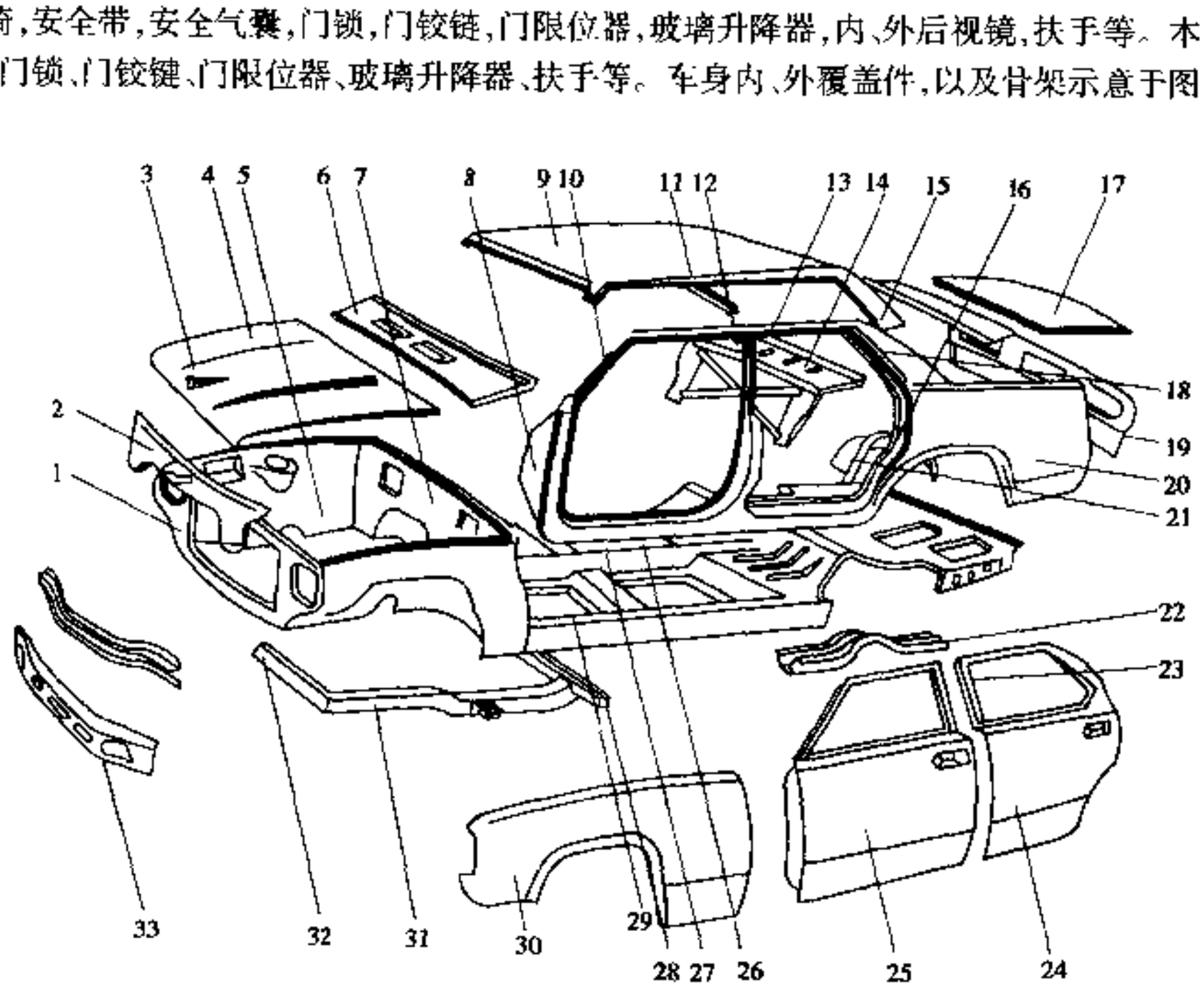


图 8-1-1 轿车车身内、外覆盖件、骨架

1-散热器固定板；2-发动机罩前支撑板；3-标志；4-发动机罩；5-前挡泥板；6-前围上盖板；7-前围板；8-前围侧板；9-顶盖；10-前立柱；11-顶盖横梁；12-中立柱；13-上边梁；14-后窗台板；15-后顶盖侧板；16-后围上盖板；17-行李舱盖；18-流水槽；19-后围板；20-后翼子板；21-车轮挡泥罩；22-后纵梁；23-门窗框；24-后门；25-前门；26-门槛；27-地板通道；28-地板横梁；29-地板；30-前翼子板；31-前纵梁；32-前横梁；33-前裙板

在科学技术飞快发展的今天，汽车的底盘和发动机日渐成熟，在科研性开发和先行车开发中，不断将新技术、新总成更换到汽车上去，成熟一个更换一个，成为滚动型开发形式，底盘和发动机等总成的换型

汽车论坛 http://www.qclt.com

已没有明显的界限，因而，汽车换型多指车身的换型；尤其在某些大公司实行“平台战略”的情况下，在一个平台（底盘、发动机和地板等组成的形状似“平台”的构成）上开发出不同类型、不同形状的汽车，更主要是在改变车身；为了追求市场份额，给人们以新鲜感，在底盘和发动机基本不变的情况下，频繁地更换车身也是大多数公司的战略。但车身换型周期较长，投入较大，因而车身开发越来越受到重视。

8.1.2　车身应满足的性能要求

8.1.2.1　乘坐舒适性

舒适性包括的内容极其广泛，评价它须用工程学、物理学、生理学及心理学等多方面学科知识，但最终评价还是靠人的感觉。影响舒适性的因素可分为外部和内部两种，外部因素诸如振动、噪声、气味、视界、周围环境及路面状况等；内部因素指人的身体条件、精神状况及经历等（图 8-1-2）。一般将乘坐舒适性归纳为三个方面，即居住性、振动的舒适性及空气调节。

1）居住性

居住性指人居住的乘室是否合人意，是舒适性的静态特性。尺寸方面的要求是最主要的，要遵照人机工程学的有关要求；室内应宽敞明亮，有足够的透光面积；室内装饰应采用柔和、手感好的材料制造，并压饰适当花纹，同时应避免表面的大起大落，以防止给人以杂乱无章的感觉；颜色应上明下暗，上浅下深。下部暗深不但显得室中明亮，而且不会分散驾驶员的注意力。上部颜色以淡雅为主，注意搭配协调，切忌花哨，以避免让人眼花瞭乱、头晕目眩。

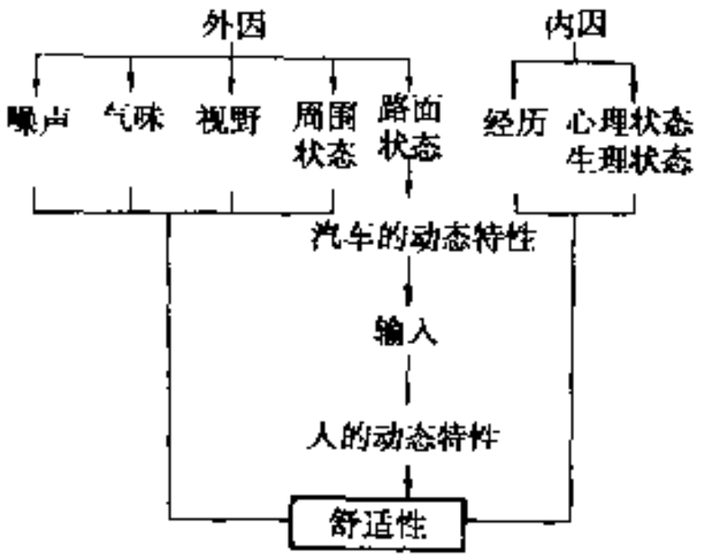


图 8-1-2　影响舒适性的诸因素

2）振动的舒适性

对汽车而言，决定其舒适性的主要因素是振动，多年来对人的振动感觉和对振动的反应进行了多方面的研究，在人体的主要共振频率区域 1～70Hz 内，麦斯特（Meister）按舒适性将其分为多级感觉，詹韦（Janeway）和迪克曼（Dickman）提出了舒适性极限和舒适性曲线。他们的共同点是，在 4～10Hz 的频率区域内，人对振动的反应最敏感（图 8-1-3、图 8-1-4）。

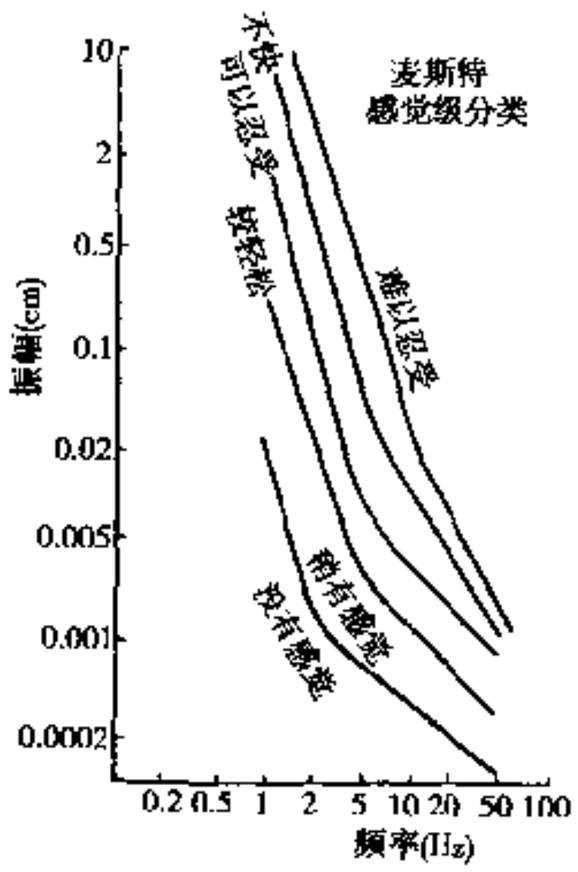


图 8-1-3　麦斯特的感觉级

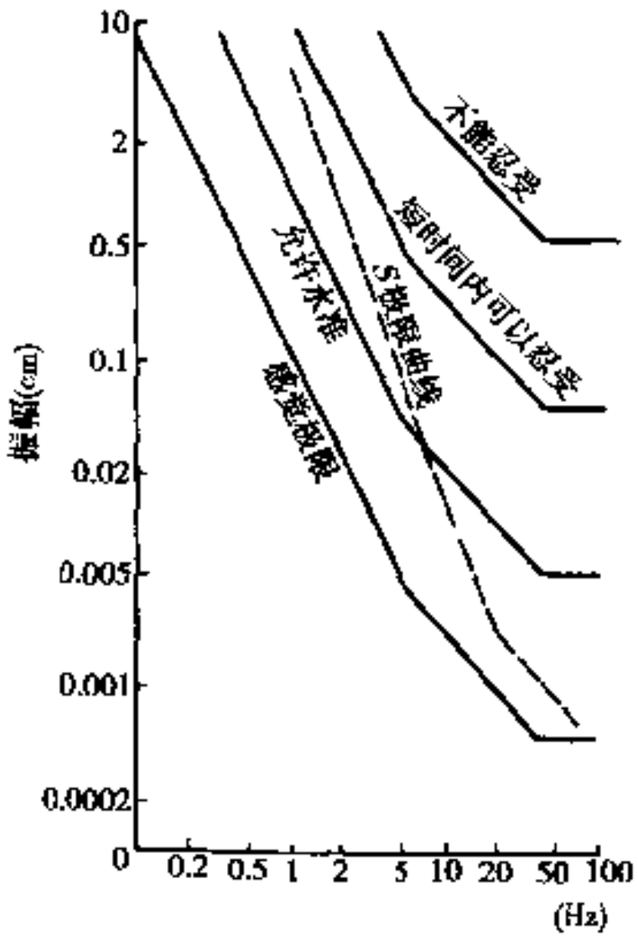


图 8-1-4　詹韦和迪克曼的感觉曲线

进一步的研究发现，人体各部位对频率的敏感区域也各不相同，例如手臂的振动敏感区为 8～16Hz，对高频振动可感受到 1～2kHz 的振动，对 2Hz 以下的振动极不敏感。

汽车论坛 http://www.qclt.com

人的整体对纵向（指从头到脚方向）振动最敏感的频率区域是人体内脏的振动频率区域。当纵向振动频率低于4Hz，或高于8Hz时，人体对振动的感受均不敏感，但是，纵向低频振动易引起人发生晕车现象，其敏感区在0.1～0.3Hz内。

人体对横向振动最敏感的频率区域为0.7～3Hz。

为了综合评价振动对人体的影响，进行了大量的统计和研究，并制定出评价标准ISO2631《人体承受全身振动能力的评价》，或称《疲劳——匸况降低界限》。

3）空气调节

空气调节的方式有自然通风、强制通风、暖气、冷气、湿度调节等多种方式。通常是组合用或视气候状况选用，其目的在于保持室内空气新鲜，温度、湿度适宜，使乘员感到舒适、愉快。

①相对湿度一般在30%～70%之间，湿度与温度的关系见图8-1-5。

②室内新鲜空气量要保证30m³/（h·人），若车内无吸烟者，则新鲜空气量达15～20m³/（h·人）即可；对于强制通风，应保证高于30m³/（h·人）的换气量。

③室内空气流速的要求是：冬季气温22℃时，空气流速应在0.2m/s以下；夏季气温26℃时，空气流速应在0.5m/s以下。同时，要求空气只吹拂人的周围，而不得直接吹到人的脸、腰及膝盖等部位。

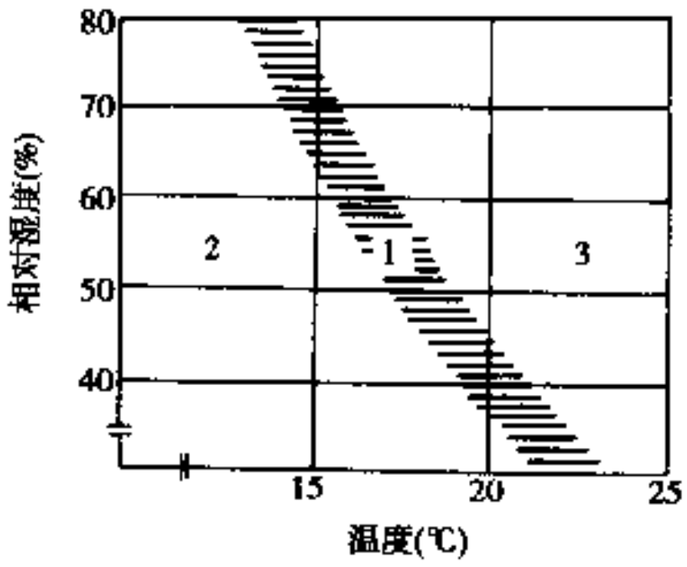


图8-1-5 相对湿度与温度的关系
1-舒适；2、3-不舒适

④在暑热季节，当车速高于25km/h时，室内温度不得高于室外5℃。

⑤暖气系统的效果应达到：室外温度为-25℃时，室内温度不低于15℃，并且应在启动暖风装置半小时内实现。当室外温度为-40℃时，室内温度不得低于10℃。

⑥按照头凉脚暖的原则，头部温度应比室内平均温度低2～3℃，腿以下部分温度应比室内平均温度高2～5℃。

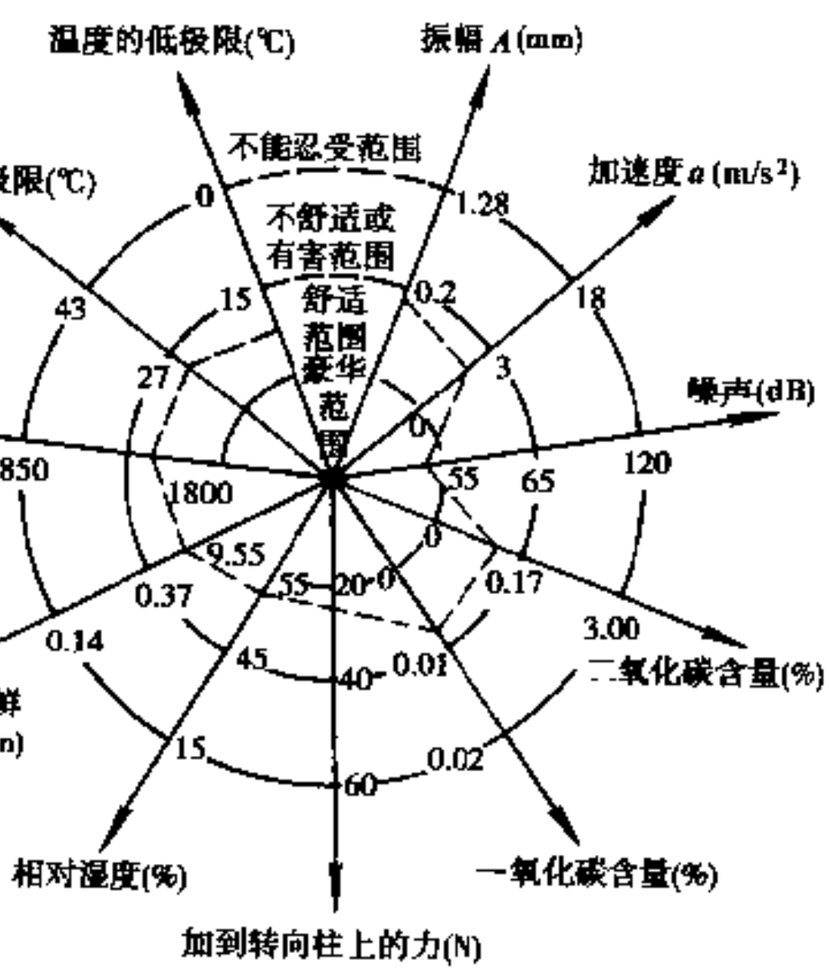


图8-1-6 舒适性圆图

⑦为防止灰尘及有害气体等进入车内，通风口应设置在高处。

⑧为提高车室的密封性，防止从缝隙进风、灰尘等，室内气压应比室外气压高10～15kPa。另外，对空气中的CO、CO_2等有害气体的含量也应进行控制。

对舒适性的综合评价，目前有人建议用“舒适性圆图”来进行（图8-1-6）。用该图评价，其结果能有个大体的数量概念。

8.1.2.2 密封性、隔热性、防振性及防噪声性

1）车身密封性

淋水试验检验规定，当水流管道压力为70～100kPa时，经15min淋水，不允许车身任何部位有漏水、渗水现象发生。应用密封胶、密封件及密封膜片等对车身上的缝隙、孔洞等进行密封。

气体泄漏量试验检验规定，当车室内气压保持在高于大气压力98.1Pa时，车身气体泄漏量不应大

汽车论坛 http://www.qclt.com

于 660m³/h

2）车身隔热性

汽车车身要有隔热的作用，即尽量减少或隔绝车室内、外热量交换，以保温和利于空气调节。此外，内饰设计时，还应将隔热与隔噪声结合起来考虑。使用以多孔材料、面料、底板为主的二层、三层或更多层的复合材料，将其用粘合、卡扣或螺钉等固连在车身上，作为隔热、隔噪声层。对于日光直射的顶盖、与发动机接触的前围挡板、地板等处，都应选用效果明显的隔热层

3）防振性

车身的防振有两个方面，一是防止来自发动机、传动系、悬架及轮胎等的振动传入车内，二是防止车身自身的振动。

4）防噪声性

防噪声与防振二者是密不可分的，设计时应同时加以考虑。

一般用声压级来评价噪声的大小。声压级的单位为分贝（dB），其数学表达式如下：

$$L_p = 20\lg \frac{P}{P_0}$$

式中：L_p——声压级，dB；

P——声压，N/m^2；

P_0——基准声压，是 1 000Hz 纯音的听阈声压，$P_0 = 2 \times 10^{-5} N/m^2$。

由于不同频率的同一声压级声音作用于人耳的效果各不相同，在工程上绘制了频率与声压级关系的等响曲线，以供使用。

在声学测量仪器中有不同的计权网络，例如 A、B、C，它们分别对不同的频域声音敏感，与人耳功能相近的是 A 计权网络，因而在评价汽车噪声时，多用 A 计权网络。车室内噪声不得高于 75dB（A）。

8.1.2.3　操纵方便性

①各种操纵杆件应易于分辨；开关、按钮及拉钮易于接触，并标有明显标记，以防止误操作；档位感明显。

②仪表显示清晰、明显，布置合理，不反光、不刺目；在总布置设计中，一定要校核来自前部、侧部及后部的光线照射到仪表板后的反射光线是否全在眼椭圆之外。

③遮阳板与后视镜等附件应固定牢靠，调整方便。

④各类仪表、信号器及报警器等应集中布置，并有明显区别。

8.1.2.4　视野性

视野性包括直接视野和间接视野两部分：直接视野有前下视野、前上视野、后视野、平面视野、刮水视野及除霜视野等；间接视野主要指内、外后视镜视野。都有其相关的标准。

对于轿车和大型客车来说，因其后窗玻璃面积与前窗几乎一样大，故其前视野若良好，后视野都能符合标准。而载货汽车驾驶室的后窗玻璃没有必要也不可能做得太大，只需在人眼睛的高度处配以适当尺寸的后窗玻璃即可，倘若设置有后侧窗，视野就更宽阔了。

设计时，校核视野大多数用 SAE 眼椭圆，也可用 GB11562 标准，试验验证视野时可用 GB11562。SAE 眼椭圆设计视野比 GB11562 严格。

8.1.2.5　上下车方便性

影响上下车方便性的主要因素为车门、踏脚板及扶手等。另外，车身的造型和结构对上下车方便性也有较大的影响，尤其是轿车，因其车身低、车门小，上下车方便性更显得重要，如图 8-1-7 和图 8-1-8 所示，中立柱直立、车门上部与地板间内、外 R 差 K 值过小，都不便于上下车。

汽车论坛 http://www.qclt.com

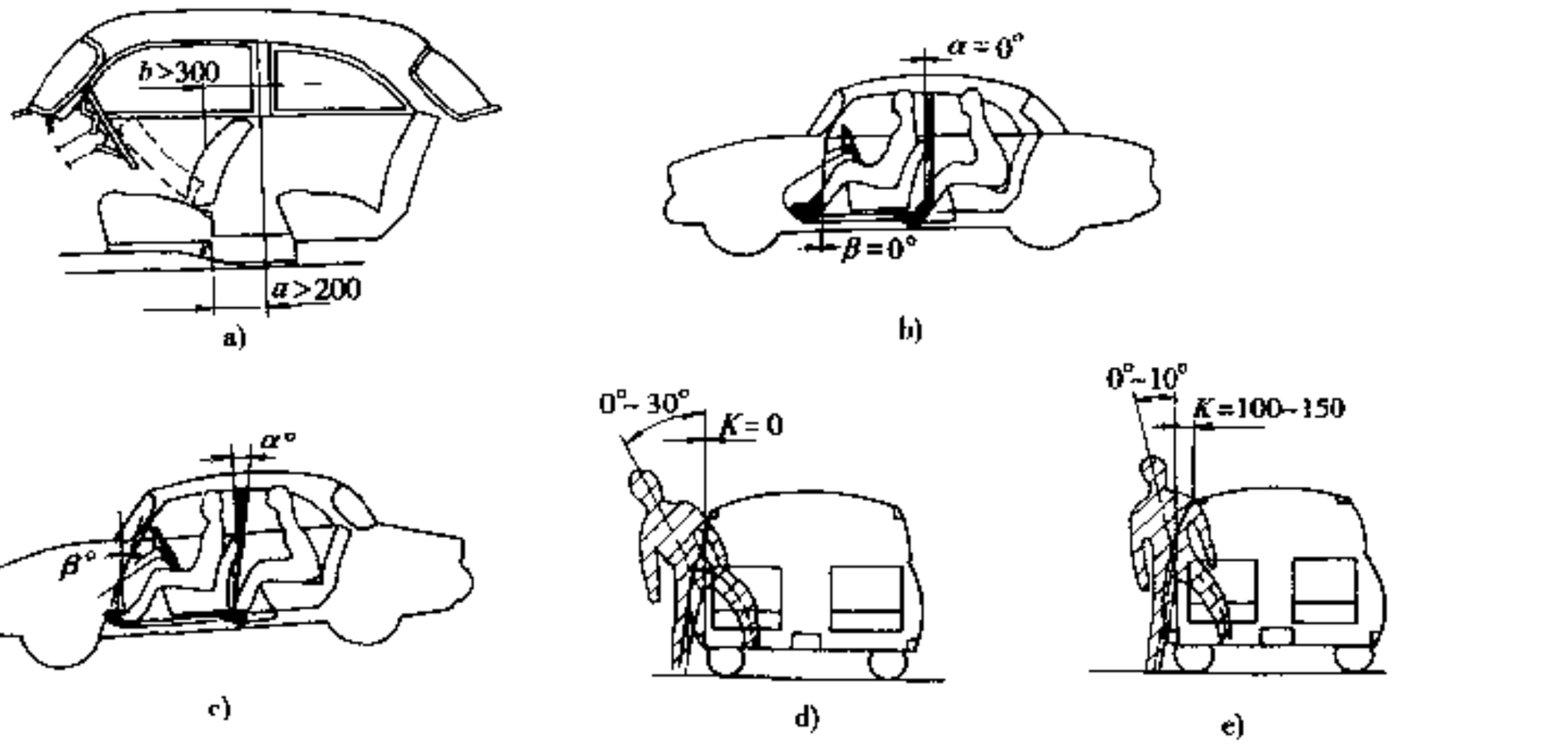


图 8-1-7 门支柱与侧壁倾斜度对上下车方便性的影响

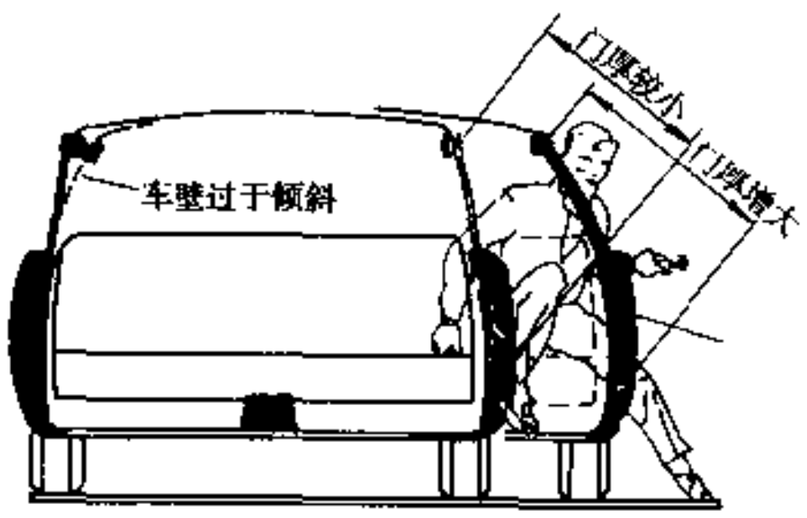


图 8-1-8 车门厚度对上下车方便性的影响

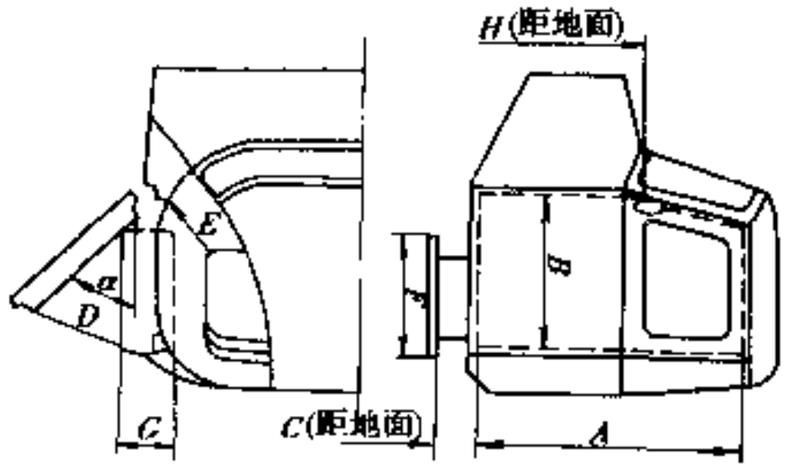


图 8-1-9 影响上下车方便性的因素

A-车门洞高度；*B*-车门洞宽度；*C*-第一阶踏板距地面高度；*D*-车门开度；*E*-驾驶室座椅、座垫前角距车门立柱的距离；*F*-踏板长度；*G*-踏板深度；*H*-上下拉手距地面的高度；*α*-车门开度角

影响上下车方便性的因素示于图 8-1-9，这些因素的尺寸界限列于表 8-1-1。

表 8-1-1 影响上下车方便性的因素

影响因素代号	载货汽车与大型客车		轿　车	影响因素代号	载货汽车与大型客车		轿　车
	长　头	平　头			长　头	平　头	
A（mm）	>1 100		>900	*F*（mm）	>600	>200	
B（mm）	<700		>700	*G*（mm）	>200	>140	
C（mm）	<650(大型客车不大于 420)			*H*（mm）	1 500～1 700		
D（mm）	>650（一般不大于 820）		>470	*α*（°）	>70		70
E（mm）	>250		>250				

汽车论坛 http://www.qclt.com

8.1.2.6 行驶安全性

近年来对汽车行驶安全性的要求越来越高，促使对其研究和试验日益广泛、深入。行驶安全性的法规甚多，大体上可分为主动安全性法规和被动安全性法规两大类。主动安全性方面的法规指那些避免发生安全事故的规定，例如对示宽灯、警告灯及警告牌视野等的规定；被动安全性方面的法规指发生安全事故后，保证乘员不受损害、不影响健康的规定。

8.1.2.7 修理方便性

车身修理方便性指其自身的修理方便性和对底盘各总成、发动机及电气设备等的接近性，具体包括如下几个方面。

①损坏的车身零部件易于修复，大面积封闭断面车身部件应开维修孔和减重孔，以便于锤子等修理工具接近；

②外覆盖件应便于复制；

③车身装置件应便于拆装；

④重视车身防锈蚀；

⑤确保发动机上部和下部具有良好的接近性；

⑥对于轿车，以及承载式车身的大、中、小型客车，应确保底盘各总成具有良好的接近性；

⑦随车工具放置牢靠，取、放方便，行驶中不得产生噪声；

⑧蓄电池，以及清洗剂及制动液等的盛装容器的安装位置，应便于拆装，补充液体时不允许将蓄电池放于车室内，以防止其电解液腐蚀车身；

⑨充分重视橡胶件和非金属件的抗老化性能，防止早期损坏；

⑩特别注意研究盐雾腐蚀，高温、高压洗车液对车身造成的锈蚀。

8.1.2.8 空气动力特性

力求减小正面迎风阻力，减轻其他空气分力对汽车性能的影响。随着空气动力特性研究的深入，汽车正面迎风阻力系数 C_D 值不断下降，目前轿车可低达 0.3 上下，小型客车、轻型载货汽车则降至 0.4～0.5，大、中型载货汽车可降至 0.6～0.7。另外，还应采取了许多降低正面迎风阻力的措施，以提高汽车的行驶稳定性。例如采用导流罩、前阻风板、鱼鳃、后扰流板，使车身与车箱等宽或尽量减小宽度方向的差距，减小车身与车箱之间的间隙，以及采用篷式车箱等。

8.1.2.9 观赏性

随着市场要求的提高和竞争的加剧，对外观和内饰的追求也越来越挑剔，应刻意追求车身性能和造型的完美。

8.1.2.10 装配性

车身要给发动机和底盘各总成提供可靠而方便的安装条件，随着各总成集成度的提高，将形成模块式的装配方式，对车身也提出了更多的特殊要求。

8.1.3 车身类别与形态

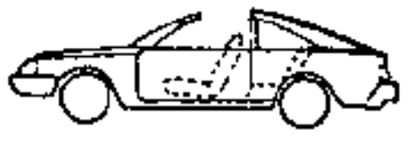
车身类别繁多，由于分类方法之不同归类各异，至今也莫衷一是。如果按用途分，不外乎载客与载货两大类，某些专用车虽有其特殊要求，除装有专用设备外，还必须载客或载货。就载客类而言，有轿车、客车、吉普车、家庭多用途车（MPV）等；货车有轻型货车（PICK—UP）、长头车、平头车、厢式货车、栏板式货车、专用车等。每种车的分类方法可参看有关标准。

在车身形态上，就轿车而言，其形态根据座椅的布置和个数、车门的布置和个数、顶盖、客室及车窗

汽车论坛 http://www.qclt.com

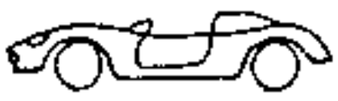
玻璃的结构等要素而定。但是，车身形态的名称，随着时代的变迁或因国情不同也多少有些差异。另外，由于制造厂家的商品名混杂等原因，要将车身形态明确分类也是很困难的，这里以 ISO—3833—1977 的分类为基准，在表 8-1-2 中列出一般常用的轿车车身形态和名称。

表 8-1-2 轿车车身形态与名称

形态	特征	门数	形状
普通轿车	至少有二排座椅，前排要比后排有确保的居住性的轿车，另外，顶盖可以为太阳顶，例如开有固定于车身上的可启闭的天窗	2门	
		4门	
		3门（包括后门）	
		5门（包括后门）	
硬顶普通轿车	指普通轿车中无门窗框，且有固定顶盖的车身	2门	
		4门	
硬顶轻便轿车	硬顶车当中的轻便轿车	3门（包括后门）	
轻便轿车	是2到4名乘员的车，较普通轿车矮，外观具有运动型，所以即使有二排座，后排座空间小	2门	
		3门（包括后门）	
活顶轿车	顶盖可拆卸、多为织物制造、同普通轿车相当的车	活顶普通轿车	
	二门、二乘员的运动车称为活顶运动车	二顶运动车	
T型杆活顶车	顶盖只能部分拆卸，且左、右分两片中间纵向有支柱的车	T型杆活顶车	
整体活顶车	顶盖整体一片可拆卸、没有支柱的称整体活顶车	整体活顶车	

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

形 态	特 征	门 数	形 状
前、后座有玻璃板隔开的轿车	将普通轿车客室加长，设置2排以上座椅，载客4人以上，且驾驶员排座椅与后排座椅用玻璃隔开，后排座椅尺寸宽敞的豪华车。	4门以上	
客货两用车	车体后部形状按增大车室内容积设计，有后门，座椅至少两排以上，为了确保载货容积，后排座椅可做成折叠式或可拆式	5门（包括后门）	
运动车	为驾驶舒适而制造的轻快的轿车，车身较低，2门，乘坐2人或稍多。	2门	

8.2 车身开发程序

车身结构复杂，牵涉的总成和技术领域多，开发周期长、投入大、换型频繁，因此必须严格按开发程序进行。

车身开发（Body development）是指从产品定义开始直到零批量投产的整个过程，有研究车型开发、储备车型开发、即将生产车型开发等类型。

概念设计（Concept design）是车身开发的前段，指从产品定义开始至造型冻结的阶段。

车身设计指从概念设计至产品文件完成的整个阶段。

在一个车型开发之前有产品预研阶段，这是公司行为。产品预研是在一个车型开发项目启动之前所做的预先研讨工作，内容有产品战略和配置，公司总体产品规划，市场信息整理与分析，竞争对手情况及对策，车型配置和开发预计划，跟踪新技术、新工艺、新材料的有目的的科研活动等。

8.2.1 车身开发程序

因公司状况和开发方法不同，以及随着科技的进步，开发程序与周期都会有变化。此处介绍一种轿车全新车身开发的程序（图8-2-1）。

8.2.2 产品定义及规划阶段

产品定义是对开发车型的基本技术描述。这是在公司产品预研的基础上针对欲开发的某一车型所做的具体描述。

产品定义阶段也是该车型的规划与计划阶段，两者互相渗透和融通，而由不同部门操作，一般来说，产品定义由开发部门负责，规划与计划则由规划部门执行，各自分别制订相关文件。

8.2.2.1 产品方向的确定

1）市场定位

①根据市场需求类别确定用户对象及容量，以决定型式、级别等要素；

②根据运输物品或乘客决定车种；

③按使用地区（寒、热、湿、干、高、低）、道路条件、地域（城、乡）确定装备及要求；

④如欲考虑世界市场，则应了解该市场信息，例如风土人情、民族与宗教、法规等；

⑤充分了解用户需求与意向，以决定特殊要求。

汽车论坛 http://www.qclt.com

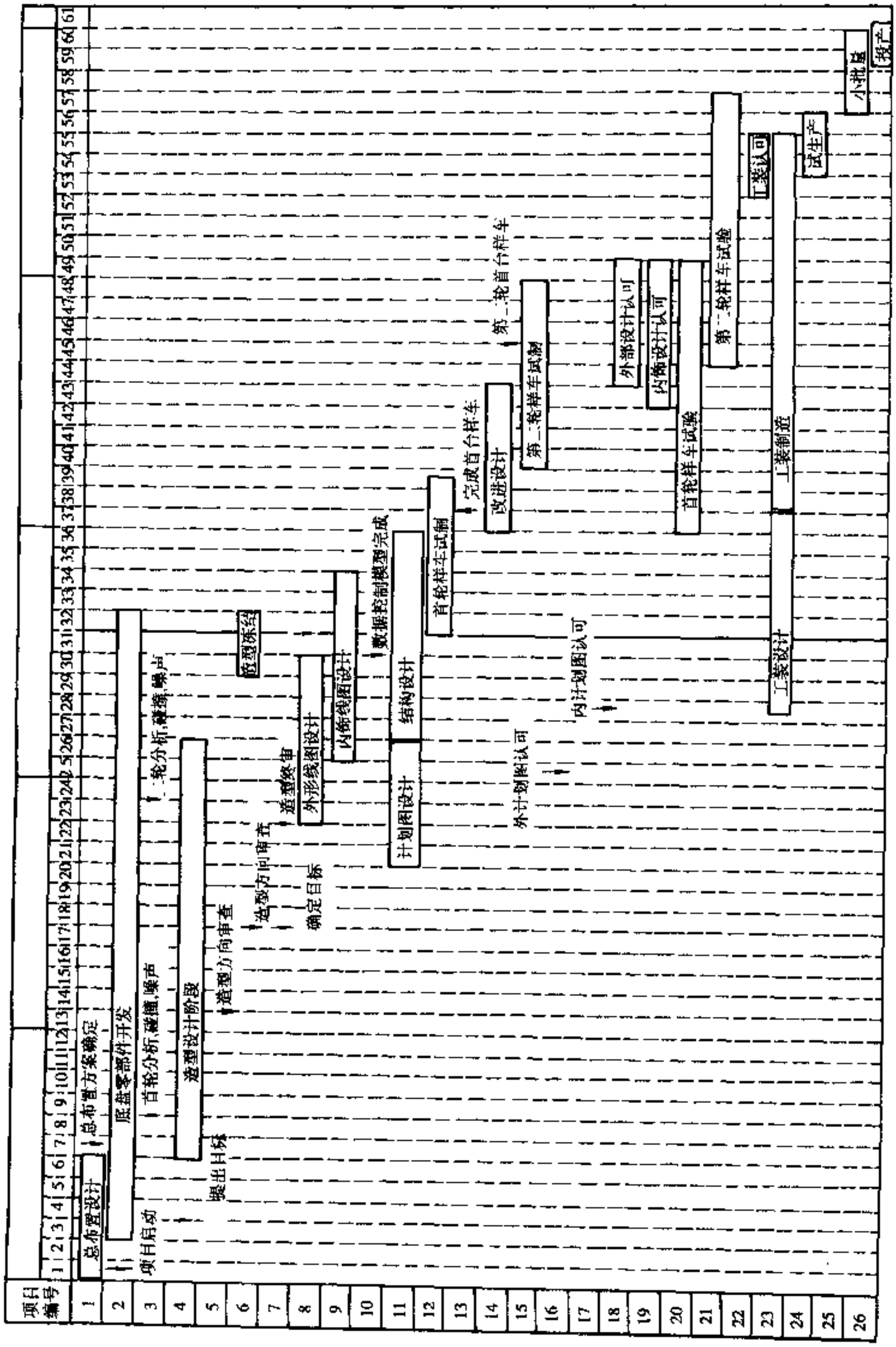


图 8-2-1 车身开发程序

汽车论坛 http://www.qclt.com

2）适应国家政策与法规

应细致研究国家燃油政策、税收政策、配置政策、以及安全、环保（排放、噪声、无线电干扰）等法规，使车辆适应这些政策与法规。

3）竞争对手情报

在进行国内、国外竞争对手工厂，以及产品、管理剖析情况下，深入了解下述情报，确定对策以操胜券：

①生产车型类型、市场需求与销售状态；

②发展趋向，如规划、投入、开发动向、预计投产时间、生产准备情况等；

4）本厂状况

确定本厂的经济状况，可能投入的资金及资金来源，生产能力，现有工装、工艺的水平及发展，以确定车型目标。

8.2.2.2　产品方针

产品方向明确以后，要给出开发产品的产品方针，形成以下文件。

1）车辆类别　在确定车辆种类（轿车、货车、客车……）基础上确定车身类型，这里不再分车辆种类。

①平头、长头、短头；

②单厢、1.5厢、2厢、3厢；

③单排座、双排座、一排半（卧铺）、多排、加宽；

④继承总成、选用总成；

⑤基本型、加强型、经济型、装饰型、豪华型；

⑥变型车、出口车（右置方向盘）；

⑦汽油机或柴油机对车身的影响；

⑧承载式与非承载式；

⑨货车驾驶室或车头是否翻转及翻转方式。

2）国内外市场容量、预计产量纲领及其前景

3）与主要竞争车型的技术对比

4）预计售价

5）生产方针

①生产地点（本公司、分公司、联营厂）；

②生产方式（手工生产、简易工装、单工序工装、全套正式工装，国内外散件（KD—Knocked down）生产、单批生产、阶段性生产、持续性生产、移地生产）；

6）销售方针（本部统销、工厂自销、委托销售）。

8.2.2.3　产品技术定义

至此为止车身开发的“大政方针”已定，即可进入技术定义阶段。这一阶段要将组织管理、技术描述确定下来，制订以下有关文件。

1）产品开发计划

至正式投产为止，特别要注意开发资源（资金、人力、设备）的落实。

2）成立项目组

3）预测及初定整车与车身尺寸及其它参数

这些参数主要有总长、总宽、总高，轴距、轮距、前悬、后悬，最小离地间隙、纵向通过半径(纵向通过角)，车室内尺寸、轿车或客车的行李舱尺寸、货箱尺寸及系列、整备质量、最大总质量和燃料箱容积等。

4）产品级别及系列化方案

5）性能要求

汽车论坛 http://www.qclt.com

参见本章8.1.2节，此外给出强度、刚度、寿命和可靠性等目标值、制订出满足各项性能的具体措施

6）品质指标（如AUDIT评审目标值）

7）目标控制成本

8）不可逾越的目标值（如硬点等）

9）试制计划（与试验项目和其它用途相对应）

本阶段中，除给出以上各项文字文件外，还要绘制总布置图，并编制有关文件：继承件与借用件清单；协作件及厂家清单；选装件清单；专利清单；车身结构分析图（断面图）；车身间隙图；初期产品描述。

8.2.3 造型阶段

造型工作是追求汽车美的实现和超越，但非纯美术的美，而是功能的美。造型设计师在满足产品定义中给出的硬点条件的基础上，遵照人机工程学从事美的创作，实现车身性能的诸多要求。在实现工业产品经济、实用、美观的原则下，抽象出“好用、好造、好修、好看”的四好原则，并且无论好看在市场竞争中处于多么重要的地位，也不能牺牲前三好的主要性能来实现美，因而汽车造型人员的创作是受到诸多限制的，在诸多约束中实现美是造型设计师的自我体现。

8.2.4 表面数据形成与检验阶段

造型完成以后，无论实行的是正向还是逆向工程都要进行表面数据生成，形成三维数据，并绘制出二维图样（线图）。这些工作都是在计算机工作站中借专用软件进行的。

制作表面数据包括车身外表面和内饰表面。应注意曲面的光顺、曲面片的拼接，以及接线和圆角的处理等。制作中要反复用检验模块校核、修改。

表面数据完成后，制作数据控制模型或参考模型。审查后修改，重新实行逆向工程，修改表面数据。数据控制模型审查通过后造型冻结。

8.2.5 计划图与产品描述阶段

计划图是1:1的车身总图，可用手工或在计算机工作站绘制。一般按总成分开绘制，可用各种色线标出不同视图或特殊结构，绘制于专用薄膜上，尺寸可直接量取。

计划图分二个阶段，在产品定义阶段或与造型平行阶段绘制草计划图，比较简略；详细工程设计阶段绘制计划图。若用工作站绘制三维计划图，则后续出产品图样就方便得多了。

计划图中主要的表现手法是用大量的断面来表示各类关系与要素。

计划图要表现的内容有：该总成中各零部件的外形和详细结构；与相关总成或零件的连接关系；运动关系；间隙；加强要素与工艺要素。

产品描述是定性和定量地描述每个总成和零件的文件，主要内容如下：

①产品设计的根据、意义、原则、指导思想；

②相关尺寸参数及性能要求；

③以图示方式描述产品构成；

④零件结构要素，尺寸界限；

⑤焊接与固定方式；

⑥与相关零件关系；

⑦产品状态（材料、类别——金属件、非金属件、电气件，大、中、小件等）；

⑧借用现生产产品的零件或结构要素；

⑨特殊限定。

作为例子，在表8-2-1中给出了一个零件的产品描述文件。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 8-2-1 产品技术描述

技术描述	产品特征									
	新件	改动	大	中	小	金属	非金属	内	外	电
88 后保险杠横梁 2804125 后保险杠横梁内表面、正侧面布置有壁厚小于基本壁厚的筋格，与保险杠面罩配合，使其柔中有刚；发生事故时，可使局部冲击载荷迅速扩散到保险杠骨架。 1）与面罩采用超声波焊接形式（上部、下部），横梁上的立筋、横筋与面罩有 0.5mm 的均匀间隙； 2）后保险杠横梁与后保险杠骨架采用卡接形式连接，卡接点上下分配； 3）筋的布置及数量，与面罩的筋均匀配合。 4）基本料厚 2mm。	×		×				×	×		

8.2.6 工程分析阶段

工程分析（CAE）是优化设计的主要手段。通过工程分析能将过去靠经验预估的性能明朗化、数字化，为设计的最佳化和追求特定目标提供条件，可避免开发失误和缩短开发周期。对车身开发而言，工程分析主要有以下内容。

①静态分析，即用有限元方法分析白车身的刚度、强度，包括结构、连接点、重要部位、焊点等；

②动态分析，即用有限元方法分析白车身的模态，给出振动和噪声状况；

③碰撞分析，即用专用软件模拟撞车时的车身状态；

④运动件干涉分析；

⑤板料冲压工艺性分析；

⑥塑料件工艺性分析；

⑦空气动力特性模拟分析等。

8.2.7 结构设计阶段

进行总成和零部件的结构设计并出齐用于指导生产的三维和二维设计文件。结构设计要延续到批量投产，一般通过第一轮试制、试验并进行第二轮设计，以解决发现的问题。正式准备文件发出后，在生产准备过程中还要进行设计更改。

从计划图一开始贯穿结构设计阶段，工艺、生产、规划、质保等部门都要一起参与工艺性支持，同时制订出一些工艺与制造文件，具体内容如下。

①与白车身制造厂家进行冲压件工艺分析；②与塑料与内饰件生产厂家进行工艺分析；③与总成供货的协作厂家进行工艺分析并从事同步开发；④制作重要零件信息清单；⑤总成分级，工艺预排；⑥工艺、工装及生产线布置文件。

结构设计完成之时，工艺与生产线及生产组织文件也应相继完成。

8.2.8 试制阶段

试制阶段的划分与试制数量随开发性质和工厂情况而异，这里只介绍供生产用新车型试制的主要过程。

①校验样车：这种样车是为了考验内、外造型设计而制造的，严格地讲，这只是能够行驶的实体模型，它的内、外饰都是从造型模型上拷贝下来的，可见部分经喷涂与真实效果一样，看不见的部位不表

汽车论坛 http://www.qclt.com

现；大灯和其它灯具与产品零件有同样的效果，但不能工作；除转向盘和手制动外，内部不能操作控制，人可以进入车内并可在低于 25km/h 速度下行驶。

②总布置功能模型车：可以开动，最高车速 50～80km/h，只用于人机功能评定，不用于选择造型和决定车型的工作，车的外部只需尽量满足驾驶员视野即可。

③过渡样车：在新车型试制样车之前制出，目的是考验平台，可试装新的总成零部件，如动力装置、悬架、制动系及转向系等。其尺寸和机械功能上与真车类似，车身可借用其它车型或老车型的。

④首辆样车：按设计文件制造并装成的第一辆样车，主要用于考验结构设计的正确性。

⑤小批量试制样车：供试验用的样车，在三维设计时，模具用 CAM 方法加工，制件用手工或简易工装制出，要注意保证零部件与生产零件尽量一致，焊接与装配时都要有相应的工装，确保与设计一致。

⑥工装件样车：当正式准备工装所制造的零件大部分工序或全部工序完成后，要试制用工装设备制造出的零件的样车，进一步验证结构设计和试验。

⑦螺钉车：考验白车身设计与制造正确性的车，零件间用螺钉装配，只有白车身，没有其它总成。

8.2.9 试验阶段

车身试验种类及项目繁多，从类别上看有性能试验和可靠性（寿命）试验；从种类上分有考核性试验和安全法规试验；从零部件上分又有整车、车身总成、内部安装件，以及内饰件、车身附件等相关试验。

8.2.10 生产准备阶段

在生产准备阶段，工艺、工装及生产线全面铺开，会产生一些要求产品设计的适应问题，必将发生更改，应及时加以处理。

生产准备完成后，经过调试、零批量、批量试生产至正式投产，开发工作方告结束。

在车身开发程序中，虽然是分阶段叙述其主要内容，但在实施过程中应采用大交叉的同步工程，这对确保开发品质和缩短开发周期均具有重大意义。

8.3 车身结构特点

车身本体中的白车身多为金属薄钣（多用钢钣和铝钣）压制成零件后点焊成总成。为降低汽车整备质量，正在发展用复合钢钣，也有用 SMC 等材料制造白车身的。

装饰件与内饰件主要采用非金属材料，其加工方法随要求和结构的不同而异。

按车身与车架的关系可分为承载式车身和非承载式车身，前者与副车架或底架焊接在一起，共同承受载荷，普通轿车、客车多用之。后者与车架分开，各自为独立总成，车身通过悬置与车架连接，多用于货车和高级轿车。两种型式的特点列于表 8-3-1 中。

表 8-3-1 承载式车身与非承载式车身的特点

	承载式车身	非承载式车身
结构的特点	将发动机、悬架等直接安装在车身上的结构，以由薄板构成为主。为了缓和底盘件安装部的应力和确保车身刚性等，部分车辆将安装副车架，将底盘件一端安装在副车架上、也有将其安装在车身上的	由厚钢钣压制的车架相对于车身是独立的，发动机和车身借助于悬置安装在车架上，载荷全部由车架承担

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

	承载式车身	非承载式车身
优点	质量小，整体弯曲和扭转刚性大 车室底板低，车辆高度尺寸小 以薄板加工为主，且可用点焊焊接，所以易于批量生产	由于车身系通过悬置安装在车架上，因此发动机等噪声和振动不易传入车身 因为是车架承载，所以易于车身的改进设计
缺点	路面和发动机等的噪声、振动容易传入车身。	质量较大，车辆总高较大，需要大规模的车架生产设备

还有一种结构介于承载式和非承载式之间，亦即将车身用螺钉连接于车架或用胶粘结于车架上，其连接强度不如焊接，称之为“半承载式”，这种结构现在较少采用。

8.4 车 架

8.4.1 车架的结构型式

本节只叙述非承载车身结构型式中单独的车架系统。承载式车身的副车架或底等将在地板和底架节中涉及。

非承载式汽车，前、后悬架装置、发动机及变速器等传动系部件施加的作用力均由车架承受，所以，车架总成的刚性、强度及振动特性等几乎完全决定了车辆整体的强度、刚性和振动特性。设计时在确保车架总成性能的同时，还应对车辆性能和匹配性进行认真的研究。车架结构很多都是用电弧焊焊接而成，易产生焊接变形。在设计方面对精度有要求的部位不得出现集中焊接，或者从部件结构方而下工夫，尽量确保各分总成的精度。另外，与其它焊接方法相比，采用电弧焊后端部容易出现比较大的缺口，出现应力集中现象，所以，应对接头位置和焊接端部进行处理。

根据纵梁的特点，车架可分为以下几种型式（图 8-4-1）。

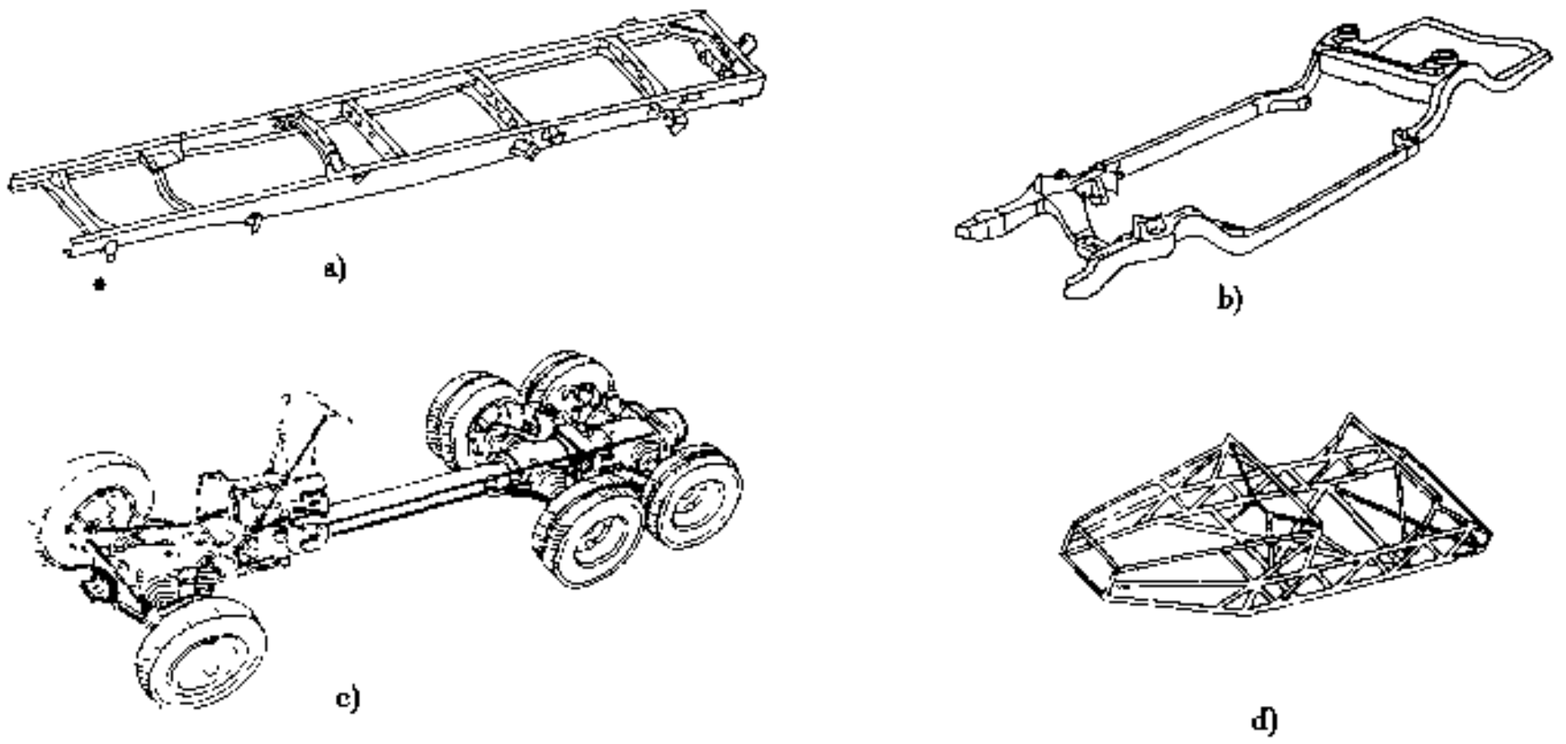


图 8-4-1 车架型式

a)梯形车架;b)周边式车架;c)脊梁式车架;d)桁架式车架

汽车论坛 http://www.qclt.com

(1) 梯形车架

由两根纵梁和若干根横梁组成，抗弯强度较大，零件安装紧固、方便，在货车及中、轻、微型客车上得到广泛应用，但在轿车上少见。梯形车架又可分为平行梯形、阶梯梯形及前窄或后窄的倾斜梯形几种。

(2) 周边式车架

车架中部加宽，不设横梁，故可降低地板高度，增大客室空间，且撞车时可以吸收部分能量。其结构简单，质量较小且易于制造，常为大型轿车所采用。其主要件常为封闭断面。

(3) 脊梁式车架

又称中梁式车架，其扭转刚度很大，在某些货车及轿车上得到应用。

(4) 桁架式车架

又称空间车架，刚度大、质量小，但不易制造，典型结构见于赛车。

8.4.2 车架受力及其应力分析

车架受力状态极为复杂。汽车静止时，它在悬架系统的支撑下，承受着汽车各部件及载荷的重力，引起纵梁的弯曲和偏心扭转（局部扭转）。如汽车所处的路面不平，车架还将呈现整体扭转。汽车行驶时，载荷和汽车各部件的自身质量及其工作载荷（如驱动力、制动力和转向力等）将使车架各部承受着不同方向、不同程度和随机变化的动载荷，车架的弯曲、偏心扭转和整体扭转将更严重，同时还会出现侧弯、菱形倾向，以及各种弯曲和扭转振动。有时，某些装置件还可能使车架产生较大的装置载荷。车架的受力和变形见图 8-4-2。

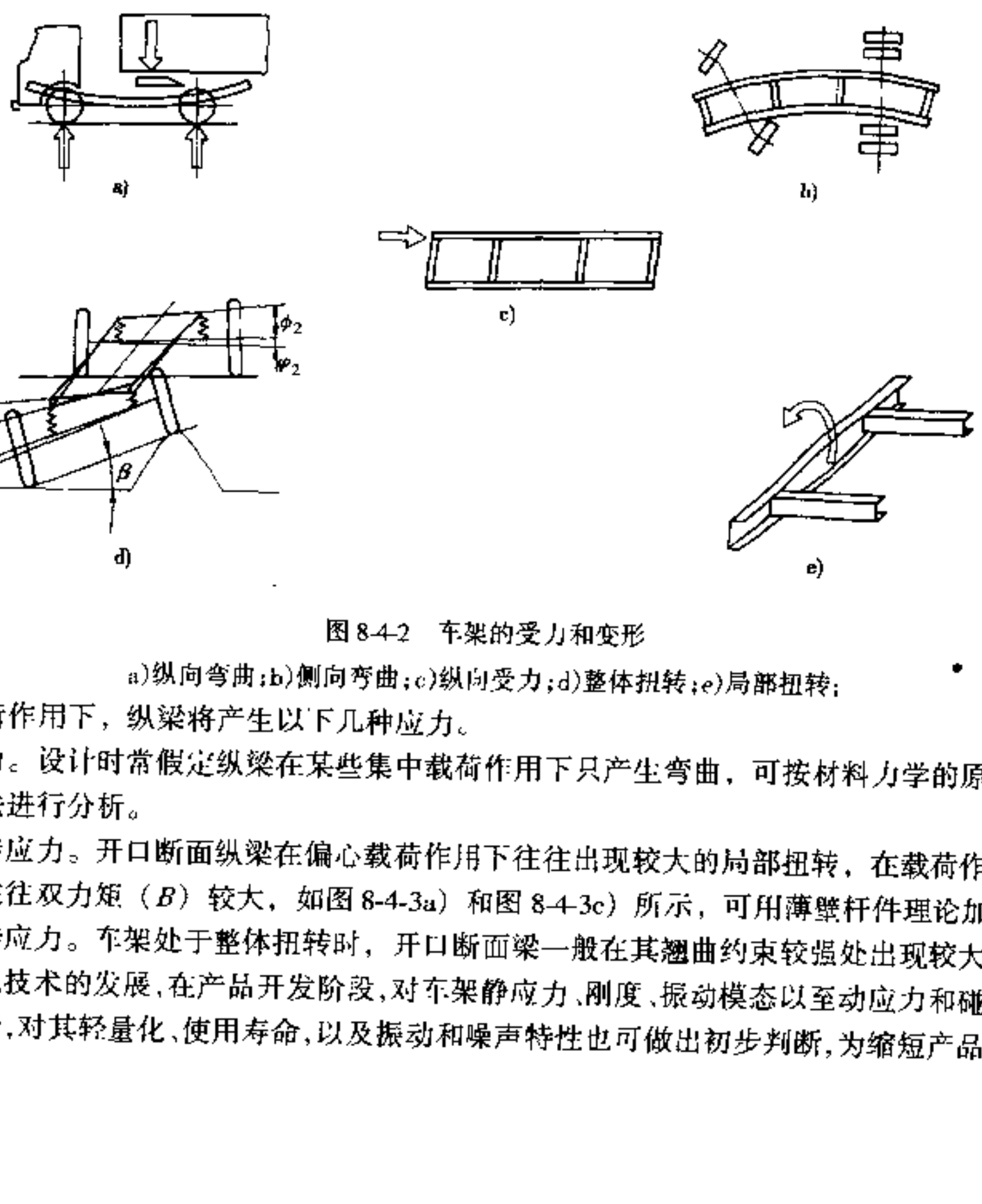


图 8-4-2 车架的受力和变形

a)纵向弯曲；b)侧向弯曲；c)纵向受力；d)整体扭转；e)局部扭转；

在这些载荷作用下，纵梁将产生以下几种应力。

①弯曲应力。设计时常假定纵梁在某些集中载荷作用下只产生弯曲，可按材料力学的原理采用弯矩差法或力多边形法进行分析。

②局部扭转应力。开口断面纵梁在偏心载荷作用下往往出现较大的局部扭转，在载荷作用处及其邻近的翘曲约束处往往双力矩（B）较大，如图 8-4-3a）和图 8-4-3c）所示，可用薄壁杆件理论加以分析。

③整体扭转应力。车架处于整体扭转时，开口断面梁一般在其翘曲约束较强处出现较大的扇性应力。

随着计算机技术的发展，在产品开发阶段，对车架静应力、刚度、振动模态以至动应力和碰撞安全等已可进行有限元分析，对其轻量化、使用寿命，以及振动和噪声特性也可做出初步判断，为缩短产品开发周期创造了有利条件。

汽车论坛 http://www.qclt.com

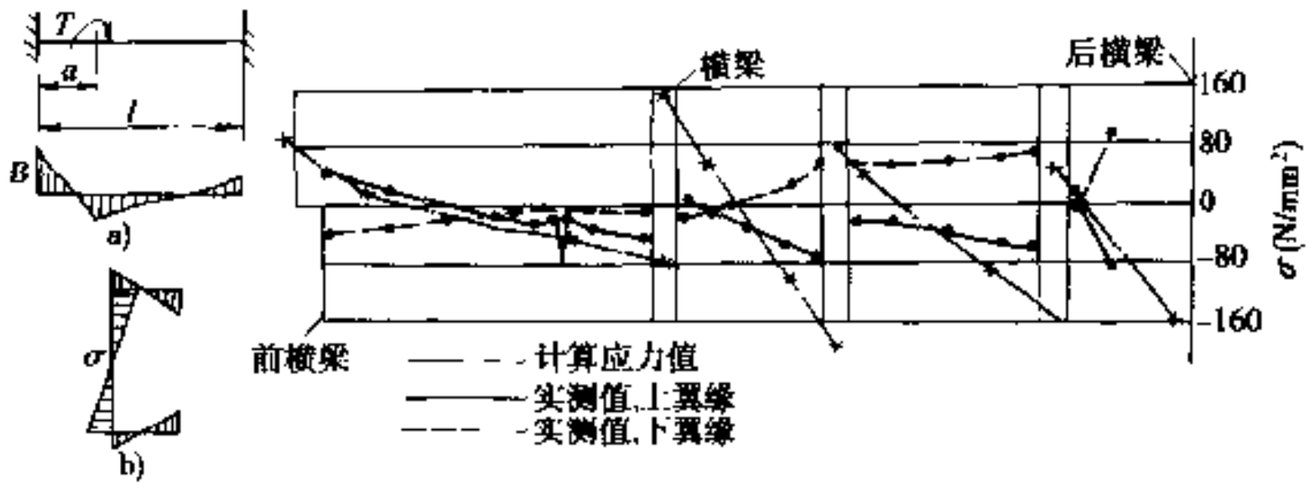


图 8-4-3 车架扭转应力

a)翘曲约束梁偏心扭转时的双力矩图;b)槽形断面的扇形应力图;c)车架整体扭转时纵梁翼缘应力

8.4.3 车架刚度

根据载荷特征和变形特征,可以定义出多种车架刚度。车架模态分析时常注意其垂直弯曲刚度、整体扭转刚度及整车扭转刚度。有时还要分析纵梁的局部扭转刚度(时常和横梁弯曲刚度相结合)及车架水平弯曲刚度。

车架的各种刚度,因结构不同,有的相差极大。例如常见的由开口断面梁组成的梯形车架,一般其整体扭转刚度极小,而弯曲刚度较大,纵梁局部扭转刚度在横梁处较大,而在横梁之间的部分则较小。至于整车扭转刚度,往往比光车架大好几倍。

车架整体扭转时,一般其前部的变形较大、后部较小,在车架扭转刚度计算中通常以前、后轴的相对扭角为准。

汽车行驶时,车架将出现整体扭转状态(图 8-4-2d))。如汽车以低速通过路面凸包时,车架的轴间扭角

$$\alpha = \beta \cdot \frac{1}{1 + (C_j / C_s)}$$

式中:β——道路不平度(以轴间扭角表示);

C_j——车架(整体)扭转刚度;

C_s——悬架系统(含车轮)角刚度。

当 $C_j/C_s = 1$ 时,$\alpha = 0.5\beta$,即车架和悬架系统的扭角各为道路扭角的一半。一般货车属此类型。在轿车上,由于车身的影响,C_j 很大,而常用的独立悬架系统又使 C_s 较小,故悬架系统的扭转变形远大于车架。

提高车架扭转刚度可相应提高其自振频率。同时也可增大整车的扭转刚度,使 α 有所减小。其不利影响是,在某些使用条件下,汽车的通过性将下降,车架及悬架系统的载荷也会增大。

刚度及悬置跨度皆较大的装置件诸如发动机、驾驶室等,通常采用三点悬置或菱形悬置,并通过加设软垫或螺旋弹簧紧固,以减小车架扭转变形的不利影响。改变悬置方式及刚度,往往可以消除某些共振问题。例如,将悬置点设于车架振动模态节点处,可显著减轻振动的传递;将悬置点接近梁的弯曲中心,或在该处设置横梁,则可有效地限制纵梁的局部扭转。

设计时都极注意加强板、车箱纵梁等的端部形状和紧固件布置,以避免刚度突变,导致损坏。

8.4.4 纵梁

8.4.4.1 纵梁形状及断面

各种纵梁的形状及其断面如图 8-4-4 所示。

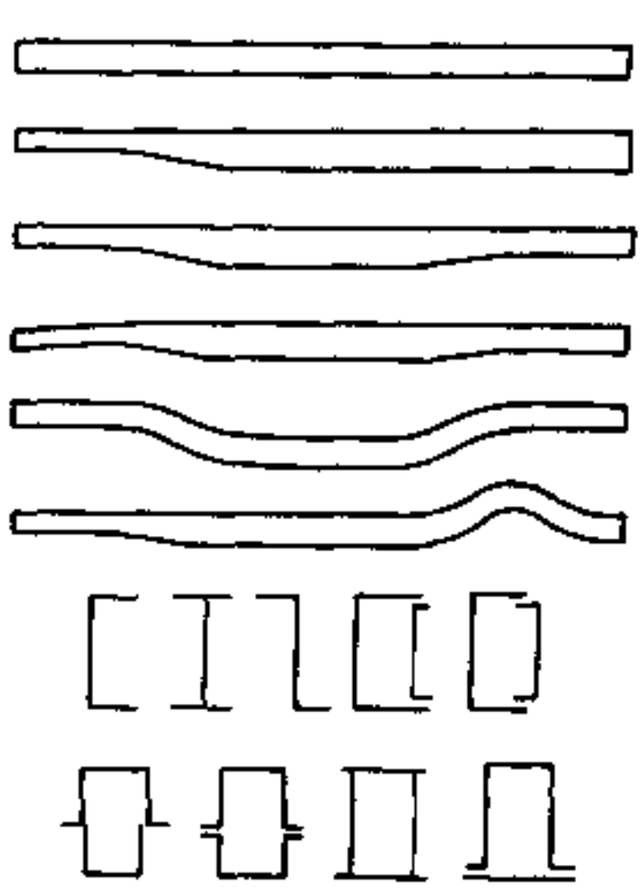


图 8-4-4 纵梁形状及断面

汽车论坛 http://www.qclt.com

梯形车架纵梁的上表面应尽可能做成平直的，中部断面一般较大、两端较小，与所受弯矩相适应。也有全长或仅中部及后部为等断面的。根据整车布置要求，有时采用前端或后端或前后端均弯曲的纵梁。

槽形断面梁抗弯强度大，工艺性好，零件安装、紧固方便，广泛应用于货车及客车。箱形断面梁抗扭强度大，多用于轿车和轻型越野车。超重型越野车及矿用自卸车的纵梁多用钣料焊接而成，常为箱形或工字形断面。少数汽车用Z形断面。

多品种生产时，常使不同轴距、不同装载质量的系列车型采用内高相同的槽形断面纵梁，通过变化钣料厚度或翼缘宽度获得不同强度。

8.4.4.2 纵梁强度

纵梁受力极为复杂，设计时不仅应注意降低各种应力，改善其分布情况，还应注意使各种应力峰值不出现在同一部位上。例如，纵梁中部弯曲应力较大，则应注意降低其扭转应力，减小应力集中并避免失稳。而在其前、后端，则应着重控制悬架系统引起的局部扭转。提高纵梁强度常用的措施如下。

(1) 提高弯曲强度

①选定较大的断面尺寸和合理的断面形状（槽形梁断面高宽比一般为3:1）；

②将上、下翼缘加厚或在其上贴加强板；

③将受拉翼缘适当加宽。

(2) 提高局部扭转强度

①注意偏心载荷的布置，使相近的几个偏心载荷尽量接近纵梁断面的弯曲中心，并使合成量较小；

②在偏心载荷较大处设置横梁，并根据载荷大小及分散情况确定连接强度和宽度；

③将悬置点布置在横梁的弯曲中心上；

④当偏心载荷较大并偏离横梁较远时，可采用K形梁，或将该段纵梁形成封闭断面；

⑤偏心载荷较大且较分散时，应采用封闭断面梁，横梁间距也应缩小；

⑥选用较大的断面；

⑦限制制造扭曲度，减小装配预应力。

(3) 提高整体扭转强度

①不使纵梁断面过大，在纵梁大断面处纵、横梁采用腹板连接；

②翼缘连接的横梁不宜相距太近。

(4) 减小应力集中及疲劳敏感

①尽可能减小翼缘上的孔（特别是离应力区），严禁在翼缘上布置大孔；

②注意外形的变化，避免出现波纹区或受拉严重变薄；

③注意加强端部的形状和连接，避免刚度突变；

④避免在槽形梁的翼缘边缘处施焊，尤忌短焊缝和“点”焊；

⑤必要时可采用铰孔或对冲压边缘修磨，以提高某些薄弱部位的疲劳强度。

(5) 减小失稳

①受压翼缘宽度和厚度的比值不宜过大（常在12左右）；

②在容易失稳处加焊撑板；

③在容易出现波纹处限制其平整度。

(6) 局部强度加强

①采用较大的板厚；

②在集中力较大处将纵、梁局部贴加强板，必要时再将加强钣压肋或翻边；

③加大支架紧固面尺寸，增多紧固件数量，并尽量使力作用点接近腹板的上、下侧。

8.4.5 横梁

横梁将左、右纵梁联接在一起，构成一个完整的框架，以限制其变形和改善某些部位的应力，有的还

汽车论坛 http://www.qclt.com

需作为发动机、散热器、以及悬架系统等的紧固点，故其结构受悬置设计的影响较大。横梁断面形状及连接形式见图 8-4-5。

槽形断面梁和工字形断面梁（可由槽形梁组成）沿腹板方向的抗弯刚度及强度较大，常用于后簧支架处。

帽形断面梁可由矩形胚料直接压成，且较易做成大弯度梁，更因其断面高度较小，易于在空间受限处通过，故常被采用。

封闭断面梁（常为型材）、K 型梁和 X 形梁的扭转刚度大，但制造工艺难度大。

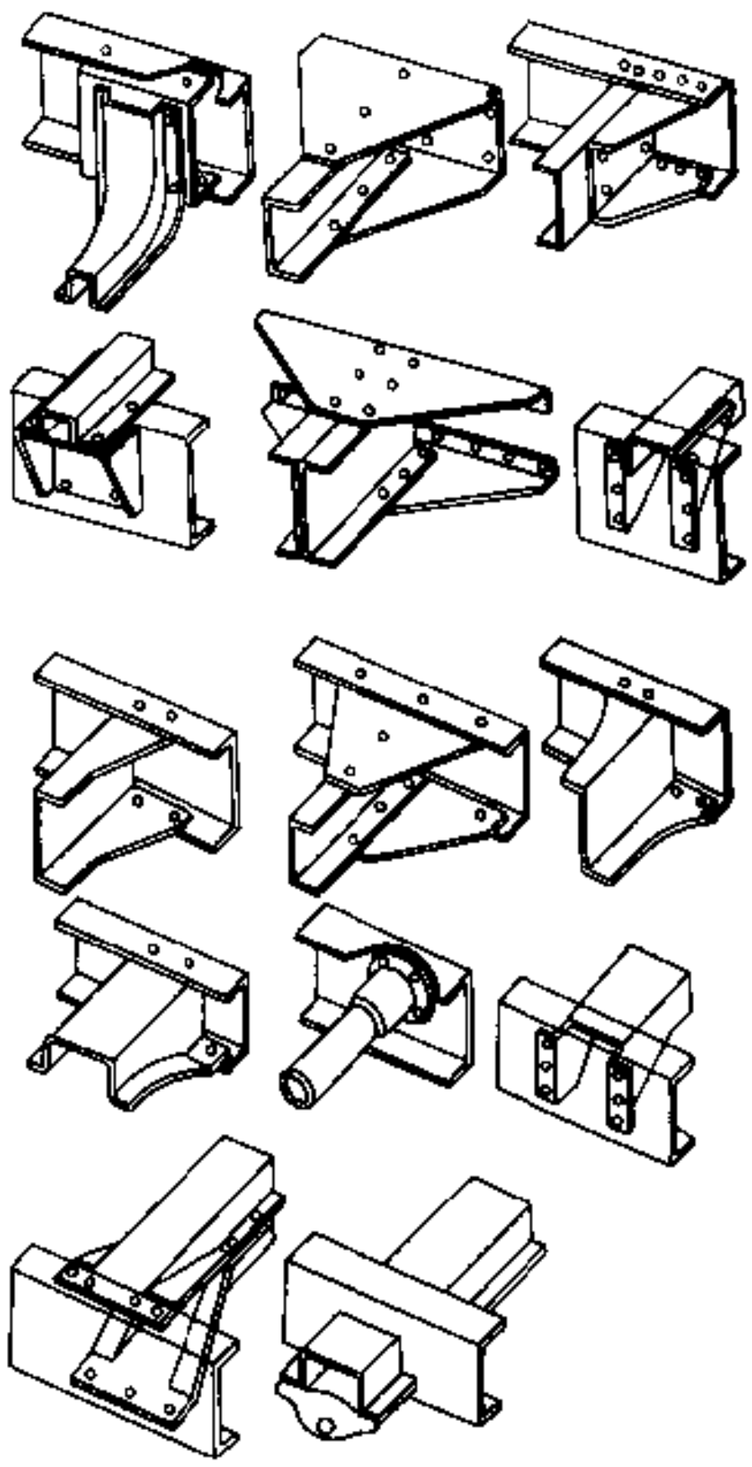


图 8-4-5　横梁断面形状及连接形式

8.4.6　车架的改装

因在车架上装置特种装备面必须改动车架时，应首先熟悉该车架的设计试验资料和原车的轴荷分布等技术参数，避免引起强度问题。

应尽量不在纵梁翼缘上钻孔，在其腹板上钻孔时应不使其距翼缘或原孔太近；严禁用气焊吹孔。

在车架上施焊应谨慎，注意避开高应力区，使之不形成应力集中；不要在加强板的端头和纵梁的边缘上施焊；焊缝长度不宜小于 30mm；严禁在纵梁的边缘上进行临时性的点焊。

接长车架时，应注意不使后轴超载；接合处应采用 X 形坡口，从两面施焊；接长处应力较大时应贴加强板，加强板常为 L 形，端头切有 45°以上的斜角，贴近端头的紧固件常布置在腹板上，端头常与横梁及弹簧支架等重叠在一起或与其尽量错开。

采用副车架时，应尽量将其前端伸至驾驶室下，并注意其外形和联接，使之不引起刚度突变（图 8-4-6）。

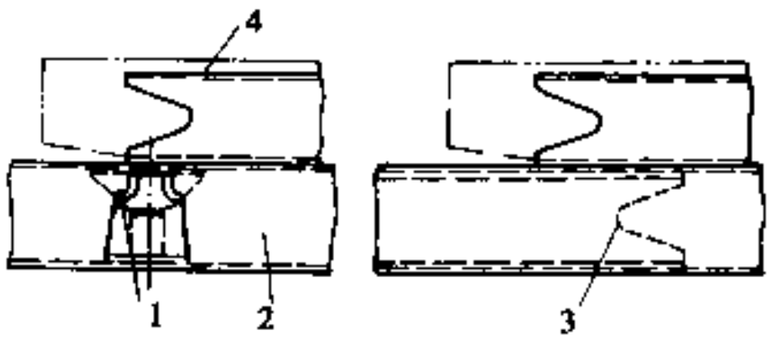


图 8-4-6　在横梁及加强板处副车架的布置
1-横梁；2-车架；3-加强板；4-副车架

8.5　车身本体结构

本节叙述前置发动机三厢式车身的结构。

8.5.1　车前板制件

8.5.1.1　车前板制件所要求的性能

①具有承受悬架作用力的强度和刚度；
②形成发动机舱、防护和装置发动机及附件，容纳各类电气和液罐；
③遮护前轮胎，并防止泥水进入发动机舱和车室或甩溅到车体上；
④阻止发动机噪声传入车室和环境中；
⑤受快速冲击时不破坏，并能有效地吸收冲击能；
⑥在散热器面罩周围安装前照灯、散热器及空调冷凝器等。

8.5.1.2　车前板制零件的构成

车前板制零件由内部骨架和外部覆盖件组成。骨架包括悬架撑板、流水槽板、挡泥板及前端框架等；外部覆盖件包括发动机罩、左、右前翼子板等。另外，还有护轮板等遮护件，见图 8-5-1。

汽车论坛 http://www.qclt.com

骨架一般形成框状焊接总成并与车室前围部分焊接在一起，外覆盖件多为装配件。

发动机罩由内、外板组成，周边用折边压住，中间用有弹性的胶按需要粘接。其里侧多敷有防声隔热垫。

设计流水槽板时要注意能切实有效地将水排出，不使水侵入发动机舱。

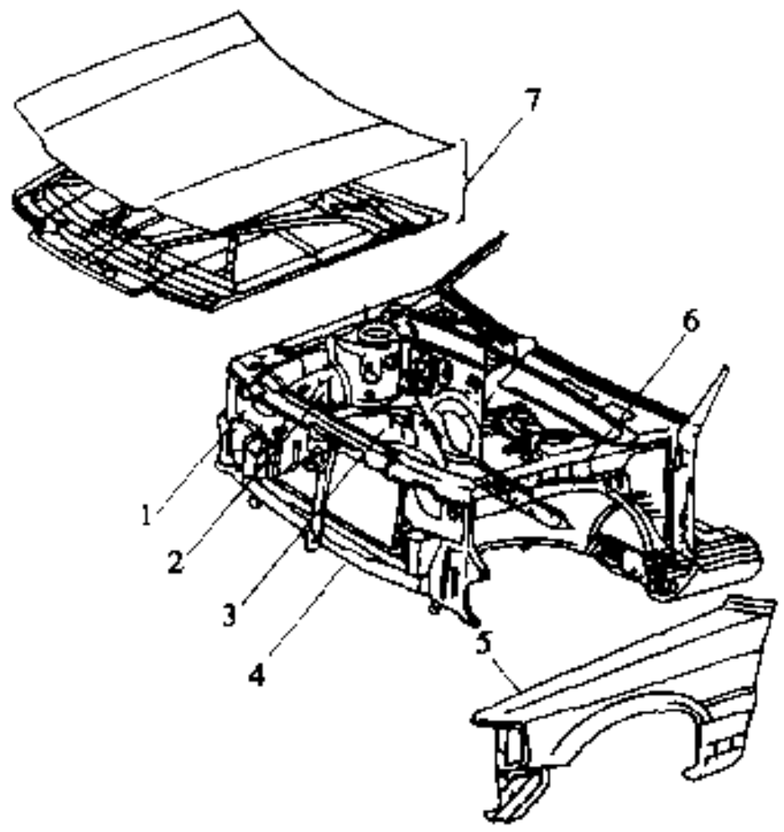


图 8-5-1 车前板制零件的构成
1-散热器支承板；2-罩内降起部分；3-前侧梁；4-第 1 拱梁；5-前翼子板；6-发动机舱侧板加强板；7-发动机罩

8.5.2 车身底架与地板

车身底架与地板是车身的基础，包括乘室与货箱的地板与底架。地板指上部由板件组成的部分，底架指承载式车身下部相当于车架的部分。非承载式车身因有单独的车架，故地板不必承受发动机与底盘的载荷，结构相对简单些。

8.5.2.1 非承载式车身地板结构

主要由前、中、后地板，后尾梁，悬置支架，左、右两侧门槛焊接而成，有时也包括前档板（前壁板），地板通过悬置软垫与车架连接，图 8-5-2 示出了一种典型结构。

8.5.2.2 承载式车身地板与底架

(1) 骨架式结构

由底架的纵梁、横梁、中间传动轴凸起、后尾梁和边梁焊成的底架，其上铺以地板，用点焊组合到一起而成，图 8-5-3 示出了几种底架型式。

(2) 分块式结构

这种底架（地板）的特点是，整个底架（地板）由两块或三块分地板焊接而成（相当于非承载式车身

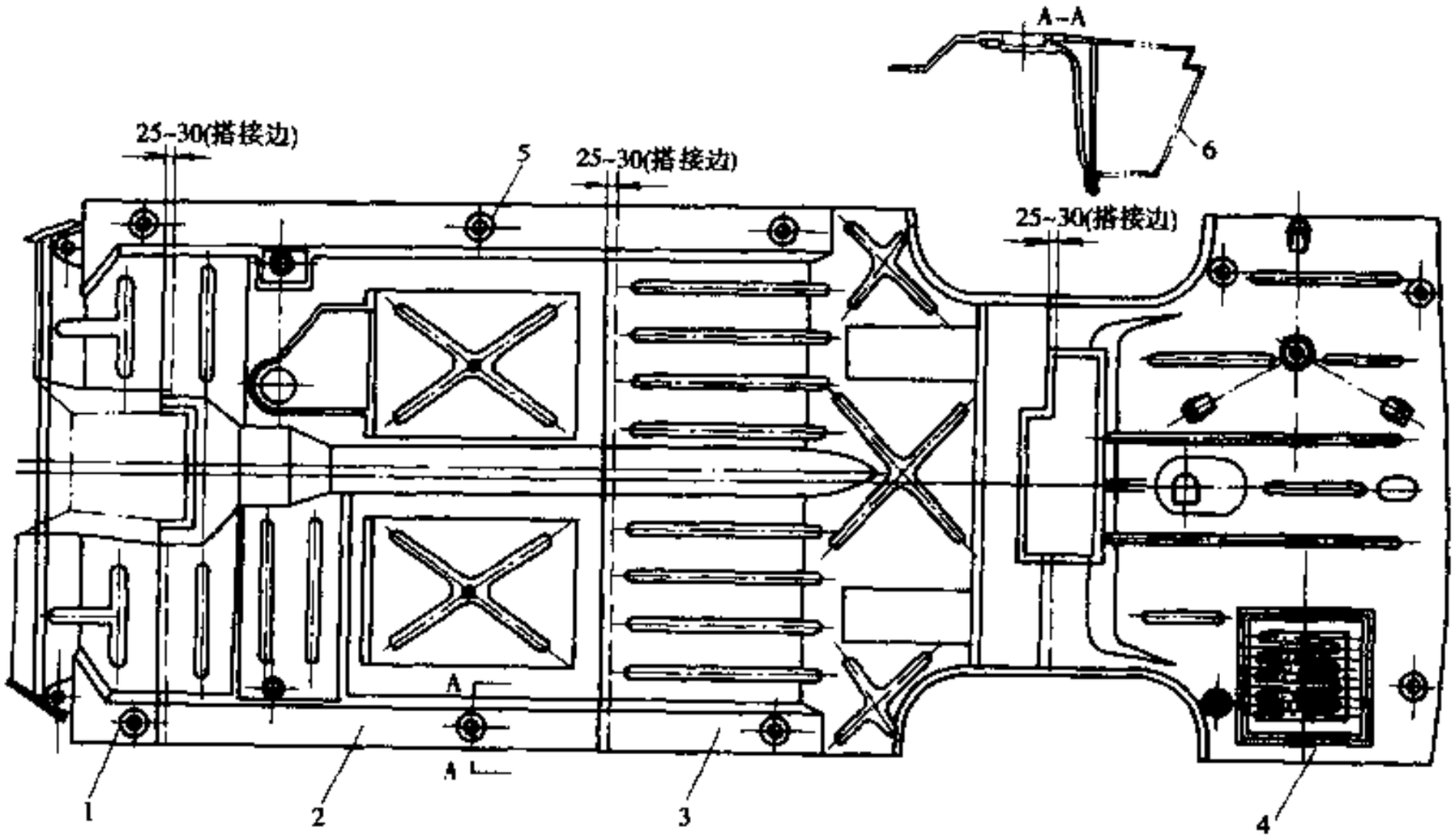


图 8-5-2 非承载式车身的地板
1 前围挡板；2-前地板；3-中地板；4-后地板；5-车身悬置后；6-外门槛

汽车论坛 http://www.qclt.com

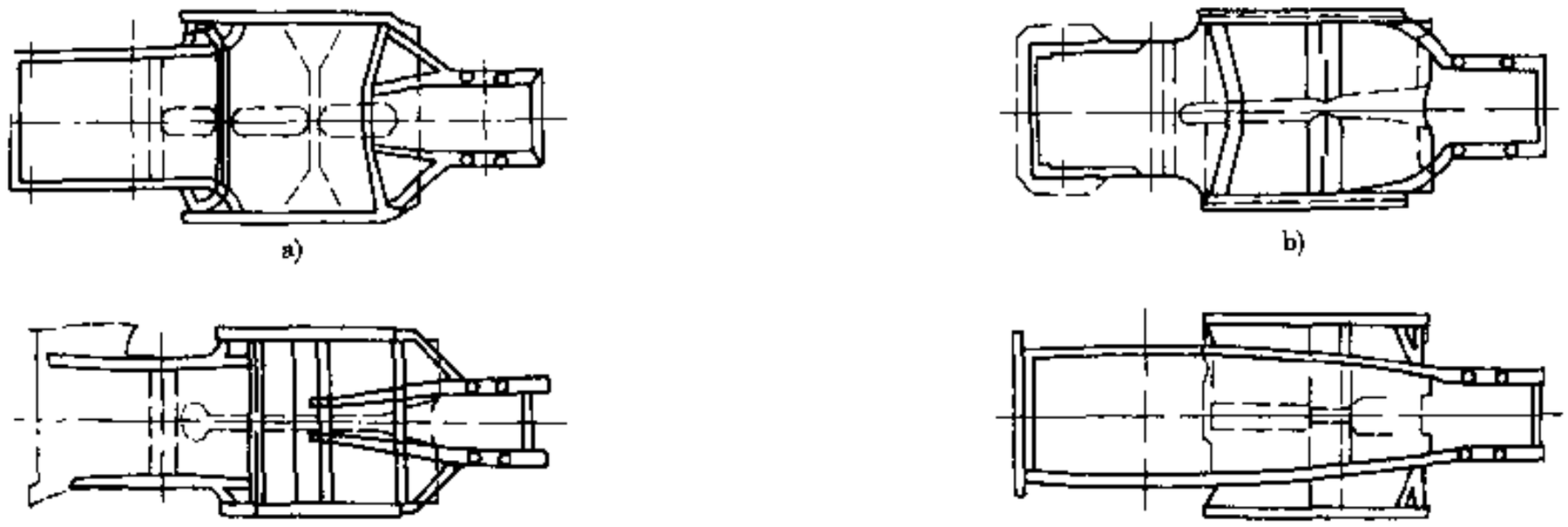


图 8-5-3 承载式车身底架型式

地板)。车前端有两根纵梁与前围挡板、前地板、侧门槛边梁焊接在一起；车后部设有两根纵梁，其前端绕过后轮罩与门槛边梁焊接连接，后端与尾梁焊接连接，后尾梁有支承后行李箱地板的作用，后保险杠也固定在后尾梁上，因此它有保护后部车身的作用。图 8-5-4 是分块式车身地板结构图。

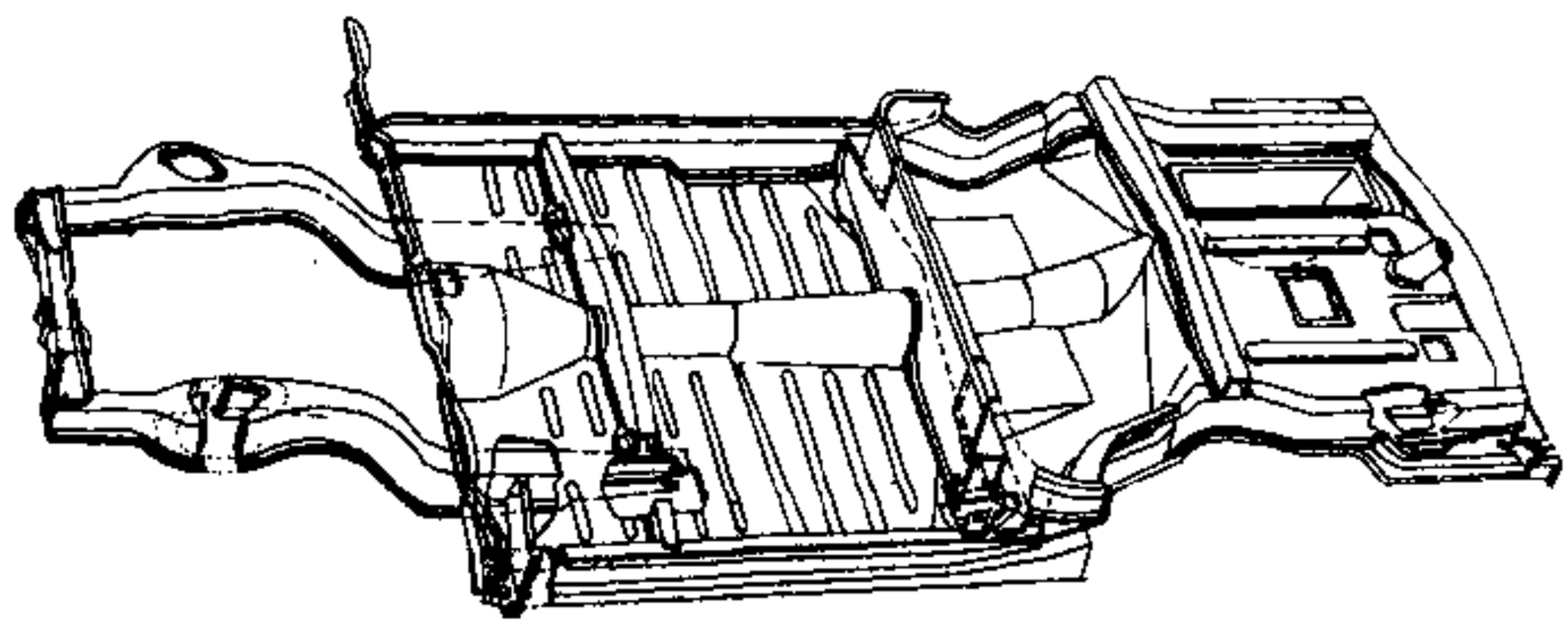


图 8-5-4 分块式承载车身地板与底架

8.5.3 车身悬置

连接车架和车身，可以使其相对位置保持不变；悬置装在车身和车架之间，既可以防止悬架和驱动系的振动传入车身，又能够将驱动力和制动力传给车身。对于带车架的车辆，是很重要的部件，必须考虑其耐久性和生产效率。

车身悬置的种类大体分压缩式（图 8-5-5）和剪切式（图 8-5-6）2 种。压缩式悬置用两块橡胶块将车架上下夹住，是最一般的方式，成本低，但是，上下方向的刚度和水平方向的刚度分配比较难，设计自由

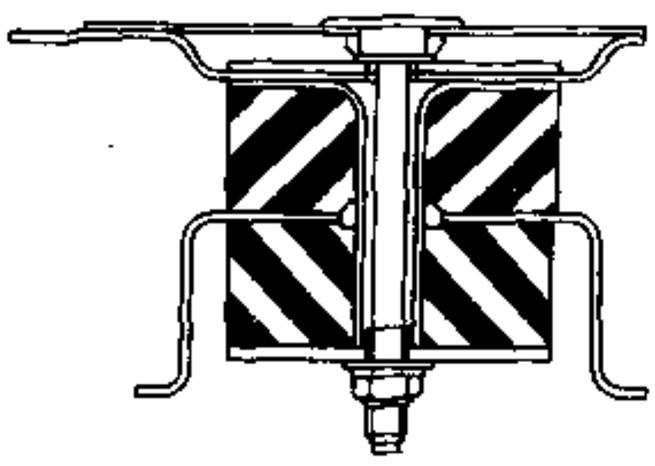


图 8-5-5 压缩式车身悬置

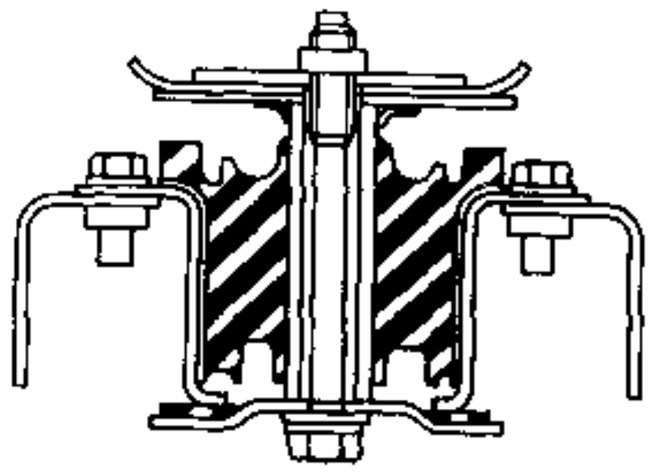


图 8-5-6 剪切式车身悬置

汽车论坛 http://www.qclt.com

度不大。剪切式悬置的内筒和外筒之间加1个橡胶块，将外筒固定在车架上，内筒固定在车身上，上下方向的载荷由橡胶块承受，成本比压缩式高，但是设计自由度比较大。从汽车性能看，在重要的部位采用剪切式车身悬置是很多的。

从安静性和舒适性的观点来看，只要是橡胶耐久性允许，弹性系数尽量设定得低一些。然而，在实际使用中，弹性系数设定得过低，将会出现车身共振问题。一般都根据部位的需要，兼顾降低噪声和振动，采取折中的解决办法。另外，在选择车身悬置特性的同时，还要充分考虑悬置部位的结构和刚性问题。如果忽视了这一点，不仅不能完全发挥车身悬置的设计特性，还会招致质量加大和成本的增加。

8.5.4 前围

前围是车室内的前部构件，包括前围挡板（前挡板）、前风窗、风窗支柱（A支柱）、前围覆盖外板等几部分。

从发动机的安装位置看，前围结构可分为内板式前围和外板式前围两种。内板式前围是长头车的前围形式，发动机位于前围之前，该前围挡板亦称作发动机挡板；外板式前围是平头车的前围形式，前围挡板（前壁板）可有双层和单层之分，双层挡板里层起受力作用，外层只起装饰作用，单层挡板既是受力件又是装饰件。

8.5.4.1 前围挡板

前围挡板是隔绝车室和发动机（长头车）、车室与外界（平头车）的一个构件，用以防止发动机的热量、噪声及废气传入或进入室内，也防止外部的寒冷或暑热传入室内。因此，设计时在前围挡板内部要加装隔声隔热层，大多采用钢皱中夹防振材料的三明治式的结构（图8-5-7）。

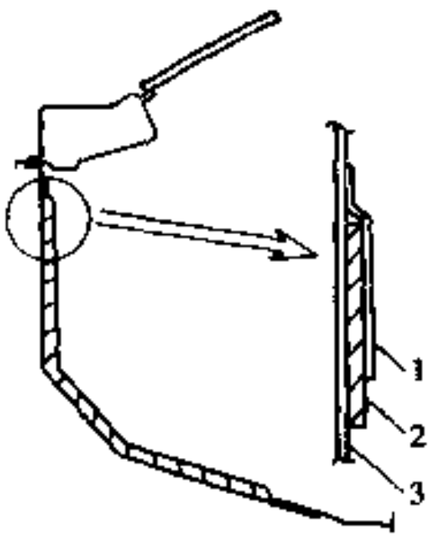


图8-5-7 前围挡板隔声隔热材料结构
1-前围板加强板；2-沥青密封材料等；3-前围板

前围挡板上部多为空腔结构，装置车身附件并设置室内通风口（图8-5-8），要注意不要让雨水进入车室内。通风口附近通常要设置支撑转向柱的支架，这时要特别注意确保该部位有足够的刚度，减少高速行驶时轮胎作用力和停车时发动机怠速振动力给转向装置带来的振动（图8-5-9）。

在横置发动机前置前驱动车的前围板下设置横梁，在结构方面考虑了悬架下拉杆的作用力、转向盘的反作用力及发动机支架的作用力等（图8-5-10）。部分带车架结构车辆的上述作用力均由车架承受，故一般都不带前围板横梁。

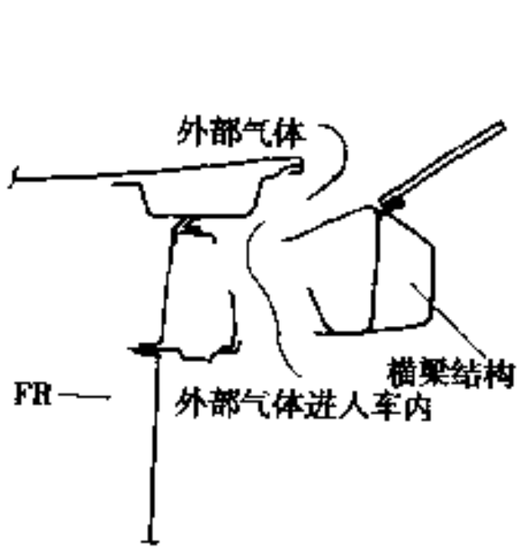


图8-5-8 通风口结构

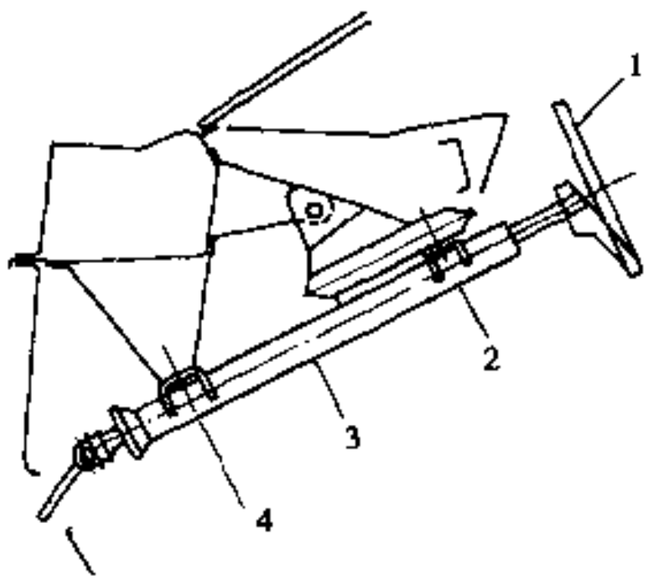


图8-5-9 转向杆支架结构
1-转向盘；2-上支架；3-转向轮；4-下支架

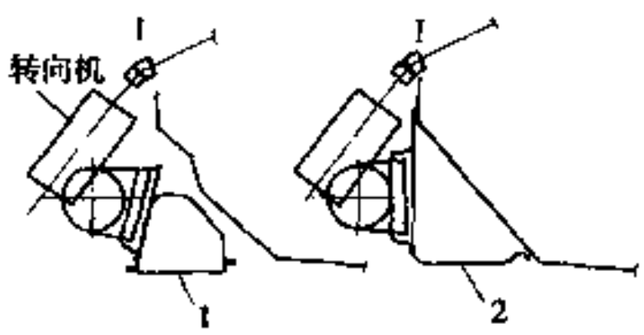


图8-5-10 前置前驱动前围板下部结构
1-部分车架；2-前围板横梁

8.5.4.2 前风窗

前风窗包括前风窗玻璃、玻璃密封条、风窗框等。风窗框是支承风窗玻璃的构件，一般由风窗支柱、顶盖及上横梁、风窗下横梁等组合而成。

汽车论坛 http://www.qclt.com

8.5.4.3 风窗支柱

风窗支柱又称 A 柱，一般由封闭断面构成。在设计上部风窗支柱时，既要使其断面面积足够大，保证具有足够的刚度和翻车时的安全性，又要使视野盲区尽量小。

支柱支撑着车门，用力开、关车门时会给铰链安装部位施加很大的力，该力在安全法规上有规定，因此，要在该部位设置加强板，以确保足够的刚度和强度。

为了降低空气阻力和风噪声，应减少前支柱和车门的阶差，尽量使表面平整。

8.5.5 车身侧围、后围、顶盖

侧围指车室侧面的部分，后围是车室的后面部分，顶盖指车顶。这三部分连同地板、前围构成了车室骨架的六个面。

8.5.5.1 侧围

侧围有分装式和整体式两种结构。在分装式结构中，侧围包括中支柱（又称 B 柱）及门上梁等部件，如无中支柱的车身，对侧围结构影响较大；整体式结构中，侧围成为一体大型冲压件，连同前围、后围、顶盖、地板、车后板制件的某些部分包括在内，而且，这种趋势越来越普遍，体现了设计和工艺的一体化、大型化（图 8-5-11）。

8.5.5.2 后围

后围包括后围板、后支柱、后风窗等部分。后围板是连接地板和左、右支柱并与行李舱隔开的构件；左、右后支柱是后部骨架的主要受力件，它形成后门框的一部分，须承受门锁和后排座椅安全带固定装置的作用力。为确保强度，内板件往往要设置加强板，另外还利用大断面在车内设置换气装置。

后风窗结构形式与前风窗类同。

8.5.5.3 顶盖

顶盖有一体的，有从纵向流水槽分成三片的。顶盖侧梁一般采用封闭断面，因其构成门上梁，有的将顶盖侧梁归入侧围。根据顶盖长短不同和固定顶盖内护板的要求，在顶盖内侧设置几根横梁，横梁与顶盖间可用粘接剂粘结，两端与侧梁连接。侧围、后围、顶盖与其相邻件的主要断面结构示于图 8-5-12 中。

8.5.6 车门

车门直接关系着整车的安全性、乘员操作与上下车的方便性、空气动力特性、密封性和噪声，还会影响造型效果。车门上附件较多，开关频繁，因此对性能和可靠性都要求很高。

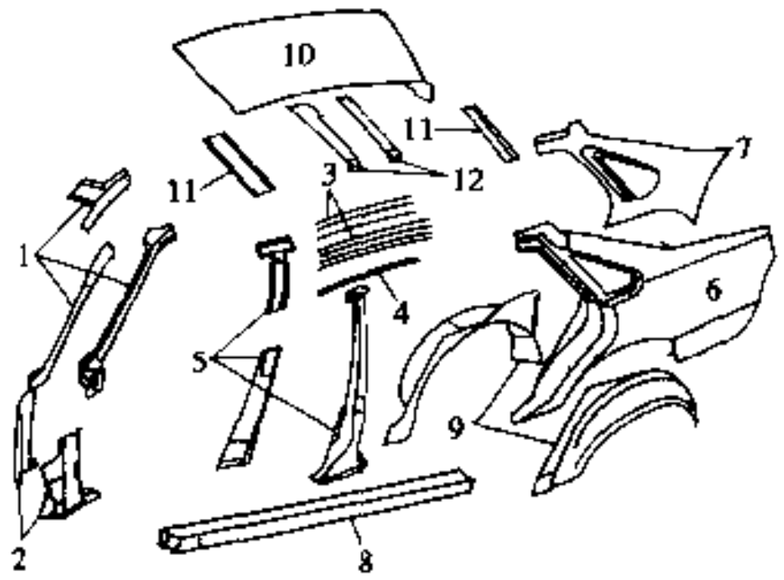
8.5.6.1 车门的开启方式

车门有旋转门、旋翼式车门、推拉式滑动门等三种（图 8-5-13），一般多采用旋转门。按铰链位置与开启时的旋转方向分为顺开门（图 8-5-13a））、对开门（图 8-5-13b））、上开门（图 8-5-13c））等几种。顺开门是指车门铰链布置于车门的前端，车门开启是绕门铰链向前旋转，这种布置比较安全，如果在汽车行驶中门锁失灵而使车门打开或者乘员误开车门时，不会因空气流动的作用而加大门的开度，从而减小了危险。对开门是指后车门铰链布置在车门的后端板，车门开启与车的前进方向相反，这种布置，便于三排座轿车的中排座椅和后排座椅的乘员上下车且易满足礼宾要求。上开门是铰链固定在顶盖的梁上，开启时，车门向上旋转亦称旋翼式车门，这种结构多数用在运动车上。这种车车身低，流线型好，是为便于上下车而采用的一种结构型式。

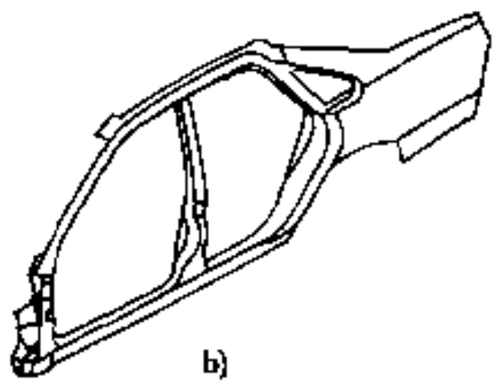
8.5.6.2 车门应满足的性能要求

①车门应满足必要的高度、宽度和开度；要求其开关灵活，运动自如，能在最大开度的位置上停稳；一般的开度在 70°以上。

汽车论坛 http://www.qclt.com



a)



b)

图 8-5-11 四门轿车的侧围

a)车身侧板总成;b)大型一体成型件

1-前支柱上梁;2-前支柱下部;3-顶盖侧梁;4-顶盖流水槽;5-中支柱;6-后翼子板;7-后支柱内板;8-侧梁;9-后轮罩;10-顶盖;11-顶盖导轨;12-顶盖弯梁

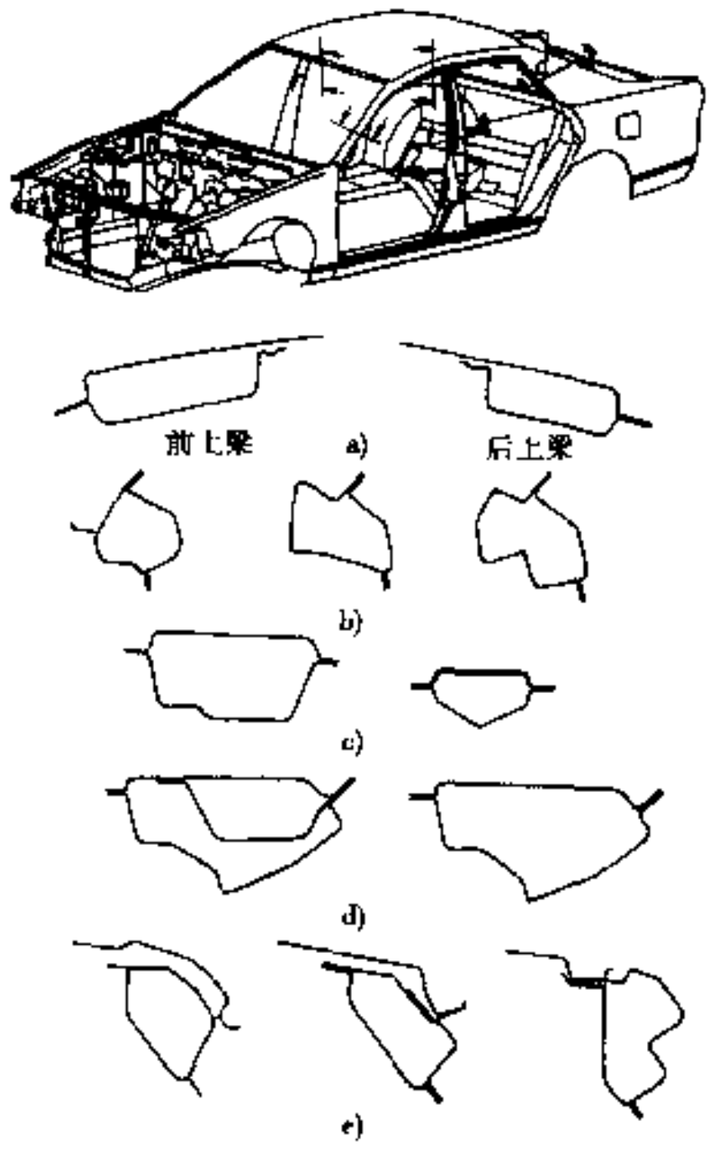


图 8-5-12 侧围、后围、顶盖及其相关件主要断面形状

a)顶盖梁;b)前支柱;c)中支柱;d)后支柱;e)顶盖侧梁

②车门在锁止时不得因振动、碰撞而自动开启，而在撞车等情况下，不得因扭曲变形而不能开启；门锁必须安全可靠，开关自如。

③车门应有足够的刚度，不得因自身重力或正常情况下的外力引起车门变形、下沉，从而影响车门开关的可靠性；在关门时不得有敲击声，行驶时不允许产生振动噪声。

④具有足够的强度，以确保乘员的安全。

⑤车门与门洞之间应有良好的密封性，雨水、雪、灰尘和泥水不能渗入车内。

⑥便于附件的安装，保证附件的功能可靠，使用方便，互不干涉。

⑦防盗性好，车门本身尤其是窗台部分要有足够的刚度，防止受到盗车者的破坏。

8.5.6.3 车门结构

车门板件部分主要有车门外板、车门内板、车门框、铰链及门锁加强板、玻璃导轨等。

1）各种形式车门板的特征

(1) 带窗框车门

窗台以上部分采用滚压成型法制作窗框，窗台下部的制件采用同钣金件焊接的方法，也有极个别的一部分车是把滚压成型的车窗框通过螺栓固定在车门板上的。玻璃在框槽内升降，窗框的料厚一般为0.8～1.0mm，这是轿车车门最有代表性的结构。一般在车外部可以看到框槽，但最近为了使外观平整美观，开始出现隐蔽式窗框形式（图 8-5-14）。

(2) 整体式车门

车门外板连同门窗框为一个冲压件，内板有一个冲压件，也有窗框部分与车门内板分别冲压焊接而成

汽车论坛 http://www.qclt.com

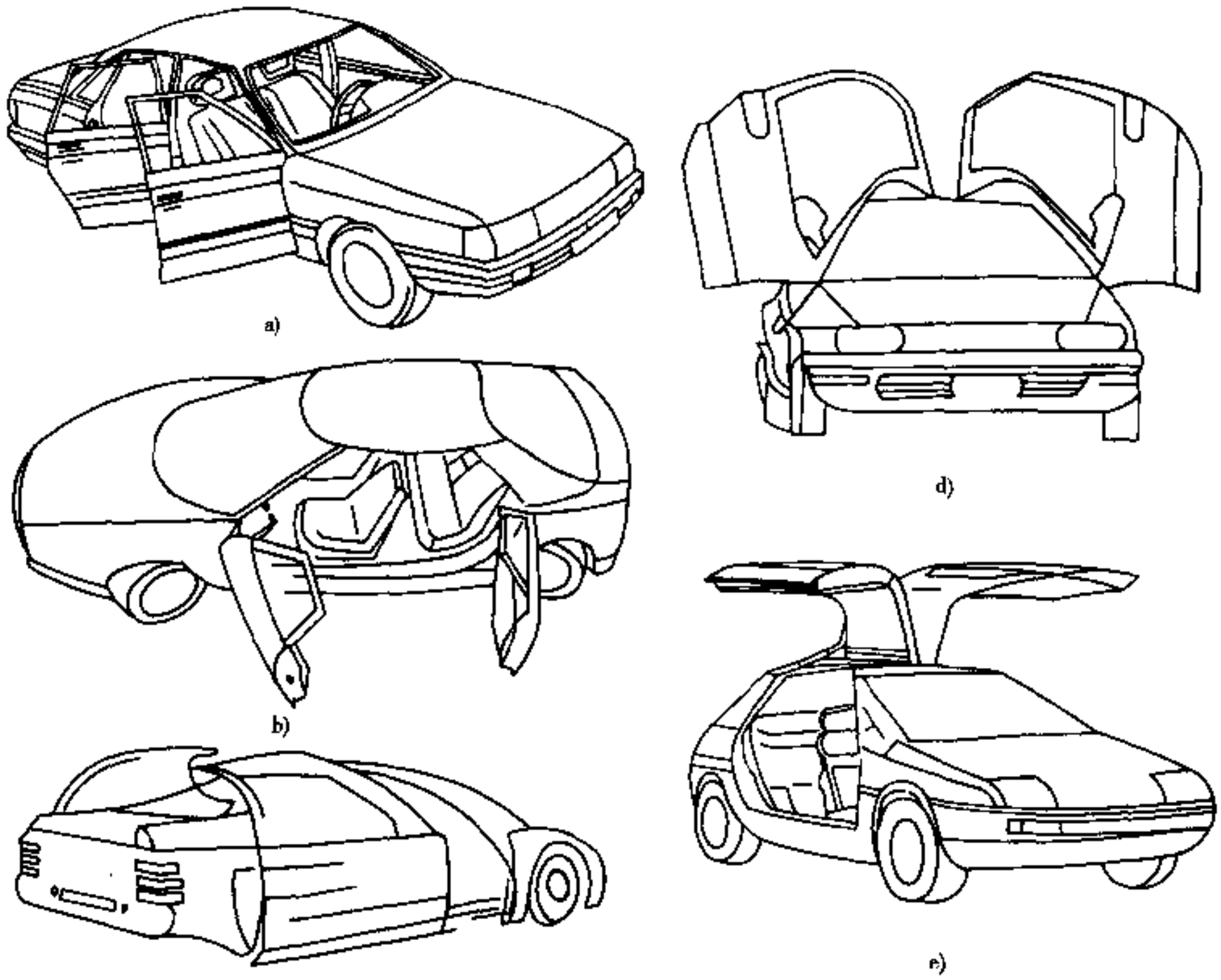


图 8-5-13 车门的开启方式

a)顺开车门;b)对开车门;c)拉式车门;d)旋翼式车门;e)上开车门

的。这种形式历史最长，但由于需要大型冲压设备，A 柱尺寸较大，影响视野，因此，曾出现减少的趋势。但最近又有增加，原因是人们认为这种方法造型自由度大、车门整体刚性好（图 8-5-15）。

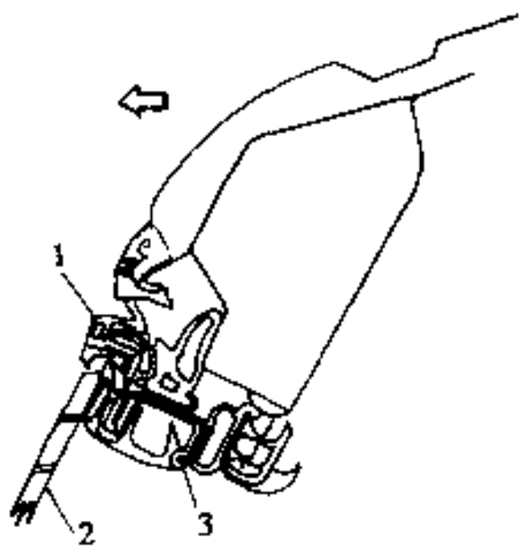


图 8-5-14 隐蔽式窗框

1-玻璃线；2-玻璃；3-窗框

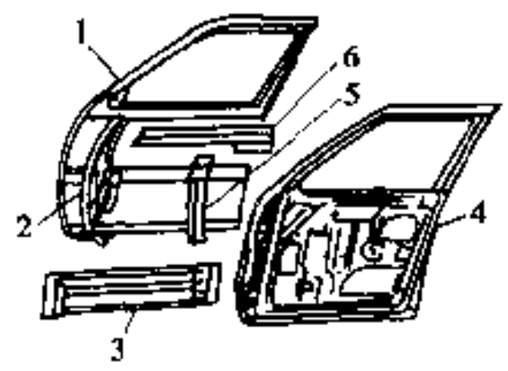


图 8-5-15 整体式车门总成

1-车门外板；2-铰链加强板；3-侧防护梁；4-车门内板；5-外板衬板；6-外板加强板

(3) 没有窗框的车门

没有玻璃窗框的车门，窗台上部只有玻璃，一般用于硬顶轿车。由于没有窗框，给人一种很舒畅的外观感。

2) 车门外板

车门外板通常采用钢板，车身造型对表面刚性影响很大，一般里面都有加强材料。最近为实现轻量化，多采用薄钢板、铝板及树脂等。钢板过薄，用手指按压制件时会出现凹坑（耐弯曲性下降），为了防止这种现象，可采用高强度钢板。

3) 车门内板

车门内板采用几乎与车门外板相同厚度的钢板，是深拉延成型件。在车门内板上装有车门锁、车门限位器、车门铰链及车门玻璃升降机构。各部件安装和窗台开口部按所要求的性能进行加强。

汽车论坛 http://www.qclt.com

各种加强件、窗框及玻璃导轨都点焊在车门内板上，构成内板总成。车门外板通常为一张薄板件，与门内板卷边压合。为增加车门内板的刚度，在车门内板上尽量布置些加强筋。

还有一种内、外板分开式车门，如 Audi100 轿车的车门，它由端板和外板焊成外板焊接总成，由铝板冲压的内板与铝型材制造的窗框焊在一起，再用螺钉将两者相联接。这种车门最大的优点是装配方便，在内、外板紧固在一起之前、附件要先装在内板上。这种车门冲压内板还可改成框架的梁式结构，以保证足够强度和刚性度。

4）窗框

带窗框车门的窗框一般由滚压成型件组焊而成，焊于或用螺钉连于车门内板上，窗框断面种类很多，在图 8-5-16 中给出了一些断面型式。

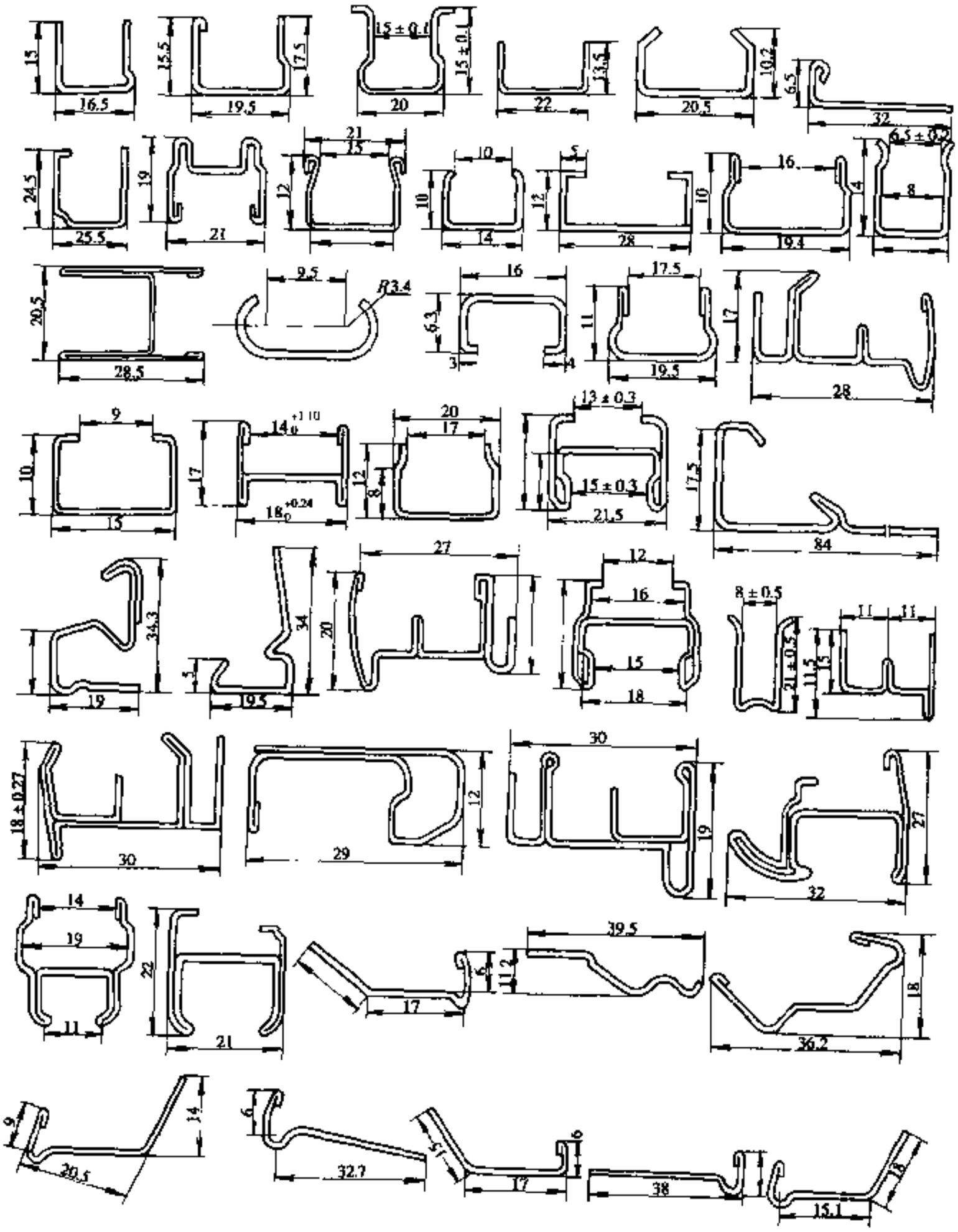


图 8-5-16

汽车论坛 http://www.qclt.com

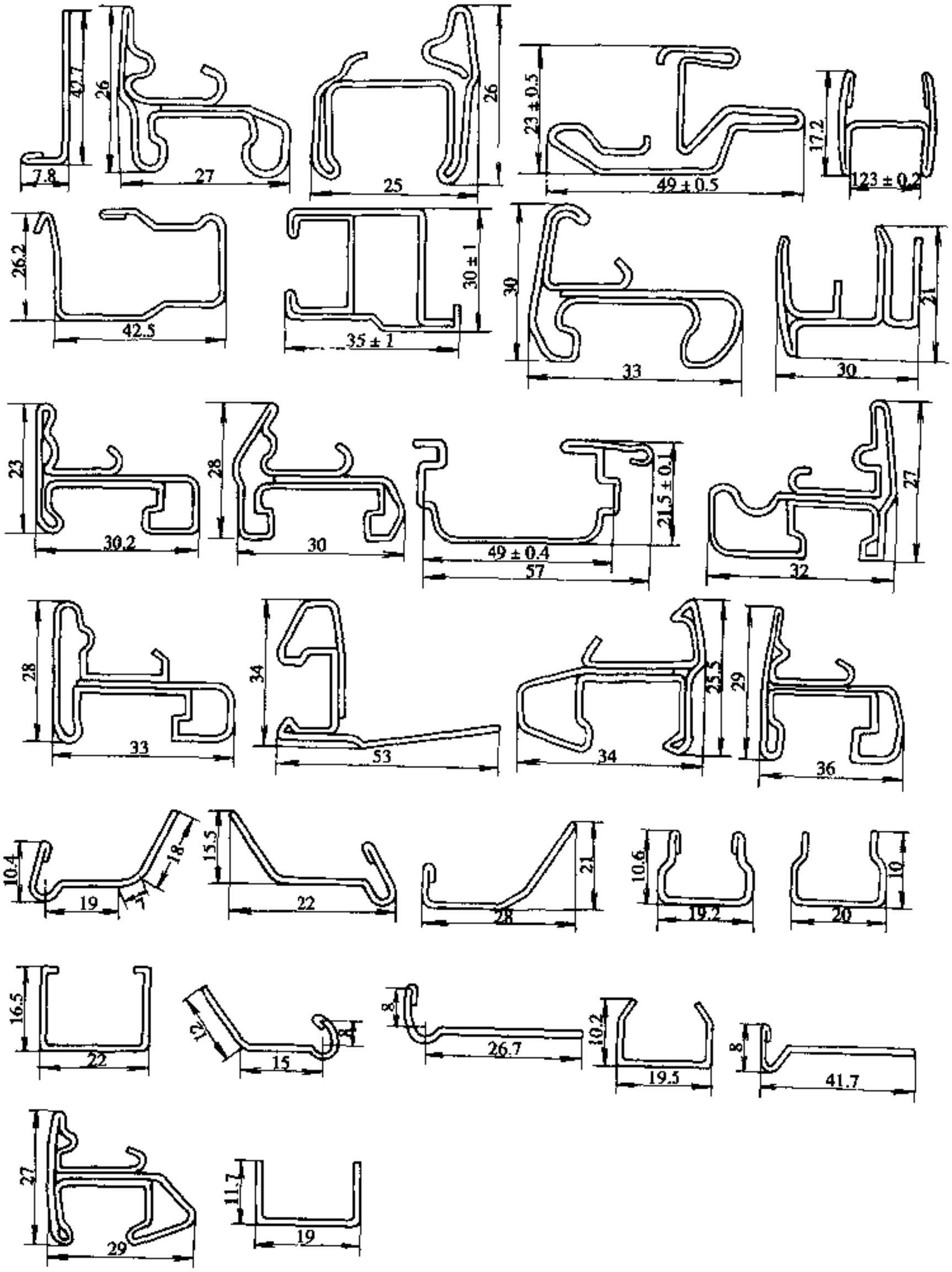


图 8-5-16 滚压门窗框断面型式

8.5.6.4 后车门

带后舱门的轿车和客货两用车均有后车门，它和行李舱盖一样，须有防尘和防水功能，结构也基本相同。后车门的特点是没有升降的玻璃，玻璃是固定的。一般都是铰链在上边的上开式，部分客货两用车用

汽车论坛 http://www.qclt.com

两扇门对开式。

后车门结构如图 8-5-17 所示，由外板和内板组成，内、外板的连接方法有用外板四周翻边压合的，也有在几处进行点焊的。

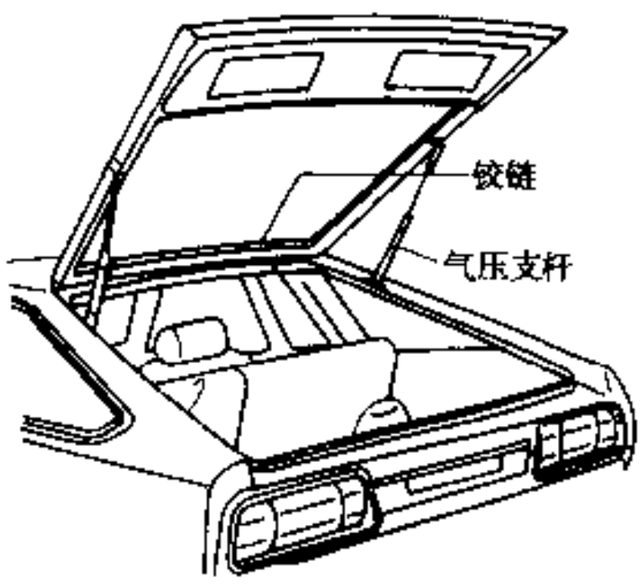


图 8-5-17 后车门结构

8.5.7 车后板制件

一般轿车的后部有折背式和溜背式两种型式。折背式的车后板制件由行李舱盖、后翼子板、后轮罩板及后连接板组成，溜背式则由行李舱门、后轮罩板及后连接板等组成。当侧围为大型一体冲压件时，后翼子板已含在侧围中。

8.5.7.1 对车后板制零件的性能要求

①保证尽量大的行李舱空间，行李舱空间是轿车诸尺寸指标中一个重要的指标，因在行李舱中大多安装备胎和多光盘 CD 系统，要保证行李舱的容积和空间规整，应进行合理的布置；

②行李舱盖或门开启灵活、开角大、开启轻便，保证物品装卸方便；

③密封性好，保证行李舱内物品不受损；

④后部撞车时，确保安全；

⑤具有好的空气动力特性；

⑥后翼子板和后轮罩板要满足后轮跳动空间，并保证泥、水、砂石等飞溅物不损伤车身部件；

⑦如果牌照板装于后行李舱盖或后连接板上，要保证牌照板有足够的安装位置；

⑧与后组合尾灯有良好的外形、间隙和结构的匹配。

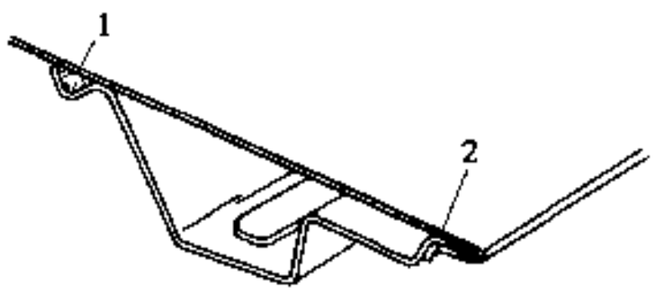


图 8-5-18 行李舱盖内外板的连接
1-PVC 密封胶；2-环氧胶

8.5.7.2 行李舱盖

为保证行李舱盖的强度，行李舱盖要由内板和外板通过翻边压合或粘胶构成多个封闭腔式的结构，其中内板上焊接铰链、锁或支撑杆等附件用加强板，见图 8-5-18。在行李舱盖内板上设计有各种形状的加强筋，以增加强度和刚度（图 8-5-19）。同时在内板上还必须加工出各种功能孔，如定位孔、排漆孔、注胶孔、通线孔、减重孔等。内、外板形成总成时一般采用翻边包合形式，内板各种筋的翻边与外板配合处，涂以 PVC 密封胶，可使内、外板形成真正的空腔式结构（图 8-5-18），既避免了内、外板有相对运动磨损、腐蚀，又防止了外板在车辆行驶时产生振动噪声。

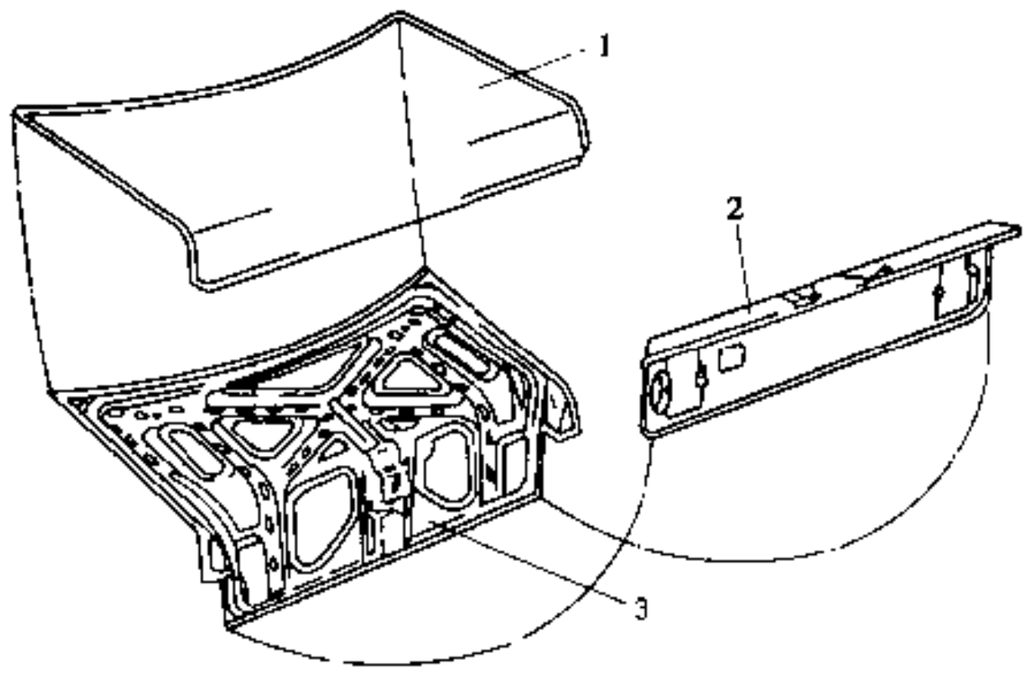


图 8-5-19 行李舱盖的构造
1-行李舱盖上外板；2-行李舱盖下外板；3-行李舱盖内板

内、外板通常采用薄钢钣制造，为提高防腐性能可选用镀锌钢钣或铝钣。

8.5.7.3 后行李舱护面

行李舱护面以尽量保证行李舱的空间为原则。它一般以混合纤维的针刺地毯为坯材，在其背面涂以定形胶，按设计形状定型而成。左、右侧护面可采用软质的 PE，用卡扣或螺钉固定。

中护面是指盖在备胎舱盖上的活动件，并可作为检修车辆时用的垫子，这就要求该件尺寸设计得大些。背面复合厚度 2～3mm 的乳胶泡沫可以使零件与贴附面间有一定的滞性，起防

汽车论坛 http://www.qclt.com

滑作用，作为垫子使用则更为舒适耐用.

8.5.7.4 后翼子板

独立的后翼子板除与侧围联接外，前下部与车门配合，要求该段边界要与后门端板适配，利用翻边与后支柱内板点焊固定，翻边处可以固定后门洞密封条。其上部分别与顶盖及连接板配合，点焊形成刚性连接、其下部轮口周边则与轮罩翻边咬合并涂胶连接，既能保证强度，又可避免泥水的存留对零件表面造成腐蚀，这也是非常典型的连接形式、其后部要考虑与保险杠、后围板及尾灯的配合。侧后部要在适当的位置开设车内自然通风的出风口，并保证通风口防水、防尘。后上部与行李舱盖配合处，必须在车外不可见处设流水槽或焊接流水槽，并要让流水槽的翻边与后风窗下横梁、后围板一起构成闭合的翻边，用于固定行李舱密封条。也就是说流水槽既要能使雨水顺利流出车外，又要保证行李舱的密封，见图 8-5-20。后翼子板上通常还设有加油口，加油口的位置既要适合人员操作，又要保证加油顺利，而加油口盖与后翼子板的配合则必须开缝均匀，操作方便，车辆行驶时要保证关闭而不自行开启。作为活动件，则同样要配设铰链、限位器、锁及密封装置等附件。

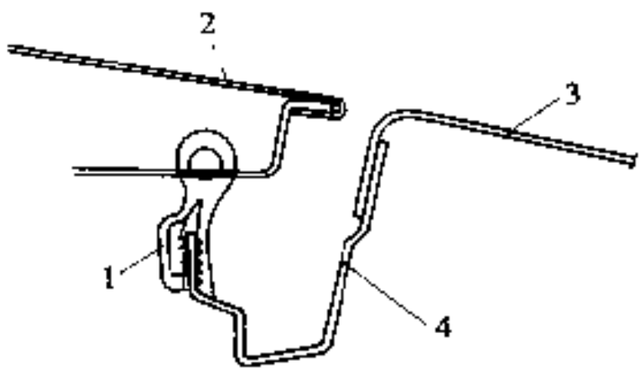


图 8-5-20 后流水槽部结构
1-密封条；2-行李舱盖；3-后翼子板；4-流水槽

8.5.7.5 后连接板

后连接板包括连接板、加强板、锁销加强板、托架等构件，构成行李舱和车身的最后部分，为尾灯及保险杠提供安装配合面及相应的固定位置，是车身骨架中承受横向载荷的主要零件之一，一般设计成封闭梁式结构（图 8-5-21）。连接板作为行李舱体的后板，应尽可能布置在较低的位置上，以方便装卸货物。内、外连接板利用翻边点焊成一体，翻边两端与流水槽连接，并使密封条便于装配，其它部位两端与后翼子板点焊连接。锁销加强板则根据锁的工作要求点焊在后连接板上，要保证锁销的安装强度。

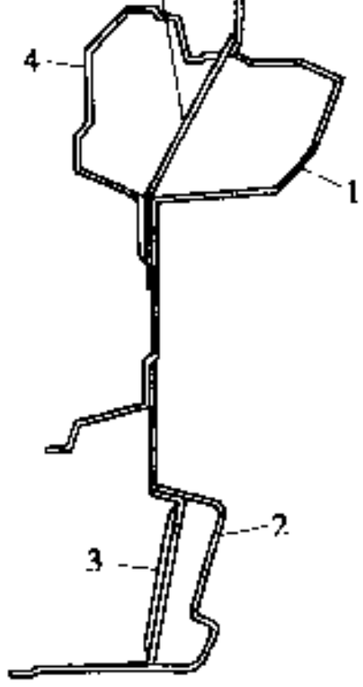


图 8-5-21 后连接板
1-上连接板；2-下连接板；3-托架；4-加深板；5-锁销加强板

8.6 辅 助 机 构

8.6.1 发动机罩开闭装置

8.6.1.1 铰链

发动机罩铰链有多种形式，最常用的有折页式单点铰链和多连杆式铰链两种（图 8-6-1）。

折页式单点铰链结构简单、成本低，但因发动机罩沿铰链轴中心连线旋转，位于该旋转轴后部的发动机罩向下运动，可能占去一部分有用空间，故仅用于结构简单的吉普车或普通轿车上（图 8-6-1a））。

多连杆式铰链在打开发动机罩时会整体向上抬起，不会干涉发动机罩下部零件，让开的机舱上部空间也大，方便修理，故被广泛采用，图 8-6-1b）、c）、d）都属于这种类型。

8.6.1.2 支撑与助力机构

发动机罩开启后应有可靠的停位支撑装置，绝不允许自行落下，因此设置有支撑机构，简单的支撑机构见图 8-6-2。该支撑机构上端连于发动机罩，下端固定在挡泥板或上纵梁上。现在多用气液支撑杆，既是支撑件，又是助力件，有只在单侧装一个的，也有两侧各装一个的。这两种方式都只能使发动机罩停于

汽车论坛 http://www.qclt.com

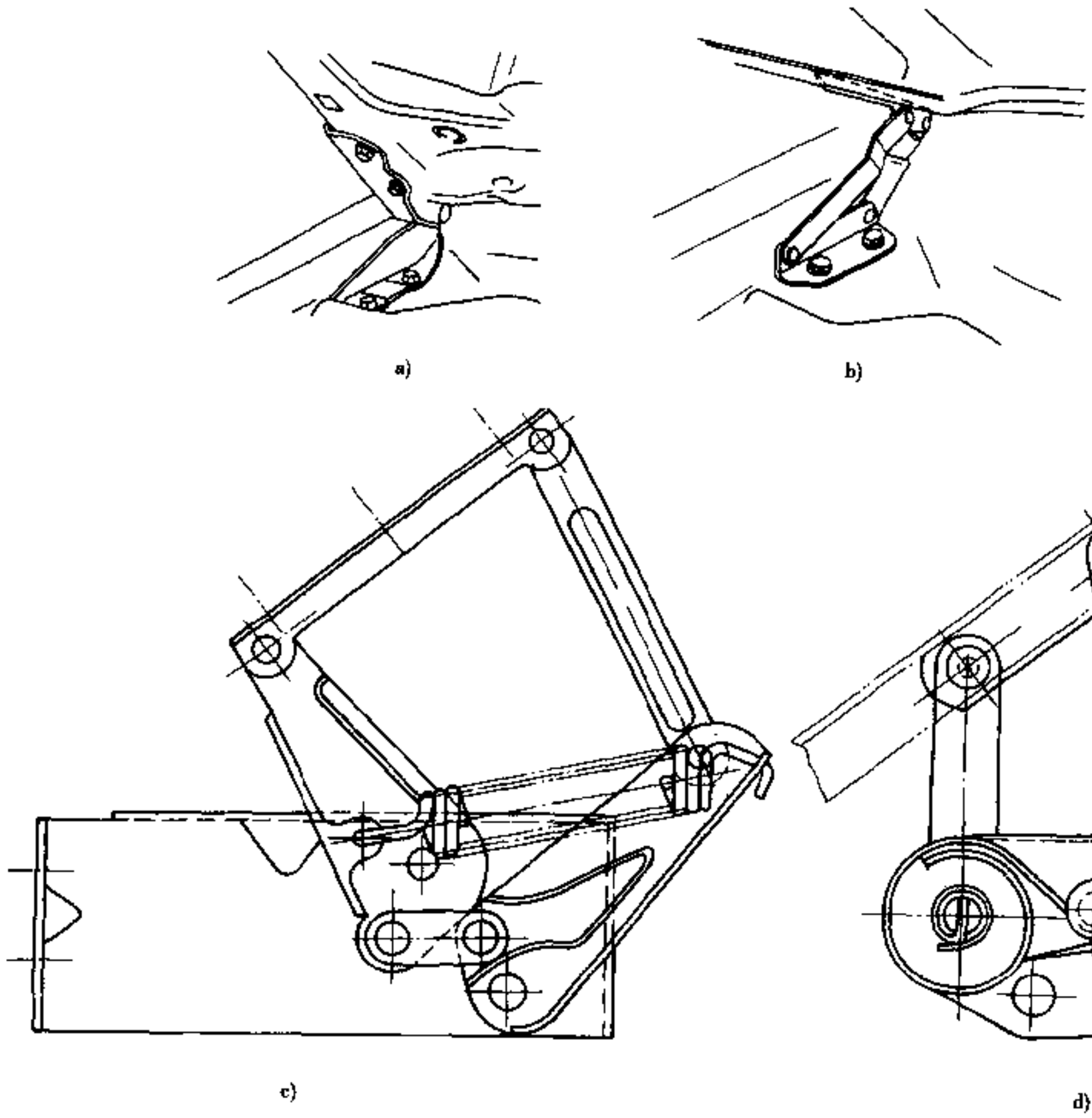


图 8-6-1 发动机罩铰链

a)单点式胶链;b)多连杆式铰链;c)带圆柱螺旋弹簧助力的多连杆平衡铰链;d)带卷簧助力的多连杆式平衡铰链

开启的最大角度位置上，不能随意平衡，用螺旋弹簧或卷簧作为助力元件的平衡铰链（图 8-6-1c)、d)），可以在任意角度停位。平衡铰链的设计计算很复杂，工艺也很难保证，而且任意停位的必要性也不大，只用于长头货车上，轿车采用气液助力支杆的越来越多。

如果发动机罩质量不大，人力可轻易打开，也可不用助力机构。

8.6.1.3 发动机罩锁

发动机罩锁机构通常由上、下锁体、操纵机构、安全钩等组成。锁体型式有多种，过去曾经使用过的钩子锁已被淘汰，现多用柱销锁和卡板锁，有在中间只用一个锁的，也有左、右各一用而两个锁的。

1) 柱销锁

柱销锁的运动原理见图 8-6-3。

其优点是：结构简单、制造方便；磨损面与工作面不是同一表面，有利于提高寿命；缺点是：关闭时冲击大，噪声大；锁扣在 F 力作用下，B 面是绕 A 点转动而实现罩开启，即锁扣脱离柱销需要的是 B 面朝 F 力方向移动，故有运动干涉。此外，在不平路面上行车时，这种锁因振动易自动开启，安全性差。而这种情况在发动机罩锁上是绝不允许的，因为一旦安全钩不足于钩住发动机罩时发动机罩在风力作用下会突然掀起，使驾驶员视野全失是非常危险的。为了解决这种“跳锁”问题，在结构上、工艺上采取了相应

汽车论坛 http://www.qclt.com

的措施。Audi－100 车上就采用了一组两个联动的柱销锁，用一个手柄操纵，既解决了安全问题，又解决了振动或因风力使发动机罩两端上翘的问题（图 8-6-4）。

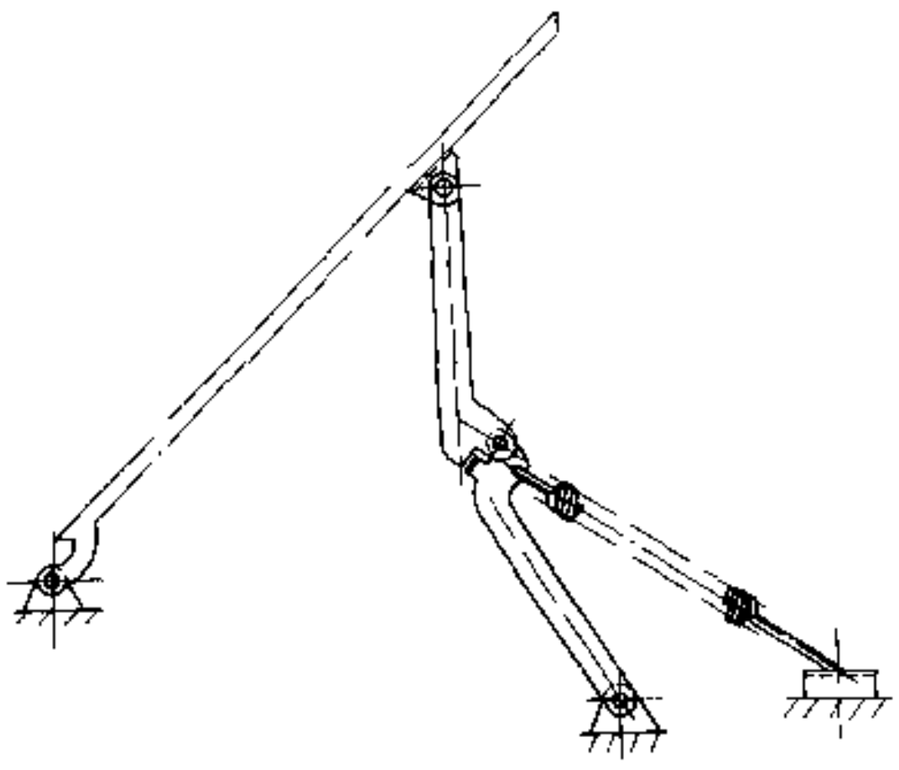


图 8-6-2 发动机罩支杆式支撑机构

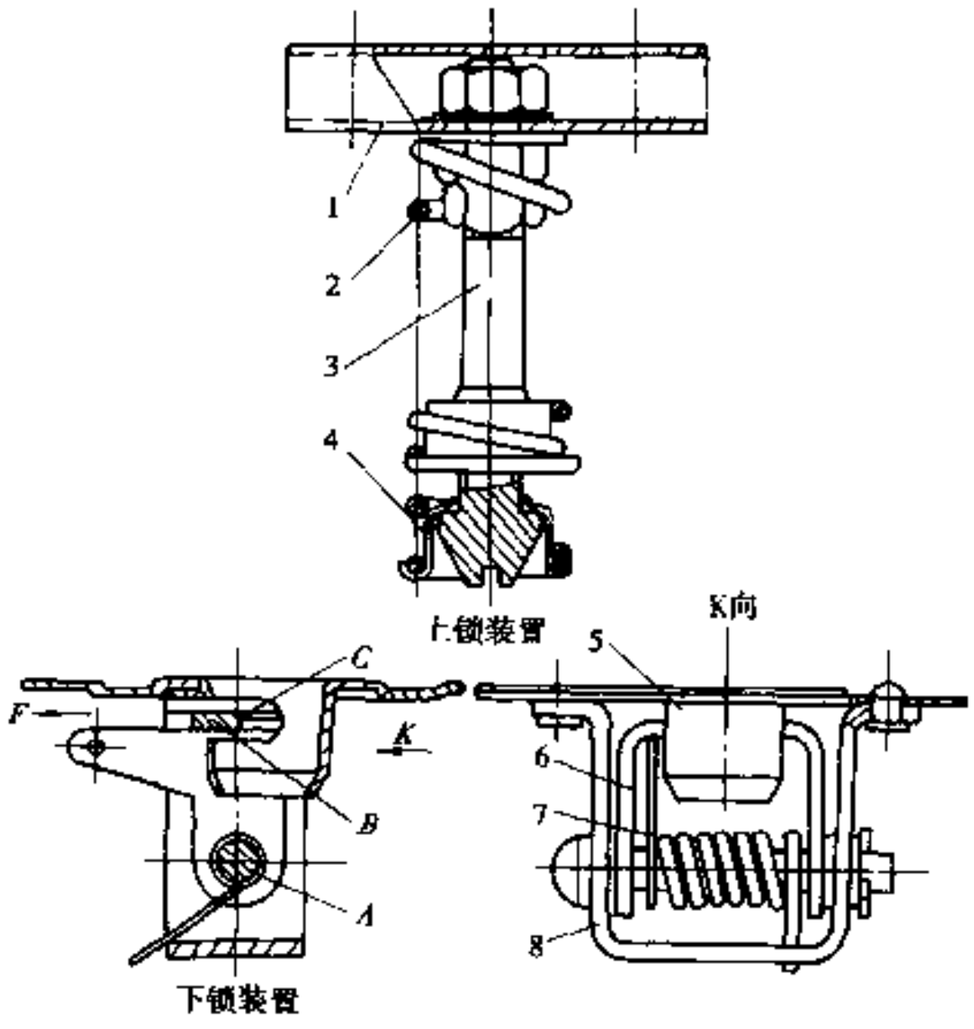


图 8-6-3 发动机罩柱销锁

1-固定座；2-锁紧弹簧；3-柱销；4-弹簧座；5-锁帽；6-锁扣；7-锁扣弹簧；8-支座

2）卡板锁

此种锁的结构特点是，把发动机罩主体锁和第二道锁——安全钩集中于一体，其运动原理图示于图8-6-5。

其优点是：使用可靠，不易自动脱开；结构紧凑，上锁装置仅是一根圆条制成的锁环，装配位置可以调整，故被广泛采用。缺点是：锁体内构件尺寸和形状要求高，所以这种型式锁适于专业化厂大批量生产。应注意的是，锁系统传力构件——钢丝（或钢丝绳）与其护套沿线布置不得有急转弯，应尽量用钢丝而不用钢丝绳，因为前者使用中受力长度变化小，可保证合理的行程和间隙。

无论哪一种锁，都要有弹性元件使发动机罩在解除锁止时上跳 20～30mm，以便于伸进手去解除安全钩而锁止和掀起发动机罩。

3）安全钩

安全钩是起辅助作用的第二道锁止件，可保证在主锁一旦“跳锁”时，发动机罩不至于立即自行掀起。安全钩在弹簧力作用下总是处于锁止位置，关闭时钩销撞击安全钩斜面，克服弹簧力让开钩销；开启发动机罩时，主锁解脱后，要用手扳动手柄或拉线克服弹簧力，使安全钩脱开钩销位置，以开启发动机罩。

4）操纵机构

轿车一般在室内用拉线操纵开锁，拉线手柄布置在驾驶员一侧的外部，以便于接近。无论单锁或双锁都用一根手柄操纵，在机构上要实现协调同步。

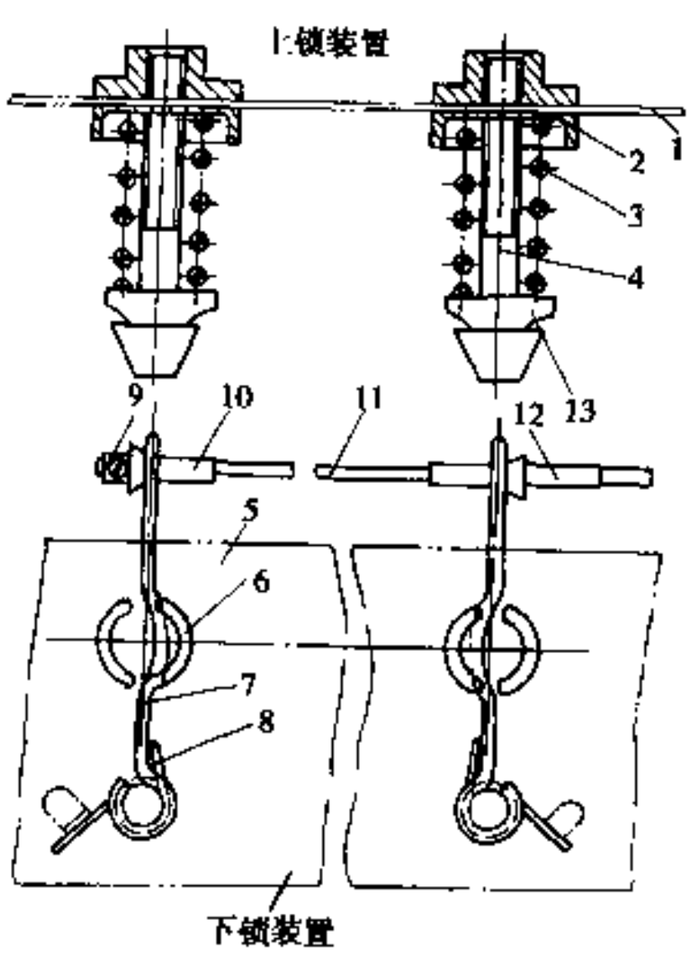


图 8-6-4 一组两个左右安装的发动机罩柱销锁

1-发动机罩内板；2-冠状螺母；3-复位弹簧；4-锁紧锥杆；5-发动机罩锁板；6-导套；7-锁紧弹簧；8-扭簧；9-拉丝端扣；10-导向限位套；11-拉丝；12-护套；13-导向套

汽车论坛 http://www.qclt.com

8.6.1.4 缓冲块

为防止发动机罩和下部金属件发生碰撞与摩擦，在发动机罩前端左、右两侧下部安装有缓冲块。缓冲块用橡胶等弹性材料制成，安装部位制成螺旋形，可以调节高度，利于保证发动机罩与下部零件的间隙。

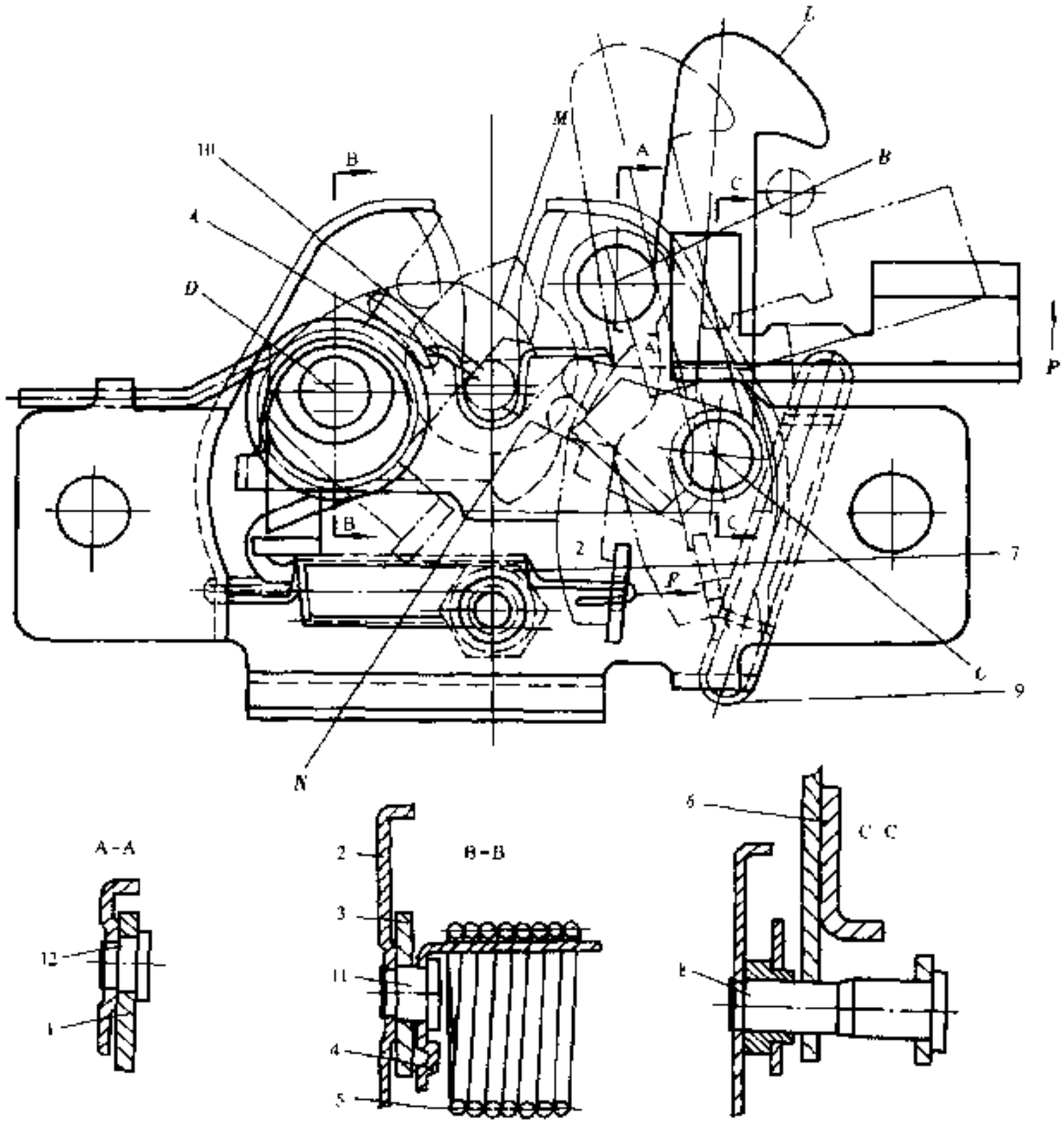


图 8-6-5 发动机罩卡板锁

1-锁板；2-底座；3-卡板；4-导板；5-锁紧弹簧；6-安全钩；7-复位弹簧；8-安全钩轴；9-安全钩复回位弹簧；10-锁环；11、12-销轴

8.6.2 行李舱盖开启机构

8.6.2.1 行李舱盖开启铰链

行李舱盖铰链有单点式铰链和链节式铰链 2 种形式（图 8-6-6）。单点式铰链在开启时旋转中心是固定的，因此，要在前端前侧设定出铰链中心，以防开启时与其它构件相碰。其结构简单，成本低，对行李舱盖前、后端有造型的约束。链节式铰链特点是旋转中心为可移动的，前、后端的造型自由度大。不过，因铰链几何形状设计不同，很可能开启时的初期载荷会增加，并使行李舱盖下沉，务须注意。



图 8-6-6 链节式行李舱盖铰链

8.6.2.2 助力机构

助力机构多为扭杆弹簧，有直接将扭杆弹簧挂在铰链臂上的和通过链节使扭杆弹簧力作

汽车论坛 http://www.qclt.com

用在铰链上的二种结构。此外、助力机构还有如图 8-6-7 所示的气压式的，这种形式可靠自身重力找平衡。

8.6.2.3 锁止机构

图 8-6-8 为行李舱盖锁止机构的典型结构，一般是关上舱盖便自动锁紧，采用正常的操作方法便可打开。此外，还有像图 8-6-9 所示将钥匙芯埋藏在按钮内的，只要不是用钥匙锁上，即便是关上舱盖，用按钮也可打开。装有图 8-6-10 开启装置的车，从货室内的安全考虑，在行李舱盖锁止装置上装有安全机构。这种安全机构必须通过操作锁止器上操作杆或与锁止器相连接的钥匙芯才能打开。

摇控开启装置一般采用缆线控制，操作手柄设置在驾驶席旁边（图 8-6-10）。此外，还有电磁式开启装置。

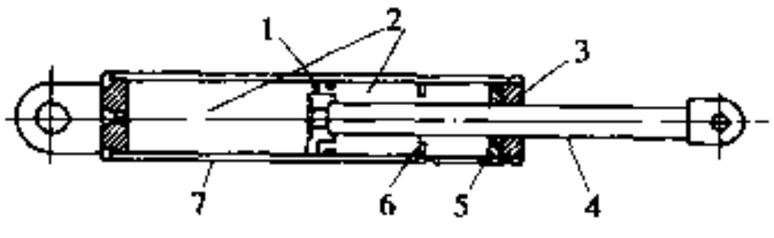


图 8-6-7 气压式助力机构

1-活塞；2-气压 + 液压；3-导向装置；4-活塞拉杆；5-密封垫；6-止动器；7-气缸筒

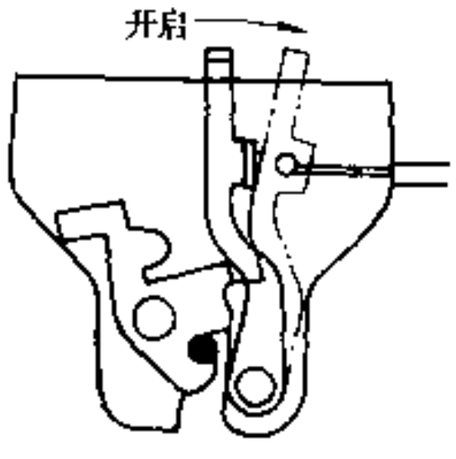


图 8-6-8 行李舱盖锁

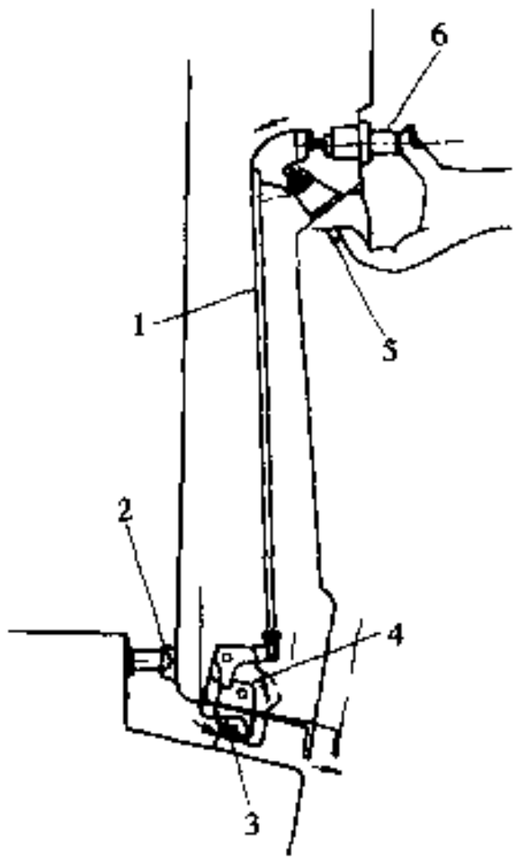


图 8-6-9 行李舱盖按钮式锁机构

1-联动机构；2-密封条；3-锁环；4-锁总成；5-外侧手柄；6-按钮

8.6.3 车门开关装置

8.6.3.1 门铰链

为支撑车门，门铰链需设置上、下两个（图 8-6-11）。门铰链因使用频率高，要有很高的耐久性、强度和可靠性，以满足相关法规要求。铰链本体多为钢钣冲压或铸铁、铸钢件。为确保铰链的自由旋转，铰链轴多为钢制且表面进行硬化处理，涂油，或用含油超耐热硬质合金制造。

在设计铰链时，要考虑以下要求。

①两铰链轴的轴线必须在一条直线上，为了使车门有自动关闭的趋势，铰链轴线应有一定的内倾，角度在 4°以下，不宜过大；

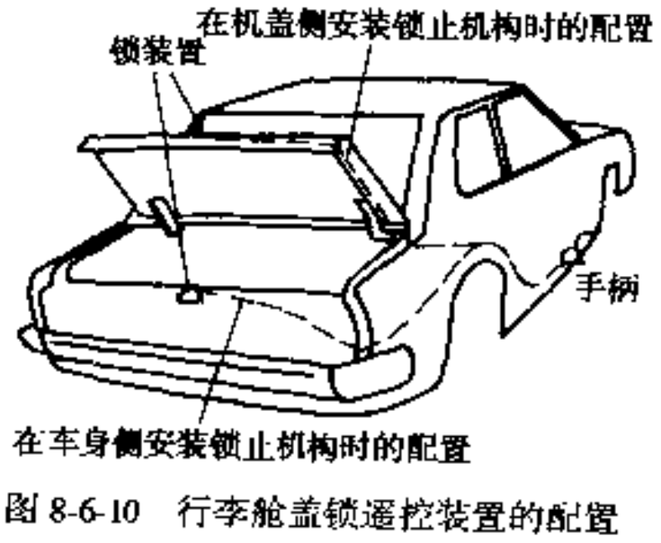


图 8-6-10 行李舱盖锁遥控装置的配置

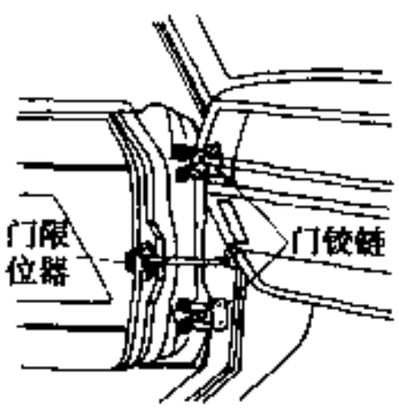


图 8-6-11 门铰链和门限位器的安装

②两铰链的间距应尽量大，以减小铰链的受力；

③铰链轴线应尽量布置得靠车门外板和车门前端，以减少车门旋转时铰链轴前面的车门的旋入量；

汽车论坛 http://www.qclt.com

④铰链要固定牢固，活动件间隙尽量小，避免车门下沉。

门铰链有合页式（图 8-6-12c)、d)）和臂式（图 8-6-12a)、b)）两种，现多用合页式。

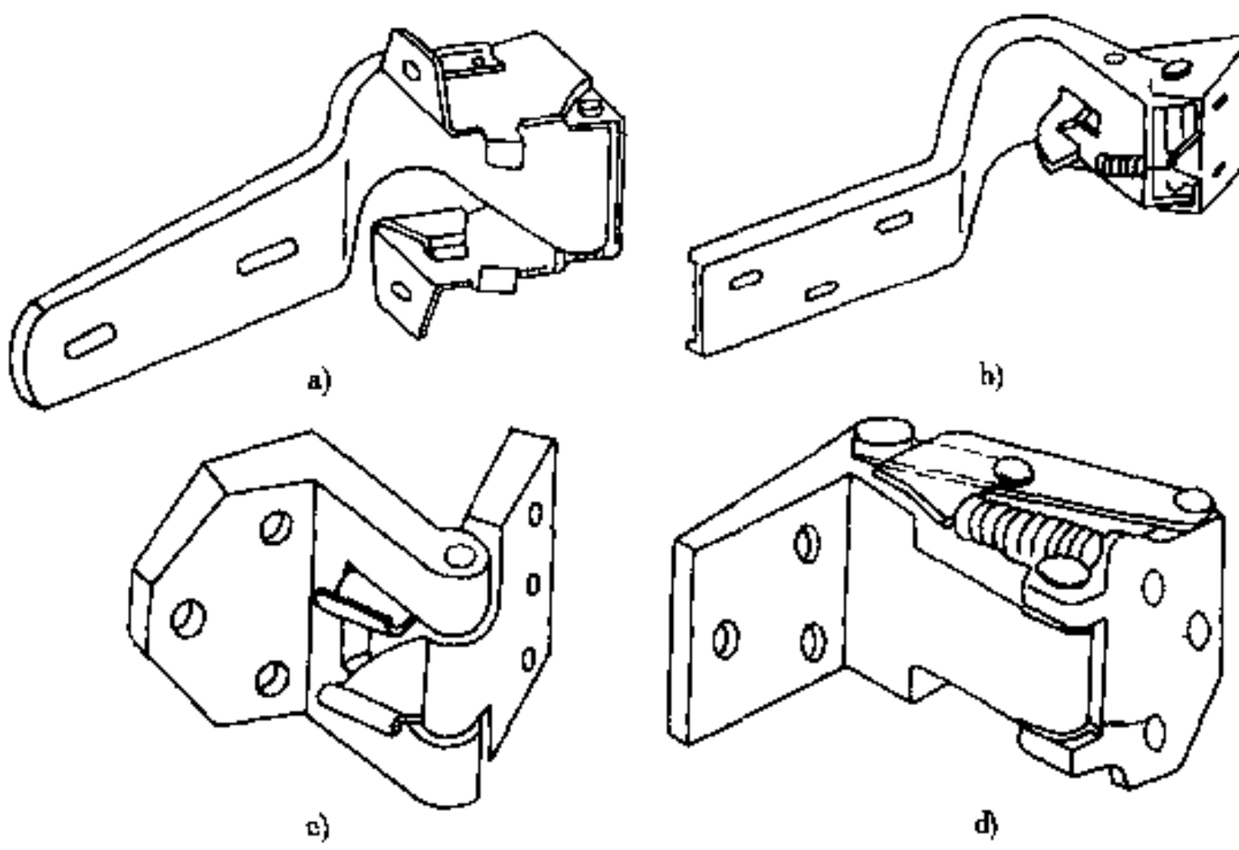


图 8-6-12 车门铰链

8.6.3.2 门限位器

门限位器有二个功能，一是限制车门的最大开度，二是门半开和全开时的停位功能。由于它与门铰链一样使用频率高，故要求它有很高的耐久性和可靠性。独立的限位器的安装状态如图 8-6-11 所示。

门限位器有多种形式，有和车门铰链复合为一体的（图 8-6-12 中的 b)、d)），有独立的（图 8-6-13)。与车门铰链复合的限位器多安装于上铰链，独立的限位器安装位置要在车门中部适当偏上，而且门限位器的轴线距离铰链轴中心线要远一些。现常用的独立的限位器内部结构见图 8-6-13，通过改变臂的形状，可任意设定门半开或全开的保待位置及保持力。当门全开时，壳体与止动橡胶块接触而限位。设计时需要考虑开关过猛和风吹时的作用力。

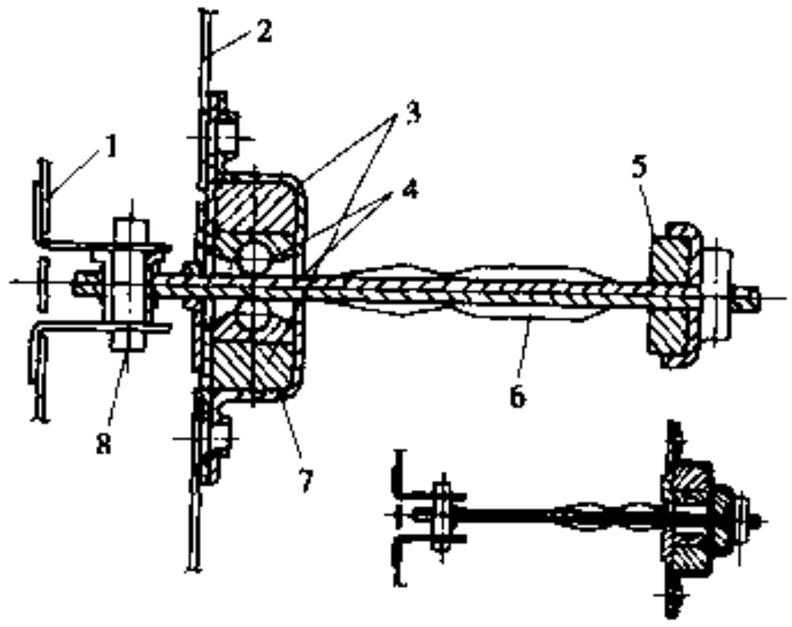


图 8-6-13 独立的门限位器

1-车身;2-门内板;3-弹性体;4-辊轮;5-齿动橡胶块;6-臂;7-壳体;8-销

8.6.3.3 门铰系统

汽车门锁是控制车门可靠锁紧和安全开启的系统的总称。它由锁体总成、外手柄总成、内手柄总成、锁环总成（或挡块总成)、锁芯总成及联动部件所组成（图 8-6-14)。由于人们对门锁的安全性、轻便性、车门关闭和开启无声、美观等方面不断提出新的更高的要求，促使大量的新型车用门锁的产生。

1）门锁系统在布置上的要求

①在高度上，锁体应略高于车门质心或与车门质心布置在同一水平线上。从受力的角度看，这样布置使车门关闭时比较稳定，可避免车门的最高点在行驶时发生振动。

②在水平方向上，门锁与玻璃中心线的相对位置一般有四种情况，即门锁在玻璃的外侧、内侧、中间和脱离玻璃。门锁在玻璃的外侧，有利于外手柄和内锁止机构的布置；中间布置型一般不常用。门锁布置与玻璃导轨的位置关系一般比较紧张。当后窗框竖直时，为尽量减薄车门的厚度，有时玻璃需布置在锁体的中间。多数情况下，都使后窗框保留一定的倾斜度，使门端板与玻璃导轨之间有一定的空间给门锁使用，门锁脱离了玻璃导轨，从而使锁体与内、外手柄等机构的连接比较方便。但是，这样布置对门玻璃中

汽车论坛 http://www.qclt.com

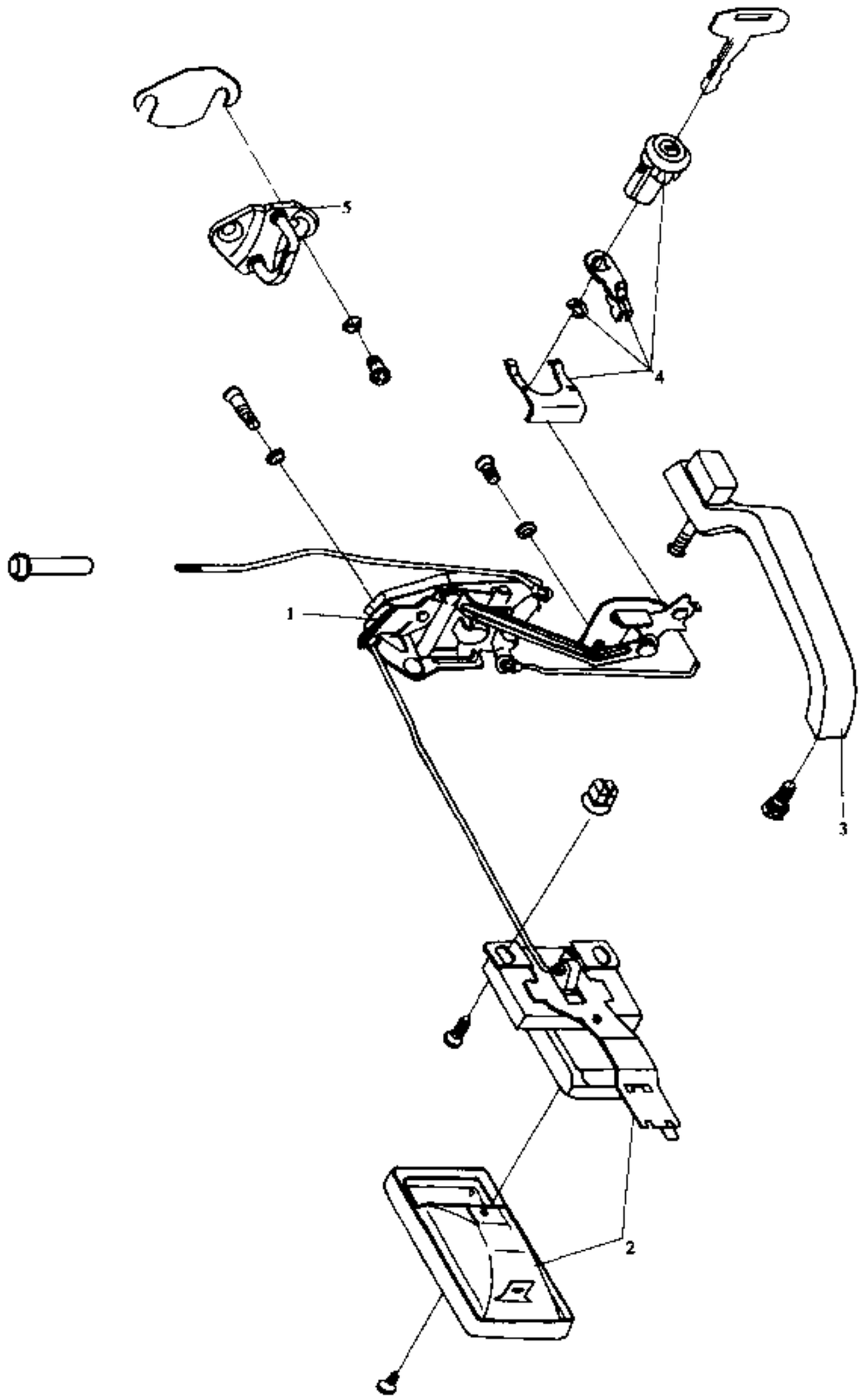


图 8-6-14 门锁系统

1-锁体总成；2-内手柄总成；3-外手柄总成；4-铁芯总成；5-锁环总成

心的运动轨迹造成了一定的影响。

③锁销的轴线与铰链的轴线垂直。一般在布置铰链时，为使车门有自动回位的作用，铰链一般都有一个内倾角，在布置门锁时要注意这点。

④一般门锁有两个档位，门锁进入第二档位时，门处于正确位置。

2）对门锁系统的要求

①门锁必须可靠地将车门锁紧，在汽车行驶中车门不允许自动打开；

②车门的开启与关闭应轻便、灵活；

汽车论坛 http://www.qclt.com

③能承受纵向力、横向力及惯性力，开关轻便满足法规要求；

④设有锁止机构情况下，当锁止时，如按下锁止按钮或车外用钥匙锁止时、扳动车门内、外手柄，不能打开车门，在车外只有用钥匙才能打开车门，在车内只有先拉起锁止按钮才能打开车门；

⑤当车门开着，锁止按钮被按下时，此时关闭车门撞动锁爪，即可通过联动杆来解除锁止状态，同时可防止由于钥匙遗忘在车内而打不开车门。

3）门锁种类

（1）手动式门锁

即机械式门锁，如弓簧式门锁、钩簧式门锁及卡板式门锁．现在几乎全部采用卡板式门锁。

（2）自动门锁

轿车特别是中高级轿车采用了自动门锁，由驾驶员集中控制，即当驾驶员的车门上锁后，所有车门同时锁止，也称为中央控制门锁。

（3）防盗门锁

为防止车辆和车内物品被盗，防盗门锁的技术发展较快，声、光、电、磁等现代技术都应用于防盗门锁。警报指示器式防盗门锁就是其中一种，当用非本车的钥匙开锁时，蜂鸣器就会鸣响报警。

4）锁体

锁体是门锁的主要部分，常见的卡板锁结构示于图 8-6-15。

卡板锁的主要作用件是卡板，卡板与锁环或锁销啮合，靠棘爪顶住卡板使卡板无法转动而锁止。开启时，拉动棘爪解除卡板约束，靠弹簧力转动卡板，脱离锁环或锁销解除锁止。

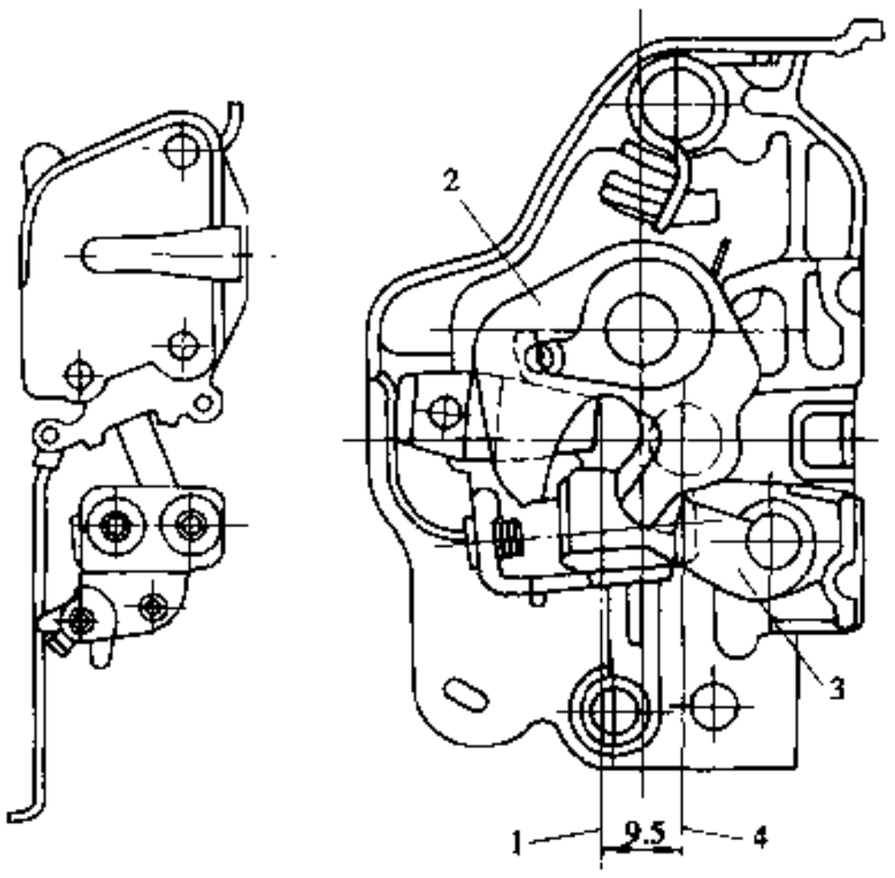


图 8-6-15 卡板式门锁

1-全锁；2-卡板；3-棘爪；4-半锁

5）锁环或锁销

锁环或锁销是实现锁止的另一部分，一般锁体安装于车门上，有装于车门内板外面的外装式和装于车门内板里面的内装式，而锁环或锁销装于车门框上。锁环呈环状，锁销呈销状，形状不同，作用一样。

6）车门锁内、外手柄

内、外手柄一般有旋转式、掀拉式、按钮式、手把式等几种形式（图 8-6-16）。前三种形式整个手柄都凸出于车门外表面，手把式手柄凹陷在门板以内。选择哪种形式应视具体情况而定。

7）车门锁联动机构

联动机构是指内锁止，钥匙开锁，内、外手柄开锁等动作和力的传递构件。因车门布置上的 原因，以上操作无法直接去控制锁体的有关部件，故必须设置联动机构（图 8-6-17）。

内锁止机构是在车内锁止的机构，锁止后，在车外不用钥匙就无法打开车门。它有两种基本形式，即窗台上的按钮式和内手柄上的按键式。按钮或按键可以是手动操作，也可以采用电动操作，前者为手动门锁，后者则为电动门锁。用电气元件同时控制所有门的按钮，则为中央控制门锁。

8）锁芯和钥匙

锁芯和钥匙是实现在车外锁止和解除锁止的机构。锁芯可布置在车门锁外手柄上，也可布置在外手柄之下的车门外板上。锁芯和钥匙应满足以下要求。

①车门最好与行李舱盖、后门、点火开关、杂物箱、燃料箱盖等设锁的地方共用一把钥匙；

②钥匙在锁芯内插入和拔出应灵活，插拔力不大于 10N，钥匙在锁芯内的旋转力矩不大于 0.4～0.5N·m；

③不允许钥匙产生扭曲变形；

汽车论坛 http://www.qclt.com

④钥匙的牙花数不得少于1000种。

锁芯的一般结构是，在锌合金铸件内装有圆形筒，筒内排列7～8个节齿状口字形的钢钣拨动式齿轮（或用弹簧弹子），齿轮在圆筒表面上突出出来、卡住壳体，使圆筒不能转动。

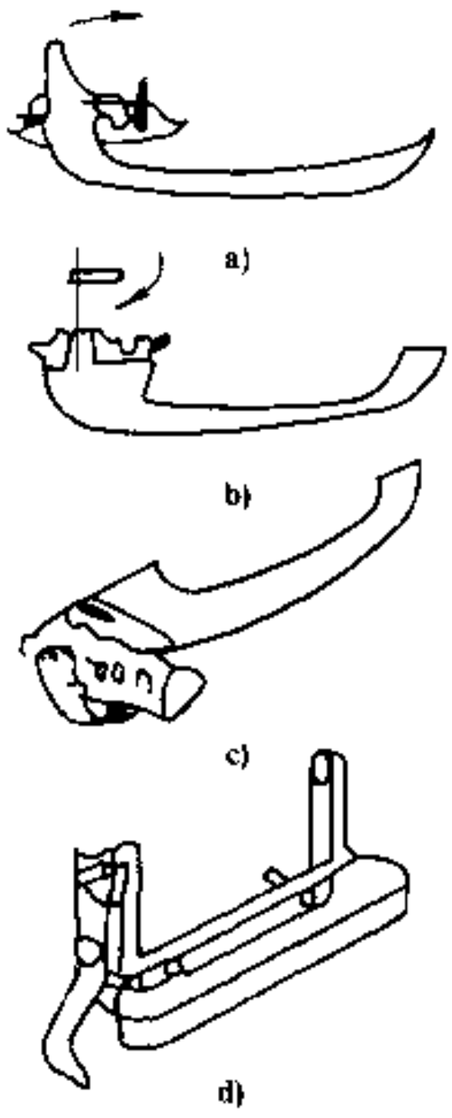


图8-6-16 车门锁外手柄

a)掀拉式；b)旋转式；c)按钮式；d)手把式

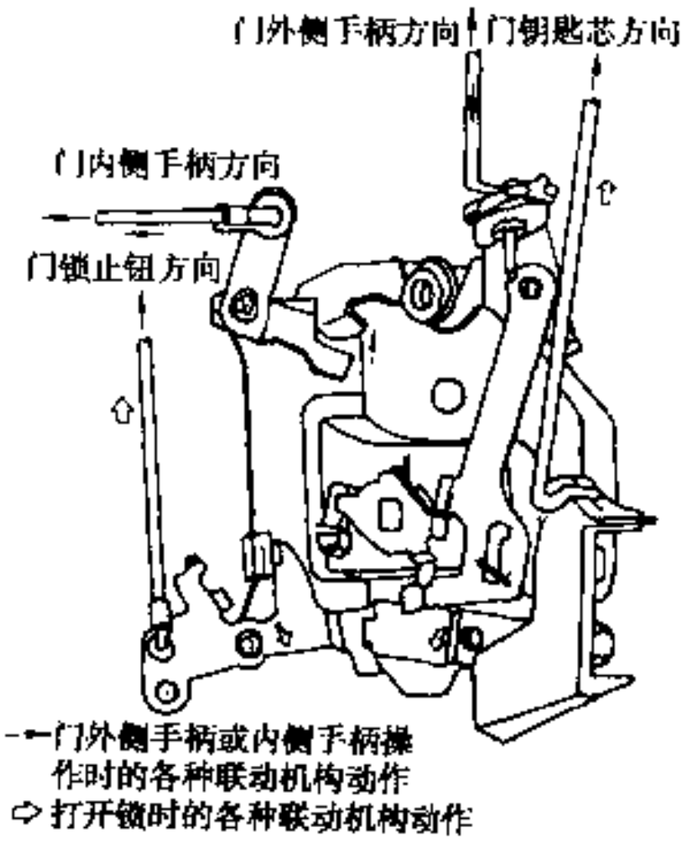


图8-6-17 车门锁的联动机构

当钥匙的凸凹咬合齿一插入，拨动式齿轮便缩入筒内，圆筒便可旋转。在车外侧的钥匙口处设置了防水和防尘的遮蔽构件。另外，为了夜间钥匙插入方便，有的还在钥匙芯处装有照明装置。

一般钥匙系统分对所有钥匙芯均有效的主钥匙系统和行李箱及杂物箱钥匙芯不能使用的2种辅钥匙的“主钥匙系统”两种，后者情况下即便是将钥匙交给第三者，那么行李舱和杂物箱也不能轻意打开。表8-6-1给出了各国对门锁及钥匙的法规。

表8-6-1 中国和世界主要国家汽车门锁标准

国家或地区	主要项目 / 标准代号	纵向力（N）		横向力（N）		耐惯性力(g)静力学分析	开闭耐久性（次）	钥匙牙花数
		全锁紧	半锁紧	全锁紧	半锁紧			
中国	ZBT36003—87	11 000	4 450	8 900	4 450	30	10^5	不同牙花数不少于1 000种
美国	SAE J839—82	11 000	4 450	8 900	4 450	30	–	–
美国	FMVSS No206—80	11 000	4 450	8 900	4 450	30	–	–
澳大利亚	ADR No2—78	11 100	4 440	8 890	4 440	30	–	–
欧洲共同体	EEC No387－70	11 110	4 440	8 890	4 440	30	–	–
日本	JIS D4612—79	–	–	–	–	–	10^5	
联合国	ECE No18—58	–	–	–	–	–	–	不同牙花数不少于1 000种

汽车论坛 http://www.qclt.com

9）遥控开锁系统

遥控开锁系统种类较多，常用的有暗号式和信号式两种。暗号式须输入密码，也有输入指纹的；信号式靠遥控器输入光或电波，则不用钥匙即可打开锁止机构。

8.6.4 车门玻璃升降系统

一般的轿车车门除后门外，车窗玻璃都需要升降。车门玻璃升降系统的功能，一是支承和保护玻璃，二是使玻璃升降能随意停位。

车门玻璃升降系统包括玻璃升降器、玻璃支承，导向、保护部件（玻璃托架和导轨）及玻璃升降操纵机构（手柄或电动操纵机构）等。

玻璃升降器必须保证车门玻璃升降平稳，并且当停止转动摇手柄时，玻璃能停在任意位置上，不因汽车的颠簸而上下跳动；锁止车门后，能防止外力将玻璃降下而进入车内，并须满足有关标准要求。

布置时必须校核内板上装入升降器的孔的大小，看其是否能使升降器及玻璃顺利装入。

8.6.4.1 车门玻璃升降器型式和结构

目前常用的玻璃升降器有臂式传动和钢丝绳传动（或尼龙带传动）两种结构型式。

1）手动式玻璃升降器

（1）臂式玻璃升降器

按升降器的结构分为单臂式和双臂式两种，而双臂式又分为交叉臂式和平行臂式两种（图 8-6-18a)、b)、c))。传动路线是摇手柄→小齿轮→扇形齿轮→升降臂（主动臂或从动臂）→玻璃安装槽板→玻璃升降运动。单臂式具有结构简单，质量小，成本低，安装、布置方便和占用车门内空间小的特点。缺点是玻璃的质心与升降臂的质心之间的相对位置经常变化，故玻璃升降时，易产生歪斜、卡住。因此单臂式只适用于形状规整的正方形、长方形玻璃且车门窗框上具有平行的玻璃导槽的车门上。在双臂式中，由于交叉臂式玻璃升降器在运动过程中玻璃和传动臂的重力作用线始终接近或重合于同一条直线上，较平行臂式玻璃升降器工作平稳，又由于其升程较大、升降速度快（摇手柄圈数 $n=3.5\sim6.5$）、操纵轻便，适用于尺寸大而形状不规整的车门玻璃，因此，获得广泛采用。

（2）钢丝绳式玻璃升降器

如图 8-6-18d）所示，传动路线为摇手柄→小齿轮→扇形齿轮→卷筒→钢丝绳→玻璃托架→玻璃升降运动。由于门窗玻璃装在玻璃托架上，玻璃上下移动时，玻璃的重力作用线始终与钢丝绳平行，故玻璃上下运动平稳。它所用的零件少、质量小、加工容易、安装方便，常用于轿车，尤其适用于大曲率弧形升降面的轿车车门上。

2）电动式玻璃升降器

电动式玻璃升降器操作省力、简单。它由普通手动式玻璃升降器、可逆式直流电机和减速器等组成。玻璃的升降运动由驾驶员在驾驶室内操纵按钮进行集中控制，汽车的全部车窗可同时升降，也可在各自的车门上单独设置开关、分别操作，以调节汽车各部分门窗玻璃开度的大小。由于其结构复杂、成本昂贵，因此主要用于豪华轿车上。

图 8-6-19 所示为电动交叉臂式玻璃升降器，其传动路线为电机→蜗杆→蜗轮→小齿轮→扇形齿轮→升降臂→玻璃安装槽板→玻璃升降运动。图 8-6-20 所示为电动钢丝绳式玻璃升降器，传动路线为电机→减速器→钢丝绳卷筒→钢丝绳→玻璃托架→玻璃升降运动。

3）玻璃升降器的设计

臂式玻璃升降器除了升降臂外，有齿轮齿板传动机构、螺旋弹簧或钮簧（多用扭簧）助力机构和防止玻璃自行下滑的制动机构（图 8-6-21），图 8-6-21 中，尺寸 a 是使弹簧离开外壳内表面的最小值，抑制限位连杆的间隙；尺寸 b 是手柄轴的间隙，此间隙过小，弹簧在达到足够的制动状态前就往往会从卷紧的一端被拉开。根据经验，都采用 1.5～3.0mm。

汽车论坛 http://www.qclt.com

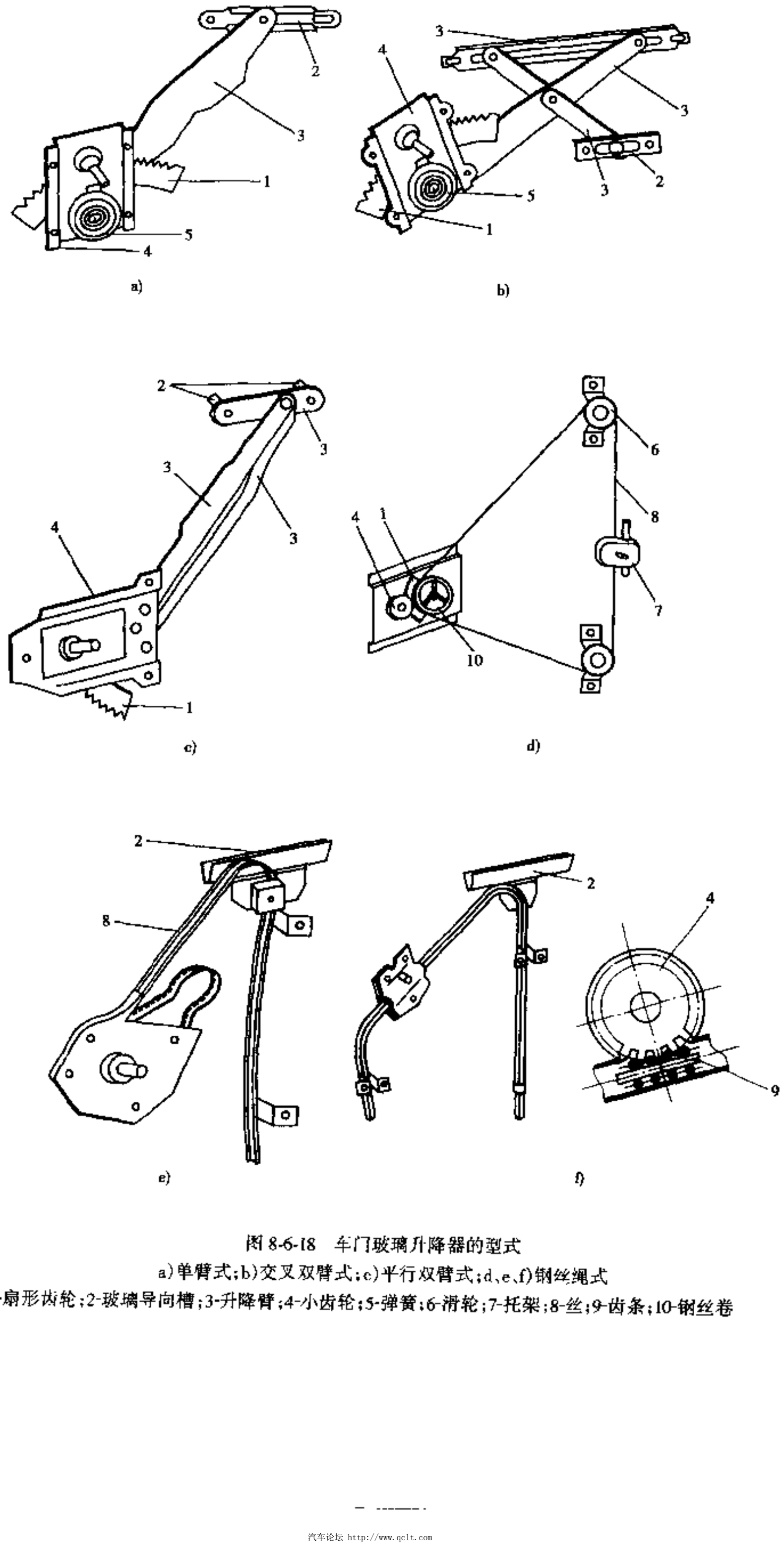


图 8-6-18 车门玻璃升降器的型式

a)单臂式;b)交叉双臂式;c)平行双臂式;d、e、f)钢丝绳式

1-扇形齿轮;2-玻璃导向槽;3-升降臂;4-小齿轮;5-弹簧;6-滑轮;7-托架;8-丝;9-齿条;10-钢丝卷

汽车论坛 http://www.qclt.com

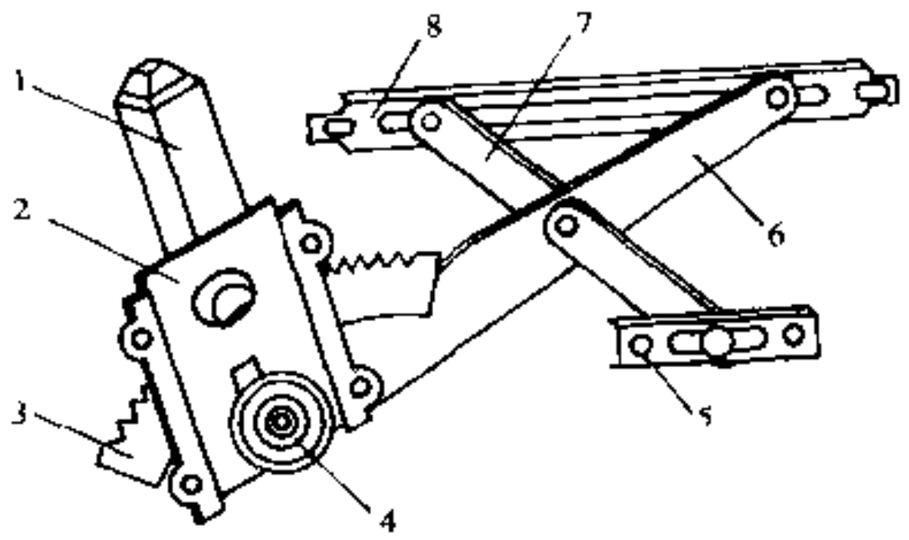


图 8-6-19 电动交叉臂式玻璃升降器

1-电机组件;2-小齿轮;3-扇形齿轮;4-平衡弹簧;5-玻璃导向槽板;6-主动臂;7 从动臂;8-玻璃安装槽板

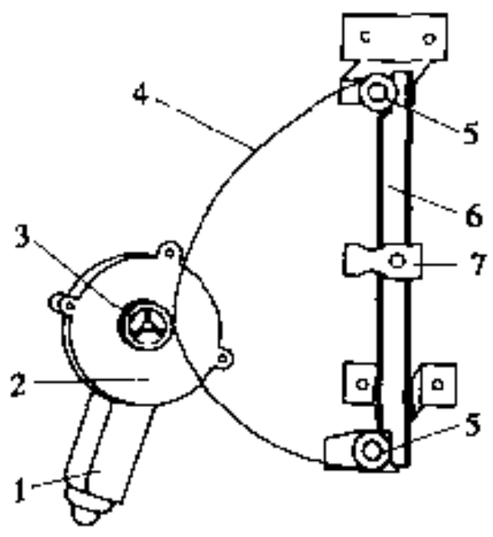


图 8-6-20 电动钢丝绳式玻璃升降器

1-电机;2-减速器;3-钢丝卷筒;4-钢丝绳;5-滑轮;6-玻璃升降导轨;7-玻璃托架

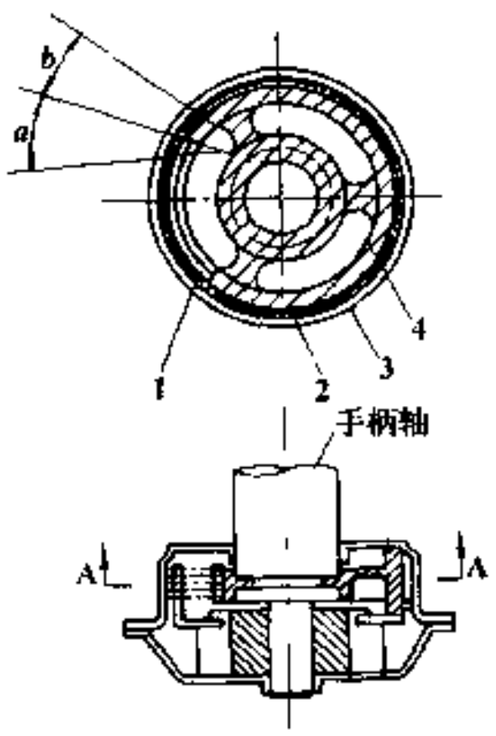


图 8-6-21 玻璃升降器的制动机构

1-齿轮盘;2-弹簧;3-外壳;4-芯子

在计算齿轮齿板(或称齿扇)、助力弹簧、制动弹簧及手柄力矩时,要充分考虑玻璃升降时的阻力分配(表 8-6-2)。

表 8-6-2 臂式玻璃升降器各部分的阻力实测值比率

主 要 因 素	阻力(%)
玻璃升降运动	30.2
玻璃质量	28.2
齿轮部分	27.6
玻璃支承部分	11.5
升降臂的质量和齿轮的摩擦	6.4
平衡弹簧的作用	-3.9
合计	100.0

8.6.4.2 车门玻璃支撑部分

支撑部分包括玻璃托架(夹持和固定玻璃)、导槽板(玻璃升降时,滚轮在导槽中横向滚动)和防止玻璃过度下降设置于车门内板下部的止动板。玻璃托架和导槽结构见图 8-6-22。

8.6.4.3 玻璃导向与保护机构

玻璃导轨和窗框共同组成玻璃导向与保护机构,在无窗框的车门上,只能靠导轨起作用(图 8-6-23)。车门玻璃导轨一般用钢板冲压或滚压成型焊接或用螺钉连于车门上。导轨内与玻璃接触的部位装有导槽,导槽用毛毡或橡胶制成。导槽起导向、密封功能,行车和关闭车门时吸收玻璃的振动,也避免玻璃直接与

汽车论坛 http://www.qclt.com

金属件接触，且起到美化、减小玻璃与车门外板的高度差、降低空气阻力的作用。

导槽与玻璃接触的表面一般是三元乙丙橡胶或聚氯乙烯，为了减小玻璃摩擦部位产生的摩擦阻力，进行表面处理。其方法：一是植绒式，即给车门玻璃导轨唇形部表面进行静电植绒。通常使用尼龙纤维1.5～3旦尼尔（纤度单位，长9000m、质量1g为1旦尼尔），绒长为0.3～1mm。二是非植绒式，即在唇形部表面涂上尿烷，增加与玻璃的密封性，防止在寒冷地带的冻结，现多采用此方法。

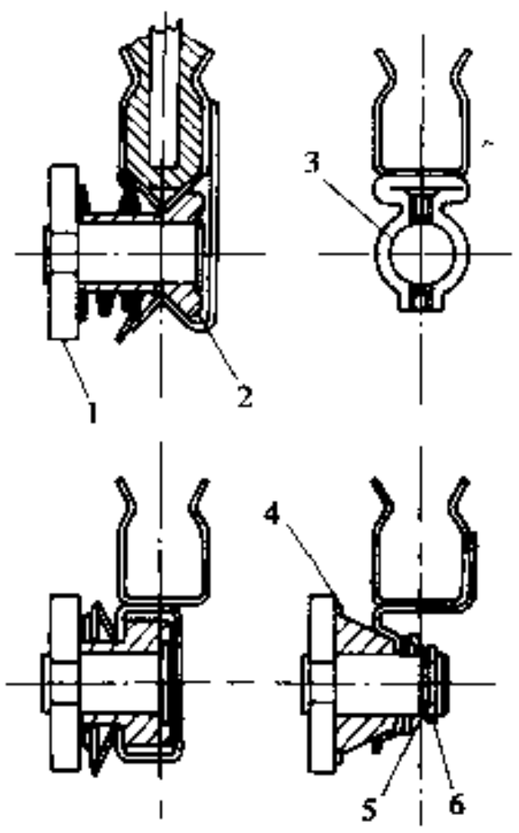


图8-6-22　玻璃的支撑部分
1-玻璃支承臂；2-滚子；3-钢球；4-滑子；5-弹簧盘；6-挡环

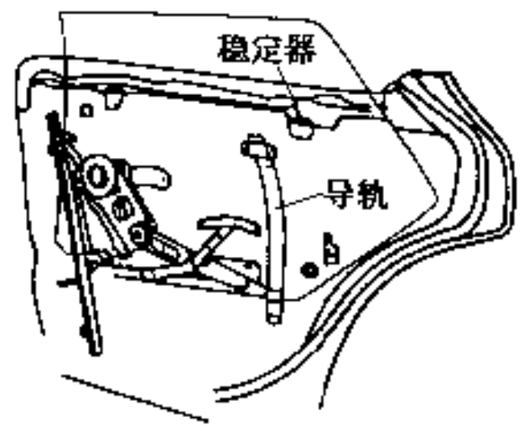


图8-6-23　无窗框车门玻璃导轨

8.6.4.4　车门玻璃升降摇手柄

摇手柄一般用锌合金或塑料制造，手柄固定端上有内齿，插入玻璃升降器驱动小齿轮的轴的外齿中，然后用卡环或销子定位。手柄头应能自由转动，以免摇升降器时磨手。

8.6.5　密封与密封件

汽车车室要进行可靠的气密封和水密封，需要密封的部位和方法很多，诸如焊缝以胶密封，无用的孔洞以堵塞密封，通往车室外的操纵孔洞以密封环（穿线孔）、密封套（踏板孔）等密封，门窗孔洞以密封条密封等。此外，发动机舱与行李舱要严格进行水密封，一般以流水槽等结构处理和密封条密封。这里只叙述车室门窗孔洞的密封措施。

8.6.5.1　风窗密封

风窗密封是非活动件密封，除非玻璃损坏需更换时，密封措施一般是不变动的，因而不必过多考虑密封条的拆卸。按风窗玻璃的安装方式可分为密封条固紧式和粘接式，轿车多用粘接式，从装饰角度考虑还有加装装饰条一类饰物的（图8-6-24、图8-6-25）。密封条固紧式在装配时密封条内要涂胶，以加强密封效果。

密封条材料多用聚氯乙烯改性料、三元乙丙橡胶等制成，但三元乙丙橡胶价格贵，有的采用密封条芯部用天然胶或其它便宜橡胶，表面覆以0.5～1mm厚的三元乙丙橡胶的复合材料（图8-6-26）。三元乙丙橡胶的特点是耐老化性好。

8.6.5.2　车门密封

密封件不但要隔绝水和气进入室内，还要缓冲开关车门时的冲击，有保护车门和防止车门在行车时振动的功能，且应有隔音作用。

1）车门与门框间密封

汽车论坛 http://www.qclt.com

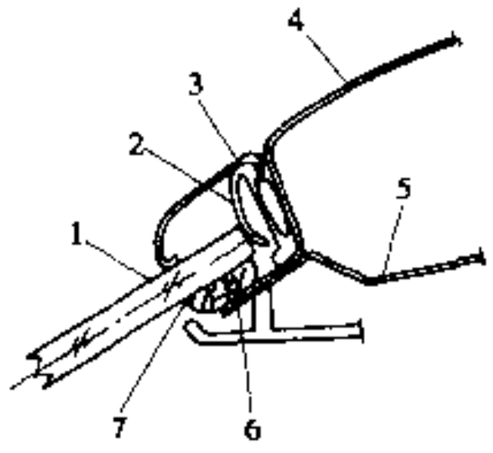


图 8-6-24 粘接式安装方式
1-挡风玻璃；2-嵌条钩扣；3-嵌条；4-顶盖；5-顶盖内板；6-聚氨脂密封层(粘接剂)；7-橡胶条

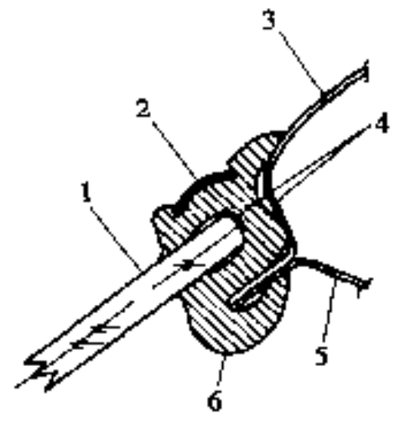


图 8-6-25 风窗玻璃密封条安装方式
1-挡风玻璃；2-嵌条；3-顶盖；4-不干性密封胶；5-顶盖上梁；6-密封条

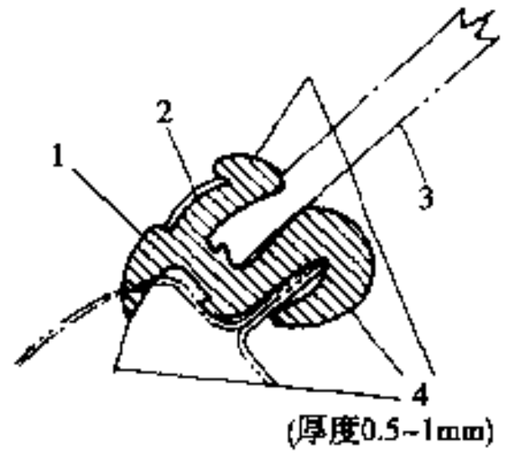


图 8-6-26 表面覆膜的风窗密封条
1-内层；2-嵌条；3-玻璃；4-表面覆膜（厚度 0.5～1mm）

(1) 材料

要求密封材料耐候性高、耐摩擦性好、耐热老化性好、吸水率低、低温时可挠曲性好及不受车辆涂漆的侵蚀等。为能够满足上述性能，一般采用 EPDM（三元乙丙橡胶）制海棉。另外，为了提高耐摩擦性、降低与车身的摩擦声及提高在寒冷地带车身和密封条之间的防冻性能，一般都在密封条表面涂层。

(2) 设计时的注意事项

a. 密封方式

按安装方法分类，可分为安装在车门上的方式（图 8-6-27b））、安装在车身上的方式（图 8-6-27c））和两面安装方式（图 8-6-27a））。密封要求防止车门和车身间进入雨水、灰尘并防止上下车时弄脏乘员的衣物；为防止水和灰尘进入车门锁内，应尽量在车门外侧密封；密封质量好，提高隔音性能。

从上述要求来看，安装在车身上的方式不如其它方式好，不过这种方式可以使安装在车上的嵌条和密封条一体化，减少零部件的数目，欧洲车多采用这种方式。近年来人们在追求高速行驶时隔音性能和高压水刷车时防水浸入车内的性能，如图 8-6-30 所示，采用在车门和车身两面都装有密封条的双层密封结构和在此基础上再装一个密封条的三层密封结构。

b. 密封条断面

在设计上最需要注意的是，即使密封条和相对应的接触面出现制造上的不均匀，变形量及变形引起的密封条弹性变化都不应太大。另外，还要考虑相对应的接触面密封条变形时的跟踪性，形状要平顺。所以，断面形状应具有图 8-6-28 那样的“反力——挠性曲线”关系，一般采用像图 8-6-27a）那种中空断面的较多。反作用力设定得越大，在行驶过程中车门振动吸收性和水密封性就越好，不利的是车门关闭力过大，商品性下降。所以，在设计过程中既要考虑反作用力，又要考虑其性能要求，两者兼顾。

反力——挠性曲线

硬顶轿车的最大特点是，只是车身线下侧部分单臂支承玻璃，很难提高玻璃上端部分的车室内外方向

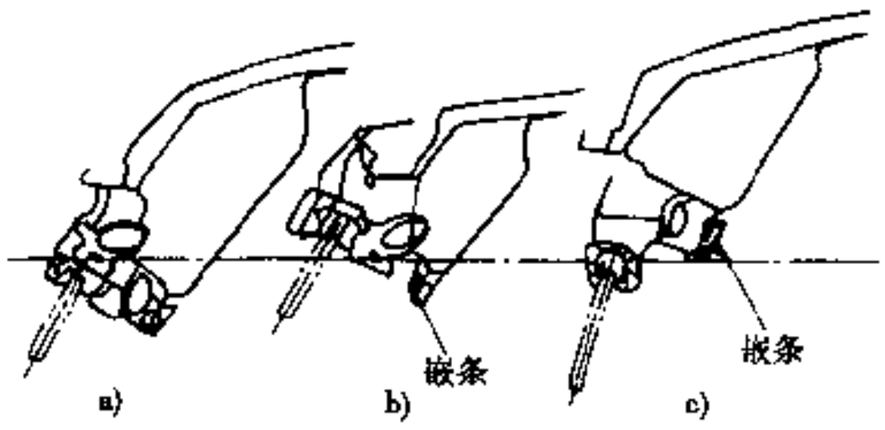


图 8-6-27 轿车车门密封条

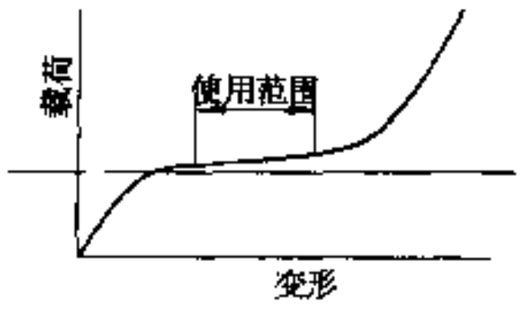


图 8-6-28 最佳的车门密封条

汽车论坛 http://www.qclt.com

的刚性。为此，断面设计的要点是如何防止高速行驶时负压带来的车门玻璃吸出。一般安装玻璃时都稍微往里倾斜(图 8-6-29)，当关上车门玻璃接触密封条后，靠其反作用力将玻璃向外推，利用这时玻璃上端的高低差，将玻璃夹在密封条外侧和内侧的唇形物之间。

车门上框与支柱间的密封、门上框与顶盖间的密封遵循同一方式，图 8-6-30 给出了一实例。

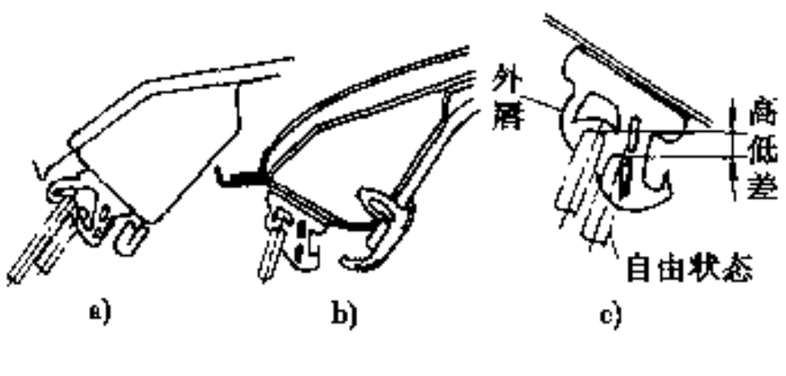


图 8-6-29 硬顶车顶盖—侧密封条

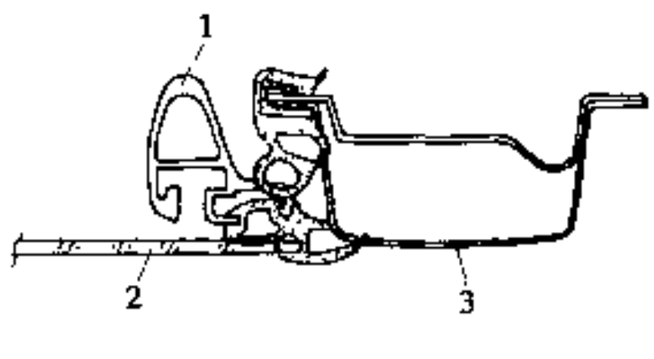


图 8-6-30 车门与支柱的密封

1-车门上框；2-车门玻璃；3-立柱

当车门上框较软时（尤其是滚压成型的门框），为了加强密封效果，使密封条的压缩量足够。在设计时，要使门上框上部比理论值向内倾斜一定量，在密封条反力作用下刚好达到理论值。

2）车门玻璃的密封

（1）车门玻璃导槽

车门玻璃的两侧和上部都靠导槽密封，导槽表面与玻璃面接触部分多静电植绒。门玻璃密封条装在玻璃导轨内，起缓冲和弥补导轨制造公差的作用。

目前玻璃密封条主要有图 8-6-31 所示几种。

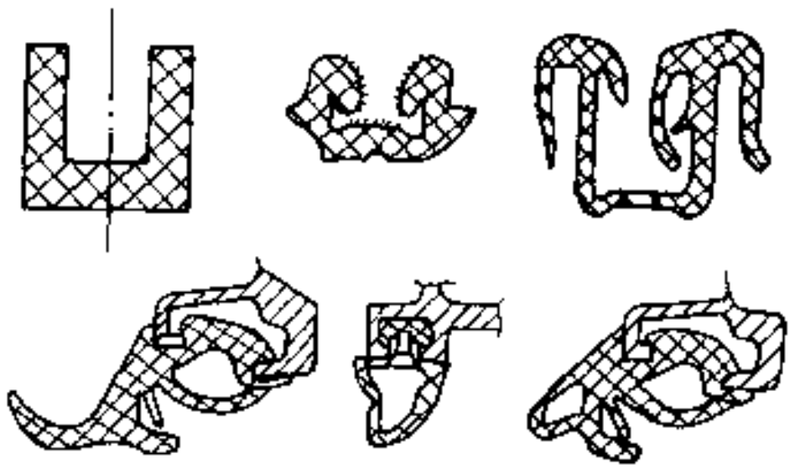


图 8-6-31 车门玻璃导槽形式

（2）窗台部位玻璃的内外密封

窗台部位门窗玻璃一般采用双面密封，以防止灰尘与雨水进入车内，还能隔音，并可减少脏物挂在车门玻璃上。双面密封的几种常见形式见图 8-6-32。

车外密封条与车外侧嵌条是一体成型的，密封条的材料一般为软质聚氯乙烯，常用尼龙纤维通过静电

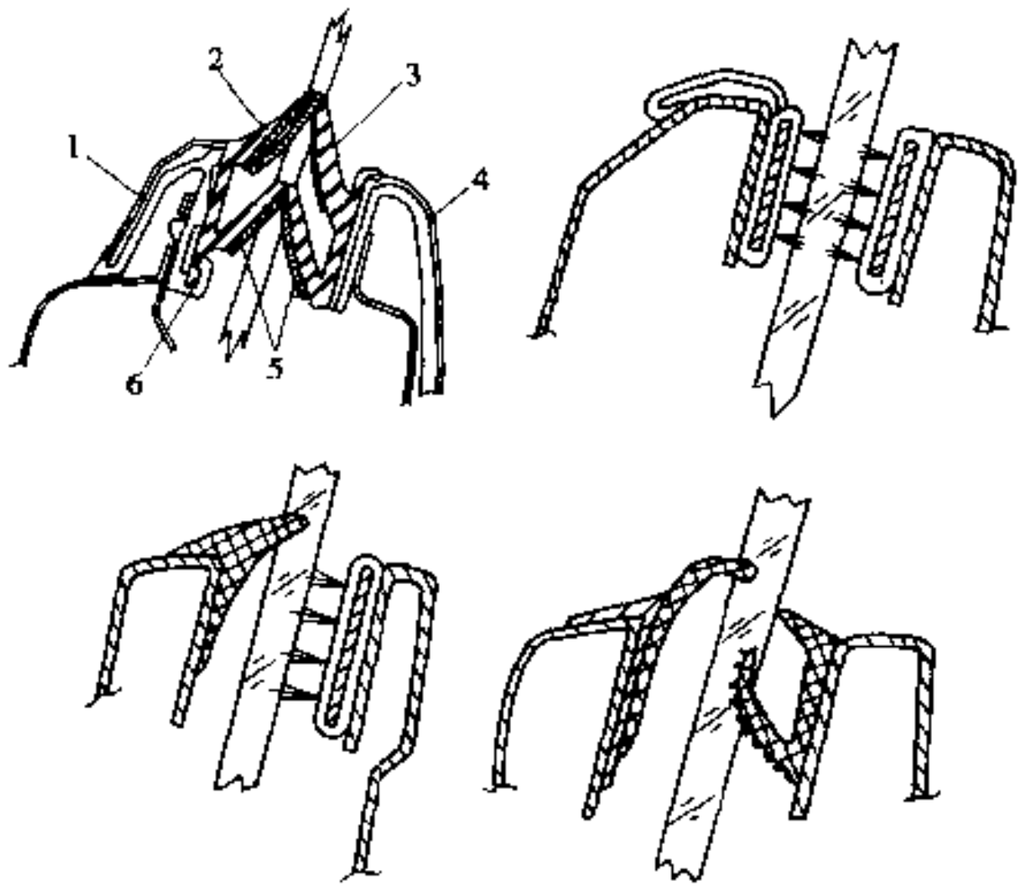


图 8-6-32 窗台处玻璃的双面密封形式

1-车外侧嵌条；2-车外侧密封条；3-车内侧密封条；4-车门内护板；5-植绒；6-卡头

汽车论坛 http://www.qclt.com

植绒法植于玻璃的摩擦面上。安装方法是用卡子固定和压入门板翻边处。在门内侧密封条内将芯架和密封唇形物压出，按工序法同时成型，成型后粘接或铆接上。密封唇形物的材料和形状同外侧密封条一样，安装方法一般是采用铆接，但设有内钣的，可用内钣上的卡头固定在车门钣翻边处。

3）车门下部密封

由于轿车车门下部离地面较近，雨水和泥浆很容易流入或溅到门缝处，乘员下车时易弄脏裤子，且不利于防腐，因此外板下部可设计一根密封条。Audi 100 轿车这根密封条的结构如图 8-6-33 所示，整根密封条紧贴在外板和门坎外表面上，将门缝完全挡住，起到良好的密封作用。这根密封条的装配形式是，首先在外板下部焊上几个销钉，分别卡上卡片，卡片为含 30%玻璃纤维的 PA66，带有弹性，卡紧后不易拆下密封条的材料采用具有橡胶弹性的软质聚氯乙烯（PVC），卡紧部分带有厚 0.4mm 的不锈钢骨架。

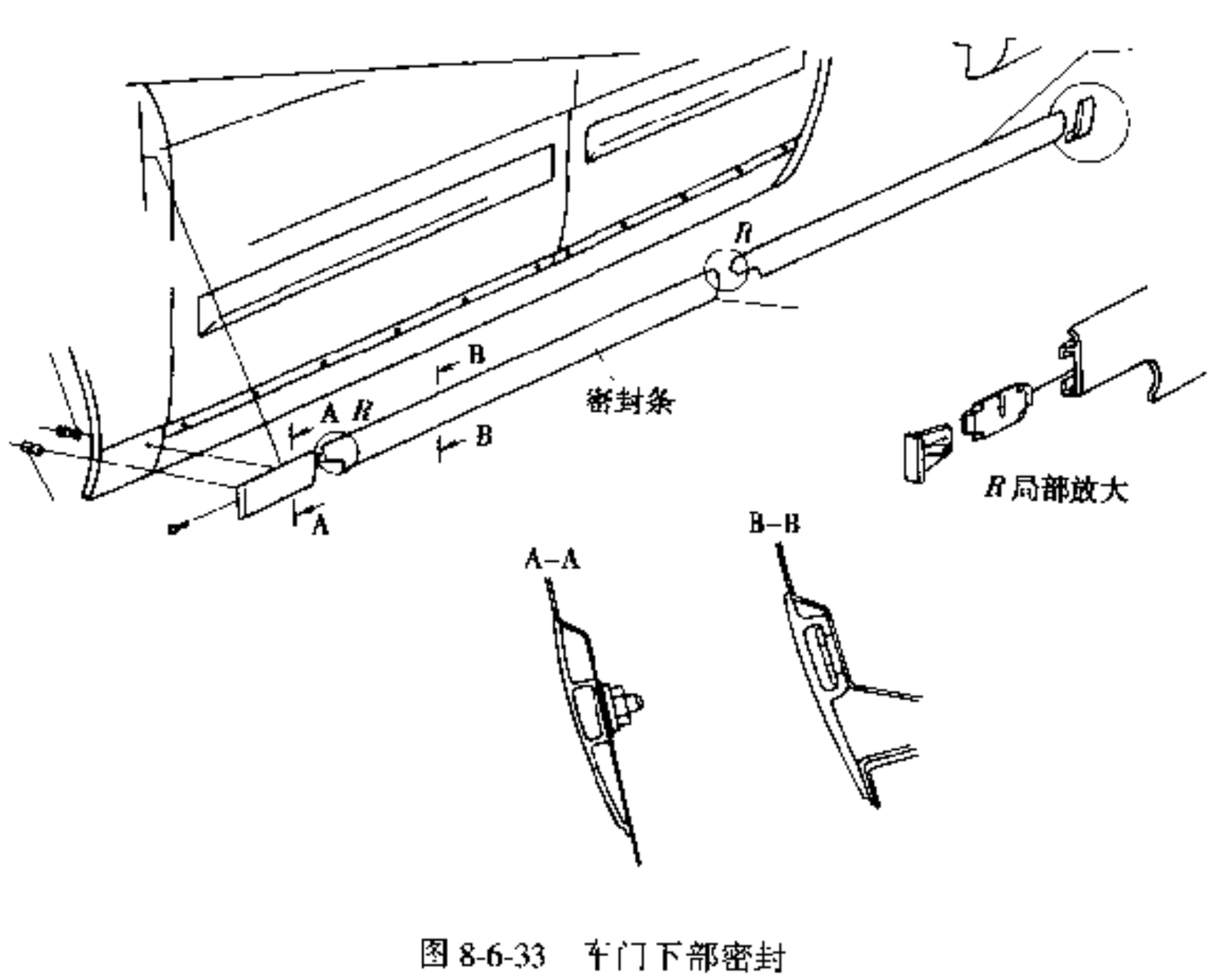


图 8-6-33 车门下部密封

8.7 装 饰 件

装饰件又称外饰件，是指车身外部可见的装于车身本体的功能件，这些件除满足本身功能外，还要求它们起装饰作用，而这些件对车身外形影响又比较大，如前、后保险杠，散热器面罩，嵌条与防擦条，标记类，阻风板，扰流板，导流板等。

8.7.1 前、后保险杠

一般前、后保险杠的结构大体雷同。保险杠的功能如下。

①保护功能，在汽车发生纵向碰撞时，保险杠应能吸收部分能量，以保护车身。各国都有严格的法规，一般要求可吸收相当于 8km/h 速度下的冲击能量，冲击后对车身及车身功能件的保护和保险杠的永久变形量都做了严格的规定。有的法规放宽到 4km/h，并取消了对保险杠变形量的规定。一般视法规要求并根据造型、成本、品质等因素确定保险杠的形式和结构。

②装置功能，在保险杠上，有的装置着灯具、牌照架及牌照等件，要给予足够的空间和装置条件。

③美化功能。

④提高空气动力特性，保险杠正面迎风面积较大，对空气动力特性影响也大。前保险杠形状的最佳化设计对减小正面迎风阻力系数（C_D）和升力系数（C_L）效果明显。侧视图方向上，矩形断面保险杠的阻

汽车论坛 http://www.qclt.com

力最大，凸形断面的保险杠阻力较小。俯视图形状上，应消除棱角与修饰端头形状，以求同车身本体形状相匹配，这样可以减少气流剥离和涡流的产生。另外，保险杠的前端向前延伸可以减小阻力和升力，保险杠与车身本体间隙亦不易大。在前保险杠下部设置阻风板或做出阻风板一类的形状，也对改善空气动力特性有作用。

8.7.1.1 吸能型保险杠

这类保险杠能满足 8km/h 速度冲撞的法规要求，它们的共同特点是都有能量吸收体。一般由面罩、能量吸收体、骨架及连接件组成。

1）筒式结构能量吸收式

图 8-7-1 为采用筒状能量吸收装置的保险杠系统，在这种能量吸收装置基础上又开发了多种保险杠，最有代表性的如图 8-7-2 所示。利用机械油等液体和在高压下像硅酮橡胶那样的显示液体性质的材料，通过偏移时产生粘性阻力吸收冲击能，比其它形式的保险杠吸能率高。其特点是保险杠突出车身外的量小、耐温性好。保险杠表面一般采用不锈钢材料，近年来开始采用聚氨酯和聚丙烯等树脂。

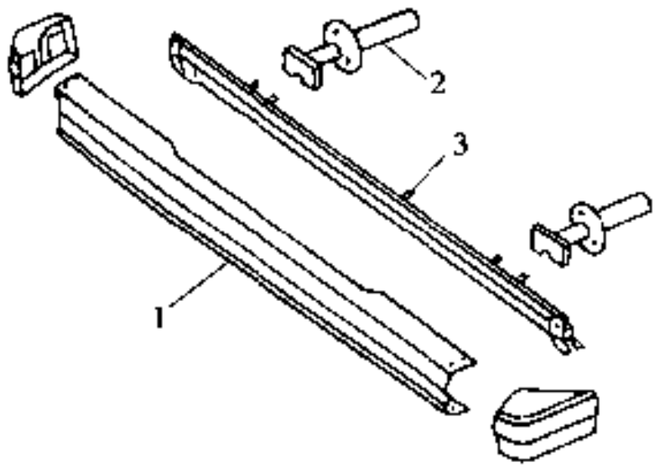


图 8-7-1 带筒式能量吸收装置的保险杠
1-保险杠；2-筒状能量吸收装置；3-加强板

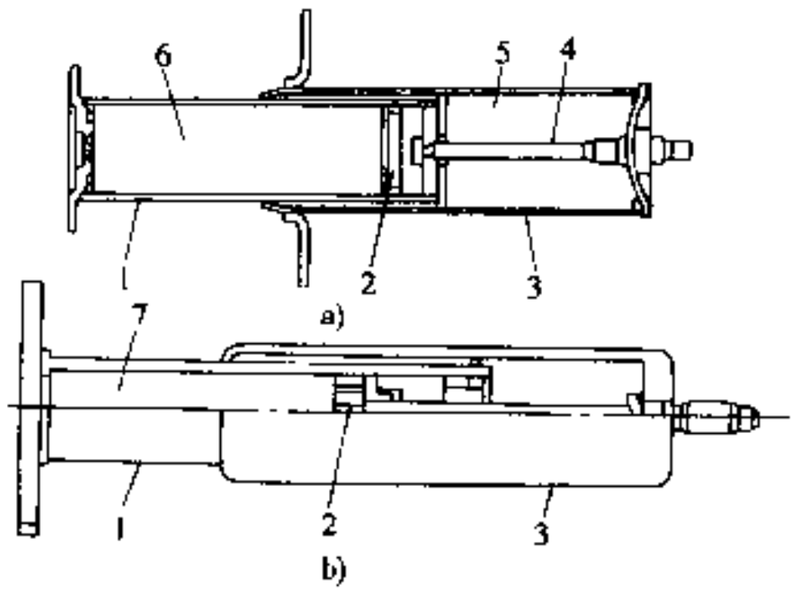


图 8-7-2 筒式能量吸收装置
a)流体减振器(利用机油通过节流孔时的粘性阻力减振，借助压力复原)；b)硅酮橡胶减振器(利用活塞外套内部承压面积差)
1-活塞外套；2-活塞；3-气缸外壳；4-调节阀销；5-机油；6-气体；7-硅酮橡胶

2）发泡树脂能量吸收式

这种型式比上述型式结构简单、质量小、成本低，并具有可吸收上下、左右偏置输入力的能力。能量吸收发泡树脂采用聚氨酯和聚丙烯等发泡树脂，在受冲击时可吸收大的变形及变形过程中的能量，保险杠外表在受冲击变形后要恢复原状，所以应采用聚氨酯和聚乙烯发泡树脂等复原性好的材料（图 8-7-3）。

3）蜂窝状结构树脂能量吸收式

结构与前一种相同，但采用的不是发泡树脂，而是成型蜂窝状聚氨酯等树脂结构体（图 8-7-4）。由于是靠蜂窝部分的压缩来吸收能量，所以比发泡树脂吸能效率高，但应注意它有模具费用高和模具修整困难等缺点。

有的蜂窝状吸能体不是聚氨酯，而是改性聚丙烯（改性 PP）。这种结构欧洲车上多用，其功用和常用材料列于表 8-7-1 中。

（1）面罩与横梁（蜂窝状吸能器）的连接如图 8-7-5 所示，*A* 剖面为保险杠上端面罩与横梁搭接配合方式；沿接触处，其间均匀布置 *B* 剖面所示的卡接结构；面罩与横梁的下端同样布置 *C* 剖面所示的卡接或螺钉连接结构；中部主体连接如 *D* 剖面所示，有焊接、螺钉连接型式，但在某一具体的结构设计中，应注意方案的整体一致性及布置的合理性。

汽车论坛 http://www.qclt.com

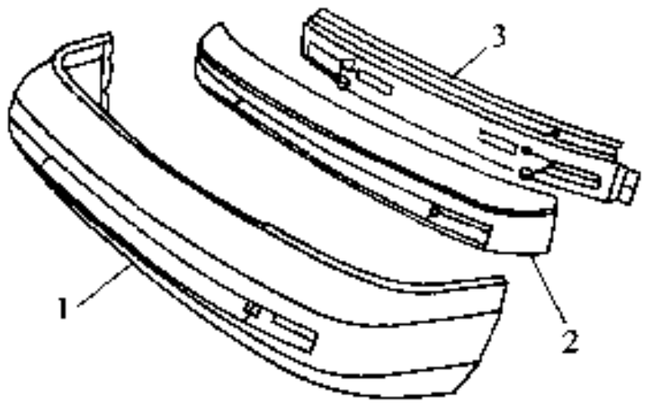


图 8-7-3 能量吸收发泡树脂型保险杠
1-保险杠表面；2-能量吸收发泡塑料；3-加强板

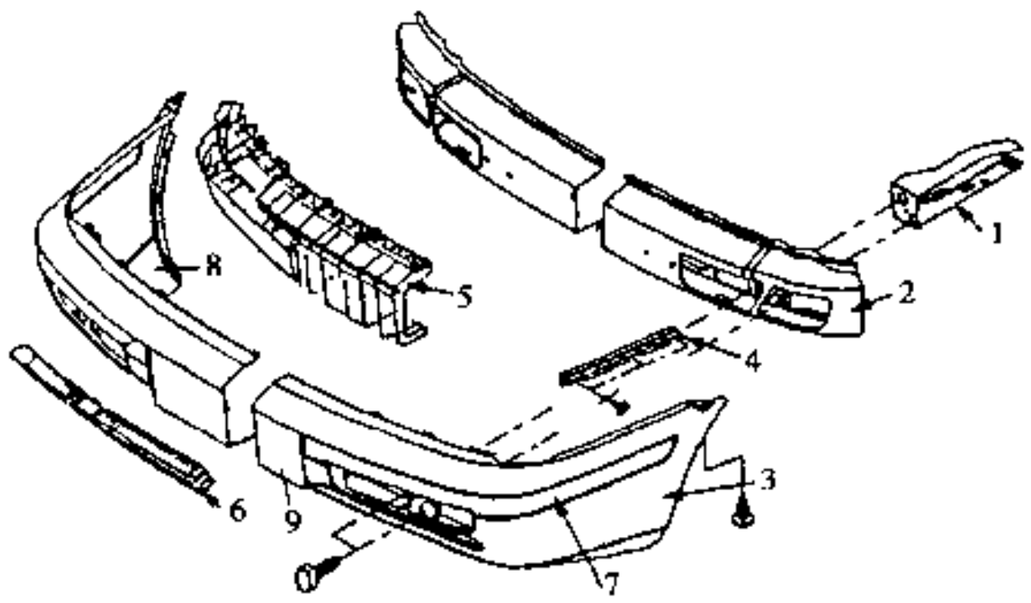


图 8-7-4 带蜂窝状能量吸收体的保险杠
1-保险杠支架；2-保险杠；3-保险杆面罩；4-保险杆侧导向架；5-保险杆横梁；6-进风口格栅；7-装饰条；8-扰流板；9-号牌架

表 8-7-1 保险杠功用及常用材料

零件名称	功用及说明	常用材料
保险杠支架	连接保险杠总成与车体纵梁	08Al t2.0
保险杠骨架	安全防护主要承力件，一般灯口区域和端部设计有加强结构	08Al t1.2～2.0 SMC t3.0
保险杠面罩	装饰、造型效果、空气动力性	改性 PP t3.6
保险杠侧导向架	保险杠后部两侧可靠定位连接，保证与翼子板间隙，防止保险杠后侧面变形	改性 PP t2.0
保险杠横梁	缓冲吸能，连接面罩与骨架	改性 PP t2.0
进风口格栅	通风，装饰、造型效果	改性 PP t2.0
装饰条	也叫防擦条、设计成独立装配件，擦碰伤后可单独替换	PP t3.6
扰流板	结构变化对空气动力性影响较大，一般设计独立安装结构	改性 PP t3.6
号牌架	号牌板安装用	改性 PP t2.0

(2) 横梁与骨架的连接

如图 8-7-6 所示，横梁与骨架的连接一般是在面罩与横梁形成总成后再与骨架相连，在横梁的上部或中部均匀合理地设计有 G 剖面所示的卡接结构，与骨架上的翻边卡接，卡接后可加防松塞，使卡接更加可靠。下部设计如 F 剖面所示型式的卡子，做辅助连接，为方便、准确实现卡接，F 剖面的定位销孔结构应保证顺利装配。

(3) 保险杠与本体的连接

如图 8-7-7 所示，保险杠与本体的连接，是指保险杠面罩、横梁、骨架形成总成后，通过支架实现与车体纵梁的连接，如 M 剖面所示。保险杠与周围相关件之间还有些辅助定位点，如侧面 J 剖面所示与翼子板的卡接、后上端 I 剖面所示与翼子板的连接、H 剖面所示上端与侧导向架的搭接等，这些辅助定位点

汽车论坛 http://www.qclt.com

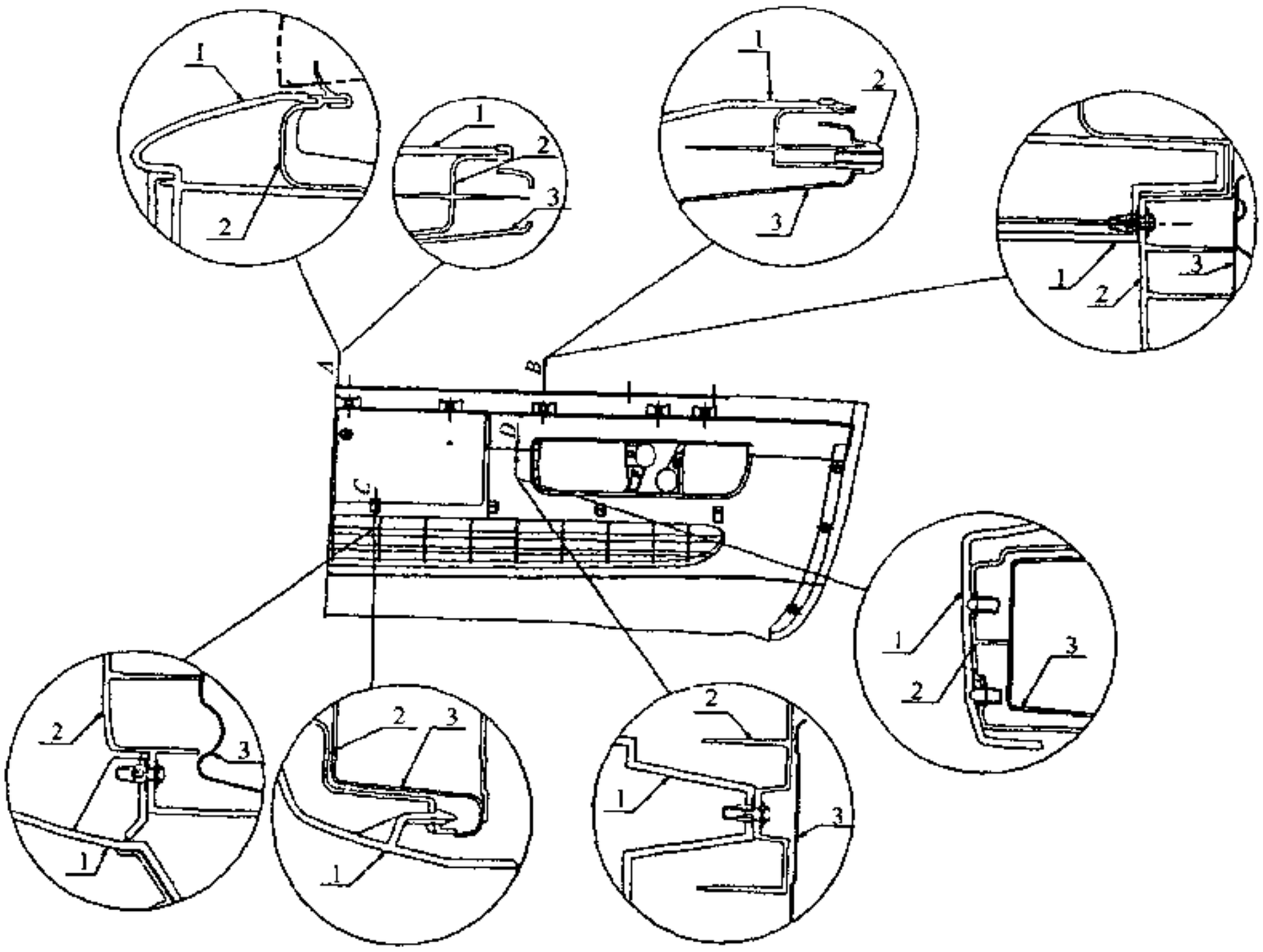


图 8-7-5 面罩与横梁的连接

1-保险杠支架；2-保险杠骨架；3-保险杠侧导向架

都是为了保证保险杠的侧面连接，保证保险杠与翼子板之间的间隙。此外还有后部 *K* 剖面所示与轮罩护罩的连接。

（4）保险杠与其它部件的连接

如图 8-7-6、图 8-7-7 所示，*N* 剖面为扰流板与面罩的连接结构、沿接触处一周搭接为卡子型式；*O* 剖面为独立式装饰条与面罩的连接，为卡接结构；*P* 剖面为号牌板与面罩通过支架的连接方式；*Q* 剖面为进风口格栅结构，有整体和独立两种型式；*L* 剖面为灯具与保险杠结构件的连接配合关系。

（5）保险杠结构设计中应注意的问题

a. 结构的合理性

保险杠系统内、外部制约条件较多，结构复杂，设计上应特别注意结构的合理性，除应保证各部位连接、定位的可靠性外，还应特别注意拆装的方便性，做到间隙合理，无干涉现象。如图 8-7-8 所示，保险杠各组件装配方向 *X* 如箭头所示，为保证卡接到位、可靠，筋在装配方向上与骨架配合面应留有 1～2mm 间隙，而在 *Z* 方向上筋与面罩配合面应可靠贴合，起对面罩的支撑作用，以防止其变形。

b. 结构工艺性

保险杠面罩与横梁都是大型薄壁注塑件，面罩同时又是外覆盖件，要求所用材料有较好的流动性，同时具备较高的制件精度和耐紫外线稳定性，一般采用改性聚丙烯（PP + EPDM）材料。在结构设计中，应综合几何形状与成型方法进行设计，模具分型面以满足成型工艺要求为好。

在塑件结构设计中，为避免转角处应力集中，应采用圆弧过渡，这对于模具制造、使用寿命是很有利的。一般塑件各连接处应有 0.5～1mm 的圆角，面拐角处，可采用如图 8-7-9 所示的圆角半径，以减少内应力，并能保证壁厚一致。

汽车论坛 http://www.qclt.com

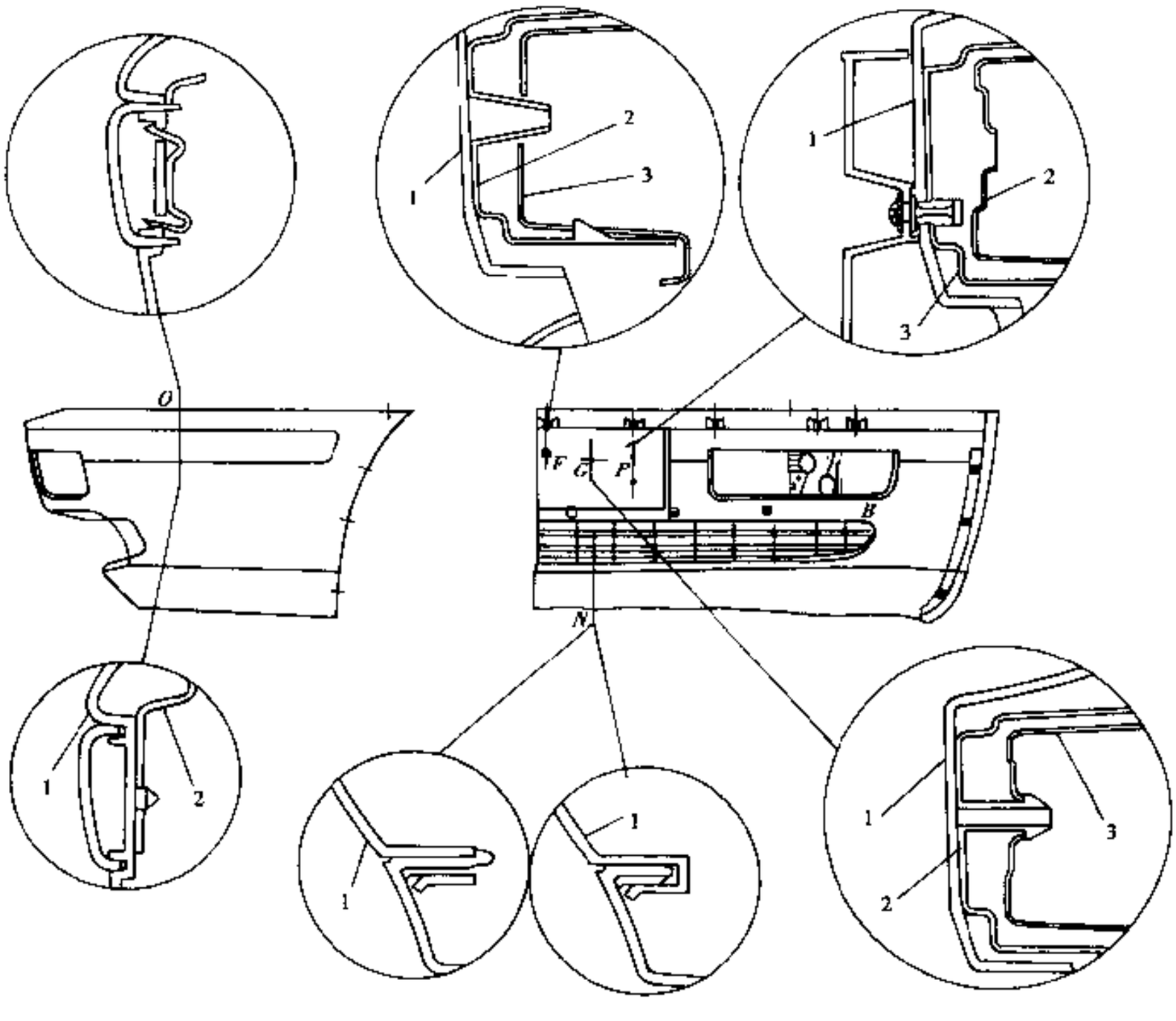


图 8-7-6 横梁与骨架的连接

1-保险杠支架；2-保险杠骨架；3-保险杠侧导向架

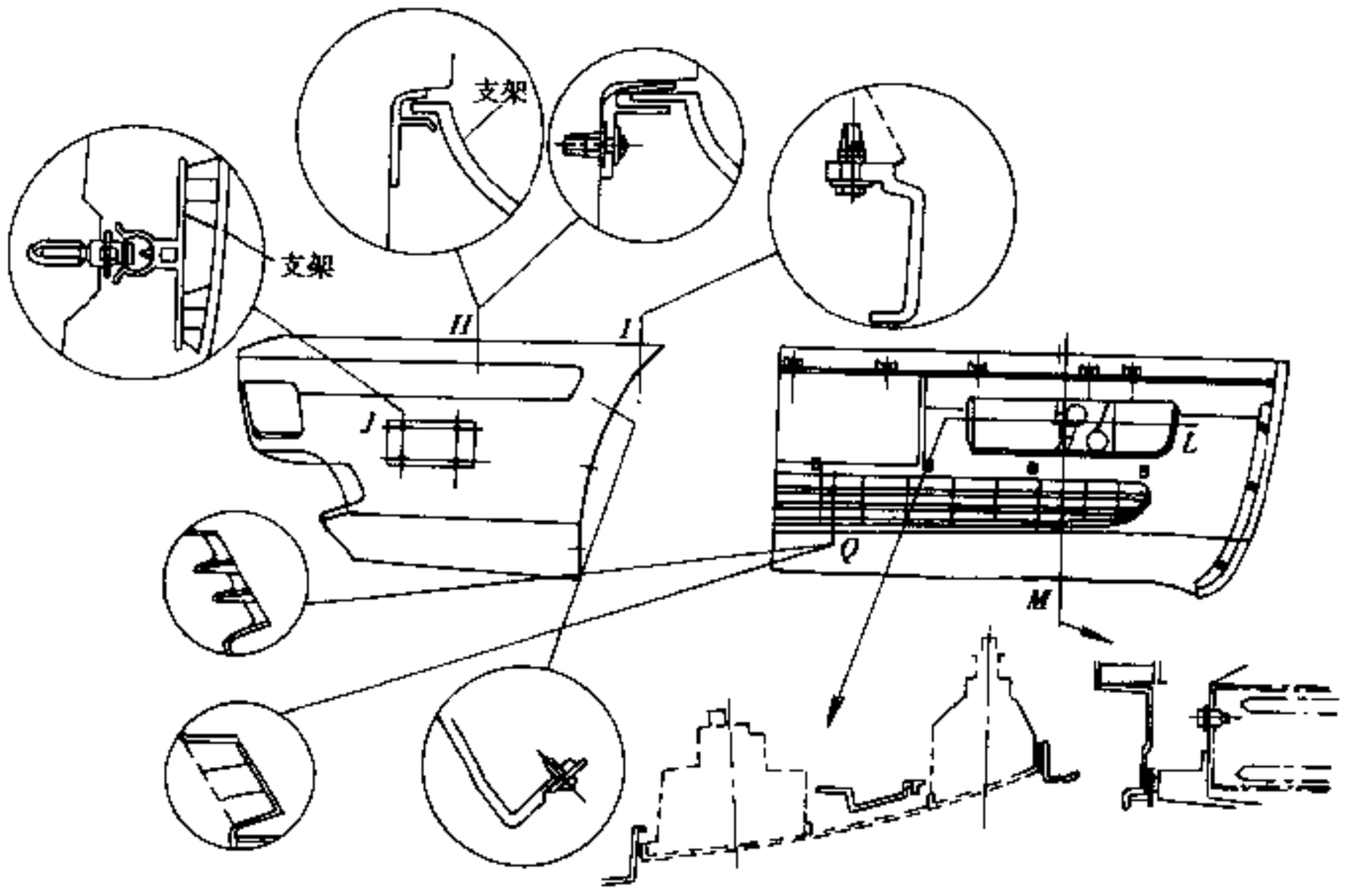


图 8-7-7 保险杠与本体的连接

汽车论坛 http://www.qclt.com

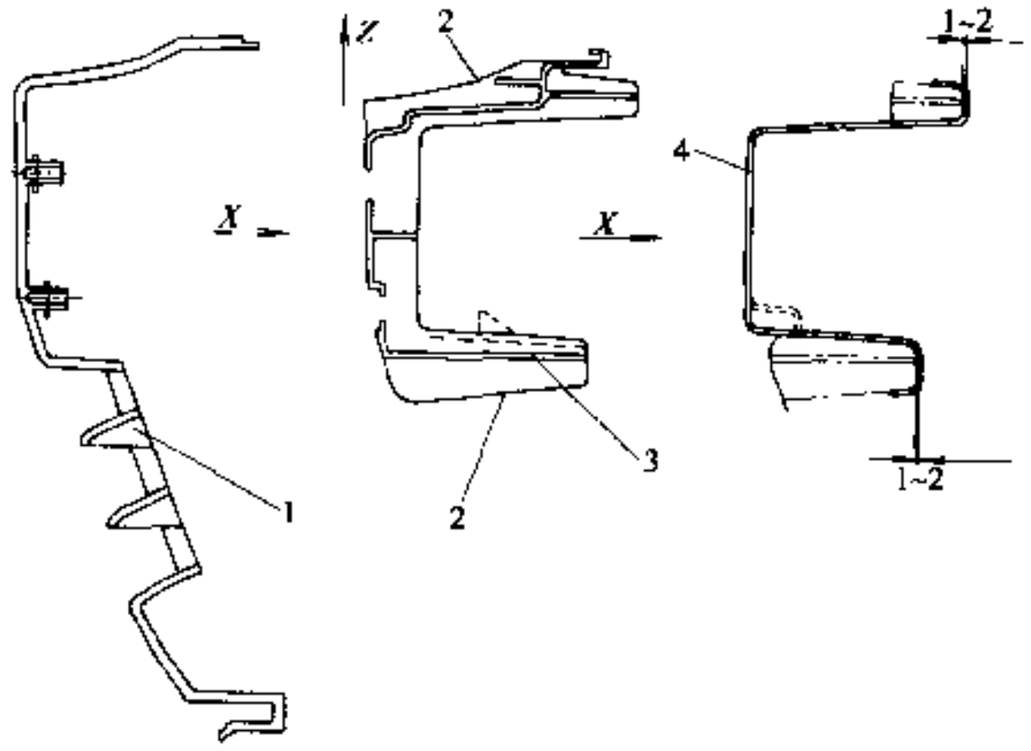


图 8-7-8 保险杠卡接部分的处理

1-面罩；2-筋；3-横梁；4-骨架

孔一般应设计成通孔，避免 $\phi5$ 以下盲孔。盲孔底部应设计成半球面或圆锥面，以利物料流动，孔径和深度比一般为 1:2～1:3。

8.7.1.2 低能量吸收型保险杠

在 4km/h 左右的低车速碰撞时，具有保护车身的性能，是比较廉价的保险杠。它不是依靠特殊能量吸收体，而是由保险杠外皮本身或加强板的变形来吸收低速时的冲击能量。要求保险杠外皮的树脂材料有高刚性和耐冲击性，多以使用聚丙烯为主，近年来使用工程塑料的也在增加，图 8-7-10 是内侧装有钢制加强板的保险杠。图 8-7-11 是为充分发挥树脂特性，在保险杠外皮里面加有整体成型的加强筋，而不用加强板的结构。

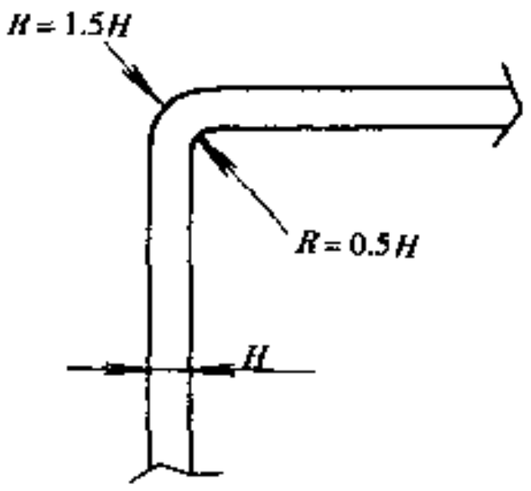


图 8-7-9 圆角部分的处理

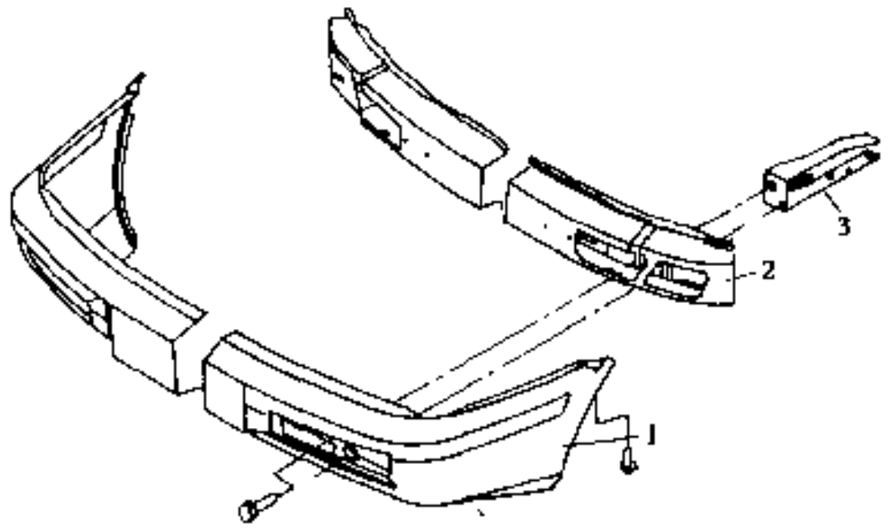


图 8-7-10 带加强板的保险杠

1-面罩；2-加强板；3-连接支架

为了减小质量，某些保险杠的加强板用铝或玻璃纤维增加树脂制作，甚至不带加强板的保险杠也用玻璃纤维增强树脂制作。

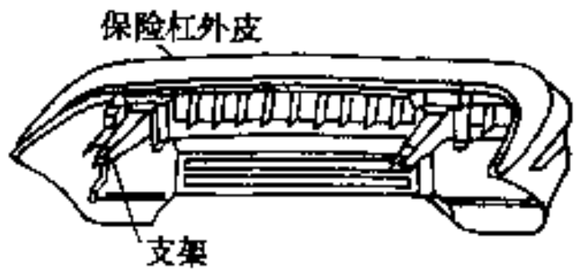


图 8-7-11 没有加强板的保险杠

8.7.1.3 钢制保险杠

目前，以外表使用塑料的保险杠为主流，但钢保险杠还在继续使用，这是因为一部分高级车要求使用镀铬带光泽的保险杠，越野车要求使用刚性和强度高的保险杠，而商用车要求价格便宜的原因。图 8-7-12 为一典型结构，大多用装饰螺栓将分割的各段钢保险杠连接在一起，保险杠侧面一般都用整体成型及带状或块状树脂面罩覆盖。

从装饰件作用的动向看，主要是普及树脂保险杠。为发挥可使复杂形状整体成型的特性，把部分围板

汽车论坛 http://www.qclt.com

和翼子板等作为保险杠的一部分来构造，给人一种与车身成为一体的完整的感觉。像图 8-7-13 所示这种将散热器格栅和翼子板前部与保险杠融为一体的面罩保险杠，在运动车上使用逐步增多。

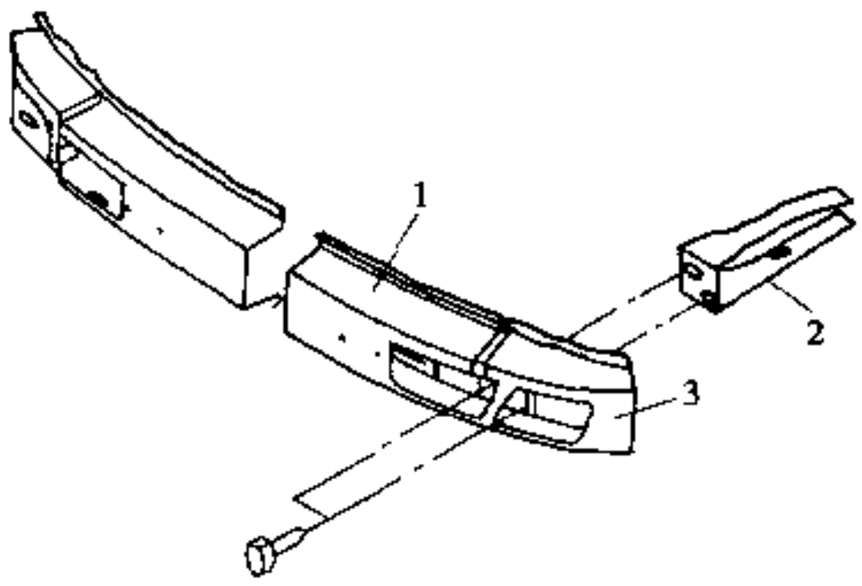


图 8-7-12 钢制保险杠

1-钢制保险杠；2-连接支架；3-侧罩

8.7.2 散热器面罩

其功能主要是保护散热器，给发动机进入冷却空气，要考虑散热器前面开口面积、风扇倾斜带来的空气流入量的变化及从前面看时发动机室内部的遮蔽性。

使用的材料有合成树脂，绝大多数为 ABS 树脂，特殊的也使用压铸锌和钢钣。

作为外饰件，仅靠树脂本身的色调、光泽、硬度及耐候性还不够，往往需要再进行表面处理，主要有喷漆处理、电镀处理及与外观电镀相近的阳极处理等。

安装散热器面罩应考虑与前照灯的匹配关系一般的安装结构如图 8-7-14 所示。应考虑到与树脂的热涨适应性，安装部位应采用横向可动的结构。另外，也有安装在发动机盖上并与发动机盖一起开关的结构。

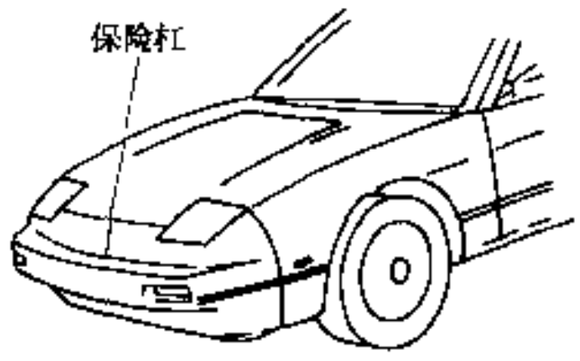


图 8-7-13 面罩式保险杠

8.7.3 嵌条与防擦条

嵌条指安装于风窗玻璃、散热器面罩、前照灯、车门周围及轮罩等周边的嵌入件；防擦条指安装于车身侧面腰部和前、后保险杠上的主要起防擦保护车身作用的构件。

制造材料有不锈钢钣、压铸锌、铝为主的合金钢钣、ABS、聚氯乙烯及橡胶等。

8.7.4 标记类

这里把车名的装饰商标、车身等的装饰统称为标记类，它们以标示厂家名称、车名及车的规格等为目的，安装在散热器面罩和车尾部。另外，也有装在行李舱盖后面的。材料多用 ABS、聚丙烯、压铸锌及铝等，表面处理主要是涂漆、电镀，热冲、印刷及染色等。采用螺栓联接、卡子、双面胶带等安装方法。

8.7.5 阻风板、扰流板及导流板

阻风板、扰流板及导流板都是提高汽车空气动力特性的装置，也是很重要的外观装饰件。位于前保险杠下部的称为阻风板；位于顶盖后端和行李舱盖上的称为扰流板；主要用于载货汽车上、位于前围外盖板两侧的“鱼鳃”和在顶盖上的导流装置，称之为导流板。

阻风板起稳定气流的作用，故又称“气流稳定器”，它的形状和尺寸要经过多次风洞试验确定。形状与尺寸匹配合适不但可降低整车的正面迎风阻力系数（C_D），而且能降低前部升力系数（C_L）。一般情况下，它的形状都有下部向前的趋势。

阻风板有与树脂保险杠注塑成一体的，也有单独做成一件并固定在保险杠面罩上的。一体式的结构与工艺都简单，分体式的优点在于要求改动阻风板形状或尺寸时，可以只改动阻风板的模具，不必改动整个保险杠的大模具。

阻风板可以与保险杠进行同样的表面处理，也可以分开处理。如保险杠为喷涂处理，阻风板可以喷涂，也可不喷涂；某些车因阻风板位于接近地面的位置，易被泥沙侵及，故不喷涂，只是表面做成花纹，此时，分体式更有优越性。在一体式喷涂保险杠中，假如阻风板不喷涂，则保险杠与阻风板分界处要设置隔离沟槽。

后扰流板有的起分流作用，有的起减少涡流的作用。其功用除减小正面迎风阻力外，主要起控制升力

汽车论坛 http://www.qclt.com

的作用。有装于行李舱盖上的，有装于顶盖或后窗上的。装于行李舱盖上的又分为粘在车尾端的平置型（俗称“鸭尾”）和装在行李舱盖上的翼形板（图 8-7-15）。部分车辆为了对行驶中空气动力特性进行动态调整，采用图 8-7-16 那样的密封或可动式的扰流板，按车速和行驶状态进行控制。

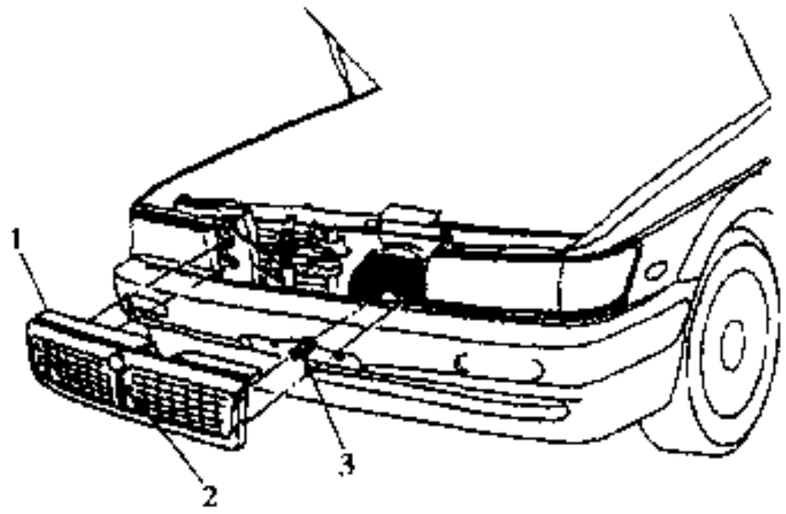


图 8-7-14 散热器面罩安装结构
1-散热器面罩；2-中央部位卡头；3-固定器

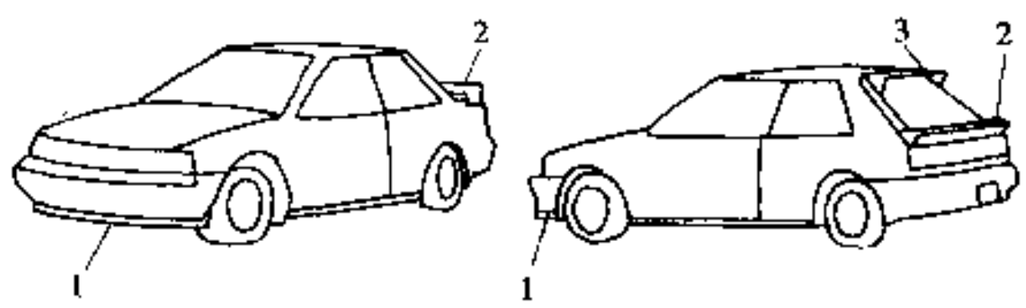


图 8-7-15 后扰流板
1-前阻风板；2-后扰流板；3-顶盖扰流板

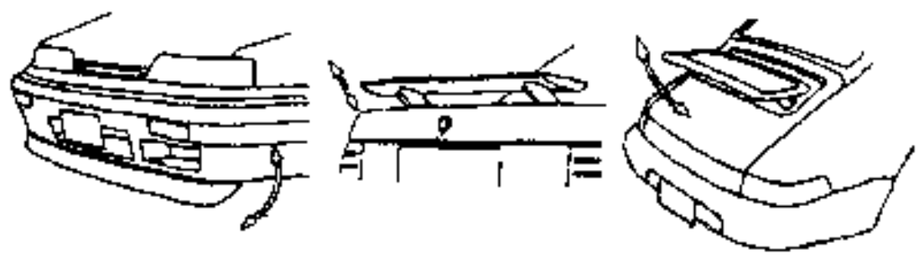


图 8-7-16 可收缩的阻风板和扰流板

后扰流板是装于车身上部的外露件，要特别注意其造型，大多用 SMC 成型件、聚乙烯低压发泡成型件和工程塑料吹塑成型件等；在车身的安装方式多为螺钉固定，或用卡子、双面胶带固定。

8.8 内 饰 件

车室内部可见的影响外观的零部件都称为内饰件，主要的有仪表板、副仪表板、地毯和行李舱垫、遮阳板、扶手、顶盖内护板、车门内护板等。

8.8.1 仪表板

仪表板位于车室的最前部，面积很大，且总是展现在人的视野中，故其对造型的影响起了举足轻重的作用。仪表板的外面装有仪表和各类操纵件，里面装有空调等各类车身附件，对空间和结构的要求都很复杂，在设计中应特别精心。

8.8.1.1 对仪表板的性能要求

1）仪表的视野性

①汽车仪表的可视范围（对驾驶员的双眼而言）应全部得到满足，不得被转向盘所遮挡。

②驾驶员观察仪表的视角（即通过仪表平面的中心点和眼椭圆中心点的连线与仪表平面的夹角），应尽可能接近 90°的要求（图 8-8-1）。同时，也要尽可能使驾驶员的视线处于最佳下视角（30°）范围内。

③仪表板的目视距离，可参考美国 Henry Dreyfus 的推荐值，即最大视距为 711mm，最佳视距为 550mm。另外，还可参考英国默雷尔推

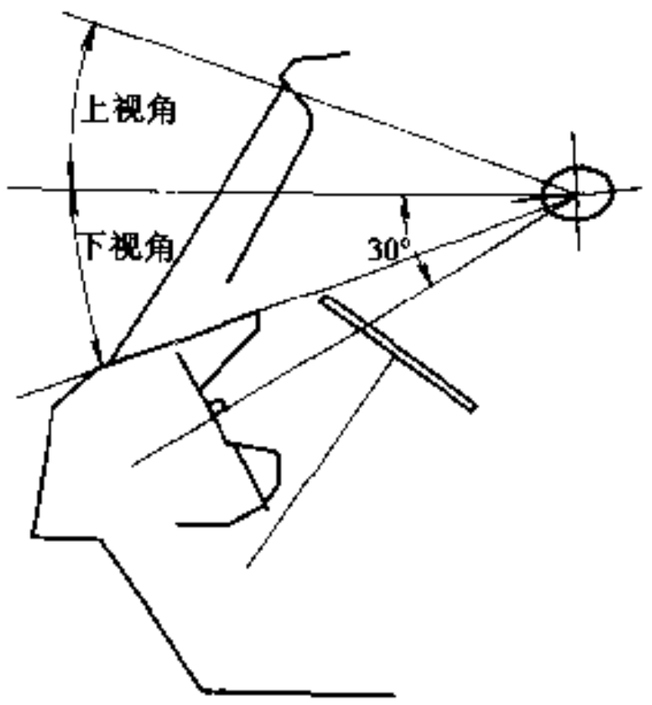


图 8-8-1 仪表的视野性要求

汽车论坛 http://www.qclt.com

荐的视距计算公式：

$$D = (1.2 \sim 1.5)\ L$$

式中：D——最佳读取距离；

L——仪表板外廓长度

在实际布置时，上述各参数的确定并不是孤立的，需要通过综合平衡，进行协调之后来确定。

④汽车标准对各类汽车的盲区都有规定（长头汽车盲区小于6m、平头汽车盲区小于4m），对汽车的下视角也有一定的要求（货车要求下视角不小于12°），为此，仪表板整体布局时，在确定仪表位置及仪表罩高度时，应保证其不得越过下视角的边界线

2）仪表的视认性

仪表的可视程度既与视距、视角等因素有关，也与仪表的本身外廓尺寸、字体的大小及形状、数字的排列、表盘与字的颜色等有关。圆形仪表最佳直径与视距的关系见表8-8-1，仪表刻度盘上数字的累进法与视认性的关系见表8-8-2，仪表刻度线颜色与视认性的关系见表8-8-3。

表8-8-1 圆形仪直径与视距的关系

I / D / L	5	9	19	38	50	70	100	150	200	250	300	350
0.5						2.5	3.6	5.4	7.2	8.9	10.7	12.5
0.9				2.5	3.2		6.4	9.6	12.9	16.1	19.3	22.5
1.8			2.5		6.4		12.9	19.3	25.7	32.2	38.6	45.0
3.6		2.5			12.9		25.7	38.6	51.4	64.2	77.2	90.0
6.0	2.5				21.4		42.9	64.3	85.7	107.2	128.6	150.0

注：I 为刻度显示最大数值（mm）；D 为圆形仪表直径（cm）；L 为可视距离（m）。

表8-8-2 累进法与视认性的关系

优	1 2 3 4 5	5 10 15 20	50 100 150 200
良	2 4 6 8 10	20 40 60 80	200 400 600 800
差	3 6 9 12	4 8 12 16	1.25 2.5 5 7.5

表8-8-3 颜色与视认性关系

刻度盘颜色	刻度线颜色	误读率（%）	刻度盘颜色	刻度线颜色	误读率（%）
墨绿	白	17	浅绿	黑	21
淡黄	黑	17	浅蓝	白	21
天蓝	黑	18	黑	白	21
白	黑	19	灰黄	白	25

关于仪表板上各指示仪表及信号装置的可见程度，在JB3981－85《轿车手操纵件、指示器和信号装置的位置》中有明确的规定。例如看清车速里程表指示值，燃油表的最大储量的1/4或小于1/4的指示，发动机机油压力及发动机冷却液温度的临界值等，都应在头部不移动的情况下认辨清楚。又如，下列信号装置的照明区域，应在头部不移动时，至少有一个18mm² 单元的照射面积是可见的，如制动和紧急警报信号、前照灯远光、发动机机油压力等。

3）防止仪表盘玻璃和仪表罩的反光

光线来自前风窗及侧窗，照射到仪表盘、仪表罩框、风窗玻璃及门窗支柱上，然后再反射出来。为此，在确定仪表位置及其罩框时，要校核光线的入射角及反射角，以避免反射光线与眼椭圆相交，造成驾驶的眩目现象（图8-8-2）。

汽车论坛 http://www.qclt.com

某些汽车，特别是一些轿车的仪表板，设计师想要赋予仪表板一种华贵感，采用若干镀铬件。但是镀铬件过于耀眼的亮线、亮点会分散驾驶的视力，甚至使驾驶眩目，影响驾驶的安全性，因此一定要特别谨慎。近代新型汽车仪表板设计思想，已完全由人机工程学所主导。因此，仪表板的装饰性必须服从于实用性。

4）操作件的可及范围

按 1975 年颁发的 ISO3958《道路车辆—轿车 —驾驶员手控作用区》中规定的方法，可绘制出各种工况时男、女驾驶员的手动范围。该法是目前许多国家行之有效的方法。

5）操作件按重要度配置

汽车各种控制开关的位置，按人机工程学的要求，应尽可能安排在垂手可得之处。所以，近代新型轿车的控制开关已形成了围绕转向盘周围的“卫星式”操作系统。

日本有关法规规定，各种灯光与刮水器等控制开关应布置在以转向盘中心为原点的左、右各 500mm 的范围内。

汽车用的控制开关有多种型式，如旋转选位开关、肘节式开关、手推式开关、翘板式开关等。其中以手推式开关（键盘式开关）为最流行的开关，它操作迅速、准确，而且按钮的造型可设计成缓冲垫式，既美观，又可保证驾驶员的安全。仪表板上安装的主要操作件及其按重要程度的配置见表 8-8-4 和图 8-8-3。

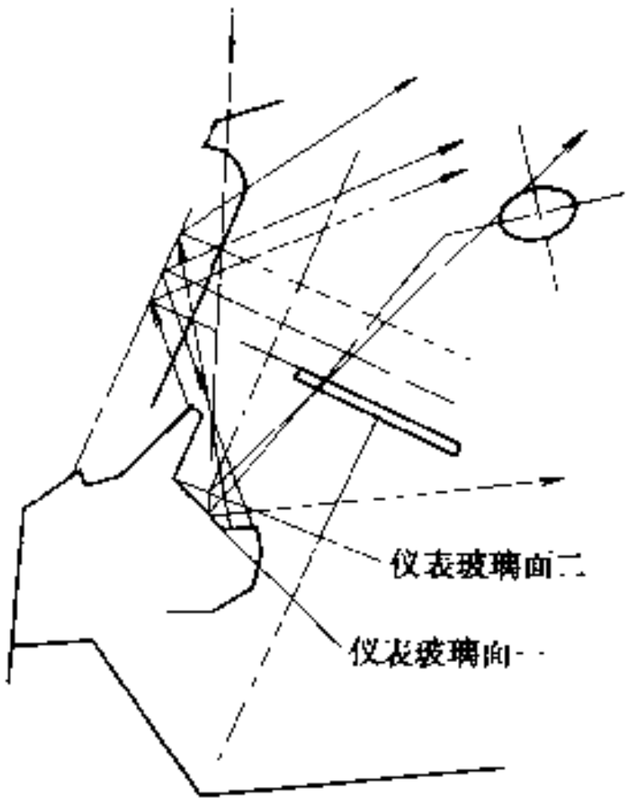


图 8-8-2 避免反光

表 8-8-4 汽车使用开关一览表

功能	开关名称		配置区域	操作模式
驾驶	点火开关		B	旋转
	巡航开关		C	按、扳
	巡航速度设定开关		C	按、扳、旋转
警报	转向信号开关		C	板
	喇叭开关		C/B	按
	超车开关		C	板
	危险警报开关		B/A	扳、按
视野	照明	照明	C	旋转
		调光开关	C	板
		雾灯开关	C	扳、按
		可伸缩开关	C	扳、按
		照度控制开关	C	旋转
	刮水器	刮水器开关	B	旋转、板
		除雾开关	B	板
		后部刮水器开关	B	旋转、板
		洗涤器开关	B	板
		后风窗除霜开关	B/C	扳、按
		后视镜控制开关	C	杆、按
附件	暖风开关		A	旋转、板
	空调开关		A	按
	送风模式转换开关		A	按、旋转
	电动天线开关		A/B	板、按
	电动门锁开关		D	扳、按扳、按
	电动举窗开关		D	扳
	燃料箱加油盖开关		A/D	扳、按
	电动天窗开关		C/D	扳、按
	点烟器开关		A	按

汽车论坛 http://www.qclt.com

注：1. A区：驾驶员与副驾驶员的共用区域。布置驾驶员和副驾驶员座位都能操作的开关，主要是附件方面的，如收音机、暖风机、时钟等开关。不要布置与行驶直接相关的重要开关。但是，像危险警报开关之类的在高速公路上使用频繁，以及有紧急操作必要的开关，有时也布置在A区域。

2. B区：驾驶员座位操作区，必要时副驾驶员座位也可操作。最好不要将与行驶状态直接相关的开关布置在此区域。一般将与刮水器相关的开关布置在此区域。

3. C区：只有在驾驶员座位可操作的区域。布置与行驶直接相关，而副驾驶员操作不到的开关。一般将点火开关、信号开关以及电动后视镜的开关布置在此区域。

4. D区：A、B、C以外的区域。一般将车门玻璃升降操作开关布置在各自的车门上，在各自的座椅上布置其各部位调整开关。

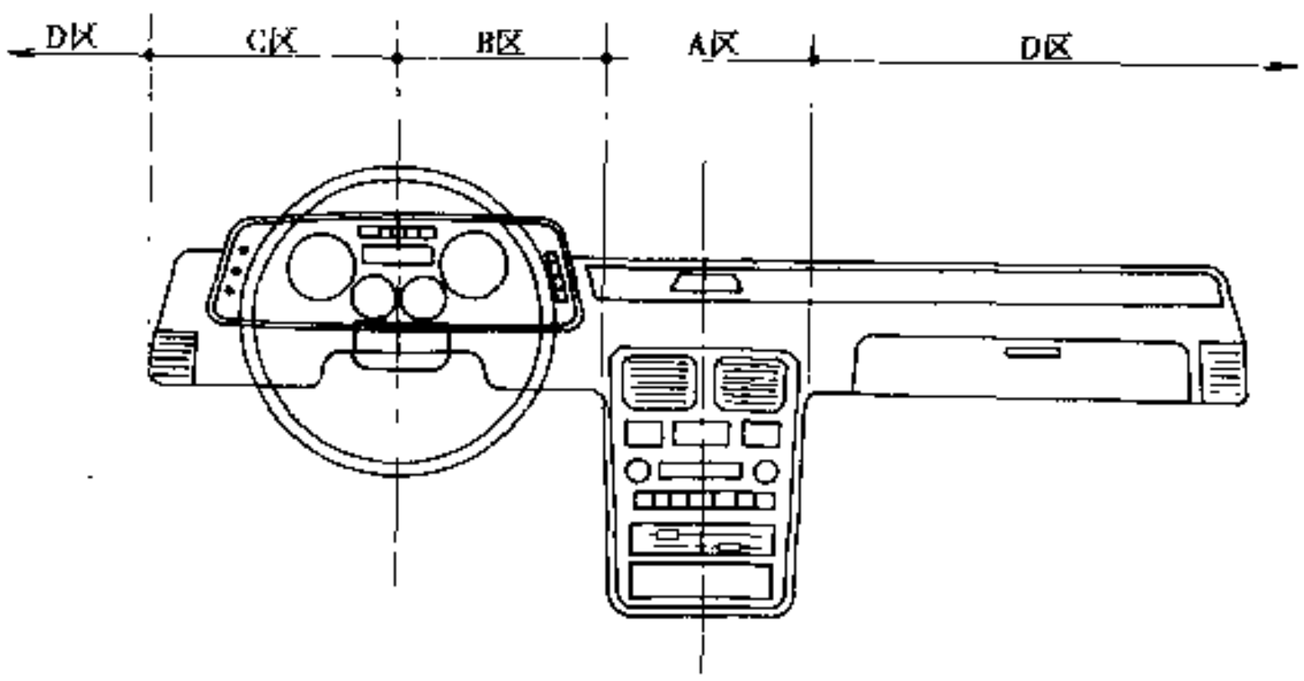


图8-8-3 开关的配置区域

8.8.1.2 仪表板的本体结构

1) 一体注塑成型塑料仪表板本体

这种结构普通车采用较多，其质量小、设计的自由度大、工艺简单、易对冲击时能量吸收采取对策（图8-8-4）。使用的塑料为PP复合材料、ASG及改性PPO等。可用钣金加强梁支撑，也可以不用。

2) 发泡成型仪表板本体

这种结构主要是从安全吸能考虑，也给人一种柔软的感觉，主要用于高档轿车。由骨架、发泡层、表皮等组成。骨架用钢钣、塑料注塑件、纤维板、硬纸板等制成。表皮用ABS与PVC复合膜吸塑成型或用搪塑成型。起软化作用的发泡层多用聚氨酯材料。



图8-8-4 一体注塑成型塑料仪表板本体

3) 仪表板上的安装件

仪表板上安装件甚多，除仪表、操纵件外，还有音箱、收放机或CD设备等电气件，杂物箱、烟灰盒、通风口等，最近不少车还安装有卫星导航系统等。这里只介绍杂物箱、烟灰盒、通风口的结构。

(1) 杂物箱

杂物箱大小的确定要考虑收储检车证件、装备手册及使用说明书的可能性，也可考虑装盒式磁带和地图册等。

从结构上划分为有装在仪表板上的折斗式和整体开闭的箱筒式两种形式，两种型式大都采用塑料成型结构（PP、ABS等），也在有折斗式杂物箱外表面覆盖衬垫材料的型式。在结构方面，碰撞时，即使乘员与杂物箱发生二次碰撞，也不应使乘员受到伤害，并且即使周边变形、损坏，杂物箱也不应自行打开；车辆碰撞时会产生惯性力，仅在此惯性力的作用下，杂物箱不应打开。杂物箱应有锁机构。铰链可用折页式、拉出臂式，注塑仪表板多为直接注出薄膜式的铰链。

(2) 烟灰盒

汽车论坛 http://www.qclt.com

要求烟灰盒使用方便，有一定的容量，不允许烟灰飞散或掉出，以免发生火灾。在驾驶员座位附近布置时，要注意不与各种驾驶操纵发生干涉。图 8-8-5 所示为驾驶员用的烟灰盒，多用酚醛系列或尿素系列的耐热性好的树脂制造。熄火栅和表面装饰板做成一体，以保证装配精度。固定部分多以钢钣冲压制造。烟灰盒用钢钣制造时，要装用聚酰胺等有润滑性的树脂做导轨，或者使用钢球，以便于开闭和减小噪声。

(3) 通风口

外部气流导入车内的方法有两种，一种是靠行驶后的动压导流，另一种是靠用鼓风机进行强制导流。动压导流是通过车身上部的开口将外部气流导入车身上部，通过前围孔进入通风管，经仪表板吹入车室内；强制导流是通过鼓风机把外部气流通过车身下面的孔吸入车内，经通风管由仪表板进风口吹进车室内(图 8-8-6、图 8-8-7)。通风口的设计必须考虑大小、位置、方向、数量等。

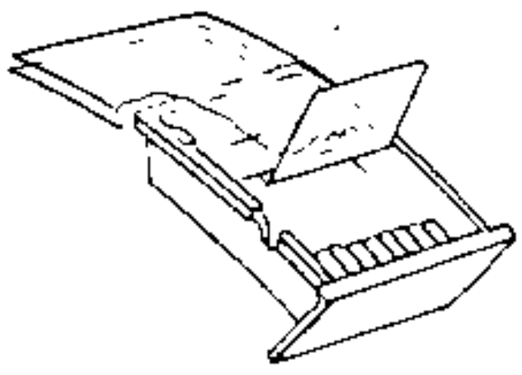


图 8-8-5 仪表板上的烟灰盒

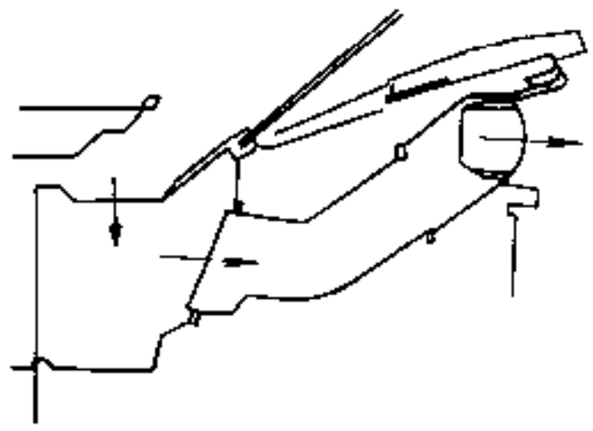


图 8-8-6 行车时动压导流

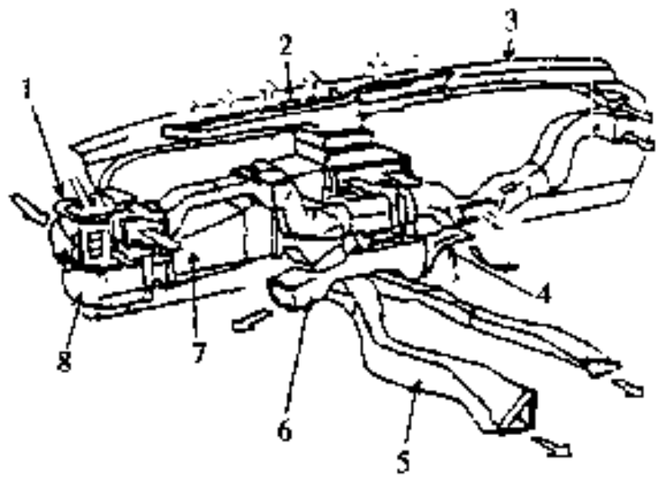


图 8-8-7 空调装置导流
1-内外气转换箱;2-除霜器喷嘴;3-侧除霜器软管;4-脚下吹出口;5-后气口;6-加热器主体;7-冷却装置;8-地板

露在外面的通风格栅有多个，前部有暖风出风格栅，后部有暖风和冷气出口，侧面有吹门窗的出口，下部有暖风吹脚风口。向后的暖风和冷气出口格栅是应能改变出风角度的，多采用球座型或叶片可上、下左右拨动的形式。

8.8.2 副仪表板

副仪表板原是轿车上的一简单部件，主要是遮挡安装在地板通道上的换档杆或制动手柄，后来发展成大型部件，构成仪表板的一部分，将开关、收音机、立体声音响、空调控制器、小件物品存放盒等布置于其上。后部为可作为扶手使用的带盖的杂物箱，有的车进而将后座用烟灰盒、开关等安装在其后端。

副仪表板有布置在左、右前座椅中间或与仪表板连接在一起两种形式。近年来，为了给驾驶员提供驾驶信息和实现操纵自动化，增加了不少显示和操纵仪表，加之为确保驾驶员有良好的视认性和方便性，这些仪表等机能部件都布置在驾驶员的周围。这样，原来的仪表板在驾驶员的这一边就布置不下了。如果将其向助手座一侧的仪表板方向发展，则驾驶员的视认性就会变坏。于是，便逐渐地将副仪表板位置转移到驾驶员近旁的变速杆附近。有的车已经与仪表板连成一体(图 8-8-8 和图 8-8-9)。另外，即使是一种车型，由于机械变速器和自动变速器的差异，以及选装件有无的不同，副仪表板有多种类型的装备，如图 8-8-10 所示。

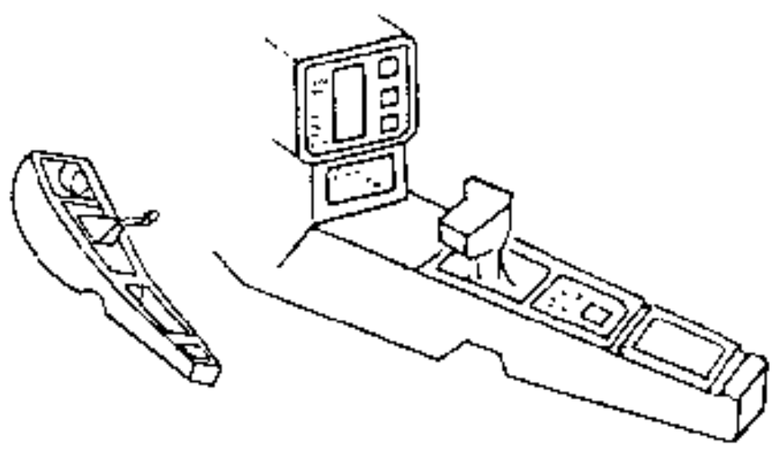


图 8-8-8 副仪表板的发展

副仪表板使用的材料有 PP、ABS 等，有时为了显示豪华感，表面进行软化处理。作为软化结构的副仪表板，其骨架一般为钢钣或塑料，表皮为 PVC，两者之间为发泡聚氨酯。也有直接包贴 PVC 表皮的。另外，也有用塑料板或硬质板材上贴附地毯后作裙部的。

汽车论坛 http://www.qclt.com

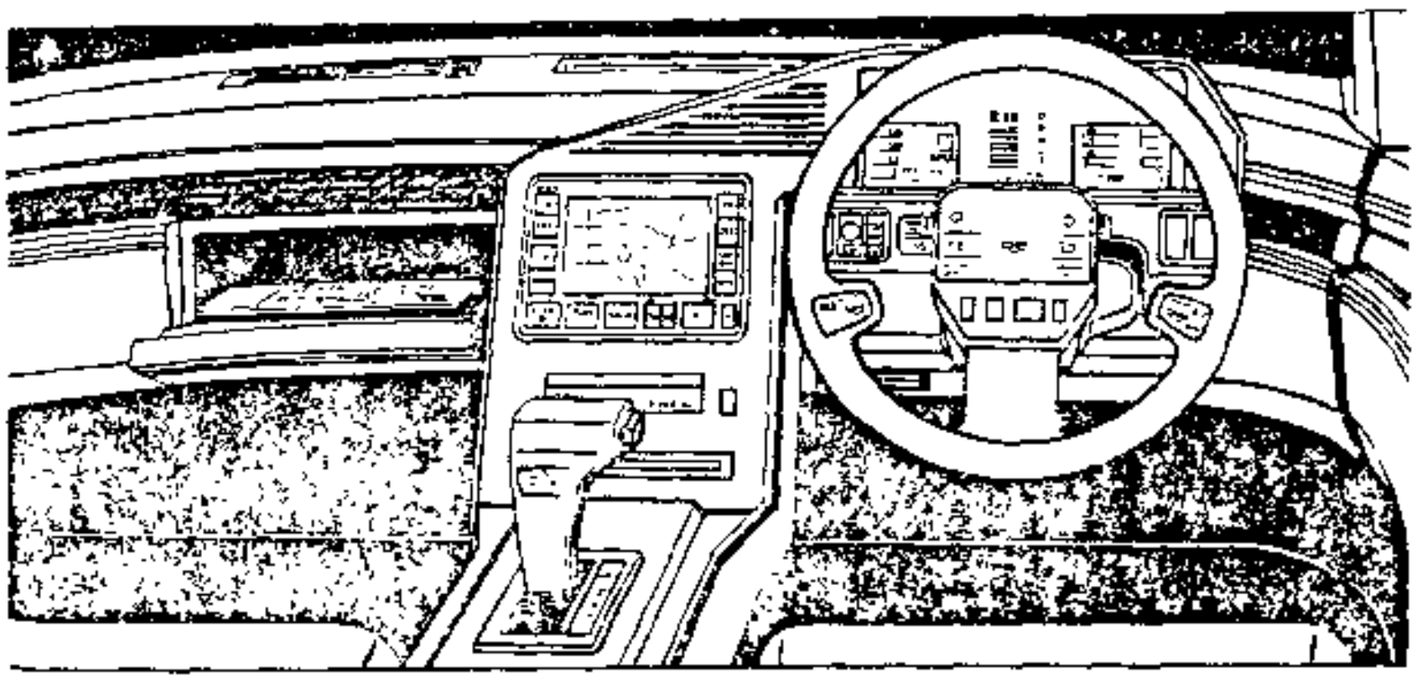


图 8-8-9 副仪表板与仪表板连成一体

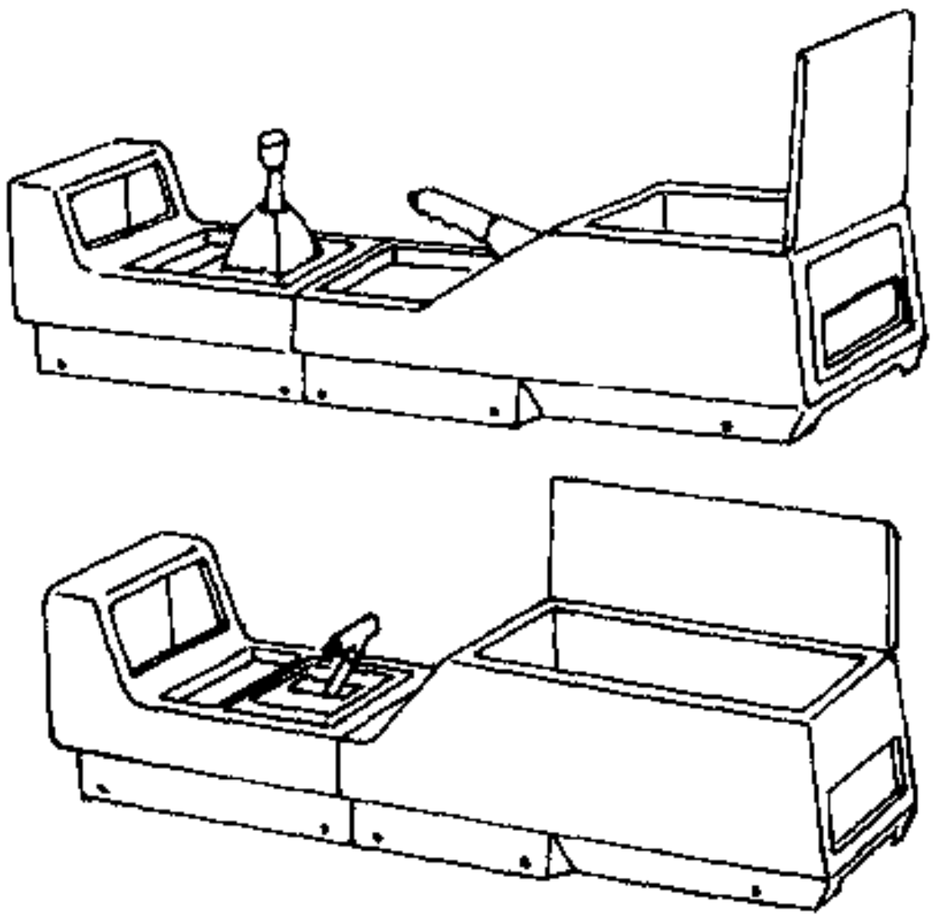


图 8-8-10 手动和自动变速器操纵机构的副仪表板

8.8.3 地毯与行李舱垫

1）对地毯的性能要求

①适宜的造型处理。做工要求精细，在凸凹处不能有皱纹，色彩要与整车的内饰相协调；对地毯毛的长短、毛型的要求是至关重要的。

②舒适的居住性。要柔软、舒适、手感良好；绒毛材料的高级化是豪华的重要标志。

③要求具有良好的隔音性、吸音性，提高隔音性和吸音性是地毯设计的主要任务。

④良好的防静电性和阻燃性。

⑤容易清理。

⑥良好的保暖性能。

2）地毯的绒毛材料及绒毛形状

地毯的绒毛材料有纯毛、尼龙、聚丙烯等。纯毛绒虽显得华贵，但成本高，所以只在一些高级车上使用。而一般轿车都使用尼龙与聚丙烯，聚丙烯的价格稍高一些。地毯的绒毛形状有三种，即剪绒、环绒（图 8-8-11）及针刺等，因各国国情不同而有所差异。

汽车论坛 http://www.qclt.com

3）成型地毯

成型地毯是在生产过程中制成与底板形状一致并且固定不变形的地毯，一般是通过在地毯下面复合上一层聚乙烯热压成的。目前在轿车上使用的地毯都是成型地毯(图 8-8-12)。其装配性能、装饰性能及舒适性方面都比片状地毯优越，但因其成型工艺比较复杂，不像钢饭那样容易拉延成型，所以成本较高。有的车型在地毯的背面还复合 1.5mm 左右的 EPDM 板材，以增加隔音和减振效果；还有的车型在乘员搁脚的地毯部位复合上 PVC 脚垫，以提高地毯的使用寿命。地毯的装配用卡扣、螺钉、压板及粘接等方法进行。

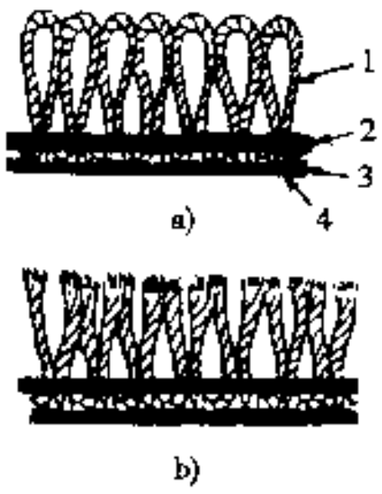


图 8-8-11　地毯绒毛形式
a)环绒地毯；b)剪绒地毯
1-堆积物；2-一层底布；
3-粘接剂；4-二层底布

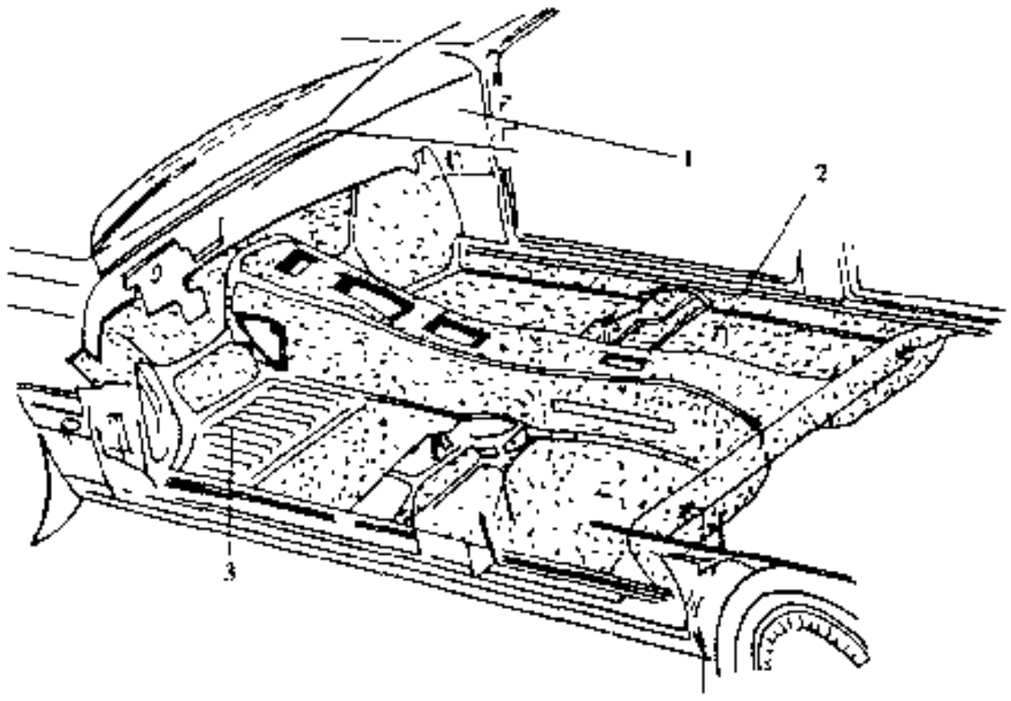


图 8-8-12　成型地毯
1-车身；2-成型地毯；3-脚垫

4）行李舱垫

行李舱垫的作用为：覆盖车身，使外观好看；把货物和车身隔开，以免碰坏行李，起缓冲材料的作用；可防止因车身振动使行李发出响声，阻止各种杂音透过，起隔音和吸音作用；阻止排气装置热量传导。使用的材料如下。

(1) 聚氯乙烯板

成本低、颜色和花纹自由度大，具有一定的刚性。为了提高外观品质，以整体或聚氯乙烯板为基材，表皮加入不织布（薄的）及帆布（用的不多）。

(2) 聚乙烯板

最大特点是质量小，还有颜色好和花纹自由度大等特点。不过，耐热性能差一些，所以，里面用毛毡的多。

(3) 车用地毯

车用地毯可以给人以豪华的感觉，与客室内用的地毯一样，但一般选用比客室内用的要便宜，里面使用聚乙烯和 EVA 衬材。也可按衬材量成型，用的最多的是针刺地毯。

8.8.4　遮阳板

遮阳板是用来遮挡迎面和侧面射来的阳光，以避免驾驶员眩目的装置。有的轿车只在驾驶员的上方安装遮阳板，而大多数轿车在助手座椅上方也安装遮阳板。近年来为了保证二次碰撞时的安全，在遮阳板上加入柔软的衬垫，并且露出来的凸出物要作成圆形。还有的轿车遮阳板不使用时可以与顶棚布置在一个平面上，以确保乘员的安全。绝大多数轿车的遮阳板可转到侧面，既可遮挡正面的阳光，也可遮挡侧面射进来的阳光（图 8-8-13）。

遮阳板支座用锌合金压铸，或者用聚缩醛或 ABS 等塑料压制，轴的锥形部分与弹簧组装在一起，用以防止松动，并使其产生适当的转动摩擦。

芯板多采用硬质板料制作，并在外面包以表皮饰面来装饰，在硬的芯板与饰面之间填以甲酸乙酯泡沫

汽车论坛 http://www.qclt.com

或毛毡类，表皮的氯化乙烯用高周波焊接，带有缝纫的针脚感觉。在遮阳板的背面可嵌上玻璃作镜子用。为了使遮阳板保持在所调整的位置上，转轴的另一端设有固定架，这种固定架大多数是与内后视镜座结合在一起的。此外，也有用聚丙纶爆炸成型为中空的软质化遮阳板，或用各种颜色的透明板制成的遮阳板。

8.8.5 拉手

汽车在弯路或坏路上行驶或者加、减速行驶时，乘员为了保持身体的平衡，需要用手把住拉手。拉手一般布置在顶盖侧梁、仪表板、支柱、车门及前座靠背后面等位置上。为确保安全，拉手不允许有尖角，其外层要用软质材料制作。拉手外形有杆形、环形和软带式等。

杆形拉手一般是以薄弹簧板做芯材，以软质塑料注塑成型而构成，或是包以柔软的内饰材料。其紧固后是不可移动的，握手部位到固定面要有 30mm 以上的距离。杆形拉手有的制成可伸缩的，其目的是减少拉手的突出量，在与头部碰撞时减少撞击程度，有缓冲作用（图 8-8-14）。

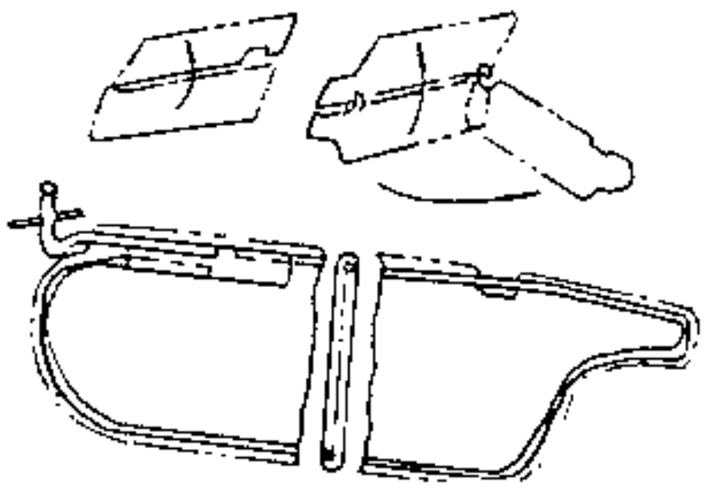


图 8-8-13 遮阳板

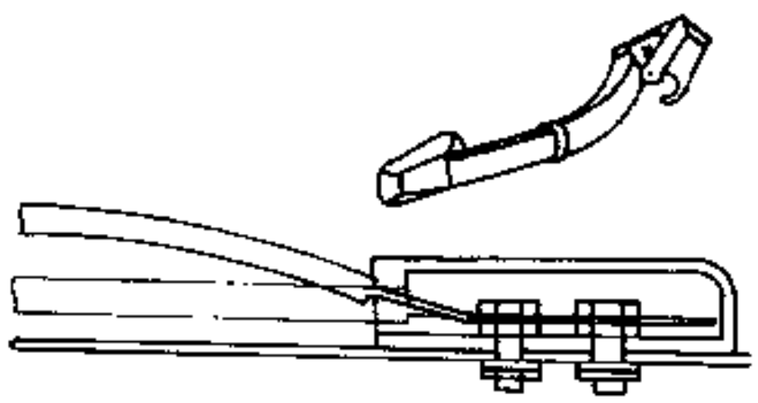
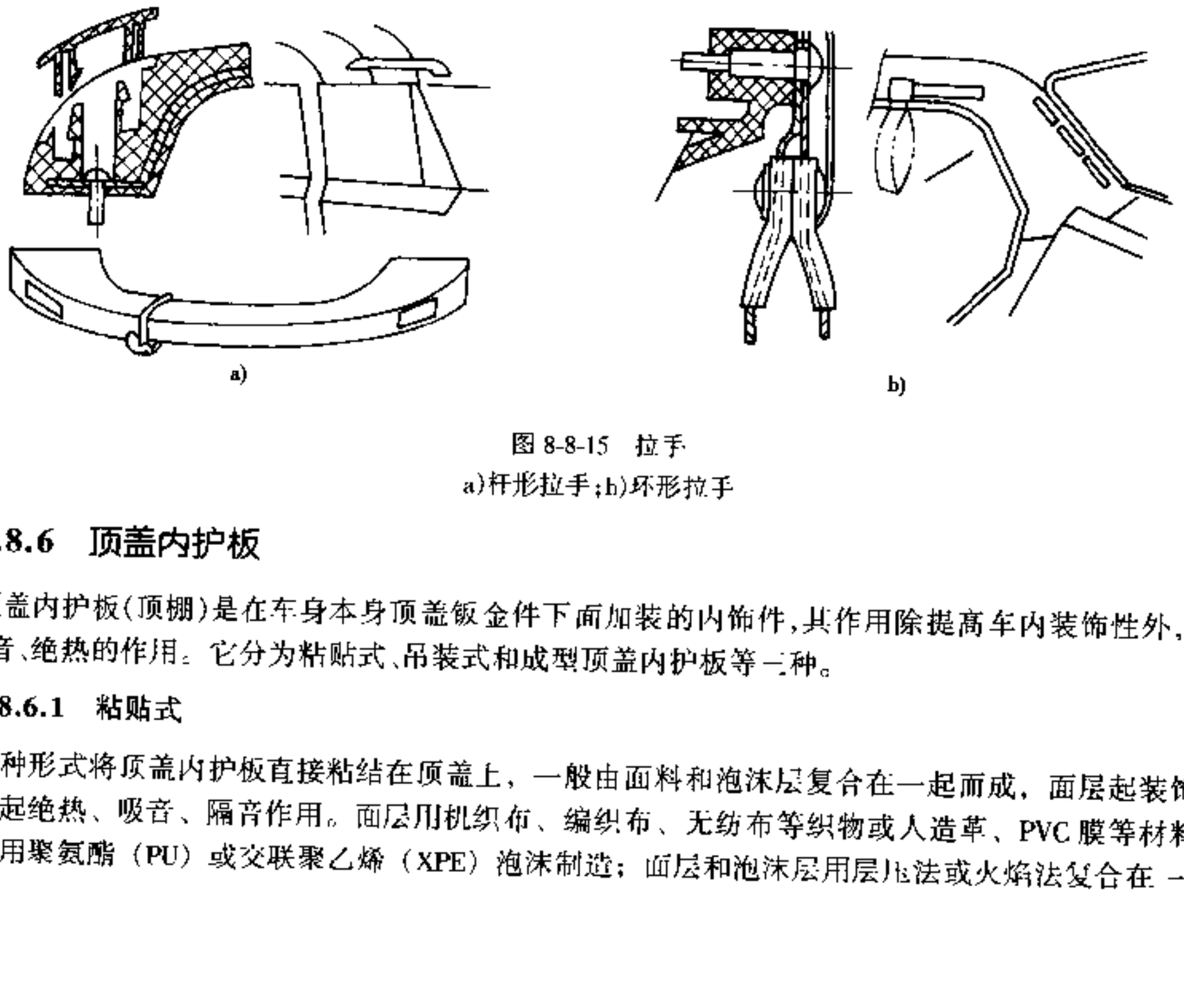


图 8-8-14 可伸缩的杆形拉手

环形结构的拉手在不使用时，由于弹簧的作用可使拉手上转到水平位置，以减少对乘员的干扰。而带式拉手是比环形长很多的一种拉手，不但可以用于拉，还可以把手臂挎在环带上（图 8-8-15）。



a)

b)

图 8-8-15 拉手

a)杆形拉手；b)环形拉手

8.8.6 顶盖内护板

顶盖内护板(顶棚)是在车身本身顶盖钣金件下面加装的内饰件，其作用除提高车内装饰性外，还起隔音、吸音、绝热的作用。它分为粘贴式、吊装式和成型顶盖内护板等三种。

8.8.6.1 粘贴式

这种形式将顶盖内护板直接粘结在顶盖上，一般由面料和泡沫层复合在一起而成，面层起装饰作用，泡沫层起绝热、吸音、隔音作用。面层用机织布、编织布、无纺布等织物或人造革、PVC 膜等材料制造；泡沫层用聚氨酯（PU）或交联聚乙烯（XPE）泡沫制造；面层和泡沫层用层压法或火焰法复合在一起。其

汽车论坛 http://www.qclt.com

特点是简单易行、成本最低，但装饰效果和功能均不如其它两种，故只用于简易车或货车上。

8.8.6.2 吊装式

为了把外表的饰面吊挂起来，采用棚杆结构，在饰面与顶盖之间设有隔热的衬垫，衬垫一般是粘在顶盖内侧的。吊挂顶棚的结构如图 8-8-16 所示，在饰面上面缝制的布袋中穿过棚杆，棚杆弯曲成与顶盖横断面相近似的曲线。棚杆多数为圆形断面，两端的固定方法有各种各样，如图 8-8-17 所示。饰面的周边用粘接剂粘到车身顶盖的侧梁上，然后夹上卡扣，或者直接装到风窗封条或内护板的里面，或者采用其它装配方法（图 8-8-18）。饰面可由人造革、帆布、织物等制成。

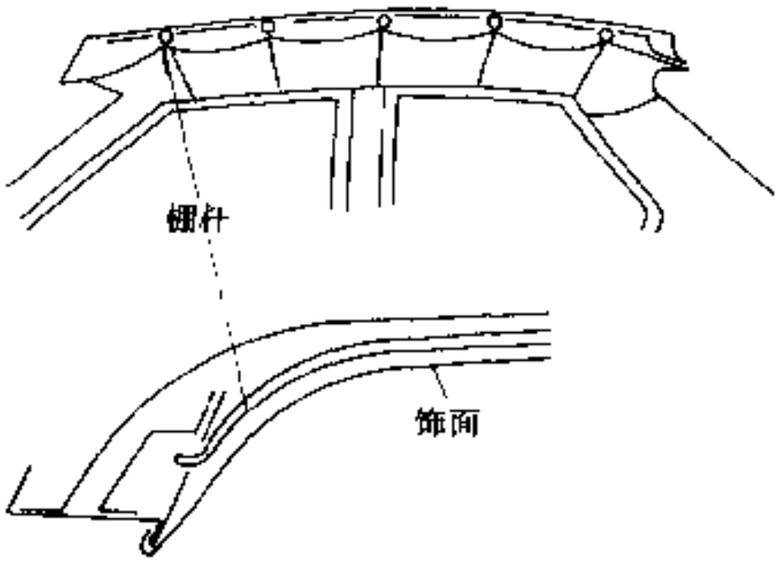


图 8-8-16 吊挂式顶盖内护板

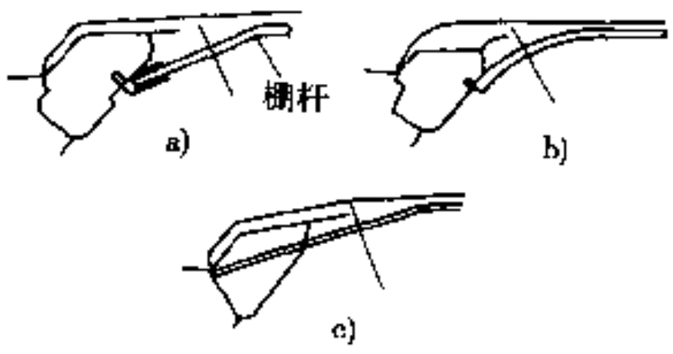


图 8-8-17 棚杆端部的固定方法

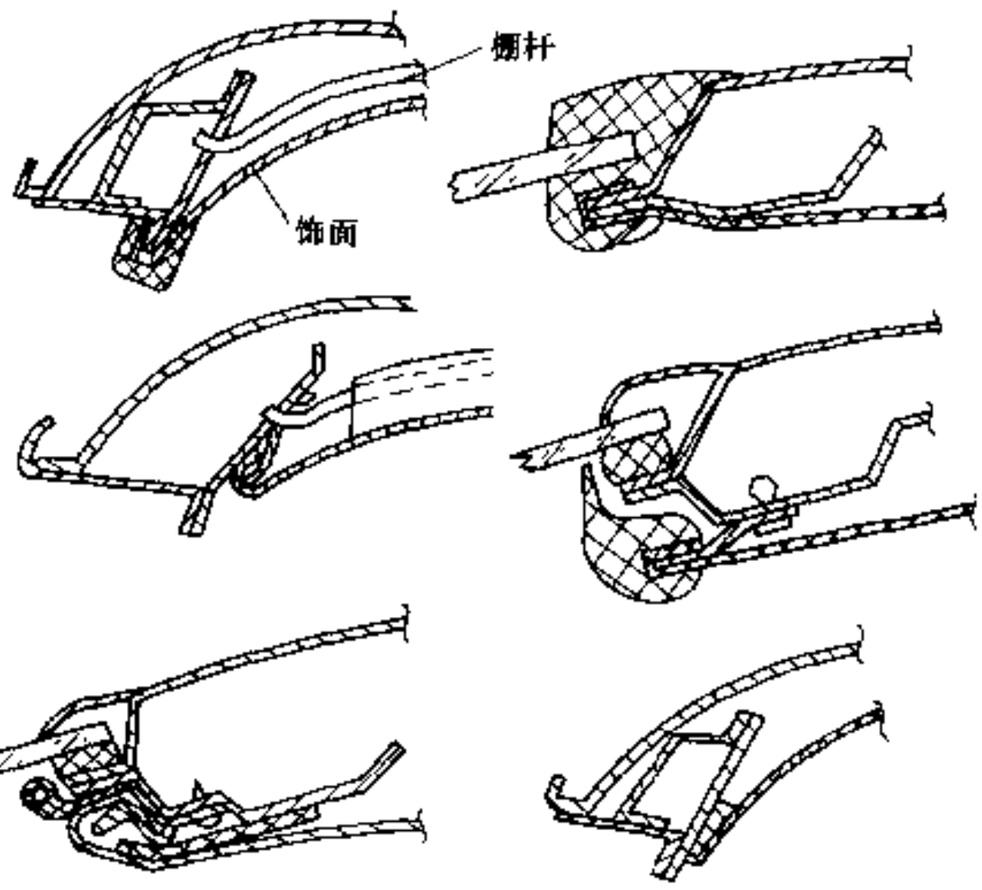


图 8-8-18 饰面周边的结构处理

其优点是质量小、成本低，适于批量生产。缺点是装配时衬垫系粘在顶盖上，因而使作业性和作业环境变坏；顶棚与顶盖之间的间隙较大，占用了室内空间；装饰效果并不理想，棚杆与棚杆处的饰面避免不了上凸，使整个内饰有一段段凸起的感觉，行车时饰面也会颤动，故这种结构现也少用。

8.8.6.3 成型顶棚

成型顶棚是预先把饰面与芯材复合成一个整体，成为具有一定的刚性和立体形状的内饰件。近年来，为适应汽车总高的降低、车辆装配工艺和作业环境的改善，以及按钮类等机能部件的安装等要求，采用了大量的成型顶棚。其优点是：能够使顶棚接近顶盖，增大室内空间；造型上的自由度大；在车辆上安装时

汽车论坛 http://www.qclt.com

一般不使用粘接剂，从而改善了作业环境；成型顶棚便于遮阳板的收藏及顶灯等的安装（图 8-8-19）。其缺点是，需要大型成套的生产设备，使成本提高。

成型顶棚一般情况下是一体成型的，但也有分成两块或多块结构的。顶棚能保持预定的形状是由周边的紧固装置及遮阳板支座、顶灯座等部件的紧固来共同完成的，也有一些汽车将顶棚中间部分粘接在顶盖上。成型顶棚的周边紧固方法如图 8-8-20 所示。

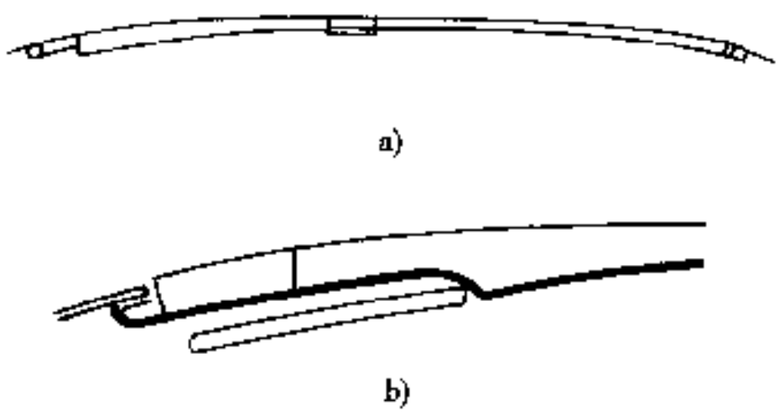


图 8-8-19 成型顶棚

a)成型顶棚一般断面；b)成型顶篷收藏遮阳板处

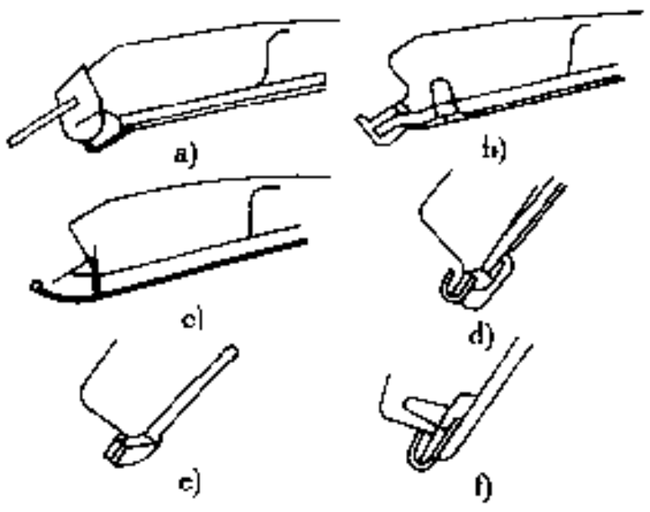


图 8-8-20 成型顶棚周边紧固方法

成型顶棚一般由三层组成，即面层（饰面）、泡沫层及基材。面层可采用人造革、织物；泡沫层起主要的隔音、吸音、绝热作用，一般采用聚氨酯（氨基甲酸乙酯，PVR）和聚乙烯泡沫；基材采用材料较多，各车型视习惯、材料来源和工艺而定，材料种类与比较见表 8-8-5。这些材料都要考虑到刚性、结霜、静电及阻燃等问题，尺寸必须稳定，不产生变形。

8.8.7 车门内护板

车门内护板除可装饰车门外，还具有车门开、关方便、支承肘腕、隔音、吸音、防止车外灰尘进入、防止水浸入及车辆冲撞时保护人体的功能。按其基材部分是否成型，可分为平板内护板（无成型）和成型内护板两种。前者按包车门的范围分为半包和全包两种；后者按成型部位和深度分为部分成型（只是部分浅拉延）和整体成型（包括把手在内）。最近从高级车到普通车大都采用成型门内护板（图 8-8-21）。

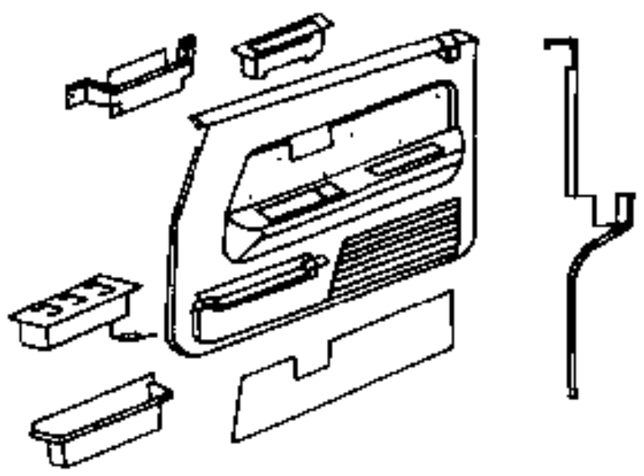


图 8-8-21 成型车门内护板

表 8-8-5 顶棚和门内护板基材材料对比

材料分类	材料组成	单位质量(kg/m^2)		比弹性	成型性	冲击性（20～30℃）	尺寸稳定性	吸音性	成型方法
		门护板	顶棚						
木质、纤维材料	纸浆、黄麻、粗毛苯酚树脂	1.6～2.0	1.4～2.0	好	好	好	好	好-差	热压成型
	旧纸浆、苯酚树脂、三聚氰酰胺	1.4～1.6	–	好	好-差	好	好-差	热压成型	
	纸浆、苯酚树脂	2.0～2.2	–	好	差	好	好-差	好-差	热压成型
	玻璃纤维、苯酚树脂	–	1.0～1.2	好	好-差	好-差	好	好	热压成型
	纸浆、苯酚树脂（蜂窝状）	–	0.6～1.0	好	好-差	好-差	好	好-差	热压成型

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

材料分类	材料组成	单位质量(kg/m²) 门护板	单位质量(kg/m²) 顶棚	比弹性	成型性	冲击性(20~30℃)	尺寸稳定性	吸音性	成型方法
树脂复合材料	PP、木粉、无机填料	2.0~2.2	-	好	好	好-差	好	差	冷压成型 射出成型
	PP、聚脂/棉纤维、无机填料	2.0~2.2	-	好	好	好	好	差	冷压成型 射出成型
	PP、滑石(蜂窝状结构)	-	1.0~1.2	好-差	好-差	好-差	好	差	真空成型
发泡树脂	苯乙烯、发泡剂	-	0.6~0.7	好	好	好	好	差	压空成型
分层树脂	氨基甲酸乙酯泡沫、氨基甲酸乙酯、玻璃纤维	-	0.5~0.8	好-差	好	好	好	好	冷压成型

车门扶手装于车门内护板的车室一侧，起扶手作用，并作为车门开关的把手，因此要有供手肘扶靠的部位和手握的部位。在某些高级车上的扶手上还要安装一些附件，如电动玻璃升降器等电气开关、烟灰盒、门锁内手柄等，一般全为隐藏式。扶手有装配式和整体式两种（图 8-8-22）多为半硬结构，由骨架、发泡层和表皮组成。骨架为钢板冲压件或塑料件，发泡层为聚氨酯等发泡材料，表皮大多是聚氯乙烯复合材料通过搪塑、吹塑或吸塑成型。

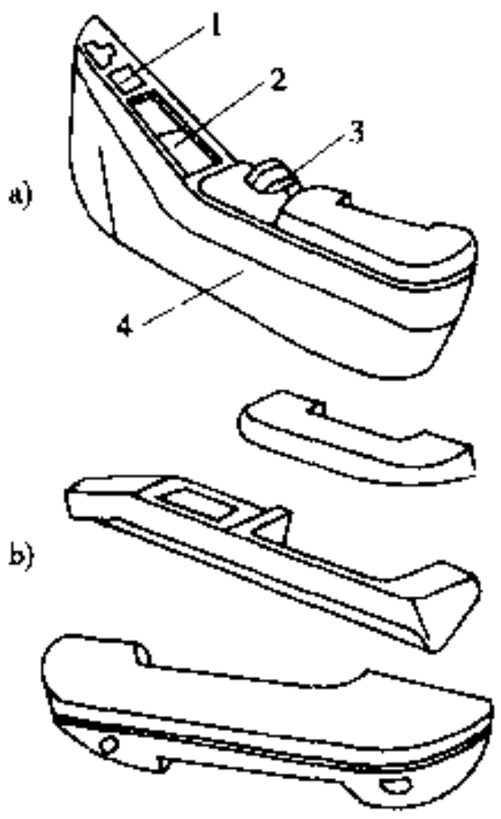


图 8-8-22 车门扶手
a)装配式扶手；b)整体式扶手
1-电气开关；2-烟灰盒；3-门锁内手柄；4-扶手底座

8.8.8 高架仪表板

在许多汽车中，由于仪表板的有限空间难以容纳种类繁多的装置，不得不向空中发展，开辟高架，仪表板，也称为高架控制箱。除安装顶灯、音响设备外，主要用于自然通风。高位进风符合人的生理要求，而且进入的空气也比较干净、柔和。某些轿车采用二级式仪表板，将自然通风装置布置在高位上，也正是这个道理。

高架仪表板位于驾驶室的前上方，为减轻它的沉重感与臃肿感，在造型手法上力求挺拔刚劲，富于变化；在色彩上，使用淡色或将室内色调设计为同一色调。

高架仪表板装饰板骨架为模压板，一般由木材与聚丙烯合成的材料制成(2~2.5mm 厚)，表皮为聚氯乙烯薄膜，与模压板热合成型。在豪华型驾驶室中，由于更强调其软化性能，因此在模压板与表皮之中，还垫有泡沫（约 2mm 左右）。高架仪表板装饰板的连接，一般是用自攻螺钉连接，螺母使用塑料嵌装螺母。装配后，在其表面装上堵盖，可起到美化与装饰的作用。

8.9 座 椅

汽车是高速运动体，乘员足处在前冲、后仰、左摇右摆、上下颠簸的环境中，长途乘坐达几个小时而无法自由活动，因此座椅极大地影响着乘员的乘坐舒适性、疲劳程度和安全性，同时，座椅在室内占的面积很大，又是重要的装饰件。

8.9.1 概述

一般座椅应满足的要求如下：

①良好的静态特性，座椅尺寸和形状应保证人体具有合适的坐姿、良好的体压分布、触感良好，并能

汽车论坛 http://www.qclt.com

调节尺寸和位置；

②良好的减振等动态特性；

③足够的强度和耐久性，满足强制性标准要求；

④良好的造型。

座椅要有多种调节功能以满足不同性别、身材的人乘坐。调节功能包括前后调节 140mm 以上、靠背角度、座垫角度、横向支撑、腰椎支撑、局部硬度及头枕高度调节等。某些乘客座椅和后排座椅根据需要可将座椅整个掀起或将靠背折叠。

8.9.2 种类

汽车座椅种类繁多，但不外乎驾驶员座椅和乘客座椅、乘客座椅五花八门：成人座椅和儿童座椅，固定座椅和旋转座椅，整体可翻座椅和靠背可翻座椅，可调节座椅和不可调节座椅，底架式座椅和弹簧式座椅，单人座椅、双人座椅和多人座椅，分离式座椅和长凳式座椅，高靠背座椅和低靠背座椅，简单座椅和电控座椅，一般座椅和悬挂式座椅等，从不同角度可以有不同分类。

8.9.3 结构

由框架、弹性元件、衬垫、调整机构、调角器、蒙皮、头枕等组成（图 8-9-1）。

8.9.3.1 框架

座椅框架包括座垫框架和靠背框架两部分，用途各异，图 8-9-2 为框架结构一般分类情况。

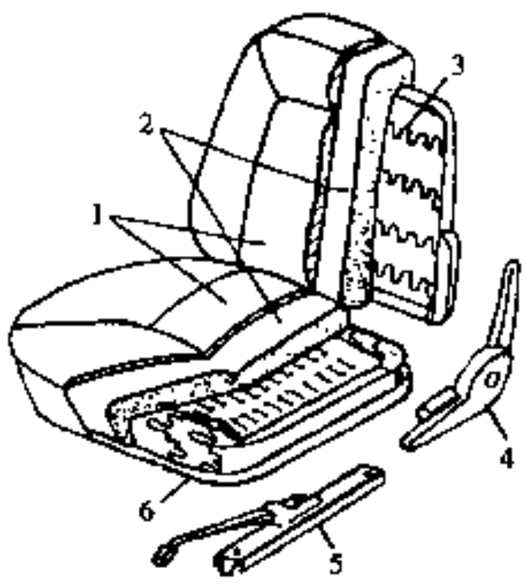


图 8-9-1 座椅的一般结构

1-座椅蒙皮总成；2-缓冲垫；3-座椅弹性元件；4-靠背角度调节机构；5-调整机构；6-座椅骨架

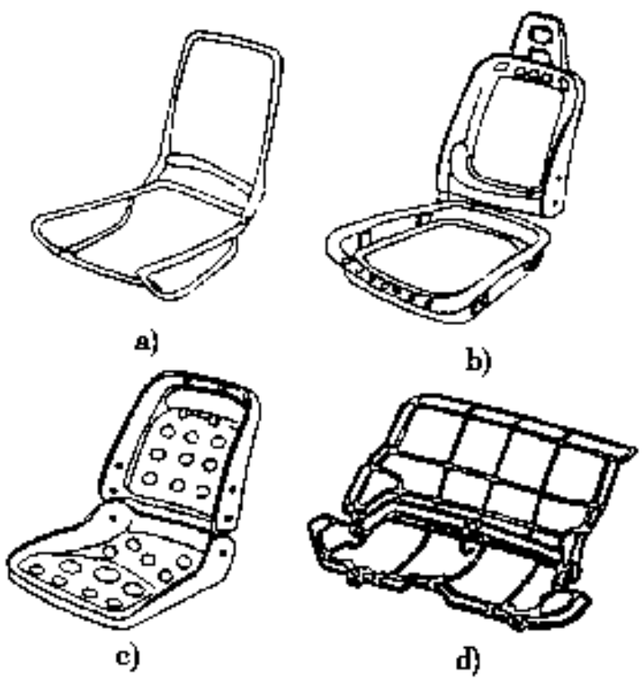


图 8-9-2 座椅框架的分类

a)管状结构；b)板金结构(冲制)

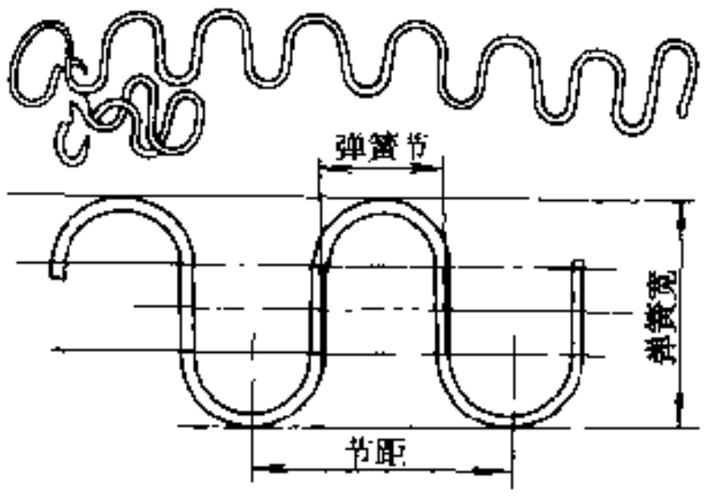
c)树脂结构；d)钢丝结构

座椅框架所用的材料通常为外径 ϕ20～ϕ25mm、壁厚为1.2～2.2mm 的电焊或无缝钢管，钣金结构的用 1～3mm厚的钢钣冲压或滚压成型。为了实现轻量化，也可采用铝合金、镁合金、塑料、木材及硬纸板等。

8.9.3.2 弹性元件

座椅的弹性元件主要指弹簧，起缓冲作用，座椅弹簧通常用直径为 2.6～4.0mm 的琴钢丝或加工过的硬钢丝制作。它是对座椅的动特性影响最大的构件，分为圆柱螺旋弹簧和 S 形弹簧（又称“蛇形簧”）两种。圆柱形螺旋弹簧结构简单、刚度稳定、制造容易，一般用在座椅和靠背骨架的边框周围起联结作用。S 形弹簧座椅减振性好输入振动后，其振幅较螺旋弹簧座椅小。如果将 S 形弹簧和非金属弹性元件配合使用，座椅性能将有更好效果（图 8-9-3）。

汽车论坛 http://www.qclt.com



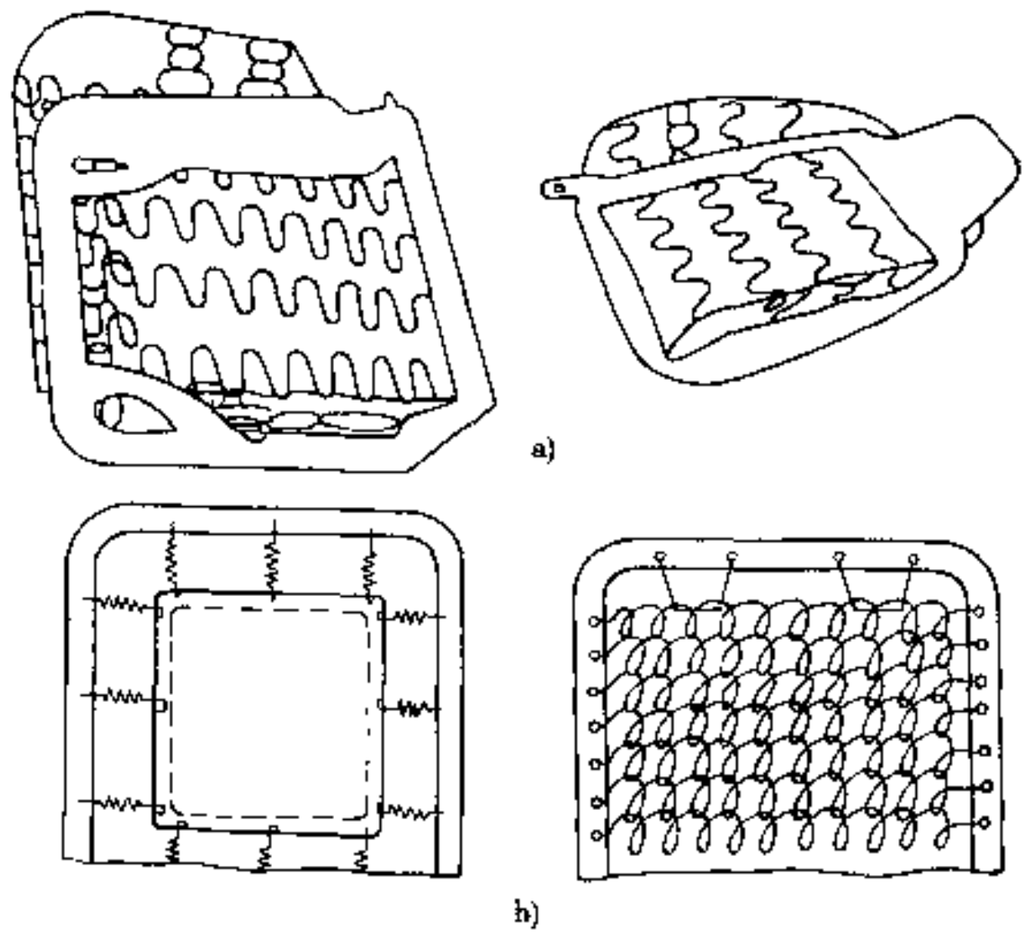


图 8-9-3 座椅的弹性元件

a)S 形弹簧及其座垫、靠背;b)其它形状的弹簧座垫

8.9.3.3 衬垫

在座椅弹簧和表皮之间或座椅垫和表皮之间，以及整体座椅上的柔软物体称为衬垫。通常使用 1 层或 2～3 层聚氨酯泡沫和棕榈等。使用衬垫的目的是保持座椅的形状、隔断在弹簧式座椅上乘坐的乘员直接接触弹簧产生的异物感，并起缓冲和减振作用，图 8-9-4 为最有代表性的衬垫。

1）座椅垫（主垫）

座椅垫按所定的形状成型，可使用浇铸型合成泡沫塑料。

浇铸型泡沫塑料与乘客接触的那一面是软层，而座椅弹簧侧是用粗毛毡等整体成型后的硬层（含浸层），可用来支撑座椅弹簧，并可保持坐姿。

在一部分车辆中，为取代合成泡沫而采用棕榈。所谓棕榈就是用胶乳将椰子纤维固定，起着保护接触乘员的柔软层和座椅弹簧承受材料及保持乘员坐姿作用的缓冲材料。最近，取代椰子纤维的是聚酯类的化学纤维，用氨基甲酸乙酯类的粘接剂固定。

2）罩垫

加罩垫的主要目的是增强座椅的造型效果，提高座面的通气性能和手感，装在表皮和衬布之间，缝制为一体，艺术地体现出自由曲线形状。罩垫使用的材料为自由发泡低融点聚氨酯泡沫（聚醚泡沫或聚酯泡沫）。

3）其它衬垫

与座椅的功能无关的其它衬垫，主要用来在座椅框架和框线的角部和棱部成型时，防止表皮材料破损和提高表面感觉，以及避免杂声进入。

汽车论坛 http://www.qclt.com

8.9.3.4 表皮材料

座椅表皮材料多用织物、人造革（用于低档车，但要满足吸汗、透气要求），在部分车辆上也有使用皮革的由于要求皮革有很好的耐久性和表面的均匀性，故需要用涂层。

表皮材料与衬垫、底布多复合在一起或一体成型，可扩大艺术的自由度，提高外观品质和提高座椅性能。一体成型的方法有使衬垫和表皮材料粘合的粘接法，以及把表皮材料安装在衬垫发泡模具上而与衬垫一体发泡的方法等。

缝制表皮时所用的缝制辅助材料主要有组合配件圆边、吊袋及缝线等（图 8-9-5）。

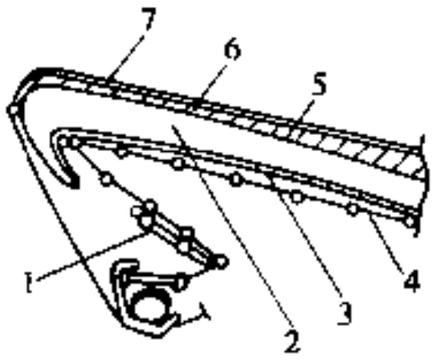


图 8-9-4 座椅衬垫及上下结构
1-消声衬垫；2-a 座椅垫（主垫）；3-座椅弹簧衬套；4-座椅弹簧；5-衬布；6-罩垫；7-表皮

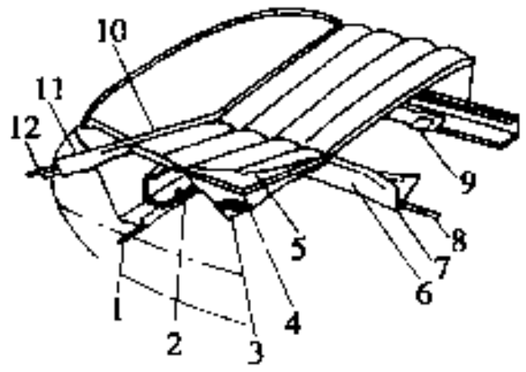


图 8-9-5 座椅表皮构成及缝制辅助材料
1-修整钢丝；2-衬垫罩；3-摩擦环；4-衬垫；5-表皮；6-吊袋；7-吊片；8-吊起钢丝；9-卡子；10-圆边；11-圆边罩；12-圆片芯

8.9.3.5 座椅上的装备件

包括安装在座椅上的功能件、安全件和装饰件等，如头枕、扶手、座椅加热器，后装饰板、兜袋及烟灰缸等。

在撞车或受冲击时，头枕可防止乘员头部向后方移动、减轻颈部受伤。为此，各国对头枕制定了法规，即对尺寸、向后方的移动量、接触面积及冲击的吸收性等都有规定。头枕有与座椅一体的，也有不一体的。头枕表皮采用吹塑成型材料或薄壳泡沫氯乙烯，以及缝制的织品、人造革等。镶块有钢板冲制品、树脂注塑成型品及吹塑成型品。

装用扶手的目的是要减轻长时间行驶时的疲劳，使乘坐更加舒适。

加热器直接安装在座椅上，它具有乘车后即刻便热的效果，电阻供热体加热器安装在装饰罩内或装饰罩和座椅衬垫中间。

8.9.4 座椅调节机构

座椅调节机构多种多样，可进行前后调节、角度调节、高度调节、翻转调节、支撑刚度调节及座椅转动等（图 8-9-6）。

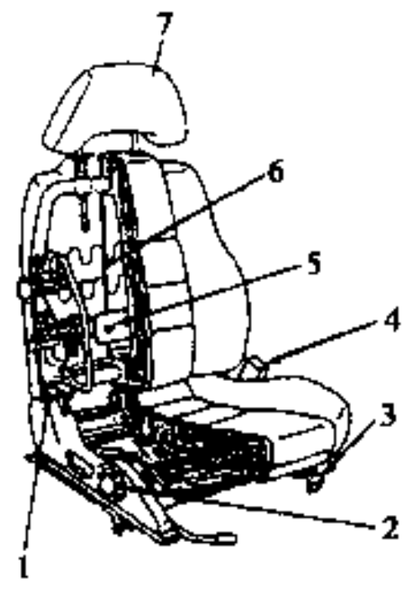


图 8-9-6 座椅的调节件
1-座椅倾斜调整装置；2-座椅升降装置；3-座椅滑动调节装置；4-安全带；5-后背支承调节装置；6-侧面支承调节装置；7-头枕

8.9.4.1 前后调节

通常采用滑动调节，并能在一定位置锁紧（图 8-9-7）。

前后调整机构多采用滑轨式，它分为带滚珠的滑轨机构和不带滚珠的滑轨结构。其共同点是都由上、下滑轨组成，区别是带滚珠的滑轨机构采用滚珠或滚柱保持架。其特点是带滚珠的滑轨机构运动自如、寿命长、但结构复杂、成本较高，国内外应用广泛（图 8-9-8a)），无滚珠的滑轨结构简单、零件少、制造容易，但摩擦面大、易发卡和生锈、寿命低（图 8-9-8b)）。

滑轨相对于车身水平坐标而言，可以水平布置，只起前后调节作用；也可以前高后低倾斜布置，兼起

汽车论坛 http://www.qclt.com

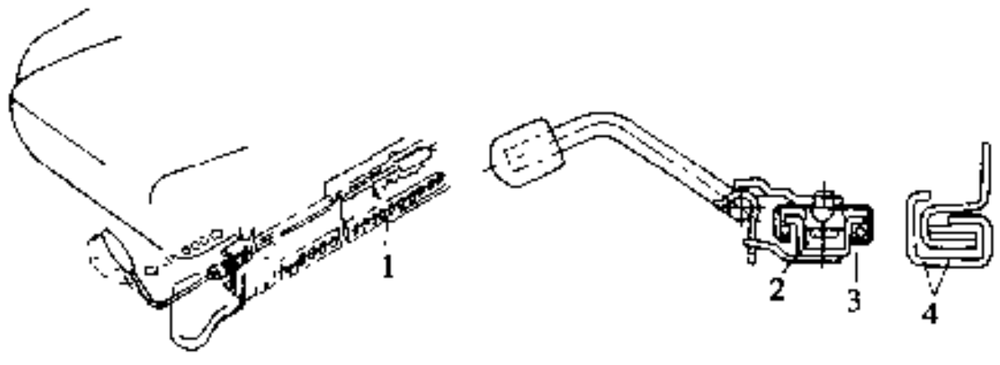


图 8-9-7　座椅前后滑动调节装置
a)整体图；b)断面图
1-锁紧机构；2-滚柱；3-球；4-树脂滑动轴承

此许高度调节作用。

8.9.4.2　角度调节

角度调节主要是靠背角度调节，座垫的调节都与高度调节机构结合考虑。靠背调节机构调节角度较大，调节方式可分为微调和无级调节两种。

8.9.4.3　座椅整体调节

为了便于两门轿车后部乘客上下车，设置了座椅整体调节机构，使座椅后背前倒的同时还可解除座椅滑动调节机构的锁紧装置，将座椅整个向前滑动。

8.9.4.4　高度调节

是调节座椅上下位置的机构，按调节方式分为座椅整体水平上下平行升降机构和座椅前后单独升降的前后单独升降机构两种，后者可兼起调节座椅座垫角度的功能。按结构分为丝杠式、螺旋弹簧式、油缸式、四连杆式等多种，广泛应用的是四连杆式。

8.9.4.5　后背支撑调节器

目的是减轻长时间行驶带来的疲劳，可改变乘员腰椎支撑力（图 8-9-9）。

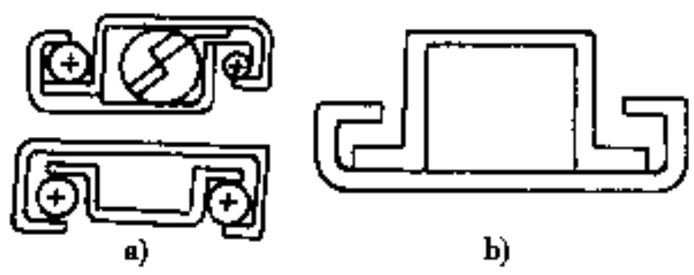


图 8-9-8　滑轨形式
a)带滚珠的滑轨机构；b)不带滚珠的滑轨机构

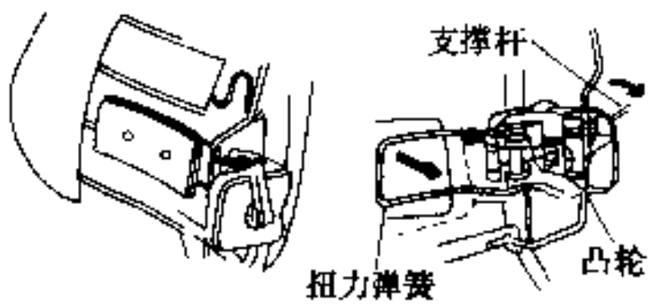


图 8-9-9　后背支撑调节器

8.9.4.6　侧支承调节器

是指调节转弯时横向支撑（侧支撑）的机构，根据乘员体形可改变座椅后背、座椅及缓冲垫侧部形状（图 8-9-10）。

8.9.4.7　转椅

将旋转机构安装在座椅上即成转椅。单厢车在第二座椅上装有旋转机构，可使座椅转向后方乘坐，目的是提高使用性和方便性。另外，也有在驾驶员座椅设旋转机构的，目的是下车时将座椅转向车门，以提

汽车论坛 http://www.qclt.com

高上下车的方便性。

8.9.5 座椅的发展

为了进一步提高座椅的舒适性，各国大汽车公司都在致力于座椅的新结构、新工艺、新材料的应用，开发出各类悬挂式座椅、电动座椅、记忆座椅等。

8.9.5.1 悬挂座椅

悬挂座椅是在座椅与地板之间增设一悬挂系统，座椅振动的缓解不仅靠座椅衬垫，而主要靠悬挂系统(图 8-9-11)。

从结构上看，悬挂部分由缓冲元件、减振元件及定位元件组成，形式很多，缓冲元件有钢板弹簧及螺旋弹簧等；减振元件主要是减振器，如使用油气弹簧，既起缓冲又起减振作用，可单独使用；定位元件是使座椅定位用的，一般为杆件。

悬挂座椅性能优良，但其结构复杂、价格昂贵，故只适用于某些高级车及重型载货车上。

8.9.5.2 电动座椅

电动座椅实质上是将座椅的各种调节机构由手动操纵改为电动操纵的座椅。用按钮代替手柄，用多个电机代替人工操作，提高了轻便性和方便性。

8.9.5.3 记忆座椅

将电动座椅与车用电脑结合在一起，增加了记忆功能，变为智能化。比如当一个人乘坐时调好了各种尺寸，换了别人乘坐，后者重新进行了调节，破坏了前一人的状态，但电脑已经记忆了前一人的各个参数，当前一人重新乘坐时，可自动调节至他所需要的状态，无须重新调整，此即所谓记忆性。

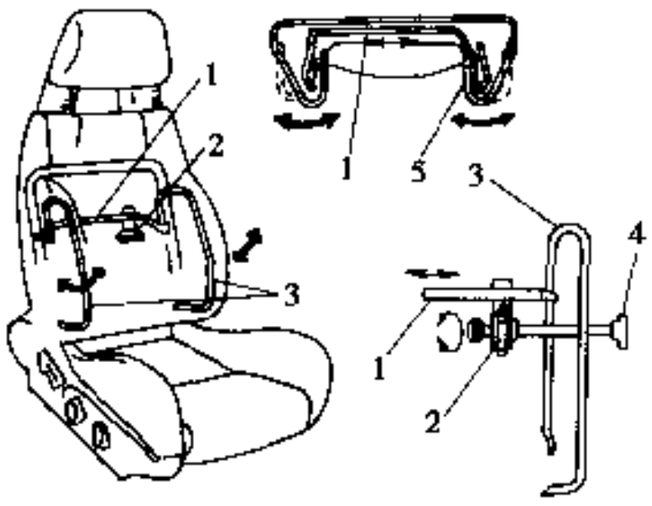


图 8-9-10 侧支撑调节器

1-环；2-螺钉螺母；3-侧支撑板；4-侧支撑度盘；5-弹簧

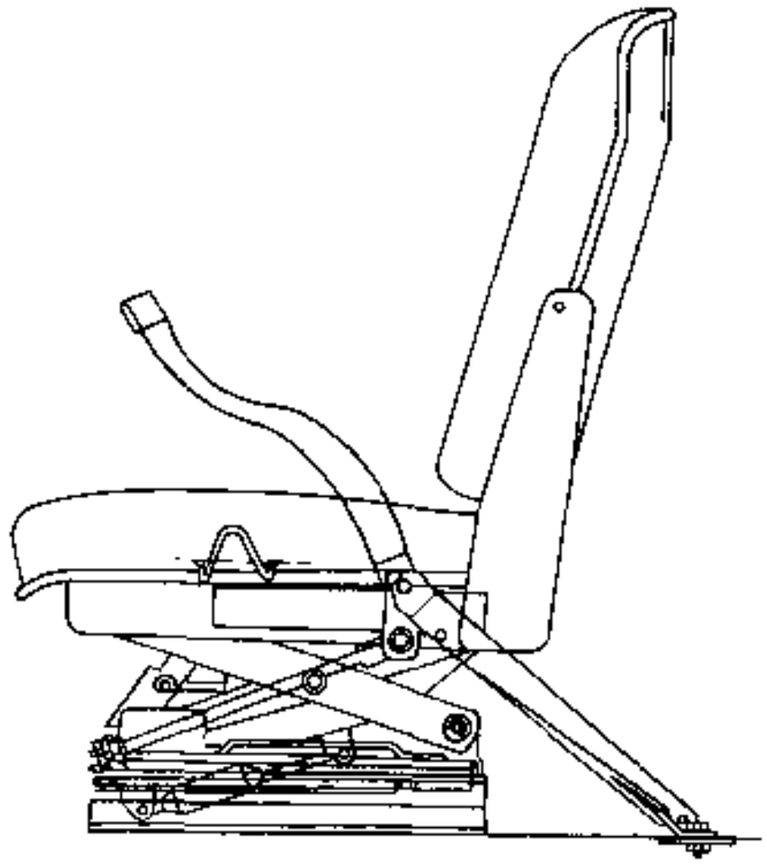


图 8-9-11 悬挂式座椅

无论是电动座椅还是记忆座椅，多用于高级车上，现已向中高级甚或中级车上推广。

8.9.6 性能

8.9.6.1 座椅的静态特性

许多长期从事坐姿工作的人，多患有腰部疾病，即使是健康的人，在一种姿势下坐得太久，其背部、

汽车论坛 http://www.qclt.com

腰部、臀部及大腿下部等部位也会感到疲劳，甚至疼痛。其主要原因是，重力作用于肌肉等组织，局部地方血液流通不畅，各种代谢物质积聚，引起各种不适感。通过分散重力而避免局部受力过大，或者不断调换姿势而使各部分肌肉等组织轮换休息，就可以消除或减少上述不适感。对驾驶员来说，为了保持良好的视野和灵活的操作，不可能频繁地调换姿势，所以适宜的座椅外形及合理的驾驶位置（指座椅的尺寸及座椅与仪表与操纵机构等的位置关系）是提高乘坐舒适性的重要因素。

所谓座椅的静态特性，主要包括最终姿势与体压分布二者。

1）最终姿势

人体在座椅上坐着时的姿势称为最终姿势。图 8-9-12 是几种人体最终姿势。

座垫深度是指从座垫前缘至靠背的尺寸。座垫深度一般取 380～460mm，最好可调，即靠背能在座垫表面上移动，以保证不同身高的驾驶员都有合适的操作位置。

座垫上表面至地板的距离一般取 300～440mm。

座垫角度一般取 10°～30°为宜。由于座垫有水平夹角而造成靠背与座垫夹角（也称体腿夹角）的减小，如果这个角度过小，则腰椎就会由正常弯曲变直，使腰部很快疲劳，如果靠背倾角过大，身体后倾过大，一部分分力就可能要通过臀大肌压迫兴奋组织而造成疼痛。同时这个角度过大，还会减小下视角，这是所不希望的。对于货车和客车，其体腿夹角为 90°～150°；轿车可稍大些，通常取 110°～120°。

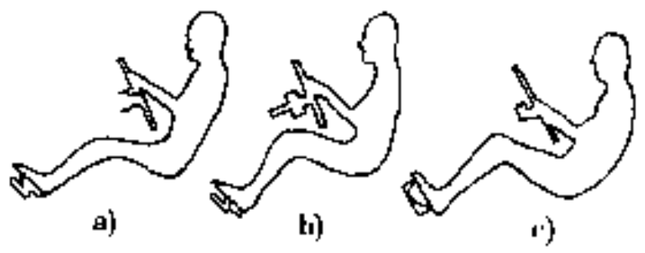


图 8-9-12 用 X 线测定的人体最终坐姿
a)好的坐姿；b)较好坐姿；c)不好坐姿

座垫稍宽些，有利于驾驶员调整姿势，但是太宽会影响操作方便性，一般取 450～480mm。

现代座椅一般设计成座垫与靠背等宽。为了造型美观及不影响上肢活动，而把靠背设计成上窄下宽的外形。

在以上驾驶员座位的诸参数中，座垫上表面至地板的距离 h、座垫角度 α 和靠背与座垫的夹角 β 是影响乘坐舒适性的重要参数，这些参数也与操纵轻便性和视野性有密切关系，而它们是相互矛盾和相互制约的。所以，在设计座椅时，对这些参数必须给予充分的协调。例如，在增大 α 角和 β 角的同时，再减小转向柱与地板之间的夹角 γ 和 h 值，这样可以提高乘坐舒适性。但是在这种状态下，转动转向盘，就只有前臂与手腕能用上力，上臂却使不上劲，这显然降低了操纵轻便性，同时对下视野也不利。虽然这在轿车与轻型车上是可取的，但在大、中型货车及客车上就不合适了。表 8-9-1 给出了不同车型驾驶员座椅常用参数。

表 8-9-1 不同车型驾驶员座椅常用参数

参数 / 车型	γ (°)	α (°)	β (°)	h (mm)	转向盘直径 (mm)
轿车	15～20	15°	110～120	300～340	300～420
轻型货车	20～30	10	98～105	340～380	300～350
中型货车	40～45	9	96～105	400～450	400～530
重型货车	60～85	7	92～100	430～450	400～550

设计驾驶员座椅时，不仅要考虑乘坐舒适性，同时还应考虑操作方便性与行驶安全性。然面对乘客座椅就不同了，只需考虑乘坐舒适性就可以了，图 8-9-13、表 8-9-2 给出了设计乘客座椅时需要掌握的尺寸参考值。

2）体压分布

汽车论坛 http://www.qclt.com

人坐在座椅上时，人体质量在座垫与靠背上的接触压力分布情况称为体压分布。它与坐姿有很大关系，一般用等压线来表示（图 8-9-14）。

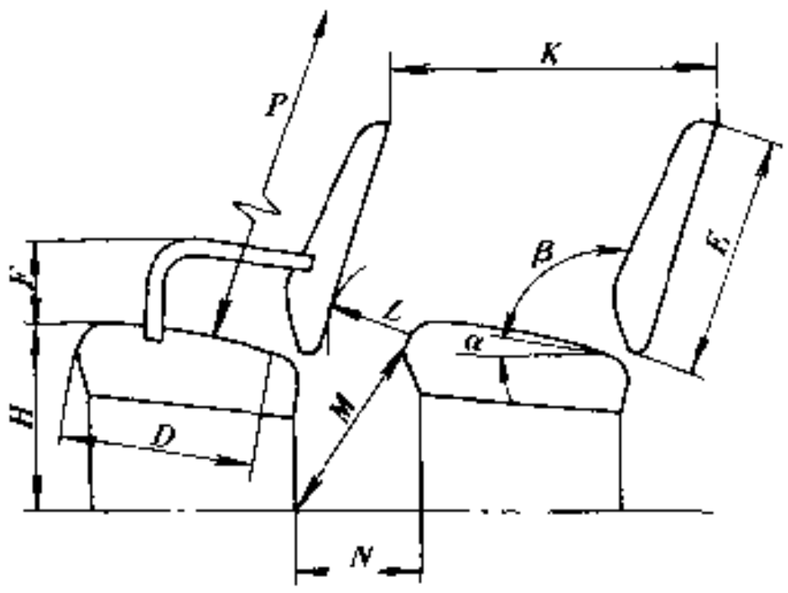


图 8-9-13 乘客座椅尺寸参数

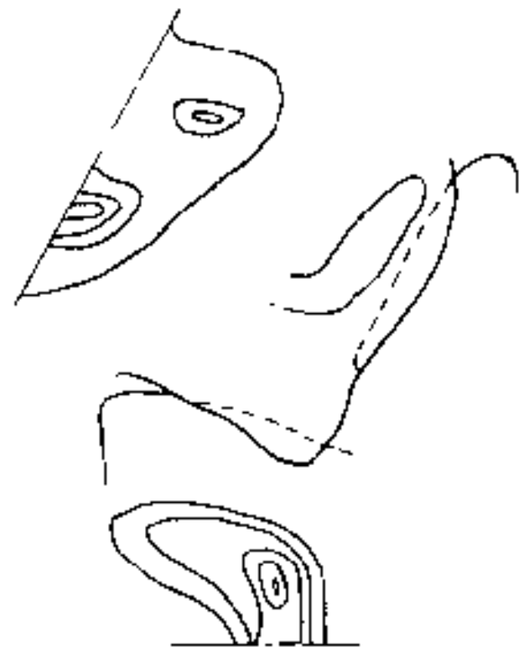


图 8-9-14 体压分布

表 8-9-2 乘客座椅参数的常用数据

参数	代号	部位	短途	中程	长途
几何参数	β	靠背与座垫之间的夹角（°）	105	110	115
	α	座垫与水平倾角（°）		6～7	
	D	座垫有效深度（mm）		420～450	
	H	座椅高度（mm）	480	450	440
	E	靠背高度（mm）		530～560	
		座垫宽度（单座）（mm）	440～450	470～480	490～550
		靠背宽度（mm）	一般与座垫宽度相同		
	F	扶手高度（mm）		230～240	
空间布置	K	前、后座椅间距（mm）	650～700	720～760	750～800
	L	后座椅座垫前缘至前座椅靠背后面的最小距离（mm）	260	270	280
	M	后座椅座垫前缘至前座椅后脚下端的距离（mm）	550	560	580
	N	后座椅前脚至前座椅后脚的水平距离（mm）	不小于 300		
	P	座垫上平面至车顶内壁距离（mm）	1 300～1 500		950～1 000

实践证明，良好坐姿下的体压分布，应该是坐骨结节处承受的压力最大，并以它为中心，压力由大到小向四周平滑地扩展，到与座垫前缘接触的大腿弯处达到最低值，见图 8-9-15。

如图 8-9-16 所示，人体脊椎是由 7 节颈椎、12 节胸椎、5 节腰椎及骶骨、尾骨组成的，椎骨与椎骨之间由椎间盘和韧带连接，以适应伸屈、侧弯等活动。脊椎是人的上体重力的支柱，越往下承受的重力越大，至腰椎处所承担的人体重力最大。脊椎骨由上而下逐渐加粗，腰椎骨最粗大。应该注意的是，由于腰椎还要承受弯腰等附加负荷，所以腰部也是最容易受伤的部位，这在靠背设计中尤需注意。根据脊椎的结构可得出靠背的合理体压分布规律，即以腰椎骨和肩甲骨两个部分为中心，中心压力最大，向四周由大到

汽车论坛 http://www.qclt.com

小平滑过渡

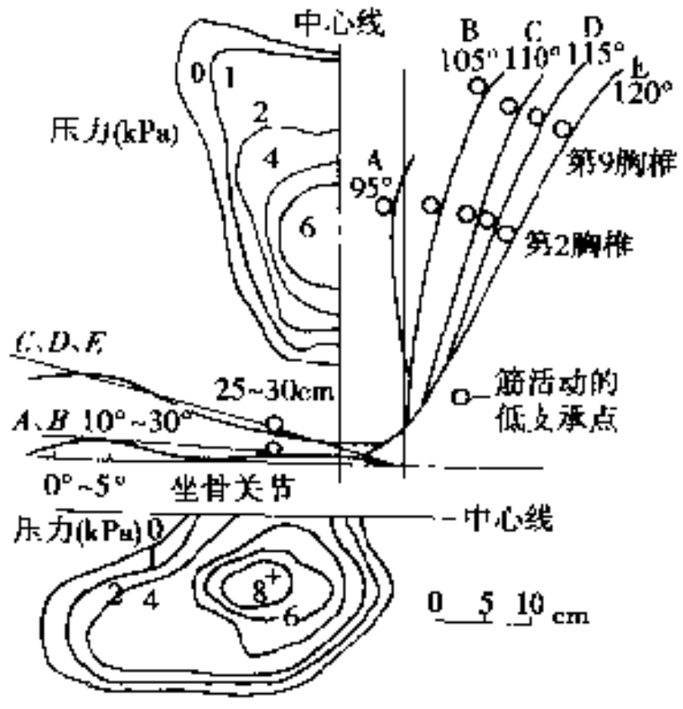
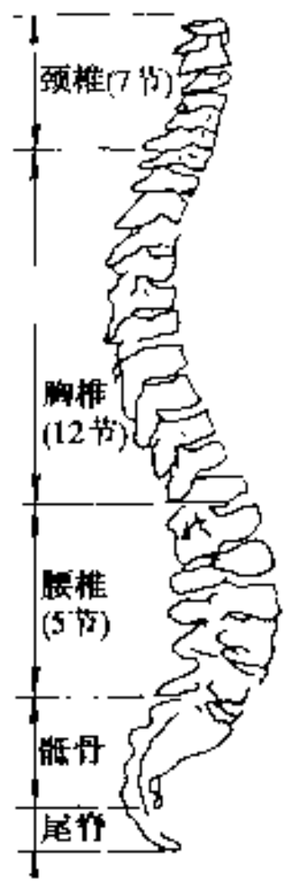


图 8-9-15 良好座椅的最终姿势与体压分布典型图
A B）工作用支承面；
C、D、E）休息用支承面



8-9-16 人体脊柱图

既有肩靠，又有腰靠，称为两点支承。其中上一点是为胸曲部分的肩甲骨提供的依靠，相当于 5～6 节胸椎之间的高度，下面一点是为腰曲部分提供的依靠。它对保护正常腰曲弧形，保护易损的腰椎极为重要。据医学上的统计，95%以上的腰病发生在 4、5 两个腰椎之间的椎间盘软骨，所以腰支承应设置在第 4、5 节腰椎处。为此，在高于座垫表面 120～240mm 处，设有最高点为 30mm 且外形与腰曲相符的腰支承（或称腰凸）。

靠背在水平截面上为半桶式（如航空座椅），且最宽处在腰部，以增大人体与靠背的接触面积，减轻汽车转弯时由离心力作用而引起的侧摆，使驾驶员始终处于最佳的驾驶位置上。

座垫的刚度用力与变形的比值（N/mm）来表示。一般情况下，座垫不宜太软，否则会产生下陷感，造成受束缚的感觉。

8.9.6.2 座椅的动态特性

座椅的动态特性指在振动状态下，座椅缓冲和减振的特性，以及行车中座椅对乘员的保持特性。

尽管人体对振动的反应，由于每个人的体质、爱好、年龄等情况的不同而有差异，但是大多数健康的人对振动的反应大致是相同的，都与振动的强弱、频率、方向及承受的时间有关。人对垂直振动最敏感的频率范围为 4～8Hz，而对水平振动最敏感的频率范围在 2Hz 以下。所谓人最敏感的频率范围，是指人在此范围内所能忍受的加速度值最小，最容易疲劳。而人体最适应的频率范围为人体习惯的走路频率，大约是 1～1.4Hz。

为了提高汽车的乘坐舒适性，除了要提高路面品质，以减少振源以外，更主要的是使汽车因路面等产生的振动有良好的隔振性能。汽车上除了隔振能力较小的轮胎外，悬架和座椅的特性，以及它们的相互匹配是十分重要的。因此，座椅设计就是要合理地选择其振动参数，力图减小传到人体的振动加速度，尽量避免传递人最敏感的频率。对汽车而言，垂直振动对舒适性的影响最大，故此处加以重点分析。对振动影响最大的因素是振动系统的固有频率和阻尼，下面就此进行分析，以确定合理的振动参数。

座椅和乘坐质量组成一振动系统，其传递特性的物理模型如图 8-9-17 所示，图中 Y 为激励振动，X 为响应振动，对应的数学模型为：

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = KY + C\dot{Y}$$

设激励为正弦波，经整理，最后表达如下。

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$T_R = \sqrt{\frac{1 + (2\varepsilon\omega)^2}{(1-\omega)^2 + (2\varepsilon\omega)^2}}$$

$$\phi = \arctan\frac{2\varepsilon\omega^3}{1-\omega^2+(2\varepsilon\omega)^2}$$

式中：T_R ——传递率，响应与激励之比，即$\frac{X}{Y}$；

ω——频率比，任意时刻的激振频率与座椅固有频率之比，即 $\omega=\frac{\omega}{\omega_0}$；

ϕ——相位角；

ε——相对阻尼系数。

对图 8-9-18 进行分析，得出如下结论：当 $\omega\ll1$ 时，$T_R\approx1$，$\phi\to0$，说明座椅与振动台的振动状态基本一致；当 $\omega\to1$ 时，$T_R\to\infty$，说明此时座椅响应最大；当 $\omega=\sqrt{2}$ 时，$T_R=1$，说明此时座椅振动与阻尼无关；当 $\omega=\sqrt{2}$，$T_R=1$，说明座椅的响应小于激励振动振幅。

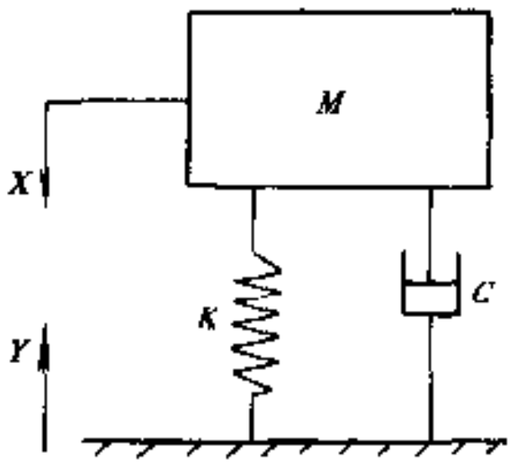


图 8-9-17 座椅振动模型

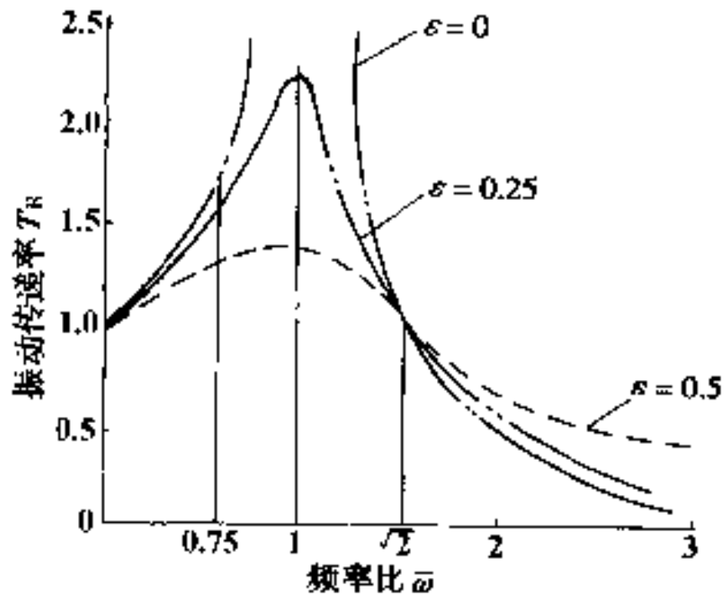


图 8-9-18 座椅振动传递特性

要想改善座椅传递特性，总是希望座椅经常处于 $\omega\gg\sqrt{2}$，即 $T_R\ll1$ 的状态。这可通过降低座椅的固有频率 ω_0、适当提高相对阻尼系数 ε 的方法来实现。但 ω_0 的降低受到结构、材料及人机工程学等多方面的制约，因此，设计时应综合考虑。

通常希望“座椅—人体”系统能经常处在减振区。为使这个系统对人体最敏感的频率 4～8Hz 进行衰减，希望这个系统能使 4Hz 以上的振动处在减振区，即 $\frac{\omega}{\omega_n}=\frac{4}{\omega_n}>\sqrt{2}$。显然，以“座椅—人体”系统的固有频率 $\omega_n<3$Hz 为佳，这里激振频率指的是由车身传来的频率。为了尽可能有效地隔振，在确定“座椅—人体”固有频率时，还要特别注意避免它与车身的固有频率重合，以免引起共振。

现代车身的固有频率大多在 1.2～1.5Hz 范围内。“座椅—人体”的固有频率往往高于车身频率，取 2～3Hz。如果“座椅—人体”的固有频率低于车身的固有频率，则因座椅弹簧太软，而造成人的视线变化范围增大，这样驾驶人员就不能正常操作。另外，“座椅—人体”的固有频率与车身固有频率也不能相差很大，因为相差很大，会使“座椅—人体”的固有频率移到人体的主共振频率附近。人体的主共振频率区为 4～6Hz，这正是人体内心、肺、肠、胃的自振频率区。

为了减小共振振幅，座椅系统应选用适当的阻尼。实践证明，座椅系统的相对阻尼系数 $\psi=0.25$ 比较合适。这样，在共振区其幅值不会太大，而高频区又能保持良好的减振效果。固有频率和相对阻尼系数可按下述方法计算。

(1) 理论计算法

根据座椅静刚度 K，用下式求座椅固有频率 ω_0 (f_0)。

$$\omega_0=\sqrt{\frac{K}{M}} \qquad [(^\circ)/s]$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

或　$f_0 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K}{M}}$　（次/s）

式中：K——座椅静刚度，N/mm；

M——座椅上乘坐质量，kg。

而座椅静刚度 $K = \frac{P}{\Delta X}$

式中：P——作用于座椅上的力，N；

ΔX——在 P 力作用下座椅的变形量，mm。

（2）衰减振动法

根据衰减振动测得的波形参数（图 8-9-19 所示的 t_n、x_1 和 x_2），用下式可求得相对阻尼系数 ϵ 及固有频率 ω_0。

$$\epsilon = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(2\pi / l_n \frac{x_1}{x_2}\right)^2}}$$

$$\omega_0 = \frac{2\pi}{t_n \sqrt{1 - \epsilon^2}}$$

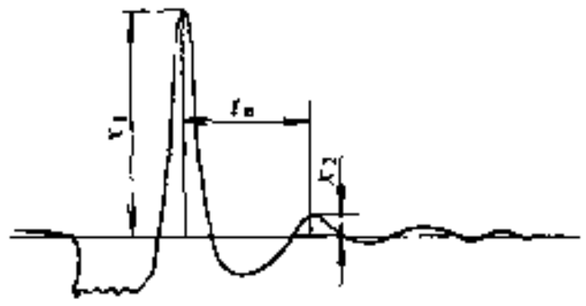


图 8-9-19　座椅的衰减振动

（3）正弦激励扫描法

用振动台对被试座椅用不同频率进行正弦扫描，同时对座椅响应值和振动台的激励值进行分析，找出两者比值为最大时的振动台频率 f，即是座椅的固有频率 f_0。

8.10　涂装与防锈

8.10.1　涂装

中国地域辽阔，气候与环境各异，湿热与寒冷、强光与风沙、含盐及含各类腐蚀性化学物质被污染的大气应有尽有，故对汽车腐蚀的防护显得格外重要。事实上在汽车的损坏诸因素中，锈蚀是个重要因素。锈蚀对安全和环境都造成危害。

世界各汽车生产公司都特别重视防锈蚀，在涂料、材料（用铝或镀锌、塑料、材料）、工艺方法、表面与内部防护（喷腊、涂腊、涂树脂等）等多方面下功夫。

目前车身多用钢板冲制，为此着重叙述钢板车身的涂装与防锈。涂装的方法主要是涂漆，但现在已扩展到塑料粉末喷涂、塑料喷涂，以及各种液体的、固体的装饰与防腐涂料的涂施。这里主要讲涂漆。

8.10.1.1　涂漆的目的

①提高汽车装饰性这一外观品质，增加汽车的商品价值。

②隔离水分和氧等外部腐蚀元素与车身金属的接触，确保车身的防锈性。

8.10.1.2　对汽车车身油漆的要求

①良好的耐候性和耐腐蚀性。要求适用于各种气候条件；油漆涂层的使用寿命应接近汽车本身的寿命（5～10 年）；要求在苛刻的日晒、风雨侵蚀的情况下保光、保色性好，不开裂、不脱落、不粉化、不起泡、无锈蚀现象。

②良好的施工性能和配套性。要求适应汽车工业高速度流水生产作业，如适用于自动喷漆、大槽浸漆、淋漆、静电喷漆或电泳涂漆等高效涂布方法。同时还要求干燥迅速，涂层的烘干时间以不超过 30～40min 为宜，能适应“湿碰湿”的烘干工艺；要求涂层间结合力优良，不引起咬起、渗色、开裂等漆膜弊病。

汽车论坛 http://www.qclt.com

③良好的装饰性。要求涂层色泽鲜丽和多种多样，外观丰满、鲜映性好，使人看上去舒适，这点对轿车用漆尤为重要。

④很高的机械强度，适应汽车行驶中的振动和应变，要求漆膜坚韧和耐磨。

⑤由于汽车用漆量大，要求货源广、价格低廉、低公害化、便于进行“三废”处理。

⑥要求能耐汽油、机油和公路用沥青等的作用，在上述介质中浸泡一定时间不产生软化、变化、失光、溶解或产生斑印等现象；要求能耐肥皂、清洗剂、鸟或昆虫的排泄物等，与这些物质接触后不留有痕迹。

8.10.1.3 油漆涂膜的构成

汽车的涂漆一般由复层涂膜组成图如 8-10-1 所示。

8.10.1.4 油漆的构成

油漆主要由树脂、颜料和溶剂组成（图 8-10-2），各层涂膜所用材料不一定相同，下面将分别叙述。

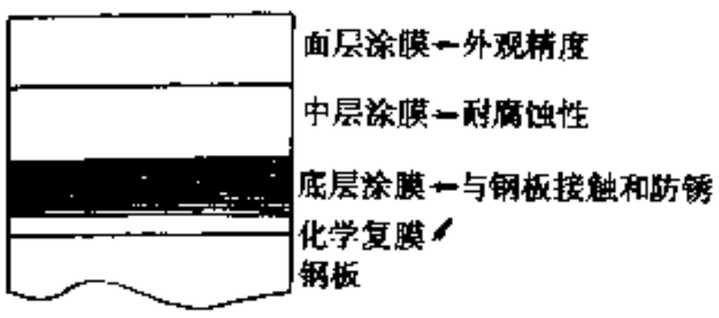


图 8-10-1 油漆涂膜的一般构成

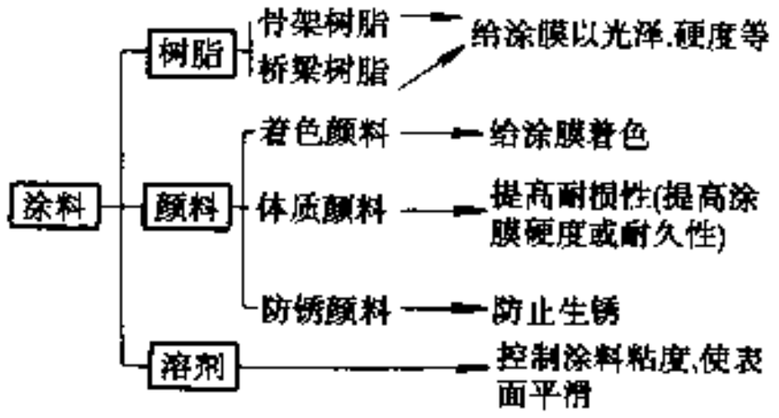


图 8-10-2 油漆的构成

8.10.1.5 涂漆材料

1）脱脂剂

清除附着在车身上的防锈油和拉延油，一般使用碱性脱脂剂。

2）化学生成处理剂

脱脂后把车身钢钣表面变为不溶性的磷酸盐，改善涂料的附着性，提高涂漆效果。一般使用磷酸锌化学生成处理剂。

3）涂料（油漆）

（1）底漆（底层涂料）

底漆是直接涂布在经过表面处理的工件表面上的第一道漆，是整个涂层的基础。底漆必须具备下列特性。

①对经过表面处理的工件表面应有很好的附着力，所形成的底漆涂膜应具有很高的机械强度；

②底漆本身必须是腐蚀的阻化剂，底漆涂层必须具有极好的耐腐蚀性、耐水性（耐潮湿性）和抗化学试剂性；

③应与中间涂层或面漆涂层有良好配套性；

④应能适应汽车涂装工艺的大量流水生产，并具有良好的施工性能。

为达到上述特性，制造汽车底漆用的主要漆基是各种改性的环氧树脂、酚醛树脂、醇酸树脂和一些优质水溶性树脂（如马来酸改性的聚丁乙烯树脂、聚酯型树脂和环氧酯树脂等）。其中醇酸树脂因其耐潮湿性差，易起泡，已有被淘汰之势。汽车用底漆中都加有优质的防锈颜料。

（2）中间层涂料

中间层涂料是指介于底漆层与面漆层之间的涂层所用的涂料，其主要功能是改善被涂工件表面和底涂层的平整度，为面漆层创造良好的基底，以提高整个涂层的装饰性。对于表面平整度较好、装饰性要求又

汽车论坛 http://www.qclt.com

不太高的汽车，在大量流水生产中，常不采用中间涂层而简化工艺。对于装饰性要求高的轿车，则几乎各种涂料都采用。为达到上述功能，中间层涂料应具有以下特性。

①应与底面漆层配套良好、涂层间的结合力强，硬度配套适中，不被面漆的溶剂所咬起；

②应具有填平性，能消除被涂漆表面的划纹等微小缺陷；

③打磨性能良好，在湿打磨后能得到平整光滑的表面，能高温烘干、干性好，打磨时不沾砂纸（为减少打磨人工费，现有趋向研究不用打磨的二道浆和封底漆，靠其本身的展开性来得到平整光滑的表面）；

④耐潮湿性好，不应引起涂层起泡。为保证涂层间的结合力和配套性，中间层涂料所选用的漆基与底漆和面漆所用漆基相仿，并逐步由底向面过渡。主要采用环氧酯、胺基醇酸树脂和醇酸树脂。

中间层涂料有如下四种。

a. 通用底漆

可直接涂布在金属表面上，具有底漆的功能，又具有一定的填平能力。一般采用“湿碰湿”工艺涂布两道，以替代底漆和二道浆，达到简化工艺的目的。在电泳涂底漆法未投产之前，用得较普遍，目前已被二道浆所代替。

b. 泥子

是一种专供填平表面用的含颜料量较多的涂料，刮涂在底层上。刮泥子能提高工件表面的平整度和装饰性，但涂层易老化、开裂、脱落，再加上手工涂刮和打磨的劳动强度很大，大流水生产线上的新车已不用泥子。

c. 二道浆

它的功用介于通用底漆和泥子之间，对被涂工件表面的微小缺陷（不平之处）有一定的填平能力，颜料和填料含量较底漆多，漆泥子少，颜色一般为灰色。采用于工喷涂和自动静电喷涂法涂布，具有良好的湿打磨性，打磨后得到非常平滑的表面。

d. 封底漆

是涂面漆前的最后一道中间层涂料，它的漆基含量介于底漆和面漆之间。涂膜呈光亮或半光亮，漆基一般是由底、面漆所用的树脂配成。它的功用，一是显现底涂层的缺陷，便于修整，二是消除底涂层各处对面漆的不同吸收性，以提高面漆层的光泽均匀性和丰满度，起到封闭底涂层的作用；三是提高面漆对底涂层的结合力和减少价格较贵的面漆耗量。封底漆一般仅用于装饰性要求较高的汽车（例如高级轿车），有时用喷一道面漆来代替封底漆的作用，有时用同一体系的底漆和面漆，按一定比例调整后作为封底漆的代用品。

(3) 面漆

汽车面漆是汽车多层涂层中最后用的涂料，它直接影响汽车的装饰性、耐候性和外观等。汽车油漆涂层中，耐候性、装饰性、耐潮湿性、抗污性主要靠汽车面漆来实现。尤其在轿车生产中，对汽车用面漆的品质要求非常高。根据汽车的使用条件、产品品种和设计要求，在选择汽车用面漆或制定面漆技术条件时应从以下几方面来考虑。

①外观。在符合生产条件的漆膜厚度与烘干制度下，鉴定光泽、不透明度、桔皮程度、影像的清晰度和其它漆膜外观，以保证汽车车身具有高品质的协调外形。

②硬度和抗崩裂性。面漆涂膜应坚硬耐磨，具有足够的硬度，以保证涂层在汽车行驶中，受路面砂石的冲击和擦洗时都不产生划纹。

③耐候性。要求汽车用面漆涂层在热带地区长期曝晒后（不少于 12 个月），只允许极轻微的失光和变色，不得有起泡、开裂和锈点。

④耐潮湿性和防腐蚀性。涂过面漆的样板或工件浸泡在 40～50℃的温水中，或暴露在相对湿度高的空气中，面漆应不起泡、不变色、不失光；与底涂层结合后，应能增强整个涂层的防腐蚀性。

⑤耐药剂性。面漆涂层在使用过程中，将可能与蓄电池酸液、机油和制动油、汽油、肥皂液和各种清洗剂、路面沥青等直接接触，擦净后接触面不变色、失光，不产生斑印。

⑥施工性能。在大量流水生产中，面漆的涂布方法多采用自动喷漆或静电喷漆，普遍采用“湿碰湿”

汽车论坛 http://www.qclt.com

工艺，烘干温度为120～140℃、时间30min左右。所选用的面漆对上述施工工艺应有良好的适应性。在装饰性要求高时，面漆涂层应具有优良的抛光性能。面漆也应具有较好的重涂性（即在不打磨场合下，再涂面漆，结合力良好）和修补性。

⑦耐温变性和抗寒性。对在寒冷地区使用的汽车面漆，应充分考虑到气温剧变易开裂，尤其是在面漆层较厚、采用热塑性型面漆及刚涂装完的面漆层更易开裂。为此，应通过耐寒性和耐温变性（－40～＋60℃）试验，证实即使在最大的许可厚度情况下，面漆层不开裂。

汽车用面漆按其成分主要有三聚氰胺醇酸树脂系面漆、丙烯酸树脂系面漆、聚氨基甲酸酯磁漆、醇酸树脂系面漆、硝基面漆（俗称汽车喷漆）、过氯乙烯树脂系面漆等。

8.10.2 防腐蚀设计

据有关调查结果，轿车各个部位的腐蚀不尽相同。该调查将轿车划分为34个部位，左、右各17个，调查统计分析结果如图8-10-3所示。在进行车身防腐设计时，可参考这一调查结果采取相应措施。车身防腐设计主要从材料和结构两方面考虑。

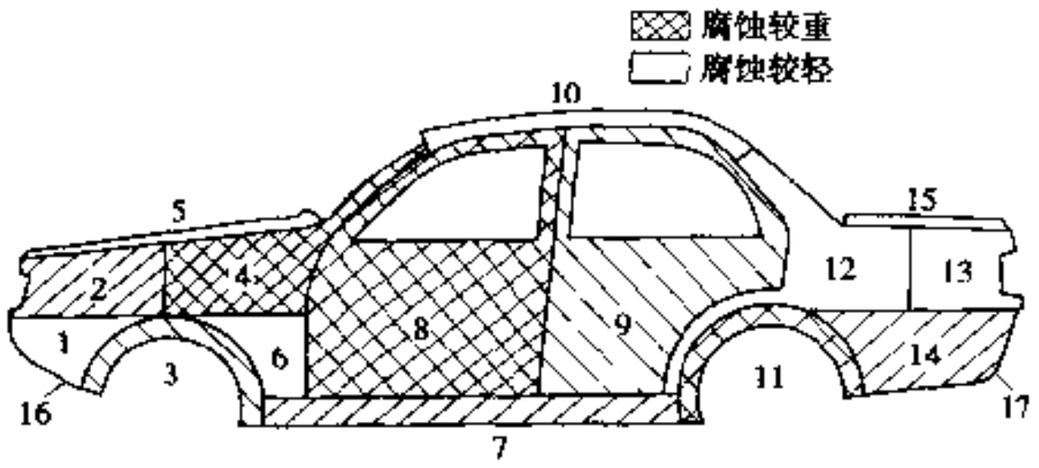


图8-10-3 轿车腐蚀调查分析结果

1～17区域划分

8.10.2.1 材料方面

1）涂覆防腐蚀涂料

以油漆为主，根据不同部位可采用塑料粉末（环氧或聚酯）喷涂等。另外，还可涂PVC涂层，用于提高车身底部抗石击能力；涂沥青，以防振兼防腐；喷灌聚氨酯，以防封闭空腔锈蚀（多用于大客车）；喷布石腊，以防海水侵袭等。

2）构件采用不生锈的材料

为了防止锈蚀和轻量化的目的，某些车身零件用铝钣、镁合金钣、玻璃锈（SMC等）和塑料类材料制造，某些支架等铸件也采用锌合金压铸件。

3）车身采用防锈材料

在不易确保防锈品质的部位，采用表面处理钢钣和防锈辅助材料。表面处理钢钣有电镀和热浸镀锌钢钣及涂漆钢钣，其使用部位见图8-10-4；辅助材料有密封材料、防锈密封剂及防锈石腊等，图8-10-5的一般部位上均使用防锈辅助材料。

8.10.2.2 合理设计车身结构

1）合理布置电泳工艺孔和泄漆孔

对于封闭的断面，隔一段距离要开一个便于电泳涂漆时电力线通过的工艺孔，该孔也可防止气泡的产生，使电泳涂漆充分泳透。否则会造成空腔的漆膜疏松，这是最忌讳的缺陷。

电泳涂漆是浸在槽子里进行的，涂漆后车身离槽时，要尽快使积漆流光，因此应合理布置泄漆孔。

2）结构上避免积泥积水

汽车论坛 http://www.qclt.com

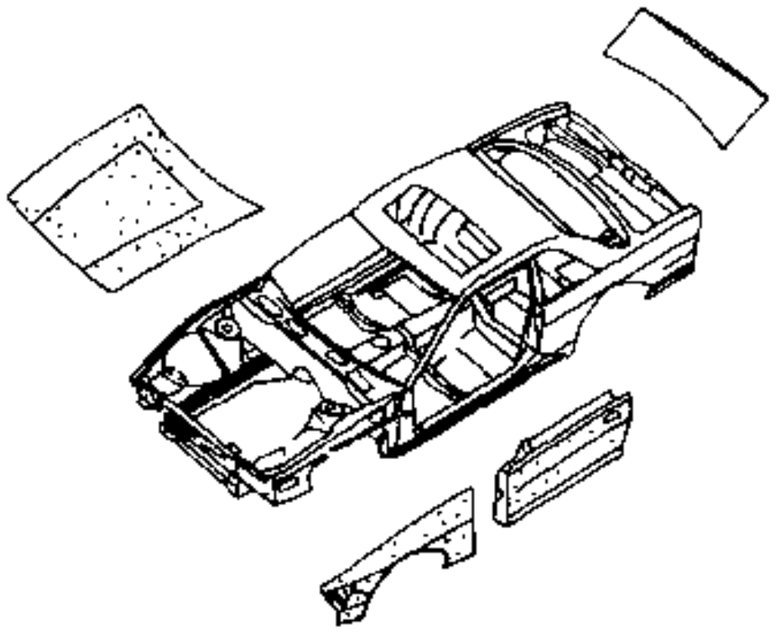


图 8-10-4 表面处理钢板使用部位

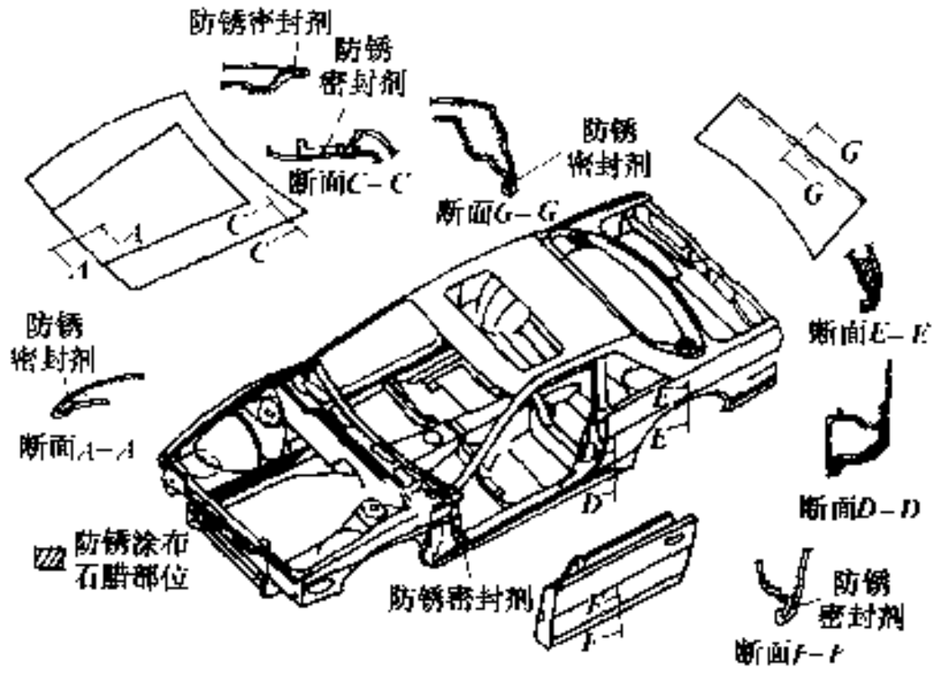


图 8-10-5 防锈密封剂、防锈石腊涂布部位

①预先考虑好水的导流面、孔；

②空心体应保持良好通风；

③在突出区避免有焊缝；

④采用大平面构件，以避免过长过多的点焊缝（即少用小件）；

⑤避免槽、凹坑；

⑥在不同金属零件的接触部位加非金属隔离垫（套）。

3）结构上注意不要使毛边外露

冲切成型的钢板零件边棱会产生如图 8-10-6 所示的尖角，另外液态的防护漆在涂布后未干燥前，由于漆的张力聚成圆形，棱角边上变薄的保护层可能被尖角刺穿或漆膜过薄，很多锈蚀都是在外露边缘上开始的。为此，必须将尖角磨圆，但费时费工，成本很高，现很少采用；还可以在面漆前再在翻边尖角处涂一遍漆，但也不方便；最好的办法是不要使毛边外露，用卷边或折边方式，并将折边边缘处用胶料封闭（图 8-10-7）。

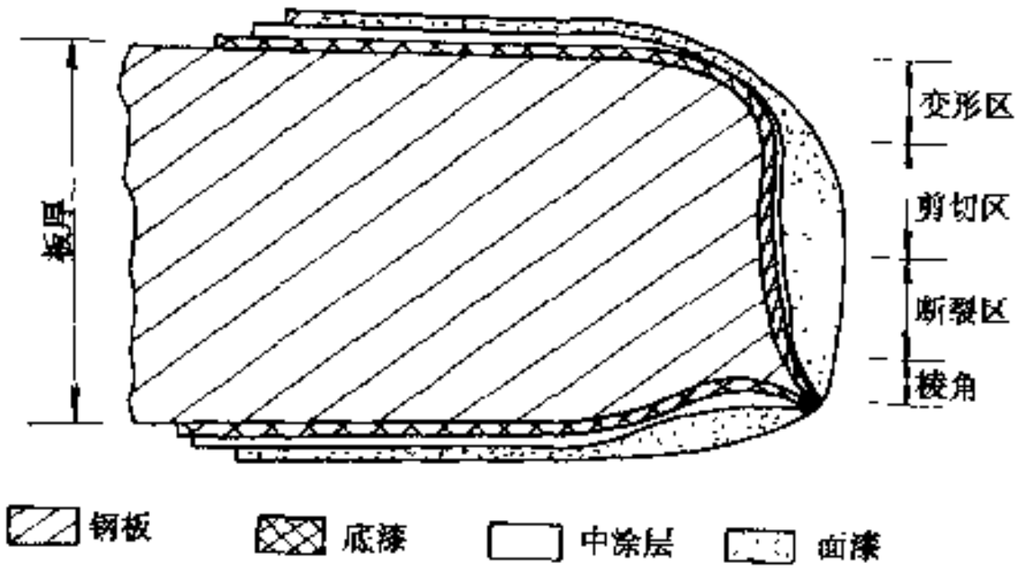


图 8-10-6 板材边缘处油漆层分布状况

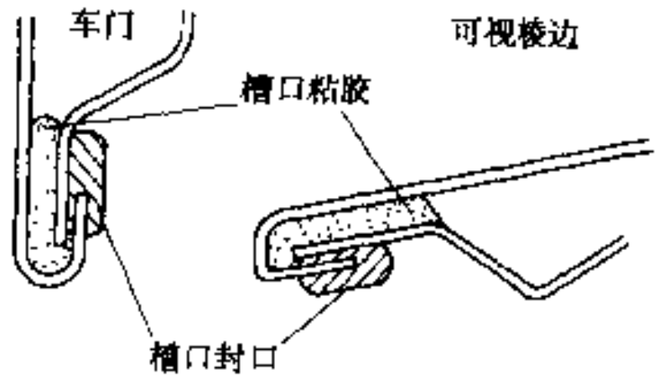


图 8-10-7 用折边法和封闭法防止棱边锈蚀

8.11 防振、降噪、隔热

8.11.1 防振

乘员感触到的振动由底板和转向盘等直接接触身体的部件传递，由传动系传出的振动，最终传到车

汽车论坛 http://www.qclt.com

身。怠速振动和高速振动等是明显的振动，受其影响车身振动特性大致有两种，即车身整体振动特性和局部零部件振动特性。

(1) 改善车身整体振动特性

图 8-11-1 为在怠速和高速振动高频区域内车身所具有的固有振动工况。从高速振动等性能考虑，提高车身刚性后，这种固有振动频率也应设定得较高一些为好，但应注意不要与怠速时发动机激振力的频率相重合。另外，调整完车身刚性平衡和车身上质量大的构件位置后，让固有振动工况的位置接近加振点，对降低振频也很有好处。

(2) 防止转向系的共振

局部零部件振动的代表是直接与手接触的转向装置（图 8-11-2）。在设计时，要避开怠速的频率，尽量取高的共振频率。所以，应增大转向杆的上下安装节距（图 8-11-2 中 L_1），提高安装点的刚性。

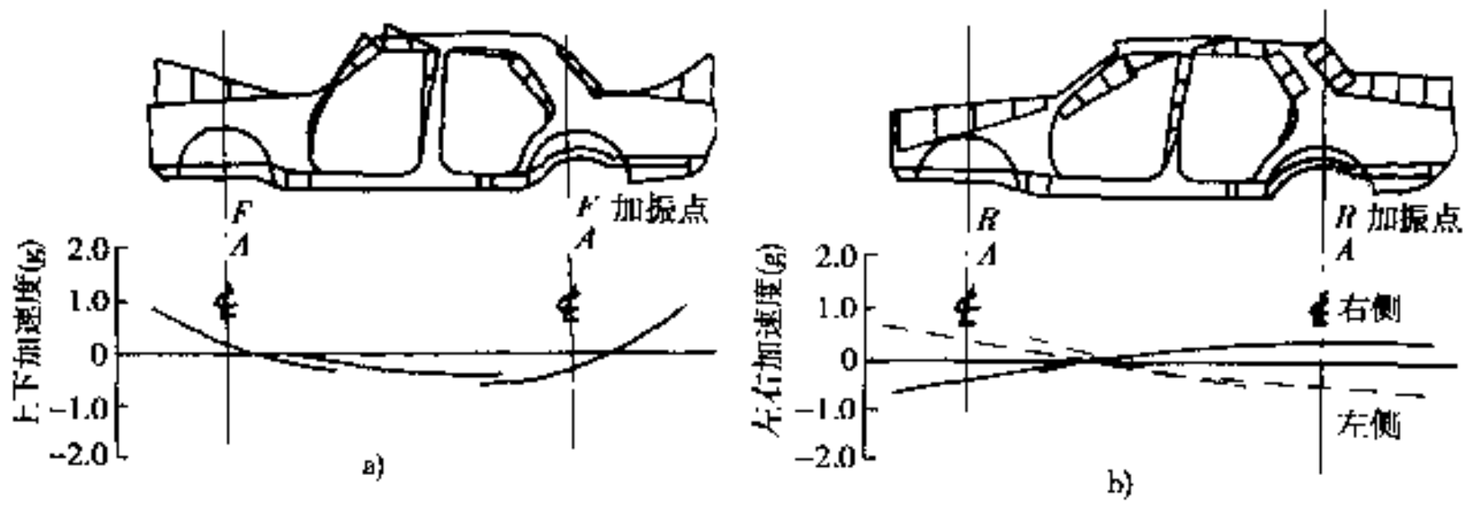


图 8-11-1 车身整体的固有振动工况

a)弯曲 1 次振动；b)扭曲 1 次振动

(3) 靠动力减振装置防振

除车身本身的特性调整外，还有通过在振动大的部位（接近共振的位置）安装动力减振装置进行减振的方法，也有仅安装一般防振装置的，但这样会加大车身质量。因此宜通过橡胶等把安装在车身上的质量大的构件垫起，使其起动力减振装置作用。

8.11.2 降噪

需要进行降噪的有发动机透过噪声、风噪声、齿轮噪声、路面噪声及摩擦声等。其方法大致可分 3 种，即防振、隔音和吸声。

8.11.2.1 防振

防振大致有两种，一种是对大制件进行 1～2 次大范围内低频振动的防振，另一种是对小范围高频振动的防振。

在车室空气产生空腔共振的频率下，一出现振动，便会出现摩擦声，则应减小处于空腔共振中心位置制件的振动声。可通过改变曲率，加大拉延筋及增强材料等制件的刚性，或附加防振材料和重物来实现。

对来自路面等较高频的振动，可通过使用防振材料提高减振能力，或通过加大质量来防振。图 8-11-3 为车内使用防振材料的部位。采用在钢钣和钢钣之间加入防振材料的三明治结构，可以通过中间层的剪切变形得到更高的减振能力，尤其应在易产生制件振动的前围板和底板等上面采用这种办法。三明治制件有两种方式，一种方式是在冲制的钢钣和钢钣之间加上防振材料，另一种方式是在钢钣上粘贴树脂层或沥青基防振板。

8.11.2.2 隔音

为防止发动机噪声透过，主要在前围板上使用隔音材料。一般均采用隔音效果好的双层结构的方式。前围板上有仪表、转向柱及空调装置，还要有很多软管、缆线及电线束穿过，这样，存在着从贯通部和隔音材料的空隙传声的问题。对孔周围进行处理将对隔音有很大效果。

汽车论坛 http://www.qclt.com

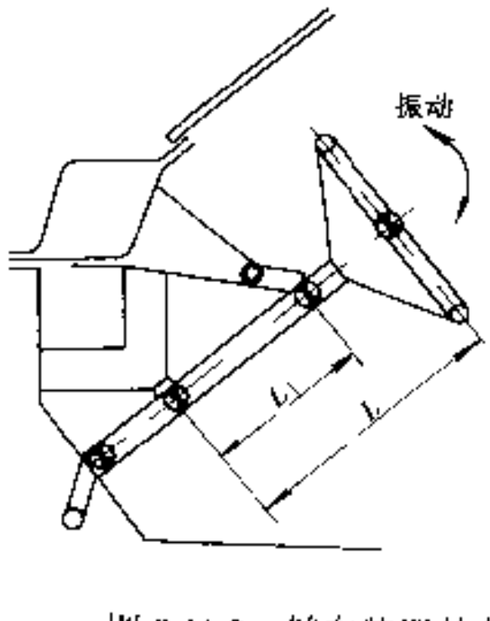


图 8-11-2 转向装置的共振

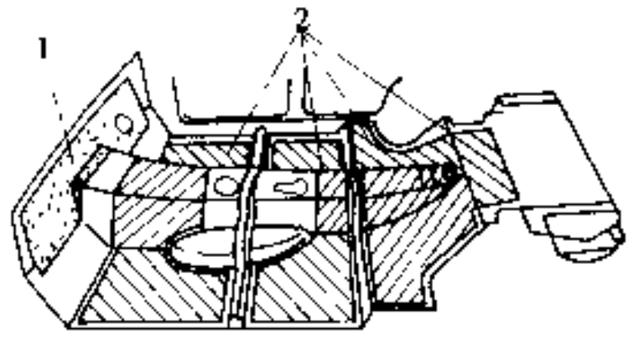


图 8-11-3 防振材料使用部位
1-前围板下部（上明治钢板）；2-前、后底板（易熔绝缘材料）

来自路面的噪声和排气装置的噪声会通过地板传来，对此，底板和地毯要采用双层壁结构。双层壁结构中，中间空气层可起弹簧作用，隔音能力极度下降，需要对中间层材质和表皮密度进行最佳设计，开发中间层使用的合成泡沫材料或表皮防振材料。

车门立柱、车室和行李舱之间的隔壁有很多孔，对这些孔进行塞孔处理也是隔排气噪声的重要方法，图 8-11-4 为用胶带和泡沫材料进行处理的方法。

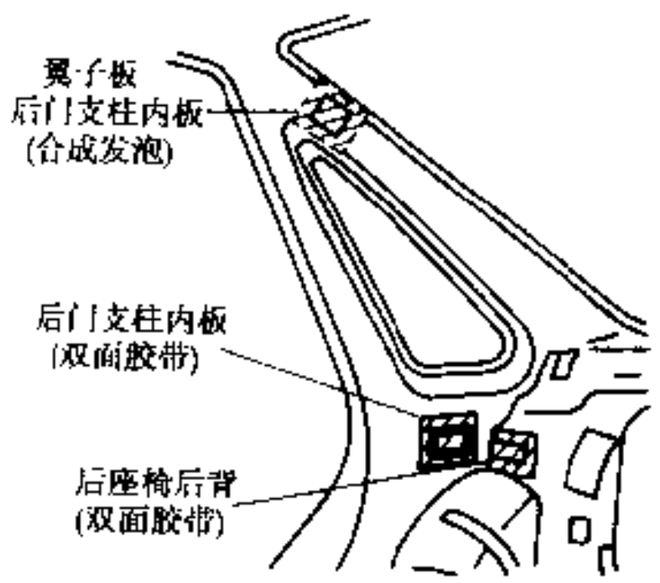


图 8-11-4 堵塞制件开口

对风和雨滴的噪声，可在顶棚和顶棚内饰件间加上毛毡来隔离。

对来自车门周围的风噪声，关键是车门和车身之间的隔音。汽车高速行驶时作用在车门玻璃上的负压可用车窗升降机构吸出；密封面若有间隙，增加密封条就很必要；风噪声可用三层结构的密封条等来提高隔音性能。

8.11.2.3 吸声

主要是吸收发动机舱内噪声和车门噪声。对发动机噪声，可在发动机罩下面和前围板前部加装玻璃纤维、毛毡、泡沫类吸声材料，并按材料厚度和密度调整吸声强度和特性。

车室内的内饰材料（地毯、顶盖内护板、车门内护板等）在考虑美观、隔音的同时，要兼具吸声特性，尤其顶盖内护板距乘员耳朵很近，且面积大，吸声效果好就会更起作用。吸声材料多为多孔型材料，如玻璃纤维、泡沫塑料、毛毡等。

8.11.3 隔热

温度升高会对一些零部件（制动管路、燃料箱及与乘员和货物接触的车身件等）产生不良的影响，必须采取隔热对策，以防止从发动机和排气装置等传来的热量。

为了不使这些构件受热源影响而温度过高，可在它们之间留有一定的间距。有时由于空间的限制，达不到所需的间距，可加隔热板。在散热量大的催化器和消声器与底板间加上大块隔热板，防止底板的温度过高。在排气系下部设置隔热板的目的是防止汽车停在草地上时引起火灾。也有在发动机罩内侧设置隔热材料的，目的是防止发动机罩的温度过高。为了提高隔热性能，也有加 2 层隔热板的。

8.12 货 车 车 身

8.12.1 概述

货车是以运输货物为主要目的而设计和装备的汽车。但近几年来，货车开始从单一运送货物这一功能

汽车论坛 http://www.qclt.com

向可代表物流准时化的物流服务的运输工具这一方向发展，已成为一种社会化的服务工具。为了追求准时化和适应物料和再制品的最少库存量，运输车辆往往昼夜不停地运转，驾驶员轮换驾驶。此时，车就是驾驶员的临时家，为适应这种多样化的社会要求，货车在追求原有的经济性、稳定性及低公害的同时，又开始向信息化、高速化和多样化方向发展，有的大型货车设置了卧铺，甚至居室，可以做饭、能够沐浴，考虑得非常周全。

8.12.2 分类

载货汽车种类繁多，形状各异，分类方法较多，按结构分类见表 8-12-1，按用途分类见表 8-12-2

表 8-12-1 按结构分类

分类方法	代表车型
按车轴数分	二轴车、三轴车、多轴车
按车轮数分	四轮车、六轮车、多轮车
按驱动形式分	前轮驱动车、后轮驱动车、全轮驱动车
按发动机布置分	前置发动机汽车、后置发动机汽车、在车身地板下的发动机汽车
按有无车架分	有车架结构的汽车、无车架结构的汽车

表 8-12-2 按用途分类

种类	功能	代表车型
普通车	用于运输一般货物的货车	车箱上面开的货车、带厢式车身的货车
专用汽车	为运输特殊货物而装有特殊装置的货车	洒水车、运钞车、奶罐车等
汽车列车	拖带挂车	全挂车、半挂车、长货挂车、牵引车

8.12.3 驾驶室

驾驶室所使用的材料，除装饰件外，大多是钢板、FRP（玻璃纤维增强塑料）和铝，这里叙述钢钣制驾驶室。

驾驶室焊接总成加上车门焊接总成，以及车前板制件各焊接总成统称为白车身；涂装后称涂装白车身；装上内饰件、电气件、操纵件、车身附件及其它附属件后，可以运到总装线去装整车的称已装备的车身总成。

驾驶室分别由前围、地板、车门、侧围、后围、顶盖等组成（图 8-12-1）。

8.12.3.1 前围

1）内板式前围

内板式前围用于发动机安装在前围之前的长头货车，前壁板为发动机档板（图 8-12-2）。

在此种前围板上，因为安装有空调装置、刮水器装置，还固定有电气总成、洗涤罐、制动油罐等，并有许多电线束、油管从此通过。所以，对此板要求有足够的刚性与强度，还要求零件形状尺寸准确，密封性好，板料厚度一般为 1.2～1.5mm。

2）外板式前围

外板式前围，即发动机安装在前围之后，多属于平头载货汽车前围（图 8-12-3）。这种外板式前围又可分为单层式与双层式两种。

汽车论坛 http://www.qclt.com

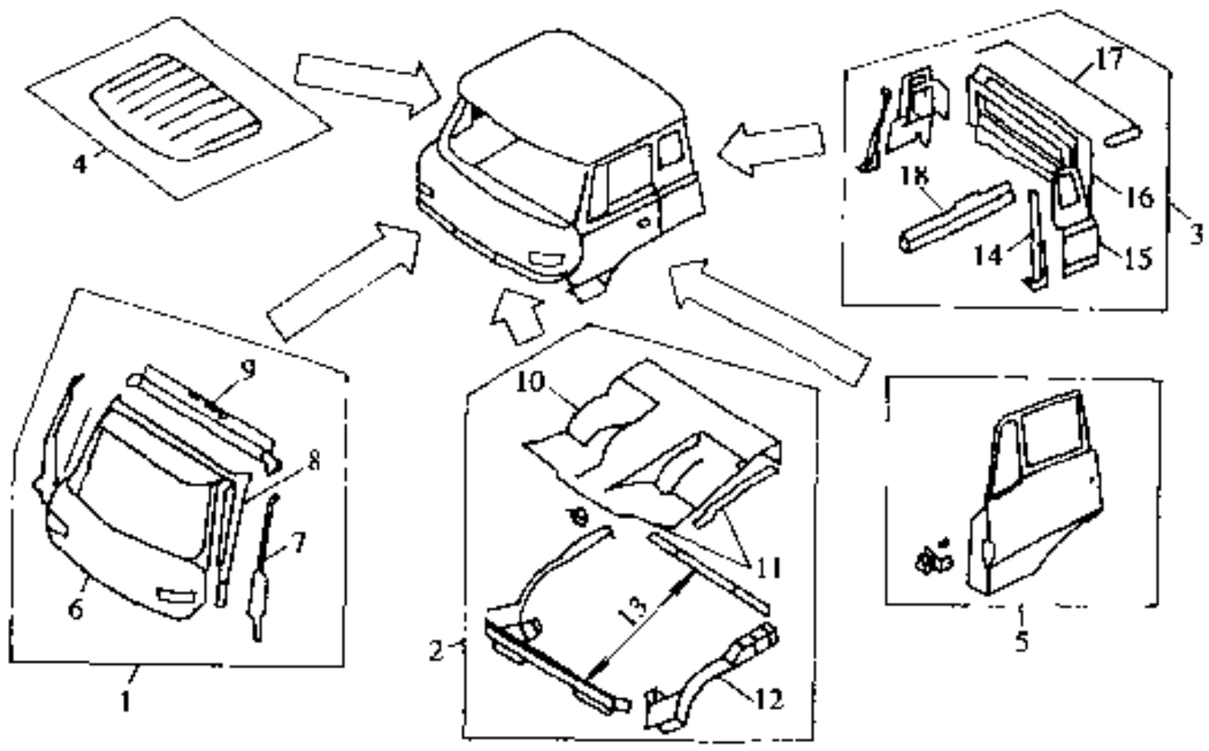


图 8-12-1 驾驶室白车身结构

1-前围；2-地板；3-侧围和后围；4-顶盖；5-车门；6-前围外板；7-前支柱；8-前风窗框外板；9-仪表板横梁；10-地板；11-侧梁；12-纵梁；13-横梁；14-后支柱；15-侧围板；16-后围板；17-顶盖后梁；18-厢underbeam

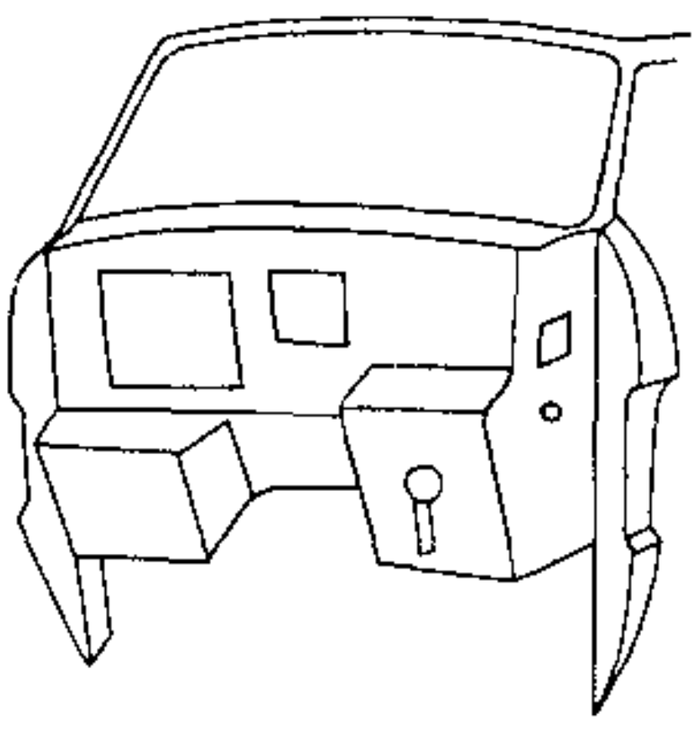


图 8-12-2 内板式前围

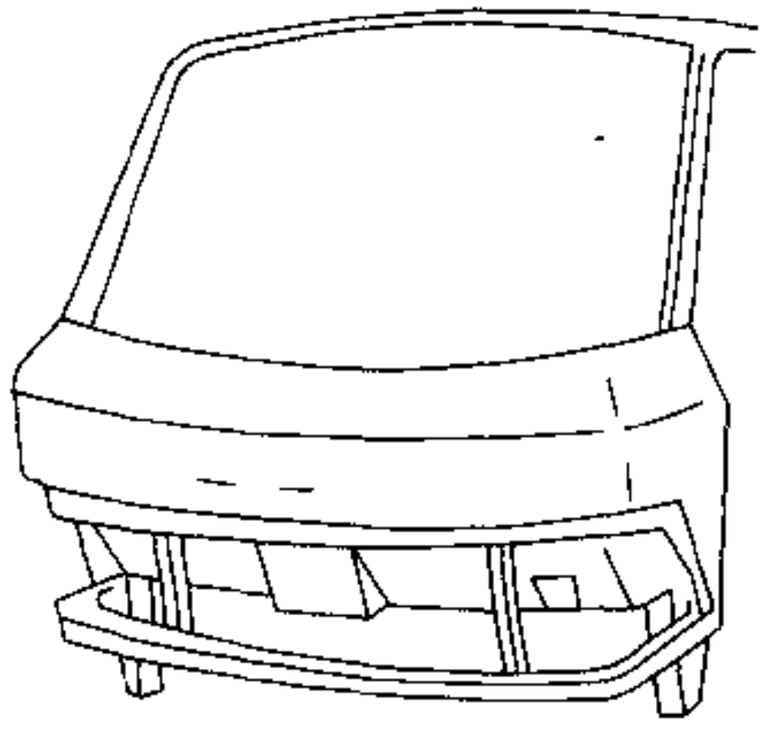


图 8-12-3 外板式前围

(1) 双层式前围

双层式前围多用于中、重型载货汽车，将前围板分为外板与内板，外板是覆盖件，并起装饰作用，可以拆卸；内板是受力件，功用同内板式前围。双层式前围的优点如下。

①由于前围外板可拆，拆卸后可使暖风水管、刮水器、制动管路和手制动拉丝等都暴露在外部，且与人的站立高度相当，因此维修方便；

②由于是双层，从设计的角度考虑，提供了足够的布置空间；

③从车内看，仪表板下部空间干净利落，有宽敞的伸脚空间；

④因前围板是双层的，故对整车的密封效果和前围的强度均有一定的改善。

(2) 单层式前围

单层式前围多用于轻型载货汽车，该前围外板既是覆盖件，又是受力件。仪表板下部诸总成均安置在地板与仪表板固定板之间的支架上。单层式前围，具有结构简单、质量小、工艺好等优点，但不具备上述双层式前围多方面的优点。

驾驶室前壁骨架的构成，虽然由于车型、车速、装载质量、行驶条件及驾驶室的承载方式等而异，但是，其基本构成形式大多由“日”字形骨架与前围板蒙皮共同构成的封闭体。“日”字形骨架总成由上梁

汽车论坛 http://www.qclt.com

总成、中梁总成、下梁总成和前支柱总成所组成。上梁总成即为前风窗上横梁，有开口与闭口之分，如图8-12-4、图8-12-5所示。中梁总成或由前围板上外板与内板及其加强梁焊接而成，或是由发动机挡板与仪表板固定板焊接而成，也分为开口断面与闭口断面两种，如图8-12-6和图8-12-7所示。下梁是在前围内板与地板的焊接处所焊的加强梁，下梁将左、右支柱连接，形成了前壁骨架的框形框架，如图8-12-8所示。

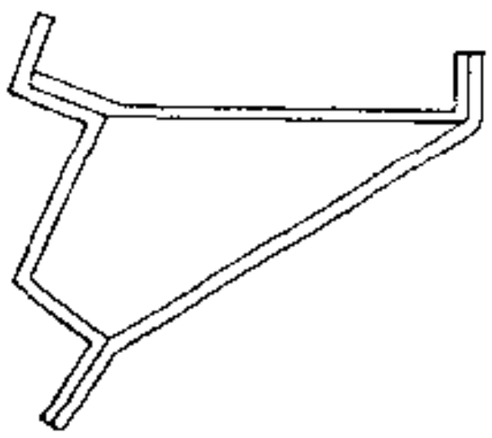


图8-12-4 前围上梁封闭断面

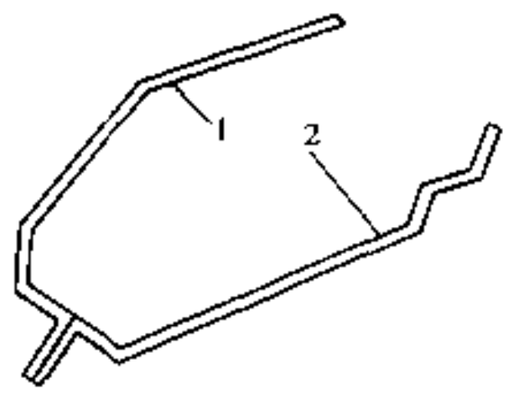


图8-12-5 前围上梁开口断面
1-顶盖；2-内板

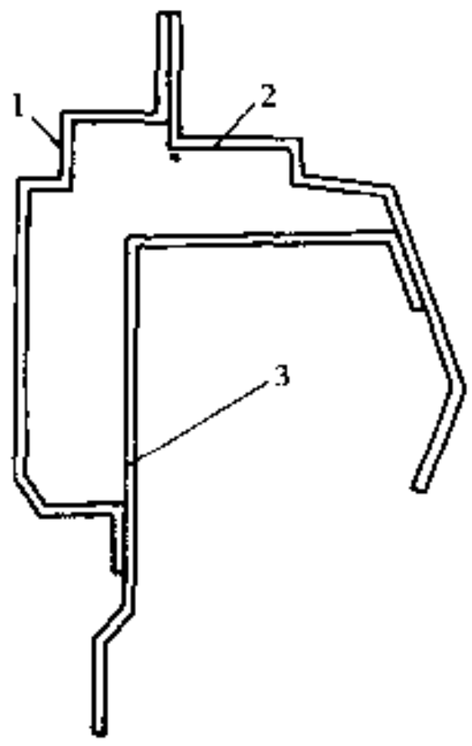


图8-12-6 中梁闭口断面
1-上外板；2-内板；3-加强梁

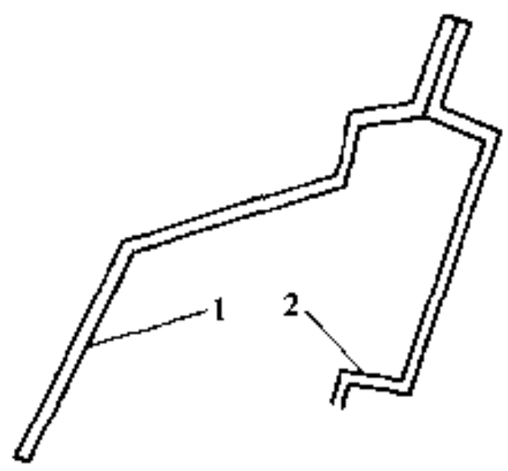


图8-12-7 中梁开口断面
1-前围外板；2-加强梁

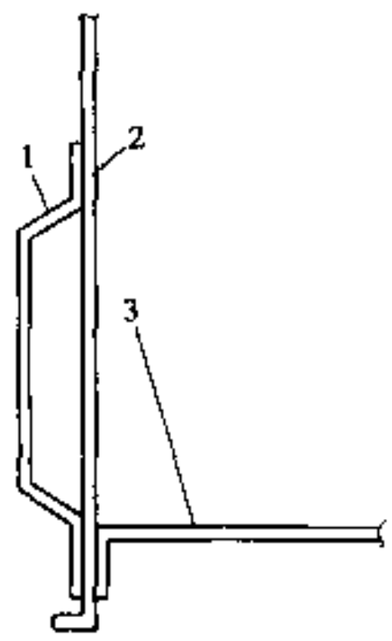


图8-12-8 下梁断面
1-加强梁;2-内板;3-地板

8.12.3.2 地板

驾驶室地板由地板和地板梁组成，地板是薄板冲压的大面积钣金件，地板梁是主要支承和受力件，多由厚2mm左右的钢钣冲压而成。它是驾驶室的基础，车身的上部件焊在其上面，其通过悬置与车架连接，乘员的重力压在地板上，故要求地板需有足够的强度和刚度。

1）长头车地板

长头车因发动机在其前面，地板不受发动机的影响，可以做得低而平坦，座椅易于布置，乘员活动方便。

2）平头车地板

在现代平头车中，发动机在驾驶室后部，位于座位的下面（图8-12-9c），驾驶室前部地板平整，或只凸起一个不高的通风道，室内可设3个座位，中间座位在发动机的上方。

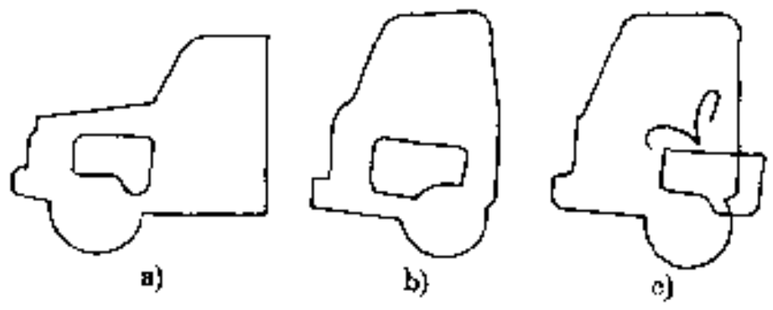


图8-12-9 驾驶室与发动机的相对位置
a)发动机在驾驶室前面（长头车）；b)发动机在两座位之间（平头车）；c)发动机在座位下面（平头车）

汽车论坛 http://www.qclt.com

为了提高发动机例检、维修和保养时的接近性，往往采用可翻驾驶室，而不在地板上开洞。这就大大增加了驾驶室的整体刚度，同时也简化了地板结构。因此，隔音、隔热、密封等性能良好，使乘坐舒适性大大提高。因此现代平头车大都使前部地板左右通畅、宽敞，操作及活动方便。

翻转式驾驶室需要增加一套翻转及锁止机构。在一些轻型汽车上，因其发动机尺寸小，为了减小质量及降低成本，一般不采用翻转式驾驶室，而是在中间座位下开孔，再用与中间座位底板为一体的罩盖盖上，为便于打开发动机罩，中间座位尺寸较小，并做成简易的活动结构。

在驾驶室结构形式确定之后，可根据散热器、通风道、发动机外形尺寸及其布置位置，除留出隔音、隔热层需要的间隙之外，再留出 20～30mm 的间隙，以防止由于发动机工作时的扭振，以及汽车在不平路面上行驶而产生扭转时地板与各总成产生干涉。从而定出发动机罩的最低尺寸线，再根据车轮跳动图，即可定出轮罩的最低尺寸线。

3）地板覆盖件

图 8-12-10 是典型的中、重型平头车地板结构，地板上面要焊接安装座椅及安全带等的加强板，为加大刚性，应尽量多布置有效加强筋。限于材料尺寸、冲床面积及冲压深度的限制，一般将地板分为三块，然后焊接在一起。当然，长头车和轻型车地板较小，可以不必分块。

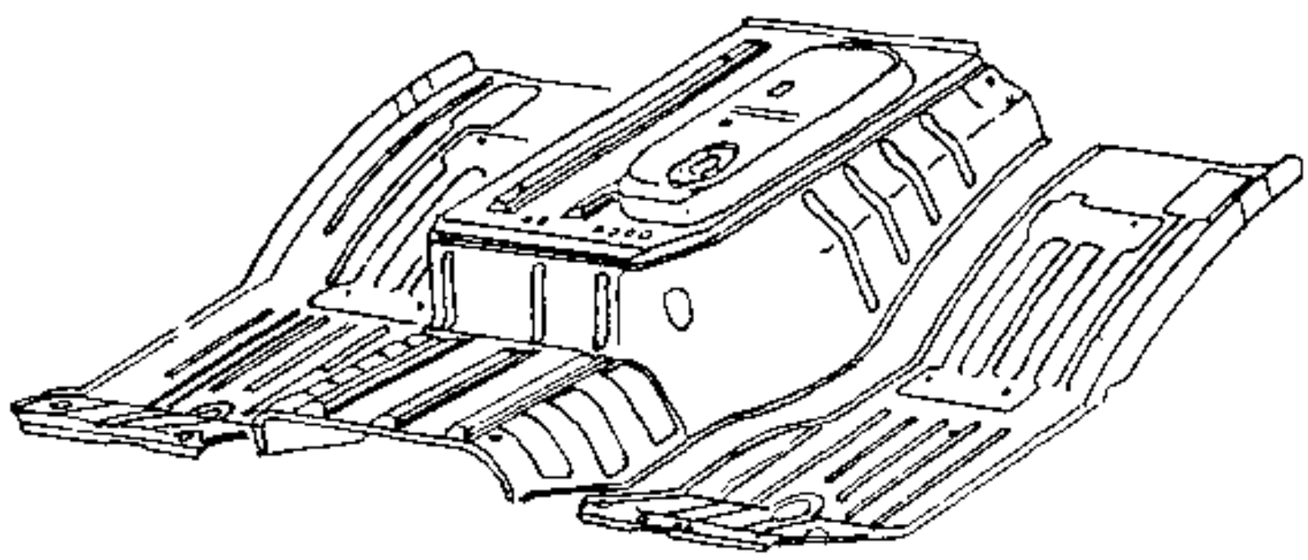


图 8-12-10　平头车地板

4）地板梁

地板梁多为纵、横梁组成的框架结构。平头车以两根纵梁为主要构件，前、后有横梁，两侧有门槛，组成地板梁框架。对于可翻转式驾驶室，用供翻转的圆管连接两根纵梁（图 8-12-11）。地板梁多为槽形断面，与地板覆盖件用点焊焊接。

8.12.3.3　车门

中、重型货车的车门多为门窗框与车门内、外板一体冲压成型的整体式车门，轻型车过去多用门窗框为滚压成型件与车门内、外板焊接或螺钉连接的形式，现在也向整体式车门发展。

货车驾驶室的车门结构和门系附件与轿车大致相同，但因货车（尤其是中、重型货车）驾驶室离地面较高，在布置车门外手柄时要注意满足人机工程学的要求（图 8-12-12 和表 8-12-3）。

为了改善驾驶室的通风换气，某些车在车门上设置了三角窗（旋转窗）。三角窗是供自然通风用的，其结构复杂、成本高且影响视野，如果有其它方式（如强制通风、空调等）解决通风换气问题，则不予采用。

1）三角窗的形式

最常采用的形式示于图 8-12-13a），通过调节开启角度，可进风，也可出风。图 8-12-13b）所示形式多在大客车中采用，结构简单、制造方便，但只能进风（或出风）。

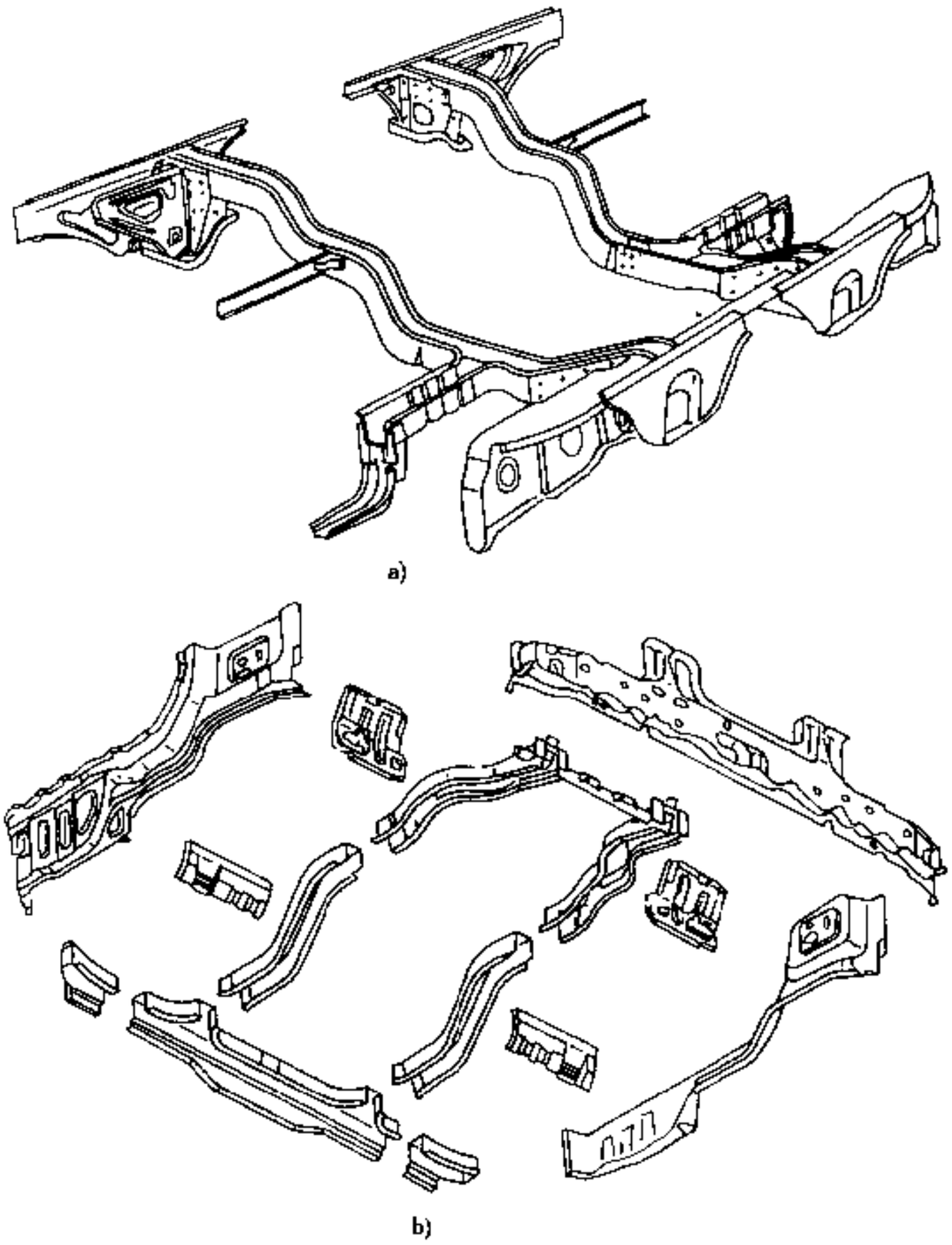
2）三角窗密封条夹框

表 8-12-3　车门外手柄的高度

最大总质量 (kg)	车门外手柄高度 H (m)
< 6 000	≤1.40
≥6 000～15 000	≤1.60
≥15 000	≤1.75[1]

注：(1)为距离脚支撑面的高度。

汽车论坛 http://www.qclt.com



a)

b)

图 8-12-11 两种形式平头车地板梁

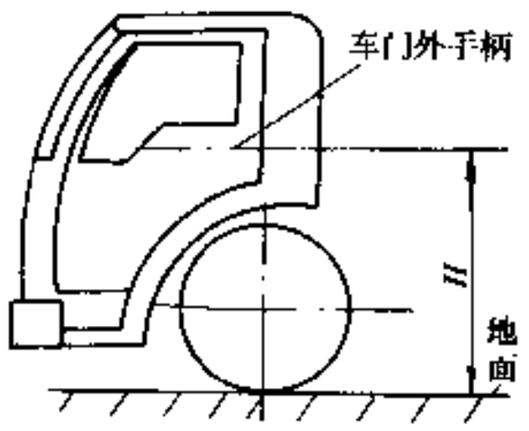


图 8-12-12 车门外手柄的高度

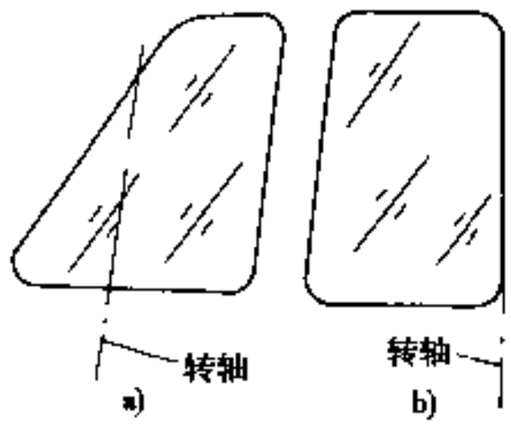


图 8-12-13 三角窗的形式
a)具有后倾角的转轴；b)具有外倾角的转轴

一般常见的三角窗都是有密封条夹框的，也有不单独设置三角窗密封条夹框的。后者密封条可装在由车门内板和外板形成的夹框里，这就要求车门内、外板零件的尺寸很准确，其优点是结构简单。

3）三角窗密封条

三角窗密封条有整体封闭式和后端分开式两种。前者密封性能好，但密封条模具复杂；后者制造工艺

汽车论坛 http://www.qclt.com

简单，但在两个接角处间隙较大，密封性不好。

4） 三角窗转轴的布置

三角窗的布置，关系到三角窗迎风面积的大小，也就是关系到进风量的多少。上转轴向外移，可增加迎风面积，但会使密封条结构复杂。对于具有后倾角的转轴，玻璃与密封条的干涉区如图 8-12-14a）所示。当转轴具有外倾角时，玻璃与密封条的干涉情况如图 8-12-14b）所示。取决于干涉区转轴后倾、外倾合成的结果，消除干涉的措施是，加大间隙，并采用合理的密封条断面。

5）三角窗锁止机构的布置

①如图 8-12-15 所示，把锁止机构布置在三角窗的下端，锁止机构固定在三角窗夹框上的，不需在玻璃上打孔

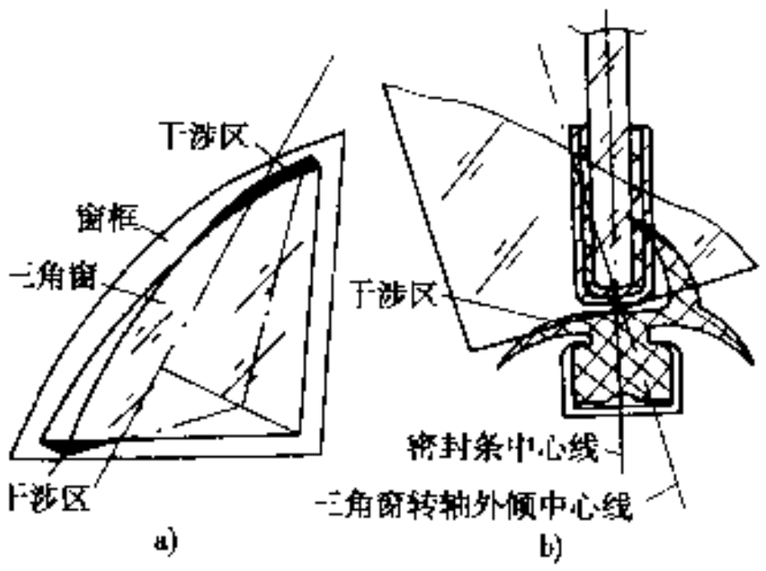


图 8-12-14 玻璃与密封条的干涉情况
a)具有后倾角的转轴；b)具有外倾角的转轴

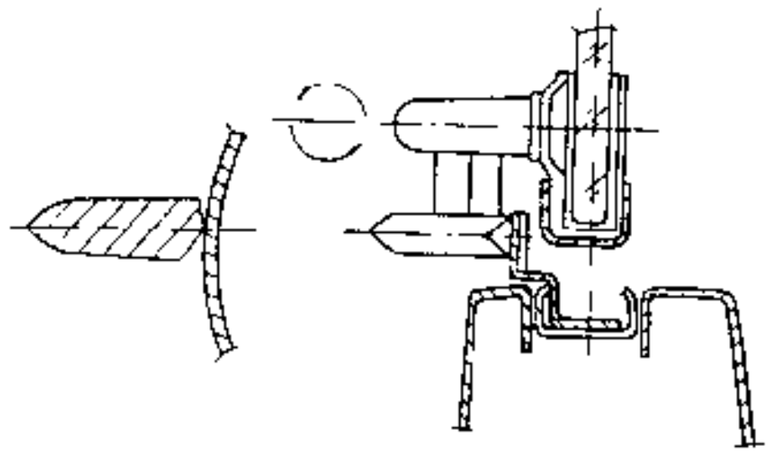


图 8-12-15 锁止机构在三角窗下端

②锁止机构布置在三角窗的中后部，可使三角窗上、下部分受力均匀，但锁止机构要固定在三角窗玻璃上，这就需要在玻璃上钻孔。

6） 三角窗的限位机构

①通过蜗轮蜗杆机构来控制三角窗的转角，如图 8-12-16 所示。因为蜗轮蜗杆传动是不可逆的，所以当三角窗打开一定的角度时，不会因受风力或振动等因素的影响而改变三角窗的开启角度，因此无需再增设限位机构。

②簧片式限位机构如图 8-12-17 所示，通过簧片压紧转轴而产生适当的摩擦力，使三角窗保持在一定位置。

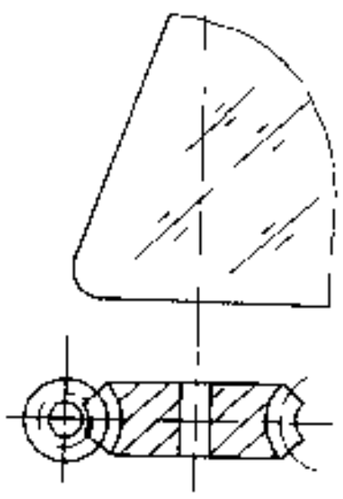


图 8-12-16 蜗轮蜗杆式开启与限位机构

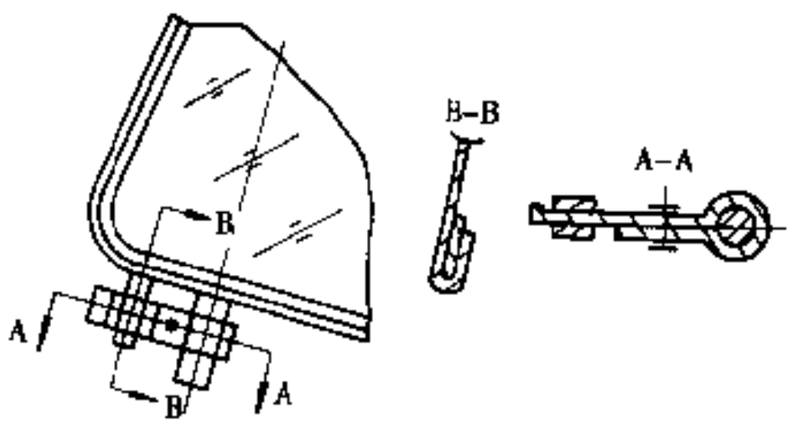


图 8-12-17 簧片式限位机构

③图 8-12-18 所示的限位机构是通过圆柱形螺旋弹簧所产生的轴向力将三角窗转轴上的凸台与支架压紧，从而产生摩擦力，使三角窗只能在一定的外力下才能转动，却不会在较小的风力下改变位置。

汽车论坛 http://www.qclt.com

8.12.3.4 侧围、后围及顶盖

皆为薄板冲压件。顶盖为单层结构，为增加刚性内设 1～2 根横梁。侧围与后围有单层钣的，也有带内钣的双层钣的；后围有后围窗，侧围面积较大时，也设侧围窗，侧围窗可以是封闭的，也可以是开启的。长头车典型结构见图 8-12-19，平头车见图 8-12-20。

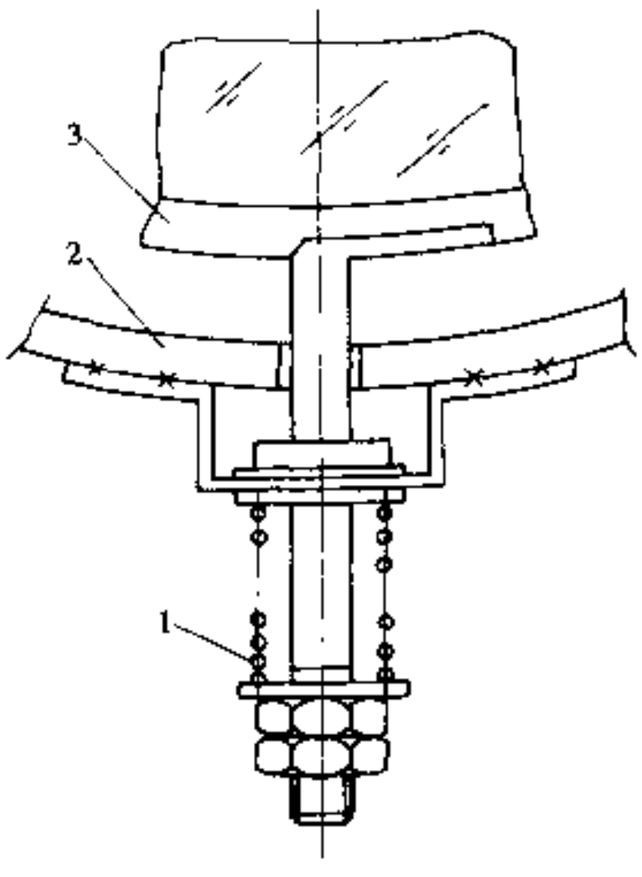


图 8-12-18 圆柱螺旋弹簧限位机构
1-螺旋弹簧；2-三角窗密封条夹框；
3-三角窗玻璃总成

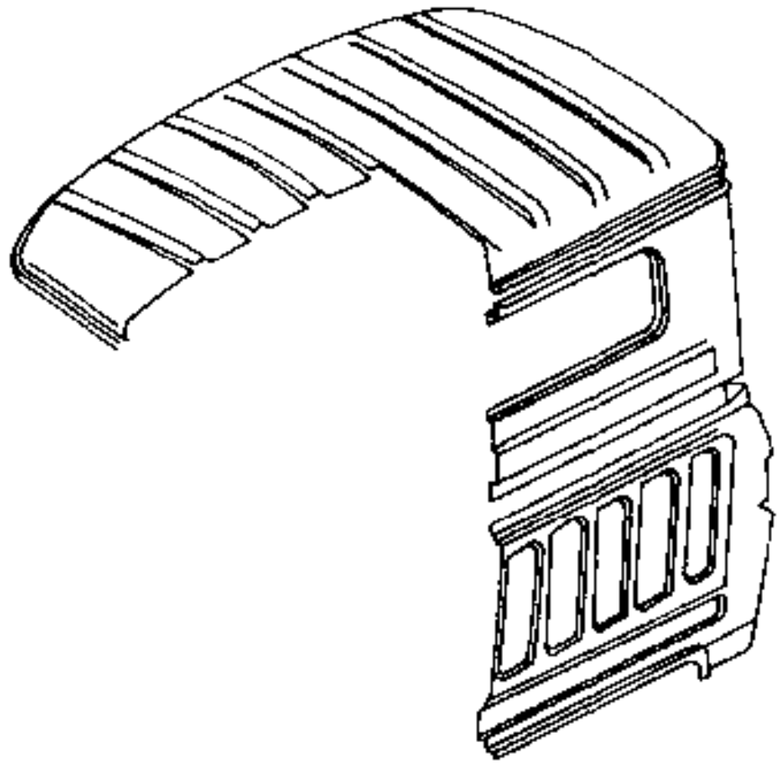


图 8-12-19 长头车后围与顶盖

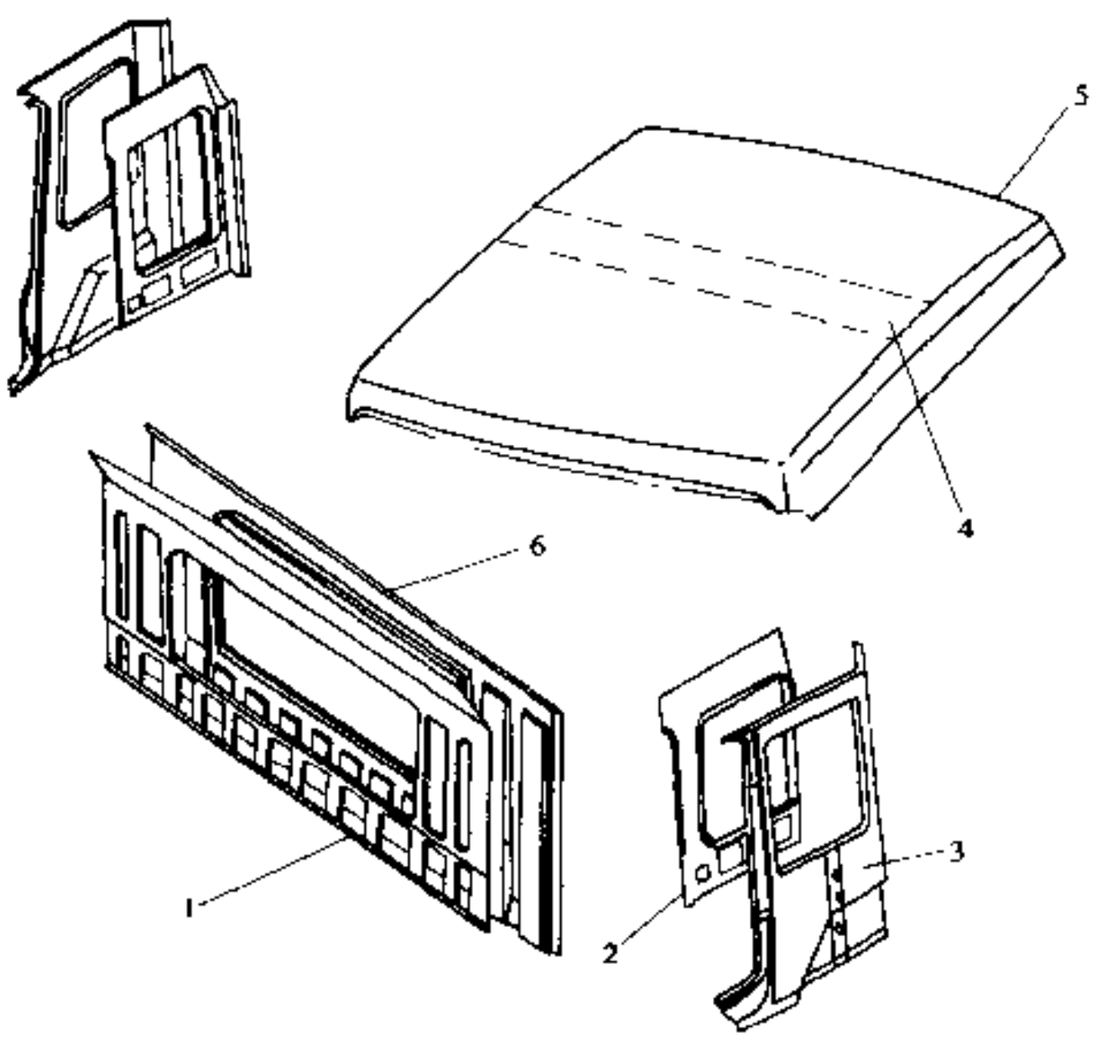


图 8-12-20 平头车侧围、后围和顶盖
1-后围内板；2-侧围内板；3-侧围外板；4-顶盖梁；5-顶盖；6-后围外板

汽车论坛 http://www.qclt.com

8.12.4 车前板制件

车前板制件由散热器面罩、灯罩、发动机罩、翼子板及挡泥板等构成。按接近发动机的方式，车前板制件有如下几种形式。

8.12.4.1 车前板制件形式

1）发动机罩左右开启式如图 8-12-21a）所示，翼子板用托架刚性地固定在车架上，并随同车架运动，而翼子板与车间其它零件无刚性连接，且留有较大的间隙。由于大部分总成无刚性连接，因此互相牵扯、干涉的现象较少，尤其是在坏路上行驶时，因车架变形而引起车头零件撕裂的情况得以改善。其缺点是，这种车头难于适应目前外形的整体造型需要，目前的新型车几乎已淘汰这种结构形式。另外，在车架变形时，车头各部件相对位移较大，会出现间隙不均现象，严重时甚至会相互摩擦，同时由于整个车头的各总成相对独立，使整体刚度较差，因此有零部件抖动、振裂和灯光晃动等现象。

2）发动机罩向后开启式如图 8-12-21b）所示，除发动机罩之外，车头其它零部件都连接成为一个刚性整体，车头的前部利用弹性元件与车架相连，其后部与驾驶室刚性连接。其优点是，整体刚性好，相对位置稳定，间隙均匀，整个车头流线型好，易于适应造型的需要。其缺点是，车头装配精度要求高，同时各零部件之间牵扯较多，如果受力分析不当或悬置结构布置不妥，往往会出现零部件撕裂现象。

3）整体前翻式，如图 8-12-21c）所示，前翻式车头将包括发动机罩在内的整个车头焊装成一个刚性的整体，通过一套翻转机构柔性地安装在车架上。为了前翻轻便，在车头质量较大时，往往采用助力机构——扭杆系统，其优点是发动机接近性好，车头刚性好。缺点是车头零部件的装配精度要求很高，同时有助力机构的车头零部件较多，车头质量加大，成本提高。

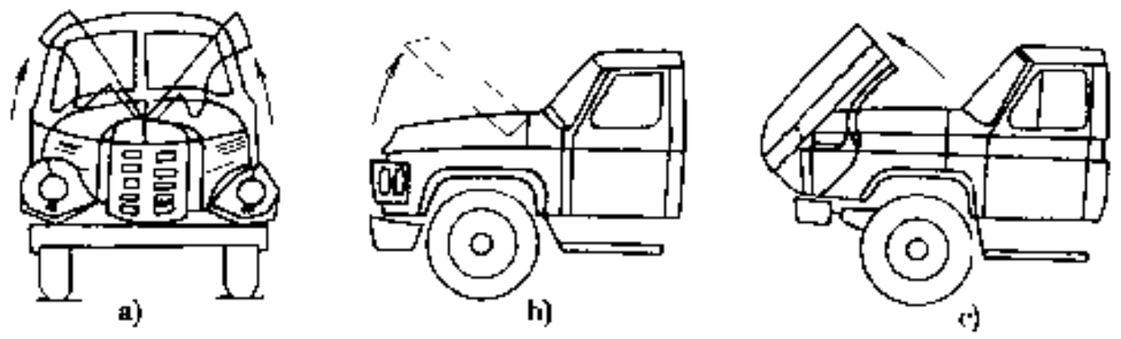


图 8-12-21 车前板制零件形式

a)发动机罩左、右开启式；b)发动机罩向后开启式；c)整体前翻式

8.12.4.2 散热器面罩

散热器面罩与轿车类似，只是形状和面积不相同。多用钢板、铝板冲制或用塑料注塑成型，追求的重点往往是造型。

8.12.4.3 发动机罩

发动机罩是个大型冲压件，要保证足够的刚性。很少有大面积的内氙，多设置前、后两根加强梁（图 8-12-22）。

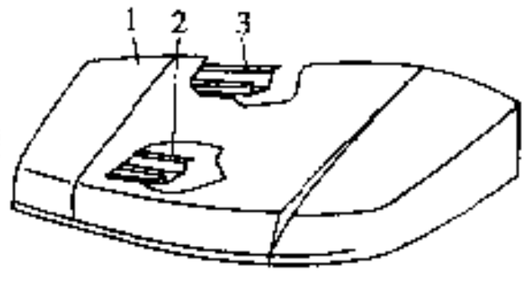


图 8-12-22 发动机罩

1-发动机罩；2-前横梁；3-后横梁

8.12.4.4 发动机罩开启机构

发动机罩的开启铰链多为带助力弹簧的平衡铰链。由于要求开启角度达 90°以上，必须用六连杆平衡铰链。如图 8-12-23 所示，这种发动机罩铰链固定点 A 及 B 的位置、发动机罩关闭时的初始位置 C_0D_0 和开度最大时的终了位置 C_1D_1 都是给定的。机构中各杆长度和铰链点的位置可按如下方法来选取。

①初步选取 E 点，其初始位置在 E_0，终了位置在 E_1，因此杆长 DE 和 EB 即可确定。当由 E_0 转到 E_1 时，为保证 D_0 达到 D_1，必须使 C_0 同时转至 C_1，因此需另设杆 AG 和杆 CG，CG 与 EB 在 F 点铰连。

汽车论坛 http://www.qclt.com

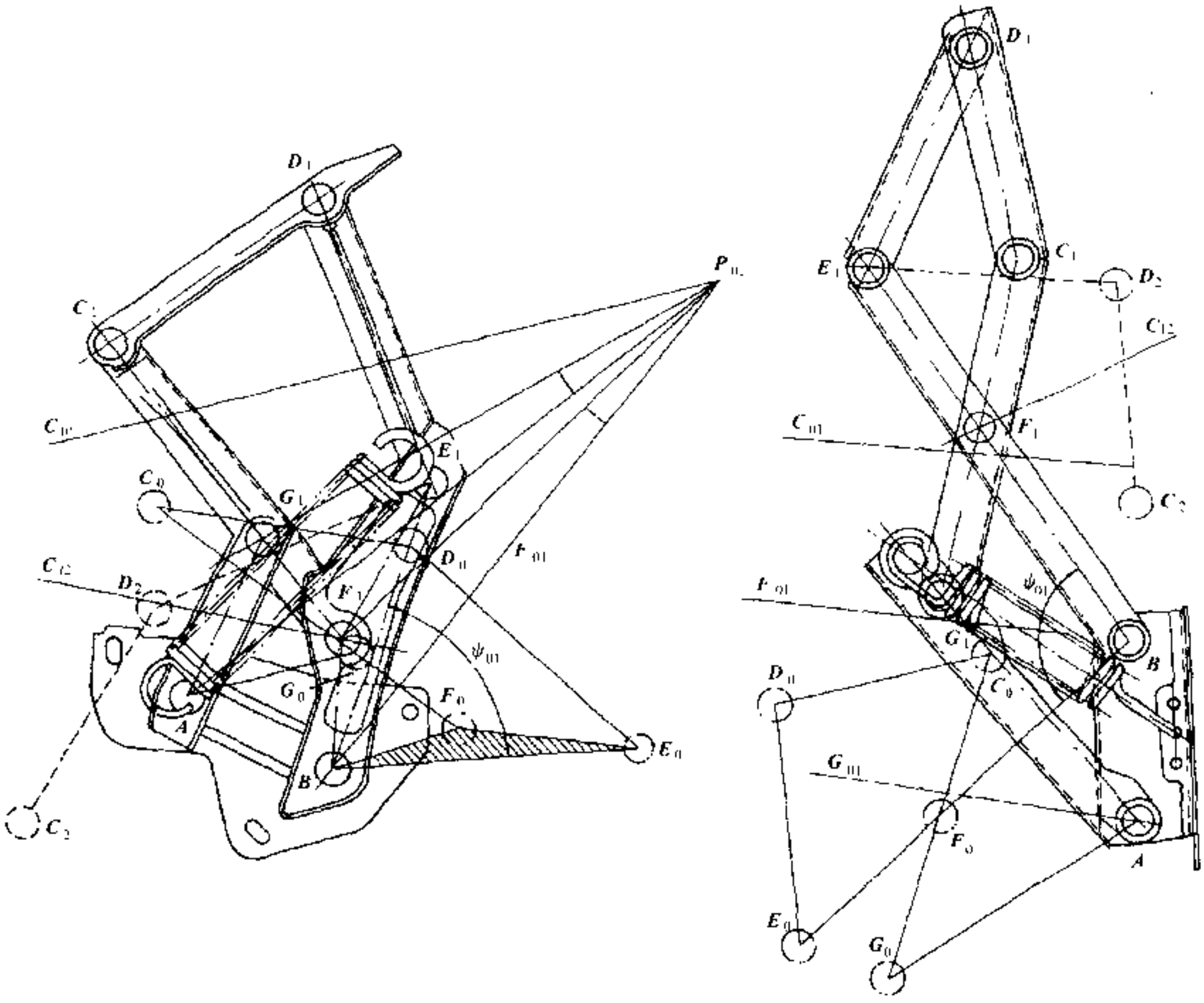


图 8-12-23 两种六连杆平衡铰链

②为求得 F 点的位置，可将机构作如下处理，即把 $BE_0D_0C_0$ 视为刚体，并绕 B 点按图示方向旋转 ψ_{01} 角，使 E_0B 与 E_1B 重合。与此同时，机构 $BE_0D_0C_0$ 转至 $BE_1D_2C_2$ 的位置，如图中虚线所示。作 C_1C_2 的中垂线 C_{12}，F 点应在此中垂线上取，是无穷多解。

③为确定 AG 的杆长，可应用极角定理，即从回转极点 P_{01} 观察铰链四连杆机构相对的杆，其所对之角分别相等。因此，应分别作 F_0F_1 和 C_0C_1 的中垂线 F_{01} 和 C_{01}，得 F_{01} 和 F_{01} 的交点（极点 P_{01}）。G 点的位置只要满足 $\angle AP_{01}G_1 = \angle BP_{01}F_1$ 即可，所以也是无穷多解。

④由于 F_{01} 和 C_{01} 的交点在很远处，作图有困难，则可在 CF 杆上先选取 G 点，并对已知的初始位置 G_0 和终了位置 G_1，作 G_0G_1 的中垂线 G_{01}，A 点可在此中垂线上选取，使其接近原来给定的位置。

至此，六连杆机构的杆长和铰链点的位置已全部确定。

在发动机罩开启最大角度时，在平衡铰链上必须设置保险机构，以防止发动机罩自行落下。

平衡弹簧的计算可在力分析基础上按螺旋弹簧的计算方法进行。

8.12.4.5 翼子板

图 8-12-24 示出了常见的几种翼子板形式，图 8-12-24a）所示是托架式翼子板，翼子板是单独的，用托

汽车论坛 http://www.qclt.com

架与车架相连；图 8-12-24b)、c)、d) 所示都是后部与驾驶室相连，前部与前端框架相连结构，其中图 8-12-24b) 与 c) 所示将翼子板设计成两部分，点焊在一起，以解决冲压困难的难题

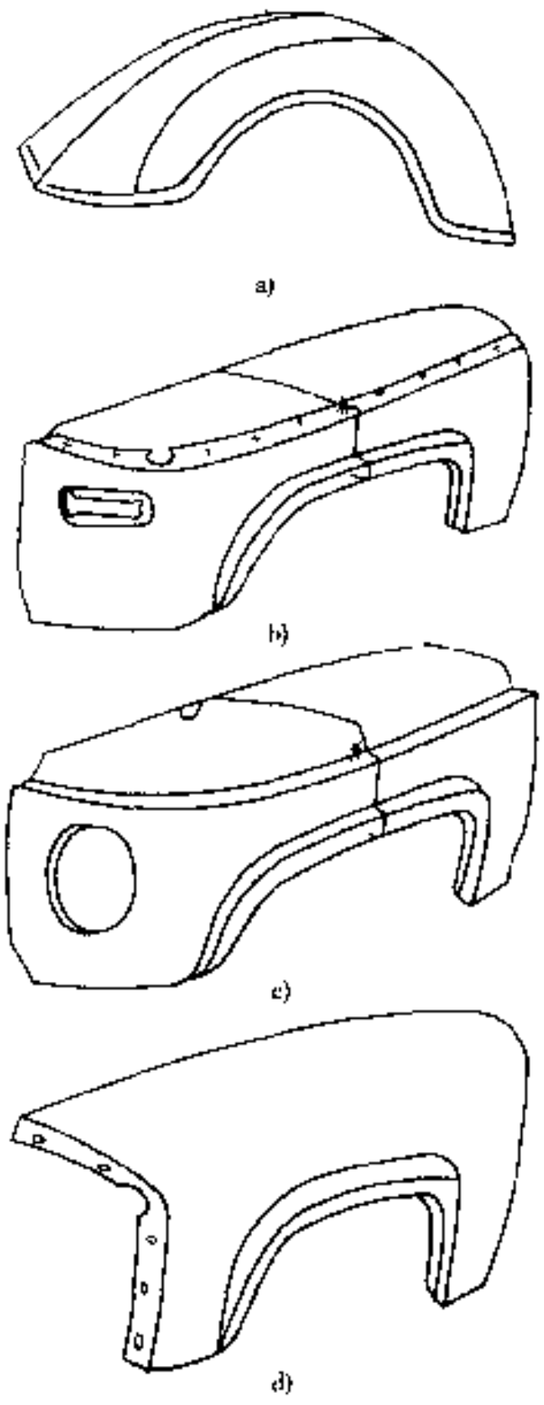


图 8-12-24 翼子板

8.12.5 驾驶室悬置与支架

驾驶室悬置是重要的减振件，设计悬置时要经过计算和反复试验来确定。

8.12.5.1 固定式驾驶室的悬置

1）悬置点的设置

驾驶室悬置大多用三点或四点式悬置。

(1) 三点式悬置

三点悬置机构为前面两点、后面一点、前面两点分开的距离较大。从理论上讲，三点式悬置是静定结构，其横向稳定性较差，随着车架的反复扭转而左右摇晃，驾驶室因摇晃的惯性力而产生扭矩，此时只有前两点的支反力与摇晃的惯性力平衡，因此应力较大。

(2) 四点式悬置

四点式悬置结构为前面两点，后面两点。从理论上讲，它是超静定问题。四点悬置驾驶室的横向稳定性虽然较好，但当车架受扭矩而变形时，也会将扭矩传给驾驶室，使之产生扭转变形。如果驾驶室的整体扭转刚度很大，必然在悬置点和地板的悬置支架等处产生很大的应力。

2）悬置形式

到目前为止，大多数货车的驾驶室，都是采用由橡胶制成各种形式的垫充当弹性元件的悬置结构。悬置部件承受反复变换的拉力和压力，由于交变载荷易使橡胶件产生破坏，一般悬置中的橡胶垫多数为上、下两个或多个，每个垫块都只在单向压力下工作。图 8-12-25 绘制出几种以橡胶垫为弹性元件的悬置结构简图。

8.12.5.2 翻转式驾驶室的悬置

图 8-12-26 示出了两个翻转式驾驶室前悬置的例子。两个前悬置点即为翻转轴，它的软垫为环形，分为二层，外层为带凸缘的钢环 1，壁厚 2mm，内层为带凸缘的尼龙套 2，1 与 2 之间用橡胶充填并硫化成一体，尼龙套与翻转轴之间相对转动，内开有油道，加注润滑脂。

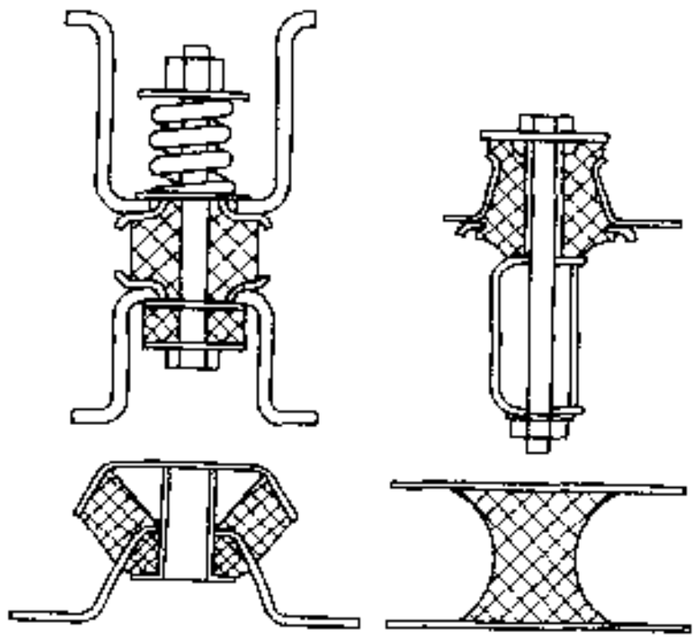


图 8-12-25 固定式驾驶室悬置形式

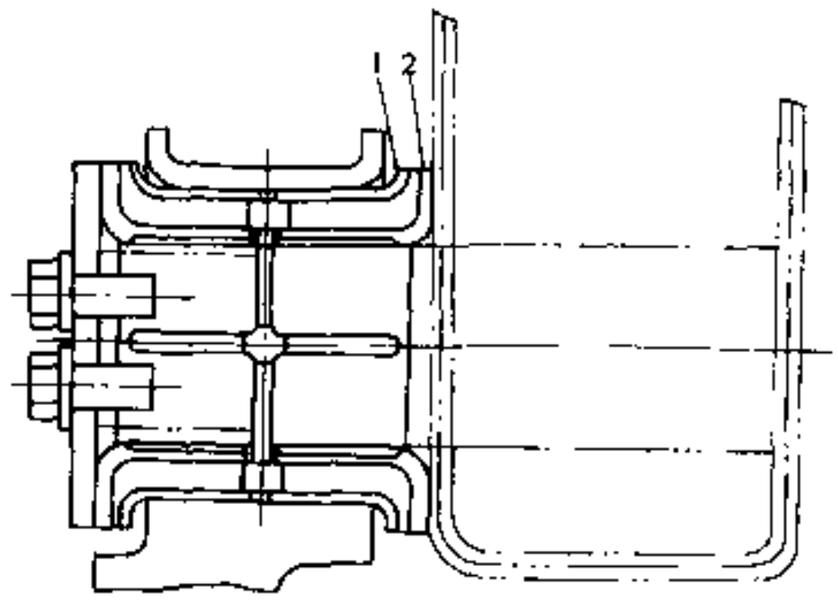


图 8-12-26 前翻驾驶室前悬置一例
1-钢质圆环；2-尼龙套

汽车论坛 http://www.qclt.com

两个后悬置点，每点上都按 V 形布置了内、外两个胶垫，其轴线与水平面成 45°角。（图 8-12-27）。在正常工况下，两内侧垫块与驾驶室的悬置下支架接触。当驾驶室在外力作用下扭转时，驾驶室悬置支架沿内垫块表面滑动，对外垫块产生冲击。外垫块的刚度是可变的（图 8-12-28）。

8.12.5.3 全浮式悬置

随着对汽车乘坐舒适性要求的不断提高，驾驶室悬置也不断发展和完善，出现了全浮式悬置。在这种悬置结构中，采用与汽车悬架相似的钢板弹簧或螺旋弹簧作为弹性元件。设计时考虑与汽车悬架相匹配，配置筒式减振器，因此具有良好的缓冲性和良好的减振性，大大提高了汽车的乘坐舒适性。同时，由于弹簧的变形量要比橡胶垫大许多倍，因此，在车架受扭时，其变形量大部分被弹簧抵消，从而改善了驾驶室的受力情况。

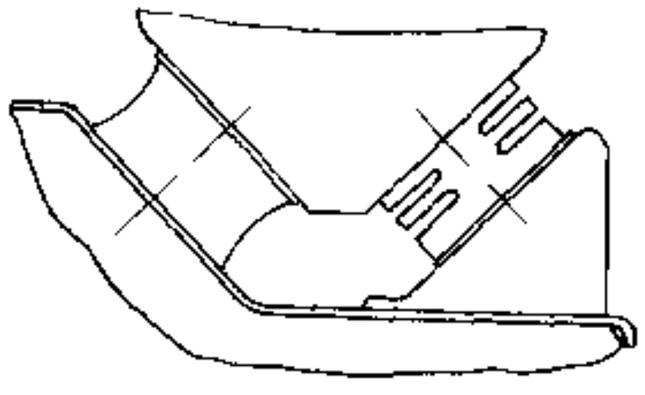


图 8-12-27 前翻驾驶室后悬置一例

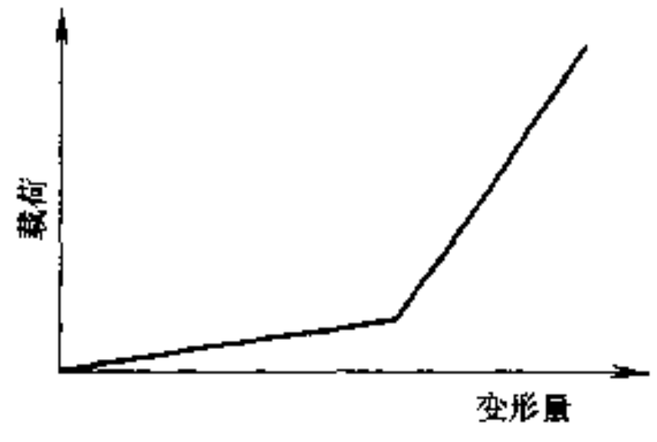


图 8-12-28 外垫块的刚度曲线

全浮式悬置结构复杂、质量大、成本高，只用于中、重型货车上。图 8-12-29 分别示出了全浮式前、后悬置结构示意图。

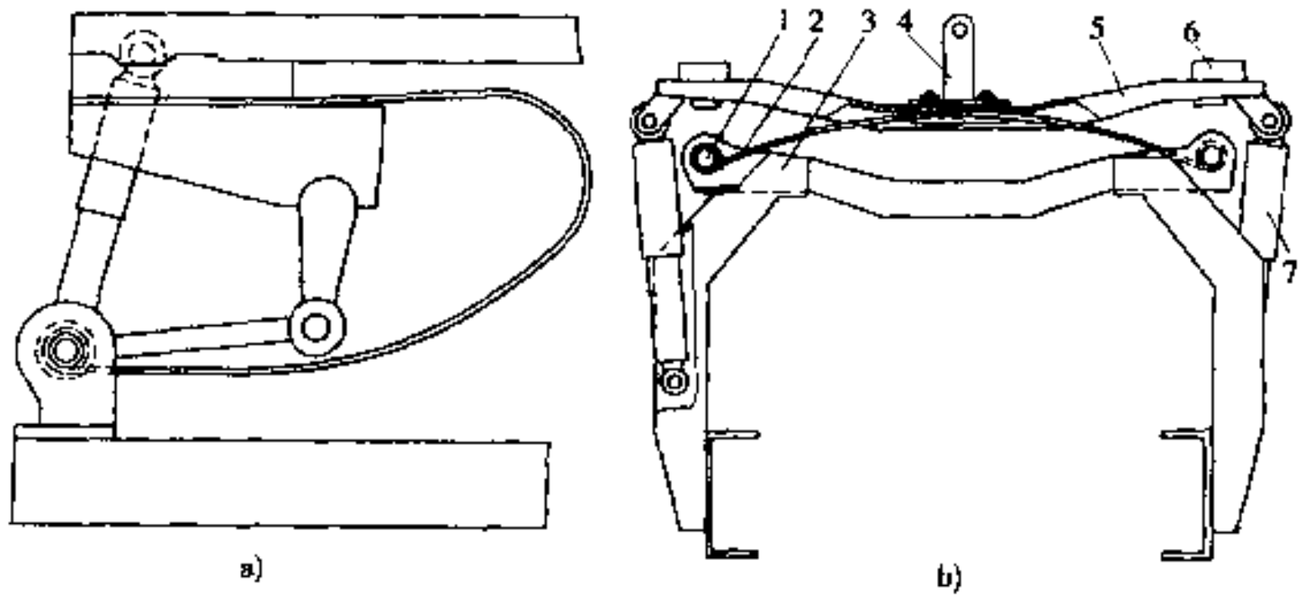


图 8-12-29 全浮式前、后悬置

a)前悬置;b)后悬置

1-销子;2-钢板弹簧;3-悬置支架;4-锁补;5-横梁;6-橡胶垫块;7-筒式减振器

8.12.5.4 翻转式驾驶室的翻转机构

翻转机构一般由支架、翻转轴、施力机构、支撑杆及调整机构等组成。

1）翻转式驾驶室所需的力矩

驾驶室的翻转力矩，是翻转机构的设计依据。驾驶室设计之初，翻转机构设计也在同时进行，所需翻转力矩和翻转角度，由估算的质量、质心位置得出，以便进行翻转机构的初步设计。待驾驶室试制后，测得其质量、质心位置，再对翻转机构进行精确计算和修正设计。

如图 8-12-30 所示，驾驶室翻转过程中，驾驶室的重力力矩 M_G 随翻转角 β 而变化。若已知质心位置，则翻转力矩为：

$$M_G = G \cdot g \cdot \rho \cdot \cos(\alpha + \beta)$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

M_G 随翻转角度 β 变化曲线为余弦线的一部分，如图 8-12-31 所示。

2）翻转中心的位置、驾驶室翻转角的确定

（1）确定翻转中心的原则

①翻转中心是驾驶室的前悬置点。当驾驶室翻转时，它的整个质量全由两支承点承担，汽车行驶中的各种力、力矩和振动也由它传给驾驶室。连接地板梁与翻转轴的翻转支架，必须有足够的强度和刚度。可以用 5～10mm 的钢板焊接而成，或采用铸钢件。

②从运动状态考虑，在驾驶室的翻转过程中，其上的任何部分与固定在车架上的不翻转部分都不得发生干涉。

③为保证驾驶室的拆装及翻转中心的保养，翻转中心应易于接近。

（2）驾驶室翻转角的确定

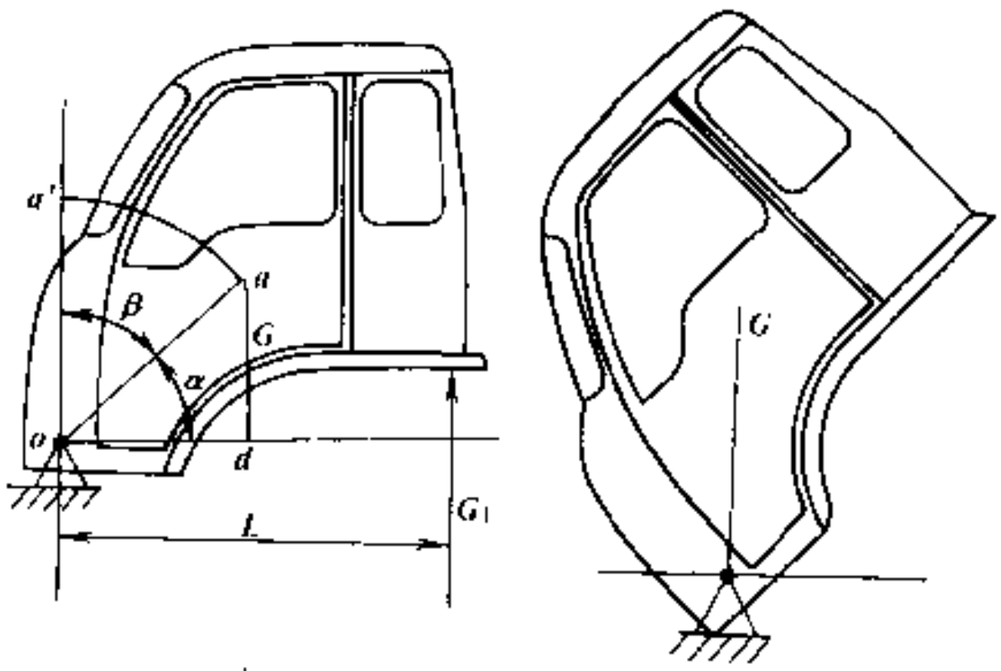


图 8-12-30　翻转力矩与翻转角

a)未翻转状态；b)翻转状态

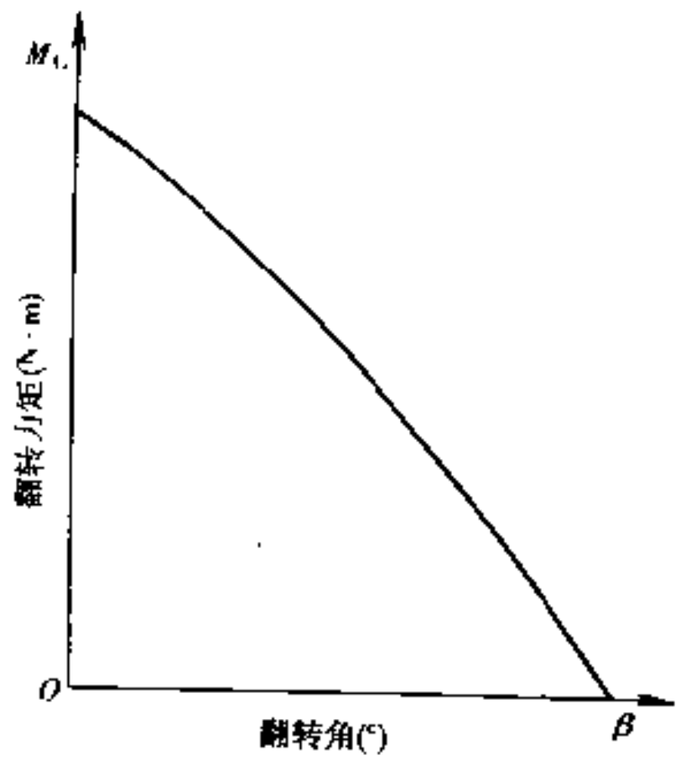


图 8-12-31　翻转力矩与翻转角的关系

a、a' 分别为翻转前后质心位置；o 为翻转中心；β 为翻转角；α 为重心角

往往以翻起后质心和翻转中心在同一垂线上时翻起的角度（或稍大一点）为翻转角，即

$$\beta = 90° - \alpha$$

校核发动机接近性，当不能满足要求时才加大翻转角度。

3）翻转助力机构

为了使驾驶室能轻快地翻转，在翻转机构中设置了助力机构。它可分为液压翻转机构和助力式人力翻转机构两种。

（1）液压翻转机构

该机构是一双向操纵的千斤顶，目前只有液压式，它由油泵、双向控制的油缸、用控制油缸的进出油方向达到伸长和回收的控制阀及管路组成。其中油泵有手动的，一般为往复柱塞泵，由人搬动杠杆来驱动。也有电动的，一般为旋转的齿轮泵、刮片泵。

它的优点是，在汽车的正常工作位置时，驾驶室、车架都不受力，一套施力机构可以实现各种驾驶室的翻转。其缺点是，人力驱动油泵实现翻转时，操纵者需费时 2～3min、往复扳动杠杆近百次才能使驾驶室翻起，体力消耗大，且机构中油泵、油缸及控制阀等精度要求高、工艺复杂、加工困难、成本高、难于普及。

（2）助力式人力翻转机构

这种机构借助于弹性元件预先储备的弹性变形能助力，用人力直接翻转驾驶室。使用的弹性元件有以下几种。

①螺旋弹簧，工艺成熟、使用应力很低、强度高、寿命长、但质量大、体积大，在车上不易布置，要

汽车论坛 http://www.qclt.com

专门设备生产。

②扭转弹簧，常用的有以下几种：扭杆弹簧，在翻转机构中应用最多，结构简单、易加工、使用方便、操作省力、结构紧凑、便于布置、维修简便、寿命长；扭片弹簧，在质量、尺寸方面都比扭杆大，可以通过增减扭片的数量，实现刚度改变，适用于系列产品中；扭管弹簧质量小、材料利用合理、但结构复杂、制造困难；扭杆与扭管或扭片与扭管的组合结构，可以获得理想效果，工作应力很低、长度短、便于布置，但结构复杂、制造困难。

(3) 扭簧位置的确定

扭簧中心相对于翻转中心的位置，可有以下几种情况。

①扭簧中心与翻转中心重合，驾驶室在翻转过程中，扭力臂在驾驶室上的力作用点与驾驶室之间无相对滑动。

②扭簧中心位于翻转中心之前，在翻转过程中，扭力臂与驾驶室支座之间有相对滑动产生。

③扭簧中心位于翻转中心之后，在驾驶室翻转过程中，扭力臂与驾驶室支座之间也有相对滑动产生。

在考虑扭簧支架强度、扭簧尺寸等因素之后，扭簧中心应尽量靠近翻转中心。

4) 弹性元件的计算

(1) 扭簧扭角随翻转角变化关系

图 8-12-32 表示了驾驶室翻转前后，其质心、翻转中心、扭簧中心之间的几何关系。

由图 8-12-32 可得：

$$\psi = \arctan \frac{ob_1 \sin(\theta+\beta) + c_1 c_3}{ob_1 \cos(\theta+\beta) + c_1 c_3} - \delta$$

上式为扭簧的扭转角随驾驶室翻转角变化的关系式。

(2) 扭簧计算的扭矩依据

驾驶室的重力矩随翻转角的变化为余弦曲线，而扭转弹簧的转矩—扭角关系为斜线，如图 8-12-33 所示。

在翻转驾驶室中，预先将扭簧扭过一定角度，即在汽车处于正常使用状态时，扭簧处于最大扭角及最大受力状态。设计中，如果所选扭簧的最大扭矩与驾驶室的翻转力矩相同，它的扭角—转矩线就是驾驶室扭角—力矩曲线的弦，如图 8-12-34 中 1 线。对应驾驶室每一翻转角度，扭杆的力矩都小于驾驶室力矩，这样，在驾驶室的整个翻转过程中都要施以向上翻的力。

为了翻转轻便，一般选择在驾驶室翻转的初始点，扭杆的扭矩大于驾驶室重力矩，即扭簧的扭角—扭矩线与驾驶室的转角—力矩曲线相交，如图 8-12-34 中 2 线。把锁止机构打开时，驾驶室在扭簧扭矩作用下，自动翻起，当达到一定角度 β_1 时，处于平衡状态。初始点高出的扭杆力矩，就是再锁止时要克服的力矩，即需给驾驶室施加一个向下的拉力。选择这个拉力为 100～150N，乘以翻转中心到把手的拉力，就得到锁止时的附加力矩 $M_{附}$，从而得到翻转时扭簧的最大扭矩，即

$$M_{max} = M_{t_r} + M_{附}$$

在实车上，M_{max}是由 n 根扭簧来承担的。为了减少零件种类、简化工艺、只使用一种扭簧，而把 $M_{扭}$

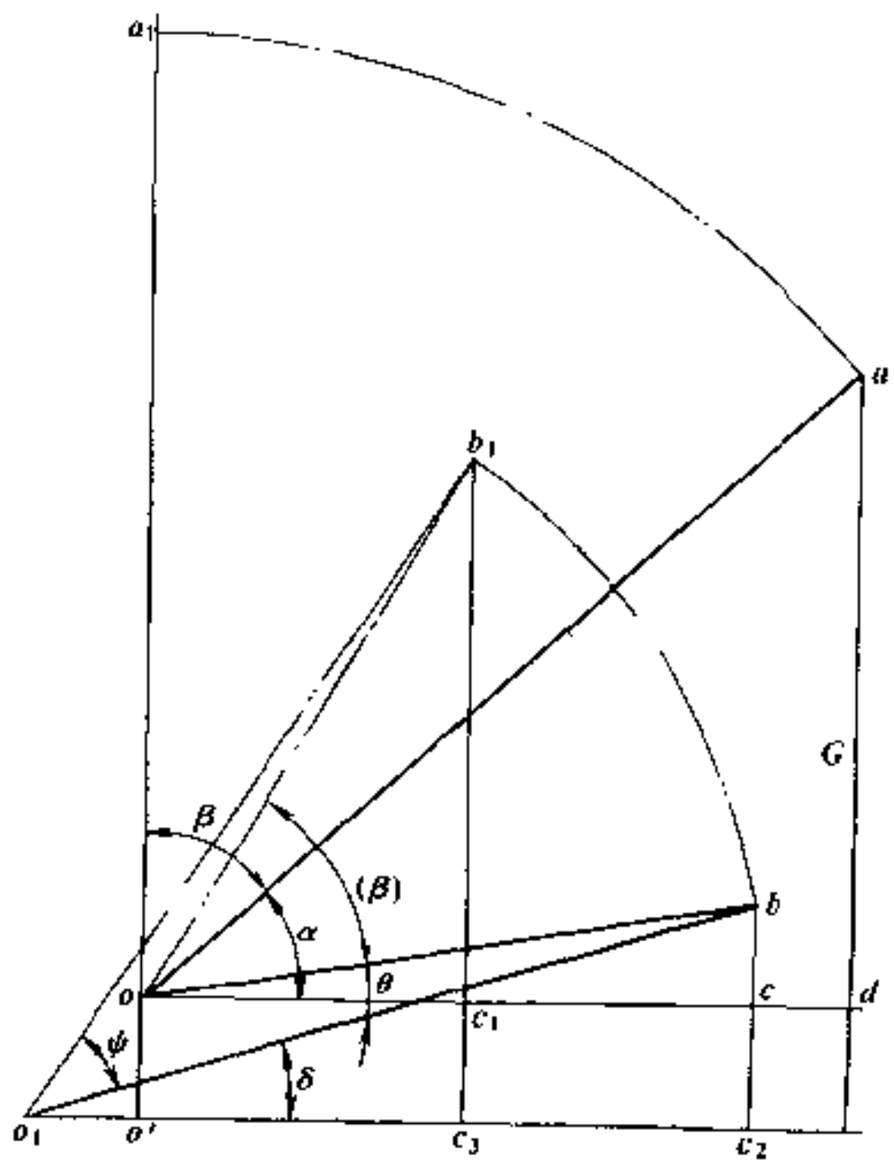


图 8-12-32 扭簧扭角随翻转角变化关系

G-驾驶室的重量，N；o-驾驶室翻转中心；o_1-扭簧中心；b-驾驶室翻转前，扭力臂在驾驶室上的力作用点；b_1-驾驶室翻转后，扭力臂在驾驶室上的力作用点；α-驾驶室质心角，(°)；β-驾驶室翻转角，驾驶室关闭状态为 0°，图中的 β 为最大值；ψ-扭簧的扭转角度。

汽车论坛 http://www.qclt.com

$=\frac{M_{max}}{n}$作为扭簧的扭矩计算依据。但是，由于各扭簧的安装位置不同，其扭转角度不同，给驾驶室的扭矩不同，虽然扭簧的 $M_{扭}-\varphi$（扭角）是一斜线，但实际上 $M_{扭}-\beta$（驾驶室翻角）并不是斜线，而呈曲线变化　因此要算出每根扭簧的扭矩，相加后看是否满足需要。

（3）扭簧的计算及设计

a. 计算公式

计算公式见表 8-12-4。在计算扭管弹簧的外径 d_2 及扭片弹簧的厚度 a 时，要先设一个 n 值，对其进行试算，如对其结果不满意时，须重新设定 n 值后，再重新计算，直至取得理想的结果为止。扭片弹簧的系数 η_1、η_2 见表 8-12-5。

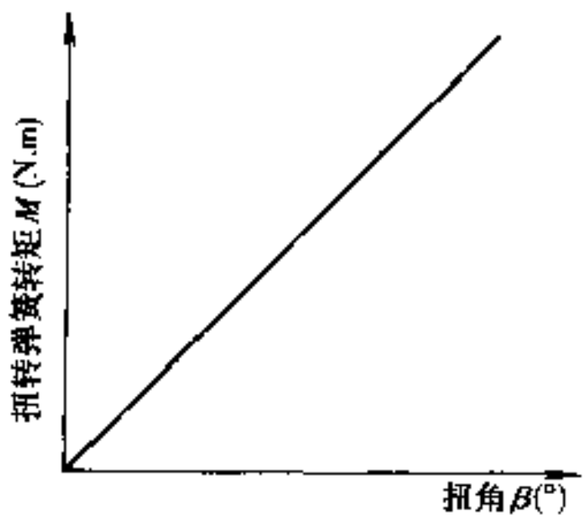


图 8-12-33　扭簧刚度曲线

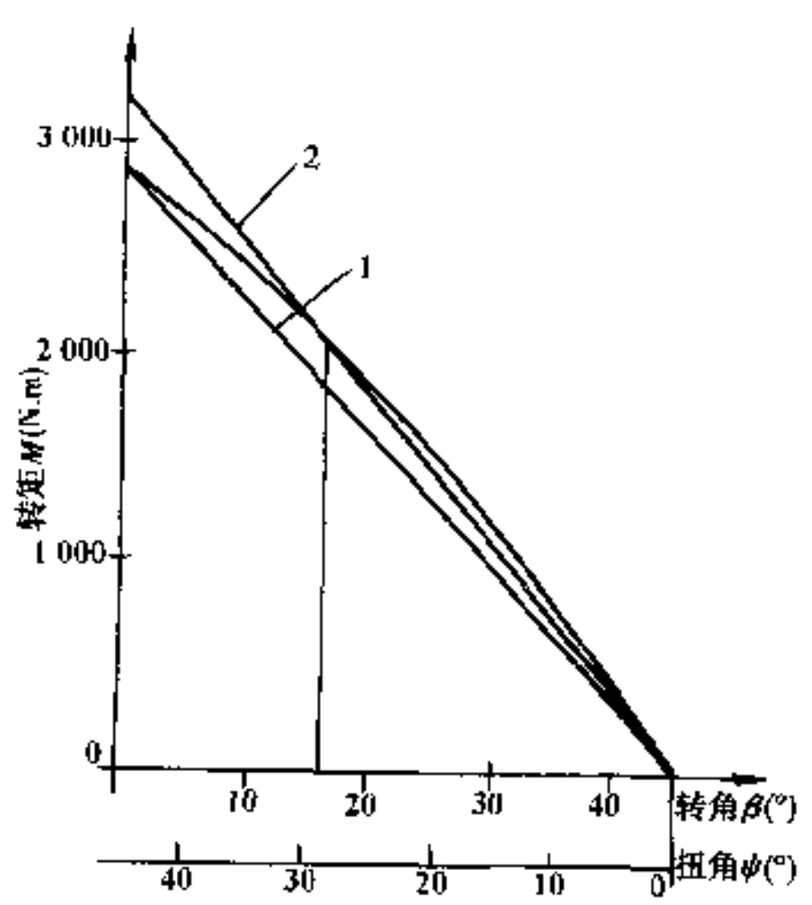
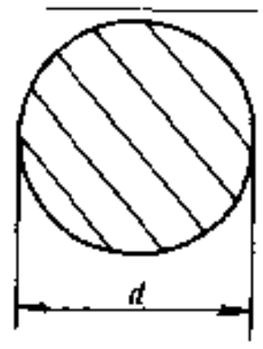
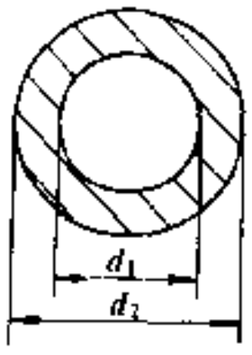


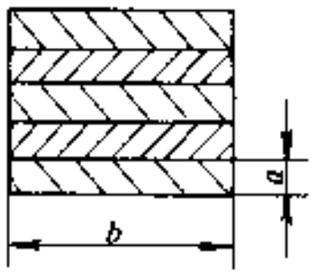
图 8-12-34　扭簧力矩与驾驶室重力矩关系

表 8-12-4　断面与计算公式

断面形状	计算公式	
	扭杆直径	应力
	$d=\sqrt[4]{\frac{32\overline{ML}}{\pi\varphi G}}$	$\tau=\frac{\varphi dC}{2L}$
	$d=\sqrt[4]{\frac{\frac{32\overline{ML}}{\pi\varphi G}}{1-\frac{1}{\eta^4}}}$ $n=\frac{d_2}{d_1}$	$\tau=\frac{\varphi d_2 G}{2L}$

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

断面形状	计算公式	
	扭杆直径	应力
	$a=\sqrt[3]{\frac{ML}{\eta_2 G\psi}}$ $n=\frac{b}{a}$	$\tau=\frac{\eta_1\psi aG}{L}$

注：表中各字母的含义为：d 为扭杆直径，mm；d_1、d_2 为扭管弹簧的内、外径，mm；a、b 为扭片弹簧的厚度和宽度，mm；M 为扭簧的最大扭矩，在扭片弹簧的计算公式中，指的是截面为 $a\times b$ 的单片的转矩，N·mm；L 为扭簧的有效长度，mm；待定；ψ 为扭簧的扭转角度，(°)；G 为材料的剪切弹性模量，对于弹簧钢，一般推荐采用 76 000MPa；τ 为剪切应力，MPa。

表 8-12-5 扭片弹簧系数

$\frac{b}{a}$	η_1	η_2	$\frac{b}{a}$	η_1	η_2
1.00	0.1406	0.2082	1.75	0.2143	0.2390
1.05	0.1474	0.2112	1.80	0.2174	0.2404
1.10	0.1540	0.2139	1.90	0.2233	0.2432
1.15	0.1602	0.2165	2.00	0.2287	0.2459
1.20	0.1661	0.2189	2.25	0.2401	0.2520
1.25	0.1717	0.2212	2.50	0.2494	0.2576
1.30	0.1771	0.2236	2.75	0.2570	0.2626
1.35	0.1821	0.2254	3.00	0.2633	0.2672
1.40	0.1869	0.2273	3.50	0.2733	0.2751
1.45	0.1914	0.2289	4.00	0.2808	0.2817
1.50	0.1958	0.2310	4.50	0.2866	0.2870
1.60	0.2037	0.2343	5.00	0.2914	0.2915
1.70	0.2109	0.2375	10.00	0.3123	0.3123

b. 有效长度 L

由表 8-12-4 给出的计算公式可知，当 M 与 ψ 一定时，随着 L 的增加，τ 值下降。可见为了使扭簧的应力 τ 不要过大，它必须有一定长度。但在驾驶室翻转机构中，受到安装空间限制，最后往往还是由结构要求限定。

当 L 确定后，就可以算出 d、d_1、d_2、a、b，然后算出其应力 τ，再根据所选材料校核。如应力超出材料的允许值，就要设法降低，办法有以下几种。

①增加有效长度（在结构允许情况下）；

②增加扭簧数量；

③改变结构（即采用组合结构）。

c. 材料选择

汽车论坛 http://www.qclt.com

当前，最常用的弹簧材料是硅锰钢和硅铬钢，如 $55Si_2Mn$、$60Si_2Mn$、$55Si_2MnA$、$60Si_2MnA$、55CrMnA、60CrMnA。它们的抗剪屈服极限可达 900MPa 以上，在驾驶室的翻转结构中，扭簧受的是单向载荷，加之工艺水平不断提高，使用应力可选在 800MPa 左右

(4) 扭簧的结构设计

a. 扭杆弹簧

杆部形状、扭杆的形状大多是圆形的，也有采用正六边形截面杆的。圆杆两端头的固定部分要另行加工，而六边形截面的扭杆，其两端头可不另行加工，既简单又省工。几种扭杆端头形式如图 8-12-35 所示。端头部分尺寸，端头结构尺寸如图 8-12-36 所示，可按下列经验公式计算

端头直径　　$d_e = 1.3d$

当端头为六边形时，其内接圆直径　　$d_c = 1.2d$

花键齿长　　$b \geqslant 0.4d_e$

端头与杆部的过渡部分锥角为 30°，圆角半径

$$R = (1.3 \sim 1.5)\ d$$

等效长度

$$Ie = \frac{L}{3}\left[\frac{d}{d_e} + \left(\frac{d}{d_c}\right)^2 + \left(\frac{d}{d_e}\right)^3\right]$$

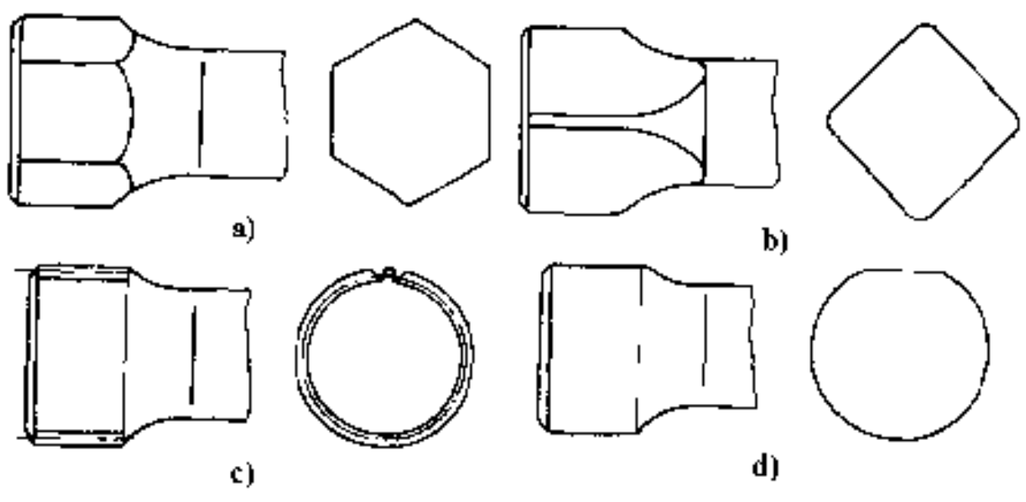


图 8-12-35　扭杆端头形式

a)正六边形；b)正四边形；c)花键形；d)削圆形

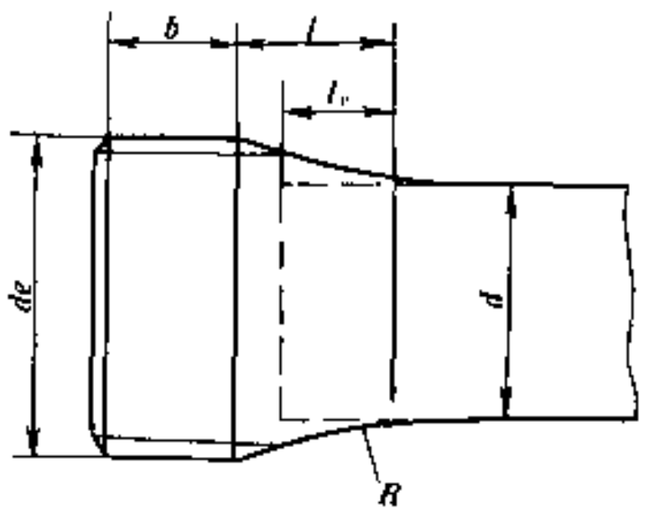


图 8-12-36　扭杆端头尺寸

扭杆的有效长度　　$L = L_{杆} + 2L_e$

式中：$L_{杆}$——扭杆杆部长度。

b. 扭管弹簧

扭管弹簧一般不单独使用，多用于扭杆—扭管组合结构中。扭管的端头部分为内花键，花键部分的壁厚不小于杆部壁厚与花键齿高之和，花键的长度大于与之相配的扭杆花键的长度。

c. 扭片

扭片弹簧的结构很简单，杆身部分与端头完全一样。

5) 翻转支架

(1) 功能与结构

它的下端用螺栓紧固在车架上，上端通过翻转轴与驾驶室相连，它保证了驾驶室在整车上的正确位置，并可实现翻转，功能上要求其绝对安全可靠。

翻转支架有 2 种形式，一种是组合式：它支撑驾驶室的同时，也是扭转弹簧的固定端。另一种是独立式它只起支承驾驶室的作用，而固定扭簧则另有独立的支架。由于刚度、强度的要求，翻转支架往往通过螺栓直接固定在车架纵梁上。如果使它同时用来固定扭簧，则限制了扭簧的有效长度，因此，另行设置扭簧固定支架，而形成独立式结构。

由于驾驶室翻转支架结构复杂，大多采用铸件，所用材料有铸铁，如 QT420-10，QT500-5，QT600-2 等；铸钢，如 ZG25，ZG35，ZG45 等。

(2) 强度计算

汽车论坛 http://www.qclt.com

由驾驶室重力及垂直加速度引起的垂直方向力，以及由转向时离心力引起的侧向力，由前翻转支架及后悬置支架共同承担；前、后支架受力的大小，与支架到驾驶室质心的距离成正比。由制动、加速引起的前后方向惯性力，一般全部作用在前翻转支架上（图 8-12-37）。

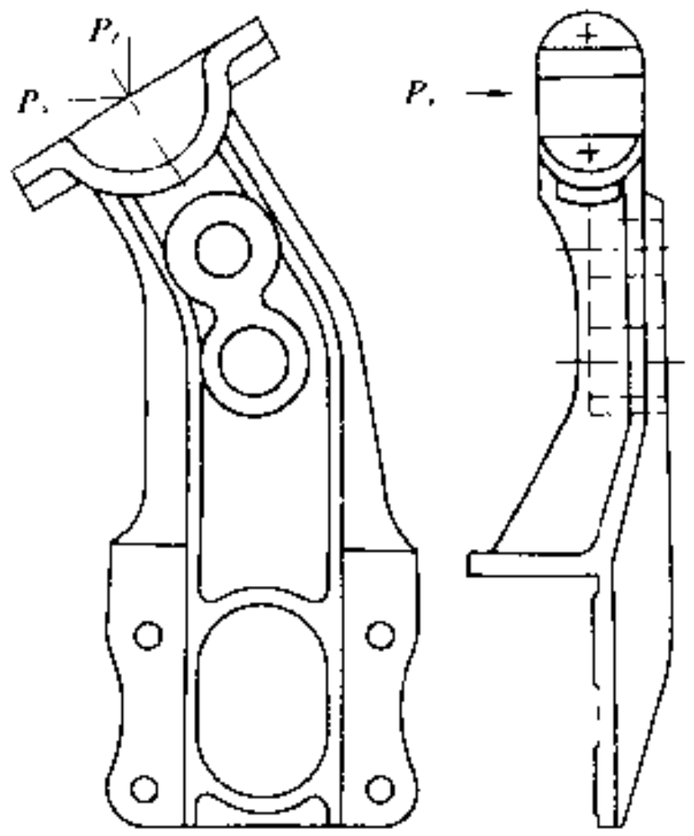


图 8-12-37 翻转支架受力图

翻转支架虽然要承受上下、左右、前后三方向的力，但三方向的力不会同时产生，因此在做强度计算时，可分别算出在各方向力的作用下支架各主要断面的应力，然后与材料的许用应力比较来进行强度校核。按以下给出的各方向力的值来校核支架强度，经验证明是可靠的。

上下方向力 $P_z = 3 \times G_1/2$

左右方向为 $P_Y = 2.5 \times G_1/2$

前后方向力 $P_X = 1.5 \times G_1/2$

式中：G_1——驾驶室垂直作用在两前翻支架上的力，N；

6）施力方法及调整

（1）液压翻转机构

液压机构可以产生很大的推（拉）力，只用一个推力缸就可以获得驾驶室翻转所需的力，受活塞行程及在车上布置位置的限制，油缸距翻转中心的距离不能过大。油缸可以直接铰接在车架上，活塞杆可有两种方法与驾驶室连接。

①活塞杆直接铰接在驾驶室地板梁上，驾驶室翻转时，铰接点承受很大的力，要求这点有很高的刚度和强度。

②活塞杆与一个翻转臂铰接，通过它把推力加在驾驶室地板梁上（图 8-12-38）。梁的受力点可以选在远离翻转中心的地方，这样可以大大降低作用力。这种结构，在驾驶室的正常工作位置中，翻转臂与梁不接触，梁不受力。

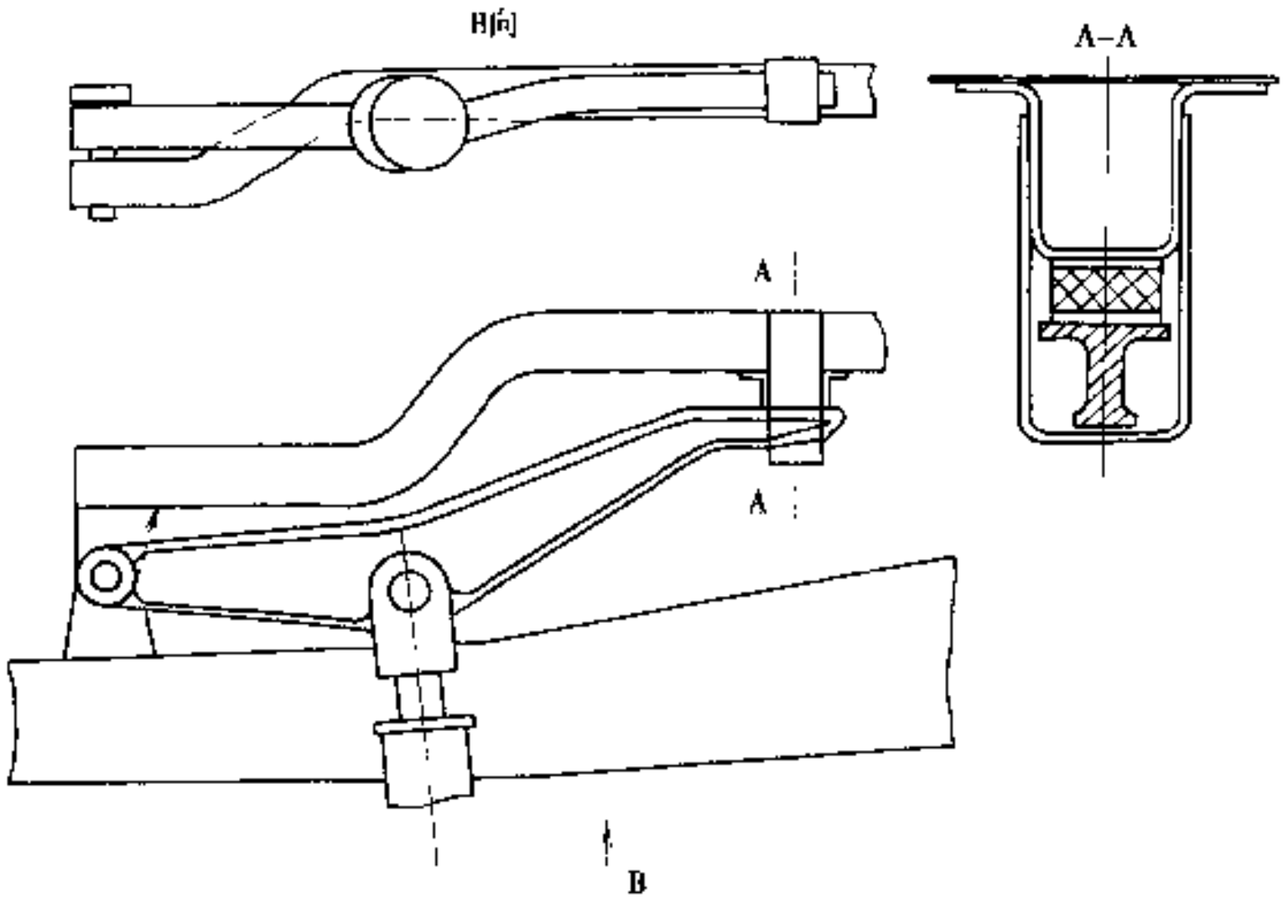


图 8-12-38 液压翻转机构

（2）助力式人力翻转机构

①采用扭簧做助力机构时，往往设置一个专门的扭力臂，把扭臂的扭矩传给驾驶室。而当采用扭杆弹簧时，可将扭杆的一端延长并弯曲，用以充当扭力臂，此时要核算充当扭力臂部分扭杆的弯曲刚度，注意

汽车论坛 http://www.qclt.com

消除其弯曲变形引起的扭杆扭转角变化。

②当驾驶室的翻转中心与扭簧的扭转中心重合时，扭簧的扭矩可直接传给驾驶室。

(3) 扭转弹簧扭转角度的调整

为了保证扭簧的正确工作位置，不论是支架、扭簧还是扭力臂都有定位要求，但制造时不可避免地会要有误差。扭簧工作中，随时间的推移，有时会产生塑变，这就要求设置扭角调整机构。调整机构多设在扭簧与支架的连接端，把固定扭簧的孔（花键孔、方孔、六方孔等）开在一个与扭簧同心的圆盘上，此圆盘可转一定角度，并能紧固，以达到调整扭簧扭角的目的。

在有扭力臂的结构中，可通过在扭力臂与驾驶室接触点加垫来进行调整。

8.12.5.5 翻转驾驶室的锁止机构

为确保安全，在不需翻转时，驾驶室绝对不允许前翻。因此，在驾驶室后部装有可靠的锁止机构

1) 钩子锁

如图 8-12-39 所示，摆臂 3 的下孔通过销轴铰接在主钩支架 4 上，它的上孔与主钩通过销轴铰接。用手拉动预锁钩，驾驶室即可翻转。为实现锁钩的以上运动轨迹，可以采取给锁钩设立引导轨道、各种挡块、限位装置及弹簧等办法。这种锁止机构较为复杂，为保证锁钩的运动轨迹，要加一些装置，还要有预锁钩。不过在锁止过程中，有一个拉紧动作，并有自锁性能，可避免汽车行驶中驾驶室的上下振动。

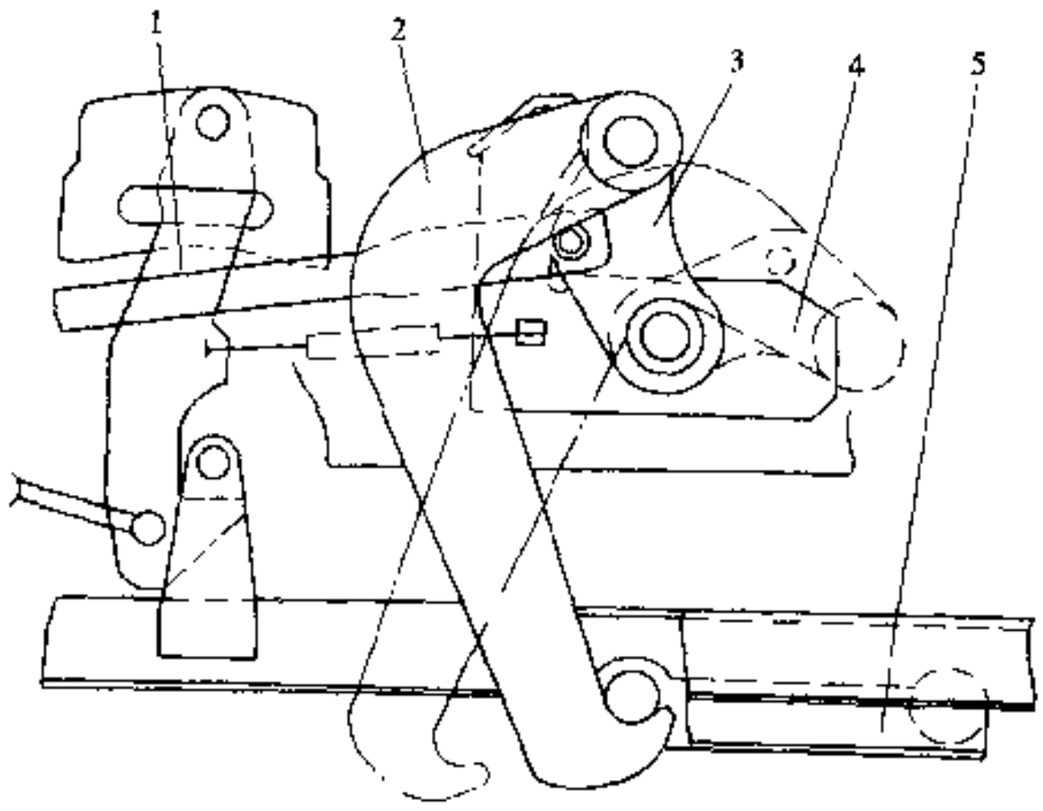


图 8-12-39 钩子锁

1-预锁钩；2-主钩；3-摆臂；4-主钩支架；5-锁栓

这种机构在采用弹簧助力实现驾驶室翻转的中、轻型车上应用较多，尽管结构五花八门，式样繁多，其原理却是相同的。

2) 卡钣锁

图 8-12-40 是一种卡钣锁结构示意图。这种锁的结构简单，运动亦不复杂。但它锁止时对悬置垫无压力，行驶过程中锁环在锁体与锁扣的间隙内会产生上下振动。

3) 销子锁

图 8-12-41 是销子锁示意图。这种结构用在具有液压翻转机构的车上，不需要预锁及自动锁止，结构简单，如用在具有弹性元件助力翻转机构的车上，只需稍加改造即可。

4) 锁止机构的数量及布置

翻转式驾驶室可装一个或两个锁。装一个锁时，装在纵向对称中心面上，位于车架上的锁栓（或锁体）装在车门的横梁上，此梁也是悬置点的支架。

装两个锁时，一般位于车架两纵梁上，或略大于车架宽度的支架上。两个锁可以联动，用一个手柄操

汽车论坛 http://www.qclt.com

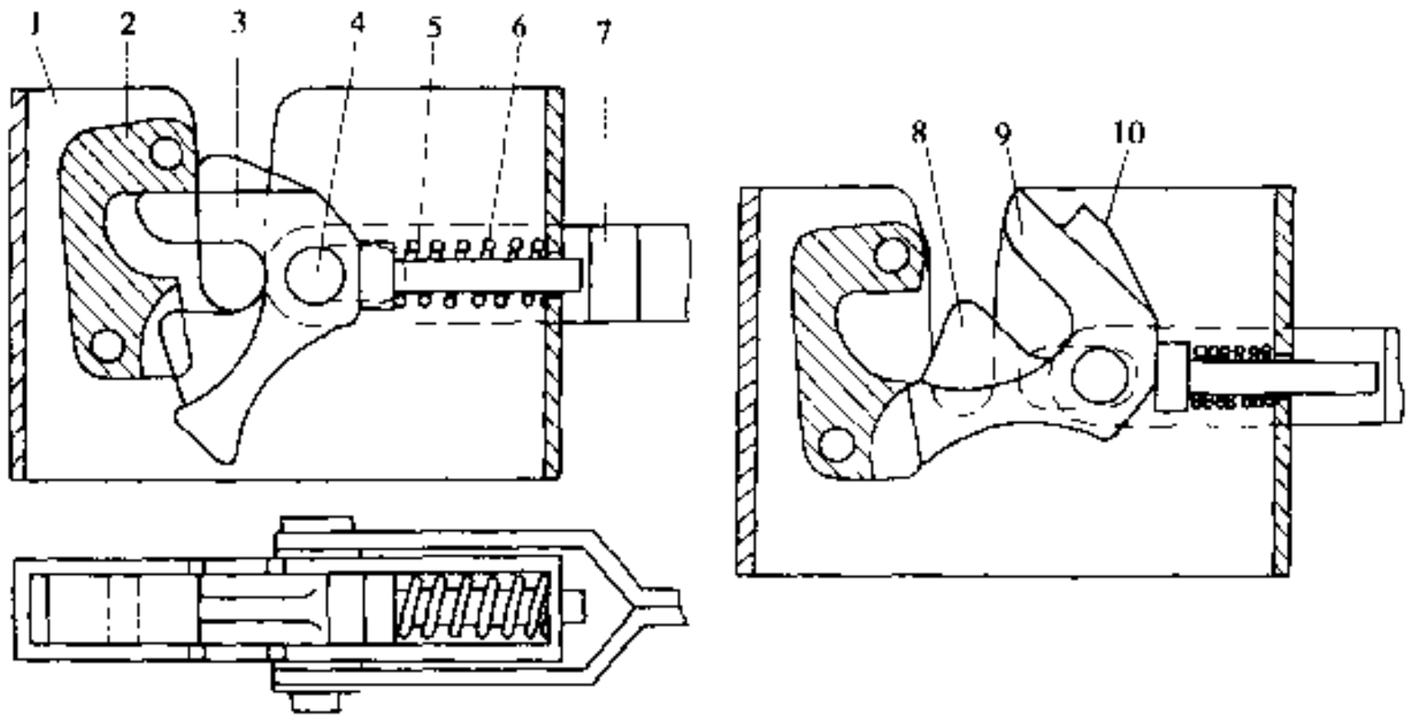


图 8-12-40 卡板锁

1-锁体；2-挡块；3-锁扣；4-滑销；5-推杆；6-压簧；7-拉杆；8-齿部；9-凸块；10-凸台

纵，也可以分别操纵。

采用一个还是两个锁，是由驾驶室结构、车架结构及整个布置来决定。

5）锁止机构的受力

汽车行驶中，受着各个方向的各种力，但翻转驾驶室中的锁止机构，仅受垂直向上的拉力作用，并且这些力不会同时产生。在强度计算时，可只考虑以下两种力。

①由于驾驶室在锁紧时对悬置垫施加压缩力使之变形，因此锁受着悬置垫变形产生的弹性力。

②锁止机构与驾驶室前翻转轴共同承担着驾驶室向上的动载荷，一般取其动载荷系数为 3。

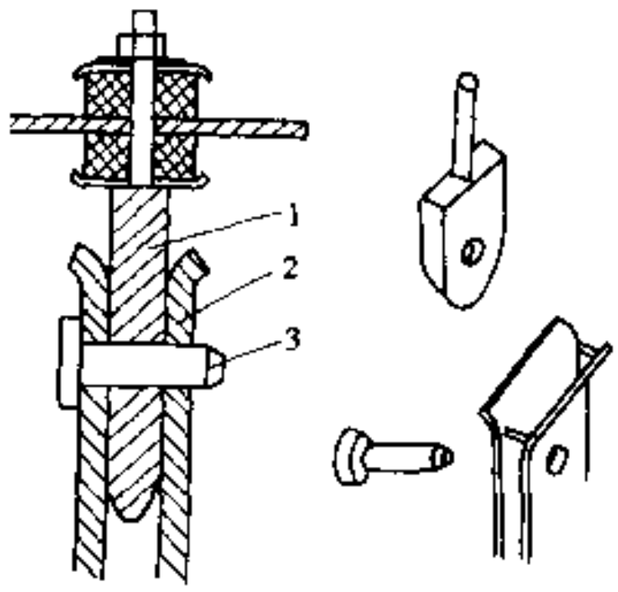


图 8-12-41 销子锁

1-楔子；2-柱体；3-销子

6）保险装置

为了防止由于振动等原因使锁止机构自行开启，在锁止机构中应设置保险装置，它可以安装在操纵手柄处，也可设在锁体上。最简单的保险装置就是在操纵机构的手柄处装一个销子，用以限制手柄转动，只有取下销子，才可搬动手柄，操纵锁止机构。

为防止随意搬动，保险装置的操纵部分可以设在驾驶室内。

为了防止因锁止机构忘锁、锁不牢或自行开启而出现事故，在锁止机构中往往设置报警的音响或灯光信号。

8.13 货车车箱

8.13.1 分类

汽车车箱可分为两大类，即货车车箱和专用车车箱。货车车箱一般又可分为平板、低栏板、高栏板和小吨位自卸车箱等多种。专用车箱的种类较多，大致有以下几种。

8.13.1.1 普通闭式车箱

这种车箱通常用于运输日用百货、食品等易损货物。易腐食品，则采用闭式冷藏车箱，并设有制冷设备。

8.13.1.2 容罐

一种是运输液体的各种容罐。对于运输油类的油罐车，为了安全起见，应尽量使排气管远油罐离此，

汽车论坛 http://www.qclt.com

另一种是运输散粒货物的容罐，最常用的有气力吹卸式散装水泥容罐车。装货时，可将气密的容罐顶部开口的盖子打开，并使与仓库的漏斗对准，散粒状货物即可从顶部注入气密容罐内。另外，汽车还备有气压装置，以使用压缩气体使散粒货物悬浮，并经容罐下部的橡胶管排出。

8.13.1.3　自卸车车箱

这种车箱适用于运输砂、土、矿石类货物。汽车备有液压举升机构，以便使车箱倾斜成必要的角度，将货物全部卸掉（图 8-13-1）。

在设计重型自卸车车箱时，其主要依据是矿石的密度。对于密度较小的如煤炭等，可设计成大车箱。对于密度大的矿石，则需要使用小车箱。车箱的大小不仅影响运输效率，还会影响车辆前、后轴荷分配的合理性。如果使用大车箱装运密度大的矿石，必然会使矿石的质量集中于偏前部分，导致汽车前轴过载。另外，对需要满载上坡的汽车，最好选用稍宽的车箱，使装载货物质心偏前；反之，对满载下坡的汽车，则应选用窄些的车箱为宜。有的车甚至故意使车箱安装得偏后一些，以便满载下坡时，前、后轴有合理的轴荷分配。

在使用过程中，因为重型自卸车的车箱所承受的冲击负荷很大，所以车箱均采用较厚的钢板（钢板厚度一般都在 8mm 以上）焊成。车箱底板大多采用三层结构，如图 8-13-2 所示。例如矿用自卸车的车箱，其上层钢板的厚度为 16mm，中层为 60mm 厚的硬木，下层钢板的厚度为 12mm，车箱的两侧板、前板和底板都有坚固的纵梁和横梁加固。



图 8-13-1　矿用自卸车

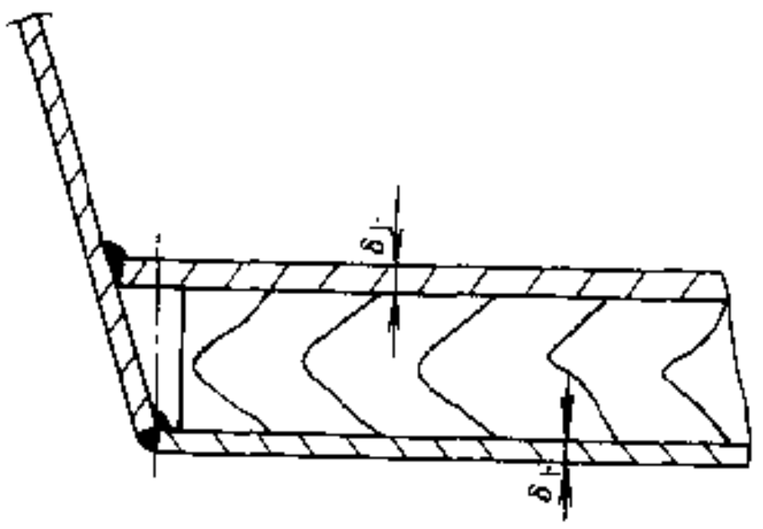


图 8-13-2　矿用自卸车车箱底板结构

在车架纵梁和车箱纵梁之间装有橡胶缓冲块，以缓和冲击负荷。有的车箱在底板的上层表面上和两侧板的内表面上焊有角钢保护条，以防止大块矿石冲击板面。特别是为了延长底板的使用寿命，可在底板上焊些钢条。焊的方法有两种，一种是纵向布置的，钢条厚 12mm 左右，宽 250mm 左右，间距 500mm 左右；另一种是横向布置的，其目的是卸车时不让矿石滑下来，而是滚着下来，以减少对底板的磨损。在车箱前板的上部前面，装有驾驶室保护板，以避免在装车时砸坏驾驶室。在严寒季节，为了防止潮湿的砂石冻结，车箱可利用废气加热，使车箱突筋（特别是底板、边板和前板处）的内腔相连通，并与发动机的排气管相接即可。这种加强的重型自卸车车箱的质量约为该车装载质量的四分之一。

车箱的尾部做成燕尾箍箕形，尾部向上翘起 15°～20°。

重型自卸车车箱均采用高强度低合金钢钣焊接而成，例如 15MnV 钢钣，因为含合金量少，所以焊接对强度影响小，这种钢钣能提高车箱的抗冲击强度和耐磨性。

车箱的举升角度应比货物的休止角大 5°左右，一般为 50°～55°。

8.13.1.4　集装箱

集装箱运输是一种先进的方法，它便于铁路、公路、水路和航空联运，以及国防联运。因此，这种运输系统称之为综合运输。综合运输是最迅速和最便宜的运输，因为集装箱可以连同货物一起，从一种运输工具迅

汽车论坛 http://www.qclt.com

速地转移到另一种运输工具之上，而不需要将其内部的货物重新装卸。因此，它具有保证货物完好、减少装卸工作量和加速货物周转，从而降低运输成本等许多优点。

集装箱有多种规格和种类，图 8-13-3 所示是通用集装箱运输车。此外还有开式集装箱、保温集装箱和冷藏集装箱等。



图 8-13-3 通用集装箱运输车

8.13.2 货车的车箱结构及设计方法

一般货车车箱应用最广的是普通栏板式金属车箱。这种车箱是由纵梁及横梁组成的骨架、边柱、底板和四块栏板（即前板、后板和左、右边板）组成。

8.13.2.1 车箱的设计要求

1）车箱的容积和尺寸

车箱的容积一般可按下式确定

$$V = \frac{G_0}{r}$$

式中：V——车箱容积，m^3；

G_0——汽车装载质量，t；

r——货物密度，按最常运送的货物或密度适中的货物（表 8-13-1）确定，t/m^3。

表 8-13-1 常用货物密度（t/m^3）

类别	名称	包装方式	密度	类别	名称	包装方式	密度
建筑材料	石灰	散装	1.65	百货	纱线	包装	0.22
	砂子	散装	1.6		化妆品	盒装	0.5
	干土	散装	1.2	农副产品	面粉	袋装	0.67
	砖	散装	1.5		粮食	袋装	0.6～0.7
	锯材	散装	0.8		各种蔬菜	散装	0.55
	各种木材	散装	0.75		鲜白菜	散装	0.35
	煤炭	散装	0.8～0.95		甜菜	散装	0.65
					马铃薯	散装	0.68
					干紧干草	捆包	0.28
百货	服装	包装	0.32		羊毛包	捆包	0.2～0.22
	布匹	包装	0.4				

在确定车箱尺寸时，应考虑车箱结构的变形、材料的合理利用、公路情况、操作的方便性、运输的安全性和装载不同货物都能装满额定吨数等，并处理好车箱的长、宽、高三者之间的关系

（1）车箱长度

在确定车箱长度时，应考虑总布置是否合理，即汽车前、后轴的载荷分配要合理。在满足使用要求的条件下，要适当减短车箱长度，以减小汽车整车质量，提高汽车的机动性。另外，要考虑边板的刚度和材料的规格，当长度大于 5m 时，应加装“防胀”链条，或将边板分成两段，以防“胀肚”。对于木制车箱，应考虑木材标准规格所允许的长度，并考虑 300～400mm 的加工余量。

（2）车箱宽度

根据目前公路要求，车箱外宽应符合国家标准，即车箱外宽不得大于 2.5m。在保证车箱外宽要求的前提下，可适当加宽车箱内宽，以求缩短车箱的长度和边板的高度，降低汽车的质心，提高汽车的机动性和稳定性。

汽车论坛 http://www.qclt.com

(3) 车箱高度

低栏板车箱的边板高度应不大于600mm，一般在400～600mm。边板高度不宜过高，否则容易使汽车的质心升高，从而降低了汽车的稳定性，同时装载货物时也不方便。高栏板车箱的栏板高度为900～950mm。锁栓高度距地面应不大于1.8m。

自卸车的车箱尺寸，应保证货物能顺利地卸下。对小吨位的中型自卸车，车箱边板和后板均能绕上铰链轴旋转、开启，或只能开启后板。当向后倾卸的车箱达到最大倾卸角度时，车箱底板的最后边缘距离地面不宜太近。对于侧面倾卸的自卸车车箱，其宽度尺寸应超出轮胎的位置。

2) 车箱结构

常用的普通栏板式车箱可分为全木质结构、全金属结构和钢木混合结构三种，也可按结构分为有纵梁和无纵梁两种结构型式。

全木质车箱的纵梁、横梁、底板和栏板均用木材制成，并通过钢制的钣金件、螺栓及铰链等零件将它们相互连接。底板可通过横梁支承在其下面的纵梁上。车箱的纵梁则利用若干个骑马螺栓紧固在汽车车架上。也有少数车箱的底板没有纵梁，而是将车箱横梁直接安装在汽车车架上，此种结构刚性较差。全木质车箱的底板和栏板通常用薄钢钣包边，以免早期损坏，在车箱边板的外侧，还装有防止边板碰刮的木质护条，并在木质护条的外侧再加钢钣包条，见图8-13-4。

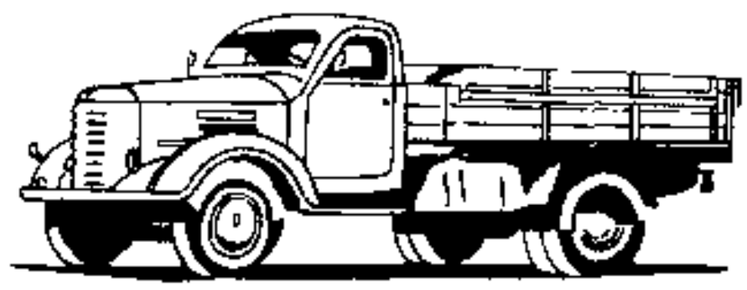


图8-13-4　全木质车箱

全金属结构车箱由钢钣冲压、焊接而成。车箱底板的栏板均冲压出瓦楞状凸筋，以增加其刚度，见图8-13-5。

钢木车箱是一种混合结构，通常底板是用木材制成，或采用钢、木间箱，或燕尾形结构，其余部分为钢结构，见图8-13-6。

全木质车箱的主要特点是易于制造和修理，但使用寿命较短；全金属结构车箱虽然具有使用寿命长、可节约木材等优点，但在汽车行驶中噪声较大。不同车箱结构的对比和应用情况见表8-13-2。

普通栏板式车箱的前端装有保险架，用来保护驾驶室，以减轻翻车事故的后果，并便于运输少量超长货物。

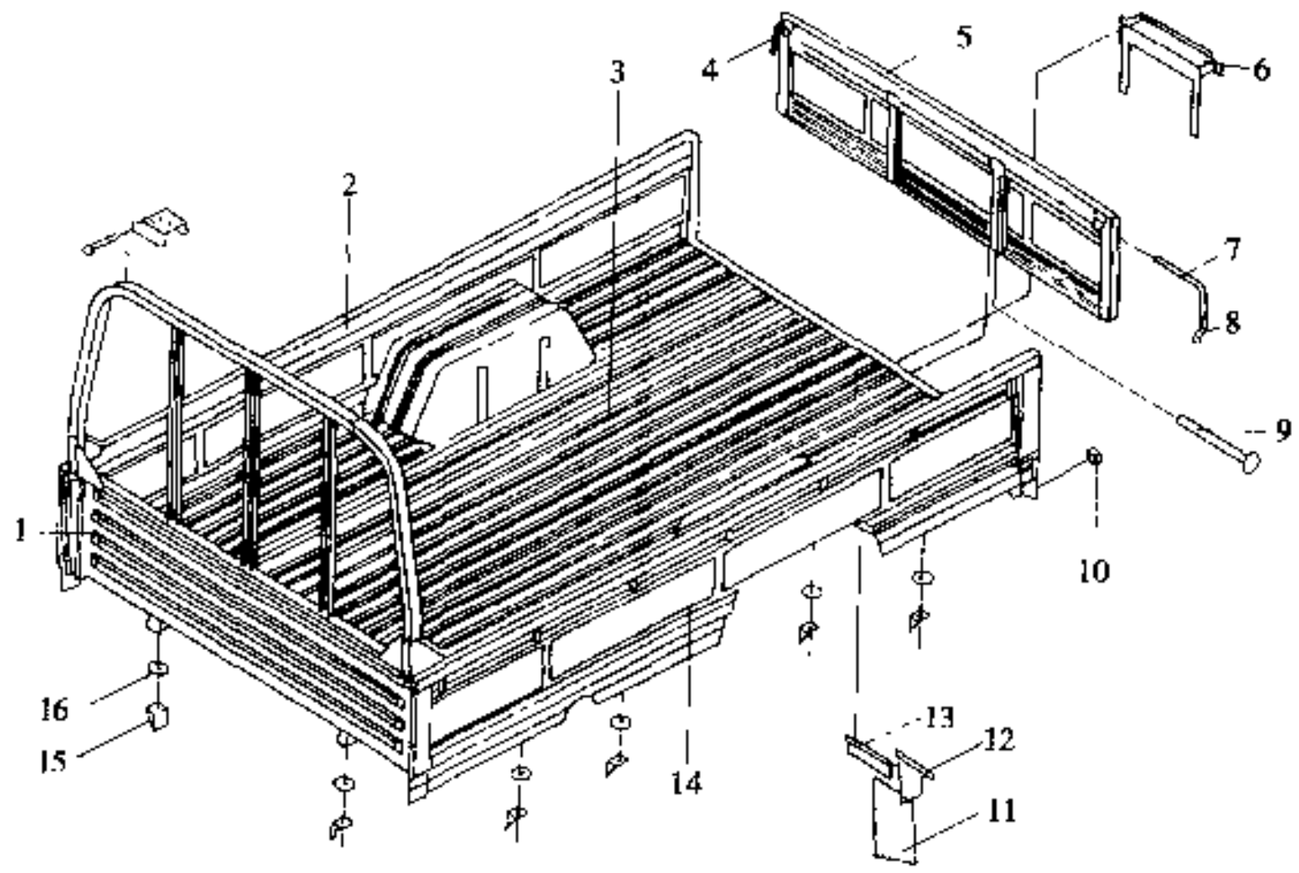


图8-13-5　全钢车箱

1-前板；2-右边板；3-底板；4-右栓杆；5-后边；6-牌照架；7-左栓杆；8-套；9-连接铰子；10-缓冲块；11-橡胶挡泥板；12-压条；13-挡泥板支架；14-左边板；15-下支座；16-支撑垫板

汽车论坛 http://www.qclt.com

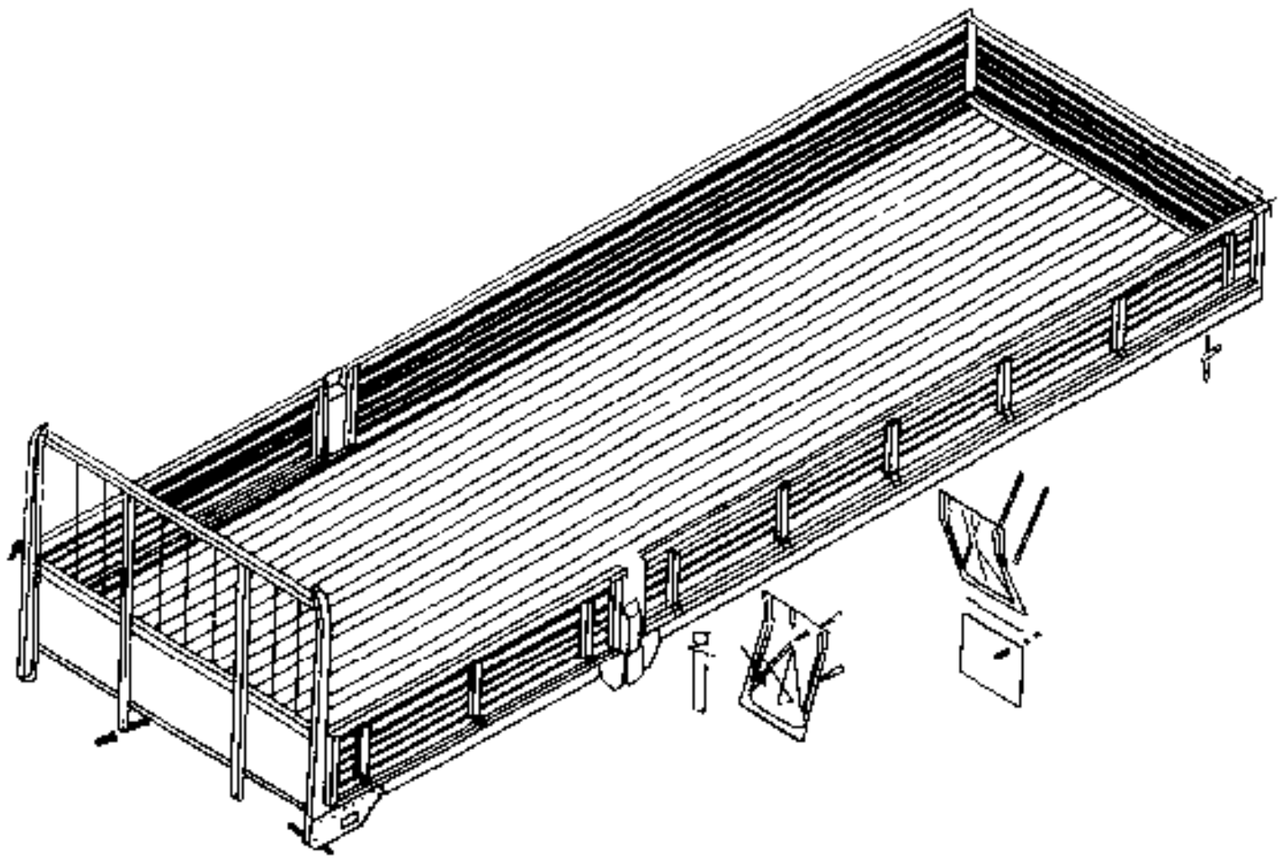


图 8-13-6 铁木混合车箱

车箱结构的强弱和刚度大小与悬架性能和车架结构有密切关系，若悬架的减振性能好，车箱扭转刚度可低些。由于车箱后部的垂直加速度比前部的大，最大可达 3.5～4.0g，为保证车箱有足够的强度，因此后部结构应加强，横梁布置应密些。

利用螺栓连接的全木质车箱刚度低，铆接结构的刚性稍大，全金属焊接车箱的刚度更大。对于刚度大的车箱，最好装用在刚度大的车架上，若装用在刚度小的车架上，需在车箱前部设置弹簧或橡胶等缓冲装置，以免因车架扭转而损坏车箱。刚度小的车箱装用在任何车架上时，都可不加缓冲装置。另外，为了防止车箱在车上移位，应设置防止前移装置（俗称“防前窜装置”）。

表 8-13-2 不同结构车箱对比

车箱种类	全木质车箱	钢木混合车箱	全金属车箱	有纵梁车箱	无纵梁车箱
结构形式	全木质	木底板、钢边钣	全金属板焊接	横梁用中型整体结构	横梁用大型整体结构
优点	有弹性、受冲击碰撞不易变形、修理方便、耐腐蚀、振动小	质量小、寿命长，兼有钢木的优点，是中型车发展方向	质量小、结构简单、装配容易、刚性大	强度高、坚固耐用、工艺性好、适用于大量生产	质量小、型式美观
缺点	质量大、寿命短	加工种类多	无弹性、不耐冲击、不宜装运动物和汽油	质量大、结构复杂	不坚固、寿命短
应用	多用于老式车箱	应用甚广，逐渐取代全木质车箱	多用于小吨位车及自卸车	适合大量生产、行驶于坏路面上的汽车	很少采用，只适用于在好路上行驶的汽车

8.13.2.2 低栏板车箱的结构及要求

在一般货车上，应用最多的是普通栏板式车箱，而在普通栏板式车箱中，低栏板车箱应用更为广泛。一般低栏板车箱由底板总成（包括底板和底架），左、右边板总成，后板总成，前板总成，以及保险架总

2.

汽车论坛 http://www.qclt.com

成、车箱铰链、车箱栓、车箱附件（如系钩、缓冲装置）等组成。

1）底架结构

底架由纵梁和横梁组成，纵梁和横梁的连接见图 8-13-7，底板与横梁的连接形式见图 8-13-8。常采用的底架形式为图 8-13-8中所示的 c）、d）、e）、f）、h）几种。

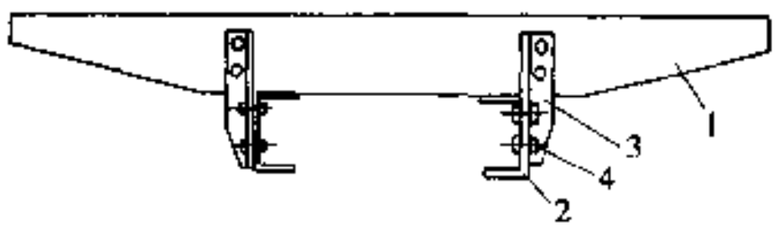


图 8-13-7　纵梁与横梁的连接

1-横梁；2-纵梁；3-连接板；4-铆钉或螺栓

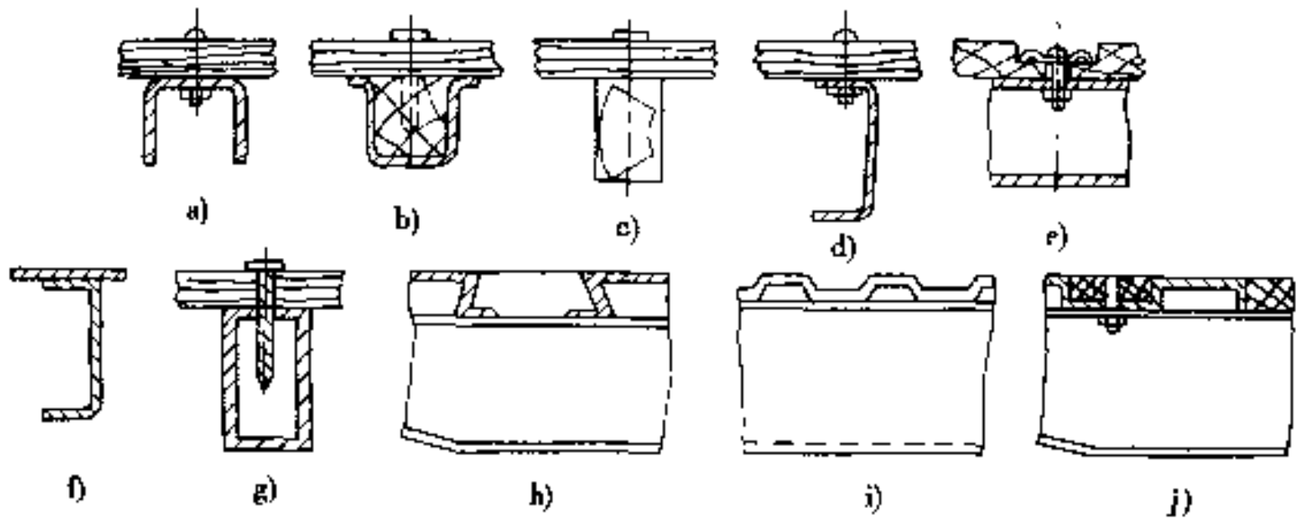


图 8-13-8　车箱底架形式

2）边板和后板的结构

边板和后板大致有三种结构，图 8-13-9a）所示的全金属结构，是整体式滚压成瓦楞型并带上、下框的本体与立柱焊接而成，另一种全金属结构是本体为瓦楞板，再加上立柱、上边框和下边框焊接组合而成，如图 8-13-9b）所示。钢木混合结构是由木板外加钢包皮组成，如图 8-13-9c）所示。

3）前板结构

前板结构可分为无保险架和有保险架两种，保险架又可分为用角钢焊接的结构和冲压结构两种。

4）车箱铰链

常用的铰链页板可分为三种形式，即用带料制成的卷耳型上、下页板；使用锻件或铸件制成的页板；使用异型断面材料制成的页板。铰链是由页板和轴销组装成的，铰链应转动灵活。

5）车箱栓结构

车箱栓的作用是连接两块相邻的箱板（前板和左、右边板或左、右边板和后板），同时承受通过箱板传来的货物张力。对它的性能要求是开关方便、灵活，还应设置自锁装置。

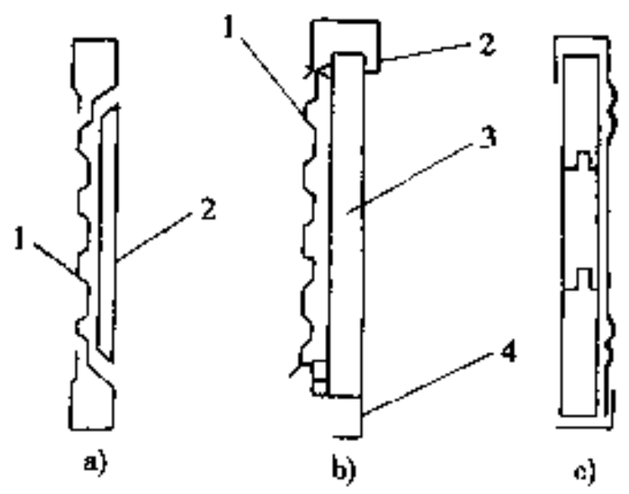


图 8-13-9　边板和后板结构

a)整体瓦楞型全金属结构；b)本体瓦楞型全金属结构；c)钢木混合结构

1-本体；2-上边框；3-立柱；4-下边框

6）缓冲装置

在开启车箱边板和后板时，由于货物张力，以及边板和后板重力的回转惯性力而产生的猛烈撞击，会使边板和后板加速损坏。因此，应在边板和后板上安装弹性元件，以便起缓冲作用。另外，由于边板质量大，一个人开关很费力，为此近年来在边板上设置了助力器。边板助力器除了对关闭边板时起助力作用外，同时在开启边板时也能起到缓冲作用，从而提高了边板的使用寿命。

8.13.2.3　高栏板车箱

在运载密度较小的轻抛物资（例如棉花、稻草等）时，需要高栏板车箱，有些普通栏板式车箱的左、右边板也可加插高栏板。在高栏板车箱的中部和后部，通常加装防止栏板胀开的链条，该链条一般分为可调长度和不可调长度的两种结构，图 8-13-10 表示两种结构的高栏板式车箱。

边板及高栏板的结构型式一般可分为三种。一是如图 8-13-11a）所示的固定式边板栏板结构，其特点是坚固耐用。二是如图 8-13-11b）所示的可翻式边板栏板结构，其特点是装卸货物方便。三是铰链式栏板

汽车论坛 http://www.qclt.com

结构，通常用于由低栏板车箱改装的高栏板车箱，加装上去的高栏板拆装方便。同时车箱的两块边板中部可放平而形成折叠式条凳，还可加插帆布篷的撑杆，撑杆端部至车箱底板高度一般为1 400～1 600mm。篷布多为棉纺帆布或合成纤维织物（如维纶），并涂以防水、防腐涂料，篷布的要求是质量小、易折叠。这种车箱可运载各种货物和人员，农用和军用车辆最适合采用这种栏板铰接式车箱。

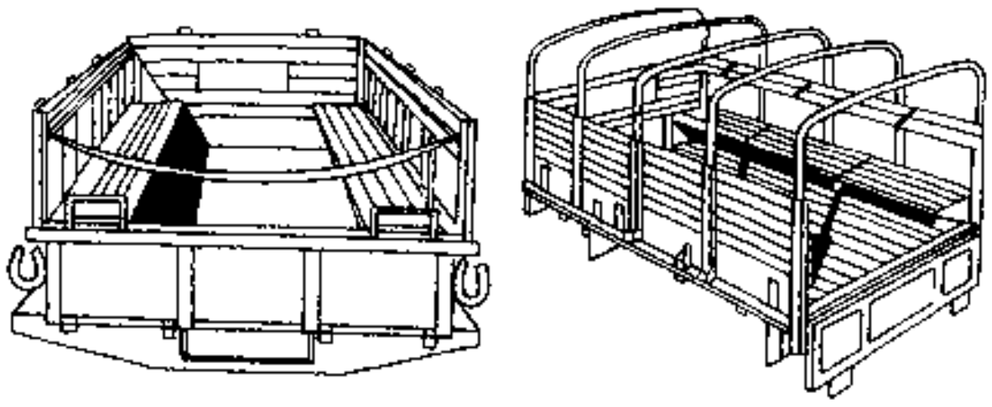


图 8-13-10 高栏板车箱

a)固定式边板栏板结构；b)可翻式边板栏板结构；c)铰接式栏板结构

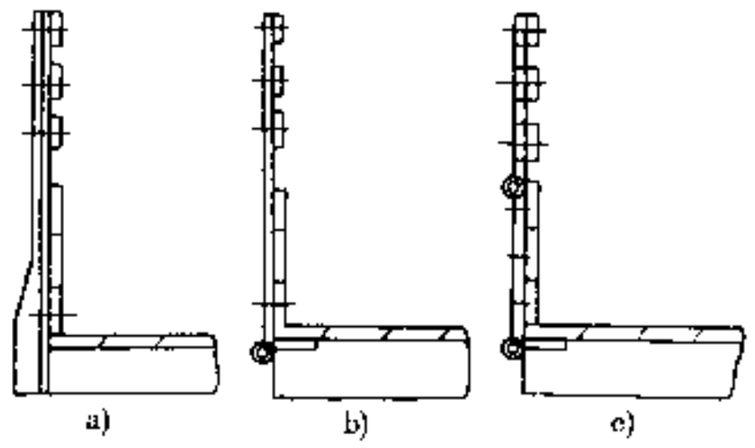


图 8-13-11 边板和高栏板的结构型式

8.13.3 半封闭和封闭式货厢

为了货物的安全和特殊目的，采用半封闭和封闭式货厢。它有普通货厢，冷藏或冷冻货厢等。多用钢钣、铝钣或 FRP（玻璃纤维增强树脂）等材料制造，冷藏、冷冻货厢要加上泡沫塑料或玻璃纤维的保温层。货厢质量较大、质心较高，为满足侧倾35°不翻车，要减少汽车的装载质量。

半封闭或货厢有帆布篷式、拉帘式和全开带屋顶等形式（图 8-13-12）。封闭式货厢应用较广泛，适用于大宗货物运输的集装箱即属于此类（图 8-13-13）。

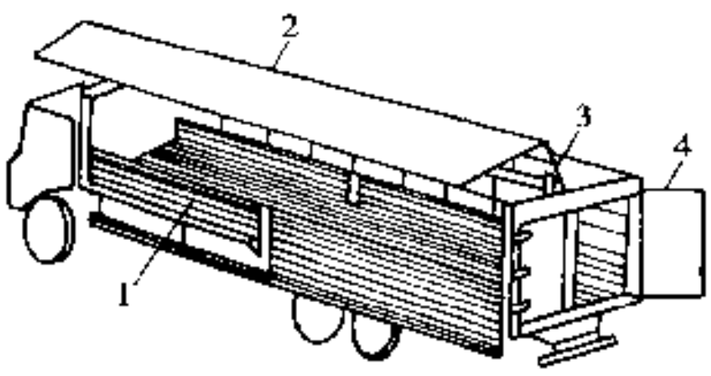


图 8-13-12 全开带屋顶式货厢

1-侧车箱板（铝钣）；2-屋顶（钢骨架、铝外板）；3-液压缸；4-后双开门

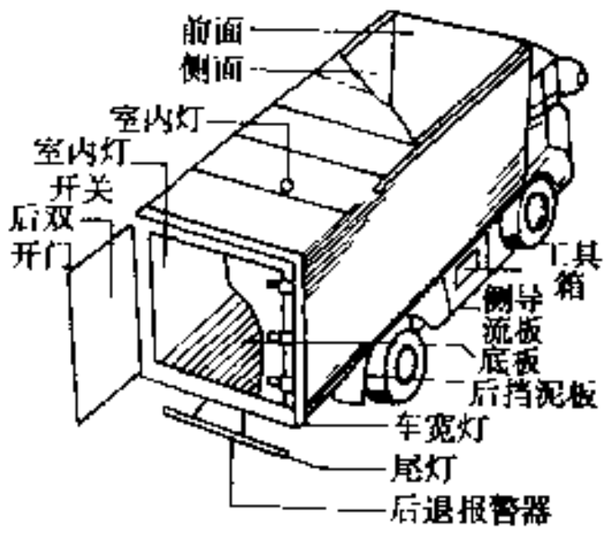


图 8-13-13 封闭式货厢

8.14 客车车身

8.14.1 分类

按用途分类见表 8-14-1，按发动机位置分类见表 8-14-2。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 8-15-2 主要塑料的特性及用途

序号	材料	特性	适用范围
1	ABS （丙烯腈－丁二烯-苯乙烯共聚物	表面硬度高，尺寸稳定、耐化学药品、电性能良好，易于成型和加工，外观好、且表面可镀铬	装饰件、手柄 标牌及受力不大的壳体
2	HDPE （高密度聚乙烯）	耐低温性好、耐化学药品、价廉、常温耐磨性好	空调系统的通风管等一般件
3	LDPE （低密度聚乙烯）	有良好的电性能和耐化学药品性、柔软性好、耐冲击	空调系统的通风管、发泡可做前围隔热板
4	PA （聚酰胺） （PA6.66、610）	耐磨、坚韧、质轻、耐化学药品、耐热、耐寒、自润滑、无毒、易吸水，但尺寸稳定性差	衬套、夹板螺母、密封套、减磨垫球头碗
5	PBTP （聚对苯二甲酸丁二醇酯）	热变形温度高、有较低的吸湿性、耐药品性好，强度高，耐冲击性高	门玻璃托架、烟灰盒、电气绝缘制品
6	PC （聚碳酸酯）	透明度高、高抗冲击性、耐热好、电绝缘性好，但制品易应力开裂	雾灯灯罩
7	PMMA （聚甲基丙烯酸甲酯）	具有高度透明性，耐大气老化、易于成型加工、着色性好，但耐溶剂性不好	各种仪表罩
8	POM （聚甲醛）	表面光滑、有光泽、较硬、着色性好，耐磨损、自润滑性好、耐油，但不耐酸及强碱、吸水性差、成型收缩率较大	轴套、滑块、玻璃升降器、限位块、塑料球头碗、钢背复合衬套及齿轮等
9	PP （聚丙烯）	密度小、价廉、耐热、耐化学药品、耐磨损	仪表板、保险杠、风扇罩、壳体
10	PPO （聚苯醚）	可在 120℃下长期使用、硬而韧、机械强度高、耐化学药品，但加工性不好	通风格栅、出风口壳体
11	PS （聚苯乙烯）	具有良好的透明性，刚性较好、易于成型加工、耐水、尺寸稳定性较好，但机械强度不高、耐热性差	一般经改性后做灯罩
12	PUR 弹性体 （聚氨酯）	弹性好、耐油、耐寒、耐磨、强度高、韧性好	密封罩、球座、球头碗、减振垫
13	发泡 PUR （聚氨酯）	有弹性、吸音、隔热、减振性好	座垫、靠背、密封减振隔热件
14	软质 PVC （聚氯乙烯）	耐磨损、有弹性、价廉、电绝缘性好、加工性好，但热稳定性差、易老化	软管、堵塞、档泥板及各类薄膜

汽车论坛 http://www.qclt.com

新发展起来的玻璃纤维增强聚丙烯制做散热器面罩等部件获得好评，是很有发展前途的增强材料。

8.15.3 橡胶

橡胶用于轮胎、密封条、减振件、密封件、油封、O 型圈、软管等。种类较多，分天然橡胶和合成橡胶两大类，天然胶用量已不大，多用合成橡胶。按其性能分有普通橡胶（A）、最好的耐油胶、较好的耐油胶（B）、中等耐油胶（C）、耐热耐寒胶（D）、高温耐油胶等几类，表 8-15-3 给出了这几类胶的优缺点和用途。

表 8-15-3 橡胶特性及用途

序 号	材 料	特 性	适用范围
1	NR（天然橡胶）（A）	高弹性、高强度、疲劳性能好、但不耐油、不耐热、耐候性差	减振橡胶件、一般橡胶杂件
2	SBR（丁苯橡胶）	高弹性、高强度、疲劳性能好、耐磨损、但不耐油	轮胎、减振橡胶件、密封条等
3	EPDM（乙丙橡胶）（A）	耐候，耐臭氧、耐化学药品、耐热电绝缘性好，但不耐油	风挡密封条、散热器软管、绝缘制品、减振橡胶件
4	NBR（丁腈橡胶）（B）	耐油、耐水、气密性较好，但耐热性较差。	低速油封、O 型圈、密封垫等
5	CR（氯丁橡胶）（C）	耐油，耐化学药品、耐候性好、但耐寒性较差	密封条、制动软管的外胶层、液压转向用的橡胶件
6	ACM（丙烯酸酯橡胶）（E）	耐热、耐油、耐老化、耐候性好、强度中等	高速油封、软管及 O 型圈等
7	CSM（氯化聚乙烯橡胶）（C）	耐候、耐臭氧、耐化学药品绝缘性好、强度中等	高深度电缆、密封条等
8	ECO（氯醇橡胶）（B）	耐油、耐臭氧、耐热，但气味较大	软管、密封垫、O 型圈、油封等
9	FPM（氟橡胶）（E）	耐高温、耐油、耐化学药品，耐候性好、但耐寒性差	高速油封，空调系统用 O 型圈
10	SI（硅橡胶）（D）	有良好的耐热、耐寒性能、电绝缘性好，但强度低，耐油性一般	高深度电缆，电绝缘制品，高、低温密封垫

汽车论坛 http://www.qclt.com

8.15.4 织物

汽车用织物制品主要用于汽车内饰和汽车篷布，内饰织物用于汽车顶篷、遮阳板、座椅、安全带、窗帘及地毯等。这些织物是由各种纤维编织而成的，其纤维有化学纤维和天然纤维二种。

8.15.4.1 座垫及靠背用织物

汽车座垫及靠背用面料，可用聚氯乙烯人造革和纤维编织物制成。但由于人造革透气性差，故逐渐被化学纤维编织物所代替。用编织物作座椅面料，会使人感到既舒适又美观。座椅面料可用各种颜色和花纹的尼龙、聚酯，以及其混纺织物制成，其花纹和颜色可由设计者自行选择。座椅面料应有一定的机械强度、耐磨性、尺寸稳定性、阻燃性等。详细的技术性能要求见表 8-15-4。

表 8-15-4 座椅面料（蒙皮）织物技术要求

项目				指标
断裂强度	常温（N/50mm）		经	≥1 400
			纬	≥600
	浸水后强度变化率（%）		经	≤35
			纬	≤40
	耐光老化（83℃×100h）后（N/50mm）		经	≥350
			纬	≥350
断裂伸长率	常温（%）			40～60
	浸水后（%）			≤35
定负荷伸长率（%）				≤10
撕裂力（N）			经	≥150
			纬	≥80
浸水收缩率（%）			经	±4
			纬	±5
耐光牢度		100h（级）		≥4
		200h（级）		≥3
摩擦退色性		干布（级）		≥4
		湿布（级）		
潮湿尺寸稳定性				±3
燃烧性（mm/min）				≤80
接缝强度（N）				≥450
耐低温性（-40℃）				不出现裂纹

8.15.4.2 安全带用编织带

轿车、客车及货车使用的安全带是一种编织带，用来保护车内人员，减轻交通事故带来的不良后果。安全带的花纹、光泽及手感等均可由设计者自行选择。其用线粗细应均匀、染色一致，不允许有表面松驰、凸凹不平及发粘等影响使用的缺陷。织物纤维可采用尼龙、聚酯等材料，其性能要求见表 8-15-5。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 8-15-5 安全带用编织带

项目			指标
耐光试验后拉伸强度（N/幅宽）	腰部用和连接用安全带	光照 180h	≥光照前的 60% 和 18 000
		光照 300h	≥16 000
	肩部用安全带	光照 180h	≥光照前强度的 60% 和 14 000
		光照 300h	≥12 000
染色牢度（级）		光照 100h	≥4
		光照 180h	≥3
摩擦退色性(级)		干布	≥4
		湿布	≥4
耐污染性（级）		常态下	≥4
		老化后	≥4
燃烧性（mm/min）		常态下	≤80
		老化后	≤80

8.15.4.3 地毯材料

汽车用地毯的毯面为聚丙烯、聚酯或尼龙短纤维，背面为有粘合剂涂层的无纺织物。地毯应具有一定的机械强度、耐磨损、尺寸稳定性、耐退色性、阻燃性和防霉性等，详细的技术性能要求见表 8-15-6。

表 8-15-6 地毯性能技术要求

项目	指标		项目	指标
厚度（mm）	6 ± 10%		耐磨损性（循环 100 次）	无明显的磨损
			气味	无难闻的气味
扯断力（N）	经	≥350	耐热老化（80℃）	外观及颜色无明显的变化
	纬	≥450	冷热循环（80～－30℃）	外观及颜色无明显的变化
收缩率（%）	经	≤3	燃烧性（mm/min）	≤80
	纬	≤2	耐寒性（－40℃）	不断、不裂

8.15.4.4 防水篷布

汽车用防水篷布，适用于高栏板载货汽车和轻型货车。其材料是经涂层处理的维纶纤维布或者是经涂层处理的棉帆布；其表面应平整，颜色应均匀，还应有一定的抗拉强度。经多次弯曲疲劳试验后，仍应有一定的防水性能，其具体技术要求见表 8-15-7。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 8-15-7 防水篷布的技术要求

项目		指标	项目	指标
密度（g/m²）		≤500	渗水率（%）	≤2
扯断力（N）	经向	≥2 000	透水性能（水柱高）（cm）	≥150
	纬向	≥1 800	篷布弯曲疲劳 2.5 万次（水柱高）（cm）	≥50

8.15.5 玻璃

汽车须用安全玻璃，所谓汽车安全玻璃，就是由无机材料或无机与有机的复合材料所构成的产品，当其应用于车辆时，可以减少车祸中严重伤人的危险，同时对其可见性、强度和耐磨性都作出了规定。

8.15.5.1 分类

1）夹层玻璃

以塑料为中间膜（一般用聚乙烯醇缩丁醛厚 0.38mm 或 0.76mm），将一块或二块以上的玻璃粘合在一起而成。在外力作用下，即使玻璃发生破碎，也会由于中间膜的粘接作用，使碎片不至碎裂而伤人，并能保持一定的视野。安全法规强制要求轿车和客车的前风窗都必须采用夹层玻璃。

2）钢化玻璃

将普通玻璃制成零件后进行热处理，在玻璃表面形成牢固的压缩应力层，使其具有较高的机械强度，以增加玻璃抗弯曲和抗冲击性能。当玻璃受的外力作用超过其本身强度时，其碎片具有较小粒度而不易伤人，故具有一定的安全性。凡使用磨光玻璃作原片玻璃加工成的制品，称“磨光钢化玻璃”，磨光玻璃一般用在汽车前风窗。

3）区域钢化玻璃

区域钢化玻璃用于汽车的前风窗玻璃，是将一般玻璃经特殊热处理后形成的。在汽车行驶中发生故障时，使碎片的一部分成为较大的块，在玻璃破坏的瞬间仍有视野，以便使驾驶员处理紧急情况，避免发生事。

4）电热玻璃

电热玻璃一般用于汽车前风窗及后风窗上。在夹层玻璃中间或钢化玻璃表面，装上很细的电热丝，通电后可加热玻璃，以防止结霜，保持玻璃的透明度，使其有较好的视野。

5）热反射与吸热钢化玻璃

热反射玻璃在其表面制有金属或金属氧化物薄膜，使其具有一定热反射能力。吸热钢化玻璃本身含有着色氧化物，因而具有吸热效果。

8.15.5.2 技术要求

1）尺寸及公差

厚度及偏差见表 8-15-8。纵向及横向尺寸公差的测量，即是将玻璃放入标准的模具上测量玻璃与模具的间隙，其尺寸公差见表 8-15-9。

表 8-15-8 厚度及偏差（mm）

玻璃厚度	公差
4	±0.20
5	±0.25
6	±0.30

表 8-15-9 尺寸公差（mm）

种类	纵向及横向公差（L 为边长）		
	$L \leq 600$	$600 < L \leq 1200$	$L > 1200$
夹层玻璃	0 -2.0	0 -3.0	0 -3.5
钢化玻璃			0 -4.0

汽车论坛 http://www.qclt.com

2）弯曲度与吻合度

（1）弯曲度

将平板玻璃立放，用钢直尺靠近玻璃表面进行弧度（间隙）测量，其计算公式如下：

$$\alpha = \frac{h}{L} \times 1/1000$$

式中：α——弯曲度，$\times 10^{-3}$rad；

h——弧高，mm；

L——玻璃的最大边长，mm；

其弯曲度应小于等于0.35%。

（2）吻合度

将玻璃板放在标准的模具上，用塞规测量玻璃与模具之间的最大间隙，其吻合度要求见表8-15-10

表8-15-10　玻璃板吻合度（mm）

种　类	长边长度 L		
	$L \leqslant 1\,200$	$1\,200 < L \leqslant 1\,000$	$1\,800 < L$
夹层玻璃	≤3.0	≤3.5	≤4.0
钢化玻璃	≤3.5	≤4.0	≤4.5

3）透光度

汽车用安全玻璃应有正常的透光度，其值应不低于80%（将玻璃表面用酒精擦净，放在测试仪器架子上进行测量），其计算公式如下：

$$\tau = \frac{\phi_2}{\phi_1} \times 100\%$$

式中：τ——透光率；

ϕ_1——入射光通量，lm；

ϕ_2——出射光通量，lm。

4）波筋

波筋是以通过玻璃观察时物象不产生歪曲的角度大小来判断的。其角度为观察者视线方向和玻璃板面所形成的夹角。可见的玻璃波筋角度越小，玻璃品质越高，在任何角度下，通过玻璃观察物象都不发生歪曲的玻璃是最好的玻璃。检查玻璃的波筋是将玻璃对着光线成45°角放置，以目测法观察。

5）耐冲击性

将玻璃放在木制框架上，玻璃与框架接触面处垫有3mm厚的橡胶垫条，在规定的高度下，用落球进行冲击，钢球质量为227g，落球高度见表8-15-11。对玻璃碎片的要求见表8-15-12。

表8-15-11　落　球　高　度

玻璃类型厚度（mm）		落球高度（m）	要　求
钢化玻璃	≤5	2.0	玻璃不碎
	>5	2.5	
夹层玻璃	≤4.5	9.0	钢球不可穿透
	>4.5	10.0	

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 8-15-12 对玻璃碎片的要求

钢化	玻璃厚度（mm）	≤5	>5
	落球高度（m）	2.0	2.5
	小碎片质量（g）	≤4	≤3.5
	5cm×5cm 面积内碎片数量	≥40	≥50
夹层	玻璃冲击反面剥落的碎片质量不超过 15g		
区域钢化	玻璃碎片在主视区大于 $2cm^2$ 占 15%以上，但不得有超过 $16cm^2$ 的碎片		

6）玻璃的光畸变

玻璃的光畸变是评价汽车风窗玻璃的技术指标之一，它是通过安全玻璃观察一个点的真实方向与视觉方向间的夹角，其偏差的大小是视线的入射角、玻璃厚度和倾斜度以及入射点的曲率半径的函数。通常采用投影法来评价安全玻璃的光畸变，其原理是，利用一个光栅，透过安全玻璃将光投射到屏幕上，用插入玻璃后而引起的象变形大小来表示光畸变的值，一般光畸变最大值为 2′。

7）副像偏离

用适当的光源、规定标准的靶子，通过投影的方法将玻璃固定在架子上，保证在水平面内通过靶子中心，观察靶子的主像和副像偏离的大小是否超过规定的极限值。主像与副像分离的最大值不得超过 15′。

8）耐热性及耐光性

对夹层玻璃而言，经耐热及耐光试验后，不应产生变色现象，其透光率应等于或大于 80%，内胶层不得起泡变色。

9）耐湿性

夹层玻璃应具有耐湿性，其边缘透水深度不应超过 1.5mm。

10）人头模型冲击

夹层玻璃在人头模型的冲击下应具有抗穿透性；钢化玻璃在人头模型冲击下，必须破坏。而其人头模型的总质量为 10kg，落下高度为 1.5m，其试验方法见 GB4125-84。

8.15.6 铝合金

车身采用铝合金板有冷轧板与热轧板两种，热轧板机械性能列于表 8-15-13，冷轧板机械性能列于表 8-15-14。冷轧板中以退火状态供应的板材，一般不做淬火时效性能，用户需要时，须特殊注明，其淬火时效横向试样的力学性能应符合表 8-15-15 的规定。

表 8-15-13 热轧板机械性能

合金牌号	状态	厚度（mm）	抗拉强度 σ_b（MPa）（不小于）	伸长率 δ_5（%）（不小于）
LY11	CZ	35～80	294	4
LY12	CZ	35～80	343	3
LC4	CS	35～40	392	2

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 8-15-14 冷轧板的机械性能

牌号	状态	厚度 (mm)	抗拉强度 σ_b (MPa)（不小于）	屈服强度 $\sigma_{0.2}$ (MPa)（不小于）	伸长率 δ_{10} (%)（不小于）
12、13	M	0.3～0.5	≤108	—	20
		>0.5～0.9			25
		>0.9～10.0			28
	Y	0.3～0.9	137		2
		>0.9～4.0			3
		>4.0～6.0	127		4
LF2	M	0.3～1.0	167～226	—	16
		>1.0～10.0			18
	Y	0.3～1.0	265	—	3
		>1.0～4.0			4
LF3	M	0.5～4.5	196	98	15
	Y_2	0.5～4.5	226	196	8
LF21	M	0.3～0.7	98～147	—	18
		0.7～3.0			22
		3.0～10.0			20
	Y	0.3～0.5	186	—	1
		>0.5～0.8			2
		>0.8～1.2			3
		>1.2～6.0			4

表 8-15-15 退火状态板淬火时横向试样的机械性能

牌号	状试样态	厚度 (mm)	抗拉强度 σ_b (MPa)（不小于）	屈服强度 $\sigma_{0.2}$ (MPa)（不小于）	伸长率 δ_{10} (%)（不小于）
LY12	MCZ	0.5～2.5	392	245	15
		>2.5～10.0	412	265	12
LY11	MCZ	0.5～2.5	353	186	15
		>2.5～10.0		196	15

车身用铝合金与树脂相比，比强度和比刚性均较大，轻量化效果较好。因此，如达到与钢钣同样强度和刚性时，质量可减小 40%～50%。另外，与树脂相比，不必担心再生处理的问题，其再生利用性好。不过，它比钢钣价格高、材料延伸率仅为钢钣的 70%、成型性差、设计自由度低，与钢钣之间安装部位需要绝缘，以防止电腐蚀。另外，由于表面柔软，运输时容易损伤，而且修理较困难。

8.16 发动机的冷却系统

发动机的冷却系统对汽车车身布置和外形都有很大影响，例如散热器的位置和尺寸影响车头长短和发动机罩前部高度，进风量大小又决定着散热器面罩和保险杠通风格栅的尺寸和形状，这里只叙述和车身有

汽车论坛 http://www.qclt.com

关的部分。

车用发动机的冷却系统有水冷式和气冷式，空气冷却方式只用于摩托车和风冷发动机的车上，多数汽车用水冷式，这里只叙述水冷式。

影响冷却水温度的要素有：发动机本身的发热量，包括冷却水和机油冷却器等的热量，有冷却系统散热能力，如散热器进风温度，风速与流向、循环水量等。其中散热器的散热量是主要因素，影响散热器散热的有通过散热器的风速、散热器本身的散热能力（长、宽、高尺寸，管子排列方式和排数，材质和结构形式）等。

作为提高散热器散热性能的手段，最有效的是提高散热器的通过风速。一般在研究散热器通过风速时，要考虑风扇处于断开状态时的车速风利用率（散热器通气率）和风扇处于接通、断开二种状态下显示的冷却风扇作用率。

$$\text{车速风利用率} = \frac{\text{风扇处于断开状态下的散热器通风风速}}{\text{车速}} \times 100\%$$

车速风利用率受前端形状影响很大，靠前端散热器面罩通风口面积大致估计出车速风利用率，并通过样车试验或数值分析的模拟方法进行具体计算。可通过对保险杠形状和汽车牌照布置等前端形状的改进，更加有效地利用车速风。

冷却风扇的作用是给散热器通过风速补充车速风。风扇形式以电动风扇和发动机风扇为主，电动风扇因与发动机没有直接关系，所以风扇尺寸、布置的自由度较大，用水温开关传感器等进行自动控制，可降低驱动功率损失和噪声，由于用电量较大，故多用于轿车。

发动机风扇可直接固定在曲轴前端（须加减振装置）或用V型皮带传动。在车身布置上要根据具体情况确定。

8.17 燃料供给系

燃料供给系对车身布置和结构影响很大，尤其是燃料箱的布置历来是轿车车身布置的难点。

燃料供给系由燃油的充填（加油口、加油管）、贮存（油箱）、供油（泵及输油管）、防止燃油蒸气排出、存油量检测装置等几部分组成。这里只叙述与车身布置有关的部分。

有关燃料供给系统的强制性标准，有在使用中和发生事故后燃料不得泄漏的防止火灾的标准，有防止燃料排入室内或大气中的环保标准等二类。

8.17.1 向燃料箱内充贮燃油部分

这部分由车身上的加油口盖、燃料箱盖和固连于燃料箱本体上的加油管等组成。加油口盖要有足够的开度，其上有锁，设计时应注意不要影响汽车的外观。加油口要高于燃料箱最上平面，保证燃油能充分注满。为防止内压增高加油不畅，安装了单向阀。加油口的设计要使加油器具（加油枪或油桶）能方便地加油。

燃料箱盖要保证牢靠和密封，拧紧方式有螺旋式和爪式两种，上设安全阀。设计时要留够拧燃料箱盖的空间。在使用无铅汽油的汽车上，为防止误注有铅汽油，应在加油口处加装防误注的活门。

8.17.2 燃料箱本体

燃料箱本体有钢钣制和塑料制两类，钢钣制所用的钢钣内部要镀铅、锡，以防燃油腐蚀钢钣。其形状有两种，一种是冲压成两个盆形半壳，在翻边处滚焊；另一种是制成长方形筒状加2个堵头，在翻边处滚焊或卷边点焊后堆焊，后者多用于货车。

轿车箱形状复杂，多布置在车身后下部，由于其形状复杂而难于冲压并为减小质量，近年来多采用塑料制燃料箱。一般用挤压吹塑法制造，材料用聚酰胺、聚烯烃（高分子聚乙烯、聚丙烯）等。为防止塑料油箱渗油，内层应涂敷防渗剂或进行化学处理。

汽车论坛 http://www.qclt.com

无论哪种燃料箱都要保证足够的容量，以满足汽车的续驶里程要求。

为防止行驶时燃油的窜动，燃料箱中要加装隔板。（撰稿人：黄天泽）

参考文献

1.（日）自動車技術会．自動車技術ハンドブック，東京：精興社，1991.

2. 郭竹亭．汽车车身设计．长春：吉林科学技术出版社，1992.

3. 朱崇武．汽车车身设计手册（车身、非金属、电气）．长春汽车研究所，1998.

4. 国斌．汽车车身制造工艺．长春：吉林人民出版社，1984.

5. 朱钫全、刘力．汽车设计标准资料手册（金属篇）．天津中国汽车技术研究中心标准化研究所，1994.

6. 黄天泽．大客车车身．长沙：湖南大学出版社，1988.

汽车论坛 http://www.qclt.com

9 悬　架

9.1 概　述

9.1.1 悬架的作用

汽车悬架是车架（或车身）与车桥（或车轮）之间弹性连接的部件。主要由弹性元件、导向装置及减振器三个基本部分组成。此外，还可包括一些特殊功能的部件，如缓冲块和稳定杆等。现代汽车还采用了控制机构，形成可控式悬架。汽车悬架作用如下：

①缓和、抑制由不平路面引起的振动和冲击，保证乘员乘坐舒适和所运货物完好；

②除传递汽车垂直力以外，还传递其他各方向的力和力矩，并保证车轮和车身（或车架）之间有确定的运动关系，使汽车具有良好的驾驶性能。

为满足上述要求，汽车悬架应设计得比较“柔软”并能保证“正确的车轮定位”。此外，还应考虑由此带来的负面影响。

(1) 转向效应

①侧倾时轴转向，即在多数非独立悬架系统中，车身侧倾时，由于悬架导向杆系运动学关系，使车轴相对于车身在水平面内偏转一个角度，产生轴转向(图 9-1-1)，从而影响汽车转向特性。

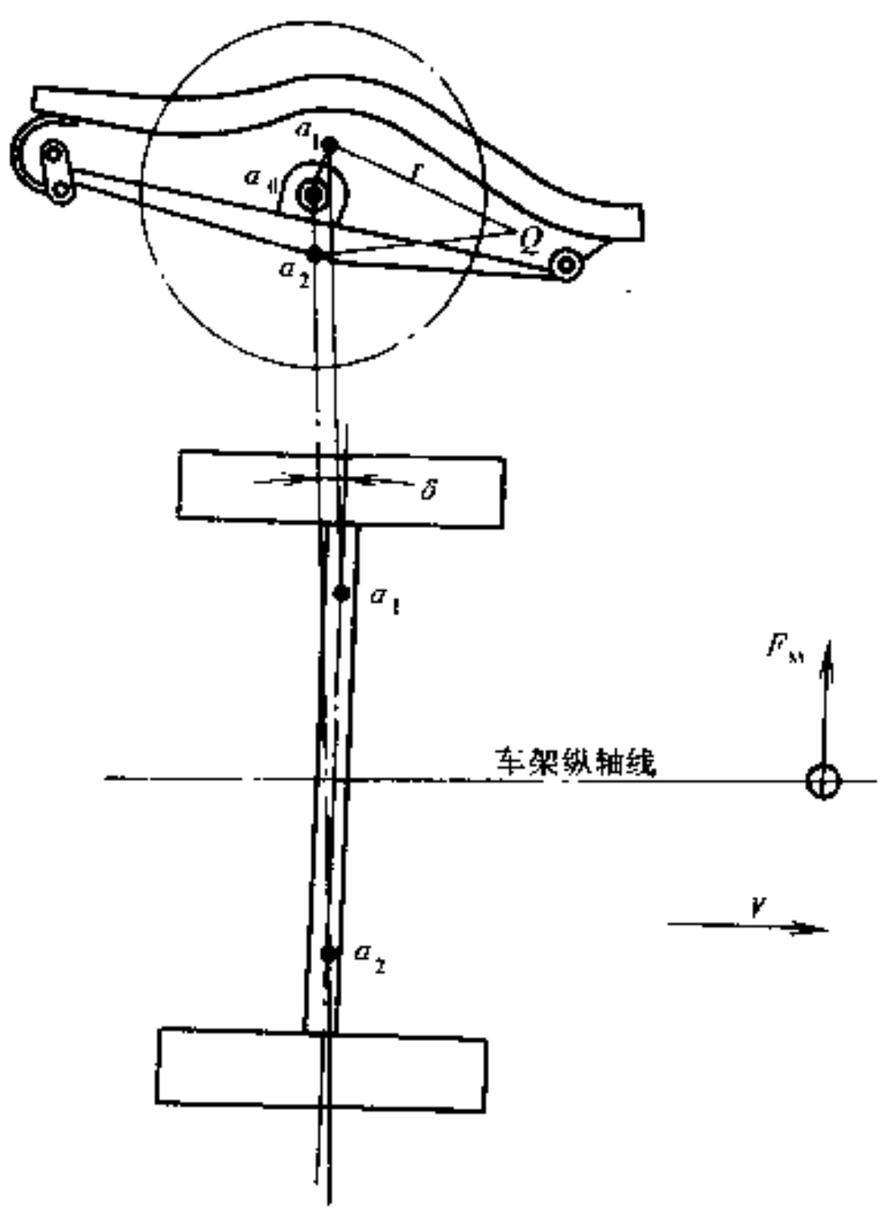


图 9-1-1　侧倾时轴转向

②侧倾时的干涉转向，即车身倾斜时，由于悬架导向杆系与转向拉杆运动的不一致性，使转向轮产生额外的转向角，影响汽车的转向特性和行驶稳定性。

③车轮外倾角变化引起的转向效应，即大多数独立悬架汽车在转弯行驶时，因侧向惯性力作用会使车身倾斜，车轮外倾角将因悬架结构型式，产生不同的变化，为了获得满意的转向特性，选择前、后悬架结构型式时，要考虑车轮外倾角的变化。

④轮距变化引起的转向效应，即多数独立悬架一侧车轮上下运动时，轮胎接地点产生侧向位移，由于轮距变化引起图 9-1-2 所示的侧偏角，并由此产生侧向力，影响汽车行驶稳定性。

⑤顺从转向，即汽车行驶时，由于作用在轮胎接地点上的侧向力和纵向力使悬架系统导向装置产生弹性变形，引起车轮外倾角和前束变化。

(2) 前俯及后仰

汽车制动或加速时，由于前、后轴荷转移使前、后悬架变形不等，引起车身前俯（点头）或后仰（后沉）。制动时车身前俯程度还与汽车的质量中心和悬架（在侧视图上）运动的瞬时中心位置有关，后者是由悬架结构决定的，许多双横臂前独立悬架的上摆臂支承销轴线设计成前高后低，其目的是使悬架瞬时中心位置有利于减少前俯角，与前俯一样，可通过合理布置悬架运动瞬时中心位置控制汽车后仰。

汽车论坛 http://www.qclt.com

9.1.2 悬架结构型式和特点

9.1.2.1 双轴汽车悬架

汽车悬架按导向机构型式可分为独立悬架和非独立悬架两大类。独立悬架的车轮通过各自的悬架和车架（或车身）相连。非独立悬架的左、右车轮装在一根整体轴上，再通过其悬架与车架（或车身）相连（图 9-1-3）。

1）独立悬架

主要用于轿车上，在部分轻型客、货车和越野车，以及一些高档大客车上也有采用。独立悬架与非独立悬架相比有以下优点：由于采用断开式车轴，可以降低发动机及整车底板高度；独立悬架允许车轮有较大跳动空间，而且弹簧可以设计得比较软，平顺性好；独立悬架能提供保证汽车行驶性能的多种设计方案；簧载质量小，轮胎接地性好。但结构复杂、成本高。独立悬架有以下几种型式：

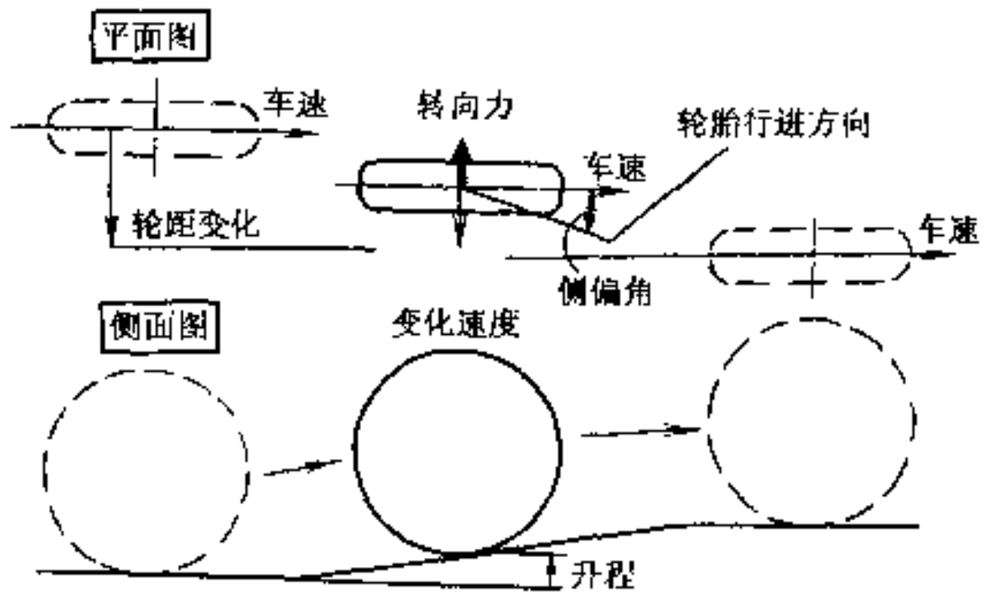


图 9-1-2　轮距变化引起的转向效应

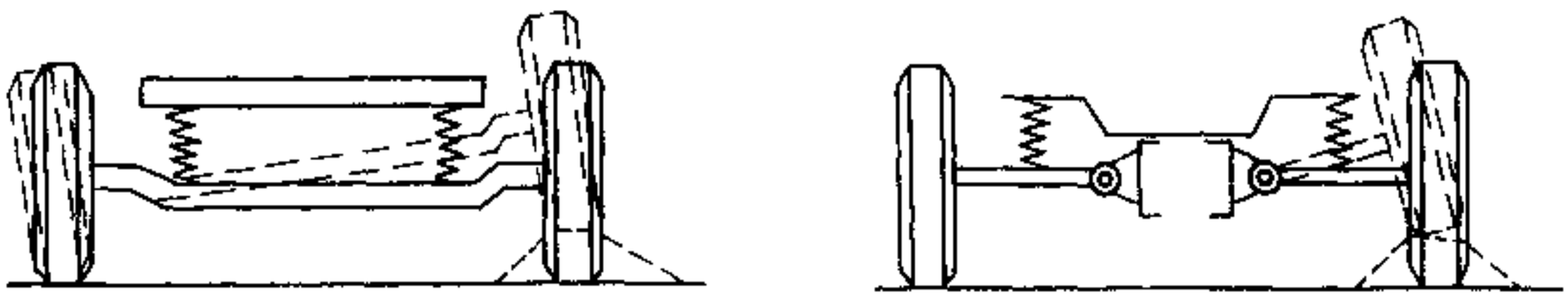


图 9-1-3　非独立悬架与独立悬架示意图

a)非独立悬架；b)独立悬架

（1）单横臂式

是用一根横臂将车轮与主减速器（或车身）铰接起来的悬架型式（图 9-1-4）。这种悬架在车轮跳动时，车轮倾角有显著的变化、侧滑量大、轮胎磨损严重，转向轮采用这种悬架对转向操纵有一定影响，因

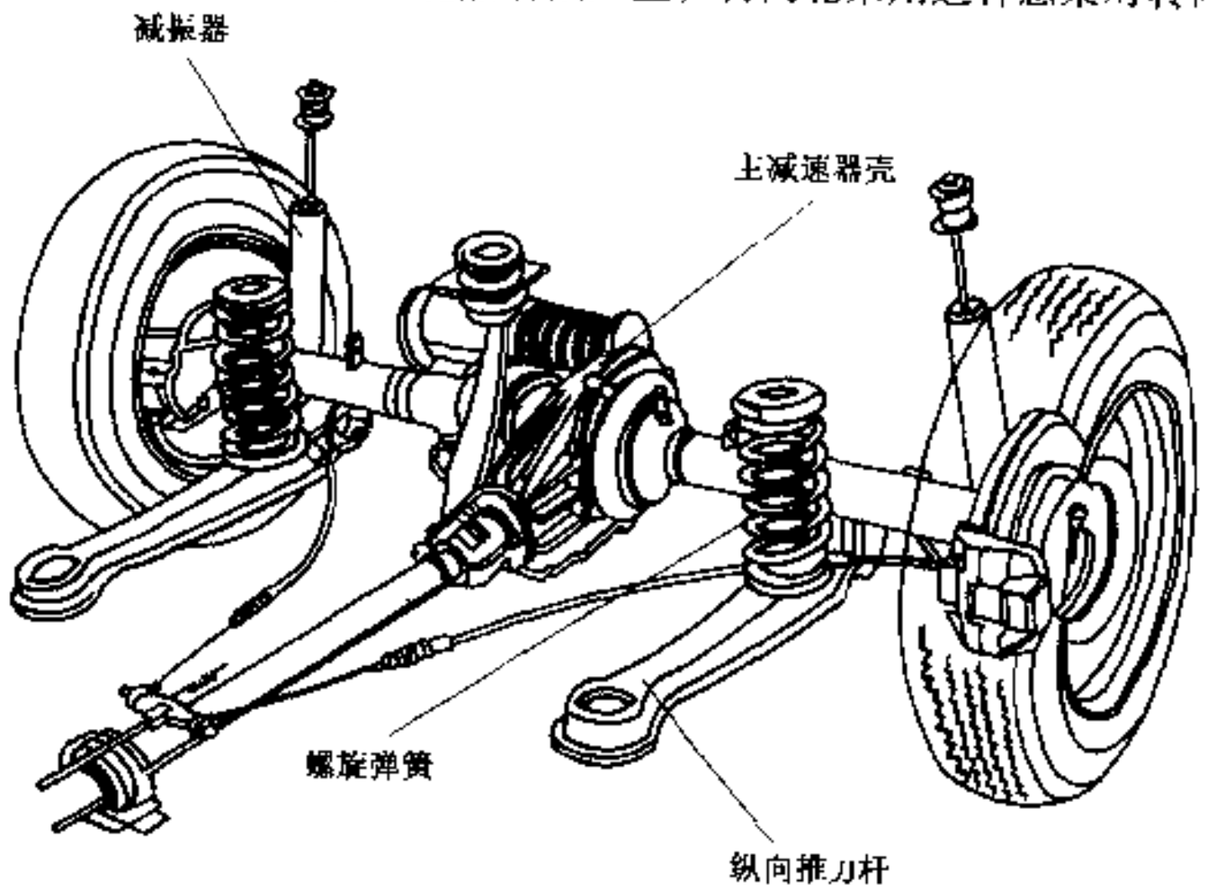


图 9-1-4　单横臂式独立悬架

汽车论坛 http://www.qclt.com

此很少用于前悬架。对后悬架来说，汽车在小向心加速度行驶时（图 9-1-5a)），车轮外倾角变化将增加汽

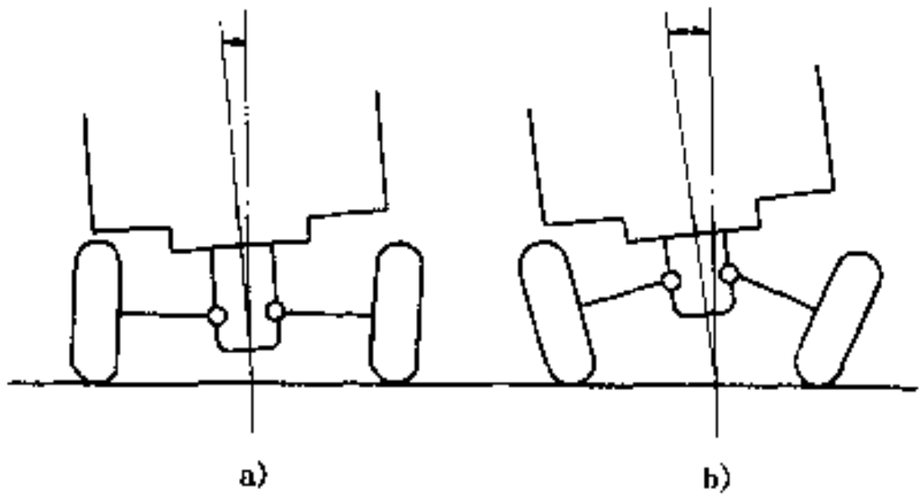


图 9-1-5 转向特性变化

a)向心加速度小时的不足转向特性；

b)向心加速度大时的过多转向特性

车不足转向因素，而在大向心加速度时（图 9-1-5b)），车身产生“举升”现象，车轮外倾角变化使汽车趋向过多转向特性，因此转弯行驶时的向心加速度直接影响汽车操纵稳定性。单横臂式悬架结构简单、质量小、成本低，在早期轿车后悬架上采用得比较多，目前已很少使用。

(2) 单纵臂式

用一根纵臂将车轮与车架（或车身）铰接起来的悬架型式（图 9-1-6)。这种悬架在车轮跳动时，车轮外倾角和前束不变，但后倾角变化较大，因此多用于不转向的后轮。转弯行驶时，由于车轮随车身一起向外倾斜，后悬架采用这种悬架容易出现过多转向趋势。单纵臂式悬架结构简单、质量小，可以得到较大的室内空间，所以在前轮驱动汽车的后悬架上应用的比较多，目前被单斜臂式、麦弗逊式独立悬架所代替。

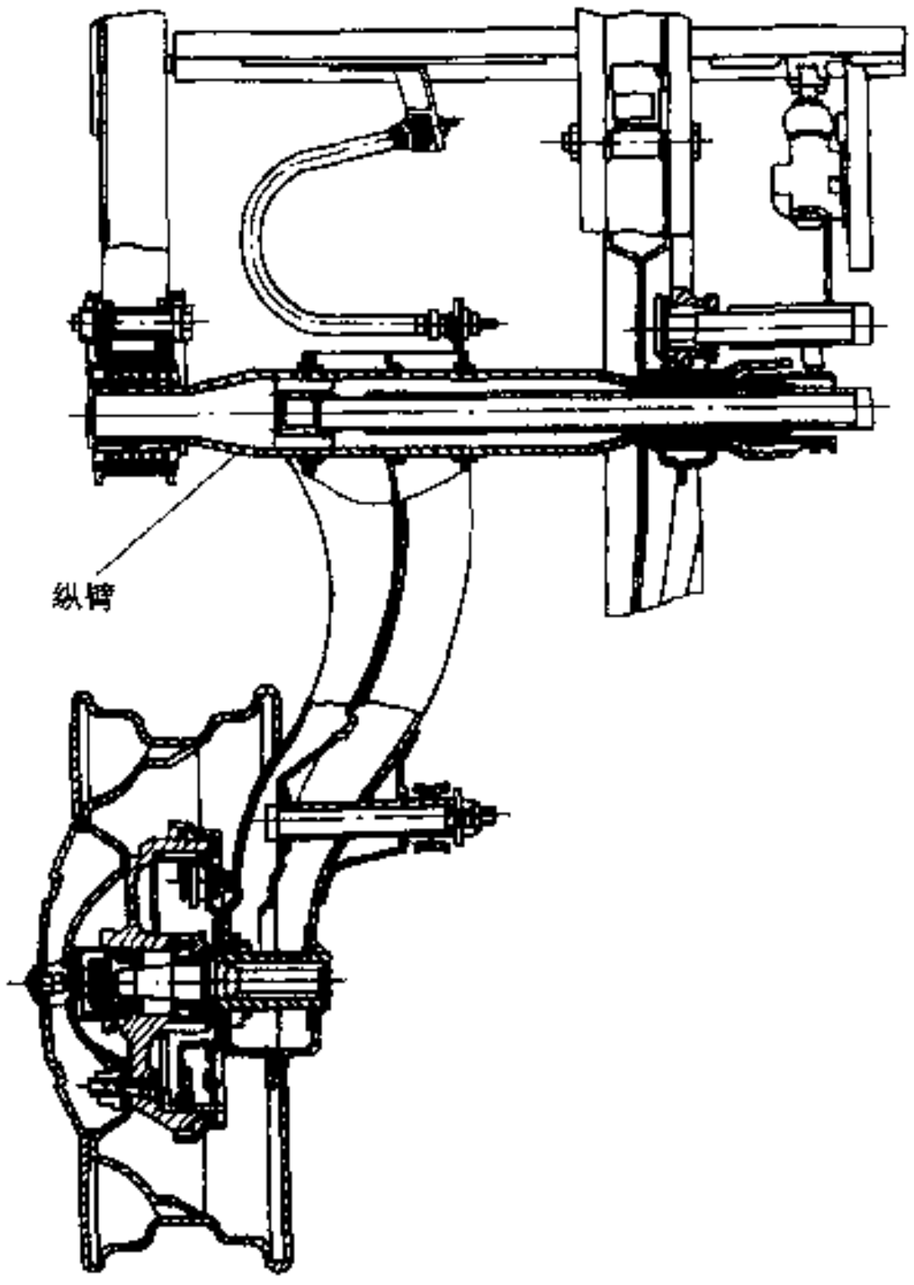


图 9-1-6 单纵臂式独立悬架

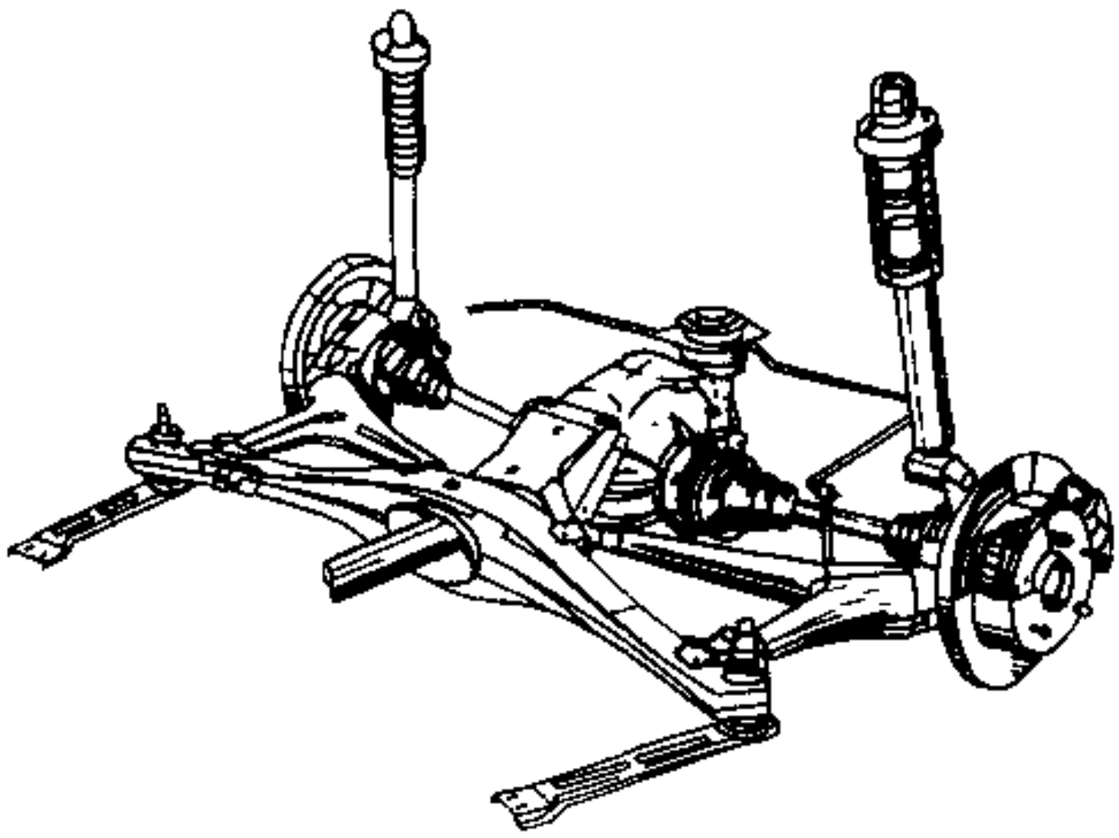


图 9-1-7 单斜臂式独立悬架

(3) 单斜臂式

是介于单横臂式和单纵臂式之间的一种悬架结构。摆臂的转动轴线与汽车纵轴线所成角度在 0～90°之间（图 9-1-7)。变动单斜臂转动轴线在空间的角度，可以调整轮距、车轮倾角、前束及侧倾中心高度的变化，从而获得良好的操纵性。单斜臂式悬架为克服因顺从转向使车轮变成负前束，有的在单斜臂上安装了一根辅助拉杆（图 9-1-8)，控制前束变化，改善汽车行驶性能。通常为了隔振，将斜臂安装在副车架上。

单斜臂式悬架自 60 年代初问世以来，在后轮驱动汽车的后悬架上得到了广泛应用。目前由于对汽车平顺性和操纵稳定性提出了更高要求，有些汽车采用了结构更复杂的双横臂式或多杆式独立悬架。今后

汽车论坛 http://www.qclt.com

伴随着后轮驱动汽车的减少，单斜臂式悬架应用会逐渐减少。

(4) 纵臂扭转梁式

是左、右车轮通过单纵臂与车架（车身）铰接，并用一根扭转梁连接起来的悬架型式（图 9-1-9）。根据扭转梁配置位置又可分为图 9-1-10 所示的三种型式。汽车侧倾时，除扭转梁外，有的纵臂也会产生扭转变形（图 9-1-10 中阴影部分），起到横向稳定杆作用。若还需更大的悬架侧倾角刚度，仍可布置横向稳定杆。这种悬架主要优点是，车轮运动特性比较好，左、右车轮在等幅正向或反向跳动时，车轮外倾角、前束及轮距无变化，汽车具有良好的操纵稳定性。但这种悬架在侧向力作用时，呈过多转向趋势。另外，扭转梁因强度关系，允许承受的载荷受到限制。扭转梁式悬架结构简单、成本低，在一些前置前驱动汽车的后悬架上应用得比较多。

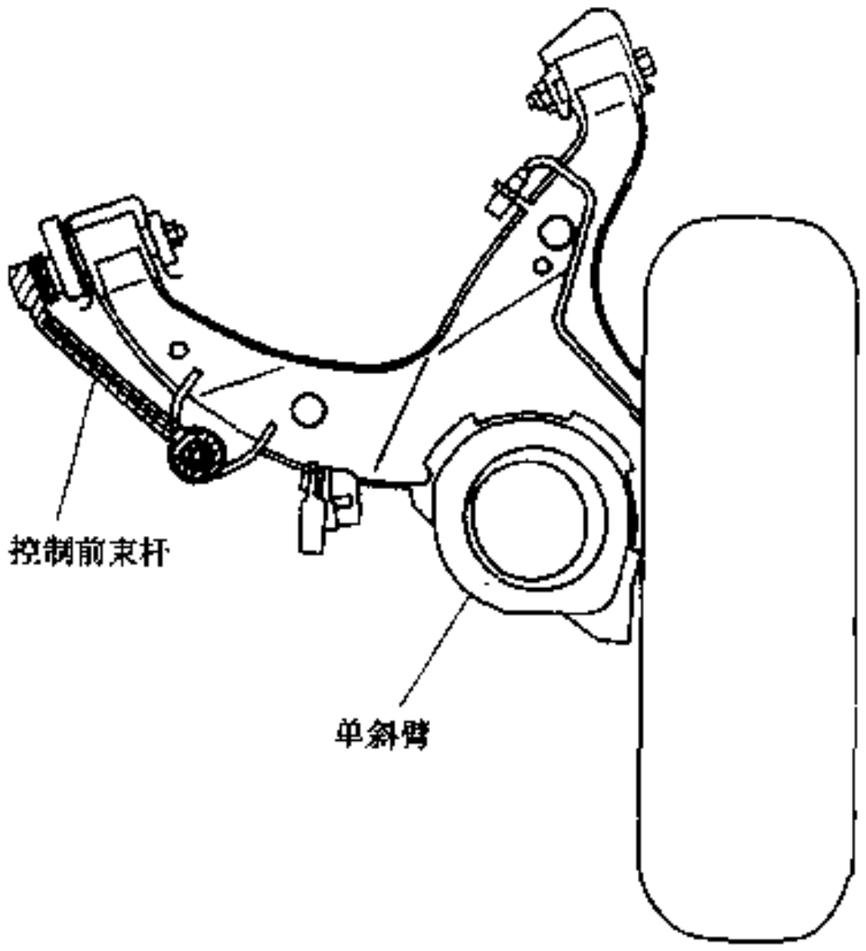


图 9-1-8　带控制前束机构的单斜臂式独立悬架

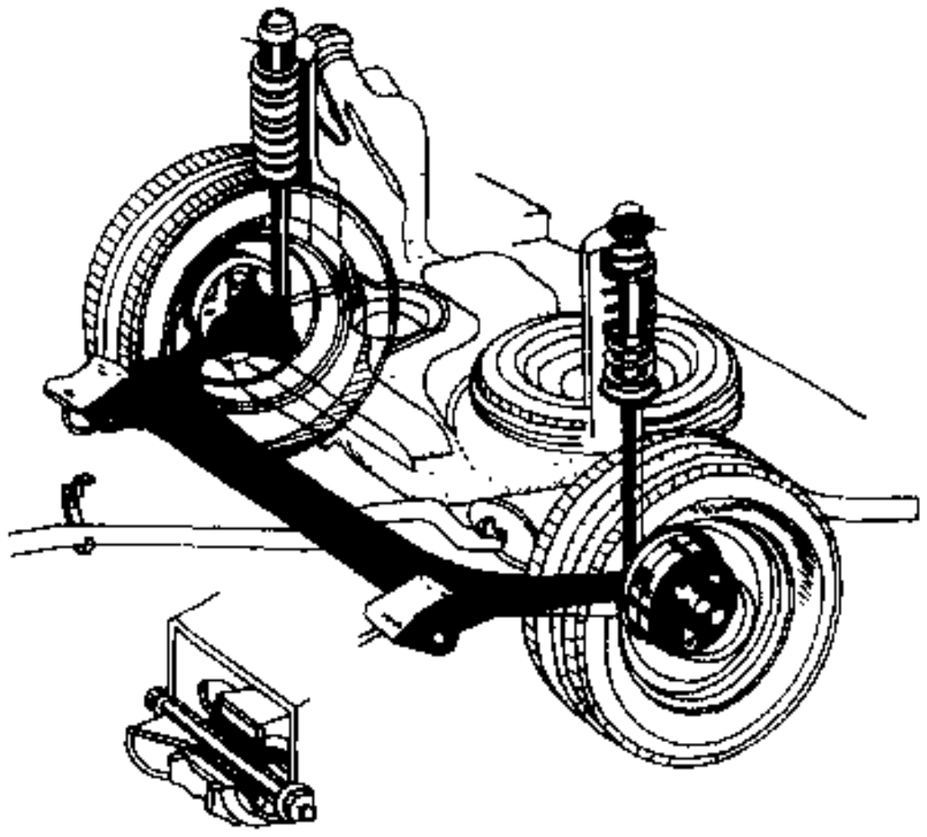


图 9-1-9　纵臂扭转梁式独立悬架

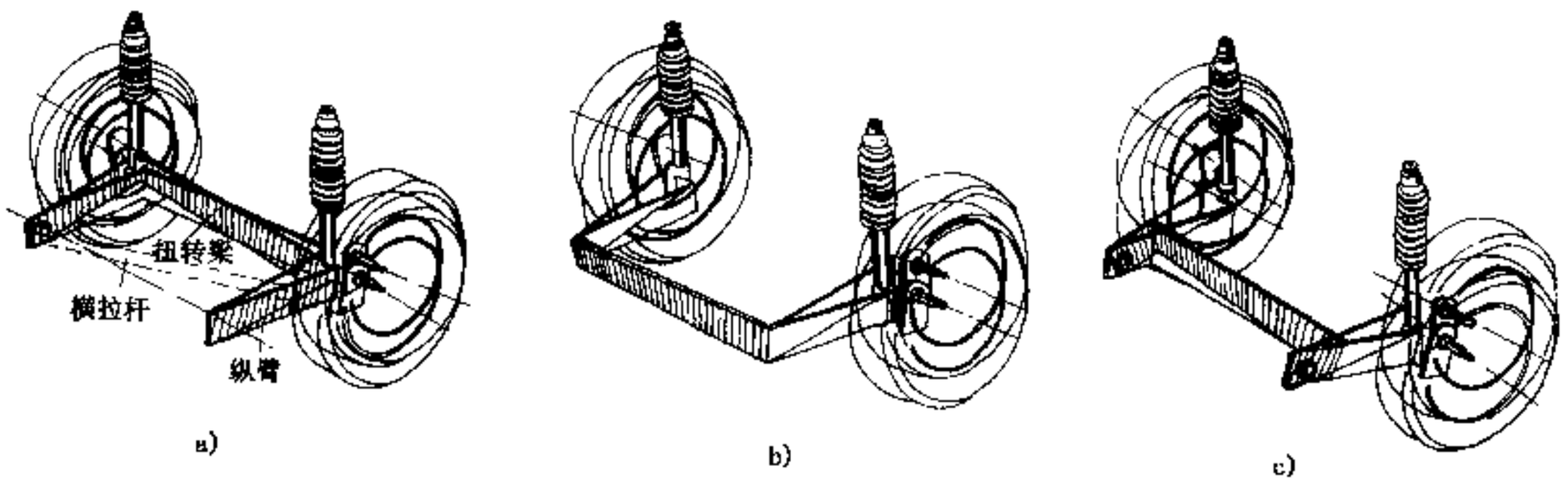


图 9-1-10　扭转梁布置型式

(5) 双横臂式

是用上、下摆臂分别将左、右车轮与车架（或车身）连接起来的悬架型式（图 9-1-11）。上、下摆臂一般作成 A 字型或类似 A 字型结构。这种悬架实质上是一种在横向平面内运动，上、下臂不等长的四连杆机构。这种悬架主要优点是设定前轮定位参数的变化及侧倾中心位置的自由度大，若很好地设定汽车顺从转向特性，可以得到最佳的操纵性和平顺性；发动机罩高度低、干摩擦小。但其结构复杂、造价高。

双横臂式悬架的弹性元件一般都是螺旋弹簧，但是在一些驾驶员座椅布置在上横臂上方的轻型客、货

汽车论坛 http://www.qclt.com

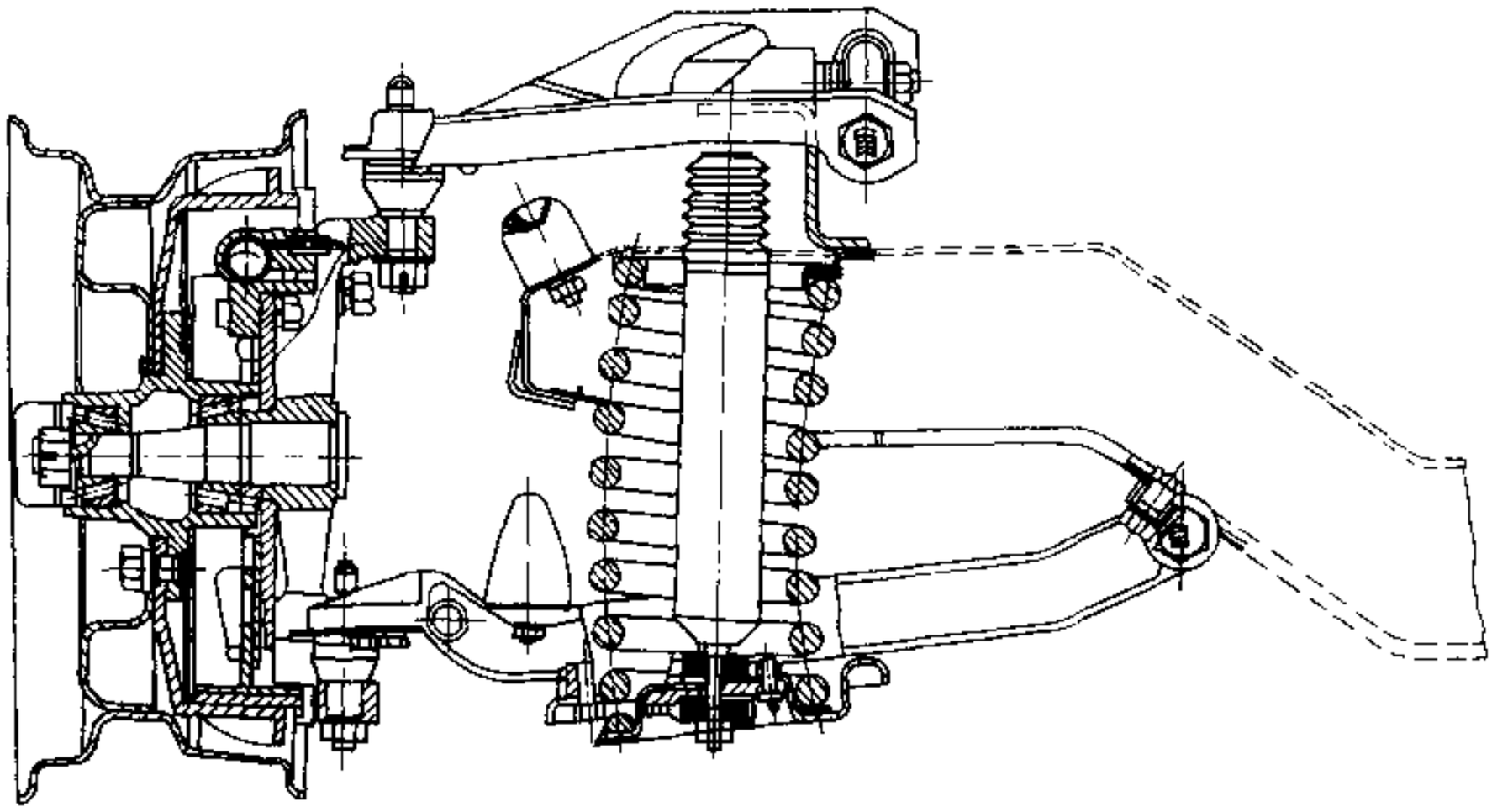


图 9-1-11 双横臂式独立悬架

汽车上，为了降低悬架空间尺寸，采用了横置钢板弹簧或扭杆弹簧结构（图 9-1-12）。

双横臂式悬架多用于轿车和轻型客、货汽车的前悬架上，在麦弗逊式悬架出现后，逐渐被麦弗逊式悬架所替代，但是最近在一些对平顺性和操纵稳定性要求较高的汽车上，不仅前悬架，而且后悬架也采用了双横臂式悬架。

(6) 多杆式

用多根拉杆（4～5 根）代替双横臂式悬架上、下两个 A 形摆臂的悬架结构（图 9-1-13～图 9-1-15）。结

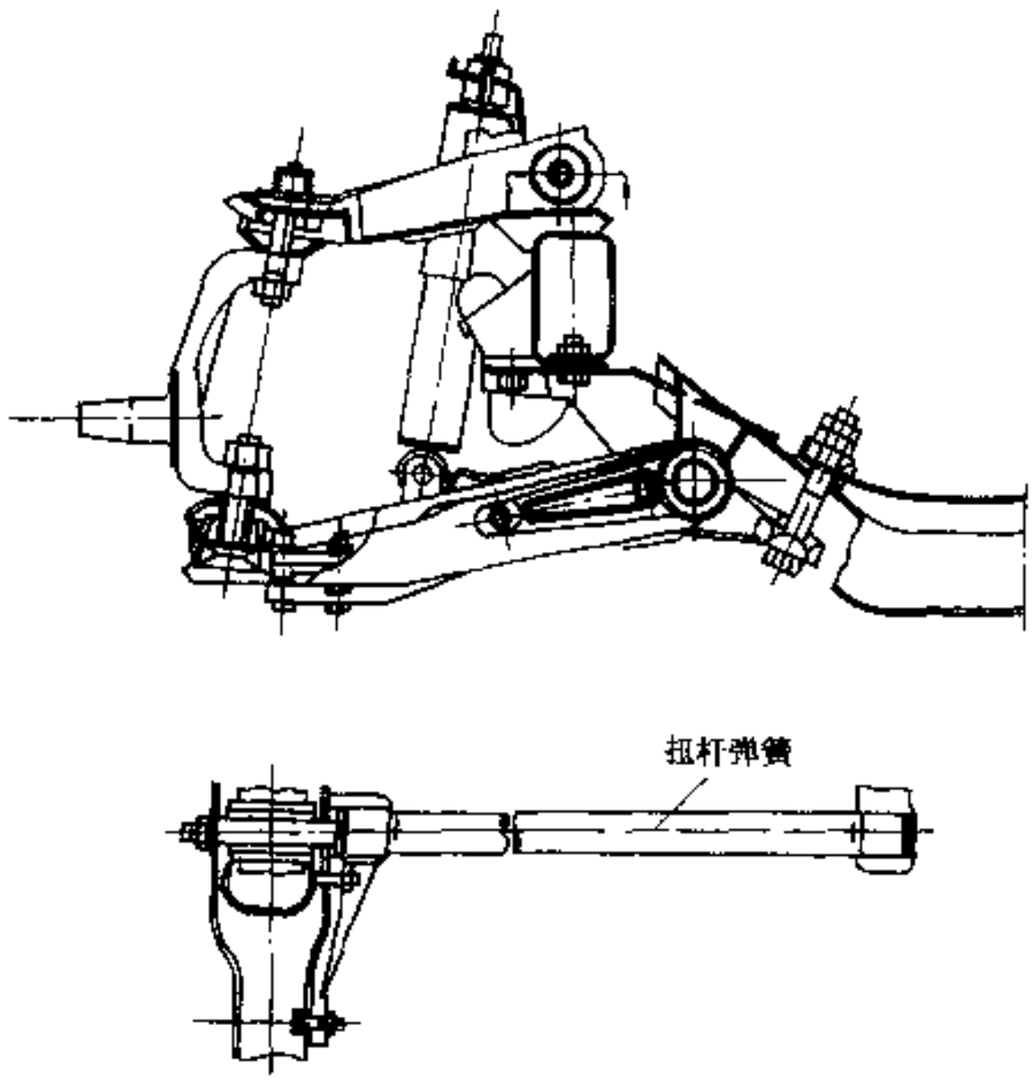


图 9-1-12 扭杆弹簧双横臂式独立悬架

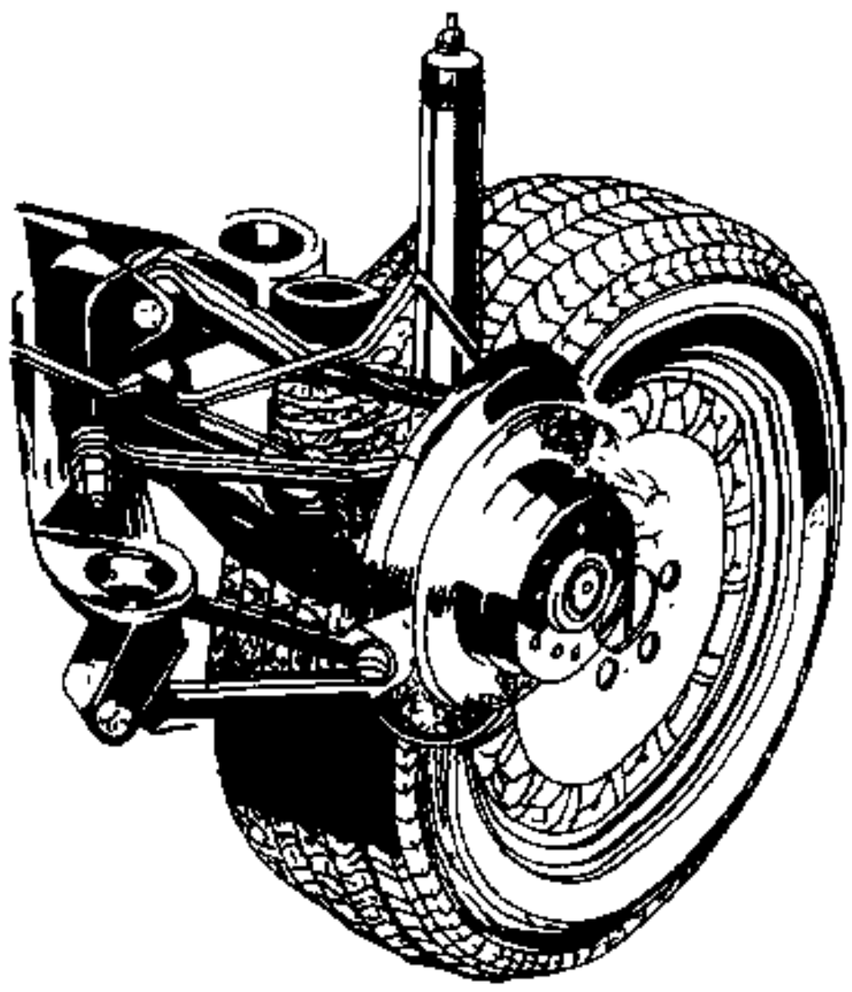


图 9-1-13 多杆式独立悬架

汽车论坛 http://www.qclt.com

构和双横臂式悬架没有很大区别，但结构种类比较多，几乎每个车型都不相同。图 9-1-13 所示的多杆式独立悬架由五根拉杆组成，图 9-1-14 的结构是在两根拉杆中间用一根拉杆连接起来，以提高汽车抗前俯或后仰能力。图 9-1-15 所示结构，制动时由于橡胶衬套变形，车轮转动的瞬时中心从 P 点移至 P' 点，使车轮前束向正的方向变化，提高汽车行驶稳定性

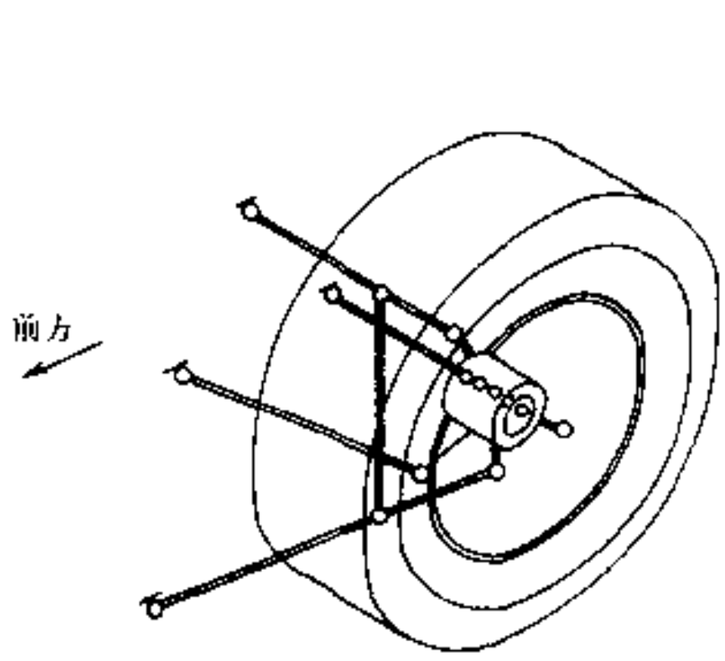


图 9-1-14 BMW850i 后悬架示意图

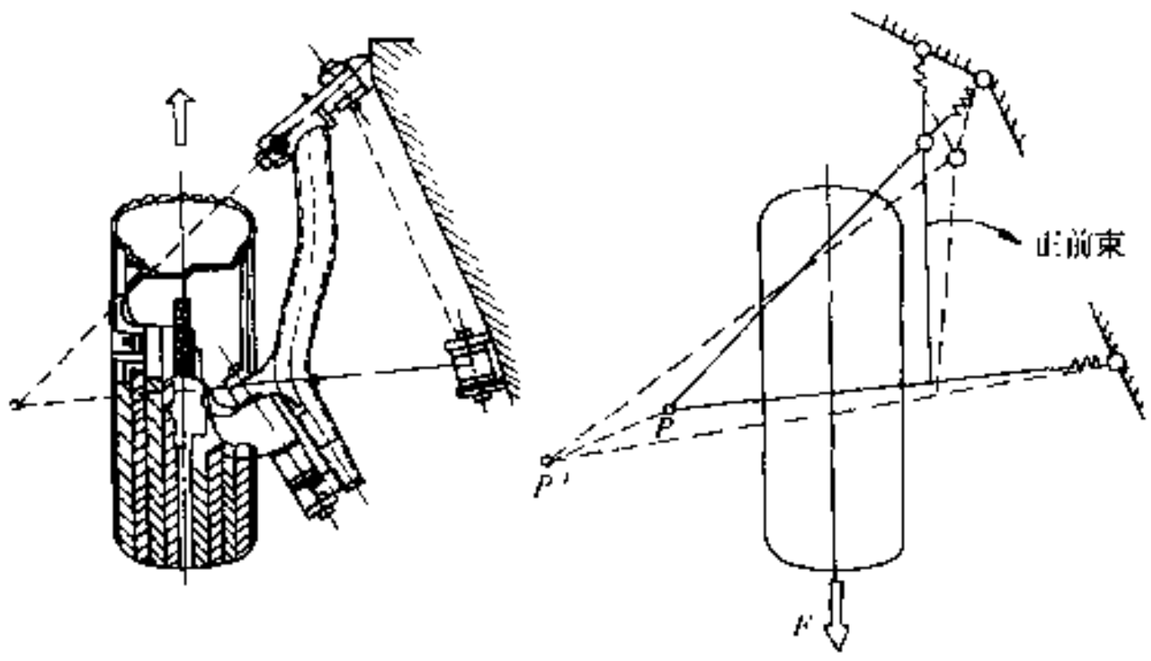


图 9-1-15 巴依萨哈轴（波尔舍 928）

多杆式悬架主要优点是，利用多杆控制车轮的空间运动轨迹，以便更好地控制车轮定位参数变化规律，得到更为满意的汽车顺从转向特性，最大限度满足汽车操纵性和平顺性要求。缺点是零件数量多、结构复杂、要求精度高。多杆式悬架是目前最为先进的悬架结构。

(7) 麦弗逊式（滑柱连杆式）

是用减振器作滑动立柱并与下摆臂组成的悬架型式（图 9-1-16）。它可看成是上摆臂等效无限长的双横臂式独立悬架。这种悬架主要优点是：增加了左、右两轮之间的空间，这对前置前驱动汽车来说是非常有利的；由于减振器在车厢上的安装点位置较高，制造中容易保证主销定位角的位置精度。与双横臂式悬架相比，设定前轮定位参数的自由度小，用于前轮时，发动机罩偏高。另外，由于滑柱中摩擦阻力较大，影响汽车平顺性。为减少作用于滑柱的附加弯矩产生的摩擦，通常设计成螺旋弹簧和滑柱的中心线不重合而偏离一个角度（图 9-1-17）。为减少摩擦也有的将减振器导向座和活塞的摩擦表面用减磨材料制成。

由于麦弗逊式悬架性能好、结构简单、制造成本低，目前几乎所有轿车的前悬架都采用了麦弗逊式悬架。除前悬架之外，在前驱动汽车的后悬架上应用的也比较多。这种

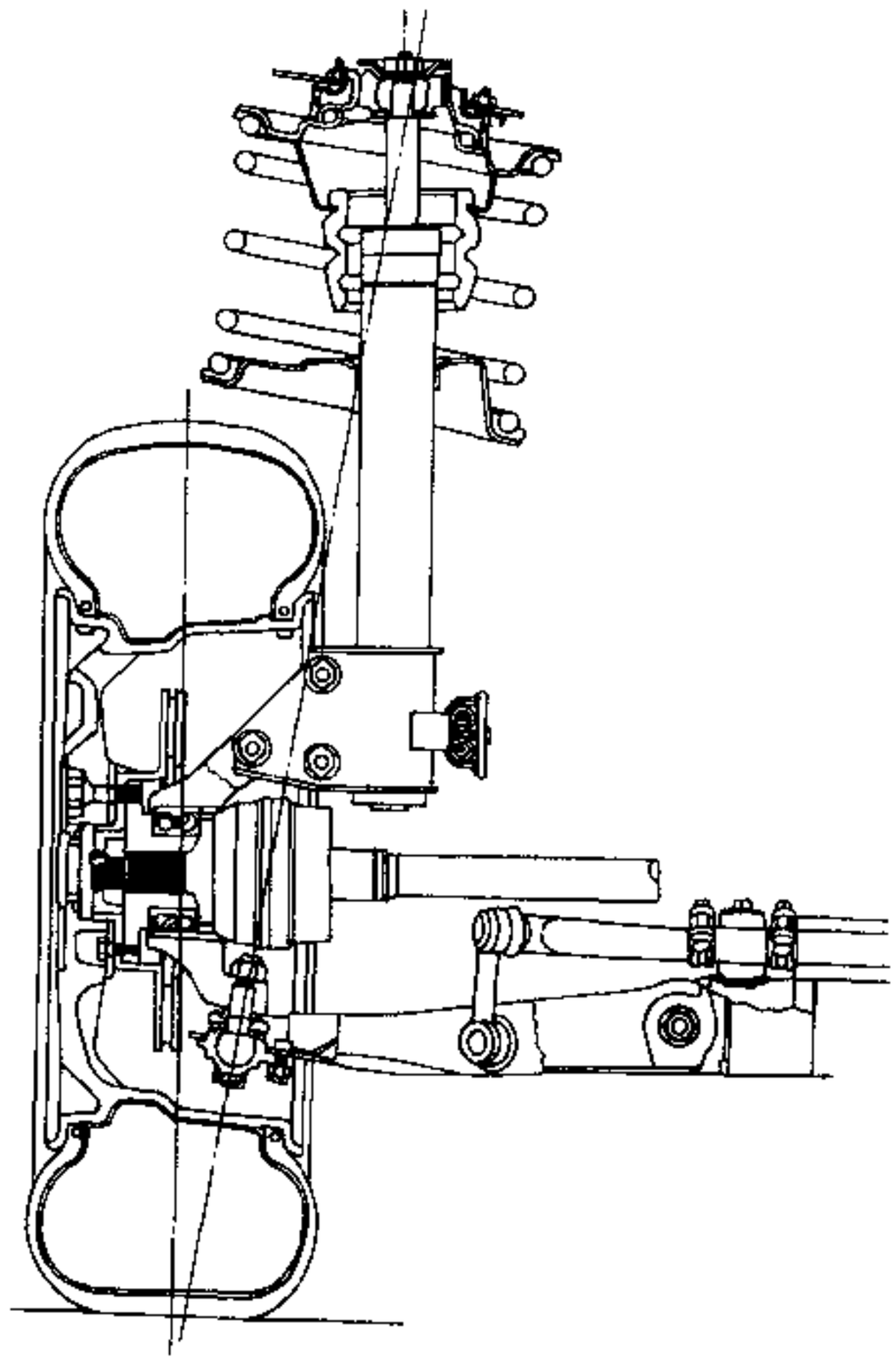


图 9-1-16 麦弗逊式独立悬架

汽车论坛 http://www.qclt.com

悬架今后仍然是中、小型轿车主要采用的结构。

2）非独立悬架

非独立悬架主要用于货车和客车的前、后悬架，在轿车中仅用于后悬架。非独立悬架，尤其是以钢板弹簧为弹性元件并兼作导向装置的，结构简单、使用可靠、制造方便，当车轮上下跳动时，车轮定位参数变化小、轮胎磨损小。主要缺点是簧下质量大，车轮接地性和乘坐舒适性不好，用于转向轮时，因陀螺效应易使车轮产生摆振现象。非独立悬架有以下几种型式：

（1）钢板弹簧式

纵置钢板弹簧悬架是目前汽车上应用最广泛的一种结构型式（图 9-1-18）。板簧除了有常见的等厚多片弹簧之外，还有少片变截面弹簧，以及主片为钢板弹簧、其余为复合材料的板簧。主要特点是结构简单、可靠。但由于板簧刚度不宜设计得很低，加之片间有摩擦阻力，汽车平顺性相对较差。另外，在制动或驱动力矩作用下，容易引起车桥扭转振动。

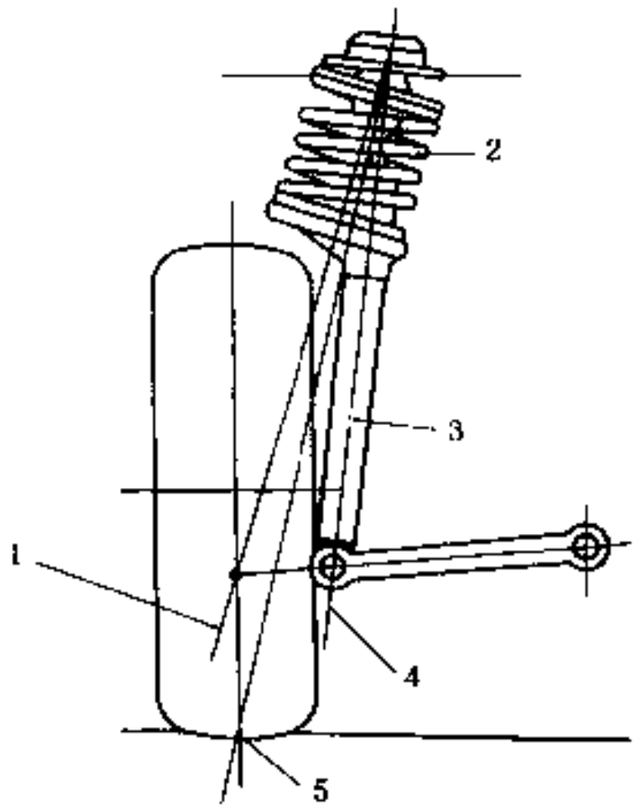


图 9-1-17 麦弗逊式悬架（螺旋弹簧偏置）
1-螺旋弹簧中心线；2-螺旋弹簧；3-滑柱；4-滑柱中心线；5-轮胎接地点

为了减少弹簧片间摩擦，以消除振动噪声，在弹簧片间加入塑料减摩垫片。为了控制车桥的扭转振动，有时把减振器布置在车桥前、后侧，或采用非对称弹簧。

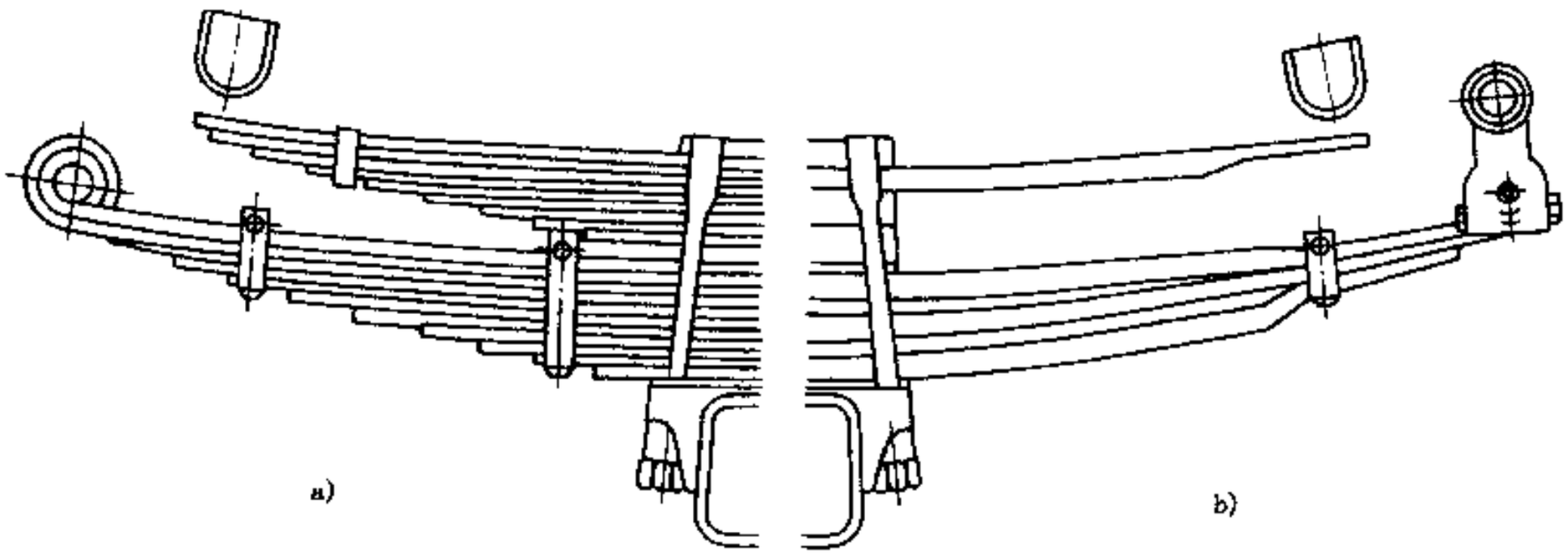


图 9-1-18 钢板弹簧式非独立悬架
a)多片式；b)少片式

（2）四连杆式

是用四根（也有二根或五根的）推力杆控制车桥位置的非独立悬架（图 9-1-19）。多用于轿车后悬架和客车、载货车的空气弹簧悬架。为了克服钢板弹簧悬架缺点，用螺旋弹簧或空气弹簧代替钢板弹簧。但由于这些弹性元件只能承受垂直力，为了传递除垂直力之外的力和力矩，采用了推力杆结构。推力杆布置有多种形式，图 9-1-20 是一种常见的结构型式，纵向力由平行的二根下推力杆承受，上面两根推力杆呈八字形，除了承受纵向力之外，还可以传递侧向力。图 9-1-21 所示是带横向推力杆的四连杆式悬架，纵向力由平行的上、下各二根纵向推力杆承受，侧向力则由横向推力杆传递。图 9-1-22 所示的四连杆式悬架，上推力杆由一根杆子构成。

为防止车桥跳动时其相对车身产生侧向位移，影响汽车行驶稳定性，有的把横向推力杆设计成瓦特式结构（图 9-1-23）。横向推力杆由三根杆子组成，各杆尺寸比例为 $A:B=a:b$（图 9-1-24）。也有的纵向推力杆采用这种瓦特式结构。

汽车论坛 http://www.qclt.com

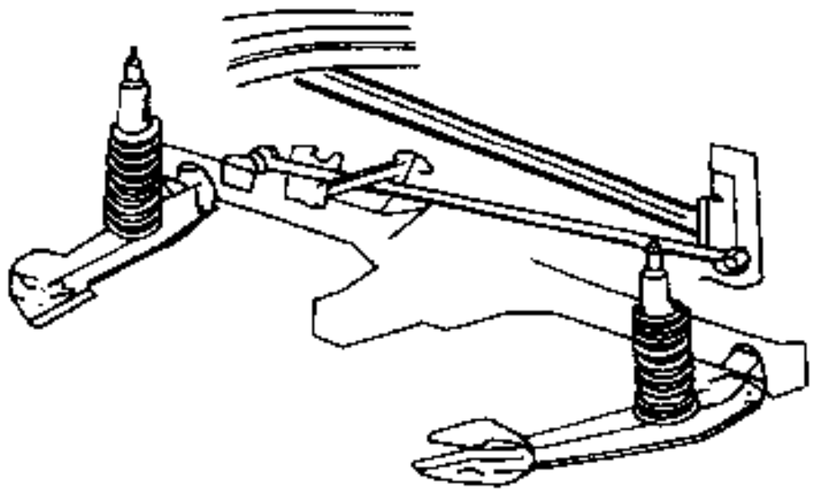


图 9-1-19　四连杆式非独立悬架

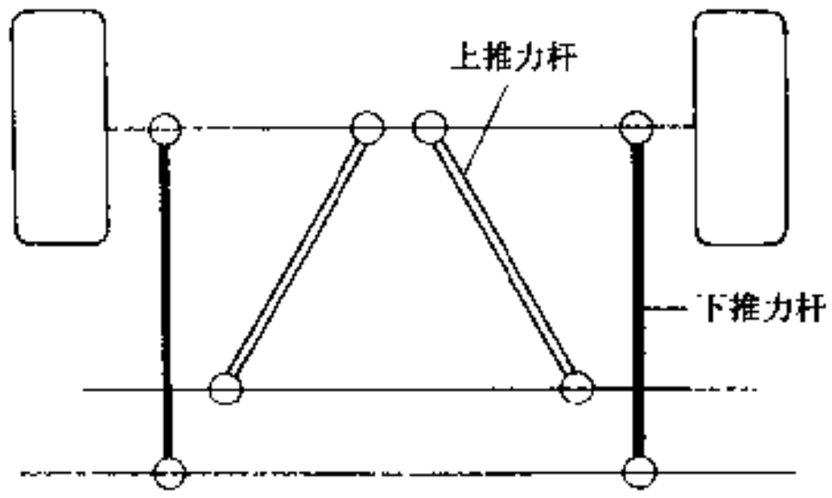


图 9-1-20　四连杆式非独立悬架

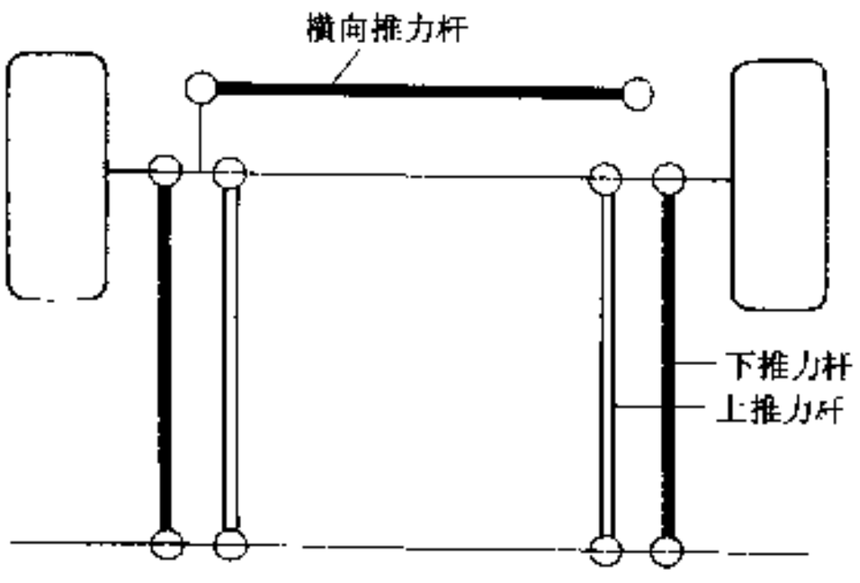


图 9-1-21　四连杆式非独立悬架

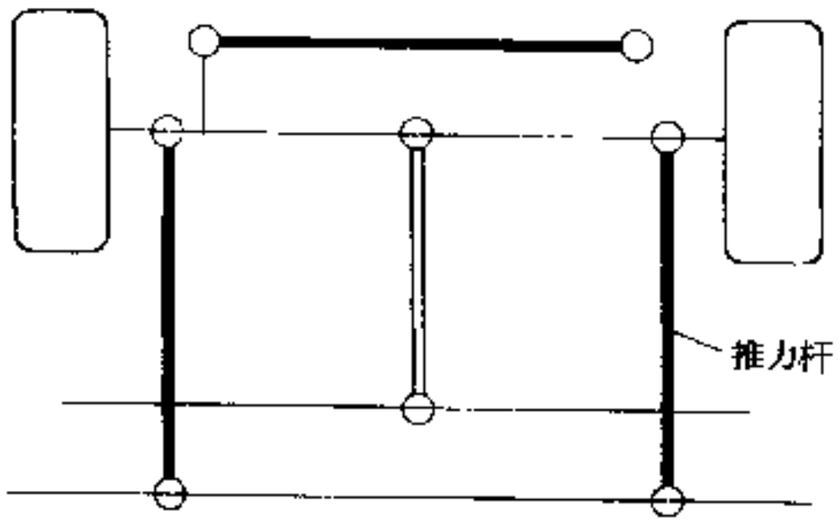


图 9-1-22　四连杆式非独立悬架

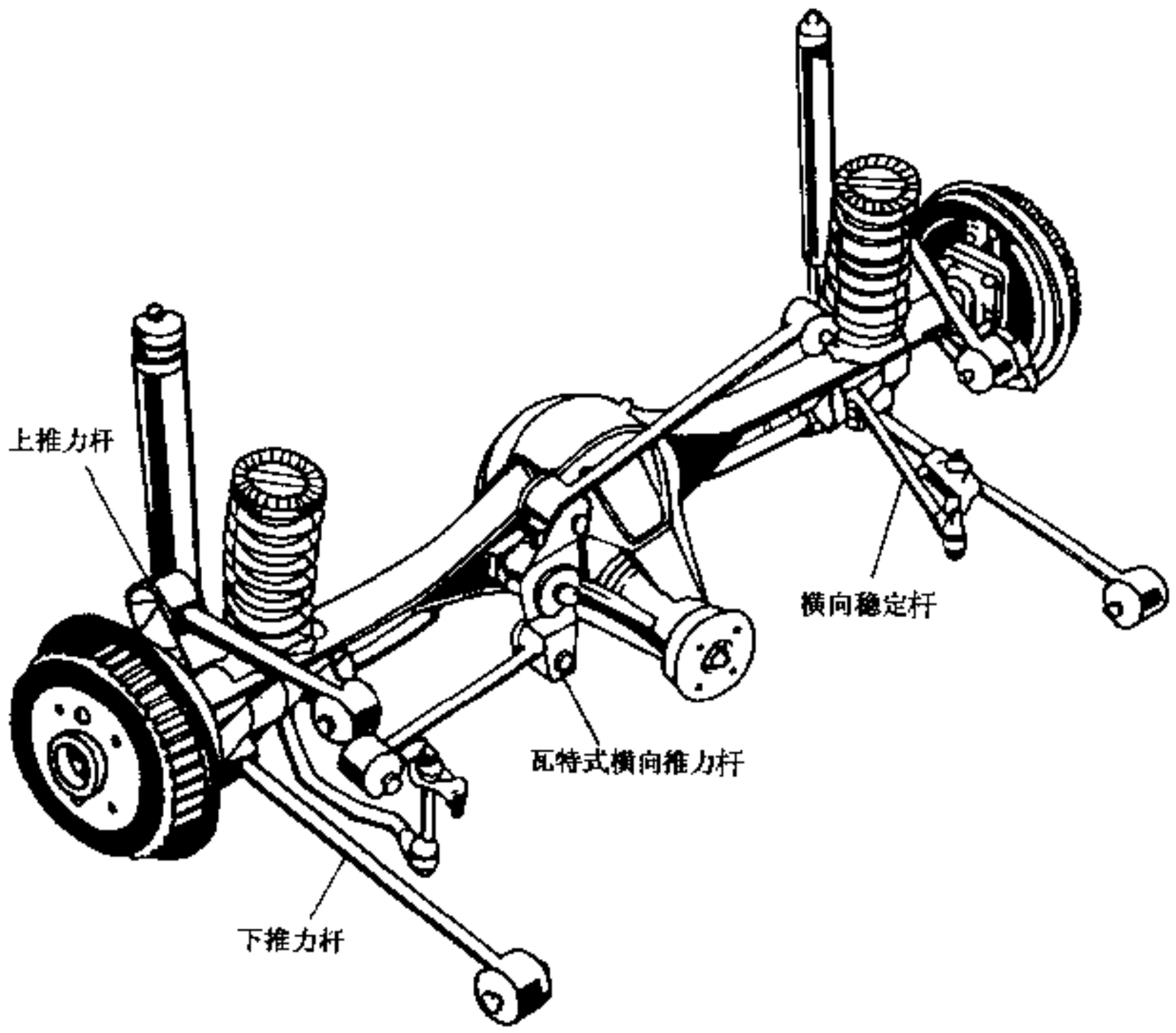


图 9-1-23　带瓦特式横向推力杆的四连杆式悬架

汽车论坛 http://www.qclt.com

四连杆式悬架与钢板弹簧式悬架相比，弹簧可以设计的比较软。另外，由于这种悬架可以提供多方案设计的可能性，合理布置悬架导向杆系，能够获得满意的操纵性。缺点是零部件数量多、成本高。

(3) 多迪奥式

是汽车主减速器安装在车架(或车身)上，左、右车轮用刚性轴连接起来的悬架型式(图 9-1-25)，多用于轿车后悬架。与其它非独立悬架相比，簧载质量小、车轮接地性好。由于汽车主减速器固定在车架(或车身)上，主减速器与传动轴均不跳动，因此可以降低车身底板高度。但驱动半轴需要作成断开式的，结构复杂、成本高。

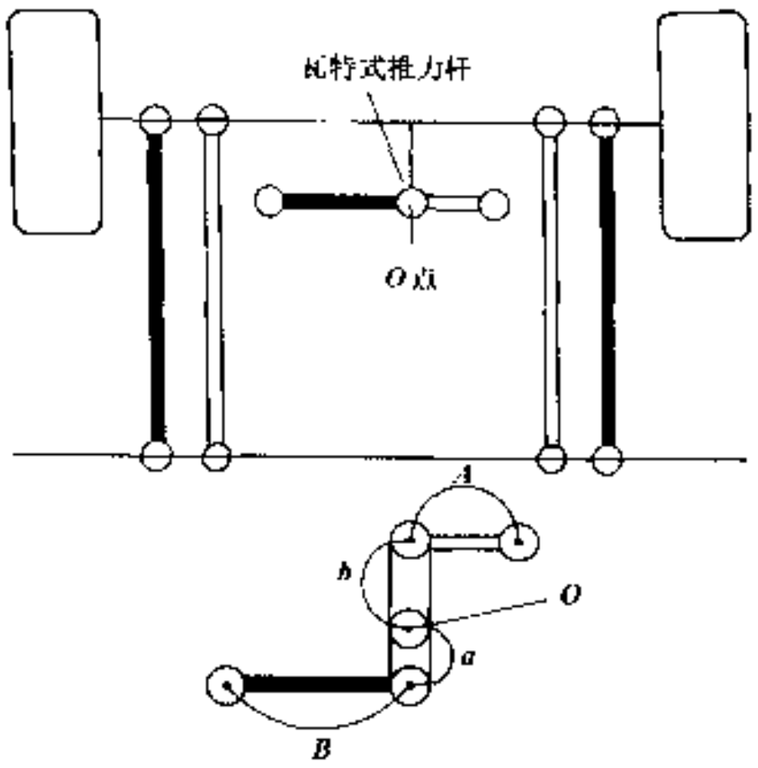


图 9-1-24 瓦特式推力杆示意图

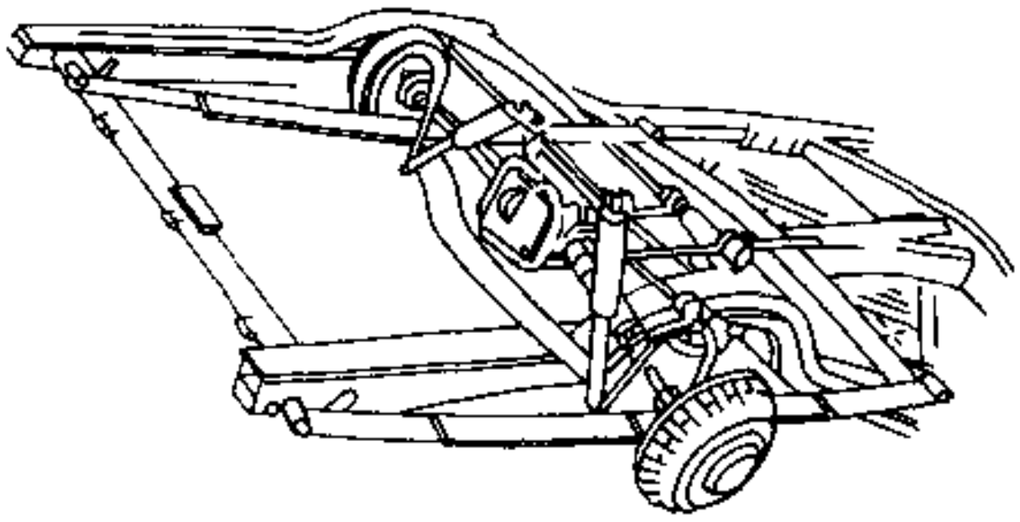


图 9-1-25 多迪奥式非独立悬架

(4) 扭矩套管式

是后桥壳借助伸向前端的扭矩管和球铰链安装在变速器后端或车身上的悬架形式（图 9-1-26）。驱动力或制动力及其力矩由扭矩套管承受，而侧向力和水平偏转力矩分别由横向推力杆和纵向推力杆承受。因为没有上推力杆，可降低后排座椅高度。

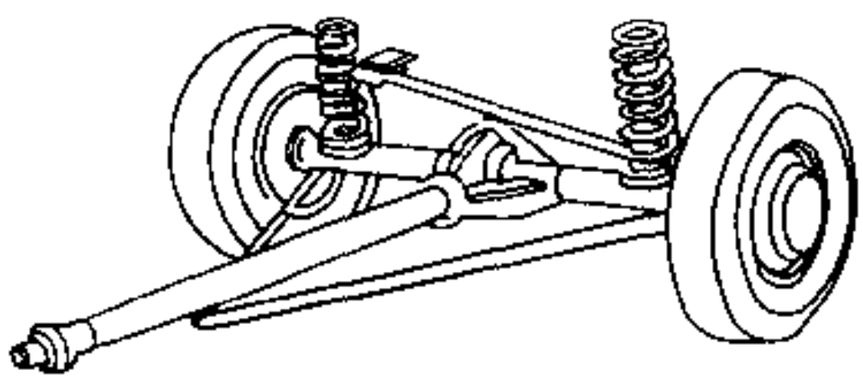


图 9-1-26 扭矩套管式非独立悬架

9.1.2.2 三轴汽车平衡悬架

双后桥重型载货汽车及越野车在不平路面上行驶时，为保持车轮有良好的接地性，采用了平衡悬架。对这种平衡悬架的要求是：在制动和驱动时两轴间轴荷转移要小；为保证转向运动关系，两后轴的轴距尽量要小；作用在车架上的载荷点尽量分散。

图 9-1-27 是用于 6×4 型汽车中、后桥上的四连杆式平衡悬架，钢板弹簧两端搭在车桥上，承受垂直

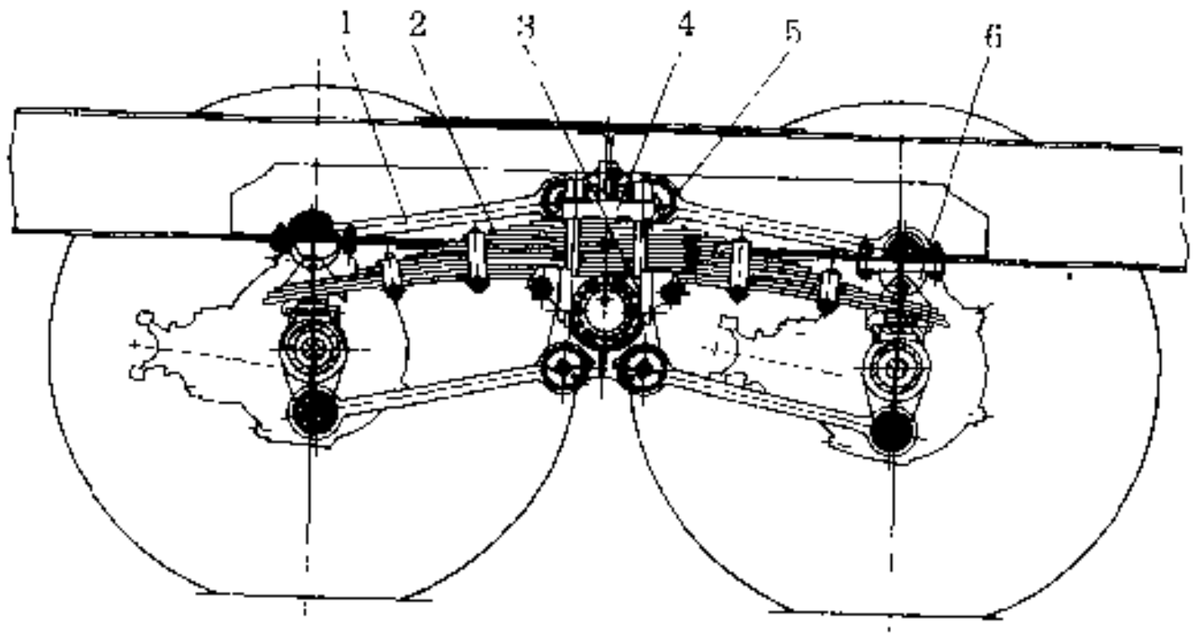


图 9-1-27 推力杆式平衡悬架

1-推力杆；2-钢板弹簧；3-平行轴支架；4-钢板弹簧上盖板；5-U 型螺栓；6-缓冲块

汽车论坛 http://www.qclt.com

载荷和侧向力，中部可绕平衡轴转动，平衡轴通过支架固定在车架上。钢板弹簧作为一个平衡杆，使中、后桥载荷保持平衡或按一定比例分配。

平衡悬架多为非独立悬架，但也有采用独立悬架的（图 9-1-28）。

图 9-1-29 是摆臂式平衡悬架，多用 6×2 型载货汽车上。这种悬架通过调整摆臂前、后端长度，改变中、后桥上的载荷比例。有些摆臂式平衡悬架为减轻轮胎磨损，把从动轮作成可举升结构，在空载或部分载荷时，将从动轮举起变成 4×2 型汽车。由于这种悬架取消了从动轮的整体轴，减小了簧下质量并且悬

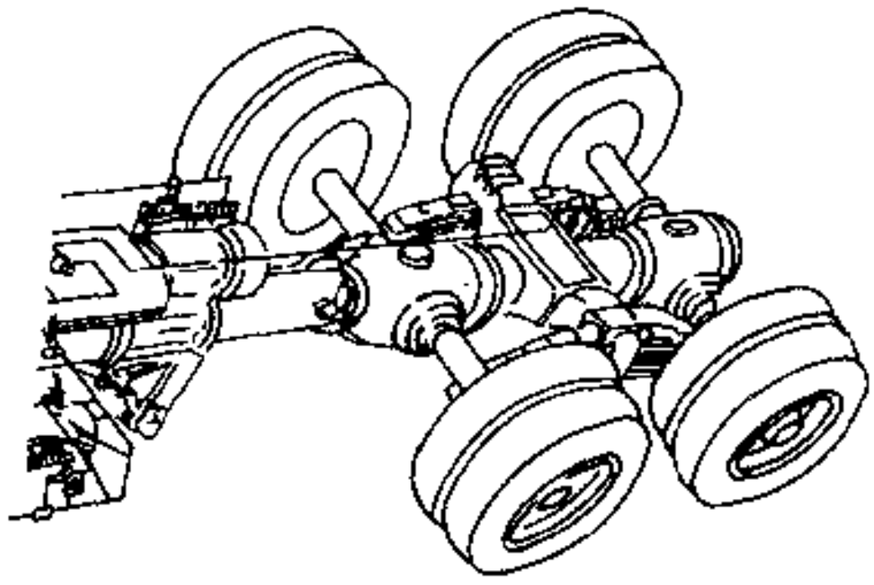


图 9-1-28　平衡独立悬架

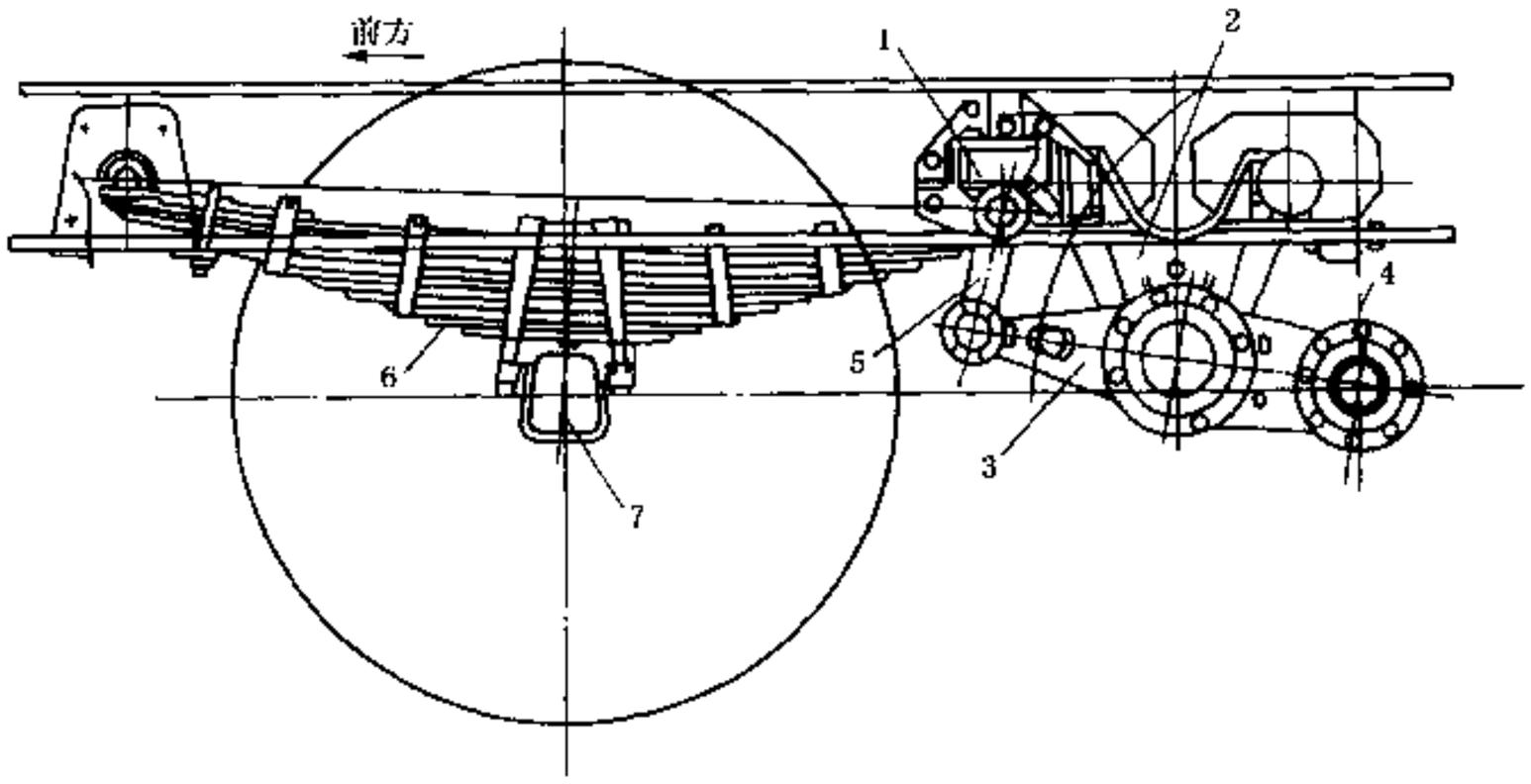


图 9-1-29　摆臂式平衡悬架

1-橡胶限位块；2-摆臂轴支架；3-摆臂；4-从动桥；5-吊耳；6-钢板弹簧；7-驱动桥

架和车架之间有两个支撑点，改善了车架受力状况。（撰稿人：蒋立盛）

9.2　参 数 选 择

在汽车悬架的设计过程中，首先要确定与悬架有关的操纵稳定性、行驶平顺性等方面的指标，然后选定满足这些性能的悬架结构和参数，并考虑成本及质量等因素。然而，由于受到结构、布置空间、生产工艺、设备投资等因素的限制，设计程序也会前后调整。比如，根据实际可能的布置空间，先确定悬架结构，再优化性能指标。另外，悬架的各种性能与人的感觉有关系，虽然对悬架特性已进行了多方面的研究，但目前实现定量化还有一定的难度。

汽车论坛 http://www.qclt.com

9.2.1 前束及前束的变化

汽车的前束角是汽车纵向中心平面与车轮中心平面和地面的交线之间的夹角。如果车轮的前部靠近汽车纵向中心平面，则前束为正值（前束角）；反之则为负值（后束角）。总前束角是左、右车轮前束角之和。实际上多用前束值，即左、右车轮轮辋边缘后部间距大于前部的余量，一般指在空载时车轮停在直线行驶位置的状态下，在车轮中心高度上测量。

在汽车行驶中保持前束不变非常重要，换言之，设计上希望在车轮上下跳动过程中，前束不变。这比在汽车静止时有一个正确的前束更为重要。

车轮上跳及车轮下落时的前束变化对车辆的直行稳定性、车辆的稳态响应（不足转向、过多转向）特性有很大的影响，是汽车悬架的重要设计参数之一。侧倾时的前束变化也称为侧倾转向。

对于汽车前轮，车轮上跳时的前束值多设计成零至弱负前束的变化。设计值取在零附近是为了控制直行时由路面的凸凹引起的前束变化，确保良好的直行稳定性。另外，取弱负前束变化是为了使车辆获得弱的不足转向特性，以使装载质量变化引起车高变化时也能保持不足转向。与上跳行程相对应的前束变化最好呈直线，但受悬架、转向结构型式所限，实际呈曲线变化为多（图 9-2-1）。

对于汽车后轮，作为不足转向特性的辅助手段，上跳时多设计成弱正前束变化。

前束变化的较理想设计特性值为：前轮上跳时，为零至负前束（$-0.5°/50mm$）（即弱负前束变化），后轮上跳时，正前束（$0.3°/50mm$）（即弱正前束变化）。最近发展趋势多取零。

9.2.2 外倾变化

车轮上跳及车轮回落时的外倾变化与前束变化一样对车辆直行稳定性、车辆的稳态响应特性等有很大影响。由于轮胎与路面之间有相对的外倾角，路面对车轮作用有外倾推力，该力与侧偏角产生的侧向力汇合而成为车辆转向所需的横向力（图 9-2-2）。因此，在考虑外倾变化与车辆特性的关系时，必须考虑对地面的外倾变化。

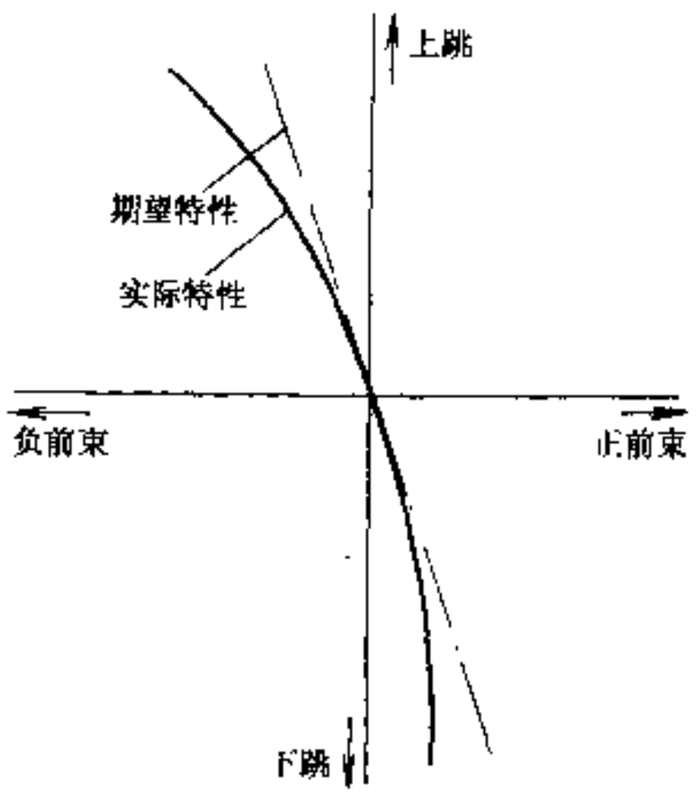


图 9-2-1 前束变化

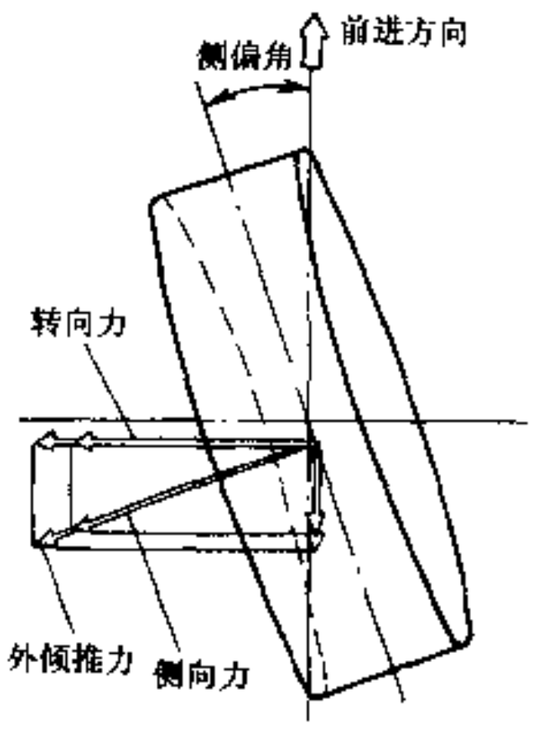


图 9-2-2 有外倾角的侧偏轮胎上的力

在汽车设计与研究中，一般将坐标系选在车身上，其车轮的倾角等都是相对车身而言的。在车辆的运行中，车身与地面的相对角度的变化，造成了车轮的倾角对地面的变化。对地面外倾变化与对车身的外倾变化的关系与悬架结构型式有关，非独立悬架与独立悬架有较大不同（图 9-2-3）。从提高转向性能出发，侧倾时车轮对地面的倾角最好不变，即非独立悬架及独立悬架 B 的特性较好。但在车辆直行状态下，由路面不平引起车轮跳动而使外倾变化时，会由外倾推力而引发横向力，因此较大的对地外倾变化会使车辆的直行稳定性不好。从这一点出发，独立悬架 A 的特性较好。综合考虑转向性能和直行稳定性，车轮上

汽车论坛 http://www.qclt.com

跳及下跳时的外倾变化应有一个适当的范围。而对于外倾变化，不同悬架结构有较大差异，一般上跳时，对车身的外倾变化为 $-2°\sim+0.5°/50mm$ 较为适宜。

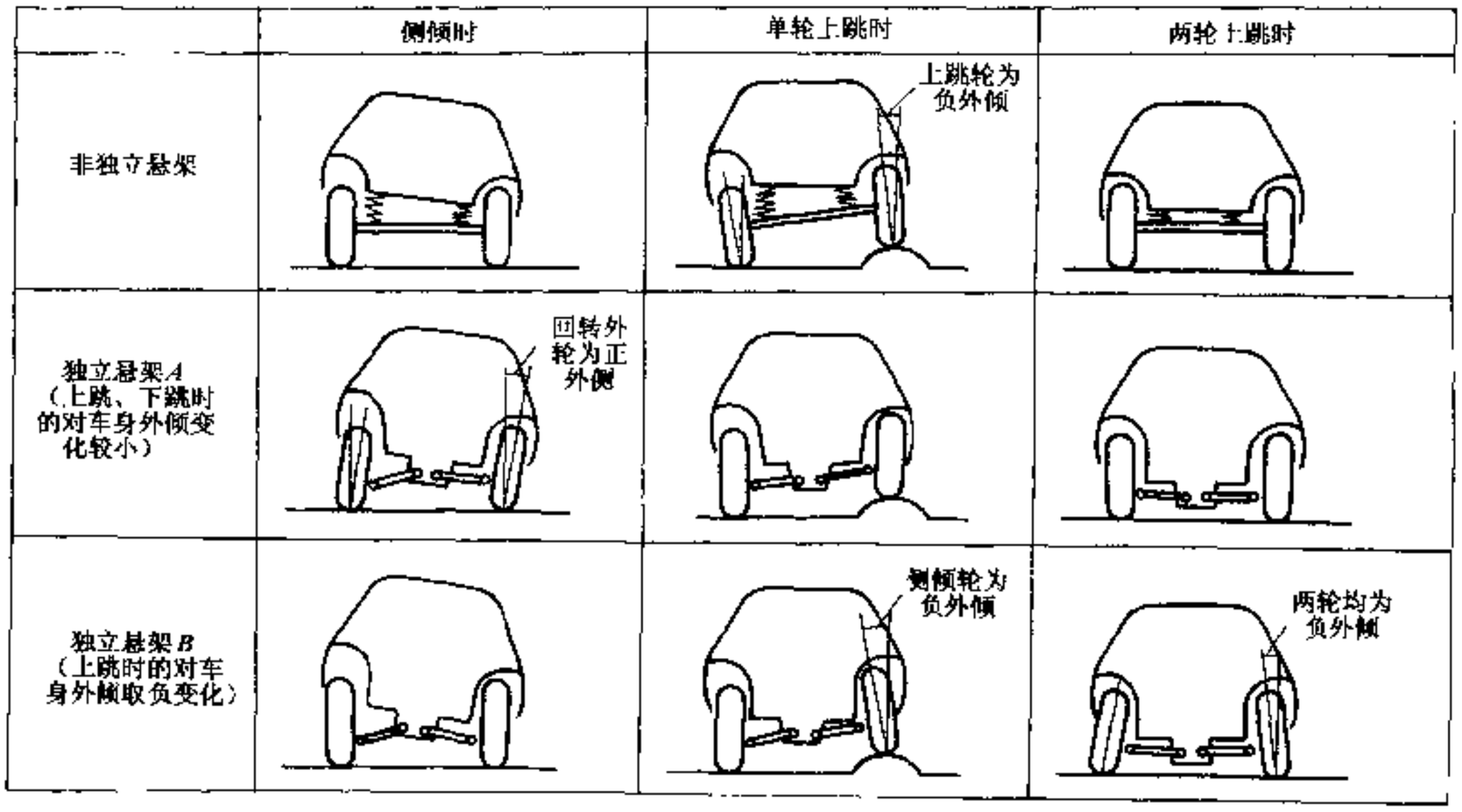


图 9-2-3　外倾变化特性

9.2.3　转向主销的内倾角及偏移距

转向主销倾角是指从车辆正面看在转向轮上转向主销轴线与铅垂直线的夹角，转向主销偏移距是指从转向轮接地点 A 到转向主销轴与路面的交点 B 之间左、右方向的距离（图 9-2-4）。

由制动力所引发的绕转向主销轴的回正力矩一般来说左、右轮是相等的，同时与转向拉杆的内力平衡。然而，当路面摩擦系数不同而引起左、右前轮制动力不同时，或呈对角线布置（X 布置）的制动管路一侧系统失效后，就会有力传至转向盘。因此，当转向主销偏移距较大的情况下需抓紧转向盘。多数前轮驱动车的制动管路均为 X 布置，在这种状态下，为防止紧抓转向盘及使车辆正常停车，转向主销偏移距多设计成负值。如图9-2-5所示，转向主销偏移距为负值时，转向力矩的作用方向与制动力左、右差所引

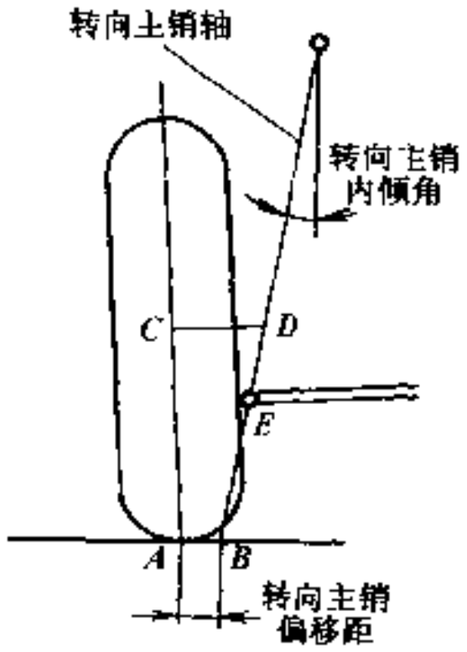


图 9-2-4　转向主销内倾角及偏移距

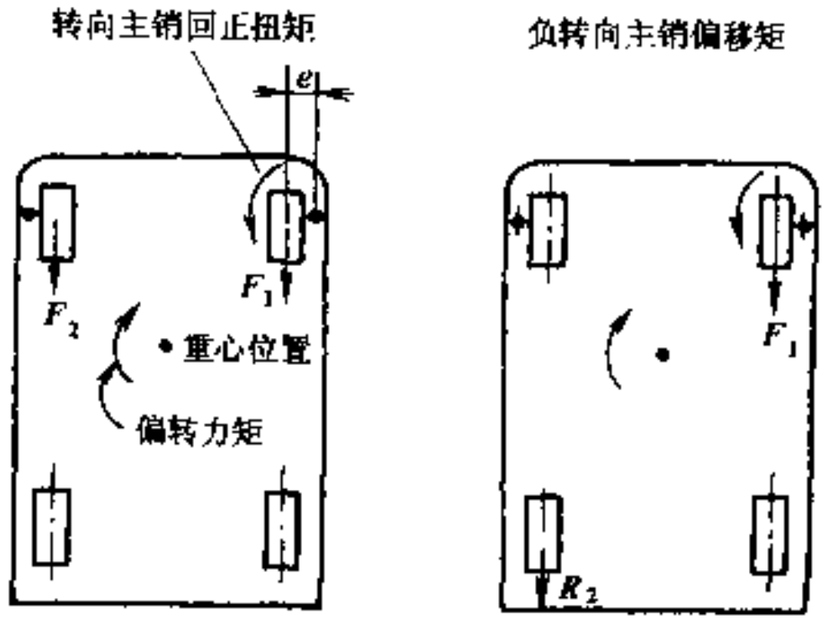


图 9-2-5　负转向主销偏移距的作用效果
a)左、右前轮制动力不等（$F_1>F_2$）；
b)一侧制动回路失效（$F_1>R_2$）

汽车论坛 http://www.qclt.com

起的偏转力矩反向，因此可得到稳定运动的效果。

在实际设计中，转向主销内倾角及偏移距大小主要受到结构的限制，大致的范围为：转向主销倾角 7°～13°，希望取较小的数值；转向主销偏移距 -10～30mm，希望取较小的数值，特别是在 FF 车中，多设定零至负值。

9.2.4 主销后倾角及后倾拖距

主销后倾角是指从车辆侧面看，转向主销轴与铅垂线的倾角；后倾拖距是指在转向轮上，轮胎接地点中心 A 和转向主销轴与地面交点 B 之间的距离（图 9-2-6）。

主销后倾角对转向时的车轮外倾变化影响较大。假若主销后倾角设计较大，则外侧转向轮的外倾角会向负方向变化（图 9-2-7）。因此，当前轮主销后倾角较大时，需增加前轮转向所必需的横向力，以抵消外倾推力。这样车辆的不足转向特性较弱，最大横向加速度会增大。轿车的主销后倾角一般为：前置前驱动车 0～3°；前置后驱动车 3～10°。

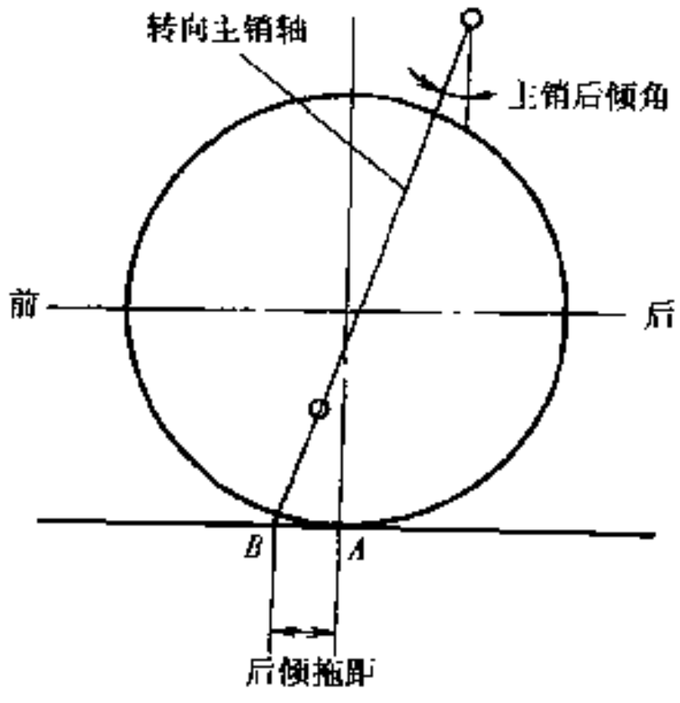


图 9-2-6 主销后倾角与后倾拖距

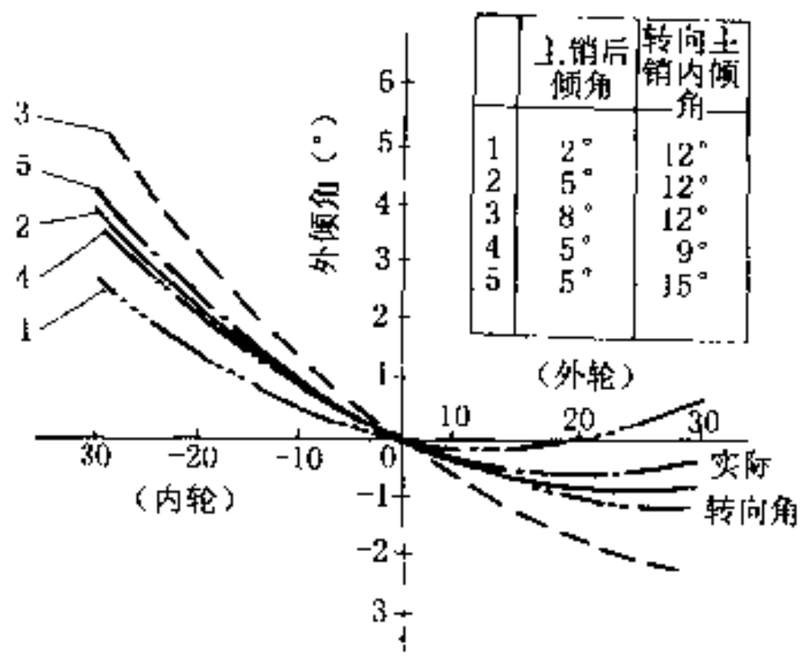


图 9-2-7 转向时的外倾角变化

若后倾拖距较大，有利于提高转向轮的回正能力和直行稳定性，但转动转向盘时的转向力及保持力会加大，因此，对于无助力装置的手动转向，后倾拖距的设计应有一定限度。轿车的后倾拖距一般为 0～30mm。

9.2.5 轮距变化

这里所说的轮距变化是指图 9-2-8 所示的随着车轮的上下跳动轮胎接地点产生的横向位移。从减少轮胎磨损等因素考虑，轮距最好不发生变化。然而，在一般的独立悬架系统中，由于结构上的原因，轮距不变是不可能的。这样，为了使轮距变化尽可能小，悬架控制臂的长度、相对位置等都需仔细考虑。轿车的轮距变化应在 -5mm/50mm～5mm/50mm（单轮）范围内。

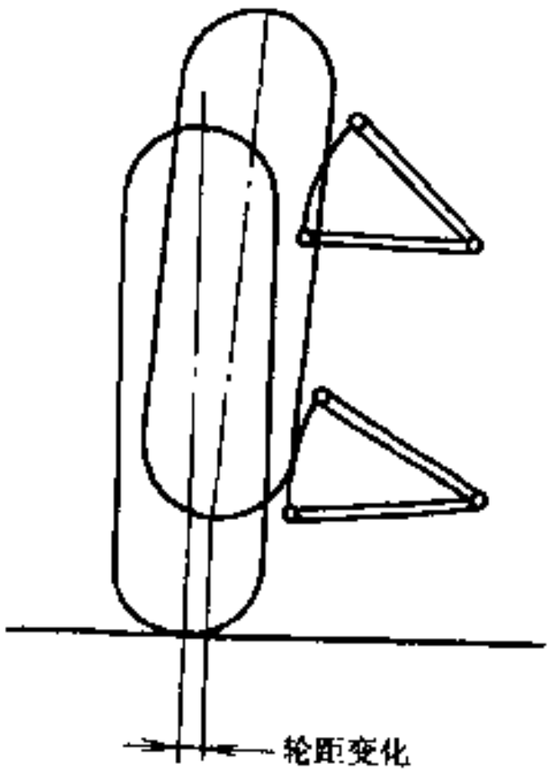


图 9-2-8 轮距变化

9.2.6 侧倾中心与侧倾轴

侧倾中心是指在前轴及后轴各轮心的横向垂直平面内，汽车在横向力作用下汽车车身侧倾的瞬时回转中心。在侧倾初始瞬间，它处在汽车的左右对称面上。严格说来，这种概念只适用于侧倾角微小的场合。侧倾中心距地面的高度，称为侧倾中心高度。前轴和后轴处侧倾中心的连线便是侧倾轴。简单地说，可以认为车辆在转弯行驶时，车身是绕着侧倾轴进行回转的，因此，侧倾中心在侧倾角不大的范围内作为悬架特性参数才具有一

汽车论坛 http://www.qclt.com

定真实性

一般说来，簧载质量的质心高度与侧倾中心高度差越小，其侧倾角越小，独立悬架的侧倾中心高度一般在 0 ~ 150mm 的范围内为宜。随着车轮的跳动，侧倾中心高度的变化最好控制在 30 ~ 70mm 内，并希望取较小的数值。

9.2.7 侧倾角刚度

在侧倾角不大的条件下，车身倾斜单位角度所必需的侧倾力矩称为侧倾角刚度。侧倾角刚度的大小及其在前、后轮的分配，对车辆侧倾角的大小、侧倾时前、后轴及左、右车轮的载荷再分配，以及车辆的稳态响应特性有一定的影响。

一般说来，在独立悬架系统中，设换算到车轮上的弹簧垂直刚度（悬架比率）为 k_1，稳定杆的刚度为 k_2（左右车轮反向跳动时），轮距为 b，悬架的侧倾角刚度为 m，侧倾力矩为 M，侧倾角为 θ，则有下式（图 9-2-9a）：

$$m = \frac{M}{\theta} = \frac{1}{2}(k_1 + k_2)b^2 \tag{9-2-1}$$

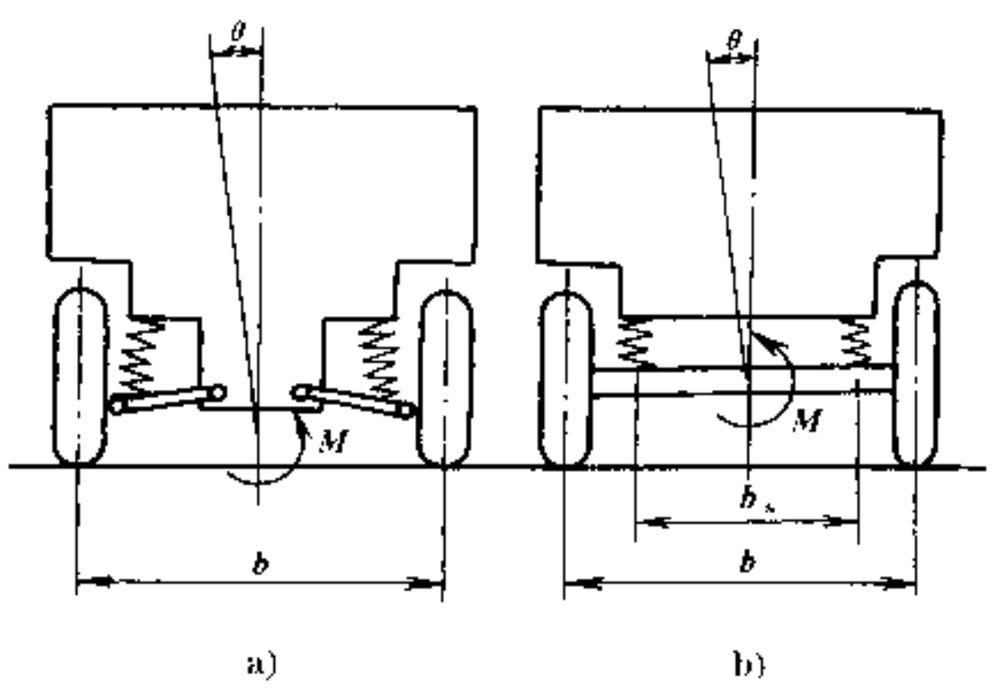
若为非独立悬架，弹簧间距 b_s 对侧倾角刚度影响较大，此时，悬架的侧倾角刚度为（图 9-2-9b）：

$$m = \frac{1}{2}(k_1 b_s^2 + k_2 b^2) \tag{9-2-2}$$

整车的侧倾角刚度是前后悬架侧倾角刚度的总和。

若侧倾轴与侧倾角刚度确定之后，则可简单计算出侧倾角。如图 9-2-10 所示，前、后轮轴处的侧倾中心高为 h_1、h_2，簧载质量质心所在的横向平面内的侧倾轴距地面高为 h，前、后悬架的侧倾角刚度分别为 m_1、m_2，向心加速度为 μ 的离心力为 μW，簧上质量质心高度为 H，质心到前、后车轮中心的距离分别为 L_1、L_2，则

$$h = h_1 + \frac{L_1}{L_1 + L_2}(h_2 - h_1) \tag{9-2-3}$$



a)　　b)

图 9-2-9　侧倾角刚度

a)独立悬架；b)非独立悬架

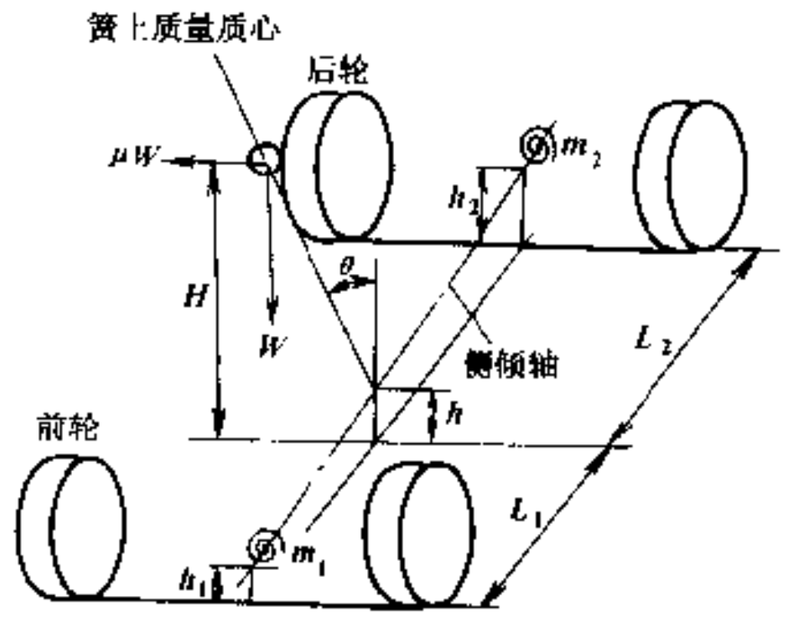


图 9-2-10　四轮车的侧倾

在侧倾角 θ 极小时，绕侧倾轴的力矩平衡为：

$$\mu W(H - h) + W(H - h)\theta = (m_1 + m_2)\theta$$

由此可得：

$$\theta = \frac{\mu W(H - h)}{m_1 + m_2 - W(H - h)} \tag{9-2-4}$$

一般计算 $\mu = 0.4g$ 时的车身侧倾角 θ，以 0.5g 的侧向加速度绕固定圆周转弯行驶时的侧倾角称为侧倾率。

汽车论坛 http://www.qclt.com

对于侧倾角刚度，随车辆种类不同而异，但换算成 $0.5g$ 侧向加速度下的整车侧倾角（侧倾率）一般在 2°～5°的范围内。

9.2.8 车辆纵倾悬架瞬时中心

在车轮上下跳动时，车轮纵向运动瞬时中心的位置，对车辆的点头、后仰特性有一定的影响。对点头来说，其指标是抗点头率及抗上浮率。在图 9-2-11 中，F_1、F_2 分别为前、后轮制动力，C_1、C_2、r_1、r_2 分别为前、后悬架瞬心 O_1、O_2 离地高度和距前、后轮接地点的水平距离。令 $F = F_1 + F_2$，$f_1 = F_1/F$，$f_2 = F_2/F$，则：

$$(\text{抗点头率}) = \frac{C_1 Lf_1}{hr_1} \times 100\%$$

$$(\text{抗上浮率}) = \frac{C_2 Lf_2}{hr_2} \times 100\%$$

若取较大的 C_1/r_1，C_2/r_2 确定瞬时中心 O_1、O_2 的位置，可以减少点头。但较大的抗点头会对乘坐舒适性产生不良影响，这是由于因路面的不平整而输入给轮胎的前、后方向力会引发上下方向的分力传递到车身的缘故。

同样，抗后仰特性也可认为是在车轮上受驱动状态下的抗点头及抗上浮特性，例如，在四轮驱动车辆的情况下，如图 9-2-12 所示，通过前、后载荷转移量 ΔR 和驱动力 F_1 的合力 P_1，力矩 M_1 在绕纵向瞬时中心 O_1 产生作用，使前轮下跳。后轮与前轮相同，通过合力 P_2 所引起的力矩 M_2 使车轮产生上跳，车体后沉，这便是车体后仰状态。为提高抗后仰特性，使纵向瞬时中心 O_1、O_2 向合力 P_1、P_2 的方向靠近是极为有效的方法。

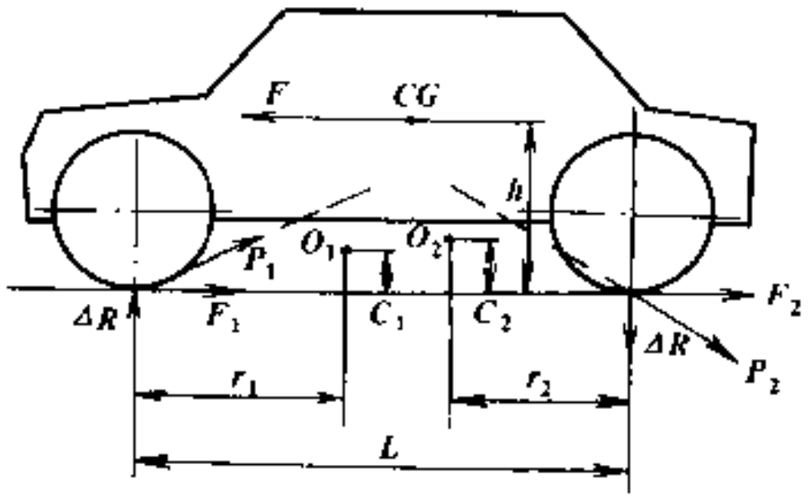


图 9-2-11 汽车的抗点头与抗上浮

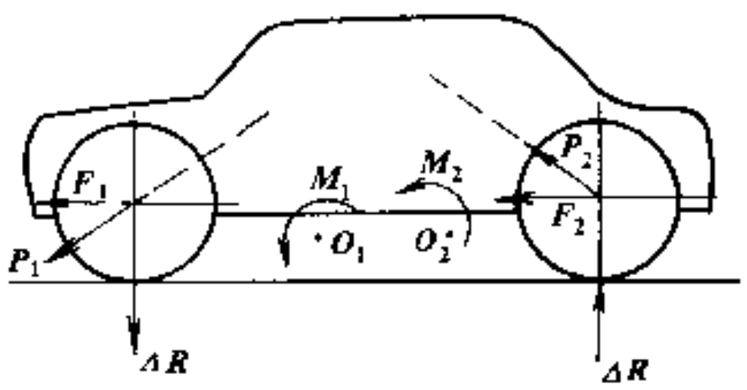


图 9-2-12 抗后仰

9.2.9 纵向刚度

使车轮轮心相对车体在前后方向移动单位距离所必需的水平力称为悬架纵向刚度。悬架系统的纵向刚度影响行驶稳定性，这是因为车轮在通过凸凹路面时，车轮具有产生前后方向振动的特性，左、右轮的振动及振动差异对行驶稳定性产生影响。因此，行驶稳定性能良好的悬架系统能很好地隔绝车轮的振动，使其难以传递到车体。系统的动刚度越低，振动绝缘性越好。悬架系统的刚度是由橡胶衬套的特性及其构成零件的刚度综合决定的，前、后悬架系统的动刚度与前、后静刚度有密切的关系。纵向柔度多设计为 2mm/980N～5mm/980N。

9.2.10 由纵向力引起的顺从转向

纵向力顺从转向分二种情况：其一为制动时在轮胎接地中心作用的纵向力使前束变化；其二为驱动力及发动机制动时在轮心上的作用力使前束变化。

一般说来，汽车在受制动力、驱动力、及其它外力作用时，从不破坏汽车直线行驶稳定性角度看，最

汽车论坛 http://www.qclt.com

好不具有顺从转向性能。但在特定的条件下，当前轮或后轮具有正前束或负前束特性时，顺从转向特性会增加车辆的稳定性。

纵向力顺从转向一般为：负前束 0.5°/980N（轮心负荷）～正前束 0.5°/980N（轮心负荷）
负前束 0.3°/980N（接地点负荷）～正前束 0.3°/980N（接地点负荷）

9.2.11 横向刚度

悬架横向刚度指使车轮中心相对车体横向移动单位距离所需的横向力。悬架系统的横向力是由车轮输入的，即从接地点输入的力与该点变形量的关系，它包括车轮的外倾刚度。一般横向刚度越大，操纵稳定性越好；从乘坐舒适性出发，又希望横向刚度低些，一般取横向柔度为 0.3mm/980N（接地点负荷）～2mm/980N（接地点负荷）。

9.2.12 横向力顺从转向及自动回正力矩顺从转向

横向力顺从转向是指在轮胎接地点承受横向负荷时的前束变化，自动回正力矩顺从转向是指轮胎承受回正力矩引起的前束变化。

这两种特性对车辆的稳态响应特性影响较大，特别是对前悬架，设计时还应与转向特性结合起来考虑。在实际车辆中，横向力的着力点偏置在接地中心后方，因此对这两种特性合成有一定影响。横向力顺从转向设计为：前轮是 0～0.2°（负前束）/980N，后轮是 0～0.1°（正前束）/980N。

9.2.13 悬架弹性特性

在前轮或后轮上，把前、后轮接地点垂直方向的载荷变化和轮心在垂直方向的位置变化量的关系称为悬架系统的弹性特性。如图 9-2-13 所示，在任一载荷状态下，该点曲线的切线斜率，就是该载荷下的悬架刚度，在满载状态下，弹性特性曲线的切线斜率便是满载悬架刚度。在满载载荷下可以确定车轮上、下跳行程，两者之和称为车轮行程。

设悬架刚度为 k，簧上质量为 m，则根据下式可求系统的固有振动频率 f：

$$f=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}}$$

车轮上下跳动行程的一般范围是：上跳行程 70～120mm，下跳行程 80～130mm。悬架垂直刚度随车辆参数而不同，换算成系统固有振动频率为 1～2Hz。

9.2.14 衰减力特性

设衰减系数为 C，临界衰减系数为 C_c，两者的比值称为衰减比。一般用 C/C_c 表示悬架衰减力特性。垂直振动衰减力特性主要取决于减振器的衰减力，作为阻尼过度和衰减不足时的临界衰减系数可利用悬架刚度 k 及簧上质量 m 求出，临界衰减系数表示为：

$$C_c=2\pi\sqrt{mk}$$

对于实际的车辆，可简化为如图 9-2-14 所示的簧上质量、非簧上质量的振动系统模型。在这两个自由度模型中，有两个固有振动频率，分别为簧上质量固有振动频率和非簧下质量固有振动频率，簧下质量和轮胎刚度对簧下部分固有频率影响较大。

在这个模型中，作为路面输入，若加以周期性强迫振动位移，可得到如图 9-2-15 所示的簧上质量加速度响应曲线。与原始曲线相比，衰减比增大或减小时，在不同的频段，有减小或增大加速度的作用。因此，为获得较好的乘坐舒适性，应有一个适当的值。另外，衰减比一定时，降低簧上质量固有振动频率，由于低频的加速度下降，可提高乘坐舒适性。

对于各种车辆，把衰减力特性换算成衰减比一般为 0.2～0.8。

汽车论坛 http://www.qclt.com

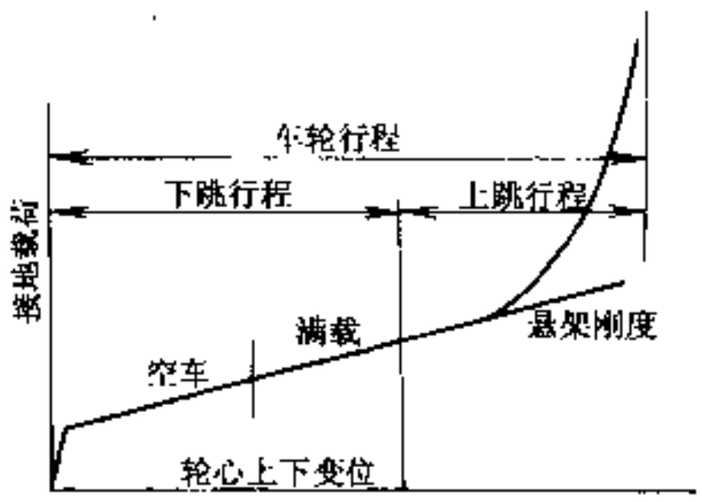


图 9-2-13 悬架弹性特性

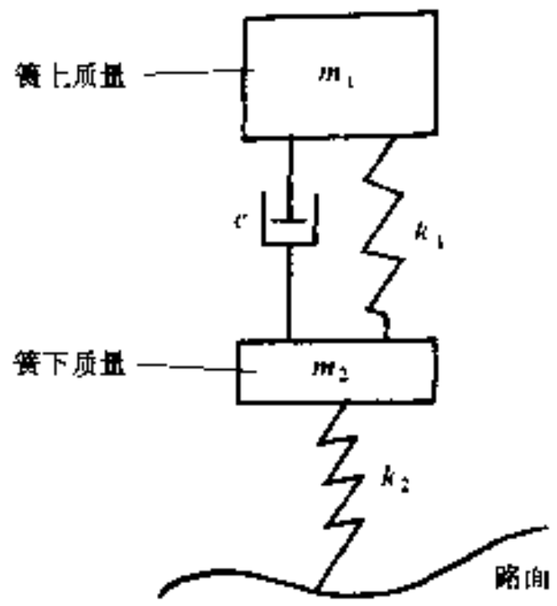
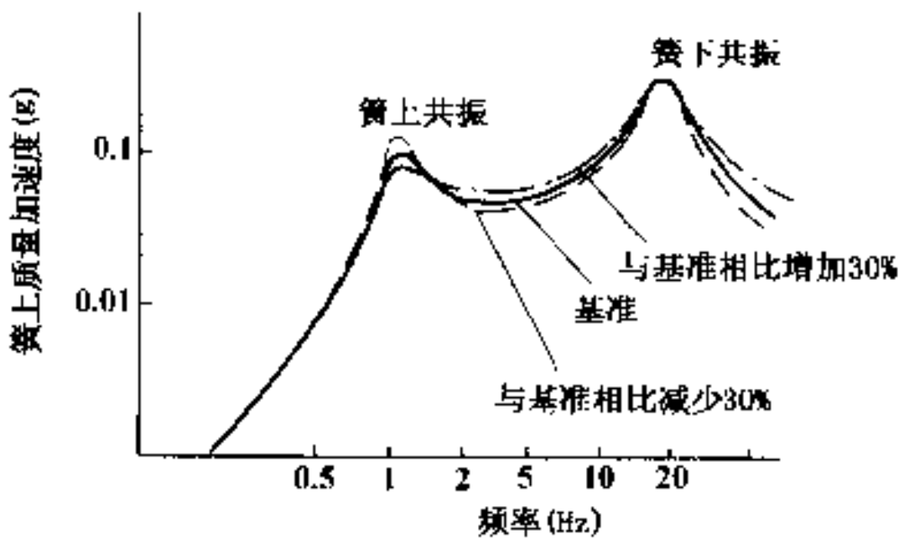


图 9-2-14 两自由度系统振动模型



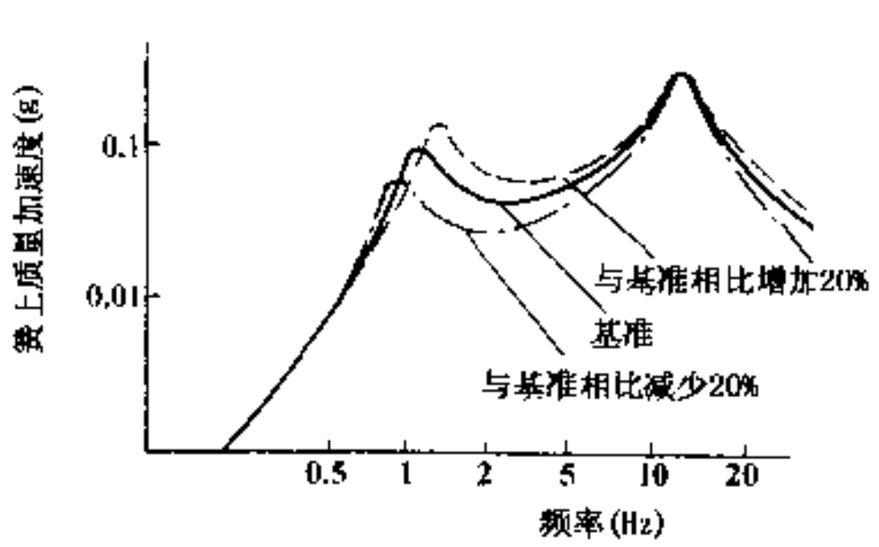


图 9-2-15 频率响应特性

a)衰减比的影响;b)簧上质量固有振动频率的影响

9.3 弹性元件

汽车悬架用弹性元件主要有钢板弹簧、螺旋弹簧、扭杆弹簧、气体弹簧和橡胶弹簧等。弹性元件的作用是支承垂直载荷，缓和、抑制不平路面引起的振动和冲击。弹簧弹性特性如图 9-3-1 所示。悬架设计时根据使用要求选择弹性特性，再设计弹性元件。

9.3.1 钢板弹簧

和扭杆弹簧、螺旋弹簧相比，虽然钢板弹簧单位体积储存的弹性变形能小，但由于钢板弹簧结构简单，弹簧本身兼起导向装置的作用，长期以来钢板弹簧在汽车上得到广泛应用。钢板弹簧片间摩擦阻力对弹簧动刚度影响较大，特别是在小振幅情况下影响更为严重，图 9-3-2 所示的弹性特性曲线中，*CE* 为弹簧片间摩擦力（$2f$），*DF* 可看成是弹簧动刚度。

9.3.1.1 钢板弹簧种类和结构

1）钢板弹簧种类

目前汽车上使用较多的是图 9-3-3a）所示的多片钢板弹簧，其弹簧弹性特性见图 9-3-1 的曲线 1，这种弹簧多用于载货汽车和大型客车上。图 9-3-3b）是少片变截面弹簧，弹簧沿长度方向厚度不相等，少片弹簧 质量小、片间摩擦小，弹性特性和多片弹簧一样呈线性特性，多用于轻型载货汽车和客车上。图9-3-1

汽车论坛 http://www.qclt.com

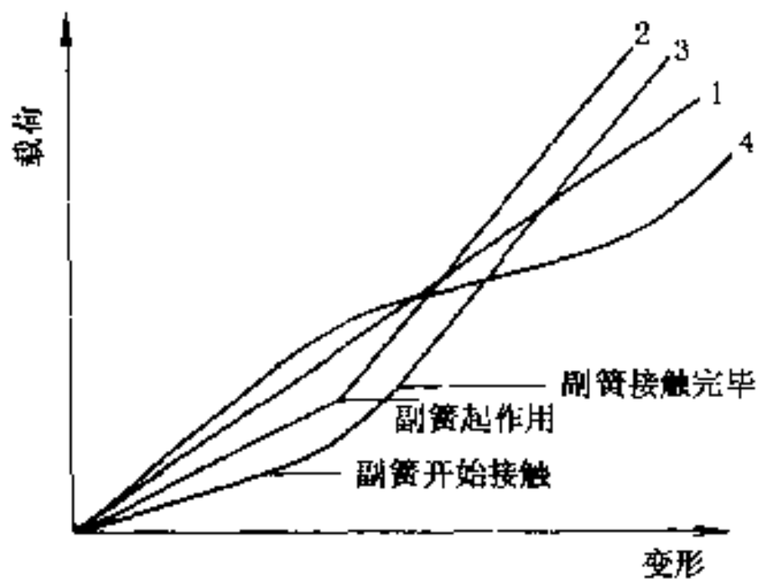


图 9-3-1 弹簧弹性特性

1-多片钢板弹簧；2-两级变刚度复式钢板弹簧；3-渐变刚度钢板弹簧；4-高强度树脂纤维非金属弹簧

是两级变刚度复式钢板弹簧，多用于大中型载货汽车后悬架上。弹性特性见图 9-3-1 的曲线 2，由两条直线组成，开始时仅主簧起作用，当载荷增加到某一值时，副簧与主簧共同起作用。图 9-3-3d）是渐变刚度弹簧，这种弹簧多用于轻型载货汽车和厢式客车后悬架上，副簧放置在主簧之下，副簧随汽车载荷变化逐渐起作用。弹性特性见图 9-3-1 的曲线 3 所示，呈非线性特性。除上述钢板弹簧之外，有的还采用了图 9-3-3e）所示的用高强度树脂纤维制成的非金属弹簧（FRP 弹簧），其弹性特性见图 9-3-1 的曲线 4。

2）钢板弹簧主要零部件结构

（1）钢板弹簧断面形状

除了常见的矩形断面（图 9-3-4a）之外，还有 T 型（图 9-3-4c）和单面带槽断面（图 9-3-4b）、d））。弹簧断面设计成不对称形状，目的是把断面中性轴移近受拉表面，减小弹簧拉应力，可以减轻弹簧质量。弹簧断面尺寸规格见 GB1222。

（2）钢板弹簧主片端部形状

主片两端一般都作成卷耳结构，使用较多的是上卷耳（图 9-3-5a）。采用下卷耳（图 9-3-5b）多是布置上原因，如协调钢板弹簧和转向系的运动等，下卷耳在载荷作用下容易张开，可用第二片包托。为改善卷耳应力状态或协调运动轨迹，特别是对大的橡胶衬套卷耳，多采用平卷耳结构（图 9-3-5c）。后两种结构在轿车上应用的比较多。

除了卷耳结构之外，在滑板式悬架结构中，将钢板弹簧主片的一端作成平直的（图 9 3 5d）。

（3）钢板弹簧包耳

有时为加强卷耳强度，或在主片折断后起保险作用，将第二片作成包耳形状（图 9-3-6）。轻型客车、货车多采用 1/4 包耳（图 9-3-6a），重型载货汽车和大型客车多采用 3/4 包耳（图 9-3-6b）或装配式吊耳（图 9-3-6c）。

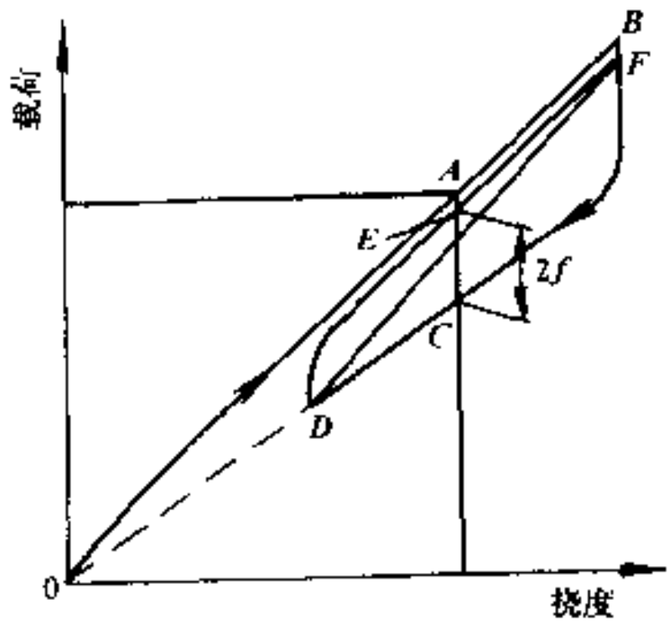


图 9-3-2 钢板弹簧动刚度

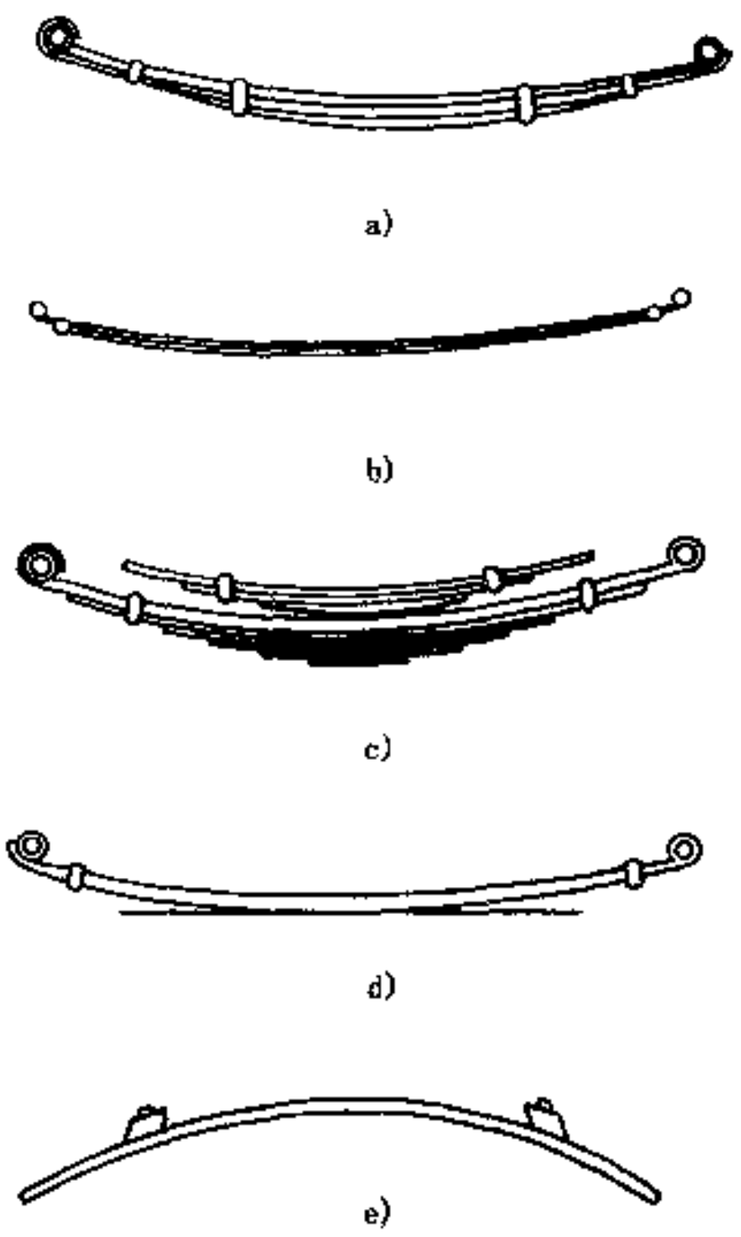


图 9-3-3 钢板弹簧种类

a)普通多片钢板弹簧；b)少片变截面钢板弹簧；c)两级变刚度复式钢板弹簧；d)渐变刚度弹簧；e)FRP 弹簧

汽车论坛 http://www.qclt.com

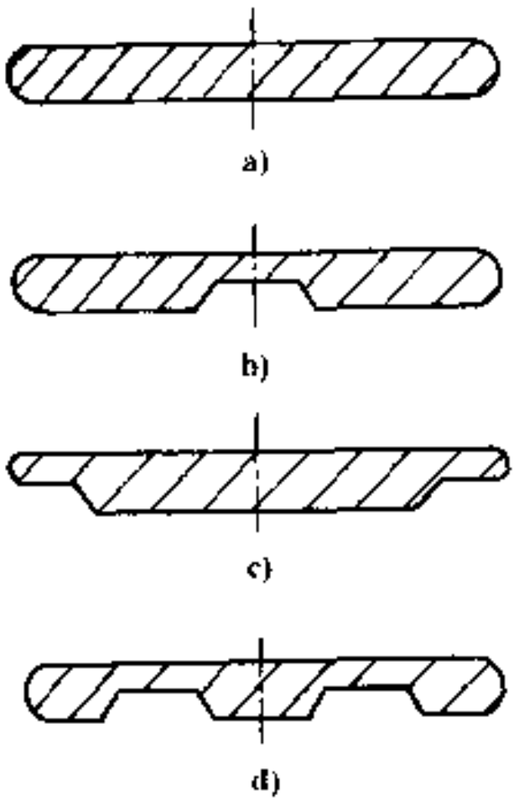
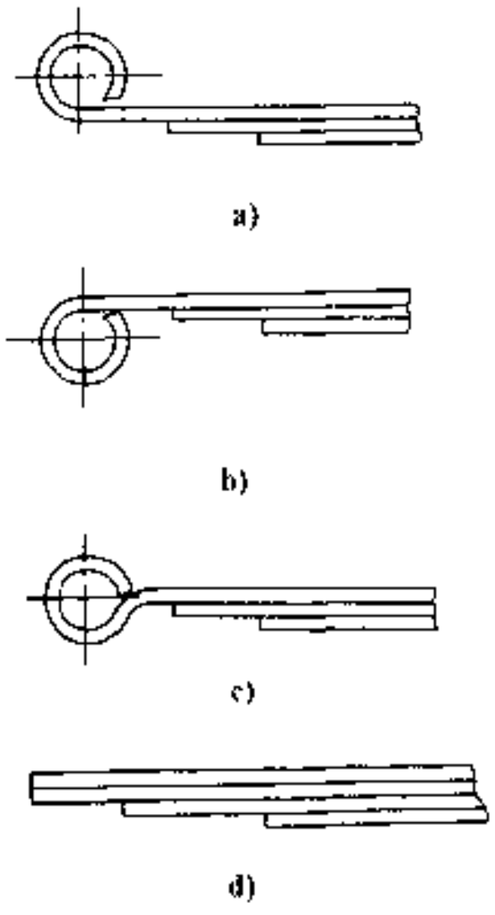


图 9-3-4 钢板弹簧断面形状



9-3-5 钢板弹簧主片端部形状

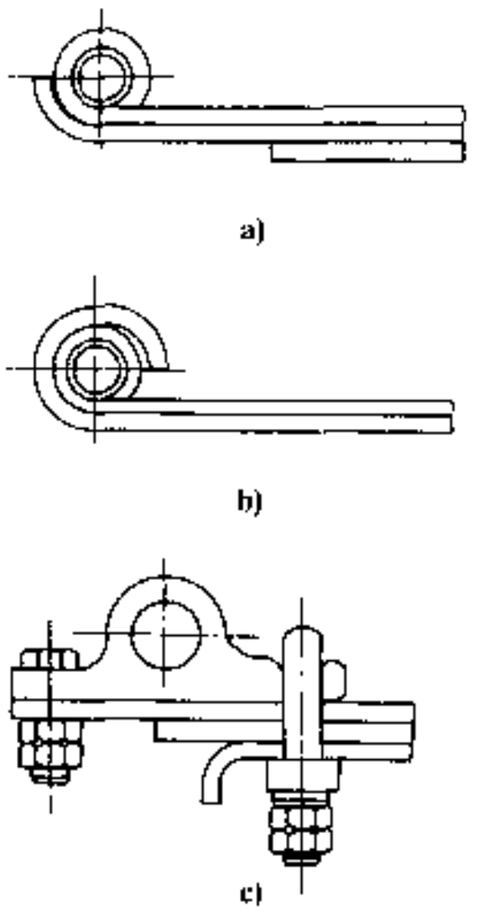


图 9-3-6 弹簧卷耳的保护和加强
a)1/4 包耳;b)3/4 包耳;
c)装配式包耳

(4) 钢板弹簧中心螺栓和中心凸包

中心螺栓的作用除了夹紧各片弹簧外，又是安装钢板弹簧的定位销。中心螺栓直径一般接近簧片厚度，表 9-3-1 是推荐的中心螺栓直径尺寸。

由于螺栓孔会影响弹簧断面强度，因此有的弹簧采用中心凸包定位结构（图 9-3-7）。

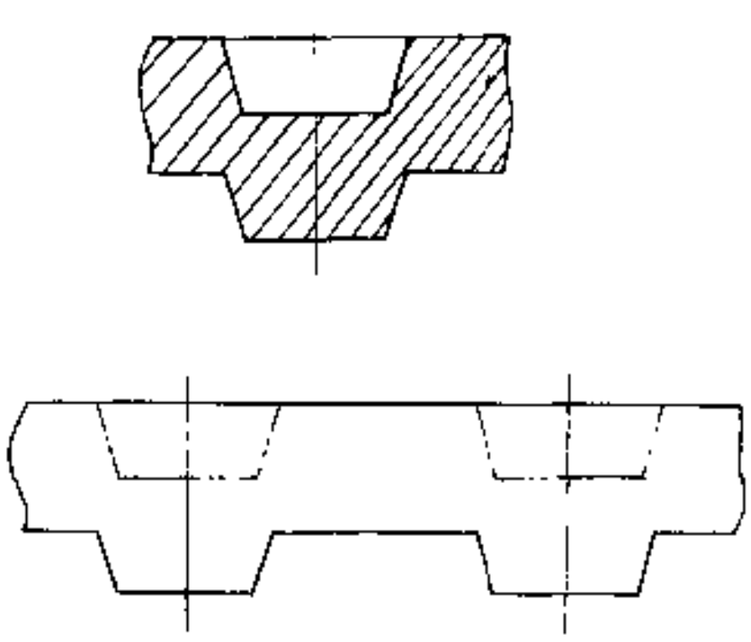


图 9-3-7 钢板弹簧中心凸包

(5) 钢板弹簧衬套

衬套一般用金属、橡胶或塑料三种材料制造。金属衬套可以承受较大的挤压应力（平均可达 10N/mm²），弹簧销和卷耳孔径尺寸小、结构紧凑，可降低卷耳根部应力。但金属衬套要求有良好的润滑，这种衬套大多采用于载货汽车上。

塑料衬套一般采用尼龙或聚甲醛材料制成。由于塑料衬套本身有自润滑性质，因此对润滑要求较低。塑料的热膨胀系数比金属大，而且吸水后体积膨胀，因此衬套壁厚不宜过厚。确定衬套与卷耳孔径时，最好根据不同塑料的性能，经试验后给出合理的过盈量，并选择合适的弹簧销配合间隙。

橡胶衬套主要是靠橡胶扭转变形使卷耳相对弹簧销产生转动，由于橡胶和金属表面没有相对移动，因此衬套不存在磨损问题。为减少衬套在扭转变形时产生过大剪应力，衬套一般作得比较大，所以衬套设计时应考虑卷耳强度。橡胶衬套主要优点是无须润滑和维护，并能吸收汽车高频振动，因此橡胶衬套在轿车及轻型客、货汽车上得到广泛应用。

橡胶衬套结构可分为硫化粘结式和压装式两种（图 9-3-8），后者又有轴向压装和径向压装两种结构。

表 9-3-1 中心螺栓直径尺寸（mm）

中心螺栓直径	8	10	12	14	16
簧片厚	<7	7~9	9~11	11~13	13~16
中心孔直径	$8.5^{+0.5}_{0}$	$10.5^{+0.5}_{0}$	$12.5^{+0.5}_{0}$	$14.5^{+0.8}_{0}$	$16.5^{+0.8}_{0}$

汽车论坛 http://www.qclt.com

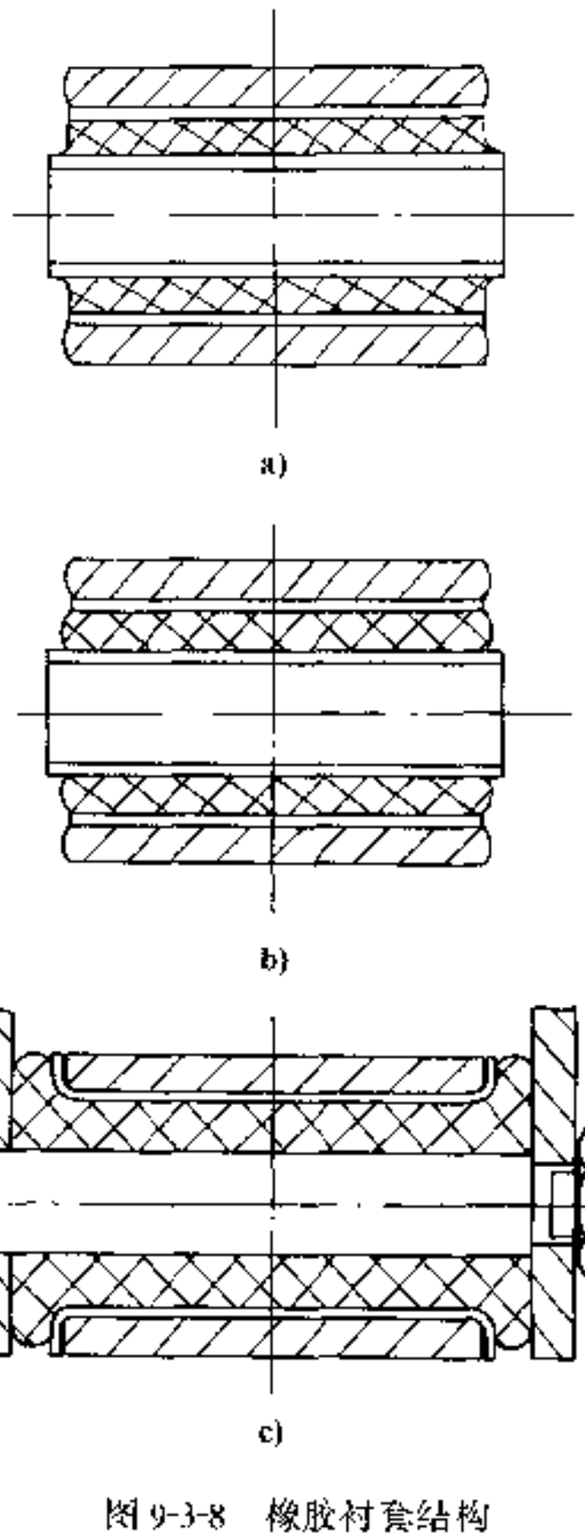


图 9-3-8　橡胶衬套结构
a)硫化结构;b)径向压装;c)轴向压装

(6) 弹簧夹箍结构

目前使用较多的是可拆装式夹箍（图 9-3 9a)。对于不经常拆装换片的弹簧，采用了不可拆装式夹箍（图 9-3-9a、b)。这种结构多用于轿车和轻型客、货汽车上。

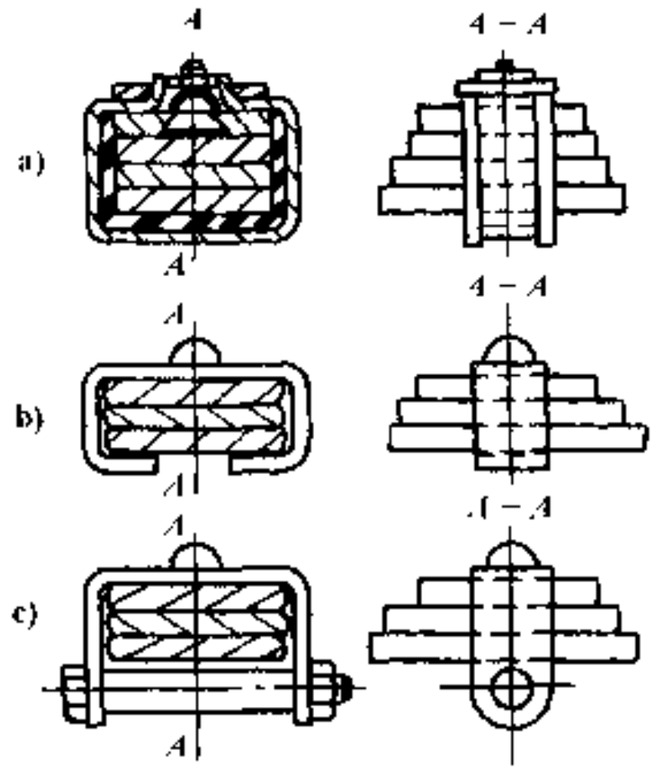


图 9-3-9　钢板弹簧夹箍结构
a)、b)不可拆装式;c)可拆装式

9.3.1.2　多片钢板弹簧计算

1）弹簧刚度和应力计算

基于不同的假设，计算方法也不同。下面分别介绍共同由率法和集中载荷法两种计算方法。

(1) 共同曲率法

假设钢板弹簧在任何载荷下，各片弹簧沿整个长度无间隙接触，同一截面上的各片弹簧具有共同的曲率半径。如果将多片弹簧各片展开成一个平面，组成一个新的单片弹簧，这样就可以用计算单片弹簧方法来计算多片钢板弹簧。单片弹簧计算按其几何形状有梯形单片弹簧（图 9-3-10）和阶梯形单片弹簧（图 9-3-11)。两种计算方法：

a. 梯形单片弹簧

梯形单片弹簧刚度 K 为：

$$K=\frac{48EI_0}{L^3\delta_1}\quad(\mathrm{N/mm})\quad(9\text{-}3\text{-}1)$$

式中：δ_1——变形增大系数；

$$\delta_1=\frac{1.5}{1.04\left(1+\frac{n}{2n_1}\right)}$$

n——弹簧总片数；

n_1——与主片等长片数；

E——弹性模数，取 $E=2.06\times10^5\mathrm{N/mm^2}$；

I_0——梯形单片弹簧在根部的惯性矩，$\mathrm{mm^4}$；

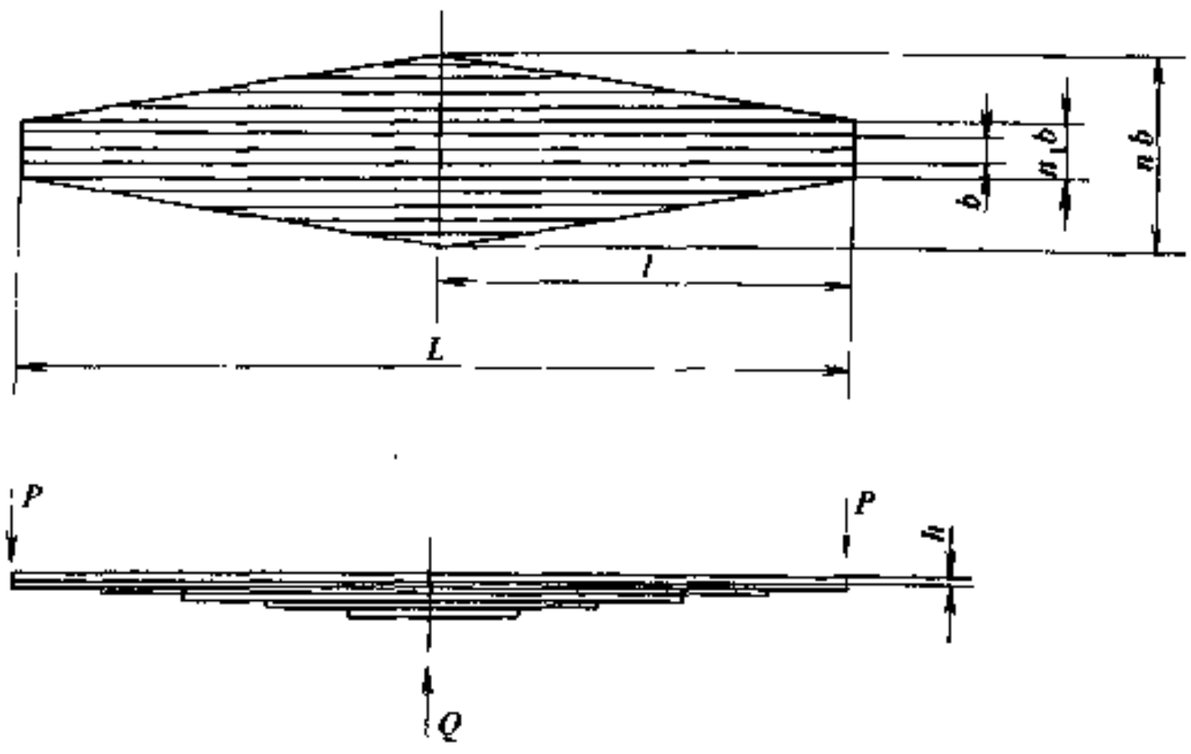


图 9-3-10　梯形单片弹簧

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$I_0 = \frac{bh^3}{12} n \quad (\text{mm}^4)$$

b——梯形单片弹簧各片宽度，mm；

h——梯形单片弹簧各片厚度，mm；

L——梯形单片弹簧伸直长度，mm。

$$L = 2l \quad (\text{mm})$$

弹簧在中心螺栓处应力 σ 和比应力 $\bar{\sigma}$ 计算式为：

$$\sigma = \frac{QL}{4W_0} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (9\text{-}3\text{-}2)$$

$$\bar{\sigma} = \frac{\sigma}{f} = \frac{12EI_0}{L^2 W_0 \delta_1} \quad [(\text{N/mm}^2)/\text{mm}] \quad (9\text{-}3\text{-}3)$$

式中：$f = \frac{Q}{K}$，mm

式中：W_0——梯形单片弹簧在根部的断面系数，mm^3；

$$W_0 = \frac{bh^2}{6} n \quad (\text{mm}^3)$$

Q——弹簧在根部承受的垂直负荷，N；

f——梯形单片弹簧变形，mm。

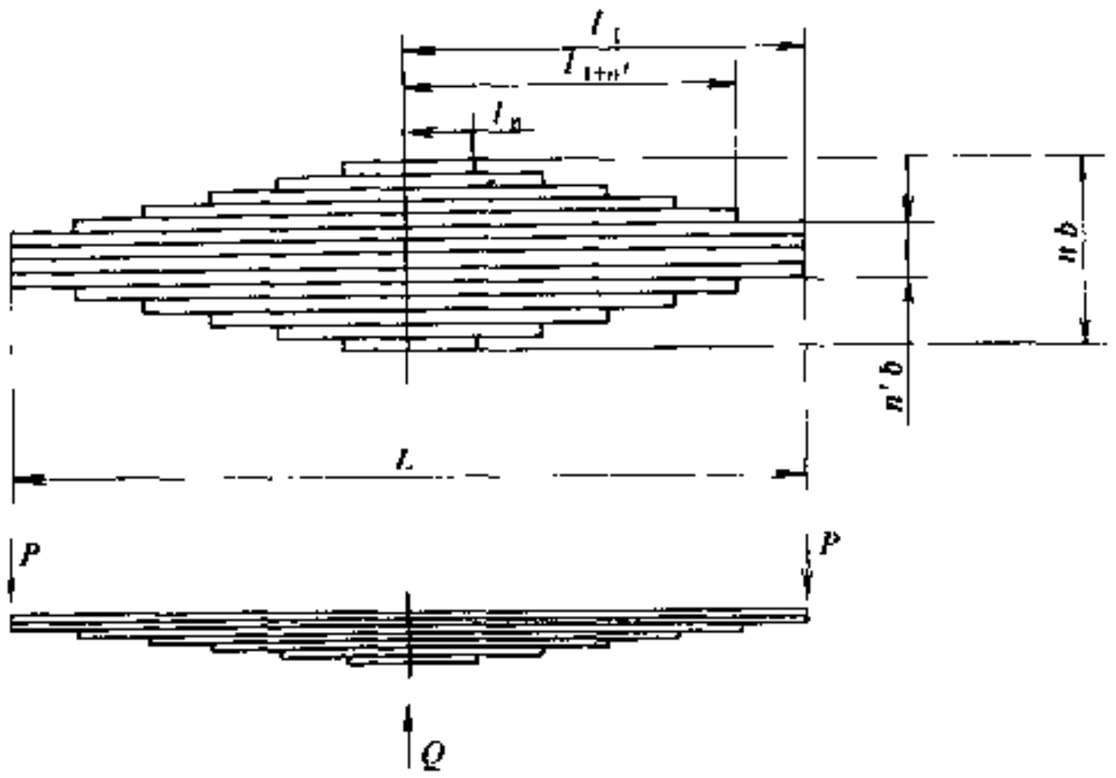


图 9-3-11 阶梯形单片弹簧

需要说明的是，上面的计算公式只适用于各片厚度相等的弹簧。对于各片厚度不等的多片弹簧，按等效惯性矩方法来确定各片的宽度，计算变形增大系数。不等厚弹簧各片承受的弯矩应正比于其惯性矩。

$$M_k = \frac{QLI_k}{4\sum_{k=1}^{n} I_k} \quad (\text{N·mm}) \quad (9\text{-}3\text{-}4)$$

式中：M_k——作用在第 k 片弹簧上的力矩，N·mm；

I_k——第 k 片弹簧的惯性矩，mm^4。

第 k 片弹簧在中心螺栓处应力 σ_k 和比应力 $\bar{\sigma}_k$ 的计算式为：

$$\sigma_k = \frac{QLh_k}{8\sum_{k=1}^{n} I_k} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (9\text{-}3\text{-}5)$$

$$\bar{\sigma}_k = \frac{\sigma_k}{f} = \frac{12EI_k}{L^2 W_k \delta_1} \quad [(\text{N/mm}^2)/\text{mm}] \quad (9\text{-}3\text{-}6)$$

式中：h_k——第 k 片弹簧厚度，mm。

b. 阶梯形单片弹簧

阶梯形单片弹簧刚度 k 为：

$$k = \frac{6E}{\sum_{k=1}^{n} \alpha_{k+1}^3 (\gamma_k - \gamma_{k+1})} \cdot \xi \quad (9\text{-}3\text{-}7)$$

式中：α_{k+1}——主片与各片半长之差值，mm；

$$\alpha_{k+1} = l_1 - l_{k+1}$$

l_1——主片伸直长度之半，mm；

l_{k+1}——第 $k+1$ 片伸直长度之半，mm；

γ_k——第 1 片至第 k 片弹簧惯性矩之和的倒数；

$$\gamma_k = \frac{1}{\sum_{i=1}^{k} I_i} \quad (1/\text{mm}^4)$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

y_{k+} ——第 1 片至第 $k+1$ 片弹簧惯性矩之和的倒数；

$$y_{k+1}=\frac{1}{\sum_{i=1}^{k+1} I_i} \quad (1/mm^4)$$

ξ——弹簧刚度修正系数，取 $\xi=0.95$。

弹簧应力计算同梯形单片弹簧。

(2) 集中载荷法

假设各片弹簧只在片端接触，各弹簧片间力的传递仅在片端进行，图 9-3-12 是按这一假设建立的钢板弹簧示意图。

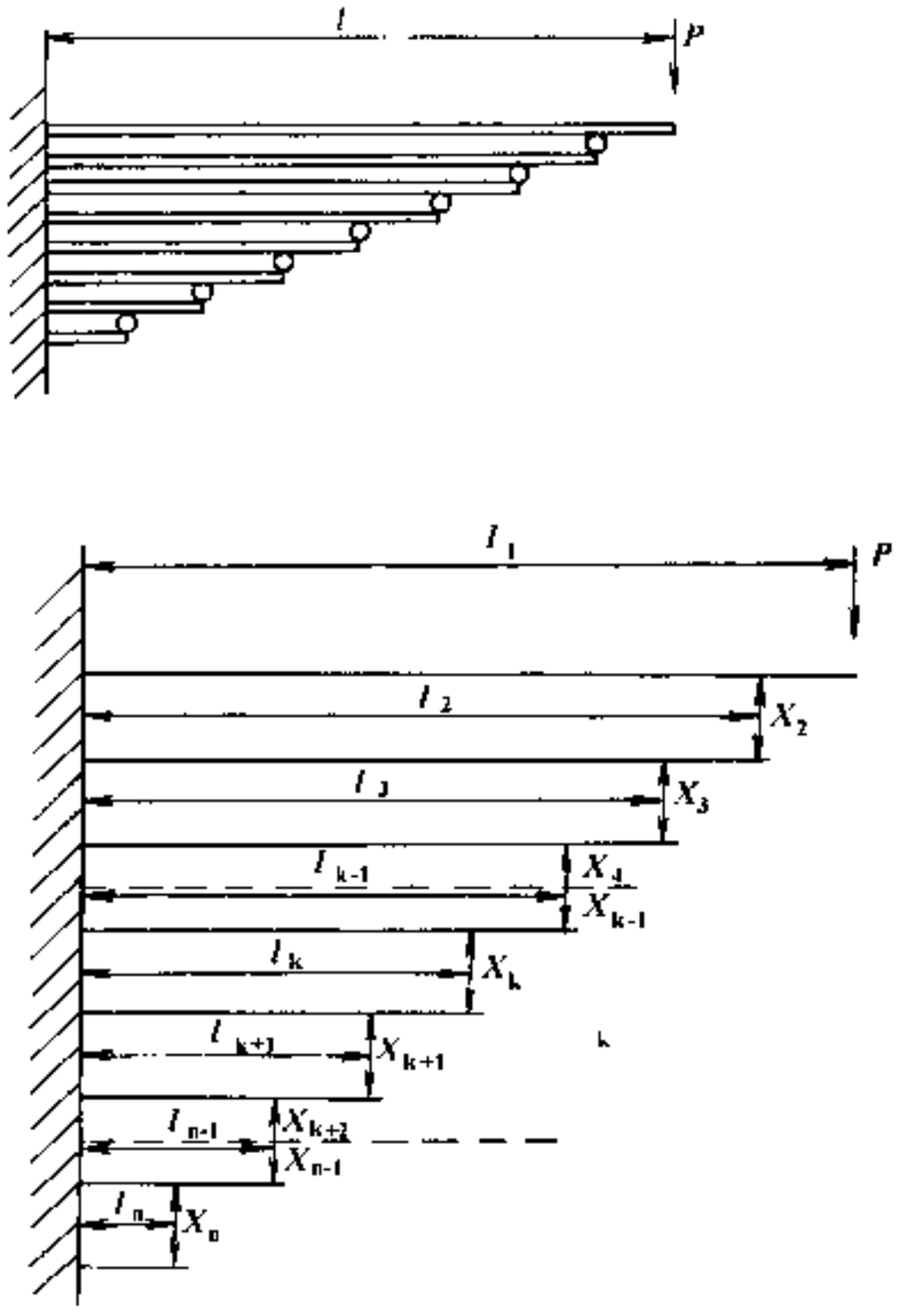


图 9-3-12　集中载荷法计算模型

a. 各片弹簧端部载荷计算

作用在各片弹簧端部载荷 x_n 为：

$$\begin{cases} A_2P+B_2X_2+C_2X_3=0 \\ A_3X_2+B_3X_3+C_3X_4=0 \\ A_4X_3+B_4X_4+C_4X_5=0 \\ \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\ A_nX_{n-1}+B_nX_n=0 \end{cases} \qquad (9\text{-}3\text{-}8)$$

式中：$A_k=0.5\dfrac{I_k}{I_{k-1}}\left(3\dfrac{l_{k-1}}{l_k}-1\right)$

$$B_k=-\left(1+\frac{I_k}{I_{k-1}}\right)-\frac{\eta_k(l_k-l_{k+1})^3}{l_k^3}$$

$$C_k=0.5\left(\frac{I_{k+1}}{I_k}\right)\left(3\frac{l_k}{l_{k+1}}-1\right)$$

$$\eta_k=\frac{3}{\beta}\left[-\frac{1}{2}-\frac{1}{\beta}-\frac{1}{\beta^2}l_n(1-\beta)\right]-1$$

$$\beta=1-\frac{h_1}{h}$$

η_k 为弹簧片端压延变形增加系数，计算该系数是假设片端厚度由 h 压延成 h_1，压延长度等于相邻两弹簧片的长度差（图 9-3-13）。显然，没有压延的矩形片端，$\eta_k=0$。

计算弹簧各片端部载荷时，从最后一个方程式开始，把 x_n 值用 x_{n-1}表示，并代入前面一个方程组，依次代入到第一个方程式中，得到只有 x_2 和 P 的关系式，由此求出作用在各片端部载荷 x_2，x_3，$x_4\cdots$，x_n 值。

b. 弹簧刚度计算

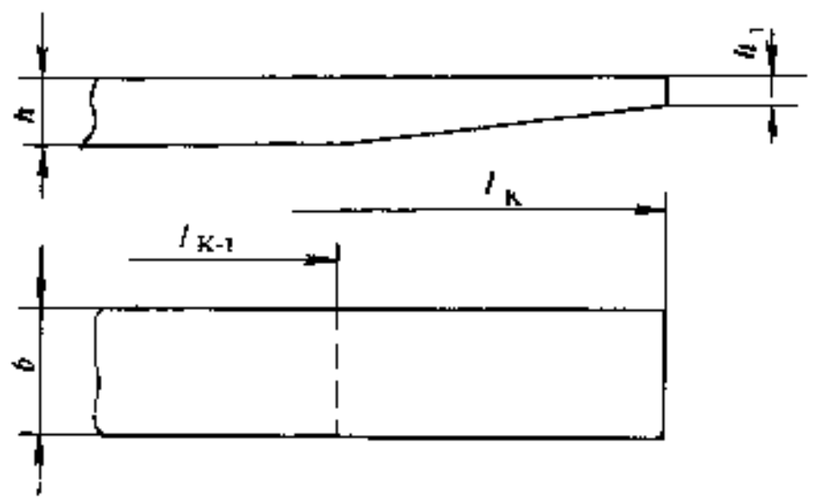


图 9-3-13　弹簧片端压延形状

由于弹簧总成在卷耳处的变形等于主片在该点处变形，因此如果能知道主片在卷耳孔处变形，就能求出弹簧刚度。弹簧主片在卷耳处变形 f 为：

$$f=f_1=\frac{2Pl_1^3-3X_2l_1l_2^2+X_2l_2^3}{6EI_1} \quad (mm) \qquad (9\text{-}3\text{-}9)$$

弹簧刚度 k 为：

$$k=\frac{2P}{f}=\frac{12EPI_1}{2Pl_1^3-3X_2l_1l_2^2+X_2l_2^3} \quad (N/mm) \qquad (9\text{-}3\text{-}10)$$

式中：I_1——弹簧主片断面惯性矩，mm^4。

汽车论坛 http://www.qclt.com

c. 弹簧应力和比应力计算

弹簧各片在中心螺栓处应力 σ_k 为：

$$\begin{cases} \sigma_1 = \dfrac{Pl_1 - X_2 l_2}{w_1} & (\mathrm{N/mm^2}) \\ \sigma_2 = \dfrac{X_2 l_2 - X_3 l_3}{w_2} & (\mathrm{N/mm^2}) \\ \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\ \sigma_n = \dfrac{X_n l_n}{w_n} & (\mathrm{N/mm^2}) \end{cases} \tag{9-3-11}$$

弹簧各片在中心螺栓处比应力 $\bar{\sigma}_k$ 为：

$$\bar{\sigma}_k = \frac{\sigma_k}{f} \qquad [(\mathrm{N\cdot mm^2})/\mathrm{mm}] \tag{9-3-12}$$

相邻两弹簧片接触点处应力 σ_k' 计算式为：

$$\begin{cases} \sigma_1' = \dfrac{P(l_1 - l_2)}{w_1} & (\mathrm{N/mm^2}) \\ \sigma_2' = \dfrac{X_2(l_2 - l_3)}{w_2} & (\mathrm{N/mm^2}) \\ \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\ \sigma'_{n-1} = \dfrac{x_{n-1}(l_{n-1} - l_n)}{w_{n-1}} & (\mathrm{N/mm^2}) \end{cases} \tag{9-3-13}$$

2）U 型螺栓夹紧时弹簧刚度和应力计算

钢板弹簧被 U 型螺栓夹紧后，部分长度弹簧不起弹性作用，称之为无效长度。一般弹簧无效长度取 $L_s = (0.4 \sim 0.6)\ S$，弹簧有效长度 L_e 为：

$$L_e = L - (0.4 \sim 0.6)S$$

式中：S——U 型螺栓夹紧跨距，mm。

用弹簧伸直长度 L 值计算出的刚度称之为自由刚度，用有效长度 L_e 值计算出的刚度称为夹紧刚度；用有效长度 L_e 值计算出的弹簧应力和比应力，称为 U 形螺栓夹紧时的应力和比应力。

3）钢板弹簧各片长度确定

确定各片长度时，应尽可能使各片间应力及其沿长度应力分布合理，以达到各片寿命大体相同。确定弹簧各片长度有两种方法，即共同曲率法和集中载荷法，以对应上述的刚度和应力的计算方法。

共同曲率法是基于弹簧各片展开图接近于梯形梁形状这一实际情况，用作图法来确定弹簧各片长度。图 9-3-14 中 OO' 直线代表中心螺栓轴线，在 OO' 直线上按照同一比例尺，依此截取簧片厚度 h_k 的立方值 h_k^3，再沿横坐标量出主片长度之半 $L/2$ 和 U 形螺栓夹紧距之半 $S/2$ 值，得 A、B 两点，连接 A、B 得到钢板弹簧展开图，此直线与各片的上侧边交点即为各片长度。如果存在与主片等长的重叠片，就从 B 点到最后一个重叠片的端点（上侧边）连一直线，如图 9-3-14b）的 AB 线，此直线与各片的上侧边交点即为各片长度。

集中载荷法是根据所设定的弹簧各片应力分布状况来确定弹簧各片长度的。弹簧沿片长应力分布状况一般有三种可能形式，图 9-3-15c）所示应力分布比较合理，它接近于等强度梁，但是这种分布对受力复杂的主片是不太理想的。对主片来说，图 9-3-15a）的应力分布比较合理。图 9-3-15b）所示的应力分布，除特殊情况外一般不用。下面用应力分布系数 γ_k 来确定各片长度。

$$\gamma_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_k'} \tag{9-3-14}$$

式中：σ_k——第 k 片弹簧在 U 形螺栓夹紧处应力，$\mathrm{N/mm^2}$；

σ_k'——第 k 片与第 $k+1$ 片弹簧在接触点处应力，$\mathrm{N/mm^2}$。

汽车论坛 http://www.qclt.com

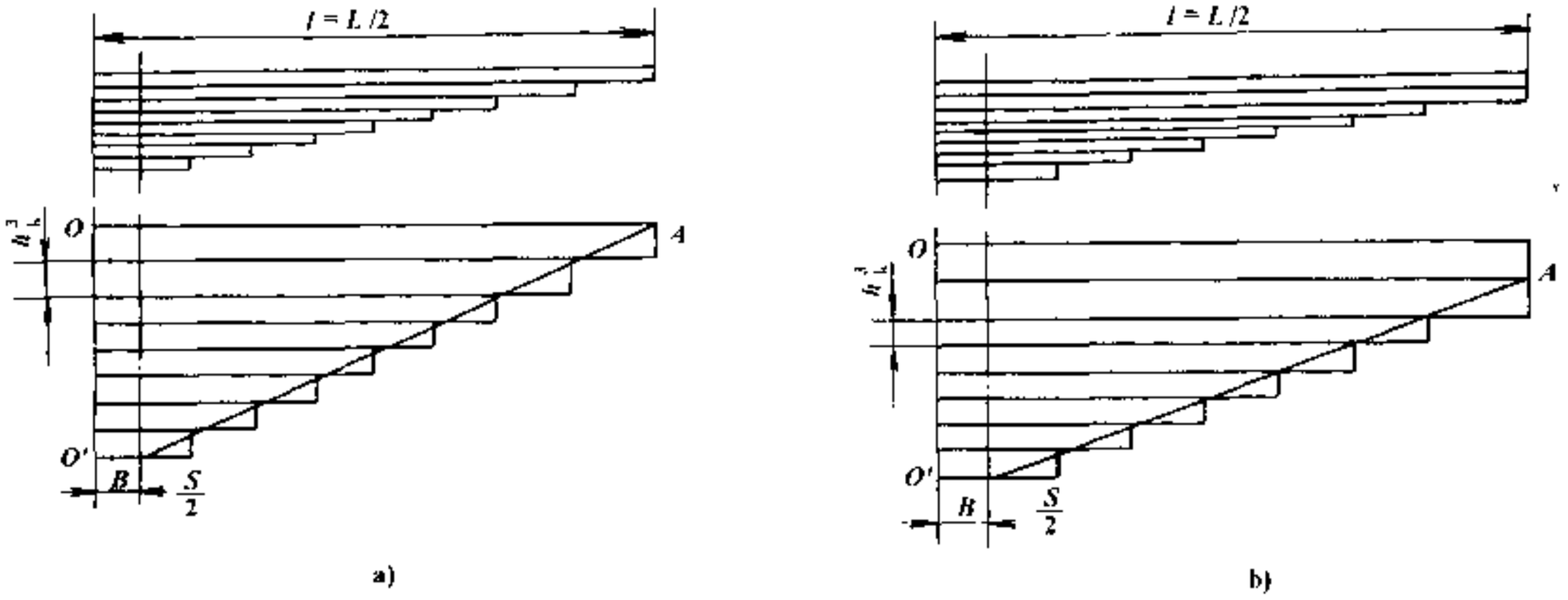


图 9-3-14　求弹簧各片长度的作图法
a)单主片；b)重叠主片

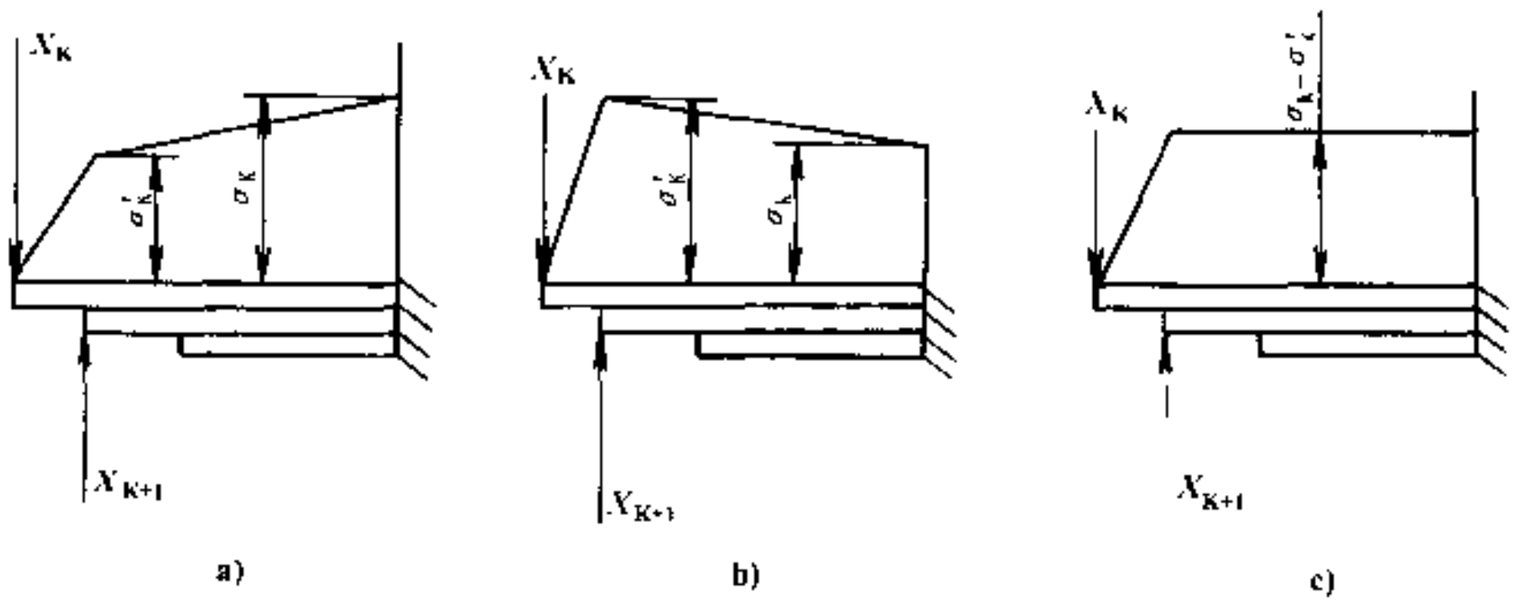


图 9-3-15　弹簧应力沿片长方向分布图

如果给出各片应力分布系数 γ_k，便可以求出弹簧各片长度。γ_k 选择见表 9-3-2。

表 9-3-2　弹簧各片应力分布系数 γ_k

弹簧类型	钢板弹簧			
	主片	第 2 片	第 3 片	其余各片
第 1、2 片等长	0.6～0.8	0.6～0.8	0.7～0.9	1.0
所有各片长度不等	0.6～0.8	0.7～0.9	0.9～1.0	1.0

4）弹簧总成自由弧高及各片曲率半径计算

钢板弹簧总成在自由状态下弧高 H_0 是由满载弧高 f_0、满载静变形 f_c 及弹簧总成在 U 形螺栓夹紧后引起的弧高变化 Δf 三部分组成的。

$$H_0 = f_0 + f_c + \Delta f \quad (\text{mm}) \tag{9-3-15}$$

弧高变化量 Δf 值为：

$$\Delta f = \frac{S(3l - S)(f_0 + f_c)}{2L^2} \quad (\text{mm}) \tag{9-3-16}$$

在自由状态下弹簧总成曲率半径 R_0 为：

$$R_0 = \frac{L^2}{8H_0} \quad (\text{mm}) \tag{9-3-17}$$

自由状态下的曲率半径与装配后的不一样，因装配后在各片中会产生预加应力，弹簧各片曲率半径

汽车论坛 http://www.qclt.com

R_k 和总成曲率半径 R_0、各片预加应力 σ_{0k} 关系可用下式表示：

$$\frac{1}{R_k}=\frac{1}{R_0}+\frac{W_k\sigma_{0k}}{EJ_k}\quad(1/\text{mm})\tag{9-3-18}$$

式中：R_k——第 k 片弹簧在自由状态下的曲率半径，mm；

σ_{0k}——第 k 片弹簧预加应力，N/mm^2。

如果知道各片弹簧的预加应力，就可以确定各片弹簧在自由状态下的曲率半径。各片预应力的选取原则上应考虑以下几个因素：

①装配前各片之间间隙不要相差太大，装配后应使各片能很好贴合；

②由于主片受力复杂，希望适当降低主片及长片应力，保证主片及长片有较长使用寿命。

基于上述原则，对于片厚相等的弹簧，各片预应力不宜过大；而片厚不等的弹簧，厚片预应力稍大些。一般推荐主片在根部的工作应力与预加应力叠加后的合成应力为 300～350N/mm²，短片在根部合成应力约为 700～800N/mm²；第 1～4 片长片预加负的预应力，短片为正的预加应力，预加应力由负值逐渐递增至正值。在根部，各片预应力所形成的弯矩之和为零，即预应力的选取必须满足自平衡条件。

5）弹簧总成装配后弧高计算

弹簧各片用中心螺栓夹紧后，弹簧总成曲率半径 R_0 为：

$$R_0=\frac{\sum_{k=1}^{n}J_kl_k}{\sum_{k=1}^{n}(J_kl_k/R_k)}\quad(\text{mm})\tag{9-3-19}$$

对于各片厚度相等弹簧，上式可写成：

$$R_0=\frac{\sum_{k=1}^{n}l_k}{\sum_{k=1}^{n}(l_k/R_k)}\quad(\text{mm})\tag{9-3-20}$$

9.3.1.3 少片变截面弹簧计算

目前汽车上使用的少片变截面弹簧，多数是等宽度的，弹簧厚度沿长度方向变化有两种，即抛物线形和直线形。

1）抛物线形变截面弹簧刚度和应力计算

抛物线形变截面弹簧几何形状如图 9-3-16 所示，弹簧在 BC 区间的厚度按抛物线形变化。

弹簧刚度 K 的计算式为：

$$K=\frac{6EJ_2}{l^3}\cdot\frac{1}{\left[1+\left(\frac{l_2}{l}\right)^3k\right]}\xi\quad(\text{N/mm})\tag{9-3-21}$$

式中：$k=1-\beta^3$；

$\beta=\dfrac{h_1}{h_2}$；

J_2——弹簧根部断面惯性矩：

$$J_2=\frac{bh_2^3}{12}n$$

n——弹簧片数；

b——弹簧宽度，mm；

ξ——弹簧刚度修正系数，取 $\xi=0.92\sim0.94$。

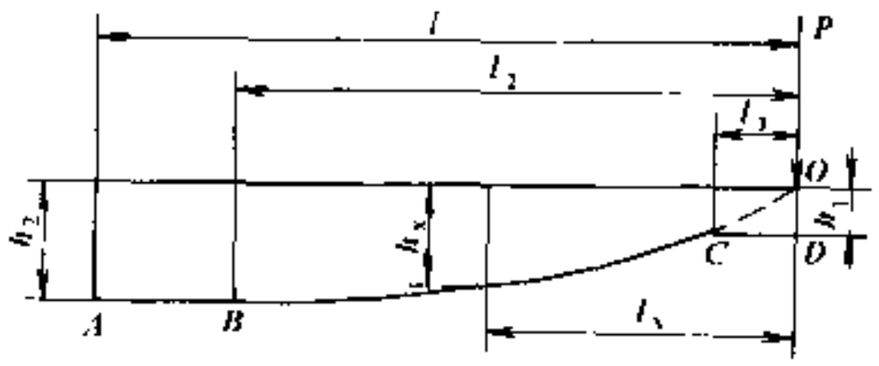


图 9-3-16 抛物线形变截面弹簧几何尺寸

P-作用在弹簧端部的载荷；h_1-弹簧端部厚度；h_2-弹簧中部厚度；l 弹簧伸直长度之半；l_1-厚度为 h_1 部分厚度

计算弹簧夹紧刚度时，用有效长度 $Le/2$ 值代替上式中的 l 值。弹簧在任一截面 l_x（$l_1\leqslant l_x\leqslant l_2$）处的应力 σ_x 计算式为：

$$\sigma_x=\frac{6Pl_2}{bh_2^2n}\quad(\text{N/mm}^2)\tag{9-3-22}$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

抛物线形变截面弹簧在 $l_1 \leqslant l_x \leqslant l_2$ 范围内各点应力相等。

2）直线形变截面弹簧刚度和应力计算

直线形变截面弹簧几何形状如图 9-3-17 所示，弹簧在 AB 区间的厚度按直线形变化。

弹簧刚度 K 的计算式为：

$$K = \frac{6EI_3}{l^3} \cdot \frac{1}{\left\{1 + \left(\frac{l_2}{l}\right)^3 \left[\left(\frac{l_3}{l_2}\right) k - 1\right]\right\}} \cdot \xi \quad (\text{N/mm}) \tag{9-3-23}$$

式中：

$$k = \gamma^3 - 1.5\left(\frac{1-\alpha}{1-\beta}\right)^3 \left[2ln \cdot \beta + 4\frac{(1-\beta)}{(1-\alpha)}\frac{(1-\gamma)}{} - \frac{(1-\gamma)^2}{(1-\alpha)^2}\frac{(1-\beta)^2}{}\right]$$

$$\alpha = \frac{l_1}{l_2};$$

$$\beta = \frac{h_1}{h_2};$$

$$\gamma = \frac{\alpha}{\beta};$$

I_3——弹簧根部断面惯性矩，mm^4

$$I_3 = \frac{bh_3^3}{12} n$$

n——弹簧片数；

b——弹簧宽度，mm；

ξ——弹簧刚度修正系数，取 $\xi = 0.92 \sim 0.94$。

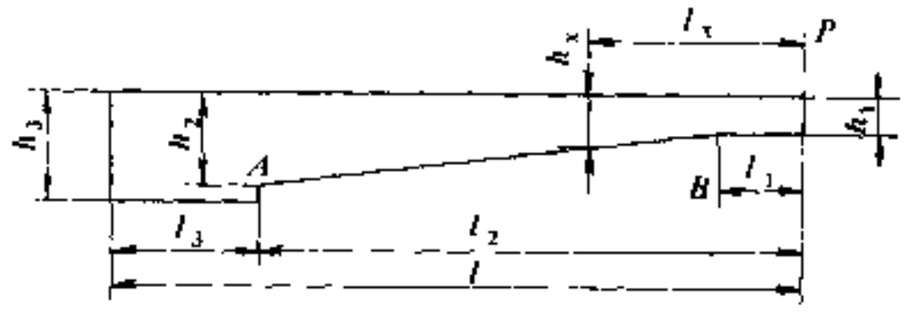


图 9-3-17　直线形变截面弹簧的几何尺寸

P-作用在弹簧端部的载荷；h_1-弹簧端部厚度；h_2-弹簧中部台阶厚度；h_3-弹簧中部厚度；l-弹簧伸直长度之半；l_1-厚度为 h_1 部分的长度；l_3-根部平直段长度之半

计算弹簧应力时，首先应判定弹簧最大应力点位置。当 $l_1 > l_2\ (2\beta - 1)$ 时，弹簧最大应力点位置 x 应在变截面区间 AB 内，其值为：

$$x = \frac{l_2 h_1 - h_2 l_1}{h_2 - h_1} \quad (\text{mm}) \tag{9-3-24}$$

弹簧在 l_x 点处应力 σ_x 为：

$$\sigma_x = \frac{1.5P}{bnl_x}\left(\frac{l_2 - l_1}{h_2 - h_1}\right)^2 \quad (\text{N/mm}^2) \tag{9-3-25}$$

当 $l_1 \leqslant l_2\ (2\beta - 1)$ 时，弹簧在 A 点处应力大于变截面区间任一点应力。除了计算变截面区间应力外，还要计算弹簧在 U 形螺栓夹紧处应力，弹簧各点应力均应小于弹簧设计许用应力。

9.3.1.4　非线性钢板弹簧计算

对于汽车载荷变化较大的悬架，采用线形弹性元件就很难保证汽车在各种载荷下都能得到良好的平顺性，因此在悬架设计时，采取某些措施使系统呈现一定的非线形特性。钢板弹簧悬架常见的是采用渐变刚度钢板弹簧（图 9-3-18）和两级变刚度复式钢板弹簧结构（图 9-3-19）。

1）渐变刚度钢板弹簧计算

渐变刚度钢板弹簧计算同多片钢板弹簧一样，基于不同的假设，其计算方法也不相同。下面仅介绍共同曲率法。

渐变刚度弹簧计算与一般线性钢板弹簧不同之处，是要计算副簧与主簧从开始接触到全部接触完毕时的变形值。当副簧未和主簧接触时，以及与主簧完全接触以后，这两种状态下的计算和一般线性钢板弹簧是一样的。

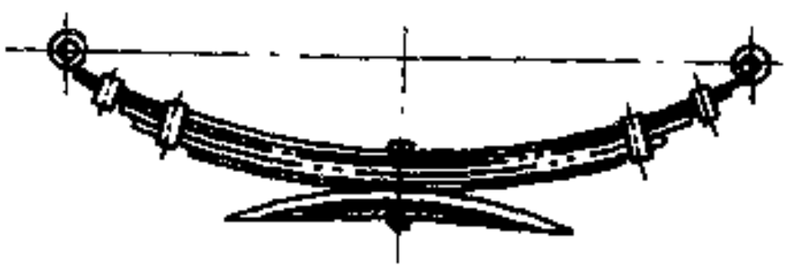


图 9-3-18　渐变刚度钢板弹簧悬架

为计算方便起见，对公式中所使用的符号作如下规定。

b——主、副弹簧宽度，mm；

汽车论坛 http://www.qclt.com

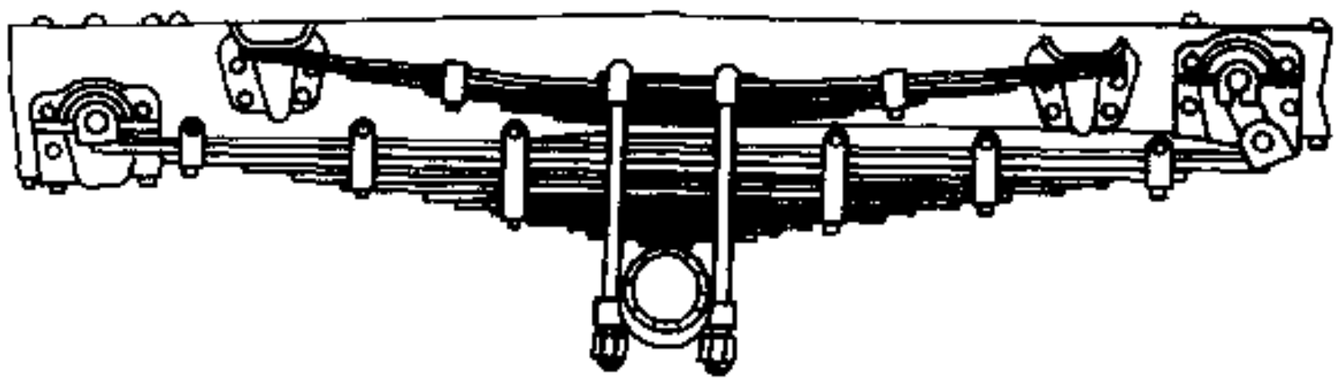


图 9-3-19 两级刚度复式钢板弹簧悬架

h_m、h_a——主、副弹簧厚度，mm；

l_m、l_a——主、副弹簧伸直长度之半，mm；

i——副簧与主簧长度比，$i=\frac{l_a}{l_m}$；

n_m、n_a——主、副弹簧片数；

n_m'、n_a'——主、副弹簧主片数（等长片数）；

η_a——副簧主片数与总片数之比，$\eta_a=\frac{n_a'}{n_a}$；

I_m——主簧总惯性矩，$I_m=\frac{bh_m^3}{12}\cdot n_m$，$mm^4$；

I_a——副簧总惯性矩，$I_a=\frac{bh_a^3}{12}\cdot n_a$，$mm^4$；

Φ——副簧与主簧总惯性矩之比，$\Phi=\frac{I_a}{I_m}$；

K_m——主簧弹簧刚度，N/mm；

K_{m+a}——主、副弹簧复合刚度，N/mm；

$2P$——作用在弹簧上的载荷，N；

$2P_1$——副簧与主簧开始接触时的载荷，N；

$2P_2$——副簧与主簧接触完毕时的载荷，N。

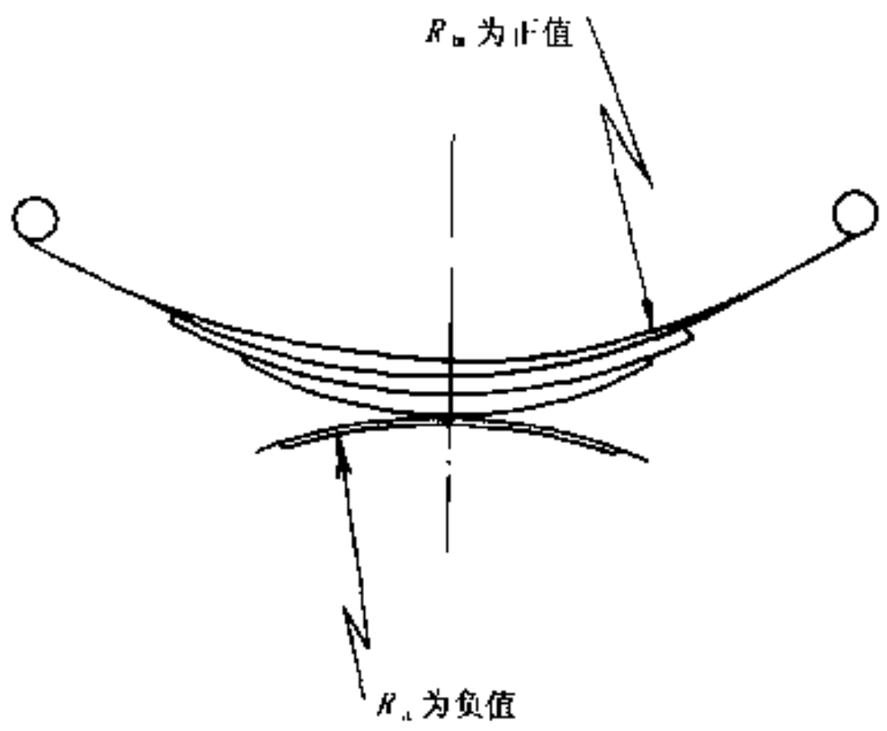


图 9-3-20 渐变刚度钢板弹簧曲率半径

(1) 副簧与主簧接触过程中的载荷计算

假设主、副弹簧在自由态下的曲率半径分别为 R_m、R_a(图 9-3-20)，当主簧曲率半径由 R_m 变化到 R_a 时，即副簧与主簧开始接触，此时作用在弹簧端部的载荷 P_1 为：

$$P_1=\left(\frac{1}{R_m}-\frac{1}{R_a}\right)\frac{EI_m}{l_m}\quad(\mathrm{N})\qquad(9\text{-}3\text{-}26)$$

当副簧与主簧完全接触时，作用在弹簧端部的载荷 P_2 为：

$$P_2=\left(\frac{1}{R_m}-\frac{1}{R_a}\right)\frac{EI_m}{l_m-l_a}\quad(\mathrm{N})\qquad(9\text{-}3\text{-}27)$$

公式中的 R_m、R_a 符号作如下规定：当主簧、副簧都向上凹时，规定 R_m、R_a 均为正；反之，都向下凹时，规定 R_m、R_a 为负。

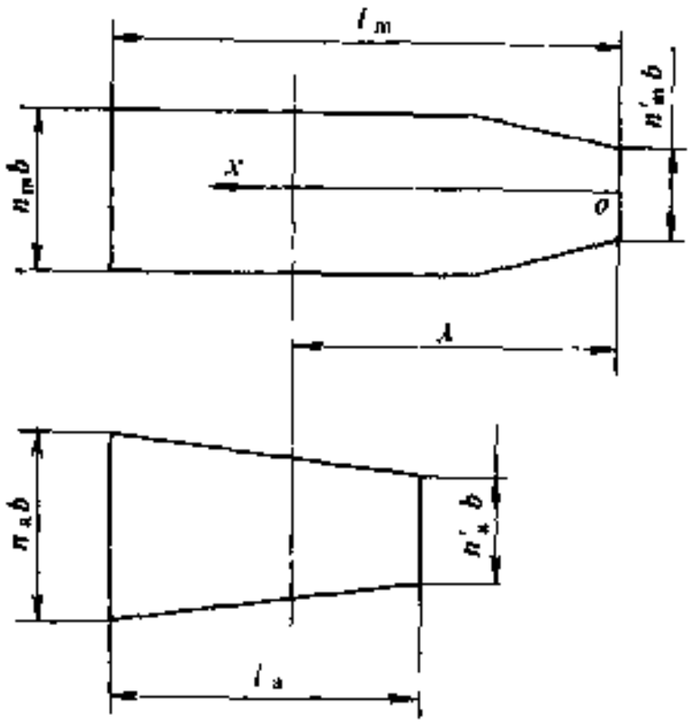


图 9-3-21 渐变刚度钢板弹簧的主、副弹簧展开图

载荷 P_2 与 P_1 之间关系为：

$$\frac{P_2}{P_1}=\frac{l_m}{l_m-l_a}=\frac{1}{1-i}$$

由上式可看出，P_2 与 P_1 之比仅和主、副弹簧的长度有关，与弹簧的曲率半径无关。当副簧与主簧在任意位置 λ 处（$l_m-l_a\leqslant\lambda\leqslant l_m$）接触时（图 9-3-21），

汽车论坛 http://www.qclt.com

作用在弹簧端部载荷 P 为：

$$P = \frac{P_1 l_m}{\lambda} \quad (N) \tag{9-3-28}$$

（2）渐变刚度弹簧刚度与变形计算

a. 副簧与主簧都是由数片等厚片弹簧组成的渐变刚度弹簧

主、副弹簧展开图如图 9-3-22 所示。假设副簧与主簧在任意位置 λ 处（$l_m - l_a \leqslant \lambda \leqslant l_m$）接触，此时弹簧刚度 K_λ 为：

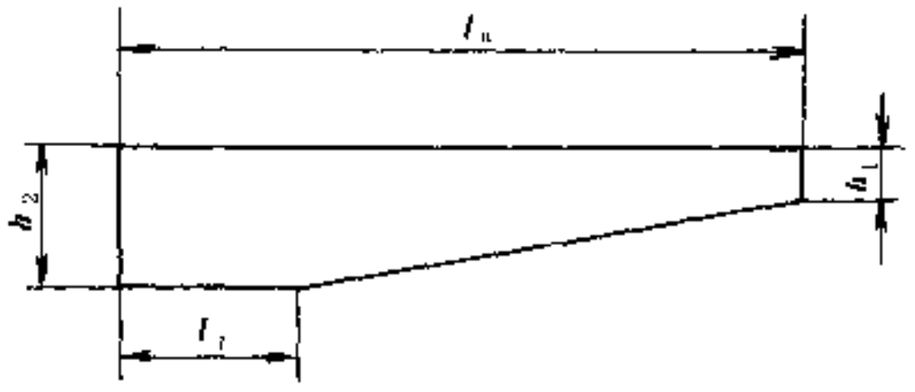


图 9-3-22　变截面副簧

$$K_\lambda = 2\left\{ \frac{2}{K_m} - \frac{l_m^3}{3EI_m} \cdot \frac{3i}{\Phi(1-\eta_a)} \left[\frac{(1-\eta_a)\Phi}{3i}\left(1 - \frac{\lambda^3}{l_m^3}\right) - \frac{1}{2}\left(1 - \frac{\lambda^2}{l_m^2}\right) + \left(1 - \frac{\lambda}{\lambda_m}\right)(iA-1) + (iA-1)^2 \ln\left(\frac{i\lambda - l_a}{Ail_a} + 1\right) \right] \right\}^{-1} \cdot \xi \quad (N/mm) \tag{9-3-29}$$

式中：$A = \frac{1+\Phi}{\Phi(1-\eta_a)}$；

ξ——变形修正系数，取 $\xi = 0.92 \sim 0.94$。

弹簧刚度 K_λ 随副簧与主簧接触位置 λ 的变化而改变，因此这时弹簧特性是非线性的（图 9-3-1 的曲线 3）。

当主、副弹簧长度 $\lambda = l_m - l_a$ 时，表示副簧与主簧接触完毕，用 $\lambda = l_m - l_a$ 代入上式可求出主、副弹簧的复合刚度 K_{m+a}。

当载荷从零开始增大到任意载荷 P（$0 \leqslant P \leqslant P_2$）时，弹簧变形 f_0 为：

$$f_0 = \frac{2P_2}{K_m} \cdot \frac{(1-i)}{(1-ai)} - \frac{P_2 l_m^3}{3EI_m} \cdot k \quad (mm) \tag{9-3-30}$$

式中：

$$k = \frac{3i^2(1-i)}{2\Phi(1-\eta_a)(1-ia)} \left[\frac{1}{3}\Phi a^2(1-\eta_a)(3-ia) + 2a(iA-1) - a^2 i + 2(iA-1)(A-a)\ln\left(1 - \frac{a}{A}\right) \right]$$

式中 a 为副簧与主簧的接触长度系数，当 $a = 0$ 时，表示副簧与主簧开始接触，当 $a = 1$ 时，表示副簧与主簧完全接触，即

$$\lambda = l_m - al_a \qquad (0 \leqslant a \leqslant 1)$$

a 与载荷 P 之间关系可表示为：

$$P = \frac{P_1}{1-ai} \quad (N) \tag{9-3-31}$$

当载荷从零增大到副簧与主簧完全接触时，弹簧变形 f_1 为：

$$f_1 = \frac{2P_2}{K_m} - \frac{P_2 l_m^3}{3EI_m} k_1 \quad (mm) \tag{9-3-32}$$

式中：$k_1 = \frac{3i^2}{2\Phi(1-\eta_a)} \left[\frac{1}{3}\Phi(3-i)(1-\eta_a) + 2(iA-1) - i + 2(iA-1)(A-1)\ln\left(1 - \frac{1}{A}\right) \right]$

当副簧与主簧完全接触后，作用在弹簧上载荷 $P \geqslant P_2$ 时，弹簧变形 f_2 为：

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$f_2 = f_1 + \frac{2(P - P_2)}{K_{m+a}} \quad (mm) \tag{9-3-33}$$

b. 主簧是多片弹簧、副簧是一片等厚片弹簧的渐变刚度弹簧

假设副簧与主簧在任意位置 λ 处（$l_m - l_a \leqslant \lambda \leqslant l_m$）接触，此时弹簧刚度 k_λ 为：

$$K_\lambda = 2 \cdot \left[\frac{2}{K_m} - \frac{l_m^3 - \lambda^3}{3EI_m} + \frac{l_m^3 - \lambda^3}{3E(I_m + I_a)} \right]^{-1} \cdot \xi \quad (N \cdot mm) \tag{9-3-34}$$

当 $\lambda = l_m - l_a$ 时，表示副簧与主簧接触完毕，用 $\lambda = l_m - l_a$ 代入上式，可求出主、副弹簧的复合刚度 K_{m+a}。

当载荷从零开始增大到任意载荷 P（$0 \leqslant P \leqslant P_2$）时，弹簧变形 f_0 为：

$$f_0 = \frac{2P_2(1 - i)}{K_m(1 - ia)} - \frac{P_2 l_m^3}{3EI_m} - \frac{a^2 i\Phi(1 - i)(3 - ia)}{2(i + \Phi)(1 - ia)} \quad (mm) \tag{9-3-35}$$

当载荷从零开始增大到副簧与主簧完全接触时（$a = 1$），弹簧变形 f_1 为：

$$f_1 = \frac{2P_2}{K_m} - \frac{P_2 l_m^3}{3EI_m} \cdot \frac{i^2\Phi(3 - i)}{2(1 + \Phi)} \quad (mm) \tag{9-3-36}$$

当作用在弹簧上载荷 $P \geqslant P_2$ 时，弹簧变形 f_2 为：

$$f_2 = f_1 + \frac{2(P - P_2)}{k_{m+a}} \quad (mm) \tag{9-3-37}$$

c. 主簧是多片弹簧、副簧是一片变截面弹簧的渐变刚度弹簧

变截面副簧几何尺寸如图 9-3-22 所示。假设副簧与主簧在任意位置 λ 处（$l_m - l_a \leqslant \lambda \leqslant l_m$）接触，此时弹簧柔度 $1/K_\lambda$ 为：

$$\frac{1}{K_\lambda} = \frac{1}{2\xi}\left[\left(\frac{2}{k_m} - \frac{l_m^3 - \lambda^3}{3EI_m} \right) + \int_\lambda^{(l_m - l_1)} \frac{x^2}{E(I_{a(x)} + I_m)} dx + \frac{l_m^3 - (l_m - l_1)^3}{3E(I_m + I_a)} \right] \quad (N/mm) \tag{9-3-38}$$

式中：$I_{a(x)}$——副簧在点 x 处（$\lambda \leqslant x \leqslant l_m - l_1$）的惯性矩，$mm^4$

$$I_{a(x)} = \frac{bh_{a(x)}^3}{12} \quad (mm)$$

$$h_{a(x)} = \frac{x - (l_m - l_a)}{l_m - l_1}(h_2 - h_1) + h_1 \quad (mm)$$

此时弹簧刚度 K_λ 为：

$$K_\lambda = 2\left[\left(\frac{2}{k_m} - \frac{l_m^3 - \lambda^3}{3EI_m} \right) + \int_\lambda^{(l_m - l_1)} \frac{x^2}{E(I_{a(x)} + I_m)} dx + \frac{l_m^3 - (l_m - l_1)^3}{3E(I_m + I_a)} \right]^{-1} \cdot \xi \quad (N/mm) \tag{9-3-39}$$

变形修正系数一般取 $\xi = 0.96 \sim 0.98$。

当主、副弹簧接触长度 $\lambda = l_m - l_a$ 时，表示副簧与主簧接触完毕，此时弹簧刚度为主、副弹簧复合刚度 K_{m+a}。

计算弹簧在任意载荷时的变形数学表达式比较复杂，为计算方便，一般采用图解积分法求弹簧变形。

当弹簧从 P_1 载荷增加到任意载荷 P（$P_1 \leqslant P \leqslant P_2$）时，弹簧变形实质上就是图 9-3-23 上曲线（$1/K_\lambda - P$）下的面积（$ABPP_1$）。假设弹簧在 P 载荷时（$ABPP_1$）面积为 Q_λ，单位面积上变形为 M，那么弹簧变形 f_λ 值为：

$$f_\lambda = MQ_\lambda \quad (mm) \tag{9-3-40}$$

由（$1/K_\lambda - P$）曲线可求出弹簧在任意载荷 P 时的变形值。

如果弹簧从载荷 P_1 增至 P_2 时，弹簧变形为 $f(l_m - l_a)$（此时 $\lambda = l_m - l_a$），那么弹簧从零加载到 P_2 时，弹簧变形 f_1 为：

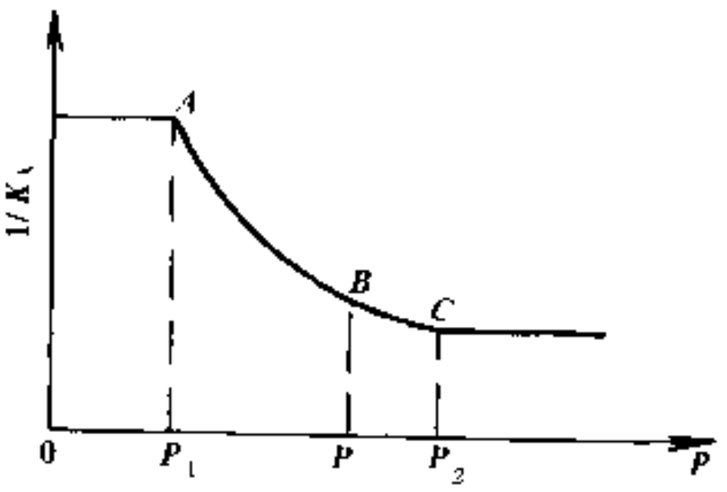


图 9-3-23 渐变刚度钢板弹簧的柔度曲线

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$f_1 = \frac{2P_1}{k_w} + f(l_m - l_c) \qquad (\text{mm}) \tag{9-3-41}$$

当作用在弹簧上载荷 $P \geqslant P_2$ 时，弹簧变形 f_2 为：

$$f_2 = f_1 + \frac{2(P - P_2)}{k_{m+a}} \qquad (\text{mm}) \tag{9-3-42}$$

d. 副簧和主簧均是变截面弹簧的渐变刚度弹簧

副簧与主簧在任意位置 $x = \lambda$ 处（$l_m - l_a \leqslant \lambda \leqslant l_m$）接触，此时弹簧柔度 $1/K_\lambda$ 为：

$$\frac{1}{K_\lambda} = \frac{1}{2\xi}\int_0^{l_m} \frac{x^2}{E(I_{a(x)} + I_{m(x)})}\mathrm{d}x \qquad (\text{mm}) \tag{9-3-43}$$

式中：$I_{a(x)}$，$I_{m(x)}$——分别为副簧与主簧在点 $x = \lambda$ 处的断面惯性矩。

作出（$1/K_\lambda - P$）曲线后，可按上述图解积分法求出弹簧在任意载荷时的变形 f_λ 值。

(3) 渐变刚度弹簧应力计算

当作用在弹簧端部载荷 $P > P_1$ 时，主、副弹簧在 U 形螺栓夹紧处应力分别为：

$$\sigma_m = \frac{l_m(PB + P_1\Phi)}{W_m(1 + \Phi)} \qquad (\text{N/mm}^2) \tag{9-3-44}$$

$$\sigma_a = \frac{l_m\Phi(PB - P_1)}{W_a(1 + \Phi)} \qquad (\text{N/mm}^2) \tag{9-3-45}$$

式中：σ_m——主簧在 U 形螺栓夹紧处应力，N/mm^2；

σ_a——副簧在 U 形螺栓夹紧处应力，N/mm^2；

W_m——主簧在 U 形螺栓夹紧处断面系数，$W_m = \frac{bh_m^2}{6}n_m$　mm^3；

W_a——副簧在 U 形螺栓夹紧处断面系数，$W_a = \frac{bh_a^2}{6}n_a$　mm^3；

$B = 1 - \frac{S}{2l_m}$；

S——U 形螺栓夹紧跨距，mm。

当 $S = 0$ 时，由上式求出的 σ_m、σ_a 分别为主、副弹簧在中心螺栓处应力。

2) 两级刚度复式钢板弹簧计算

这种主、副弹簧并联组合的两级刚度复式弹簧，主要用在弹簧载荷变化较大的载货汽车后悬架上。空载时仅主簧起作用，当载荷增大到一定程度后，副簧与支架接触，主、副簧共同工作。弹簧的弹性特性为一折线（图 9-3-1 的曲线 2）。这种弹簧设计上应考虑的主要问题是，在满足主、副弹簧强度要求的前提下，尽量在各种载荷下悬架频率变化小。

(1) 主、副弹簧刚度确定

a. 比例中项法

这种方法是设定满载时悬架固有频率与副簧和支架刚要接触时的频率相等，而空载时悬架频率与副簧和支架接触后的频率相等，基于上述假设确定主、副弹簧刚度，即：

$$N_m = N_1;\ N_0 = N_2 \tag{9-3-46}$$

$$N_m = \frac{300}{\sqrt{\frac{Q_m}{K_1 + K_2}}} \qquad (\text{次/min}) \tag{9-3-47}$$

$$N_1 = \frac{300}{\sqrt{\frac{Q_k}{K_1}}} \qquad (\text{次/min}) \tag{9-3-48}$$

$$N_0 = \frac{300}{\sqrt{\frac{Q_c}{K_1}}} \qquad (\text{次/min}) \tag{9-3-49}$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$N_2 = \frac{300}{\sqrt{\frac{Q_k}{K_1 + K_2}}} \quad (\text{次/min}) \tag{9-3-50}$$

式中：Q_0——空载时簧上载荷，N；

Q_m——满载时簧上载荷，N；

Q_k——副簧与支架接触时簧上载荷，N；

K_1——主簧夹紧刚度，N/mm；

K_2——副簧夹紧刚度，N/mm；

N_0——空载时悬架频率，次/min；

N_m——满载时悬架频率，次/min；

N_1——副簧与支架刚要接触前频率，次/min；

N_2——副簧与支架刚接触后频率，次/min；

由上式得出副簧与支架接触时的载荷 Q_k 为：

$$Q_k = \sqrt{Q_0 Q_m} \quad (\text{N}) \tag{9-3-51}$$

Q_k 为 Q_0 与 Q_m 的比例中项，故此方法称比例中项法。

主、副弹簧夹紧刚度之比为：

$$\frac{K_2}{K_1} = \sqrt{\lambda} - 1 \tag{9-3-52}$$

式中：$\lambda = \frac{Q_m}{Q_0}$。

b. 平均负荷法

这种方法是设定副簧与支架接触时的载荷为空、满载载荷的平均值，并设定空载载荷和副簧接触支架时载荷的平均值所对应的悬架频率 N_a 与满载载荷 Q_m 和副簧接触支架时载荷的平均值所对应的悬架频率 N_b 相等，即：

$$Q_k = \frac{Q_0 + Q_m}{2} \quad (\text{N})$$

假设

$$N_a = N_b$$

$$N_a = \frac{300}{\sqrt{\frac{Q_0 + Q_k}{2K_1}}} \quad (\text{次/min})$$

$$N_b = \frac{300}{\sqrt{\frac{Q_m + Q_k}{2K_1 + 2K_2}}} \quad (\text{次/min})$$

得出主、副弹簧刚度之比为：

$$\frac{K_2}{K_1} = \frac{2(\lambda - 1)}{\lambda + 3} \tag{9-3-53}$$

比平均负荷法确定的副簧与支架接触前后的频率变化（N_1 到 N_2）较比例中项法小，但是在空载到满载整个载荷范围内频率变化较大。

确定主、副弹簧刚度时，一般是按汽车平顺性要求给出期望的满载频率，计算出主、副弹簧刚度之和 $K_1 + K_2$，然后再按上述两种方法中一种求出主、副弹簧刚度比 K_2/K_1。这样，就可以求出主、副弹簧刚度 K_1 及 K_2。在实际设计中，往往因为弹簧强度、结构布置、弹簧尺寸规格等原因，一般要对计算出的主、副弹簧刚度值进行适当的调整。

(2) 主、副弹簧载荷分配与应力计算

副簧与支架接触时载荷 Q_k 确定后，就可以求出作用在主、副弹簧上的载荷。假设副簧与支架接触

汽车论坛 http://www.qclt.com

后，分配于主、副弹簧上的载荷正比于弹簧刚度，则作用在主、副弹簧上的载荷为：

$$Q_1 = Q_k + \frac{(Q_m - Q_k)K_1}{K_1 + K_2} \quad (N) \tag{9-3-54}$$

$$Q_2 = Q_m - Q_1 \quad (N) \tag{9-3-55}$$

式中：Q_1——作用在主簧上的载荷，N；

Q_2——作用在副簧上的载荷，N。

主、副弹簧工作应力与比应力计算，与一般多片钢板弹簧或变截面少片弹簧的方法相同。

(3) 主、副弹簧满载弧高和副簧支架位置的确定

由图 9-3-24 可见，满载时主、副弹簧弧高与副簧支架位置应符合下面关系式：

$$D_2 - D_1 = H_1 - H_2 \quad (mm) \tag{9-3-56}$$

式中：H_1——主簧满载弧高（不计卷耳孔半径），mm；

H_2——副簧满载弧高，mm；

D_2——主簧第一片与副簧第一片距离，mm；

D_1——主、副弹簧支架间距离，mm。

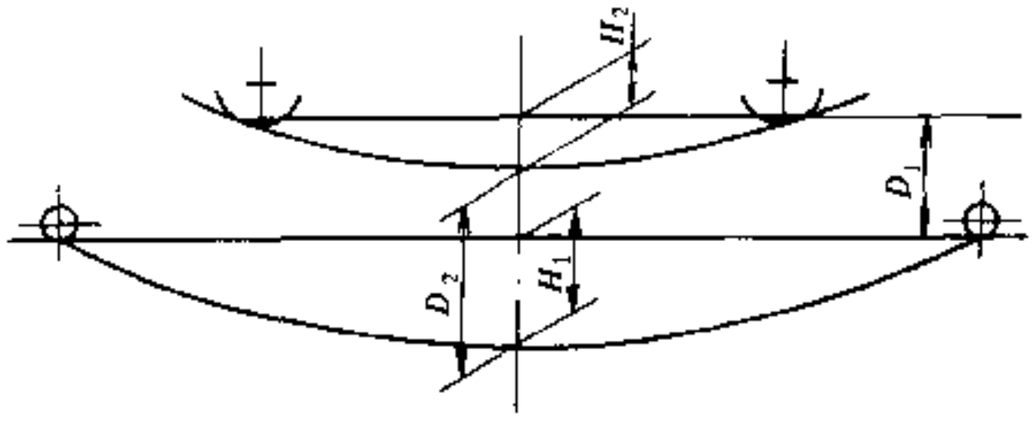


图 9-3-24　满载时主、副弹簧的弧高

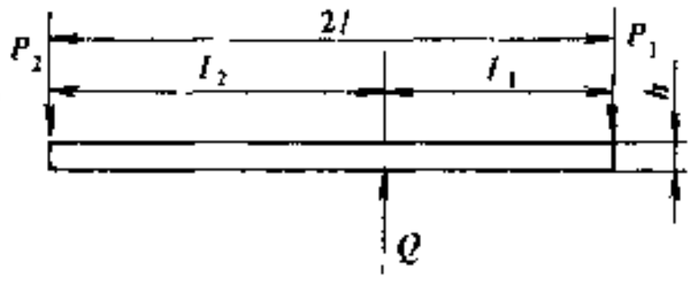
主、副弹簧第一片之间距离 D_2 值，取决于副簧总厚度和主、副弹簧间垫板厚度，该厚度应保证弹簧在正反极限行程内主、副弹簧不相碰。主、副弹簧支架间距离一般由结构布置决定。主簧满载弧高 H_1 值将影响汽车侧倾轴转向特性，因此在确定 H_1 值时，最好应进行稳态转向特性校核。H_1 值一般为 10～20mm。当 H_1、D_2、D_1 确定后，则可求出副簧满载弧高 H_2 值。

9.3.1.5　非对称钢板弹簧计算

有时为了增加钢板弹簧侧倾角刚度，或是由于布置上原因，将钢板弹簧设计成非对称结构(图 9-3-25)。

非对称弹簧刚度 K 值为：

$$K = (K_1 + K_2)\frac{k(1+\lambda^2)}{(1+k)(1+k\lambda^2)} \quad (N/mm) \tag{9-3-57}$$



式中：$k = \dfrac{K_1}{K_2}$

$\lambda = \dfrac{l_1}{l_2}$

K_1、K_2——分别为弹簧长度是 l_1、l_2 时的前、后段弹簧刚度。

上式中 $\dfrac{k(1+\lambda^2)}{(1+k)(1+k\lambda^2)}$ 通常是小于 1 的系数，因此非对称弹簧刚度小于前、后段两部分刚度之和。

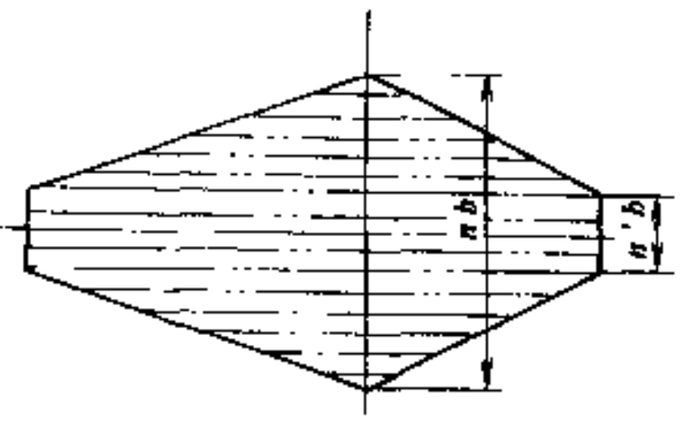


图 9-3-25　非对称钢板弹簧

作用在弹簧端部的载荷为：

$$P_1 = Q\frac{1}{1+\lambda} \quad (N) \tag{9-3-58}$$

$$P_2 = Q\frac{\lambda}{1+\lambda} \quad (N) \tag{9-3-59}$$

式中：P_1——长度是 l_1 的端部载荷，N；

P_2——长度是 l_2 的端部载荷，N。

求出 P_1、P_2 载荷后，可以分别计算出前后段弹簧应力。

汽车论坛 http://www.qclt.com

9.3.1.6 钢板弹簧扭转刚度计算

弹簧在纵向扭转力矩 T 作用时，产生如图 9-3-26 所示的扭转变形，弹簧扭转刚度 k_T 为：

非对称弹簧

$$K_1 = \frac{T}{\theta} = Kl^2 \frac{4(1+k\lambda^2)}{(1+\lambda)^2} \quad (\text{N·mm/rad}) \tag{9-3-60}$$

对称弹簧

$$K_1 = Kl^2 \quad (\text{N·mm/rad}) \tag{9-3-61}$$

上式中 $\frac{4(1+k\lambda^2)}{(1+k)(1+\lambda)^2}$ 通常是小于 1 的系数，因此，当弹簧垂直刚度相同时，非对称弹簧的扭转刚度比对称弹簧小。

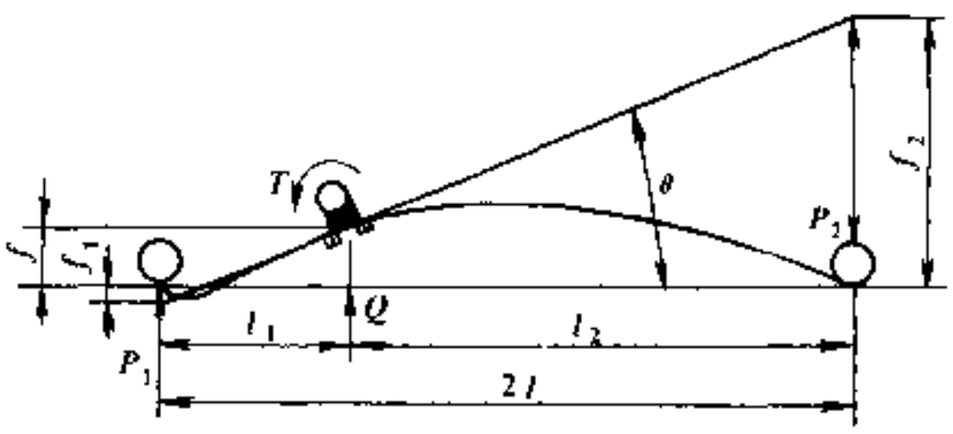


图 9-3-26 弹簧纵向扭转变形

汽车在制动或急加速时，非对称钢板弹簧在纵向力矩 T 和垂直载荷 Q 作用时，弹簧座产生的纵扭角 θ 和垂直位移 f 为：

$$\theta = \frac{Q}{KR} + \frac{T}{K_T} \quad (\text{rad}) \tag{9-3-62}$$

$$f = \frac{Q}{K} + \frac{T}{KR} \quad (\text{mm}) \tag{9-3-63}$$

式中：K——弹簧垂直刚度，N/mm；

R——弹簧座处转动半径，mm。

$$R = \frac{l_1}{1-\lambda} \quad (\text{mm})$$

R 值的正、负号规定如下，当弹簧座转动中心在弹簧短边一侧时，R 值为正，反之为负值(图 9-3-27)。

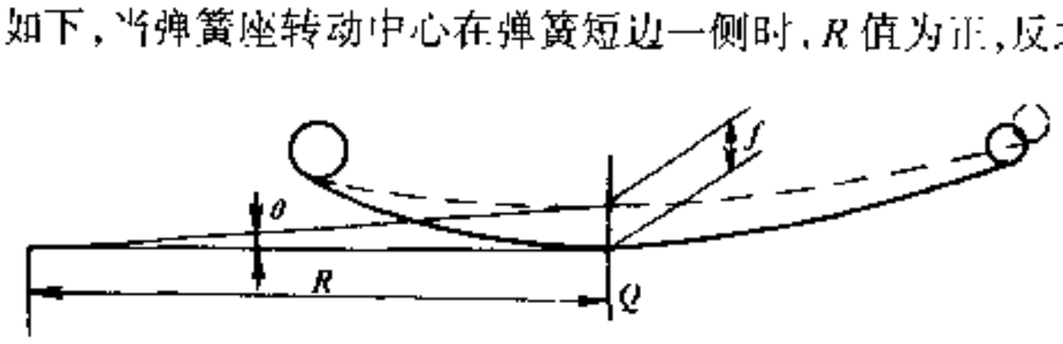


图 9-3-27 弹簧座转动中心

对于非对称弹簧，不论是承受垂直载荷还是承受纵向力矩，弹簧座都将产生纵扭和垂直位移。但是对称弹簧在承受垂直载荷时，弹簧座不扭转，仅产生垂直位移；承受纵向力矩时，弹簧座仅产生纵扭转，垂直方向不动。

9.3.1.7 钢板弹簧的侧倾角刚度

如图 9-3-28 所示，汽车侧倾时，弹簧绕汽车纵轴扭转，此时侧倾角刚度 K_R 为：

非对称弹簧

$$K_R = \frac{Qd}{\beta} = (K_1 + K_2)d^2/2 \quad (\text{N·mm/rad}) \tag{9-3-64}$$

对称弹簧

$$K_R = Kd^2/2 \quad (\text{N·mm/rad}) \tag{9-3-65}$$

式中：d——弹簧中心距，mm

由于非对称弹簧，$K_1 + K_2 > K$，因此当弹簧垂直刚度 K 相同时，非对称弹簧的侧倾角刚度比对称弹簧大。此外，钢板弹簧主片及某些长片的横向扭转会增大弹簧的侧倾角刚度，因此按上式计算的结果往往小于实测值。

汽车论坛 http://www.qclt.com

9.3.1.8 钢板弹簧的导向特性

由于钢板弹簧兼起导向元件的作用，因此钢板弹簧的运动特性就确定了车轮相对车架的运动轨迹，如果取固定卷耳中心为坐标原点，那么上卷耳式对称弹簧主片中点 P（图 9-3-29）相对于平直状态的运动轨迹方程近似为：

$$x = l\left[1 - \frac{2(s-r)(s+2r)}{3l^2}\right] \quad (\text{mm}) \quad (9\text{-}3\text{-}66)$$

式中：r——主片卷耳孔半径，mm；

l——主片伸直长度之半，mm。

按上式确定的主片中点运动轨迹，实际上就是以高出卷耳孔中心 $r/2$ 的点为圆心，以（3/4）l 长为半径的圆弧（图 9-3-30），因此也可以用作图法直接求出车轮中心运动轨迹。此外，对称型钢板弹簧主片中心部位的运动是平移运动，因此可用平行四边形作图法求出车轴上相关各点的运动轨迹，上式也是表示弹簧弧高和卷耳孔中心距的关系式。

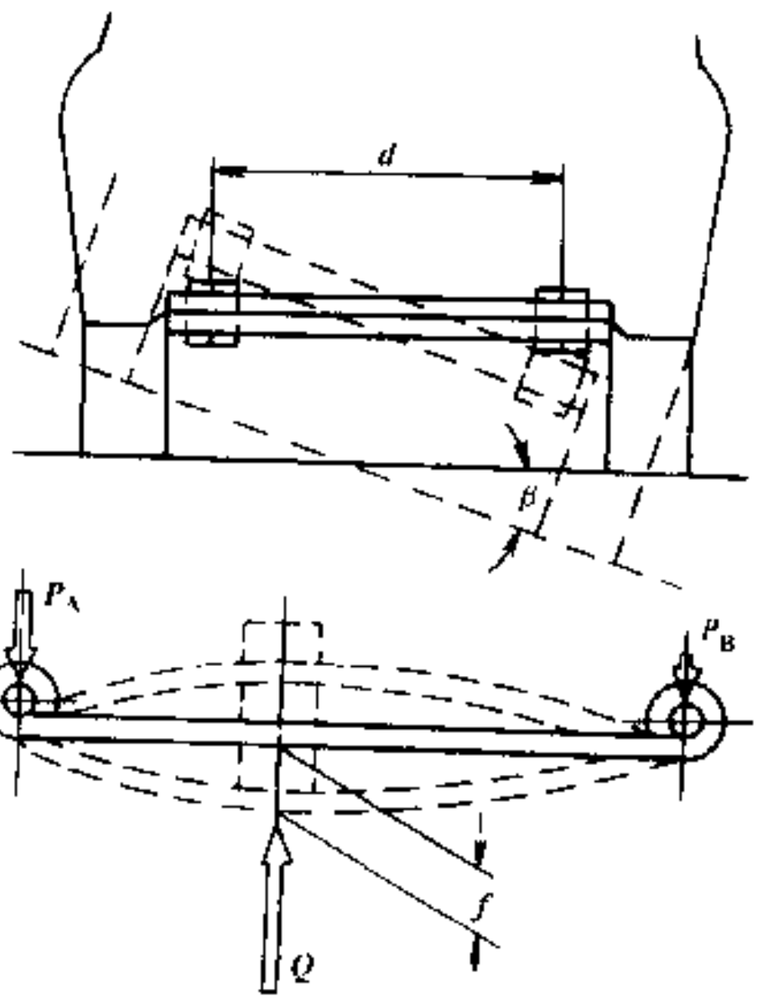


图 9-3-28　侧倾时弹簧变形

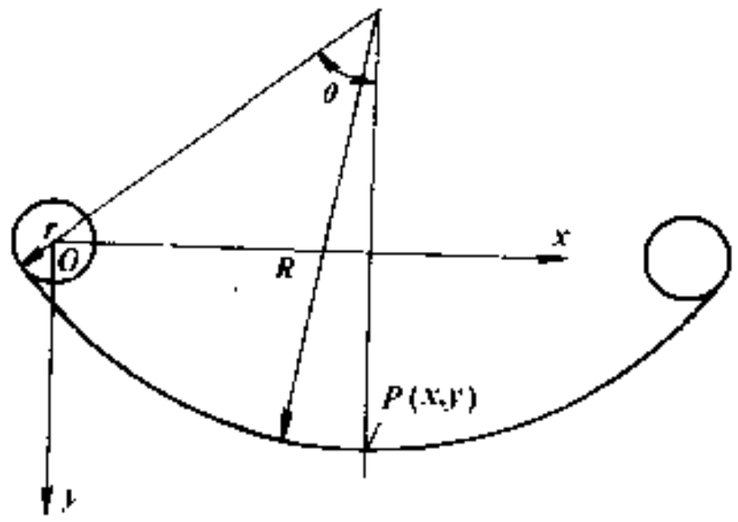


图 9-3-29　主片中点 P 的运动轨迹

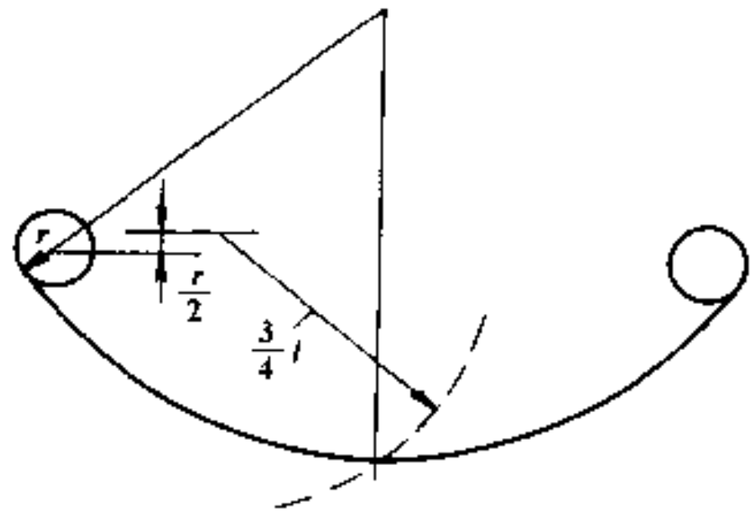


图 9-3-30　用作图法求主片中点的运动轨迹

9.3.1.9 钢板弹簧材料及许用应力

1）材料及表面强化处理

目前国内钢板弹簧材料使用最多的是 Si－Mn 钢，如 60Si2Mn，60SiMnA、55SiMnVB，由于这些材料有较高的弹性极限、屈强比及疲劳强度，而且价格便宜，因此得到广泛应用。60Si2Mn 弹簧钢适用于厚度在 12mm 以下的钢板弹簧，对于较厚的钢板弹簧可采用淬透性较好的 55SiMnVB 弹簧钢。除了 Si－Mn 弹簧钢之外，使用较多的还有 Cr－Mn－B 钢，如 55CrMnA、60CrMnBA 钢，这种弹簧钢不易脱碳，材料淬透性比较好，和 60Si2Mn 弹簧钢相比，有较好的断裂韧度和缺口抗拉强度。60CrMnBA 钢适合于大吨位载货汽车和变截面少片弹簧用，但 Cr-Mn-B 钢价格较 Si-Mn 钢贵。

为了提高钢板弹簧疲劳寿命，对单片进行喷丸处理，对总成进行塑性预压缩处理。钢板弹簧经强化处理后，受拉表面产生残余压应力层，弹簧受载时，降低了受拉表面的拉应力值。经塑性预压缩处理后的弹簧在使用中不易再产生塑性变形。

2）材料许用应力

对于 55SiMnVB 或 60Si2Mn 等弹簧钢材料，表面经应力喷丸处理后，弹簧满载许用静应力、比应力与极限应力推荐如下：

汽车论坛 http://www.qclt.com

(1) 满载静应力 σ_m

前弹簧 350 ~ 450N/mm^2

后主弹簧 450 ~ 550N/mm^2

后副弹簧 200 ~ 250N/mm^2

平衡悬架弹簧 350 ~ 450N/mm^2。

(2) 弹簧比应力 $\bar{\sigma}$

载货汽车前、后弹簧 4.5 ~ 5.5N/mm^2/mm;

载货汽车后悬架副簧 7.5 ~ 8.5N/mm^2/mm;

越野车平衡悬架弹簧 6.3 ~ 8N/mm^2/mm。

(3) 极限应力 σ_{max}

钢板弹簧达到极限动行程时的应力称为极限应力。极限应力许用值为:

一般弹簧小于或等于 900 ~ 1000N/mm^2;

平衡弹簧约为 1350N/mm^2。

极限动行程 f_d 和汽车使用条件及所选定的满载静挠度值 f 有关，可用下式表示:

$$f_d = m\sqrt{0.1f} \quad (\text{mm}) \qquad (9\text{-}3\text{-}67)$$

系数 m 的范围为: 城市用车辆 $m = 20 \sim 25$; 公路用车辆 $m = 25 \sim 35$; 越野用车辆 $m > 35$。

弹簧许用应力与汽车使用条件、悬架结构及弹簧制造工艺有关。因此选取弹簧许用应力时，应根据具体条件而定，一般静挠度大的弹簧，许用应力可取上限，而比应力应取下限，反之亦然。核算后还必须使极限应力满足静强度要求。

图 9-3-31 是美国汽车工程师学会（SAE）推荐的许用应力曲线图，许用应力范围是不过原点的两条直线所包含的区域。这两条直线可用下式表示。

$$\sigma = Af + B \quad (\text{N/mm}^2) \qquad (9\text{-}3\ 68)$$

式中: $A = 1.47 \pm 0.08$ [(N/mm^2)/mm^{-1}]

$B = 280 \pm 35$ (N/mm^2)

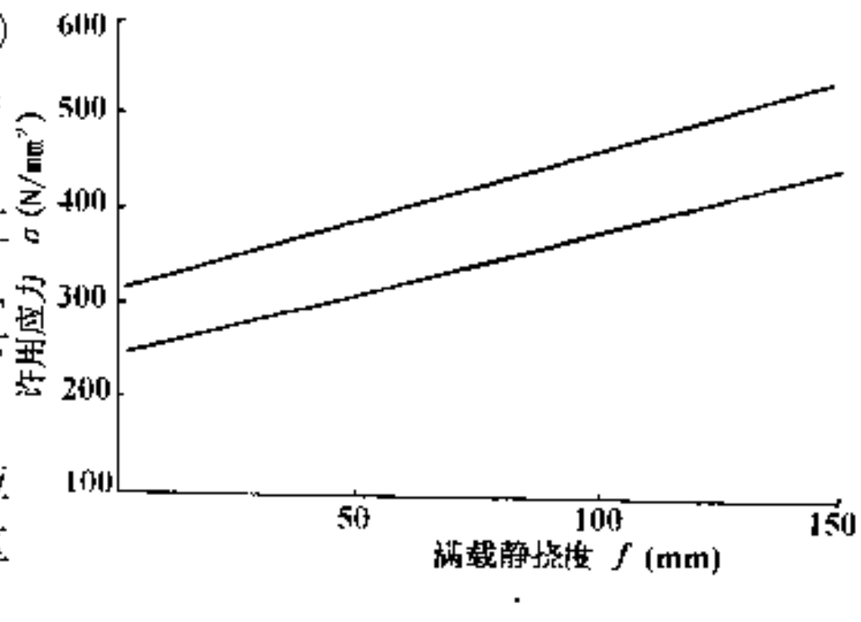


图 9-3-31 钢板弹簧许用静应力范围

9.3.2 螺旋弹簧

9.3.2.1 螺旋弹簧的种类和特点

汽车用螺旋弹簧多是图 9-3 32 所示的圆柱压缩螺旋弹簧，弹性特性呈线性。图 9-3-33 所示是不等节距螺旋弹簧，这种弹簧当载荷增加到一定程度后，弹簧从小节距开始依次逐渐接触、刚度增大，弹簧特性呈非线性，但弹簧并圈时容易产生金属噪声，弹簧材料和空间尺寸利用也不是很好。图 9-3-34 是变径螺旋弹簧，与不等节距螺旋弹簧相似，弹性特性是非线性的。中凸形螺旋弹簧（图 9-3 34b）由于压并高度和座圈直径较小，在一些汽车悬架上得到应用。图 9-3-35 是钢丝直径连续变化的螺旋弹簧，由于弹簧钢丝直径大小对弹簧刚度影响很大，所以稍微改变钢丝直径可以得到明显的非线性特性。

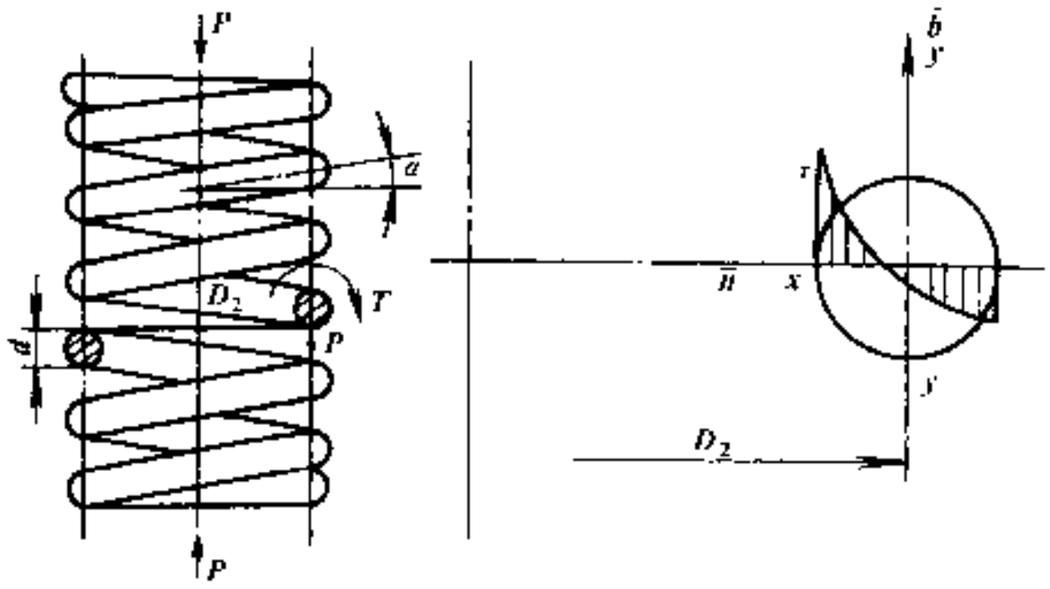


图 9-3-32 圆柱压缩螺旋弹簧

汽车论坛 http://www.qclt.com

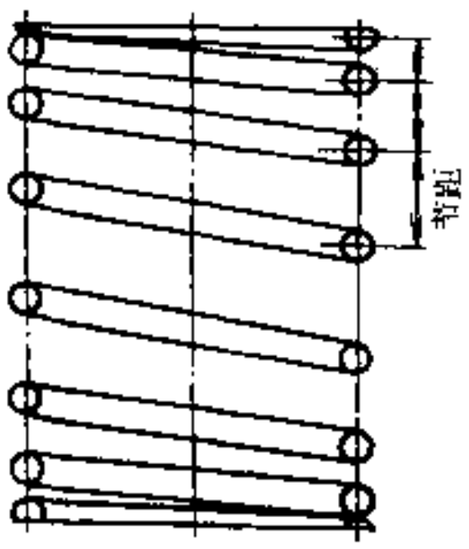


图 9-3-33　不等节距螺旋弹簧

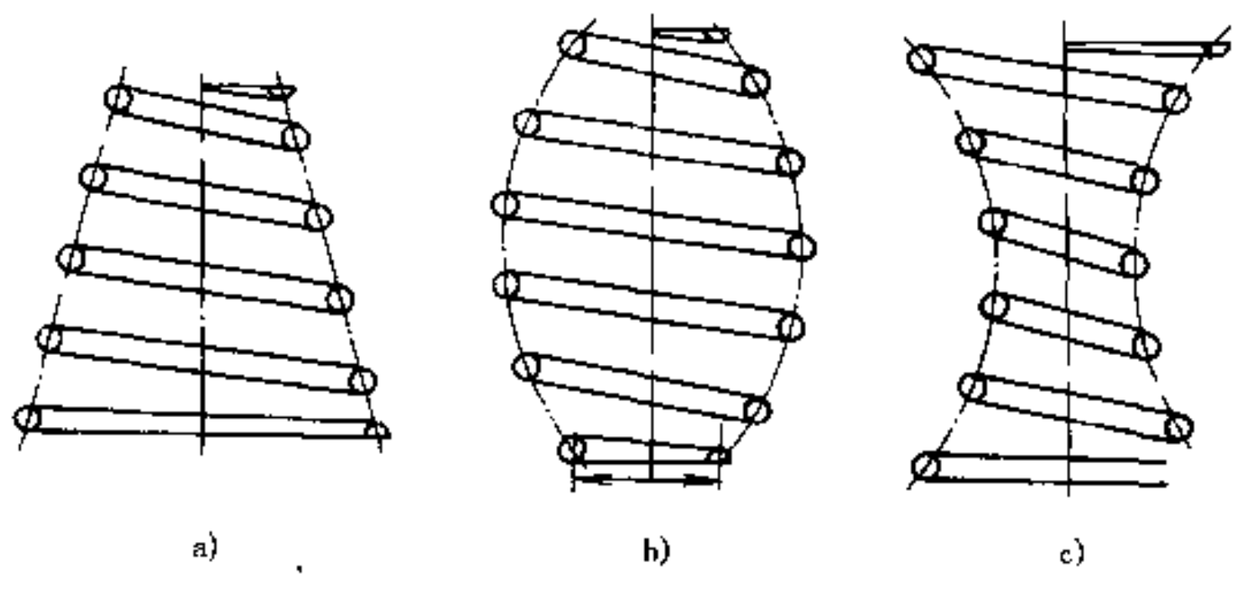


图 9-3-34　变径螺旋弹簧
a)圆锥螺旋弹簧；b)中凸螺旋弹簧；c)中凹螺旋弹簧

螺旋弹簧根据制造工艺可以分为热成形弹簧（成形后淬火、回火）和冷成形弹簧（采用油回火钢丝，成型后低温退火）两种。热成形螺旋弹簧主要用于钢丝直径在 10mm 以上的弹簧，冷卷弹簧用于直径 10mm 及其以下的弹簧，但有时因螺旋端部形状或其它原因也不一定受此限制。

螺旋弹簧制造容易、价格便宜，改变弹簧圈数、弹簧丝直径、弹簧中径等弹簧参数，可以得到不同的弹性特性。另外，由于螺旋弹簧可以设计得比较软，以改善汽车平顺性，因此螺旋弹簧不仅在独立悬架，而且在非独立悬架结构中也得到广泛应用。但降低车身高度受螺旋弹簧压并高度限制，这是它的不足之处。

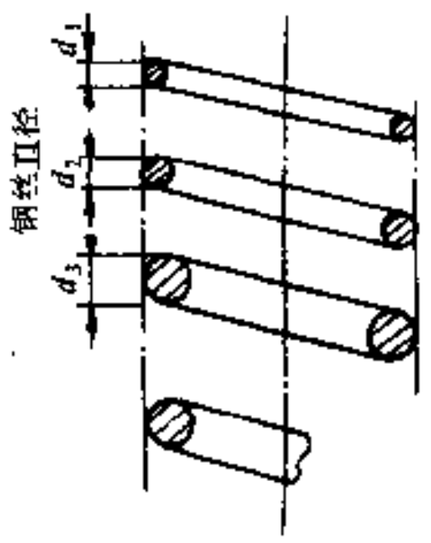


图 9-3-35　变截面螺旋弹簧

9.3.2.2　螺旋弹簧计算

这里主要计算等节距圆形断面的圆柱压缩螺旋弹簧。

1）螺旋弹簧刚度和应力计算

当弹簧仅承受轴向载荷 P 时，弹簧刚度 K 和扭转应力 τ 可表示为：

$$K = \frac{Gd^4}{8D_2^3 n} \quad (\text{N/mm}) \tag{9-3-69}$$

$$\tau = k\frac{8PD_2}{\pi d^3} \quad (\text{N/mm}^2) \tag{9-3-70}$$

式中：D_2——弹簧中径，mm；

d——钢丝直径，mm；

n——弹簧有效圈数；

k——曲度系数，按下式计算

$$k = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}$$

$$C = \frac{D_2}{d}$$

G——剪切弹性模数，取 $G = 78400\text{N/mm}^2$。

弹簧扭转应力分布如图 9-3-32 所示，在弹簧内侧扭转应力值最大。

2）螺旋弹簧稳定性计算

压缩螺旋弹簧轴向变形较大时，会产生侧向弯曲而失去稳定性，特别是弹簧自由高度超过弹簧中径 D_2 的 4 倍时，更容易产生这种现象，因此设计压缩螺旋弹簧时，要进行稳定性验算。

弹簧只承受垂直载荷时，圆形截面螺旋弹簧临界失稳变形量 F 与弹簧自由高度 H_0 之比为：

$$\frac{F}{H_0} = 0.813\left[1 - \sqrt{1 - \frac{6.85}{\mu^2}\left(\frac{D_2}{H_0}\right)^2}\right] \tag{9-3-71}$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

式中：μ——长度系数，弹簧两端采用回转支撑时（图 9-3 36）$\mu=1$；两端采用固定支撑时 $\mu=0.5$；一端固定、另一端是回转支撑时 $\mu=0.7$

图 9-3-37 所示是计算临界失稳变形量曲线，为保证弹簧稳定性，弹簧最大变形量应小于临界失稳变形量。

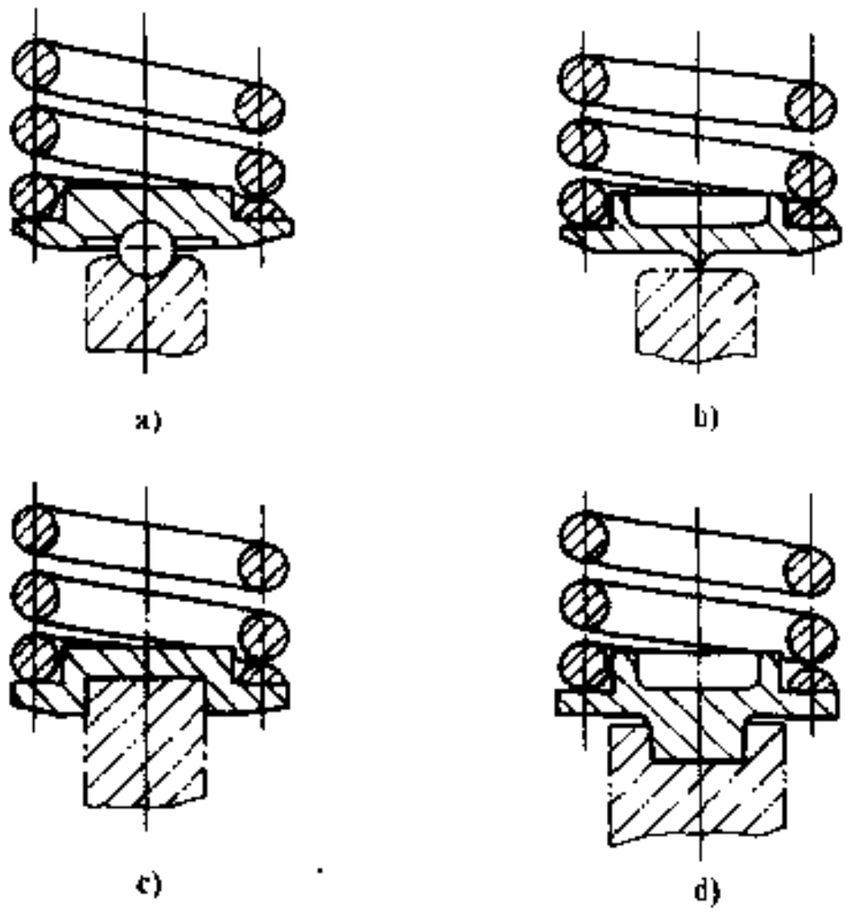


图 9-3-36 弹簧两端支撑状况
a)、b)回转支撑；c)、d)固定支撑

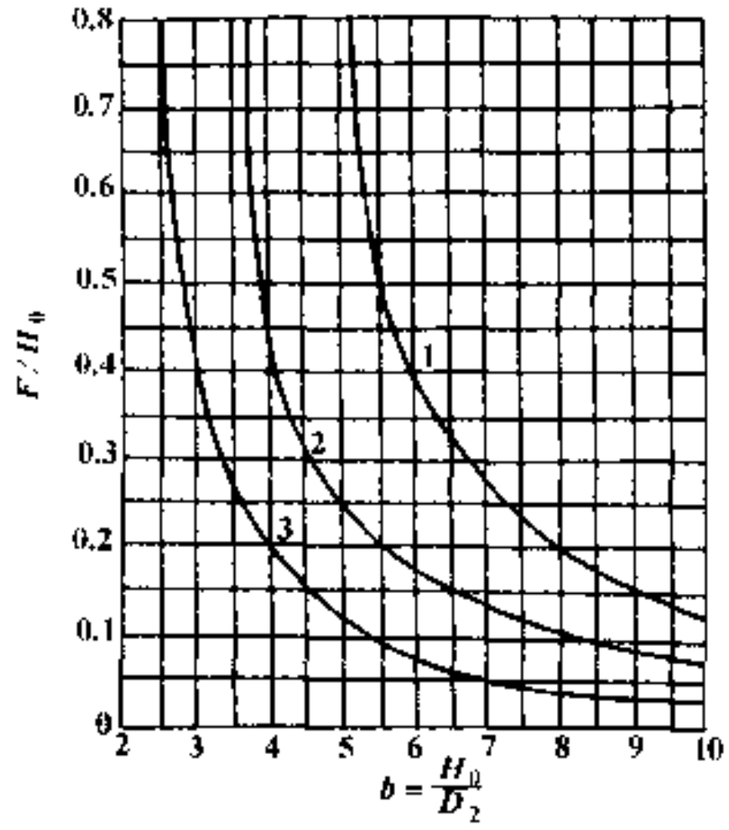


图 9-3-37 不稳定系数
1-两端固定支撑；2-一端固定、一端回转支撑；3-两端回转支撑

3）螺旋弹簧材料与许用应力

螺旋弹簧常用的材料有 60Si2MnA、50CrVA、60SiCrVA，弹簧热处理后硬度在 HB415～HB514 范围内。

选取弹簧许用扭转应力时，应根据悬架结构型式和工作特点来确定，一般推荐满载许用扭转应力为 500～700Mpa，弹簧最大扭转应力在 980～1078MPa 范围内。为提高弹簧使用寿命，如同钢板弹簧一样，须经预压缩和喷丸强化处理，预压缩载荷相当于弹簧产生最大扭转应力时的载荷。

9.3.3 扭杆弹簧

9.3.3.1 扭杆弹簧结构和特点

扭杆弹簧单位体积储存的弹性变形能较大，弹簧质量小，和螺旋弹簧相比扭杆弹簧结构紧凑，便于布置。扭杆弹簧在越野车、轻型客、货汽车上应用的比较多。

扭杆弹簧按其断面形状可分为圆形、管形和片状（图 9-3-38）。圆形实心扭杆结构简单、使用最多。为了装配扭杆，其两端加工成花键、六角形、方形等结构。由于花键端头尺寸较小，所以多用花键联接。一般花键大径为扭杆工作直径的 1.2～1.3 倍，花键长度约为花键大径的 1.4 倍。只要花键齿的挤压应力在许可条件下，花键齿不宜选过长。扭杆弹簧一般采用渐开线花键（GB3478），日本在 JISB2705 标准中推荐花键标准压力角为 45°；模数为 1mm 和 0.75mm 两种，花键齿数见表 9-3-3。

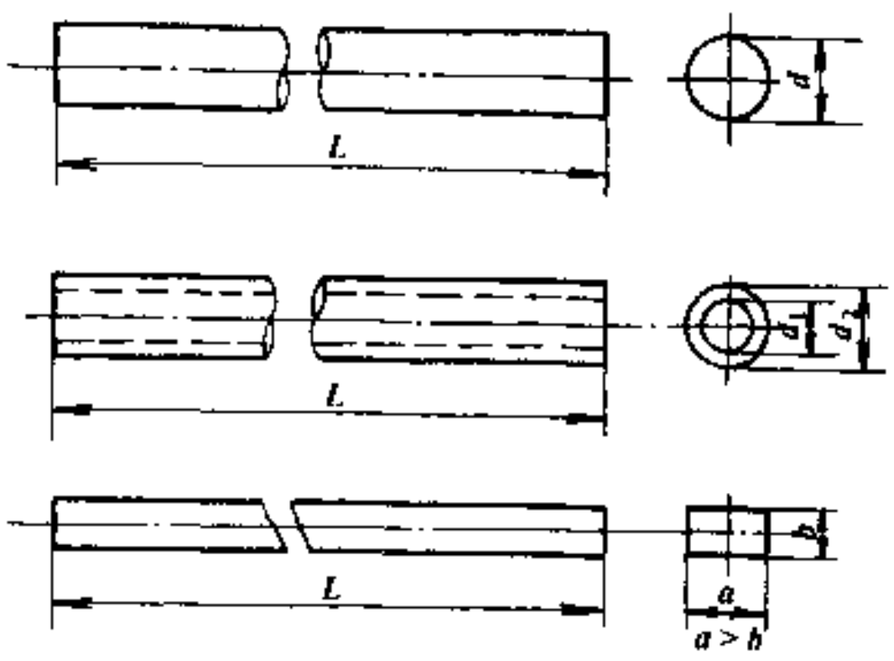


图 9-3-38 扭杆弹簧断面形状

为了便于扭杆弹簧装配，有的将扭杆弹簧两端花键

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 9-3-3　花　键　齿　数

模数	0.75mm								
齿数（个）	25	28	31	34	37	40	43	46	49
模数	1mm								
齿数（个）	38	40		43			46		49

作成直径不等或在两端花键齿上加工出一盲齿。

9.3.3.2　扭杆弹簧计算

1）弹簧刚度和应力计算

圆形截面扭杆弹簧扭转刚度 K 和扭转应力 τ：

$$K = \frac{\pi d^4 G}{32L} \quad (\mathrm{N\cdot mm/rad}) \tag{9-3-72}$$

$$\tau = \frac{16M}{\pi d^3} \quad (\mathrm{N/mm^2}) \tag{9-3-73}$$

式中：G——剪切弹性模数，取 $G = 75460\mathrm{N/mm^2}$；

d——扭杆弹簧工作直径，mm；

M——作用在扭杆弹簧上的扭矩，N·mm；

L——扭杆弹簧有效工作长度，mm。

2）扭杆弹簧有效工作长度计算

为避免在扭杆花键端部和杆体连接处产生应力集中，一般用圆锥形或圆弧形过渡。由于过渡部分也能参与扭杆的弹性变形，因此在计算扭杆弹簧变形时，应将扭杆两端过渡部分换算成当量长量。扭杆弹簧有效工作长度应该是扭杆长度 l_1 和当量长度 l_2 两部分之和。

端部是锥形过渡（图 9-3-39）时，当量长度为：

$$l_2 = \frac{l}{3}\left(\frac{d}{D} + \frac{d^2}{D^2} + \frac{d^3}{D^3}\right) \quad (\mathrm{mm}) \tag{9-3-74}$$

端部是圆弧形过渡（图 9-3-40）时，当量长度为：

$$l_2 = \frac{l}{48}\left[8\left(\frac{d}{D}\right)^3 + 10\left(\frac{d}{D}\right)^2 + 15\left(\frac{d}{D}\right) + 15\left(\frac{d}{D}\right)^{0.5}\arctan\left(\frac{D}{d} - 1\right)^{0.5}\right] \quad (\mathrm{mm}) \tag{9-3-75}$$

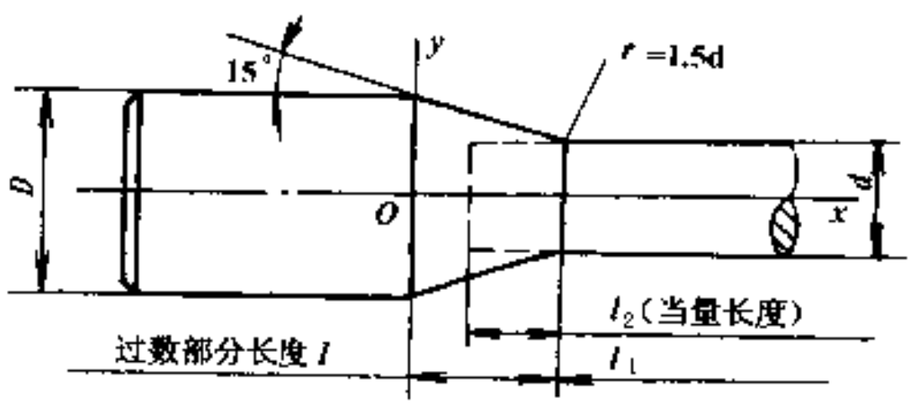


图 9-3-39　圆锥过渡扭杆弹簧有效工作长度

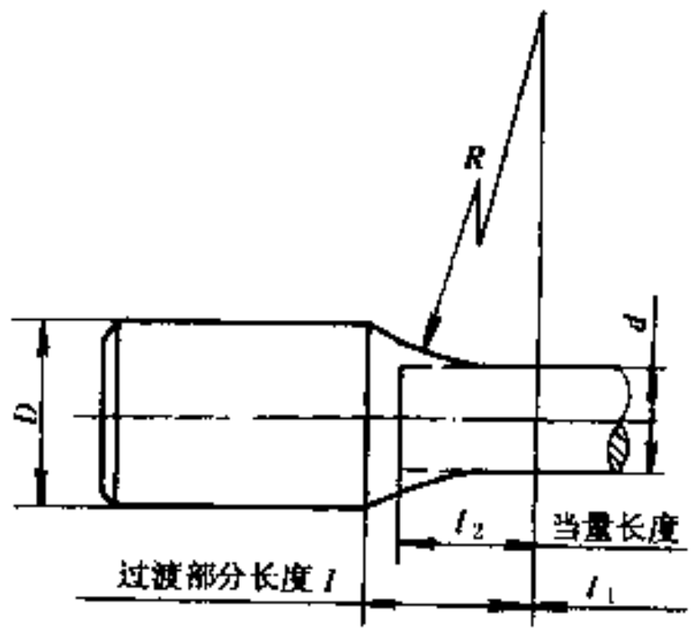


图 9-3-40　圆弧形过渡扭杆弹簧有效工作长度

如果圆弧过渡部分长度 l 是已知时，则圆弧半径 R 为：

$$R = \frac{l^2}{D-d} - \frac{D-d}{4} \quad (\mathrm{mm}) \tag{9-3-76}$$

扭杆弹簧有效工作长度 l 为：

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$L = l_1 + 2l_2 \qquad (\text{mm}) \tag{9-3-77}$$

3）扭杆弹簧独立悬架刚度计算

扭杆弹簧一般多用于独立悬架结构，悬架刚度取决于扭杆弹簧刚度和导向机构的型式，双横臂式扭杆弹簧独立悬架刚度 C 可用下面的近似公式计算。

$$C = K\left[\frac{m}{am - n(a-b)}\right]^2 \qquad (\text{N/mm}) \tag{9-3-78}$$

不论是上置扭杆还是下置扭杆式 9-3-78 都适用，不同点是 a、b、m、n 值（图 9-3-41、图 9-3-42）代表的意义不同。当知道悬架导向杆系的 a、b、m、n 值及弹簧刚度 K 时，可由上式近似求出车轮在任何位置时的悬架刚度。

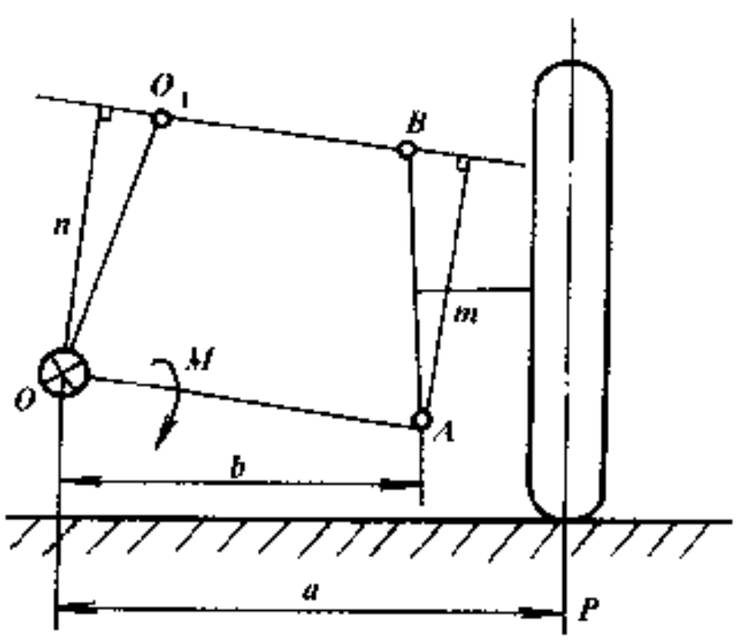


图 9-3-41 下置扭杆弹簧导向杆系示意图

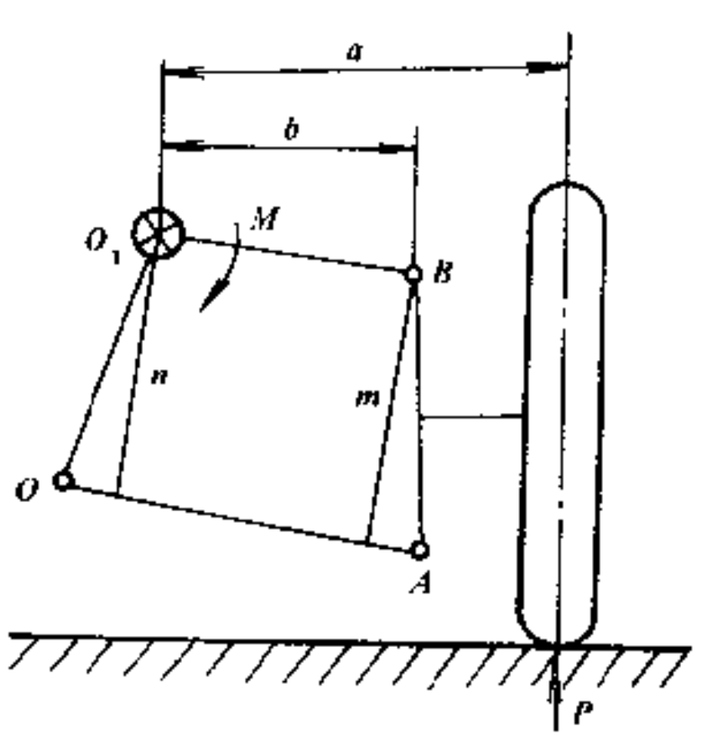


图 9-3-42 上置扭杆弹簧导向杆系示意图

4）扭杆弹簧材料与许用扭转应力

常用的扭杆弹簧材料有 45CrNiMoVA，42CrMo，40Cr 等，45CrNiMoVA 材料多用于调质处理工艺，热处理后硬度为 HB415～HB495，40Cr，42CrMo 材料用于高频表面淬火处理工艺，淬火后表层硬度为 HRC52～HRC58。

为改善扭杆弹簧表面质量，提高弹簧使用寿命，对扭杆表面进行表面强化处理。除采用喷丸强化之外，还进行预扭强化处理，预扭强化不仅使扭杆表层产生残余压应力层，而且提高了材料心部的承载能力，材料得到合理使用。扭杆弹簧预扭强化载荷应使扭杆产生 0.022 剪应变（硬度在 HRC50 时），预扭产生的残余剪应变不应超过 0.008。确定预扭载荷时，应注意材料塑性变形率允许程度。

扭杆弹簧许用扭转应力应根据工作特点来确定，扭杆经喷丸、预扭强化后，对调质处理的扭杆弹簧，最大许用扭转应力可接近材料的屈服极限，一般在 735～882N/mm^2；对高频淬火处理的扭杆弹簧应力可提高 98～147N/mm^2。

9.3.4 空气弹簧

空气弹簧是在一个密封的容器中充入压缩空气，利用气体可压缩性实现其弹性作用。空气具有较理想的非线性弹性特性，加装高度调节装置后，车身高度不随载荷增减而变化，弹簧刚度可设计得较低，乘坐舒适性好。但空气弹簧悬架结构复杂、制造成本高。

9.3.4.1 空气弹簧种类

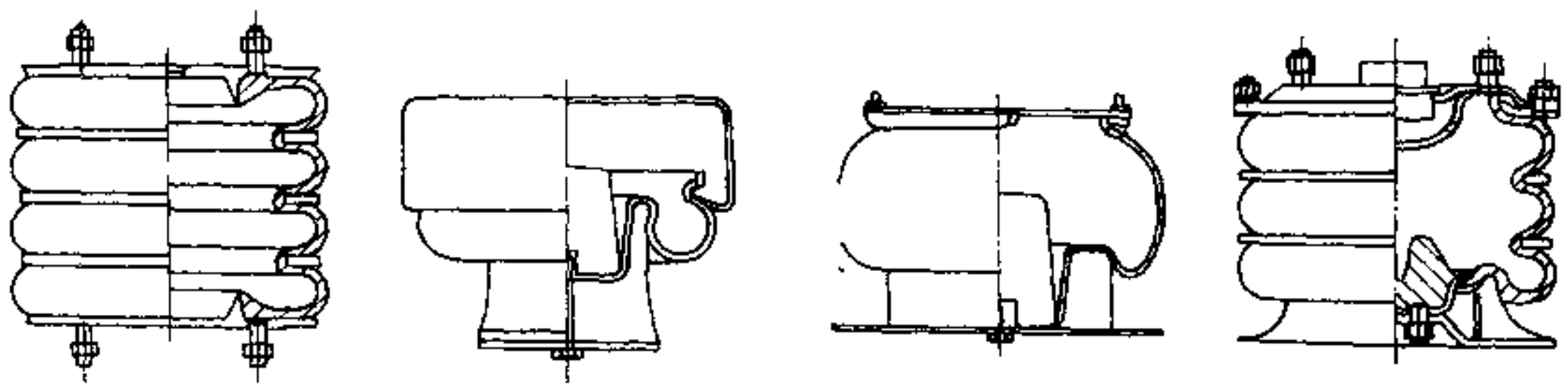
空气弹簧按气囊的结构型式可分成囊式、膜式和复合式三种。

1）囊式空气弹簧

囊式空气弹簧如图 9-3-43a）所示，有单曲、双曲和多曲式三种。气室容积相同时，气囊曲数愈多弹簧刚度愈小，但曲数太多，弹簧横向稳定性不好。囊式空气弹簧有效面积变化率大，弹簧刚度较高，因此，通常采用增加辅助气室办法减小弹簧刚度。压力较高时，增加辅助气室容积对弹簧刚度影响更为明

汽车论坛 http://www.qclt.com

显，但这种影响将随着容积的增加而减小。对囊式空气弹簧来说，适当选择弹簧有效面积变化率和辅助气室容积，可得到适当的弹簧刚度。囊式空气弹簧由于工作时橡胶膜曲率变化小，弹簧使用寿命较长。



a)　b)　c)　d)

图 9-3-43　空气弹簧种类

a)囊式；b)膜式 1；c)膜式 2；d)复合式

2）膜式空气弹簧

膜式空气弹簧如图 9-3-43b）、c）所示，有效面积变化率比囊式小，因此在没有辅助气室情况下，可以得到较低的弹簧刚度。它以通过改变活塞形状和尺寸控制其有效面积变化率，得到更为理想的反 S 形的弹性特性曲线（图 9-3-44），而囊式空气弹簧是难以作到的。另外，从弹簧密封形式看，膜式空气弹簧可采用压力自封式，结构简单、成本低。膜式空气弹簧使用寿命一般不如囊式长，目前汽车上使用较多的还是膜式空气弹簧。

3）复合式空气弹簧

从结构上看，复合式空气弹簧如图 9-3-43d）所示，是介于囊式和膜式之间的一种型式，它综合了上述两种空气弹簧的优点，具有较低的弹簧刚度，但制造工艺复杂。

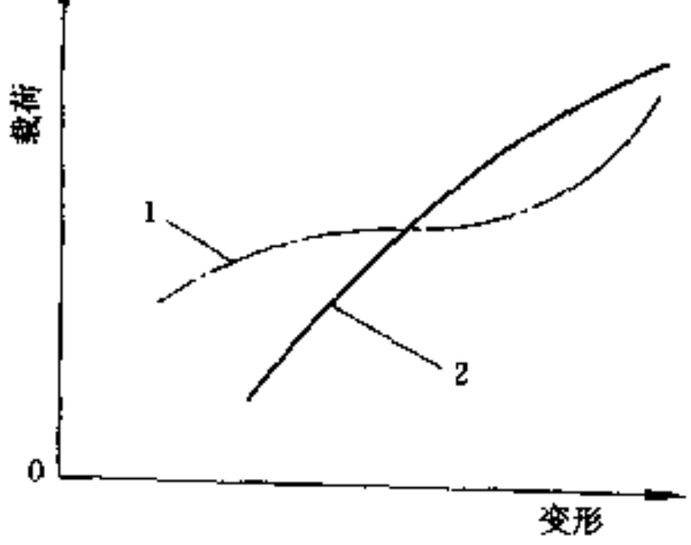


图 9-3-44　空气弹簧弹性特性

1-膜式；2-囊式

9.3.4.2　空气弹簧计算

1）承受垂直载荷时的弹性特性

空气弹簧上的载荷、内压（绝对气压）、有效面积之间的关系为：

$$P = (p - 1)A \quad (\mathrm{N}) \tag{9-3-79}$$

式中：P——空气弹簧上的载荷，N；

p——弹簧内气体绝对气压，$\mathrm{N/mm^2}$；

A——有效面积，$\mathrm{mm^2}$。

当载荷变化引起空气弹簧高度变化时，气囊的容积和内压也发生变化，它的变化规律将满足气体状态方程：

$$p = p_0\left(\frac{V_0}{V}\right)^m \quad (\mathrm{N/mm^2})$$

式中：p——任一位置时气囊内气体的绝对气压，$\mathrm{N/mm^2}$；

V——任一位置时气囊内的容积，$\mathrm{mm^3}$；

p_0——静平衡位置时气囊内气体的绝对气压，$\mathrm{N/mm^2}$；

V_0——静平衡位置时气囊内的容积，$\mathrm{mm^3}$；

m——多变指数。

当汽车振动缓慢或在试验室作静态试验时，气体状态的变化接近于等温过程，可取 $m = 1$；当汽车在坏路上行驶振动激烈时，气体状态的变化接近于绝热过程，此时可取 $m = 1.4$；在一般情况下，取 $m = 1.33$。

空气弹簧垂直刚度 K 为：

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$K=\frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}X}=\left(p_0\frac{V_0^m}{V^m}-1\right)\frac{\mathrm{d}A}{\mathrm{d}X}-Amp_0\frac{V_0^m}{V^{m+1}}\frac{\mathrm{d}V}{\mathrm{d}X}\quad(\mathrm{N/mm})\tag{9-3-80}$$

由于静平衡位置时，$V=V_0$、$p=p_0$，即可得到静平衡位置时的弹簧刚度 K 为：

$$K_0=(p_0-1)\frac{\mathrm{d}A}{\mathrm{d}X}+mp_0\frac{A^2}{V_0}\quad(\mathrm{N/mm})\tag{9-3-81}$$

由此可求出静平衡位置时的振动频率为：

$$n_0=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{A}\cdot\frac{\mathrm{d}A}{\mathrm{d}X}+\frac{p_0mgA}{(p_0-1)V_0}}\quad(\mathrm{Hz})\tag{9-3-82}$$

式中：g——重力加速度，mm/s^2；

n_0——振动频率，Hz。

为了在静平衡位置附近获得较低的弹簧刚度，应尽量降低弹簧有效面积变化率 $\mathrm{d}A/\mathrm{d}X$ 值，或增大空气弹簧的容积 V_0。有效面积变化率主要与空气弹簧的几何形状有关，通常为了求出空气弹簧容积变化率及有效面积变化率（$\mathrm{d}V/\mathrm{d}X$、$\mathrm{d}A/\mathrm{d}X$），应知道空气弹簧气体体积及有效面积与变形的数学关系，对其求导，从而求出它们的变化率。

除了采用上述数学方法之外，也有基于以下两点假设基础上，用图解法计算弹簧的弹性特性。其一是假设成型膜经线方向的长度在任何变形下保持不变，其二是膜的自由变形部分的经向断面始终为一圆弧。在工程应用上，由空气弹簧制造商提供其实测的弹性特性供悬架设计师采用。

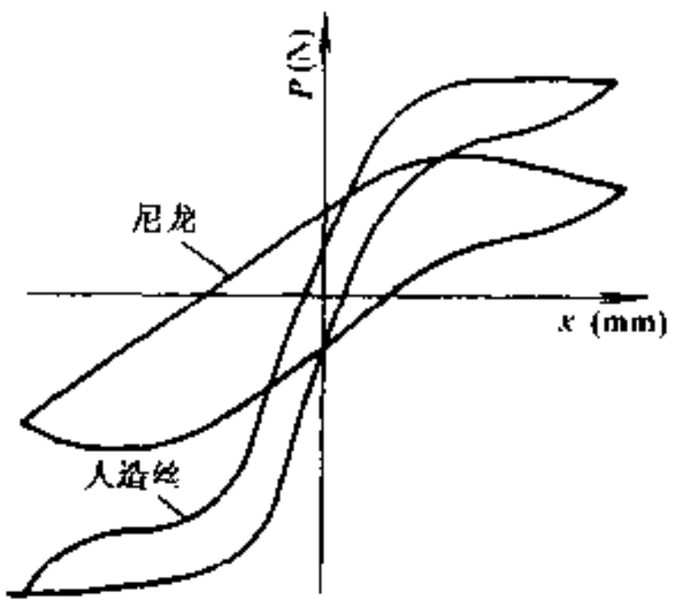


图 9-3-45 普通囊式空气弹簧的横向弹性特性

2）承受横向载荷时的弹性特性

囊式空气弹簧承受横向载荷时弹性特性曲线是非线性的（图 9-3-45），随横向位移增加而刚度减小，这种非线性特性是不希望的。囊式空气弹簧曲数愈多其横向刚度愈小。此外，横向刚度与空气弹簧的容积无关，这一点与垂直刚度不同。囊式空气弹簧在承受垂直载荷时，若要利用它的横向弹性作用，应使横向振幅不超过空气弹簧高度的 10%。若横向振幅过大，橡胶囊将产生弹性不稳定现象。

对于膜式空气弹簧来说，它的横向弹性特性比囊式要好得多，而且横向刚度比囊式也大，所以在铁路车辆上应用膜式空气弹簧比较多。一般说空气弹簧垂直刚度最好是横向刚度的 2 倍，因此汽车空气悬架都要安装传力导向杆。

3）空气弹簧的阻尼特性

通常在空气弹簧和辅助气室之间设置一个节流孔，当空气弹簧变形空气流经节流孔时将产生阻力，吸收一部分振动能量，起到衰减振动作用。在图 9-3-46 所示的力学模型中，将节流孔直径 d 从 0～∞ 变化时，其振动特性如图 9-3-47 所示。当节流孔直径很大时，输出振幅很大，系统没有阻尼减振作用；随着节

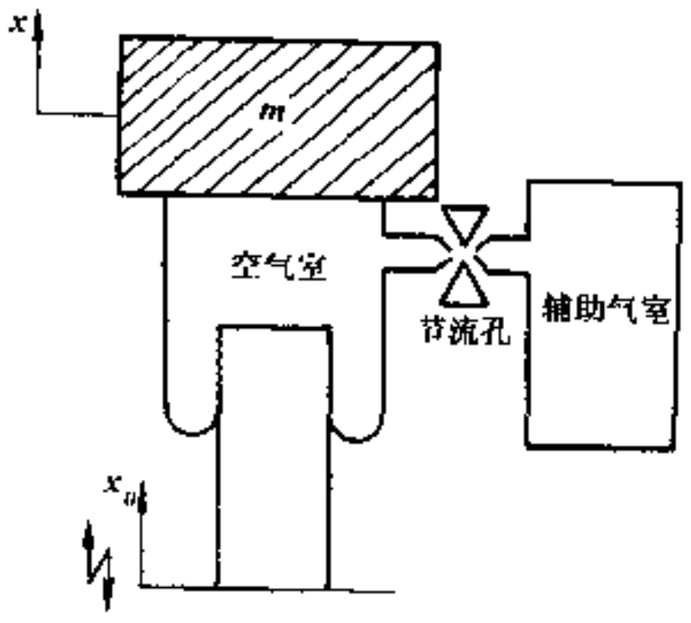


图 9-3-46 单自由度有阻尼空气悬架系统力学模型

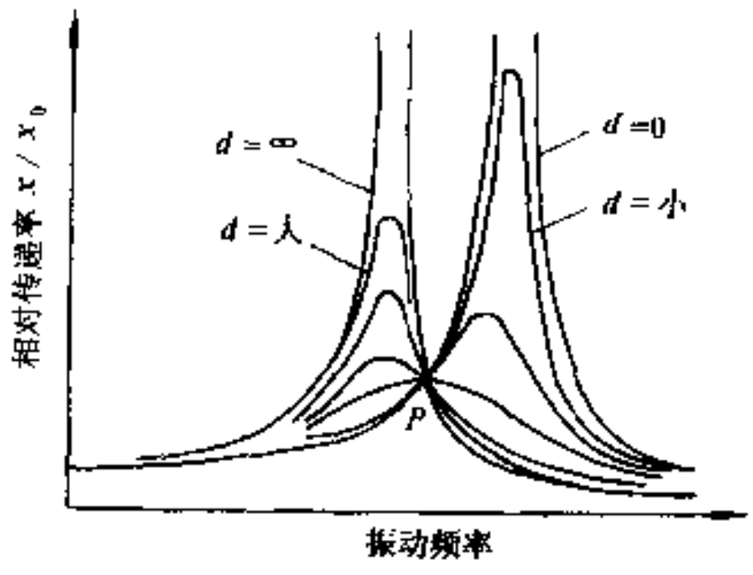


图 9-3-47 空气弹簧、辅助气室的振动特性

汽车论坛 http://www.qclt.com

流孔直径变小，输出振幅也减小，共振频率增高；当节流孔径在某一值时，共振点位于 P 点，此时共振振幅最小，如果节流孔径进一步缩小时，输出振幅会增大；当节流孔全封闭时，相当于没有辅助气室，系统又没有阻尼减振作用，共振频率往高频区偏移，从节流孔的阻尼减振作用看，节流孔直径过大或过小都是不利的，适当选择节流孔直径，可以改善悬架的振动特性。

9.3.5 油气弹簧

9.3.5.1 油气弹簧的结构和特点

油气弹簧是空气弹簧的一种特例，它仍以气体（一般是氮气）作弹性元件，在气体与活塞之间引入油液作为传力介质。

油气弹簧主要由气体弹簧和相当于液力减振器的液压缸组成。油气弹簧按其结构可分为单气室（图9-3-48）、双气室（或称带反压气室）（图9-3-49）和两级压力式（图9-3-50）三种。单气室油气弹簧结构简

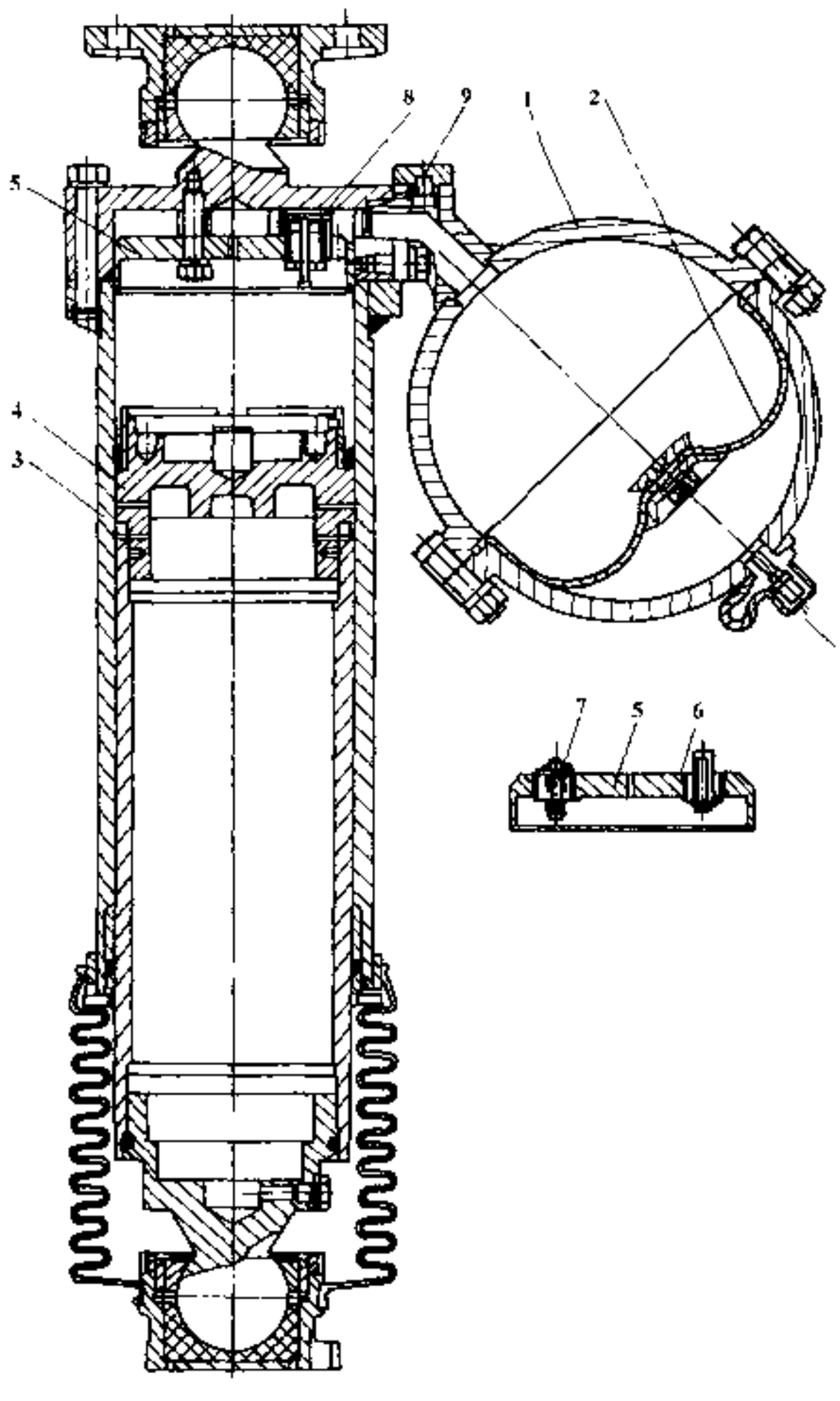


图 9-3-48　单气室油气弹簧

1-球形气室；2-橡胶油气隔膜；3-工作缸筒；4-活塞；5-阻尼阀座；6-伸张阀；7-压缩阀；8-加油阀；9-加油塞

汽车论坛 http://www.qclt.com

单、工作可靠，但是弹簧在拉伸行程时，缸内气压下降，弹簧刚度变低，过小的刚度会使弹簧动容量太小，结果容易形成活塞与缸体端部撞击。为了克服单气室油气弹簧这个缺点，采用了双气室油气弹簧。这种弹簧增加了一个反压气室，提高了弹簧拉伸行程时的刚度。两级压力式油气弹簧有两个压力不同的气室，载荷较大时，补偿气室参与工作，弹簧刚度变小。与上述两种型式的油气弹簧相比，其弹簧刚度变化可改善汽车满载时的平顺性。

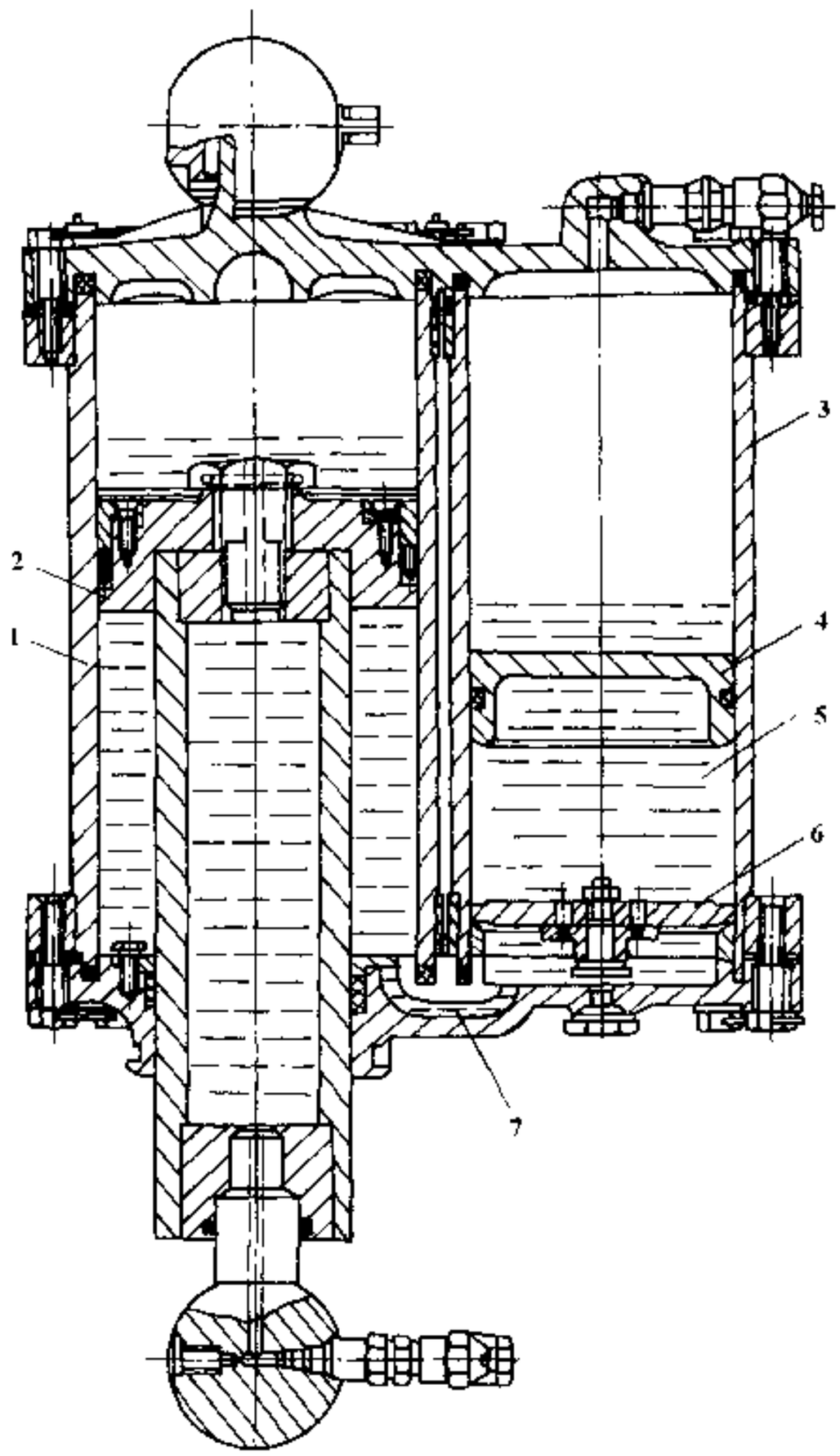


图 9-3-49 双气室（带反压气室）油气弹簧

1-主工作缸；2-活塞；3-副工作缸；4-浮动活塞；5-液腔；6-阻尼阀座；7-通道

由于油气弹簧用油液作中间介质，在液体流动的通道上设有压缩阀和复原阀，使液体流经节流阀体时产生阻力，油气弹簧同时起减振器作用。油气弹簧具有空气弹簧特点，可以得到较好的非线性特性。还容易实现车身高度调节，特别是近几年来，悬架安装电子控制装置后，可以把油气弹簧设计成主动悬架结构。油气弹簧与承受同样载荷的其它弹性元件相比，尺寸小、质量小、寿命长。其缺点是，由于工作缸内的气体和油液压力较高，要求有较高的密封性，因此要求零件加工和装配精度高。

汽车论坛 http://www.qclt.com

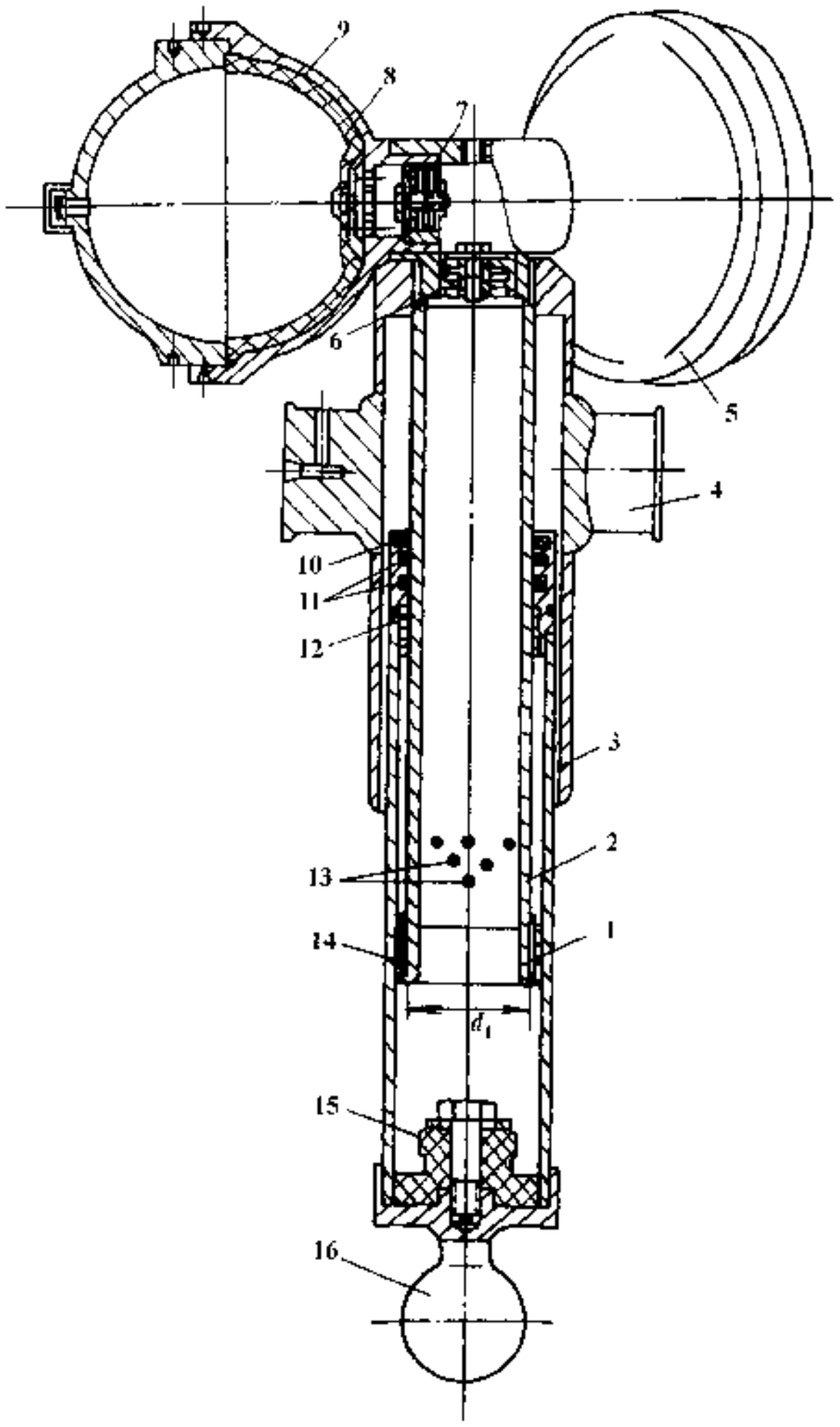


图 9-3-50　两级压力式油气弹簧

1-工作缸；2-管形活塞；3-管；4-轴；5-第一级压力室；6、7-阻尼阀；8-橡胶油气隔膜；9-第二级压力室；10-毛毡油封；11-橡胶油封；12、14-导向衬套；13-常通孔；15-橡胶限位块；16-球座

9.3.5.2　油气弹簧弹性特性

油气弹簧中的油液只是一种传力介质，它对弹簧特性没有影响，单气室油气弹簧特性与有效面积不变的空气弹簧一样。

油气弹簧的刚度公式和前述的空气弹簧刚度公式相同，只是油气弹簧的有效面积 A 是不变化的，所以空气弹簧刚度公式中 $\frac{dA}{dX}=0$，而 $\frac{dV}{dX}=-A$。这样，可得出油气弹簧刚度公式为：

$$K_0=\frac{4mp_0}{H_0}\qquad(\mathrm{N/mm}) \tag{9-3-83}$$

式中：H_0——气体折算高度，$H_0=V_0/A$（mm）；

m——多变指数由试验确定，一般情况下取 $m=1.25$。

汽车论坛 http://www.qclt.com

油气弹簧刚度与气压（即载荷）成正比，而和气体折算高度成反比

油气弹簧在平衡位置时的振动频率也可以用空气弹簧的振动频率计算式表示，不过此时的 $dA/dY=0$，故其频率为：

$$n_0=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{p_0}{(p_0-1)}\frac{mg}{H_0}}\quad(\mathrm{Hz})\tag{9-3-84}$$

式中：g——重力加速度，m/s^2；

H_0——静平衡位置时气体折算高度，$H_0=\frac{V_0}{A}$mm

当 p_0 较大时，上式中 $p_0/(p_0-1)\approx1$，这样振动频率 n_0 主要取决于多变指数 m 和气体折算高度 H_0。当汽车在坏路行驶时，气体状态变化接近于绝热过程，多变指数 m 值增大，悬架固有频率将增高。当弹簧从空载变为满载时，弹簧中气压增高，容积变小、折算高度 H_0 变小，结果使振动频率随装载质量的增加而增高。反之，当载荷减小时，弹簧刚度和频率值都减小。这和线性钢板弹簧悬架的振动频率随装载质量的增加而降低的特性是恰好相反的，采用两级压力式油气弹簧可改善增载后频率增高的问题。

9.4 减 振 器

9.4.1 减振器的作用与结构

减振器是产生阻尼力的主要元件，其作用是迅速衰减汽车振动，改善汽车行驶平顺性，增强车轮与路面附着性能，减少汽车因惯性力引起的车身倾角变化，提高汽车操纵性和稳定性。另外，减振器能够降低车身部分动载荷，延长汽车使用寿命。

目前汽车使用的减振器主要是筒式液力减振器，其结构可分为双筒式、单筒充气式和双筒充气式三种。

（1）双筒式减振器

如图 9-4-1a）所示，减振器在拉伸（或压缩）时，工作缸内油液流经复原阀（或压缩阀）产生复原阻力（或压缩阻力）。其优点是阻力容易调整、结构简单、价格便宜。缺点是高速运动时阻力不稳定，容易产生液流噪声。

（2）单筒充气式减振器

如图 9-4-1b）所示，在缸筒下部装有一个浮动活塞，它与缸筒下端形成密闭气室，充入高压（2～3MPa）氮气，浮动活塞将减振油液和高压气体分开。减振器在拉伸或压缩时，油液流经活塞上压缩阀或复原阀产生阻力。由于减振器充入高压气体可以得到稳定的阻力特性（阻力—速度特性），不容易产生噪声，缺点是轴向安装尺寸大、对油封和零部件加工精度要求高。

（3）双筒充气式减振器

图 9-4-1c）所示，在贮油缸内充入低压氮气（0.5～1MPa），和单筒充气式减振器一样，在拉伸或压缩时油液流经复原阀或压缩阀产生阻力，另外在压缩时有部分油液从工作缸下端通孔进入贮油缸产生阻力。双筒充气式减振器克服了上述两种减振器的缺点，可以在很大工作范围内保持稳定的阻力特性，而且轴向尺寸和噪声小，价格适宜。双筒充气式减振器近几年来在轿车上采用的比较多。

为保证悬架系统具有良好的振动特性，减振器阻力最好是随汽车使用条件（如载荷、道路条件）变化而变化，即减振器阻力是可以调节的。图 9-4-2 是一种可调阻力减振器，利用空心杆 1 中的高速步进电动机 2 驱动阀 3 中的圆柱体，改变活塞通道 4 的油液流量达到阻力调节。

9.4.2 减振器基本参数选择

9.4.2.1 减振器阻力特性

油液流经节流阀产生的阻力应为节流阀两侧压力差与承压面积的乘积，压力差 p 为：

汽车论坛 http://www.qclt.com

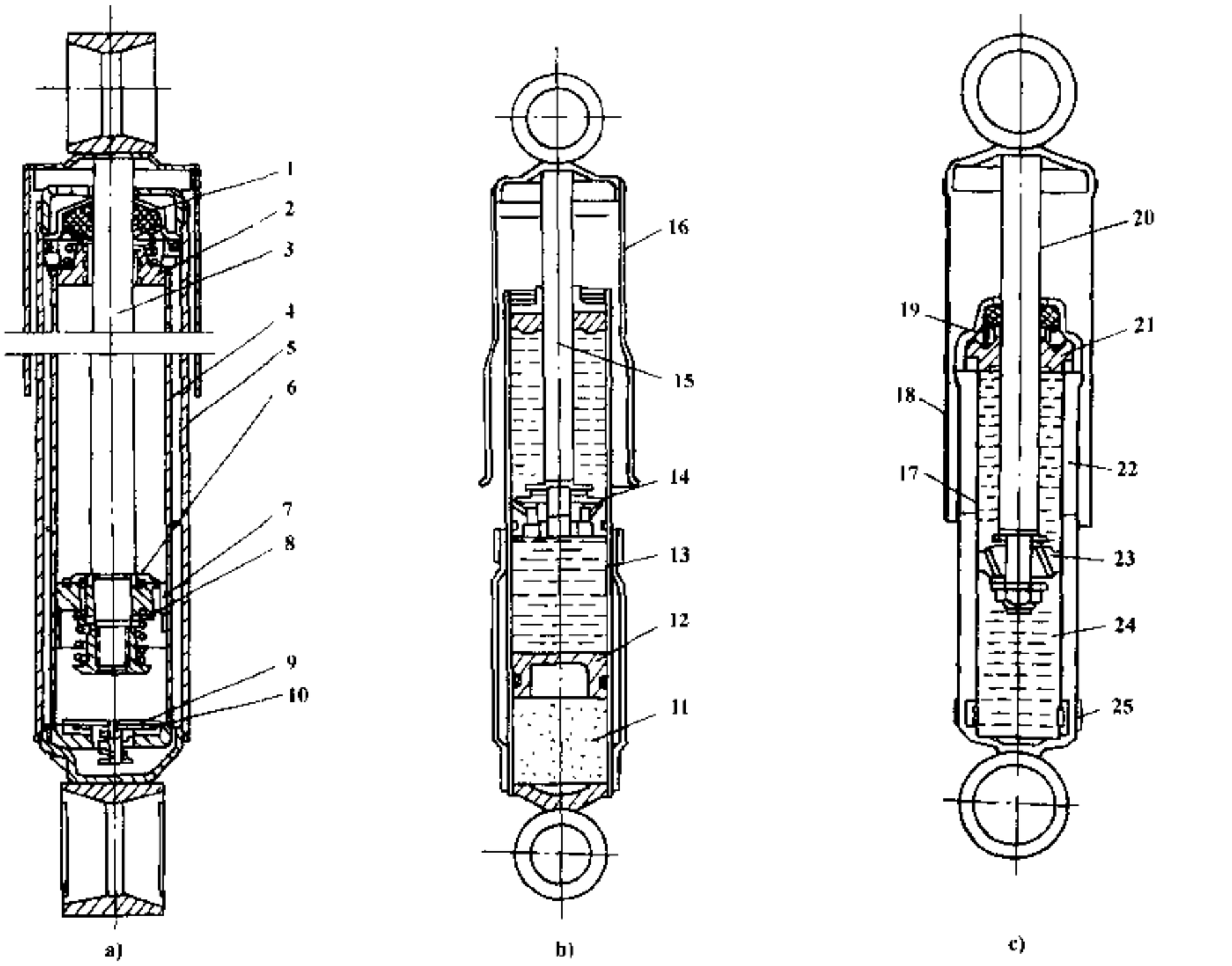


图 9-4-1　筒式液力减振器

a)双筒式；b)单筒充气式；c)双筒充气式

1-油封；2-导向座；3-连杆；4-工作缸；5-贮油缸；6-通液阀组件；7-活塞；8-复原阀组件；9-补偿阀组件；10-压缩阀组件；11-高压氮气；12-浮动活塞；13-油液；14-活塞；15-连杆；16-外壳；17-工作缸；18-外壳；19-单向阀；20-连杆；21-导向座；22-氮气；23-活塞；24-油液；25-通孔

$$p = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{Q^2}{C_d^2 a^2} + \alpha Q \qquad (\mathrm{N/mm^2}) \tag{9-4-1}$$

式中：ρ——油液密度，$\mathrm{kg/mm^3}$；

Q——通过阀的流量，$\mathrm{mm^3/s}$；

a——节流孔面积，$\mathrm{mm^2}$；

C_d——流量系数；

α——与节流孔形状和油液粘度有关的系数。

油液流经固定的节流孔产生的阻力与油液流量即活塞运动速度的平方成正比，流经节流阀片产生的阻力与流量近似成线性关系。减振器阻力特性是由节流孔特性和节流阀片特性两部分组成的（图 9-4-3），如果能分别求出节流孔特性和节流阀片特性，那么就可以得到减振器组合的阻力特性。

除了阻力特性之外，有时还用示功图（阻力—位移特性）表示减振器性能。在 JB3901 标准中对减振器阻力特性和示功图测定作出了明确规定。

9.4.2.2　减振器相对阻尼系数

通常根据汽车平顺性、操纵性和稳定性的要求确定减振器阻力特性。减振器阻力特性能满足汽车操纵

汽车论坛 http://www.qclt.com

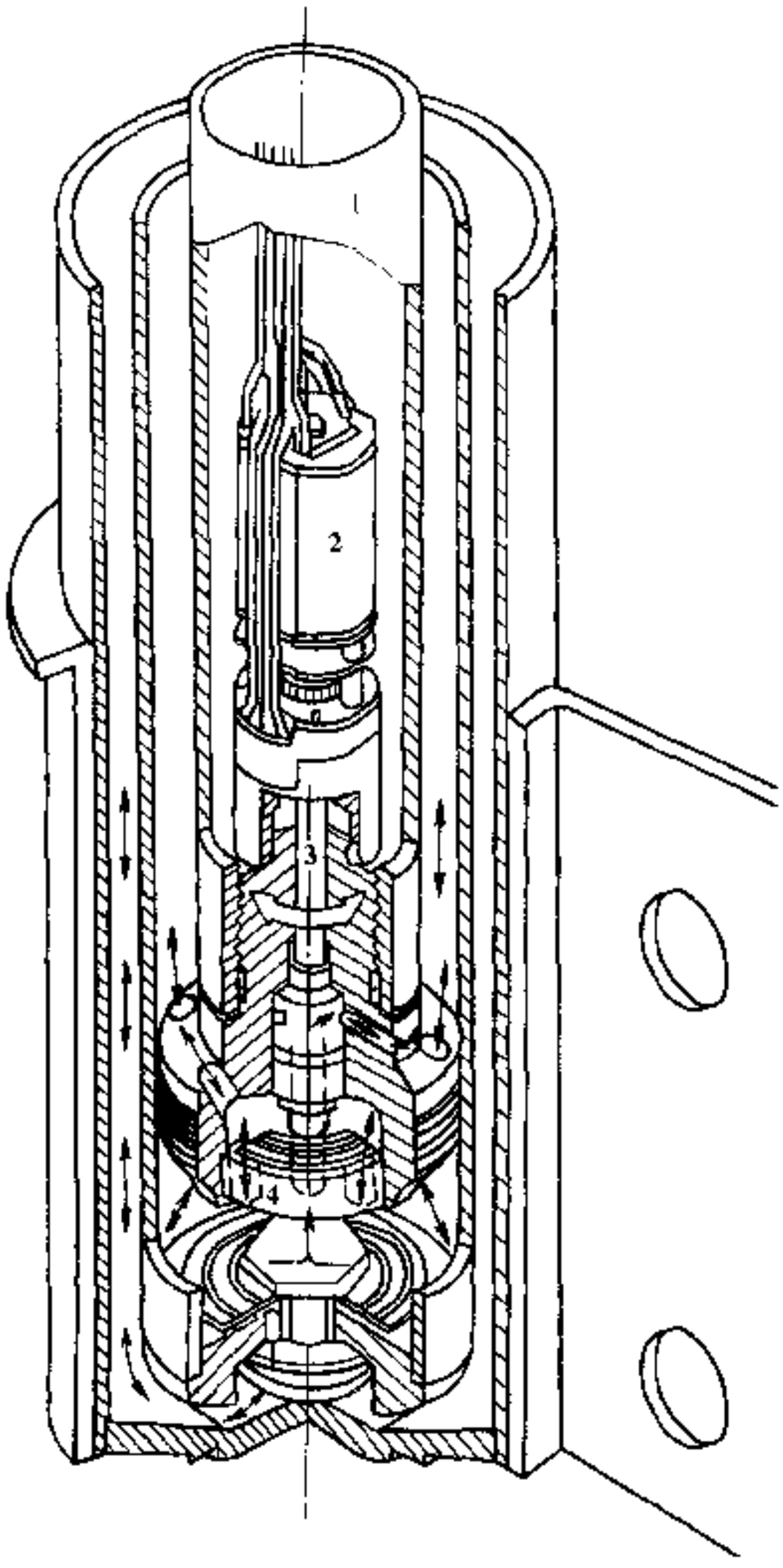


图 9-4-2 阻力可调式减振器

1-空心杆；2-高速步进电动机；3-阀；4-活塞端通道

性、稳定性要求，但不一定能满足汽车平顺性要求；反之亦然。因此减振器阻力特性的选择应按所设计车型对汽车平顺性、操纵性、稳定性进行综合考虑。

减振器装车后的基本参数，一般用相对阻尼系数表示，相对阻尼系数 ψ 为：

$$\psi = \frac{\gamma}{2\sqrt{KM}}$$

式中：ψ——相对阻尼系数；

γ——减振器阻力系数（阻力特性的导数），N·s/mm；

K——悬架刚度，N/mm；

M——簧上质量，kg。

当相对阻尼系数 $\psi \geqslant 1$ 时，产生非周期运动，ψ 很大时虽然能在共振区域很快衰减振动，但在非共振区域内激振增大。当 $\psi \leqslant 1$ 时，产生周期运动，ψ 很小时振动衰减很慢，共振振幅过大。一般相对阻尼系数 ψ 值在 0.3～0.5 范围内，对于无阻尼的弹性元件取上限，弹性元件和悬架导向机构中存在阻尼时可取下限。

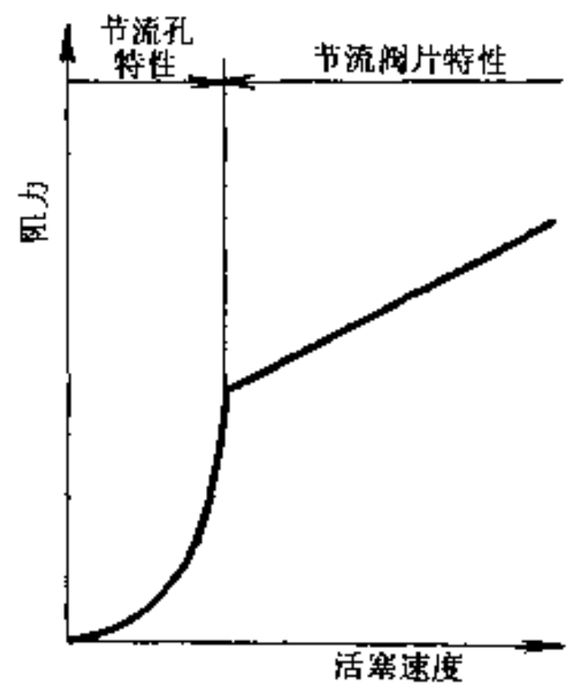


图 9-4-3 减振器阻力特性

为迅速衰减汽车振动又不把大的路面冲击力传递到车身上，一般把减振器拉伸和压缩阻力按 8:2～6:4 的比例分配。双筒减振器由于结构特点，压缩阻力不可能大。

选择减振器阻力系数 γ 时，应考虑悬架导向杆的杠杆比和减振器安装角度的影响，图 9-4-4 所示减振器阻力系数 γ 应为：

$$\gamma = \frac{2m\psi\omega i^2}{\cos^2\alpha} \quad (\text{N·s/mm}) \tag{9-4-2}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{K}{m}}$$

式中：i——杠杆比，$i = \frac{n}{a}$；

α——减振器轴线与垂直线的夹角，(°)；

汽车论坛 http://www.qclt.com

ω——簧上质量固有振动频率，Hz。

9.4.3 减振器主要尺寸的确定

选择减振器尺寸时主要考虑以下两点：在工作速度范围内油液压力适当，能够得到稳定的阻力值、容易保证油封的可靠性；减振器具有足够的散热面积，防止因油温过高引起阻力衰减或减振器早期失效。对麦弗逊式悬架减振器则是考虑作为悬架承载部件所必需的强度和刚度要求。

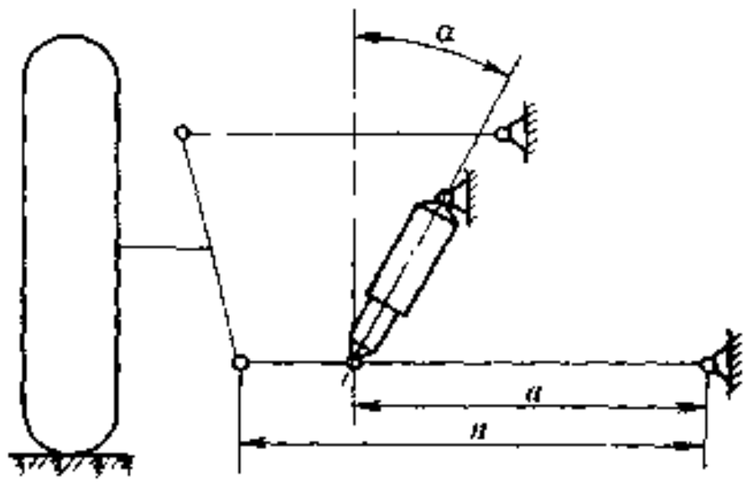


图 9-4-4　减振器安装位置图

9.4.3.1 减振器工作缸径的确定

可根据减振器最大拉伸阻力和最大允许压力近似求出工作缸径。

$$D=\sqrt{\frac{4F_{max}}{\pi p\ (1-\lambda^2)}}\qquad (mm) \tag{9 4-3}$$

式中：D——工作缸径，mm；

p——工作缸允许最大压力，一般为 3～4N/mm²；

F_{max}——减振器最大拉伸阻力，N；

λ——减振器杆直径与工作缸径之比，双筒减振器为 0.4～0.5，单筒减振器为 0.3～0.35。

求出缸径后，参照 JB1459 标准，选择合适的标准工作缸径。

减振器储油缸直径 $D_c=(1.35\sim1.57)D$，工作缸与储油缸壁厚一般取 1.5～2.0mm。

9.4.3.2 减振器连接型式与尺寸

考虑减振器使用中摆动角度和隔振等因素，一般减振器两端通过橡胶衬套或橡胶软垫分别与车身(或车架)、车桥(或悬架导向杆)连接。减振器端部连接型式和结构尺寸参照 JB1459 标准。布置减振器安装位置时应考虑车轮跳动到极限位置时减振器安装角度变化引起的附加弯曲力矩给减振器带来的影响，而且要校核极限行程是否在允许的工作长度范围内。对于有反向限位功能的减振器，布置长度要满足限位的要求。

（撰稿人：蒋立盛）

9.5 导向装置的主要构件

9.5.1 控制臂与推力杆

1）概述

控制臂又称“摆臂”，在独立悬架中按布置形式主要有纵臂、横臂及斜臂三种。通常控制臂一端通过橡胶衬套与车架，副车架或车身铰接，另一端用球头销与车轮相连。控制臂是悬架系导向装置的主要部件，一方面，它在车轮与车架（或车身）间传递力和力矩，另一方面，它的布置形式及尺寸决定了悬架系统的运动特性。

推力杆是传递力的二力杆，纵向布置的推力杆传递纵向力，横向布置的推力杆传递横向力。推力杆的两端通常用橡胶衬套或球头销作为支点并可绕其转动，但杆向自由度则被限制，承受杆向载荷。在有些悬架中控制臂与推力杆同时存在，起导向和传力作用。推力杆也是决定悬架系统运动特性的重要部件。一些推力杆还可通过调整长度来调整前轮定位参数。在车桥跳动时，纵向布置的推力杆与横向布置的推力杆间还存在微小的运动干涉，设计时需加以考虑。近来，为了提高操纵稳定性和行驶平顺性，一些高级轿车上还采用了多连杆式独立悬架。

2）结构形式

汽车论坛 http://www.qclt.com

根据整车布置及使用条件，控制臂主要有钢板冲压焊接件，锻造、铸造或钢管焊接等结构。为减小簧下质量，有些车型的控制臂采用铝合金材料制造。由于控制臂既要承受扭矩又要传递牵引力、制动力及侧向力，因此需要具有较大的刚度，基于上述原因，冲压件控制臂的断面多为盒形结构，铸件、锻件控制臂的断面采用“H”形结构。

双横臂式独立悬架的上控制臂（图 9-5-1）呈“A”形结构，一般称为 A 形臂。由于 A 形臂与车身连接端有两个支点，且两支点距离足够大，故可以传递纵向力和横向力。图 9-5-1a）所示结构为钢板冲压件，球头销用螺栓与控制臂连接，图 9-5-1b）所示为锻造件，其球头销与控制臂是一个整体，质量较小，但对球头销寿命要求较高。

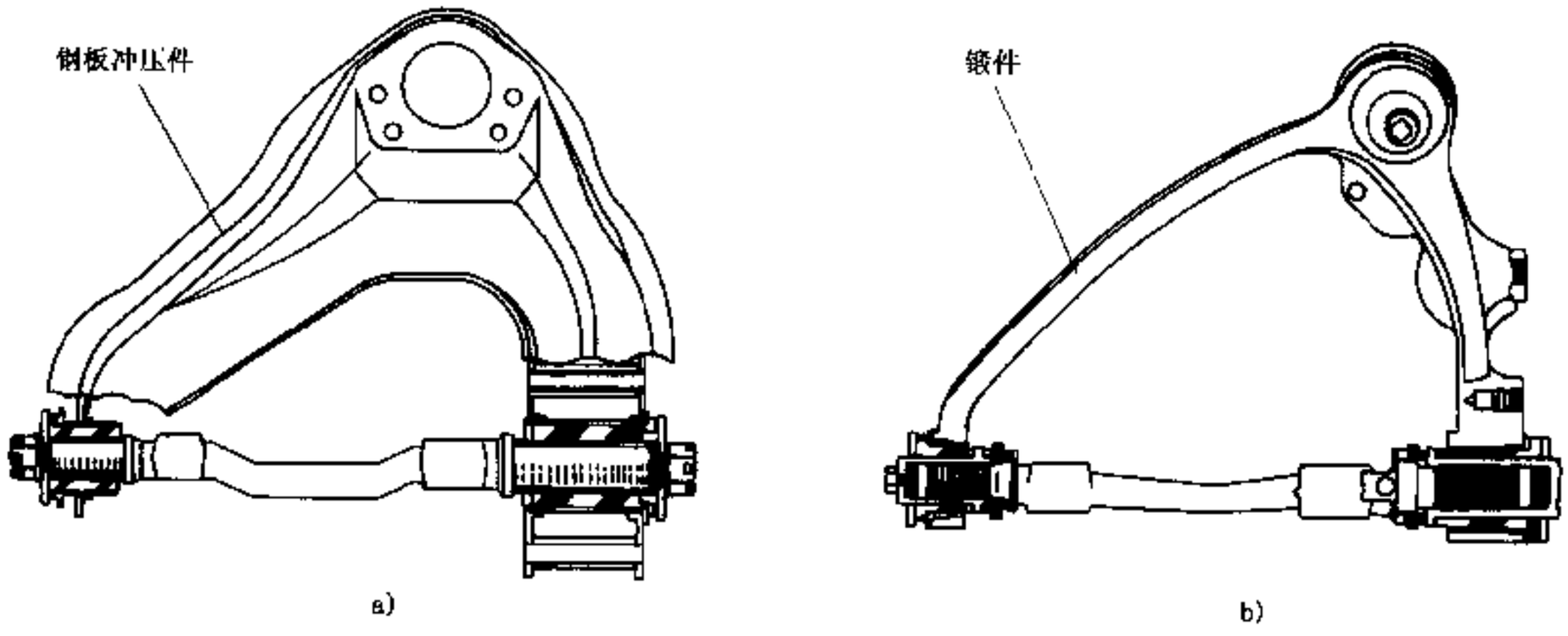


图 9-5-1 上控制臂

a）冲压件 A 形臂；b）锻压件 A 形臂

图 9-5-2 所示是双横臂独立悬架的下控制臂，与车身连接处只有一个支点，故需在控制臂的前端连接一个推力杆传递纵向力，该形式多用在后轮驱动车型的前悬架上。图 9-5-3 所示是四轮驱动车型的下控制臂，也是“A”形结构，可有效传递纵向力，故将推力杆省略。

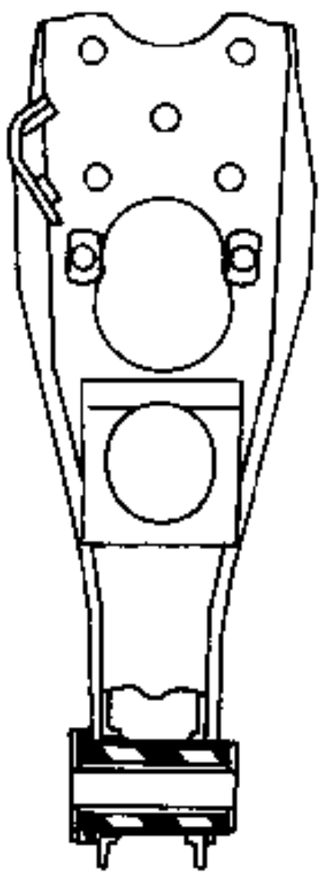


图 9-5-2 2WD 的下控制臂

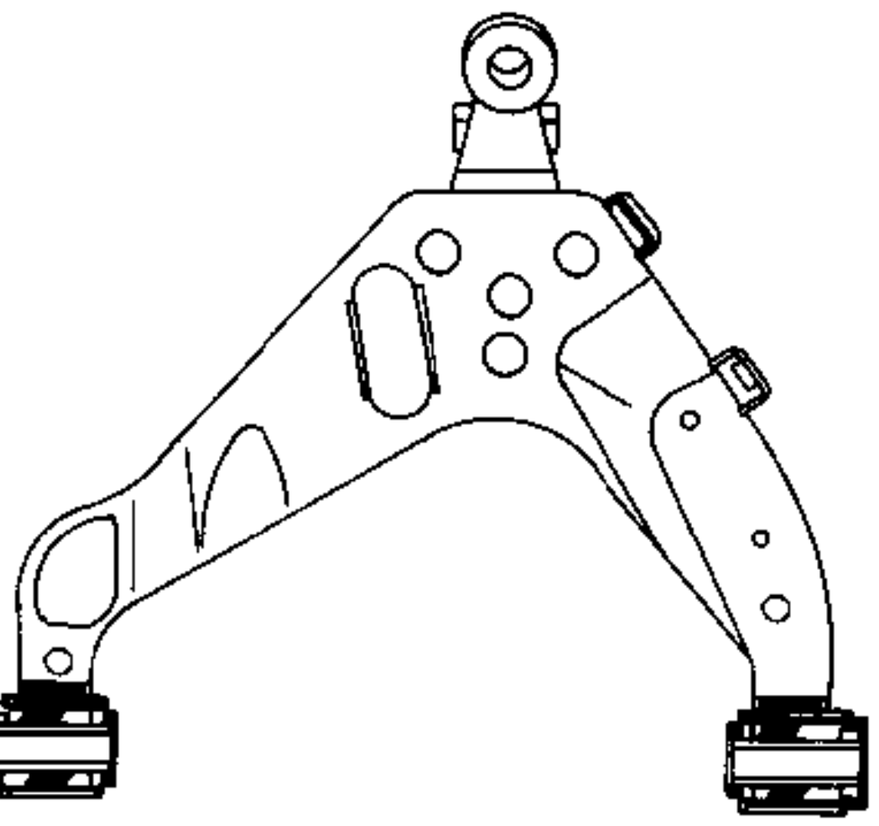


图 9-5-3 4WD 的下控制臂

图 9-5-4 所示的前悬架装置图，上控制臂为锻件，下控制臂为钢板冲压件，上、下控制臂均为“A”形结构，下控制臂的刚度非常大。

汽车论坛 http://www.qclt.com

图 9-5-5 所示为前驱动车麦弗逊式悬架的控制臂，在钢板冲压件上焊有用于安装橡胶衬套的钢管和锻造的销轴，整个控制臂呈“L”形结构，提高了控制臂本身的刚性。

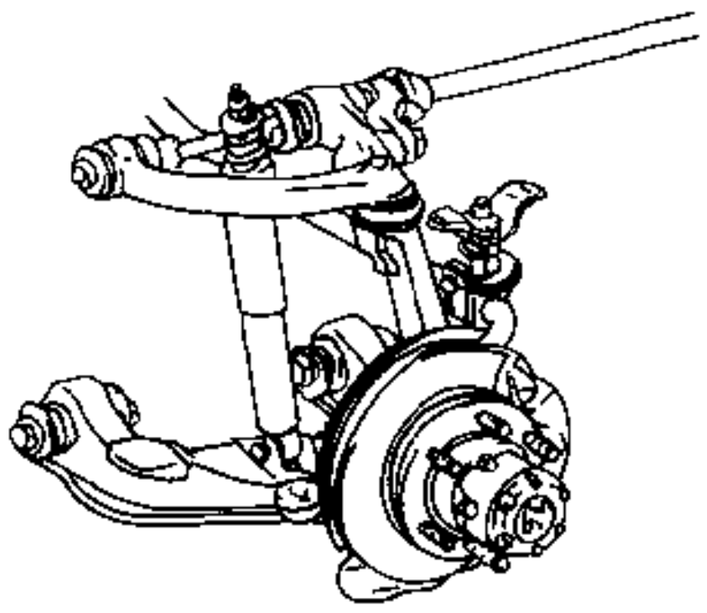


图 9-5-4　HIACE（4WD）前悬架

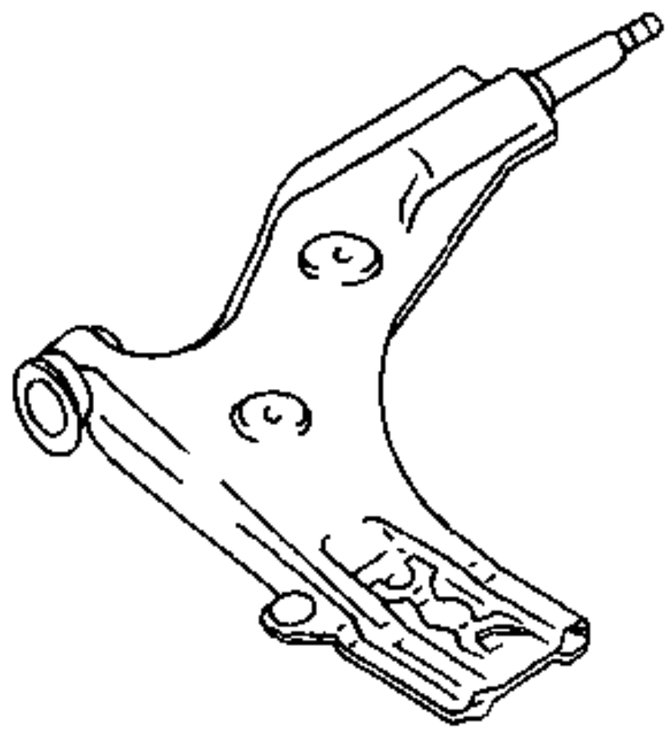


图 9-5-5　L 型控制臂

图 9-5-6 所示为该控制臂在车上的安装状态，与车身连接的两个铰链点间隔较大，可有效地传递纵向力和横向力。

此外，一些单纵臂及单斜臂采用以车身侧为底边，车桥侧为顶点的三角形控制臂（图 9-5-7），在车桥侧有两个铰链点，在车身侧有一个铰链点的倒“A”形控制臂。

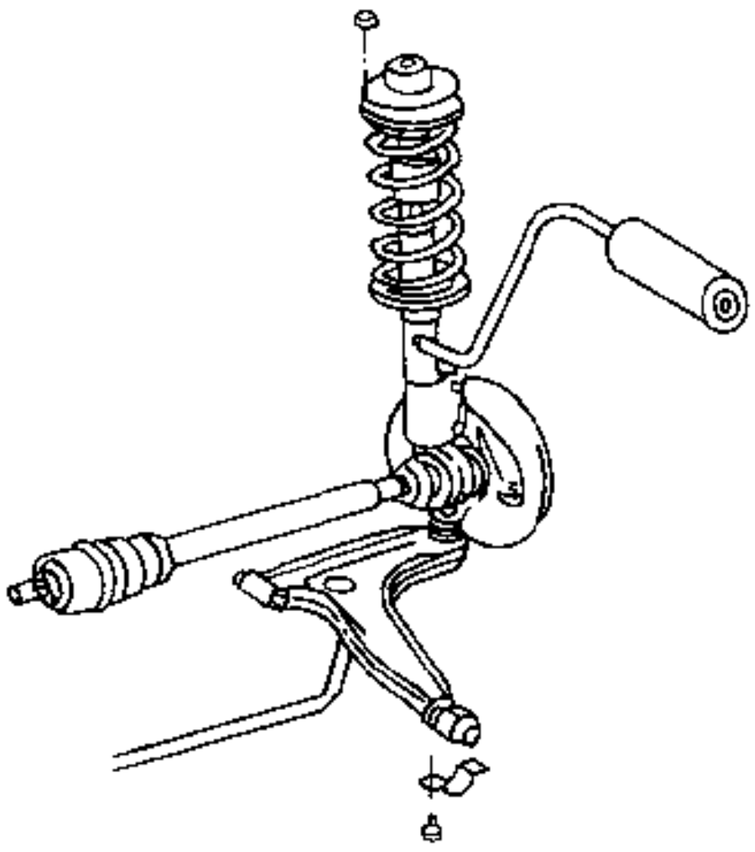


图 9-5-6　前悬架系统

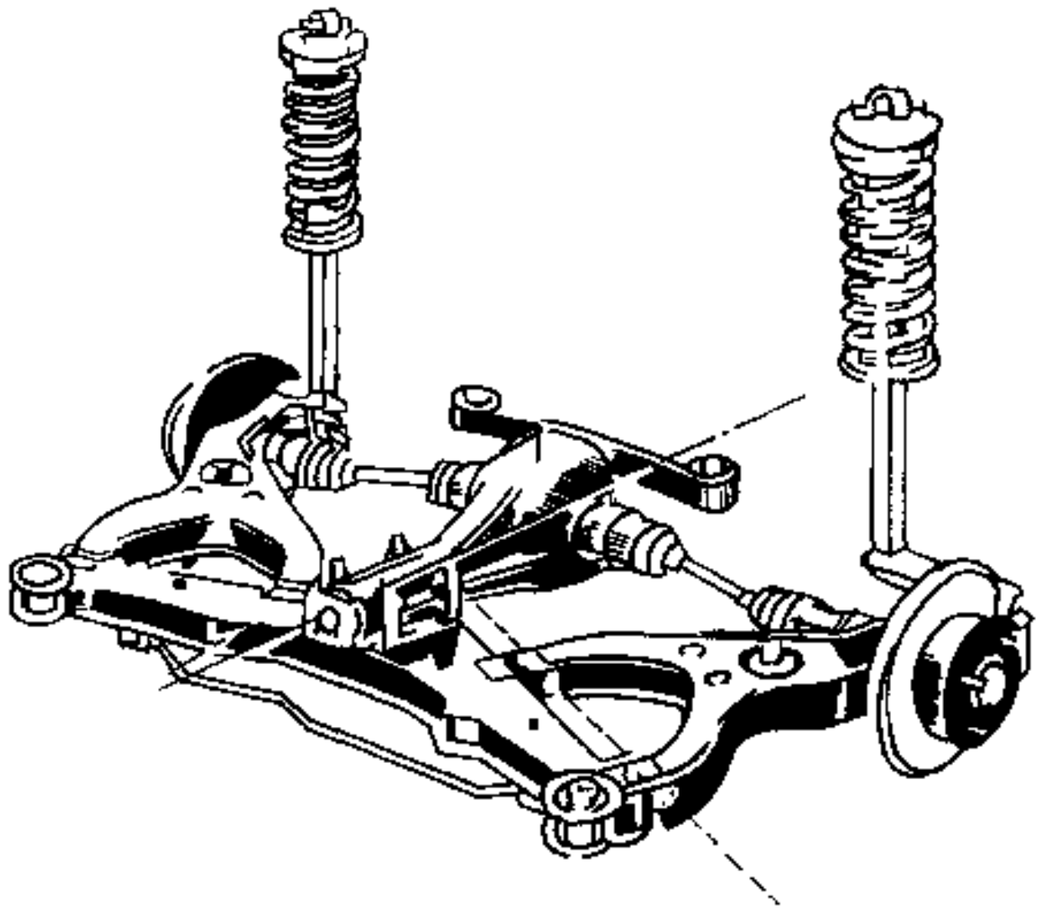


图 9-5-7　单斜臂悬架

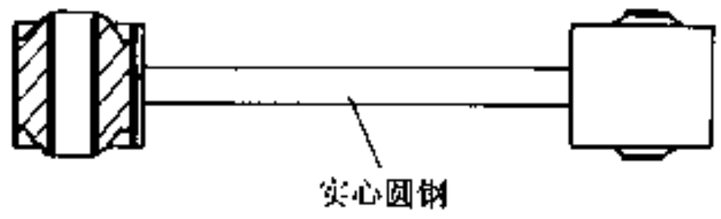
根据使用条件推力杆常采用管件、锻件及钢板冲压件。一般钢板冲压结构的推力杆两端焊接套管，套管内压入橡胶衬套，也有的在下推力杆结构中采用一端用衬套与车身连接，另一端用球头销与车桥相连。锻件结构的推力杆，其截面为常见的 H 形截面，提高了推力杆的刚度。

在四连杆式悬架中，一般上推力杆和下推力杆的结构如图 9-5-8 所示，上、下推力杆的两端均压入柱型橡胶衬套。通常上推力杆长度短且直径较小，因此采用实心杆，以降低成本。下推力杆采用钢管，由于管料具有强度高、质量小等优点，在推力杆上采用较多。有时根据整车布置需要，推力杆也可以做成弯曲

汽车论坛 http://www.qclt.com

形状。推力杆两端的套管采用电弧焊或电阻焊的方法与杆体连接。

图 9-5-9 所示为麦弗逊式后悬架系统的横向推力杆。推力杆上的螺纹接头可调整推力杆的长度，因此能在承载状态下调整前束。



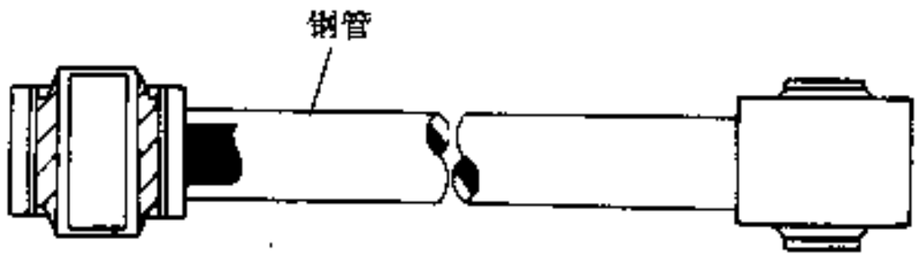


图 9-5-8 推力杆

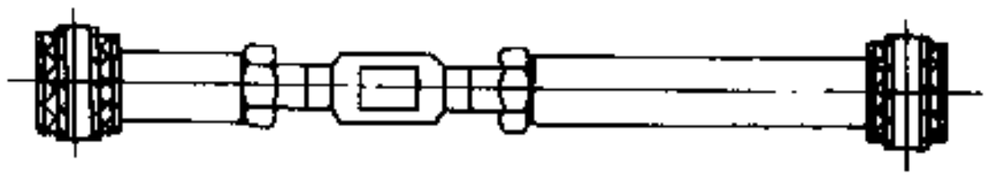


图 9-5-9 麦弗逊式悬架的横向推力杆

9.5.2 副车架、悬架横梁

1）概述

对于承载式车身而言，一般将悬架系和传动系安装在副车架上，再把这个副车架与车身连接起来。这种结构方式称为副车架方式。对于非承载式车身，悬架系统多是被安装在悬架横梁上，悬架横梁再与纵梁连接起来。由于在这两种连接方式中，副车架或悬架横梁上的悬架铰链点的位置尺寸对悬架的运动特性有重要影响，因此，将副车架和悬架横梁作为悬架导向系构件进行讲述。

副车架可隔绝由悬架及传动系传来的振动及噪声。同时由于控制臂及推力杆不直接安装在车身上，因此对车身变形的影响较小。副车架还提高了悬架支点部位的刚度，易得到准确的运动特性。此外，还可提高悬架装置在总装配线上的装配效率，对提高装配精度也极为有利。但这种结构由于重量增加及成本较高，故主要用于高级车及跑车。

副车架与车身有两种连接方式，其一为以螺栓作刚性连接，其二为中间借助橡胶垫进行连接。刚性连接可提高车身的整体刚度，同时提高悬架铰链点的位置精度，使铰链点位移量减小，对操纵稳定性有利，但隔振效果不好。而弹性连接的副车架则极大地降低了传向车身的振动和噪声。此外，还应综合考虑副车架和横梁的刚度及与车身的连接刚度，以免产生共振现象。

2）结构型式

图 9-5-10 所示是一种前置后驱动车型的副车架，它与车身有六个柔性连接点，作为柔性连接的橡胶垫具有低载时刚度小、高载时刚度大的非线性特点。因此，既可得到降噪、隔振的效果，又不影响悬架的运动特性。

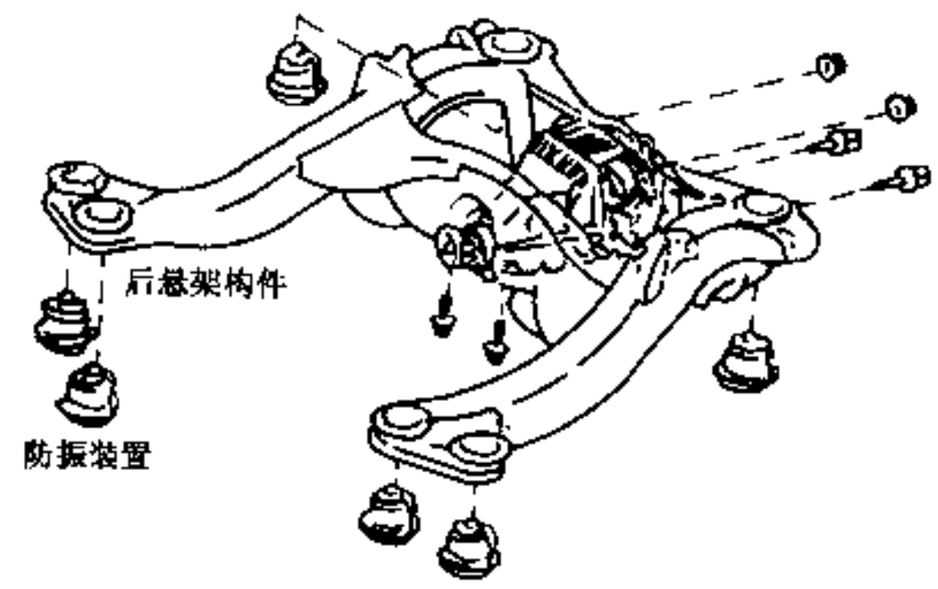


图 9-5-10 发动机前置后轮驱动汽车的副车架

图 9-5-11 所示的悬架前横梁，采用钢板冲压结构且截面形状复杂，因此刚度较大，同时，在横梁上用于固定下控制臂的两个长圆孔，可用来调整该车的前轮定位参数。

图 9-5-12 所示的悬架横梁的优点是在焊装好的横梁上通过机械加工，保证上、下控制臂的铰链点尺寸，提高了悬架系导向机构的安装精度，避免了横梁由于电弧焊和整车装配所造成的误差，提高了整车的操纵稳定性。该横梁与纵梁用螺栓刚性连接，整车的装配效率得到提高。也有的副车架采用铝合金材料，在保证较高的刚度同时，又减小了质量。

9.5.3 橡胶衬套

如前面所述，在悬架系统的导向装置中（控制臂、推力杆等），与车身连接的铰链点越来越多地采用了橡胶衬套的连接方式。橡胶衬套以其隔振性能好，具有所期望的弹性特性及衰减特性等优点，已成为汽车上不可缺少的重要元件。合理的设计橡胶衬套的尺寸及性能可以保证整车具有良好的操纵稳定性和平顺

汽车论坛 http://www.qclt.com

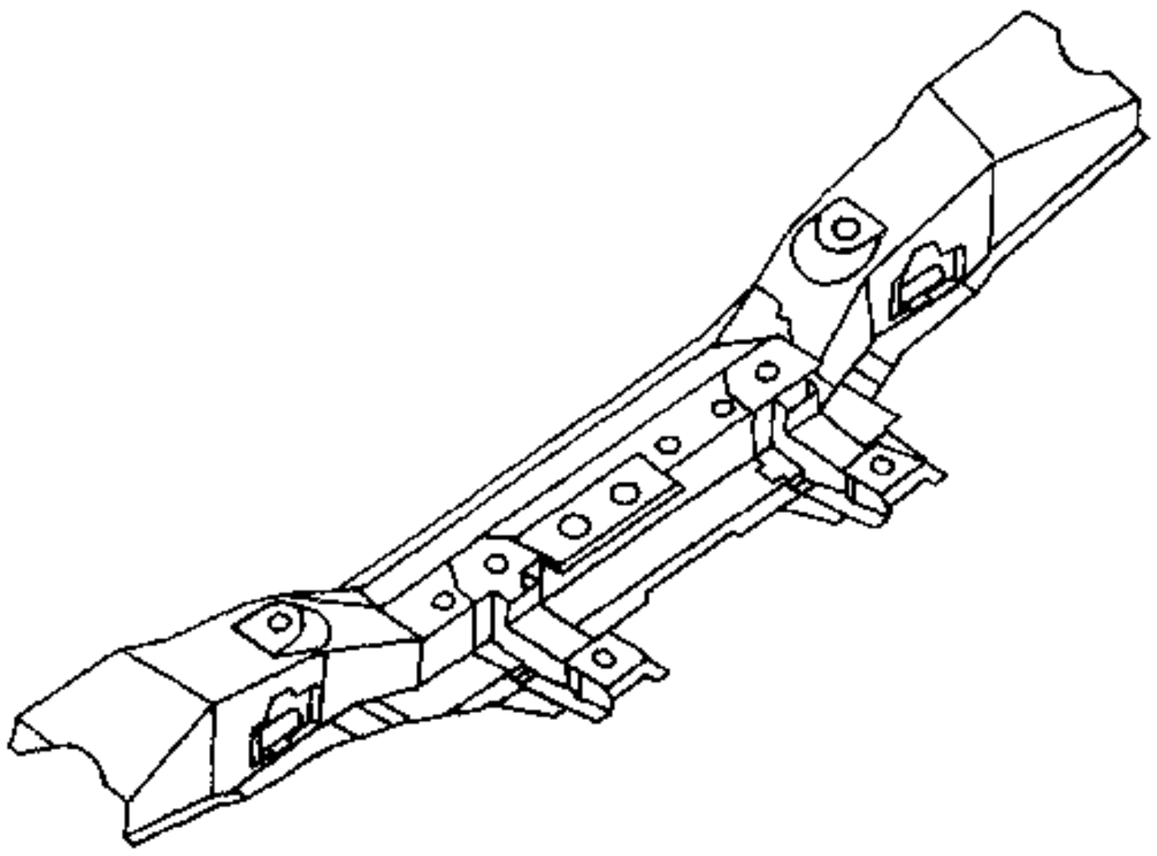


图 9-5-11　HIACE 车悬架横梁

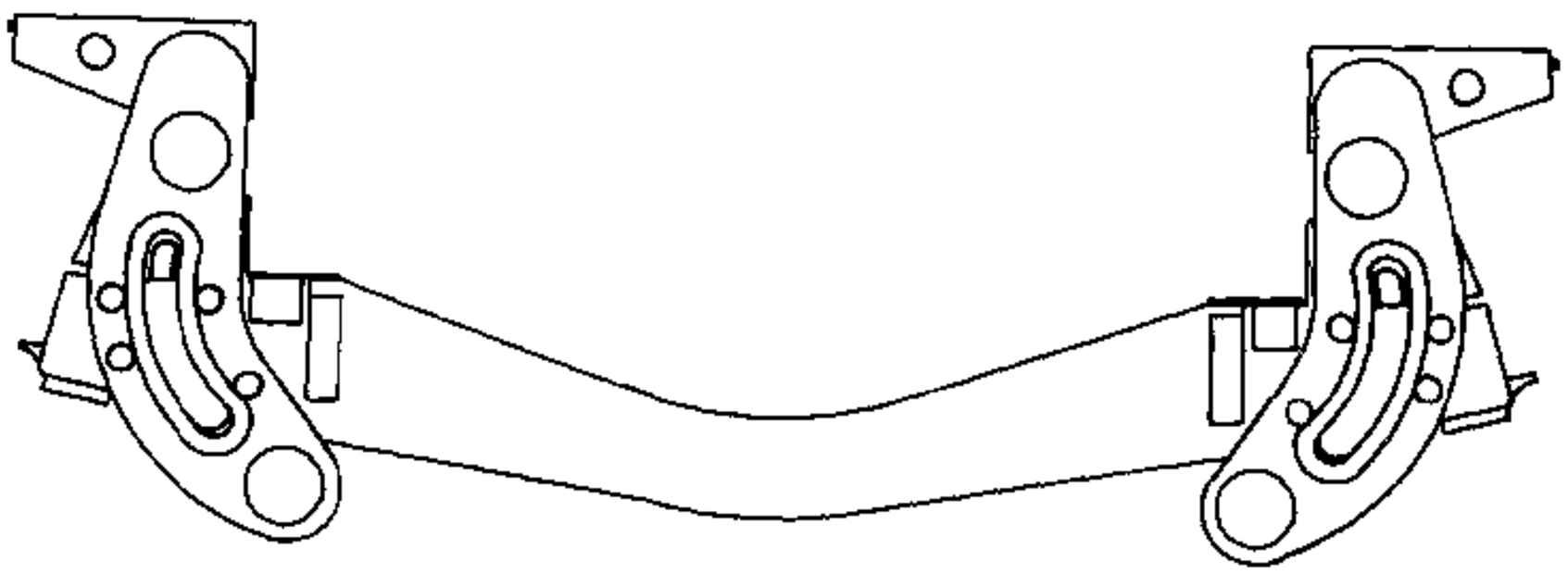


图 9-5-12　IVECO 车的悬架横梁

性。

1）橡胶衬套的特点

①由于橡胶件的形状有较自由的选择余地，所以能恰当地选择三个方向（轴向、径向、扭转方向）的刚度比；

②能够和金属牢固地硫化在一起，简化了固定和支承结构。因此，在三个方向中任一方向都可用来支承负荷；

③橡胶弹性模量比金属小，可以产生较大的弹性变形；

④橡胶的内部摩擦比金属的大，且具有随频率增加而增大的倾向，因此，使用橡胶衬套可以降低共振振幅；

⑤橡胶在低温时，动弹性系数会急剧上升，因此，选择橡胶衬套材料时，应力求改善材料的耐高温、耐低温、耐油等性能。

2）橡胶衬套的刚度

尽管橡胶衬套的形状一般都不太复杂，但由于它们不是纯弹性体，而是属于粘-弹材料，因此，要精确计算弹性特性是比较困难的。下面以图 9-5-13 为例，给出该橡胶衬套在三个方向的刚度公式（其中图 9-5-13a）是图 9-5-13b）的特例，$L_1 = L_2 = L$）。

汽车论坛 http://www.qclt.com

（1）轴向刚度

$$K_a = \frac{2.73 G_{dp}(l_1 r_2 - l_2 r_1)}{(r_2 - r_1)\log\left(\frac{l_1 r_2}{l_2 r_1}\right)} \tag{9-5-1}$$

式中：G_{dp}——剪切弹性模数。

$$G_{dp} = \left[1 + \frac{(r_2 - r_1)^2}{3 l_1 l_2}\right]^{-1} G \tag{9-5-2}$$

式中：G——橡胶的静剪切弹性模数，与本身的硬度有关，静剪切弹性模数与硬度的关系参见图 9-5-14。

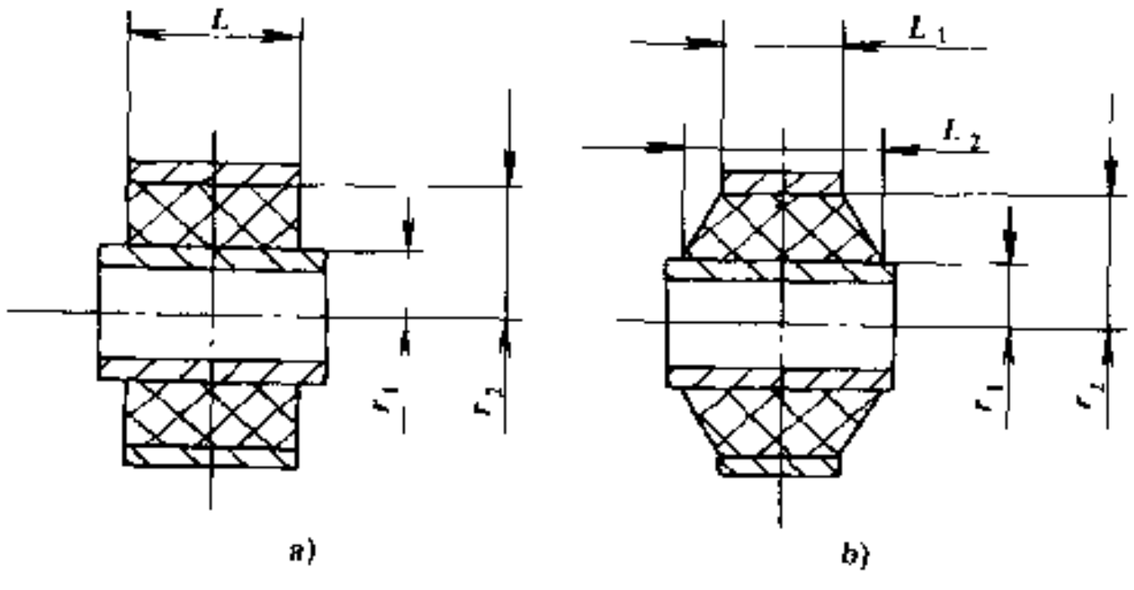


图 9-5-13 橡胶衬套

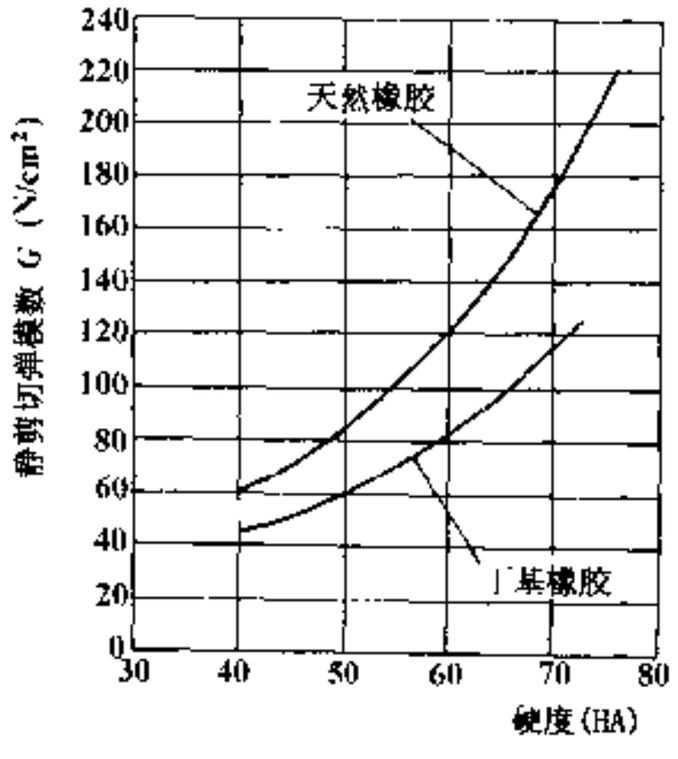


图 9-5-14 静剪切弹性模数与橡胶硬度的关系

轴向载荷为：

$$P_a = K_a \delta_a \tag{9-5-3}$$

式中：δ_a——轴向变形。

（2）径向刚度

$$K_r = 1.36(E_{dp} + G)\frac{l_1 r_2 - l_2 r_1}{(r_2 - r_1)\log\left(\frac{l_1 r_2}{l_2 r_1}\right)} \tag{9-5-4}$$

式中：E_{dp}——橡胶的弹性模数。

$$E_{dp} = (4 + 3.290 S^2) G \tag{9-5-5}$$

式中：S——形状系数。

$$S = \frac{l_1 r_2 - l_2 r_1}{(r_2^2 - r_1^2)\ln\left(\frac{l_1 r_2}{l_2 r_1}\right)} \tag{9-5-6}$$

径向载荷为：

$$P_r = K_r \cdot \delta_r \tag{9-5-7}$$

式中：δ_r——径向变形。

（3）扭转刚度

$$K_\phi = 2\pi G\left(\frac{l_1 r_2 - l_2 r_1}{r_2 - r_1}\right) \Big/ \left[\frac{1}{2}\left(\frac{1}{r_1^2} - \frac{1}{r_2^2}\right) + \frac{l_1 - l_2}{l_1 r_2 - l_2 r_1}\cdot\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2}\right) + \left(\frac{l_1 - l_2}{l_1 r_2 - l_2 r_1}\right)^2 \cdot \ln\frac{l_1 r_2}{l_2 r_1}\right] \tag{9-5-8}$$

扭转力矩为：

$$T = K_\phi \cdot \phi \tag{9-5-9}$$

式中：ϕ——扭转角。

汽车论坛 http://www.qclt.com

橡胶衬套结构型式很多，有的在各方向的刚度特性并不相同（如在水平和垂直两个方向的径向刚度值各不相同），而且变形增大后非线性程度很快增大，所以，只能用试验方法来得到其准确的弹性特性。

上面所讨论的是橡胶衬套静态下的各种刚度，而实际上橡胶衬套连接的悬架部件是运动部件。橡胶的动特性与它本身的化合物种类和配方有很大关系，因此根据使用条件的需要来选择橡胶衬套的材料就显得尤为重要。此外，橡胶的动特性还与振动频率、振幅、平均变形及温度有很大关系。在实际应用上，其弹性特性和迟滞特性主要靠试验来测定。

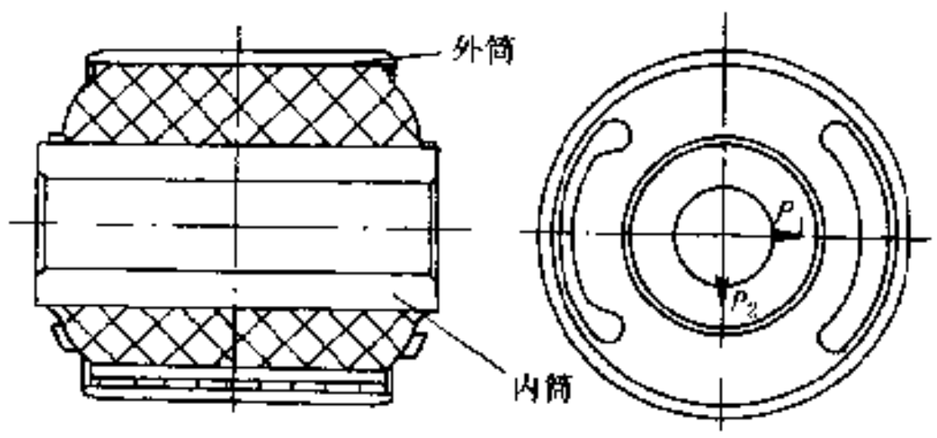


图 9-5-15　P_1、P_2 方向上刚度不同的橡胶衬套

3）结构型式

为兼顾操纵稳定性、平顺性和防振性能，橡胶衬套设计了多种结构型式，使其在各方向的刚度值相差很大。图 9-5-15 所示的橡胶衬套在 P_1、P_2 两个方向的刚度有较大差异。图 9-5-16 是一种橡胶衬套及其在各方向上的刚度曲线。

图 9-5-17 所示是不同结构型式的橡胶衬套。其扭转特性曲线见图 9-5-18。从图中可见，带中间环式衬套的扭转刚度比整体式衬套的小许多，因此，带中间环式衬套多用于救护车等对平顺性要求较高的车辆上，滑动式衬套和带枕形球式衬套力矩为零，但其结构比较复杂。图 9-5-19 是内筒式鼓形衬套的扭转特性。

整体式橡胶衬套的动弹性刚度低，衰减性也较差，不利于振动的快速衰减。为解决这一问题，在橡胶衬套内封入粘性液体，该种衬套具有动弹性刚度低和高衰减性能的双重优点。图 9-5-20 为其实用结构，受 P 向载荷时，液体不断地通过阻尼孔在液室 3 和液室 5 间来回流动，产生阻尼力，可使衰减系数增大。有时为增强这种效果，需封入高粘性液体。

4）橡胶衬套的寿命

橡胶衬套的失效形式主要表现为磨损、疲劳裂纹、老化、塑变及刚度变化等。其中橡胶衬套的耐磨损、耐塑变、耐老化等性能，可根据使用条件通过改变材料来提高。橡胶衬套的疲劳裂纹则可以根据具体

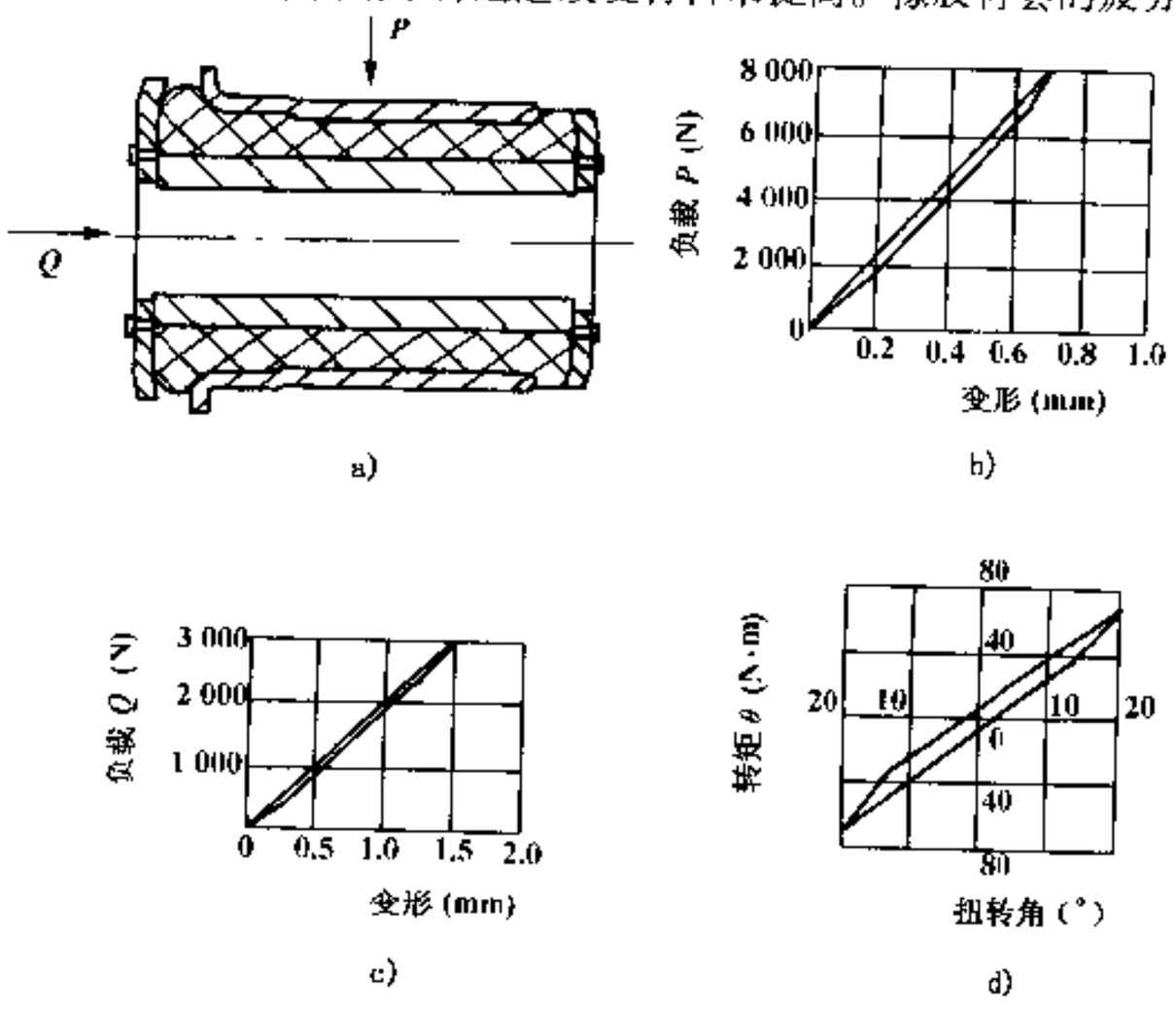


图 9-5-16　橡胶衬套及其各向弹性特性曲线

a)橡胶衬套；b)径向特性曲线；c)轴向特性曲线；d)扭转特性曲线

汽车论坛 http://www.qclt.com

的使用条件，在橡胶衬套的结构设计上加以考虑。一般来讲，橡胶变形集中部位（变形最大处）易产生疲劳裂纹。同时橡胶还具有抗压不抗拉的特性，因此设计时应尽可能考虑以上因素，将其设计为变形不宜集中的形状。橡胶的变形允许量与其材料的性质也有很大关系，例如天然橡胶的疲劳裂纹出现时的循环次数与剪切变形量成反比例关系，而在剪切变形量相同时，硬橡胶比软橡胶提前出现疲劳裂纹。

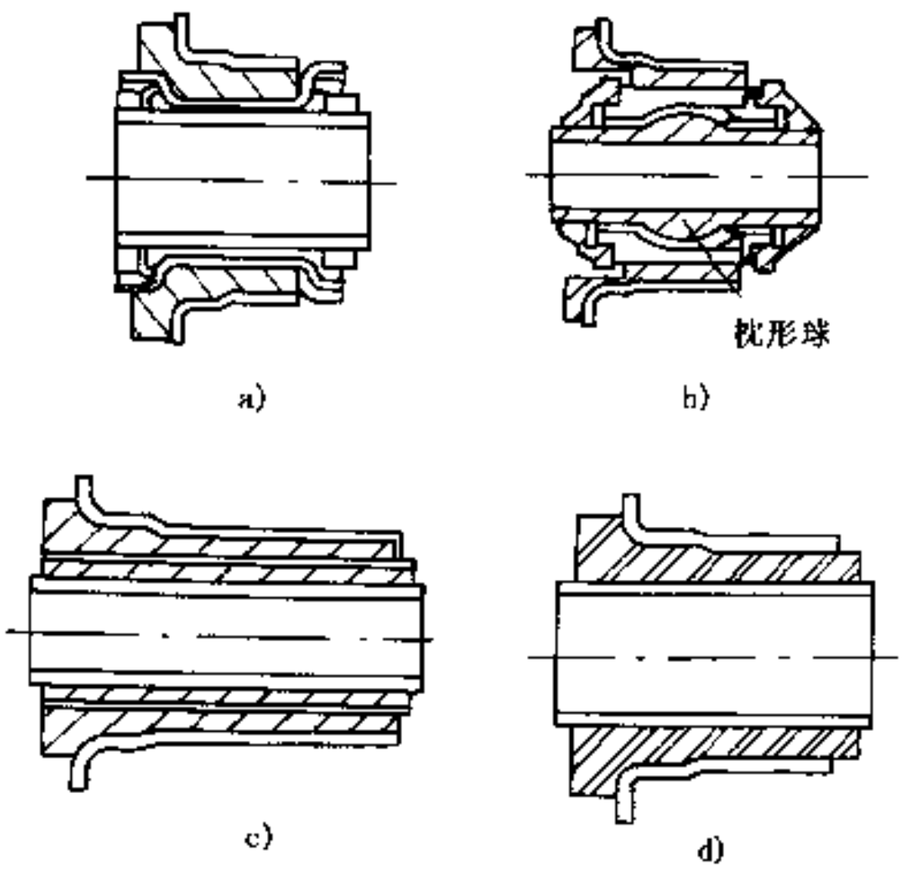


图 9-5-17 橡胶衬套的四种结构

a)滑动式；b)带枕形球式；c)带中间环式；d)整体橡胶式

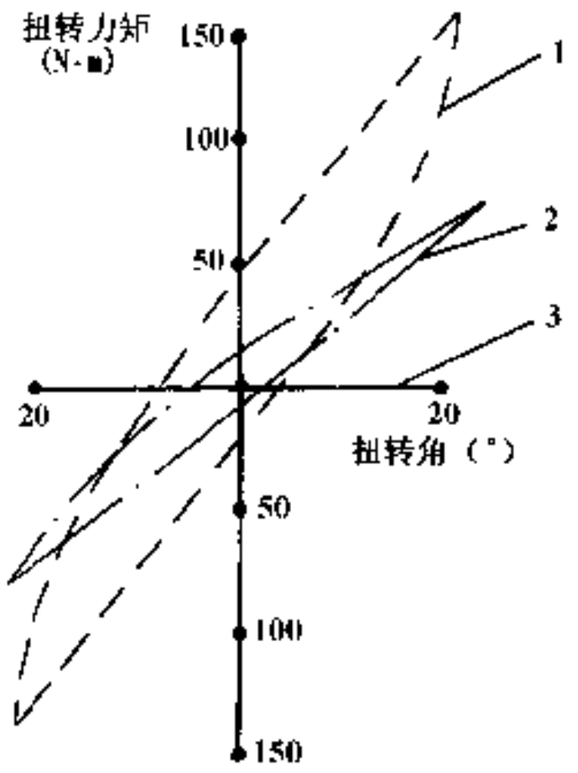


图 9-5-18 衬套扭转特性曲线

1-整体橡胶式；2-带中间环式；3-滑动式、带枕形球式

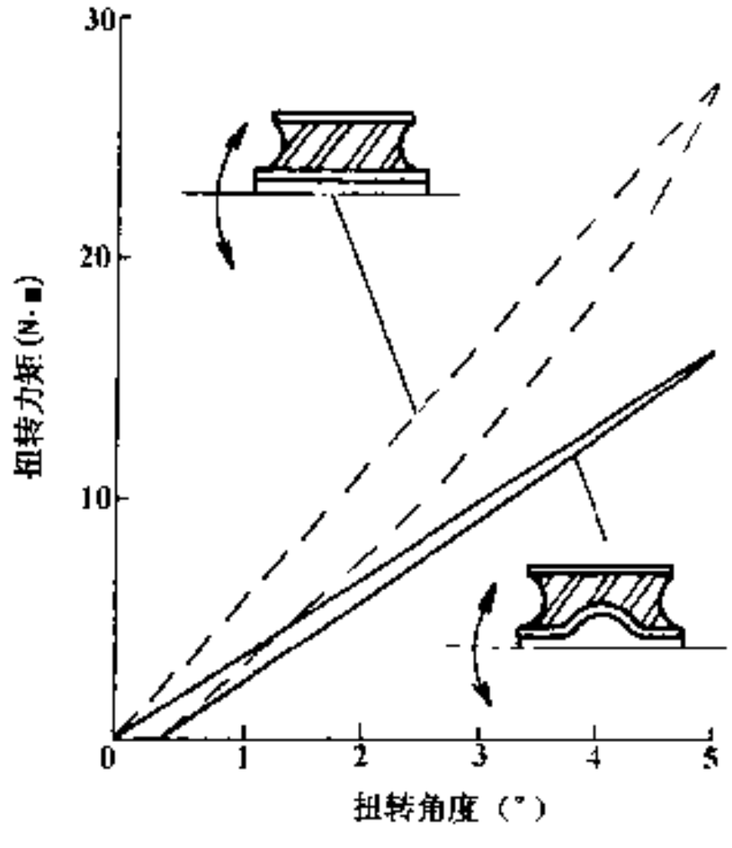


图 9-5-19 内筒式鼓形衬套的扭转特性

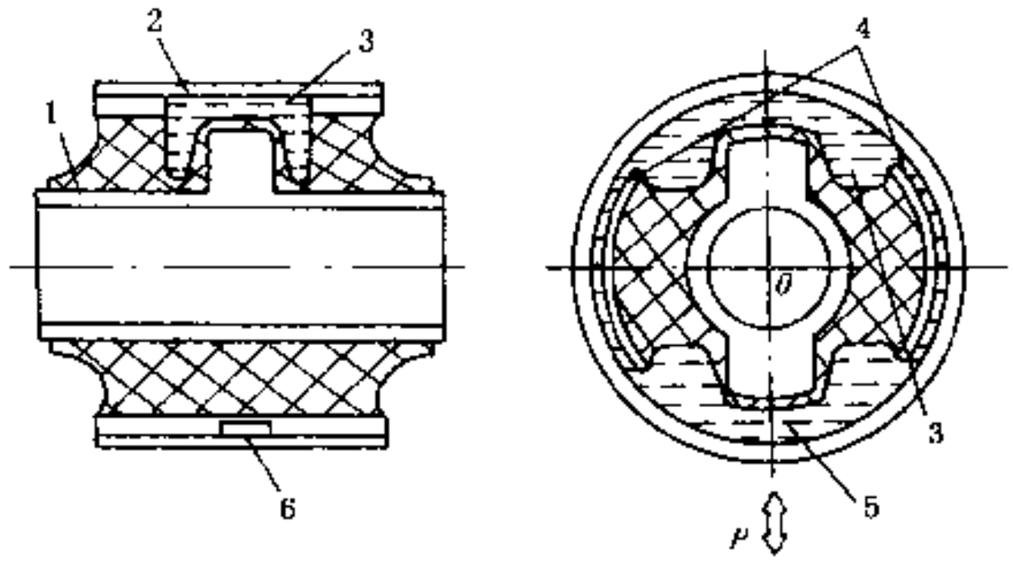


图 9-5-20 橡胶衬套内封入粘性液体的结构

1-内筒；2-外筒；3-液室一；4-通路；5-液室二；6-阻尼孔

9.5.4 悬架系的支撑胶垫

多用于麦弗逊式悬架系统。在这种悬架型式中，螺旋弹簧及减振器通过支撑胶垫与车身连接，以隔绝从车轮传来的振动和冲击。图 9-5-21 为其一安装实例。

支撑胶垫的型式和弹性特性因车型及使用条件的不同而异，但从安装及使用功能上来看，其形状基本为圆筒形。因此，其刚度的计算方法与橡胶衬套相同（参照 9.5.3 的 2)）。根据工作原理将支撑胶垫的结构分为分离输入型和整体输入型两种。

（1）分离输入型

汽车论坛 http://www.qclt.com

能分别传递减振器和螺旋弹簧上的力，以提高汽车平顺性。其结构如图 9-5-22 所示。弹簧力通过隔振软垫和外层橡胶传递到车身上，而减振器阻力则通过内层橡胶传到车身上。对其弹性特性的要求是：

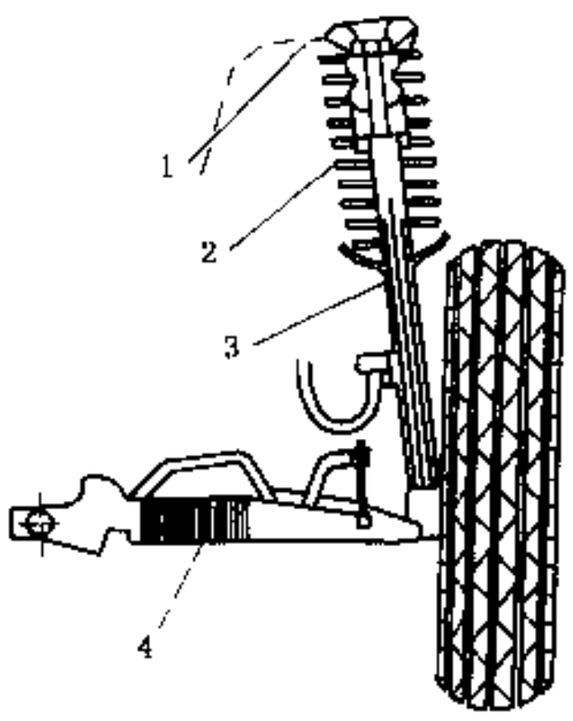


图 9-5-21　悬架支撑胶垫的安装
1-悬架胶垫；2-螺旋弹簧；3-减振器；4-下控制臂

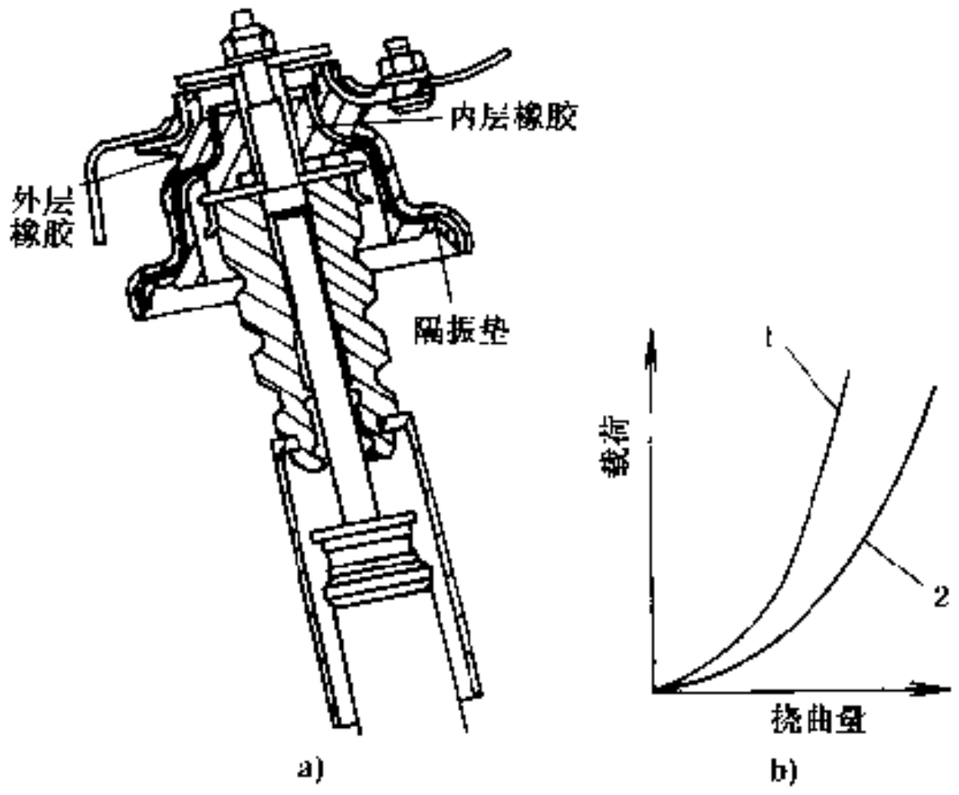


图 9-5-22　分离输入型支撑胶垫及振动特性
a)支撑胶垫结构；b)振动特性
1-与弹簧振动输入相对应的特性；2-与减振器振动输入相对应的特性

从降低振动和噪声的角度，希望胶垫在常用载荷（垂直方向）刚度较小；从提高操纵稳定性方面考虑，则希望胶垫具有较大的横向刚度。

（2）整体输入型

图 9-5-23 所示为整体输入型的两种结构，这种结构的胶垫同时要传递从螺旋弹簧和减振器传递来的载荷。由于车轮传来的载荷变化范围较大，并常伴有冲击载荷，因此为了具有较好的防振性能，需将胶垫的弹性特性设计成非线性，即在常用载荷范围内的弹性特性较柔软，而在载荷较大时，弹性特性很硬。就其结构而言，带有压缩剪切型限位垫已成主流。图 9-5-23b）所示结构，在反弹限位方向上，预先有一个预压缩变形，因而可得到极强的反 S 型弹性特性。

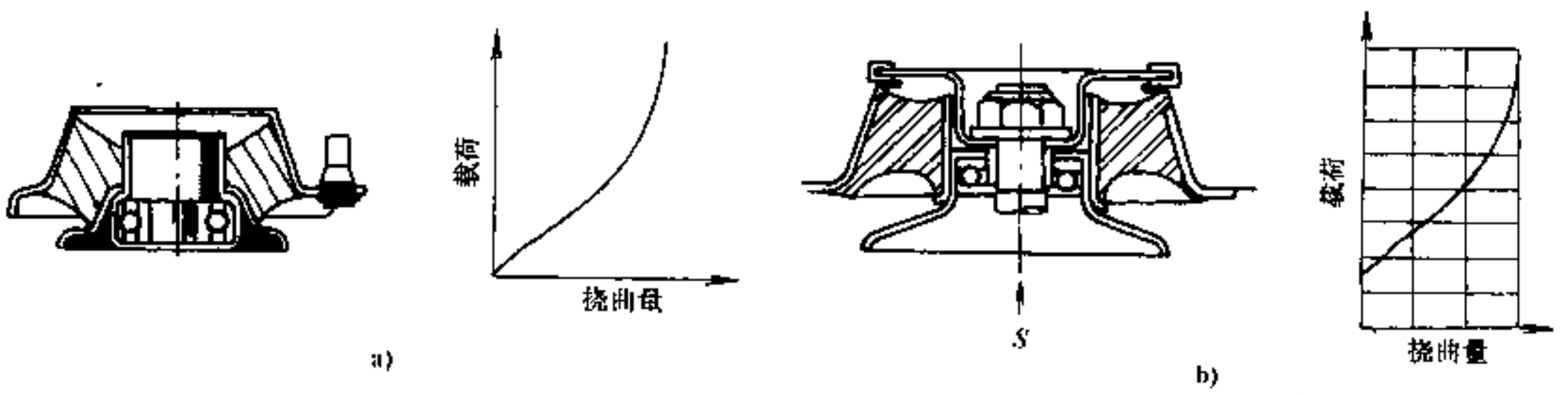


图 9-5-23　整体输入型支撑胶垫及其特性
a)带弹跳限位垫的结构；b)带上跳、下跳限位垫的结构

9.5.5　球头销

球头销在独立悬架系统中被广泛采用，控制臂或推力杆常通过位于端部的球头销与其它部件相连。球头销的主要功能是实现车轮上、下跳动和转向运动。

1）球头销的结构

汽车论坛 http://www.qclt.com

球头销的结构主要有两种：一是球形球销与整体式球座组合式，另一种是半球状球销与球形构件组合式。以前多采用螺旋弹簧进行预压和补偿磨损的结构，现在则广泛采用具有弹性和润滑作用的合成树脂球座，既降低了成本，又提高了操纵稳定性。此外，防尘罩的材料及形状、油脂的种类等均有很大改进，取消了滑脂嘴，实现了免维修的结构。

球头销主要由端盖、球销、球座及防尘罩等构成。

端盖多采用钢板冲压件，其材料以碳素钢为主，有的也采用铝合金或球墨铸铁。

对球销球面的加工精度要求较高，多采用淬透性良好的合金钢，与金属球座配合的球销表面需采用高频淬火等表面硬化处理，以提高耐磨性。现在多采用球销与非金属球座配合，因此只需对球销采取调质处理。对球销直径的选择应根据拉伸强度、耐久性等因素综合考虑。

球座的材料采用表面硬化钢，粉末冶金、尼龙、聚缩醛树脂，聚乙烯树脂、聚氨脂及聚脂弹性体等。由于球座的材料及形状对磨损及疲劳寿命有较大的影响，故在材料中浸入二硫化钼或油，以提高耐磨性。也可在球座上增设加强筋或采用复合材料。

防尘罩的密封性对球头销的磨损及疲劳寿命影响很大。其材料多选用耐高低温、耐油、耐老化的聚氨酯或氯丁橡胶。另外，在设计上应考虑其运动时的变形情况，以免变形后灰尘从配合面进入球头销。同时，防尘罩与相关件的配合精度，也对密封性和使用寿命有很大影响。

2）类型

按载荷的输入方向及功能的不同，球头销分为如下两类：

（1）承受簧上载荷型

根据作用在球头销上簧上载荷的方向，可分为拉伸型（图 9-5-24）和压缩型（图 9-5-25）两种。从球头销强度看，开口部不受力的压缩型好。但由于结构布置等原因，拉伸型球头销使用的较多。

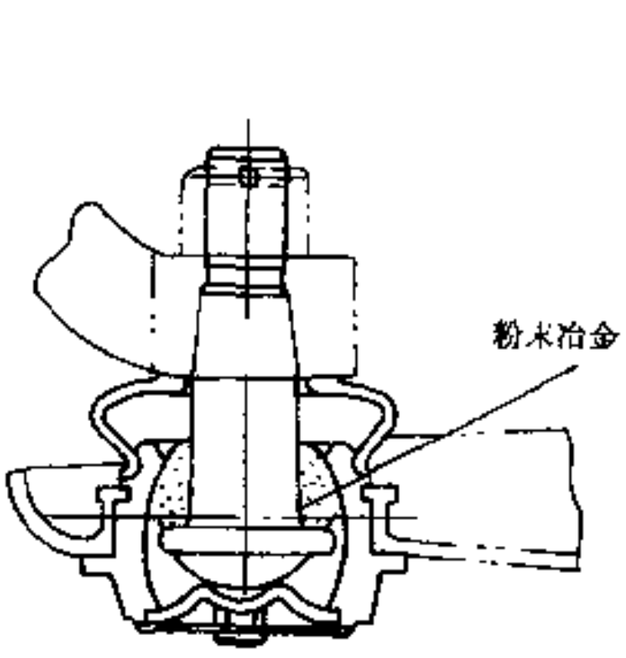


图 9-5-24 拉伸型球头销

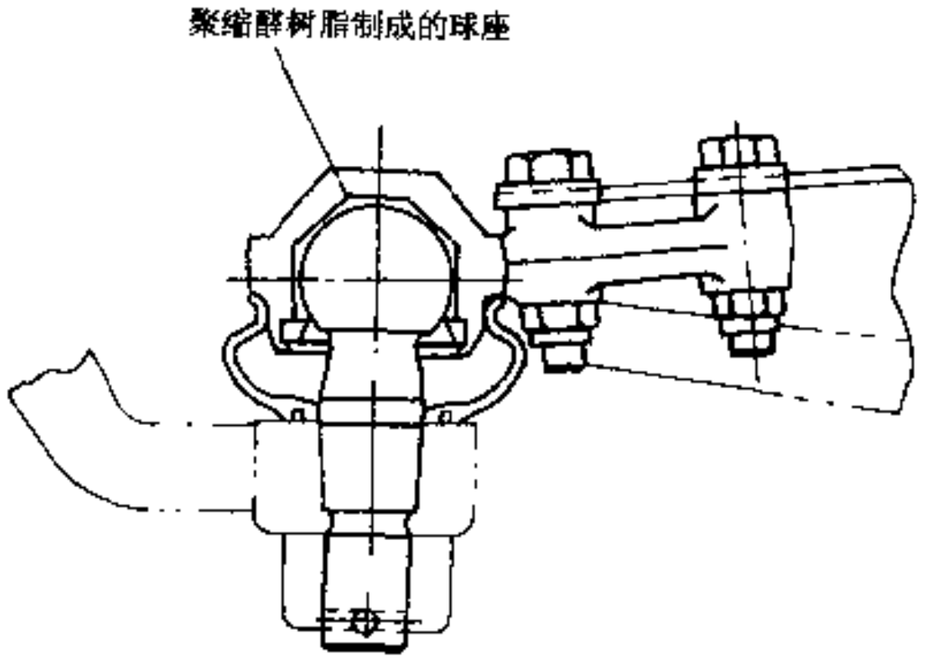


图 9-5-25 压缩型球头销

（2）不承受簧上载荷型

不直接承受簧上载荷，主要承受车轮传来的横向载荷。在车轮上、下跳动及转动时，起着能自由转动的铰链点的作用(图 9-5-26)

3）连接方式

由于布置空间的大小及控制臂种类的不同，球头销总成与控制臂有如下几种连接方式，即螺栓或铆钉连接（图 9-5-25）、直接压入控制臂内（图 9-5-24）及和控制臂作成一体（图 9-5-26）。

从球头销发展趋势看，现在越来越多采用与控制臂作成整体式的不可拆球头销，以满足占用空间小、装车方便、成本低等要求。但该型式的球头销使用寿命要求较高，以免因球头销或座的磨损造成整个控制臂失效。

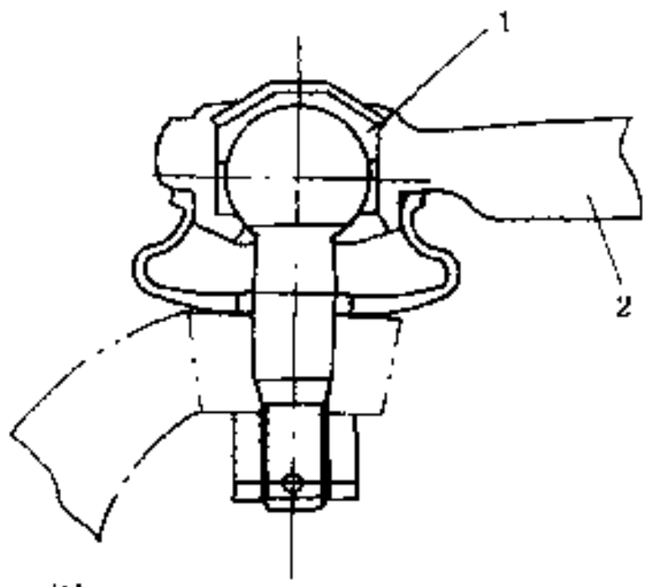


图 9-5-26 不承受簧上载荷型球头销
1-具有弹性的合成树脂球座；2-控制臂

汽车论坛 http://www.qclt.com

球头销与转向节的连接多采用1/6～1/10锥度配合的方式。

4）性能要求

①应具有足够的摆角，以满足车轮上、下跳动的要求；

②较小的摩擦力矩是确保转向轻便性和易操纵的重要因素；

③不应有引起车轮摆振和异常噪声的间隙；

④密封性能良好，以保证球头销在泥水及高、低温环境下能正常使用；

⑤应具有足够的强度及耐久性，以承受车轮传来的力和振动。（撰稿人：吴晓涛）

9.6 辅助机构

9.6.1 横向稳定杆

为改善汽车行驶平顺性，通常把悬架刚度设计得比较低，其结果影响了汽车行驶稳定性。为此，在悬架系统中采用了横向稳定杆结构，用来提高悬架侧倾角刚度，减少车身倾角。

横向稳定杆可以看成是一种特殊的弹性元件，实际上是一个横置的扭杆弹簧，两端扭杆臂同向。如果左、右车轮同时上下跳动，横向稳定杆不起作用，当左、右车轮反向跳动时，横向稳定杆中间部分受扭转，侧臂受弯，起到增加悬架角刚度的作用。图9-6-1是横向稳定杆在车上的安装实例。杆的中部用橡胶衬套与车身相连，两端通过侧臂端部的橡胶垫或球头销与悬架导向臂连接。

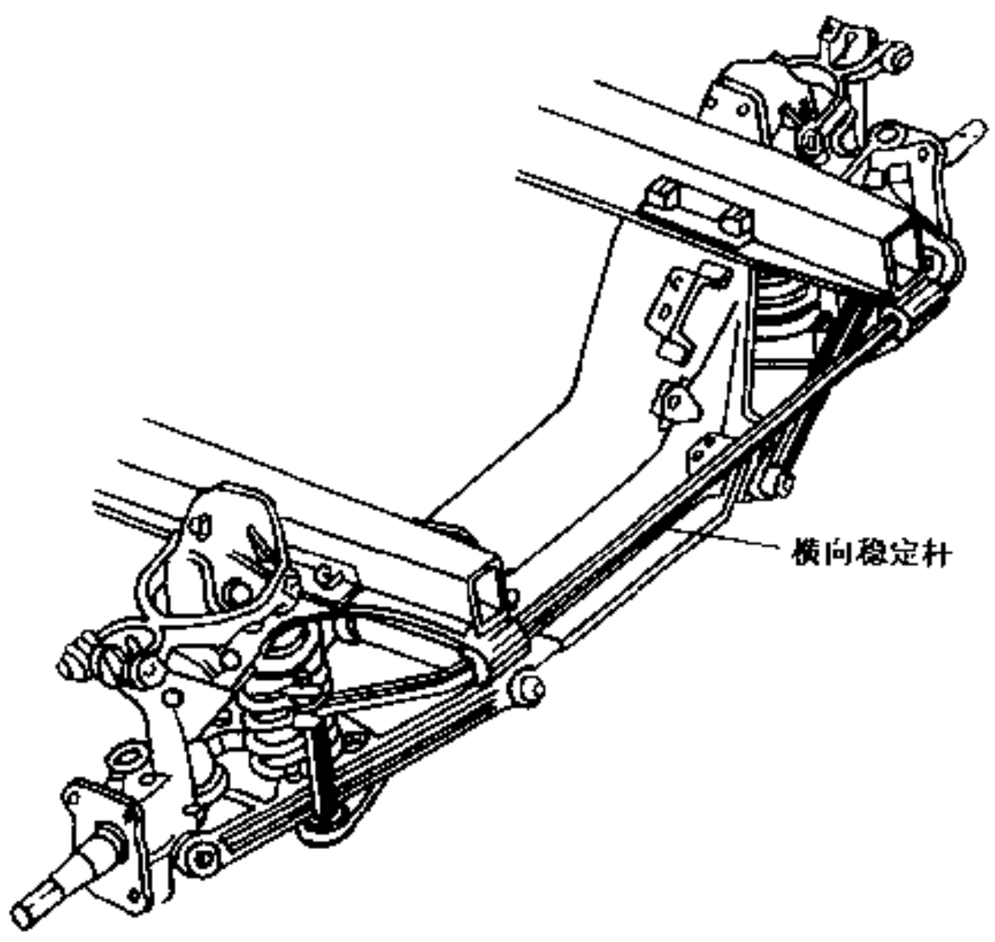


图9-6-1　横向稳定杆在车上的安装实例

如果整车侧倾角刚度偏低，车身侧倾角过大，则应采用横向稳定杆，以增加整车侧倾角刚度。根据需要可以在前、后悬架上单独或同时安装横向稳定杆。设计横向稳定杆时，除了要考虑整车总的侧倾角刚度外，还应考虑前、后悬架的侧倾角刚度之比。为使汽车有不足转向特性，应使前悬架的侧倾角刚度比后悬架的稍大些。因此，比较多的车型都是在前悬架安装横向稳定杆。

9.6.1.1 横向稳定杆计算

1）横向稳定杆刚度计算

横向稳定杆形状如图9-6-2所示，为圆形实心断面，直径为 d，作用在两端点 A、A' 处的载荷 P 大小相等方向相反，载荷作用点处变形为 f（不考虑横向稳定杆的橡胶衬套变形）。

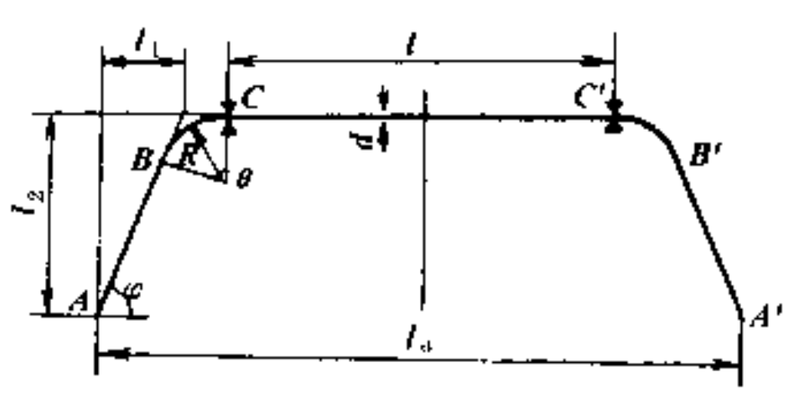


图9-6-2　横向稳定杆

横向稳定杆刚度 K 为：

$$\frac{1}{K}=\frac{f}{P}=2\left\{\frac{l_0^3}{3EI}+\frac{l_2^2 l}{2GI_t}+\frac{R}{EI}\left[\frac{l_0^2}{2}(\varphi+\frac{1}{2}\sin 2\varphi)+l_0 R\sin^2\varphi+\frac{R^2}{2}(\varphi-\frac{1}{2}\sin 2\varphi)\right]+\frac{R}{GI_t}\left[\frac{l_0^2}{2}(\varphi-\frac{1}{2}\sin 2\varphi)+l_0 R(1-\cos\varphi)^2+R^2(\frac{3}{2}\varphi-2\sin\varphi+\frac{1}{4}\sin 2\varphi)\right]\right\}\quad(\mathrm{mm/N})$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

式中：$l_0 = \sqrt{l_1^2 + l_2^2} - R\left(\frac{\sqrt{l_1^2 + l_2^2} - l_1}{l_2}\right)$，(mm)； (9-6-1)

$\varphi = \arctan \frac{l_2}{l_1}$，rad；

I——圆截面惯性矩，$I = \frac{\pi d^4}{64}$，mm^4；

I_t——圆截面极惯性矩，$I_t = \frac{\pi d^3}{32}$，mm^3；

G——剪切弹性模数，$G = 75460$，N/mm^2。

横向稳定杆侧倾角刚度 K_R 为：

$$K_R = \frac{Kl_0^2}{2} \quad (N \cdot mm/rad) \tag{9-6-2}$$

2)横向稳定杆应力计算

车身侧倾角为 α 时，横向稳定杆两端部载荷 P 为：

$$P = \frac{K_R \alpha}{l_0} \quad (N) \tag{9-6-3}$$

最大弯曲应力 σ 在 BC、$B'C'$ 段的 $\theta = \varphi - \beta$ 处，$\beta = \arctan \frac{R}{l_0}$

$$\sigma = \frac{2P}{Z_t}\sqrt{l_0^2 + R^2} \quad (N/mm^2) \tag{9-6-4}$$

式中：Z_t——扭转断面系数，$Z_t = \frac{\pi d^3}{16}$，mm^3；

最大剪应力 τ 在 $\theta = 0$ 处的 C、C' 点处。

$$\tau = \frac{P}{Z_t}\sqrt{l_0^2 + R^2 + \frac{2R(l_0 l_2 - Rl_1)}{\sqrt{l_1^2 + l_2^2}}} \quad (N/mm^2) \tag{9-6-5}$$

最大主应力 σ_{1max} 发生在 BC、$B'C'$ 段，可近似用下式计算：

$$\sigma_{1max} \approx \frac{P}{Z_t}\left(R + 2\sqrt{l_0^2 + R^2}\right) \quad (N/mm^2) \tag{9-6-6}$$

9.6.1.2 横向稳定杆的材料和设计应力

一般是根据横向稳定杆的设计应力选择材料，目前国内使用比较多的是 60Si2MnA 材料，对于使用应力较高的横向稳定杆，日本推荐采用 Cr - Mn - B 钢（SUP9，SUP9A），应力不高的稳定杆用碳素钢(S48C)。为提高横向稳定杆使用寿命，应进行喷丸。

为减小质量，有的横向稳定杆采用空心圆管制成，钢管壁厚和外径之比多为 0.125 左右，此时，比用实心杆外径增加了 11.8%，但质量可以减小约 50%（图 9-6-3）。

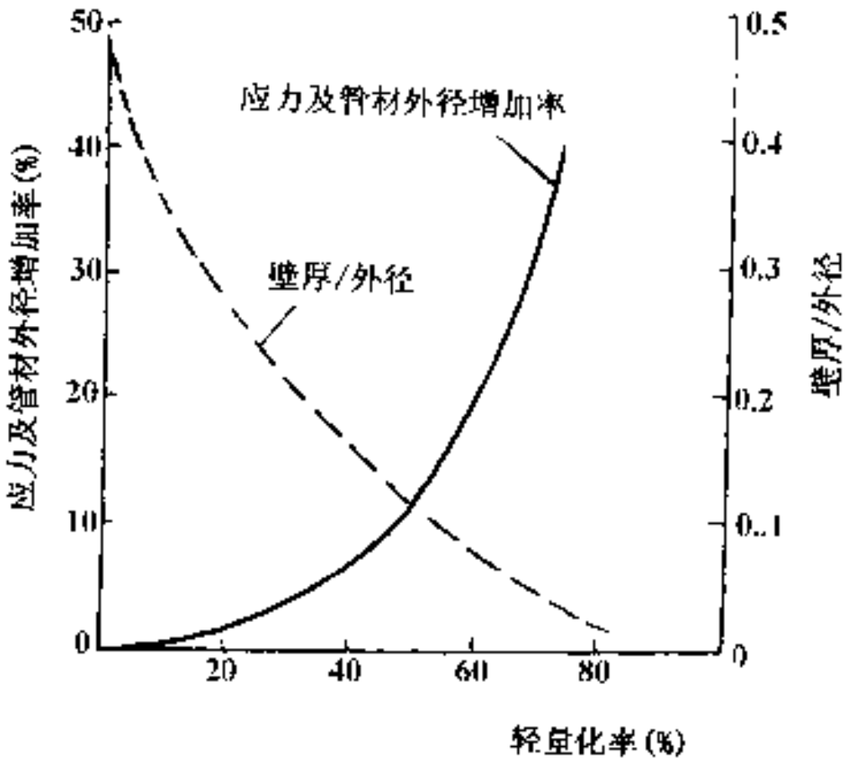


图 9-6-3 轻量化率和壁厚、外径、应力关系

9.6.2 缓冲块

缓冲块实质上是一种非线性程度很强的弹性元件，与主弹性元件并联，用来限制悬架行程，防止悬架击穿，吸收从车轮传到车身上的冲击载荷。缓冲块按其在车上的安装部位及结构不同，其形状也不相同（图 9-6-4）。缓冲块采用的材料有多孔聚氨脂和橡胶两种。

9.6.2.1 多孔聚氨脂缓冲块

麦弗逊式悬架减振器连杆上的缓冲块除了采用天然橡

汽车论坛 http://www.qclt.com

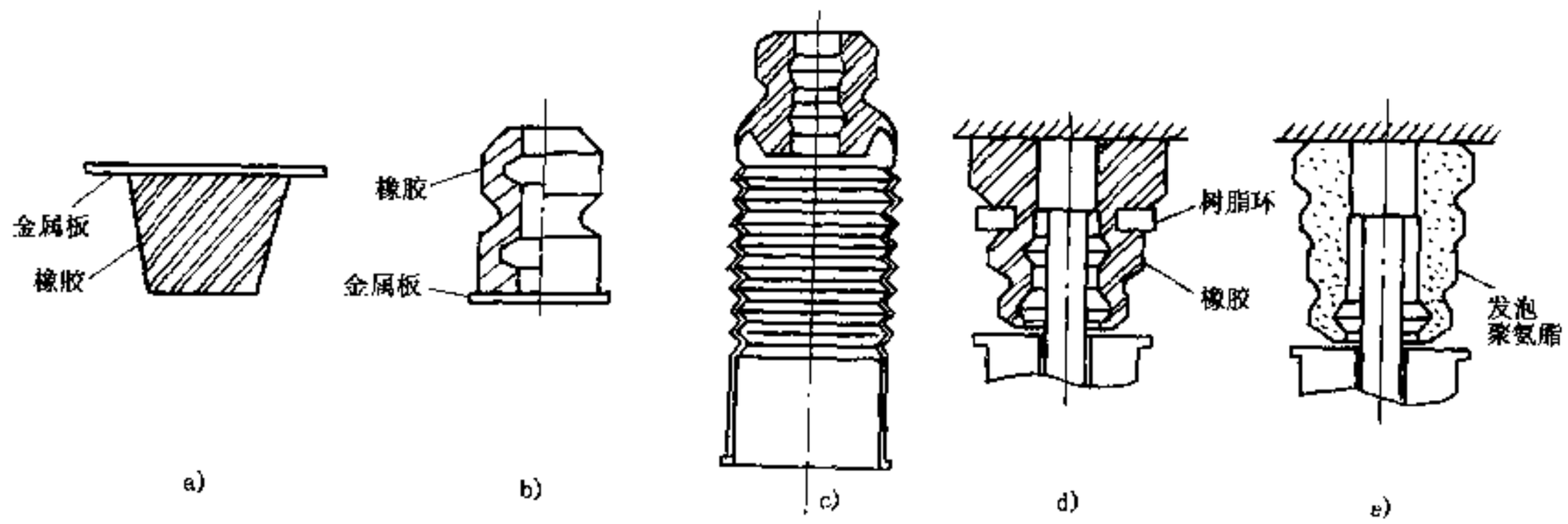


图 9-6-4　缓冲块种类

a)块型;b)圆筒型;c)防尘罩一体型;d)带树脂环型;e)多孔聚氨脂

胶材料制造外，比较多的是用多孔聚氨脂材料制成（图 9-6-5），这种材料有以下特点：

①质量小，约为橡胶材料的 1/2；

②变形大，有较好的非线性特性（图 9-6-6），一般橡胶缓冲块压缩变形量约为自由高度的 50%，而多孔聚氨脂材料可达 75%；

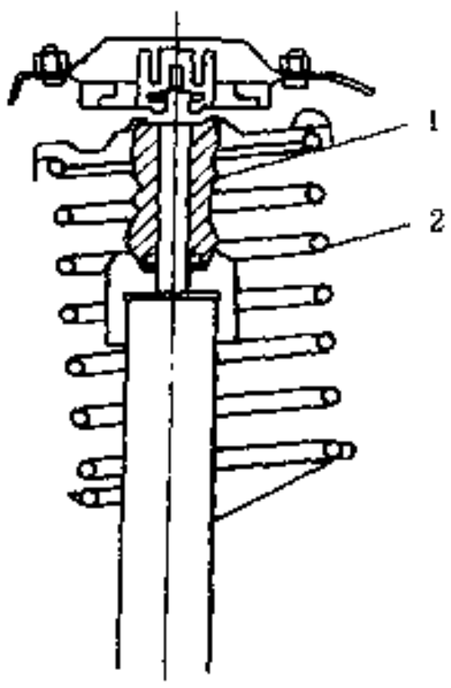


图 9-6-5　减振器连杆上的缓冲块

1-缓冲块；2-螺旋弹簧

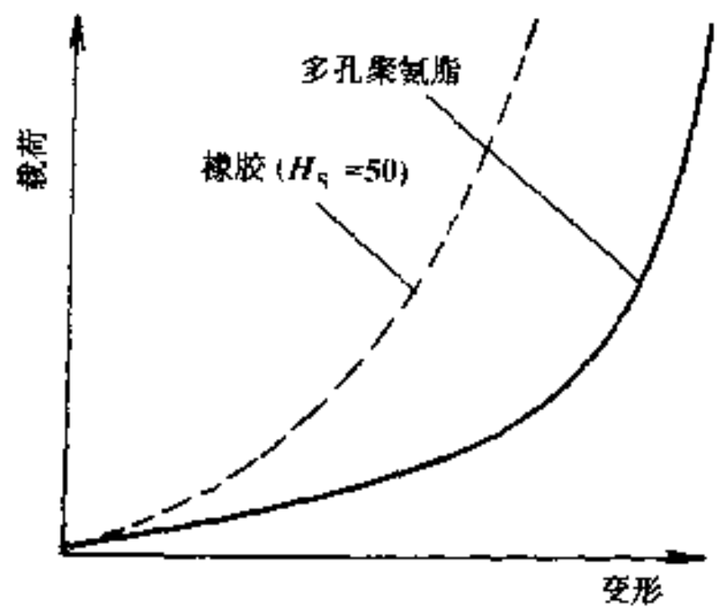


图 9-6-6　缓冲块弹性特性

③承载时外径尺寸变化小，所需径向尺寸空间小（图 9-6-7）。

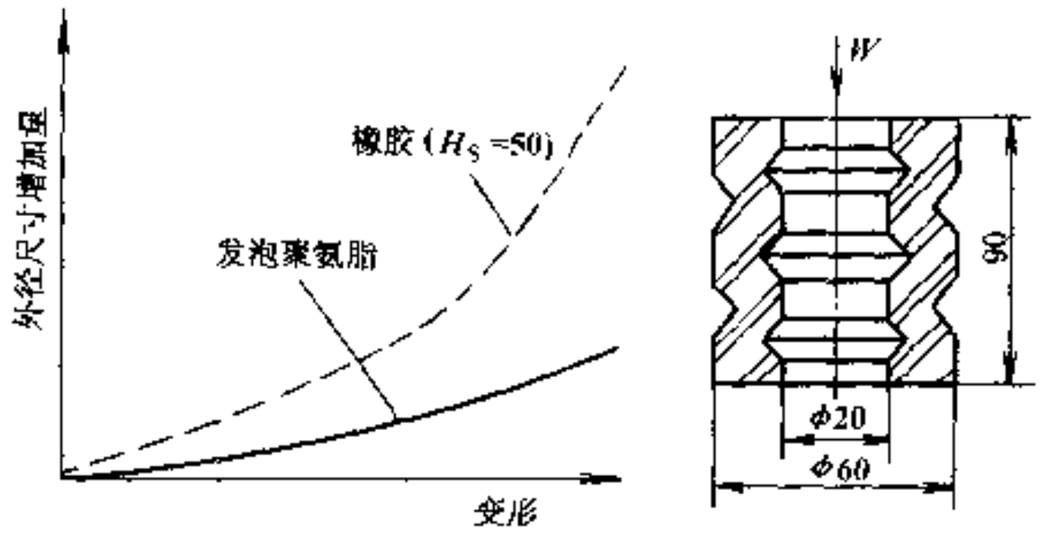


图 9-6-7　外径尺寸变化

汽车论坛 http://www.qclt.com

由于上述特点，多孔聚氨脂缓冲块比橡胶材料能更好地吸收冲击载荷。从材料性能看，多孔聚氨脂材料塑性变形小、耐老化、耐吸水性好。

9.6.2.2 橡胶缓冲块

橡胶缓冲块一般用硫化方法将橡胶与金属件作成一体。缓冲块的设计除了考虑安装之外，还应满足弹性特性要求。缓冲块的弹性特性要满足最大动载荷时的变形量要求，特性曲线应呈非线性。缓冲块与主弹性元件的特性曲线应如图 9-6-8 那样平滑过渡。

橡胶缓冲块最好能用阻尼作用大的材料制成，并要耐老化，耐塑变。（撰稿人：蒋立盛）

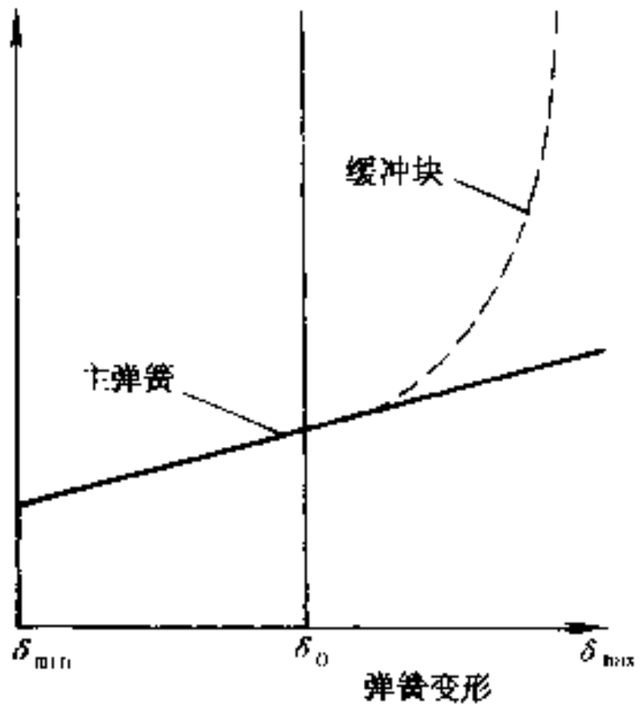


图 9-6-8 缓冲块——主弹簧弹性特性

9.7 悬架的智能控制

按照可控性悬架可分为不可控的被动悬架和可控的智能悬架两大类。在多变环境或性能要求高且影响因素复杂的情况下，被动悬架难以满足期望的性能要求，而智能悬架能够通过对行驶路面、汽车的工况和载荷等状况的监测控制悬架本身的特性及工作状态，使汽车的整体行驶性能达到最佳。智能悬架系统的出现是与电液控制、计算机技术的发展以及传感器、微机处理器及液、电控制元件制造技术的提高分不开的，其常用的控制功能一般可分为下列几种：

①乘坐舒适性控制，即吸收路面不平的影响，减少车身与车轴的振动；

②稳定性控制，即保证转向及高速行驶时的稳定性及安全性；

③车身姿态控制，即在任何情况下均能保证良好的车身姿态；

④车高控制，即在任何车载情况下均保证适宜的车身高度。

随着对车辆总体性能要求的不断提高及对车辆各子系统（如 ABS/TSC、4WS 等）综合控制的应用，悬架控制系统设计中也将考虑与其它子系统的相互关系和结合，其功能也将进一步扩展。

智能悬架的应用起始于车身高度可调的空气或油气弹簧悬架以及阻尼可随路面条件、车辆工况分级慢变的自适应悬架，其后发展为具有可快速切换或连续可控阻尼的半主动悬架，进而发展到有自身能源、连续可控的主动悬架系统。

9.7.1 车高控制系统

车高控制系统是在被动悬架的基础上加装水平高度调节机构形成的。它能够根据车身负载的变化自行调节，使车身高度不随乘员和载货的变化而改变，保证悬架始终都有合适的工作行程。

车高控制系统的执行机构通常由空气或油气弹簧组成，因而高度调整机构一般分为空压式与液压式两类。液压式又分为千斤顶式和液压气动式，可与普通弹簧并联使用。按控制方法又可分为机械控制式和电子控制式两种。

图 9-7-1 所示为液压千斤顶式车身高度调整机构示意图，控制系统根据车高选择开关及车速等信号调节车身高度。

图 9-7-2 所示为液压气动机械控制式车身高度调整机构。从油泵输出的液压油经压力调节器存储于主储液筒中，通过调节阀将压力油供给油缸，进行车身高度调整。

在空气或油气弹簧电控式悬架中，车身高度传感器及其它传感器信号在电子控制单元中处理，进行作动器压力及行程控制，从而调整车身高度。与机械式相比，它除具备自动调平功能之外，还可在较大范围内进行其它功能的控制。由于车身高度信号随路面输入、车辆起动、制动及转向时的状态变化，可能会使车身高度调整动作过于频繁而产生波动现象，通常需对车身高度传感器信号进行处理，例如延长采样时间

汽车论坛 http://www.qclt.com

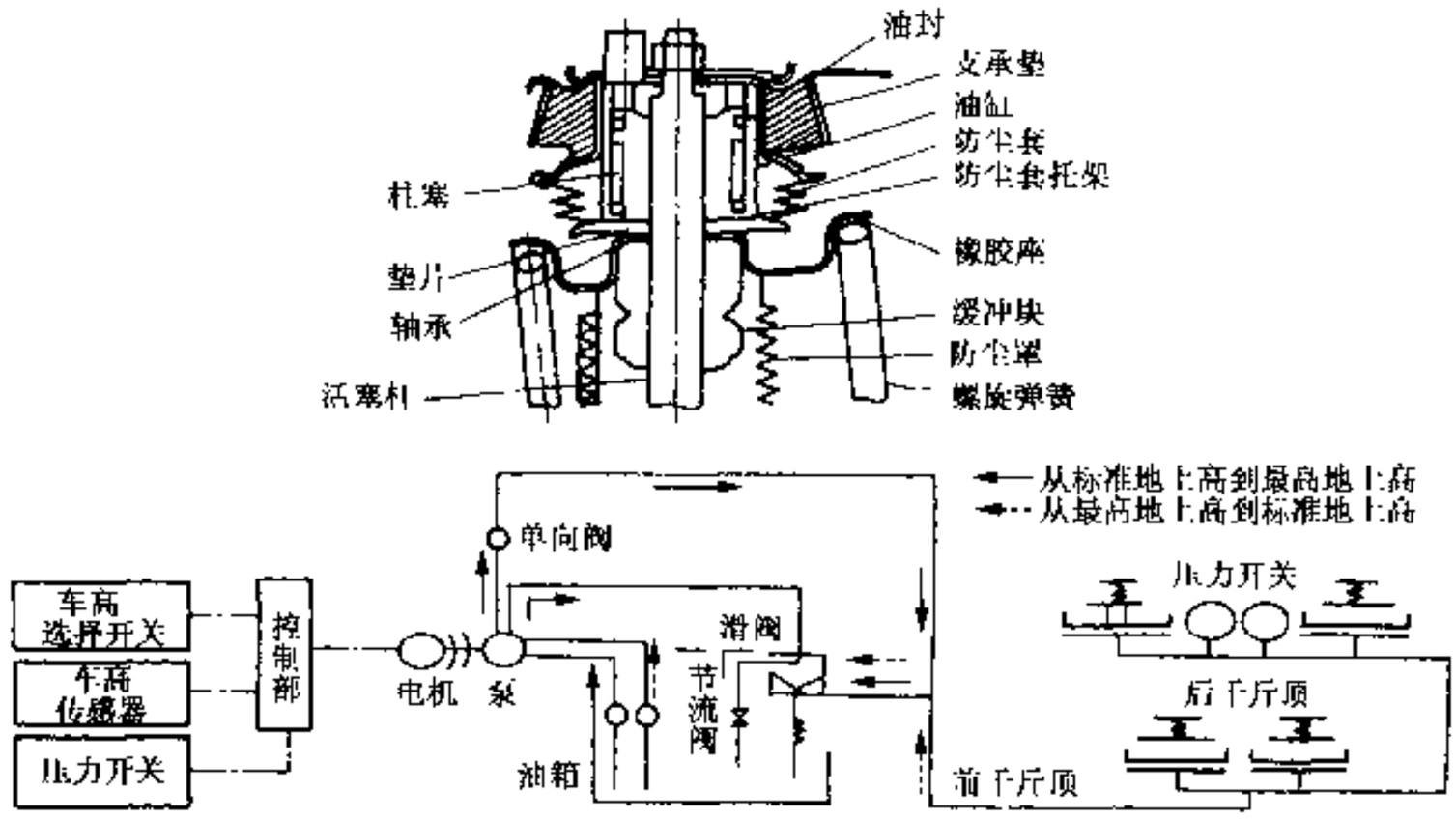


图 9-7-1　液压千斤顶式车身高度调整机构

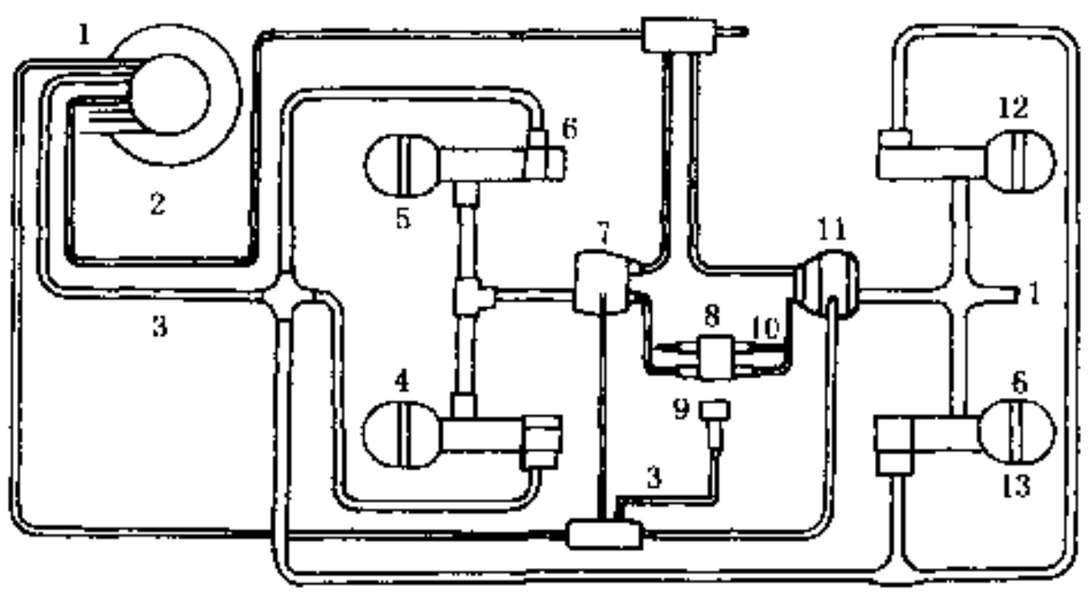


图 9-7-2　液压/气动机械控制式车身高度调整机构

1-油箱；2-油泵；3-管路；4、5、12、13-带气体弹簧的油缸；6-漏液回收回路；7-高度调节阀（前桥）；8-制动阀；9-优先控制阀；10-制动阀；11-高度调节阀（后桥）

(通常为 5s)、增加采样点，依据其平均值控制。因此，这种系统一般在高度自校正完成之前都有几秒钟的滞后。

车身高度传感器多布置在前、后桥各一个，也可在前桥布置两个、后桥使用一个，以提高精度。四个车轮独立进行车身高度调整会产生静不定现象。

由于车高控制系统的主要特点是车载变化不影响悬架工作行程，它对车辆性能改进的潜力是与车载变化范围成正比的。因此，这种悬架通常用于一些车载变化较大的重型货车和大型客车，也有些用于高级豪华型轿车。

9.7.2　自适应悬架

悬架的刚度和阻尼特性应能根据车辆的行驶条件进行自适应调节。当汽车在正常路面行驶时，悬架的刚度和阻尼应设置得较低，以保证乘坐舒适性。在急转弯、快速起动及紧急制动时，提高阻尼可减少车身姿态变化。在越过凸凹路面及坏路面行驶时，提高阻尼力能快速吸收车身的振动，并降低轮胎接地点力的

汽车论坛 http://www.qclt.com

变化，减少轮胎动负荷。

手动调节阻尼的悬架一般由驾驶员在仪表板上的“舒适”或“运动”两档之间调整。也有的车辆根据行驶速度自动控制，低速时“软”，高速时“硬”等。随之进一步发展的是更加复杂的电控型式，其悬架阻尼或弹簧刚度可根据驾驶条件的变化在几档间由电信号控制，或再结合车高调整和抗侧倾等控制，发展成为第二代的智能悬架，也被叫做自适应悬架。

系统采用了一个两级阻尼可调式自适应悬架。低阻尼档用于车辆正常行驶工况，高阻尼档用于车辆转弯、加速或制动工况。图 9-7-3 为该系统结构示意图。

该系统的主要控制内容如下：

①侧倾控制，即转向角或转向速度一定时，提高阻尼力，以降低侧倾速度。因横向加速度与车速的平方成比例，当车速高、转向角大时，将低阻尼向高阻尼状态切换。

②抗点头控制，即通过制动油压或制动信号灯监测信号控制，当制动灯开关处于 ON 状态时，系统切换至高阻尼状态。

③振动控制，即道路状况由加速度信号及车身相对高度信号识别，或用超声波传感器直接测量路面的状况，系统设置在低阻尼状态，以减少车身与车轴的振动，提高乘坐舒适性和轮胎接地性。

阻尼系数的调节通过调节减振器节流孔的大小来实现。调节装置多以旋转式为主，包括步进电机式、可动线圈式及 DC 电机齿轮组合式等。车速的检测一般采用软轴输出变速器的转速，并将其转变成电信号。

CitroenXM 采用的液力主动控制系统工作原理见图 9-7-4。根据加速、减速信号，转向盘转角或悬架运动、车速等信号使悬架变为高阻尼状态。阻尼由低到高的切换过程通常需几分之一秒，当恢复正常行驶

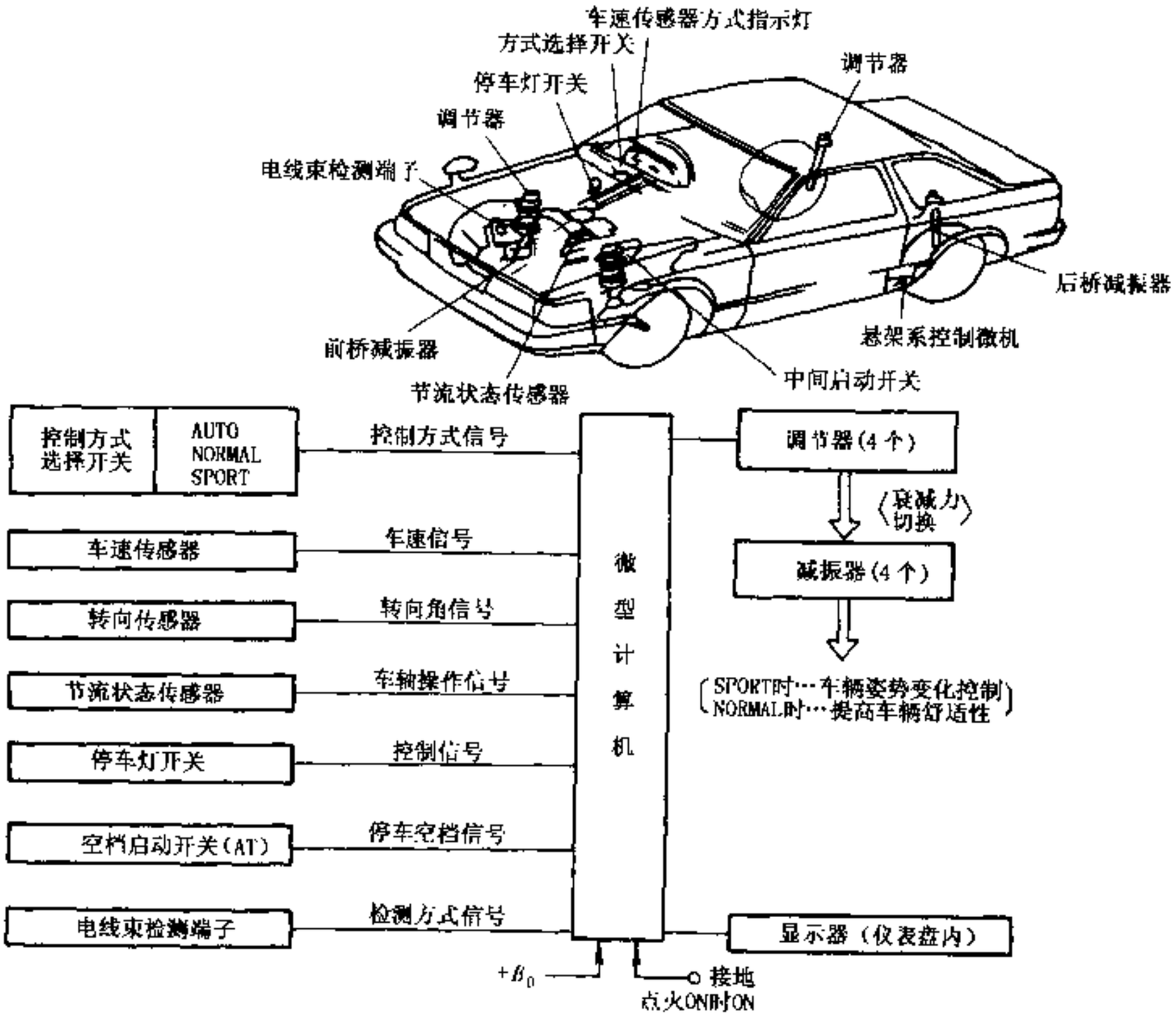


图 9-7-3 TEMS 阻尼可调式自适应悬架系统

汽车论坛 http://www.qclt.com

时，将系统再切换回软设置。而当系统由硬设置切换到软设置时，通常则需要一定时间的滞后。高速行驶时，车高下降 15mm，以增加稳定性；坏路面行驶时，车高上升 15mm，以提高舒适性。在正常行驶条件下的低阻尼设置时，中心控制阀打开，允许液体流入三个油气弹簧，此时液体可横穿车辆，这样除了液体在管道内由于塑性粘滞而产生的反作用力外，系统几乎无侧倾刚度。而在差路面或车辆转弯、制动时的高阻尼设置情况下，控制系统的中心阀关闭，这时每一悬架单元以传统的被动悬架形式单独作用　五十铃、日产公司也采用了类似的系统。

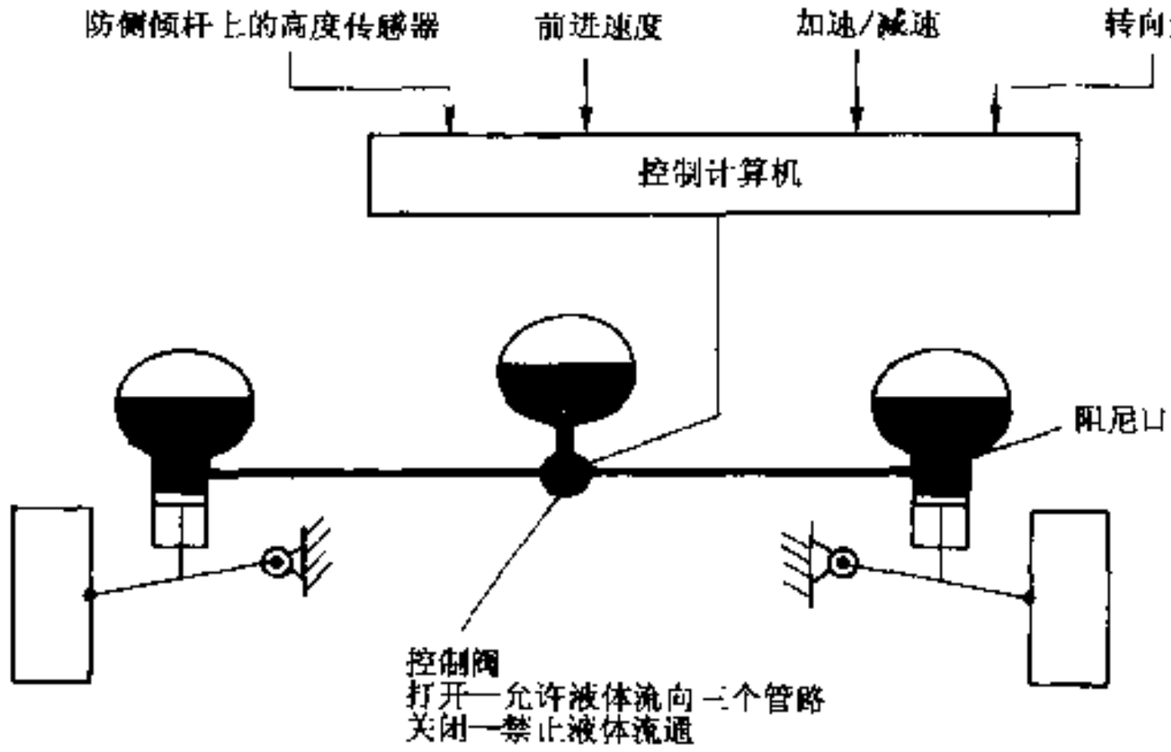


图 9-7-4　CitroenXM 液力控制系统原理图

9.7.3　侧倾刚度可变机构

侧倾刚度控制通常采用扭转刚度可变的横向稳定杆来实现。控制方式分主动与被动两种。主动控制系统中通常采用一个转矩作动器，它可安装在稳定杆中间（图 9-7-5），也可安装在稳定杆端部（图 9-7-6）替代传统的横向稳定杆支杆。

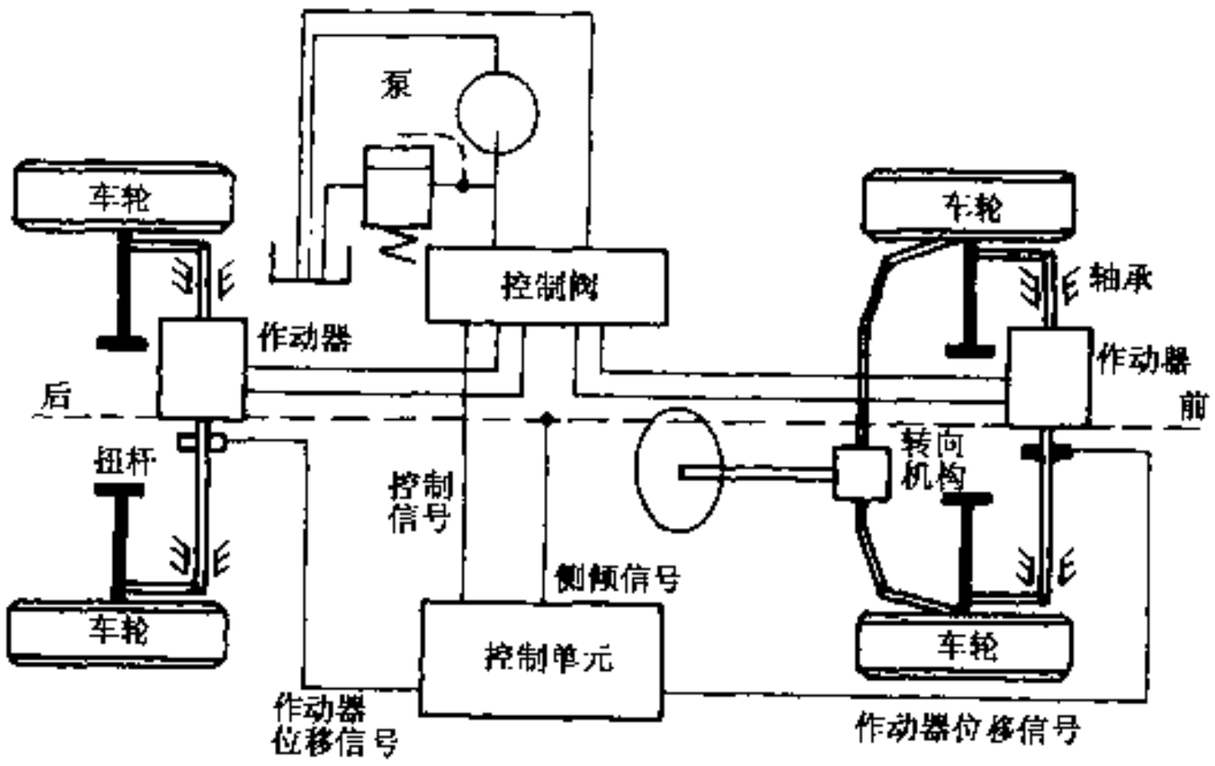


图 9-7-5　安装在稳定杆中部主动侧倾控制示意图

图 9-7-7 和图 9-7-8 分别为安装在稳定杆端部支杆处的机械式可变机构和液压式可变机构结构图。机械式和液压式控制方式均有手动调整机构。

当左、右轮同向跳动且两侧悬架变相相等时，稳定杆不起作用；当车身发生侧倾时，控制机构使稳定杆产生内力矩，阻止了悬架弹簧的变形，从而起到抗车身侧倾的作用。

汽车论坛 http://www.qclt.com

在图 9-7-8 所示的液压式主动控制机构中，当活塞杆伸缩时，通过控制单向阀的开闭，控制上下油室的液体流动。在活塞杆自由滑动的状态下，稳定杆不承受载荷，此时侧倾角刚度较低。但在活塞杆承受较大载荷时，通过油缸内安装的限位器限制行程，稳定杆可恢复到原来的刚度，起安全保护作用。在限制液压油流动使活塞杆固定时，可获得稳定杆本身的刚度。在这种状态下，活塞处于中间位置，通过设在储存室的阻尼孔可在此位置锁紧，保持车体不发生侧倾。

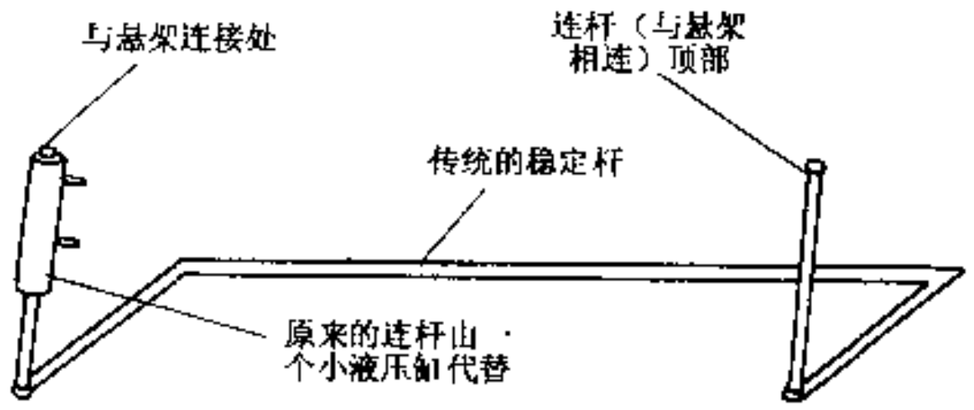


图 9-7-6 Citroen 率先开发的主动侧倾控制机构示意图

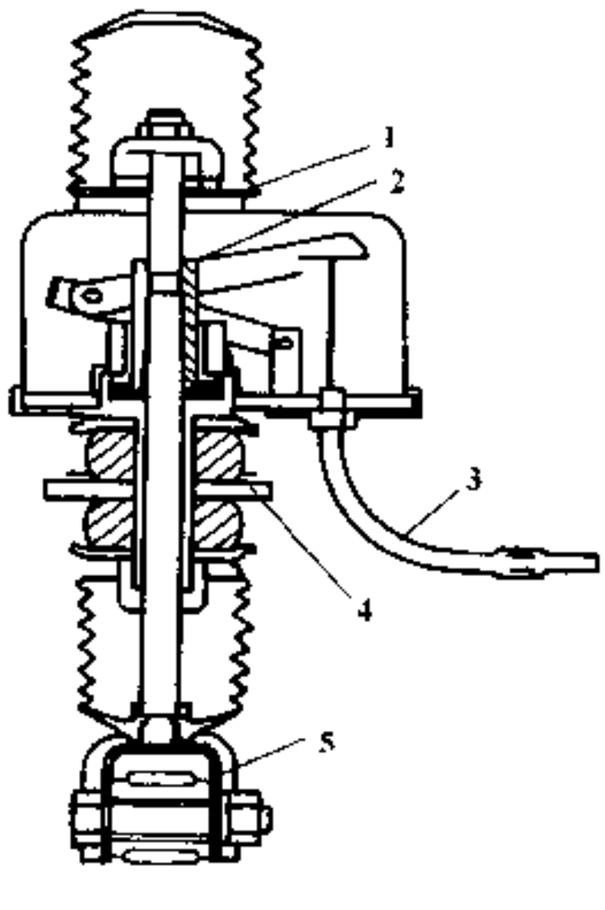


图 9-7-7 机械式可变机构

1-活塞杆；2-夹套；3-操纵缆线；4-悬架臂安装部位；5-稳定杆安装部位

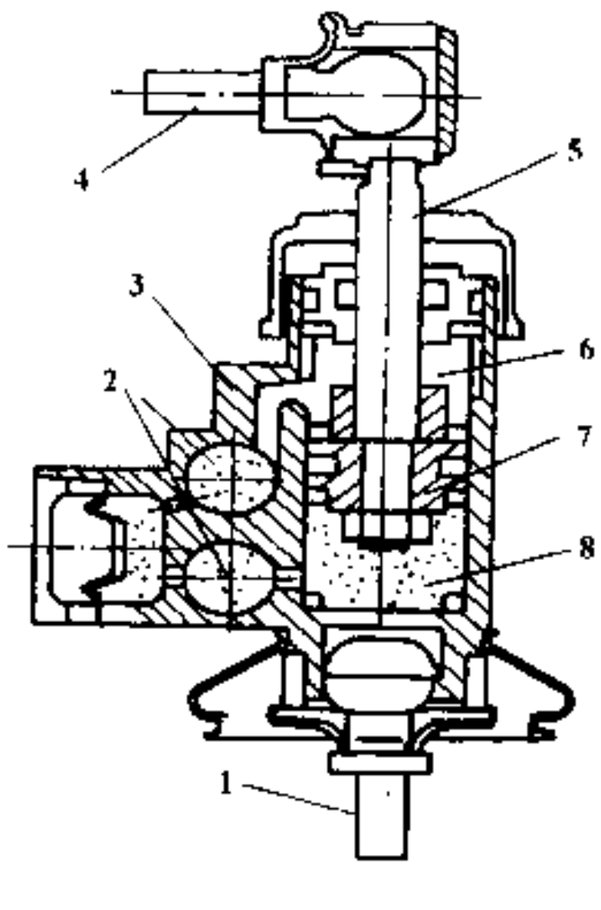


图 9-7-8 液压式可变机构

1-下臂安装部位；2-操纵单向阀；3-中间阻尼孔；4-稳定杆安装部位；5-活塞杆；6-油室；7-活塞；8-油室

9.7.4 弹簧刚度可变机构

一般情况下，减小悬架刚度及阻尼可降低车身振动加速度，从而提高舒适性。但由于路面激励所引起的车辆运动所需的悬架工作行程较大，车身姿态的变化也随之增加。为此，悬架应具有车身高度调整功能及弹簧刚度可变功能。

空气或油气弹簧悬架中，弹簧刚度可变机构可利用气体进行调整。空气悬架的弹簧刚度可变原理如图 9-7-9 所示，假设有效面积变化率为零时，空气弹簧刚度可用式 9-7-1 求出：

$$K = nA^2 p_0 / V_0 \tag{9-7-1}$$

式中：K——弹簧刚度；

n——系数；

A——空气弹簧的有效承压面积；

p_0——空气的绝对压力；

V_0——气室的容积。

由式 9-7-1 可以看出，空气悬架的弹簧刚度与气室的容积成反比，因此可通过图 9-7-9 中的开闭阀改变气室容积，得到变化的弹簧刚度。

汽车论坛 http://www.qclt.com

空气弹簧悬架的优点是，压力 p 随载荷的变化而变化，由于气室的容积一定，弹簧刚度 K 也相应改变。因此无论载荷如何变化，均可保证悬架固有振动频率变化较小。

油气悬架的弹簧刚度可变原理与此相似，但油气悬架是通过改变空气室容积来控制压力 p，而且随着载荷的变化，油气悬架的固有频率有些变化。另外，随着气室容积的变化，载荷增大时，刚度和频率都增大，呈较强的非线性。

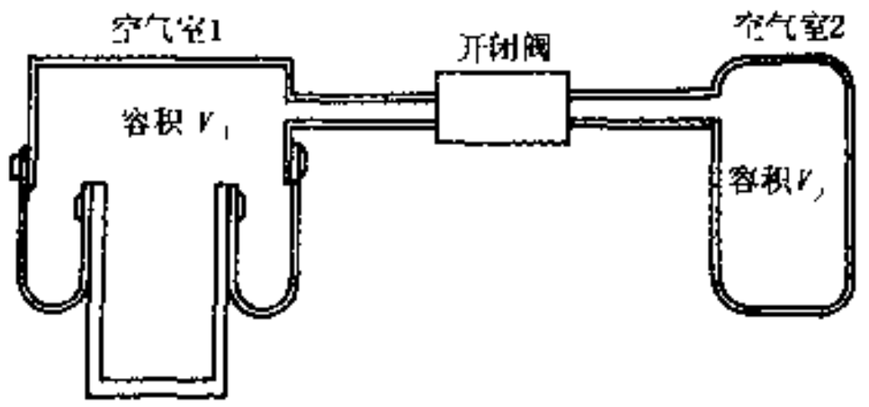


图 9-7-9　空气弹簧刚度可变原理

9.7.5　半主动悬架

国外文献中习惯上将阻尼可控式悬架称为半主动悬架，包括连续可调式和可切换式两类。前者的阻尼系数在一定的范围内可以连续变化，后者的阻尼系数只能在几个离散的阻尼值之间进行切换。需要指出的是，可切换阻尼系统与前面介绍的阻尼可调自适应悬架的区别是阻尼值停留在特定设置的时间长短不同。阻尼可调自适应悬架在每一设置上停留的时间较长（一般在 5s 以上），而可切换阻尼式悬架的设置则可在每一车辆振动周期变化范围内在频繁地改变（切换速度为十几毫秒）。

常见的可切换阻尼式悬架一般设置 2 至 3 个档位，阻尼系数可在几档之间快速切换，切换的时间通常为 10～20ms。控制方法通常采用 Karnopp 等提出的算法，即根据车身的相对速度和绝对速度来改变系统阻尼的设置。以两档切换系统为例，如果二者符号相同，阻尼为硬设置；否则为软设置。

可切换阻尼悬架的设计关键是发展先进的控制阀技术，保证切换时间能足够短，以便让复杂的控制策略的应用成为可能。但这也将导致阻尼器的制造成本升高，目前这种快速切换阻尼式系统在实际应用中仍不多见。

连续可调减振器有两种基本结构形式。一种是通过调节减振器节流阀的面积而改变阻尼特性的孔径调节式，其孔径的改变一般可由电磁阀或其它类似的机电式驱动阀来实现；另一种是电流变或磁流变可调阻尼器，其工作原理是通过改变电场或磁场强度来改变流变体的阻尼特性。两种结构中，前者技术上比较成熟、发表的文献和专利也较多；后者属于新兴技术，随着对这项技术的研究和突破，可能会成为较有前途的半主动悬架形式。

与主动悬架相比，半主动悬架不需要油泵、过滤器、储油室、冷却器及输油管等附件，因而结构简单、价格相对便宜。半主动悬架系统除了驱动电磁阀或施加电场需要耗费能量外，并不需向悬架系统提供能量，因此附加的能耗和质量可以很小。

9.7.6　主动悬架

主动悬架是用一个有自身能源的力发生器来代替被动悬架中的弹簧和减振器而形成的。根据作动器响应带宽可分为宽带主动悬架和有限带宽主动悬架两种，两种悬架又分别称为全主动悬架和慢主动悬架。

全主动悬架系统所采用的作动器具有较宽的响应频带，以便对车轮的高频共振也加以控制。作动器多采用电液或液气伺服系统，控制带宽一般应至少覆盖 0～15Hz，有的作动器响应带宽甚至高达 100Hz。结构示意图见图 9-7-10。从减少能量消耗的角度考虑，也可保留一个与作动器并联的传统弹簧，以用来支持车身静载。

主动悬架的一个重要特点是，要求作动器所产生的力能够很好地跟踪任何力控制信号。因此，它为控制律的选择提供了一个广阔的设计空间，即如何确定控制律以使系统能够让车辆达到最佳的总体性能。近 20 年来，有大量关于主动悬架的研究论文及专题回顾文献发表。研究结果表明，主动悬架能够在不同路面及行驶条件下显著地提高车辆性能。

有限带宽主动悬架通常由作动器与一个普通弹簧串联后，再与一个被动阻尼器并联构成，见图9-7-11。这种系统在低频时（一般小于 5 或 6Hz）采用主动控制，而高于这个频率时，控制阀不再响应，系统特性

汽车论坛 http://www.qclt.com

相当于传统的被动悬架，而被动悬架在高频时的效果也比较好

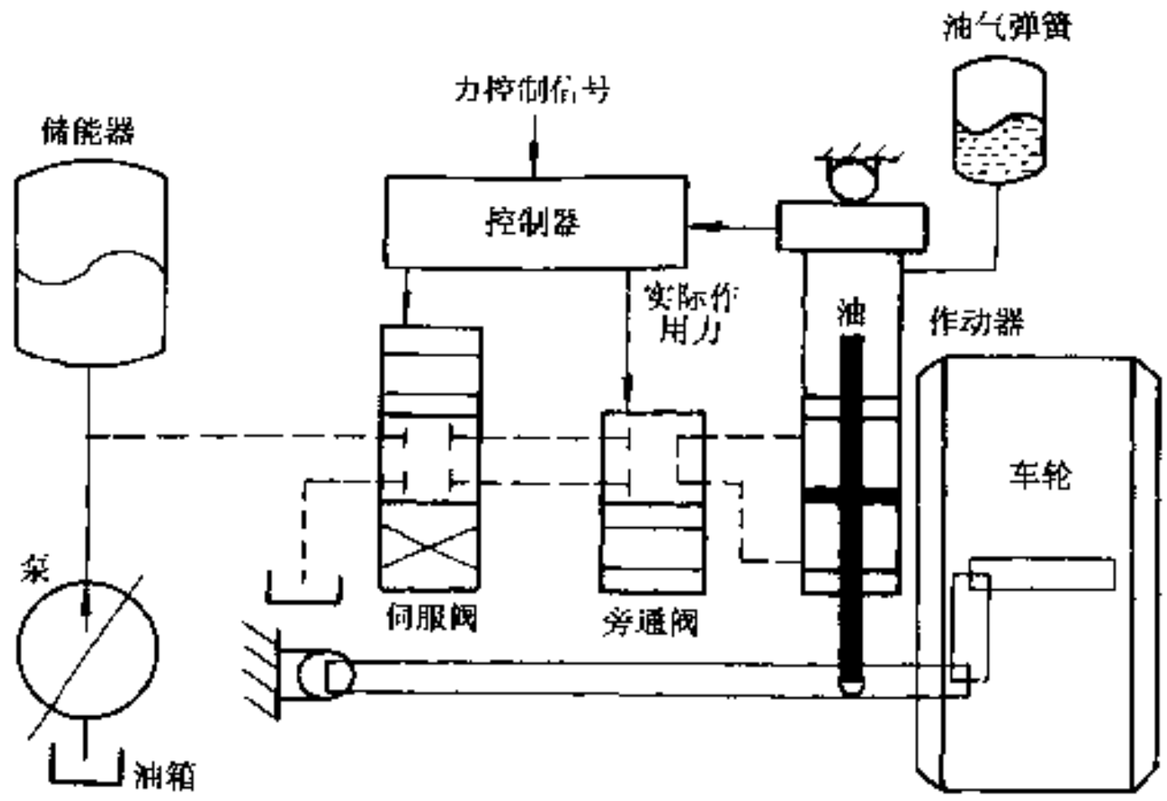


图 9-7-10 双作用阀全主动悬架系统示意图

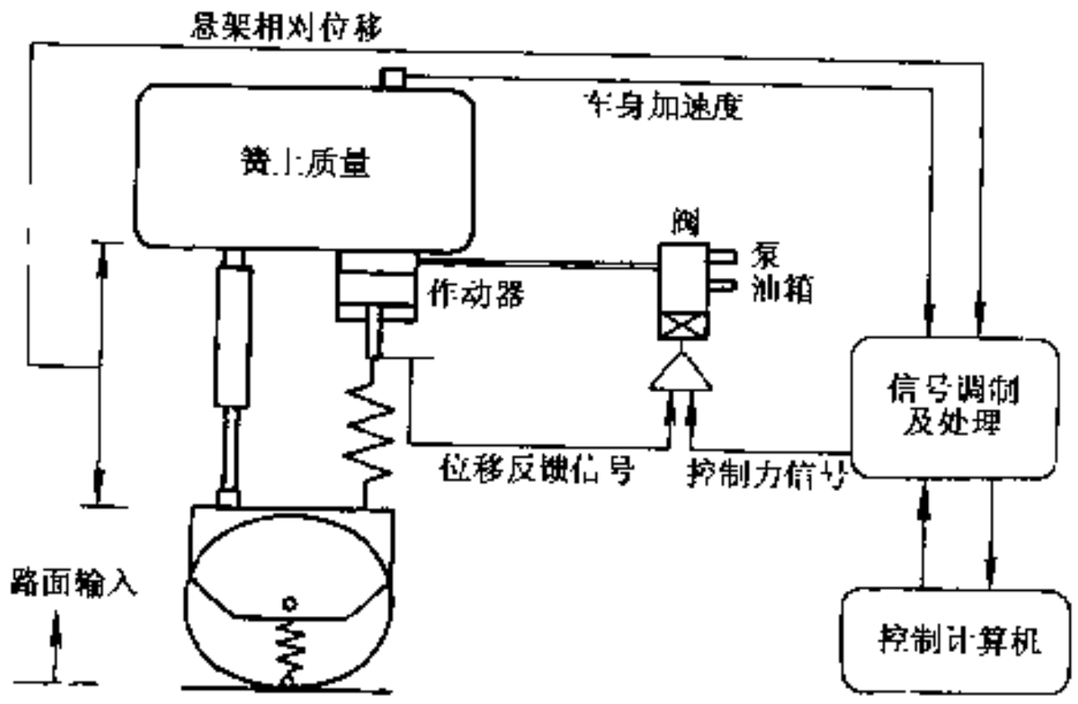


图 9-7-11 有限带宽主动悬架系统示意图

由于有限带宽主动悬架作动器仅需在一窄带频率范围内工作，所以它降低了系统的成本及复杂程度，比全主动悬架便宜得多。尽管如此，它的主动控制仍然覆盖了主要的车身振动，包含纵向、俯仰、侧倾及转向控制等要求的频率范围，改善了车身共振频率附近的行驶性能，提高了对车身姿态的控制，性能可达到与全主动系统很接近的程度。

就实用性及商业竞争力而言，有限带宽主动悬架的应用前景较好。专家普遍认为采用气液控制慢主动悬架系统在商用领域最有发展前途，但若想在今后几年内有重大的发展，还要求在电液阀技术方面有大的突破来降低成本。两个有限带宽主动悬架系统实施方案见图 9-7-12。

限制主动悬架在商用领域发展的因素按其重要程度可排列为：造价、能量消耗、增加的重量、安全性和可靠性。另外，一些功能稍差但造价低得多的可控子系统将继续得到工业界的关注，这些子系统有连续可变阻尼器、侧倾控制和车高控制系统。实际上如果这三个子系统能够被运用并且结合得比较好的话，它们能够共同完成一个有限频带宽度系统所能提供的大部分功能，并且造价和能量消耗却可能低很多。

（撰稿人：林逸 喻凡）

汽车论坛 http://www.qclt.com

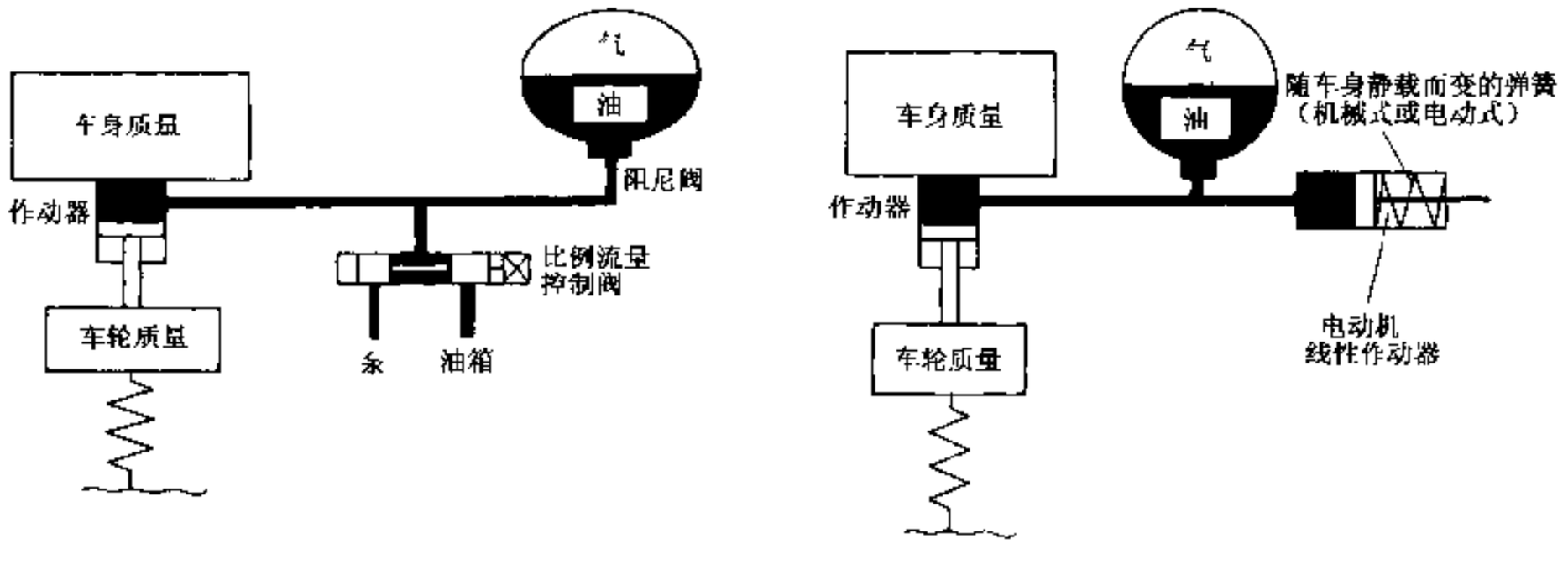


图 9-7-12 两个有限带宽主动悬架系统实施方案

参 考 文 献

1. 日本自動車技術會．自動車技術ハンドブック（設計編）．第 2 版．東京：1992

2. カヤバ工業株式會社，1991. 自動車のサスペンション.

3. 张洪欣主编．汽车设计．北京：机械工业出版社，1982.

4. 余志生主编．汽车理论．北京：机械工业出版社，1997.

5. 汽车悬架专业委员会编．汽车悬架资料．中国汽车工程学会．

6. ばね技術研究会编．ばね．第 3 版．

7. И. Г. Пархиловский. Автомобильные Листовые Рессоры. 1978.

8. 郭孔辉．设计钢板弹簧总成弧高的新方法．汽车技术，1972，(6).

9. 蒋立盛．少片弹簧的计算及其尺寸参数的选择．汽车技术，1984 (6).

10. 陈耀明．两级刚度复式钢板弹簧的设计计算．汽车技术，1985 (8).

11. 长春汽车研究所．悬架设计．汽车技术，1973 (3).

12. 郭孔辉．汽车操纵动力学．长春：吉林科学技术出版社，1992.

13. 张英会主编．弹簧．北京：机械工业出版社，1987.

14. 自動車ワサスペソショソメ. カヤバ工業株式會社．日本：山海堂．

15. 王望予．汽车设计．北京：机械工业出版社，2000.

16. 田其铸主编．汽车设计手册（整车、底盘）．长春汽车研究所，1998.

17. Yokoya, Y., Asami, K., Hanmajima, T. and Nakashima, M., Toyota electronic modulated suspension (TEMS) system for the 1983 Soarer, SAE Paper 840341.

18. Mizuguchi, M., Suda, T., Chikamori, S. and Koboyashi, K., Chassis electronic control systems for the Mitsubishi 1984 Galant, SAE Paper 840258.

19. Aoyama, Y., Kawabate, K. and Hasegawa, S., Development of the full active suspension by Nissan, SAE Paper 901747.

20. Citroen, Hydro-active suspension, Technical Leaflet, 1989.

21. Kawakami, H. et al. Development of integrated system between active control suspension, active 4WS, TRC and ABS. SAE Paper 920271.

22. Hedrick, J.K. and Womley, D.N., Active suspension for ground transportation vehicle-a state of the art review, Mechanics of Transportation System, ASME, AMD, 1975, 15: 21～40.

23. Goodall, R.M. and Kortum, W., Active controls in ground transportation-a review of the state of the art and fu-

汽车论坛 http://www.qclt.com

ture potential, Int. Journal of Vehicle System Dynamics, Vol.12, pp.225 ~ 257.

24. Sharp, R.S. and Crolla, D.A. Road vehicle suspension system design-a review, Int. Journal of Vehicle System Dynamics, 1983, 1987, 16: 167 ~ 192.

25. Wright, P.G. and Williams, D., A. The application of active suspension to high performance road vehicles, IMechE Paper, C239/84, pp.23 ~ 28.

26. Yokoya, Y., Kizn, R., Kawaguchi, H., Ohashi, K. and Ohno, H.. Integrated control system between active control system and four wheel steering for the 1989 Celica, SAE Paper 901748.

27. Tanaka, H.. Development of vehicel integrated control system, IFTOMM-JC Int. Symposium on Theorty of Mechanes and Mechanism, Sep.24 ~ 26, 1992, Nagoya, Japan.

28. Wright, P.G. and Williams, D., A.. The case of an irreversible active suspension system, SAE Paper 890081.

29. Acker, B., Darenberg, W. and Gall, H.. Active suspensions for passenger cars, 11th IAVSD Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, 1989, Kingston, Ontario, pp.15 ~ 26.

30. Hillbrecht, P., Konik, D., Pfeil, D., and Wallentowitz, H.. The active suspension between customer benefits and technological competition, XXIV FISITA Congress, 1992, London, UK, (925100).

31. Goran, M.,, B., Bachrach, B.I. and Smith, R.E.. The design and development of a broad bandwidth active suspension concept car, XXIV FISITA Congress, 1992, London, UK, (925100).

32. Karnopp, D., Crosby, M.J. and Harwood, R.A.. Vibration control using semi-active force generators, Trans. ASME, Journal of Engineering Industry, 1974, pp.619 ~ 626.

33. Karnopp, D., Crosby, M, J. And Harwood, R.A.. Vibration control suing semi-active force generators, Trans. ASME, Joural of Engineering Industry, 1997, pp.619 ~ 626.

34. Parker, G.A. and Lau, K.S.. A novel valve for semi-active vehicle suspension systems, Proceeding of IMechE, Int. conference on Advanced Suspension, October, 1988, London, pp.69 ~ 74.

35. Doi, S.. Yasuda, E. and Hayashi, Y.. An experimental study of optimal vibration adjustment using adaptive control method, IMechE Paper C433/88, pp.119 ~ 124.

36. De Kock, C.. Development of a new continuously variable damper for semi-active suspension, XXIV FISITA Congress, London, UK, 1992, No.925253.

37. Wu, X.M. and Griffin, M.J.. A semi-active Control Policy to Reduce The Occurrence and Severity of End-stop Impacts in Suspension Seat with an Electrorheological Fluid Damper, Journal of Sound and Vibration, 1997, 203 (5): 781 ~ 793.

38. Nicholas K. Petek. An electronically controlled shock absorber using electrorheological fluid, SAE paper 920275.

39. Fan Yu and D.A. Crolla. Analysis on Benefits of an Adaptive Kalman Filter Active Vehicle Suspension, SAE Technical paper 981120.

40. D.A. Crolla. Vehicle dynamics-theory into practice, Proc Instn Mech Engrs, Part D, Journal of Automobile Engineering, 1996, 20: 83 ~ 74.

41. 喻凡，郭孔辉．车辆主动悬架的最优自适应与自校正控制．汽车工程，1998，20 (4)：193 ~ 200.

42. 喻凡，郭孔辉．结合卡尔曼滤波器的车辆悬架轴距预瞄控制研究．汽车工程，1999，21 (2)：72 ~ 80.

汽车论坛 http://www.qclt.com

10 附属设备

10.1 概 述

为了满足现代人对汽车在性能、安全、环保等诸方面越来越高的要求，各种技术先进的汽车装备已经或正在开发和应用。操纵更简单方便、乘坐更舒适安全永远是汽车设计师们追求的目标。

有关安全及环保方面的附属设备是按国家法规要求必须配备的，如座椅安全带、照明及光信号装置等。另有些则是按客户要求选装或特殊装备的，如空调、视听系统等。按其功能大致可分为以下几类。

10.1.1 乘员约束装置

乘员约束装置主要指座椅安全带和安全气囊，它们属于被动安全装置，其主要功能是当汽车发生碰撞、倾翻等意外事故时，能最大限度地保护乘员免受伤害。安全带是保护乘员安全最有效且最廉价的装置，世界上许多国家都制定了车辆装备座椅安全带的法规。目前，安全气囊技术日臻成熟并与安全带组合使用，对乘员的安全保护达到了更好的效果。

10.1.2 操纵机构

汽车驾驶员通过对转向盘、踏板、变速杆及各类开关的操纵，控制汽车行驶中的方向、速度等变化，从而达到安全而迅速的行驶目的。各种操纵件的布置应以便于驾驶员操纵为原则，按照人机工程学的原理，做到相互间既不干涉又操作自如。操纵系统的布置还要充分考虑其可靠性，避免误操作。

10.1.3 空调系统

汽车空调系统的装备能够为驾驶员及乘员营造一个空气清新、温度适宜的舒适车内空间。由于汽车的结构材料等原因使得车内环境条件变化大，以及地区及季节冷热温差悬殊，因此需要汽车空调系统有更大的制冷量、暖风量、更大的换气量，为迅速达到舒适温度，还要求有较大的储备能力。现在，由微机控制的带自动温度控制机构的全自动空调系统正在普及。

10.1.4 照明及仪表等

主要包括照明及光信号、音响、刮水洗涤、除霜、除雾、仪表、无线电等装置。照明及光信号装置属于主动安全部件，其主要功能是给车辆使用者提供良好视野，给道路使用者以明显的信号，这类部件的性能要求在各国都以法规规定。随着电子技术、特别是通信技术的完善，汽车进入了可以自由接受各种信息的时代，视听系统、导航系统、汽车电话等已大量装备在汽车上。

10.1.5 电力传送机构

汽车用电设备的增加及从整车电量平衡方面考虑，要求供电量加大。为此，广泛使用了内装 IC 调节器的大容量整体式交流发电机、高性能免维护蓄电池和小型轻量化起动机。

现代汽车电路越来越复杂，配线越来越多，要求在有限的空间内，使线路配置既安全可靠，还要有良好的装配性。因此，薄壁电线、中央接线盒等减小线束质量和体积的方案大量应用。

汽车用开关和继电器是控制各电器设备的装置，其种类、结构多种多样，操作性要求特别严格，需要按人机工程学的理论设计它们的形状、安装位置、操作方式、操作感觉等，并保证足够的可靠性和耐久性。

汽车论坛 http://www.qclt.com

汽车附属设备的种类越来越多，装置也越来越复杂。先进电子技术的应用，新材料的开发都使汽车附属设备的性能及水平大大提高。（撰稿人：邵名萍）

10.2 安全保护装置

10.2.1 座椅安全带

10.2.1.1 概述

1）座椅安全带的保护作用

为确保乘员的安全，除了车身结构设计中应考虑有效地吸收撞击能量，确保乘员有效生存空间的车室外，作为乘员约束装置之一的座椅安全带，要求当汽车发生碰撞和翻车事故时使乘员免受大的减速度，同时约束乘员防止二次冲撞，在减轻乘员伤害程度方面起着重要作用。当安全带结构性能的改进并与座椅结构和安全气囊相配合时，可达到较理想的乘员保护效果，进一步降低乘员的伤害指数。

2）美国、欧洲、日本等安全带标准及我国安全带标准的概述及现行强制性安全带标准

从1963年开始，美国、欧洲、日本等安全带标准和法规相继制定。如美国联邦汽车安全标准FMVSS209、欧洲汽车安全法规ECER16、日本保安基准11—4—11、澳大利亚汽车设计法规ADR4D等标准均对座椅安全带性能及检测方法作出规定。

我国1993年颁布了强制性安全标准GB14166—93《汽车安全带性能要求和试验方法》，GB14167—93《汽车安全带安装固定点》。1997年我国又制定了QC244—1997《汽车安全带动态性能要求和试验方法》。1998年发布了《汽车安全带产品鉴定程序和规则》，并规定统一使用汽车安全带产品鉴定合格标志。为了提高汽车产品的安全性能，1999年又发布了与ECER94法规对应的CMVDR294规则《关于正面碰撞乘员保护的设计规则》，对新定型的基本车型和现生产车型分别做了规定。

10.2.1.2 座椅安全带分类和结构

1）座椅安全带的分类

安全带一般可分为二点式安全带、三点式安全带、全背式安全带几种（图10-2-1）。

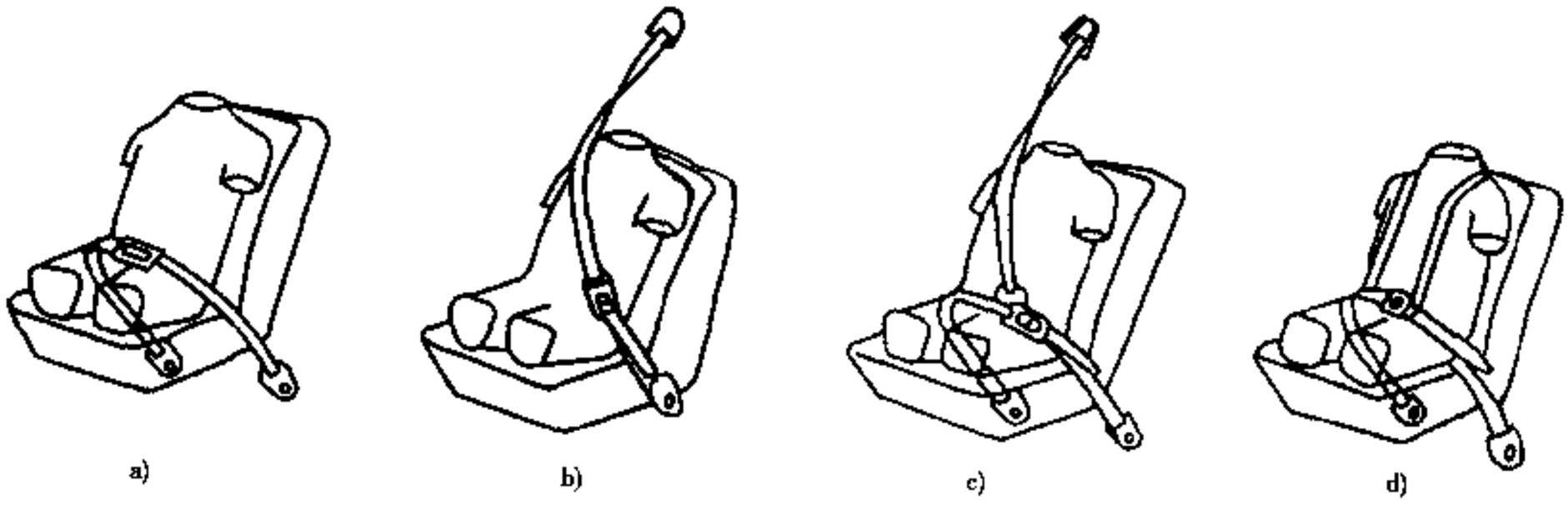


图10-2-1 安全带类别

a)二点式腰带；b)二点式肩带；c)三点式安全带；d)全背式安全带

（1）二点式安全带

肩带是指从臀部斜跨前胸到另侧肩部的安全带，用于限制乘员上躯体（胸部和肩部）向前移动，一般不单独使用。

腰带是指横跨乘员骨盆区域前方的安全带，用于限制乘员下躯体向前移动，目前常使用于轿车的后中主座椅、轻型客车、客车的中、后排座椅。

汽车论坛 http://www.qclt.com

(2) 三点式安全带

腰带和肩带的标准组合成为三点式安全带，用来约束乘员的腹部和上躯体，在撞车时具有良好的乘员保护性能，是标准的座椅安全带。

在腰带的适当部位连接肩带的一端，从连接部斜通过胸部，越过肩部，将另端固定在肩上部的车身上，成为三点固定形式的三点式安全带。肩带与腰带是一条连续的织带，并将连续带的两端紧固在车身的固定点，带扣（锁舌片）可在织带上自由滑动。当带扣固定在乘员另一边的带扣锁中时，织带将乘员的胸部和腰部约束，它既能限制乘员的躯体向前移动，又能限制乘员的上躯体过度前倾，成为三点连续式安全带。

(3) 全背式安全带

是指一根腰带和两根肩带构成的安全带总成，是一种保护性能最好的安全带，目前多用于赛车上。

2) 座椅安全带的组成构件

安全带主要有织带、带扣锁、卷收器、调节件及安装件等组成。

10.2.1.3 座椅安全带构件的结构及设计要点

1) 织带

是指安全带总成中约束乘员并将力传递到安全带固定点的柔性带状物。它是通过聚酯纤维纱线经、纬交织而成不同花型、不同锁边的无梭织带，宽度等于或大于46mm，一般在46～50mm之间；厚度为1.08～1.22mm，常用1.20mm左右。

(1) 对织带的要求

织带应保证作用在佩带者身体上的压力沿其全部宽度尽可能均匀分布，而且在负荷作用下不发生扭曲。织带的主要性能指标有抗拉强度、伸长率、能量吸收性、功量比、宽度、厚度、耐磨性、耐光性、耐高温性、耐低温性、抗水性、耐磨色牢度、耐水色牢度、耐光色牢度、横向刚度、纵向刚度、阻燃性及一些环保要求。这些性能指标根据所选用的标准不同而不同，性能值的要求也不相同。如GB14166－93标准考核能量吸收性和功量比，抗拉强度为≥22.3kN（连续带），但欧洲的TL－52454标准就不考核能量吸收性和功量比，却增加了横向刚度的考核，抗拉强度要求≥28kN。

织带的原料主要采用高强低伸性工业涤纶长丝，分有捻丝和无捻丝两种，规格从1000D到1500D。

织带的许多性能指标可以通过选择合适的原材料来达到，如工业涤纶长丝具有高强度、耐磨、耐高温、耐低温、耐水、阻燃等良好性能。其他一些性能指标及某些指标的进一步提高就需要通过工艺来加以保证，如在热熔染色过程，通过对轧光和速度差的调整来控制安全带的伸长率和厚度。另外，在热熔染色过程中可加入一些助剂，以提高安全带的耐磨性、耐摩擦色牢度、耐光照色牢度、横向刚度等。

(2) 织带的新产品、新技术

现在欧美一些厂家采用一种新颖织带，经线采用无捻涤纶长丝，纬线采用双纬织造，工艺较复杂，对设备的要求较高，但该类织带两边都是光滑的圆边，手感挺刮、弹性好、佩带舒适、色泽光亮、其耐磨性能更好，此产品已开始应用于国内较高档次的轿车安全带上。

2) 带扣锁

是既能把乘员约束在安全带内，又能快速释放的连接装置，简称带扣。

(1) 分类及特点

按按钮位置可分为两种（图10-2-2）。一是侧按式，目前已较少应用，在二点式腰带及儿童用安全带上尚有使用；二是顶按式，目前国内外广泛使用。

按连接形式可分为以下两种。

a. 刚性锁架连接

一般用于前座带扣锁，有时为了保护座椅，在与座椅面料接触处贴上保护塑料垫，或在刚性锁架外面包塑料管或热塑管。

b. 柔性钢丝杆连接

汽车论坛 http://www.qclt.com

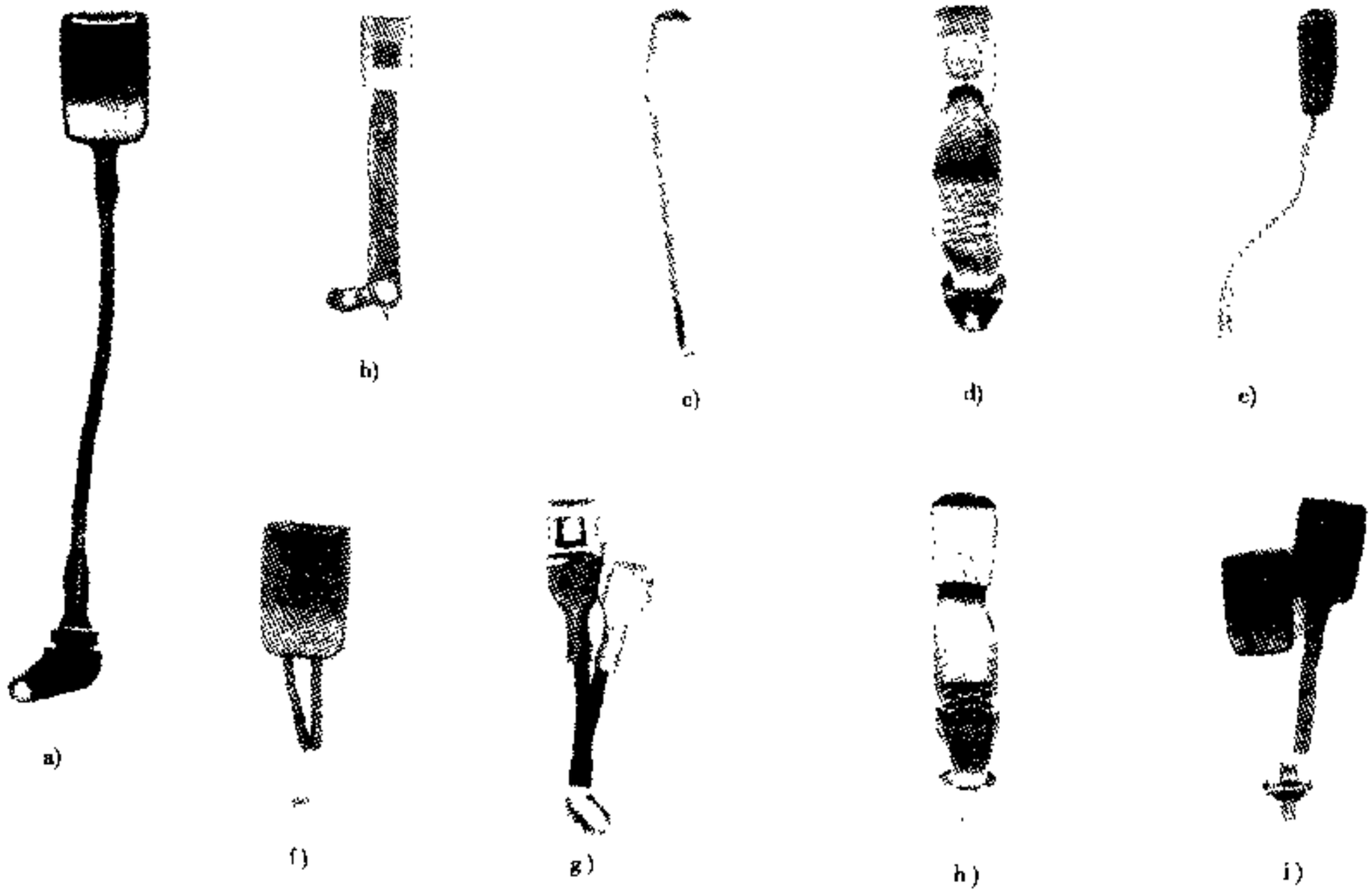


图 10-2-2 带扣锁的类别

a)顶按式带扣锁;柔性单钢丝(套热塑管)带扣锁; b)顶按式带扣锁;刚性锁架(带安全开关和塑料护垫)带扣锁; c)顶按式带扣锁;柔性织带(带塑料套)带扣锁; d)侧按式带扣锁;柔性织带带扣锁; e)顶按式带扣锁;刚性锁架带扣锁; f)顶按式带扣锁;柔性双钢丝(套塑料管)带扣锁; g)侧按式带扣锁;柔性单钢丝(套塑料管)带扣锁; h)顶按式带扣锁;柔性织带带扣锁; i)顶按式带扣锁;柔性双钢丝(右侧套热塑管)带扣锁

(a) 双钢丝连接

钢丝外套塑料管或套热塑管，一般用于后座连接较短的带扣锁，使用时易于单手单指操作。

(b) 单钢丝连接

钢丝外套塑料管或套热塑管。由于其轴向刚度可以做得比双钢丝的高，因此可以用于前座连接较长的带扣锁，也可单手单指操作。

(c) 柔性织带连接

一般用于后座带扣锁，只能单手操作，不能单指操作。当连接部分搁在座垫上不使用时，也便于将锁头移放至合适的地方，这种结构适用于后座座垫可以作前后移动的情况。现有少量高档车的座椅已考虑在与人体不干涉处可插入不使用的锁头（图 10-2-3）。当柔性织带外套为 PVC 塑料套时，也包住了固定片和锁头的一部分，则柔性织带的经线方向刚度大大增大，此时也可用于前排座的带扣锁。

由于带扣锁系统在受到动态碰撞时受力最大的，因此当柔性织带与任何金属体连接时，要避免与金属锐边接触，可在锐边喷涂塑料，也可增加金属或塑料制的保护垫（图 10-2-4）。

(2) 带扣锁锁头结构

带扣锁锁头的内部结构有很多类型，常见的有下列二种。

图 10-2-5 所示为侧按式锁体结构原理图，结构简单，但因按钮在锁体的外侧面，易于接触异物而造成误开启，此锁体结构在受力时一般开启力较大。

图 10-2-6 所示为顶按式锁体的结构，结构较复杂，但强度较高，其开启性能稳定，受载下的开启性能也较好。欧洲、北美、日本和我国采用较普遍，而且在锁体内易实现安装安全开关或警告灯开关，强制驾驶员使用安全带，若驾驶员不使用安全带，则车辆将无法起动或警告灯告警。

(3) 带扣锁锁舌

汽车论坛 http://www.qclt.com

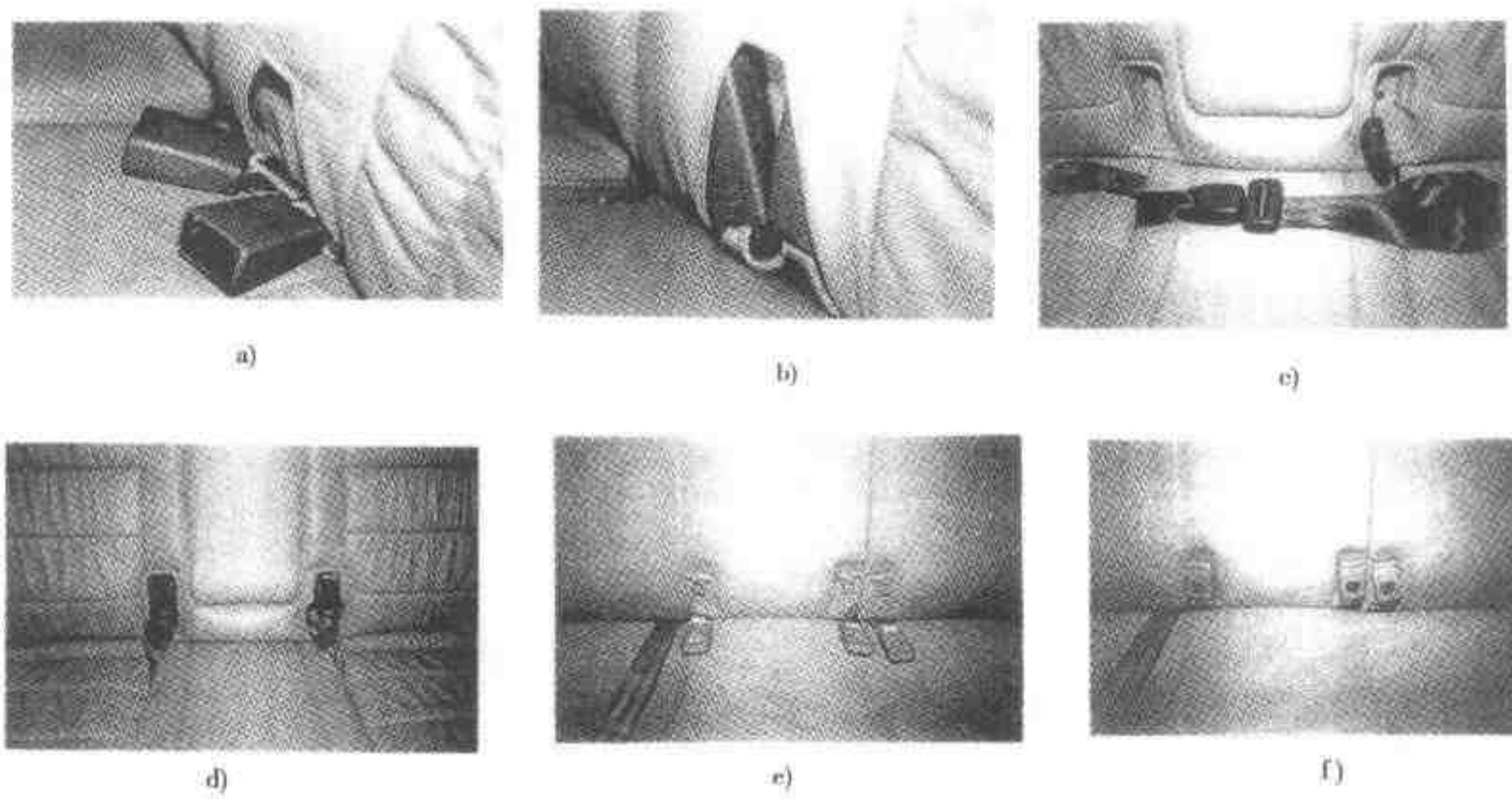


图 10-2-3 后座柔性带扣锁和腰带在不使用时的几种处理方式

a)、b)带扣锁和腰带放入后靠背下部的面料内；c)、d)带扣锁和腰带放入后靠背下部的成型腔内；e)、f)带扣锁固定在专用锁舌内

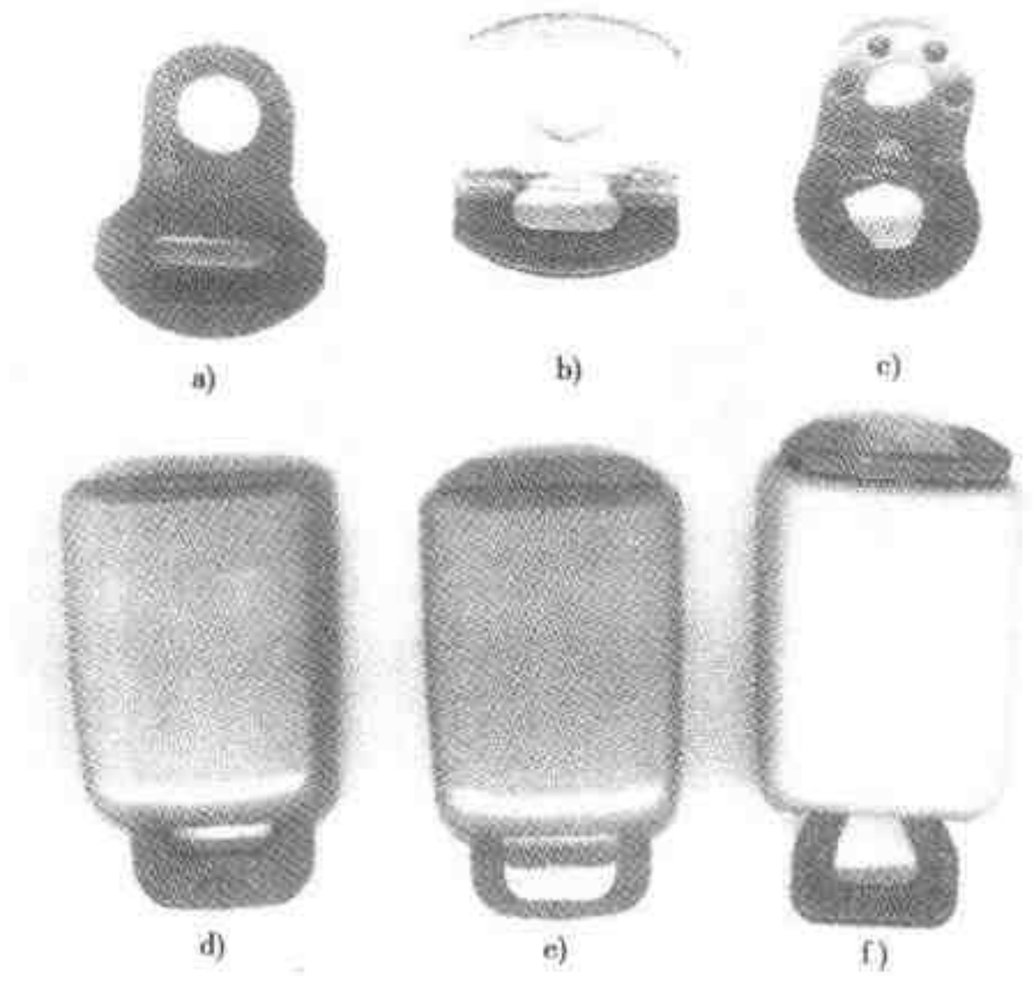


图 10-2-4 几种与织带接触处的金属锐边的处理形式

a)、c)金属锐边用塑料保护垫处理；b)、f)金属锐边用热浸塑粉保护处理；d)金属锐边用冲压圆弧处理；e)金属锐边用金属保护垫处理

带扣锁的锁舌基本上分为两种（图 10-2-7）。一是平板型的锁舌，在闭锁时带扣锁受力情况较好，在受力时不产生侧向力矩，且制造较简单。二是折弯型的锁舌，在闭锁时按钮处空间增大，因此在快速解脱时操作方便。

(4) 带扣锁系统设计要点

承受或传递载荷的零件，例如锁舌、锁头中直接承受冲击力的锁体、锁扣等金属件，不能使用脆性材料，热处理后的金相组织是强度高、韧性大金相组织。

带扣锁的设计应能排除任何不正确使用的可能性，例如后排中主座与边座安全带锁舌应能防止误插，同时要特别保证带扣锁不能处于部分啮合的位置，因此在带扣闭锁或打开的过程中感觉必须明显。

带扣锁与佩带者身体接触的区域其接触面积应不小于 $20cm^2$，宽度不小于 46mm，以保证发生事故时不伤害乘员。

在锁头按钮设计时，对于包围式带扣锁按钮，其外露表面面积不小于 $4.5cm^2$，宽度不小于 15mm；对于非包围式带扣锁按钮，其外露表面面积不小于 $2.5cm^2$，宽度不小于 10mm。按钮的表面应为红色，以示醒目警示。

3) 导向件

图 10-2-8 所示的导向件是用来改变织带方向的零件，便于安全带卷收器的布置，使安全带能紧贴身体，有效地约束身体各部，提高乘员佩带安全带的舒适性。但由于织带在通过导向件时要弯曲变形并产生滑动阻

汽车论坛 http://www.qclt.com

力，要求导向件表面光滑、摩擦系数小、圆弧面曲率适中、减少织带在滑动时的变形和阻力。

导向件的织带滑动表面有光滑的镀铬表面、包涂尼龙层表面、镶嵌冲制光滑金属环表面及包塑成型表面等。由于镶嵌金属环和包塑成型的导向件与织带接触的圆弧面大，因此织带拉出和回卷时阻力小。但在制造包塑成型的导向件时，应注意使合模棱角处平滑，有时在合模分型面处设计成凹陷状，如图 10-2-9 所示，以减少织带拉动时的阻力，避免拉毛织带。

在设计安装导向件时，应注意导向件应能环绕固定螺栓自由摆转。

在车身设计时应注意，当进入导向件的织带平面与离开导向件的织带平面在织带平面上有较大夹角时(例如后座安全带使用导向件时)，应注意织带在导向件上出入处附近有足够的空间，避免因空间过小，织带的纵向刚度形成局部阻力后使导向件自由摆转受阻，由此不正常的织带导向进一步造成织带通过导向件时加剧造成织带的扭曲变形，使织带回卷不良。为了防止以上现象的产生，大部分中档轿车在车身设计时，将导向件安装在内饰板的外露侧。

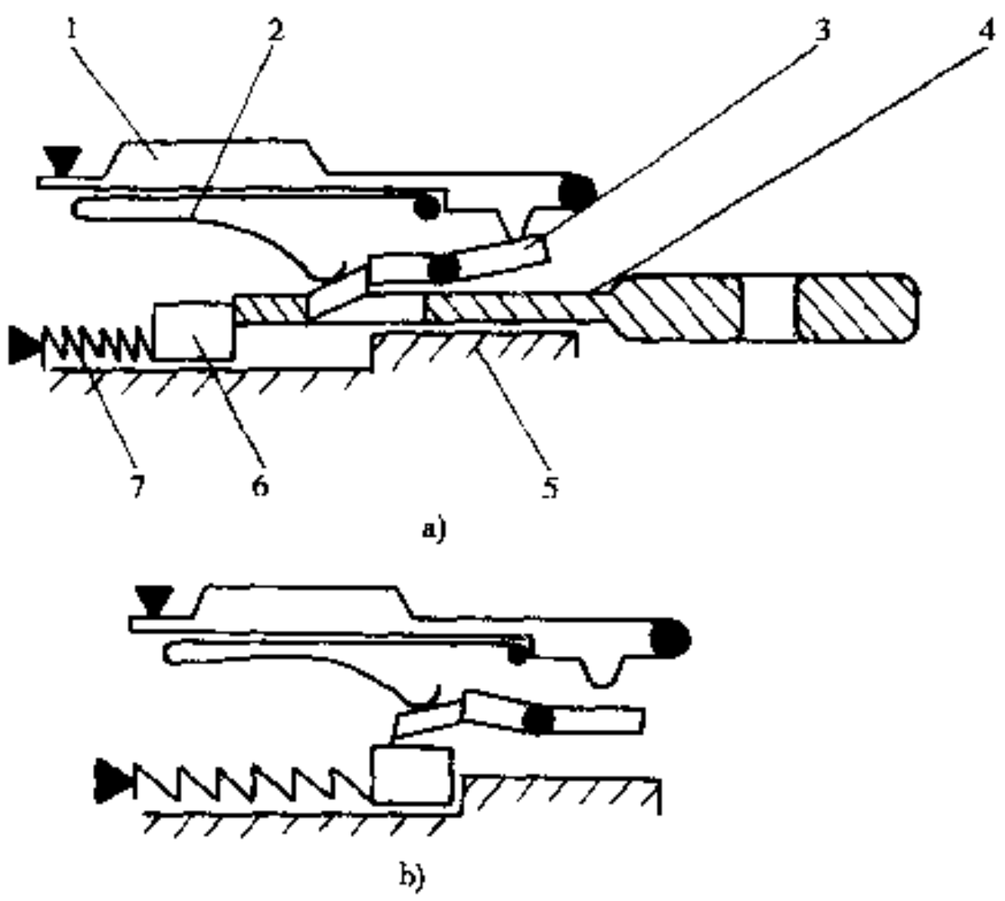


图 10-2-5 侧按式锁体结构原理图

a)带扣锁闭锁状态；b)带扣锁开启状态

1-按钮；2-异型压簧（有消噪声作用）；3-锁门；4-锁舌；5-锁体；6-顶块；7-顶簧



图 10-2-6 顶按式锁体结构

a)顶按式锁体结构；b)、c)、d)几种不同国家和厂商生产的顶按式锁体

4) 卷收器

是指安全带总成中用于收卷、贮存部分或全部织带并在增加某些机构后能起特定作用的装置。按其作用可分为无锁式卷收器（NLR）、自锁式卷收器（ALR）和紧急锁止式卷收器（ELR）三种。

自锁式卷收器是一种在任意位置停止拉出织带动作时，其锁止机构能在停止位置附近自动锁止并保持束紧力的卷收器，常用于二点式腰带。

紧急锁止式卷收器是一种应用最广泛的卷收器。在汽车正常行驶时允许织带自由伸缩，但当汽车速度急剧变化时，其锁止机构锁止并保持安全带束紧力约束乘员。这种卷收器中装有惯性敏感机构和锁止机构，当紧急制动、碰撞或车辆行驶状态急剧变化时，敏感机构将驱动锁止机构锁住卷轴或锁住织带并保持

汽车论坛 http://www.qclt.com

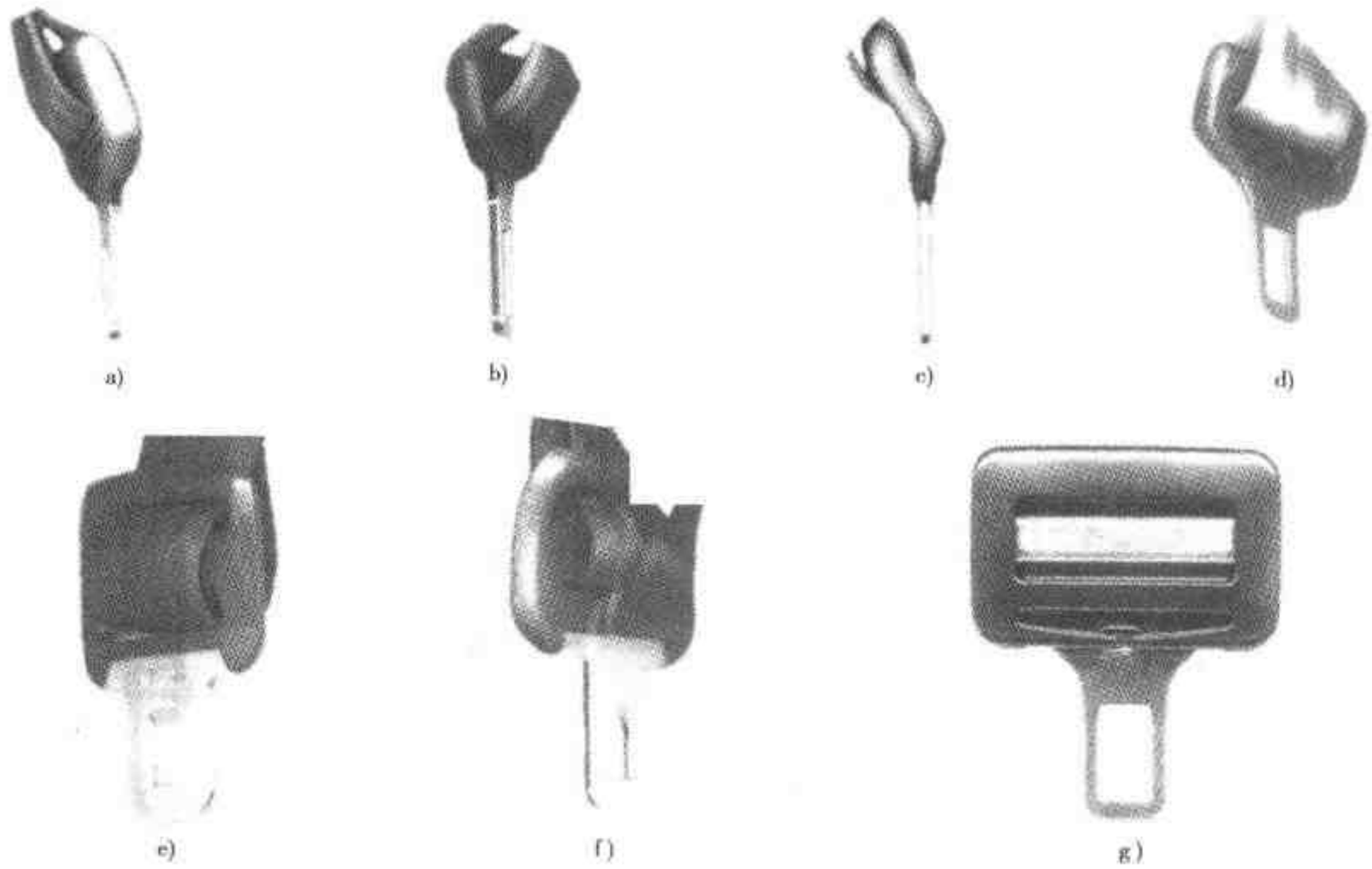


图 10-2-7 带扣锁锁舌

a)折弯型锁舌；b)平板型锁舌；c)S 型折弯锁舌；d)带凹坑的折弯型锁舌；e)曰字型锁舌；f)折弯曰字型锁舌；g)腰带用织带自锁型锁舌（可调节织带长度）

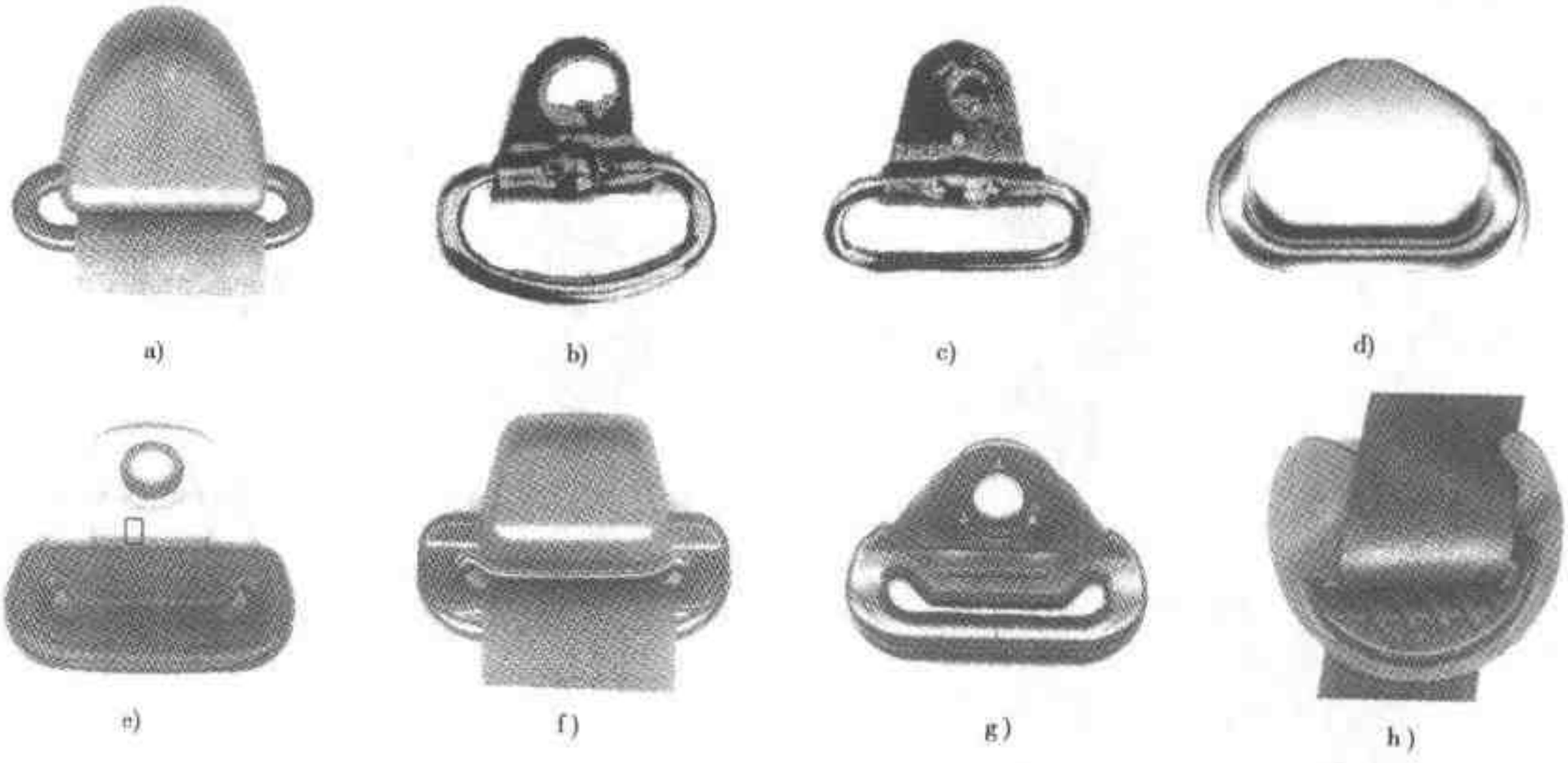


图 10-2-8 导向件

a)织带滑动表面涂尼龙；b)、c)织带滑动表面镀铬；d)织带滑动表面镶嵌镀铬金属环；e)、f)、g)、h)织带活动表面为包塑成型

束紧力，使织带固定在某一位置上。卷收器可以通过各类功能组件按需要组合设计而成（图 10-2-10）。

汽车论坛 http://www.qclt.com

(1) 织带收卷机构

织带收卷机构一般由卷带筒和卷簧组件组成。卷带筒是用于收卷和贮存织带的零件，它可以由金属冲压件组合而成，也可用铝合金压铸件，可以与锁止机构的棘轮设计成一体。还有仅用于收卷作用的注塑件卷带筒，当注塑件卷带筒受力部分使用金属嵌件时，也有可能实现中心锁止。为了使卷带筒在卷绕织带时均衡，其中心缠绕织带的部分截面最好设计成螺旋曲线，其截面螺旋曲线的螺距应等于或略大于缠绕织带的厚度(图 10-2-11)。

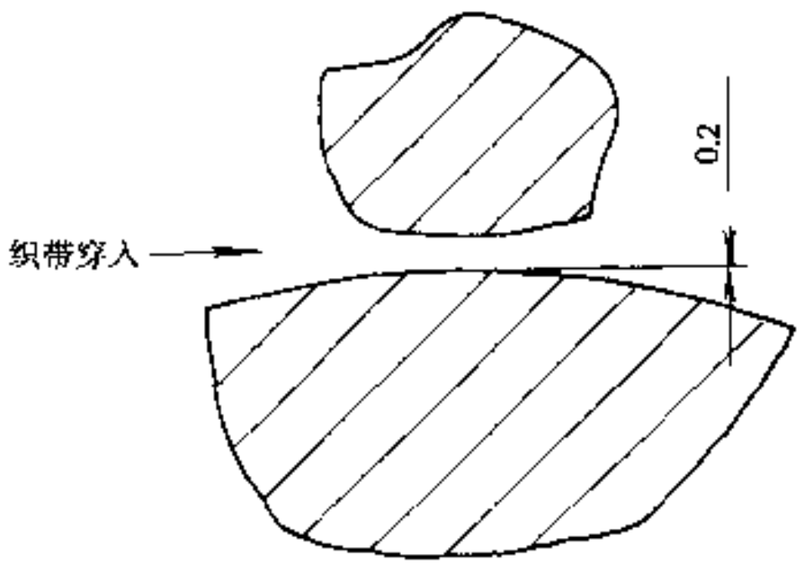


图 10-2-9 包覆成型导向件表面的形状

卷簧组件的主要零件是卷簧，目前卷簧多为弹簧钢制成的螺旋式平卷簧，其作用是平稳地将拉出的部分织带卷回卷带筒

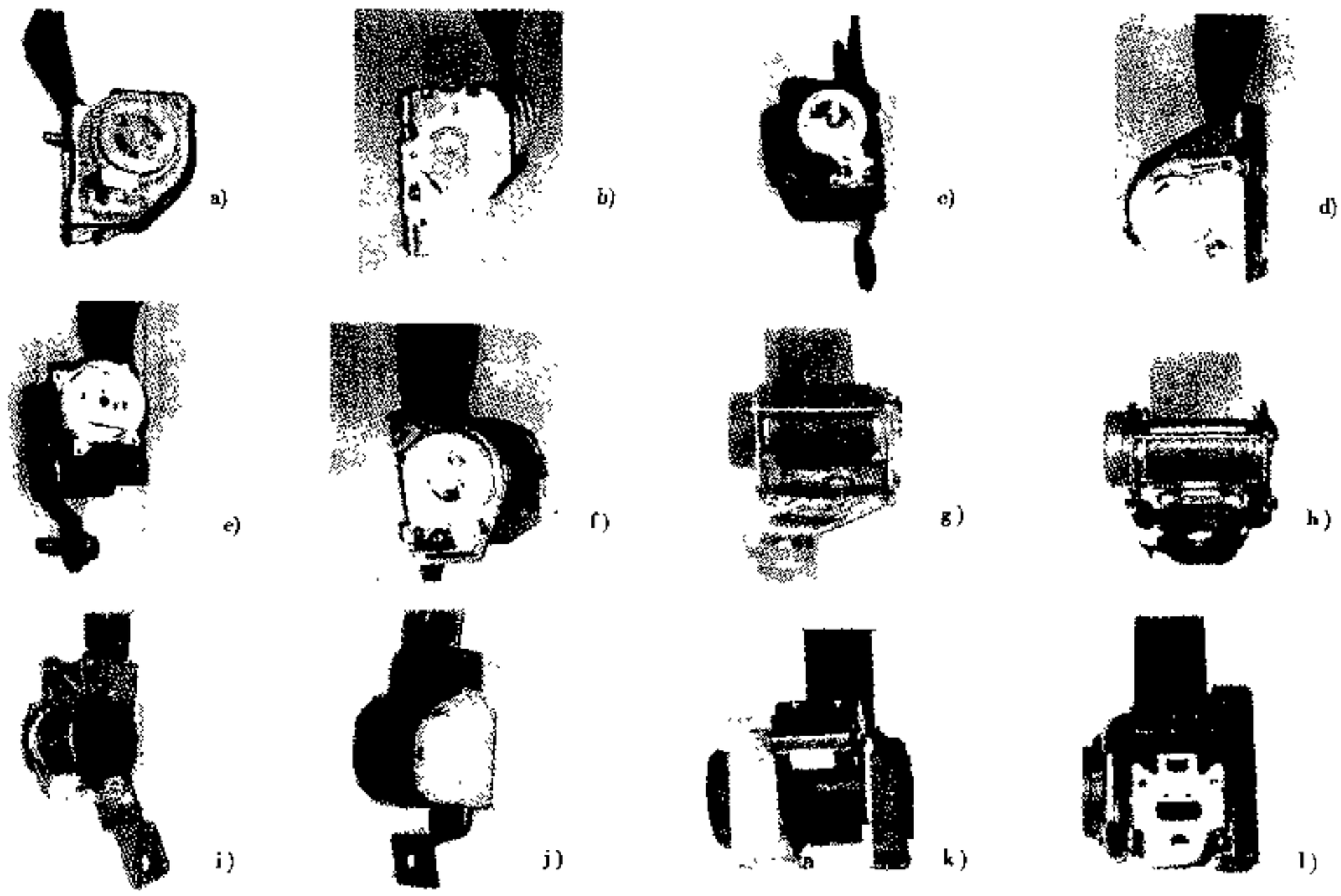


图 10-2-10 卷收器

a)、b)、c)、d)、e)、f)紧急锁止式卷收器 (ELR)；g)、h)自锁式卷收器 (ALR)；i)、j)织带锁止式卷收器；k)、l)带预收紧装置的新颖卷收器

内。卷收力取决于卷簧的转矩，大小应符合标准。

(2) 敏感机构

a. 车体加速度敏感机构

图 10-2-12a)、b)、d) 中所示为滚珠式敏感机构的作用原理图。其敏感性好，改变夹角 α (图 10-2-12e)) 可使不同方向的敏感性能达到基本一致。当卷收器总成设计和制造匹配良好时，可以使敏感性能趋于稳定，重复精度易于提高。

b. 织带拉出加速度敏感机构

这种敏感机构结构形式很多，但作用原理基本相同。

汽车论坛 http://www.qclt.com

图 10-2-13 所示为织带拉出加速度敏感式的锁止机构。当织带拉出时，心轴随之转动，织带拉出的速度变化值未超过规定值时，惯性盘随心轴一起转动，织带能顺利拉出。发生碰撞或其它情况使织带拉出的速度发生瞬时变化时，由于惯性盘不能随心轴同时加速转动，因此，改变了控制爪机构与惯性盘的相对位置，惯性盘上的斜槽带动控制爪机构中的销子，使控制爪与控制轮的内齿啮合，于是控制轮转动一个角度，带动锁止棘爪锁住棘轮，使心轴停止转动，织带被锁止。

c. 复合式敏感机构

复合式敏感机构是将上述两种敏感机构组合成一体的机构，可起双重保护作用，是目前普遍使用的结构。

(3) 锁止机构

a. 收卷机构锁止式

无论是通过车感和带感锁止，还是直接锁止卷轴或通过棘爪、棘轮来锁止卷带筒，都称为收卷机构锁止式。

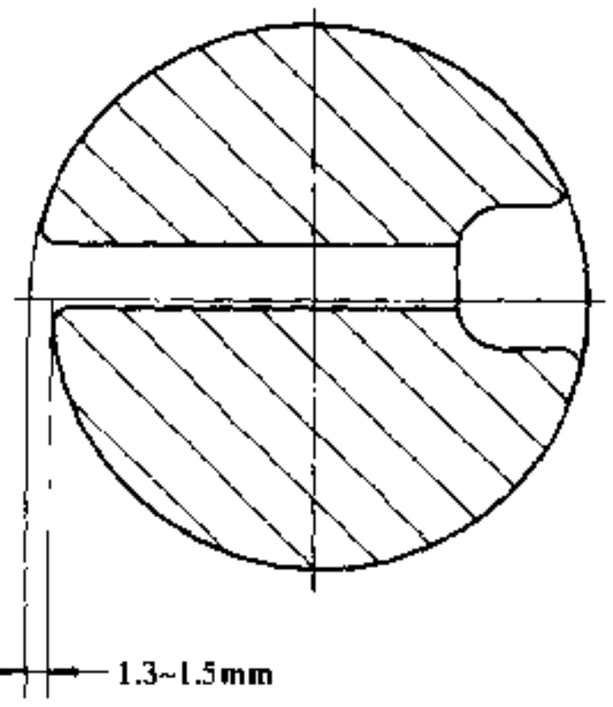


图 10-2-11 缠绕织带表面的一种设计

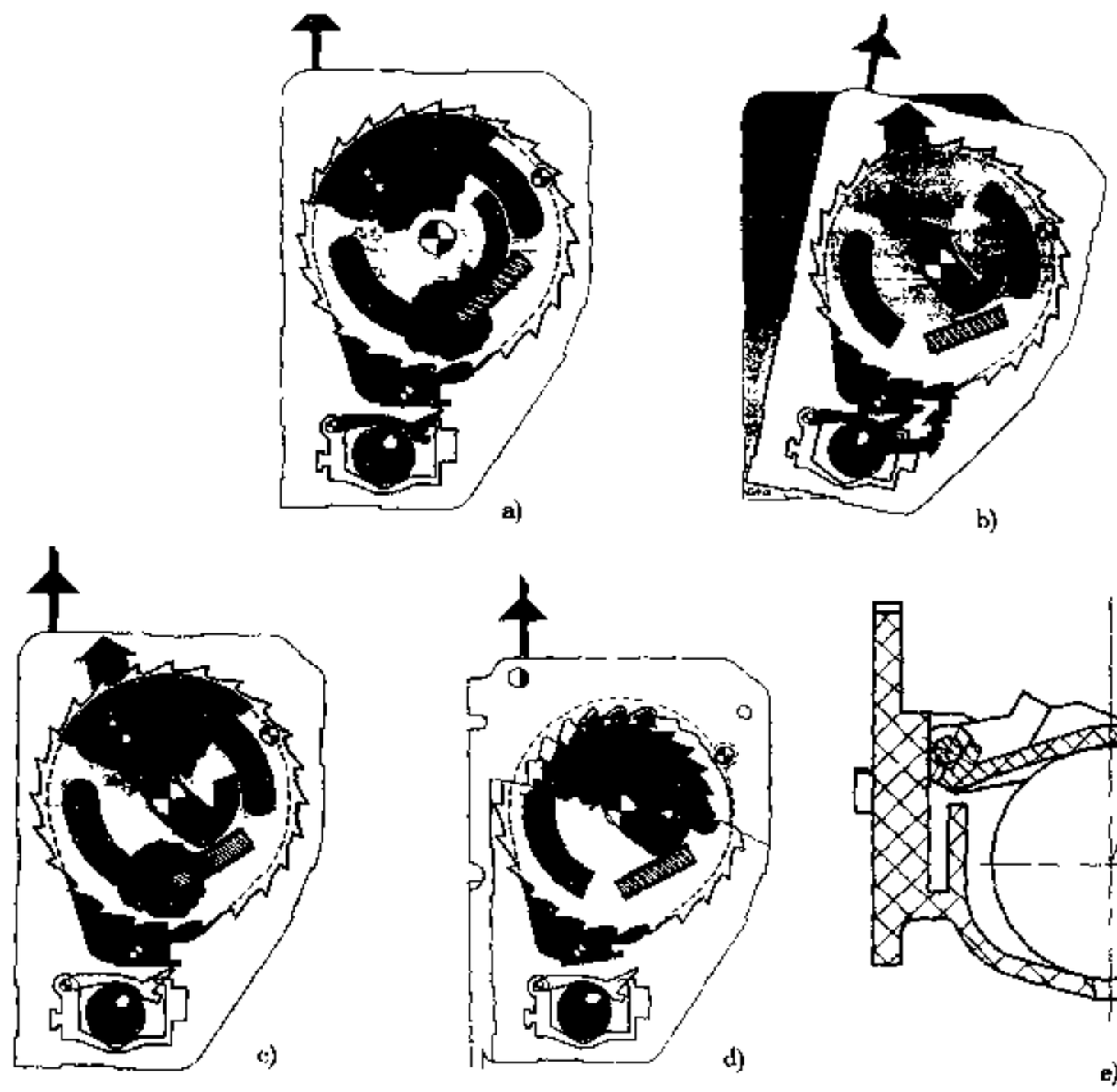


图 10-2-12 滚珠式敏感机构卷收器工作原理

a)未锁止状态；b)车体加速度敏感式开始起作用（图示为车体角度敏感）；c)织带拉出加速度敏感式开始起作用；d)卷收器锁止机构开始锁止；e)滚珠式敏感机构

b. 织带锁止式

是一种在卷收器上对织带进行夹紧锁止的卷收器，可以减少卷收器在紧急锁止时织带的拉出长度，一般用于装有安全气囊的前排座椅。图 10-2-14 所示为织带锁止式的一种典型机构。当敏感机构作用时，首先锁止卷轴，织带继续拉出时，只能向拉出方向拉动卷带筒，而不能再使卷带筒旋转，此时浮动的卷带筒推动织带锁止机构的夹紧臂夹紧织带，减少了织带在卷带筒里拉出长度。

汽车论坛 http://www.qclt.com

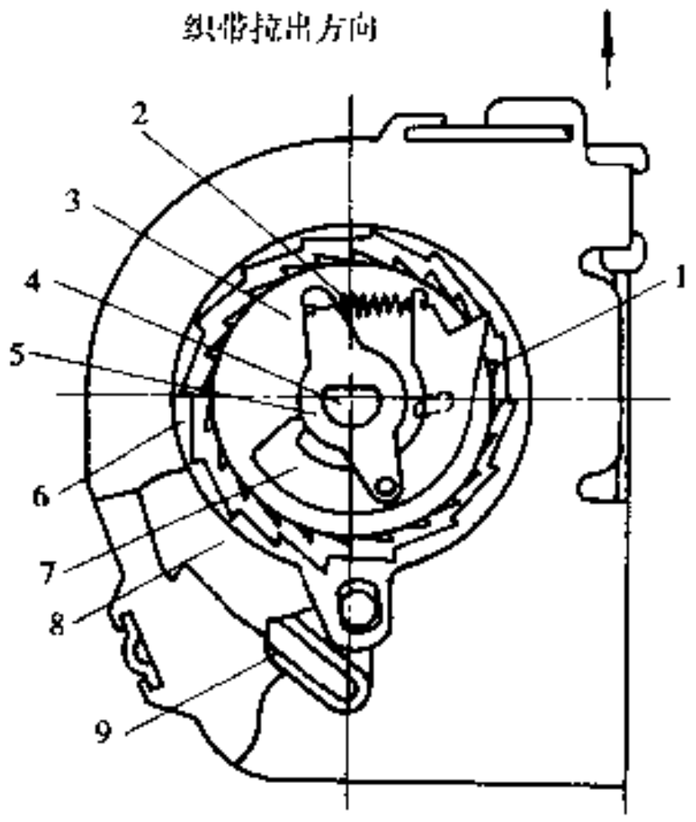


图 10-2-13 织带拉出加速度敏感机构卷收器工作原理
1-分离轮；2-敏感簧；3-惯性盘；4-心轴；5-控制爪座；6-控制轮；7-控制爪；8-棘轮；9-锁止爪

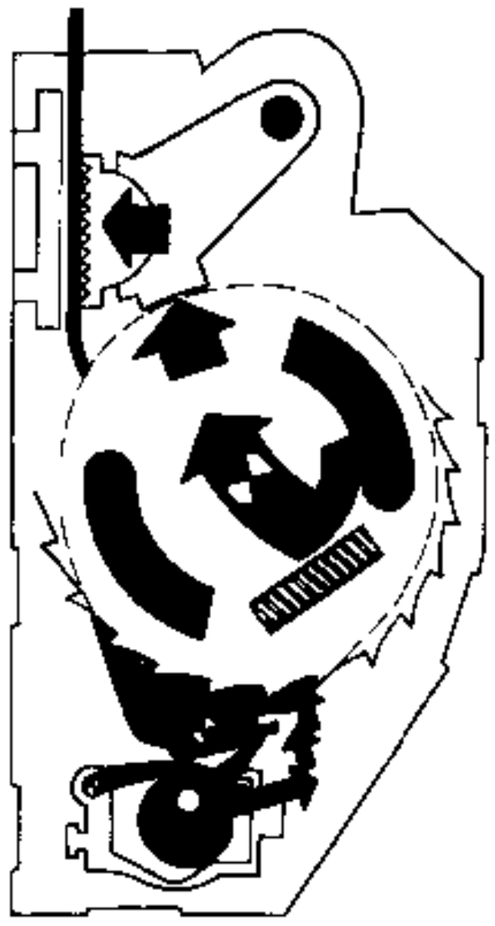


图 10-2-14 织带锁止式卷收器工作原理图

(4) 预收紧机构

预收紧机构一般由敏感机构和回拉机构组成。由于其制造成本较高，一般仅使用于装有安全气囊的前排乘员座椅，在中高档轿车中后排乘员座椅也有使用。

敏感机构是触发回拉机构工作的一种装置，分为机械式和电子式两种。

回拉机构常用爆燃发生器产生高压气体作为回拉的动力，实现织带的预收紧。一般预收紧的织带长度为 80～150mm。它分长管式、短管式（图 10-2-15）、曲线管式（图 10-2-16）、转子式（图 10-2-17）。

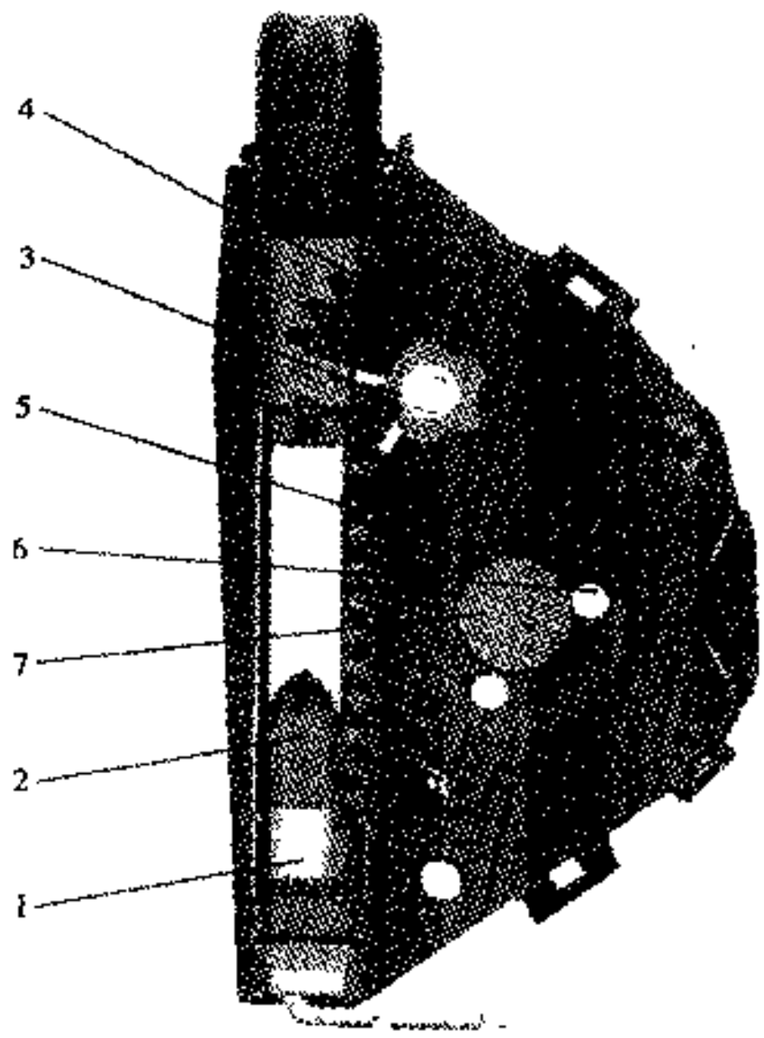


图 10-2-15 短管式爆燃预收紧装置卷收器
1-气体发生器；2-带齿条活塞；3-小齿轮；4-大齿轮；5-夹紧齿轮；6-滚柱；7-卷带筒

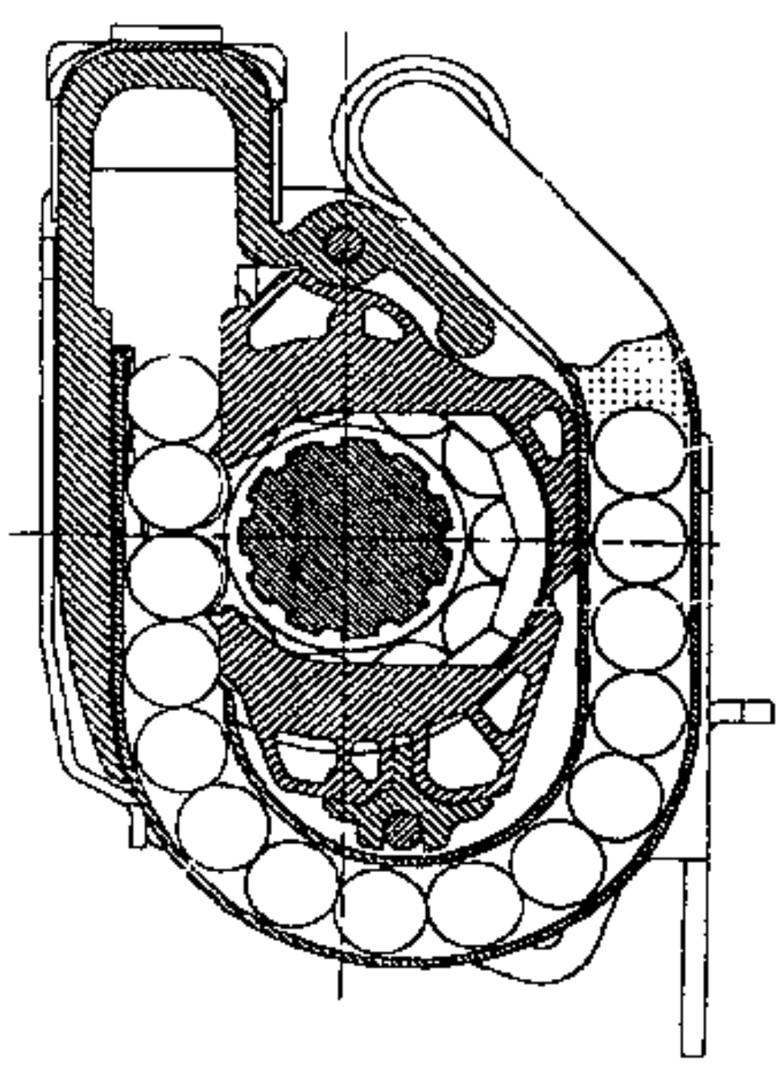


图 10-2-16 曲线管式爆燃回拉装置原理图

汽车论坛 http://www.qclt.com

图 10-2-18 所示为某种带预收紧机构的安全带与标准紧急锁止式安全带在紧急锁止时织带拉出量和头部伤害情况比较。图 10-2-19 所示为标准紧急锁止式安全带、带织带夹紧机构的三点式安全带和带预紧机构的三点式安全带在紧急锁止时安全带性能对比。

(5) 儿童保险机构

儿童保险机构实际是一种 ELR 和 ALR 功能互换式的机构（图 10-2-20），能防止儿童无意地将织带拉出而导致安全带保护功能失效引起危险。这种机构借助于附加部件实现表 10-2-1 所示的功能转换。

表 10-2-1 儿童保险机构的功能转换

状况	ELR	ALR
全回卷状态	●	
成人使用状态	●	
全拉出后回卷（儿童使用状态）		●
接近全回卷状态	●	

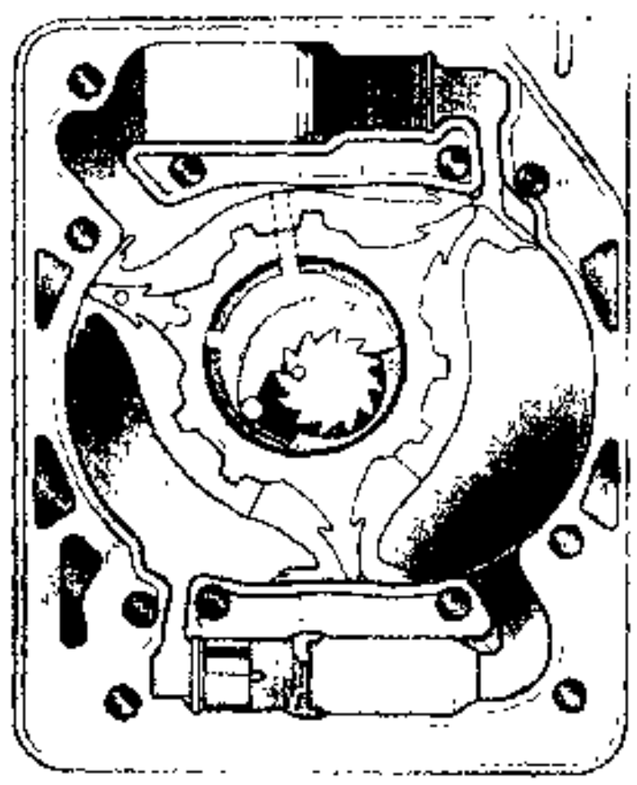


图 10-2-17 转子式烟火回拉装置原理图

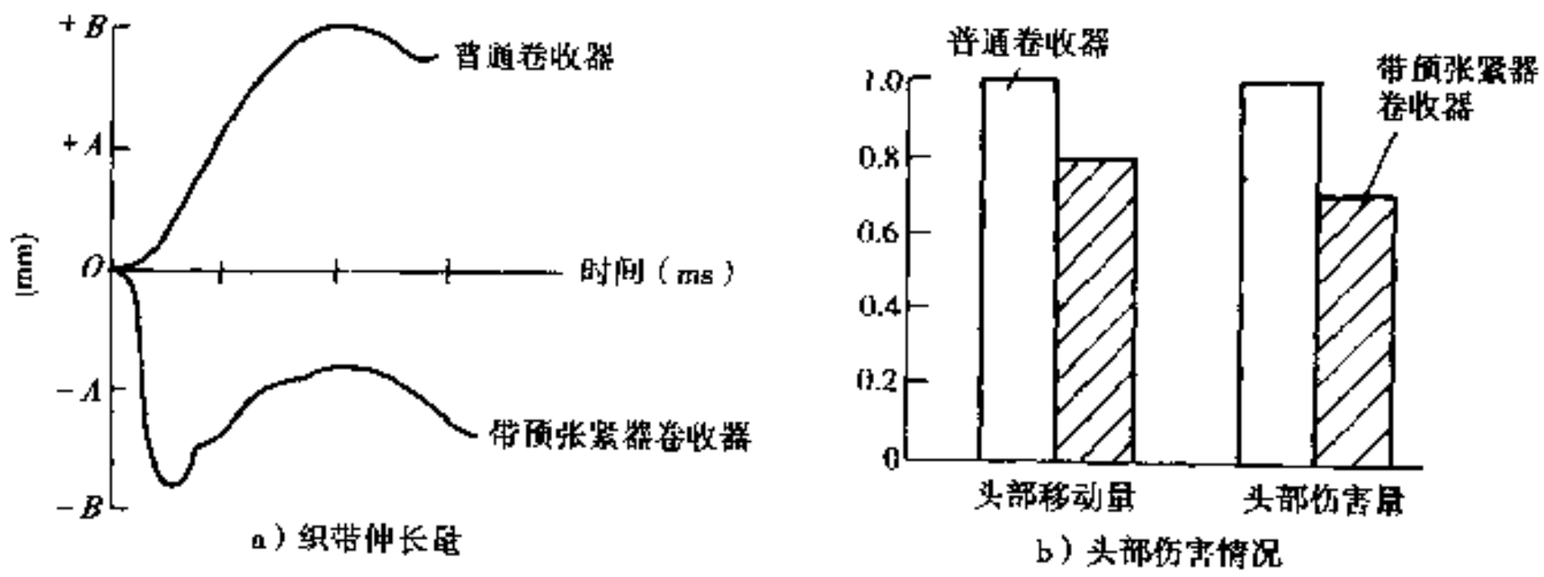


图 10-2-18 带预收紧装置安全带总成的作用效果图

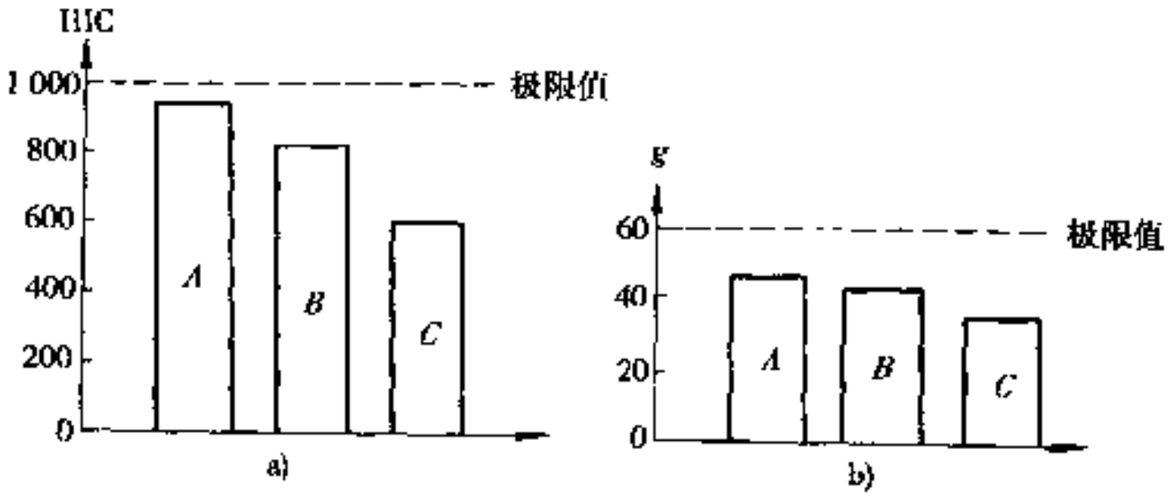


图 10-2-19 具有不同预收紧装置的三点式安全带性能比较

a)乘员头部伤害指数；b)乘员胸部加速度

A-标准卷收器三点式安全带；*B*-带织带夹紧机构的三点式安全带；*C*-带预收紧装置的三点式安全带

10.2.1.4 座椅安全带的设计要点

在设计上应满足乘员的安全性以及舒适性和方便性的要求，为此应注意固定点位置的选定、安全带的性能要求和采用的辅助装置。现就固定点设计和安全带的选用加以概述。

1) 固定点设计

固定点的布置位置及强度应符合 GB14167－93 标准的规定（图 10-2-21），图中 α_1、α_2 的角度若过小，则碰撞时腰带可能在骨盘上滑动，易发生人身腹部下沉平移的现象。但 α_1、α_2 的角度过大，则碰撞初期

汽车论坛 http://www.qclt.com

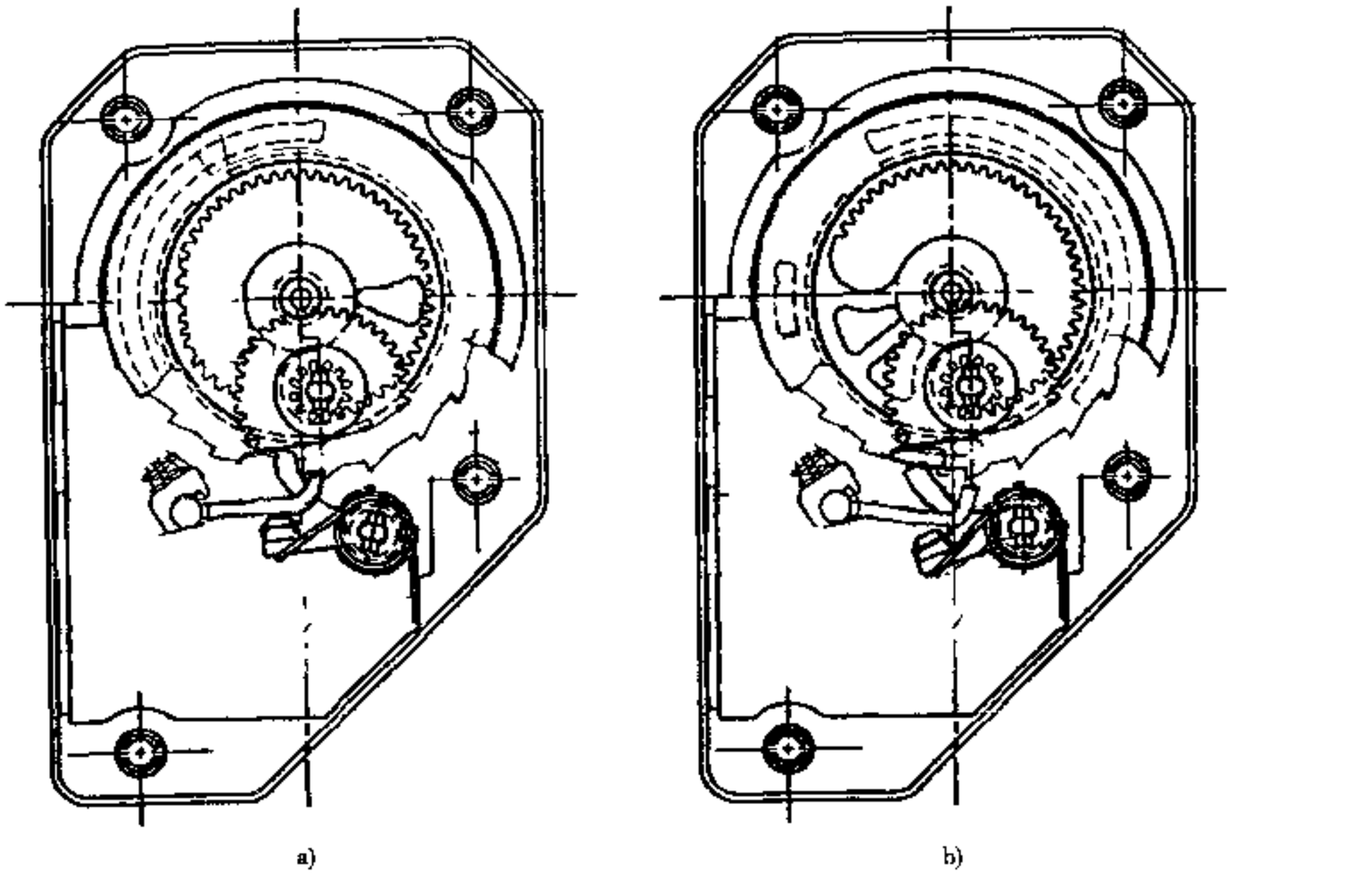


图 10-2-20 儿童保险机构（ELR 和 ALR 功能互换机构）

a)ALR 状态；b)ELR 状态

安全带负荷的响应不好，必须按不同的车型选择最佳值。这个角度规定为 20°～75°之间，但一般在 35°～60°之间比较好。图中上安装点位置的选定要考虑到乘员在佩带安全带时，不要使织带刮到乘员的颈部。

作用载荷为：腰带≥22300N；连续带≥13500N（对上、下两人体模块各施加 13500N 载荷）；加载时间≤60s；最大载荷持续时间≥0.2s。

评价标准是，不论变形或撕裂等是否出现，只要能承受以上载荷即可。

2）安全带的选用

要求座椅安全带能减少乘员的移动量，防止在车内二次碰撞；尽量减少施加在被约束乘员的负荷，防止约束装置自身导致人身伤害。选用安全带的步骤如下。

（1）依据国家的有关规定，针对不同的车型和座椅在整车中的位置，选择相应的安全带。例如，国家有关文件规定，对于总长＜6m 的轻型客车，前排座位靠侧窗座位装配带有紧急或自动锁止卷收器的三点式安全带，中间座位用两点式安全带。而总长＞6m 的客车，仅要求驾驶员座椅安装两点式安全带。因此，在设计新车型过程中，在确定安全带类型时，必须依据当时执行的国家相关标准或文

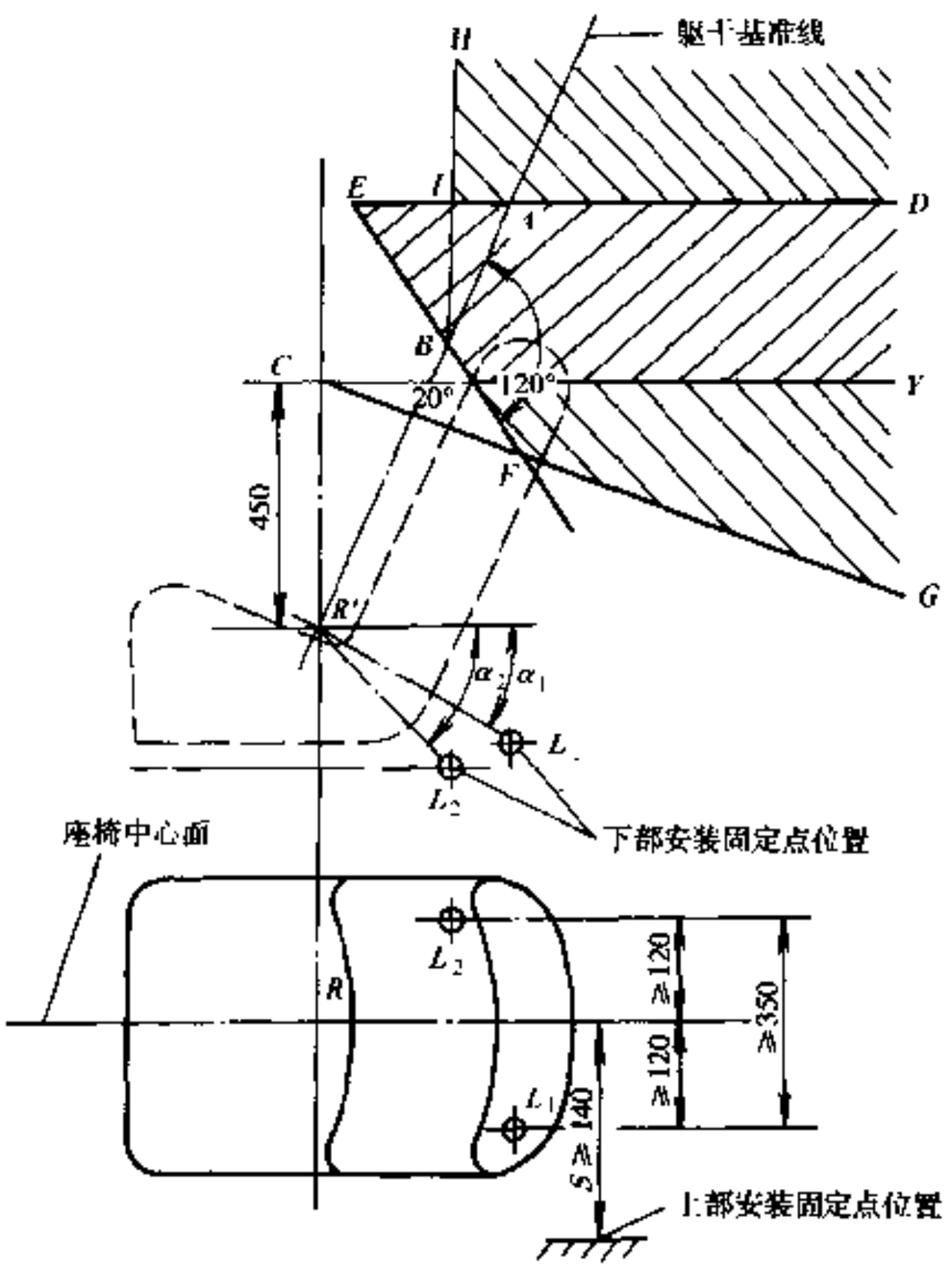


图 10-2-21 安装安全带固定点位置

汽车论坛 http://www.qclt.com

件的规定，根据车型及座椅位置，可基本确定出可选择的安全带的结构形式。

（2）选用的安全带必须是通过国家鉴定的、带有鉴定合格标志的安全带总成。

（3）根据不同车型的需要，选择不同结构的安全带。现在安全带总成新增加功能越来越多，如有的安全带总成采用双卷收器，使肩带的卷收力较腰带卷收力略小，以减轻乘员使用时的受约束感；还有的在卷收器增加预紧装置，以便在织带加速度超过一定值后，拉紧织带，以减少织带的松弛量，对乘员起双重保护作用，但增加这些功能后，总成的成本也随之提高许多。因此，在满足国家标准的条件下，须根据所设计车型是否需要来确定其它额外增加的功能。

（4）在同类型的安全带中，应选择品质高、可靠性好、体积小、成本低、质量轻、寿命长的安全带总成。

（5）在确定安全带在车身上的固定位置后，将座椅调至最后端，并用95百分位乘员的需要，确定出安全带总成的织带长度。

10.2.1.5 提高汽车座椅安全带的安全性、舒适性和方便性的措施

1）折叠式安全带

如图10-2-22所示，在碰撞事故中佩带普通三点式安全带的乘员其下躯体移动量小，肩部和头部的移动量大。如图10-2-23a）、b）所示，为获得腰部和头部恰当的相互关系，产生了腰带部分折叠缝合一段的安全带，其效果列于表10-2-2。这种机构在北美使用较多，其性能检验用动态试验进行。由于折叠部分会增大位移量，故其长度及强度需通过反复试验确定。一般情况下织带叠加部分断开力控制在2940～4900N；长度因车型不同而异，常见为50mm，拉开长度为100mm。也有使用带折叠式织带的带扣锁，如图10-2-23c）所示。

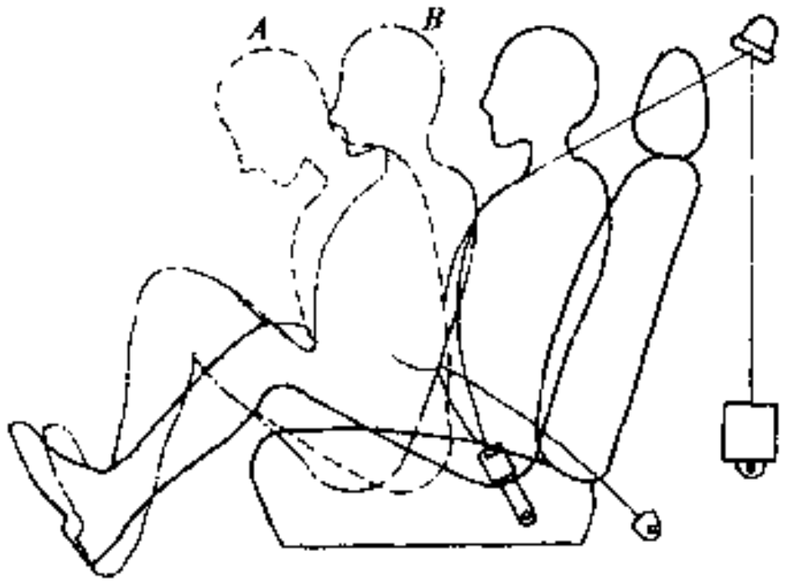


图10-2-22 碰撞事故中乘员移动情况
A-佩带标准三点式安全带的乘员；*B*-佩带折叠腰带三点式安全带的乘员

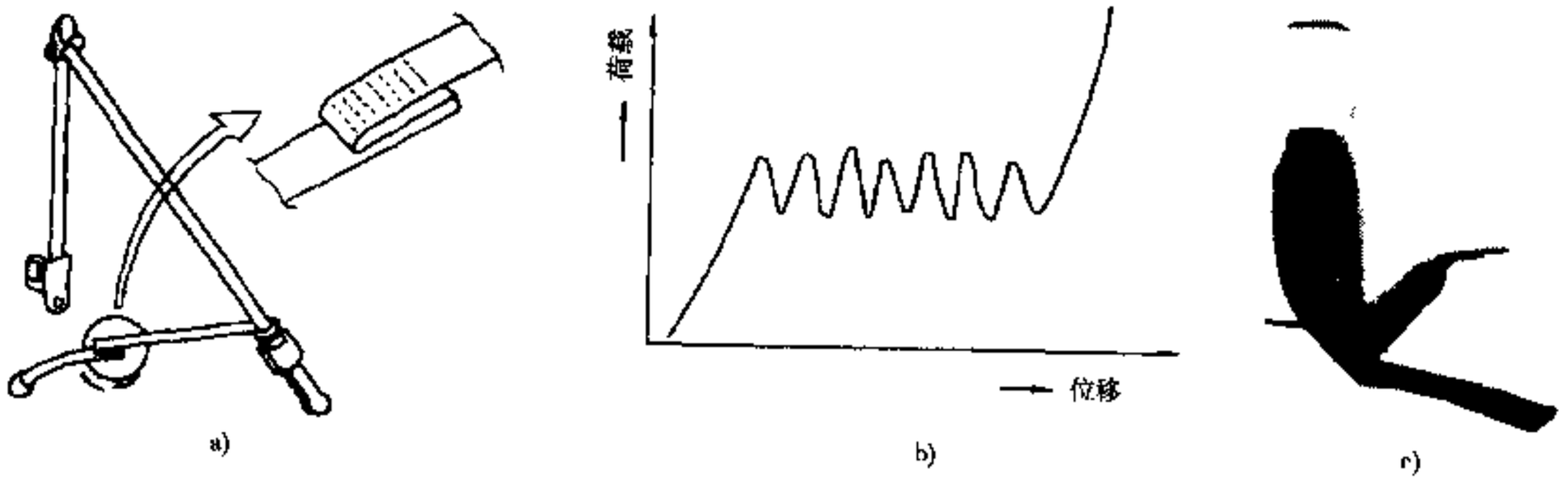


图10-2-23 折叠式安全带
a)腰带折叠式安全带；b)腰带折叠式安全带的载荷和位移关系图；c)带折叠式织带的带扣锁

表10-2-2 折叠式与普通安全带性能对比

	乘员动作			乘员伤害值 头部HIC
	腰部	胸部	头部	
普通安全带 （A）	移动量小	移动量大	移动量大 转动量大	离心力上下方向 g 大； 二次碰撞速度大
腰带部分折叠安全带 （B）	移动量小	移动量小	移动量小 转动量小	离心力上下方向 g 小； 二次碰撞速度小

汽车论坛 http://www.qclt.com

2）预紧式带扣锁

图 10-2-24 所示为预紧式带扣锁的工作原理，它与卷收器中长管式回拉机构原理相似，通过将带扣锁快速下拉，达到减少乘员向前移动的目的。

3）充气织带

因车辆碰撞而获得触发信号后，使中空的织带在瞬间充满压缩气体，由此降低织带对人体压力的峰值，减少对乘员的伤害程度。

4）织带卷轴限力杆

当车辆发生碰撞时，卷收器中织带对人体产生很大的压力。为了限止这一压力，将织带施加在卷收器上的拉力转换成卷带筒内部的转矩，即在达到一定限值时，限力杆发生扭转变形，其力矩限值因卷收器的功能不同而异，常见为 50～100N·m，人体肩部的受力一般可限止在 3.2～6.5kN。由于限力杆设计要求较高，目前世界上仅有个别厂商能制造出达到要求的产品。

5）高度调节器

高度调节器是一种用于调节安全带上固定点高度的调节装置，有手动和电动调节之分。图 10-2-25 所示为一种手动高度调节装置，可使佩带者获得较舒服的肩带佩带位置，目前在一些中高档的轿车上使用较多。

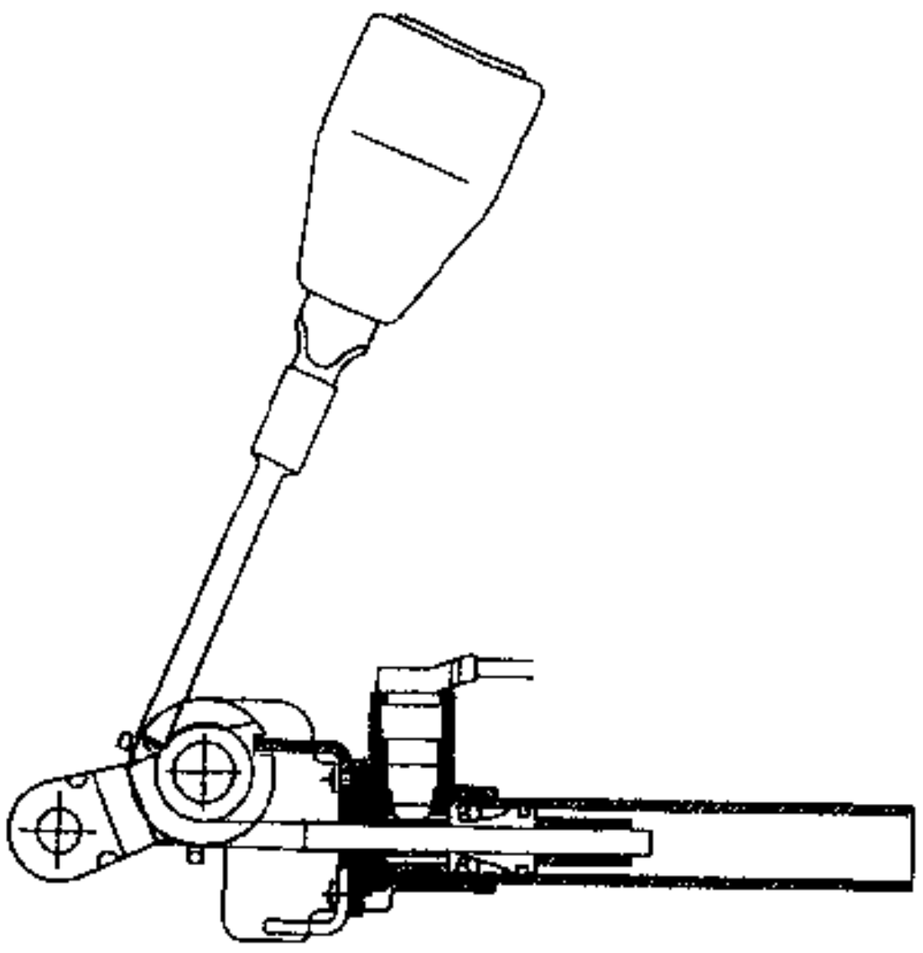


图 10-2-24 预紧式带扣锁原理图

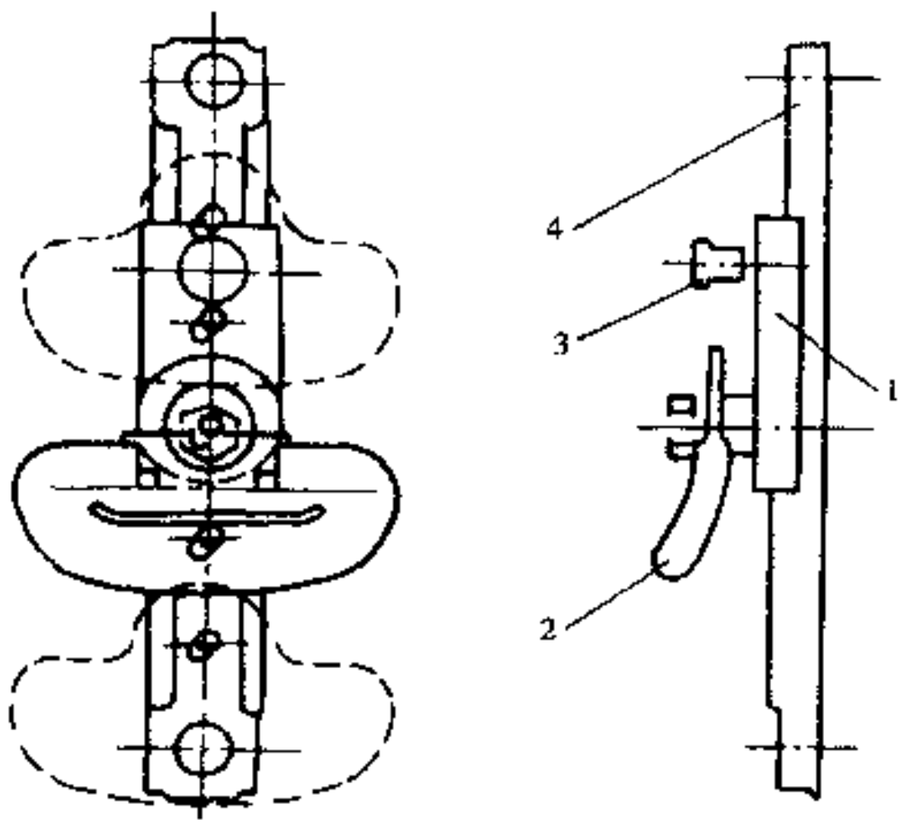


图 10-2-25 手动高度调节装置

1-滑块；2-导向件；3-调节按钮；4-导轨

6）织带导向臂

如图 10-2-26 所示，由于车内空间较大，乘员佩带安全带时，要移到未佩带时带扣锁锁舌停留处，并且还需要有向后和向左右转身的动作，采用导向臂可减少这一动作的幅度。

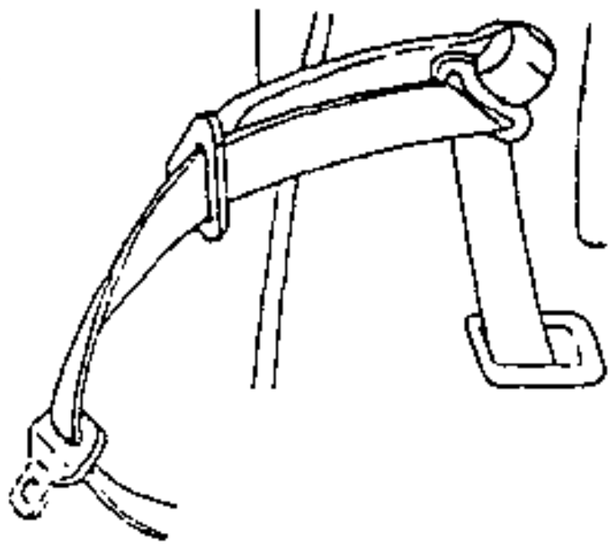


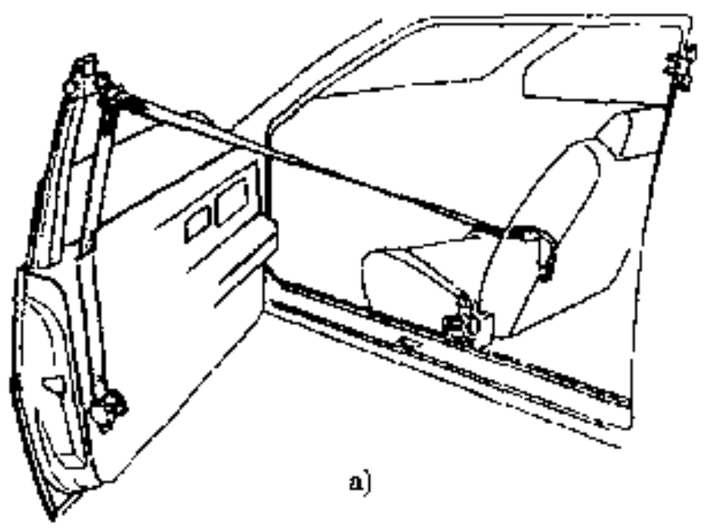
图 10-2-26 织带导向臂

7）自动佩带安全带

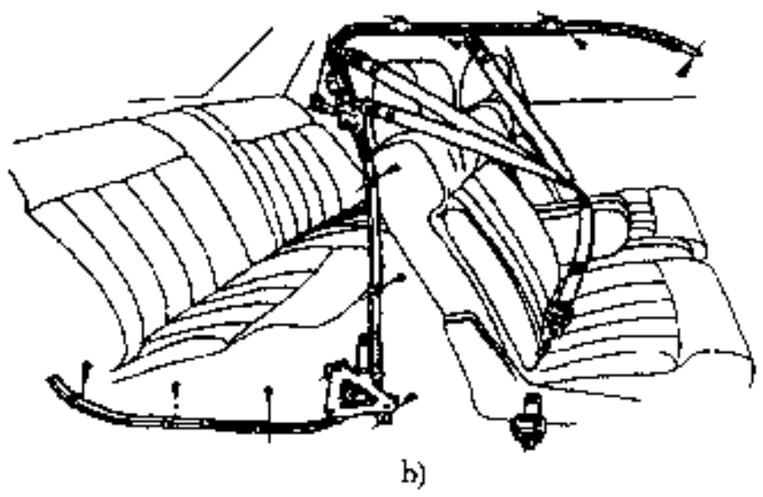
为了保证安全带的使用，国外有些车上安装了不需乘员操作的自动佩带安全带。如图 10-2-27 所示，这类自动佩带安全带，乘员在佩带时不甚方便，因此仍只有少数车型上使用。目前常见的有如下二种形式。

①下端固定在座椅内侧地板上，上端固定在车门上的两点式肩带。车门一关闭，安全带就自动处于约束乘员的位置。

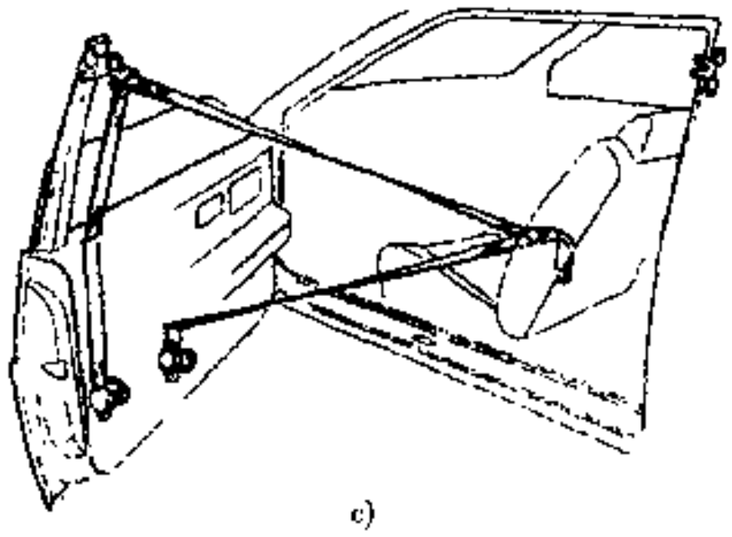
汽车论坛 http://www.qclt.com



a)



b)



c)

图 10-2-27 自动佩带式安全带

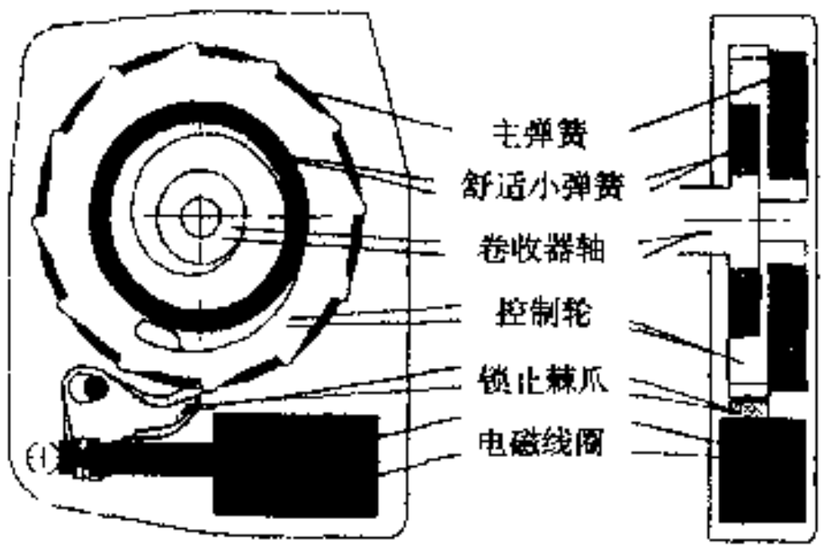
a)上、下端固定的自动佩带两点式安全带；b)下端固定上端在车门导轨滑动的自动佩带两点式安全带；c)二点固定式自动佩带三点式肩腰带

②下端固定在座椅内侧地板上，上端在车门框边的滑轨内的两点式肩带，车门打开时，上端沿滑轨前移，减少对乘员上下车的影响；车门关闭时，上端沿滑轨后移至乘员肩部上方，使安全带处于约束乘员的位置。

③一个下端固定在座椅内侧地板上，上端和另一个下端固定在车门上的三点式腰肩连续带。只要车门一关上，肩、腰带就自动处于约束乘员位置。

8）双卷簧卷收器

双卷簧卷收器可减少安全带佩带的卷收力。它装有两个转矩不同的卷簧，乘员在佩带安全带后，只有小转矩卷簧工作，其它情况下，大小转矩两卷簧一起工作。图 10-2-28 所示为普通安全带与双卷簧安全带的拉出力、回拉力与织带拉出量的关系曲线。小卷簧工作启动方式有机械式和电子式两种。机械式是当车



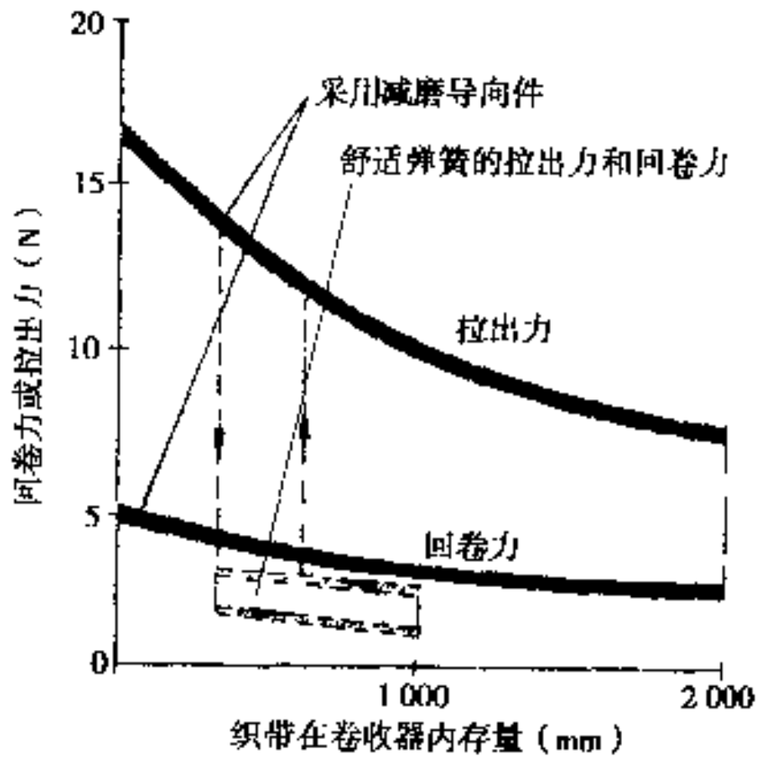


图 10-2-28 双卷簧卷收器

汽车论坛 http://www.qclt.com

门关闭时，通过机构传动形式使小卷簧起作用或者采用织带拉出的不同长度通过卷带筒带动螺旋传动机构来控制；电子式一般是当锁舌插入带扣锁时触发并自动切换为小卷簧工作。

9）座椅一体式安全带系统

如图 10-2-29 所示，将安全带固定点、带扣锁、卷收器全部安装于座椅的骨架上，并能保证安全带总成对稍有不同角度坐姿的乘员都能起到安全保护作用，使乘员佩带更舒适。（撰稿人：赵森发）

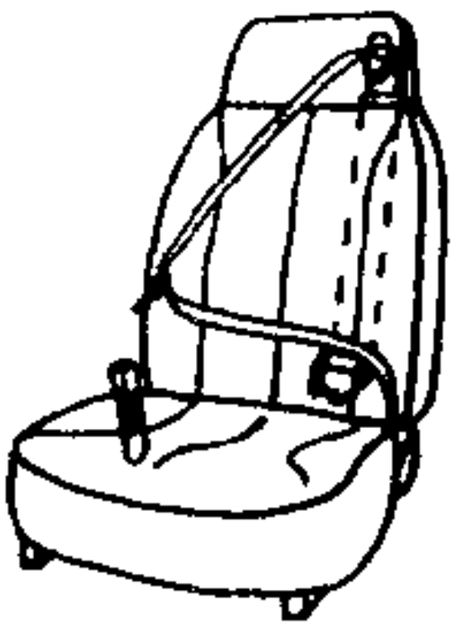


图 10-2-29 座椅一体式安全带

10.2.2 安全气囊

安全气囊是一种在汽车碰撞事故中自动充气膨胀，在二次冲撞中保护乘员、减轻伤害的安全保护装置。目前世界汽车市场上，安全气囊日益普及，安全气囊技术也日臻成熟。

10.2.2.1 安全气囊的种类

1）按照工作原理分类

（1）机械式安全气囊

机械式安全气囊利用机械式传感器能直接触发气体发生器，使安全气囊发生作用。机械式传感器的优点是结构简单，可靠性高；由于直接由传感器触发气体发生器，省去了电气单元，因此可降低安全气囊总成的成本。其缺点一是必须与气体发生器安装在一起，因此安装位置受到限制，得到的车身减速度信号不很理想；二是触发气囊的信号计算方式简单，对于复杂情况很难考虑周全。

（2）机电式安全气囊

机电式安全气囊的工作原理是，机电结合式传感器的触点在车身减速度的作用下，克服机械势能触发安全气囊点火开关，从而得到安全气囊点火信号。其优点除机械式所具有的而外，由于采用电子信号点火，因此传感器可以安装在车身任何位置，可以得到最好的车身减速度信号。其缺点是触发气囊的信号计算方式简单，对于复杂情况则很难考虑周全。

（3）电子式安全气囊

电子式安全气囊的工作原理是，安全气囊的电控单元对由电子式传感器产生的能反映车身减速度情况的信号进行分析判断，确定是否要点火。电子式传感器的主要任务是向电控单元提供传感器所在位置的车身减速度的信号，是否点火由电控单元完成。电子式的主要优点是对路况及碰撞情况判断较为准确，并且能根据不同的碰撞速度、乘员在碰撞时的具体状态（如有无佩戴安全带）等来控制安全气囊的爆发时间，以达到对乘员的最佳保护（智能型安全气囊）。其缺点是它不仅结构复杂、成本很高、开发周期长，而且有时会受到电磁场等外界因素干扰，在没有可靠的防范措施的情况下会影响到可靠性。

现代汽车的发展趋势之一是电控部分越来越多，并且整车各系统的电控部分（例如安全气囊电控单元、发动机管理控制系统和 ABS 控制系统等）的集成度越来越高，而电子式安全气囊的控制部分可以与汽车的其它电控部分集中于同一个模块内，因此可降低安全气囊组件的成本。

2）按保护作用和安装位置分类

（1）驾驶员侧气囊（转向盘气囊）

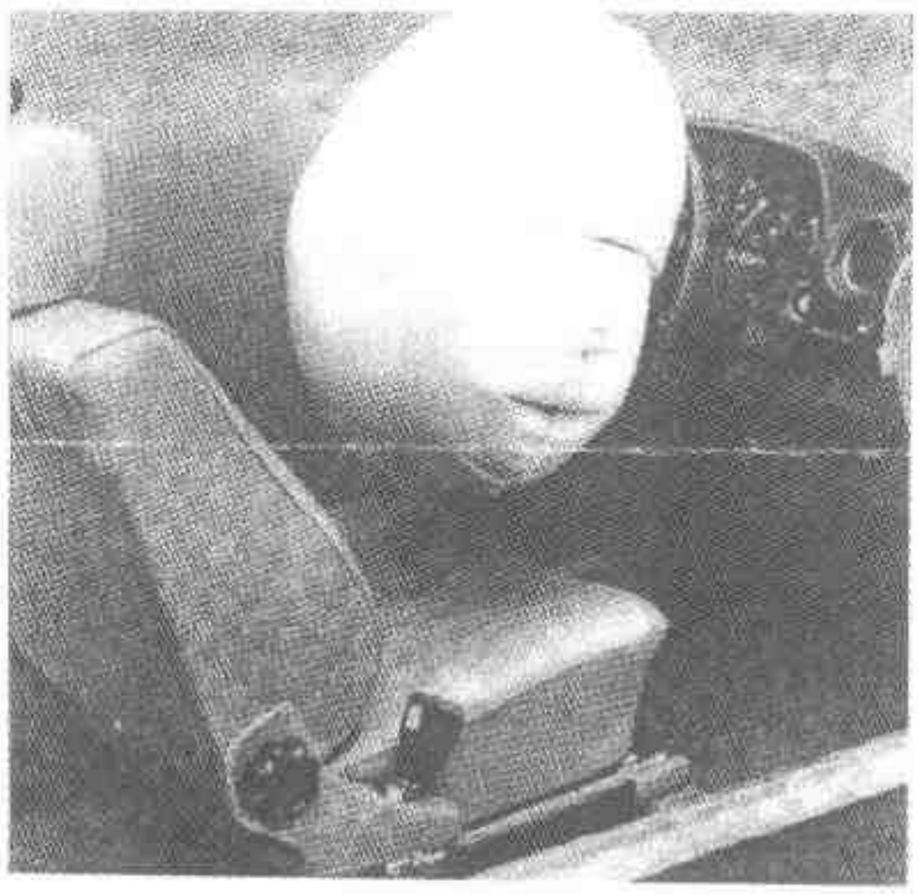
驾驶员侧气囊安装于转向盘内，其目的主要是防止车辆在发生碰撞时驾驶员与转向盘、仪表板及前挡风玻璃发生碰撞而造成伤害（图 10-2-30）。

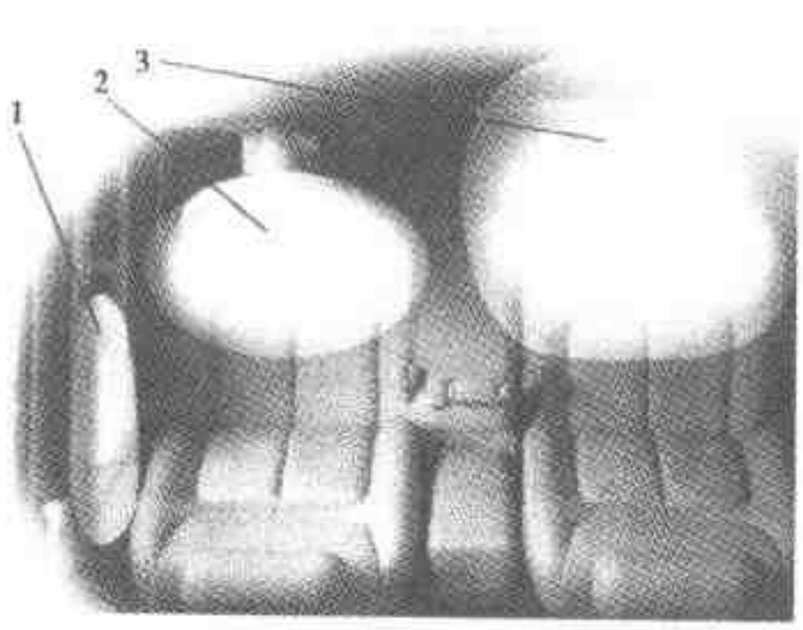
驾驶员侧安全气囊分为与安全带共同作用和单独作用两种，与安全带共同作用的气囊容积在 45L 左右，单独作用的气囊容积为 60～80L，气囊直径为 600～800mm，气囊总成质量约 1kg，气囊的优化展开时间一般为 30ms。

（2）前排乘员用安全气囊（仪表板气囊）

乘员用安全气囊安装于仪表板内，其主要作用是防止车辆在正面碰撞时前排乘员与仪表板和前挡风玻

汽车论坛 http://www.qclt.com





a)



b)

汽车论坛 http://www.qclt.com

饰板后。气囊展开时间小于25ms，管状直径130mm左右，质量0.6kg左右。

(b) 充气帘式头部侧撞安全气囊。如图10-2-34所示，沿车顶围栏安装于内饰板后。气囊展开时间小于30ms，容积9~12L，质量1.5kg左右。



图10-2-33 充气管状头部侧撞安全气囊



图10-2-34 充气帘式头部侧撞安全气囊

(4) 后座椅安全气囊

后座安全气囊一般安装在前排座椅的靠背上部后侧或头枕后部内。由于正面碰撞事故中后排乘员受到伤害程度较轻，故后座安全气囊目前主要应用于一些高级轿车上。针对不同的保护部位，后座椅安全气囊的容积从10L到100L不等，小容积气囊主要保护头部，大容积气囊则保护头部和胸部。图10-2-35是一种保护头部的后座安全气囊。

3) 其它类型的气囊

针对车辆碰撞中乘员的另一些易受伤部位，还开发出了一些其它类型气囊。

(1) 充气膝部软垫

充气膝部软垫的主要作用是在事故中防止膝盖、大腿与仪表板下部碰撞而引起伤害，如图10-2-36所示。

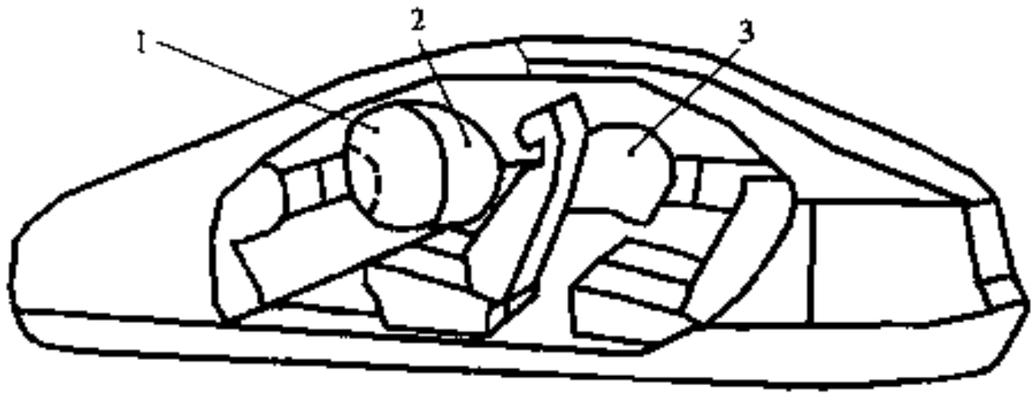


图10-2-35 后座椅安全气囊
1-驾驶员用安全气囊；2-乘员用安全气囊；3-后座安全气囊

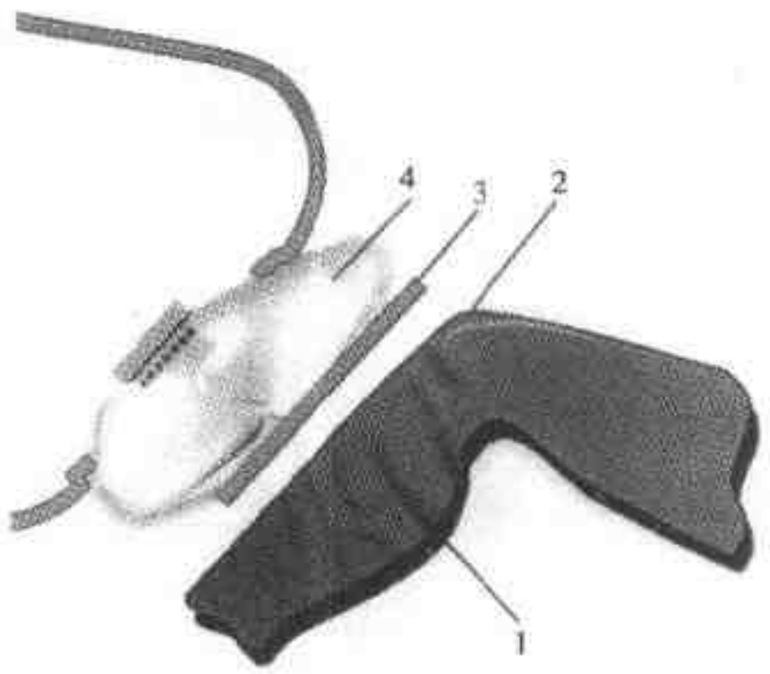


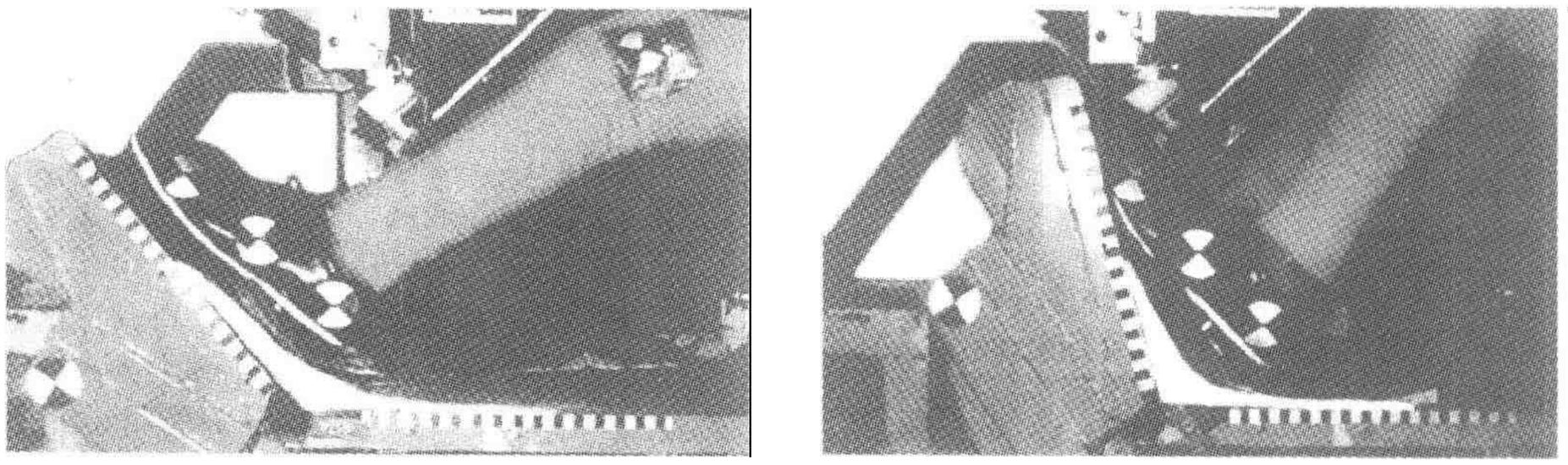
图10-2-36 充气膝部软垫
1-小腿；2-膝盖；3-护膝板；4-充气膝部软垫

(2) 充气地毯

车辆发生正面碰撞时，前围板和前底板会产生向乘员舱的侵入和变形。新的欧洲正面碰撞法规(96/97/EC)规定，在整车以56km/h撞向刚性墙(40%偏置)时，必须解决侵入乘员空间，特别是脚部空间的问题。充气地毯如图10-2-37所示，它可以在脚部空间被侵入之前将脚提高地板，降低脚部、踝关节及小腿的载荷，减小脚部的加速度和小腿受的力与力矩，从而使之保持在人体能够承受的范围内，减少踝关节的受伤。

汽车论坛 http://www.qclt.com

充气地毯由多氨基化合织物构成，内部多腔、顶部为一层塑料和普通地毯，面积约为 450mm × 350mm。气体发生器与侧撞气囊的气体发生器在类型和大小上基本一致，充气时间约为 20ms，脚跟处充气厚度为 70mm，压力最大达到 150kPa，质量约 1kg。



a) b)

图 10-2-37 充气地毯

10.2.2.2 安全气囊的组成

安全气囊一般由传感器系统、电控单元（ECU）、气体发生器、织袋、支架等部件组成。

10.2.2.3 传感器系统

传感器系统的功能是检测、判断汽车发生事故后的撞击信号，以便决定是否需要启动安全气囊，并确定启动安全气囊的时间。在撞击使得电源切断情况下，传感器应提供足够的电能或机械能来保证点燃气体发生器。对传感器系统的要求是，在人体只可能受到极轻微损伤的事故条件下，例如在 12km/h 以下的速度正面撞击的一般的追尾事故等，或是由于路面过于颠簸造成的速度突然变化（当汽车行驶在比较粗糙的路面上时，由于汽车车身会受到类似撞击的信号，有可能使传感器系统判断失误，因此在传感器开发过程中要进行粗糙路面的试验，保证安全气囊不启动），传感器对于是否启动安全保护气囊的判断应该是否定的，而在人体可能受到严重损伤必须使用安全保护气囊时，传感器必须启动安全保护气囊。而且，必须在最大的容许时间以前启动安全保护气囊。最大的容许时间是指，当事故发生时，人体在加速度的作用下向前运动，当人体运动到距离气囊一定位置时，气囊必须已经打开充气，准备同人体的接触。如果人体运动到距离气囊很近时，气囊还没有打开，人体就会非常危险，因为这时出来的气囊极可能对人体造成损伤。因此，利用人体的运动距离而确定传感器启动安全气囊的时间，是一个比较被人们接受的准则。对于高速撞击事故，要求传感器系统在人体向前运动 12.7cm 前的 30ms 给系统点火。这是因为当人体向前运动 12.7cm 左右时，安全气囊应该打开并充气，以便在和人体接触时达到最佳保护效果。而安全气囊从点火开始到达这一状态需 30ms 的时间。由于人体向前运动速度和汽车撞击时速度有关，所以，不同速度撞击时，要求的点火时间也不同。低于 48km/h 的撞击，可以选择 15cm 前的 30ms 或更长容许时间。

传感器的种类有以下几种。

1）机械式传感器

机械式传感器是一种较早使用的传感器（图 10-2-38）。

当汽车正常行驶时，起动器轴上的质量块在球体和偏心弹簧的作用下，紧压引燃销，并把其固定在保险位置。若汽车发生碰撞，产生的惯性力推动球体沿着圆筒向汽车运动方向移动，迫使起动器轴绕轴左端铰接处转动，同时压迫引燃销顶弹簧，如果车体减速度大于规定限值（例如按 FMVSS 标准，在 22.5km/h 的速度碰撞下产生减速度应大于 $7g$），则引燃销被释放，触发气体发生器内的引燃器，起动安全气囊。

2）机电式传感器

机电式传感器利用触点在碰撞时的运动，使电路闭合，产生电信号。图 10-2-39 为偏心锤式传感器、

汽车论坛 http://www.qclt.com

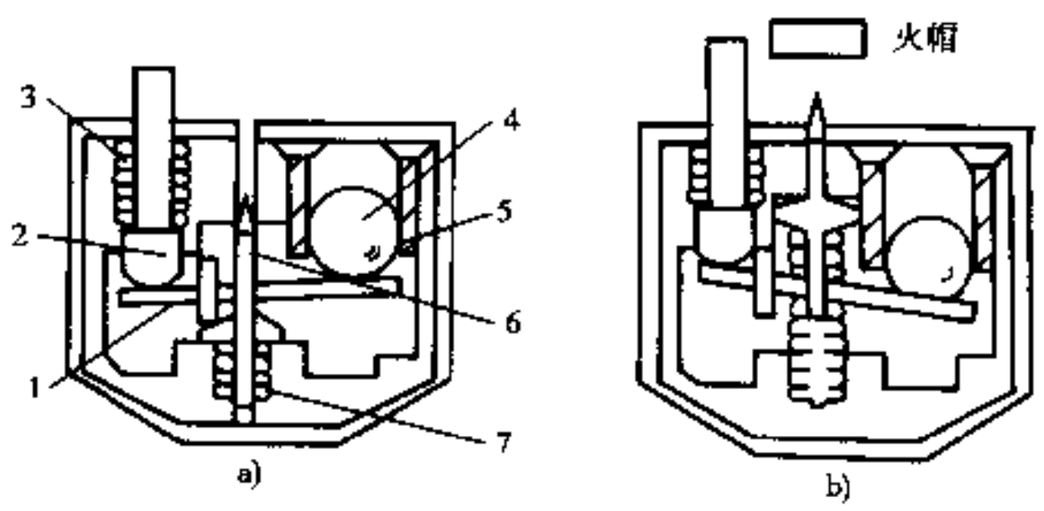


图 10-2-38 典型机械式传感器结构示意图

a)正常状态；b)引燃状态

1-起动器轴；2-偏心销；3-偏心弹簧；4-球体；5-圆筒；6-引燃销；7-引燃销顶弹簧

中央控制器内的布置方式越来越多。其优点是可以减少电缆束，提高可靠性和降低成本，但它要求更精密的调整与控制。电子式传感器有应变片式和压电式两种。

10.2.2.4 电控单元（ECU）

电控单元的作用是对所收到的反映车身减速度的电信号进行分析，判断是否需要点火。电控单元应具有以下基本功能。

①通过分析传感器产生的信号识别碰撞事故；

②启动点火算法程序，适时地下达点火指令；

③对系统进行故障诊断处理；

④碰撞事故过程的记录、储存和系统工作程序的记录。

电控单元一般由中央处理器（CPU）、存储模块、数/模转换模块、电源模块和点火电路组成。点火控制算法，决定了气囊点火时刻和抗粗糙路面干扰特性，目前使用的控制算法主要有以下几种。

①加速度峰值法，即在碰撞时以滤波后的加速度是否达到阈值作为判断点火的条件。

②速度变化量法，即通过对碰撞中的加速度信号积分得到速度变化量，看此速度变化量是否达到阈值来作为判断点火的条件。

③加速度梯度法，即在碰撞时以滤波后的加速度导数是否达到阈值来作为判断点爆的条件。

④比功率法，碰撞过程中，功率的导数$\frac{\mathrm{d}P(t)}{\mathrm{d}t}=m\left(V^2(t)+a(t)\frac{\mathrm{d}a(t)}{\mathrm{d}t}\right)$称之为比功率。以比功率是否达到阈值，来作为判断点火的条件。比功率法综合了①、②、③三种方法的特点。

⑤移动窗算法，对碰撞过程中的时间曲线，以某一恰当时间长度 u 作为窗宽，把窗内的加速度信号曲线对时间积分，以积分结果是否达到阈值作为判断点火的条件。

现有的各种算法都是适应不同车身碰撞波形而开发的，其抗干扰特性也各不相同，在设计气囊控制算法时，须兼顾判别不同碰撞形式和抗干扰特性两个方面，以达到灵敏度高、抗干扰能力强的性能要求。

10.2.2.5 气体发生器

1）气体发生器种类

汽车在正常行驶时，扭力弹簧将质量锤、动触头限定在止点位置；碰撞时，质量锤的惯性力矩克服弹簧的扭力，通过转盘带动触桥转动，使动、静触头接合，接通电路。该类传感器可利用势能、摩擦、磁力，以及利用壳体内空气的粘性或油的阻尼来控制响应时间。在 80 年代末至 90 年代初，机电式传感器应用很广，现已被电子式传感器取代。

3）电子式传感器

电子式传感器利用电子原理得到反映车身减速度的电信号，供电控单元分析处理、决定是否点火。传统的传感器常布置在车身前端，近年来，随着电子式传感器的发展，直接装于

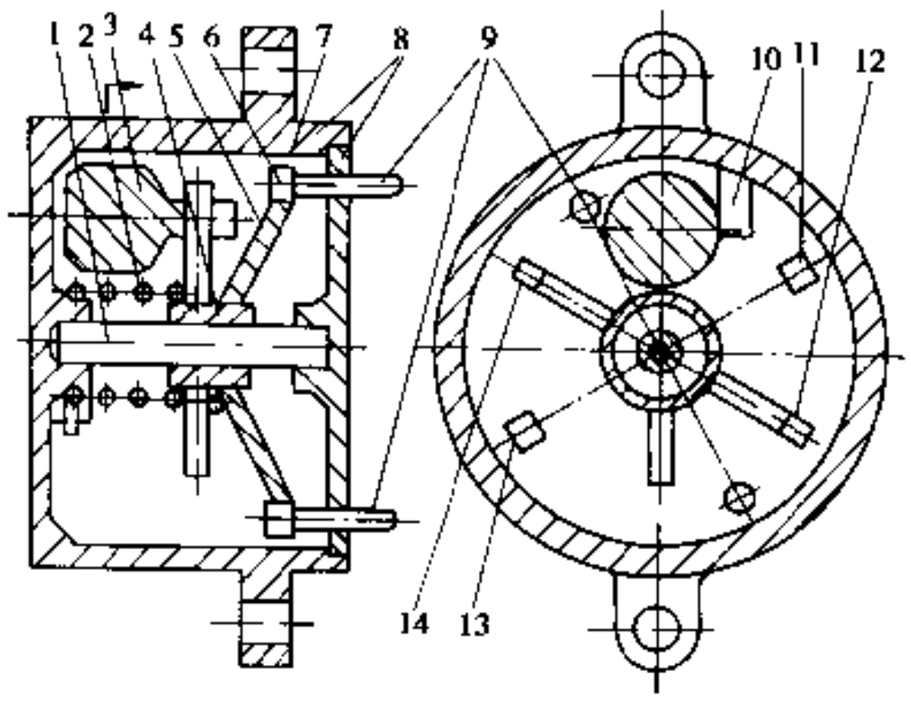


图 10-2-39 偏心锤式传感器

1-心轴；2-扭力弹簧；3-质量锤；4-转盘；5-触桥；6、12、14-动触头；7、11、13-静触头；8-外壳；9-插头；10 止位块

汽车论坛 http://www.qclt.com

（1）烟火式气体发生器

传统的烟火式气体发生器如图 10-2-40 所示，装在用钢板冲压件焊接或铆接而成的外壳内。当中央控制器发生点火指令，引燃器引燃固体燃料，产生大量气体，吹胀气囊。由于燃料燃烧时达 500～1000℃的高温，且含有大量残渣杂质，故气体首先需通过冷却器降温后进入过滤器，再充进气囊。

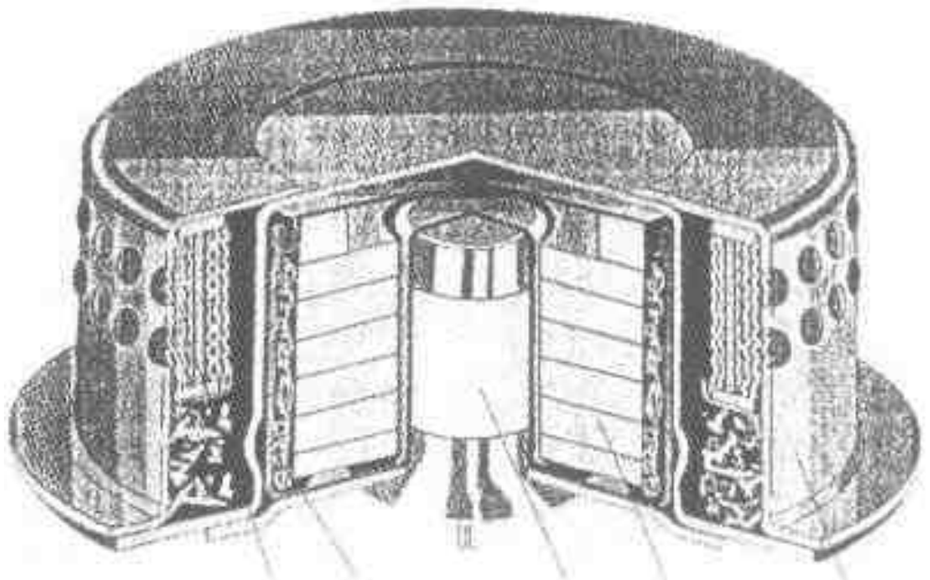


图 10-2-40 烟火式气体发生器构造示意图
1-冷却器；2-过滤器；3-引燃器；4-气体发生炸药；5-壳体

固体燃料一般采用叠氮化钠（NaN_3），燃烧后的气体无毒，但 NaN_3 有剧毒。另一种是硝化甘油浸润的硝化纤维，性能不够稳定，自燃温度低，燃烧时会产生有毒物质，但是燃烧的温度高且压力比较大，气体发生器可以设计得较小，因此现在气体发生器中越来越多地使用非叠氮化物。

（2）压缩气体式气体发生器

压缩气体式气体发生器将氧气、氩气和氦气的高压混合气体储存于一个高压罐内，点火时，火药将高压罐阀门炸开，高压混和气体被快速释放，以充满织袋。其优点是表面气袋温度低，没有对人体有害的气体产生；缺点是由于气体快速膨胀而使温度降低，影响充气速度和压力，但可以用火药燃烧后的气体加热，使气囊有足够的压力。

（3）混合式气体发生器

混合式气体发生器是 20 世纪 90 年代国际上开始采用的一种代替传统烟火式气体发生器的技术。使用一种称为 Arcite 的混合燃料，它采用混合燃料加热储存气体，由燃料本身和制氧剂、软化剂、各种稳定剂和发射物质等合成，既不含有毒物质，也不含有对环境产生污染的材料（图 10-2-41）。对摩擦、电干扰、振动及温度均不敏感，自燃温度超过 480℃，因而，周围环境的变化对它的性能不会产生影响，是长时期在火箭技术中使用并被证明是安全可靠的燃料。该种燃料在驾驶员侧气体发生器中使用仅需 14g，乘员侧需 30g，比传统的烟火式几乎减少 85%用量。

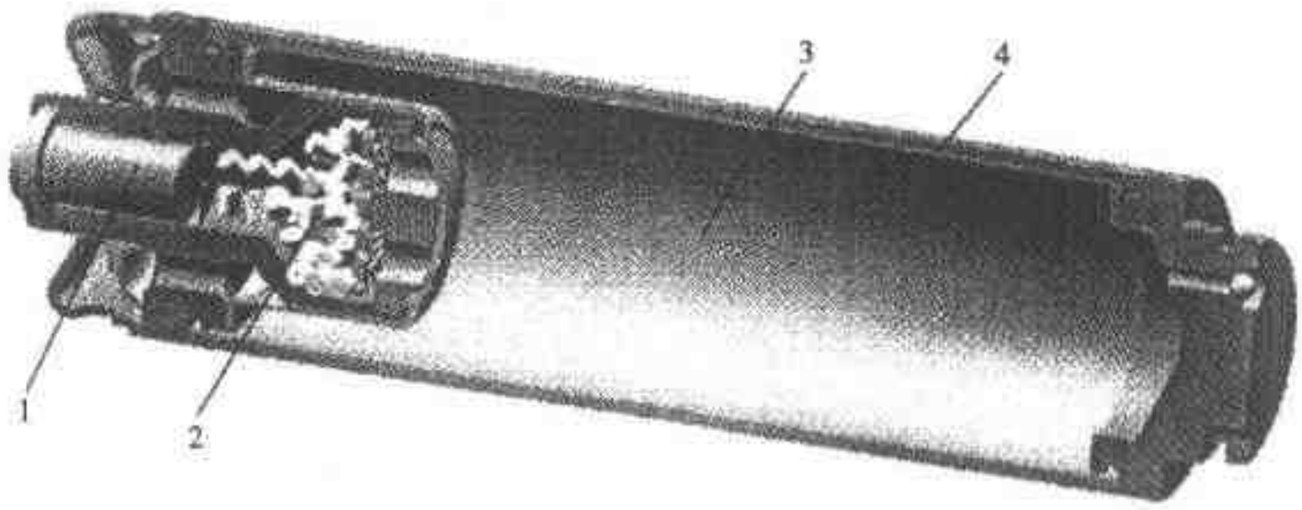


图 10-2-41 驾驶员混合式气体发生器
1-引燃器；2-点火器；3-储存器；4-壳体

混合气体发生器的压力容器由高强度低合金钢制成。它有一超压保险膜，控制其相应压力在 37～41.5MPa 之间。该容器所作的破坏试验中可承受 64.8MPa 压力，无任何焊接裂缝或碎片飞出。混合式气体发生器有如下优点。

①所用燃料是无毒、无害物质，在它燃烧过程中没有对乘员造成危险的散粒物发射出来，爆燃以后的残留物大部分（95%以上）是食盐的代用物。

②输出特性稳定，在所要求的气囊系统工作环境温度（－35℃～85℃）范围内，特别在高温就更明显，由于其压力上升速度是缓和的，使仪表板、转向盘、气囊模块及覆盖板的载荷明显减少，因而设计人员对上述零部件材料的选择有更多的余地。

汽车论坛 http://www.qclt.com

③气体发生器的表面温度低，仅需要很少量的燃料，点燃后的温度升高很小，其最高表面温度只比其环境温度约高45℃左右。

④可通过改变燃料量和储存气体间的比例来调节混合式气体发生器的出口温度，因而它不仅在动态碰撞试验时可快速优化发生器的功率，而且可任意地选择气囊织袋的材料；气囊织物表面不需要涂膜，可重复利用。

⑤适应性好，通过改变燃料量和储存的气体量可适应不同类型安全气囊的要求，因而采用标准构件即可覆盖很宽的不同类型安全气囊的要求。

2）排气机构

由于气体发生器所释放出的高压气体速度很快，排气机构必须保证气体运动方向不与安全气囊的织袋膨胀方向相同（一般与织袋膨胀方向垂直），以保证安全气囊织袋在打开时不对被保护人造成伤害。

10.2.2.6 织袋

1）织袋的结构和组成

安全气囊的织袋一般由袋体织物、内部涂层、抗拉限制带（阻尼带）和排气机构组成。其中，可以设有内部涂层；抗拉限制带将气囊上、下中心连接起来，以限制气囊的展开厚度避免伤人；排气机构的构成方式多样，可以是简单的排气口，可以利用气囊织袋的不同部位密度不同形成，也可以利用内部涂层分布与厚度的不同处理达到。

2）织袋的材料

常用的织袋材料是尼龙66（聚酰胺），广泛使用的是A-NY（420但尼尔/72丝）和B-NY（315但尼尔/72丝）。这两种材料多不经磨光处理，气囊内部要涂层。较为先进的织袋材料是聚酯织物，其中的C-PET（磨光聚酯）和U-PET（不磨光聚酯）都是420但尼尔/250丝，一般制成的气囊内部无涂层。

3）涂层材料

传统的气囊内部涂层材料为聚氯丁二烯，近年来开发出了性能更为出色的硅酮涂层。

4）织袋的折叠方式

织袋的折叠方式直接影响到其打开过程。折叠方式主要有3种，第1种是对折式，以直线对折为主；第2种是褶皱式，以曲线褶皱（灯笼）为主；第3种是前两种的混合式。

5）织袋的漏气特性

安全气囊织袋的漏气特性是指织袋在充气后织袋中气体泄漏到织袋以外的特性。它直接影响乘员头部和胸部在与充气后的安全气囊接触时安全气囊的软硬程度，从而直接影响安全气囊的保护效果。过硬会造成安全气囊对乘员的不必要伤害，过软会降低安全气囊对乘员的保护。织袋的漏气特性主要由织袋材料漏气特性、涂层材料漏气特性及织袋的开孔决定的。为了改善织袋的漏气特性，在织袋的背面一般都有数目及直径不等的开孔。

10.2.2.7 气囊安放装置

1）安放装置的组成

由气囊护罩盖板和气囊支架组成。在早期的气囊上，护罩盖板与气囊支架间多点固接，利用安全气囊的冲击力撞裂护罩盖板。近年来也采用可重复使用的护罩盖板，盖板与支架间一端采用铰接、另一端采用卡接的连接方式。

2）安放装置的材料

碎裂式护罩盖板的材料为轻度发泡的聚氨酯薄板，在安全气囊展开后破碎，因此无法重复使用。可重复使用式护罩盖板早期采用铝合金材料，近年来多采用镁合金材料，主要是考虑到镁合金在高温下的性能比铝合金更好。气囊支架最初也采用铝合金，目前多采用镁合金。

3）安放装置的作用

护罩盖板的作用主要是，保持气囊的折叠状态，并在需要的时候允许气囊冲出以保护驾驶员和乘员。

汽车论坛 http://www.qclt.com

气囊支架的作用主要是，与护罩盖板共同构成放置折叠状态气囊的容器，气囊展开后作为气囊受力的支撑与传导部件。

10.2.2.8 检验和安全防护装置

安全气囊应当具有自检装置，用于判断安全气囊系统的性能状况，确保安全气囊系统能正常工作。一旦安全气囊系统发生故障，影响其作用的发挥，自检装置应能及时发出警报，以便及时采取相应措施。

对于气囊系统（总成）整体装运，气囊系统应具有相应的安全保护装置，以确保安全气囊在装运时不会因意外撞击或不当操作而点爆。在安全气囊被装配到车辆上后，应当使该安全保护装置失效。

10.2.3 安全气囊的开发

10.2.3.1 设计原则

汽车安全气囊系统的设计依据是道路交通事故的调查分析和安全法规所规定的汽车碰撞试验标准，主要标准是美国的 FMVSS 208 和 FMVSS 214，以及欧洲的 ECER94 和 ECER95，我国目前的国标是 GB11551。这些标准中都规定，在碰撞事故试验中，假人在约束系统保护下，头部伤害值、胸部加速度值和腿部载荷必须低于法规限值。其中 GB11551 中规定，在车速为 48km/h 的正面碰撞试验中，“假人头部伤害指数不得大于 1000”；“作用时间超过 3ms 时，假人胸部质心处的合成加速度不大于 60g”；“假人每条大腿轴向的合力应不大于 10000N”。气囊系统的动作只有与车体压扁特性，以及乘员其它约束系统（如安全带、安全座椅、转向柱及垫枕等）特性相匹配，才能发挥保护作用。

安全气囊系统最重要的要求是要保证系统作用可靠和动作精确。可靠性即是要求系统能迅速且正确无误地判断是否需要打开安全气囊，系统不能出现判断失误，造成误点爆和漏点爆。精确性即是要求点爆时间精确，使气囊对乘员具有最佳保护效果。这两点要求反映在安全气囊系统中就是控制参数，即确定点爆安全气囊的条件和点爆时刻，它们是通过对车辆的碰撞特性进行分析而确定的。车辆的碰撞特性，即碰撞过程车身减速度信号—时间特性，是通过实车进行碰撞试验而得。

1）安全气囊的点爆条件

安全气囊的点爆条件是指在一定碰撞条件下安全气囊必须点爆，而在另一种条件下不得点爆。也就是要确定点爆阈值。对于机械式和机电式的安全气囊系统，实现对安全气囊的点爆条件的控制，是通过在对车身特性进行分析后，对其弹簧刚度、摩擦和阻尼等机械量进行调整来实现的。对于电子式安全气囊，则是在对车身特性进行分析后，根据电控单元使用的算法对减速度信号进行处理、计算出指标量，再用指标量与设计时预先设定的门槛值进行比较，用以判断是否需要点爆安全气囊。

为了避免汽车在正常行驶时，驶过凹坑、台阶或严重不平路面引起振动、冲击而产生安全气囊误点爆，控制点爆条件的系统必须要有抗干扰能力，因此车辆在安全气囊的开发阶段必须进行恶劣路面试验。

由于系统误差，因此安全气囊的点爆条件实际上是一个范围，低于该范围的下限则安全气囊不得点爆，高于则必须点爆。对于正面碰撞，安全气囊的点爆条件在与安全带共同作用的条件下，一般为车速 30～35km/h；在安全气囊单独作用的条件下一般为车速 18～20km/h。

2）安全气囊点爆时刻

安全气囊点爆时刻的准则是，车内乘员在到达最大允许移动量前，气囊必须已完全张开。乘员最大允许移动量是指碰撞开始时乘员的初始位置和乘员保护装置发挥约束作用后（即气囊完全张开）乘员位置之差。

当气囊完全张开时，乘员头部恰好与气囊接触，能满足这一要求的点爆时刻称为气囊系统的最佳点爆时刻。如果系统点爆过晚，可能导致乘员头部受到高速爆出的气囊的冲击，造成乘员的不必要伤害。不同的碰撞形态，气囊系统的最佳点爆时刻是不同的。为了适应不同的碰撞形态，避免点爆过迟，对于电子式安全气囊，在电控单元设计时，要求实际的点爆时刻在任何状况下都小于或等于该状况时的最佳点爆时刻。

汽车论坛 http://www.qclt.com

美国采用“127mm—30ms”准则来确定安全气囊点爆时刻，即汽车正面碰撞过程中，乘员胸部向前移动 127mm 时刻的前 30ms 为目标点爆时刻。其依据是大多数轿车乘员与转向盘之间的间距为 305mm，气囊充气后的厚度为 178mm，气囊从点爆到充满气体的时间为 30ms。这样，当乘员前移 127mm 这一时刻的前 30ms 为最佳点爆时刻。

10.2.3.2 开发过程

安全气囊系统的开发与车辆的结构、内饰等密不可分，但就其本身的开发过程一般如下。

(1) 实车碰撞试验（获得车身碰撞特性）

①以 50km/h 速度 30°左偏角或者右偏角撞击硬壁；

②以 50km/h 速度正面撞击硬壁。

(2) 实车碰撞试验结果分析

(3) 确定传感器位置

(4) 安全气囊组件开发

(5) 试验与计算机模拟相结合确定安全气囊各参数

(6) 安全气囊组件试验

①各组成零部件的技术要求试验；

②各零部件的环境耐久性试验。

(7) 安全气囊匹配试验

①以 50km/h 速度 30°左偏角或者右偏角撞击硬壁；

②以 50km/h 速度正面撞击硬壁；

③以（5mile/h）速度撞车试验；

④以（7mile/h）速度撞车试验。

(8) 安全气囊抗干扰性试验

①鹅卵石路面行车试验，车速为 20km/h、65km/h；

②（5in）鹅卵石冲击试验；

③振摆路面行车试验；

④可选择性滚柱路面行车试验；

⑤车身扭曲道行车试验；

⑥（45mile/h）搓板路面试验；

⑦坑洼路面试验；

⑧35km 颠簸街道试验；

⑨带坑路面试验；

⑩车前盖猛烈关闭试验；

⑪系安全带后双手敲击试验；

⑫系安全带后用锤子敲击试验；

⑬在车外用锤子敲击试验。

(9) 安全气囊认证试验

10.2.3.3 安全气囊设计过程中的计算机辅助设计

在安全气囊的开发过程中，现在多采取试验与计算机模拟相结合的方法，这样可以大大缩短开发周期和节省开发费用。目前主要使用的计算机模拟软件是荷兰皇家道路车辆研究所（TNO）的 MADYMO 软件和法国 ESI 公司的 RAM-SAFE 软件。图 10-2-42 是使用 MADYMO 软件进行计算机模拟计算的例子。安全气囊的计算机辅助开发过程一般如下。

①根据认证法规要求进行实车碰撞试验，获得车身减速度特性曲线和假人运动特性曲线；

汽车论坛 http://www.qclt.com

②根据试验车辆的实际情况建立计算机模拟模型；

③进行模拟计算，对模拟模型进行验证，调整模拟模型的计算结果与实际试验结果在允许的误差范围内达到或基本达到一致；

④调整安全气囊的有关参数，如气囊织袋直径、织袋充气厚度、点火时刻及织袋的漏气特性等，使模拟计算结果中对假人的保护效果达到最佳；

⑤根据计算机模拟计算结果调整安全气囊并按照认证试验要求进行实车碰撞试验，验证安全气囊的实际保护效果；

⑥若⑤中安全气囊在试验中的保护效果达到或接近最佳，则可进行其他相关试验，若保护效果不理想，则返回③重复进行。



图 10-2-42 使用荷兰 TNO 的 MADYMO 软件进行安全气囊计算机辅助开发

10.2.4 安全气囊的检验与报废

1）检验

(1) 出厂检验

安全气囊总成在出厂前要进行检验，一般采取成品抽检，也可以采用分步检验的方式，以确保安全气囊总成的完好及运输与安装的安全。

(2) 日常检验

安全气囊系统都具有自检功能，日常检验一般由安全气囊进行自检来代替。机械式安全气囊一般不具备自检功能，机电式和电子式安全气囊，其自检由自检装置完成，并由指示灯提示安全气囊是否正常。

2）报废

安全气囊是一次使用性产品，安全气囊点爆后就已没有使用价值，此时报废较为容易，将气囊组拆下即可。

由于安全气囊中的气体发生器内有火药或高压气体，因此在报废没有使用过的安全气囊时，如需人为点爆报废的安全气囊，必须采取规定的防护措施，以避免造成人员伤害。（撰稿人：高卫民　李晓萌）

10.3 操纵机构

10.3.1 概述

通过对转向盘、加速踏板和制动踏板的组合操纵，并配以离合器踏板、变速器操纵杆和灯光仪表开关的辅助操纵，进行行驶的急停止或改变方向等，实现汽车的移动功能。

对汽车的操纵机构的研究与设计，也就是对由汽车、驾驶员及道路三者构成的全系统的研究与设计。为了使汽车在道路环境内安全而迅速地行驶和停车等，设计好汽车操纵机构是十分重要的。

10.3.1.1 汽车操纵机构的组成

汽车操纵机构的基本组成，以及它们的功能、作用和分类见图 10-3-1 和表 10-3-1。

10.3.1.2 对汽车操纵机构的基本要求

操纵机构布置的前提是，一定要注意是由驾驶员来操作，应以驾驶员为主体，在设计时应注意以下几点。

①操纵机构位置的布置应易于驾驶员操纵，相互间既不干涉，又利于驾驶员施加最大作用力，并应符

汽车论坛 http://www.qclt.com

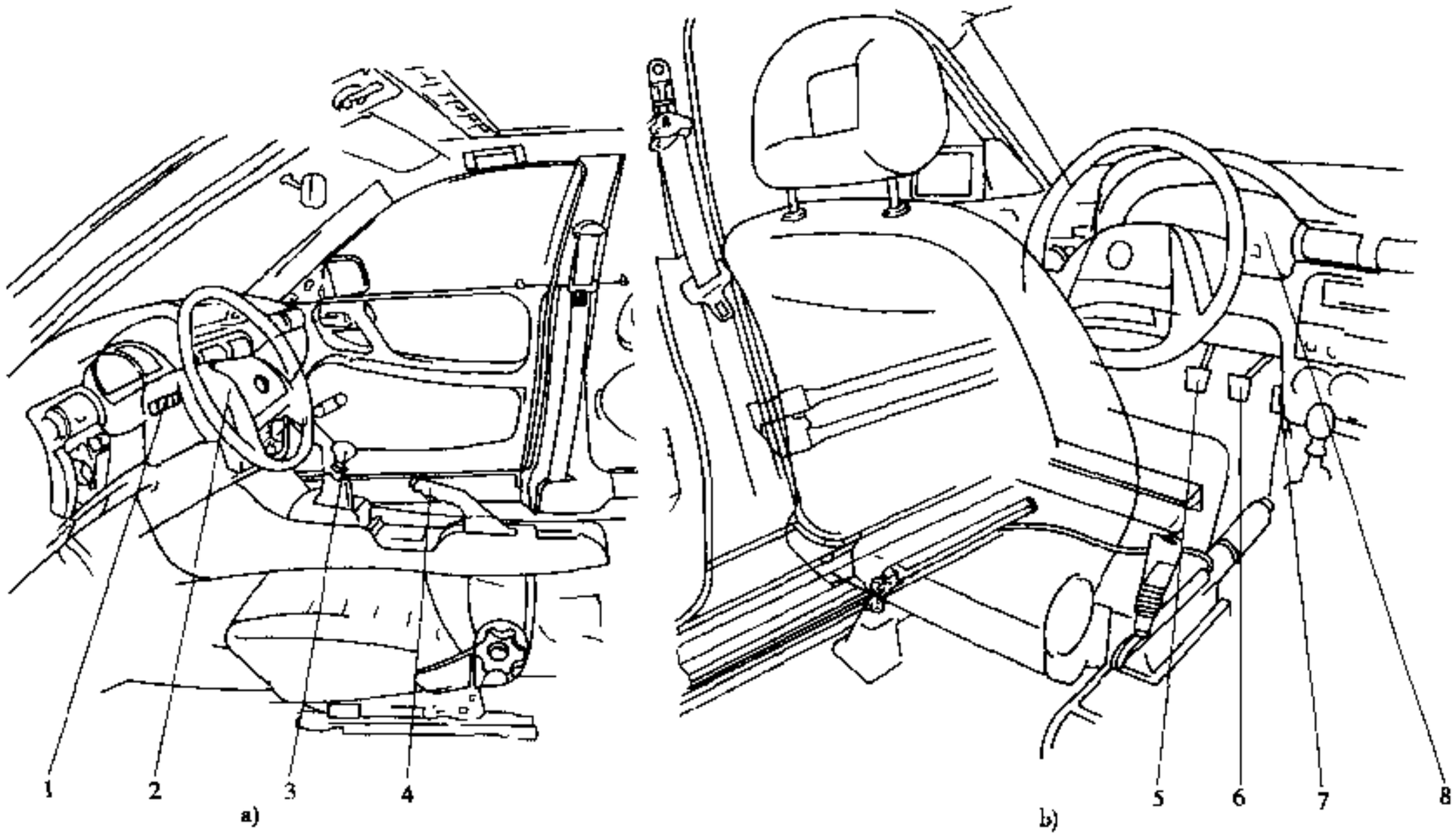


图 10-3-1 汽车操纵机构的基本组成

a)左视图；b)右视图

1-仪表灯开关；2-转向盘；3-变速器操纵杆；4-驻车制动操纵杆；5-离合器踏板（在装备自动变速器情况下，可为应急制动踏板）；6-制动踏板；7-加速踏板；8-仪表板

合 GB 7258—1997，GB/T 13053—91 等标准；

②操纵时手脚活动自如；

③布置恰当，不会引起操纵失误；

④操纵应轻便灵活；

⑤不因振动和变形而引起运动干涉。

表 10-3-1 汽车操纵机构的功能

分　类	控 制 对 象	功　能
发动机的操纵	对于化油器式发动机，操作化油器节气门的开度； 对于电喷式发动机，操作进气管节气门的开度，将负荷等各种信息由众多电子传感器传给中央控制单元（ECU）处理，最后传给执行元件； 对于柴油机，操作喷油泵齿条的位移	行　驶
转向操纵	改变车辆行驶的路线	转　向
制动操纵	车辆减速或停止	停　车
各种开关操纵	使白天、夜间、雾天、雨天行驶中视野清晰； 行驶或停车中对路人和周边车辆的告示	警　示

汽车论坛 http://www.qclt.com

10.3.1.3 汽车操纵机构的布置与人机工程学

根据对汽车操纵机构的基本要求，确定操纵机构在驾驶区的具体布置时，要作以下考虑

①应以人体基本尺寸统计数据作为依据，综合利用人体身长均值 μ 来决定操纵机构位置的基本尺寸，以人体身长的标准差 σ 来定调整量。根据表 10-3-2 和图 10-3-2，中国男子身长的均值 $\mu = 1688$mm、标准差 $\sigma = 81.83$mm，则男子身长范围为 $\mu \pm 1.645\sigma$。也就是说男子总数的 90%，其身长在 1550 ~ 1820mm 范围内，根据此项数据来布置操纵机构就能照顾到大多数的身材。

表 10-3-2 人体基本尺寸

序号	测量项目	男		女	
		均值（mm）	标准差（mm）	均值（mm）	标准差（mm）
1	身长	1688.25	81.83	1586.17	51.29
2	眼高	1585.32	61.61	1480.25	76.02
3	肩高	1420.98	54.35	1320.26	60.96
4	座高	896.53	36.12	848.52	31.58
5	坐姿眼高	794		743	
6	肘到座平面	245.23	41.81	238.63	25.63
7	上肢前伸长	837.78	36.81	784.50	37.98
8	拳前伸长	730.87	47.07	688.84	36.79
9	大臂长	269.21	16.36	260.74	19.79
10	小臂长	247.08	13.22	225.93	17.03
11	手长	192.53	9.46	179.00	9.52
12	肩宽	426.32	20.35	391.71	21.67
13	臀宽	333.75	22.62	394.71	23.99
14	下肢前伸长	1015.91	58.91	976.79	50.84
15	大腿长	422.48	28.44	409.21	35.39
16	小腿长	401.34	21.57	368.60	22.21
17	足高	70.69	5.46	65.78	6.94
18	膝臀间距	550.78	27.49	527.77	31.28
19	大腿半长	422.92	23.31	431.76	30.34
20	膝上到足底	515.08	24.67	479.89	23.61
21	膝弯到足底	405.79	19.49	382.77	20.83

②考虑尽量减轻驾驶员的劳动强度和增大对操纵机构施力的方便性。例如，减少转向盘的水平倾角，使驾驶员的手臂到肩膀的肌肉都能参与工作；反之，增大转向盘水平倾角，则只有手臂到胳膊肘的这一段肌肉能使劲。又如，驾驶员作用在踏板上的力是随座垫与靠背的倾角和座椅高度而变化的，图 10-3-3 表示踏板位置、座椅的高度和踏板力，以及踏板位置、座椅对称平面的横向位置和踏板力三者之间的关系，可供布置时参考。

汽车论坛 http://www.qclt.com

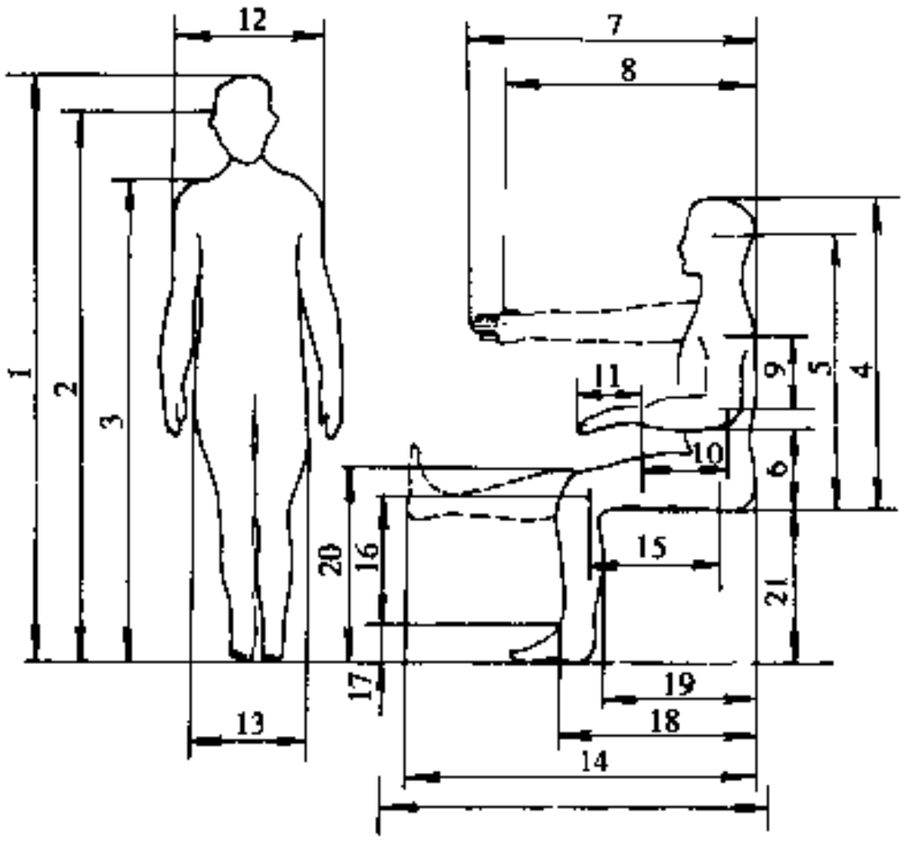


图 10-3-2 人体基本尺寸

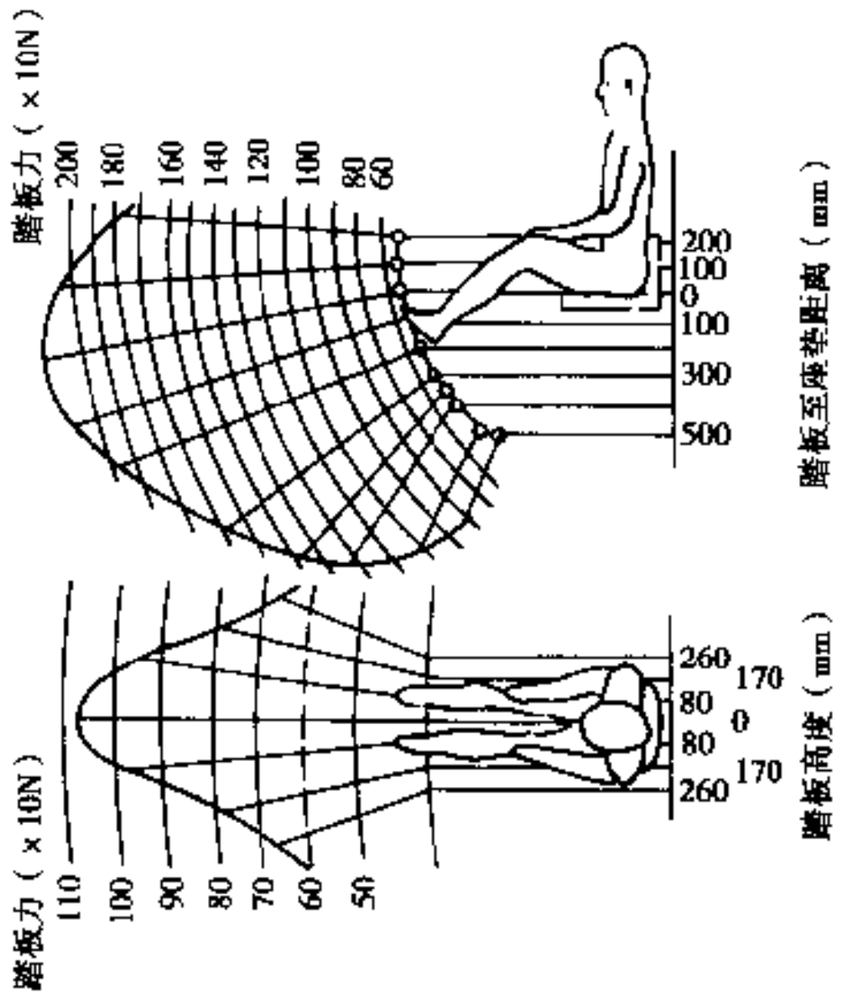


图 10-3-3 踏板位置、座椅位置和驾驶员施于踏板上的作用力三者之间的关系

③根据实际感受、试验和人机工程学的研究表明，各类汽车操纵机构在驾驶区的布置，可参考如下数据。各种轿车的操纵机构相互位置布置和座椅布置的参考尺寸见图 10-3-4 和表 10-3-3。客车的操纵机构相互位置布置和座椅的布置参考尺寸见图 10-3-5 和表 10-3-4。载货汽车的操纵机构相互位置和座椅布置的参考尺寸见图 10-3-6 所示和表 10-3-5。

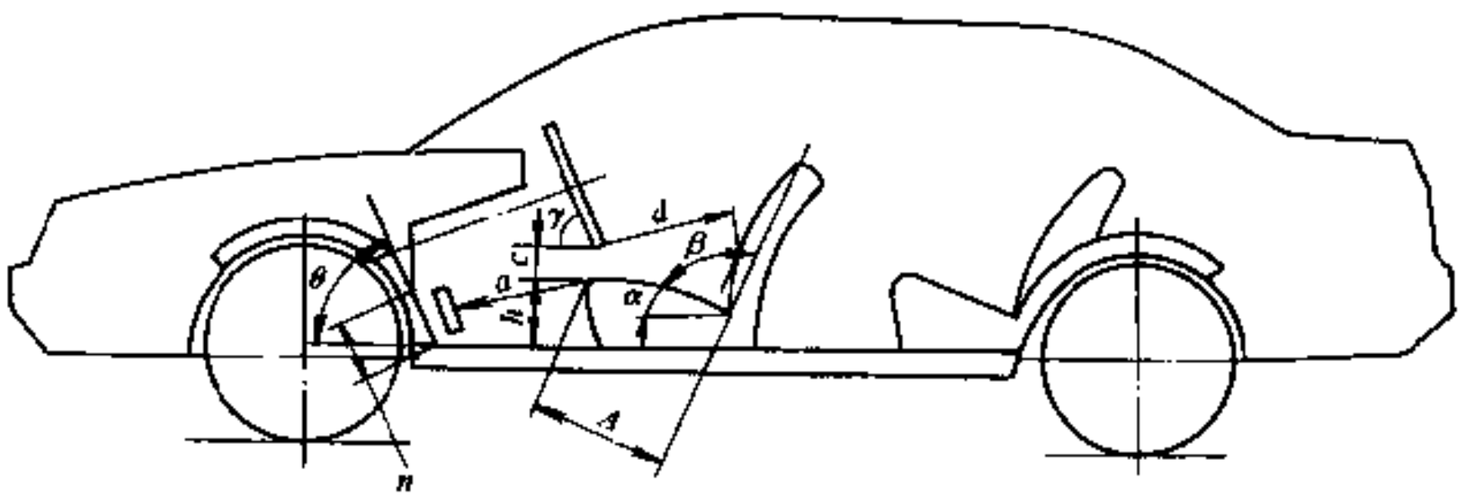


图 10-3-4 轿车的操纵机构相互位置布置和座椅的参考图

表 10-3-3 各种轿车的操纵机构相互位置和座椅布置尺寸

轿车级别	a（mm）	c（mm）	d（mm）	h（mm）	n（mm）	A（mm）	α（°）	β（°）	γ（°）	θ（°）
高级	420 ~ 500	180 ~ 200	360 ~ 380	300 ~ 380	≥300	450 ~ 500	15	96	55 ~ 70	40 ~ 60
中级	420 ~ 500	180 ~ 200	350 ~ 370	300 ~ 360	≥300	450 ~ 500	15	96	55 ~ 70	40 ~ 60
普通级	420 ~ 500	180 ~ 200	330 ~ 370	300 ~ 340	≥300	450 ~ 500	15	96	55 ~ 70	40 ~ 60

汽车论坛 http://www.qclt.com

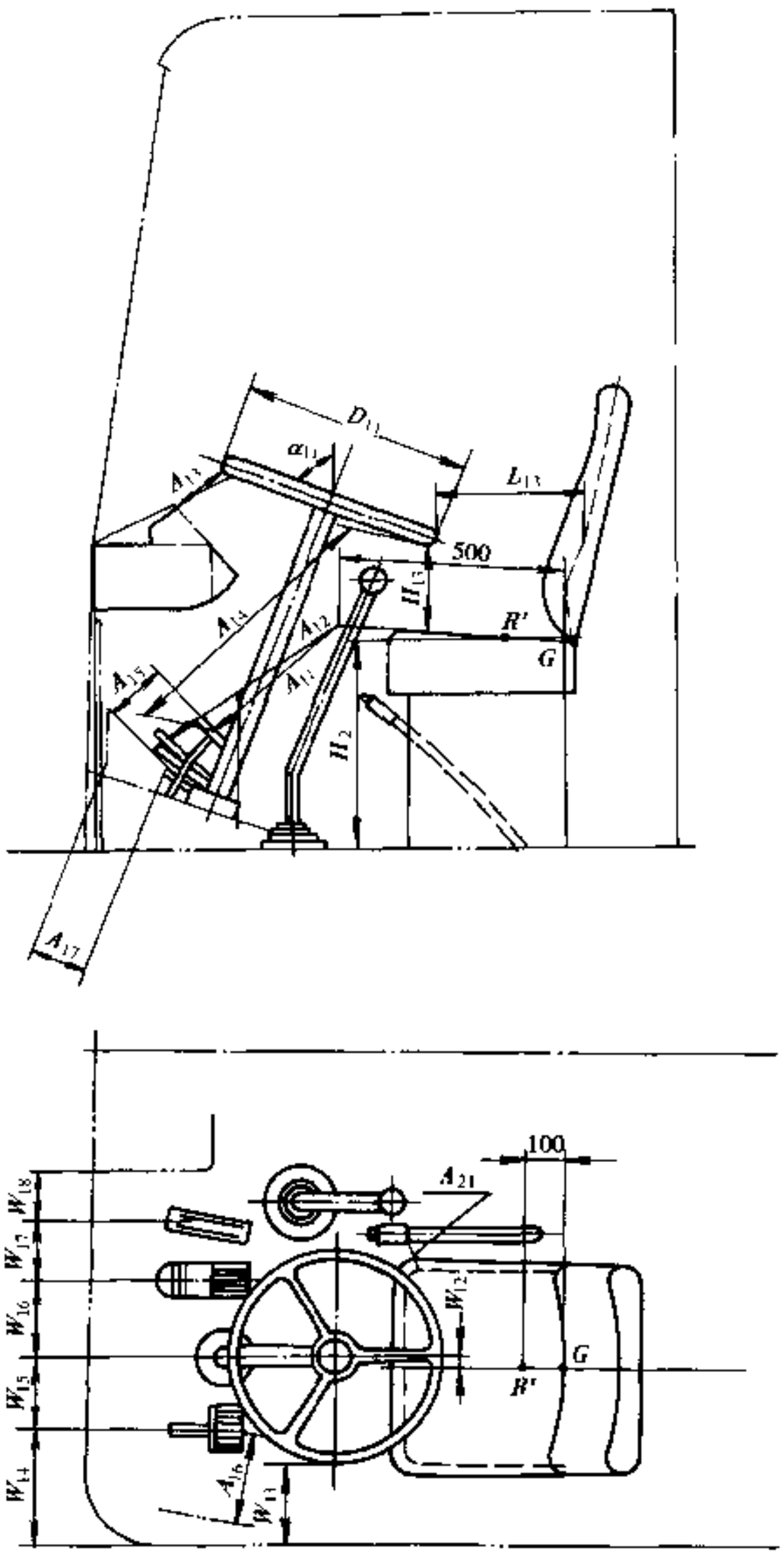


图 10-3-5 客车操纵机构相互位置和座椅布置的参考图

表 10-3-4 客车的操纵机构相互位置的布置和座椅布置的参考尺寸（mm）

项　　目	代　码	尺　寸	说　　明
转向盘外缘至侧围护板距离	W_{13}	≥100	
转向盘外缘至仪表板最小距离	A_{13}	≥80	
转向盘下缘最低点至离合器制动踏板中心距离	A_{14}	≥600	推荐值
离合器、制动踏板最大行程	A_{15}	≤200	

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

项　　目	代　码	尺　寸	说　　明
离合器踏板中心至最近障碍物距离	A_{16}	≥80	推荐值； 在踏板行程范围内
离合器、制动、加速踏板中心至前面障碍物距离	A_{17}	≥120	推荐值； 在踏板行程范围内
离合器踏板中心至近侧围护板距离	W_{14}	≥80	
离合器踏板中心至转向盘中心距离	W_{15}	80～180	指通过中心的两个 Y 平面之间的距离
制动踏板中心至转向盘中心距离	W_{16}	70～180	指通过中心的两个 Y 平面之间的距离
制动踏板中心至加速踏板中心距离	W_{17}	110～160	指通过中心的两个 Y 平面之间的距离、推荐值为 110～130
加速踏板中心至最近障碍物距离	W_{18}	≥60	
变速杆手柄在任意位置时，均应位于转向盘下面和驾驶员座椅右边；在 R' 点之前，不低于座垫表面，在投影平面上距 R' 点的距离	W_{20}	≤600	
驻车制动手柄在任意位置时，距驾驶区内其它零件或操纵杆的距离	A_{21}	≥50	

注：(1) 表中的 R' 点距 G 点的距离为 100mm。

(2) 当转向盘角度或转向轴长度为可调的结构时，应处在其制造厂所设计的中间位置。

(3) 表中所有和座垫及靠背有关的尺寸，都是在无载荷的情况下测量。

(4) 测量时，应将驾驶员座椅调整至测量基准位置，即 $H_{13}=210\pm5$mm；$L_{13}=365\pm5$mm。

(5) 除特殊要求外，有关踏板的尺寸均应处于自由状态下测量。

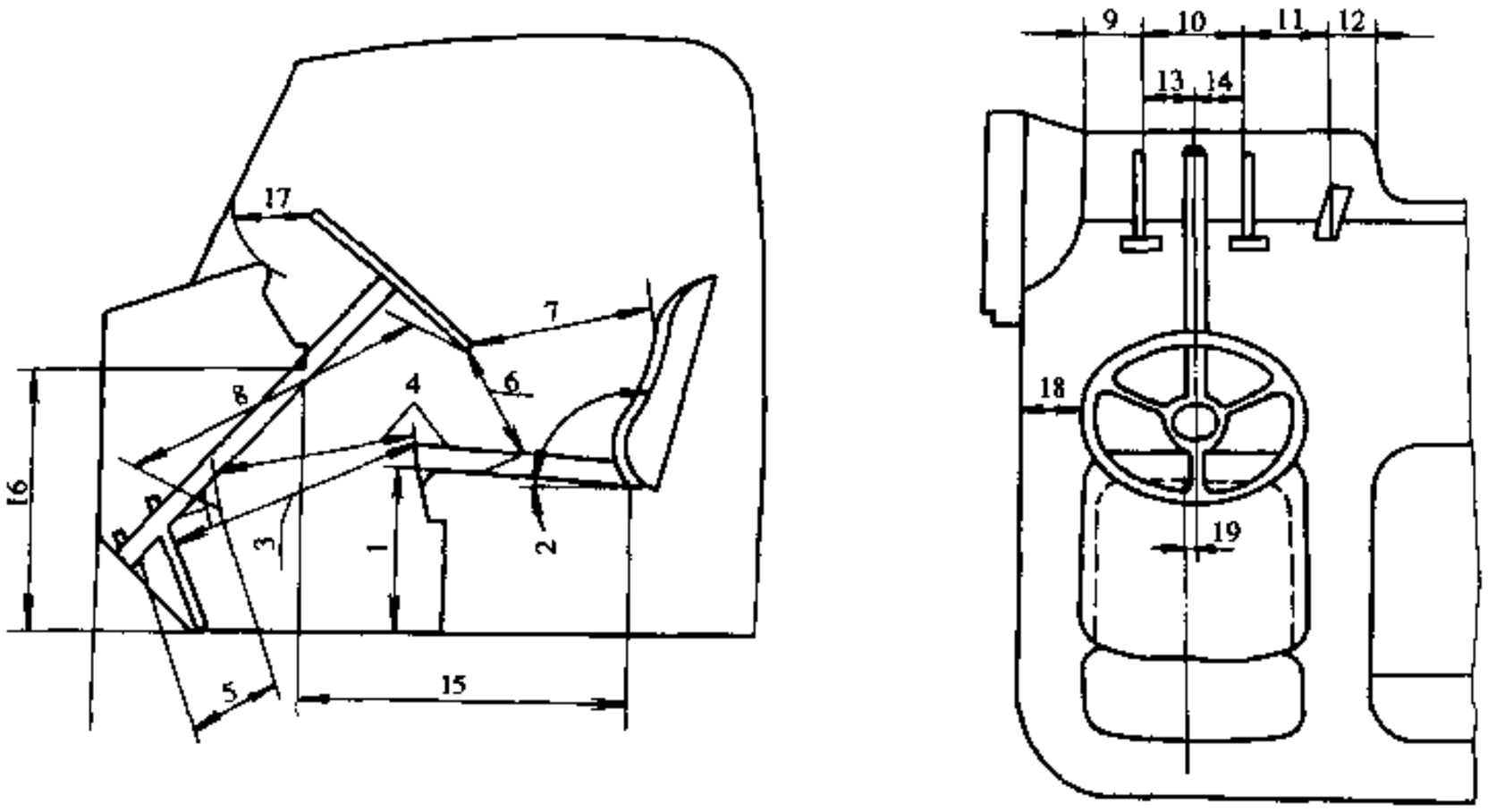


图 10-3-6　载货汽车操纵机构相互位置和驾驶员座椅布置的参考图

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 10-3-5 载货汽车操纵机构相互位置和驾驶员座椅布置的参考尺寸

代码	项目	数值	说明
1	座垫上表面至地板距离(mm)	370±70	
2	座垫角度(与水平面内)(°)	2~10	
3	靠背下缘至加速踏板距离(mm)	900~1000	
4	靠背下缘至离合器、制动踏板距离(mm)	800~900	气制动或带有加力器的离合器和制动器,此尺寸的增加不得大于 100
5	离合器、制动踏板行程(mm)	≥200	
6	转向盘至座垫上表面距离(mm)	≤180	
7	转向盘至靠背距离(mm)	≤360	
8	转向盘至离合器、制动踏板距离(mm)	≤600	
9	离合器踏板中心至侧壁距离(mm)	≤80	
10	离合器踏板中心至制动踏板中心距离(mm)	≤150	
11	制动踏板中心至加速踏板中心距离(mm)	≤110	
12	加速踏板中心至最近障碍物距离(mm)	≤60	
13	离合器踏板中心至转向盘中心面距离(mm)	50~150	
14	制动踏板中心至转向盘中心面距离(mm)	50~150	
15	靠背下缘至仪表板距离(mm)	≤650	
16	仪表板下缘至地板距离(mm)	≤550	此项是从安全角度出发来考虑的,建议在布置上尽量达到
17	转向盘与前面及下面障碍物最小距离(mm)	≤80	
18	转向盘到侧面障碍物最小距离(mm)	≤100	轻型货车≤80
19	转向盘中心与座椅中心面偏移量(mm)	≥40	
	变速手柄在所有工作位置,应位于转向盘下面和驾驶员座椅右边,不低于座垫表面,距靠背表面的距离不小于 100mm		
	变速杆和驻车制动的手柄在任意位置时,距驾驶室内其它零件或操纵杆的距离不得小于 50mm		

10.3.2 发动机操纵机构

10.3.2.1 对发动机操纵机构的基本要求

①一般要求节气门并用两套操纵机构,即加速和等速传动装置;
②操作应轻便灵活,不得有任何卡阻和干涉;
③节气门拉索应可靠,不产生松弛和脱落;
④注意研究加速踏板动作与足关节动作的一致性。

汽车论坛 http://www.qclt.com

10.3.2.2 发动机操纵机构的组成与设计

发动机操纵机构由如下三套装置组成：

①加速传动装置，用脚操纵加速踏板，控制发动机负荷的加速系统；

②等速传动装置，通过拉钮带动的手操纵机构，控制发动机负荷不变；

③断油机构，通过拉索操作直接切断发动机供油，使之停机。

无论是汽油车还是柴油车，节气门应并用两套操纵机构，即通过踏板带动的脚操纵机构和通过拉钮带动的手操纵机构，如图 10-3-7 所示。两套操纵机构之间应当是单向传动关系，即脚操纵机构不能带动手操纵机构，而手操纵机构却能带动脚操纵机构。

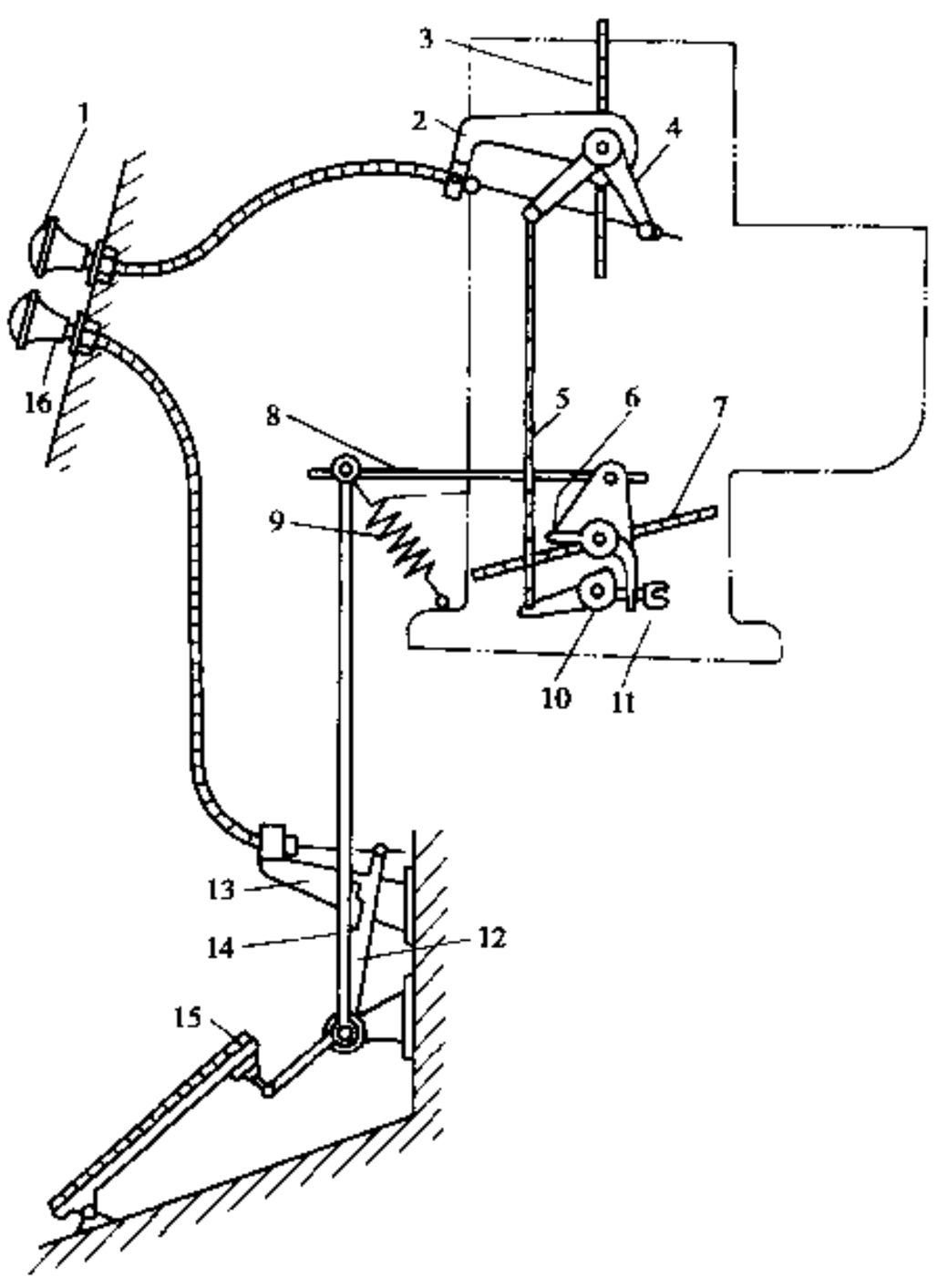


图 10-3-7 汽油车发动机操纵机构

1-阻风门拉钮；2-支柱；3-阻风门；4-手动杆；5-拉杆；6-止动支柱；7-油门（节气门）；8-横拉杆；9-弹簧；10-凸轮；11-调节螺钉；12-加速踏板杆；13-支柱；14-手脚联动杆；15-加速踏板；16-节气门拉钮

1）加速传动装置及其设计

加速传动装置有机械式、气动式和电子式三种型式。机械式由加速踏板和联动杆件组成，联动杆件直接驱动油门（图 10-3-7）。气动式由加速踏板、控制箱和气缸组成（图 10-3-8），气缸直接驱动油门臂。

电子式由加速踏板和联动杆件组成，联动杆件直接驱动进气管上的节气门，以控制空气量的供给，同时由节气门位置传感器作为二级负荷传感器兼同其它参量传感器将信号送入计算和控制中心（ECU）。ECU 通过存贮在其内的信号，求出和提供对应于各工况的点火提前角、闭合角、喷油时刻和喷油量的最佳值，然后对执行机构进行控制，如图 10-3-9 所示。

（1）加速踏板的设计

加速踏板的结构主要有两种，即图 10-3 10 所示的吊式和风琴式，都为踩下踏板拉动油门（或油门臂）

汽车论坛 http://www.qclt.com

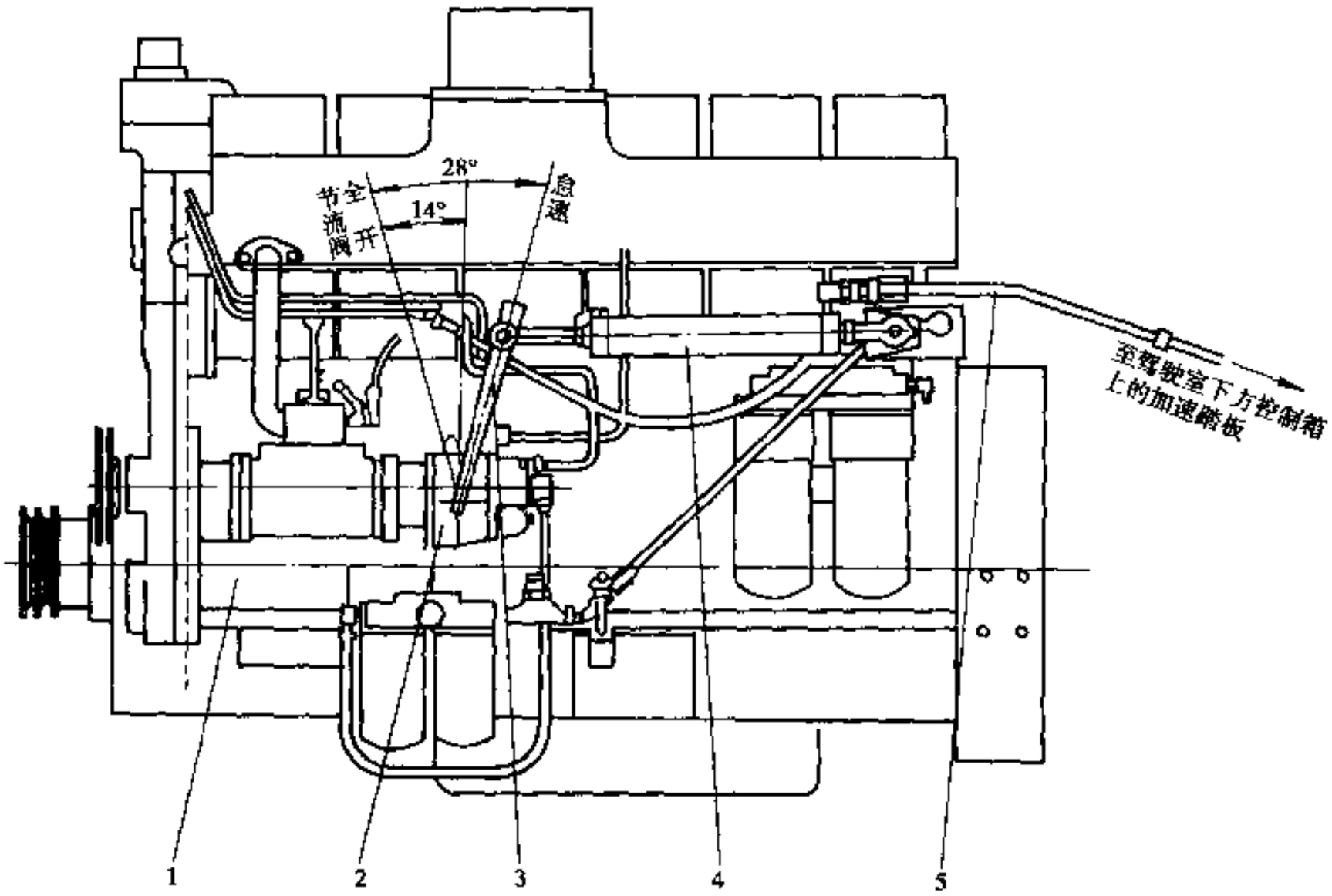


图 10-3-8 气动式加速传动装置

1-发动机；2-燃油分配泵；3-油门臂；4-气缸；5-压缩空气管

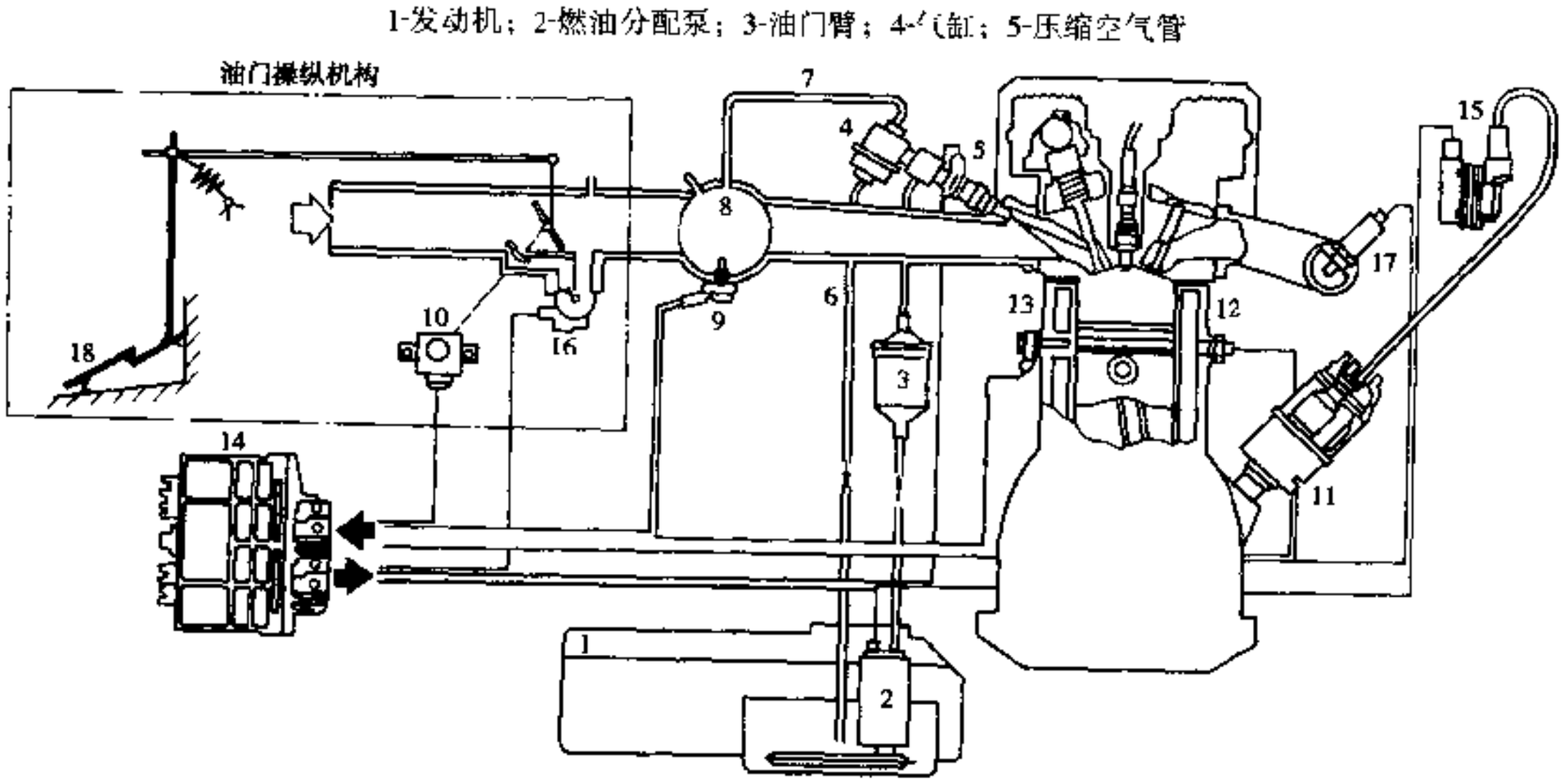


图 10-3-9 电子式加速传动装置

1-汽油箱；2-汽油泵；3-汽油滤清器；4-油压调节器；5-喷嘴；6-回油管；7-真空管；8-集气管；9-进气压力传感器、进气温度传感器；10-节气门位置传感器；11-霍尔传感器；12-冷却液温度传感器；13-爆震传感器；14-发动机控制单元；15-点火线图；16-怠速稳定器；17-氧传感器；18-加速踏板机构

的结构。

吊式踏板结构简单，在底板上不需设置任何东西，踏板的周围整洁利索；踏板的动作方向往往与脚踝的动作不一致，所以对踏板的运动轨迹应加以研究。

风琴式踏板情况下，脚踝的动作和踏板的动作为同一方向，动作协调；踏板的支点设在底板上，需要

汽车论坛 http://www.qclt.com

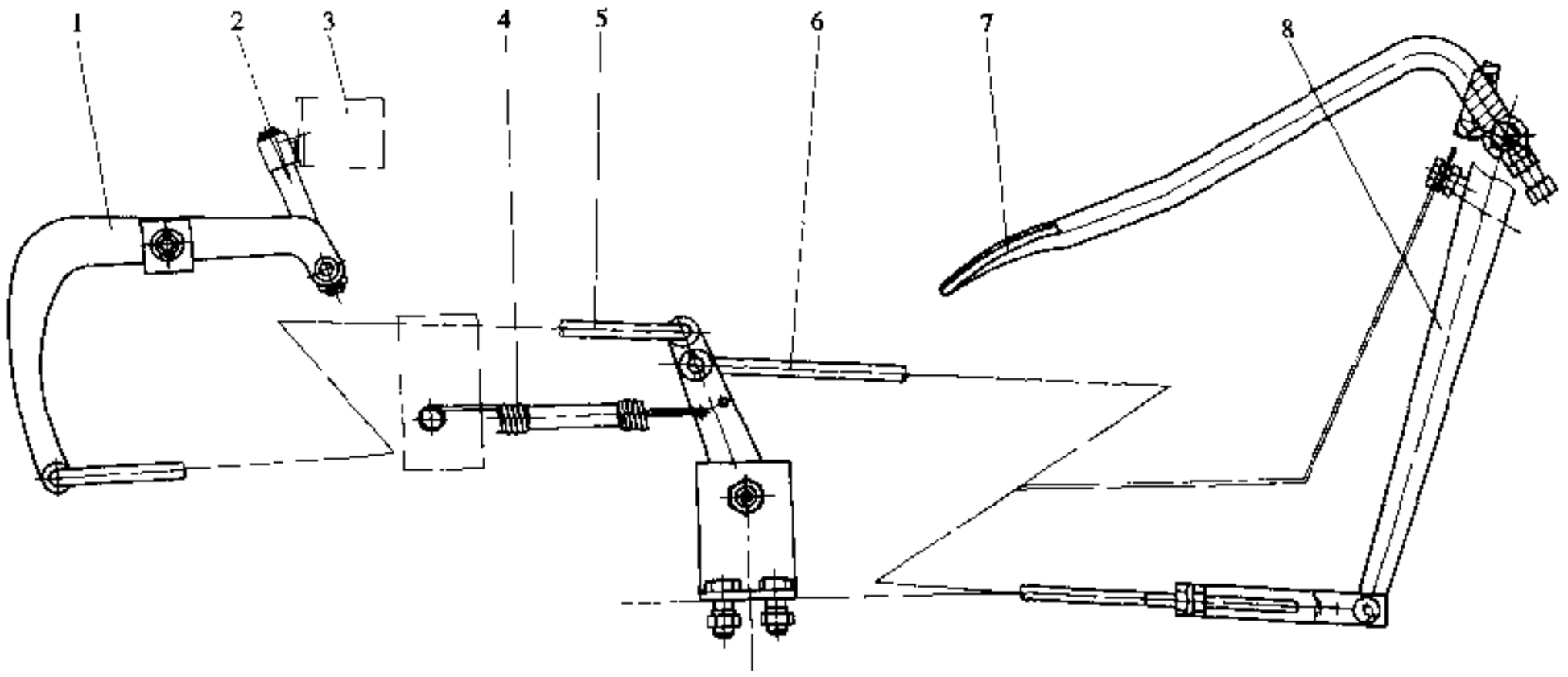


图 10-3-10 吊式踏板加速传动装置

1-摇臂；2-油门拨杆；3-化油器；4-油门复位弹簧；5-油门后拉杆；6-油门前拉杆；7-加速踏板；8-横臂

注意支点部位被污染或锈蚀。

布置和设计加速踏板时应注意以下几点。

①为使加速踏板操纵轻便，脚后跟应支撑在地板上，只靠改变小腿和脚掌的角度来进行操纵。为此，加速踏板均应做成鞋底板形状，其摆动轴在小端。为了适应人的脚掌外张的特点，加速踏板上端也应适当向外张开。在相当于发动机怠速的加速踏板位置，人体样板脚掌踩在踏板上，应使之大致垂直于小腿。

②由于加速踏板和制动踏板左右相邻，因此两踏板踩下方向的高度阶差要适中。若过大，瞬间从加速踏板向制动踏板移动时，脚易被制动踏板挡住。

③加速踏板和制动踏板的横向间距要大一些，使之不易踏错。但过大，脚从加速踏板移向制动踏板时比较困难而且慢，应选择适当间距。

(2) 联动机构的设计

联动机构由若干杆件和摇杆组成，设计时应注意以下几点。

①设定联动机构的传动比时，应考虑踏板的踏力和全行程量，以及具有适度的迟滞（图 10-3-11），迟滞小的加速踏板的联杆机构难以进行细微的加速控制，且易感到疲劳。

②联杆机构应轻便灵活，不应有任何卡阻现象。

③联杆机构应有足够的刚度。

④联杆机构大多布置在驾驶室底板之下，裸露在外，杆件表面应作防锈蚀处理。

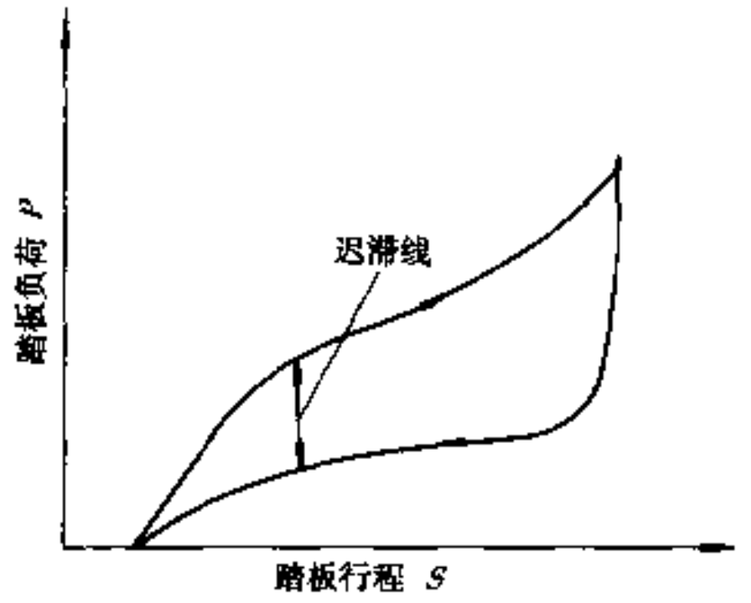


图 10-3-11 踏板力与踏板行程的关系

2) 等速传动装置及断油机构的设计

等速传动装置及断油机构通常用节气门拉索进行手操作，彼此之间是独立的（图 10-3-7）。等速传动装置由节气门拉索并联于脚操纵机构中；断油机构单独由节气门拉索组成，或由发动机节气门直接标定，不单独再设定断油机构。

节气门拉索通常用软轴制成，其安装简便、结构紧凑、工作适应性强，适合于远距离传递。软轴通常由钢丝软轴、软管、软轴接头和软管接头等四个主要部分组成（图 10-3-12）。钢丝软轴接头端部应设计成滑动式，软管接头采用镦压联接，比较牢固可靠；软轴用来保护并支承软轴在其中工作，以避免与外界零件直接接触；软轴表面要保存润滑油脂，并防止污物侵入轴内，使操作安全，防止软轴损坏。软管尺寸的选择取决于软轴直径。设计中一般软管的内长比软轴的外径大 20% ~ 30%。

汽车论坛 http://www.qclt.com

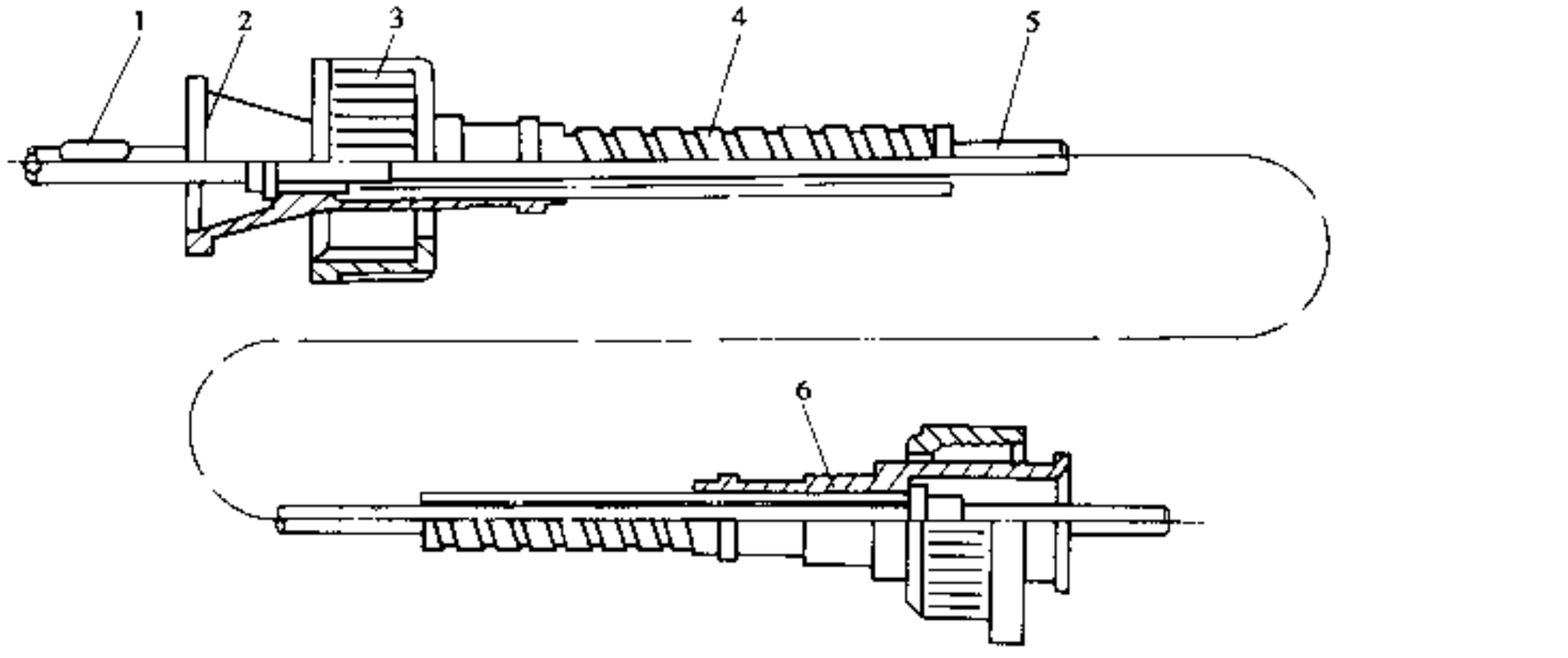


图 10-3-12 油门拉索结构

1-软轴接头；2、6-软管接头；3-联接螺母；4-软管；5-钢丝软轴

10.3.3 离合器操纵机构

10.3.3.1 对离合器操纵机构的基本要求

①踏板力要小，各类汽车应符合 GB7258—1997《机动车运行安全技术条件》中所规定的要求，即踏板力不大于 300N（通常轿车在 80～150N，客车、载货汽车小大于 150～200N）；

②踏板行程应符合 GB/T 13053—91《汽车驾驶区尺寸》所规定的要求，以及符合轿车、载货汽车所推荐的尺寸，即最大行程不大于 200mm，通常在 80～150mm 范围内（轿车在下限，载货汽车在上限）；

③应具有踏板行程调整机构，以便在摩擦片磨损后复原分离轴承的自由行程；

④应具有踏板行程限位器，以防止操纵机构的零件受过大的载荷而损坏；

⑤在决定最佳的踏板比例和踏板位置时，应考虑踏板操作踏力的方向；

⑥发动机的振动以及车架和驾驶室的变形不应引起操纵机构的运动干涉。

10.3.3.2 离合器操纵机构型式的选择

离合器操纵机构的结构型式应根据对操纵机构的要求、车型、整车结构、生产条件等因素确定。按照分离离合器所用的传动装置的型式区分有机械式、液压式和助力器式。

1）机械式操纵机构

以驾驶员的体力作为唯一的操纵能源，它有杆系和绳索传动两种型式。前者的特点是关节点多，摩擦损失大，工作时会受车架或车身变形的影响，且不能采用吊式踏板，载货汽车常用此类机构。后者的特点是可消除杆系的缺点，适用吊式踏板，但操纵拉索寿命较短，拉伸刚度较小，常用于中、轻型轿车、微型汽车等。上述两种装置的共同特点是结构简单、成本低、故障少，缺点是机械效率低。

2）液压式操纵机构

是通过液压主缸将驾驶员施于踏板上的力放大，以操纵离合器传动装置（图 10 3 13）。其特

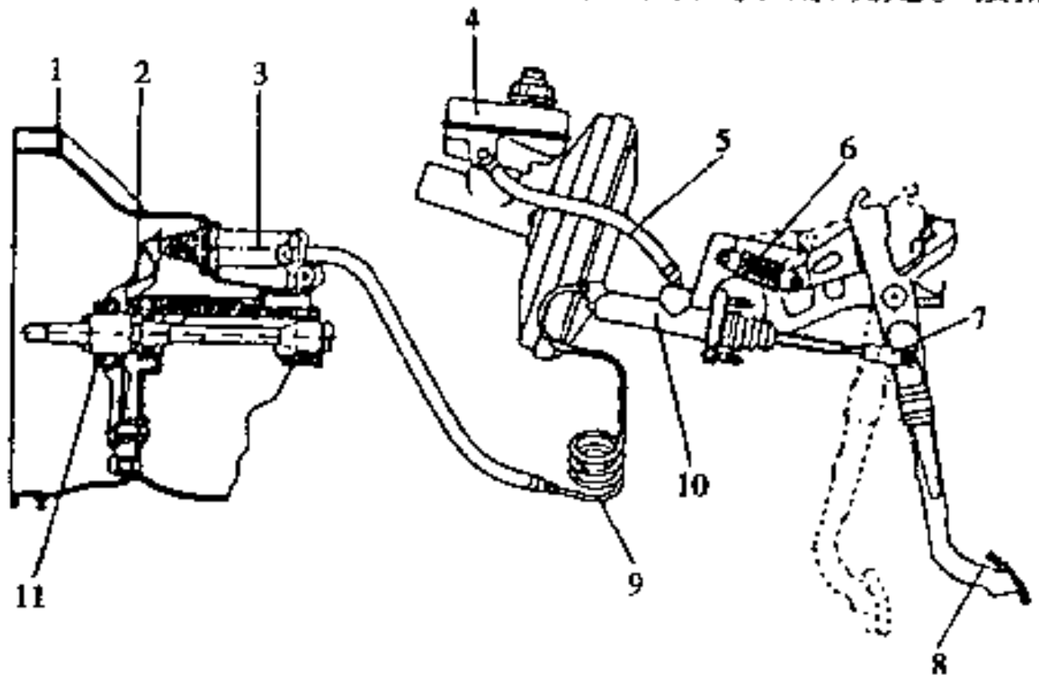


图 10-3-13 离合器液压操纵机构

1-变速器壳体；2-分离板；3-工作缸；4-储油罐；5-进油软管；6-复位弹簧；7-推杆接头；8-离合器踏板；9-油管总成；10-主缸；11-分离轴承

汽车论坛 http://www.qclt.com

点是摩擦阻力小、质量小、布置方便、接合柔和。常见于中、高级轿车和轻型客车中使用。

3）气压助力液压操纵机构

在中、重型汽车上，为了既减少踏板力，又不致因传动装置的传动比过大而加大踏板行程，一般采用了气压助力液压操纵机构（图 10-3-14）。实践证明，离合器不论用液压操纵机构或气压助力液压操纵机构，工作都是十分可靠的，是高速、远距离行驶汽车的首选型式。但要注意以下几点。

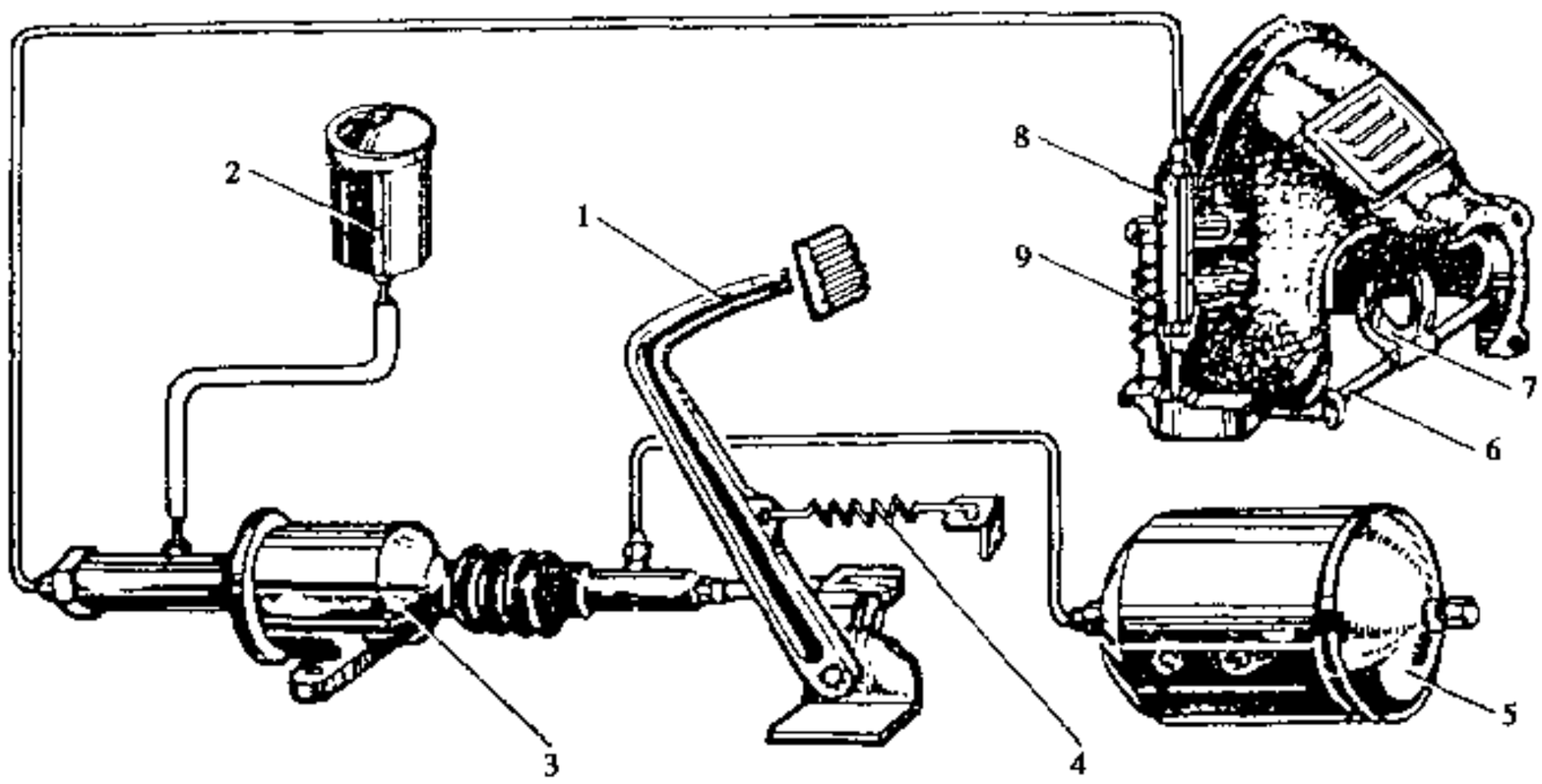


图 10-3-14 离合器的气压助力液压操纵机构

1-离合器踏板；2-贮油罐；3-油气加力器；4-踏板复位弹簧；5-贮气筒；6-分离叉轴；7-分离叉；8-液压工作缸；9-分离叉复位弹簧

①液压操纵机构的系统压力必须大于 0.22MPa；气压助力液压操纵机构的储气筒内压缩空气的压力必须达到规定的标准（≥450kPa），否则踩踏离合器踏板时感到沉重；

②应确保液压工作缸、主缸和助力器各部的密封性，如有漏泄，离合器踏板下踩也会感到沉重；

③液压工作缸、主缸和助力器的各运动件，要求动作灵活，不得有任何卡滞现象；

④应及时更换老化了的膜片。

10.3.3.3 离合器操纵机构的设计计算

当操纵机构形式选定后，应合理确定操纵机构的总传动比及其在各部分的分配。

1）机械式操纵机构

图 10-3-15 为操纵机构计算示意图。

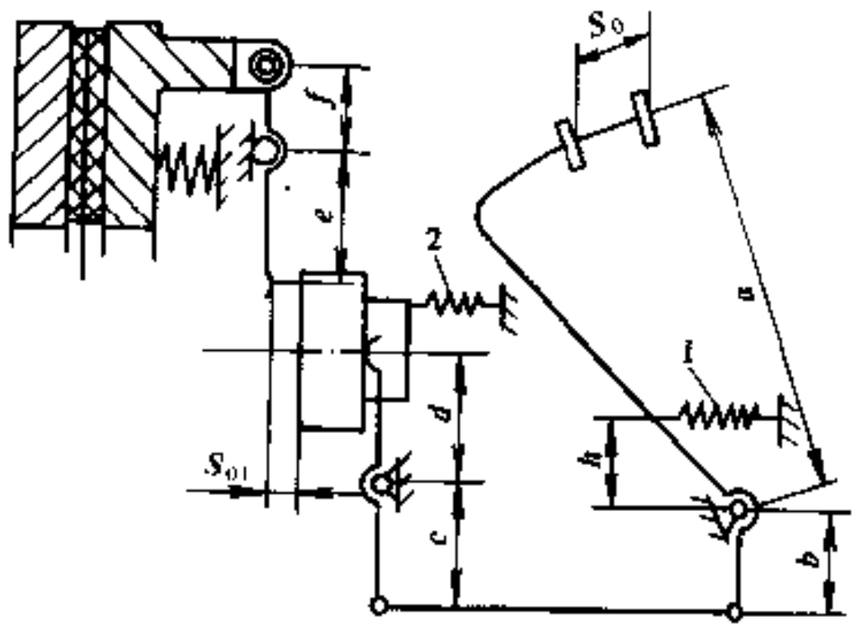


图 10-3-15 离合器机械式操纵机构计算示意图

1、2-复位弹簧

（1）踏板自由行程的计算

$$S_0 = S_{0f} \cdot i_1 \cdot i_2 \qquad (\text{mm}) \qquad (10\text{-}3\text{-}1)$$

式中：S_{0f}——分离轴承的自由行程，一般为 1.5～5mm，通常轿车、轻型客车为 1.5～3mm，重型车为 3～5mm，具体见产品出厂技术说明；

i_1——踏板传动比，$i_1 = \dfrac{a}{b}$；

i_2——分离轴承杠杆传动比，$i_2 = \dfrac{c}{d}$；

a、b、c、d——杠杆尺寸，mm；

S_0——踏板自由行程，一般为 20～30mm。

汽车论坛 http://www.qclt.com

（2）踏板工作行程的计算

$$S_g = Z \cdot \Delta S \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \qquad (mm) \tag{10-3-2}$$

式中：Z——摩擦面数（单片 $Z=2$，双片 $Z=4$）；

i_3——离合器分离压板杠杆传动比，$i_3 = \frac{e}{f}$；

e、f——杠杆尺寸，mm；

ΔS——离合器分离时对偶摩擦面间的间隙，单片 $\Delta S = 0.85 \sim 1.3$mm，双片 $\Delta S = 0.75 \sim 0.9$mm。

（3）踏板总行程的计算

$$S = S_0 + S_g = (S_{0f} + Z \cdot \Delta S \cdot i_3)\ i_1 \cdot i_2 \qquad (mm) \tag{10-3-3}$$

离合器杆件的常用杠杆比数值范围见表 10-3-6。

表 10-3-6 离合器操纵机构杠杆比

离合器型式	$i_3 = \frac{e}{f}$	$i_1 \cdot i_2 = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d}$
周置圆柱弹簧	3.6～6.1	7～12，15～18①
膜片弹簧	2.7～5.4	10～16
中央圆锥弹簧	7～8	13～15

注：①适于重型汽车。

（4）踏板力的计算

$$Q = \frac{P'}{i_Z \eta} + F \qquad (N) \tag{10-3-4}$$

式中：P'——离合器分离时压紧弹簧对压盘的总压力，N；

η——机械效率，对于机械式操纵机构约为 0.8～0.85；

i_Z——操纵机构总传动比，$i_Z = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{e}{f}$；

F——克服弹簧拉力所需的踏板力，N。

当复位弹簧布置如图 10-3-15 所示时，则克服复位弹簧 1、2 的拉力 F_1、F_2 所需踏板力为：

$$F = \frac{F_1 h}{a} + \frac{F_2}{i_1 \cdot i_2}, \qquad (N) \tag{10-3-5}$$

2）气助力液压操纵机构

图 10-3-16 为气助力液压操纵机构计算示意图。

（1）踏板自由行程的计算

$$S_0 = \frac{V}{F_1} + \Delta S_2 \cdot i_2 \cdot i_2' + \Delta S_1 \qquad (mm) \tag{10-3-6}$$

式中：i_1——踏板传动比，$i_1 = \frac{a}{b}$；

i_2'——液压系统传动比，$i_2' = \frac{F_2}{F_1} = \frac{D_2^2}{D_1^2}$；

i_2——分离轴承杠杆传动比，$i_2 = \frac{c}{d}$；

ΔS_1——主缸活塞与推杆间隙，一般为 0.5mm，具体见产品出厂技术说明；

ΔS_2——分离轴承的自由行程，一般为 1.5～5mm，通常轿车、轻型客车为 1.5～3mm，重型车为 3～5mm，具体见产品出厂技术说明；

V——换向活塞打开气阀走过的容积

$$V = F_4 \cdot H_{换} \qquad (mm^3) \tag{10-3-7}$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

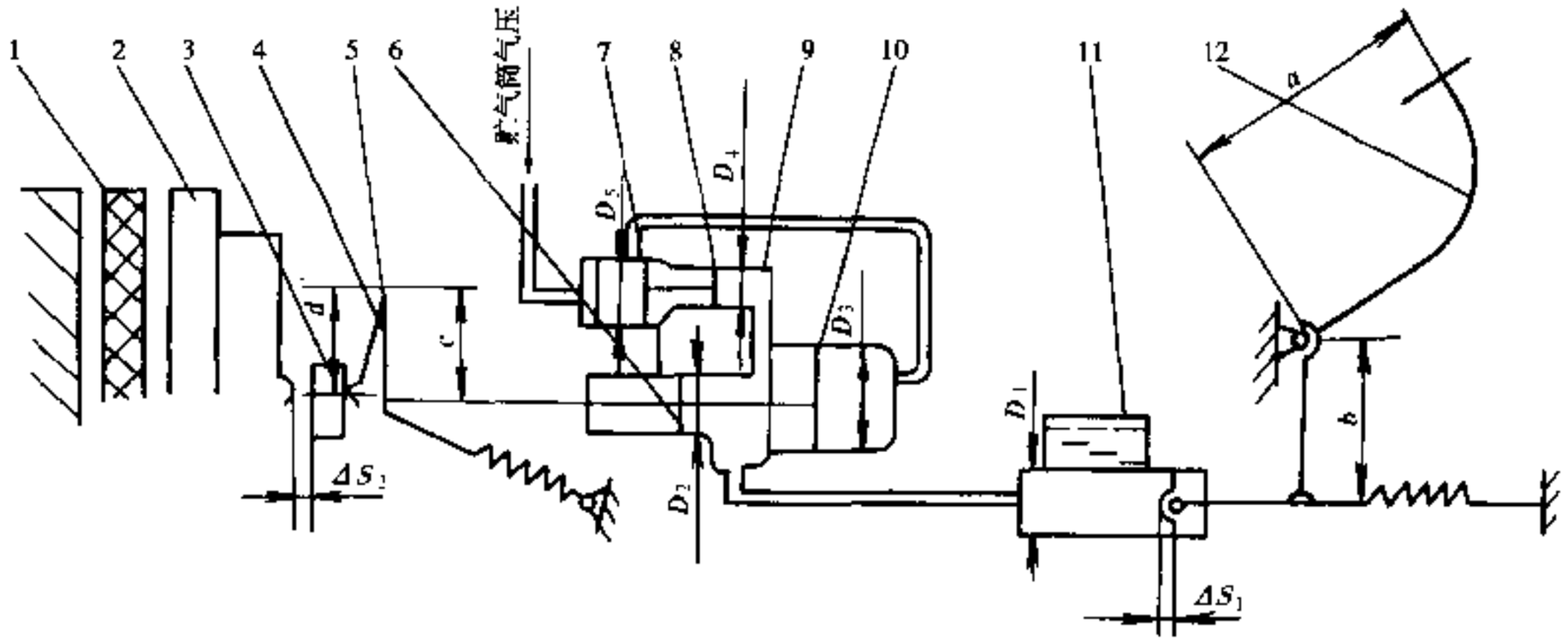


图 10-3-16 气助力液压操纵机构计算示意图

1-从动盘；2-分离杠杆及压盘；3-分离轴承；4-分离叉；5-分离臂；6-液缸活塞；7-随动活塞；8-换向活塞；9-助力器；10-气缸活塞；11-主缸；12-踏板臂

$H_{换}$——换向活塞打开气阀的行程，mm；

F_4——换向活塞面积，$F_4=\dfrac{\pi D_4^2}{4}$，mm^2。

(2) 踏板总行程的计算

$$S=S_0+\Delta S\cdot i_1\cdot i_2'\cdot i_2 \quad (mm) \tag{10-3-8}$$

式中：ΔS——离合器分离最大行程，见产品出厂技术说明。

(3) 踏板力的计算

$$P_{踏}=\frac{p_{液}\cdot F_1+P_1}{i_1\cdot\eta} \quad (N) \tag{10-3-9}$$

式中：P_1——踏板复位弹簧拉力，N；

$p_{液}$——当离合器彻底分离时，液压操纵的液体压力，Pa；

$$p_{液}=p_{气}\cdot\frac{F_5}{F_4} \quad (Pa) \tag{10-3-10}$$

$p_{气}$——当离合器彻底分离时，助力器气缸压力，Pa；

$$p_{气}=\frac{\dfrac{P_{1max}}{i_2}+P_2}{F_3+\dfrac{F_2\cdot F_5}{F_4}} \quad (Pa) \tag{10-3-11}$$

P_{1max}——离合器最大分离力，N；

i_2——分离杠杆传动比，$i_2=\dfrac{c}{d}$；

P_2——活塞推杆复位弹簧拉力，N；

F_2——液缸活塞面积，mm^2；

F_3——气缸活塞面积，mm^2；

F_4——换向活塞面积，mm^2；

F_5——随动活塞面积，mm^2。

(4) 当气助力失效时踏板力的计算

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$P'_{\text{踏}} = \left(\frac{\frac{P_{1\max}}{i_2} + P_2}{i_2} + P_1 \right) \cdot \frac{1}{i_1 \cdot \eta} \quad (\text{N}) \tag{10-3-12}$$

式中符号含义同本节说明。

10.3.4 变速器操纵机构

10.3.4.1 对变速器操纵机构的基本要求

1）对一般机械式操纵机构的基本要求

①操纵手柄选档行程应在 40～100mm，挂档行程应在 80～100mm（以空档到某档位）为宜，其运动位置区间应控制在图 10-3-17 所示阴影部分内；

②应轻便灵活，最大挂档力不大于 90N；

③应符合整车布置要求，各运动杆件与各总成部件之间不应发生干涉；

④在车身上应具有防止发动机窜动而掉档的缓冲装置；

⑤在变速杆上必须设置有驾驶员在驾驶座位容易识别变速器档位位置的标志，若变速杆难以布置，则应布置在变速杆附近的易见位置；

⑥远距离操纵机构应有足够的刚度，且各连接杆件间隙不能过大，否则换档手感不明显；

⑦远距离操纵机构的变速杆支座应固定在受车架变形、汽车振动影响较小的位置。

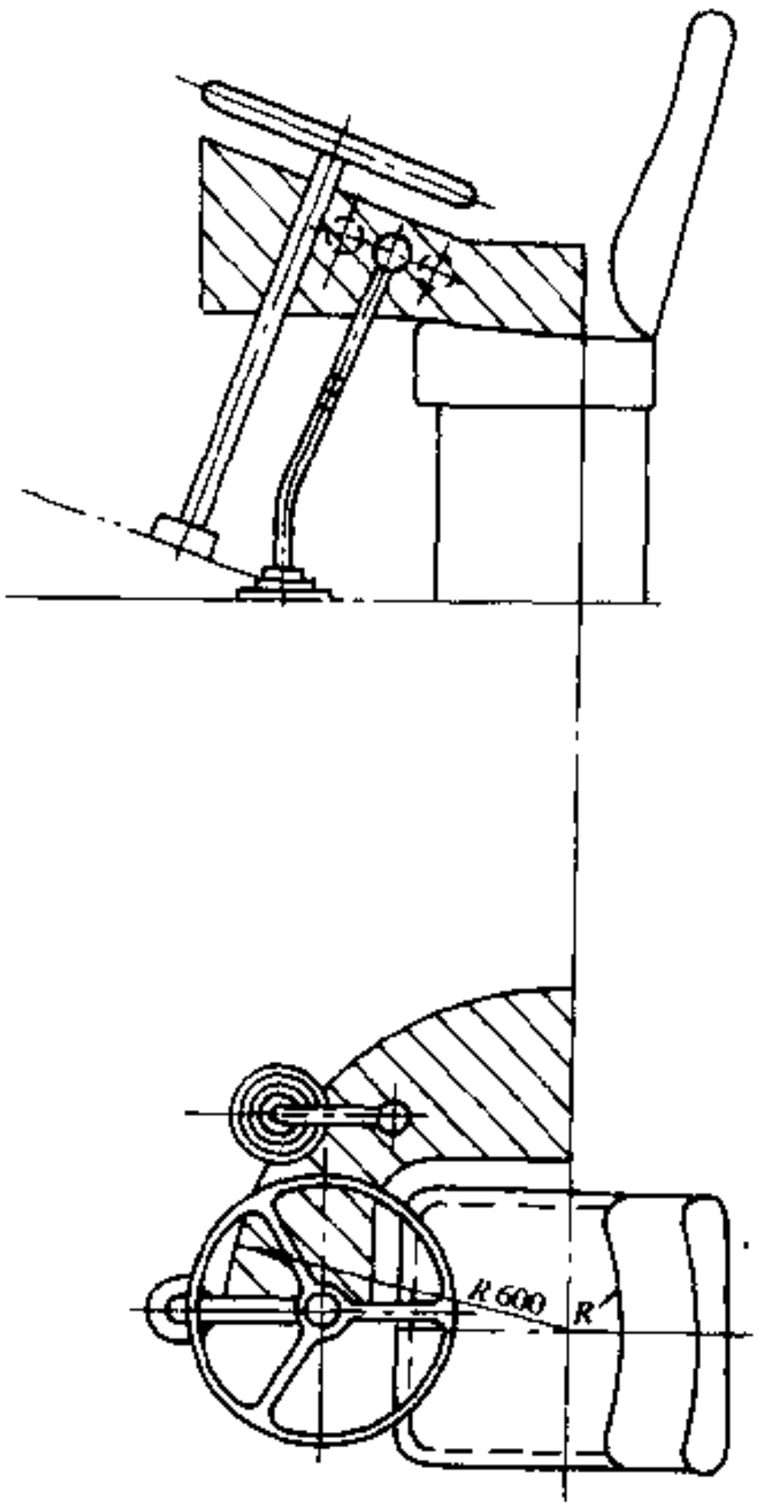


图 10-3-17 变速器操纵手柄运动位置区间

2）对液力、自动换档系统的附加要求

液、气、电换档系统除了要满足机械式换档机构的一些基本要求外，它还应满足如下要求。

①动作应正确，不应发生误操纵动作，以免同时挂上两个档，不应发生在空档以外的其它档位起动发动机；

②应保证驾驶员可以实现干预，如能提前换入高档、强制换入低档等，以便在短时间内改善汽车行驶性能；

③换档机构应保证不能因振动、颠簸等外界因素干扰而自动跳动或脱档；

④液压系统的温度不能太高，油液要清洁、纯净、无杂质，以便确保动作灵活准确；

⑤操纵执行机构的作用力应能随车负荷大小而自动调节。

10.3.4.2 变速器操纵机构的型式及选择

1）机械变速器操纵机构

（1）直接操纵式

在绝大多数采用在前置发动机后轮驱动的车辆上，如图 10-3-18 所示多装于变速器上盖或侧盖内，结构简单，操纵方便、准确。

（2）远距离操纵

在后置发动机或前轮驱动的轿车和大客车中，以及有平头、短头驾驶室的货车上，由于总布置的关系，变速器布置在离驾驶员座位较远的位置，通常变速杆和变速器之间用连杆机构联结进行远距离操纵。

汽车论坛 http://www.qclt.com

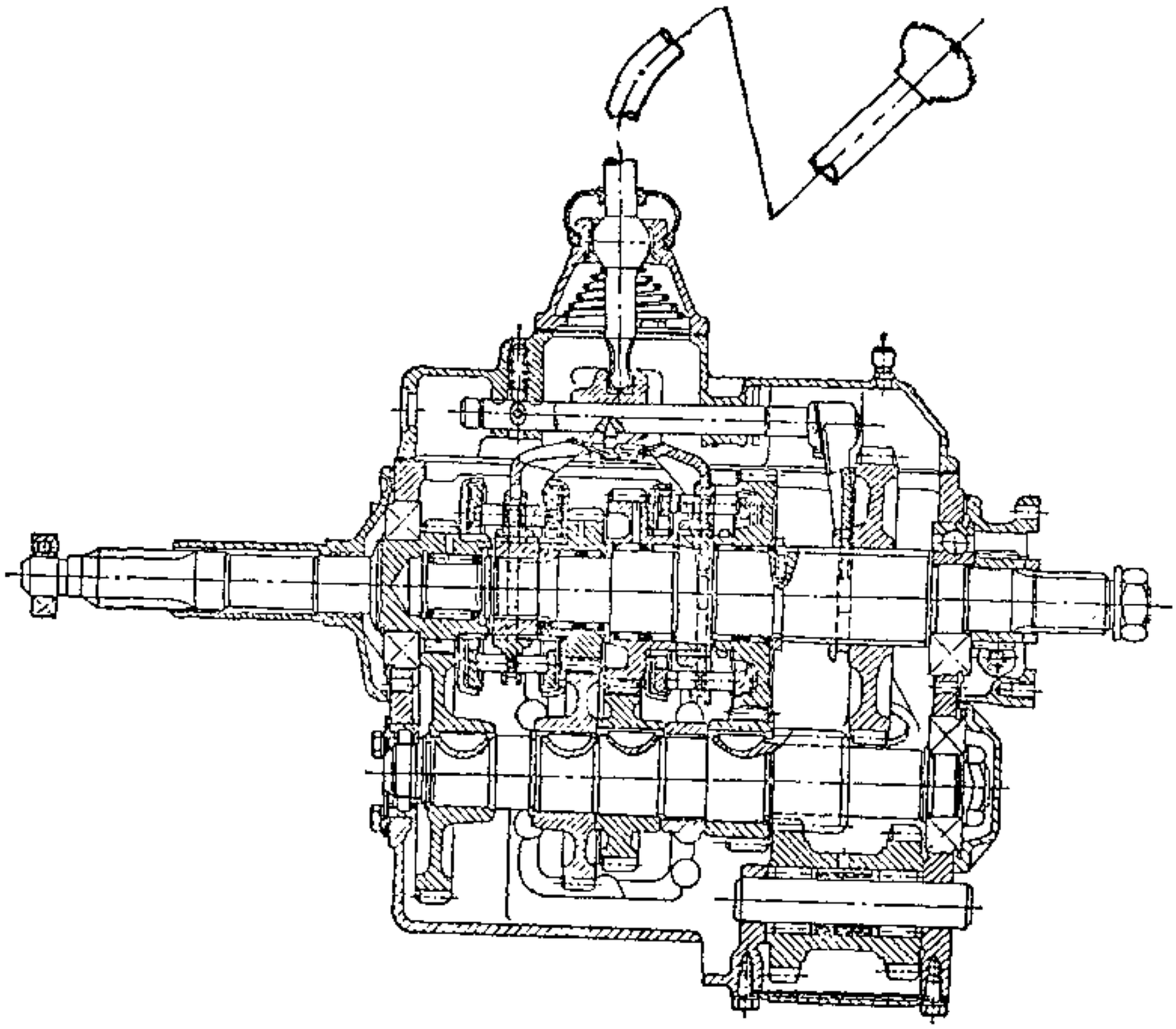


图 10-3-18 直接式操纵机构

图 10-3-19 表示一种常见的将变速杆布置在驾驶室底板上型式。

变速杆力传动比的范围一般是，直接操纵的多用 5～7，远距离操纵的多用 6～8。

2）液力机械变速器操纵机构的型式

（1）手动液压式操纵机构

如图 10-3-20 所示，当驾驶员换档时，操纵换档手柄，手柄通过软轴或机械杆系，直接与换档阀相连，手柄处于不同档位位置，换档阀阀杆随之移动，进入不同的换档阀阀杆位置，对应不同档位的主压力油道，既使相应的档位离合器充油，同时使接掉档的离合器排油，实现换档。

（2）手动电液式操纵机构

如图 10-3-21 所示，当驾驶员换档时，操纵换档手柄，当手柄处在不同档位位置时，相应档位的电磁阀开关受到控制，通过电磁阀电路的接通或切断，推动换档阀，形成各种不同档位的油路，使需挂档的档位离合器充油，同时使接掉档的档位离合器排油，实现换档。

（3）手动气液式操纵机构

如图 10-3-22 所示，当驾驶员换档时，操纵空气方向控制阀，每推或拉手柄一次，完成一次升档或降档供气。来自空气手控阀的气体作用在伺服器上，使其活塞上行或下移一个固定的距离（等于换档阀不同档位间隔）。因伺服器活塞连接着换档阀杆，这样，活塞的移动就控制换档阀在不同档位间移动，使相应油路充油或排油，实现换档。

3）自动变速器操纵机构

汽车论坛 http://www.qclt.com

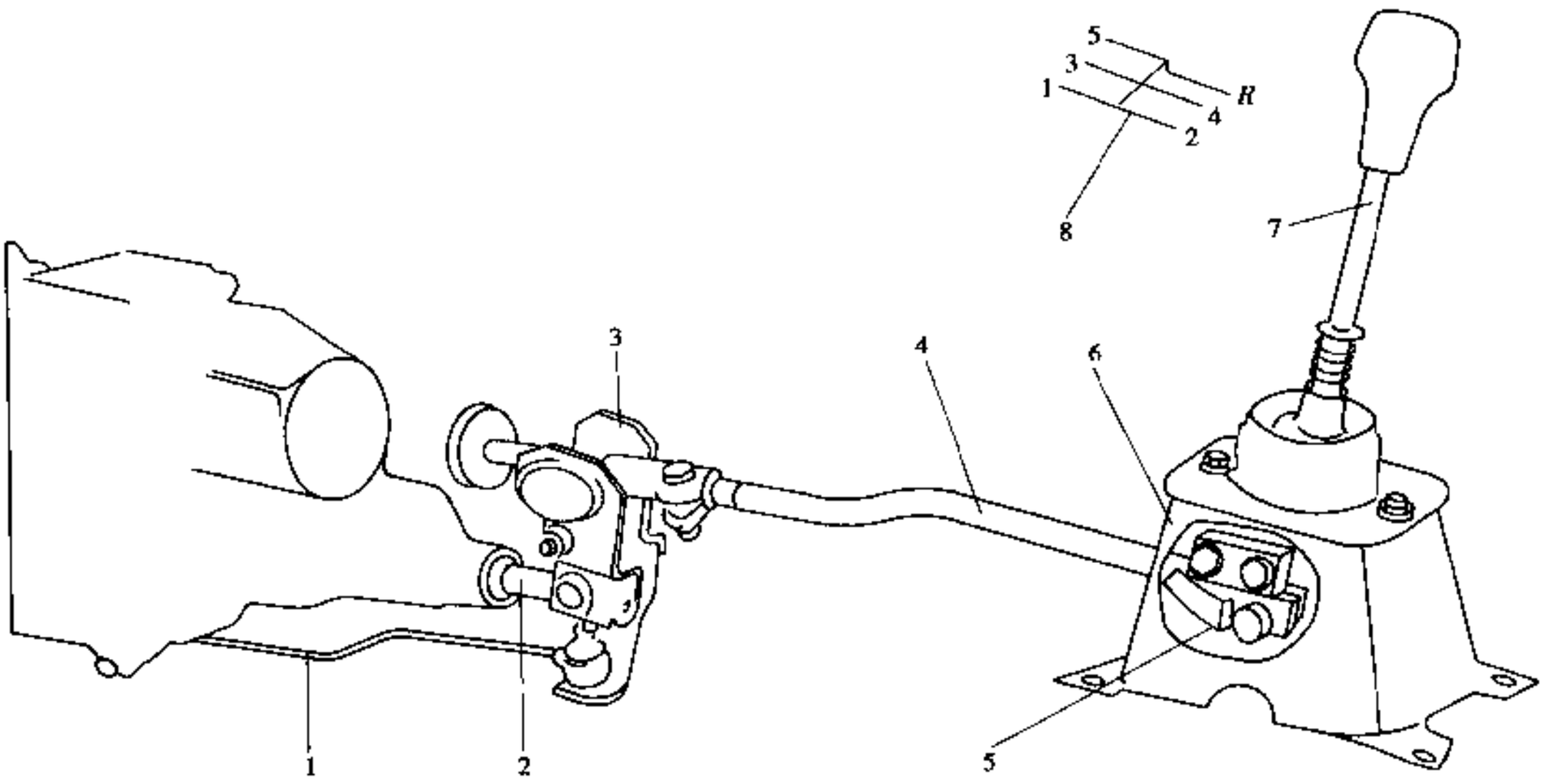


图 10-3-19 远距离操纵机构（底板式）

1-支撑杆；2-内换档杆；3-换挡杆接合器；4-外换档杆；5-倒档保险挡块；6-换档手柄座；7-换挡操纵杆；8-换档标记

现代轿车大多采用电子液压自动换档的液力自动变速器，它集机械、液力传动和电子控制为一体，体现了现代科技在汽车上的最新应用。

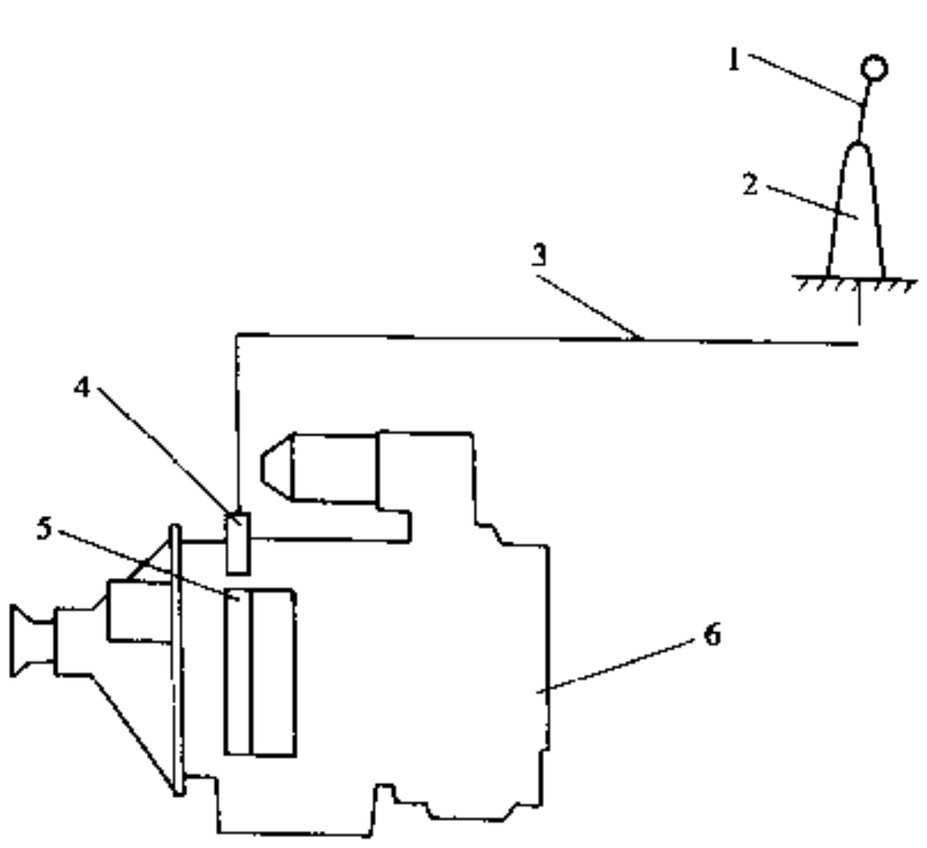


图 10-3-20 手动液压式操纵机构示意图

1-换档手柄；2-换档手柄座；3-软轴；4-U 形连接叉；5-换档阀总成；6-液力机械变速器

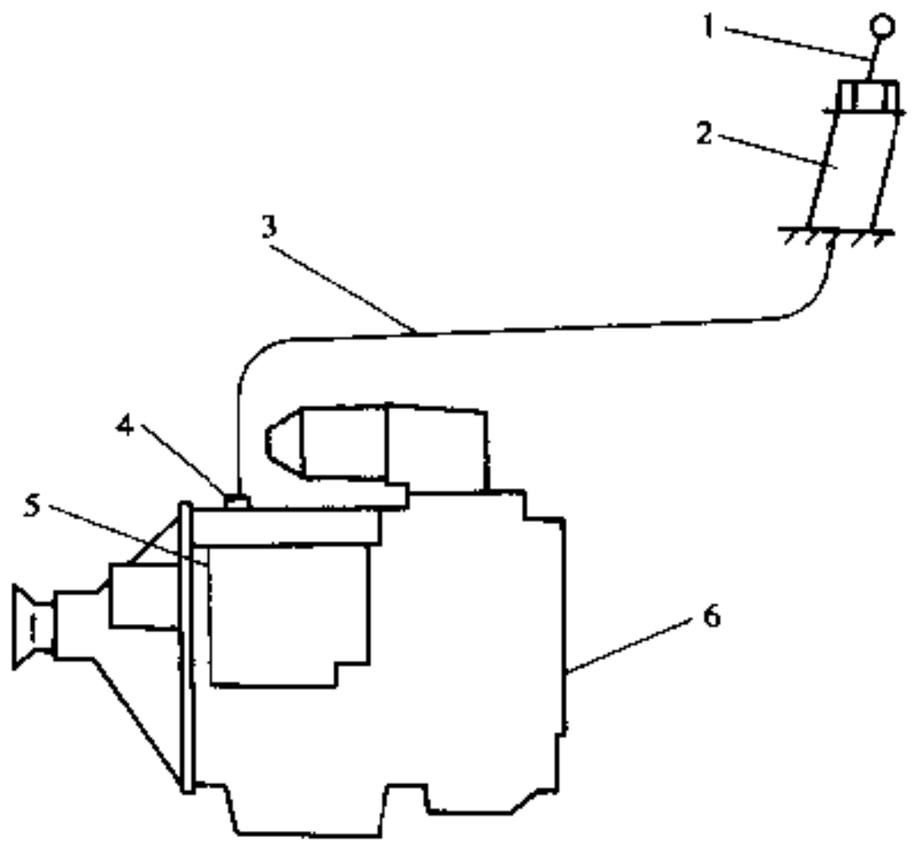


图 10-3-21 手动电液压式操纵机构示意图

1-换档手柄；2-换档手柄座；3-连接导线；4-连接导线插头；5-换档电磁阀；6-液力机械变速器

电子液压自动换档系统较多的是利用电子装置作为控制系统，用液压进行操纵。它将车速和进气歧管的节气门开度值转化成电压的脉冲或阶跃信号输入动力总成模块（PCM），根据已设定的换档程序发出信号给液压控制系统，以控制变速器中的离合器与带式离合器的作用与释放，来实现换档。图 10-3-23 是电子液压自动换档系统简图。

设计中要注意，自动变速器装有同机械变速器一样的变速杆，但其作用不一样。机械变速器的变速杆挂到某档位只能依该档的速比进行动力传递，而自动变速器的变速杆挂到某档位，可以在包括该档速比以

汽车论坛 http://www.qclt.com

下的所有档位进行自动变速（升档或降档）。

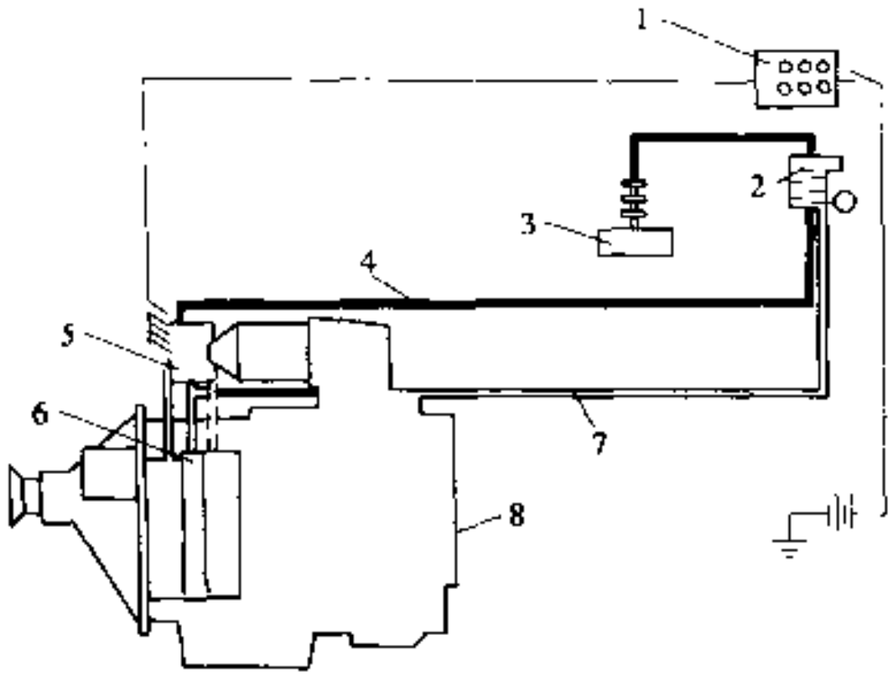


图 10-3-22 手动气液压式操纵机构示意图
1-档位指示器；2-手控气阀；3-气源；4-连接气管；5-伺服器；6-换档阀；7-连接气管；8-液力机械变速器

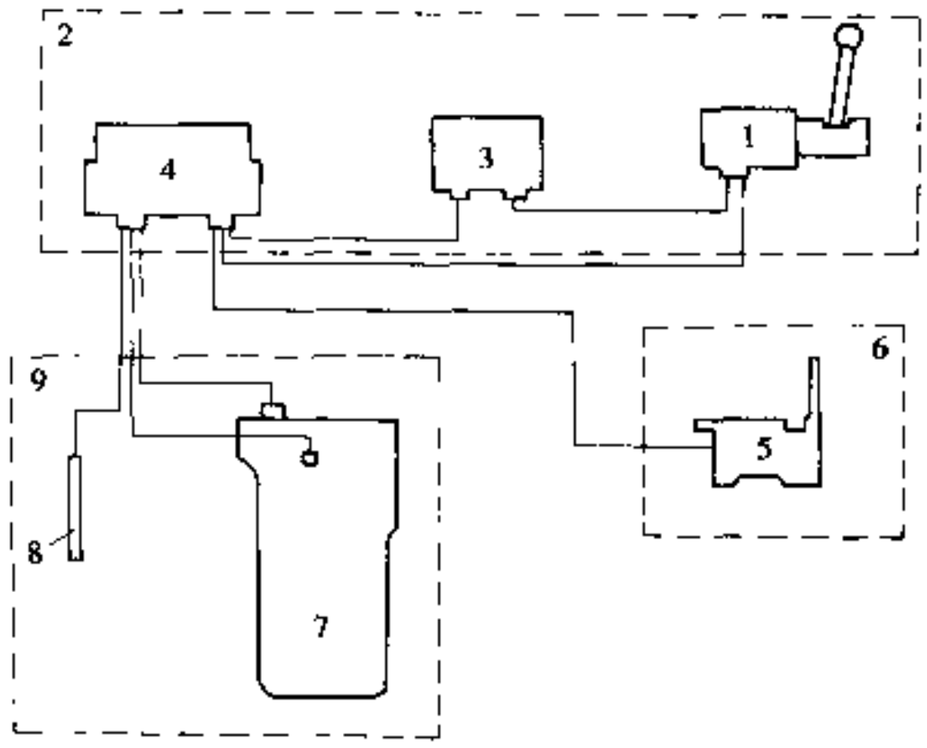


图 10-3-23 电子液压自动换档系统简图
1-手换档器；2-发动机部位；3-电源；4-动力总成模块（PCM）；5-发动机进气歧管节气门开度传感器；6-发动机部位；7-液压及控制系统；8-速度传感器；9-传动装置部位

一般机械变速器换档手感强，而液力机械变速器换档手感差。此外，一般机械变速器通过换档机构的锁止装置能保证某一时刻只允许挂上一个档位，但在手动液压、手动气压操纵的液力机械变速器上，换档阀是一种滑阀结构，如果滑阀因其操纵软轴、杆系或伺服器等的松动、故障，而使滑阀杆处于非正常档位位置时，造成挂不上档，换档失灵，或者甚至在挂上某一档位时，同时摘档的档位不能及时迅速地摘档。此时驾驶员在操纵手柄时对阀杆的位置根本无明显感觉，如不能及时发现控制这种故障，而易导致变速器严重损伤。但在手动电液式操纵机构和自动操纵机构中不会产生此类情况。

然而，在采用液力机械变速器或自动变速器中，换档前无需踩离合器踏板，因为它们不象一般机械变速器需在发动机和变速器中间设置专门的离合器。操纵十分轻便，噪声又小，是现代变速器发展趋向。

10.3.4.3 机械变速器操纵手柄行程的计算

变速器换档操纵有两个动作即选档（左右横向操纵）和挂档（前后纵向操纵）。它们的行程应控制在规定的范围内。设计变速器操纵手柄行程可参考图 10-3-24 作如下计算。

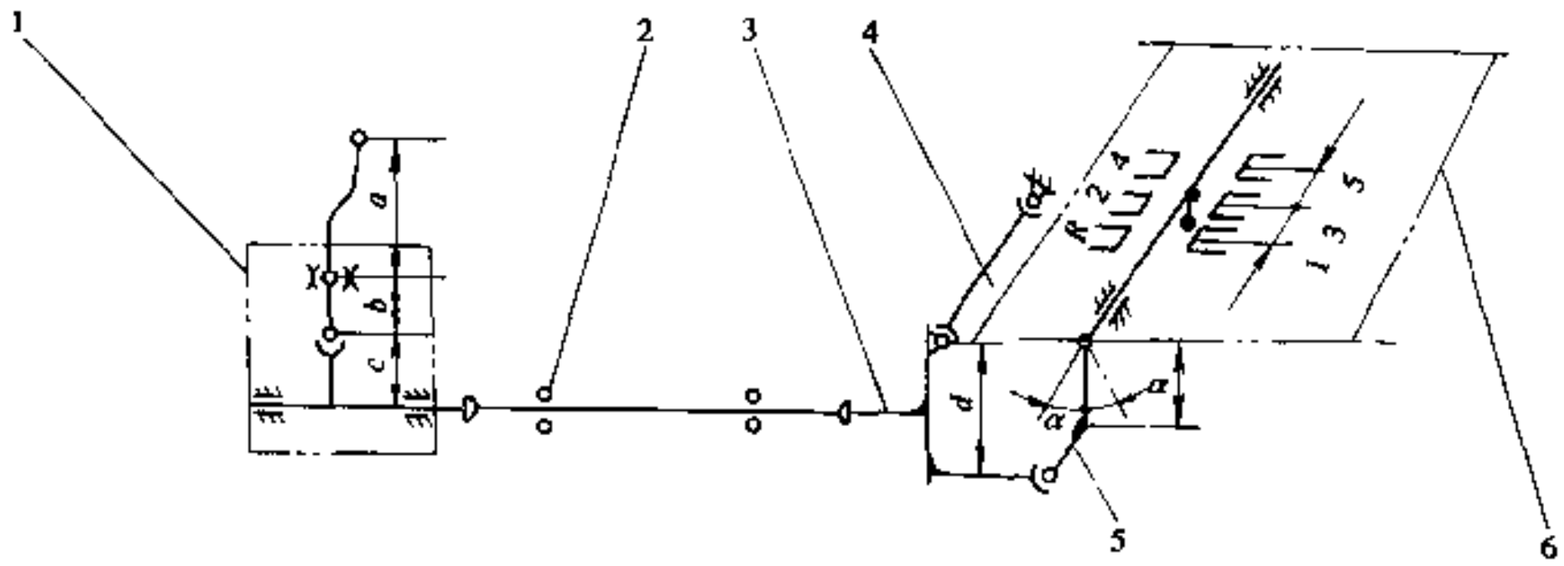


图 10-3-24 换档操纵图
1-变速操纵箱；2-调整盒；3-缓冲器；4-换档支承杆；5-球头总成；6-变速器

手柄选档行程：

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$S_C = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot t(1+\delta) \quad (\text{mm}) \tag{10-3-13}$$

手柄挂档行程：

$$S_1 = \frac{a}{b}(\Delta + e \cdot \sin\alpha)(1+\delta) \quad (\text{mm}) \tag{10-3-14}$$

式中：δ——换档拉杆各连接件间存在的间隙，一般取此间隙占手柄行程的20%，mm；

Δ——缓冲器冲量，根据产品出厂技术规定，mm；

t——选档位移量，根据变速器出厂技术规定，mm；

e——挂档位移量，根据变速器出厂技术规定，mm。

10.3.5 制动操纵机构

10.3.5.1 对制动操纵机构的基本要求

1）对行车制动操纵机构的要求

①行车制动系制动踏板的最大行程应不大于200mm，自由行程应符合汽车有关技术条件；

②行车制动在产生最大制动作用时的踏板力，对于座位数小于或等于9的载客汽车应不大于500N；对于其他车辆应不大于700N；

③液压行车制动在达到规定的制动效能时，踏板行程（含空行程）不得超过全行程的四分之三；制动器装有自动调整间隙装置的踏板行程不得超过全行程的五分之四，且座位数小于或等于9的载客汽车不得超过120mm，其他类型车辆不得超过150mm。

2）对应急制动操纵机构的要求

应急制动操纵机构的布置应使驾驶员容易操作，驾驶员在座位上至少用一只手握住转向盘的情况下，就可以实现制动。它可以与行车制动操纵机构结合，也可以与驻车制动操纵机构结合，但三个操纵机构不得结合在一起。

3）对驻车制动操纵机构的要求

①驻车制动应通过纯机械装置把工作部件锁上，并且施加于操纵装置上的力：手操纵时，座位数小于或等于9的载客汽车应不大于500N，其他车辆应不大于700N。

②驻车制动操纵机构的安装位置要适当，其操纵机构必须有足够的储备行程，一般应在操纵机构全行程的二分之二内产生规定的制动效能；驻车制动机构装有自动调节装置时，应在全行程的四分之三以内达到规定的制动效能。棘轮式制动机构装有自动调节装置时，应在达到规定驻车制动效能时，操纵杆往复拉动的次数不得超过二次，不允许利用液压、气压或电子驱动来获得规定的驻车制动效能。

③采用弹簧储能制动装置做驻车制动器时，操纵机构应保证在紧急状况下，无需使用专用工具就能快速解除驻车制动。

10.3.5.2 制动操纵机构的分类与结构

制动操纵机构的功能是将来自驾驶员体力或其它制动能源产生的动力传递给制动器，使之产生制动力矩。表10-3-7列出了制动操纵机构的分类和作用。

表10-3-8列出了行车制动操纵机构的主要型式，图10-3-25、图10-3-26示出了操纵机构典型结构。

10.3.5.3 行车制动操纵机构的设计

（1）踏板传动比和运动轨迹

参见图10-3-25，踏板传动比 $i = \frac{R_1}{R_2}$，一般 $i_{max} = 4 \sim 5$。设定传动比时应考虑制动主缸的工作行程、驾驶员脚的操作范围和最大踏力、助力装置失效时必需保证能有足够的液压等因素。

为得到直接的感觉，在产生同样液压的条件下，可减小踏板传动比，但传动比过小，不能保证助力装置失效时所需要液压。加大传动比，固然助力装置可以缩小，但驾驶员脚操作行程过长。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 10-3-7 制动操纵机构的分类

分　　类	作　　用
行车制动操纵机构	作为降低车速的行车制动的动力源，一般指由踏板操纵，把脚踏的操作力转换为液压制动部分，或者通过真空助力装置转换为液压制动部分，或者利用发动机的动力通过空压机气源转换为气压制动部分
驻车、应急制动操纵机构	以保持车辆的停止状态或行车制动器发生故障时的应急停车为目的所装备的用手或脚踏操纵的制动部分，通常驻车制动和应急制动同用一个操纵机构

表 10-3-8 行车制动操纵机构主要型式

主要制动系统型式	伺　服　制　动	动　力　制　动
常用制动系统结构型式	真空伺服液压制动	气压制动
动　力　源	发动机进气管中节气门后的真空（负压）	发动机带动空压机产生的压力气源
控制、供能部分	踏板机构→真空伺服气室→制动主缸	踏板机构→制动主缸

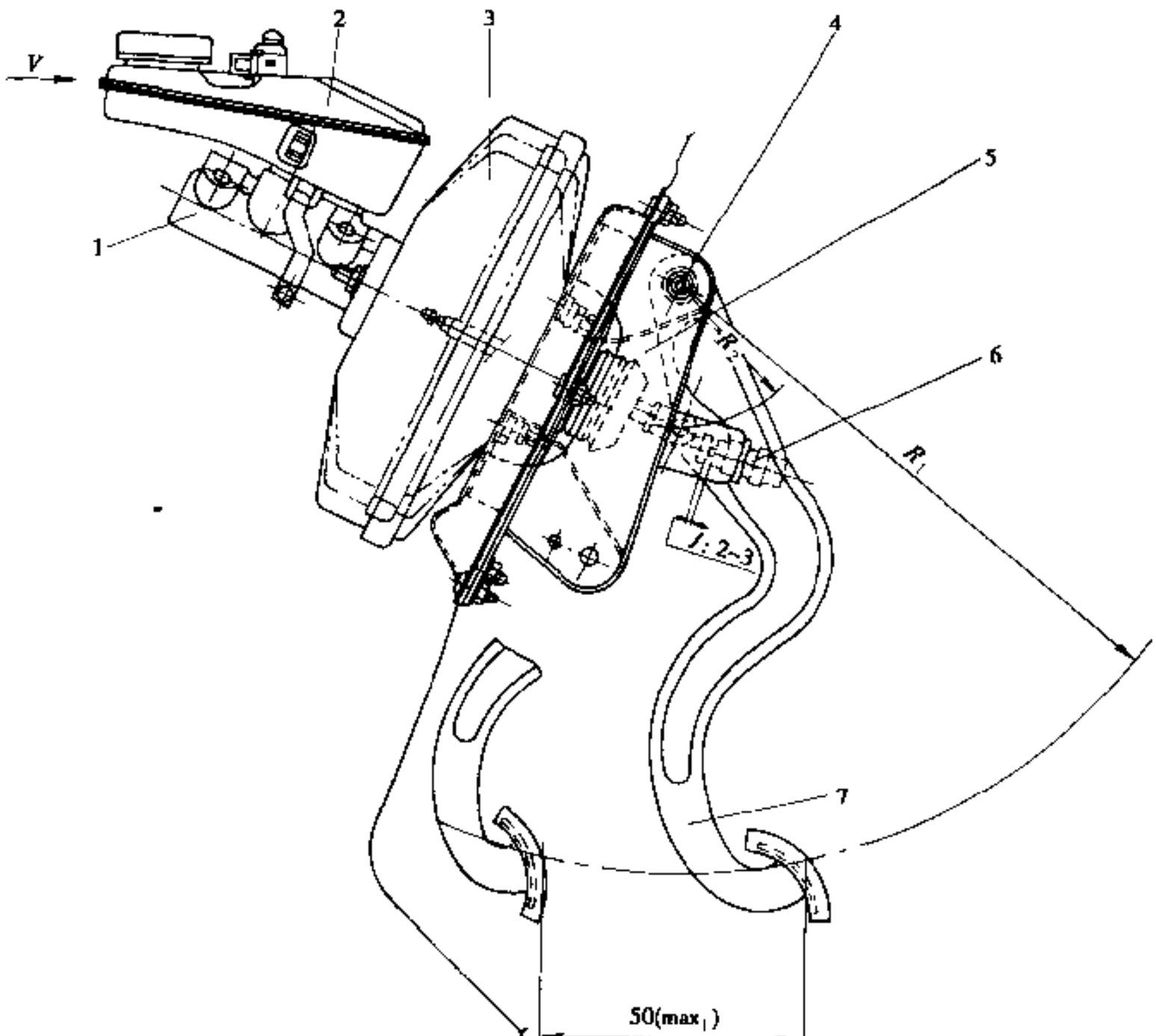


图 10-3-25 轿车用真空助力伺服制动系中的控制、供能部分结构

1-制动主缸；2-贮液罐；3-真空助力器；4-制动踏板枢轴；5-踏板支架；6-限位器；7-制动踏板

汽车论坛 http://www.qclt.com

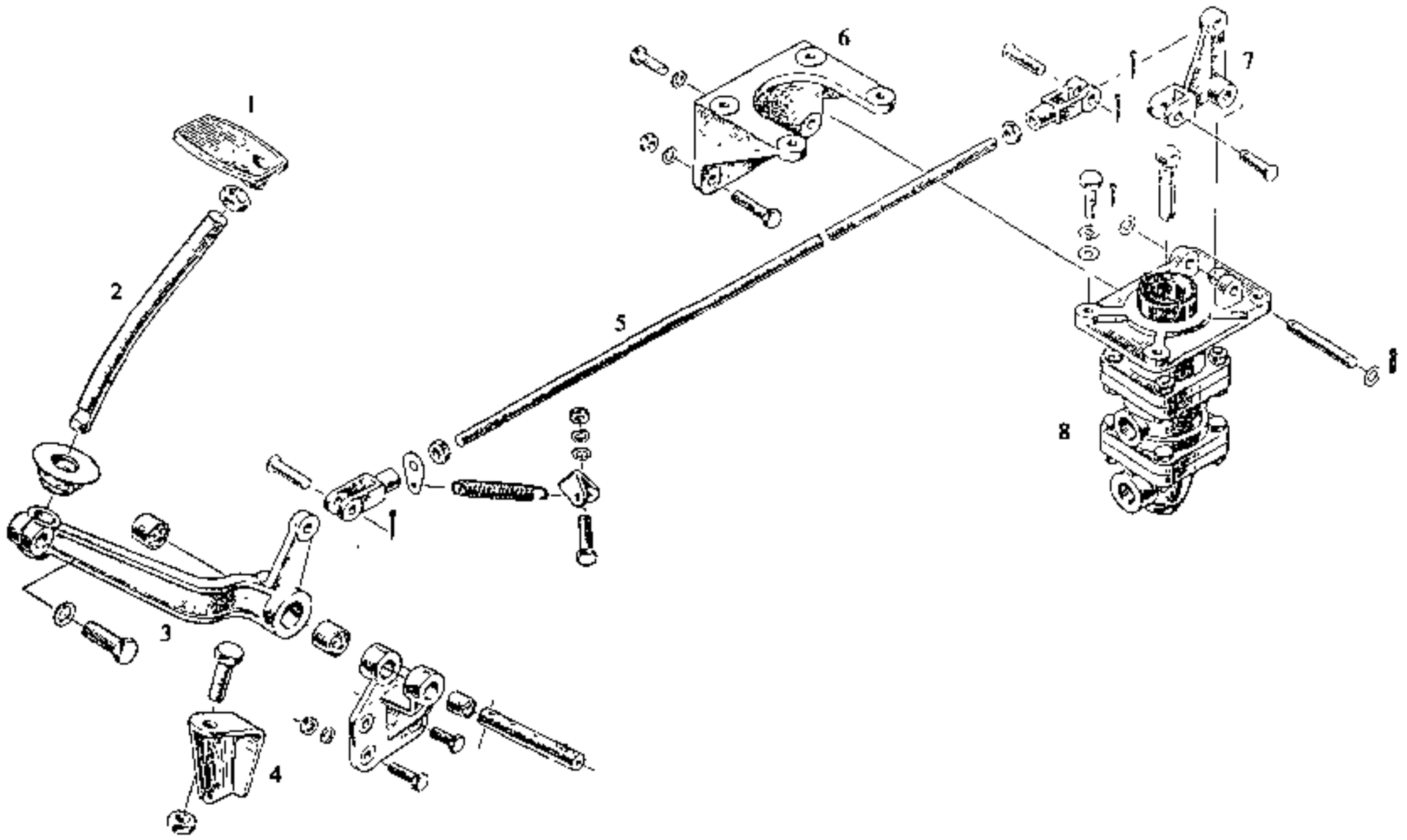


图 10-3-26 重型车用气压制动系中的制动踏板及传动装置

1-制动踏板；2-接杆；3-制动踏板臂；4-限位架；5-拉杆；6-制动主缸支架；7-制动主缸摇臂；8-制动主缸

踏板行程是主缸行程乘以踏板传动比的积，该值必须保证在驾驶员着座的状态下踏板踩到底，必须遵照有关标准指定的限值。

对于踏板踏面的运动轨迹在以大客车、货车为代表的高驾驶姿势时，可以取单向向下踏的轨迹；在以轿车为代表的低驾驶姿势时，最好取前后动作的轨迹（图 10-3-25）。

(2) 踏板的布置

布置应确保快速从加速踏板换踏到制动踏板上，并且由于制动踏板需要的踏力最大，最好布置在驾驶员正面。在决定踏板踏面离地高度时，应考虑踏制动踏板时，脚跟触到底板，不能使脚够不到又不能使脚尖碰到其它部位的要求，并考虑脚的大小。

在装备自动变速器的汽车上，不仅是右脚踩制动踏板，还要考虑左脚踩制动踏板的操作性，随着自动变速器车辆用脚踏式驻车制动器的普及，必须考虑确保换左脚踩制动踏板的移动空间。

(3) 踏板机构的主要构件设计要点

对于踏板臂，必须有足够的强度和刚度，一般是由厚的高强度钢板弯曲成型，或强度可锻铸铁（或球墨铸铁）铸造成型。在布置上应尽量缩小主缸和踏板踏面的横向偏量，尽可能与主缸（或制动主缸）直接接触；为使其能在推杆的允许摆动角内动作，必须选好枢轴（支点）的位置。为防止踏板踏面打滑，在踏面上应装防滑且耐磨性好，表面呈凸凹状的橡胶垫。

对于踏板支架，必须质量小、刚性高，一般是薄钢板的盒式结构或高强度铸铁的铸件。它可以同复位弹簧的钩、回位档块、停车灯开关安装用支架制成一体，或用焊接的方法将它们焊装在踏板支架上。

10.3.5.4 驻车（应急）制动操纵机构选择

轿车、轻型客车通常选用如图 10-3-27 所示的驻车（应急）制动操纵机构。它是将手或脚的操作力通过杠杆、联杆加大，用缆线、推杆等传给各制动轮的一套增力机构。

而大客车和中、重型汽车的气制动的驻车（应急）制动系统，通常用贮能弹簧控制，操作时，拉动手制动阀，即刻使贮能弹簧室排气，实施驻车（应急）制动。

汽车论坛 http://www.qclt.com

10.3.5.5 驻车（应急）制动操纵机构的设计

设计驻车（应急）制动操纵机构时应考虑以下因素。

①车辆最大总质量和整备质量，以及它们的质心位置；

②制动轮的轴负荷分配及制动轮的选择；

③制动器型式和制动性能；

④制动轮的传力方式和增力方法、效率；

⑤操作时，手、脚、肘碰不到周围的其它装置。

驻车（应急）制动操纵机构由制动力输入机构和传动机构两部分组成。制动力输入机构是将手或脚的制动操作力增大的机构。目前主要有用手输入的有中心底板式（包括设置在驾驶员车门侧）和操作杆式，以及用脚输入的脚踏式二种。

中心底板式（图 10-3-27 及图 10-3-1）是设在底板上的拉杆方式，一般布置在分离式前座椅的中间，也有布置在车门和座椅之间的，结构简单、可靠、廉价，所以采用得较多。

操作杆式（图 10-3-28）的拉杆布置在靠近仪表板下中央部位，制动操作是将拉杆向驾驶员侧拉起，松开时是将拉杆旋转后送回。为了充分利用中央的空间，整体前座椅车多采用此种方式。

用脚踏板进行驻车操作的方式（图 10-3-29），近几年随着自动变速器车的增多开始增多。它布置在离合器踏板消失的空间，操作时踏板处于仪表板下的较高位置，从上向下踏，确保左脚操作的空间和防止误操作。它的体积和质量皆较大，是为有效利用车体中央空间而采用的，多在中级以上的轿车上使用。

制动力传动机构的功能是将制动力输入机构产生的力均等分配给左、右制动轮。另外，因左、右制动轮都可调整及零件公差会导致行程不等，所以需要有补偿装置。一般在其间采用称为均衡器的平衡杆或平衡辊作为补偿装置，其中有的均衡器兼有输入力的分配功能和放大功能。此外，还有用带有外包皮缆绳，靠外

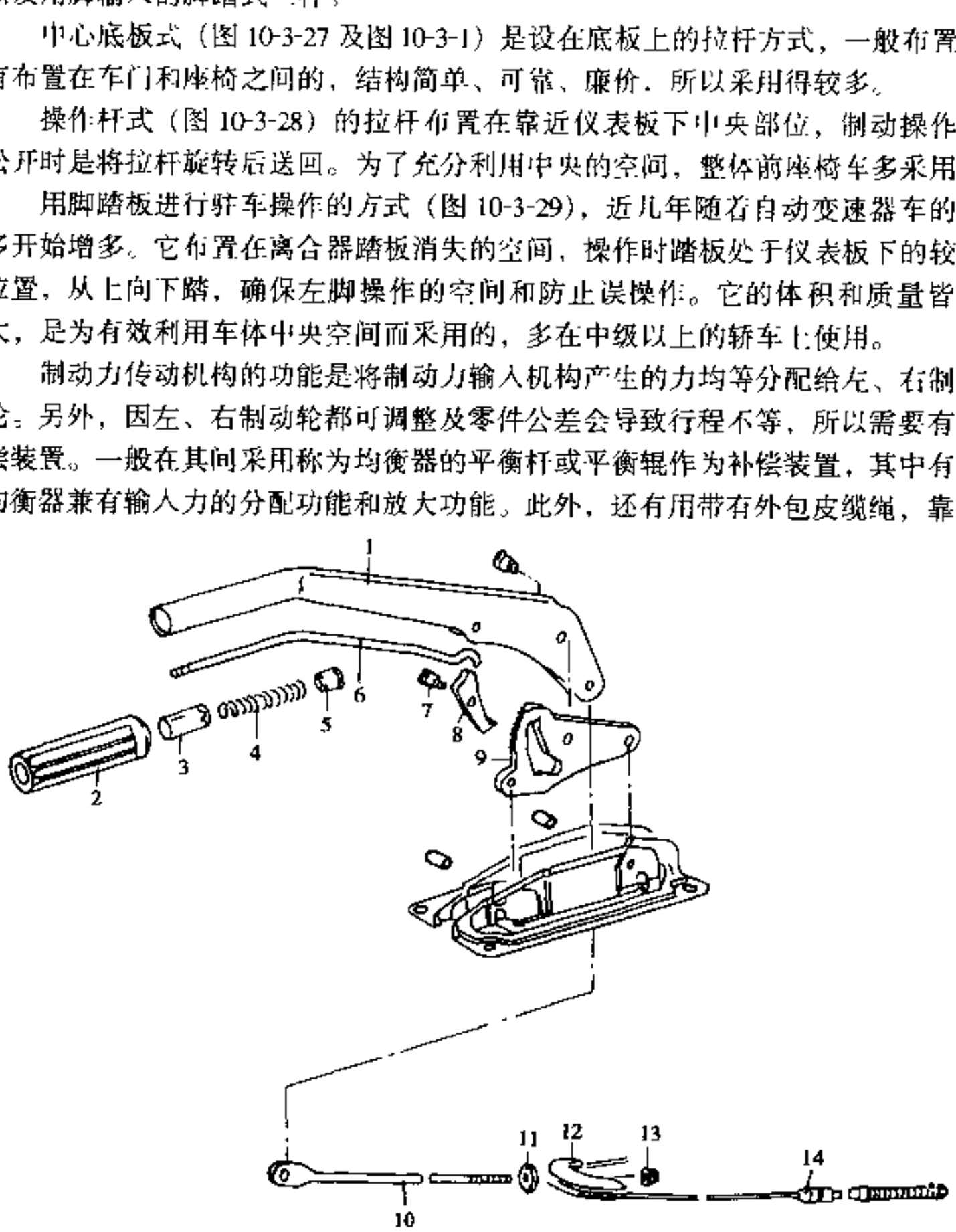


图 10-3-27 轿车、轻型客车用驻车（应急）制动操纵机构

1-驻车制动杆；2-驻车制动手柄套；3-按钮；4-弹簧；5-弹簧座；6-棘爪；7-铆钉；8-棘轮掣子；9-扇形齿；10-驻车制动操纵拉杆；11-限位板；12-驻车制动拉索调整杠杆；13-螺母；14-驻车制动拉索总成

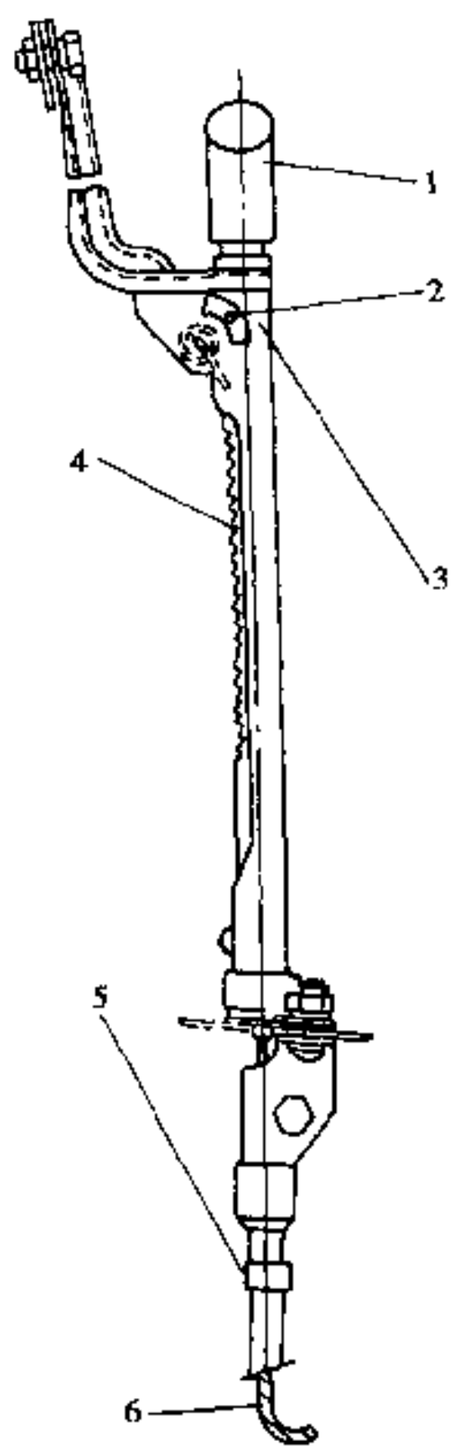


图 10-3-28 驻车操作杆式操纵机构

1-操纵杆手柄；2-棘爪；3-驻车制动操纵杆导套；4-驻车制动操纵杆；5-拉绳导套；6-拉绳

汽车论坛 http://www.qclt.com

包皮的反力向左、右制动轮分配力的做法，缆绳从驾驶室内穿过底板，分别与制动轮相连。布置时要注意以下问题。

①要避免与排气管接触，以及与悬架系统干涉；

②要平顺，应尽量避免飞溅石子对缆绳的损伤；

③缆绳弯曲半径尽量大、必须在限值以下；

④尽量减少弯曲部位；

⑤不要让其他部件压迫缆绳。（撰稿人：郭禧光）

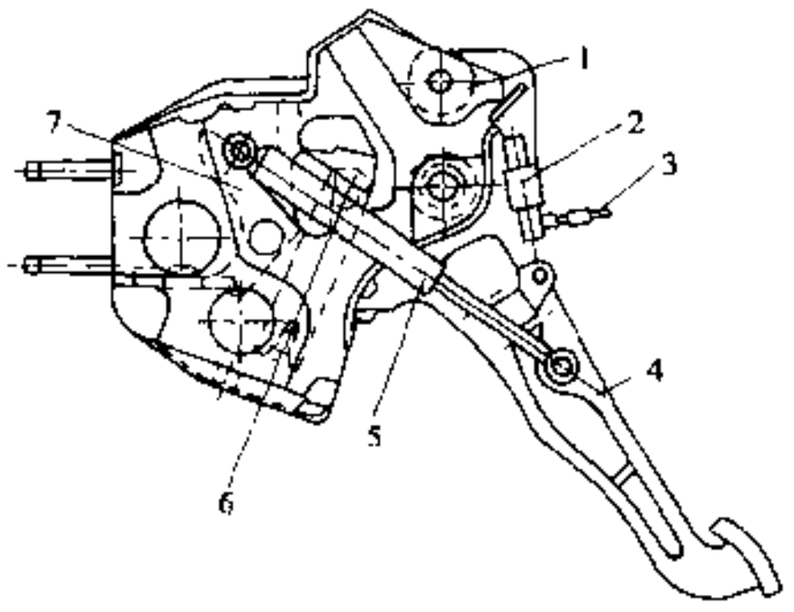


图 10-3-29 驻车脚踏式操纵机构

1-驻车开关；2-复位弹簧；3-分离钢索；4-驻车踏板臂；5-减振器；6-控制缆绳；7-棘杆

10.3.6 转向操纵机构

10.3.6.1 转向盘

转向盘是驾驶员用来操纵转向器和转向传动装置，控制汽车行驶方向的部件。对汽车的使用性能特别是对安全可靠性影响更大，因而要求转向盘的工作必须绝对可靠。

为使驾驶员在发生撞车事故时受到的伤害最小，转向盘除了应具有足够的强度和适当的形状与刚度外，还必须有吸收冲击能量的结构。

1）结构概要

转向盘的基本结构见图 10-3-30，一般还配备喇叭操纵机构。为了将开关布置在手便于接近的范围内，有些汽车的转向盘上还布置了自动经济车速控制器、无线电接收控制器、空调、灯光等的各种开关（图 10-3-31）及安全气囊。

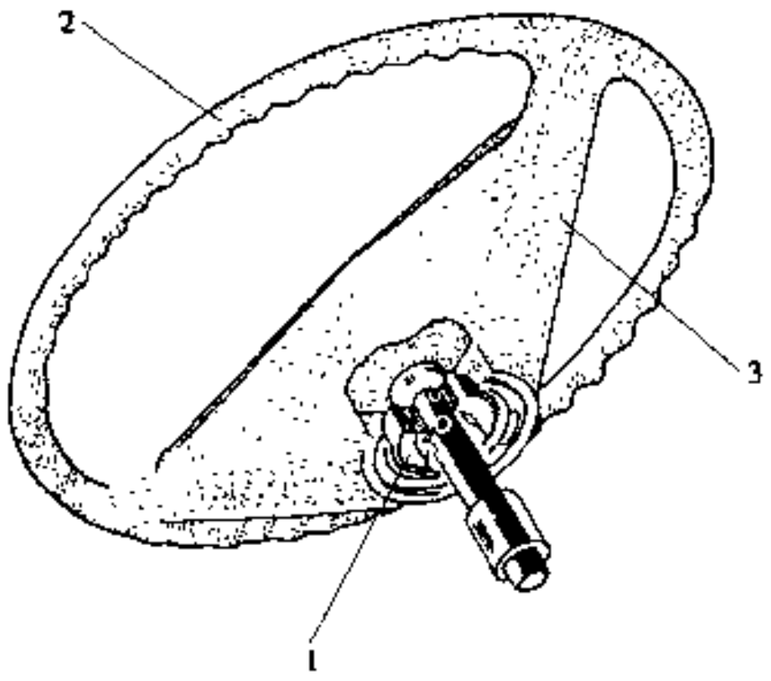


图 10-3-30 转向盘的结构

1-轮毂；2-轮缘；3-轮辐

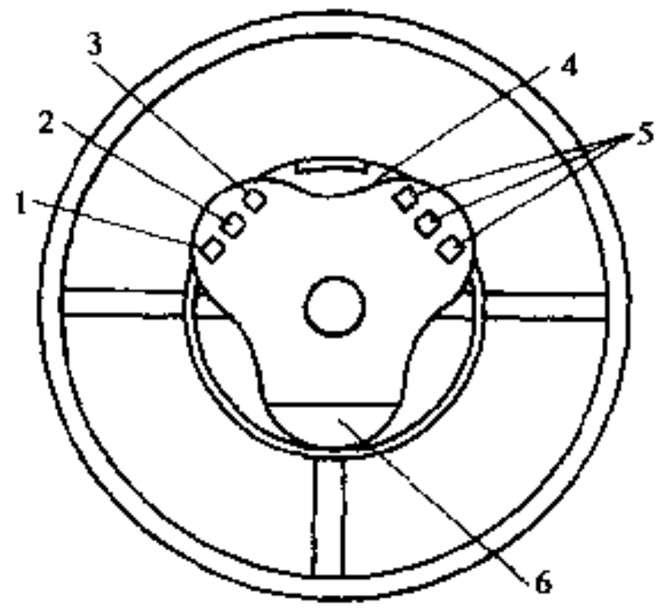


图 10-3-31 带组合式按钮开关的转向盘

1-仪表照明灯开关；2-挡风玻璃洗涤器开关；3-刮水器开关；4-转向灯开关；5-前照灯开关；6-室内照明灯开关

转向盘的轮辐一般为 2～4 根（图 10-3-32）。一根轮辐的造型美观，易观察仪表盘上的仪表，但刚度较差；二根及三根轮辐的平衡性较好；四根轮辐的强度高且吸收冲击能量的性能好，但在仪表板上形成的盲区较大（图 10-3-33），故现在已很少采用。

为了提高吸收冲击能量的性能，有的转向盘在中间装置了铁板式合成树脂能量吸收块。

2）在设计转向盘时应注意的事项

①转向盘的惯性力矩对汽车的操纵稳定性有影响，路面反冲严重时，增大转动惯量可抑制反冲，但"自动回正性"、"放手稳定性"变坏。另外，转向盘质量越大，固有频率越低，车辆低速运行时易发生共振，使驾驶员感到不适。所以在考虑转向盘质量时，必须权衡得失。

②转向盘的尺寸已经系列化，设计时可以按标准 JB4045—86《转向盘尺寸》进行选择。

③在外形设计时，要考虑在紧急情况时，易于操作，平时又不妨碍上下车及其它操作。

汽车论坛 http://www.qclt.com

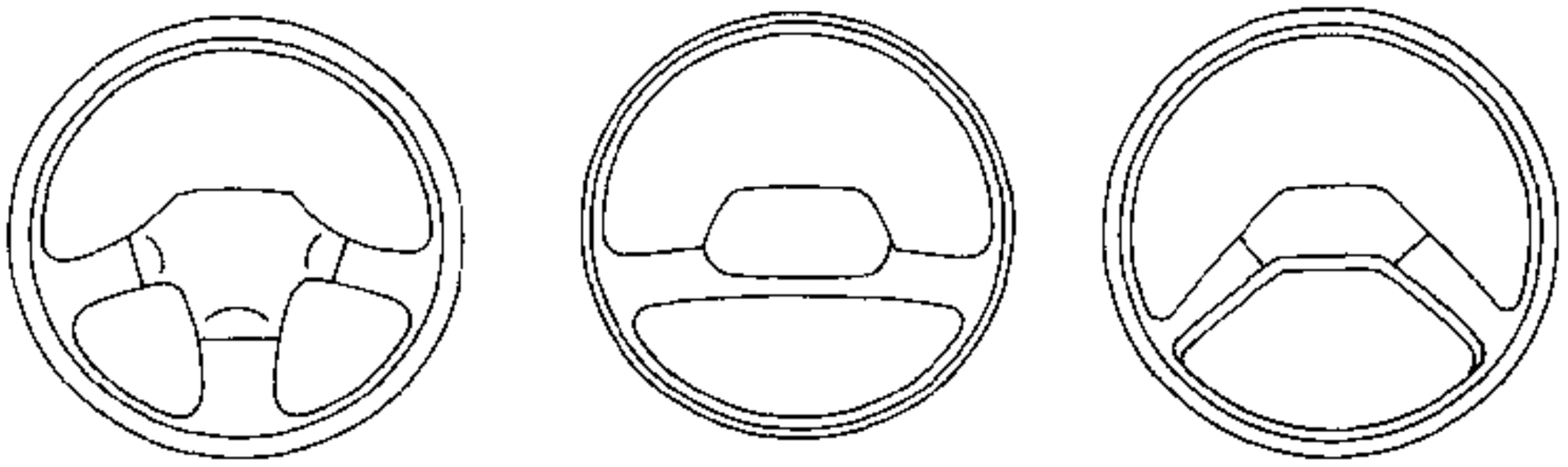


图 10-3-32 转向盘的类型

④设计转向盘时，安全性应考虑下列事项：防冲击特性，转向盘及其附件不允许有危险的凸出部分和尖锐棱边，并具有适当的冲击能量吸收装置，使汽车发生碰撞时驾驶员受到的伤害最小，可参阅相关标准 GB/T11557—89、JB3979—85、GB11551—89、GB11552—89；材料阻燃性，当汽车发生火灾时，为减少对乘员的伤害及有足够的逃生时间，转向盘所选用的材料必须具有阻燃特性，可参阅 GB8410—94 及 GB460994；防眩性，转向盘所采用的覆面材料不得产生强烈反光而妨碍驾驶员操作；辨别性，转向盘上的喇叭及各类开关按钮的布置合理、形状及颜色醒目、易于识别，可参阅 JB3981—85 及 GB4094—94。

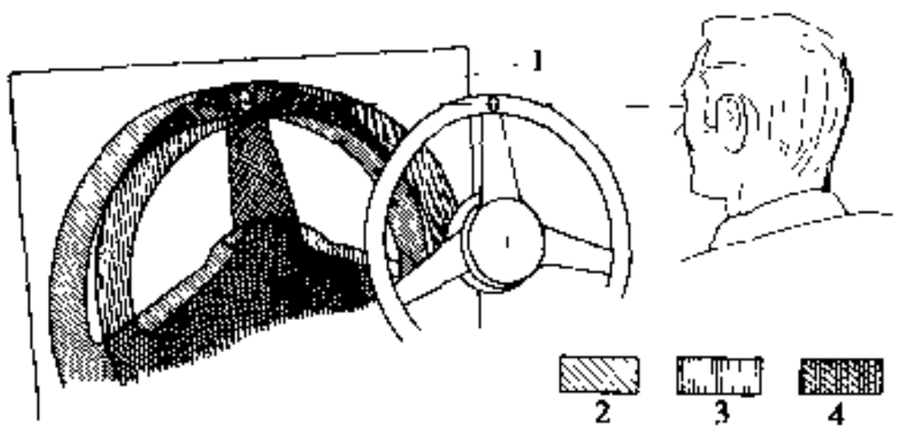


图 10-3-33 转向盘在仪表板上形成的盲区
1-仪表板参考面；2-右眼单眼视野盲区；3-左眼单眼视野盲区；4-双眼视野盲区

10.3.6.2 转向柱

在转向系统中位于转向盘和转向器之间的部分称为转向柱。一般采用分段式转向轴，并以万向节连接，转向盘通过螺母和花键固定在转向柱的上端。

1）转向柱的主要功能

①将转向盘上的转矩和转动传递给转向轴和转向器；

②在发生撞车事故时，通过转向柱的吸能装置来吸收冲击能量，减少驾驶员受到的伤害；

③安装其它辅助装置，如转向盘角度调节、转向防盗锁止系统、喇叭开关等。

2）转向柱的分类

（1）转向盘倾角可调式转向柱

如图 10-3-34 所示，这种转向柱允许转向盘和转向柱的上端作上下摆动，从而调节转向盘的角度，使之适合不同体形的驾驶员。旋转轴位于转向柱上部，锁止位置一般为 3～5 个，总的角度调节量为 ± 15°。由于转轴处的联轴节是非等速的，当转向盘的倾角上下变化时，转向盘上的转矩也会相应变化。

汽车论坛 http://www.qclt.com

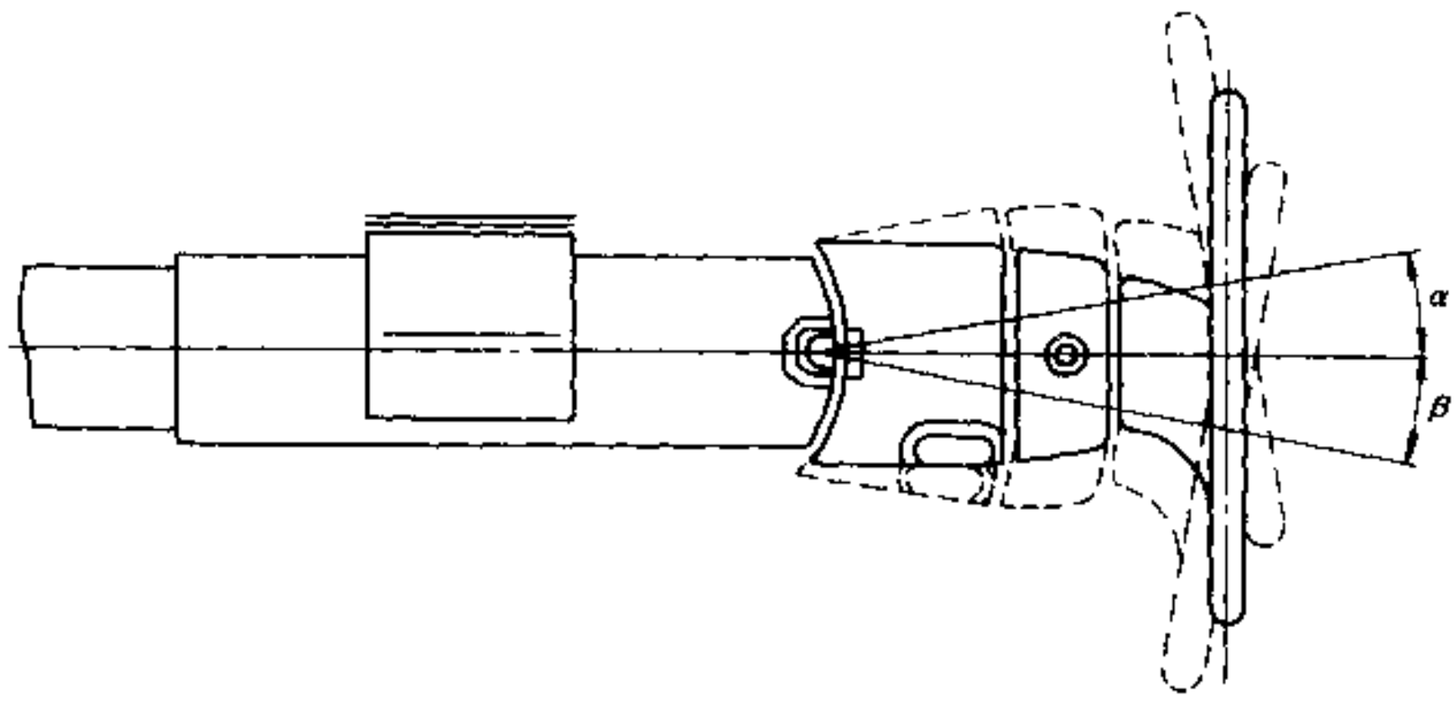


图 10-3-34 转向盘倾角可调式转向柱

(2) 倾斜角可调式转向柱

如图 10-3-35 所示，转向柱可在垂直方向作上下调整，转轴位于转向柱下端的基座上。与转向盘倾角可调式转向柱相比，结构比较简单、成本低，但调节总量小。

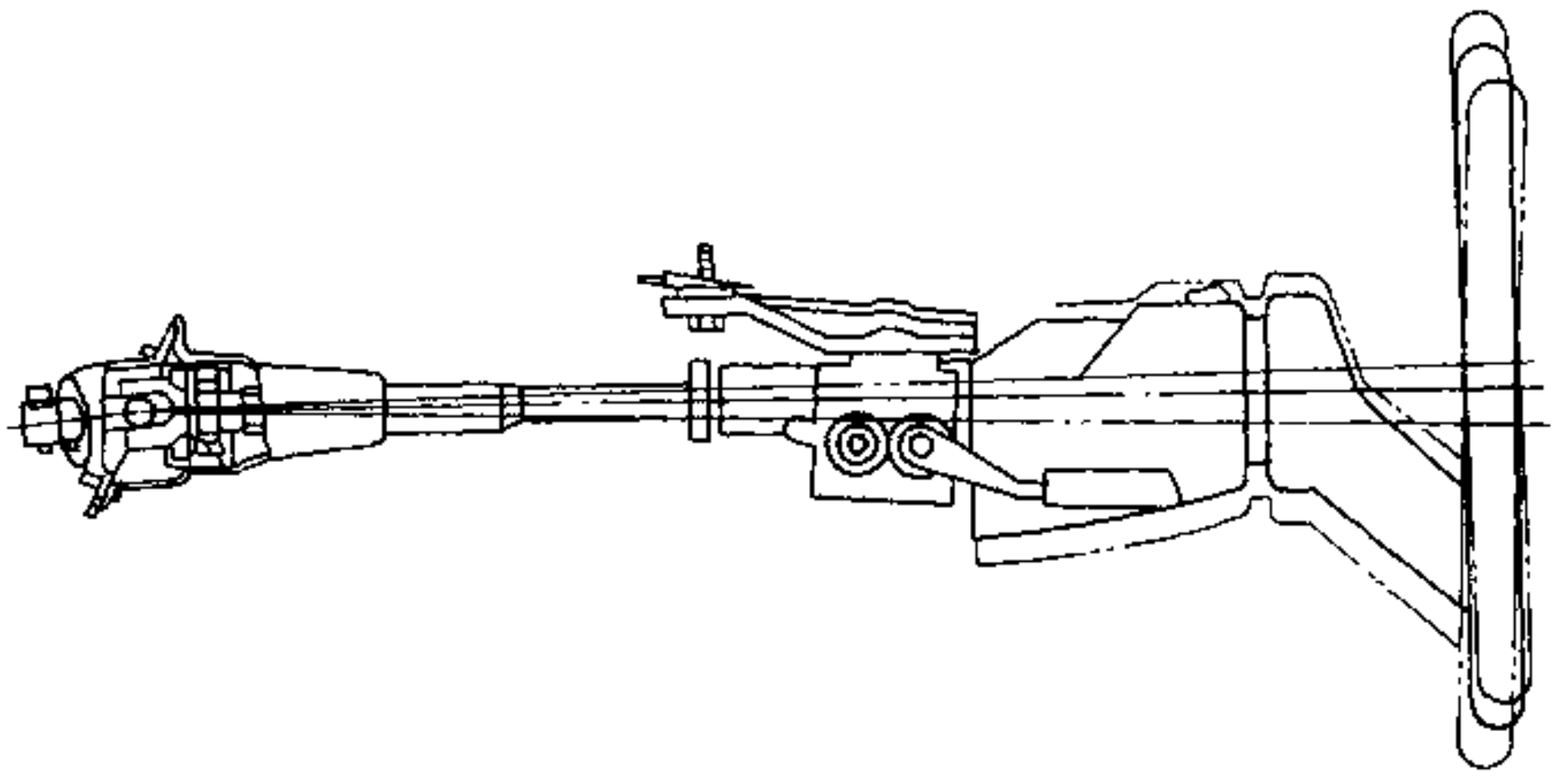


图 10-3-35 倾斜角可调式转向柱

(3) 综合调节式转向柱

如图 10-3-36 所示，这种转向柱上的转向盘的倾角可调整，也可沿轴向调节转向柱的长度。还有一种自动调节的转向柱，根据驾驶员预选好的程序，通过驱动电机调节转向柱的长度及倾角。

综合调节式转向柱，转向盘有六种不同的位置，可由转向杜左边的移位杆来选择。

(4) 固定式转向柱

转向柱以支架、托板等连接固定在车身上，与驾驶员的相对位置不可调整。这种形式结构简单，成本低，一般采用在载货汽车及中低级客车上。

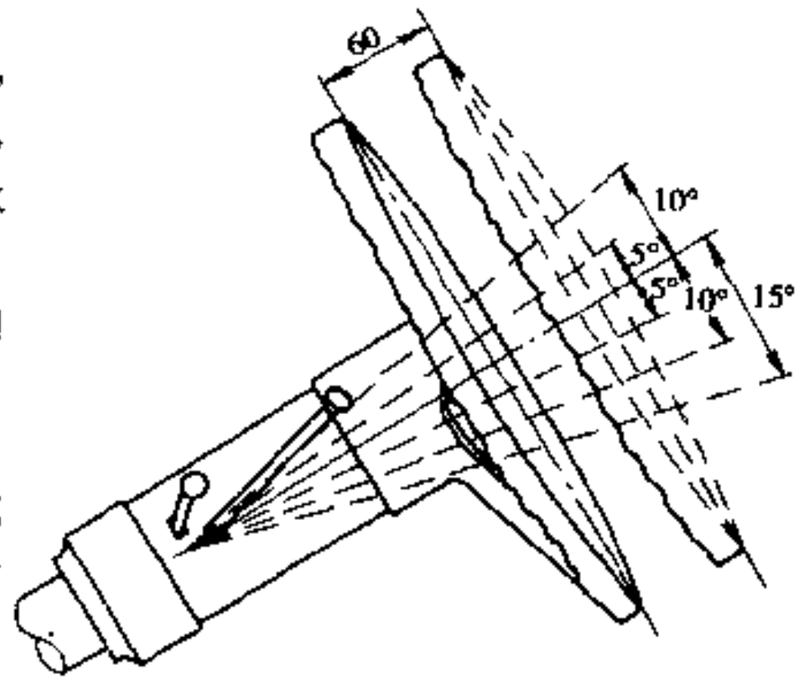


图 10-3-36 综合调节式转向柱

3) 转向柱的冲击能量吸收系统

当车辆紧急制动或受到正面撞击时，车身车架产生变形，

汽车论坛 http://www.qclt.com

导致转向柱、转向盘后移。同时，人体受到惯性作用而前冲，使胸部和头部撞击转向盘或前风窗造成伤亡事故。为了减轻二次冲撞中转向装置对驾驶员造成的伤害，必须对转向装置采取适当的安全措施。美国安全标准和日本安全标准都规定要使用吸收能量型转向装置。我国国家标准 GB/T11557-89《防止汽车转向机构对驾驶员伤害的规定》也对转向机构的安全措施作了具体规定。吸收冲击能量的方法，按其部位可分为以下四种。

(1) 转向盘上采取的方法

在转向柱的前部采用柔软的弹性材料覆盖，并通过轮辐和轮毂结合部位的纵向弯曲来吸收冲击能量。

(2) 转向柱上采取的方法

a. 网格状转向柱

是一种部分做成网格状的转向管柱（图 10-3-37），在此结构中，当人体胸部撞到转向盘上的冲击力超过允许范围时，网格部分被压缩，产生塑性变形，吸收冲击能量，减轻对驾驶员的伤害。

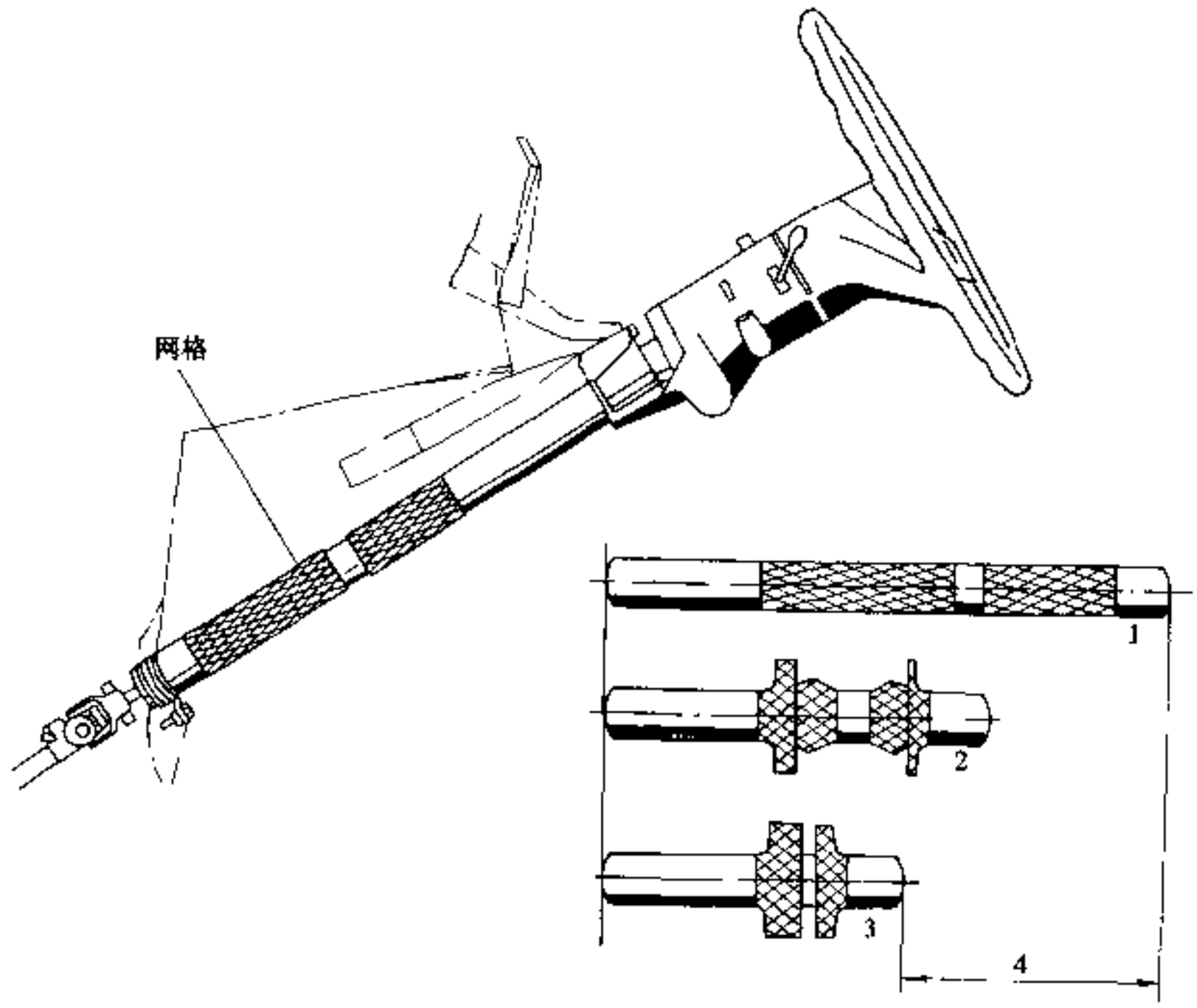


图 10-3-37 网格状转向柱

1-原始位置；2-碰撞后部分折叠的情况；3-完全折叠的情况；4-可能压缩的距离

b. 缩进式转向柱

如图 10-3-38 所示，这种转向柱由内管和外管组成，内管和外管之间有钢珠，存放钢珠的内管外径和外管内径之间的间隙要比钢珠直径小。分段式转向轴以塑料销连接。当转向盘受到的冲击载荷超过允许范围时，塑料销被切断，轴在管内滑动，继而转向柱管的内管带着钢珠在外管的内壁滑动。因钢珠直径稍大于间隙，故在滑动过程中钢珠受到挤压并刮伤柱管的内外表面，从而吸收了冲击能量。与网格式转向柱相比，这种转向柱的抗弯刚度大，吸收能量的变动最小，在安装安全气囊时，能足够地吸收气囊的反作用力。

c. 安全联轴节

如图 10-3-39 所示，在上转向轴的下端焊一个带两个圆柱销的连接板。在下转向轴的上端焊上一个带两个圆孔的连接板，将上转向轴的两个圆柱销插入下转向轴的两个孔中。当车辆受到撞击时，转向盘和转向柱受到很大的双向压力，安全联轴节就会脱开，以减轻驾驶员受到的伤害程度。

汽车论坛 http://www.qclt.com

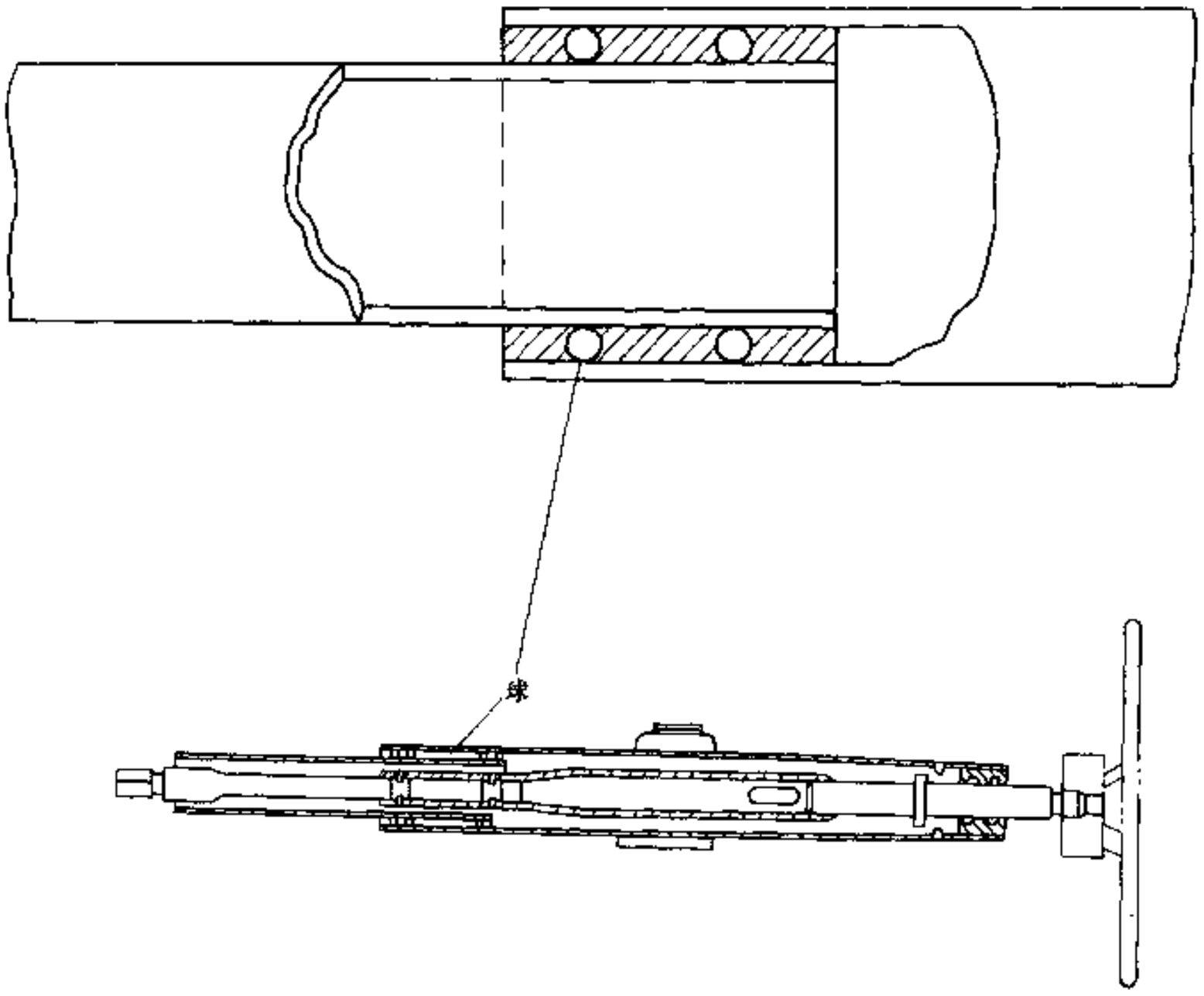


图 10-3-38 缩进式转向柱

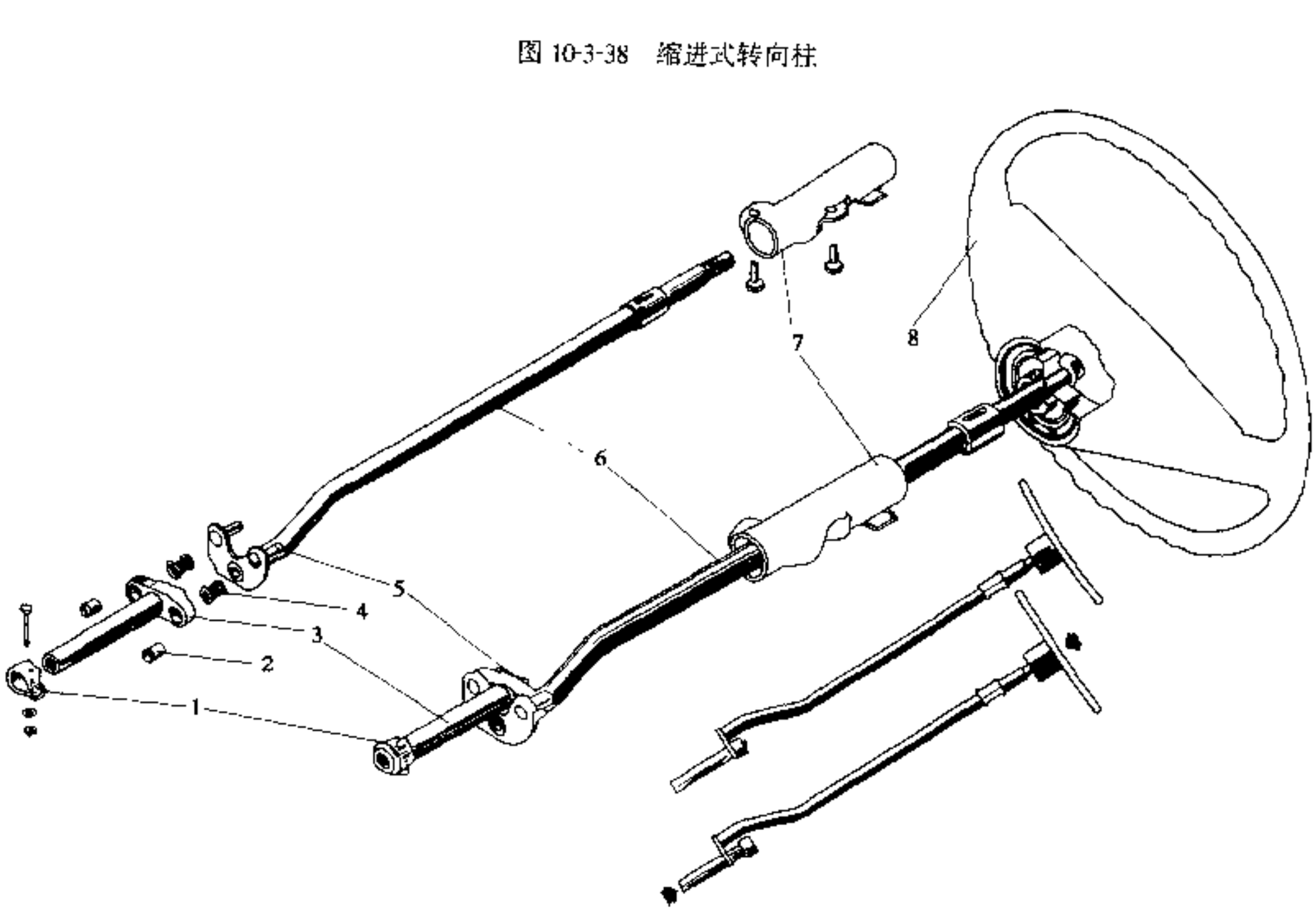


图 10-3-39 安全联轴节

1-夹子；2-塑料衬套；3-下转向轴；4-减振橡胶垫；5-圆柱销；6-上转向轴；7-转向柱；8-转向盘

汽车论坛 http://www.qclt.com

(3) 转向轴上采取的方法

①将转向轴的外圆设计成波纹管状(图 10-3-40)，它在受到冲撞时被压缩，产生部分塑性变形吸收能量。

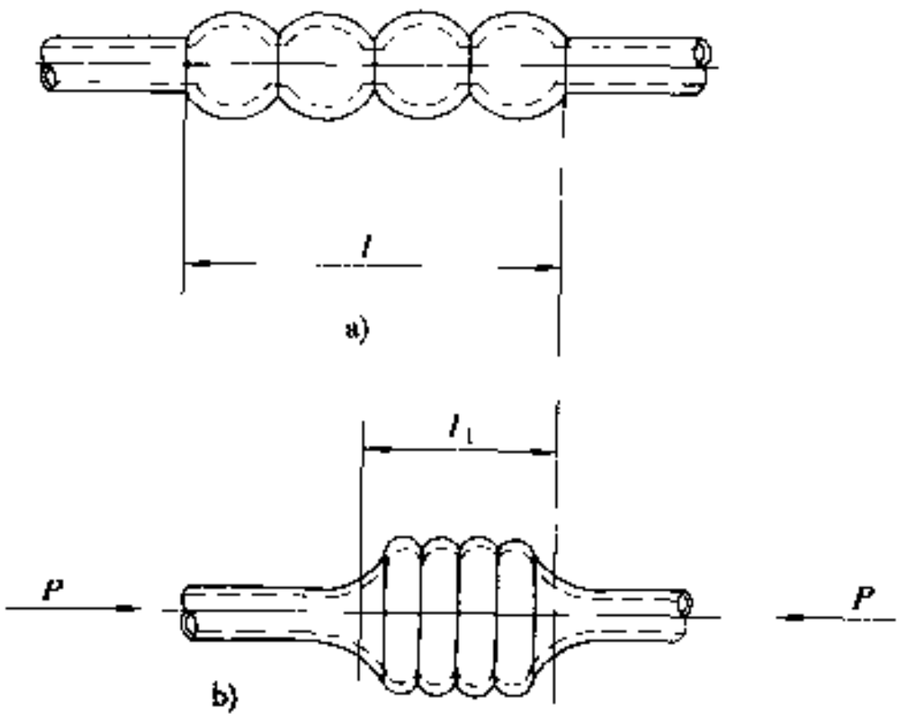


图 10-3-40 波纹形转向轴示意图
a)原始位置；b)碰撞后被压缩的情况

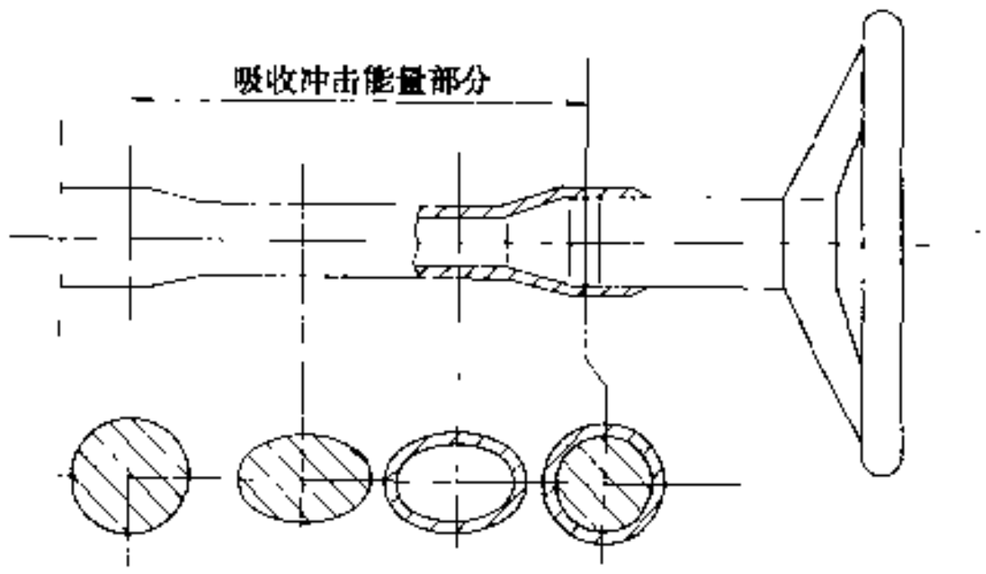


图 10-3-41 利用截面变化吸收冲击能量的转向轴

②当转向盘一端的圆轴受到轴向压力时，产生轴向移动，将中间部分的椭圆形截面涨开成圆形截面，利用截面变化的变形阻力来吸收冲击能量(图 10-3-41)。

③转向轴的中间部分为带小孔的空心轴，其间充满硅橡胶。当轴受冲击载荷变形时，硅橡胶从小孔中挤出，产生阻力，以此来吸收冲击能量。

(4) 转向柱支架上采取的方法

依靠转向柱与车身本体连接部分的支架、托板或管状零件的变形来吸收冲击能量。如弯板式转向轴支架(图 10-3-42)，弯板的一端固定在车身上，另一端固定在转向柱上，如管柱受到冲击而产生变形，则弯板随之发生变形，冲击能量转变为变形能，故弯板式支架也称为可变形支架。吸收能量的大小可通过改变弯板的形状、材料的机械性能、厚度、宽度来进行调节。其缺点是占有的空间较大、不易布置。为此，可采用可变形板，其工作原理与弯板式支架相似，靠变形吸收冲击能量。它结构简单、体积较小，缺点是不能吸收较大的冲击能量。

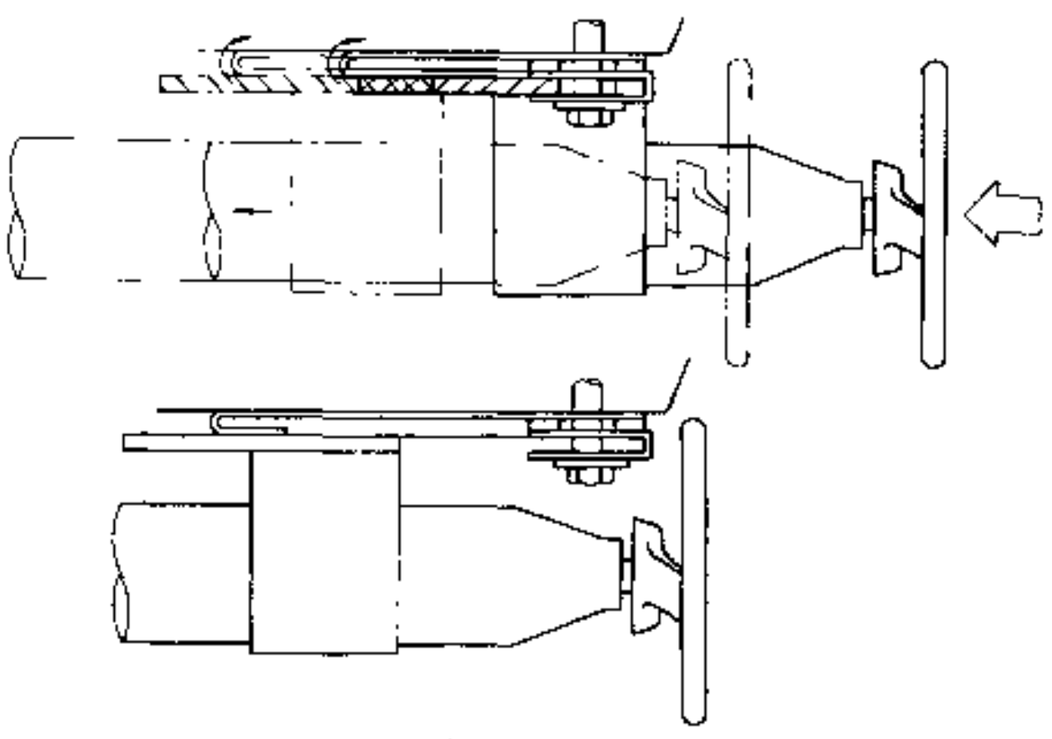


图 10-3-42 弯板式转向柱支架吸收冲击能量示意图

变形板基本分为四种类型(图 10-3-43)。影响吸收冲击能量的因素有金属板的弯曲半径、材料特性、宽度、厚度、摩擦系数及内表面阻力。

10.3.7 各类操纵开关

10.3.7.1 概要

操纵系统中的开关要确保使用可靠性和耐久性，为进行安全而确切的操作，汽车上各种控制开关应按人机工程学的要求，尽可能布置在驾驶员正常坐姿下双手容易触及的位置，且能迅速判断出是何种开关及如何操作；为了使驾驶更舒适，应考虑开关的操作负荷和良好的手感，对开关的操作方向要顺手。

汽车论坛 http://www.qclt.com

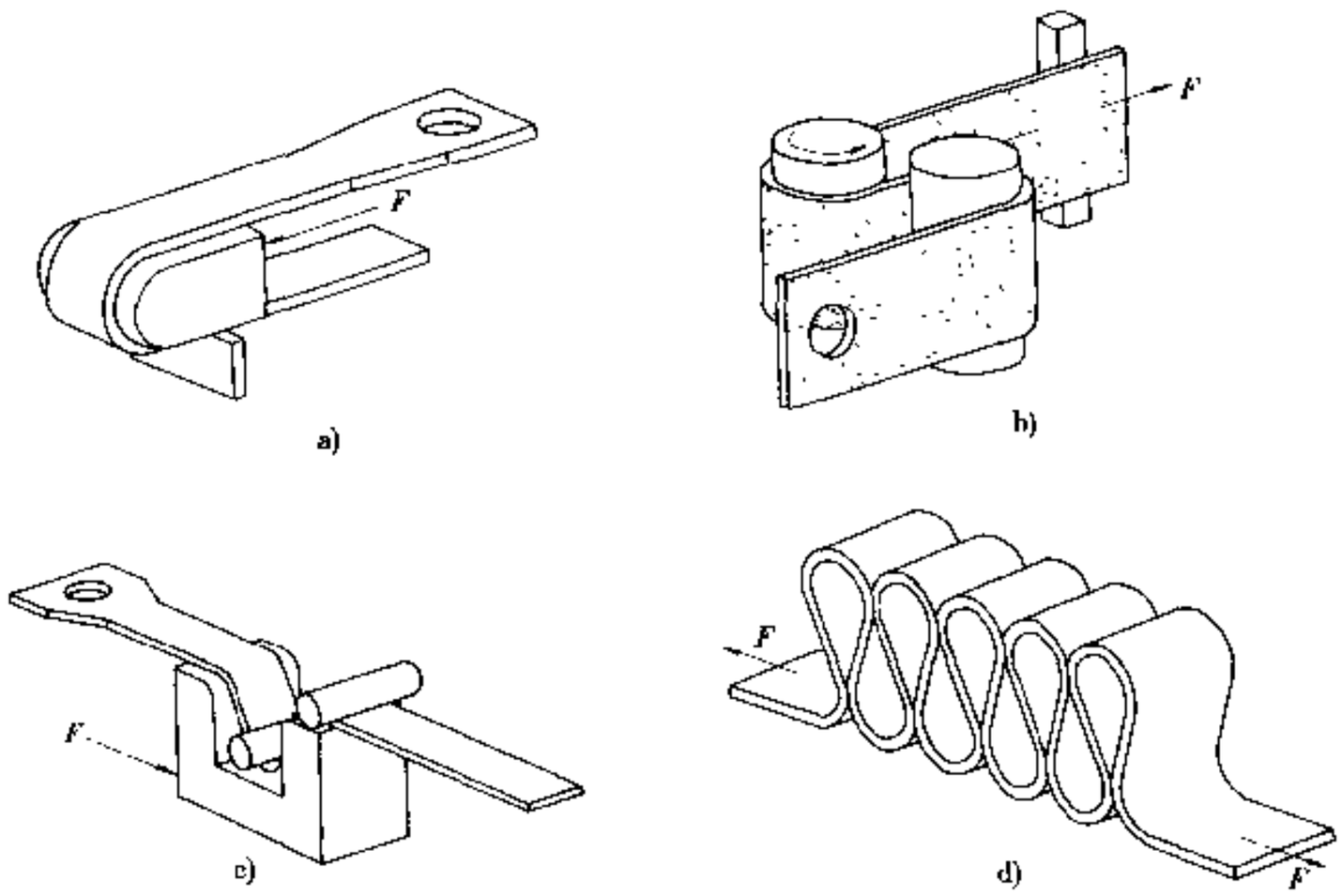


图 10-3-43 变形板的类型

a)J形板；b)S形板；c)V形板；d)波形板

10.3.7.2 开关布置

驾驶员以正常的姿势坐在座椅中，身系安全带，右脚支承于加速踏板踵点上，一手握住转向盘，驾驶室内一切操作钮件、杆件、开关等的位置均应在驾驶员手能伸及的界面内。

现在大多数汽车的灯光、刮水器、洗涤器的开关都布置在转向柱两侧。新型轿车、豪华旅游客车的大部分开关以键盘形式布置在仪表两侧，既美观又醒目。重要的指示器、信号显示装置布置在驾驶员头部无需转动便能直接观察到的视区内，以确保操作方便和迅速认辨。各种操纵开关的布置必须遵照 JB3981—85 的规定进行。

10.3.7.3 驾驶员手伸范围的确定

按国际标准 ISO3958《道路车辆-轿车-驾驶员手控制区》中规定的方法，可绘制出各种工况时男、女驾驶员的手动范围。

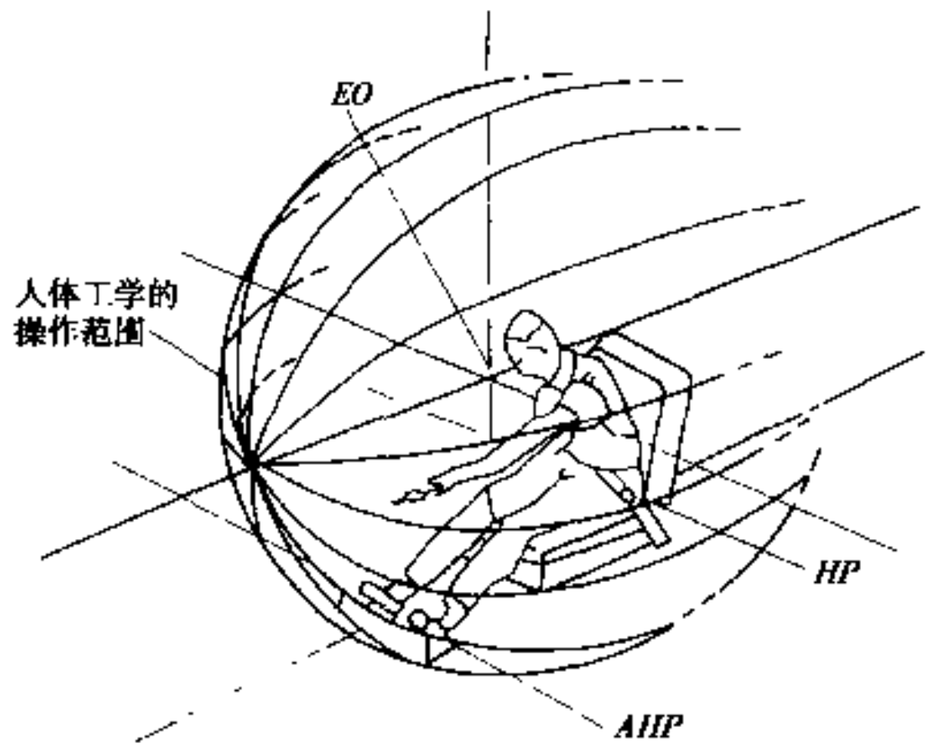


图 10-3-44 驾驶员手动曲面体

HP-跨点；*AHP*-踵点

另外，日本《汽车基本计划与设计》一书介绍了一种方法，它认为人的上肢通过肩点的活动，其手动范围将形成一个几何球形的操作空间，而这个手动曲面体的几何中心 *EO* 点（图 10-3-44）称为“人机工程学操纵范围中心”。*EO* 点可以通过试验求得，继而可作出手动范围的球体。

10.3.7.4 驾驶员手伸范围分区

1）基准平面

指与汽车纵向对称平面平行且与座椅参考点左、右相距 50mm 的两平面。Ⅰ区为位于参照平面左侧，Ⅱ区为位于参照平面中部，Ⅲ区为参考平面的右侧(图 10-3-45)。

2）手操作件的合理布置

(1) 下列手操作件应布置在Ⅰ区：

汽车论坛 http://www.qclt.com

前照灯变光开关、前照灯警告开关及转向灯开关。

(2) 下列操作件的操作区域应布置在Ⅰ区：

灯光总开关；应急制动手操纵件（右侧驾驶）。

(3) 音响警告（喇叭）手操纵件操作区域，既可布置在Ⅰ区，也可以布置在Ⅱ区。辅助音响警告的手操纵件，应布置在别处，或将这些操纵的操作区域延伸至这些区域之外。

(4) 应急制动手操纵件的操纵区域应布置在Ⅱ区。

(5) 当Ⅲ区内设有一个杆操纵时（除变速杆外），则该杆应操纵挡风玻璃洗涤器和刮水器，若Ⅲ区内设有两个或更多的杆操纵时（除变速杆外），则挡风玻璃洗涤器和刮水器应由操作区内离转向盘轮圈最近的操纵杆操纵。

(6) 对多功能组合操纵件的要求

挡风玻璃刮水器开关和挡风玻璃洗涤器开关（如电动）、光警告开关和前照灯变光开关等配对功能应由同一操纵件操作；灯光总开关不可与音响警告、挡风玻璃刮水器、挡风玻璃洗涤器及转向指标中任何一个功能的操纵混同操作。

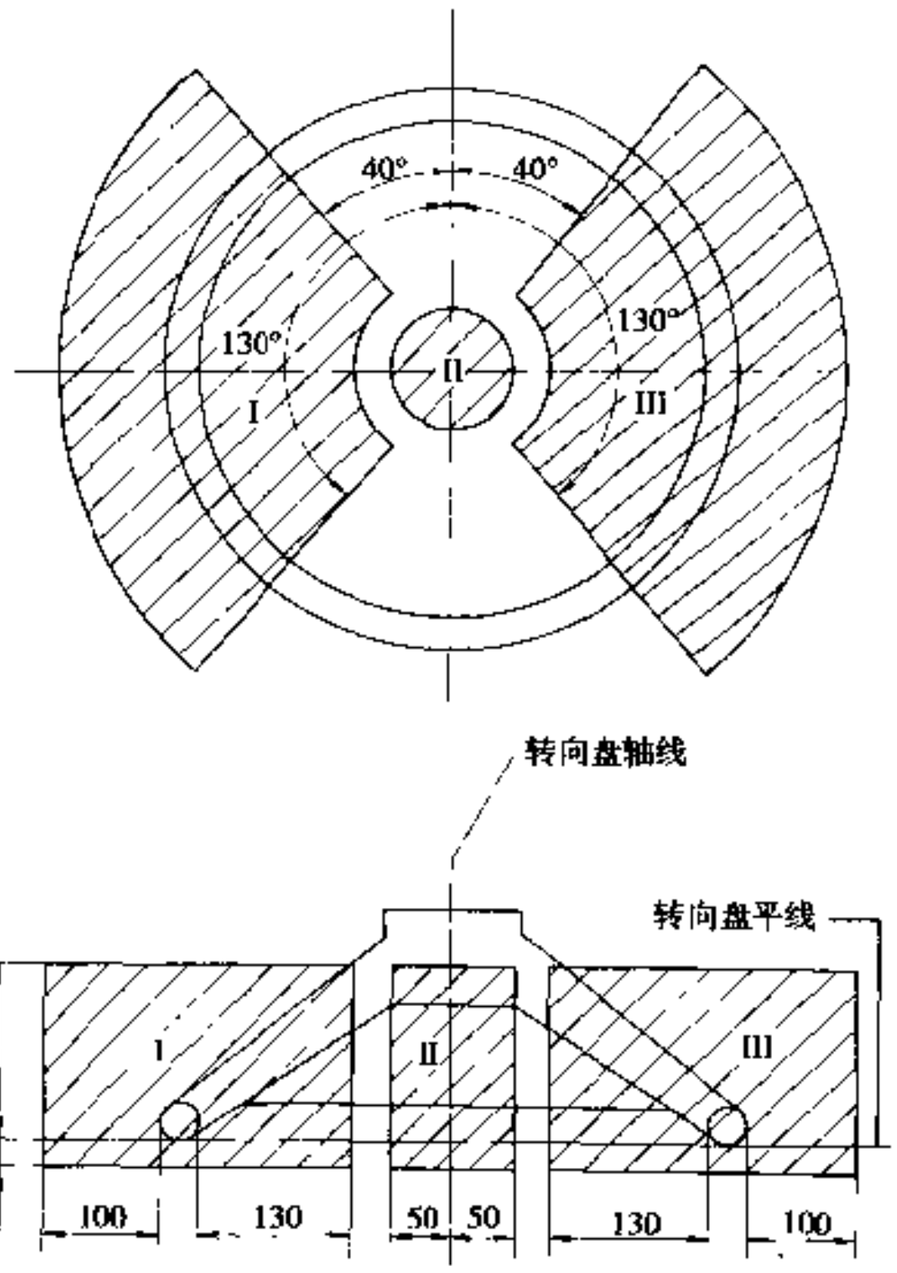


图 10-3-45 驾驶员手伸范围分区

10.3.7.5 驾驶室内操作钮件布置合理性的检验方法

可利用 ISO3958《道路车辆-轿车-驾驶员手控制区》来检验轿车驾驶区内操作钮件布置的合理性。检验步骤为：将测得的操作钮距离基准面的水平距离与表格的给定值相比较，若小于给定值，便认为布置合理，反之则不合理，应重新布置。

10.3.7.6 辨认性

为减轻驾驶员疲劳和提高行车安全性，应使操作钮具有明确的辨认性。为此 GB4094 规定了汽车操纵件、指示器及信号装置的标志及其位置和信号装置显示颜色的基本要求。如标准中没有规定的、需自行设计信号标志时，应简洁、醒目，避免图形复杂，并运用人机工程的原理，设计出瞬时就能判断出是什么开关的标志。

10.3.7.7 开关操纵钮的形状及操作方向

开关操纵钮有多种形式，如旋转式、肘节式、手推式、翘板式，其中以翘板式开关最为流行，它操纵迅速、准确、整体感强。

开关操作钮应设计成按其形状可以判断其动作方向的造型。如根据外形无法判断动作时，应以驾驶员熟知的文字说明（如 ON/OFF、ON 等），明确开关操作钮向哪个方向会产生什么结果。

10.3.7.8 操作力

开关操作基本上是在汽车行驶中进行的，为防止误操作和不确定的操作，以及获得舒适的操作感，操作力必须适当。如旋转式的前照灯开关的操作力为 5～12N，按钮式开关为 2～12N。决定操作力时，应考虑操作钮的形状和大小、位置及操作方向。

10.3.7.9 操作感觉

操作感觉难以定量来评价，所以只能按评价者的感官来判断优秀。为了获得良好的感觉，要研究弹簧

汽车论坛 http://www.qclt.com

特性、接触器表面的粗糙度、操作钮材料硬度及表面花纹的形式；对于旋钮，要考虑凸出长度、顶部圆弧半径、行程等。（撰稿人：王育民）

10.4 照明及仪表等附属设备

10.4.1 概述

汽车上的照明及仪表等附属设备主要包括外部照明及信号装置、喇叭、刮水器、洗涤器、除霜器、除雾器、后视镜、各类仪表、室内照明装置、音响设备、录像机、导航系统、汽车电话及天线等。其中外部照明及信号装置、后视镜和喇叭均是保证汽车安全行驶所不可缺少的；各类检测仪表用来正确了解发动机主要部分的工作情况，并能及时发现可能出现的故障；刮水器、洗涤器、除霜器及除雾器等辅助电气设备是为了改善驾驶条件、提高汽车的行驶安全性和舒适性而设置的。

由于电子技术及通信技术的进步，通信网及交通信息通信系统的发展，已使汽车单向接收信息进入信息交换时代。例如，目前以车辆行驶方向、所处位置、至目的地距离等静态信息的表示机制，将会被高性能、高精度的车辆动态导航系统和道路动态信息指示引导系统所取代。汽车电话的出现，使人们能跨越空间的限制，及时交换信息，有效利用时间，提高工作效率。它在汽车调度、公安、防震、救灾、消防等方面起着越来越重要的作用。

今后，为适应用户多样化要求，音响设备、录像机、导航系统和汽车电话等的装备率将越来越高。

10.4.2 外部照明及信号装置

为了确保汽车的行驶安全，汽车上装有多种外部照明及信号装置。外部照明装置主要包括前照灯、前雾灯、倒车灯及牌照灯等；外部信号装置主要包括后雾灯、制动灯、停车灯、示廓灯、位置灯、反射器、转向信号灯及转向信号灯的闪光器等。

在 GB4785—1998《汽车及挂车外部照明和信号装置的安装规定》中对上述照明和信号装置的光色、色度特性、采用性质以及装置在整车上的数量和具体安装位置做出了明确规定。对它们的主要性能在相应的国家或部颁标准中也做出了规定。另外，作为汽车上的部件还应要求它们具有耐振、耐温、防水、防尘等性能，对这些性能的要求在 GB/T10485—89《汽车及挂车外部照明和信号装置基本环境试验》中做出了相应规定。

10.4.2.1 外部照明装置

外部照明装置的功能是保证汽车在夜间、隧道中或雾天行驶的安全，因此要求其照明效果要好，同时还不应使对面来车和后车的驾驶员引起眩目。

1）前照灯

前照灯是在夜间或黑暗处（如隧道等）行车时，用来照明行车前方道路的主要灯具。它对称地安装在汽车前端靠近两侧处，装车型式有两灯制和四灯制两种。两灯制为车前端左、右两侧各装一只前照灯，四灯制为车前端左、右两侧各装两只前照灯。通常其安装高度为上缘距地面高度不大于 1．2m，下缘距地面高度不小于 0．5m，灯外缘距车身外侧的距离不大于 400mm。灯光光色为白色或黄色。前照灯的造型随车型而异，通常有圆形及矩形两种。

（1）前照灯的基本性能要求

汽车前照灯的照明效果对夜间交通安全影响很大，因此世界各国都以法规形式规定了汽车前照灯的照明标准。其基本要求如下。

①前照灯应保证在汽车前方 100m 以内的路面上进行明亮而均匀的照明，使驾驶员能清楚辨明路面上的任何障碍物。现代高速汽车的照明距离应达到 200～250m。

②前照灯应具有防眩目装置，以防止夜间两车相会时，使对方驾驶员因眩目而造成交通事故。

汽车论坛 http://www.qclt.com

前照灯的技术要求按照 GB4785—1998 的规定；其配光性能按 GB4599—1997 的规定；其类型及主要尺寸按 GB/T4659—84 的规定；其使用和光束调整见 GB7454—87。

(2) 前照灯的光学系统

为了满足前照灯的基本性能，对前照灯提出严格的光学性能要求，故前照灯均采用了光学系统组件，它包括光源（灯泡或发光灯丝组件）、反射镜和配光镜 3 个部分。汽车前照灯灯泡通常有两种。

a. 充气灯泡

其灯丝用钨丝制成。为了使灯丝在发光过程中减少钨的蒸发损耗、延长使用寿命，制造时将玻璃泡内空气抽出，再充入氩、氮、氖等混合惰性气体。

b. 卤钨灯泡

卤钨灯泡是利用卤钨再生循环反应原理制成的，其灯丝仍为钨丝，在灯泡内充入的气体中掺入某种卤族元素如碘、溴、氯、氟等，通常为溴或碘。卤钨灯泡用耐高温、机械强度较高的石英玻璃或硬玻璃制成，可充入惰性气体的压力较高，且因工作温度高，灯泡内工作气压比一般灯泡高得多，使钨的蒸发受到更为有力的抑制，其最大优点是发光效率高（比一般灯泡高 50%～60%），耐久性好。卤钨灯泡有单灯丝和双灯丝两种。

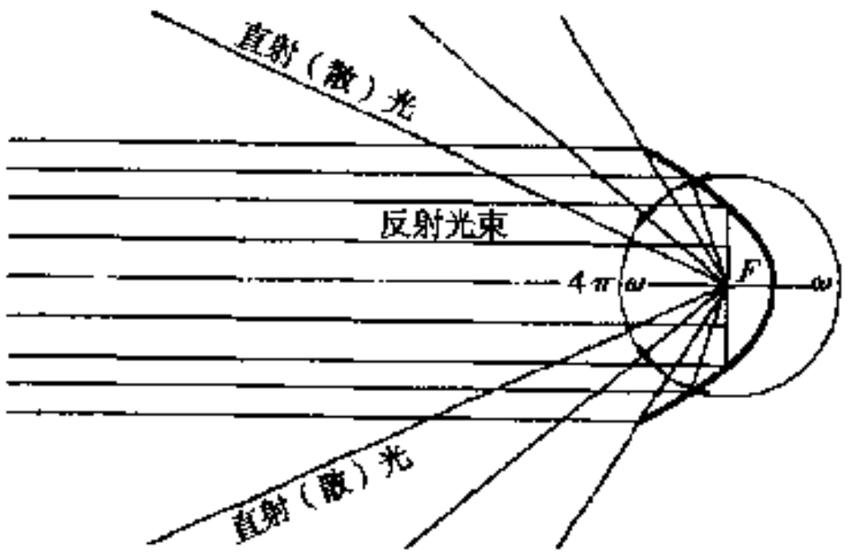


图 10-4-1 反射镜反射灯丝光线的作用

反射镜是一种具有反射面的光学零件，其作用是尽可能多地收集灯泡发出的光线，并将这些光线聚合成很强的光束射向远方，如图 10-4-1 所示，经反射镜反射后变成平行光束射向远方，使光度增强几百倍至上千倍。通常反射镜是采用 0.6～0.8mm 的冷轧钢板冲压成旋转抛物面形状，其内表面经精工研磨后镀银、铝或铬后再抛光。因为铝镀层反射系数高达 90%以上，并且机械强度也较好，故现代汽车用前照灯的反射镜多采用真空镀铝工艺。

配光镜是根据配光性能要求，由一种成数种光学单元组合成的透镜。其作用是将反射镜反射出的平行光束进行折射和散射，使车前路面和路缘具有良好而均匀的照明。

配光镜常用透光玻璃压制而成，其内表面是经专门设计的一定几何形状的凸透镜和棱镜的组合体，外表面平滑。配光镜处在前照灯的最外部，要求它受日光照射不老化、不变色、不变形，具有一定的强度，且应具有耐擦伤、耐腐蚀和耐高温等性能。目前配光镜的材料已采用树脂制造，其优点是成型性好，可满足复杂形状设计要求，大幅度减少配光镜的质量。

(3) 前照灯的防眩目措施

为了既能保持良好的路面照明，又能防止产生眩目作用，汽车的前照灯光均应具有两种光束。一是远光，即当车辆前方无其它道路使用者时所使用的远距离照明光束；二是近光，即当车辆前方有其它道路使用者时，不致使对方眩目或有不舒适感所使用的近距离照明光束。

现代汽车上，普遍采用双丝灯泡的前照灯来实现上述两种光束。一根灯丝处在前照灯反射镜的焦点上，其光度较强，称为远光灯丝；另一根灯丝位于焦点的上方和前方，其光度较弱，称为近光灯丝。

目前国内外生产的双钨丝灯泡的前照灯分为美国式和欧洲式两种不同的配光制。

a. 美国式配光（SAE 方式）

因其近光的光形分布对称，该配光制又称为对称形配光。系采用普通双丝灯泡，其灯丝位置如图 10-4-2 所示。远光灯丝在焦点处，功率较

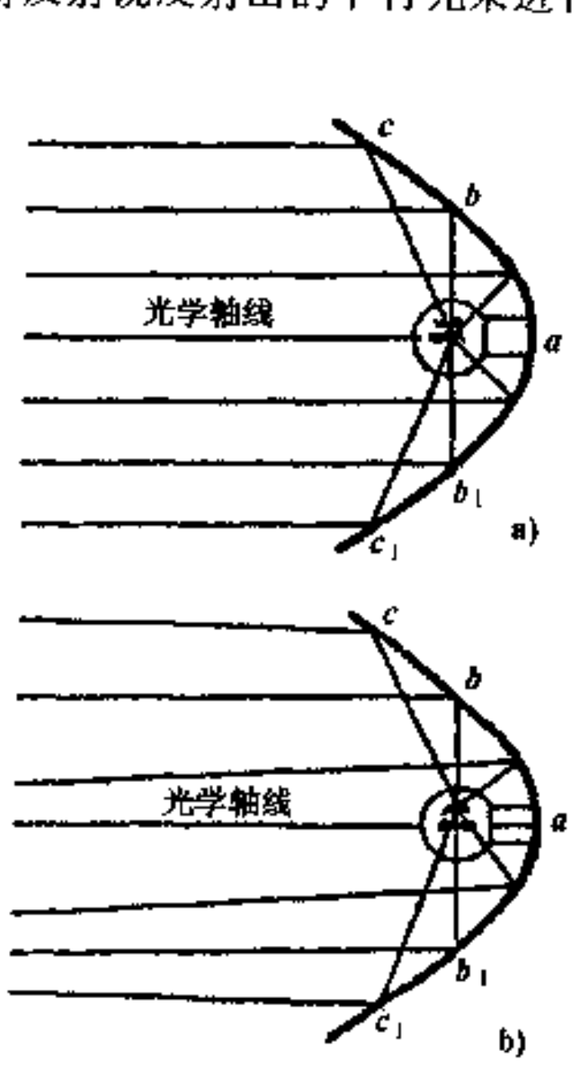


图 10-4-2 美国式配光的前照灯光束照射情况
a)远光平射；b)近光倾向下方

汽车论坛 http://www.qclt.com

大，而近光灯丝则向上和向右偏移（从灯泡向反射镜看去），其功率较小。

当用远光时，灯丝发出的光线由反射镜反射后，沿光学轴线平等射向远方（如图 10-4-2a 所示）；当用近光时，射到反射镜 bab_1 上的光线由反射镜反射后，射向前照灯光轴的右面和下面，即射向路面；而射到反射镜 bc 和 b_1c_1 上的光线反射后，则射向上面和左面，即射向迎面来车驾驶员的视线范围内（如图 10-4-2b 所示）；但射向路面的光线占大部分，从而减小了对迎面来车驾驶员的眩目作用。

b. 欧洲式配光（ECE 方式）

因其近光的光形分布不对称，该配光制又称为非对称形配光。系采用带配光屏的双丝灯泡。其灯丝位置如图 10-4-3 所示。远光灯丝处在反射镜的焦点处；近光灯丝则沿光轴移至焦点的前方，其下方设有一配光屏，近光灯丝发出的光线的上半部分射向反射镜的上半部分，被反射成下倾射向路面的光束，而配光屏则可将下半部分的光线遮住，使其无法射向反射镜的下半部分，故没有向上反射的可能引起眩目的光线。其光束照射情况如图 10-4-3a）所示。当使用远光时，配光屏不起作用，反射光束仍直射前方，如图 10-4-3b）所示。

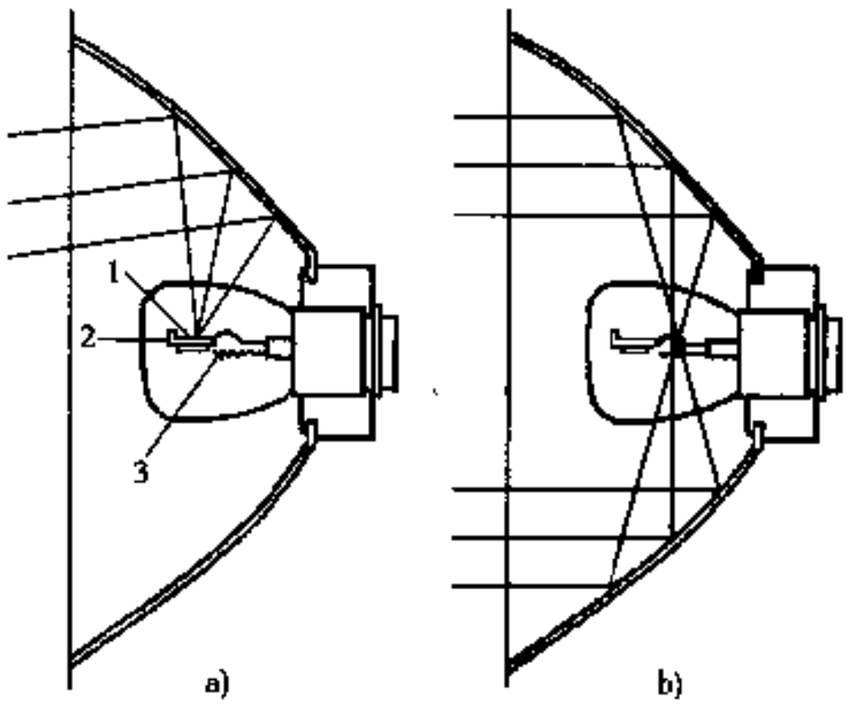


图 10-4-3 欧洲式配光的前照灯光束照射情况

a)近光；b)远光

1-近光灯丝；2-配光屏；3-远光灯丝

由于带配光屏的前照灯泡防眩目效果好，符合欧洲经济委员会制定的 ECE 标准，是比较理想的配光，已被世界公认，故我国规定采用 ECE 配光方式。在 GB4599—94 中规定近光光束的配光性能应为图 10-4-4 所示的非对称形配光，该配光性能应在前照灯基准中心前 25m，过 HV 点的铅垂配光屏幕上测定。在配光屏幕上，近光应产生明显的明暗截止线，其水平部分在 V-V 线的左侧，右侧为与水平线向上 15°的斜线，或向上成 45°斜线至水平线垂直距 25cm 转向水平的折线。为实现上述配光，通常是将前照灯灯泡内的配光屏做成不对称型式，配光屏左侧边缘倾斜 15°。

区域Ⅲ是一个明显的暗区，该区 *B50L* 点表示相距 50m 处迎面来车驾驶员眼睛的位置。由于此点光的照度值规定的很低（最大值为 0.3lx）所以可避免迎面来车驾驶员的眩目。

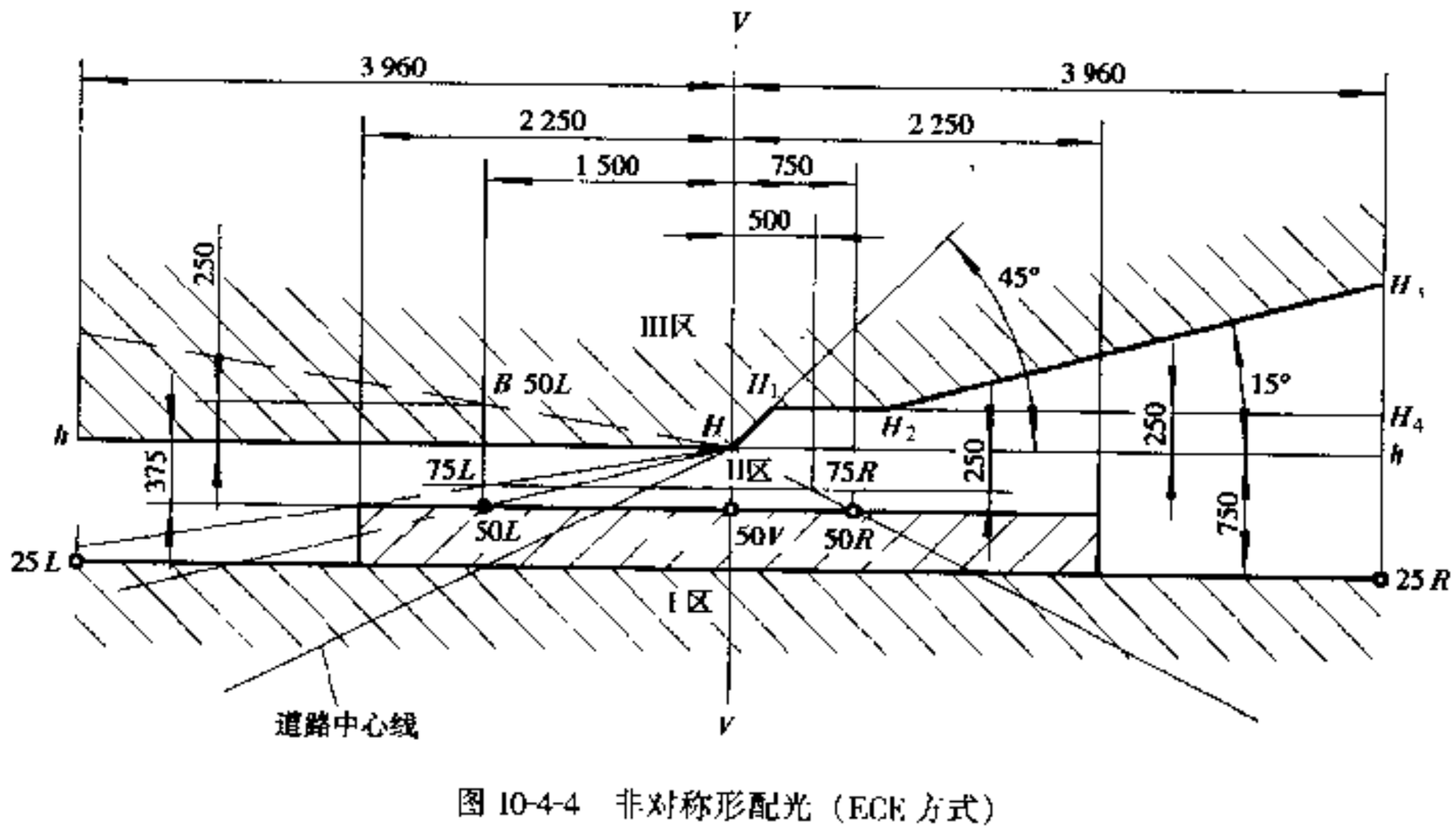


图 10-4-4 非对称形配光（ECE 方式）

（尺寸：mm；测定距离：25m）

近来，国外又发展了一种更优良的光形，其近光光形如图 10-4-5 所示。明暗截止线呈 Z 形，故称 Z 形配光（注意图 10-4-4 与图 10-4-5 中 *h-h* 线的位置不同），不仅可以避免迎面来车驾驶员的眩目，还可以防

汽车论坛 http://www.qclt.com

止迎面而来的行人和非机动车使用者的眩目，更加保证了汽车夜间行驶的安全。

(4) 提高前照灯可靠性的措施

汽车夜间行驶时，灯光照明是非常重要的，一旦发生故障，灯光突然熄灭，其后果难以想象。因此各国对前照灯的可靠性都提出了很高的要求。

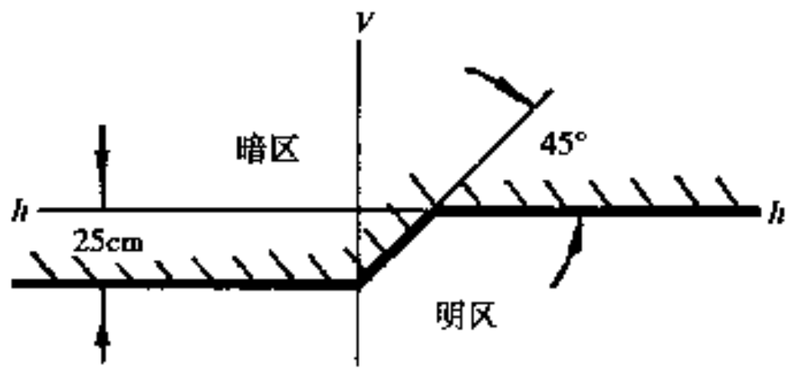


图 10-4-5 Z 形非对称配光示意图

①采用安全式前照灯，即在前照灯的主灯丝上并联了一根高阻抗的备用灯丝。在正常情况下，它不发光，但一旦主灯丝烧断，它立即起作用。这种备用灯丝发出的光可使迎面来的汽车驾驶员至少在相距 150m 时就能看到。

②采用前照灯保护电路。如采用灯光继电器，保证前照灯远光在发电机短路状态下也能正常工作。

③采用各种控制电路。一是采用前照灯关闭延时控制电路，使驾驶员在关闭前照灯和点火开关后，只要接通仪表板上的按钮开关，就能使前照灯延长一个时间关闭，以便于汽车停放在无照明的车库时，延长切断前照灯照明，直到驾驶员离开车库后，自动切断前照灯。二是采用提醒关灯电路，在点火开关断开而前照灯（或停车灯）仍然亮着的情况下，用蜂鸣器发出声音提醒驾驶员关灯。三是采用前照灯自动减光电路，根据迎面来车的灯光调节前照灯的近光和远光。

(5) 前照灯的类型

按前照灯光学组件的结构分为半封闭式和全封闭式 2 种类型。

a. 半封闭式前照灯

配光镜、反射镜和光源（灯泡或发光灯丝组件）等的组合体称为灯光组。配光镜与反射镜固定结合，灯泡可拆卸更换的灯光组称为半封闭式灯光组。半封闭式前照灯即是采用半封闭式灯光组的前照灯。其配光镜靠卷曲反射镜边缘上的牙齿而紧固在反射镜上，且两者之间垫有橡胶密封圈。灯泡的装拆可以从反射镜的后端进行。由于这种灯具对光学组件减少了不利影响的因素，灯泡可以互换，维修方便，故目前仍被各国广泛采用。其缺点是仍然存在密封不良的因素。

b. 封闭式前照灯

配光镜、反射镜和光源结合成一个不可拆整体的灯光组称为封闭式灯光组。封闭式前照灯是采用封闭式灯光组的前照灯。其反射镜和配光镜用玻璃制成一体，形成一个灯泡，里面充以惰性气体。灯丝焊接在反射镜底座上，反射镜的反射表面镀铝。封闭式前照灯完全避免了反射镜的被污染、反射效率高、照明效果好、使用寿命长，因而在世界各国普及应用，我国也已大量采用。它的缺点是，一旦灯丝烧断，则必须更换整个总成。

按形状又可分为圆形、矩形和异形前照灯；如按发射的光束类型又可分为远光灯、近光灯和远、近光灯几种。

(6) 异形前照灯

随着照明技术的发展，汽车尤其是轿车上越来越多地采用各种异形前照灯。其目的是改善照明效果，增加安全性和可靠性，同时保持车辆外形的美观。异形前照灯有以下几种。

①矩形前照灯，其特点是将灯具制成矩形，相应地把光束也变为矩形分布，在配光镜的作用下能使车前照明更宽广更均匀。

②隐蔽式前照灯。当车辆在白天行驶而不需要前照灯时，只要前照灯开关不接通，前照灯将旋转到朝上方向或者由一块活动遮板盖住其前部。这样，前照灯便具有一种格栅式的光滑而整齐的外观，很好地保持了车体的流线型。其驱动采用电动式和真空式两种。

③偏振光前照灯，是根据光线通过某些结晶体后要偏振化的原理制造的。在汽车挡风玻璃和前照灯配光镜上装置薄膜式偏振片，两个偏振片互相平行。当两车相遇时，一车的挡风玻璃的偏振片和迎面来车的前照灯配光镜上的偏振片的偏振面互相正交，对方汽车的驾驶员通过挡风玻璃只能看到由路面而散射回来的光线，而看不见迎面来车前照灯直接射过来的耀眼的光线。因此，会车时前照灯不需要换为近光，仍可用远光相对驶过。因为偏振光的透光能力不大，而光线由灯泡到驾驶员的眼睛要两次通过偏振片，所以灯泡

汽车论坛 http://www.qclt.com

的输出功率必须增加到原来的 2.5 倍，以补偿通过偏振片的光线损失。新型的卤素灯泡就是偏振光前照灯较理想的电光源。

④非对称近光结构，为了改善近光的照明效果，采用了非对称近光结构，即将灯泡内的遮罩开口由标准型的 180°扩大为 195°，使光束截面的形状清晰而完美。

⑤双灯泡双反射镜结构，即在一个灯壳内装设两个灯泡，每个灯泡又设置专用的反射镜，其中一个用白炽灯泡，提供聚焦非常精确的标准光束，以增强照度；另一个则用卤素灯泡提供远距离的强光束，但也有都使用卤素灯泡的。此外，还可以将反射镜制成非完全抛物面形状，如双焦点式或轴线式，以便充分利用光源，既能避免眩目，又能提高照度

(7) 前照灯的安装

前照灯的安装方式有外装式、内装式和组合式三种，无论何种安装方式，其灯具的安装均应牢固，不得因振动、冲击等而使光轴的方向产生变动。

①外装式，安装于车头两侧的翼板上，利用灯壳下方伸出的安装螺栓固定。这种安装方式便于维修，灯泡更换方便，但有碍汽车的流线型，影响美观，且容易损坏。

②内装式，为了避免车身突出部分扩大、保持车体流线型、防止灯具的损伤，将前照灯嵌入翼板或车头里面，即向内装式发展。目前国内外汽车几乎全部采用内装式（或称嵌入式）前照灯。

③组合式是四灯制安装方式。四只前照灯一般是并排安装同一高度上，车头前部左、右两侧各装两只，一般内侧两个灯为只有一根灯丝的远光灯；外侧的两个灯采用双丝灯泡，一根灯丝为远光，另一根为近光。四灯制前照灯灯丝功率比两灯制高 25%，灯光光形分配的均匀性显著提高，远、近光束均可达到最佳设计，从而可保证夜间行驶有更大安全性

两灯制的开灯方式见表 10-4-1。四灯制的开灯方式见表 10-4-2。旧四灯制的开灯方式因各国规定不同而有异。现在世界各国已统一为新四灯制的开灯方式，在新的四灯制的规定中，远光灯不论单独亮，还是和近光灯同时亮，都符合规定。

表 10-4-1 两灯制的开灯方式

	行驶		会车	
两灯制	◒	◒	◒	◒

表 10-4-2 四灯制的开灯方式

	行驶				会车			
旧四灯制	◒	◒		◒	◒	◒	◒		◒	◒
新四灯制	◒	◒		◒	◒	◒	◒		◒	◒
	◒	◒		◒	◒	◒	◒		◒	◒
	◒	◒		◒	◒	◒	◒		◒	◒

注：(1) 表中图形 ◒ 的上半部分为远光灯丝，下半部分为近光灯丝。

(2) 表中图形 ◒ 表示远光灯开，◒ 表示近光灯开。

(8) 前照灯光束的检测与调整

对于前照灯的光束，标准上有严格的光学要求，当前照灯的光束调整不当或失调时，将造成驾驶员眼睛疲劳严重影响行车安全，因此应定期检查前照灯的照明情况，并作必要调整。光束的检测应采用专门的

汽车论坛 http://www.qclt.com

光学仪器来进行，当无仪器时则采用屏幕检测来进行。无论采用何种方法，调试前都应作到：场地应平整、汽车轮胎气压合乎标准、前照灯配光镜表面清洁、车身水平正直，被调整检测车辆应在空载、乘坐一名驾驶员的条件下进行。

①利用前照灯检测仪检测与调整：此法为光学调整法。目前采用的前照灯检测仪根据其结构与原理的不同，可分为聚光式、屏幕式、投影式以及自动追踪式四种。它们的检测项目基本相同。可以检测前照灯的光束照射位置与发光强度（cd）或光照度（lx）。

②利用屏幕进行检测与调整：此方法为目视调整法。将前照灯光束照射在距其配光镜表面 10m 远的幕布或墙壁上，用肉眼观察并调整光束中心落在屏幕上的位置。

不同国家，不同车型，其调整方法和检测数据也有不同。美国式前照灯屏幕式调整方法是以远光为主进行调整的；欧洲式的调整方法则是以近光为主进行。我国标准规定：机动车装用远、近光双光束前照灯时，应以调整近光光束为主。我国对前照灯光束的调整与检测方法及要求均在 GB7454—87 中作出明确规定。

图 10-4-6 所示为东风 EQ1090 型汽车前照灯近光光束屏幕检测法示意图，

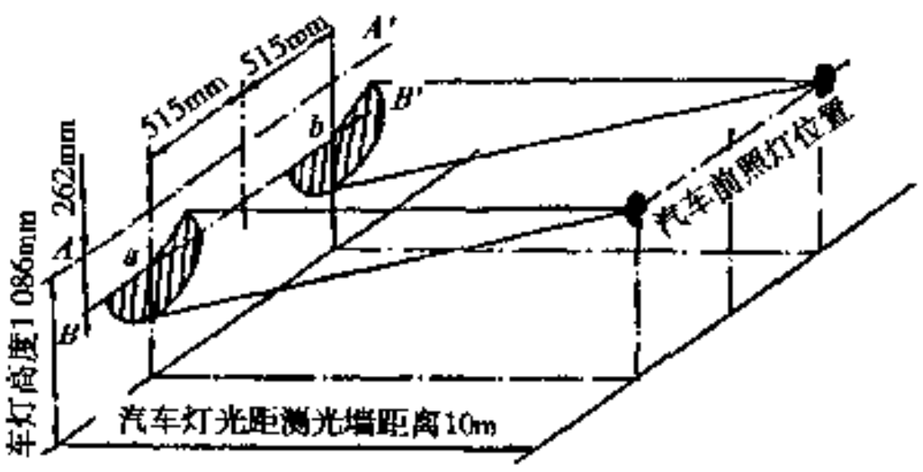


图 10-4-6 非对称形近光光束的屏幕检测

检测时，将车头正对幕布或墙壁，并使前照灯距离幕布或墙壁 10m，在屏幕上距地面高度 1086mm 的地方画一条水平线 AA'，在此线下 262mm 处画一条水平线 BB'，再在屏幕上画三条垂直线。一条为中垂线，使它与汽车的中心线对正，另外两条分别位于中垂线的两侧，它们与中垂线的距离均为两前照灯中心距离的一半（515mm），这两条垂直线分别与水平线 BB' 相交于 a 点和 b 点，再按标准规定画出明暗截止线。检测左前照灯时，将右前照灯遮住，接通近光灯丝，则左前照灯的近光光束中心应对准 a 点，明暗截止线应与屏幕上的近光明暗截止线相重合，即为合格。否则，应调整前照灯外罩上方和水平方向的调整螺钉，使其符合要求即可。然后以同样的方法调整右侧前照灯，使其光束对准 b 点。

(9) 前照灯自动调节装置

前照灯光束的调整是在静止的空载汽车上进行的。在实际使用条件下，当汽车载荷变动和加速、制动以及车身的振动等均会使前照灯的光轴线发生变化，具有明暗截止线的欧洲式近光系统对此变化更为敏感。为此，设置一种前照灯光束自动调节装置，它可以使前照灯绕水平轴线转动而倾斜一定角度，使其光轴与路面的相对位置不变。按其控制机构的方式不同，可以分为机械式（用拉杆或钢索）、液压式或电动式等。

图 10-4-7 所示为液压式前照灯光轴自动稳定调节装置。位移传感器的液压缸 3 和 4 固定在车身上，其活塞经拉杆和铰接杆与前、后车轴联结，前、后轴的任何垂直方向位移，将使相应液压缸的两活塞向相反方向移动，导致与前照灯相联结的执行油缸 1 和 2，操纵前照灯向与汽车纵轴线位置变化的相反方向倾斜，达到自动调节前照灯光束照射方向的作用。

(10) 前照灯清洁器

当车辆在降雨、降雪等恶劣的气候条件下夜间行驶时，从路面卷起来的灰尘及溅起来的污水会附在前照灯的配光镜表面，前照灯的光束被遮挡，严重影响驾驶员的前方视野。因此，有必要装置前照灯清洁器。通常前照灯清洁器有刮水器式和喷洗式两种。

2) 前雾灯

前雾灯是在雾、雪、雨或尘埃弥漫等有碍可见度的情况下，为改善车辆前部道路照明和使迎面来车易于发现车辆的灯具，通常采用 35W 的灯泡作光源，其光色规定为白色或黄色。现代汽车一般采用黄色配光镜或黄色灯泡，这是因为黄色光波较长，有良好的透雾性能，在雾中能照明较远的距离。但由于雾的浓度、雾点的大小和性质不同，在有的雾天中，白光的透雾能力反而比黄光好。

前雾灯应具有垂直面光通量散射角度小，水平散射角度大的防雾光束。它一般安装在汽车头部比前照

汽车论坛 http://www.qclt.com

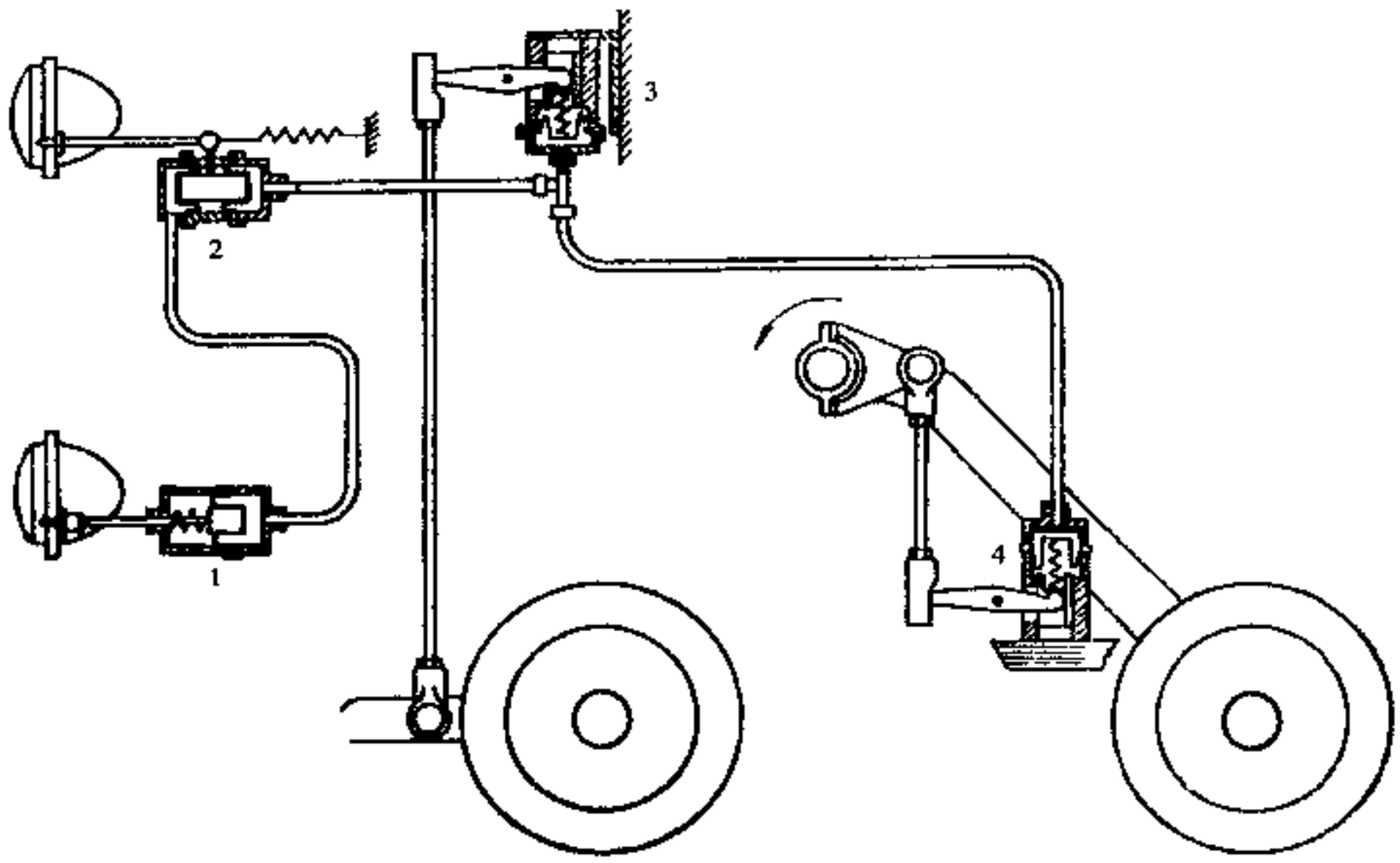


图 10-4-7 液压式前照灯光轴自动稳定调节装置

1、2-执行油缸；3、4-传感器油缸

灯稍低的位置。左、右对称安置两个，离地面高度不小于 250mm，通常足 400～500mm，灯的外缘距车外侧不大于 400mm。这样可使雾灯光束射向靠近地面较淡的雾层里，使眩目作用减至最小程度。

前雾灯的数量、位置和光色的要求见 GB4785—1998，其配光性能见 GB4660—94。

3）倒车灯

倒车灯是照明车辆后方道路和警告其它道路使用者，车辆正在或即将倒车的灯。通常采用 21W 的灯泡作光源，其光色规定为白色。它安装于车辆尾部。其数量为 1 或 2 只。标准规定其上缘距地面高度不大于 1.2m，下缘距地面高度不小于 250mm。通常将倒车灯安装在组合后灯中。

倒车灯的技术要求见 GB4785—1998，其配光性能 GB15235—94。

4）牌照灯

牌照灯是照亮汽车及挂车后牌照板用的灯具。其用途是夜间照亮汽车及挂车的后牌照。要求在夜间正常天气时，距车后不小于 25m 处能认清牌照板上的号码。

牌照灯多采用 5～10W 的灯泡作光源，其光色规定为白色。牌照灯的照射角度应能使整个牌照板表面照明均匀，通常是使灯光通过内表面进行处理的配光镜照射到牌照板上。为了防止尾随车辆驾驶员或行人眩目或误解，应限制牌照灯的灯光向后照射，因此设计有遮光板。

牌照灯一般有组合式和独立式两种，当采用组合式时，多采用组合式后灯兼起牌照灯作用。当牌照灯与后位置灯组合在一起时，除红色光外，不允许其它的光直接向后照射。

牌照灯的技术要求见 GB4785—1998，其配光性能见 QC/T578—1999。

10.4.2.2 外部信号装置

外部信号装置是用来向外界表示汽车行驶状态的。为提高行车安全性，所有汽车均应安装。它包括昼夜使用的转向信号灯、制动灯等，以及只限于夜间使用的示廓灯、停车灯和位置灯等。要求信号装置必须对其它车辆的驾驶员、行人及交通警察给出明确的信号。为便于识别，还应采用不同的颜色且对其发光强度也有一定的要求，即发光强度的最大值在黑暗处应不使驾驶员感到眩目，其最小值在白天也应能清晰辨认信号。

1）后雾灯

汽车论坛 http://www.qclt.com

后雾灯是汽车在有雾天气行驶时向车辆后方其它道路使用者表示车辆存在的灯。它安装于车尾较低部位，标准规定其上缘距地面高度不大于 1m，下缘距地面高度不小于 250mm。光色规定为红色，其光束射角在水平面应为灯的基准轴左、右各 25°，垂直面为上、下各 5°。

后雾灯的数量、位置、光色和技术要求见 GB4785—1998，其配光性能见 GB11554—1998。

2）制动灯

制动灯是汽车行驶时向车辆后方其它道路使用者表示车辆减速或正在制动的灯。它安装于车尾两侧，标准规定其上缘距地面高度不大于 1.5m，外缘距车外侧不大于 400mm。其灯泡的功率应在 20W 以上，光色规定为醒目的红色光，要求无论白天或黑夜，距离车尾不小于 100m 处应能明显看清，以避免造成追尾事故。光束射角在水平面应为灯轴线左、右各 45°，垂直面为上、下各 15°。

大多数情况下，制动灯装在组合式后灯中，采用 21W 单丝灯泡或者将制动灯与后位（侧）灯制成混合灯使用，此时采用 21W/5W 的双丝灯泡。为了避免误认制动灯和后位（侧）灯，制动灯的亮度必须比后位（侧）灯的要强得多。标准规定两灯同时点亮和单独点亮后位（侧）灯时的发光强度之比，在靠近基准轴的中间部位至少为 5:1。

另外还有一种高位制动灯，它是制动灯的辅助灯，规定安装在汽车的后窗中心线附近，其光色为红色，光源有使用发光二极管的，因为高位制动灯的安装位置比制动灯位置高，故当前、后两辆汽车靠得太近时，后面汽车驾驶员就能从高位制动灯的工作状况知道前面汽车的行驶状况。这对于防止相撞事故发生很有效果。高位制动灯的有关要求在 QC/T260—1998《汽车高位制动灯》中规定。

制动灯的技术要求见 GB4785—1998，其配光性能见 GB5920—1999。

3）停车灯

停车灯是车辆夜间停车时用来标示汽车存在的灯具。我国目前规定为选用。标准规定停车灯安装在车辆前部两侧，其灯具上缘距地面高度应不大于 1.5m，下缘距地面高度不小于 350mm，灯泡功率一般为 10W 左右。通常停车灯的光束应同时向前、后方照射，其光色规定为：向前面照射的为白色，向后面照射的为红色；如果将停车灯与侧转向信号灯制为混合灯时，允许为琥珀色。另外也有将示宽灯及后位灯兼作停车灯的用。

停车灯的技术要求见 GB4785—1998。

4）示廓灯

示廓灯是为了显示车辆最外边缘和最高顶部，以引起其它道路使用者对其特别关注的灯具。标准规定应在汽车的前、后各安装两只示廓灯，其灯泡多使用 5～10W 功率，灯光在夜间距离车辆 100m 以外应能看清。要求安装在尽可能的最高高度及尽量靠近车的两侧边缘，这样在夜间行车时可以向车辆前、后方的道路使用者显示车辆的高度及宽度。其光色规定为：前示廓灯白色，后示廓灯红色。

示廓灯的技术要求见 GB4785—1998，其配光性能见 BG5920—1998。

5）位置灯

位置灯是为在夜间显示车辆存在和宽度的灯具。根据其在汽车上的安装位置可分为前位灯、后位灯及侧位灯 3 种。侧位灯视其安装在车身两侧的部位不同又可分为前侧位灯、中侧位灯及后侧位灯 3 种。

前位灯及前侧位灯安装在汽车前面及前侧面，是一种从车辆前方观察时，能显示车辆存在和宽度的灯具。我国规定前位灯为强制采用，前侧位灯为选用。

后位灯及后侧位灯安装在汽车后面及后侧面，是一种从车辆后方观察时，能显示车辆存在和宽度的灯具。我国规定后位灯为强制采用，后侧位灯为选用。

标准规定前、后两侧位灯之间的距离不得超过 3m，因此，对于车身较长的汽车及挂车等应在车的中侧部位安装一对中侧位灯，其采用方式为选用。

位置灯的技术要求见 GB4785—1998 中相应的规定，其配光性能见 GB5920—1999。

位置灯多采用 5～10W 功率的灯泡。前位灯和后位灯一般均是与其它功用的灯结合成组合灯、复合灯或混合灯使用，同时也可作示廓灯使用。

组合灯是一种具有分开的配光镜或配光镜部分、分开光源和共同灯体的灯，现代汽车，尤其是轿车的

汽车论坛 http://www.qclt.com

前、后部灯具已向多功能组合灯发展。即在一个灯具总成内分隔成几个空腔，装上规定功率的灯泡，利用透光罩上不同规定颜色，分别发挥各自的功能。它的安装方式有竖直式和水平式两种，外形亦有圆形和矩形之分，均为内装式灯具。

复合灯是一种具有分开的配光镜或配光镜部分、共同光源和共同灯体的灯。

混合灯则是一种具有分开的光源（或在不同情况下工作的单一光源）、全部或部分共同配光镜和共同灯体的灯。

6）反射器

反射器是一种安装在汽车外部用于标示汽车自身存在用的反射装置。它本身没有光源，但当夜间行车时，若其它外部光源如前照灯等光束照射到上面时，它可将其光反射到照射方向，从照射位置可以看到反射光。根据其在车上的安装位置可以分为前反射器、后反射器和侧反射器三种。侧反射器又有前、中和后三种之分。我国规定后反射器为强制采用，其余反射器为选用。另外还有一种仅适用于挂车的三角形后反射器，数量规定为两只，安装在挂车后面左、右各一只，形状为正立正三角形，即三角形顶点向上，光色为红色。我国规定挂车三角形后反射器为强制采用。

反射器有单独安装的，也有组装在其它灯具上的多种方式。反射器的技术要求见 GB4785—1998 及 GB11564—1998。

7）转向信号灯

转向信号灯是用来向其它道路使用者表明驾驶员使车辆向左或向右转向行驶的灯具。根据其在车上安装位置，它有前、后、侧转向信号灯之分。

转向信号灯的闪烁频率为 50～110 次/min；转向信号灯的光色规定为琥珀色，但也有将后转向信号灯的光色采用红色或橙色的；转向信号灯的灯泡功率一般为 21W；其亮度要求为：无论白天或黑夜，在距离车辆正面 100m，侧面 30m 处应能看清楚，并且要求前转向信号灯在夜间前照灯开灯时，还必须能容易识别出其闪烁的光亮。

转向信号灯还可以兼作报警信号灯，当汽车发生故障或有紧急情况时，打开报警信号灯开关，这时，前、后、左、右四个转向信号灯一起闪烁，以示报警。

转向信号灯的技术要求见 GB4785—1998，其配光性能见 GB17509—1998。

8）转向信号灯的闪光器

闪光器是一种控制转向信号灯的闪烁频率的装置。闪光器按用途有转向和报警之分，但一般都是用同一闪光器，用不同开关进行控制。闪光器的型式尺寸见 QC/T 78—93，其技术条件见 QC/T501—1999。闪光器每分钟的闪光次数称为闪光频率，标准规定闪光频率为 60～120 次/min。

闪光器按结构和工作原理可以分为热丝式、翼片式、电容式和电子式闪光器等多种。

（1）热丝式闪光器

热丝式闪光器的结构与工作原理如图 10-4-8 所示。国内汽车，尤其是载货汽车上大多数使用的是热丝式闪光器，这是因为它结构简单，制造成本低。但是由于其闪光频率不够稳定，使用寿命短，信号灯的亮暗不够明显，且不能兼作危险报警闪光器，故现已趋于淘汰。

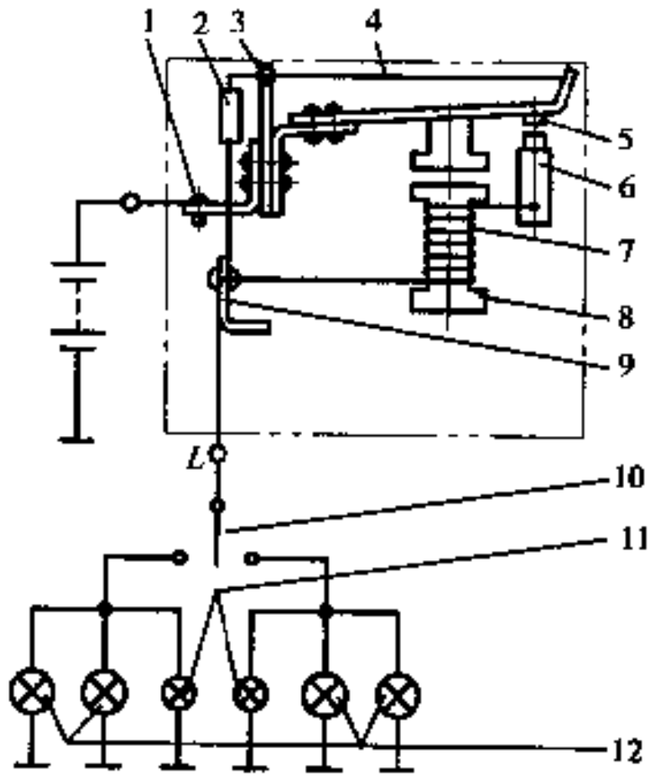


图 10-4-8 热丝式闪光器

1、9-接线柱；2-附加电阻丝；3-调节片；4-镍络丝；5-动触点；6-静触点；7-线圈；8-铁心；10-转向灯开关；11-左、右转向指示灯；12-左、右（前、后）转向信号灯

（2）翼片式闪光器

翼片式闪光器是利用电流的热效应，以热胀条的热胀冷缩为动力，使翼片产生突变动作，接通和断开触点，使转向信号灯闪烁。根据热胀条受热情况分为直热式（图 10-4-9）和旁热式（图 10-4-10）两种。

翼片式闪光器结构简单、体积小、闪光频率稳定。工作时伴有翼

汽车论坛 http://www.qclt.com

片弹跳的响声，可作为判断工作是否正常的音响信号。同时还可在电路中增加少量元件，对转向信号灯灯泡的损坏情况作出监视信号，确保行车安全。图 10-4-11 所示即为具有监视装置的旁热翼片式闪光器的结构及工作原理简图。它是在图 10-4-10 的基本线路上，增加铁心 2、线圈 3 和副触点臂 4、副触点 5、指示灯 6 组成监视系统。

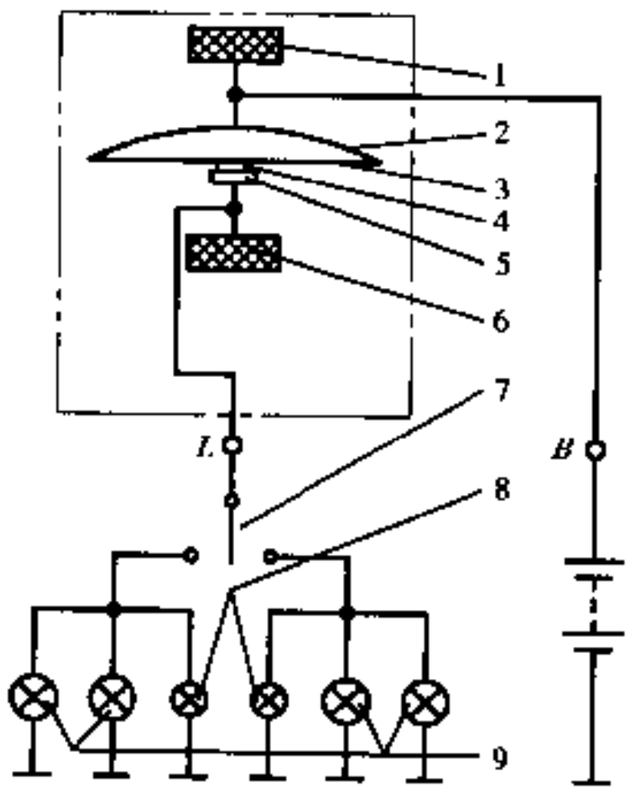


图 10-4-9 直热翼片式闪光器

1、6-支架；2-翼片；3-热胀条；4-动触点；5-静触点；7-转向灯开关；8-左、右转向指示灯；9-左、右（前、后）转向信号灯

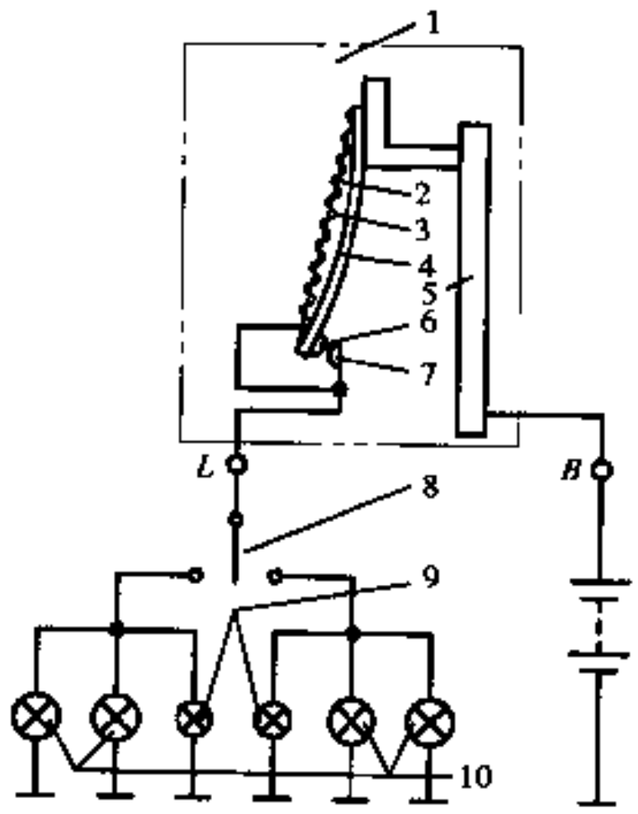


图 10-4-10 旁热翼片式闪光器

1-闪光器；2-热胀条；3-电阻丝；4-翼片；5-支架；6 动触点；7-静触点；8-转向灯开关；9-左、右转向指示灯；10-左、右（前、后）转向信号灯

(3) 电容式闪光器

电容式闪光器的结构与工作原理如图 10-4-12 所示。电容式闪光器是利用电容器充、放电延时特性，使继电器的两个线圈产生的电磁吸力时而相加、时而相减，继电器便产生周期的开关动作，从而使转向信号灯闪烁。

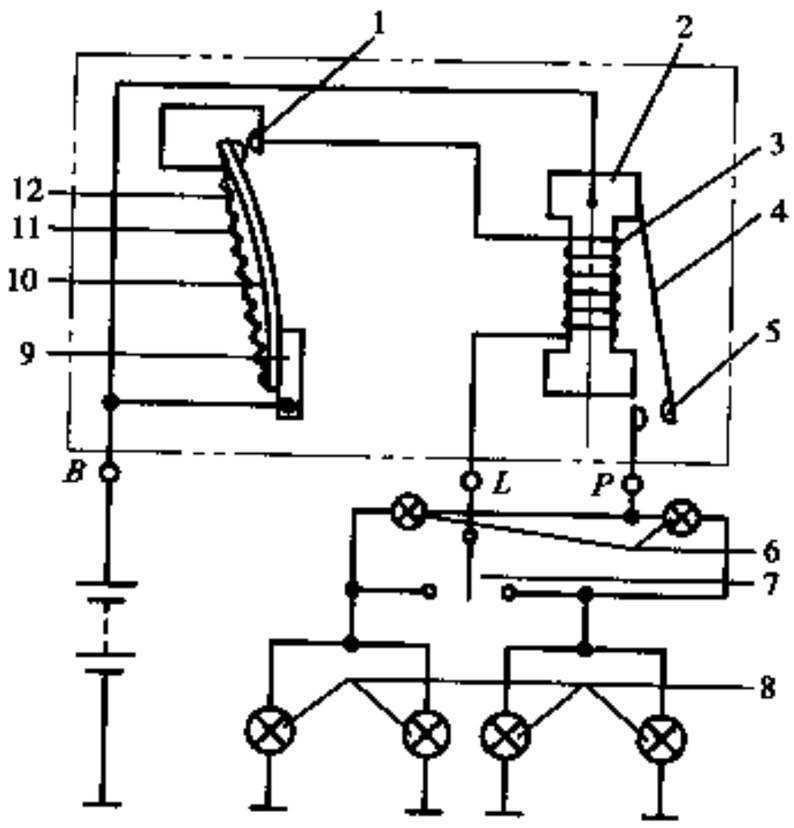


图 10-4-11 具有监视装置的旁热翼片式闪光器

1-主触点；2-铁心；3-线圈；4-副触点臂；5-副触点；6-左、右转向指示灯；7-转向灯开关；8-左、右（前、后）转向信号灯；9-支架；10-翼片；11-电阻丝；12-热胀条

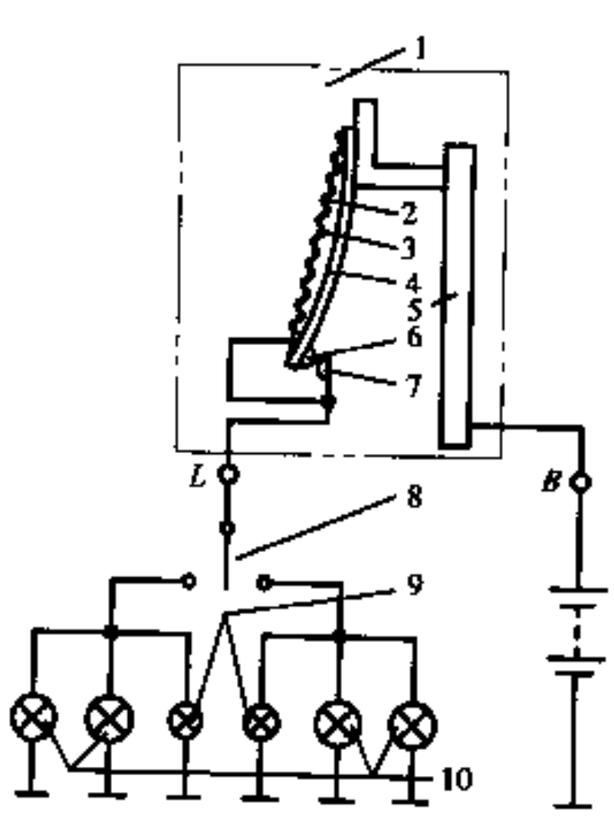


图 10-4-12 电容式闪光器

1-触点；2-弹簧片；3-串联线圈；4-并联线圈；5-铁心；6-电容器；7-灭弧电阻；8-转向灯开关；9-左、右转向指示灯；10-左、右（前、后）转向信号灯

汽车论坛 http://www.qclt.com

电容式闪光器闪光频率稳定，其型式有多种且可具有监视作用。使用时必须按规定的电压和灯泡的总功率使用，接线必须正确，否则闪光器不闪光，且电容器易损坏。在负极搭铁的车辆上，接线柱“*B*”应接蓄电池，“*L*”接转向灯开关。

(4) 电子式闪光器

随着电子技术的发展，电子式闪光器已逐渐应用到汽车上。它具有闪光频率稳定，灯光亮暗分明、清晰、无发热元件、节约电能、工作可靠，使用寿命长等优点。因此有较好的发展前途。电子式闪光器的结构和线路繁多，按是否采用触点继电器可以分为有触点式和无触点式两大类。无触点式电子闪光器中是用功率开关管来取代触点继电器。根据电子式闪光器线路中采用元件又可以分为晶体管式、集成电路式和混合集成电路式。

a. 有触点晶体管式闪光器

其工作原理电路如图 10-4-13 所示。它主要由一个三极管的开关电路和一个触点继电器组成。闪光频率由电容器的充、放电时间决定。它的特点是电子元件少、成本低，尤其在工作时继电器触头周期性地开闭，发出有节奏的响声，可以作为闪光器工作时的音响信号，借以判断工作是否正常，故使用较多。

b. 无触点晶体管式闪光器

其工作原理电路如图 10-4-14 所示。它是利用电容器充放电延时的特性，控制三极管 V_1 的导通和截止来达到闪光的目的。改变 R_1、R_2 的电阻值和 C 的大小以及 V_1 和 β 值，即可改变闪光频率。

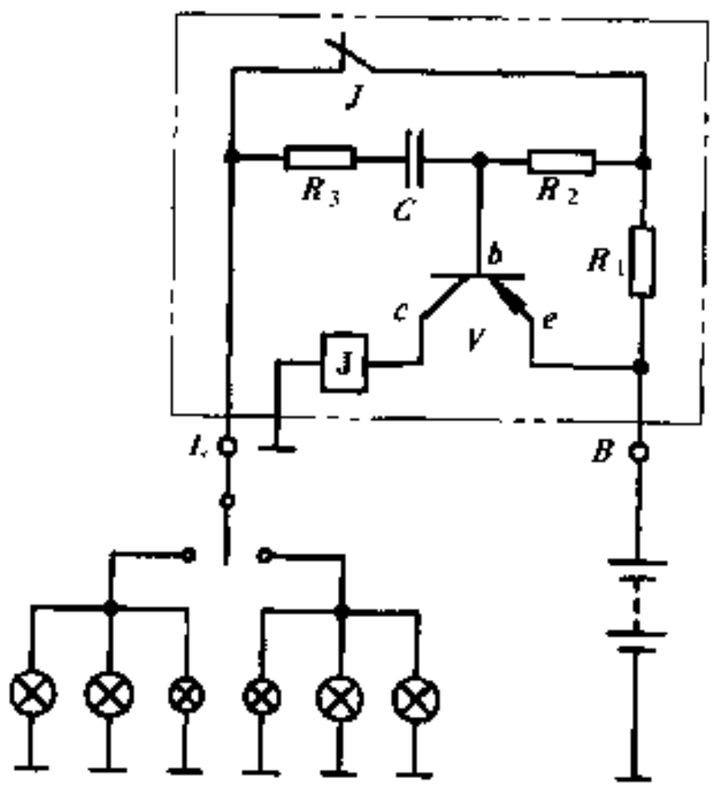


图 10-4-13 有触点晶体管式闪光器

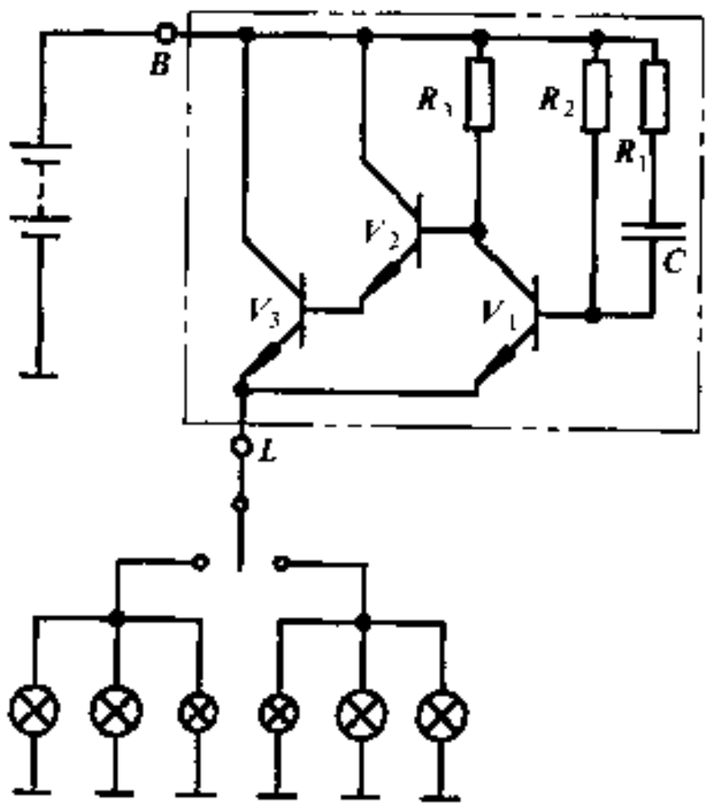


图 10-4-14 无触点晶体管式闪光器

c. 有触点集成电路闪光器

图 10-4-15 所示为德国西门子公司制造的用于桑塔纳轿车的电子闪光器。它的核心是一块低功率、高精度的汽车电子闪光器专用集成电路块。其型号为 U243B，标称电压为 12V，实际工作电压范围为 9～10V，采用双列 8 脚直插塑料封装，其引脚及内部框图见图 10-4-15 中。

此种闪光器还具有监视功能，如果一只转向信号灯烧坏，则流过取样电阻 *RS* 的电流减小，其电压降减小，经电压检测器 *D* 识别后，便控制振荡器的电压比较器的参考电压，从而改变振荡（即闪光）频率，则转向指示灯的闪光频率加快一倍，以示需要检修更换灯泡。

集成电路闪光器体积小，外接元件数量少，线路简单，可靠性高，可以进行故障监视及兼作危险报警用，故有较好的发展前景。缺点是目前价格较高。（撰稿人：曹治琬）

10.4.3 汽车喇叭

汽车上普遍采用声音与灯光（单独、或联合发出信号），告诉人们车辆运行情况和提醒行人和其他驾

汽车论坛 http://www.qclt.com

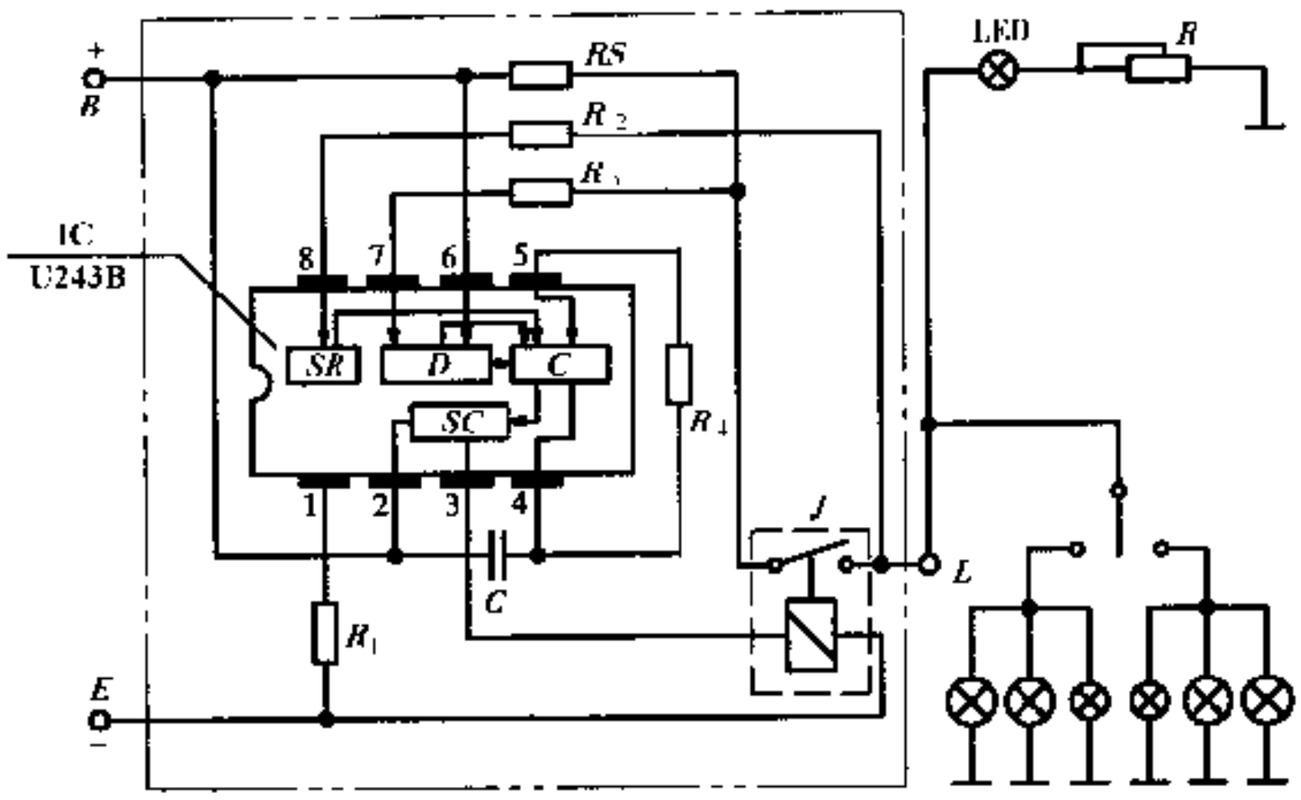


图 10-4-15 有触点集成电路闪光器

1－8-8 只注脚直插塑料封装位置

SR-输入检测；*D*-电压检测；*Z*-振荡器；*SC*-输出级；*RS* 取样电阻；*J*-继电器

驶员注意，以保障行车安全。

10.4.3.1 喇叭的种类

汽车喇叭按其外形分为筒形、螺旋形和盆形三种；按声音动力分为电喇叭和气喇叭两种；按发声频率分高音喇叭和低音喇叭两种。

10.4.3.2 气喇叭

气喇叭的工作原理是利用压缩空气的气流使金属膜片振动而发出声音，因此必须在带有空气压缩机的汽车上方能使用。一般在大客车和重型货车上都装有气喇叭，特别是长途运输车在山区或弯道等地段行驶时，用气喇叭鸣叫，能有效地提醒行人和对方来车驾驶员的注意。因为气喇叭音量大，余音好，声音悦耳且传播较远。气喇叭一般采用筒形，并使用高音与低音两个喇叭联合工作。

10.4.3.3 电喇叭

电喇叭的工作原理是利用电磁吸力使金属膜片振动而发出声音。它是汽车上广泛应用的一种喇叭，按结构形式分为筒形、螺旋形和盆形三种，一般多制成螺旋形或盆形。

通常使用的电喇叭根据其工作方式可以分为机械式和电子式两种。其中电子电喇叭又分为触点式和无触点式两种。触点式电喇叭利用触点的闭合与断开控制电磁线圈中励磁电流的通断，从而使铁心（或衔铁）以一定频率作上下移动，并带动金属膜片振动而产生声音。无触点电喇叭利用电子线路来控制电磁线圈中励磁电流的通断，使铁心以一定频率移动，并带动金属膜片振动而产生音响。

电喇叭具有能源方便、结构简单、体积小、质量小、噪声小、保修容易、声音宏亮及音质悦耳等优点。

无触点电喇叭因克服了触点式电喇叭的触点烧蚀、氧化而使喇叭变音的缺点，从而更加耐用。而且它的音色和音量比触点式的要容易调整，因此它是汽车喇叭的发展方向。

1）筒形及螺旋形电喇叭

筒形及螺旋形电喇叭的结构示意见图 10-4-16。通过膜片不断振动，从而发出一定音调的音波，声音通过共鸣板和扬声筒加强后传出。共鸣板与膜片刚性连接，在振动时发出伴音，加强音量和改善音色，使声音悦耳动听。触点间并联有电容器，它起熄弧、保护触点、改善音色等作用。

汽车论坛 http://www.qclt.com

2）盆形电喇叭

图 10-4-17 示出了盆形电喇叭的结构。其工作原理与螺旋形电喇叭一样，结构上也基本一致，只是没有扬声筒，声音靠共鸣板产生共鸣后传出。另外，磁路采用螺管式电磁铁，而不是上述的 E 型铁心，螺管式较 E 型电磁铁体积更小、电磁吸力更强。

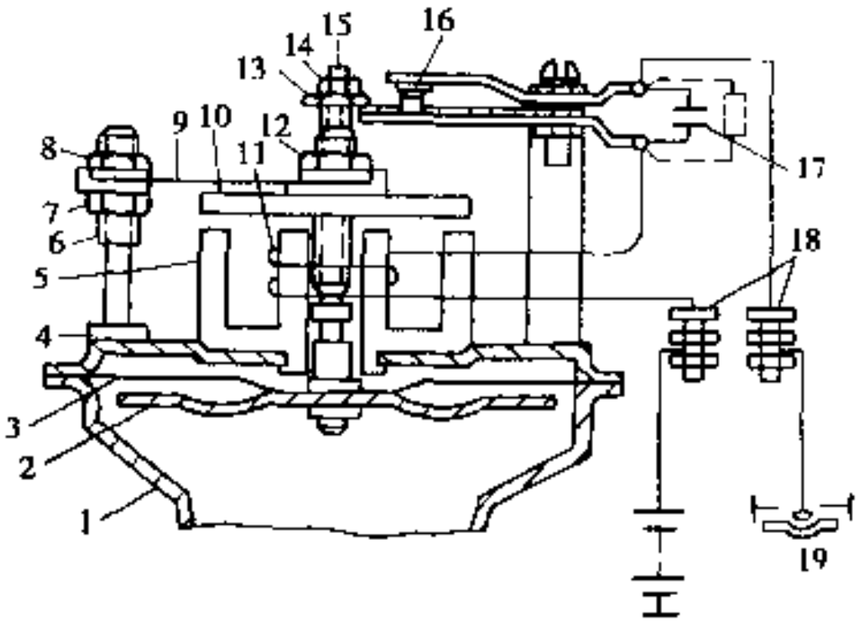


图 10-4-16 筒形和螺旋形电喇叭原理结构示意图
1-扬声筒；2-共鸣板；3-膜片；4-底板；5-E 型铁心；6-螺柱；7-调整螺钉；8-锁紧螺母；9-片弹簧；10-衔铁；11-激磁线圈；12-锁紧螺母；13-调整螺钉；14-锁紧螺母；15-中心杆；16-触点；17-电容器；18-接线柱；19-按钮开关

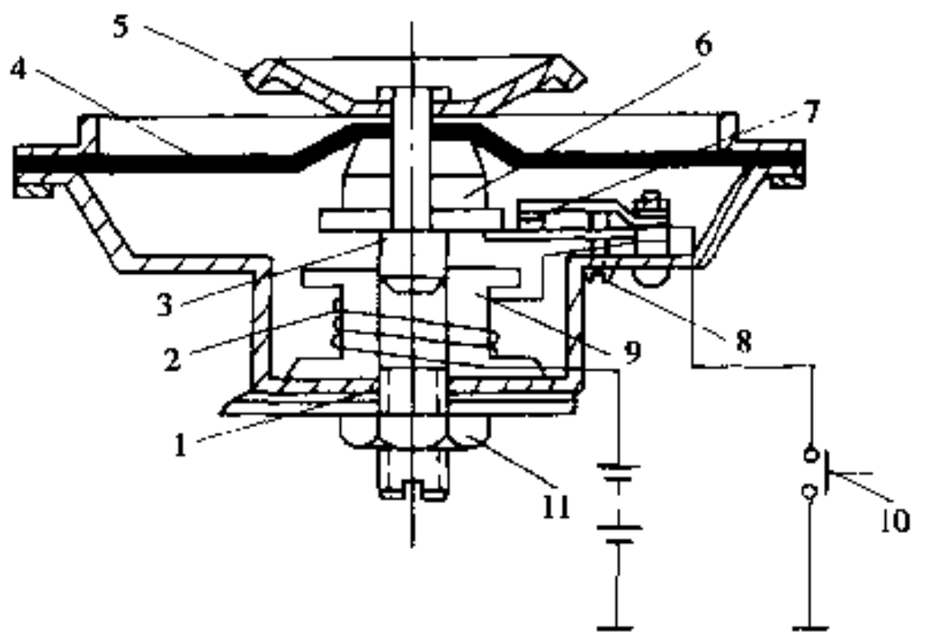


图 10-4-17 盆形电喇叭原理结构示意图
1-下铁心；2-激磁线圈；3-动铁心；4-膜片；5-共鸣板；6-衔铁；7-触点；8-调整螺钉；9-静铁心；10-按钮开关；11-锁紧螺母

3）电子电喇叭

图 10-4-18 所示为最简单且实用的电子电喇叭电路原理示意图。它利用电子元件组成开关电路代替触点来控制励磁线圈中电流的通断，从而使膜片振动发音。

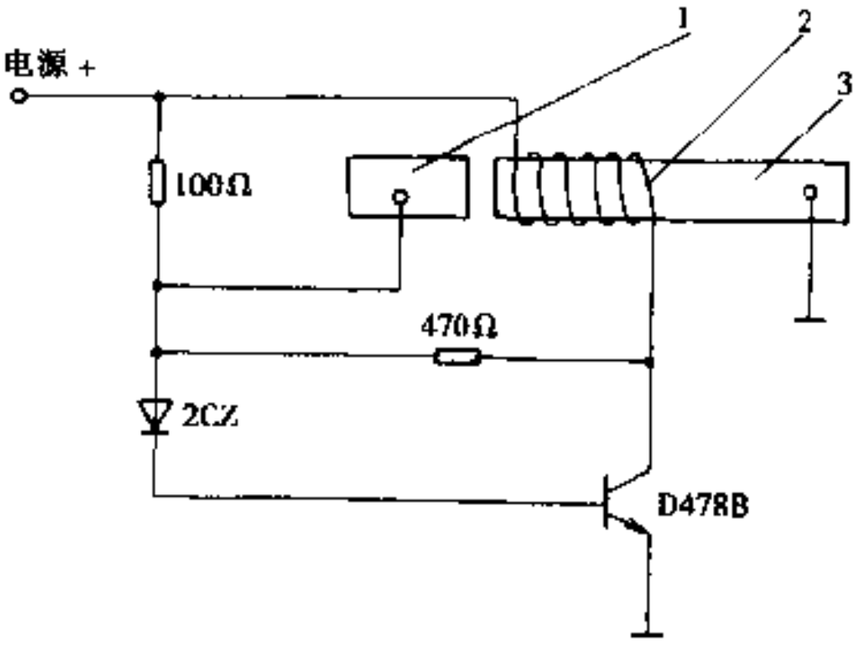


图 10-4-18 电子电喇叭电路原理示意图
1-动铁芯；2-激磁线圈；3-静铁心

10.4.3.4 喇叭继电器

汽车上装用单只电喇叭时，一般直接用喇叭按钮控制。但大多数汽车为了得到音色更好的悦耳动听的音响效果，常常装用高、低音两种喇叭，甚至高、中、低三种不同音调的电喇叭。两个或三个电喇叭同时工作时，电流可达 15A 或 20A 以上。如果用喇叭按钮直接控制，大电流将很快把喇叭按钮烧坏，因此采用喇叭继电器。按钮控制继电器线圈中电流的通断，再通过继电器触点控制喇叭。12V 电系的汽车上所用喇叭继电器，一般要求闭合电压不大于 7.6V，释放电压不小于 3V；继电器线圈通常为 1000 匝，20℃时的电阻为 26Ω；继电器的额定电流一般选用 20A 以上。

盆形电喇叭工作额定电流通常为 3～4A，电流虽不大，但为了提高按钮的使用寿命，不少车还是配置了喇叭继电器。

汽车行业标准 QC/T419—1999《喇叭继电器技术条件》中规定了喇叭继电器的技术要求、试验方法和检验规则等。

10.4.3.5 电喇叭的基本特性及安装

汽车上必须安装喇叭，对其技术要求各国都有相应法规规定，如日本安全法规第 43 条，欧共体

汽车论坛 http://www.qclt.com

EEC70/388 及美国法规等。我国 GB7258—1997 中规定机动车喇叭声级应为 90～115dB；同时要求机动车（手扶拖拉机车组除外）应设置具有连续发声功能的喇叭，且工作可靠。

GB15742—1995 和 QC/T30—92《汽车用电喇叭技术条件》中规定了电喇叭的技术要求、试验方法和检验规则等。同时规定了电喇叭应具有耐高温、耐低温、耐温度变化、耐湿热和盐雾等环境性能；规定了喇叭耐久性应为 7.5 万次以上。无触点电子电喇叭耐久性为 15 万次以上，且不允许进行调整。

标准中规定电喇叭为短时定额工作，时限不超过 3s。其基频范围是 250～650Hz。音程配合应符合：双音电喇叭以低音基频为准，基频比应在 4:5 和 5:6 中任选一种；三音电喇叭以中音基频为基准，基频比为 4:5:6；基频允差为 6%。

我国 QC/T 29—92《汽车用电喇叭安装尺寸》中规定了电喇叭的安装方式及单音、双音和三音喇叭的安装尺寸。双音和三音电喇叭可以采用分开安装或组合安装两种方式。电喇叭的接线方式有螺钉式和插接式两种。

电喇叭的安装很重要，第一是具有方向性的要求，喇叭的声音幅射应与车辆前进方向相同，且辐射前方应无障碍物阻挡；第二是应防止振动，不能作刚性连接安装，而应固定于缓冲支架上，一般采用片弹簧或橡胶垫作喇叭与支架间的连接缓冲物；第三是安装时搭铁要良好。如果搭铁不良，则减小电流，甚至没有电流流经励磁线圈，造成电喇叭的音量减小或杂音大，甚至没有声音；第四是电喇叭应尽量安装在温度较低，通风良好的位置，同时应避免泥水直接溅射，以减少盐水和泥沙的腐蚀，保证喇叭的正常工作和使用寿命。

10.4.4 刮水器及洗涤器

10.4.4.1 刮水器

1）刮水器的性能要求

汽车挡风玻璃刮水器的作用是清除掉附着在挡风玻璃上的雾、霜、雨、雪、泥、尘埃及其他污物，使驾驶员的视线清晰，保障行车安全。现代轿车、大客车及部分载货汽车上还安装有挡风玻璃洗涤器，与刮水器配合工作，更有效地清洗掉挡风玻璃上的各类污物，保持玻璃明亮，成为一个完善的挡风玻璃刮洗系统。

在 GB15085—94 中对刮水器系统的主要性能做了规定。

①刮刷面积应覆盖 A 区域的 98%以上，B 区域的 80%以上。刮刷面积指刮水器刮片刷过的挡风玻璃外表面上的面积。A、B 区域按 GB11555—1994 有关规定进行确定。

②至少应具备两种刮刷频率。高频必须不小于 45 次/min，低频不得小于 20 次/min，且高频与低频之差应不小于 15 次/min（刮水器工作时刮片的一个往返运动为一次）。

③关闭时刮片应自动返回至其初始位置。

④工作时能承受 15s 的外力阻挡负荷，之后所有部件仍能工作。

⑤在外界温度 -18 ± 3℃的干燥挡风玻璃上应能持续工作 2min，对刮刷面积不作特定要求。

另外，汽车行业标准 QC/T 44—1997《汽车挡风玻璃电动刮水器技术条件》中，还对刮水器的自动复位、刮臂对刮片的压力等性能作出了规定。

2）刮水器的种类

按驱动的动力分为气动式、液动式、电动式三种。气动式以空气压力作动力来推动刮臂与刮片摆动，只局限于具有空气压缩机的载货汽车等少数车上使用。液动式是以油压作动力，故必须具有油压泵的汽车上才能应用。电动式刮水器则是以汽车上的电能为动力，适用在各种车型和各种环境条件下工作，是普遍采用的一种刮水器（图 10-4-19）。

按刮水器的刮片在挡风玻璃上的刮刷方式来分，可分为同向刮刷式和反向刮刷式两种，图 10-4-20 示出了各种刮刷方式。同向刮刷式工作时在挡风玻璃上作同时同方向的摆动，如图 10-4-20a）、b）、f）。b）是两根枢轴间距很小的同向刮刷式刮水器，适用于高速行驶的汽车上。图 10-4-20f）表示三刮片平行联动

汽车论坛 http://www.qclt.com

刮刷的同向刮刷式刮水器，适于大型载货汽车上使用。反向刮刷式是工作时两个刮臂与刮片在挡风玻璃上同时反方向摆动，如图中图 10-4-20d)、e) 所示，适于大客车上使用。图 10-4-20c) 所示适于高速车，如赛车就多采用这种刮水器，另外工程车和汽车后窗玻璃上也多用这种刮刷形式。

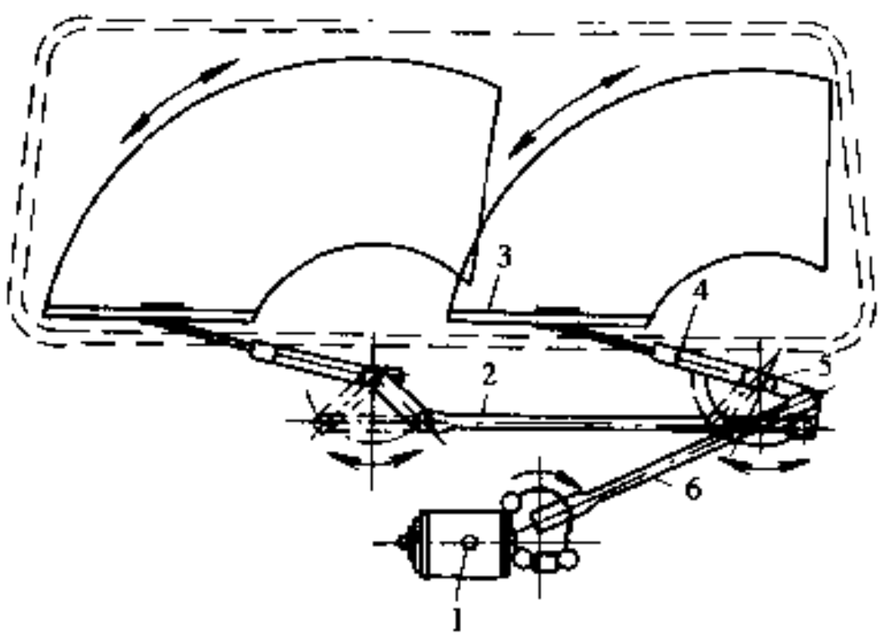


图 10-4-19 刮水器的构造

1-刮水电动机；2-联动机构；3-刮片；4-刮臂；5-枢轴（刮水器轴）；6-连杆

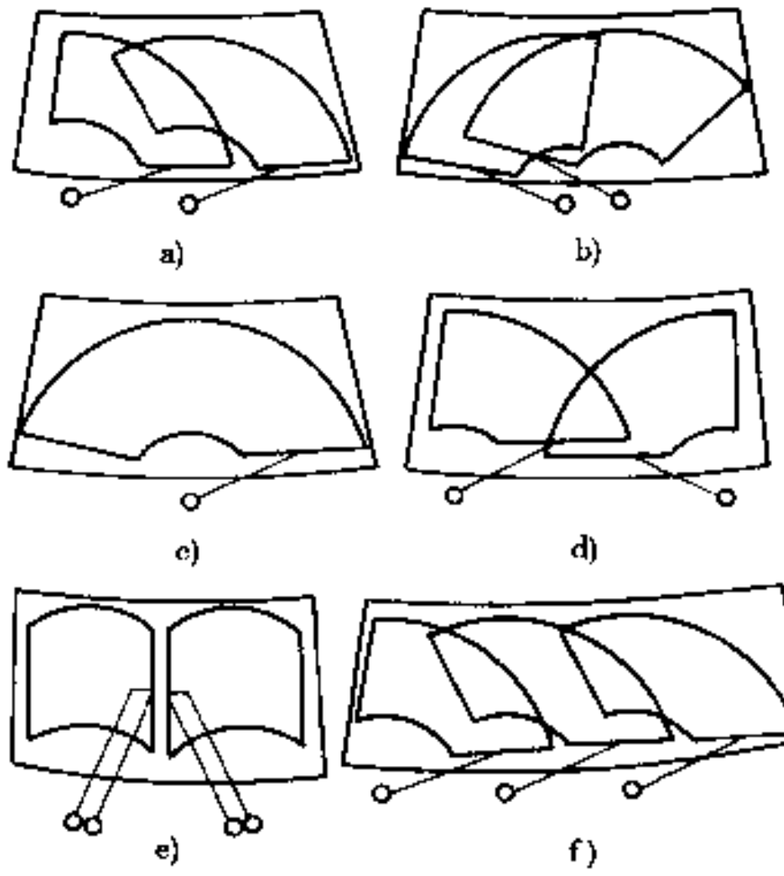


图 10-4-20 刮水器的各种刮刷方式

a)同向刮刷式；b)短间距同为刮刷式；c)单刮片刮刷式；d)、e)双刮臂反向刮刷式；f)三刮片平行联动同向刮刷式

按刮水器不工作时刮片停置的方式可分为，自动复位外露式、自动降位外露式、自动复位凹入式、自动降位凹入式、隐蔽式和隐藏式等六种类型；自动复位是指刮片与刮臂在刮水电动机电源被切断后，能自动停到挡风玻璃下沿正常刮刷时的最低位置；自动降位是指刮片与刮臂停位时，能自动停到挡风玻璃下沿比正常刮刷时的最低位置还要低的地方；凹入式刮水器在挡风玻璃的底部设置有凹槽，刮臂和枢轴的接合处于凹槽内，停止时刮片与刮臂部分或全部掩蔽于凹槽内；隐蔽式只有自动降位形式，即当刮水器停止工作后，刮片与刮臂将自动停在凹槽内隐蔽起来；隐藏式刮水器则在停止时，刮片与刮臂下不但将自动停置在凹槽内隐蔽起来，而且还有一活动罩盖将其盖住。

3）联动机构

刮水器的联动机构有钢索式和连杆式两种型式，现广泛采用的是四连杆机构中的曲柄摇杆机构。连杆机构的效率高（可高达 90%），同时具有结构简单、制造容易、工作可靠和价格便宜等优点，所以得到普遍应用。四连杆机构的原理结构如图 10-4-21 所示，通常采用连杆长 $L>8a$，刮刷角度 $\theta<110°$。

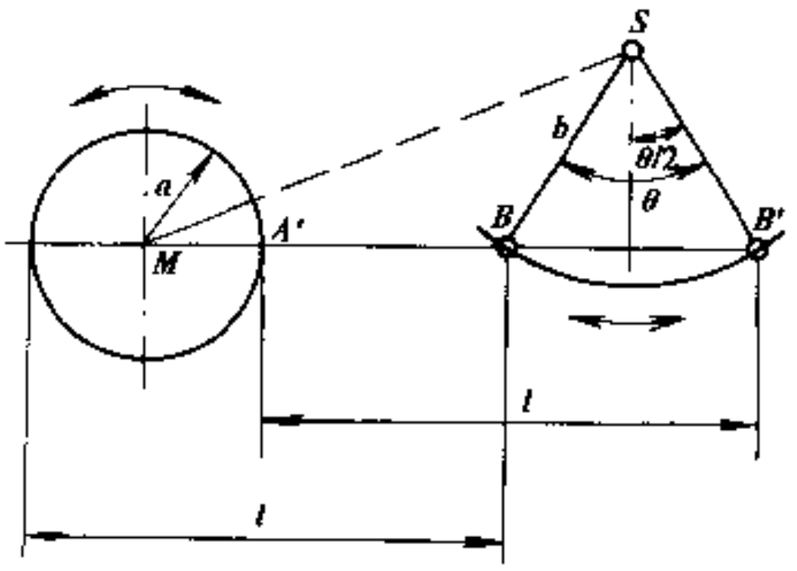


图 10-4-21 四连杆机构原理结构示意图

连杆机构进行各种不同的组合，可形成各种联动机构（图 10-4-22），其中图 10-4-22d) 为枢轴间距很短的紧凑型同向刮刷联动机构，这种结构具有减少刮片升力的作用。

为了加大刮片刮刷的角度，使之大于 110°，采用图 10-4-23 所示的交叉连杆式联动机构，或者采用齿条与扇形齿轮式的联动机构。

联动机构的各连杆之间的连接多采用球形接头，其保持架一般采用聚缩醛或其他塑料制作，而球头采用低碳钢做成，寿命长、经久耐用、噪声小、成本低，故得到广泛应用。

现代汽车车身变化多，挡风玻璃的形状变化也多，其曲面形状也就更复杂，为了刮水器的刮片能沿挡风玻璃的曲面平顺地刮刷，而且要保持刮片在刮刷的各个位置上都垂直于挡风玻璃曲面的切线，保证其偏

汽车论坛 http://www.qclt.com

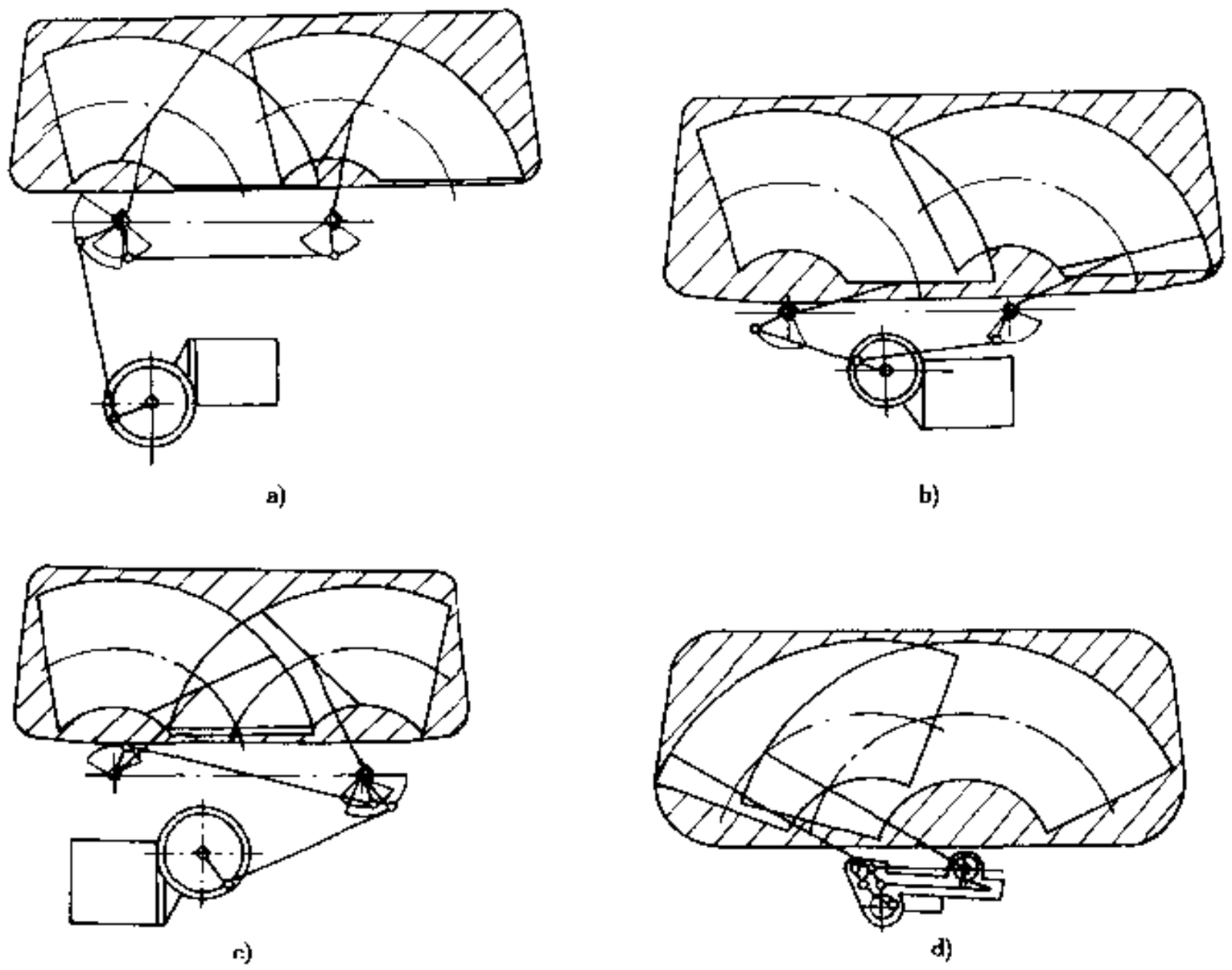


图 10-4-22 各种联动机构

a)同向刮刷串联联动机构；b)同向刮刷并联联动机构；c)反向刮刷串联联动机构；d)紧凑型同向刮刷联动机构

差角在技术条件中规定的 ±8°以下，必须慎重考虑和认真选取枢轴的安装位置及其方式。

4）刮片和刮臂

（1）刮片

刮片的结构如图 10-4-24 所示，刮片有平面和曲面两种形状，平面刮片的结构简单、加工方便、价格便宜，但只适宜于平面玻璃的刮水器上使用。近年来车辆挡风玻璃基本上均已曲面化了，因此平面刮片逐渐被淘汰，而普遍应用曲面刮片。

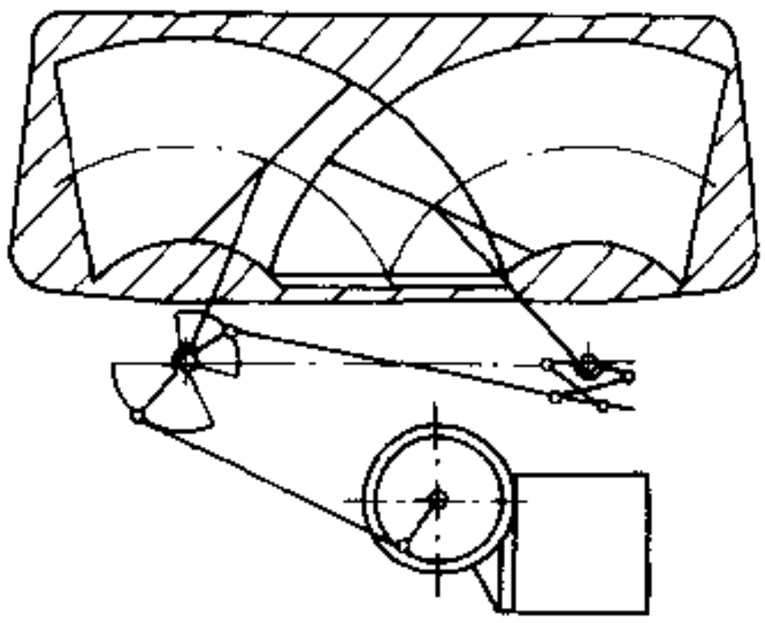


图 10-4-23 反向刮刷交叉连杆式联动机构

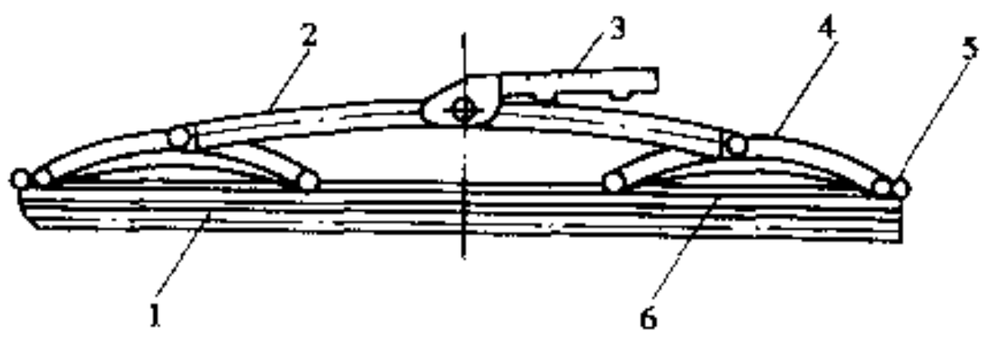


图 10-4-24 刮片

1-刮片胶条；2-主弓架；3-连接杆；4-副弓架；5-挡块；6-衬片

刮片胶条的形状和刮刷时的压力角，是保障将挡风玻璃刮刷干净并保持刮片在汽车高速或其他工况时不浮起、很小或没有振动的重要参数之一。刮刷压力角一般采用 30°～50°；刃口厚 0.6～1.0mm，要求等厚平直；质量尽量小。所使用的橡胶材料既要有优良的耐气候性，又要有很好的机械性能。一般胶条采用氯

汽车论坛 http://www.qclt.com

丁橡胶和天然橡胶配制而成的合成胶制造，近来已开始采用塑料制造刮片。

为了使刮片胶条紧密地贴合挡风玻璃的曲面上，普遍采用了由主、副弓形架组合的弓形架。弓形架使来自刮臂的压紧力经板簧式衬片而均匀地分配到整个刮片胶条上。主、副弓形架组合的形式有两种，如图10-4-25为分段式，刚性较好，中心铰链式压力分布较均匀

刮片的长度也已标准化，在QC/T 46—92中规定了刮片长度的系列。

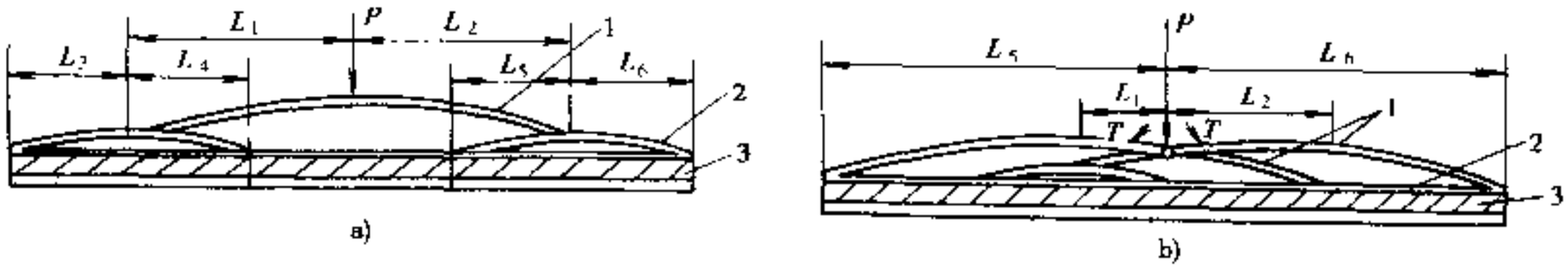


图10-4-25 弓形架组合形式

a)分段式；b)中心铰链式

(2) 刮臂

刮臂的结构如图10-4-26所示。刮臂头一般采用铝合金压铸件加工而成，它与拉杆前部、夹持架组成一体；它与枢轴的连接方式有两种，一种是用细齿花键连接，这种方法装卸简便，但不能进行微调；另一种是用锥形头连接。

我国标准规定刮臂对刮片的压紧力为：平面刮片为0.09～0.13N/cm；曲面刮片为0.12～0.16N/cm。刮臂拉杆与刮臂头安装孔中心线之间的夹角称刮臂角。当刮水器在曲面玻璃上工作时，刮臂角随刮片的移动而变化，刮臂对刮片的压紧力也随着弹簧拉力的变化而变化。而刮片工作时要求刮臂对它的压力均衡，故要求压紧力的变动应尽量小，因此刮臂拉力弹簧的刚度应尽可能减小，但必须保证刮片在各个工作位置时最低的压紧力不得低于0.08N/cm。

(3) 刮臂与刮片的结合方法

刮臂与刮片的结合分为中心铰链式和侧面插销式两种方式（图10-4-27），卡口式和内锁式是中心铰链式的典范形式，而侧面插销式分为销钉式和螺钉式两种，刮刷性好。

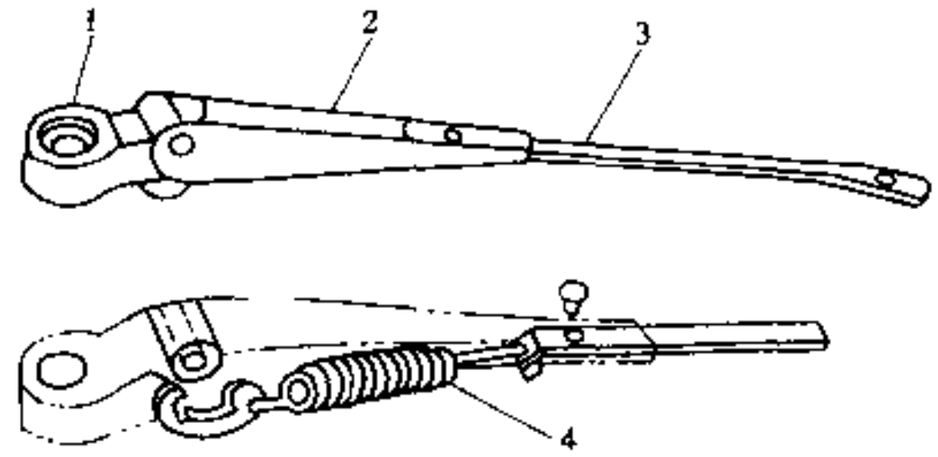


图10-4-26 刮臂

1-刮臂头；2-夹持架；3-拉杆；4-弹簧

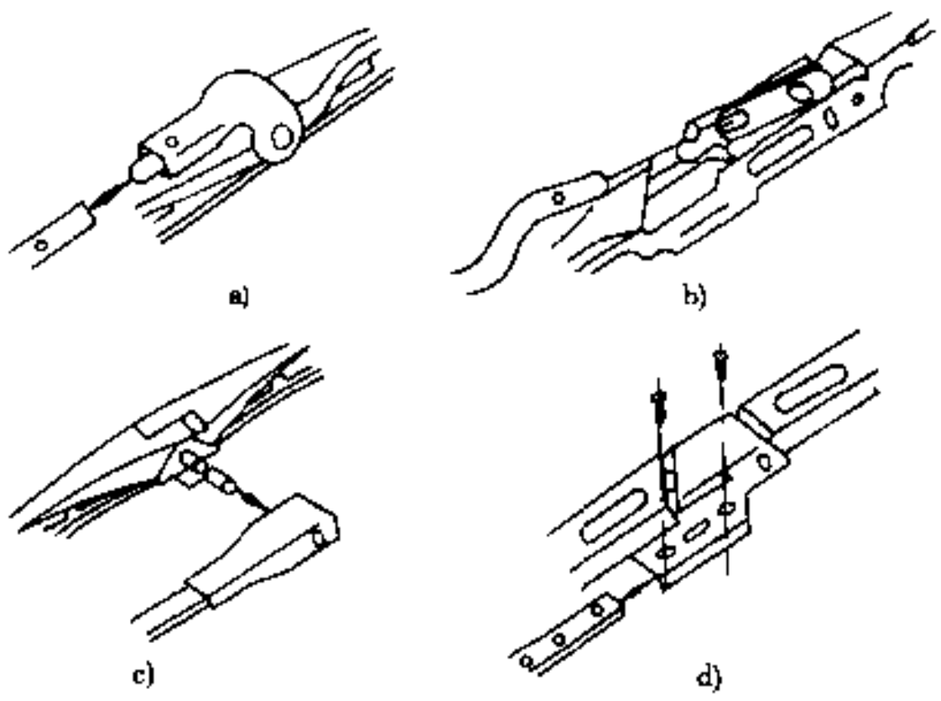


图10-4-27 刮臂与刮片的结合方法

a)卡口式；b)内锁式；c)锁钉式；d)螺钉式

5) 刮水电动机

刮水电动机系小型直流电动机，其功率一般在4～120W之间。10W以下的电动机只带动一个刮片工作；两个或三个刮片的刮水器上采用15W以上的电动机；60W的电动机可以带动三个500mm长的刮片刮刷。

刮水电动机按励磁方式分为线绕式和永磁式两种。现大多采用铁氧体的永磁式电动机（图10-4-28），它具有体积小、质量轻、构造简单等优点。

汽车论坛 http://www.qclt.com

刮水器的刮刷速度有单速和双速之分，现普遍采用的是双速刮刷的刮水器，因此要求刮水电动机的转速也是双速的。刮水器的变速利用直流电动机变速原理而实现。在 QC/T 29090—92 中规定了永磁式刮水电动机的技术要求、试验方法、检验规则等。

刮水电动机的工作负载范围很宽，如正常刮刷雨水时，负荷较轻，所需功率较小；干刮时，即刮刷灰尘、泥土时，负荷较重，所需功率较大；在刮刷冰雪时负荷很重，电动机输出功率要很大。因此在选用刮水器电动机时，应充分考虑其输出功率及其负载特性，以防止电流过大而损坏电动机。特别应防止电动机堵转而被烧坏。为了防止这种情况发生，采用了双金属片式热继电器与之共同工作，当产生堵转或电枢电流达到某一极限值时，热继电器自动将电源切断，以保障安全。

6）控制装置

（1）自动复位装置

当刮水器工作时，如在任意位置切断刮水电动机电路使之停止工作时，其刮臂与刮片均应能自动停在挡风玻璃的下部，以保障驾驶员的最佳视线，为此必须采用自动复位装置。图 10-4-29 为自动复位装置的原理结构图。

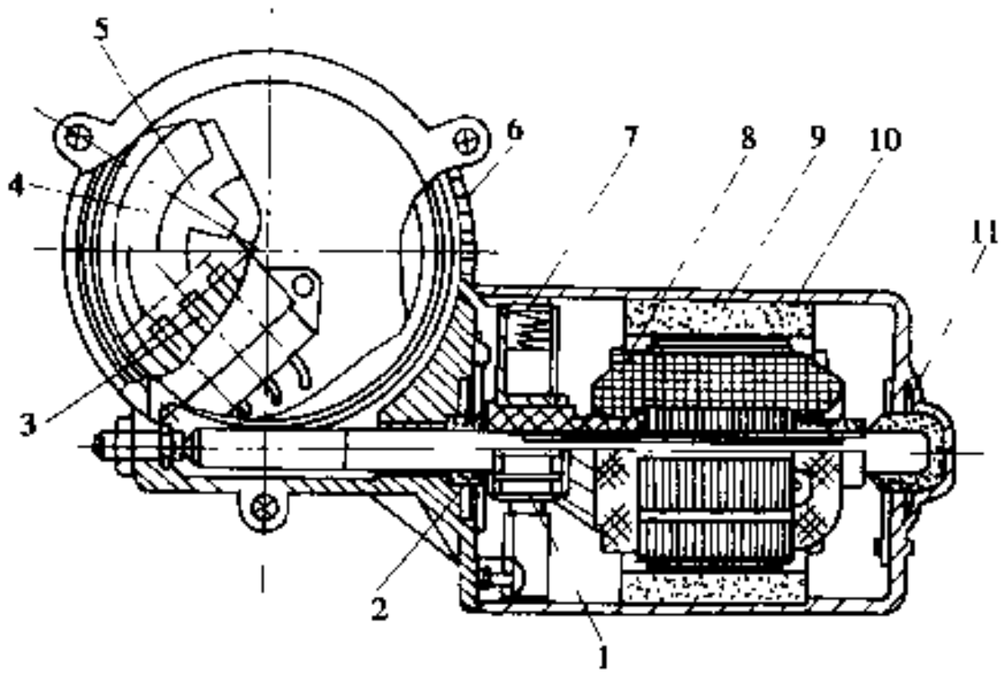


图 10-4-28 永磁刮水电动机结构图

1-换向器；2-球轴承；3-触点臂；4-蜗轮；5-铜环；6-减速器；7-电刷及弹簧；8-电枢；9-磁极（永磁铁）；10-外壳；11-轴承

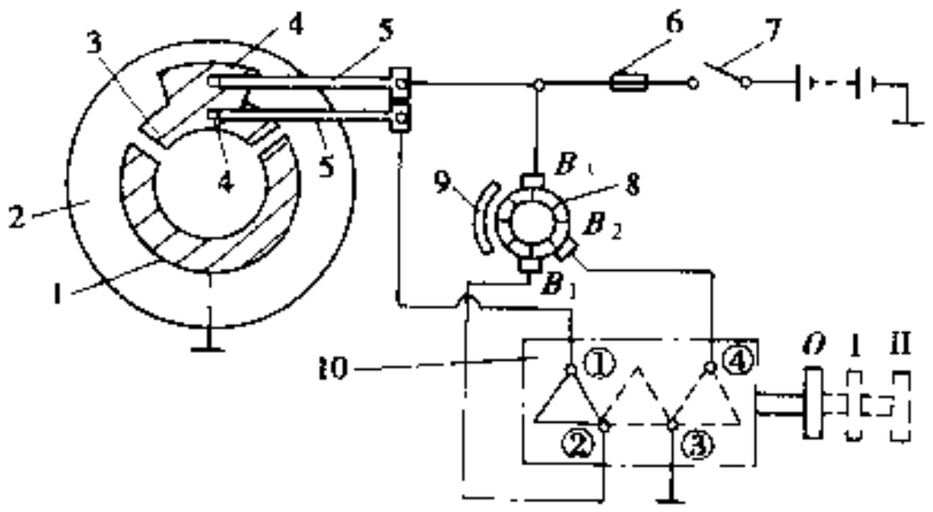


图 10-4-29 自动复位装置原理结构图

1-铜环；2-蜗轮；3-扇形铜片；4-触点；5-触点臂；6-熔断器；7-电源总开关；8-电枢；9-磁极（永磁铁）；10-刮水器开关

（2）间歇控制

汽车在雾天或毛毛细雨、小雪天气行驶时，如果连续刮刷，那么挡风玻璃上的微量水分和灰尘就会形成一个发粘的表面，使玻璃模糊不清，影响驾驶员的视线。因此，现代汽车上一般都增设了电子间歇控制系统。在碰到上述情况时，开动间歇开关，使刮水器按一定周期自动刮刷和停止，即每刮刷一次停止 2～12s，可使驾驶员获得良好的视野。

10.4.4.2 后窗刮水器

为了改善驾驶员的后方视野，汽车后窗玻璃上也采用了刮水器。另外，在后视镜和前照灯上也有采用刮水器的。

后窗刮水器多数采用一个刮片和刮臂，近来少量汽车上采用了双刮臂的后窗刮水器。后窗刮水器的结构原理与前窗的一样，只是其刮水电动机的功率较小，体积也小。后窗刮水器的联动机构、刮水电动机和减速器等通常组成一体，以减少体积，便于安装和使用。

10.4.4.3 洗涤器

汽车挡风玻璃上，除雨水、霜雪外，还经常有泥浆、灰尘及油污等。为了刮洗干净，用洗涤器配合刮

汽车论坛 http://www.qclt.com

水器将污垢洗刷掉。挡风玻璃洗涤器亦可兼作洗涤前照灯之用。

1）洗涤器的结构与特性

现代汽车普遍应用电动洗涤器，其结构如图 10-4-30 所示。

洗涤泵一般装在贮液罐的下部，它由永磁式小型电动机带一个泵体构成。泵体结构形式有离心泵、齿轮泵和挤压泵三种（图 10-4-31），用得最多、最普遍的是离心泵，它的性能好、经久耐用、价格适宜。

洗涤泵连续工作时间一般不超过 1min，且应先开动液泵，后开动刮水器。在喷水停止后，刮水器应继续刮 3～5 次，这样配合使用才能达到良好的洗涤效果。所以洗涤器的电路，一般都是与刮水器开关联合工作的。

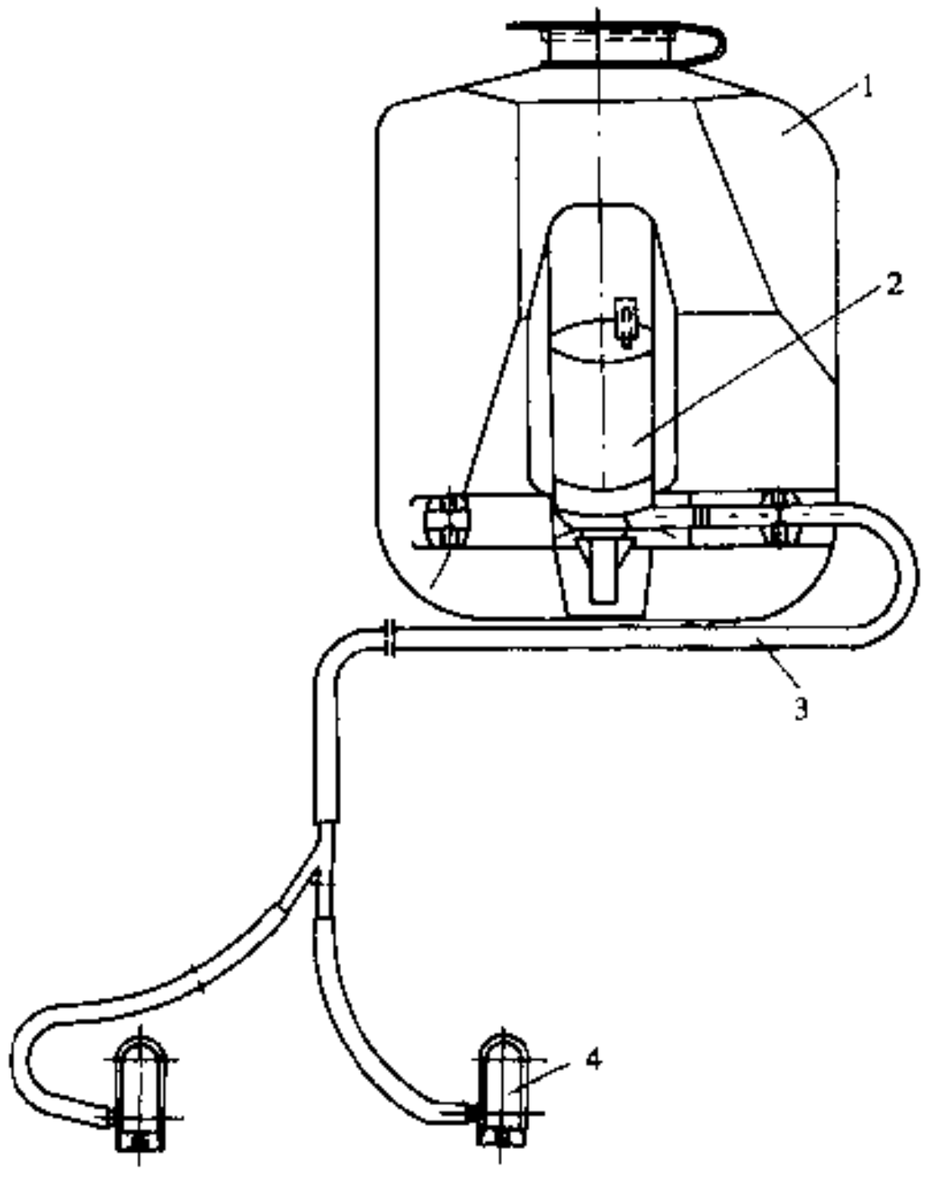


图 10-4-30 电动洗涤器的结构图

1-贮液罐；2-洗涤泵；3-输水软管；4-喷嘴

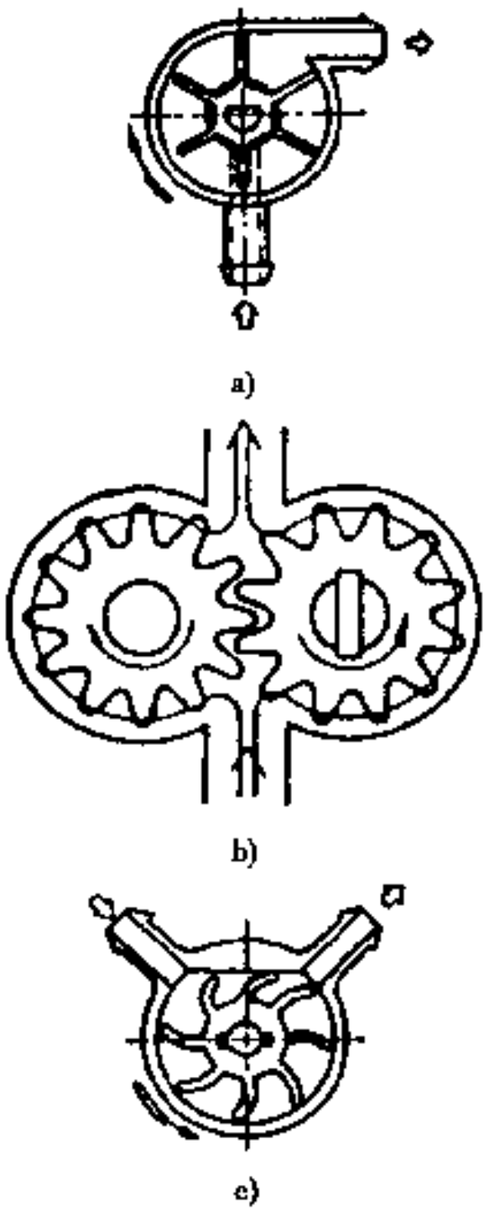


图 10-4-31 洗涤泵的三种结构形式示意图

a)离心泵；b)齿轮泵；c)挤压泵

洗涤器的性能要求在 GB 15085—94 中作出了规定：贮液罐的容量应不小于 1L；洗涤器应有能力在常温下供给足够的液体，将占 A 区 60%以上的面积清洗干净；洗涤器应能承受喷嘴被堵塞时的负荷，在洗涤器喷嘴堵塞的情况下 1min 内接通洗涤泵电源 6 次，每次持续时间 3s，洗涤器应完好无损。另外洗涤器应在高温、低温等各种环境条件下能正常工作。

在 QC/T 246—1997 中规定了其技术要求和试验方法等，在 QC/T 548—1999 中规定了洗涤电动机的技术要求和试验方法等。

2）洗涤器的喷嘴和洗涤液

洗涤器的喷嘴用铜材、铝材、塑料等材料制成。挡风玻璃洗涤器常装用一个或两个喷嘴，其方向可调节。喷嘴一般安装在挡风玻璃下面，近年来有一些轿车的喷嘴布置在刮臂的中部，刮水器与洗涤器联动工作，间歇喷水，能更有效地清洗挡风玻璃。喷嘴喷出的水应集中，压力通常选取 70～88kPa。各个喷嘴的排液量应均匀，其喷嘴孔的直径一般为 0.8mm。

洗涤液是硬度低于 205g/t 的水并加入适量商用添加剂的水溶液。通常在洗涤液中加入少量的去垢剂和防锈剂。为防止冬季洗涤液结冰，需添加防冻剂，通常防冻剂选用乙二醇 50% + 甲醇 48% + 去垢剂与防

汽车论坛 http://www.qclt.com

锈剂2%等组成。另外，洗涤液应清洁、均匀、不含沉淀物和浮游物，对人畜应无害，对金属、橡胶和塑料无腐蚀损伤作用。

10.4.5 除霜装置和除雾装置

冬季时，车窗玻璃上经常会附着空气中的水分凝结成的霜或冰；天冷时，人坐在车内产生的热量和水分，导致车厢内湿度提高，而使玻璃结霜和凝露，甚至当气温在摄氏零度以下时还会结冰。挡住了驾驶员的视野和视线影响安全行驶，因此在汽车上还必须安装除霜和除雾装置。

除霜和除雾的方法有以下几种：用空调暖风加热；用电加热；用去湿方法降低车厢内空气的湿度，导入干燥空气，降低露点温度，防止凝露现象的产生。前两种方法结构简单易行，是普遍采用的两种方法，后一种方法技术性高、结构复杂、成本高，所以汽车上基本没有采用。

前风窗、侧风窗的挡风玻璃用除霜和除雾装置通常是利用车内暖风喷装置吹拂的暖风，使玻璃窗内、外表面上的冰或霜溶化，并将其水分蒸发，保障玻璃窗清洁明亮。前风窗的除霜暖风喷嘴一般安装在仪表板上面，侧窗的暖风喷嘴安装在仪表板端部上方或车门的门框上面。近来汽车上大多数采用一字形多点喷射方式，能将暖风吹拂到整个玻璃窗表面，从而更有效地除霜和除雾。有些车辆上还采用了可调节暖风吹拂角度的除霜装置和风量大小可调式的除霜装置。

为了确保驾驶员后方的视野，后窗的挡风玻璃上亦安装有除霜除雾装置。特别是轿车，普遍安装有后窗除霜装置。后窗除霜装置通常采用电加热装置，利用特殊的电阻丝通电发热，直接使挡风玻璃受热升温，达到防、除冰霜的目的。一般有装电热框和电热玻璃两种方式。装电热框式是用2～3根镍铬电阻丝制成与挡风玻璃大小相同的方框，利用橡皮框架的吸附作用再涂以甘油，让方框紧贴于挡风玻璃的内表面，由专用开关控制通电加热。这种加热装置耗电量较大，通常为30～50W。电热玻璃是在挡风玻璃制造时，就将很细很密的电热丝夹在两层薄玻璃之间而成，通过专设电极接上电源，亦由专用开关控制。

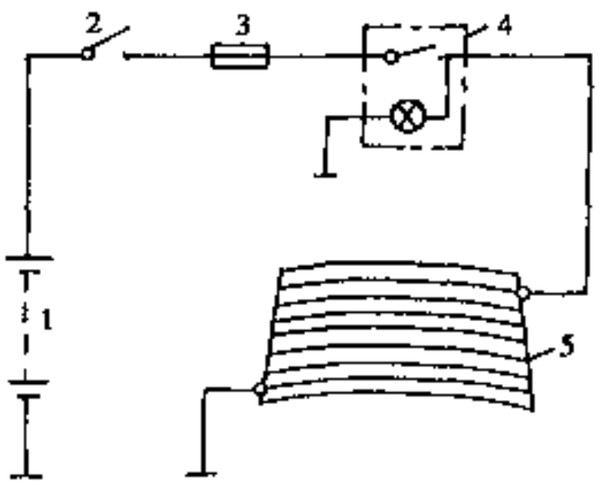


图10-4-32 后窗除霜装置结构示意图
1-蓄电池；2-点火开关；3-熔断器；4-除霜开关及其指示灯；5-电热丝式除霜器

现代汽车还有采用一种金属镀膜玻璃的，这是在挡风玻璃的表面镀上一层牢固、透明、导电、有一定电阻的氧化铟薄膜，通电后玻璃温度可达70°～90°，防、除冰霜效果显著，同时还可供驾驶室采暖。另外，还可以镀氧化铈、氧化镁透明导电薄层，它除具有冬季防、除冰霜作用外，还有反射红外线的功能，在夏季起到降温的作用，是最理想的防冰霜、防辐射的挡风玻璃。图10-4-32为后窗除霜装置的结构示意图。

GB 11555—94及GB 11556—94中规定，每辆汽车均需装备除霜及除雾装置，并对其性能要求和试验方法作出了详细规定。

10.4.6 后视镜

后视镜是驾驶员在驾驶室座位上直接获取汽车后方、侧方和下方等外部信息的工具。为了驾驶员操作方便，防止行车事故发生，各国均规定汽车上必须安装后视镜，同时规定所有后视镜都必须能调节方向，镜面的调节角度一般均应大于7°。

10.4.6.1 后视镜的种类

按安装位置分为内后视镜、外后视镜和下视镜三种。内后视镜一般安装在驾驶室内的前上方。驾驶员从内后视镜中通过汽车后车窗观察汽车后方的外部情况。外后视镜用于获取汽车两侧的外部情况，轿车一般安装在车门或翼子板上，而货车、大客车等车辆大都装在车门或支柱上。下视镜则安装在汽车车身外部的车前或车后部位，用来观察汽车前或后视线盲区的情况。

按后视镜的镜面形状分为平面镜、球面镜和双曲率镜面三大系列。平面镜的镜面为一平面，用其观察

汽车论坛 http://www.qclt.com

到的物体映像无失真，能真实反映车后物体的真实外形及实际距离，给驾驶员有比较正确视角的判断信息。缺点是后视范围较小，造成过多的视觉盲区，通常用它来作为内后视镜。球面镜的镜面是一个球面，后视物体缩小、后视范围、视角扩大，不能真实反映车后物体大小及实际距离，驾驶员需经过一段适应对比过程，一般用来做外后视镜和下视镜。双曲率镜面是目前比较新颖的镜面，它弥补了平面镜后视范围过小、球面镜反映后方物体不真实的不足，它的球面部分采用较大曲率半径，一般选用 SR2000mm 基本上解决了失真问题，并为变曲率面扩大视野范围的夸大设计创造良好过渡条件，既满足了国家强制性标准，又解决了盲区问题。但其制造工艺较为复杂，制造成本昂贵。驾驶员侧后视镜主要用于超车、左转弯及倒车时使用较为频繁，并且需要驾驶员对车侧和车后的实际情况有比较正确的判断，故配用后视范围较广、物体失真较小的双曲率镜面。而乘客侧的后视镜一般用于右转弯及倒车时，使用机率少，可选用球面镜，以供大面积观察。

另外还有一种棱形镜，镜表面平坦，横截面为棱形，通常用作防眩目型的内后视镜。

按制镜时涂用的反射膜材料可分为铝镜、铬镜、银镜、兰镜（TiO_2 涂层）等四种。不同的反射膜材料，其反射率不相同。如铝镜成银白色，其平均反射率为 85%～90%，被广泛应用。银镜为银色，其反射率与铝镜相似。这两种后视镜的镜面反射率较高、看得清晰、成本较低，但长期观察容易使眼睛疲劳，且防腐蚀性能比较差，容易产生氧化。铬镜成暗紫色。其平均反射率为 40%～50%，对眼部刺激小、防腐蚀性能较好，目前使用的后视镜大多采用此类镀层方式。TiO_2 涂层镜俗称兰镜，它有防眩目的功能，以减少眼部的疲劳，常采用在中高档轿车上，但加工二艺比较复杂，色差稳定性较难控制。

10.4.6.2 后视镜的视界和映像

视界和映像是后视镜的主要技术性能。视界是指后视镜能观察到的汽车外部视野的所含范围。各国法规中都规定了后视镜视界的最小要求值，如美国 FMV SS 111，欧共体 71/127/EEC 等。我国 GB 15084—94 规定。内后视镜的视野为：驾驶员借助内后视镜必须能在水平路面上看见一段宽度至少为 20m 的视野区域，其中心平面为汽车纵向基准面，并从驾驶员的眼点后 60m 处延伸至地平线，在此范围内应能清晰地观察到路面。驾驶员一侧外后视镜的视野要求为：驾驶员借助外后视镜必须能在水平路面上看见一段宽度至少为 2.5m 的视野区域，其右边与汽车纵向基准面平行，且与汽车左边最外侧点相切，并从驾驶员眼点后 10m 外延伸至地平线。对乘客一侧外后视镜的视野也作出了规定。

后视镜所反映视界内的映像应真实、清晰、大小合适、易于辨认。映像的变形情况用失真率表示，我国和日本规定平面镜的失真率应不大于 3%，球面镜的失真率应不大于 7%。而对曲率半径小的下视镜没有提出具体的失真率数值。反射率越大，则映像越清晰，GB 15084—94 中规定，镜面的反射率应不低于 40%。如果后视镜有两个工作位置（白天与夜间），则夜间工作位置的反射率应不小于 4%，并要求夜间行车时，内后视镜具有防眩目的功能。

BG15084 中还对后视镜的尺寸、镜面曲率半径、撞击和抗弯曲性能、安装及安装位置作出了规定。后视镜的安装位置应保证驾驶员调整容易、观察方便；安装时应牢固可靠且具有防振措施，避免松动变化调节好的视野；为保障行车和行人的安全，后视镜应安装在保持架内，且具有随撞击方向转动的功能；外后视镜应靠车身安装，其超出车体外侧的部分应不大于 200mm。

QC/T 531—1999 和 QC/T 532—1999 中，对后视镜的试验方法和技术要求作出了规定。

10.4.6.3 后视镜的功能

后视镜除了保证满足行车安全的视野外，还应具有以下功能。

①镜面防飞溅功能，即当后视镜受到强烈冲击时，镜面不得破碎飞溅伤人。

②折叠功能，后视镜作为安装在车辆上宽度侧最宽的零部件，在造成相擦情况下，最容易受到冲击，因此后视镜需增加折叠机构。折叠机构的设计既要有保证缓冲及缩小车位的作用，又要保证后视功能的正常使用。如果增加电动折叠功能，当汽车进入较小区域，如弄堂、停车泊位时，为防擦伤及缩小停车泊位空间，驾驶员在车内就可以方便地将镜框折拢。

汽车论坛 http://www.qclt.com

③操作方便性，即在行车前或行车过程中，驾驶员可以通过手动、电动或机械操作的方式对后视镜进行调节。

④抗电磁干扰性，当采用电动后视镜时，在调节后视镜镜面时，其电机会对车头部分的电气设备进行电磁干扰现象，故应有抗电磁干扰性的功能。

此外，装在车外的后视镜，特别对于轿车来说，设计时应考虑美观豪华，并保持后视镜外观的流线型，使其与车身浑然一体，体现整车造型风格。

10.4.6.4 内后视镜

1）普通型内后视镜

普通型内后视镜一般用平面玻璃制成，反射膜材料采用铝或银，镜片厚 1.9～3mm，镜面尺寸为 150mm×40mm，其外形如图 10-4-33 所示。普通内后视镜的优点是结构简单、成本低；其缺点是夜间行车时产生耀眼眩目。

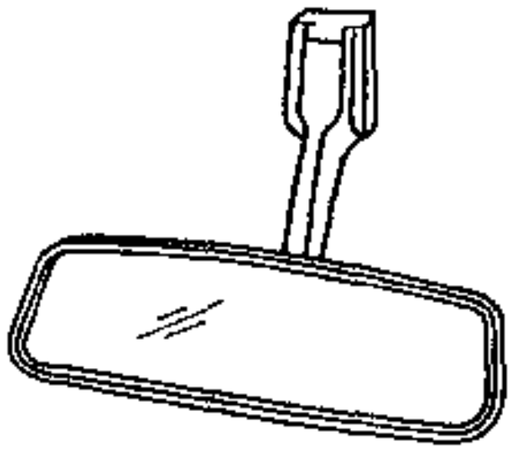


图 10-4-33 普通型内后视镜

2）防眩目型内后视镜

有棱形镜、平面防眩镜和液晶式防眩镜三种。棱形防眩镜是利用镜表面与镜里面反射膜的反射率不同而达到防眩目的。白天使用里面反射膜来反射光线，其反射率达 70%～80%；夜间使用反射率仅为 4%～5%的镜表面来反射光线。棱形镜的镜片通常厚度为 6mm、楔角为 3°15′，反射膜多采用铝材料。

平面防眩目内后视镜由两块平面玻璃组成，一块为透明的表面镜片，另一块则涂上反射膜作里面的镜片。白天表面镜与里面镜的镜面平行，反射率可达 80%以上，晚上使表面镜和里面镜的镜面成一夹角而形成棱形镜，反射率仅 4%，起防眩目作用。

液晶式防眩目内后视镜在两块透明平面玻璃之间夹一块液晶片。白天使用时，不接通液晶片的电源，玻璃的透明度大，光线的反射率高，反射率可达到 80%或以上；夜间使用时，将液晶片的电源接通，降低了液晶片的透明度，镜片的反射率降低，达到防眩目的。控制液晶片的电源开关有两种方式。一种是驾驶员手动控制按钮等控制电源通断；另一种是用光电元件所组成的自动控制开关，利用白天与夜间光通量不同，自动控制电源的通断。液晶式防眩目内后视镜 80 年代初问世，现已在各国普遍应用。

10.4.6.5 外后视镜

1）普通外后视镜

普通外后视镜（图 10-4-34、图 10-4-35）的镜面角度可以用手在上、下、左、右方向任意调整，其调整量通常为每边 20°～25°。



图 10-4-34 装在翼子板上的外后视镜

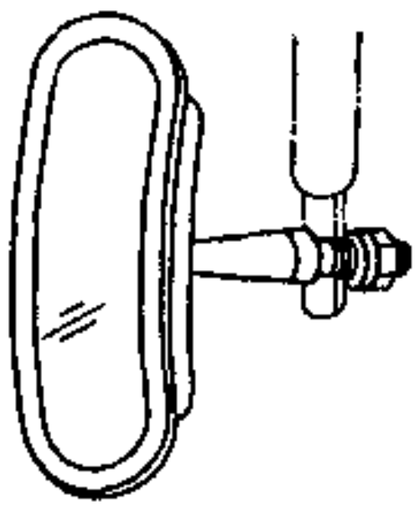


图 10-4-35 装在车门上的外后视镜

2）远距离操纵外后视镜

远距离操纵是指驾驶员在驾驶室内通过操纵机构调整外后视镜的角度，操纵机构有杠杆式、软轴式、

汽车论坛 http://www.qclt.com

电动式和电磁式四种。

杠杆式机构装在车门内板上，主要用在外后视镜装在车门上的轿车及小客车上，驾驶员在车厢内拨动相应的手柄，通过杠杆的作用就可以改变外后视镜的角度。

软轴式调整机构一般是用来调整装在前翼子板上的外后视镜，主要适用于轿车。软轴有2~3根，驾驶员操纵相应的手柄，通过软轴的推拉而改变外后视镜的角度。

电动式调整机构的外后视镜系统，多用于高级轿车。一般由两个小型直流电动机、减速齿轮和离合器等组成。驾驶员在车厢内操纵按钮开关，即可调整外后视镜的方向。该系统的外后视镜上下左右各方向的调整角度可达30°，操作方便，但结构复杂、价格较高。同时应对电路屏蔽，以免影响其他系统。

电磁式调整机构的外后视镜由四块电磁铁驱动。驾驶员通过不同的按钮开关，操纵相应的铁心移动而使外后视镜改变角度，每按一次按钮，铁心移动一次，外后视镜转动约0.7°。但电磁铁吸合时有撞击的噪声发出。

10.4.6.6 下视镜与特殊后视镜

1）下视镜

为了观察汽车左、右侧下方或汽车前、后侧下方的情况，使用下视镜。特别是大客车、重型载货车，驾驶员对车周围下方有较大的视线盲区，影响汽车行驶的安全性，就更需要下视镜。下视镜与外后视镜联合装用，更便于驾驶员使用，保障行车安全。下视镜的镜面一般采用圆形球面镜，其外径在100mm左右，其曲率半径在$R200 \sim R625$mm之间。

2）潜望式后视镜

车身很长的加长车、带有挂车的货车及高驾驶台的车辆。为了看清楚车前、后及挂车等的外部情况，增设了由两面或三面镜片组成的潜望式后视镜。例如在加长高驾驶台的汽车上，将一面下视镜装在驾驶室外面前上方，在仪表板上方装一内视镜，调整好角度，驾驶员在座位上就可通过下视镜折射到内视镜上的映像，观察到车前下方或车侧下方的情况。

3）耐各种气候性的后视镜

为了在各种情况下均能清晰地观察到汽车外部情况，在外后视镜上增加了刮水器、洗涤器，能方便地刮去外后视镜上的雨、雪、泥浆及灰尘等，还有电热式的除霜、除雾等后视镜。

其他还有一些为提高视认性而装的测距和测高用后视镜。驾驶员通过这种特殊后视镜，能看清与后随车辆的距离，并估计出速度，保证汽车安全行驶。（撰稿人：曹治琬）

10.4.7 仪表

对汽车仪表的设计，除满足整车行驶过程中关键信息参数、信号或工作状态的速度指示需要外，第一要求根据整车设计需要，适量选择需要准确指示的信息并用表头指示，选取其它信息并用报警指示。第二要求根据人机工程学进行整体布置，并使仪表显示面简洁、清楚、易于识别、指示精度高、工作稳定可靠、寿命长久。第三要求造型美观，与整车及驾驶室整体设计协调一致；第四要求考虑安全因素，为防止汽车碰撞时因突起物或尖角等伤害乘客，仪表板表面应无突起或尖角，表面柔软。并选择吸收冲击能力大的设计方案。

10.4.7.1 车速里程表

车速里程表是指具有指示汽车行驶速度的速度指示部分和记录汽车行驶里程的里程累计部分的仪表，有的还带有归零机构的路段累计功能，可用于日计里程。

车速里程表按结构类型分为三种，即机械式、电气式和电子式。机械式中以磁感应式最为普遍，滚筒式和离心式目前国内几乎不使用。如图10-4-36所示，汽车软轴将与汽车驱动轮成比例的转速从变速器后端等部位输出，驱动安装在仪表板上的汽车里程表。电气式车速里程表是将车速传感器的信号在仪表上通过电气处理实现指示。

汽车论坛 http://www.qclt.com

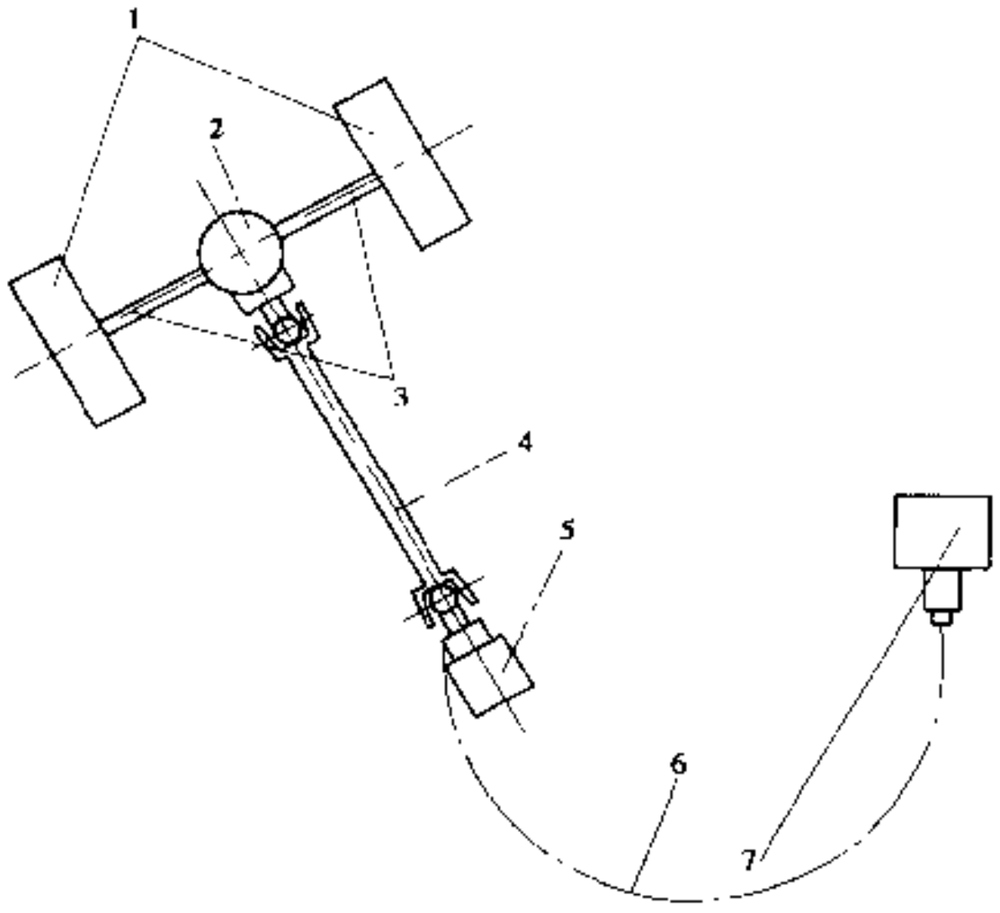


图 10-4-36 汽车驱动轮至车速里程表传动机构示意图
1-驱动轮；2-后桥壳；3-后轴；4-传动轴；5-变速器；6-软轴；7-车速里程表

1）磁感应式车速里程表

磁感应式车速里程表在目前汽车中用得最广泛、成本低，其基本结构如图 10-4-37 所示，汽车驱动轮的转动通过汽车自身传动机构传递到软轴，软轴带动车速里程表的转轴旋转，转轴带动磁钢以一定的转速旋转时磁力线切割感应罩，当游丝产生的反作用力矩与感应力矩大小相等时，则感应铝罩处于一种动态平衡状态，此时指针指示出相应的车速。

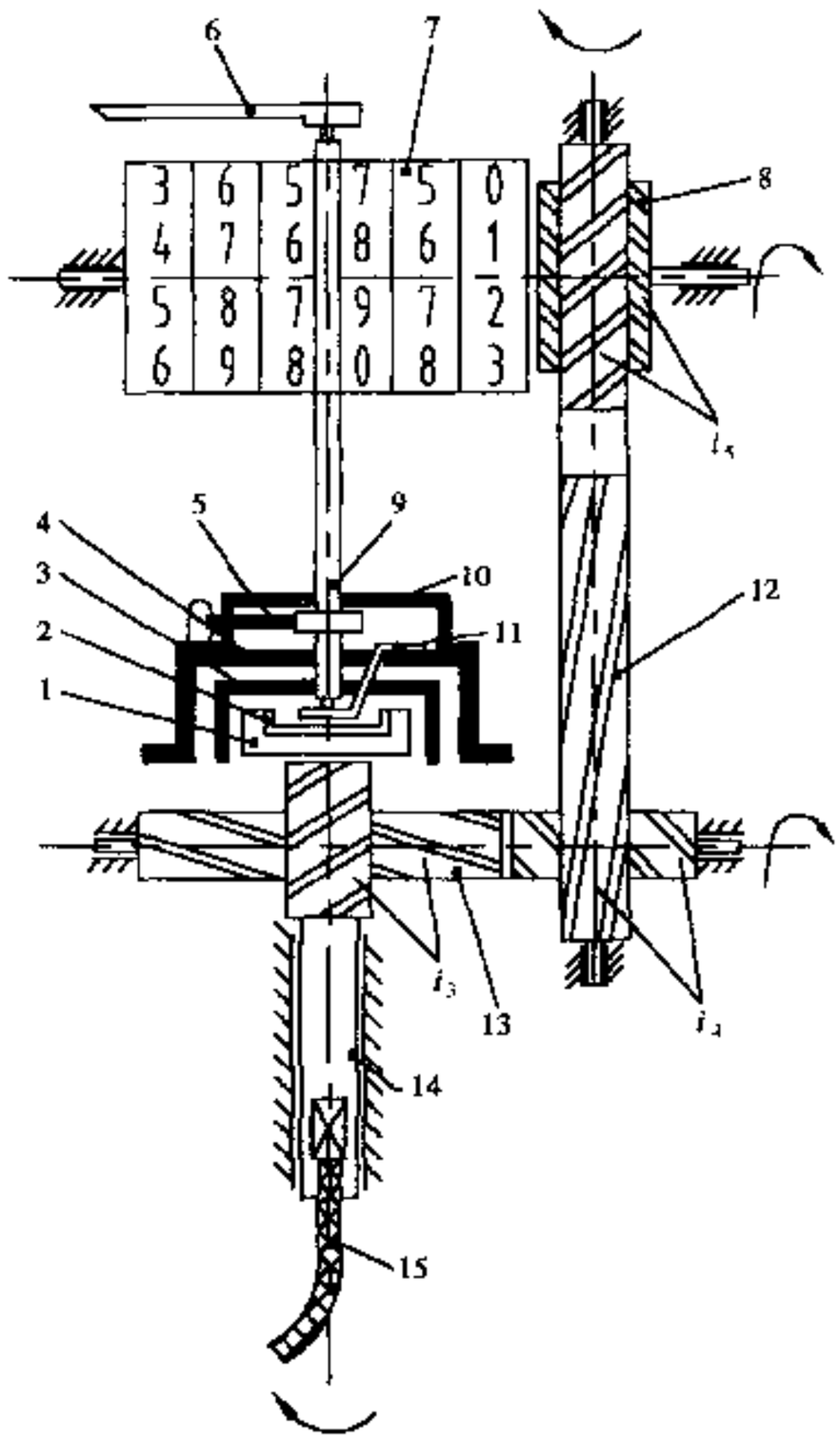


图 10-4-37 磁感应式车速里程表机构简图
1-磁钢；2-温度补偿片；3-感应罩；4-铁护罩；5-游丝；6-指针；7-数字轮；8-蜗轮；9-针轴；10-游丝调节器；11-下轴承支架；12-蜗杆；13-蜗杆蜗轮横轴；14-转轴；15-软轴

磁感应式车速里程表的转轴回转速度与汽车速度的关系在 QC/T 10—92 中规定，除特殊要求外，汽车可选择 624r/min、637r/min、1000r/min 表示速度为 60km/h，摩托车可选用 1000r/min、1400r/min 表示速度为 60km/h。日本 JIS 标准规定：四轮汽车用驱动轴转速 637r/min 表示速度为 60km/h，摩托车和三轮车用 1400r/min 表示 60km/h。美国 SAE 规定用 1000r/min 表示 60km/h 车速。

由于速度表用减速比实际中只能是整数，并且轮胎的滚动半径与轮胎气压、载荷、转矩及转速有关，所以实际行驶速度和速度表的指示速度有误差。GB7258—1997 标准规定误差范围 -5% ~ 20%，即当实际车速为 40km/h 时，车速表的指示值允许为 38 ~ 48km/h；美国规定为在其全速范围内 ±6.4km/h 或 +9.6km/h；日本安全法规中规定允许其误差 -10% ~ 15%。

车速里程表用磁钢有铸造的铝镍铁钴永磁合金、锻造的铜镍铁永磁合金及粉末注塑的塑料磁钢，国内目前主要使用的是铸造磁钢及塑料复合磁钢，还有部分引进产品使用磁环替代。感应罩的材料使用非磁性的、导电性好的铝材或铜材等材料制造。车速里程表的温度附加误差主要是感应罩的电阻随温度变化而引起，通常采用加热磁分流片即镍磁铁合金补偿片的方法加以补偿。我国 QC/T10—1992 中规定，在 -20 ~ 55℃的工作温度范围内，指示值的变化量不得超过被检分度线速度值的 10%。

累计计数器的一例如图 10-4-38 所示，小齿轮有布置在数字轮的内侧，也有布置在外侧的。还有外啮合外传动的累计计数器和具有归零机构的日程计数器。其计数器的基本结构都一样，加上复位齿轮等归零机构，就具备了归零复位功能。

汽车论坛 http://www.qclt.com

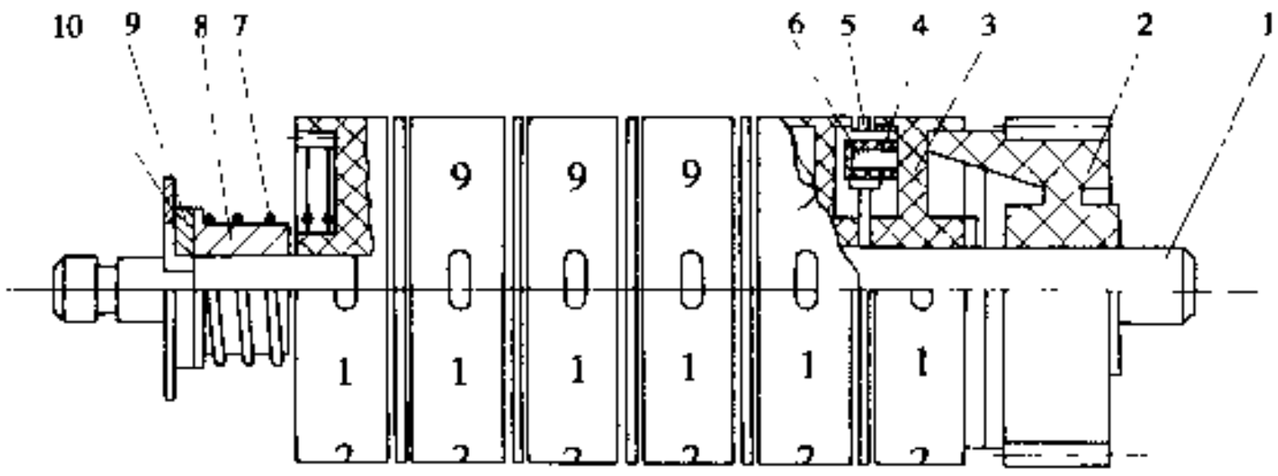


图 10-4-38 内啮合内传动的累计计数器结构图

1-字轮轴；2-蜗轮；3-数字轮；4-小齿轮；5-夹片；6-小轴；7-弹簧；8-轴套；9-垫片；10-插片

2）电气式车速里程表

电气式车速里程表由车速传感器和指示部分构成，控制方式有电压式或电流式等。车速传感器是车速信号的发生装置，它将汽车速度转换成电信号，有交流发电式、直流发电式、脉冲式等，它安装在变速器的后端。

仪表部分由控制回路、速度指示、路程累计三大部分组成。其中控制回路由滤波整形回路、脉冲分配回路和速度指示驱动回路组成。速度指示部分的表现形式是模拟指针式或电子数码显示，模拟指针式的驱动机构有动圈式和十字交叉线圈式两种，各回路构成的原理分别如图 10-4-39、图 10-4-40 所示。

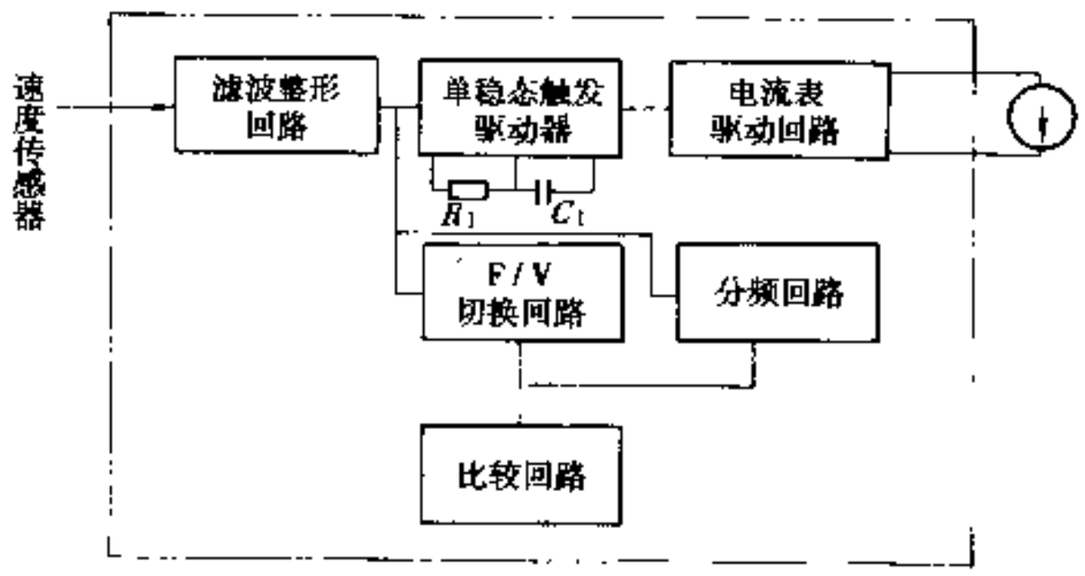


图 10-4-39 动圈式车速表回路

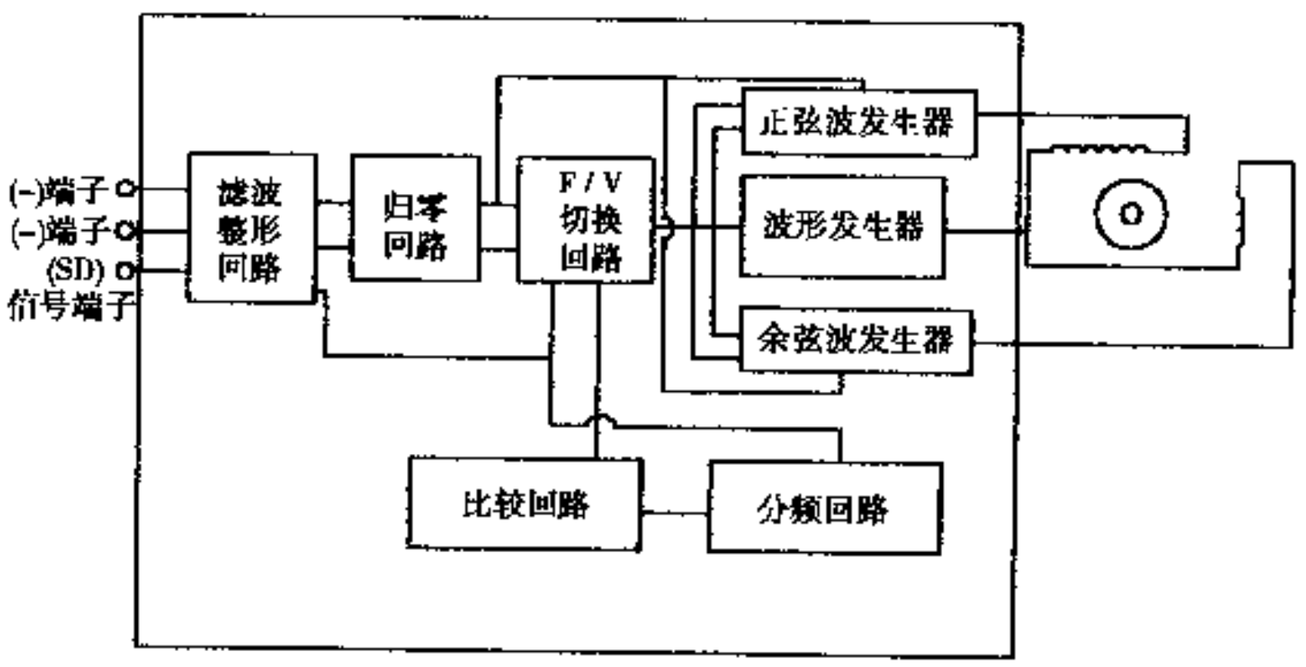


图 10-4-40 十字线圈式车速表回路

里程累计部分利用电子电路处理车速传感器的脉冲信号后，再由驱动计数器部分的步进电机来驱动减速机构，从而带动累计计数器轮工作。也有用脉冲信号通过电路驱动液晶显示器或数码管的。

3）电子式车速里程表

汽车论坛 http://www.qclt.com

电子式车速里程表由指示部分和车速信号产生部分构成，指示部分的速度指示机构由电子驱动电路加上荧光显示屏（VFD）、发光二极管显示屏（LED）、液晶显示屏（LCD）、电子发光显示屏（FLD）及等离子显示屏（PDP）等显示器件构成。速度指示机构的基本原理是，根据基准时间信号发生器发出的时间，确保定时累计从车速传感器发送过来的信号数量，由记忆电路记忆累计完成的数值，并由指示驱动回路按一定时间间隔由指示器指示车速，原理框图如图 10-4-41 所示。电子回路部分主要是专用集成电路和微处理器。数值的显示方式有用指针刻度式、波带式、图表式、模拟指针式等，目前以模拟指针式为主。图 10-4-42 为芜湖汽车仪表研究所独立开发出的，国内大规模使用的电子车速里程表电路原理图一例，装配结构简图如图 10-4-43 所示。

电子式车速里程表中的里程累计机构以用于机械式车速里程表的累计计数器或由步进电机驱动的累计计数器为主，目前也有少数采用全数字式记忆的累计计数器，它在记忆部分增加了失电保护功能，确保存贮器在断电的情况下仍能保持记忆功能。

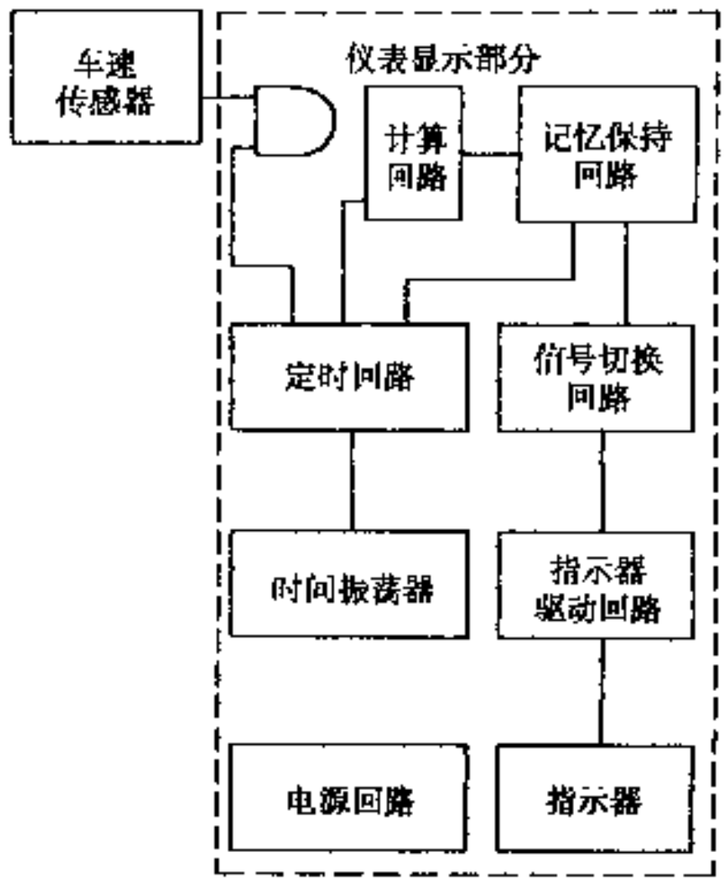


图 10-4-41 电子车速里程表指示机构框图

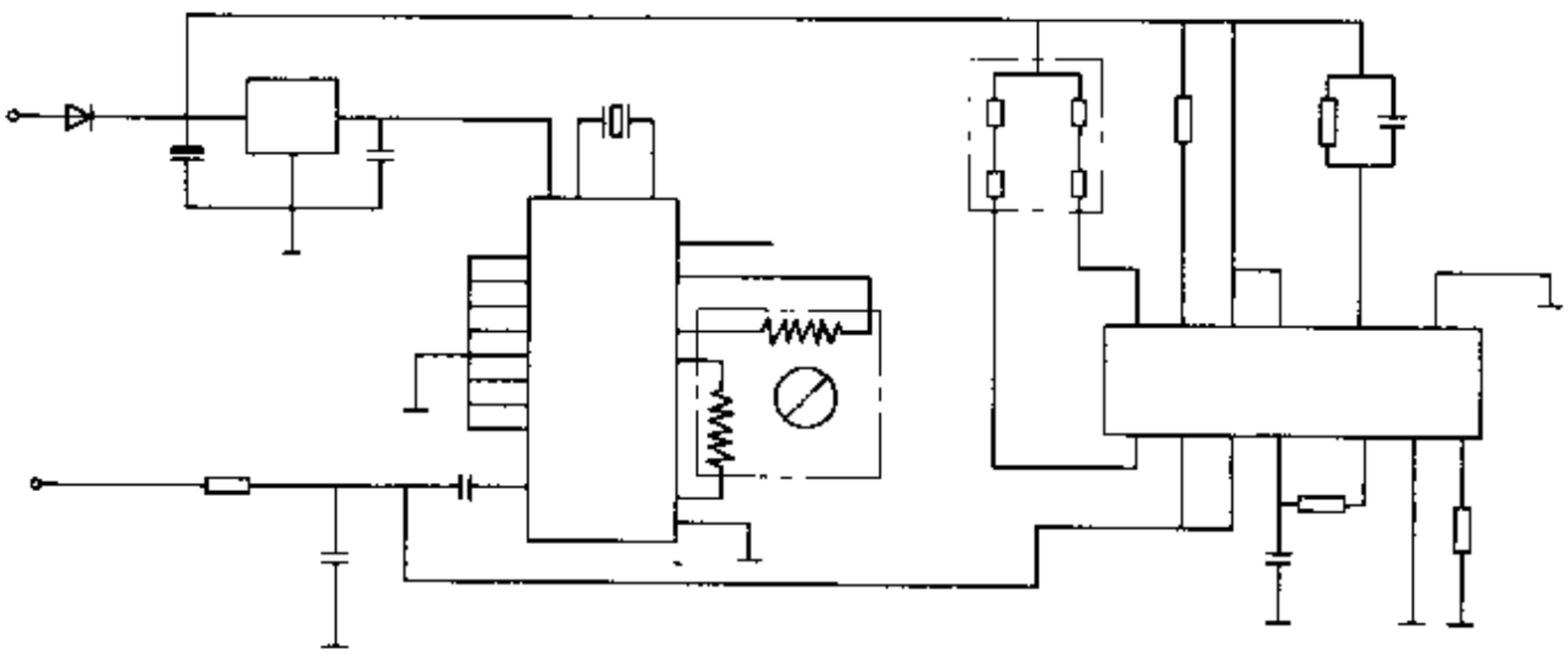


图 10-4-42 一种电子车速里程表电路原理图

4）车速报警装置

车速报警装置是汽车超过某一法定或经济限速时通过声音或灯光发出报警的装置，一般由信号发生部分和报警部分组成。主要用于防止超速行驶。

目前国产仪表中的超速报警多数采用速度指示区域颜色区别来提示。从日本、美国及德国等汽车工业发达国家引进的产品大多安装了报警装置，其信号产生方式列于表 10-4-3，报警方式主要有连续或断续的蜂鸣声、警铃声、扬声器语言声，以及灯光闪烁等，还有的带动变速机构而自动减速。

表 10-4-3 车速报警信号产生方式

方 式	说 明
触 点 式	在车速表标牌或支架上面设固定触点，指针轴上装弹性系数小的游丝，其端部带有动触点，当速度达到报警速度时，触点互相接近并使报警部分工作
凸 轮 式	在速度表指针轴或感应罩上装凸轮板，在第 3 轴的端部设一旋转触点。当达到报警速度时，凸轮板轴端接触，打开报警器件
邻接开关式（感应式开关）	在速度表支架侧面设有由电子回路构成的固定的无触点邻近开关，在指针轴上装有由铝板等构成的可动邻近体，达到报警速度时，邻近开关工作
电脉冲式	用车速传感器产生的脉冲和处理该脉冲的电子回路，在达到报警速度时报警

汽车论坛 http://www.qclt.com

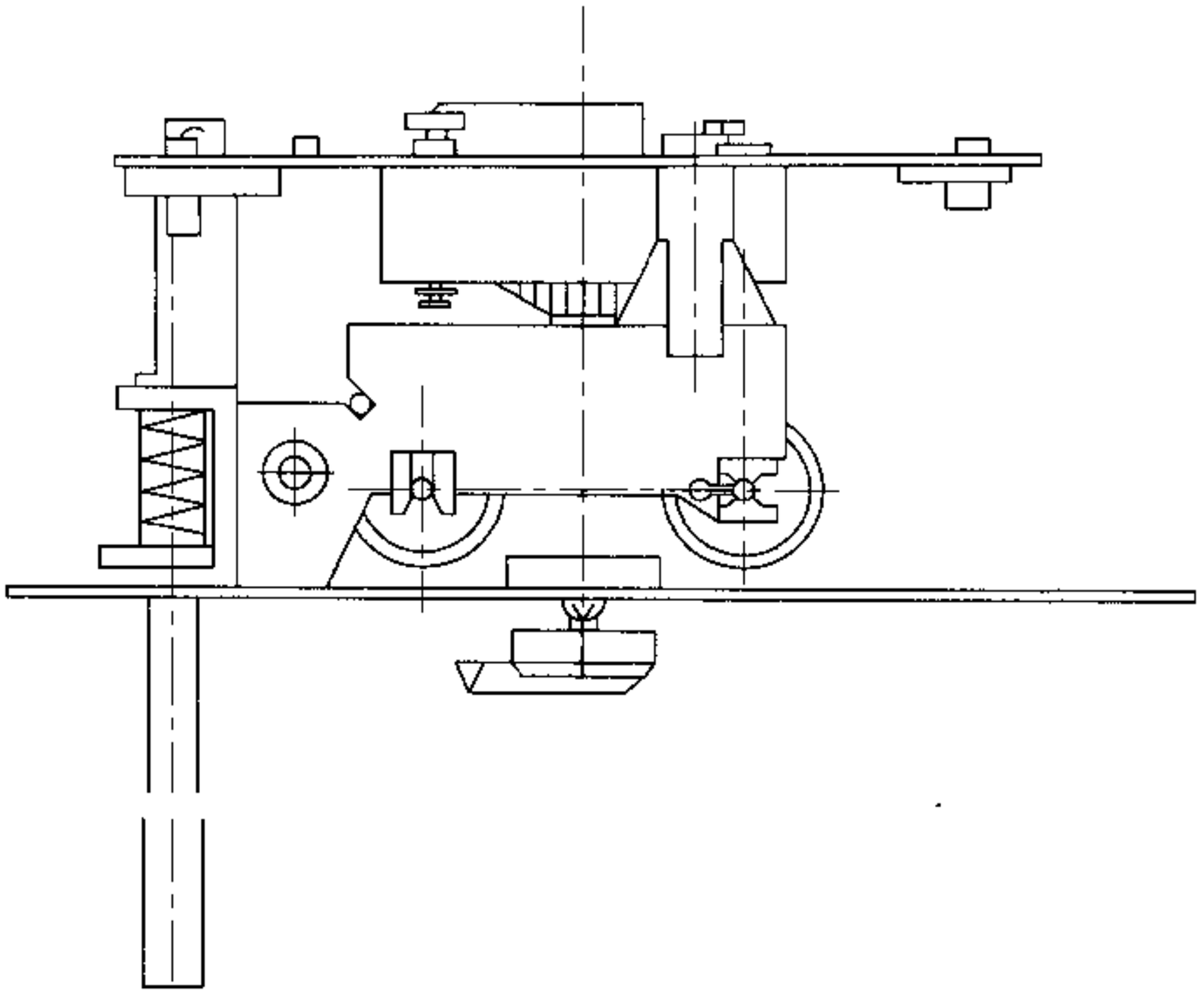


图 10-4-43 电子车速里程表装配结构简图

5）车速传感器

除汽车速度表要使用车速传感器外，与车速有关的一些装置也需要来自车速传感器的信息，如自动变速器、自动门锁、自动座椅、自动悬架调整系统等都需要车速信息来控制动作。车速传感器有电磁式、光电式、舌簧管式及霍尔元件式等多种，国内市场使用最广泛的是霍尔元件式速度传感器。

霍尔元件传感器由转轴带动磁钢旋转，磁钢每转过一对磁极霍尔元件输出一次电位变化，即一个脉冲信号，脉冲信号经电路转换，即可测量到相应的车速。考虑到仪表的指示精度，磁钢一般八极充磁，其典型结构如图 10-4-44 所示。

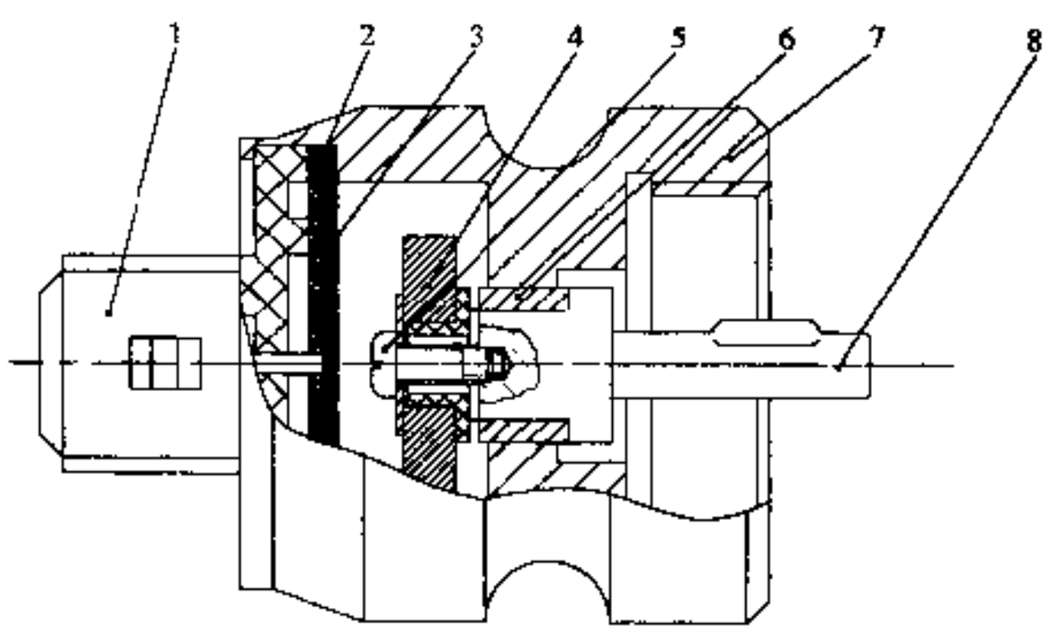


图 10-4-44 霍尔式车速传感器结构图

1-插头；2-垫圈；3-线路板（焊有霍尔元件）；4-磁钢；5-螺钉；6-轴套；7-接头；8 轴

6）软轴

软轴由挠性轴和外壳软管构成，用于将变速器端蜗轮蜗杆的输出旋转运动传递给速度表。挠性轴（俗称钢绳）是在轴芯钢丝上交互卷上四层或五层钢丝经热处理后成型，直接传递运动及转矩。外壳软管是在尼龙树脂管上编织钢丝网或用扁钢丝与三角钢丝交织成软管后再被覆上聚丙烯等树脂，主要起保护挠性轴、使其平稳灵活地运转、不受外界干扰和损伤的作用。其结构如图 10-4-45、图 10-4-46 所示。

10.4.7.2 转速表

转速表是指示发动机转速的仪表。

汽车论坛 http://www.qclt.com

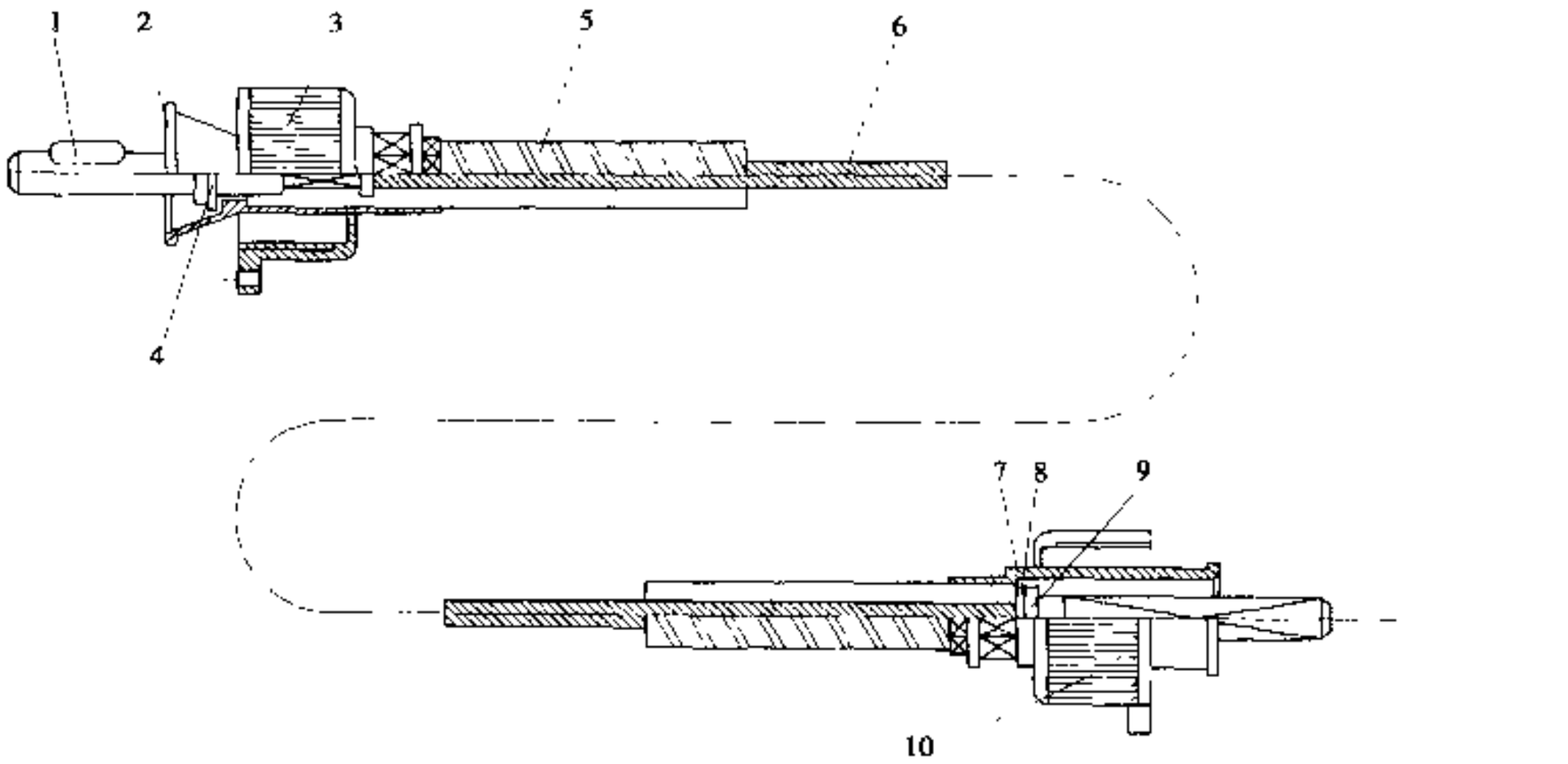


图 10-4-45 软轴总成简图

1-月亮销；2-变速器接头；3、10-螺母；4、8、9-垫圈；5-软管；6-可挠性轴；7-里程表接头

按用途分为汽油机转速表和柴油机转速表；按结构分为机械式和电气式，电气式有脉冲式、发电机式等。目前国内汽车上多用脉冲式的电气式转速表。转速的表示方式一般为指针式，还有用发光二极管、荧光管及液晶显示屏等图形模拟显示或数字表示转速的数字式。

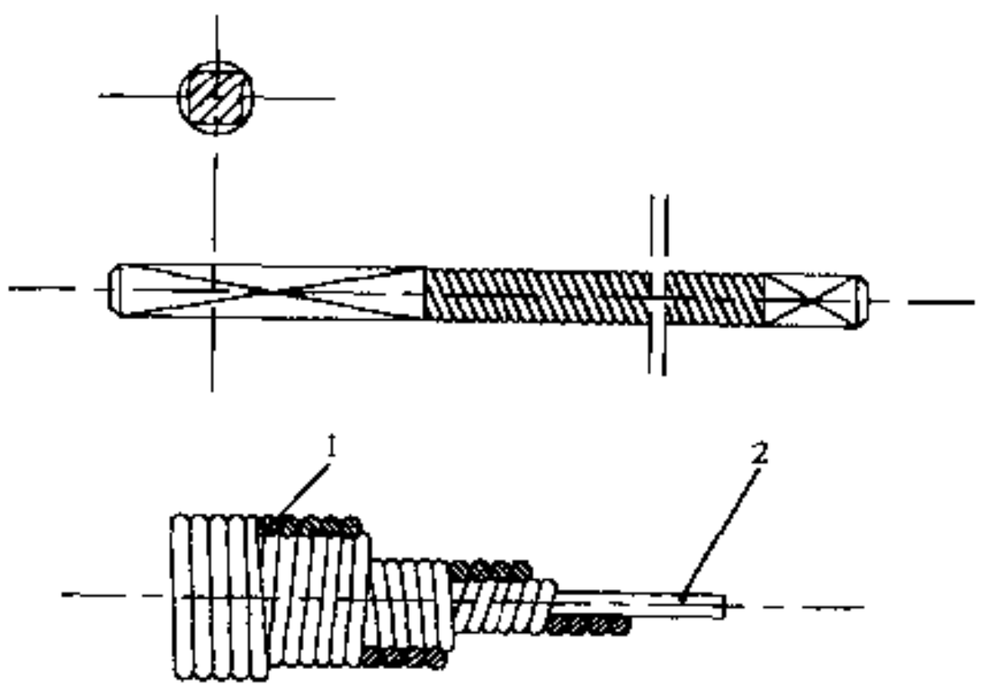


图 10-4-46 软轴外形与结构图

1-钢丝；2-轴芯

1）机械式转速表

磁感应式转速表与磁感应式车速里程表原理和结构一样，指示精度、耐振性都比较好，且成本低廉，但它需要从发动机上面引出传动轴，并由软轴带动，而且高速旋转时软轴的耐久性等较差。

2）电气式转速表

由于电气式转速表与发动机之间用传递电信号的电线连接，使得装车和维护比较容易，彻底解决了软轴的耐久性问题，成为目前广泛采用的方式。另外，全部采用电子元器件、无机械零件的全电子式转速表也已问世。

检测点火信号的脉冲式电气式转速表电路见图 10-4-47，通过检测发生在发动机点火线圈一绕组上的断续点火信号，形成具有与发动机转速成比例的有效电流输出信号，驱动电流表进行指示。多用于汽油机。

发电机脉冲式转速表回路见图 10-4-48，它以发动机正时齿轮或正时皮带作为转速的信号源，用磁感应的方式或光电耦合的方式产生与发动机转速成比例的电信号。该电信号经滤波整形放大后，形成与发动机转速成比例的电流输出信号，驱动电流表指示出发动机转速。

电气式转速表中电流表的指示机构分动圈式和动磁式两种。前者跟电气式车速里程表中的速度测量机构一样，其测量机构见图 10-4-49。

磁感应式转速传感器结构如图 10-4-50 所示，安装于正时齿轮侧，检测正时齿轮的位置或转速信号。

3）电子式转速表

图 10-4-51 为芜湖汽车仪表研究所开发的用于一汽平头车上的电子转速表原理图。电子式转速表的指示部分同其它电子仪表一样，都是用发光二极管、荧光显示屏、液晶显示屏等作为显示器件，而发动机信

汽车论坛 http://www.qclt.com

号的取得跟电气式转速表一样。

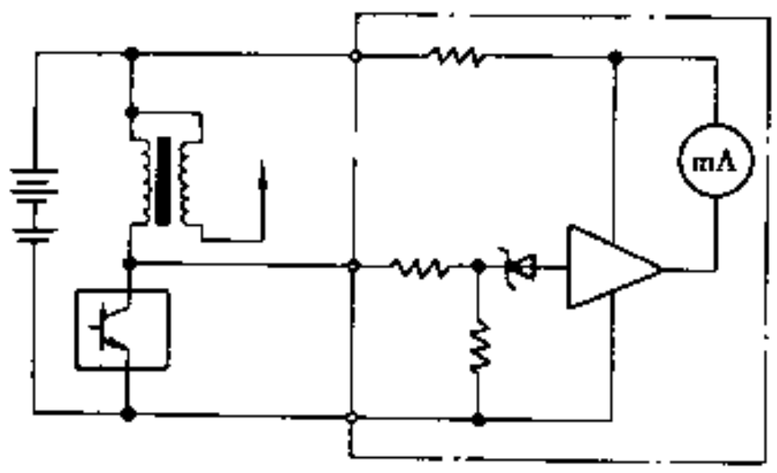


图 10-4-47 检测点火脉冲式电气式转速表回路

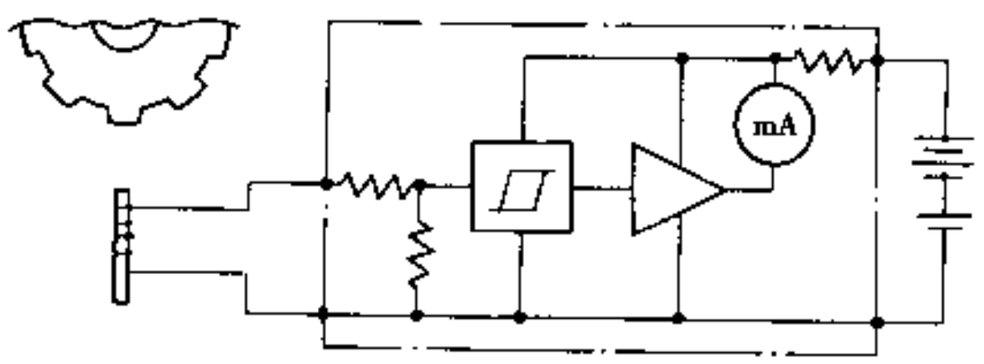
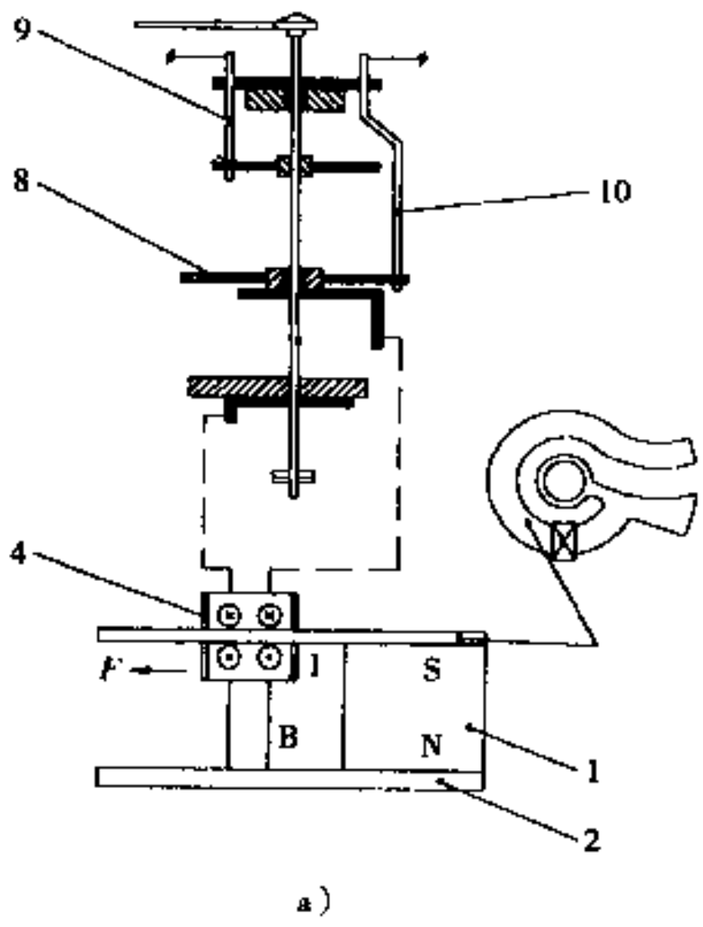


图 10-4-48 发电机脉冲式转速表回路



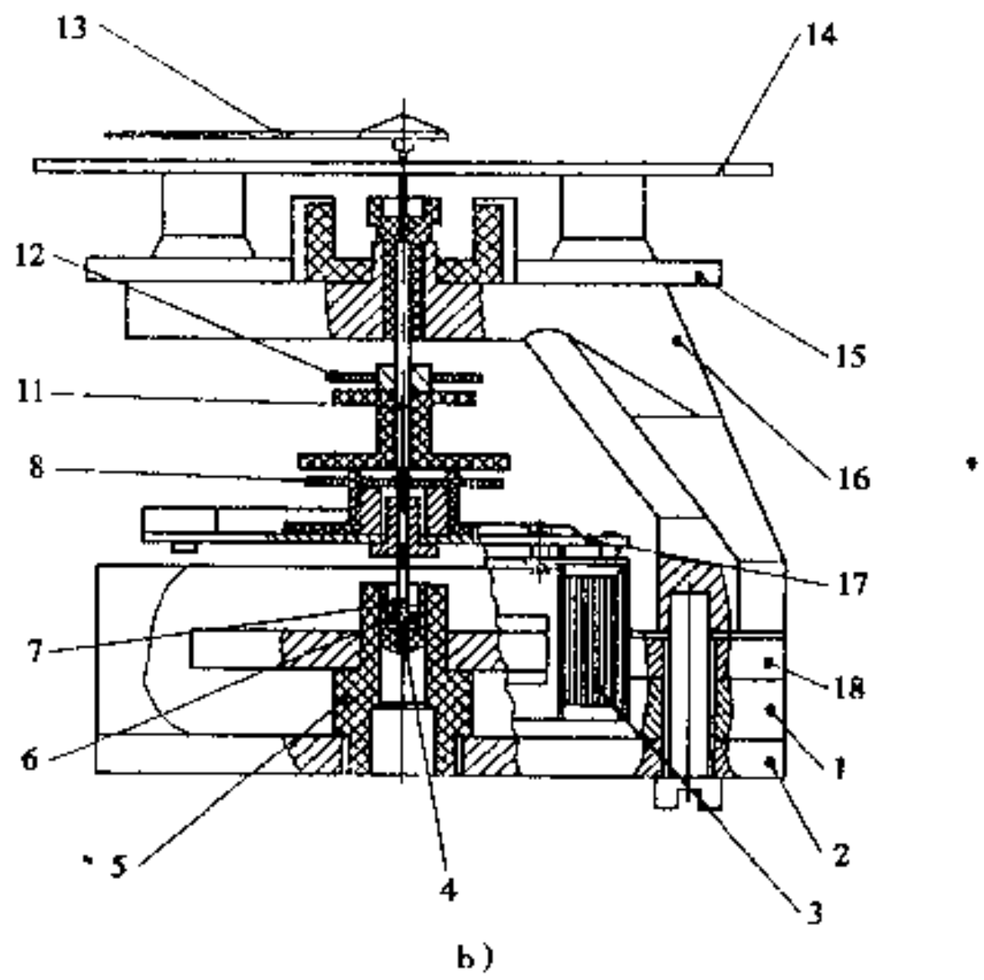


图 10-4-49 动圈式转速表测量机构

a)测量机构原理图；b)结构图

1-磁钢；2-极板；3-线圈；4-轴承钢珠；5-下轴承；6-阻尼垫圈；7-阻尼油；8-游丝；9、10-导流片；11-针轴；12-游丝；13-指针；14-刻度盘；15-印刷线路板；16-支架；17-骨架；18-极环

发动机转速表分类见表 10-4 4 所示。

表 10-4-4 发动机转速表分类

结构	信号检测方式			指示形式
机械式	磁感应式 离心式		软轴传递信号	涡电流式仪表 调节式仪表
电气式	脉冲式	点火信号脉冲式	电压式	电流表
			电流表	
		发电机脉冲式	电磁拾取式	电压表
			压电拾取式	
	发电式—交流发电式		电压值检测式	同步电机及涡流式仪表
			同步电机运动式	
电子式	同电气式			发光二极管、荧光显示管

汽车论坛 http://www.qclt.com

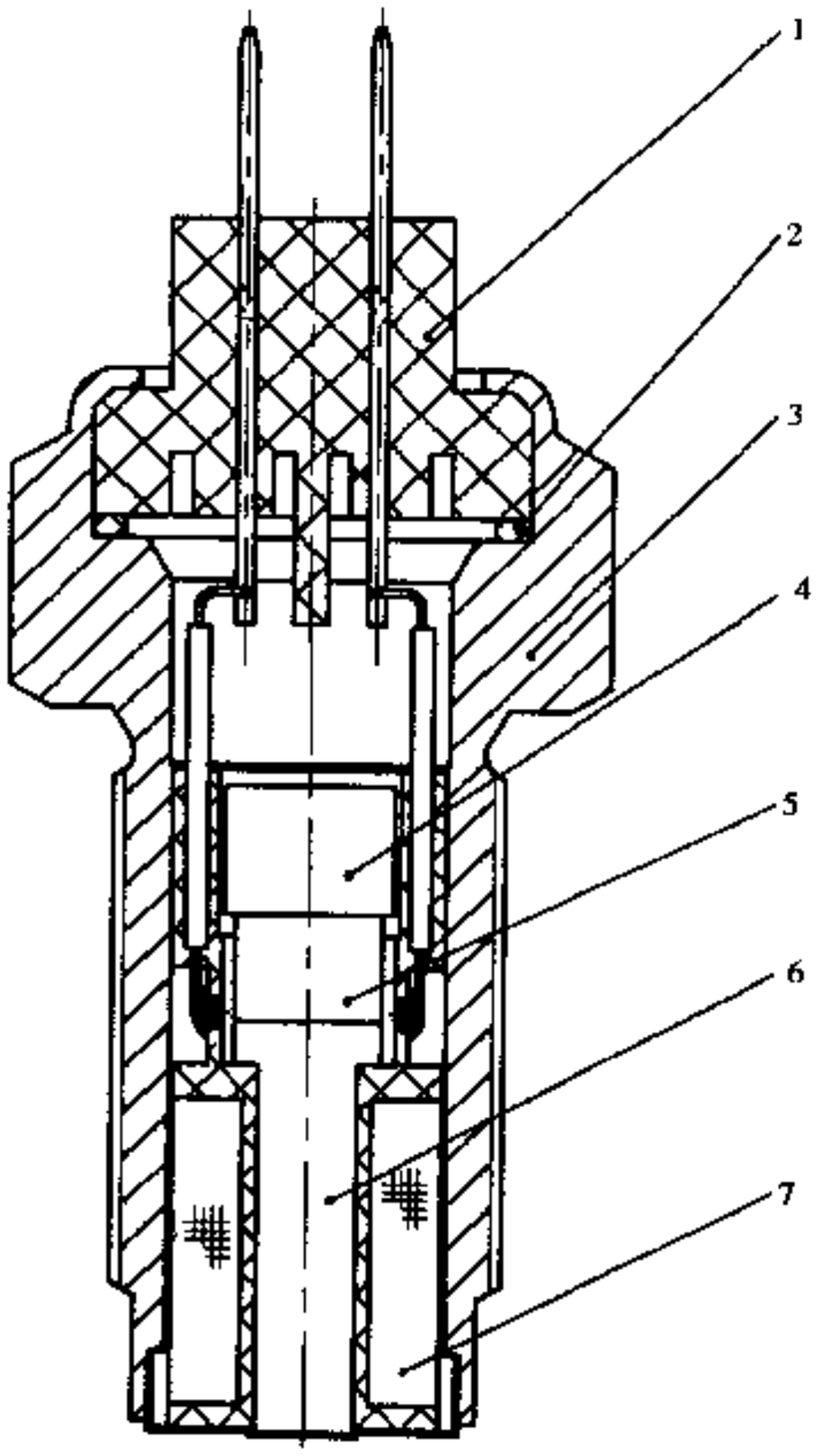


图 10-4-50 磁感应式转速传感器结构图

1-端钮组合；2-橡胶垫圈；3-接头组合；4-极板；5-磁铁；6-芯棒；7-感应线圈组合

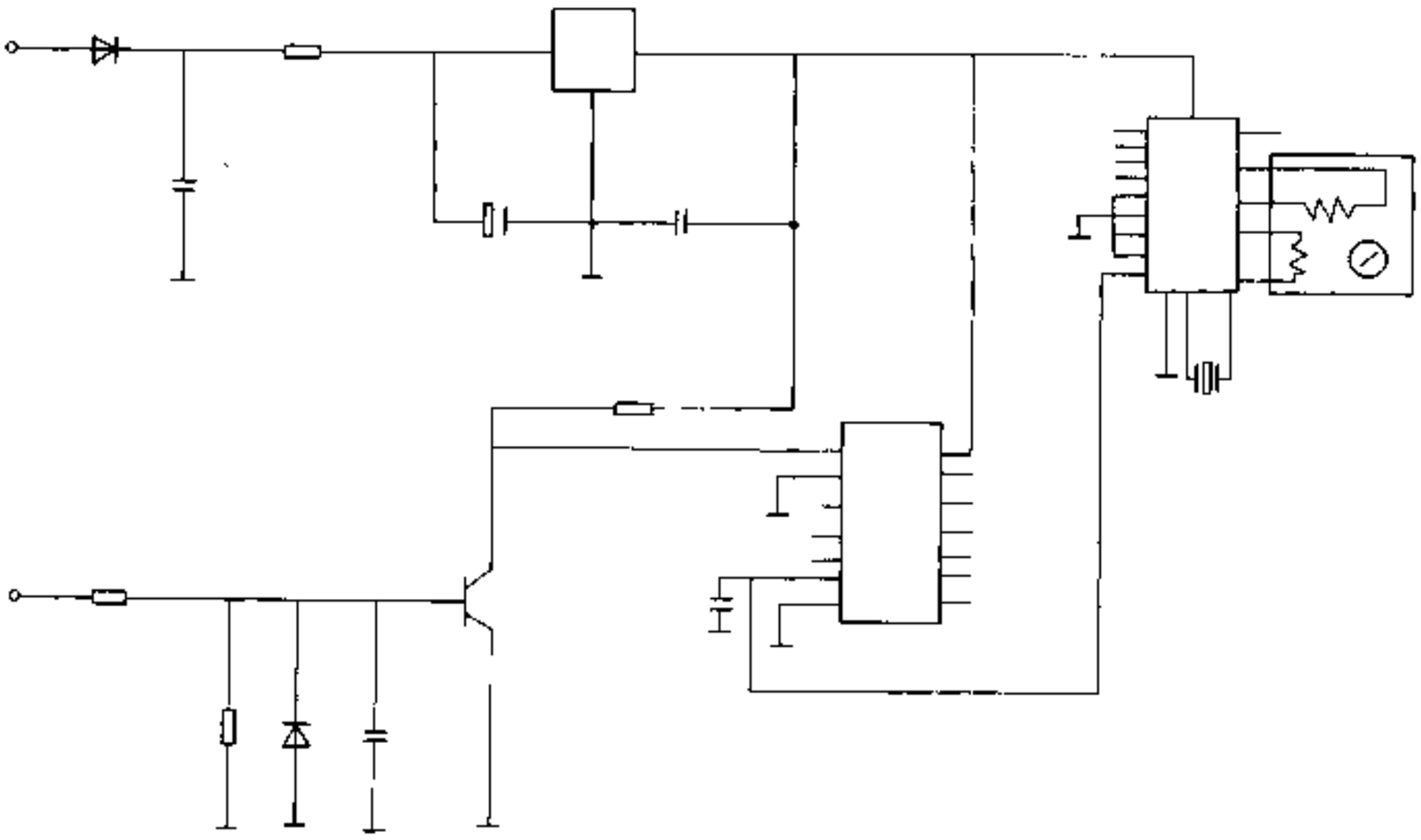


图 10-4-51 电子转速表电气原理一例

汽车论坛 http://www.qclt.com

10.4.7.3 燃油表

按工作原理分为电磁式、电热式及电子式三种；按结构型式可分为四类，见 QC/T12—92 标准的规定（表 10-4-5）。但新型仪表多采用表 10-4-6 给出的形式（其中线圈式指示器即电磁式或动磁式）。国内双金属式和线圈式指示器与可变电阻式传感器用得比较普遍。

1）交叉线圈式燃油表

广泛使用的交叉线圈式燃油表机芯正从偏十字交叉的电磁式结构逐步向正十字交叉式机芯过渡。十字线圈式燃油表原理及电路见图 10-4-52 所示，结构如图 10-4-53 所示。

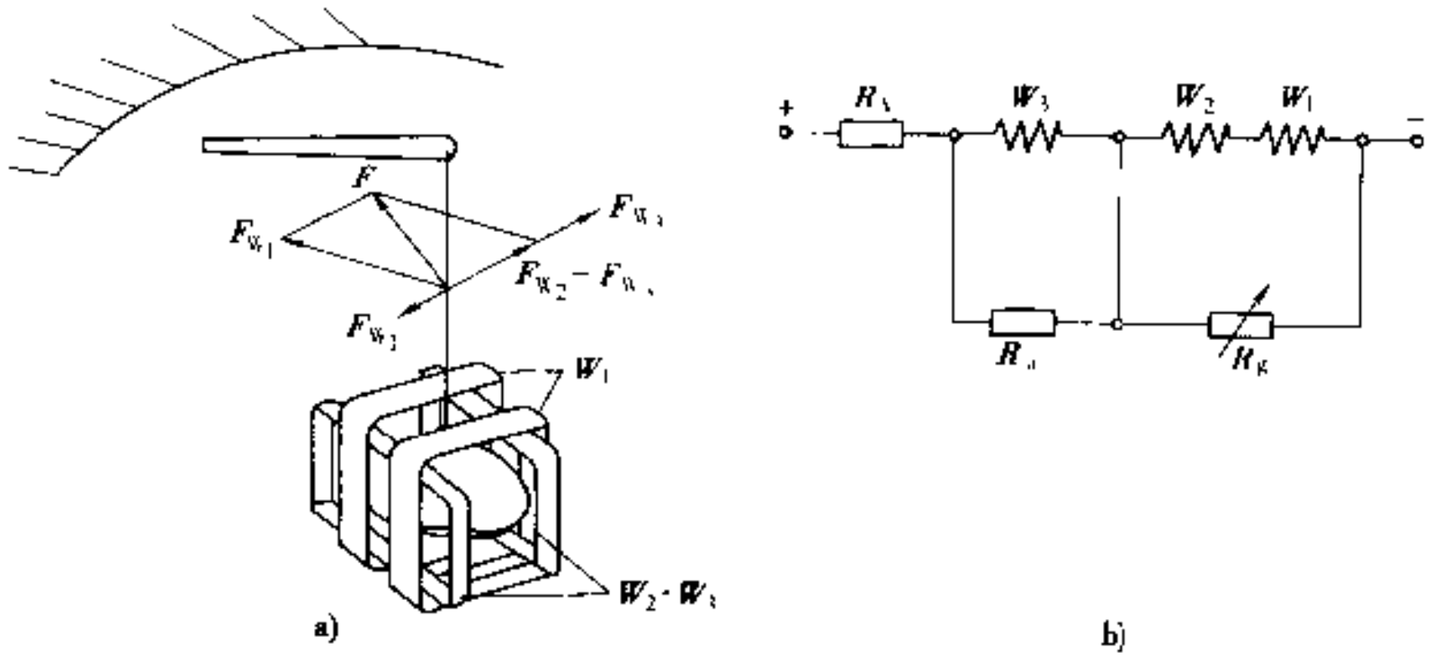


图 10-4-52 十字线圈式燃油表原理图与电路原理图

表 10-4-5 燃油表的种类

指示器	传感器	附属装置
电磁式	可变电阻式	
动磁式		
双金属式	双金属片式	
双金属式	可变电阻式	稳压器

表 10-4-6 国内使用的燃油表的种类

指示器	传感器	附属装置
电子式	可变电阻式	
线圈式	电磁感应式	
电子式	电磁感应式	
线圈式	静电容量式	

如图 10-4-52a）所示，指示机构的三组线圈中的线圈 W_1 和 W_2 均与 W_3 成直角绕制，并且 W_1 和 W_3 成反向绕制，线圈 W_2 和 W_3 的励磁力 $\vec{F}W_2 + \vec{F}W_3$ 与线圈 W_1 的励磁力 $\vec{F}W_1$ 合成励磁力 $\vec{F}$，随着传感器输出

汽车论坛 http://www.qclt.com

电阻值的变化，线圈 W_1 中的电压发生变化，励磁力 $\vec{F}$ 则发生大小和方向的变化，线圈内部的旋转磁钢则带动指针跟随旋转磁场即 $\vec{F}$ 的作用而动作，指针指示出油面。只要适当调整二组线圈的匝数，就能获得所需要的不同刻度特性的指示效果。如要求指针在仪表断开电源时归零位，则只要在有骨架的适当位置上增加归零磁钢，但在考虑线圈匝数时必须考虑归零磁钢对转动磁铁的影响。另外，十字交叉式动磁机芯结构也可作燃油表之外的仪表机芯使用，如速度表、温度表、油压表，甚至电压表等。

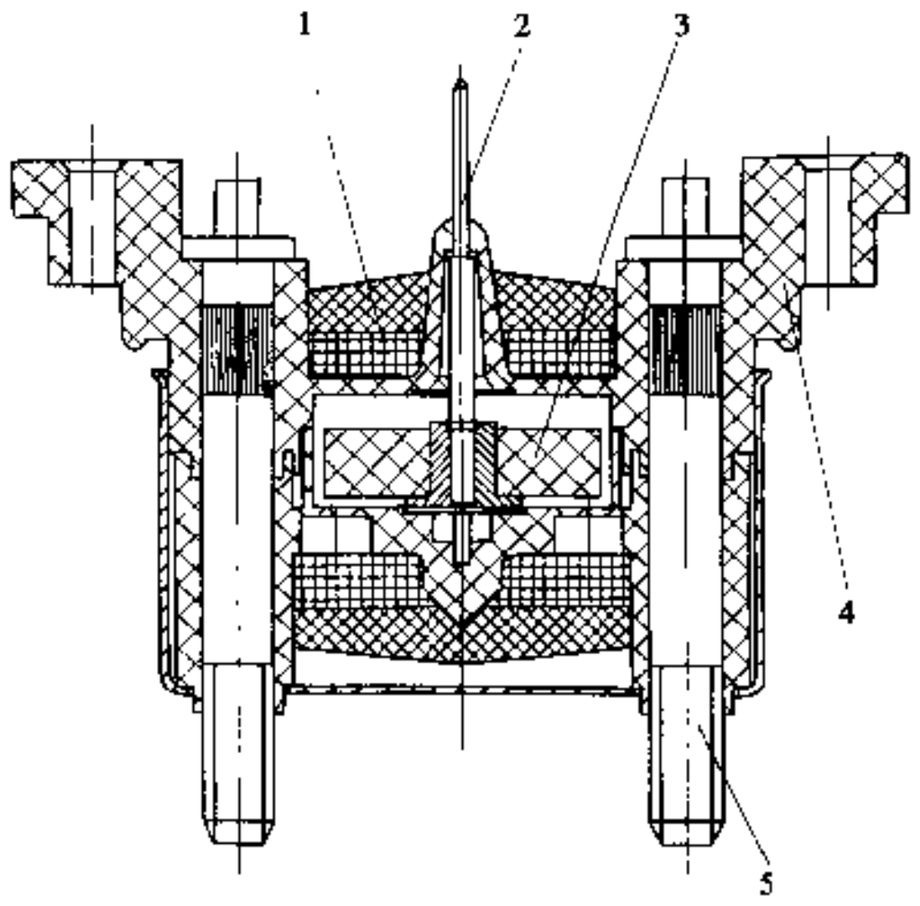


图 10-4-53 十字线圈式燃油表结构图

1-线圈；2-转动轴；3-转动磁钢；4-骨架；5-寻电杆

2）双金属片式燃油表

国内使用的双金属片式燃油表原理图见图 10-4-54，其表头结构如图 10-4-55 所示。关键结构是Ⅱ型双金属片上缠绕适当的加热电阻丝，双金属片的补偿臂一端固定在左调节板上，通过它能够对指针零位调整。Ⅱ型双金属片一臂端与左调节板固定，另一臂端的自由端钩住指针，在双金属片受热弯曲时带动指针偏转，达到指示目的。另外，还可通过右调节板调节弹簧片对指针的拉力，从而控制双金属片的挠度，当指针调好零位之后就靠调节弹簧片的拉力来校准各点读数。

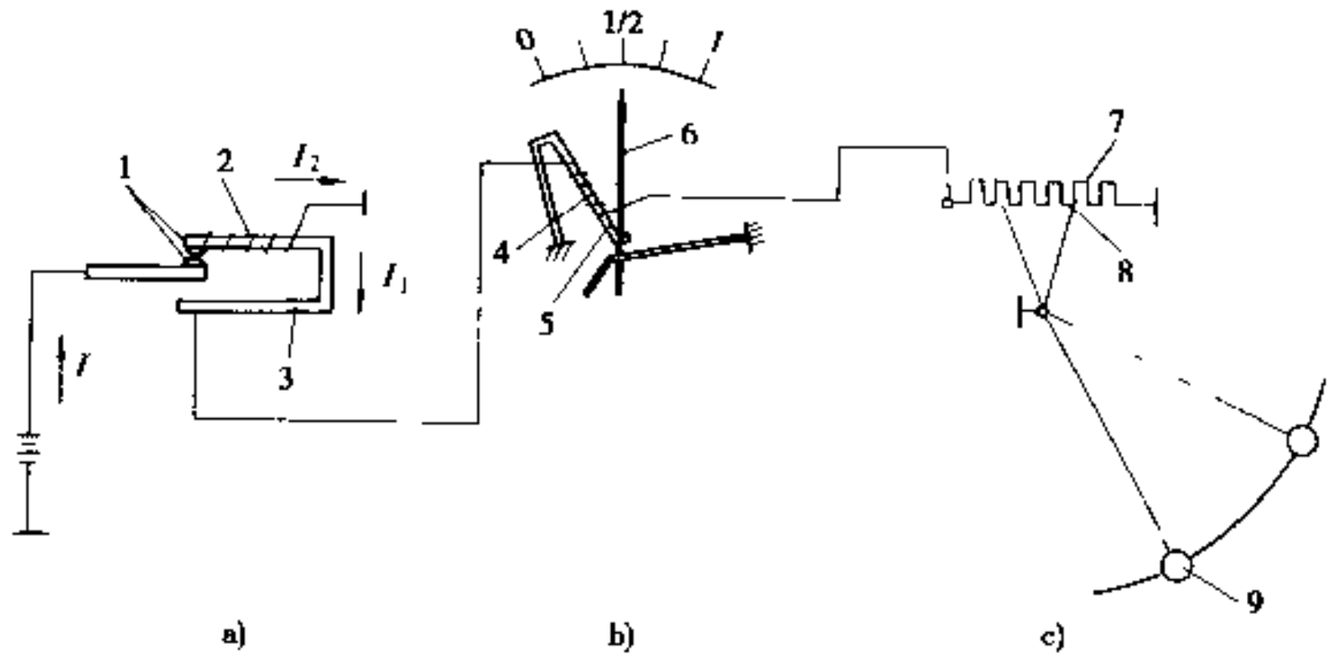


图 10-4 54 双金属片式燃油表原理图

a)稳压器；b)燃油表；c)传感器

1-触点；2-稳压器电阻丝；3-稳压器双金属片；4-燃油表芯电阻丝；5-双金属片；6-汽油表指针；7-可变电阻；8-滑动接触片触头；9-浮子

Ⅱ型双金属片上使用的加热电阻丝是用温度系数小的镍铬、铜镍合金丝被覆上高耐热绝缘层材料制成。改变双金属片被动层的朝向就可改变指针的转动方向。

为了避免温度变化对双金属片的影响，进行温度补偿，以减小指示误差，一般采用Ⅱ字形的简单结构进行温度补偿，其原理如图 10-4-56。图 10-4-56a）中双金属片除随加热电阻加热变位外，还随环境温度变化而端部移位，造成指示误差。10-4-5b）所示形状，补偿臂和工作臂之间长度相等，同时受环境温度变化影响，两臂均按同一方向同量弯曲，使工作销留在原来的位置不动，从而达到温度补偿的目的。

为防止电源电压变化导致仪表出现电源性指示误差，设计中采用稳压器来保证仪表工作系统具有稳定的输入电压，一般采用双金属片式稳压器，图 10-4-57 所示为通常采用的触点式稳压器结构图，其工作原理与图 10-4-55 中双金属片结构一样，只是将钩住指针的挂钩或工作销的位置，按双金属片变热弯曲方向

汽车论坛 http://www.qclt.com

改成触点，并使双金属片的主动层朝触点，然后固定好Ⅱ形双金属片和调节片，通过调节螺钉调整双金属片与调节片上两触点之间的压力。压力的大小决定输出电压（或电流）有效平均值的大小。

从80年代起，部分汽车使用半导体材料制成的电子稳压器替代双金属片式稳压器，这种稳压器无触点、无可动部分，适于大批量生产，可靠性比双金属片式稳压器高许多，调压精度较高，装配更方便、更省时。缺点是对汽车电路的高电压承载性和电子干扰的适应性差。

3）电子式燃油表

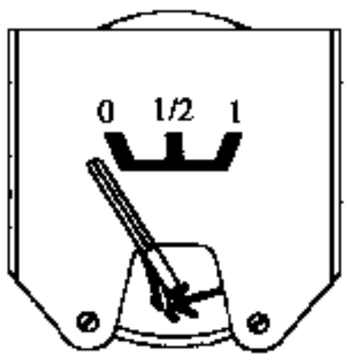
电子式燃油表国内仅处于试制阶段，是在机电式仪表上加电子指示器的仪表。

（1）指示器

指示器有荧光显示屏、发光二极管显示屏及液晶显示屏等。国内目前使用的是辨认性好、寿命长的发光二极管形式，国外先进产品中多用荧光显示屏。其显示形式分为液晶模拟指针式、柱状扫描带及数字式几大类。为防止夜间过于眩目，将指示器与照明开关及照明控制器等联动，达到可减光和调光的作用。

（2）控制回路

控制回路大致分为模拟处理（图10-4-58）和数字处理（图10-4-59）两种处理模式。无论哪种情况，都是检测对应于燃料残留量的电阻值。荧光显示管用的电源通常是升压回路即DC/DC转换器，回路由分立电路、微电脑和专用IC构成。



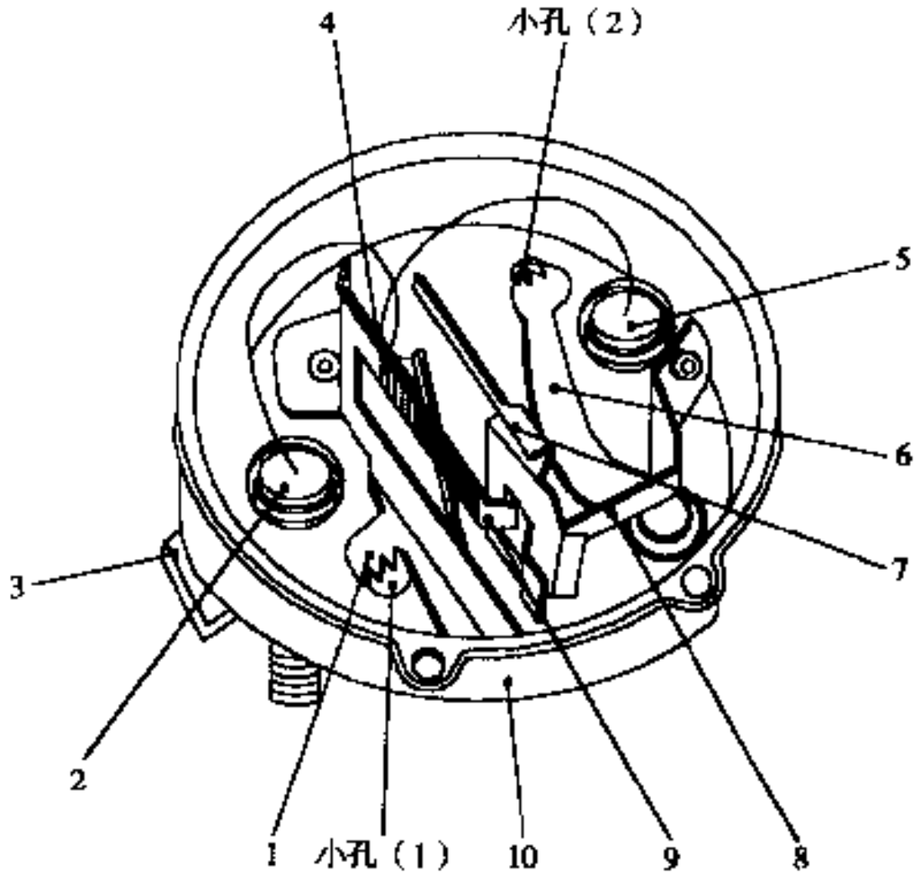


图10-4-55 双金属片式燃油表表头结构图

1-左调节板；2-导电杆；3-绝缘胶板；4-电阻丝；5-导电杆；6-右调节板；7-指针；8-弹簧片；9-双金属片；10-外壳

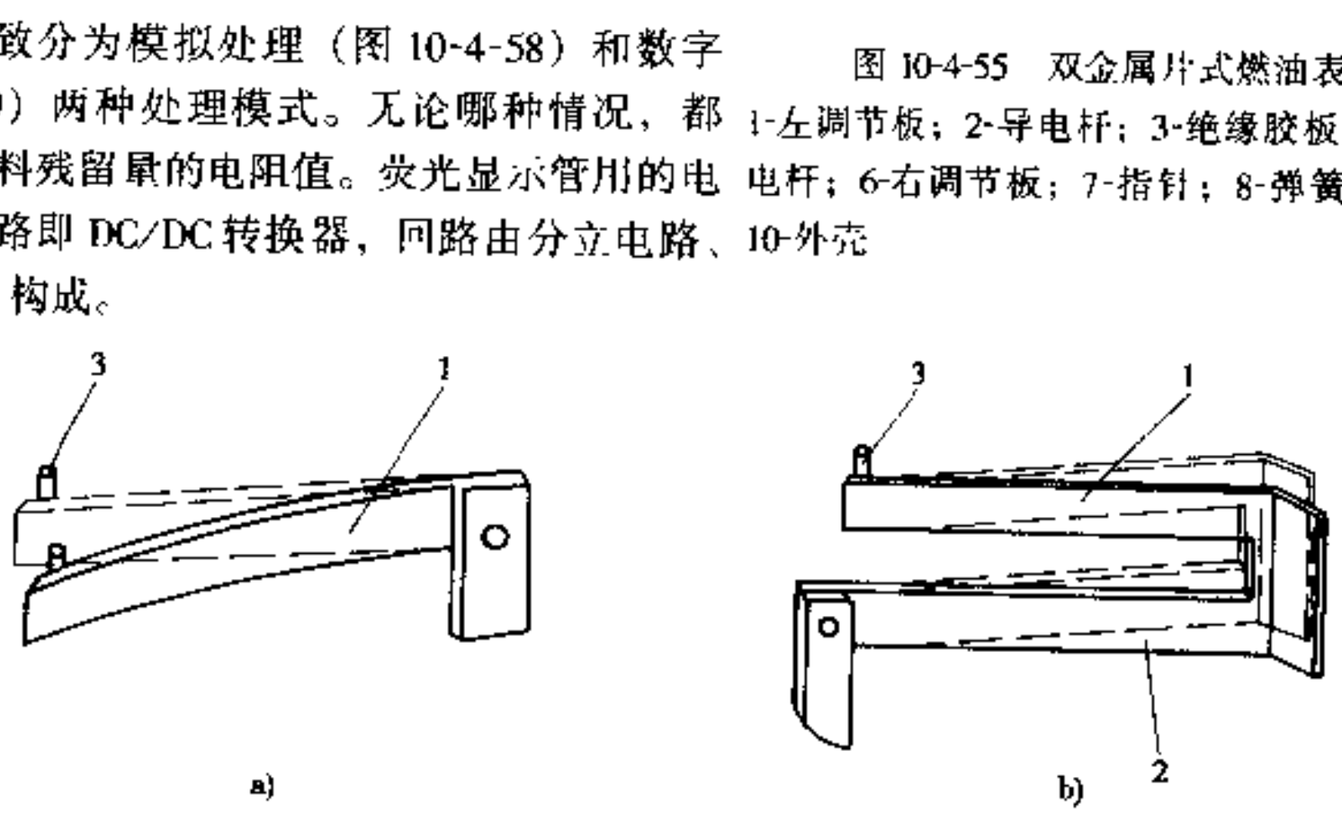


图10-4-56 双金属片的补偿特性

1-工作臂；2-补偿臂；3-工作销

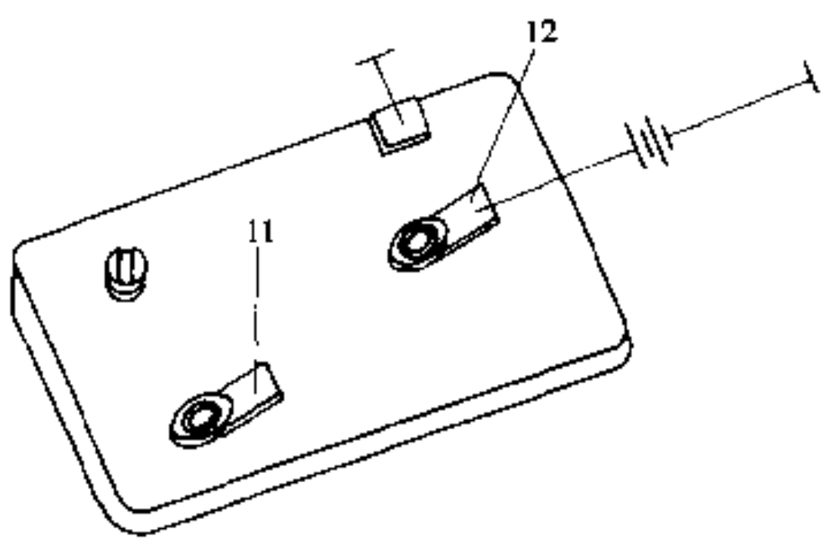
4）可变电阻式传感器

是汽车使用最普遍的形式。在整车设计中主要涉及其在燃料箱上的安装设计，以及出入油管与安全阀位置布置设计，以决定其安装底板结构形式。按结构形式分为单结构形式和复合结构形式两种；按材料分为锌合金制件、钢板冲制件和塑料复合结构形式三种，其中塑料复合结构形式尤其适用于新型塑料燃料箱，它将进出油管和安全排气阀全部复合到燃料传感器上。

（1）浮子杠杆式传感器

浮子杠杆式传感器是最常用方式，电阻板有用镍铬线、康铜丝的线圈式，也有将氯化锂及银钯等印刷在陶瓷基板上烧制成型的厚膜电阻式，其原理如图10-4-54c）所示，结构见图10-4-60。在此类传感器的设

汽车论坛 http://www.qclt.com



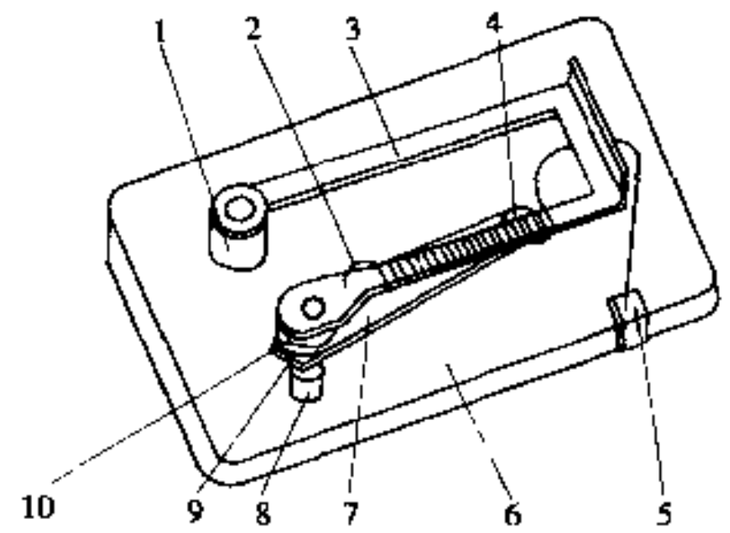


图 10-4-57 双金属片式稳压器结构图

1、4-铆钉；2-电阻丝；3-双金属片；5-接地片；6-胶木底板；7-调节片；8-调节螺钉；9、10 触点；11、12-焊片

计中，应考虑燃料箱为安全加油最高油面和留存的最少燃油残存量，以计算出浮子运动的放射角、杠杆长度及相应弯曲位置和角度。浮子一般应处于燃料箱中部，以防止汽车行驶中和紧急起动或制动所带来的油面波动的影响。

(2) 垂直式传感器

带有触点的浮子按液面变化在垂直插入燃料箱的电阻条上上下滑动的方式即垂直式传感器。其结构见图 10-4-61，电阻条有将镍铬线缠绕上去的，有将电阻线弯成 U 字形的，也有将镍铬箔贴在铝基板上的，外部圆形筒用来减小车辆颠簸

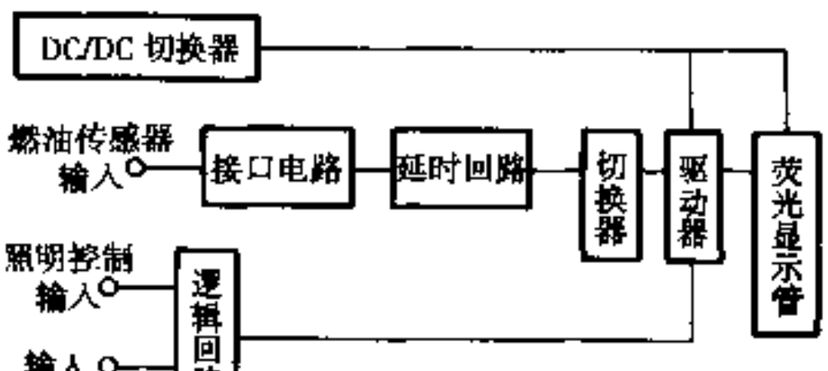


图 10-4-58 模拟处理式

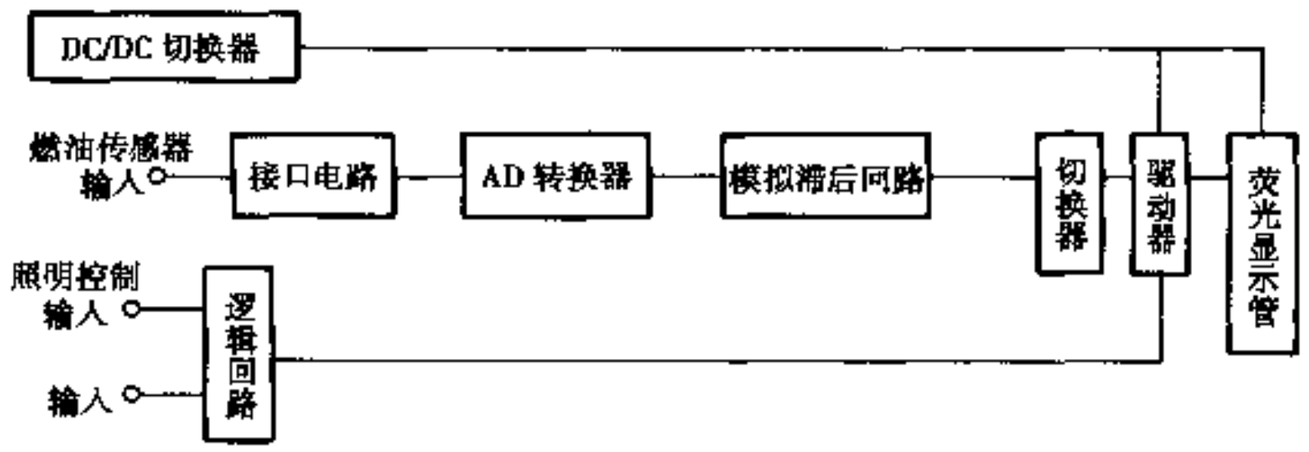


图 10-4-59 数字处理式

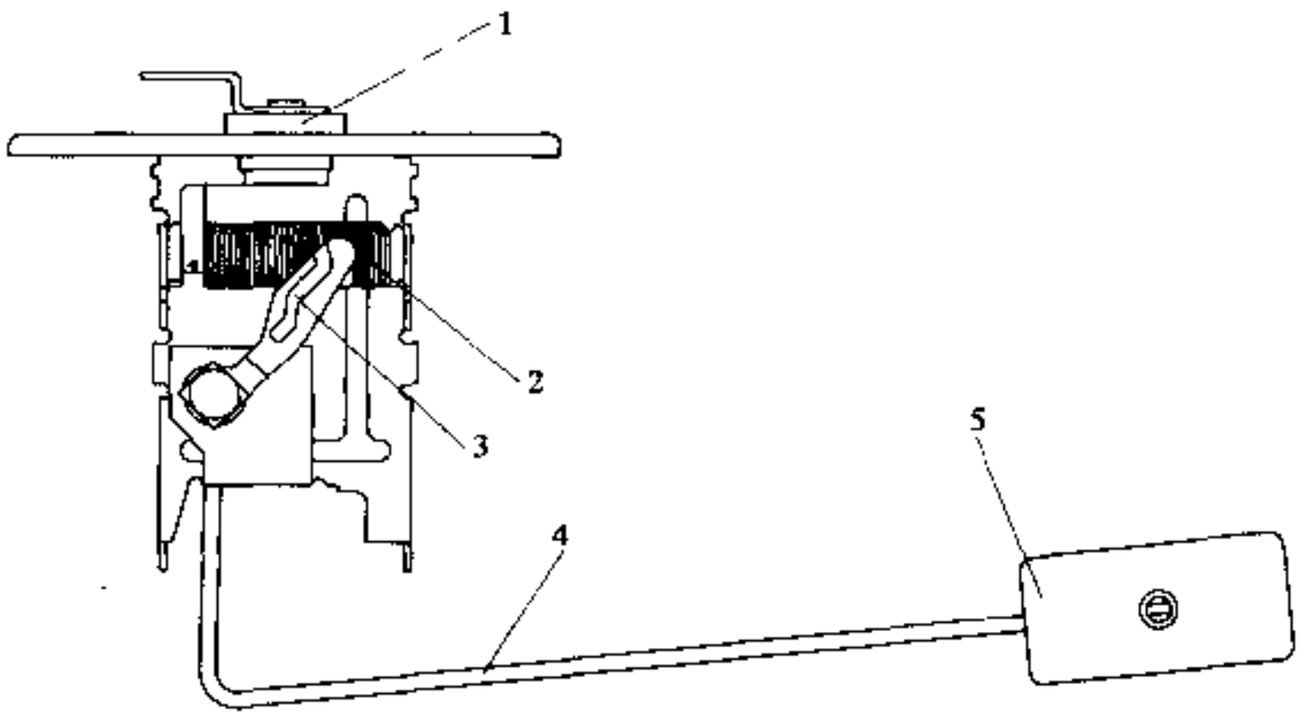


图 10-4-60 浮子杠杆式传感器一例

1-端子；2-滑动电阻；3-弹片；4-浮子臂（杠杆）；5-浮子

汽车论坛 http://www.qclt.com

或转弯时液面变化的影响，使指示平稳，其圆筒一般也应处于油燃料箱中部。

5）LPG用燃料传感器

这种传感器是为了检测车载燃料箱中LPG（液化石油气）的残留量与填充量而设计的直读式传感器。其结构见图10-4-62，它与汽油或柴油燃油表传感器不同，由于燃料箱内是高压，传感器外壳需使用耐高压的材料。燃料箱内浮子的动作带动容器内磁铁移动，容器外直读式仪表内的检测磁铁则根据内部磁铁的移动隔着外壳的金属壁进行磁性耦合，带动指针运动，从而直接从标牌上读出残留量及填充量。

6）电磁感应式燃油传感器

该传感器结构如图10-4-63所示，上下滑动的浮子带动磁环移动并处于励磁线圈外周，使输出线圈的磁通量发生变化，输出电压则发生变化，这样就通过浮子的上下浮动改变输出电阻而检测出液面位置。

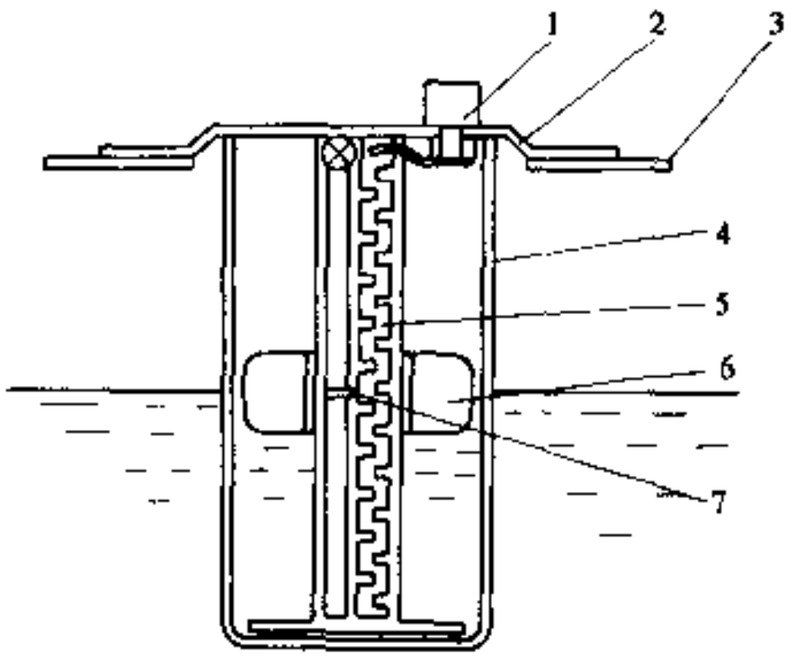


图10-4-61 垂直式燃油传感器

1-端点；2-法兰盘；3-油箱；4-圆筒；5-垂直电阻；6-浮子；7-弹簧触片

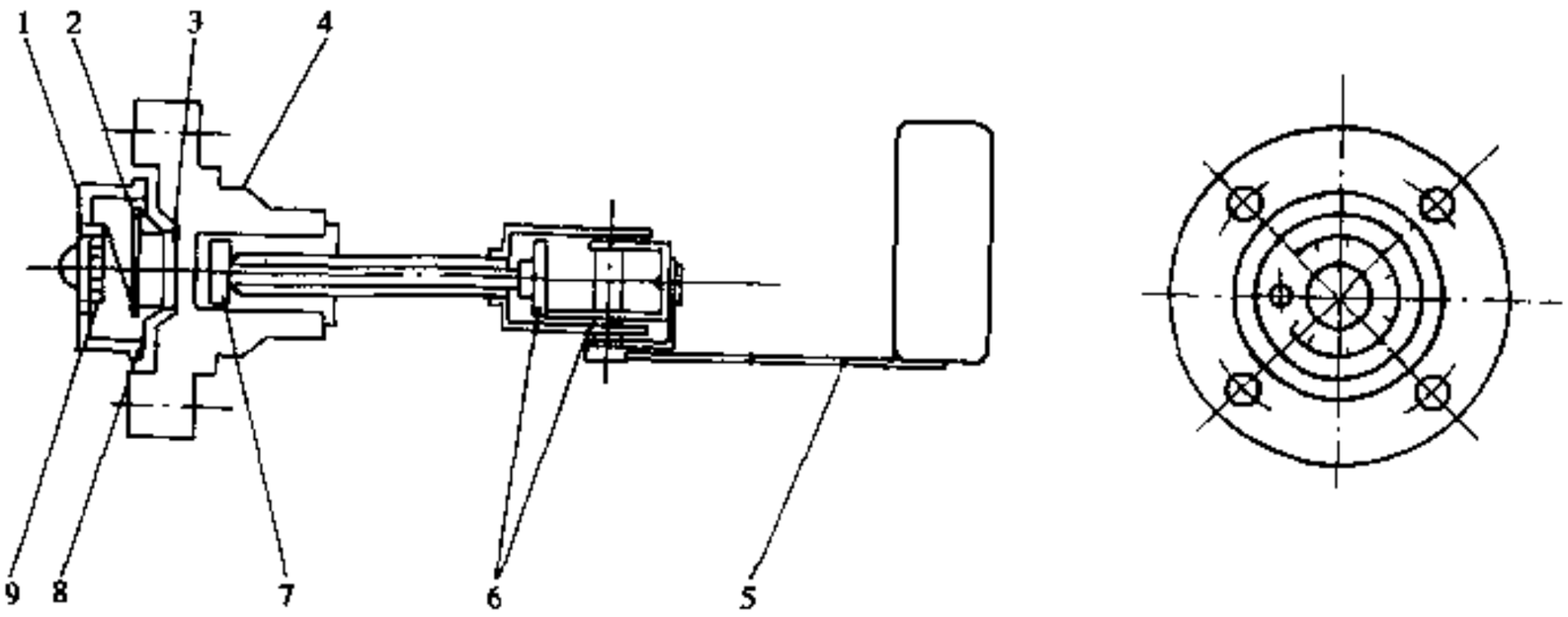


图10-4-62 LPG用燃料传感器

1-触点；2-指针；3-外磁铁；4-壳体；5-杠杆和浮子；6-偏心轮；7-内磁铁；8-标牌；9-电阻板

7）静电容式燃油传感器

该传感器是利用电极板之间静电容量随燃油残留量变化原理制成的传感器，通过电子回路处理，将电容量变化转换成燃油量。

8）燃油报警器用传感器

它是在燃料减少到一定量时进行报警的一种传感器。目前国内主要用浮子开关式，即在电阻板末端适当位置引出一根报警线或另加一块报警调节板，当燃油量低到一定量时，浮子带动弹片打开报警开关报警。国外多采用晶闸管（CRT热敏电阻）自动热特性方式来测量燃油量，该方法国内已用于冷却液面过低报警。报警部分一般采用报警灯，也有采用报警灯与蜂鸣器相结合的方式。

图10-4-64为晶闸管传感报警方式。它有两种情况，一种是与杠杆臂式传感器并用，一种是独立使用。其原理是，晶闸管元件在燃料中热扩散迅速，不进行自加热，元件电阻值较大，而燃料减少到一定量时，晶闸管暴露在空气中，因热扩散慢面快速自加热，因而电阻减小，使电路电流增大，开亮报警灯。

10.4.7.4 温度表

温度表是用于测量发动机冷却液或润滑油温度的仪表。它由指示器和传感器组成，其与整车匹配时，根据发动机的工作温度和冷却液（油冷、水冷或风冷）决定量程温度，有145℃、100℃、120℃之分。传感器的尺寸（含接口尺寸）应符合QC/T499—1999的要求，根据标准QC/T13—92规定，按结构型式分为5

汽车论坛 http://www.qclt.com

种（表 10-4-7）。

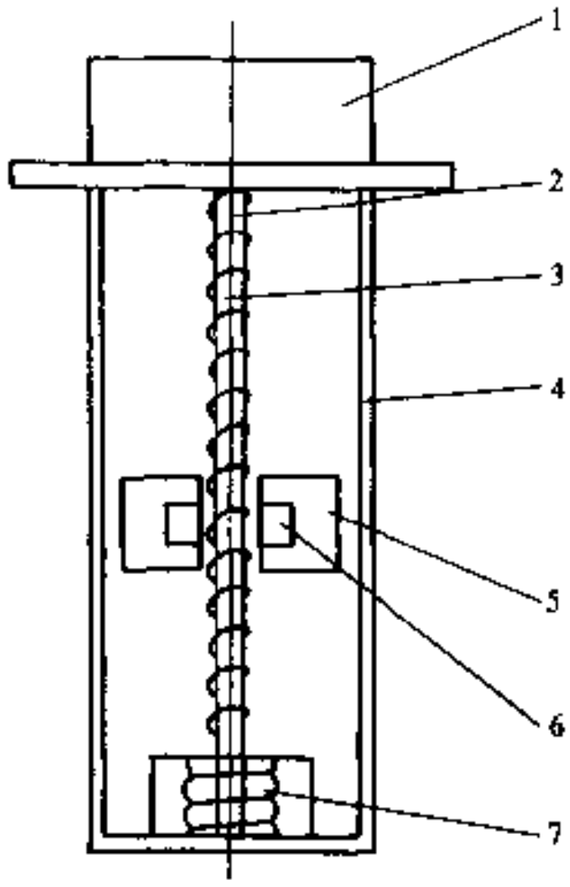


图 10-4-63 电磁感应式燃油传感器
1-传感器外壳；2-铁心；3-励磁线圈；4-圆筒；5-浮子；6-磁环；7-输出线圈

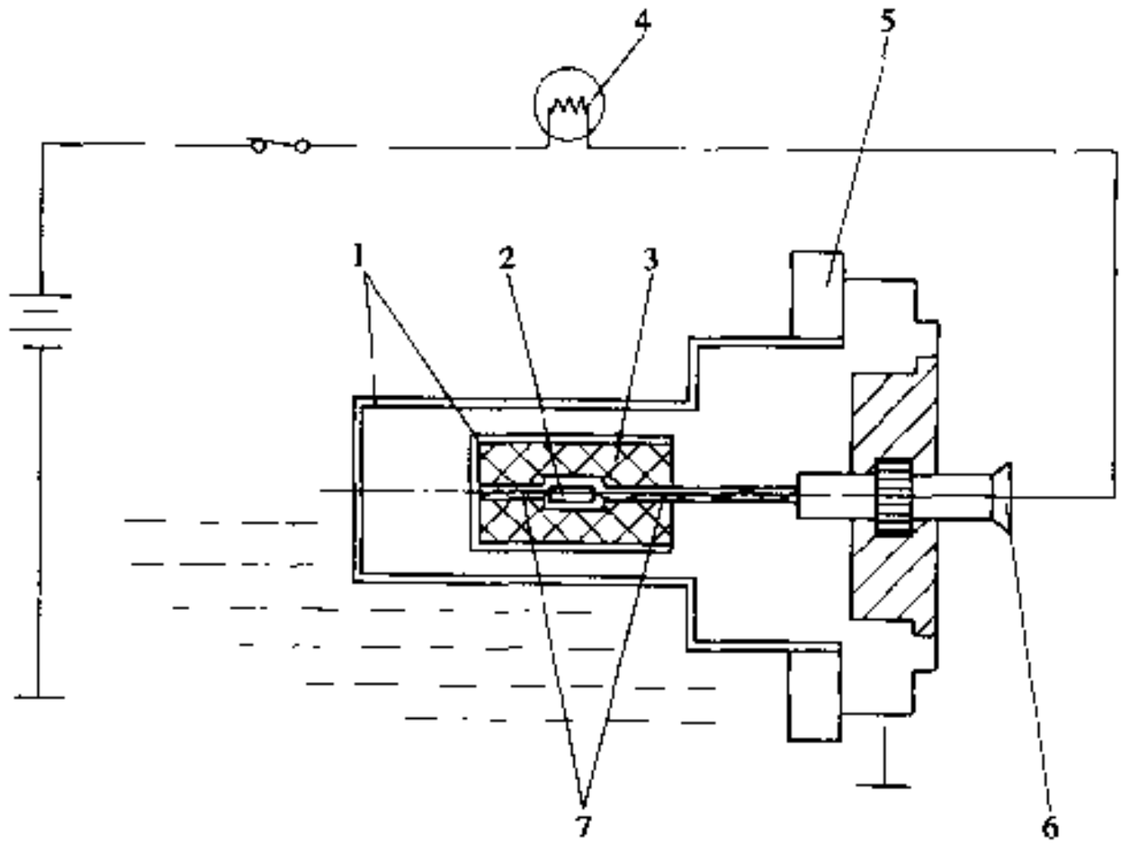


图 10-4-64 晶闸管式燃油报警传感器
1-外壳；2-晶闸管；3-防爆金属网；4-报警灯；5-燃料箱；6-端子；7-引线

表 10-4-7 温度表的分类

型式	种类	指示器	传感器	附属装置
电气式	1	电磁式	可变电阻式	
	2	动磁式	可变电阻式	
	3	双金属式	双金属片式	
	4	双金属式	可变电阻式	稳压器
机械式	5	弹簧管式		

1）电气式温度表

电磁式温度表和动磁式温度表结构分别与电磁式燃油表和动磁式燃油表相同，都使用交叉线圈，一般采用电阻值随温度升高而按比例减少的负温型热敏电阻传感器，其结构如图 10-4-65 所示。其典型的温度电阻特性见图 10-4-66，在发动机冷却液温度上升时电流增大，从而使指针指到与其对应的刻度位置，目前使用较多，见图 10-4-68。

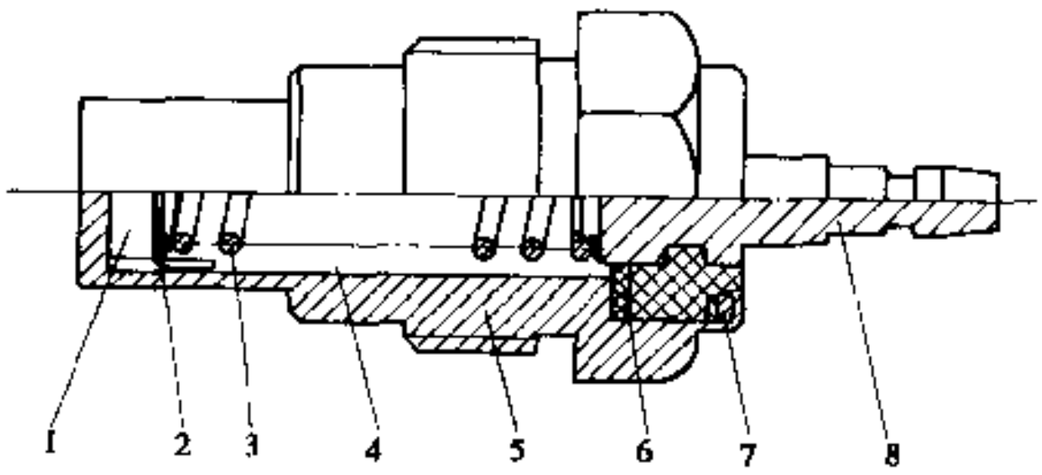


图 10-4-65 热敏电阻式传感器结构图
1-热敏电阻；2-导电片；3-弹簧；4-绝缘衬套；5-铜接头；6-橡皮垫圈；7-铜垫圈；8-端钮组合

双金属片式温度表如图 10-4-67 所示，由于结构较复杂、体积大、寿命短、可靠性差，已逐渐被淘汰，仅一些老车型还在使用。

另外，随着汽车向电子化方向发展，温度表与燃油表一样，也开始使用没有可动部件、完全由电子回路和显示元件构成的电子式温度表，显示形式有数字式和图形式。

2）机械式温度表

弹簧管机械式温度表结构原理如图 10-4-69 所示，属于一种压力式温度表。它是利用温度变化时液体

汽车论坛 http://www.qclt.com

的饱和蒸气压力相应改变的原理制成的一种测量温度的仪表，目前机械式温度表除在重型特种车辆上使用外，在国产汽车上几乎不使用。

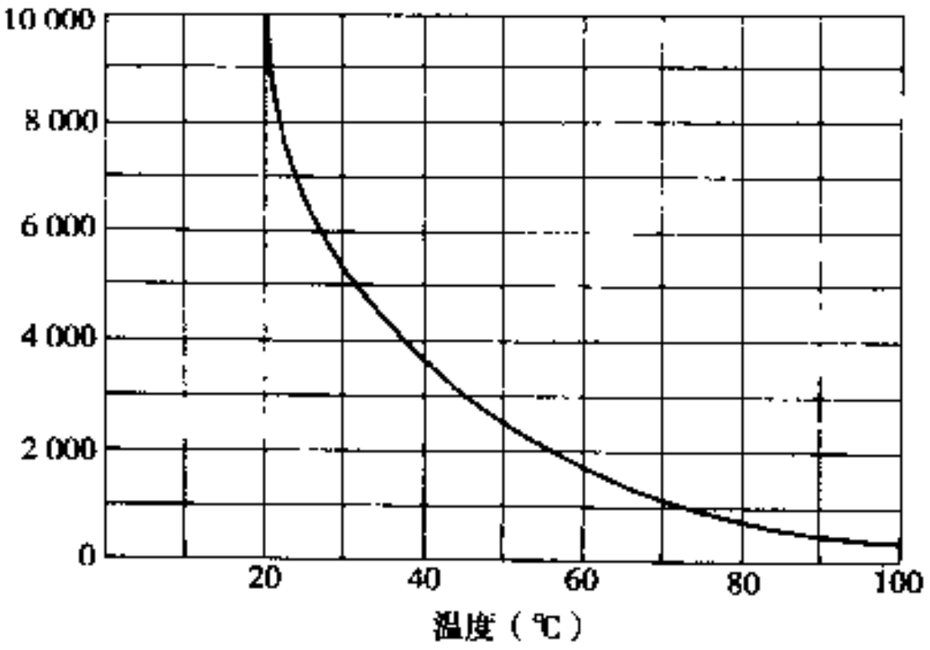


图 10-4-66 负温热敏电阻的基本特性曲线

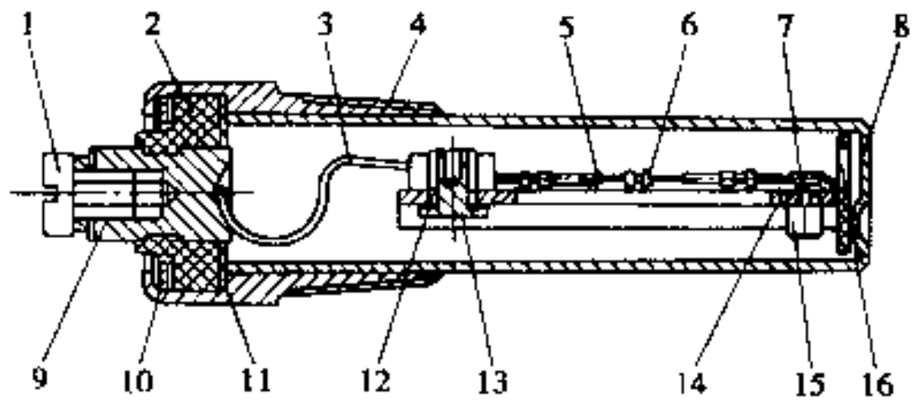


图 10-4-67 触点脉冲式温度传感器

1-接线螺钉；2-胶木端钮；3-导电片；4-铜接头；5-双金属片；6-电阻丝；7-触点；8-铜套管；9-铜嵌件；10、11-垫圈；12-绝缘套管；13-铆钉；14-支架；15-调节螺钉；16-限制片

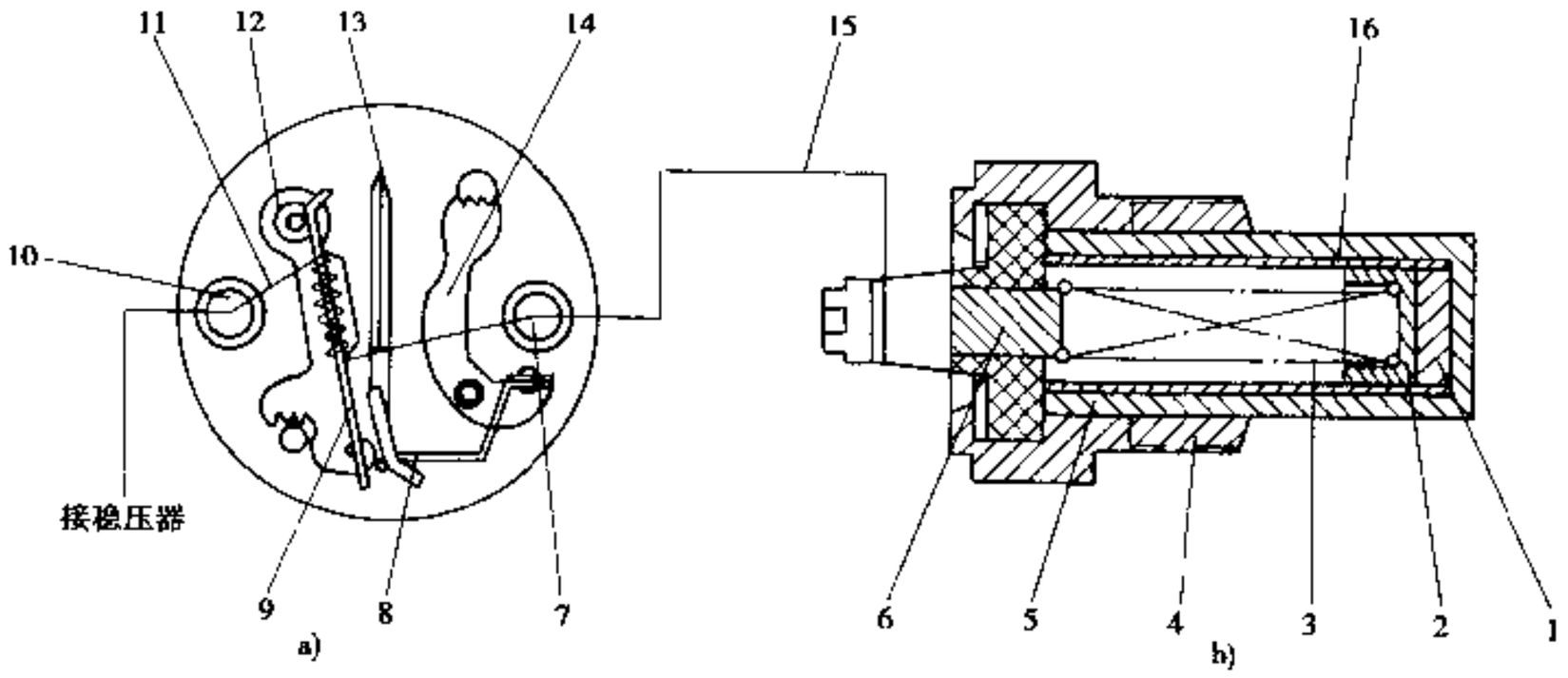


图 10-4-68 电热式温度表与热敏电阻式传感器结构原理

1-热敏电阻；2-导电套；3-导电弹簧；4-铜接头；5-铜管；6-端钮；7-导电杆；8-弹簧片；9-双金属片；10-导电杆；11-电阻丝；12-左调节板；13-指针；14-右调节板；15-导线；16-绝缘套

3）温度报警器

温度报警器的作用是冷却液温度达到或超过其规定的工作温度时电路接通，使报警灯亮或发出蜂鸣声响，以提醒驾驶员及时停车检查和冷却。按照 QC/T208—1996 标准规定，温度报警器按结构形式分为四种，见表 10-4-8。

表 10-4-8 温度报警器的型式、参数

结构型式	种 类	工作方式	标称电压（V）	报警温度范围（℃）	最大功率（W）
双金属式	1	常闭式	12；24	75～130	5
膜片式	2				
热敏电阻式	3	常开式			2
热敏干簧管式	4				

双金属式温度报警器结构如图 10-4-70，利用双金属片受热变形原理，当温度升高时自由端向外挠曲，达到极限温度时自由端上的触点与调节螺钉上的触点接通报警。调整调节螺钉的位置或选用不同厚度的双金属片，报警温度可作变化。

汽车论坛 http://www.qclt.com

热敏电阻式高温型温度报警器利用正温系数热敏电阻工作在温度上升到一定值后，电阻快速增大，接通或断开电路。而低温型则是利用负温系数的热敏电阻工作，一般用于低温起动时作为发动机预热系统的开关，常和温度传感器制成一体，其结构如图 10-4-71 所示。

10.4.7.5 压力表

压力表是用于指示发动机润滑油和制动系统压力的仪表。压力表的技术要求、试验方法、参数和尺寸见 QC/T8—92 和 QC/T500—1999，按结构型式分为 5 种（表 10-4-9）。

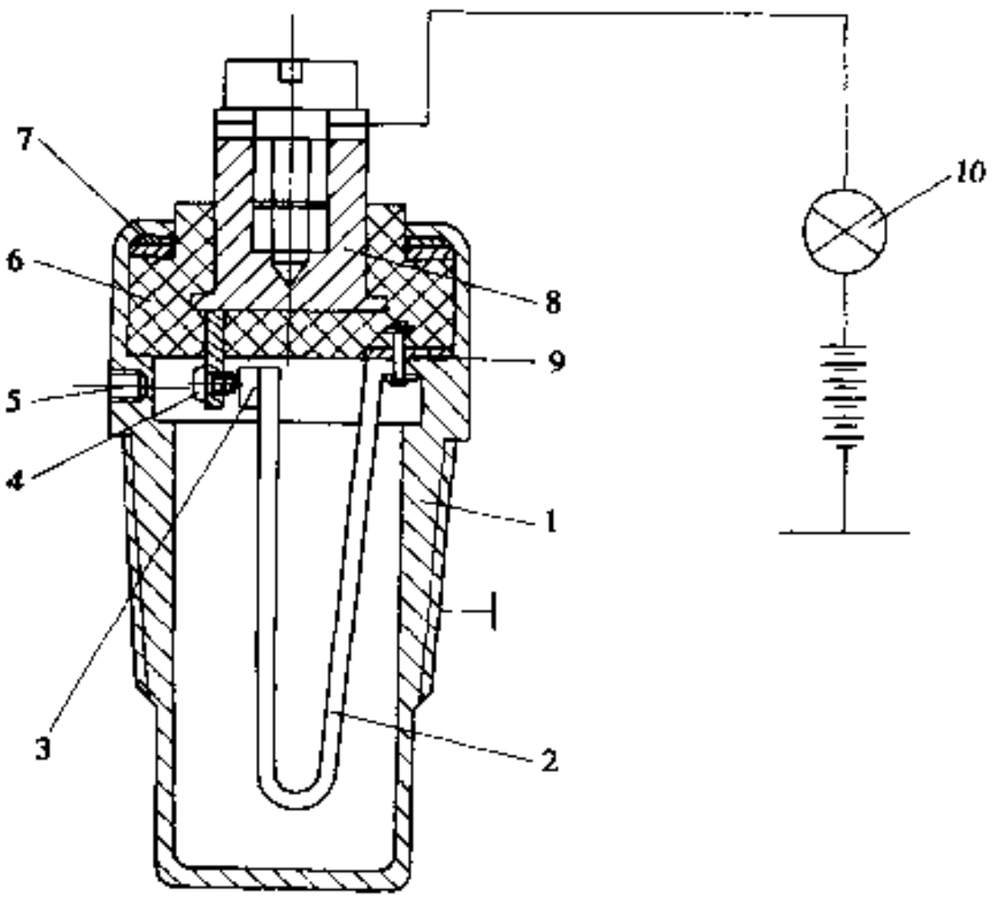


图 10-4-70 温度报警器结构简图之一

1-接头壳体；2-U 型双金属片；3-触点；4-调节螺钉；5-封口螺钉；6-绝缘端钮；7-垫圈；8-导电钮；9-导电片；10-讯号灯或报警蜂鸣器

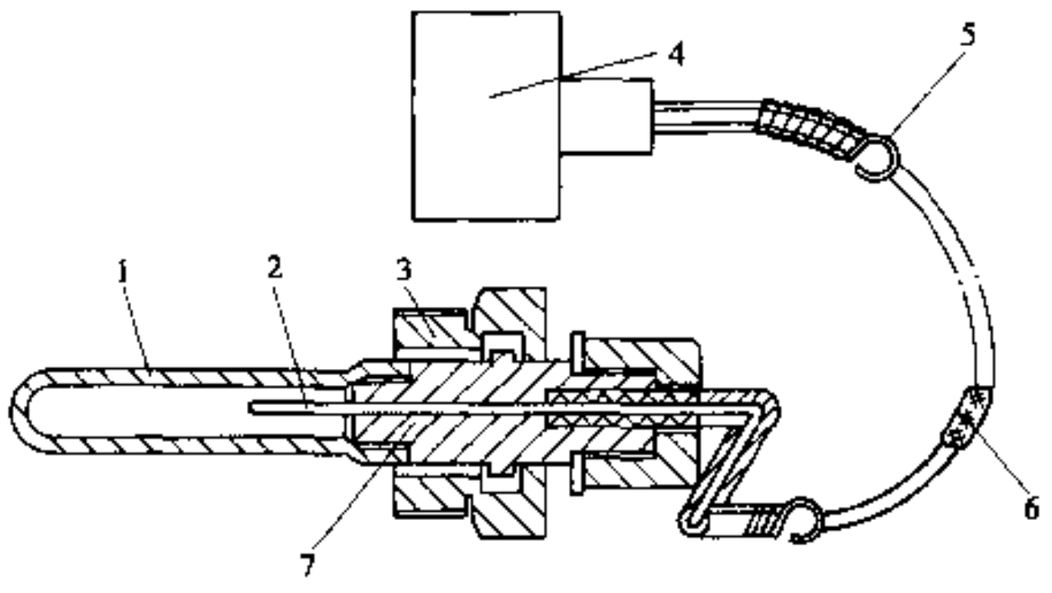


图 10-4-69 弹簧管式机械温度表传感器

1-感温管；2-毛细管；3-螺母；4-弹簧管式水温表；5-软金属包皮；6-金属保护网；7-接头

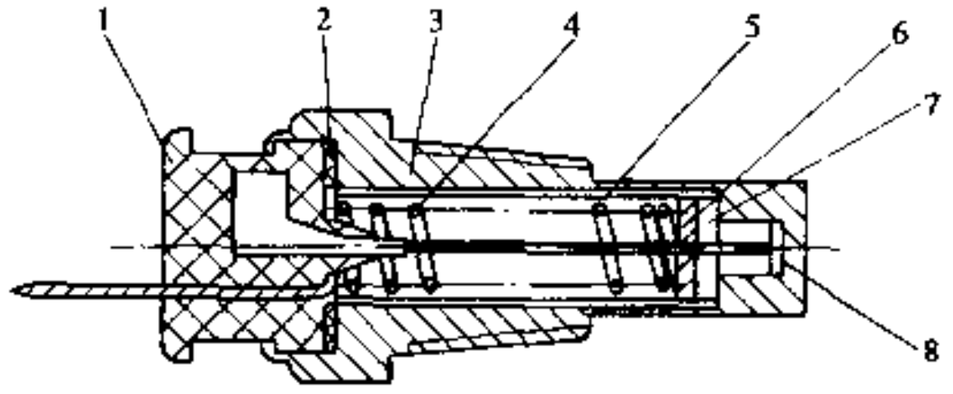


图 10-4-71 双温型温度传感器结构图

1-端钮组合；2-密封垫圈；3-传感器接头；4-弹簧；5-绝缘管；6-垫片；7-负温热敏电阻；8-低温型负温热敏电阻

表 10-4-9 压 力 表 分 类

型 式	种 类	指 示 器	传 感 器	附 属 装 置
电 气 式	1	电磁式	可变电阻	稳压器
	2	动磁式	可变电阻	
	3	双金属式	双金属片	
	4	双金属式	可变电阻	
机 械 式	5	弹簧管式		

可变电阻式传感器结构见图 10-4-72 所示，将压力变化量转化为位移量的膜片有橡胶和金属两种，为提高受压后的变位量，常将它制成波纹膜片使用。膜片向上运动则推动中心柱带动可动基座偏转，电刷在滑线电阻上移动，改变传感器的输出电阻，使仪表中的电流变化，从而使指针指示出相应的压力值

汽车论坛 http://www.qclt.com

双金属片式压力传感器如图 10-4-73 所示，膜片向上受压运动，使膜片上的接触片顶起，导致双金属片向上压紧，两触点闭合则电路形成回路，电阻丝加热后使双金属片受热向上挠曲，当双金属片端部触点向上挠曲量大于下触点向下的挠曲量时两触点分离，电路断开；双金属片冷却后使触点恢复到原位时，电路再次接通。这样往复工作，指示器便得到从传感器输出的脉冲式电流，指示器就会指示出相应的压力。

机械式压力表的弹簧管是将扁平的金属管弯成圆形而成，其内压力增大时，自由端的变化量由放大机构放大，带动指针运动。由于这种机械式压力表需将油管或气管直接接到仪表板上而很少使用，目前只有重型车上对汽车两侧气制动压力测量时才用这种弹簧管式压力表，其结构见图 10-4-74。

为了保护发动机和确保行车安全，常常用低压报警器。其结构简单、廉价，目前已大面积使用，其内部结构见图 10-4-75。当压力小于规定值时，触点接通，以灯光或音响报警。报警器分为油压、气压和真空度报警三大类，在 QC/T217—1996 中对压力报警器的参数，其结构型式、安装尺寸、性能等均有具体要求。

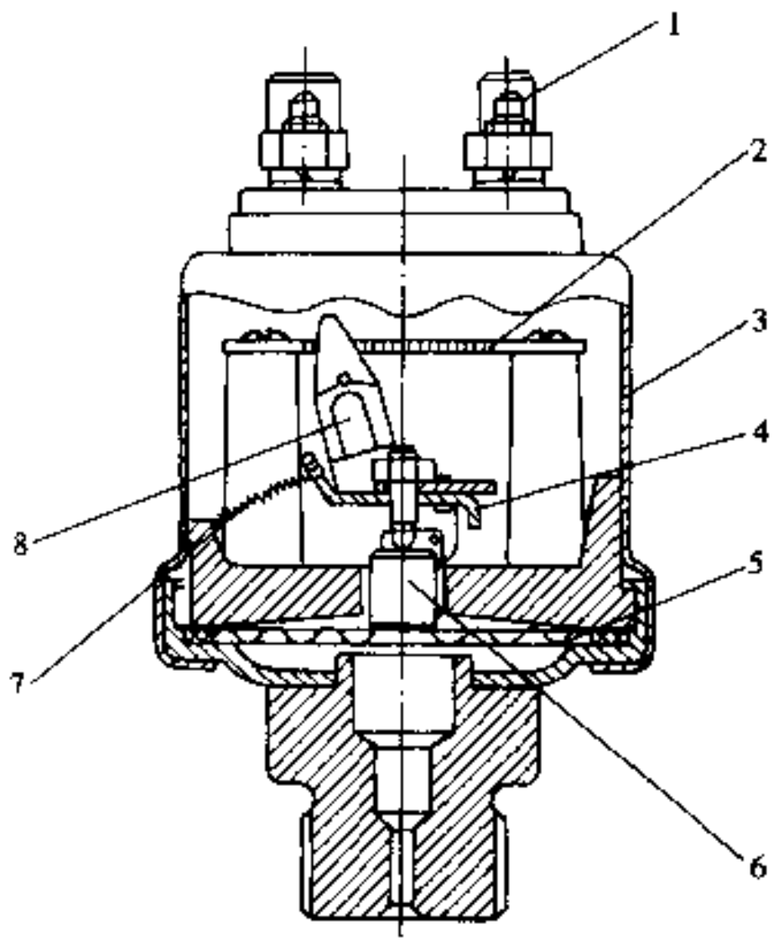


图 10-4-72 可变电阻式压力传感器
1-接线端子；2-滑线电阻；3-外壳；4-可动基座；5-膜片；6-中心柱；7-张紧弹簧；8-电刷

10.4.7.6 电流表

电流表用于测量汽车上蓄电池充放电的电流强度，其分类、技术要求等在 QC/T11—92 和 QC/T4917—1999 中有具体规定。其典型结构见图 10-4-76，磁感应原理图见图 10-4-77，通电导体所产生的磁场与磁钢磁场相互作用，使指针轴上由软磁性材料制成的磁感应片发生一定的偏转，带动指针指示出相应的电流强度。

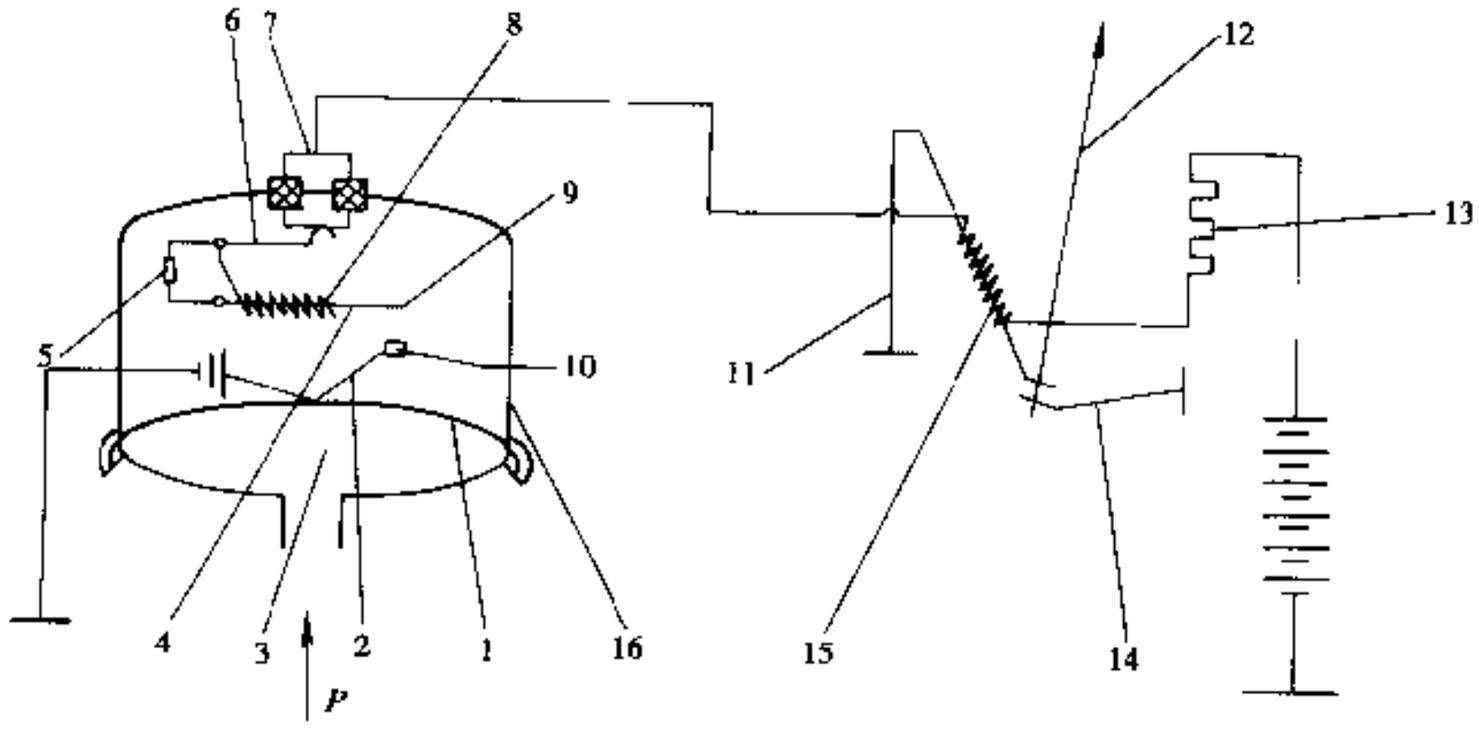


图 10-4-73 双金属片压力传感器工作原理图
1-膜片；2-接触片；3-膜盒腔；4-双金属片；5-并联碳质电阻；6-导电片；7-端钮；8-电阻丝；9、10-触点；11-双金属片；12-指针；13-串联电阻；14-弹簧片；15-电阻丝；16-外壳

其它还有内线圈式电流表，它是由仪表内的通电线圈产生的磁场和磁钢磁场相互作用而使仪表工作，这种结构在我国较少使用。

10.4.7.7 电压表

电压表用于测量蓄电池和发电机电源端电压，其分类、技术要求等在 QC/T596—1999 中有具体规定，

汽车论坛 http://www.qclt.com

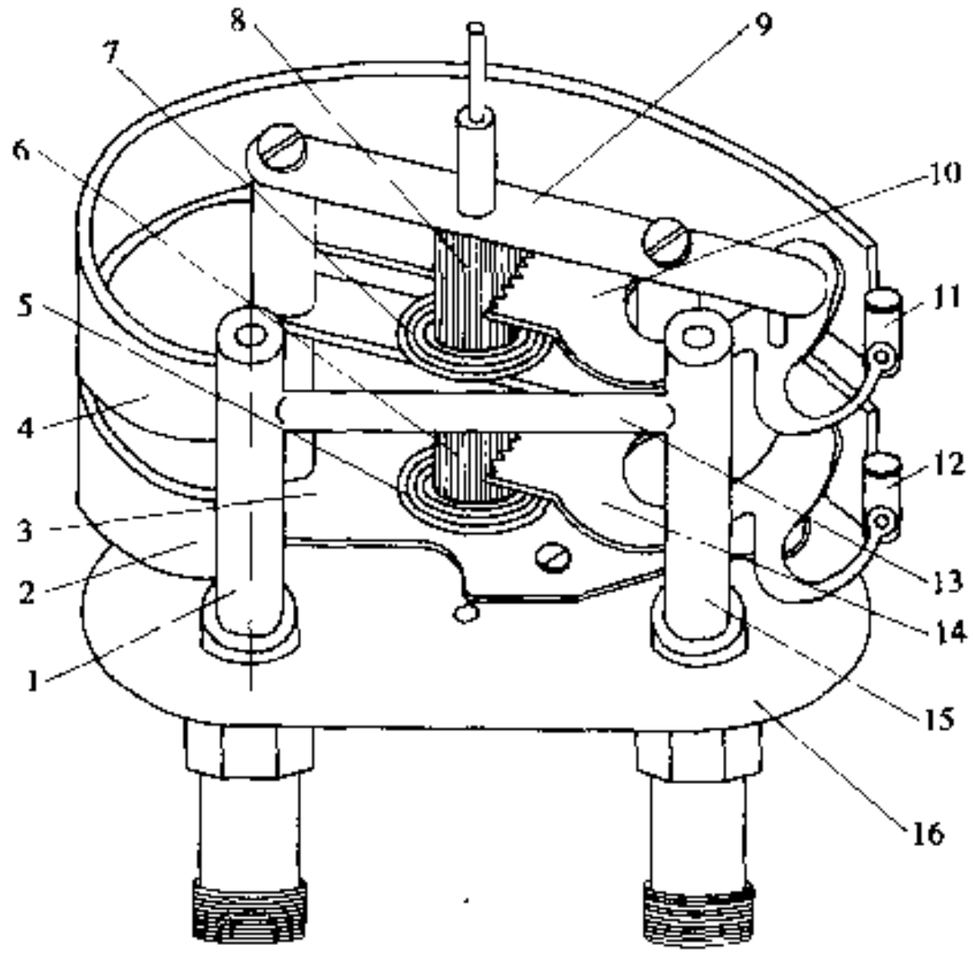


图 10-4-74 双指针弹簧管式压力表机芯

1-左接头；2-弹簧管；3-下夹板；4-弹簧管；5-游丝；6-长径齿轮；7-游丝；8-空心齿轮；9-上夹板；10-扇形齿轮；11、12-连接柱；13-气管；14-扇形齿轮；15-右接头；16-底板

其结构型式有动圈式、电磁式及双金属片式等，由于双金属片式响应性差，已很少使用。

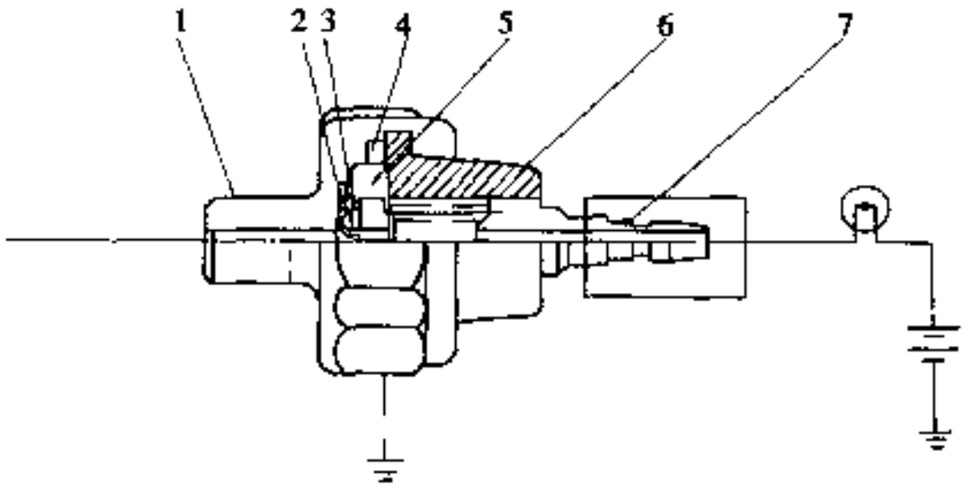


图 10-4-75 压力报警器结构图

1-外壳；2、3-触点；4-垫圈；5-膜片；6-端钮；7-接线片

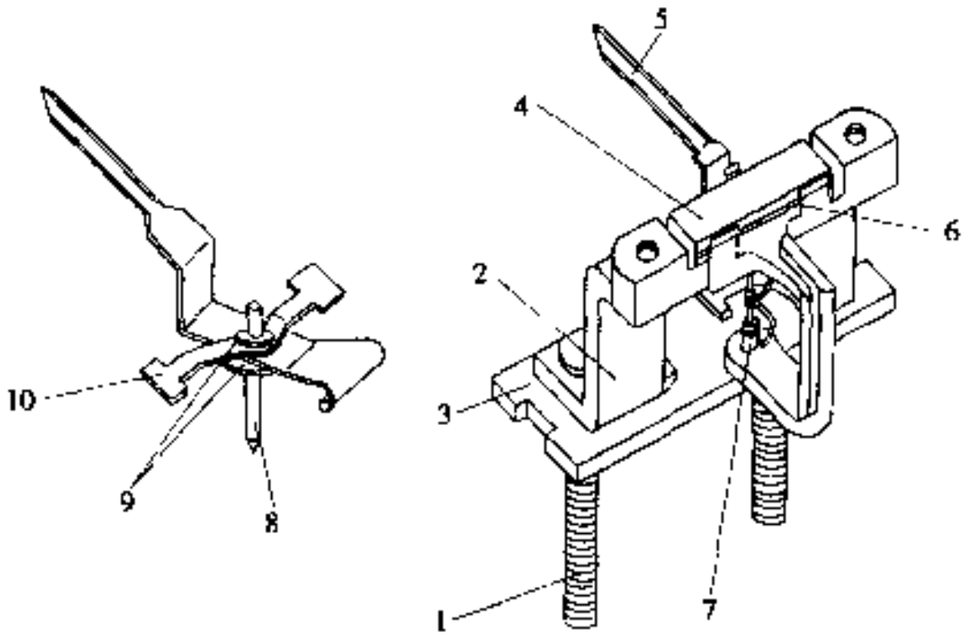


图 10-4-76 电流表结构图

1-导电杆；2-基座；3-胶木绝缘板；4-磁钢；5-指针；6-分流片；7-下轴承螺钉；8-针轴；9-制动垫圈；10-感应片

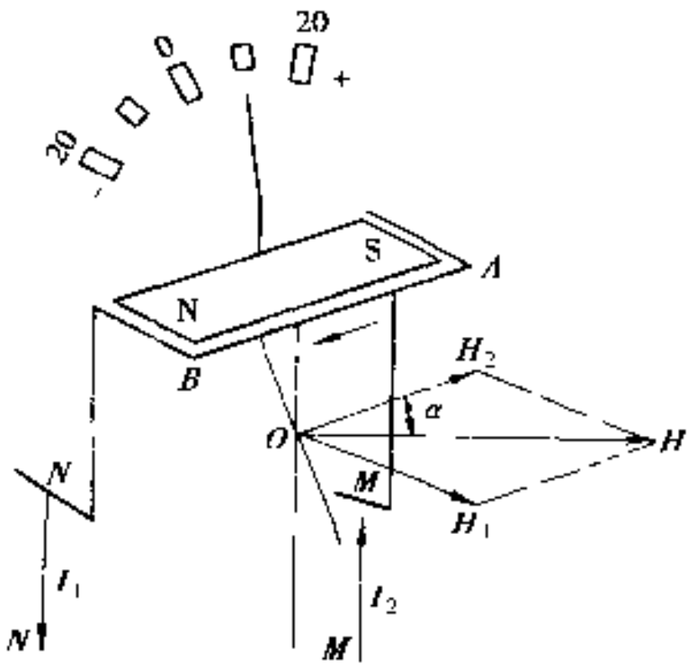
1）动圈式电压表

这种电压表通过测定与电压成正比的电流来测量电压。其结构见图 10-4-78。工作原理是，在永久磁铁的磁场内，向可动线圈通入要测量的电流，由于电流与磁场间的电磁力的作用，使可动线圈产生驱动转矩，并带动指针旋转，在游丝平衡力的作用下，指针指示出响应的电压值。

2）动磁式电压表

这种电压表的结构与交叉线圈式燃油表结构相同。其原理是，在一组线圈中接上稳压元件，使磁场稳定（也可用永久磁铁替代）；另一组线圈随电压变动合成磁场方向改变，在磁场力的作用下使指针摆动，指示出被测电压值。其测量机构见图 10-4-53，电气原理见图 10-4-79。

汽车论坛 http://www.qclt.com



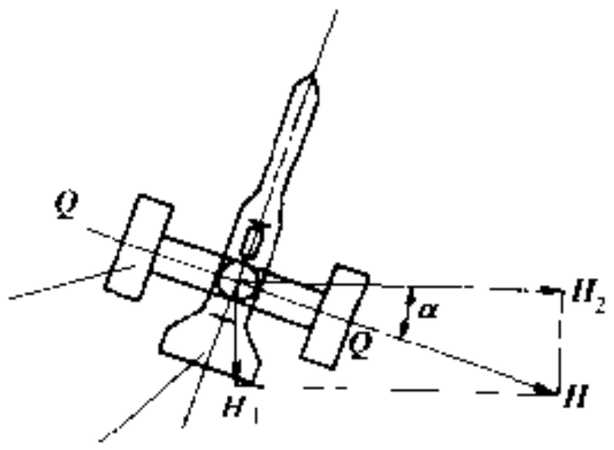


图 10-4-77　电流表磁感应原理图

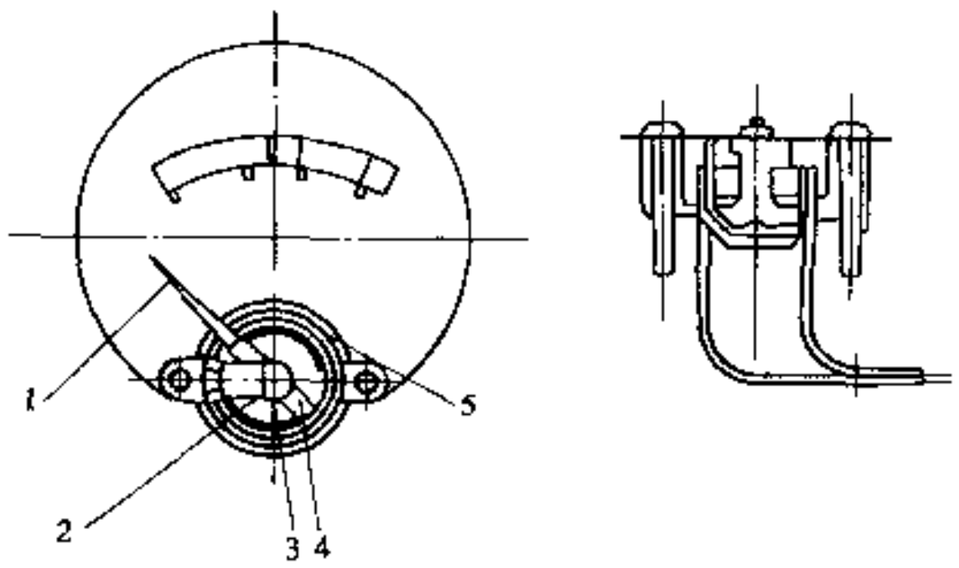


图 10-4-78　动圈式电压表结构简图

1-指针；2-游丝；3-永久磁场；4-可动线圈；5-铁铁

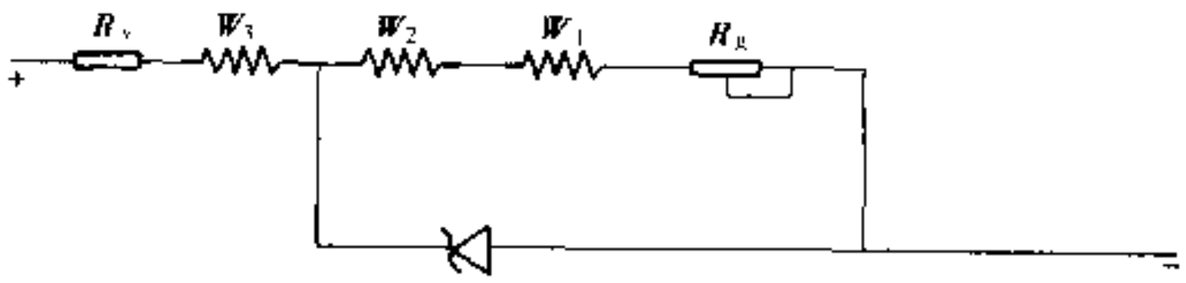


图 10-4-79　动磁式电压表电气原理图

数字式电压表是通过专用电路（含数模转换器）控制、用发光二极管等显示器件进行显示，图 10-4-80 所示为三位半 LED 显示测量机构原理图。

10.4.7.8　时钟

汽车用时钟按调速机构可分为摆轮式、音叉式和晶振式等。晶振式时钟（即石英钟）精度高（日差精度为 1～2s）、部件少、故障率低、价格便宜，目前已成为汽车用时钟的主流产品。按时间的表示形式它又可分为指针式和数字式，国内市场指针式占大多数，但目前有被数字式代替的趋势。

1）指针式石英时钟

该时钟有二针和三针之分，将 4.2MHz 的晶振数分频，分别以 50～60Hz 驱动连续式同步电机连续回转和以 1/12～1/2Hz 驱动间歇式同步电机，均用 4 到 7 组直齿轮减速驱动秒针、分针和时针。另外，除时间调整机构外，还有秒针归零机构等附属机构，其走时集成电路见图 10-4-81。

2）数字式石英钟

数字式石英钟有与指针式一样用减速齿轮推动数字轮旋转指示时间的，也有全部由电子部件构成的电

汽车论坛 http://www.qclt.com

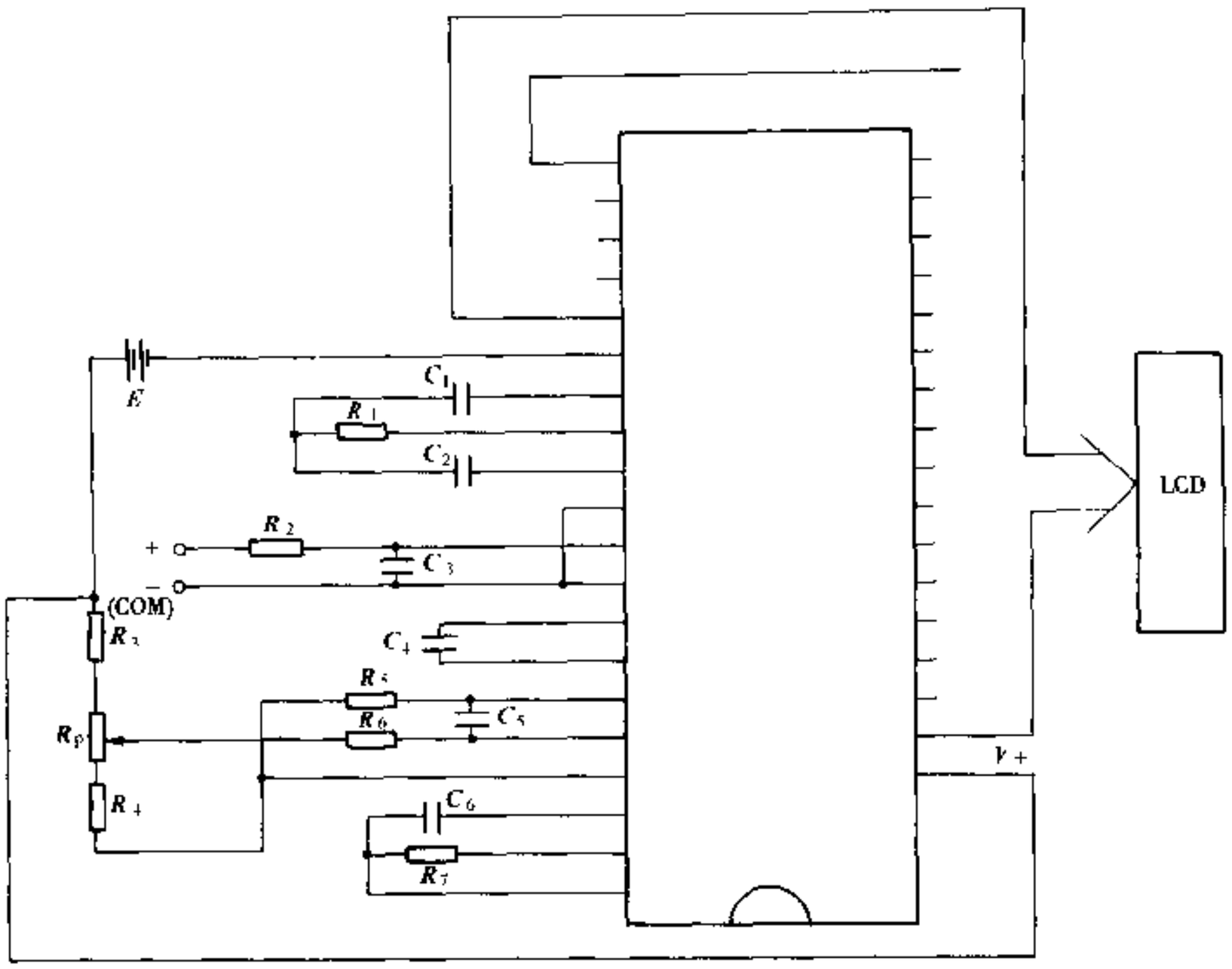


图 10-4-80 LED 测量机构原理

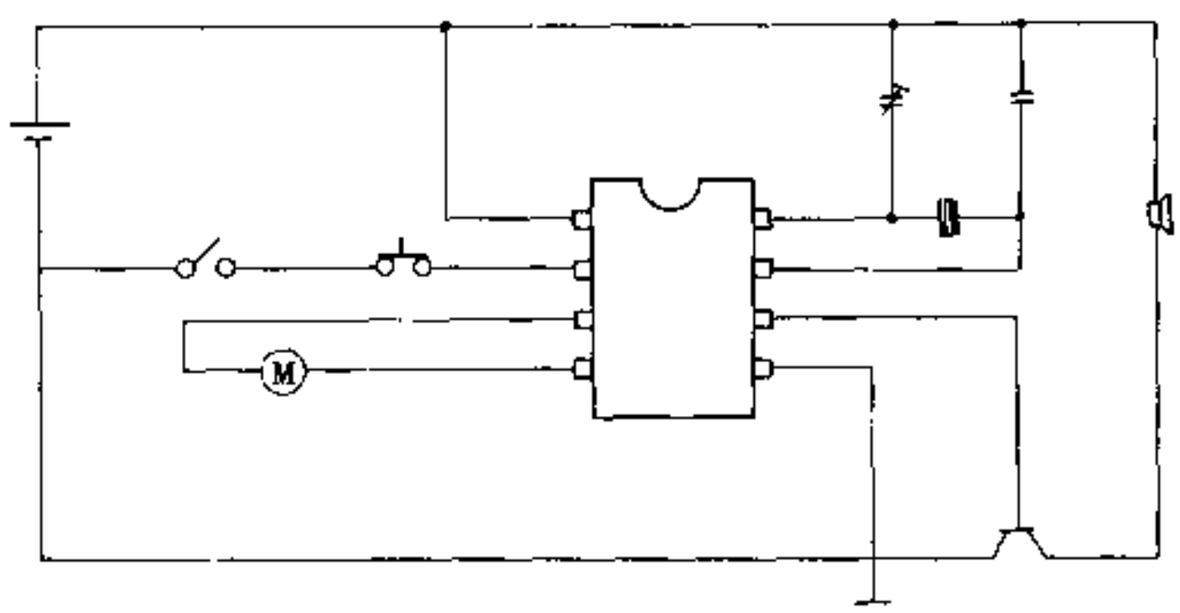


图 10-4-81 走时集成电路

子式的（仅时间调整为机械式），目前电子式时钟占市场分额的绝大部分。数字式电子石英钟方框图见图 10-4-82。机械式多作发动机工作小时表使用。

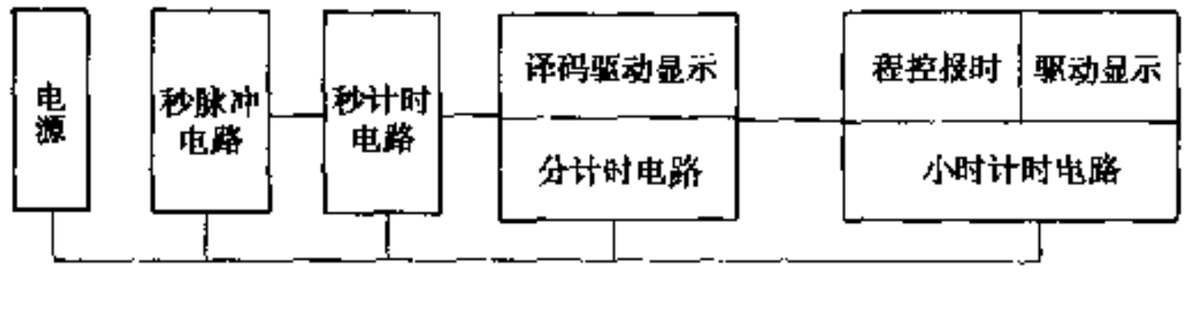


图 10-4-82 数字式石英钟方框图

汽车论坛 http://www.qclt.com

10.4.7.9 发动机工作小时表

发动机工作小时表用于累计发动机工作时间，了解发动机使用寿命，为车辆维护和修理提供依据。QC/1462—1999 对磁感应式汽车发动机工作小时表的技术要求等做了具体规定。国内市场大多数结构同数字式石英钟类似，其电路如图 10-4-83 所示，机械传动结构见图 10-4-84。当发动机工作时，从发电机引出

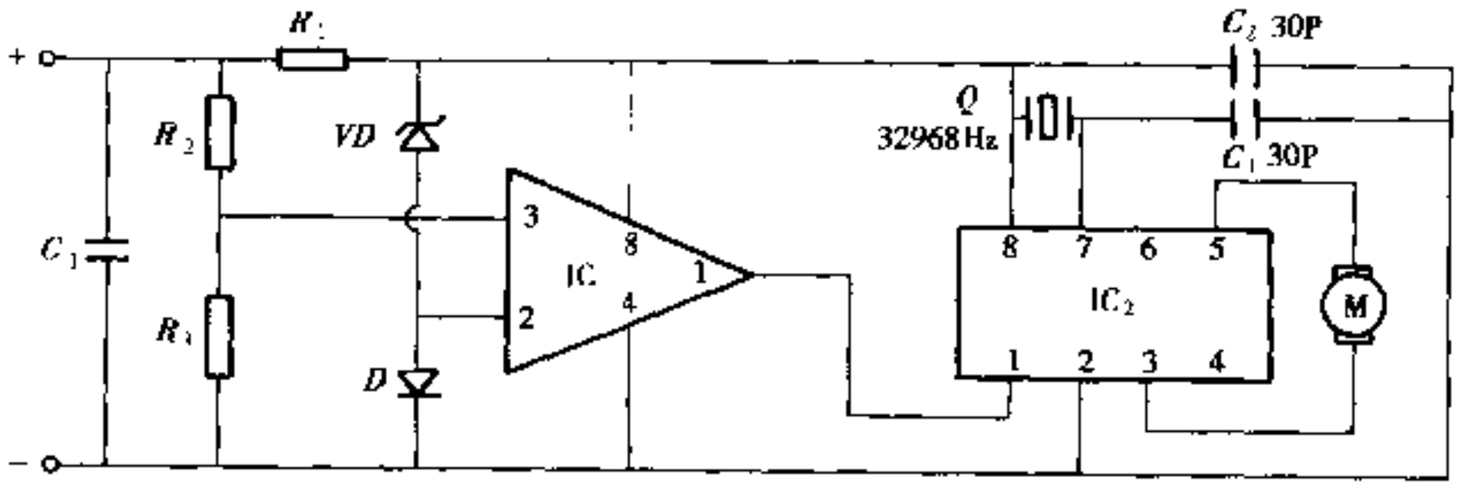


图 10-4-83 工作小时表驱动电路原理图

的经整流、滤波处理的直流电压信号加到工作小时表输入端，然后分成两路，一路加到集成运放电路的正相输入端，另一路作为基准电压加到运放反相输入端。当输入电压低于 8V 时，后继电路不工作。当输入电压升高至高于 8V 时，采用电压也升至大于基准电压，运放发生翻转，输出高电平，给电路提供电源电压，钟电路开始振荡产生脉冲，输出的脉冲信号作用于同步电机，使电机旋转，经减速后带动数字轮翻转计数。

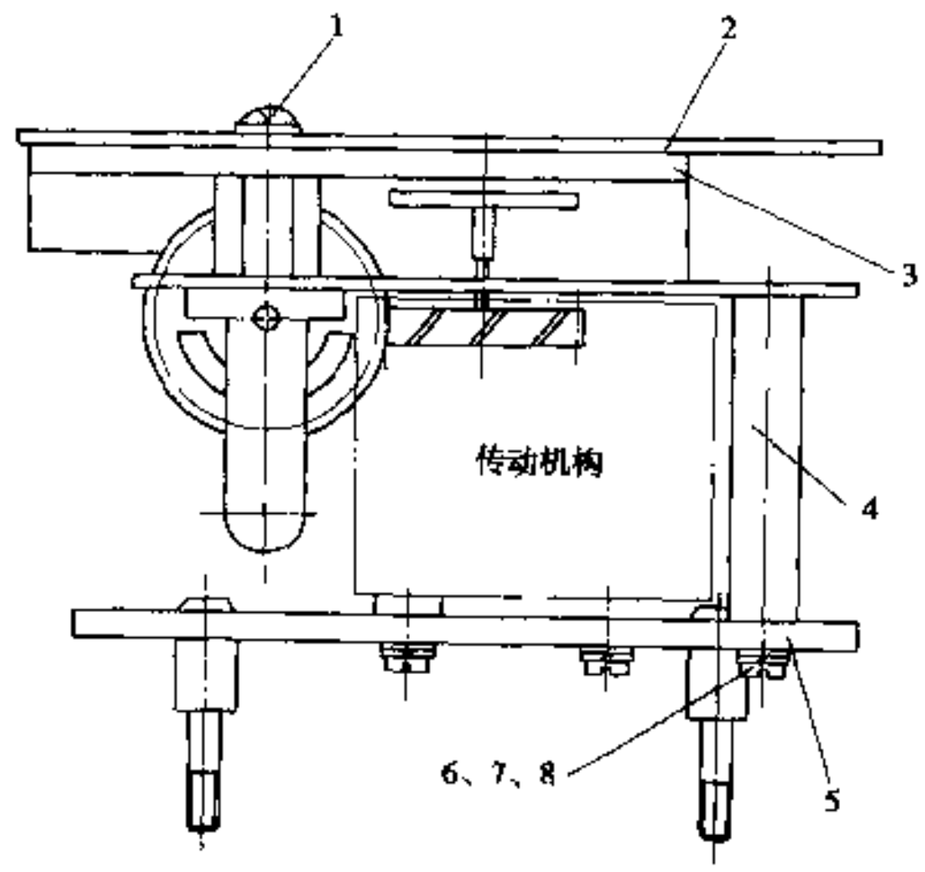


图 10-4-84 工作小时表结构图

1-表面螺钉；2-标盘；3-导光板；4-支撑柱；5-印刷线路板组合；6-垫圈；7-弹片；8-螺钉

10.4.7.10 行车记录仪

行车记录仪是将车速表和时钟相结合并安装记录机构、对行车状态进行连续自动记录的仪表，其典型外形见图 10-4-85。

记录仪由记录针在具有耐热、耐油、耐水的记录纸上记录，并对这种记录纸进行防擦除处理，以便于保存。随着电子技术和微电脑技术的高度发展，已出现了将信息直接记录在存贮器中，由电脑通过接口查阅的全电子式记录仪，即通常所说的黑匣子。行车记录仪的典型记录见图 10-4-86。

10.4.8 仪表的布置和照明

10.4.8.1 仪表的布置

汽车仪表是监视汽车及有关系统工作状况的窗口，是汽车与驾驶员信息传递的通道，并因其位于驾驶室内最显眼的位置，而成为汽车内饰造型设计的点睛之笔。仪表的布置一般是基于人机工程学原理，通过各种对比试验和研究分析后确定。仪表的布置和信息符号的显示应使驾驶员准确地读取到仪表的指示和报警信息，最佳布置应是按照读取的信息能使驾驶员在最短的时间内准确地完成对操作杆等器件操作的一系列动作。为此，仪表必须布置在驾驶位置易见部位，即尽量在驾驶员“眼椭圆”的正前方布置仪表及报警装置或指示灯。这样布置是因为从正面看时仪表的文字或数据读取误差最小，而斜看时，斜度越大读取误

汽车论坛 http://www.qclt.com

差也就越大、45°斜角看读取时，误差是正面看时的2~5倍。常见的重型车、轻型车和轿车仪表布置见图10-4-87。分别为仪表的布置图。

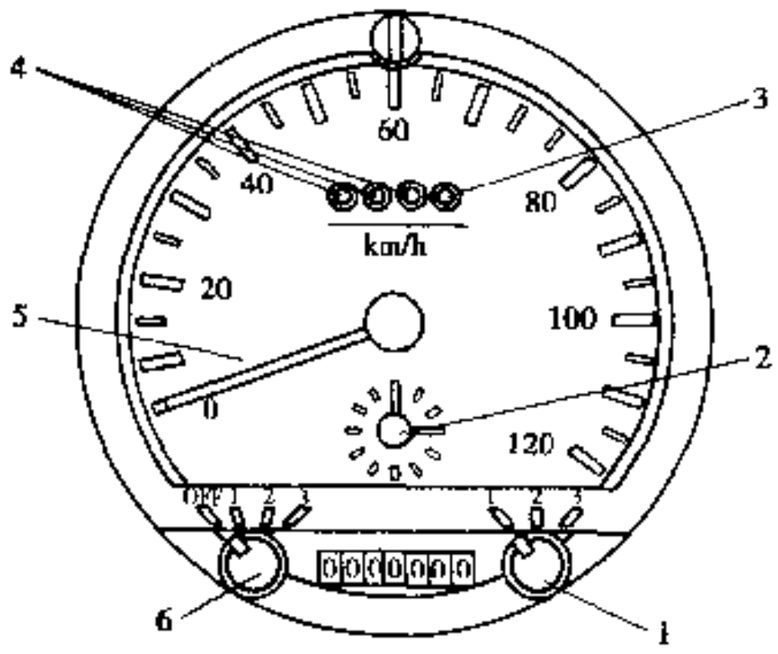


图10-4-85 行车记录仪外形图

1-报时定时器用钮；2-时钟；3-速度报警灯；4-速度指示灯；5-车速表；6-驾驶员交班记录用按钮

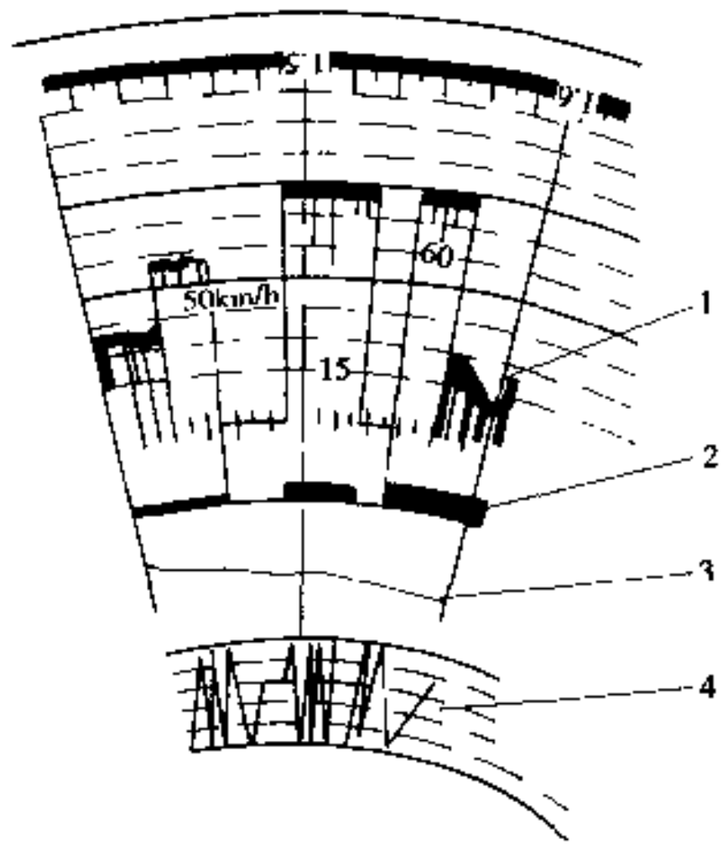


图10-4-86 典型记录一例

1-瞬间速度记录；2-交班记录；3-预备记录；4-行驶距离记录

电气式仪表中，易受磁场影响的电流表、转速表等在布置时，应使其不受扬声器磁场的干扰，仪表面罩的布置应是不反光、不耀眼为准，且尽量倾斜安装，如图10-4-88所示。另外，也要防止仪表照明灯光反射到挡风玻璃上而影响驾驶员的视线，强阳光照到荧光显示屏或二极管等弱光显示的仪表上会降低识别性，应采用适当的遮光布置处理。

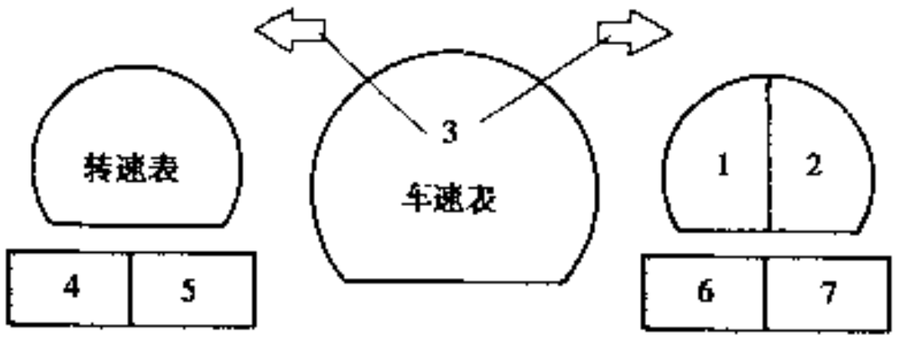


图10-4-87 典型仪表布置

1-油压表；2-温度表；3-转向指示灯；4-前照灯显示器；5、6、7-报警灯

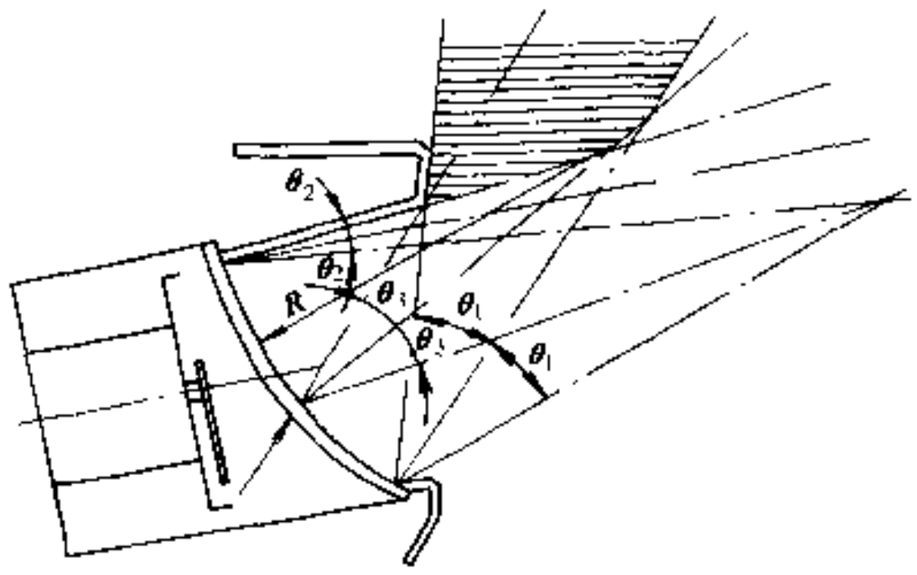


图10-4-88 面罩倾斜避免反光耀眼

最近几年，为充分利用有限的面积，荧光显示屏在同样位置上具有两个以上的信息显示，通过转换开关的操作来选择仪表的功能。

在国外，澳大利亚的ADR18A对驾驶员的眼睛位置和仪表的关系作了规定，美国的FMVSS和欧洲78/316EEC对控制类的位置和显示作了规定，欧洲78/316EEC、ISO2575对文字图形作了规定，我国GB4094—94对汽车操纵件、指示器及信号装置的标志及位置和信号装置的颜色做了具体规定。SAEJ588f对转向显示灯的布置和尺寸的关系作了规定。

10.4.8.2 仪表照明

仪表照明主要是为了汽车在夜间行驶时驾驶员能直接准确地观察仪表。美国FMVSS101、澳大利亚

汽车论坛 http://www.qclt.com

ADR18A 中对照明度均有规定。照明的色调有趋于多样化的倾向，其前提是选择符合人机工程学原理，且辨认性好的色调。如今一般使用以下几种照明方法，其中多采用辨认性好的透过照明法，并在指针的照明法上也进行着更进一步的研究。

1）间接照明法

如图 10-4-89 所示，靠仪表壳内前侧面的反射光照明，如国产捷达、桑塔纳轿车所使用的仪表。这种方法照明虽比较柔和，但照明效率较差，为提高照明效率，要充分加大壳体和标度盘之间 a 和 b 尺寸。为进一步提高反射面的反射效率，须在反射面的颜色和角度上采取一定的措施。

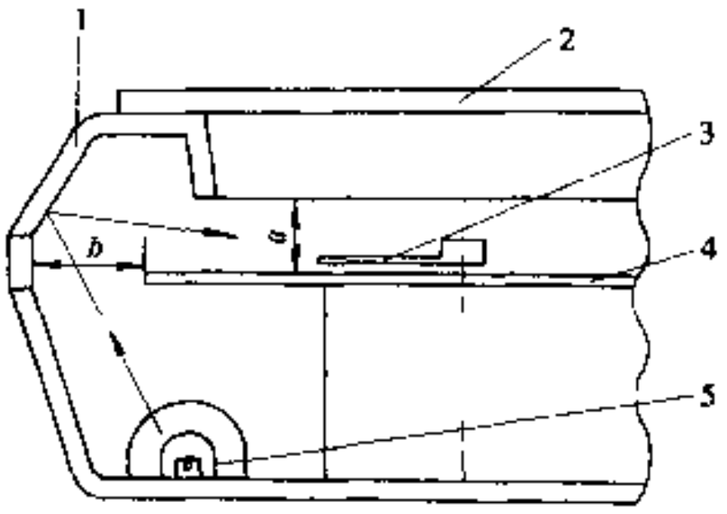


图 10-4-89 间接照明法示意图
1-壳体；2-透明面罩；3-指针；4-标度盘；5-光源

2）边灯照明法

标度盘用透明塑料制成，在其背面印上文字、刻度、或在刻痕处涂上涂料，利用从端部的入射光线在此处反射进行照明。该方法的照明效率非常好，但因标度盘是透明材料制成，其表面光线反射映入周围的物体，从而导致仪表的辨认性差。为防止该现象出现，标度盘的标面要进行消光处理，但必须保证文字、刻度清晰度尽量不降低。

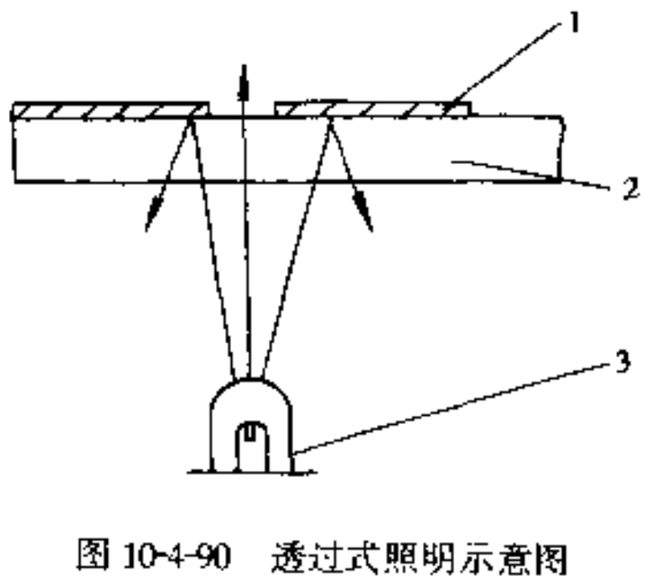


图 10-4-90 透过式照明示意图
1-印刷层；2-标度盘；3-光源

3）透过式照明法

如图 10-4-90 所示，标度盘由透明或半透明材料制成，仅文字或刻度部分透光，即文字或刻度是进行遮光漏印出来的。使透明的文字或刻度与不透明的背景之间形成鲜明对比，得到清晰的照明效果。若在标度盘的背面设遮光物，并使用光线扩散性好、乳白色材料制标度盘则效果更好。如与间接照明法组合使用则可得到柔和易见的照明效果。典型车型仪表如一汽集团公司的红旗、奥迪，上海大众有限汽车公司的帕萨特 B5 及广东本田雅阁轿车，另外，多数轻型车、中型车仪表均采用这种照明方式。

4）直接照明法

如图 10-4-91 所示，照明光源布置在标度盘的前方，直接照射标度盘表面或指针。由于光线照到整个仪表面，所以可得到柔和的照明效果。但是由于光线从标度盘前上或下方照入，在标度盘上产生照度差，或指针的阴影映到标度盘上。为防止该现象发生，可用滤光器使光线扩散，或改变照射方向。

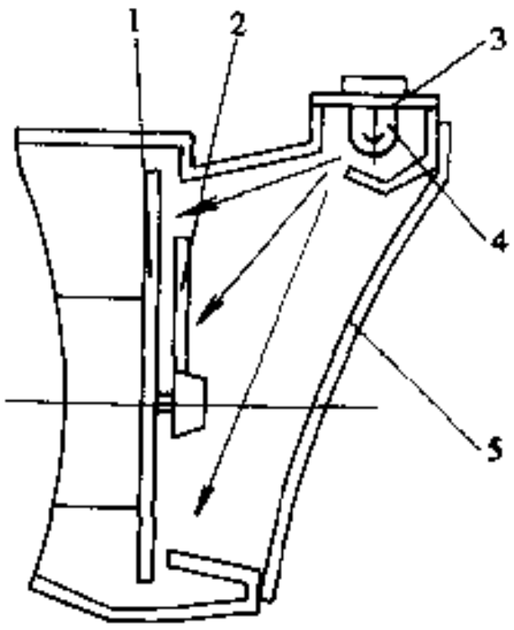


图 10-4-91 直接照明示意图
1-标度盘；2-指针；3-滤光器；4-光源；5-透明面罩

另外，光源的漏光不得刺激驾驶员。在确保照明灯布置空间和配线要求情况下，也可将光源布置在仪表的背面，用透明塑料制造的导光体向前方导光，用其端部的反射光照明。

5）电致发光照明法

电致发光照明法是利用固体发光材料在两极板之间电场作用下发光来照明的方法。芜湖仪表厂开发的专利产品采用了这种方法，它是一种固体发光的冷光源，功耗很低、寿命长，但由于其驱动电压高、绝对辉度低的缺陷而需继续完善。

6）指针照明法

（1）间接照明法

其成本低廉，是采用最多的方法，但由于指针远离光源，与文字和刻度的照明相比，照明效果较差。

（2）直接照明法

由于光线的照射方向是一个方向，因此就必须使指针表面平整，以保证整个平面宽度都被照到。

汽车论坛 http://www.qclt.com

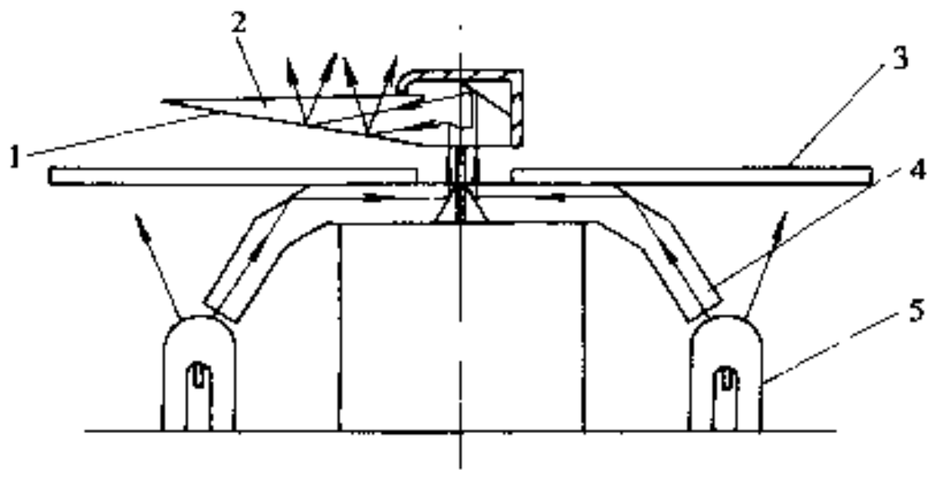


图 10-4-92

1-指针涂层；2-指针；3-标度盘；4-导光板；5-光源

(3) 导光照明法

如图 10-4-92 所示，将光源的光线通过透明塑料制成的导光板集中到指针旋转的中心部分，再由 45°角斜面向上反射，进入指针的 45°斜角反射面而进入针尖方向，使指针发光。这种照明法的指针背面需涂反光层，以实现散射照明，确保照度均匀。同时，应考虑到无论指针指在什么位置，都应得到足够亮度的照明。

10.4.8.3 平视显示器

采用平视显示器（HUD）的主要目的是行车时在驾驶员的视野里能同时看到重叠速度表、报警灯等表示的信息，使驾驶员不必移动视线即能了解汽车行驶工况，且不会漏看仪表所提供的信息。平视显示器是在前窗玻璃上形成有关仪表和信号的虚像，无需驾驶员低头认读，又称面前显示。其应用在国外也刚开始。

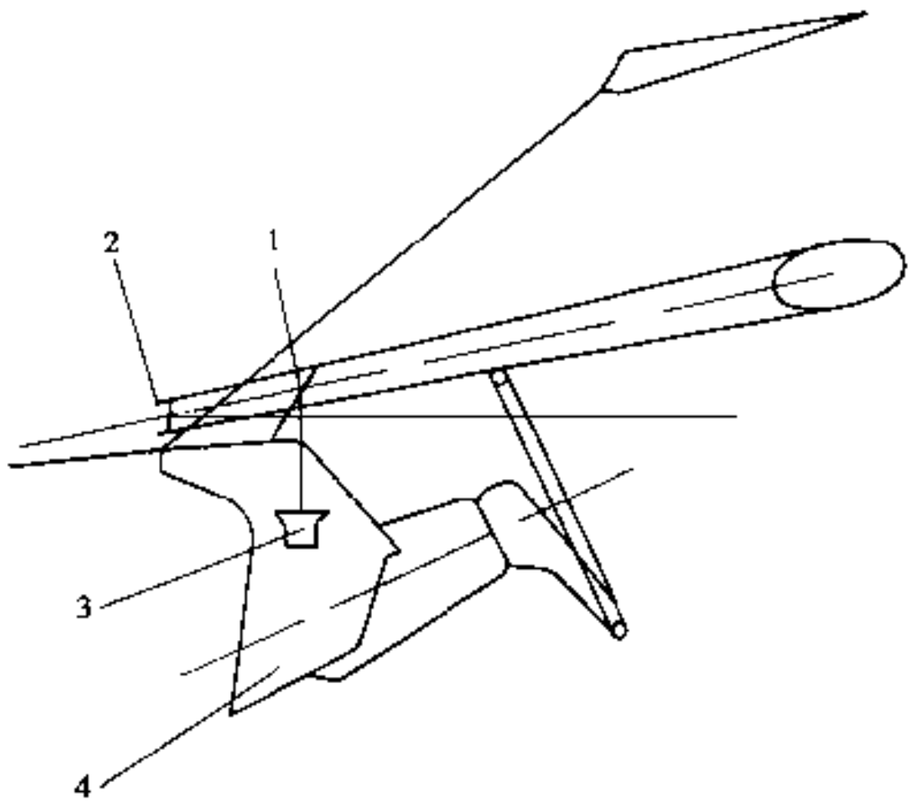


图 10-4-93 平视显示器示意图

1-合成器；2-图像；3-投影器；4-仪表板

汽车用平视显示器如图 10-4-93 所示，投影器生成车速等显示信息并进行投影，显示器件需要高辉度的，使用液晶显示并用后备灯，合成器是在玻璃上蒸镀氧化金属膜而制成的半透明镜。可以设在仪表板上，也有与前窗玻璃内面制成一体的。合成器应该是既保证显示的辨认性又不影响前方视野，其前提是挡风玻璃必须达到 FMVSS 规定值的可视光线透过率的 70%。

目前的平视显示器需提高指示元件、合成器性能，进行以辨认性为主的改进。而从前方视野看，还要形成指示位置、指示内容等的标识线。

10.4.8.4 多功能显示器

多功能显示器是在一个显示部件上有选择地显示几个信息的装置。初期的多功能显示器是几种报警器集中在一个显示部位，随着电子技术的发展，尤其是荧光电子管、液晶的矩阵显示技术的发展，采用小规模矩阵的多功能显示器已得到了实际应用。

目前采用显示器（CRT）显示车辆的各种状态、位置、地图等，其功能和规模均比以往的多功能显示器大得多。这种系统不仅能适应信息的多样化，而且具有将移动通讯技术作为其终端的功能。随着移动通讯事业的发展，导航、路线引导、后方监视、防撞技术的进步，车辆内外信息的增加，用户需求的多样化，多功能显示器将得到越来越大的发展。另外，从显示技术方面讲，不光是显示信息，而且还要处理成符合需要的图形，易读易懂，减少操作量。今后将向小型超薄的平板液晶显示器方向发展。

(撰稿人：陈建海 景松 王明仲)

10.4.9 室内照明

为了便于夜间上下车及在车上进行活动，车内采用了多种照明装置。

1）室内灯

作为内部照明，车厢或驾驶室内顶部装有顶灯。客车内的顶灯灯泡分为强光与弱光两档，有些轿车的顶灯兼作车门未关严的警告灯，大多数室内灯采用白炽灯泡。为了减薄灯体，采用 5～10W 的管状灯泡，近来客车与小客车上已开始采用低压直流日光灯，它具有发光效率高、光色均匀白净、省电等特点。图 10-4-94 为 24V8W 低压直流日光灯电路。

汽车论坛 http://www.qclt.com

2）阅读灯

安装在车厢内供查看地图或阅读用。为了车行驶中不影响驾驶员视线，照射范围 $\phi30\sim\phi50$cm 较为合适。有的轿车前、后部位分别装有阅读灯，有的阅读灯光轴方向可调节。

3）门灯

为了照亮车门附近车内外落脚的位置而设，无专用开关，随车门打开与关闭而自动开亮与熄灭。

4）踏步灯

使于乘员夜间上下车而照亮客车踏脚板处的灯。装在车身侧面，不要求照度，随车门开闭而自动开亮与熄灭。

5）后备箱灯与货箱灯

灯的安装位置应考虑不直接照射装卸者的眼睛，且灯光不会被装载的物品挡住。

6）光纤照明

在只需微弱光线且不使安装灯泡的地方，如仪表表面、烟灰缸、门锁锁孔等处，可以采用光纤照明。

光纤照明采用普通灯泡作为光源，让光线通过光导纤维传到末端发出微光并照亮一定范围。图 10-4-95 为光纤照明示意图。光导纤维由有机玻璃丝制成，外包具有隔光作用的聚合物，在无法安装灯泡而又有照明要求的部位，光导纤维照明得到广泛的应用。

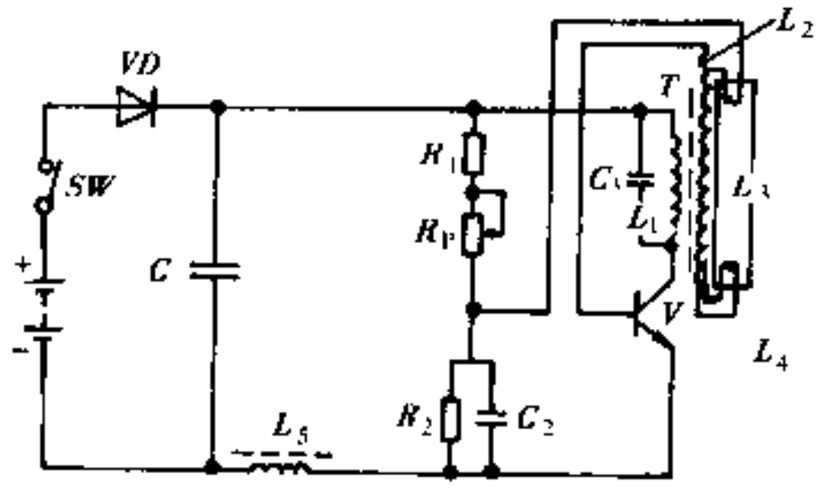


图 10-4-94 低压直流日光灯

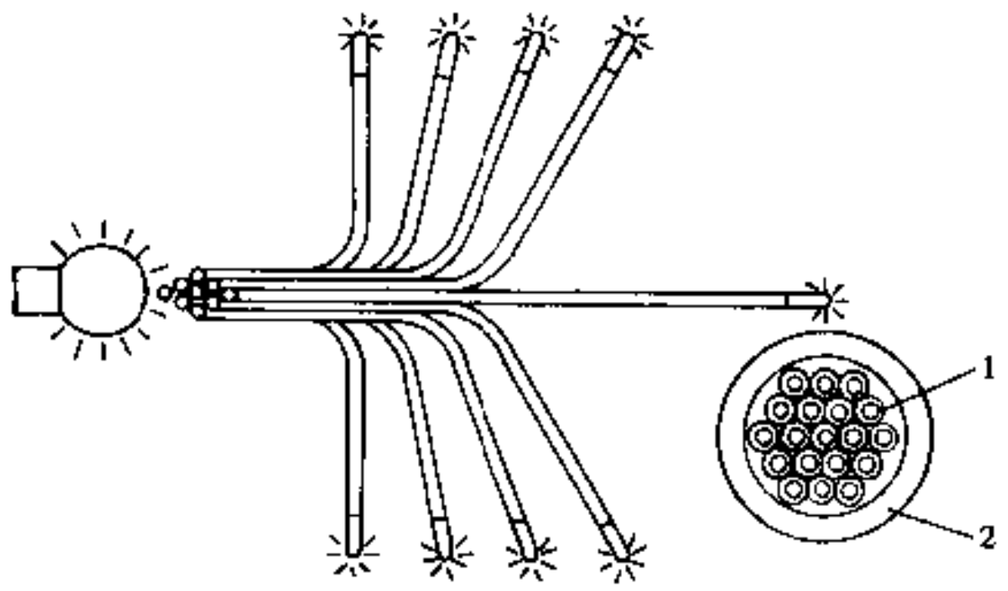


图 10-4-95 光纤照明
1-光导纤维；2-套管

7）其它灯具

由于汽车日趋现代化，车内设备日渐增多，为便于操作这些设备，都有照明要求；如空调机、变速方式选择、安全带扣环、空气悬架开关、音响设备等均有专用照明灯，此类照明灯有继续增加的趋势。

（撰稿人：彭星亚）

10.4.10 视听装置

随着半导体集成电路、特别是大规模集成电路的出现，半导体设备正向轻型化、小型化、低成本、高性能的方向发展，给车用视听装置带来了前所未有的变革。

由于汽车的工作环境比较严酷，故对车用视听设备有以下要求：工作电压范围宽，抗过压能力强；能承受严酷的温度、湿度环境；耐振动、冲击；防尘性能好；抗干扰能力强；体积小、质量小；操作简单；容易维护。

10.4.10.1 音响设备

汽车上的音响设备主要由调谐器、唱机（4T 磁带、CD、LD、DAT 等）、放大器、扬声器及天线等五大部分组成。

一般天线和扬声器是单独构成的，其他三部分可以有多种组合方式。例如调谐器与功率放大器构成一

汽车论坛 http://www.qclt.com

体化的典型结构；由调谐器、4T 唱机、功率放大器构成的双层结构；由调谐器、4T 唱机、激光唱机、功率放大器构成的组合式结构等。组合式结构需要的安装空间小，正成为音响设备的主流。此外，由调谐器、CD（LD、DAT）、大功率放大电路等组合成的多层高档音响设备也已开始出现。

1）调谐器

（1）制式

目前世界上的广播主要有调幅（AM）和调频（FM）两种制式。调幅（AM）制式可分为中波（MW）、短波（SW）及长波（LW），其载波的振幅受调制信号的控制而改变。在调频（FM）制式中，载波的振荡频率受调制信号的控制而改变。与调幅系统比较，调频系统有抗干扰能力强和设备利用率较高等优点，但调频波占有的频率较调幅波宽，因此，调频系统必须工作在超短波以上。在调幅（AM）制式中，多采用中波（MW）频率，它收听范围较广，不容易受障碍物的影响，全球较为普及。与调频相比，其频率范围虽窄（50～7500Hz），但比调频的综合性能指标要好。所以，如果今后能实现调幅（AM）立体声广播（美国、日本、澳大利亚正在实施中），那么 AM 广播将成为又一个令人动听的节目来源。短波（SW）广播是利用电离层的反射来工作的，所以收听区域辽阔，但是白天和夜间、天气好与坏时的接收质量差异很大，在发达国家已很少采用，但在发展中国家里，由于其可达距离远，设备费用低，采用短波（SW）广播的仍较多。

调频（FM）制式与调幅（AM）制式相比，无论是动态区域，还是频率范围（30～15000Hz）都比较广，作为音乐广播较为普及。但由于一般采用 VHF 频率，所以电波的直线传播性强，易受到直线波和由山脉、大厦产生的反射波的干扰，产生声音失真或瞬间无声等现象。另外，在弱电场地区，由于汽车移动，电场总是变化的，产生“嗒嗒”声是 FM 制的特有现象。

（2）调谐电路

目前车用的调谐器大多数为带有一级高频放大的超外差方式。它与普通收音机相比，有以下区别。

①设置高频放大级。它一方面起着放大其高频信号的作用，另一方面还起着隔离作用，防止本振信号通过接收天线辐射出去，干扰其它电子接收设备。

②设置混频级。立体声（或 FM）收音机中的变频器大都由两只管子担任。一只管子产生本振信号，另一只专门担任混频任务。这样做有利于保证变频工作稳定和降低变频过程中产生的噪声。

③设置监频器。其作用与调幅收音机的检波器相当。

④设置解码电路。其作用是从监频器输出的复合立体声信号中，分离出左、右声道音频信号。双声道立体声收音机必须有两路性能指标对称的功放电路，以便重现原声音的立体感。

（3）车用调谐器的种类

常用的调谐器有两种，一种为机械式调谐器，另一种为电子调谐器。由于后者具有许多优点，它将成为汽车调谐电路的主流。

机械式调谐器的工作原理是通过改变调谐电路中的 L 值或 C 值来实现电台的选择，由于该方式有机械的转动或位移，故控制精度低、耐振动、冲击能力差，因此在汽车上使用时应采取相应的措施。

电子式调谐器的调谐电路利用半导体二极管的可变电容性，使其不受振动、冲击的影响，且精度很高。电子调谐器的核心部分为相位控制电路（PLL）。它采用电压控制振荡电路 VCO（Voltage Controlled Oscillator），其振荡频率可用电压来控制，VCO 的输出通过分频器分频后送到相位比较器，相位比较器将输入信号与基准振荡器输出的信号进行比较，并向 VCO 内部的变容二极管发出控制电压，使得上述两信号的频率保持一致。由于基准振荡器一般采用精度和稳定性相当好的晶体振荡器，VCO 的输出特性非常稳定。如果将这种 VCO 作为调谐器的本振电路，就能得到性能非常优越的 PLL 合成调谐电路。

电子调谐器可以手动选台和自动选台（或自动搜索电台）。其原理是通过控制器使分频系数（分频比）发生变化，并输入到相位比较器，相位比较器再向天线调谐，这样就能够根据不同的分频系数，得到不同的调谐频率（基准振荡信号的整数倍），从而达到选台的目的。当控制功能设定为自动选台时，控制器会自动地按分频系数的某一方向（由大到小或由小到大）来改变，当搜索到某一电台时，会自动将该分频值记忆下来，并存入相应的电台预值位置，搜索完毕会自动停止。此外，电子调谐器还可以具备各种特殊的

汽车论坛 http://www.qclt.com

功能，如按频率大小或信号强度顺序记忆电台、自动跟踪某个电台、设置定时收听广播等。

(4) 车用调谐器的特点

①调谐灵敏度要求高。因为汽车是移动的物体，其周围的电磁波强度会因环境、所处位置的不同而发生变化，一般都应采用自动增益控制电路（Automatic Gain Control），以便达到满意的收听效果。

②抗干扰能力要强。由于汽车本身就是一个无线电干扰源，所以车用调谐器必须采用相应的抗干扰措施。常用的方法有净化使用电源、增加信号屏蔽线、加装消杂音电路等。

2) 唱机

(1) 磁带唱机

按外形可以分为盒式磁带唱机与卡式录音机两种。盒式磁带唱机使用专用盒装磁带，具有体积小、质量小、携带方便、价格便宜等优点。卡式录音机使用循环式磁带，可以两个方向演奏而不需反转磁带，两个方向可连续演奏的自动倒带重放方式为多。

根据其操作方式分为机械式及可编程控式（逻辑式）两类。机械式能通过与操作按钮联动的杠杆使磁带的运动发生变化（如播放、暂停、快进、倒带、停止、退带等），缺点是噪声大，抗振能力差，容易磨损；优点是结构简单、价格低。可编程控式是通过电子控制使继电器、电机动作，从而完成对磁带走带状态的控制。优点是可自动进行同一曲重放、择曲播放等高级控制功能，缺点是结构较复杂、成本高。

(2) CD 唱机

CD 唱机由于节目贮存量大、音响效果好、使用寿命长，近年来被广泛用于各种高档轿车上。激光和碟片驱动一般采用完全浮动结构，以提高耐振动和冲击能力。为防止随温度变化而结霜，还应采用除霜措施（如加热器、吹暖风）等。

(3) DAT 唱机

DAT（Digital Audio Tape）又叫数字音频播放器，它的带盒内存放有数字化后的音乐节目。带盒为箱型，可充分保护磁带。优点是播放时间长、体积小、音质好，但由于磁头与磁带间有接触、容易磨损、使用寿命远比 CD 碟片短。

3) 放大器

(1) 前置放大器

车载用前置放大器除具备放大信号的功能以外，一般还设有改变整个音量的音量控制器，改变左、右声道音量的均衡器，调整前、后音量分配的音量控制器等。但有时音量控制器也装在放大器与扬声器之间。

其音质的调整，在 AM、FM 无线接收机上，只带有一个调整整个音质的音色调节器。但在更高档的音响设备中，一般都装有可分别对低音、高音单独进行调整的控制旋钮，有时还装有在小音量时补偿人们难以听到高低音的响度控制放大器。

(2) 图形均衡器

仅靠对高、低音频的控制还不能完全补偿车内的复杂音响特性，也不能设置人们自己喜欢的音调，所以出现了带有将声音频带划分为几段进行调整的图形均衡器的放大电路。其基本原理是用带通滤波器进行分段，按自己喜好对各段音量大小进行调整。由于电感线圈导致的畸变特性，所以带通滤波器最好采用由电容、电阻、运算放大器组成的等效 LC 振荡电路。

(3) 功率放大器

汽车用功率放大器一般多采用 SEPP（Single Ended Push Pull）方式的无输出变压器的 OTL（Output Transformer Less）电路结构。电源电压可分为 12V 和 24V 两种，输出功率大约在 5～10W。车载用放大器也有向大功率方向发展的趋势，特别是汽车高速行驶时，要想用足够的音量来欣赏音乐，确有不足之感。这样就出现了一种称之为 BTL（balanced Transformer Less）的功放电路，通过它使得单声道的输出功率可达到 40W 以上。BTL 电路由两组 OTL 电路反相放大，在两输出端之间接上扬声器，是一种利用率高，以低电源电压获得大功率输出的功放电路。

功放器在使用中除考虑其增益、非线性失真等特性外，还要注意与扬声器的功率匹配，以便减少电源

汽车论坛 http://www.qclt.com

的消耗。在工作过程中，由于功放管本身消耗相当一部分功率，使其温度升高，反向击穿电压降低，因此功放管的散热与保护问题比较重要。除按规定安装散热器外，必要时可采取过压、过流保护措施。将其安装在空气流通的位置。

(4) 其它附属装置

a. 遥控器

遥控器因不同的车型其功能差别较大，有手持式的也有安装在转向盘上或仪表板上的，有单纯具有开、关机功能及音量调节的，有从选台到操作整个音响设备的。信号传输有线束、光缆、红外线等方式。

b. 音场补偿装置

在汽车狭窄的空间内为了得到宏大的声音，一般将左、右声道信号的一部分进行反相，并输入到对方的通道中去。或将左、右声道的信号差分别向相反的通道输入，也可以采用延时、场所模拟等方法。

4) 扬声器

(1) 车载扬声器的特点

汽车内的扬声器与家庭用的扬声器比较有如下几点区别：空间狭小，且大小因车型不同而发生变化；声音的反射物差别大；在车辆行驶时，会混合发动机或车体外的杂音；体积不宜大，质量要小。因而必须采取特殊措施对其特性进行修正、补偿。

车室内音响特性的修正，对 100Hz 以下的低音区的下降现象，可采用 16cm 的圆形或 15.24cm × 22.86cm (6″ × 9″) 的椭圆等口径比较大的扬声器来补偿。另外，为达到被声音环绕的视听效果，在仪表板附近设置两个扬声器的基础上，在后窗挡板上加两个扬声器，在前车门也可再加两个扬声器。采用高档音响、音柱和数字信号处理器的音响设备也已出现在汽车上。

(2) 车载扬声器的种类

汽车扬声器过去一直用得较多的是 10 ~ 18cm 的圆形及 15.24cm × 22.86cm (6″ × 9″) 的椭圆形的锥形电动 (动圈) 式扬声器，高音用的有钟形、喇叭形、螺旋形。车载用扬声器的阻抗一般为 4Ω。但是，由于扬声器数量增加，为均衡扬声器输出功率，也有使用阻抗为 6Ω、8Ω、12Ω 的。

(3) 车载扬声器的安装位置

汽车扬声器一般安装在以下几个位置：

装于仪表板上，优点是收听距离近，频率紊乱小，从前方听到声音，感受自然；缺点是难于安装口径较大的扬声器，且扬声器后部的声音不能听到，得不到好的低音。

装于后窗挡板上，优点是可安装较大口径的扬声器，并可产生浓重的低音；缺点是由于扬声器的安装位置和安装角度的原因，响应特性较差，易出现频率紊乱现象。

装于车门上，优点是可利用车门内的空间作为其振腔，从而可以补偿低音的不够，是安装扬声器的合适位置；缺点是若安装不当，有时在中、高频区产生衰减，音质不佳。

由于扬声器的设置场所不同，乘员的人数不同，音质会发生变化，因此一般安装多个扬声器来进行弥补。如用车门内的中型扬声器来发挥中、低音和左右的宏亮感；用仪表板上的小型扬声器发挥中、高音，使音像在前方定位；利用后挡板的大型扬声器来发挥浓厚的重低音。另外，还可以采用数字信号处理技术，对某些节目进行加重、定位、环绕处理。

10.4.10.2 影视装置

由于小型 CRT 的开发，使汽车车载影视设备得以实现。车用影视设备主要有电视、放像机、VCD 和其它数字多媒体设备。

1) 车载电视机

(1) 车载电视机的特点

车载电视机必须保证在电视电磁波非常强 (如电视发射塔附近) 和电视电磁波非常弱 (如边远山区) 等辽阔区域内的正常收看节目，同时还必须承受恶劣环境的考验。在设计车载电视机时以下问题必须重点考虑：由于汽车电源电压有时会发生变化，有可能导致在画面上产生杂波或画面不稳定；在大城市的高楼

汽车论坛 http://www.qclt.com

大厦、山区、高山之间，电磁波会发生反射，因而容易产生重影现象，对此必须采取相应的预防措施。

车载电视机一般采用精度高、工作稳定的 PLL 调谐电路来进行电视频道选择。另外，一般还需要采用自动增益控制 AGC 电路，使其在强、弱电磁场情况下都有比较理想的收视效果。声音多为单声道，但也有向双声道（立体声）方向发展的趋势。

(2) 显示器

汽车用的电视机有 10.16cm × 22.86cm（4″ × 9″）显像管和 10.16cm × 12.70cm（4″ × 5″）的液晶显示器。显像管的优点是图像清晰、明亮、防直射日光；缺点是笨重、体积大、耗电多，受到车内安装空间限制。液晶显示器的优点是质量小、体积小、画面尺寸大、工作电压低、耗电少；缺点是画面不够亮丽、不能受强光照射。目前采用 TFT 矩阵寄存，具有高对比度、广角、高亮度的液晶显示器正在研制中。

(3) 车载电视机的安装位置及安全性

一般，车载电视机安装在仪表板上，供前排乘员观看，在车内中间位置安装，供后排乘员观看。大型客车，可把电视机悬挂在前面通道上方，供所有乘客观看。不管电视机安装在何处，一定要注意不能妨碍驾驶员的视野（包括内后视镜的视野），安装必须可靠，不得因紧急制动快速起步或振动而脱落。为了行车安全，电视机最好不要安装在驾驶员开车时能够收看到的位置，以免发生交通意外。

2) 车载放像机、VCD

车载放像机的结构与原理与家庭用放像机一样，但要求体积小、质量小、工作电压范围大、抗干扰能力强、耐振动冲击、防尘性能要好。目前，在我国放像机主要安装在长途大型客车上。

VCD 是近几年发展起来的一种数字式多媒体技术，由于它具有图像清晰、声音逼真、抗干扰能力强、使用成本低等一系列优点，很快得到广大用户的喜爱，车载 VCD 正在积极地发展中。

10.4.11 汽车导航系统、电话

过去，从车辆外部向车内传递信息的手段主要是收音机。近几年来，由于电子技术及通信技术的进步，通信网及交通信息通信系统的发展，已使汽车从单向接收信息进入信息交换时代。为加速汽车与外部世界的联系提供了良好的物质基础，极大地提高了汽车的机动性、安全性、舒适性。例如，目前以车辆行驶方向、所处位置、至目的地距离等静态信息的表示机制，将会随着通信网络功能与容量的扩大，被高性能、高精度的车辆动态导航系统和道路动态信息指示引导系统所取代。

到目前为止，汽车使用外界信息建立起来的服务内容有：Cellula Radio、Computerised Route Scheduling、Enhanced Other Networks、GPS、GSM、Romote Diagnostics 等等。以上系统的频带分布如图 10-4-96 所示。

10.4.11.1 导航系统

随着通讯基础设施的进一步完善，利用道路交通信息，绕过塞车路段、施工区间到达目的地的最佳路线的实时引导等都将成为可能。

汽车导航包括从简单的路线指引到复杂的自动路途引导系统。所有的导航系统都包括以下几个基本部分：汽车自动瞬时定位装置；一种或多种寻找目的地的方法；将最佳路线展示给驾驶员的读取设备。

系统的形式和每部分的设置可依据不同的导航需要来设立。常见的数字地图就是最简单的辅助导航手段。下面就常见的导航系统的关键部件作一介绍。

1) 综合推测定位系统

这是通过地球磁场、速度陀螺、左右车轮速差等方位信息和按车轮速度传感器或车速传感器得到的距离信息，求出从输入起始位置的相对移动量来进行测位的方法，其测位原理如图 10-4-97 所示。

汽车的位置坐标（X_n，Y_n）为：

$$\begin{cases} X_n = X_0 + \sum_{i=1}^{n} \Delta D \cdot \sin\theta_i \\ Y_n = Y_0 + \sum_{i=1}^{n} \Delta D \cdot \cos\theta_i \end{cases}$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

式中：X_0　Y_0——起始位置坐标；

θ——行驶方向角；

ΔD——单位行驶距离（速度）。

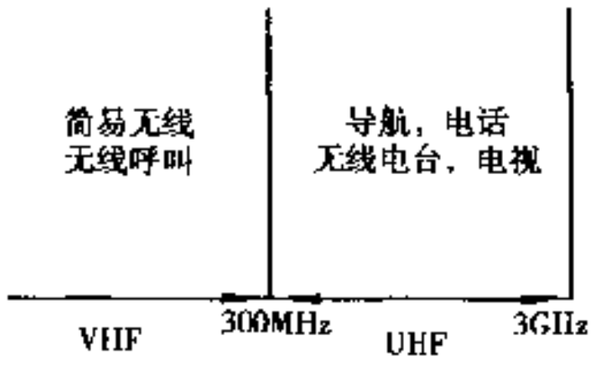


图 10-4-96　汽车通信中的频带分布

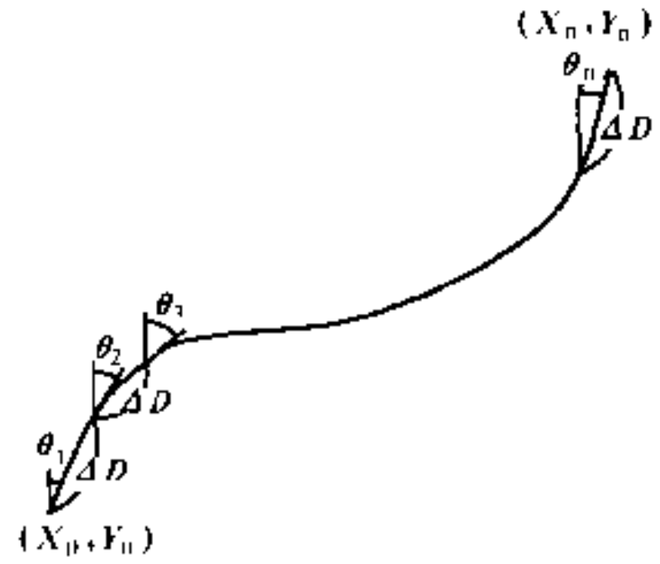


图 10-4-97　推测导航的测位原理

该方法存在累计误差，在长距离行驶时，必须加以校正。

（1）车轮传感器

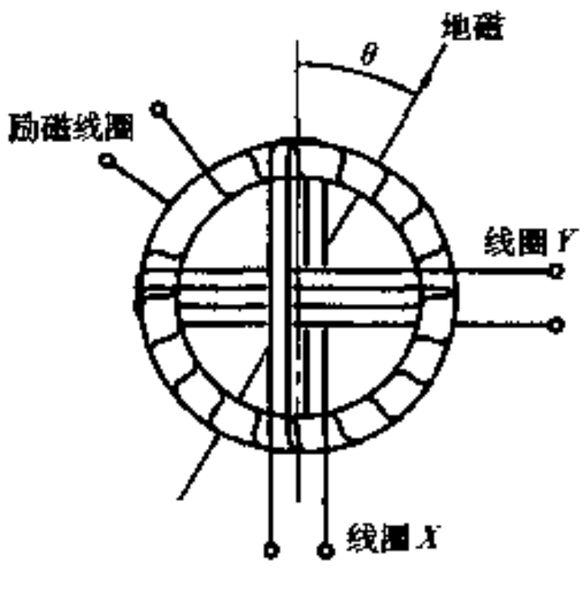


图 10-4-98　地磁传感器的结构

车轮传感器记录同一轴上的车轮转速，并发出一系列用于周期性地计算车辆已行驶距离以及车辆方向的脉冲信号，车辆方向的改变是依据左、右车轮的转速不同来确定的。每一车轮传感器必须产生足够的脉冲数量，以便辨别角度的变化，传感器必须能在汽车速度非常低的情况下正常工作。

（2）地磁传感器

其结构如图 10-4-98 所示，汽车方位可用下式表示：

$$\theta = \arctan\ (V_X / V_Y)$$

式中：V_X——线圈 X 的输出电压；

V_Y——线圈 Y 的输出电压。

使用时必须注意在地磁紊乱场所和在铁路道口等强磁场下，车身磁化而导致传感器输出不正常的现象。

（3）陀螺速度传感器

因其容易出现累计误差且成本较高，已逐渐被淘汰。由传感器产生的累计误差，一般采用查阅数字地图的方法来解决，它是将上述传感器得到的测位结果与数字地图上的实际位置相比较来消除误差。其误差能控制在几十到百米左右，但是需要道路形状准确的地图，地图版本要不断更新。

2）电磁波导航系统

电磁波导航有双曲线、卫星（GPS）和路标导航系统三种。任何一种方法都可取代推测定位系统用的方位传感器和距离传感器，但需要专用的天线和信号接收系统得到位置的纬度、经度的坐标值。

（1）双曲线导航系统

采用接收三个信号发送站发送的同步信号（90～110kHz）进行测位，主要用于航海业，已普及全世界。由于在陆地上电波容易被衰减、反射、混入杂波，实际采用有很大的困难，所以还未广泛用于汽车。

（2）卫星导航（GPS）

多个人造卫星发射的具有时间信号的各电波到达某个位置时会产生时差，根据这个差异，经计算就能得出该位置的经纬度及高度。从原理上讲，至少需要 18 个卫星，这样在世界上的任何位置、任何时间可同时收到 4 个卫星发射的信号，能进行三维坐标的测位。测位误差用精度劣化系数（GDP）值进行评估，即使利用一般的开环粗测定位 C/A 码，其测量精度也可达到 30m 左右。但是，如果汽车周围有高层建筑

汽车论坛 http://www.qclt.com

物、高山、隧道时，GPS的电波反射被遮断，不断测位，这时应采取办法向推测导航法转换。如果只能收到三个卫星的信号时，则只能进行二维坐标测位，在坡道等具有高度差的地区则会产生误差。GPS系统的接收天线一般为安装在汽车顶盖上的平面天线。为了不破坏汽车的外形，已研究出与车身覆盖物一体成型的平面天线和埋在挡风玻璃中的印刷天线。

(3) 路标导航方式

是以点的方式接收沿主要道路设置的标识某地点特征代码的无线电波，从而确定汽车位置。它作为出租汽车车辆监视系统已在日本广泛使用，其构成如图10-4-99所示。

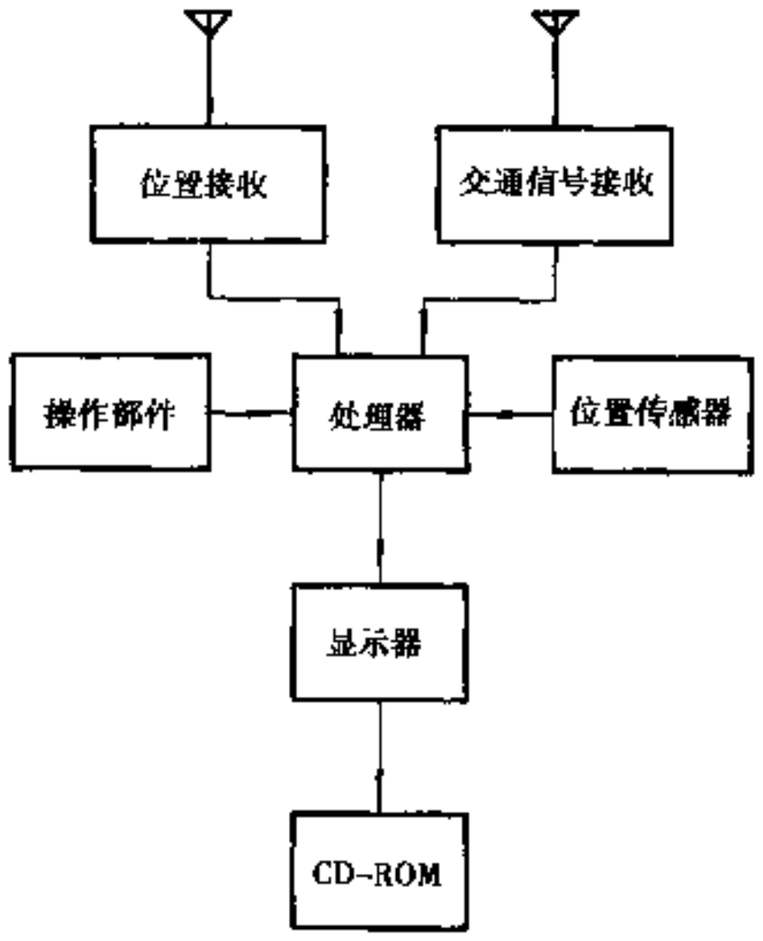


图10-4-99 路标导航系统实例

3) 其它辅助导航设备

(1) 数字地图

将地理信息数字化后，按一定的格式存放在存储媒体中(如CD-ROM)，需要使用时再将其内容显示出来，供司乘人员查询。

(2) 路线计算

利用现有道路网络建立的一种寻找最佳路径的系统，当一条被推荐的路线不能被采用时，该系统能快速准确地向驾驶员提供另外一条最佳路径。有时该系统还能提供时间计算(如通过桥梁、隧道时)。

(3) 路线和方向指引

利用计算机将实际位置和目标位置进行比较，从而推荐一条最佳路线和行驶方向。在简单系统中，只给出起始点的直线距离和始点的方向，需要驾驶员根据所指示信息，凭经验自己决定最好路线；在复杂的系统中，汽车内的显示屏上会出现一幅实时的地图，其内容会随车辆的行驶自动发生变化，与此同时，计算机会不断地对最佳路径进行计算作出相应的调整，并将其在地图上标识出来。

10.4.11.2 车用电话

汽车电话的出现，使人们能跨越空间的限制，及时交换信息，有效利用时间、提高工作效率；它在汽车调度、公安、防震、救灾、消防等方面起着越来越重要的作用。在科学技术发达的国家，汽车电话正日趋普及，今天，汽车电话已成为信息时代的一个重要标志。

汽车之间的通讯，一般是通过一个静止的基地电台来进行，这种基地台不仅能提供车辆之间的电话服务，而且还能够提供车辆与市话用户之间的通话。近年来，由于通讯事业的快速发展，先后出现了模拟与数字的移动电话，使汽车电话的应用越来越广泛。

汽车电话技术是在原无线电通信基础上发展起来的，综合了交换技术、控制技术、终端设备技术而构成的一个具有新功能的系统。

按其结构可分为手提电话(移动电话)和固定在车内的电话两种。停车时或非驾驶员可使用手提电话，驾车中的驾驶员常使用固定电话。汽车电话装置应满足以下条件：通话质量要好；使用方便、快捷；成本要低；便于维修。手提电话与民用的移动电话在结构上、原理上无本质的区别，为了保证行车安全，固定电话一般均安装在离驾驶员最近最容易操作的地方。如转向盘或变速杆附近，对电话操作应该是快捷、省时，要尽量缩短拨号时间，接收时的回答和保持通话状态应该用单按方式操作。

为了达到理想的通话效果，防止通话中的噪声，确保音质清晰，如何控制好路面和风的噪声、乘客的话音及无线电收音机来的周期性噪声是非常重要的。麦克风的安装位置和方向性应与上述问题结合起来考虑。实际上，由于安装部位的限制，往往都安装在前立柱、仪表盘周围。

随着科技的不断发展，汽车电话将会丰富多彩，其功能不会仅仅为简单的通话服务，传递电话、留言电话、无线传真，通过汽车电话系统加入Internet在不久的将来都会得以实现。最近，我国一些城市已开

汽车论坛 http://www.qclt.com

始 GPS 车载监控移动电话服务，它是集车载移动电话和 GPS 卫星监控于一体的新型移动电话业务。

10.4.12 天线

10.4.12.1 概述

汽车要从外界接收信息（音频、视频等）就要把这些信号导入汽车内。目前绝大多数汽车车身都是由金属材料制成，对无线电信号有很大的屏蔽作用，又因为汽车是在地面行驶，无方向性、高度低，这就决定了汽车需要车外天线。一般常使用的是长度为 1m 左右的金属拉杆天线。由于安装在车外，汽车天线必须耐水性好、耐振动、防腐蚀、抗干扰能力强，同时还要考虑安全性和风阻噪声。近年，为了改进汽车的外观和造型，采用挡风玻璃天线的汽车越来越多。

随着通讯事业的迅猛发展，无线电通讯频道显得越来越拥挤，通道之间的噪声已成为无线电接收装置的一大问题，虽然采取了许多设备的改良措施，但一根天线还是不能完全满足使用需要，因而出现了两根或多根天线交替使用的集成天线系统。在特殊车辆上，还采用了特殊的天线系统如卫星天线、雷达天线等。

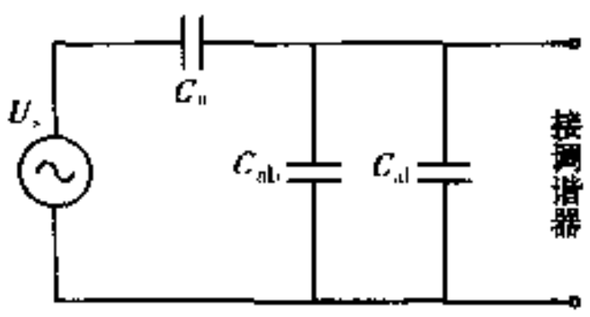


图 10-4-100 汽车天线的等效电路
C_a-天线的等效特征电容；C_{ab}-天线和车体间的等效电容；C_{af}-馈线的等效电容

10.4.12.2 车用天线的特点

绝大多数车用天线的长度远远小于 AM 频带的波长，因而不能成为谐振天线而被普遍认为是容性天线。其等效电路见图 10-4-100。

在接收无线电信号中，起主要作用的是 C_a、C_{ab}和 C_{af}要尽量减小，以免影响接收质量。目前绝大多数汽车在接收 AM 和 FM 信号时采用同一种天线，而该天线又是按 AM 信号的特性而设计的，很难与 FM 信号接收装置相匹配，影响 FM 的接收质量，有必要从性能上加以改进。有关汽车用天线的详细技术要求请参见我国汽车用天线的有关规定。

10.4.12.3 天线的种类

按功能分为普通天线和特殊天线两类。普通天线包括 AM 广播天线、FM 广播天线和电视接收天线三种。特殊天线包括卫星天线和雷达天线两种。

按外形和安装位置分为门立柱天线、车顶天线、挡风玻璃天线、翼子板鞭状天线、集成天线、电动天线和电子天线等。门立柱天线安装在车前左或右门立柱中，又分为立柱外装式和立柱埋入式两种。立柱埋入式性能较好。车顶天线安装在车顶盖上，有旋转铰链，故拉杆的倾斜角度可自由调整。挡风玻璃天线一般是在后风窗玻璃上印刷上天线导体而成为天线。它不需要维护、无磨损、无风阻噪声，但需要放大器，成本较高。

现代轿车上一般都采用电动天线，用永磁旋转式电动机来控制天线杆的伸缩，除电动机以外，电动天线还配有尼龙绳卷盘和上下限位开关。天线杆的伸缩是通过尼龙绳拉动的，使用尼龙绳是为避免对天线的干扰。尼龙绳和天线的端部相连，当天线收缩时，多余的尼龙绳绕在卷盘上。

有的现代汽车安装了电子天线，它除了具有电动天线的功能外，通过在其底座上串接了一个放大器，用来提升接收信号的电平，使天线接收的信号在进入电缆之前就放大了，从而能提高视听效果。

10.4.12.4 工作方式

汽车天线的工作原理与其它无线电天线相同。主要作用是减少由多频道引起的信号失真，其主要表现在无线电波磁场强度的落差。集成天线系统至少要采用两根以上天线，且相互之间保持有一定的距离，能自动地选择一个信号接收良好的天线来使用。

1）传统扫描方式（一个调谐器）

如图 10-4-101 所示。如果天线“A”的接收质量降低到一个特定水平，接收系统尝试转换到天线

汽车论坛 http://www.qclt.com

"*B*"，如果"*B*"的接收质量更差，则返回到"*A*"。

2）可选择处理方式（多调谐器）

如图 10-4-102 所示，每一个天线具有自己的调谐电路，接收系统能自动地、连续地比较各调谐电路的接收质量，并选择其中最好的一种来使用。

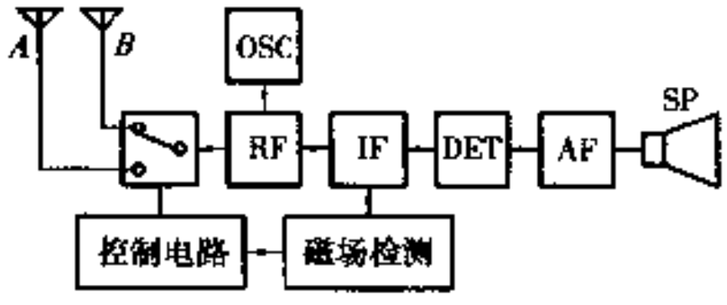


图 10-4-101 单调谐器集成天线系统

OSC-本振；RF、IF-高、低频放大；DET-检波；AF-功放；SP-扬声器

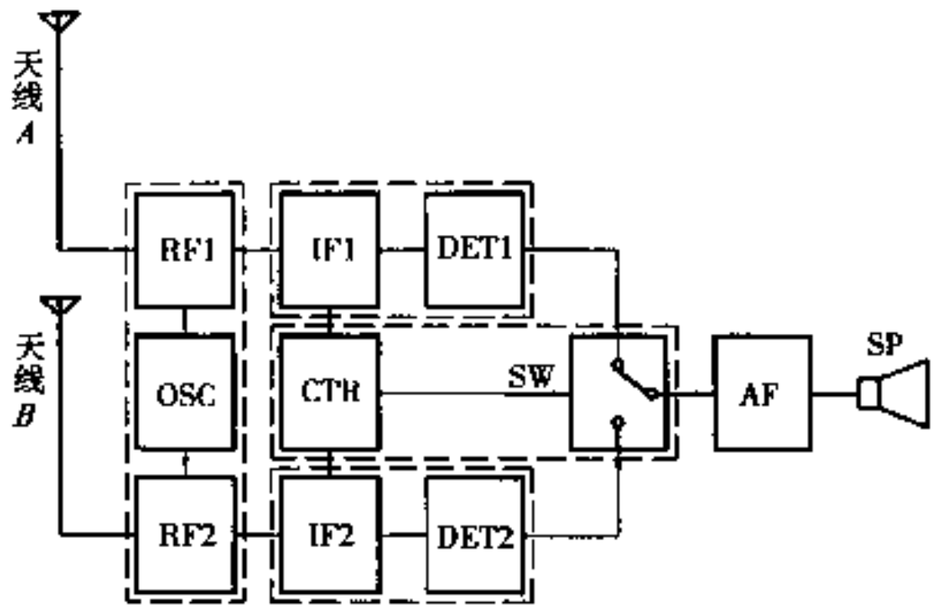


图 10-4-102 双调谐器集成天线系统

OSC-本振；CTR-控制；AF-功放；RF1、RF2、IF1、IF2-增幅；SP-扬声器；DET1、DET2-检波；SW-转换开关

3）电视接收天线

电视信号频带要比 FM 广播的频带宽得多，更容易产生干扰，所以电视天线一般多采用更多个天线系统（典型的为四组）。为了使电视画面更清晰，不出现抖动，转换过程一般是在扫描线从终点（电视屏右下）向始点（电视屏左上）回归时依次进行。

10.4.12.5 安装

在汽车天线的安装和使用过程中应注意如下几点。

①不要安装在容易刮上行人或刺伤乘客和维修人员的位置；

②对车身的接地线一定要牢固，以免因接触不良而产生干扰；

③尽量安装在不容易被干扰的位置，并远离点火系统、马达及继电器；

④安装在车内时应考虑天线座的排水功能；

⑤尽量采用前置天线，若天线装在车的后部，其馈线太长，信号损失增大，接收灵敏度下降，需要注意。（撰稿人：曹治琬　葛召炎）

10.5 空调系统

10.5.1 汽车内的舒适环境

汽车内的舒适性是指为乘员提供舒适、愉快、便利的乘坐环境与条件，包括良好的平顺性、低的车内噪声、适宜的空气环境、良好的乘坐性能和良好的驾驶操作性能等。

空调系统是在车内造成适宜空气环境的系统。空调系统的舒适度是一个模糊量，不同的年龄、性别、衣着、种族、习惯、健康状况、动作状况、心理及情绪、对舒适性的感觉都不一样。对空调装置最起作用的温度、湿度与舒适性的关系有几种评价方法，其中图 10-5-1 所示的 ASHRAE 舒适线图（由美国空调冷冻空气调和工程学会制作）是常被采用的方法之一。

该图中阴影部分是夏季感到舒适的范围。影响空调系统舒适性的要素有气温、太阳辐射强度、车内外温差、垂直温度分布、室内相对湿度、气流速度和方向、新风量（影响空气成份）及噪声。我国可按下列

汽车论坛 http://www.qclt.com

参数选择。

①夏季人体感到舒适的温度是 24～26℃，由舒适转为不太舒适的分界线是 28℃左右。当车外气温为 35℃，太阳辐射度为 4.6J/cm².mm 时，可把 28～29℃作为我国普通车辆夏季车内设计温度的基础。当冬季环境温度为 -15℃时，16～25℃是人体感到舒适的范围，我国可定为 16℃左右。

②过大的室内、外温差将形成较大的热冲击，影响人体健康。夏季温差一般宜为 5～7℃，车外气温过高时，可增至 8～10℃。

③气流速度影响人体散热和保温，车内流速以 0.15～0.4m/s 为宜。夏季可取上限，并且吹向脸部；冬季宜取下限，并且吹向足部。

④根据人体卫生要求，每人应有 20～25m³/h 的新鲜空气，考虑到汽车空调系统的困难，新风量可定为 11m³/（h·人）。

⑤车内送风噪声应控制在 65dB 之内。

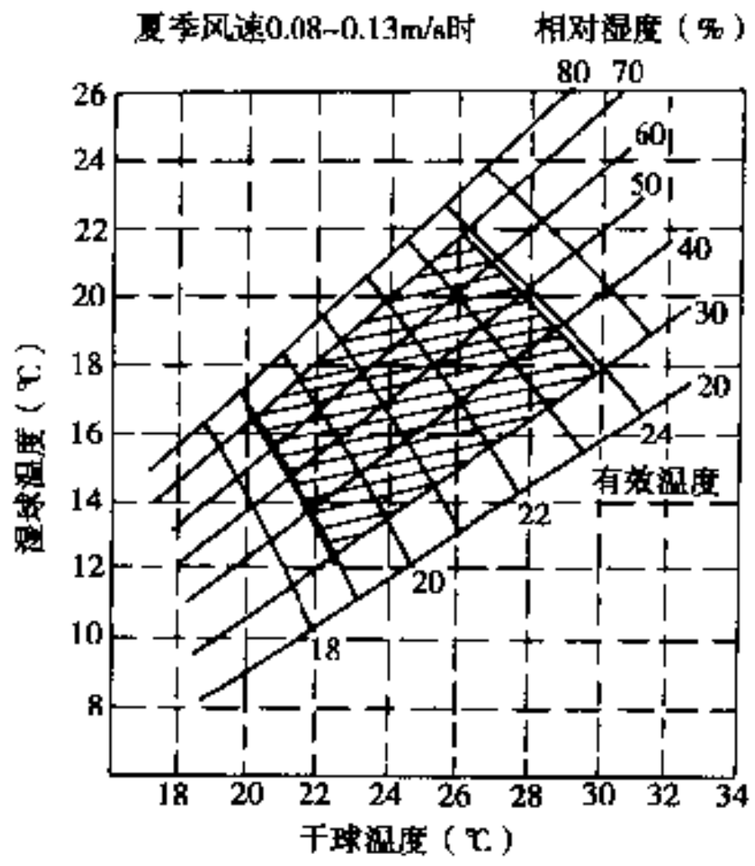


图 10-5-1 ASHRAE 舒适线图

10.5.2 汽车空调系统的特点

①车辆内乘员密度大，不仅人体散热量大，而且需要换气量大；

②透过玻璃的太阳辐射热大，车厢隔热困难，需求更大的制冷量；

③车厢直接暴露在大气环境下，夏季车内炎热，冬季车内寒冷，乘员上车后希望车内迅速达到舒适温度，这就要求空调系统有较大的储备能力；

④一般不能用电力作为动力源，因而在动力源的处理上比房间空调困难得多；

⑤对于非独立式空调，制冷剂流量变化大，给制冷量控制、系统设计带来较大困难；

⑥冷却条件差，冷凝温度高；

⑦制冷剂容易泄漏；

⑧装置安排位置条件苛刻，总成通用化困难；

⑨道路颠簸，对结构可靠性提出严格要求。

10.5.3 车身热负荷

10.5.3.1 车身热负荷的概念

决定空调系统能力之前，必须先求出车辆热负荷。汽车与外界环境的热交换如图 10-5-2 所示，用三种热传递方式进行，即导热、对热、辐射。

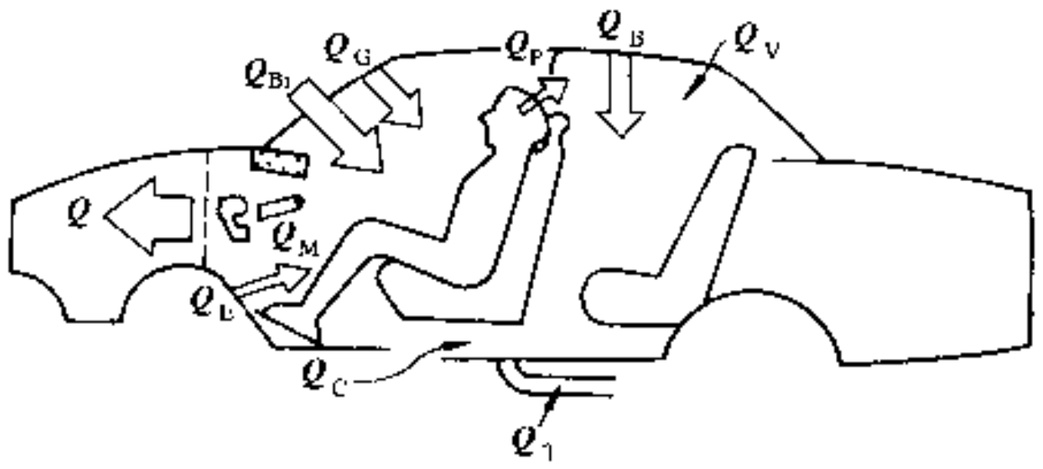


图 10-5-2 汽车与外界环境热交换

Q_V-新风热量；Q_B-车体传入热量；Q_P-人体热量；Q_G-玻璃传入传量；Q_{bi}-车内零件吸收热量；Q_M-发动机发热量；Q_E-电动机舱传入热量 E（指特种工程车置于车内的电机设备）；Q_C-地板、行李舱传入热量；Q_T-传入外露冷风管热量；Q-制冷机产生的冷量

这些热量之和构成了车身热负荷 Q_e：

$$Q_e = Q_B + Q_G + Q_P + Q_V + Q_{Bi} + Q_M + Q_E + Q_C + Q_T$$

$$Q = aQ_e$$

式中：a——储备系数，可取 1～1.2。

计算暖风机能力需求量时，有部分热负荷要按负数处理，并要加上风窗除霜所需的热量。

汽车论坛 http://www.qclt.com

由于受空间尺寸、动力、质量等限制，空调系统不允许选择过大；又由于受车速、粉尘污垢等影响，空调系统的能力往往不能得到充分发挥，因此车身设计时尽量减少车身热负荷和减小空调送风阻力是很重要的。减少车身热负荷及提高空调效果的途径主要如下。

①车内外温差（设计参数）的合理定位；

②良好的车身绝热措施；

③浅而光亮的车内、外颜色及平整光洁的外表面；

④采用隔热性能好的玻璃材料及遮阳措施；

⑤提高车身密封性，减小门窗及车厢内各种维修孔盖的缝隙，提高发动机舱的隔热与密封性能；

⑥加强送风管路的弯曲半径及导流、分流措施，合理布置空调送风口及回风口，加强车外空调送风管的隔热保温措施。

10.5.3.2 车身热负荷简单计算方法（稳态）

1）车身壁面的传热 Q_1 和太阳辐射热 Q_2

不考虑太阳辐射热影响时，在稳定传热条件下，其传热量 Q 可表达为：

$$Q_1 = KF\ (t_H - t_B)$$

式中：F——传热面积，m^2；

t_H——车外温度，℃；

t_B——车内温度，℃；

K——传热系数。

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + R_D + \frac{1}{\alpha_B}}$$

α_H——车外放热系数，kJ/（m^2.h.℃），$\alpha_H \approx 9.72 + 48.6\sqrt{v}$；

v——车速，m/s；

α_B——内表面放热系数（车内空气自然循环时，取 $\alpha_B = 31$；车内空气强制循环时，取 $\alpha_B = 63 \sim 84$），kJ/（m^2.h.℃）；

R_D——隔热层热阻；

$$R_D = \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$$

δ——隔热材料厚度，m；

λ——隔热材料导热系数，kJ/（m^2.h.℃）。

事实上由于太阳辐射，将使车内壁面温度升高很多，此部分热量 Q_2 也将传入车内，构成车身热负荷之一。

$$Q_2 = KF\ (t_C - t_H)$$

式中：t_C——综合温度，℃，$t_C \approx \frac{\rho I}{\alpha_H} + t_H$；

ρ——车身外表面吸收系数，与表面颜色、新旧、粗糙度有关；

I——太阳总的辐射强度。

对于车顶和车身侧面，由于太阳入射角不同，辐射强度是不同的；对于地板，$t_C \approx t_H +$ (2～3)℃。

由于车身各部分结构不同，实际计算是分别进行的。

2）通过门窗玻璃传入的热量 Q_G

$$Q_G = Q_{G_1} + Q_{G_2}$$

式中：Q_{G_1}——由于车内外温差而传入的热量；

$$Q_{G_1} = K_{玻} \cdot F_{暖} \cdot (t_h - t_D)$$

汽车论坛 http://www.qclt.com

$K_{玻}$——玻璃传热系数，$K_{玻}=23kJ/(m^2.h.℃)$；

$F_{暖}$——玻璃面积；

Q_{G_2}——由于太阳辐射而传入的热量；

$$Q_{G_2}=\left[\eta U+\rho\frac{\alpha_B}{\alpha_H}U\right]S$$

η——太阳辐射透入系数，$\eta=0.84$；

ρ——玻璃对太阳辐射热的吸收系数，一般取 $\rho=0.08$；

S——遮阳修正系数；

U——车窗的辐射量。

3）新风热量 Q_V

$$Q_V=V\cdot\rho\ (i_H-i_B)$$

式中：ρ——空气密度；

V——新风量，可按每人 $11m^3/h$ 计算；

i_H、i_B——车内、外空气焓值。

4）人体热量 Q_P

$$Q_P=418N\qquad(kJ/h)$$

式中：N——乘员数。

5）通过主、辅发动机舱壁传入的热量

参照车身壁面传热公式 Q_1 计算。

以上的计算方法是基于稳定的传热条件。实际上汽车的行驶速度在改变，太阳辐射强度在改变，车内每个时刻的热负荷都是在变化的，即是动态变化的。

10.5.3.3 决定空调系统能力时应考虑的因素

实际决定空调系统能力时，除了以稳态的车身热负荷为依据外，还应考虑到瞬间变化的要求。例如在室外长时间停车后，乘客一上车车厢内马上降到（或升到）适宜的温度；冬季清晨除霜所需的采暖量；旧车或在尘土较多条件下行驶的车辆，其车身吸热负荷及漏风带入的热量（或冷量）都比新车多，降温（或升温）效果都将受影响。因此要考虑有一定的能力储备系数，不同的车辆因用途、地区、道路条件不同而不同。例如对于同样大小的客车，作为公交车，由于其乘员人数多、车门经常要打开、车速较慢，所需的空调系统能力要比一般用途客车大得多。

另外，还应考虑到要符合法规要求，例如我国交通部颁布的《客车空调系统技术条件》中规定，当外界气温 35℃、车速 50km/h、行驶 30min 后，车内外温差，对于一般客车不得小于 7℃、对于高档客车不得小于 10℃。

10.5.4 空调系统的种类

10.5.4.1 按功能分类

表 10-5-1 列出了空调系统的功能分类（以小型车为例）。

表 10-5-1 空调系统的功能分类

装置	功能	结构分类
通风装置	通风	自然通风用车辆本身的迎面压力通风或装在空调系统中的自然通风； 强制通风用装在车顶的通风换气扇及利用空调系统的鼓风机

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

装　置	功　能	结　构　分　类
暖风装置	采暖 除霜 换气	按热源分为利用发动机冷却水为热源的余热热水式、利用发动机排气为热源的余热气暖式、独立烧油的独立燃烧式三种； 按空气内外进气方式分为内循环式、外循环式和内外循环式
冷气装置	冷气 除湿	按设置位置分为仪表板式、后行李舱式及车内顶置式三种； 按蒸发器数量分为一体式、分体式两种
空调系统	暖气 换气 冷风 除湿	部分合一型，即在暖风装置的基础上增加蒸发器，冷暖各自工作； 完全合一型，即制冷和采暖完全用同一套温控系统，可同时工作，实现采暖、换气、制冷、除湿的全季节空调。它又分空气混合型和再加热型两种
空气净化装置	空气净化	空滤器、电集尘器、脱臭器、空气污染传感器、杀菌灯、负离子发生器和清醒器等，上述净化功能大多复合使用

按功能分类，还可以分为冷气机（俗称空调机）和暖风机独立分开型、部分合一型及完全合一型（全空调型）三种。图 10-5-3 是完全合一型中的空气混合型示意图，由于经过蒸发器的空气被冷却（一般都降温到零度以下），除湿后，出来的空气虽然绝对含水量下降，但相对湿度却在 95% 以上，人会感到不舒服。在蒸发器和加热器之间设置了可连续改变角度的混合风门，从蒸发器出来的空气可根据需要全部或部分通过加热器，空气经加热后，温度升高，相对湿度可下降。用这种办法调温调湿，可全天候使用。

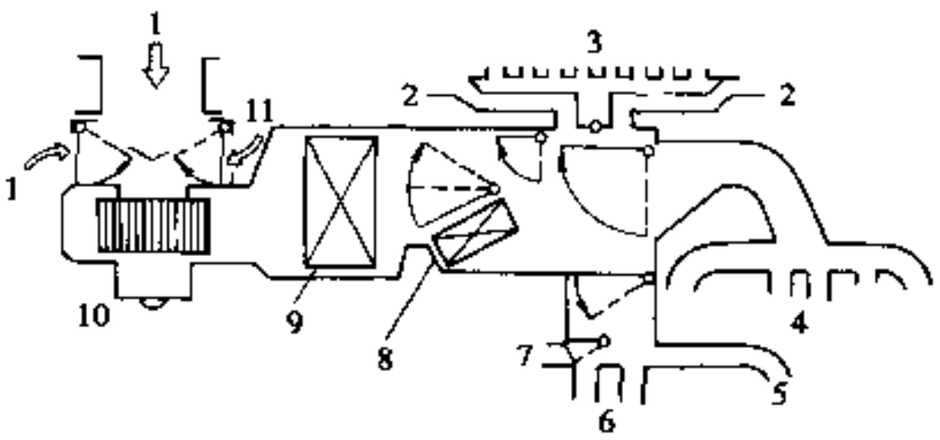


图 10-5-3　完全合一型空调装置（空气混合型）

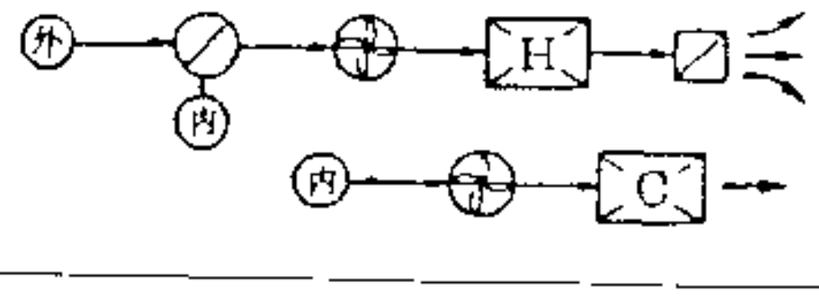
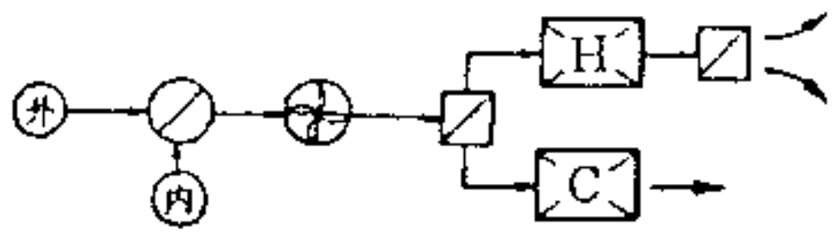
1-车外进风；2-侧面除霜器；3-除霜器出口；4-冷气出口；5-驾驶员席侧出口；6-向后座出口；7-助手席侧出口；8-热水器芯；9-蒸发器芯；10-鼓风机；11-车内回风

完全合一型可实现空气内循环或进新风的冷气、车内循环或外循环的暖气、各种工况下的除湿及从冷到暖可连续改变的温度控制等功能。

10.5.4.2　按调温方式分类

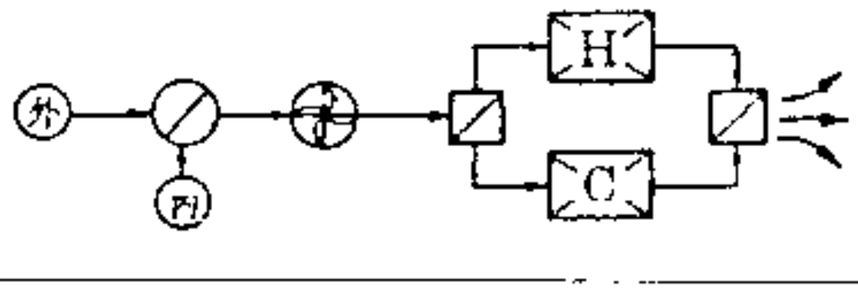
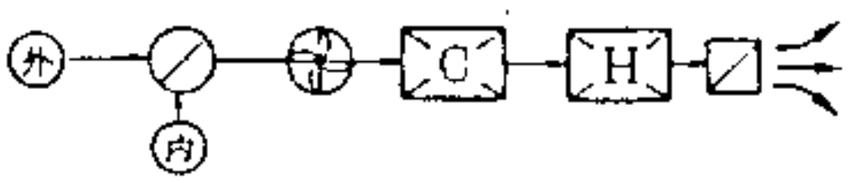
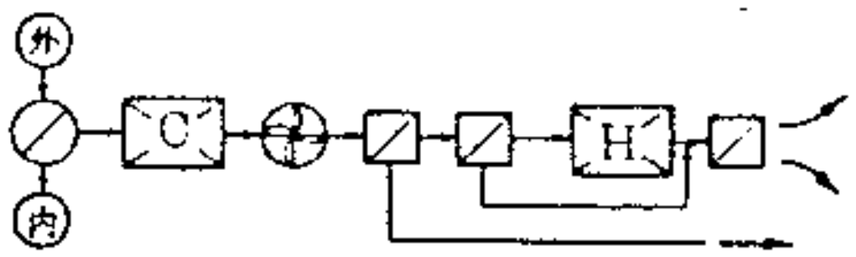
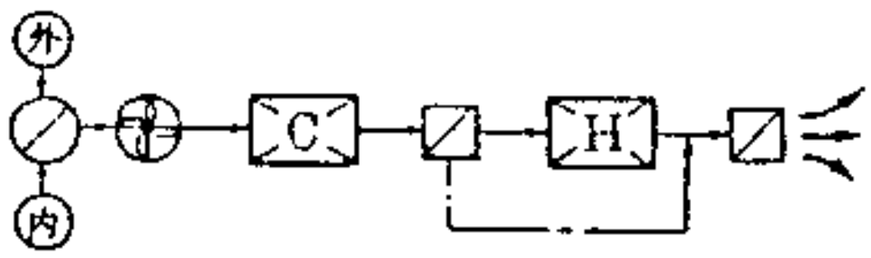
由热交换器（蒸发器、加热器）、鼓风机、进风门及工况风门等组成的空调系统按调温方式分类见表 10-5-2。

表 10-5-2　按调温方式的分类

型式	调温方式	组　成　方　式	进新风功　能	除湿冷风	调温	特点等
1	暖风装置和冷风装置各自独立		○ ×	×	不同系统	箱　式
2	暖风装置和冷风装置组合		○	×	双系统	功能与第 1 型相同，但是通过分配风门分别送出冷暖风

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

型式	调温方式	组成方式	进新风功能	除湿冷风	调温	特点等
3	半行混合式		○	○	单系统	暖风和冷风通过混合风门送出
4	再加热式全空调		○	○	单系统	通过加热器调节冷风温度
5	部分合一式		○	○	双系统	部分冷风通过加热器，是轻型汽车空调系统的主流
6	空气混合式全空调		○	○	单系统	轿车空调的主流

代号说明

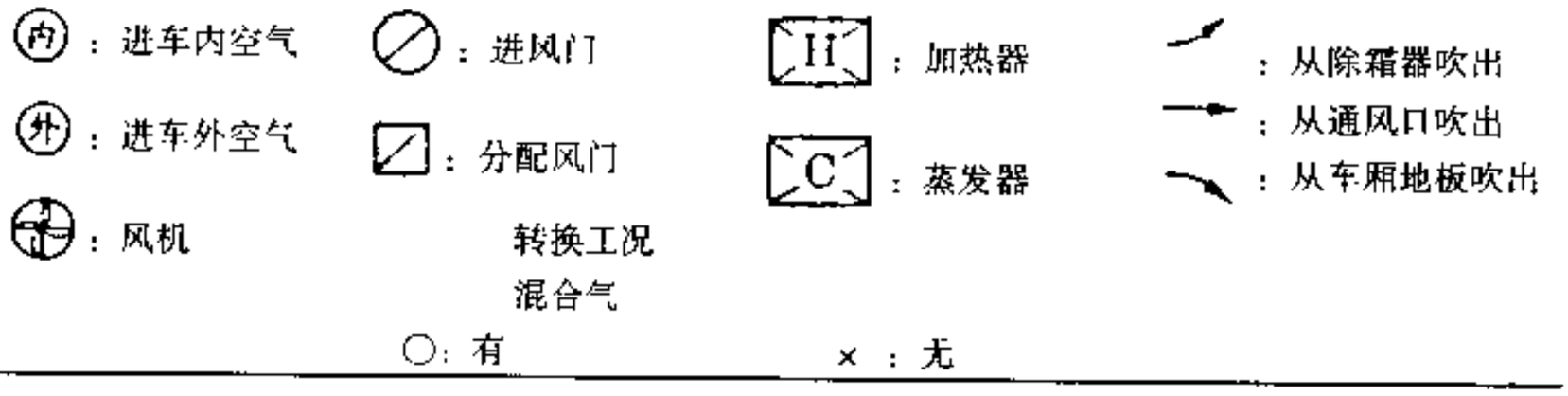


表 10-5-2 中列出的几种型式归纳起来基本是二种：一种是分别将空气通过加热器和蒸发器；另一种是通过蒸发器的空气再通过加热器。温度的控制有两种方式，一是改变通过加热器芯的空气和旁通空气的混合量；二是改变流入加热器芯的热水流量。

10.5.4.3 按驱动方式分类

1）主机驱动式（又称非独立式、被动式）

由汽车发动机带动空调压缩机工作，中间通过电磁离合器控制压缩机的运转。这种方式结构简单，降低了设备成本、质量、占用空间及日常维修工作量，但制冷工况受汽车行驶工况影响大，不能保证空调效果，为能带动压缩机正常运行，必须选用较大功率的汽车发动机。目前除大客车外，汽车空调主要采用这种驱动方式。

2）辅机驱动式（又称独立式、主动式）

由专用发动机带动空调压缩机工作。这种方式的主要优点是制冷工况较稳定，不受车速影响，但设备成本、质量及安装空间都增加，维护也复杂得多。一般适用于汽车发动机没有足够功率的客车上。

3）电力驱动

仅适用于在停车时需长时间开空调并可利用地面电源的特种车辆如雷达指挥车、营房车等。

汽车论坛 http://www.qclt.com

10.5.4.4 按制冷剂循环控制系统分类

1）离合器热力膨胀阀系统（CCTXV）

大多数车型都采用这种方式。它由热力膨胀阀控制蒸发压力，当蒸发器热负荷增加或蒸发压力增加时，膨胀阀开度增大，使流量增加，制冷量也增加。当流量过多，蒸发温度过低，使蒸发器表面结霜时，通过恒温器使离合器脱开，压缩机停转，待结霜融化，蒸发器温度升高时，离合器又接通，压缩机重新运转。系统连接见图 10-5-4。

2）膨胀阀——吸气节流阀系统（TXV－STV）

美国早期汽车空调上用得较多。它是在蒸发器出口与压缩机之间安装吸气节流阀，用来控制蒸发压力在某一设定值范围（能防止蒸发器结霜的压力范围）。膨胀阀为 F 型。系统示意如图 10-5-5。

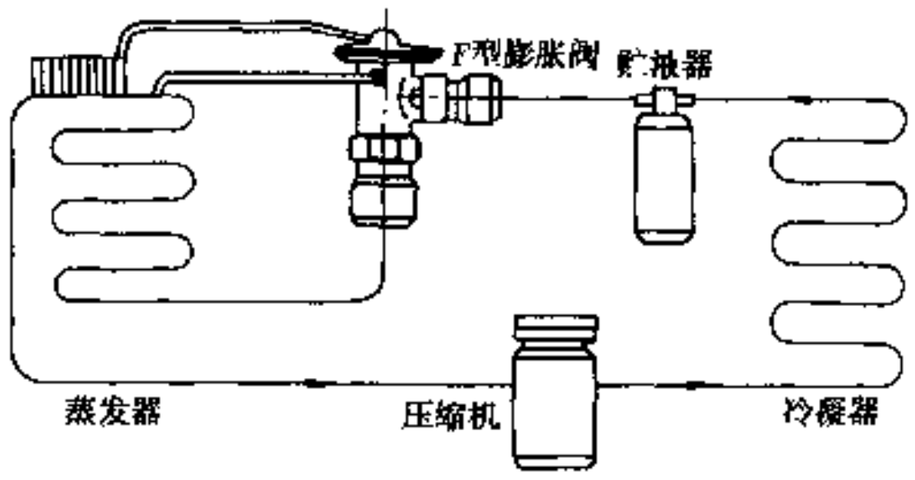


图 10-5-4 CCTXV 系统连接图

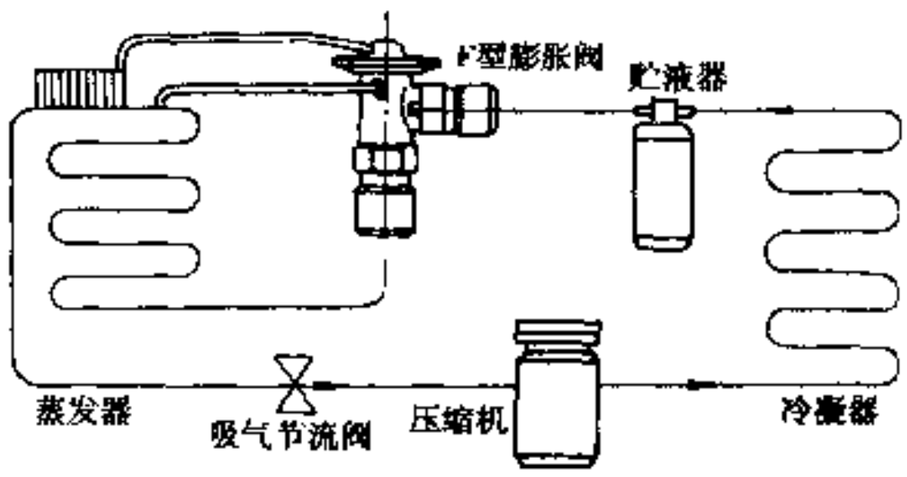


图 10-5-5 TXV－STV 系统连接图

3）离合器节流管系统（CCOT 系统）

美国的通用、福特公司及欧洲的部分公司都采用这种系统。它是由一种毛细管式的塑料节流管代替热力膨胀阀，贮液器由一种大型的贮气罐代替，安放在蒸发器与压缩机之间。节流管结构简单，不易损坏，更换也很便宜。唯一的损坏原因是堵塞。但节流管只能起节流降压作用，不能调节流量，只能靠恒温控制器控制压缩机的开停，使蒸发器化霜和控制制冷量。化霜工作原理与 CCTXV 系统相同。系统示意见图 10-5-6 所示。

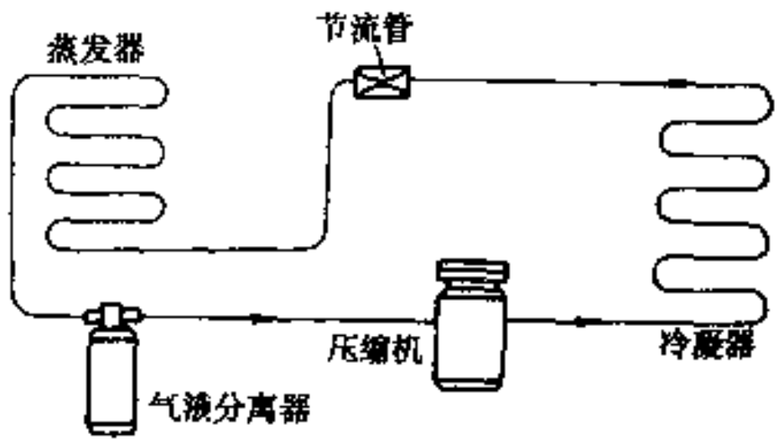


图 10-5-6 CCOT 系统连接图

4）变排量压缩机系统

变排量压缩机系统中制冷剂流量可由压缩机本身调节，适用于汽车速度变化大或经常处于高速运行的汽车。对于豪华型汽车，要求舒适性高、空调工况稳定、对发动机冲击性影响小，可变排量压缩机更显现出它的优点。

10.5.4.5 按制冷机组形式分类

1）独立整体式

指全部空调系统安装在一个专用机架上，自成一个独立总成，由空调发动机即辅机带动整个机组，安置在汽车后部或汽车中部的车架下方。通过送风管道将冷风送入车内。

2）组合式

指蒸发器与冷凝器组合成一体，压缩机由主机或辅机带动。由辅机带动时，压缩机与辅机组合成压缩机动力机组。组合式的热交换器有三类，一类是置于车顶外的，称为车外顶置式空调装置；一类是置于汽车后部，称为后置式空调装置；还有一类是与压缩机动力机组对称放在车架侧面，称为底置分体式空调装置。

车外顶置式是近年来大客车空调常见的结构型式，一般是将蒸发器箱体与冷凝器箱体前后排列于车顶上部。与底置分体式相比，它的最大优点是地面尘土污染少，冷凝效果好；少占用车底行李舱位置，基本

汽车论坛 http://www.qclt.com

不占用车内空间位置，送风管路短，送风损失小。但顶置式制冷管路长，制冷剂流动阻力增大；增加车身总高度；占用车顶长度方向尺寸大，使车顶换气装置布置受到影响。

一种最新的车外顶置式结构是将蒸发器与冷凝器合并在一个箱体中，使结构进一步紧凑，大大缩短长度方向尺寸，而且使出风口直接对着车内纵风道，不需要设置车内过渡风斗，节省了空间。这种结构不仅能送出冷、暖风，而且具备新风、换气、通风功能，结构示意见图 10-5-7。

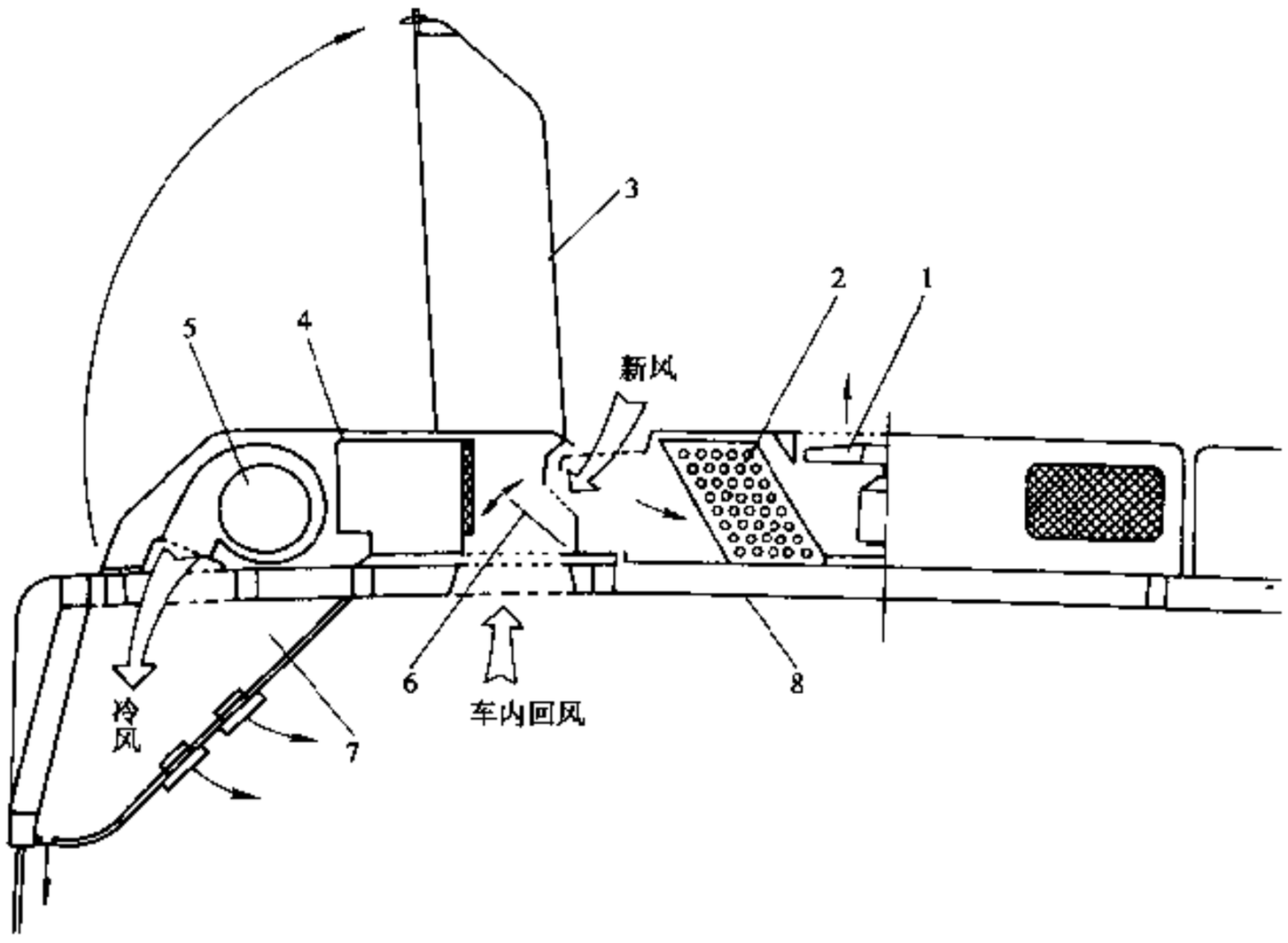


图 10-5-7 紧凑型顶置结构

1-冷凝风机；2-冷凝器；3-上盖；4-蒸发器；5-蒸发风机；6-新风门；7-车内风道；8-车顶

3）分散式

分散式指蒸发器、冷凝器、压缩机分散安装在汽车各个部位。蒸发器（或冷凝器）可有几个，分散装在车内各部位。图 10-5-8 是典型的中型客车空调布置方式。

10.5.5 通风换气

汽车在行驶过程中若经常开窗，不仅影响车内温度，而且会带进大量灰尘及传入车外噪声，因此现代汽车一般都关窗行驶。对于车身密封性不良的汽车，虽然也能带进部分新鲜空气，但由于不能人为地控制进风，新风量难以符合所需要求，而且进风部位是随机的，往往带入大量尘土、烟气（发动机废气），污染车内空气。但若车内无新鲜空气补充，在拥挤的车厢内会使空气中二氧化碳含量增大、氧气含量下降；车内还会因抽烟、人体呼吸、食物及物品等使空气气味不好，影响乘员身体健康；为了防止汽车前窗结霜凝雾，也需要引入新风，因此车内应该有通风换气措施。

汽车内的通风措施一般有四种。一是开风窗或天窗（车顶窗）自然通风；二是利用车身结构的自然通风，在车身内、外壁上开设进出风口；三是利用空调装置的外循环设施根据需要开闭新风口，可与前二种方式结合；四是使用装于车顶的换气扇或顶围的抽风机强制性通风。

自然通风是利用汽车行驶中的气流压力差进行换气。一般进风口开在车身外表面的空气正压区、不容易带入尘土、烟气及雨水的部位，尽量离地面较高。通风口一般应有过滤措施，防止尘土进入。出风口一般开在负压区，结构上应不使雨水或洗车水进入。汽车在车顶开天窗或在前车灯周围开进风口，在汽车后侧围或前车门上方开出风口即属此类。

与空调器配套的新风进口处设有一阀门，可用手动（钢丝绳索）或真空自动控制调节外进风模式及新

汽车论坛 http://www.qclt.com

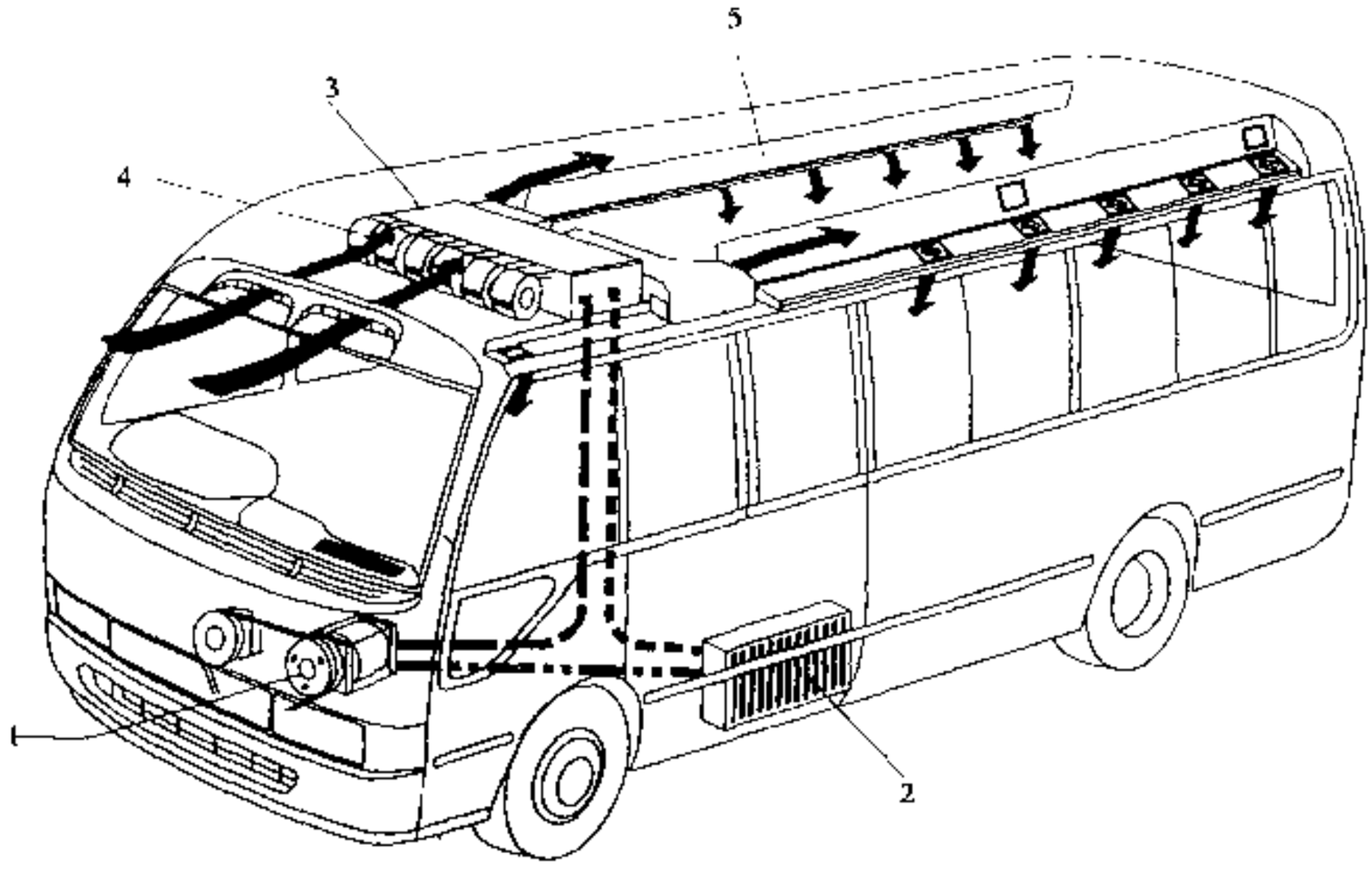


图 10-5-8 典型的中型客车空调布置图

1-压缩机；2-冷凝器；3-干燥储液瓶；4-蒸发器风机；5-风道

风量的比例大小。

最新的用于大客车的空调技术之一是，在新风被引入车内空调器之前先通过装在空调器内的排热回收热变换器，吸收排气中的热量，提高进风温度（对冬季取暖起节能作用）。而车内排气也必须从上述回收热交换器中流过，由排风机强制性排气。这套机构不仅对冬季取暖起到了节能和保证车内空气新鲜的作用，对夏季制冷同样起到节能和保证车内空气新鲜的作用。因为夏季车内排出的空气温度低于大气，可降低新风的温度。

车厢通风量计算是以 CO_2 浓度为依据的，CO_2 浓度对人体的影响参见表 10-5-3。

从表 10-5-3 可见，CO_2 浓度超过 1.5%对人体有危害，一般规定长途客车的 CO_2 含量允许值为 1.25L/m³，为此每个乘客需要空气量为 15～21m³/h。考虑到新风对车厢内温度有影响，此值可减小为 11m³/h。

表 10-5-3 CO_2 浓度对人体的影响

空气中 CO_2 浓度（体积分数）	对人体影响
0.01～0.02	呼吸急促，持续作用会破坏人体电解质平衡，人会感到轻度头痛
0.02～0.03	头痛加剧、呼吸困难、气喘、出汗，不能进行体力劳动
0.04	精神涣丧，思维知觉减退
0.05	危险含量，有昏迷危险

10.5.6 暖风装置

汽车暖风装置是用来为汽车驾驶室和车厢冬季取暖及风窗除霜用的，近年来还用来预热发动机。暖风装置是汽车空调的组成部分。

10.5.6.1 暖风装置的分类

按热量来源分为余热式和独立式两类。余热式暖风机又分为水暖式和气暖式两种，利用汽车发动机工作时产生的剩余热量（例如发动机冷却水及排气）采暖，其成本低、经济性好、结构简单、使用也比较方便，但

汽车论坛 http://www.qclt.com

产生的热量受发动机工况影响，停车时不能采暖。对于中、大型车辆，一般热量不足，也不能满足严寒地区的车辆使用。

独立式暖风机又分为独立燃烧式和电气式两类，其优、缺点正好与余热式相反。

暖风装置的空气有三种进入方式。一是吸入车内空气，称为内循环；二是吸入车外空气，称为外循环；三是同时吸入内、外两种空气，称为混合循环。

内循环的优点是被加热的空气吸热量较少，即采暖效果较好，但空气不新鲜。外循环的优、缺点正好与内循环的相反，一般汽车上采用混合循环和外循环的比较多。

10.5.6.2 余热水暖式暖风装置

利用发动机冷却水的热量取暖，是中小型汽车暖风装置的主要形式。比较安全、热源容易取得、可靠性较好，但热量较少。它是将从发动机缸体出来的热的冷却水分流一部分进入加热器芯子，冷空气被风机强迫通过加热器芯子，被加热后送向车内（驾驶室）进行风窗除霜和车取暖，在加热器芯子中被冷却后的冷却水，被水泵抽回发动机，完成一次循环。在发动机缸体的出水口上有一个热水阀，可以关闭和控制水量，以调节暖风装置的产热量，也可调节暖风装置的风机风量来调节热量。

为防止玻璃凝雾结霜，需要引入湿度低的新风，因而暖风装置一般以外循环进风为主或采用混合循环进风。

目前不少轿车和载货汽车的空调系统是在暖风装置的基础上增加了蒸发器芯，并配置了其它制冷部件，还增加了侧窗除霜风道和除霜口。轿车上为使所有座位的乘员都得到良好的足部取暖效果，一般都有通向后座椅地板上的暖风管（图 10-5-9）。控制板上除设有调节风量和温度的机构外，还有一套复杂的风门控制机构，可采用钢丝绳索或真空系统控制。风门可控制内外进风方式、除霜模式、各出风口的开闭。

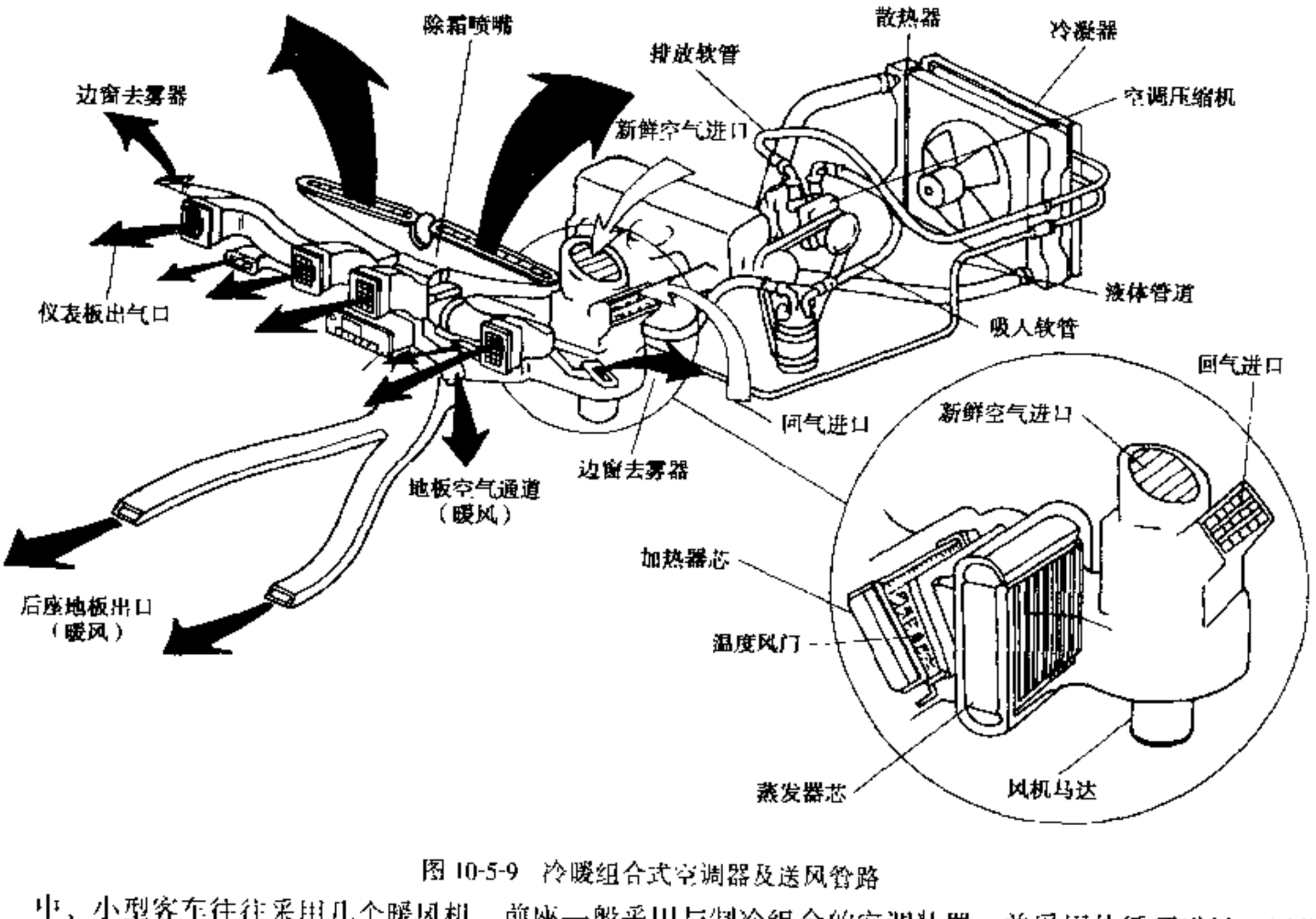


图 10-5-9 冷暖组合式空调器及送风管路

中、小型客车往往采用几个暖风机，前座一般采用与制冷组合的空调装置，并采用外循环进风，以提高风窗除霜、防凝雾效果及供乘员新风需求；后座则采用单独的暖风机（热水和前暖风机串联）、内循环式进风。

汽车论坛 http://www.qclt.com

对于在寒冷地区运行的车辆，单靠发动机冷却水的热量取暖是不够的，往往增加独立燃烧式暖风机装置。若采用的是独立水暖式暖风，则将独立式与余热式二种暖风装置的水道串联，以提高出风温度。

大型客车若采用余热式采暖，除可与中型客车一样在座椅下安放数个暖风装置外，还常将其与空调器组合起来，将加热器芯与蒸发器芯放在一起，利用空调器的送风系统送出热风。这种方式节省了送风管道、风机及调速控制机构，但热风只能从位于车厢顶部的冷风出风口送出，对于人体最需要的足部取暖不利，不符合头凉足暖的生理要求。

10.5.6.3 余热气暖式暖风机

利用发动机排气的热量取暖，其热量较大，但使用不安全，只有少数空冷式发动机汽车或严寒地区载货汽车采用。近年来国外把热管技术用到汽车上，出现了热管换热器，效果比较好，克服了原来废气取暖器使用不够安全的缺点。

热管是一种管内处于高真空状态且装有高效传热工质的金属管。当热管的吸热端受热时，管内的液体立即气化，产生的蒸气流向放热端，通过管壁把热量传给管外；蒸气变冷后凝结，重新返回加热端。热管的导热率比良好的导热金属高几倍甚至几十倍，若把管外的放热端与吸入端严格分开，吸热端外有发动机排气通过，放热端外让空气通过后再由风机送至车厢取暖和除霜用。客车热管式暖风装置的布置见图 10-5-10，其产热量比水暖式大、采暖效果好、使用安全可靠、发动机废气不会漏入车厢、对发动机工作没有影响；利用余热，经济性好；由于管壁外有肋片，可起到消声及吸附废尘的作用，从而减少环境污染。

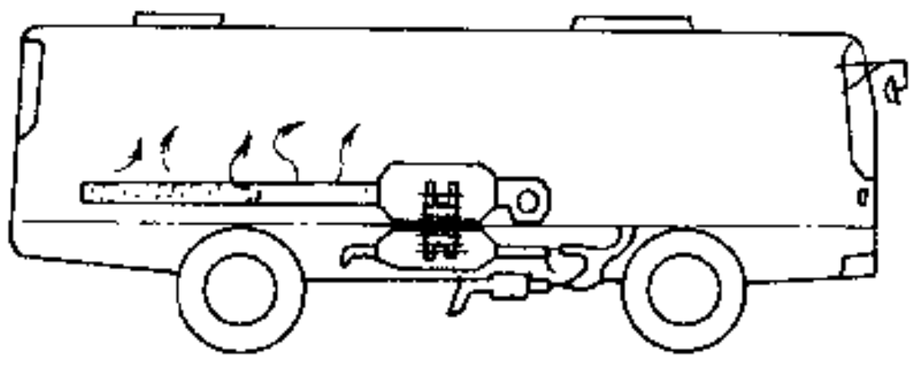


图 10-5-10 热管式空调车

10.5.6.4 独立燃烧式暖风装置（简称独立式暖风机）

独立式暖风机利用燃料（如汽油、柴油、煤油、丙烷气等）在燃烧器中燃烧所产生热量，通过介质吸收，然后释放到需要加热的空间。加热器由燃烧器和热交换器两部分组成。独立式暖风机可分为水加热器、空气加热器、气水综合加热器等几种。

独立式加热器的优缺点正好与余热式相反，可根据需要选择不同规格的加热器，并可在各种汽车运行状态下（包括停车）工作。有些新型加热器利用微机控制还可按需要定时自动开始工作或遥控；可对发动机进行预热，解决冷起动困难问题；可对车厢（驾驶室）进行预热、除霜；可解决发动机润滑油的预热和保温蓄电池的保温等问题。因此，近 20 多年来，独立式暖风装置（也称加热器）得到了迅速发展，但独立式加热器需要单独消耗能源，电耗也大，经济性较差，使用成本和制造成本都高，结构也比较复杂，维护费用相应增加。

1）独立燃烧式空气加热器

独立燃烧式空气加热器结构见图 10-5-11，供给系统包括燃料供给、助燃空气供给、被加热空气供给三部分，一般合用一个电动机、二端各带一个风扇。

热交换器紧靠在燃烧室后端，由双层腔室构成，从燃烧室出来的燃烧气体在内腔夹层通过，向腔壁释放大量热量，然后从废气孔排到大气中。被冷却风扇吸进的新鲜空气或室内回风进入热交换器的外腔夹层，吸收通过内腔壁传来的大量热量，变成热空气经出风口吹向车厢。

控制系统有手动控制和自动控制两种，用来控制电机、电磁阀、点火器及自动控制元件（如火焰感温器、过热保护器及定时继电器等）的工作。

当加热器的热风出口温度超过规定值时，过热保护器动作，使继电器自动切断油泵电磁阀的电源，油泵停止供油，加热器停止燃烧。这种安全措施是很重要的。

有的空气加热器是将新鲜空气加热的（外循环），在非取暖季节，加热器不点火、不供油燃烧，只起动风机，吸进车外新风送向车厢，可作为通风机使用。

汽车论坛 http://www.qclt.com

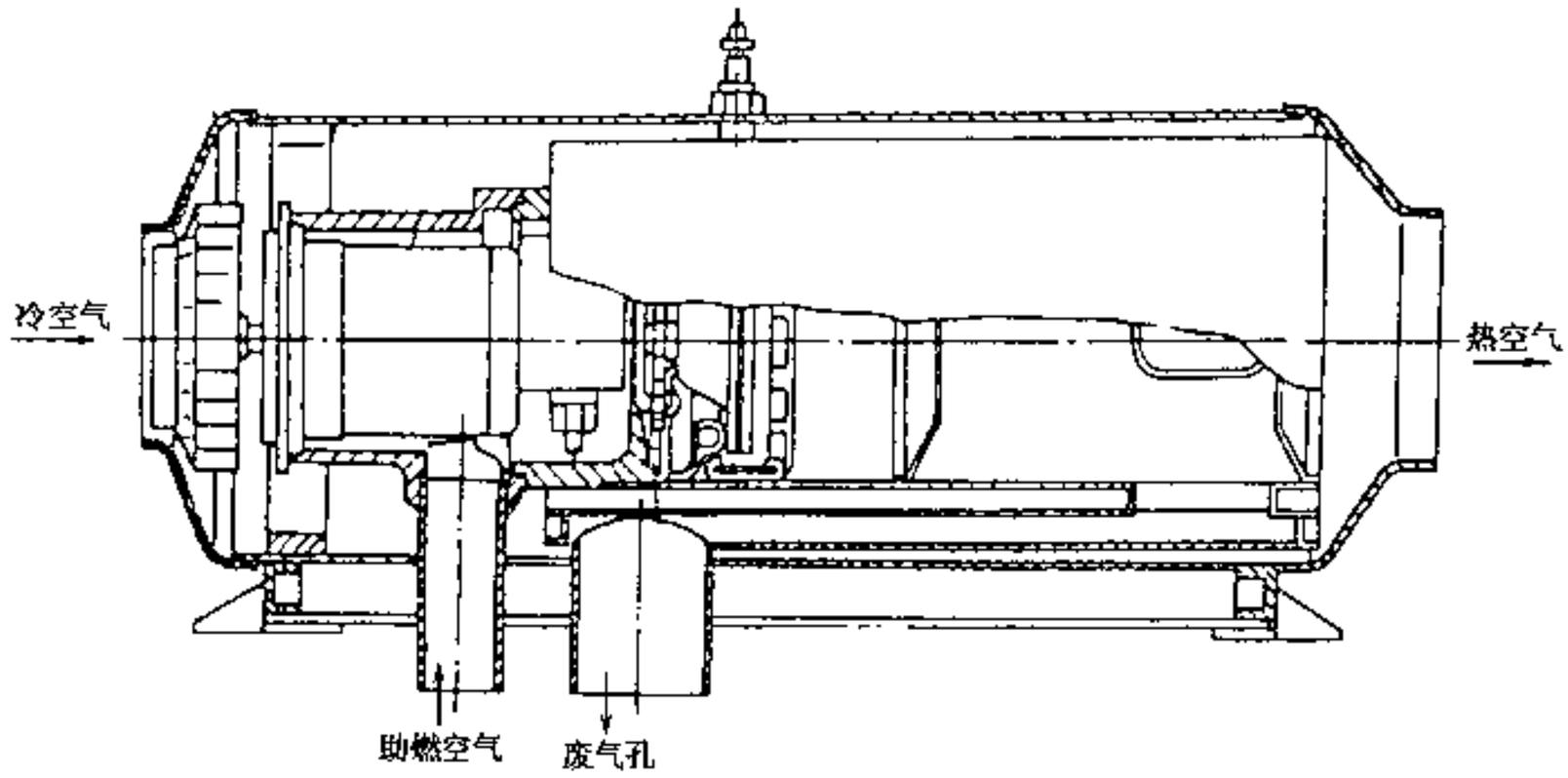


图 10-5-11 独立燃烧式空气加热器结构图

2）独立燃烧式水加热器

独立燃烧式水加热器的工作原理与空气加热器基本相同，只是工质采用水，用水泵代替风扇。水加热器的最大优点是不仅可作为车厢取暖用，而且可预热发动机、润滑油和蓄电池等。待发动机起动后，再将被加热的水通向车厢内的水暖式加热器。如果水加热器与汽车发动机的冷却水管路相通，在发动机冷却水温度低于 80℃时水加热器工作，当水温度高于 80℃后，由于恒温器的控制作用，会自动切断油泵的电源，停止供油；而加热器中的水泵继续工作，以保证水加热器内的零件不因过热而损坏；同时可继续向车厢供应暖气和保证发动机的正常工作。

水加热器供应的暖风主要是内循环空气，灰尘少、比较湿润、人体感觉舒服，不像空气加热器那样高温、干燥。但水加热器的结构比较复杂、质量较大，长期运行后，水管易结水垢，影响热交换器的换热效率；使用中需要经常清除水垢。

10.5.6.5 座椅暖气装置（电气式）

这种结构在座椅中布置有电热丝，通入电流后发热，供臀部和腰部取暖。它是一种局部取暖方法，用于严寒地区，耗电量大约为一个座位 35～50W 左右。

10.5.7 冷气系统

10.5.7.1 制冷原理

汽车空调系统是利用蒸发热制冷，即利用沸点很低的制冷剂在汽化过程中吸收周围空气中的热量这一原理，将车内空气中的热量转移给制冷剂，最终带至车外大气中，达到车内降温之目的。图 10-5-12 示出空气的热量转移和制冷剂的变化过程。

汽车空调系统的制冷以往一直以 R12 为主，美国少数大客车空调也有采用 R22 的。由于 R12 会破坏大气臭氧层被禁用，我国规定从 2001 年 1 月 1 日起，所有新出厂的汽车一律不准用 R12，必须采用 R134a。

虽然 R134a 的许多特性与 R12 相近，是目前 R12 的首选替代物，但由于 R134a 与润滑油的相容性还存在一些问题，R134a 对地球环境的温室效应也不可忽视，目前世界各国科研人员正在寻找更理想的替代物，其中二氧化碳制冷剂的呼声最高，这种制冷系统采用跨临界制冷循环。

10.5.7.2 制冷装置的主要组成

主要由制冷及电气控制两大部分组成。制冷部分主要由压缩机、冷凝器、贮液干燥器、膨胀阀、蒸发

汽车论坛 http://www.qclt.com

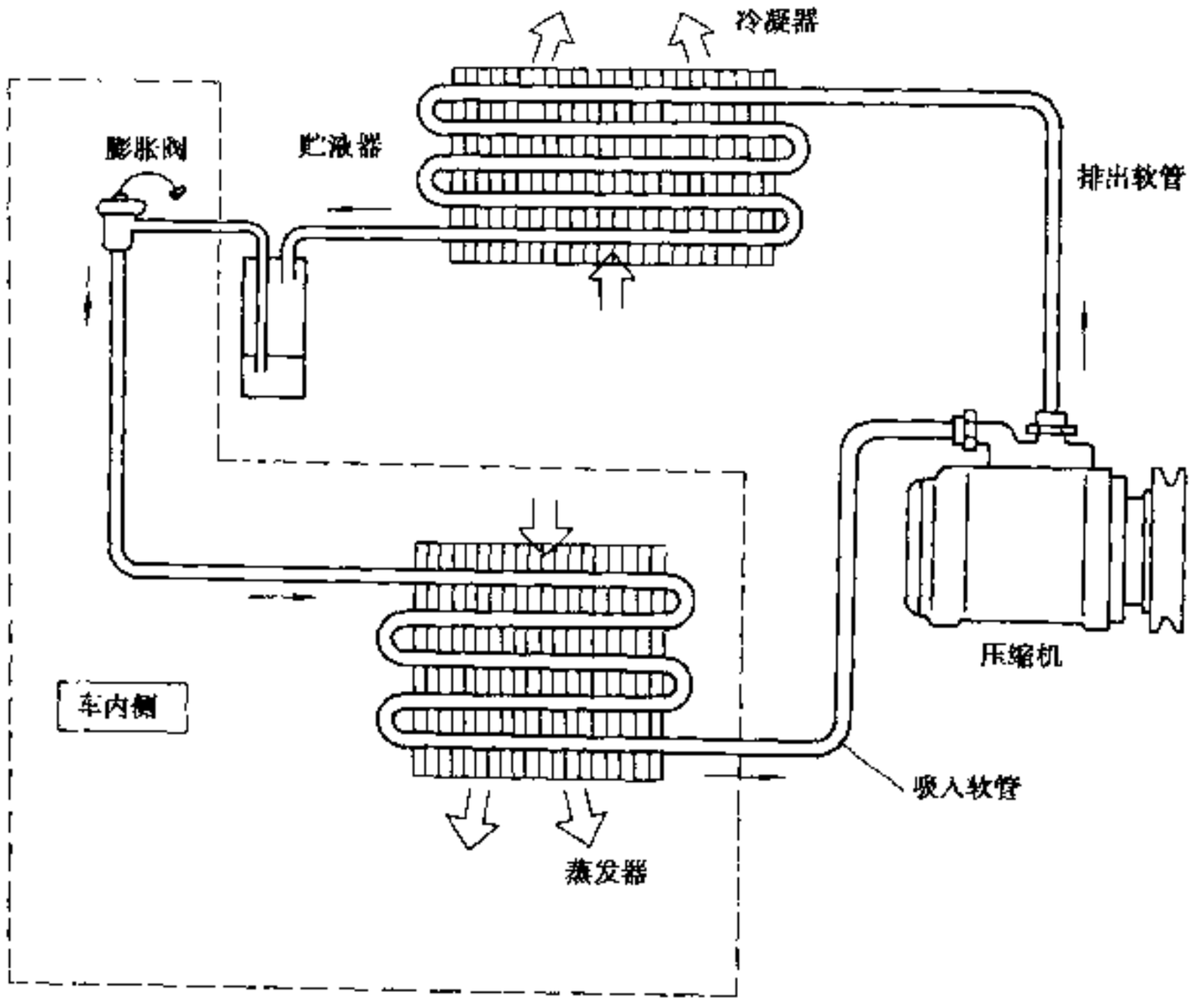


图 10-5-12 汽车空调制冷循环图

器、输液（气）软管，以及风机（冷凝器风扇、蒸发器风机）组成。其中冷凝器与冷凝风扇可各自独立，也可组成冷凝机组；蒸发器、冷却风机、膨胀阀、恒温器及调速电阻器等可在一起组成冷风机或称蒸发箱总成。还有一些压力调节元件也属制冷部分。

电器控制部分主要包括电源开关、电磁离合器（也有把它与压缩机组成一体的）、风速转换开关及电阻器、各种温度控制器（或称恒温器）、高低压力开关、怠速继电器、加速延迟器、真空控制及操纵装置、各种电磁阀和继电器。

10.5.7.3 主要制冷循环部分

1）压缩机

压缩机是空调系统中的心脏，将从蒸发器出来的低温低压气态制冷剂压缩成高温高压气体，使其容易液化，供再循环使用。压缩机还起着泵送制冷剂，使其在系统中循环的作用。

汽车空调压缩机主要是开式容积式机构，除部分由辅助发动机直接带动外，大多靠电磁离合器由皮带与发动机相连。大型客车空调压缩机一般都是传统的曲轴连杆机构（又称立式），轿车及中、小型汽车空调压缩机以旋转式、斜板式（二者又称卧式）为主要结构型式（图 10-5-13、图 10-5-14）。旋转式中以刮片式居多，因其效率高、体积小、质量小而有较大发展前途。

车用空调压缩机大致可作如下分类。

（1）回转斜盘式压缩机

是往复式双向活塞结构，又称双向斜盘式，能把装在主轴上的斜盘回转运动变为双向活塞沿轴向的往复运动。以斜盘主轴为中心，在同一圆周上均布三个或五个活塞，各活塞通过斜盘二端面的滑履和钢球（或合并成一个半圆球）受力，斜盘回转时活塞在气缸内进行往复运动。活塞的两边都是气缸，因而起到双缸作用，整个压缩机则起到六缸或十缸的作用。

（2）摇摆斜盘式压缩机

是往复式单向活塞结构，又称单向斜盘式或摇板式．与回转斜盘式同属一类，是将靠在主轴斜盘上的

汽车论坛 http://www.qclt.com

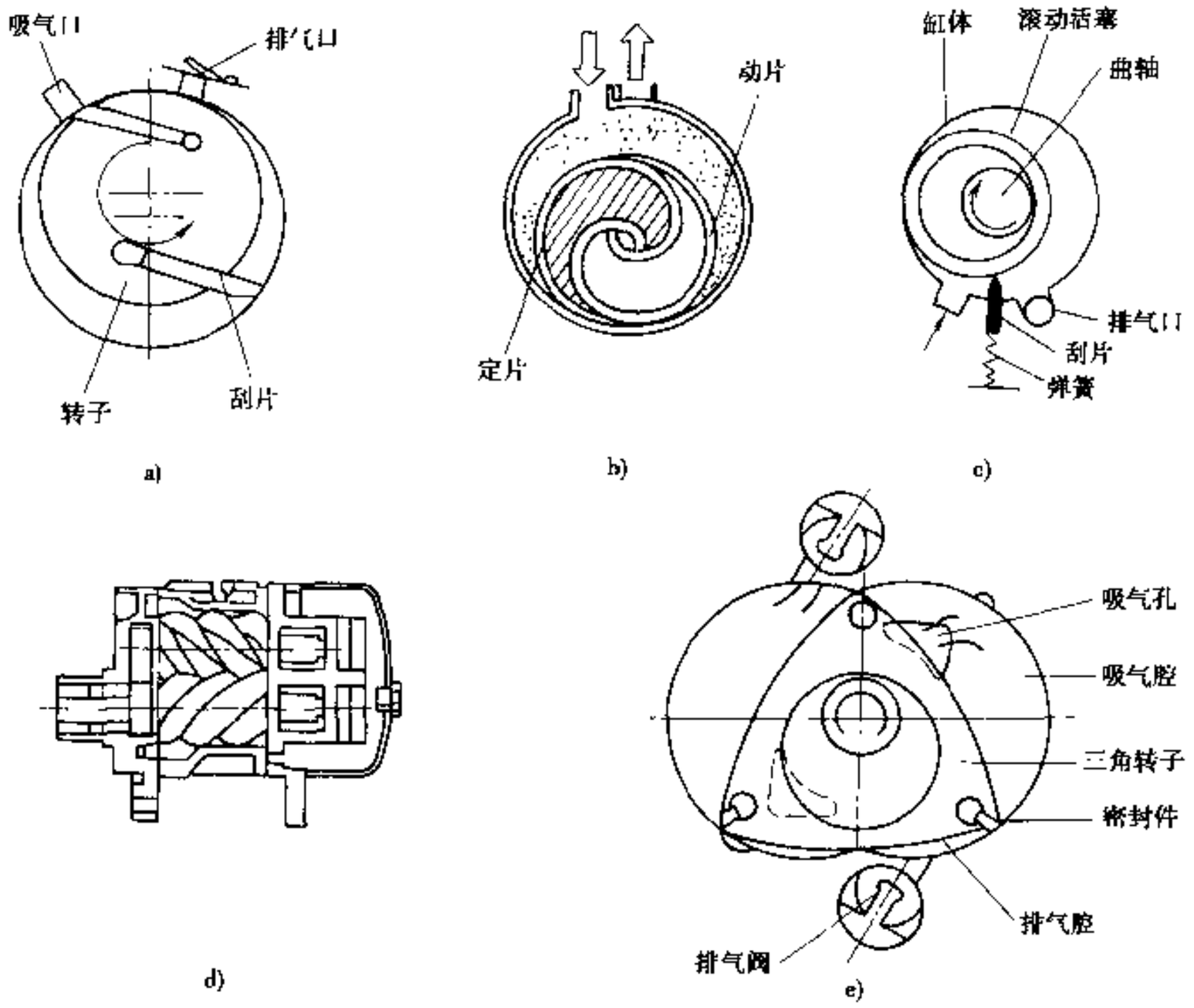


图 10-5-13 几种旋转式压缩机

a)刮片式；b)旋转式；c)滚动式；d)螺杆式；e)三角转子式

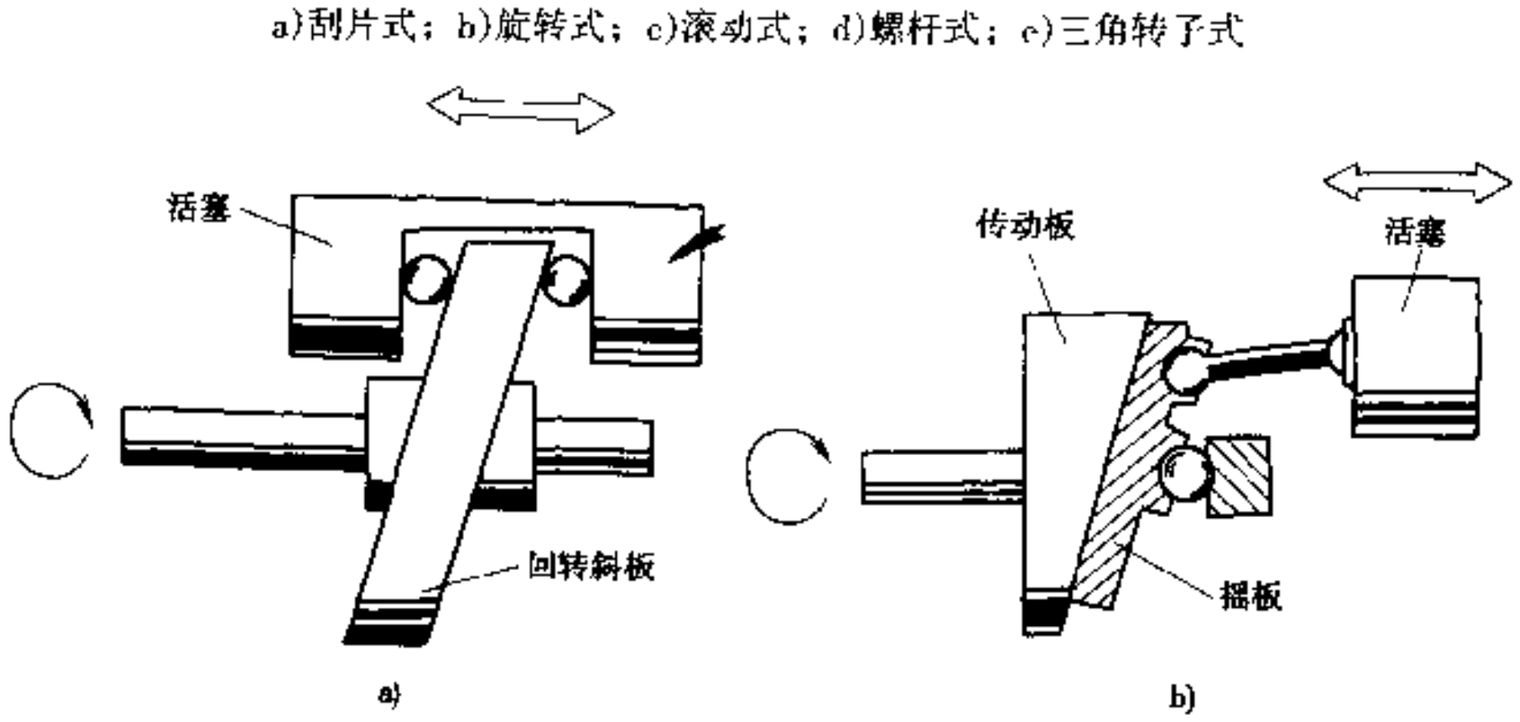


图 10-5-14 二种斜板式压缩机的结构

a)回转斜盘式；b)摇摆斜盘式

摇板的摇摆运动变为单向活塞沿轴向的往复运动。

其与回转斜盘式的主要差别是，回转式是由斜盘直接驱动活塞作往复运动，而摇摆式则是由斜盘带动摇板摆动。在摇摆斜盘式压缩机中，由于防旋齿轮或防旋销的作用，摇板（又称行星盘）不能跟着斜盘旋转，只能以主轴轴心摆动。摇板通过两端带有球绞的连杆与活塞连接，随着摇板的摆动，活塞在气缸内沿轴向作往复运动。我国轿车用压缩机主要采用摇板式。

(3) 刮片式压缩机

结构与一般刮片泵相似、有正圆缸、椭圆缸及贯穿式等几种，目前主要用于小排量轿车。

(4) 涡旋式压缩机

汽车论坛 http://www.qclt.com

是一种新型的旋转容积式机构，靠固定涡旋体（定片）与可动涡旋体（动片）的相对转动，使密封空间中的体积发生变化，从而排出高压气体。它具有结构简单、容积效率高、运转平稳、转速高、体积小和噪声低等特点。

（5）曲轴连杆式压缩机

是传统结构，早期的汽车空调机大都采用此种型式，现在主要用于大客车空调。

为了提高这种压缩机的效果，进一步延长寿命，作了很多改进。例如塞莫金压缩机在活塞中部吸气，使吸入气体围绕和通过活塞及缸套，降低了活塞运行的温度（图 10-5-15）；采用弹簧式排气阀盖和自由悬浮式吸、排气阀片，能更好地抵挡液击影响、消除阀片疲劳断裂的可能、延长压缩机寿命。

开利 05K 压缩机采用旁通卸载电磁阀，实现低负荷起动，可根据车厢温度调整制冷量（图 10-5-16）。

（6）变排量压缩机

为了提高制冷系统的综合运转特性，应该实现由于汽车发动机转速的变化而引起压缩机能量变化与车室内热负荷相匹配的容量调节控制。汽车空调用的制冷压缩机，随着转速提高而使制冷量提高的同时，功率消耗却大大增加。

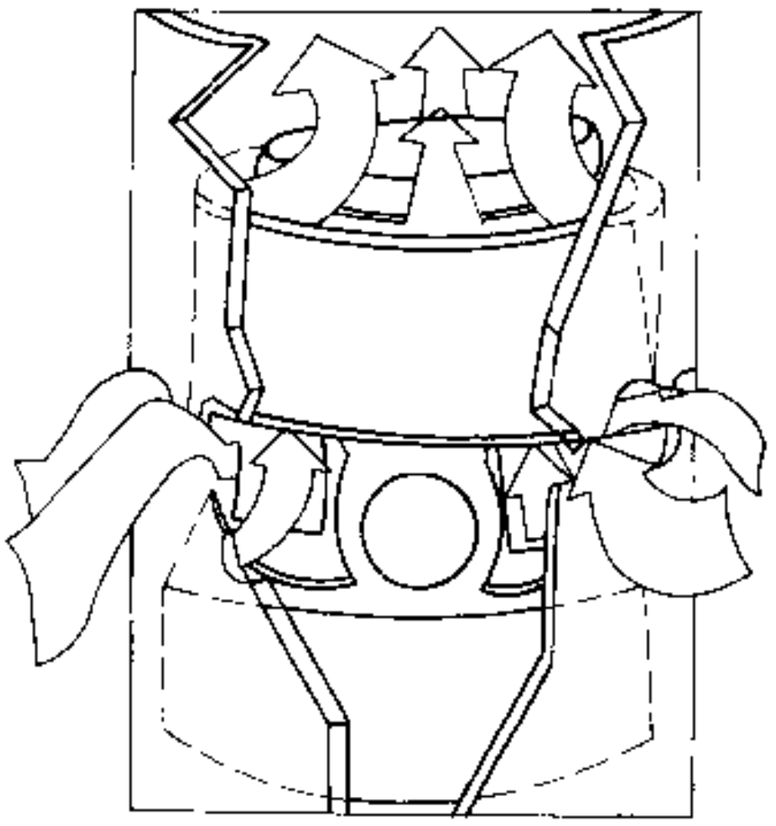


图 10-5-15 活塞中部吸气结构

目前都是采用压缩机离合器周期离合的方式来调节制冷量的，虽然可以起到控制容量的作用，但是这种方法不能进行舒适性的调节，冷气出口的温度变化大，而且周期性离合会引起发动机转速的突然变化，使汽车行驶中不断加减速，给汽车行驶舒适性带来不良影响，同时也增加了油耗，这是很不经济的。

另外，压缩机离合器频繁地周期性离合，也会使离合器打滑，造成零件的损坏。离合器周期性离合还会产生噪声，影响乘坐舒适性。

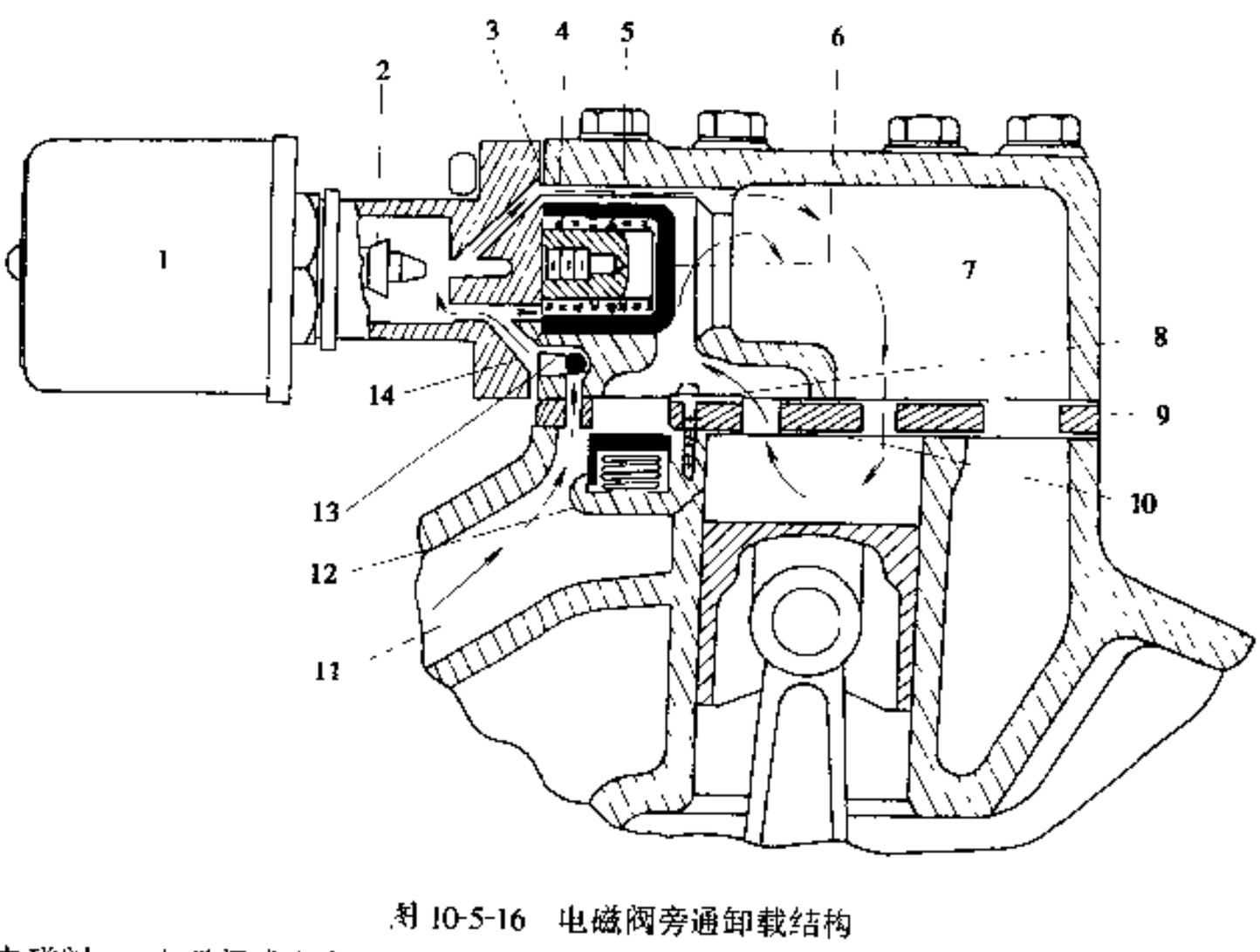


图 10-5-16 电磁阀旁通卸载结构

1-电磁阀；2-电磁阀感应塞；3-排气旁通管道；4-弹簧架；5-弹簧；6-活塞；7-吸入总管；8-气缸排气阀；9-阀板；10-气缸吸气阀；11-排气总管；12-活塞式单向阀总成；13-AE 油阀；14-节流孔

为改变上述弊端，开发了可变排量压缩机。实现可变排量的方法如下。

汽车论坛 http://www.qclt.com

a. 分级式

①控制参与工作的气缸数（有曲轴连杆式、滚动式）；

②控制旁通回路（曲轴连杆式等）。

b. 连续式

①控制旁通流量（刮片式）；

②控制活塞行程（单向斜盘式）。最新的斜盘式可变排量压缩机是把传统的双向活塞切去一小半，使之成为单向活塞，保留了斜盘、滑履结构（即保留了双向斜盘压缩机构简单的优点），用控制斜盘角度（即改变工作行程）的方法实现可变排量（图 10-5-17）。它实际上是双向斜盘式结构与 V－5 型可变排量压缩机的结合，由于活塞质量大幅度减小，使其转速可提高到 9000r/min，接近涡旋式压缩机的性能指标。

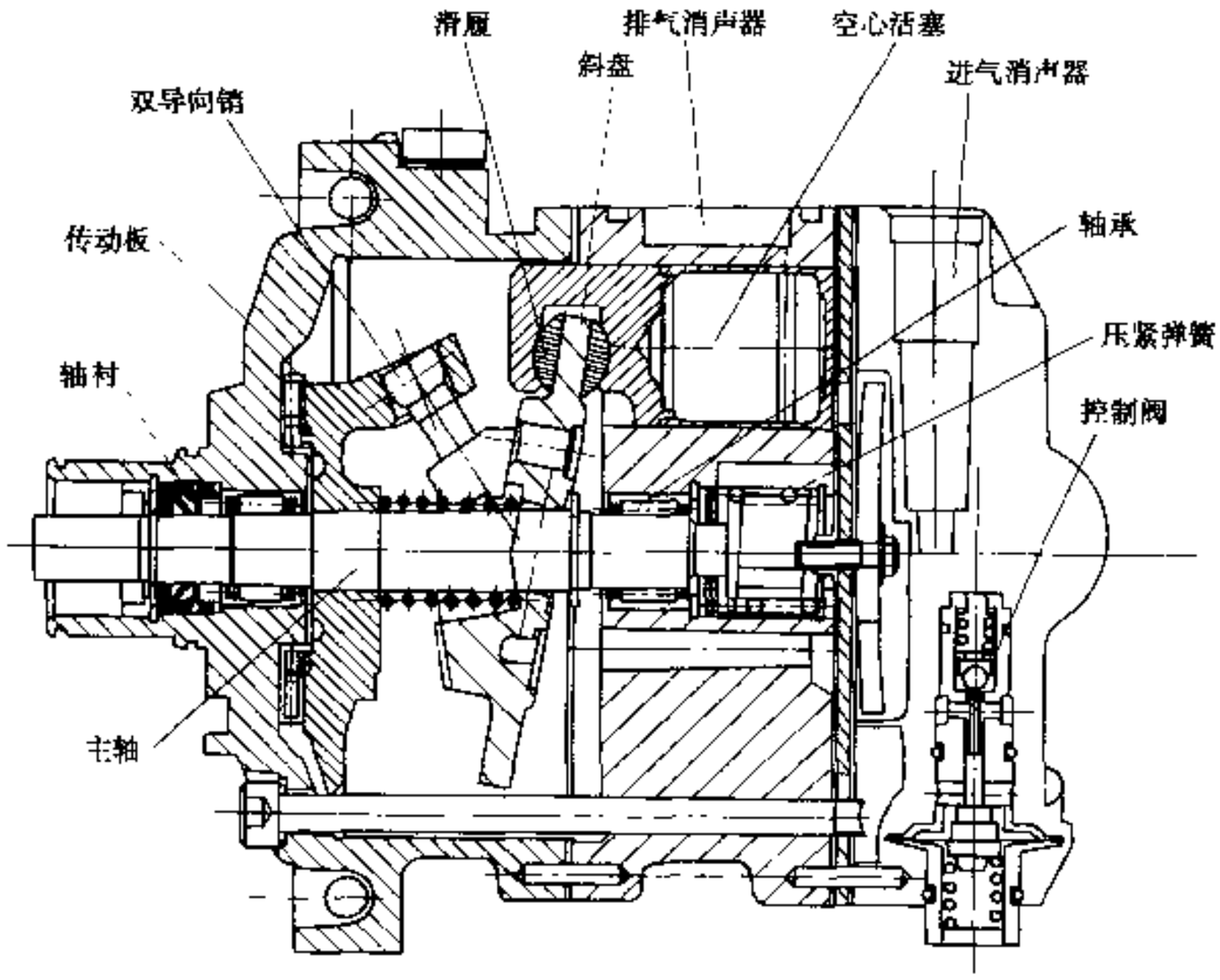


图 10-5-17 7S16 可变排量压缩机

控制工作行程（单向摇摆式）典型产品有 V－5，SD－7V，DCW－17 等系列（图 10-5-18）。

2）冷凝器

冷凝器把来自压缩机的高温高压气态制冷剂通过管壁和散热翅片将其热量传给大气，从而使其冷凝成高温高压液体。从制冷循环图可以看到，冷凝器放出的热量应是蒸发器吸收的热量与压缩机作功之和，因此冷凝程度直接影响制冷效果。汽车冷凝器大多布置在汽车头部、侧面或底部（少数布置在车顶或车后部），容易受到地面泥浆污染，管子容易烂穿，又容易被飞石击穿，因此表面要有防护措施。另外，粉尘、泥垢会大幅度降低换热效率，也要给予足够重视。

冷凝器的结构有管片式、管带式（图 10-5-19、图 10-5-20）、鳍片式几种，为了提高换热效率、减小尺寸，最新推出的多元平行流冷凝器是最有效的。

为了提高空气侧换热效率，散热翅片的形状进行多种改进，如将平片发展成开圆孔、球形窝肋片、波纹片、单向开缝片、双向开缝片、双侧球形窝肋片等。鳍片式的散热翅片是由扁管壁面直接铣削出来的，由于管、片是一体，抗振性能特别好，散热性能提高，而且管、片之间无须焊接。但是，需专用铣削、弯管设备，近来已很少采用。

平流式冷凝器是由管带式冷凝器演变而成的，多根平行的扁管在两端与集流管汇合。多元平流式的集流管是分段的，每段管子数不等，进入冷凝器时，其比容逐渐变小，管子数也就减少（图 10-5-21）。这种设计使得冷凝器的有效容积得到最合理利用，是最有发展前途的冷凝器结构型式。

汽车论坛 http://www.qclt.com

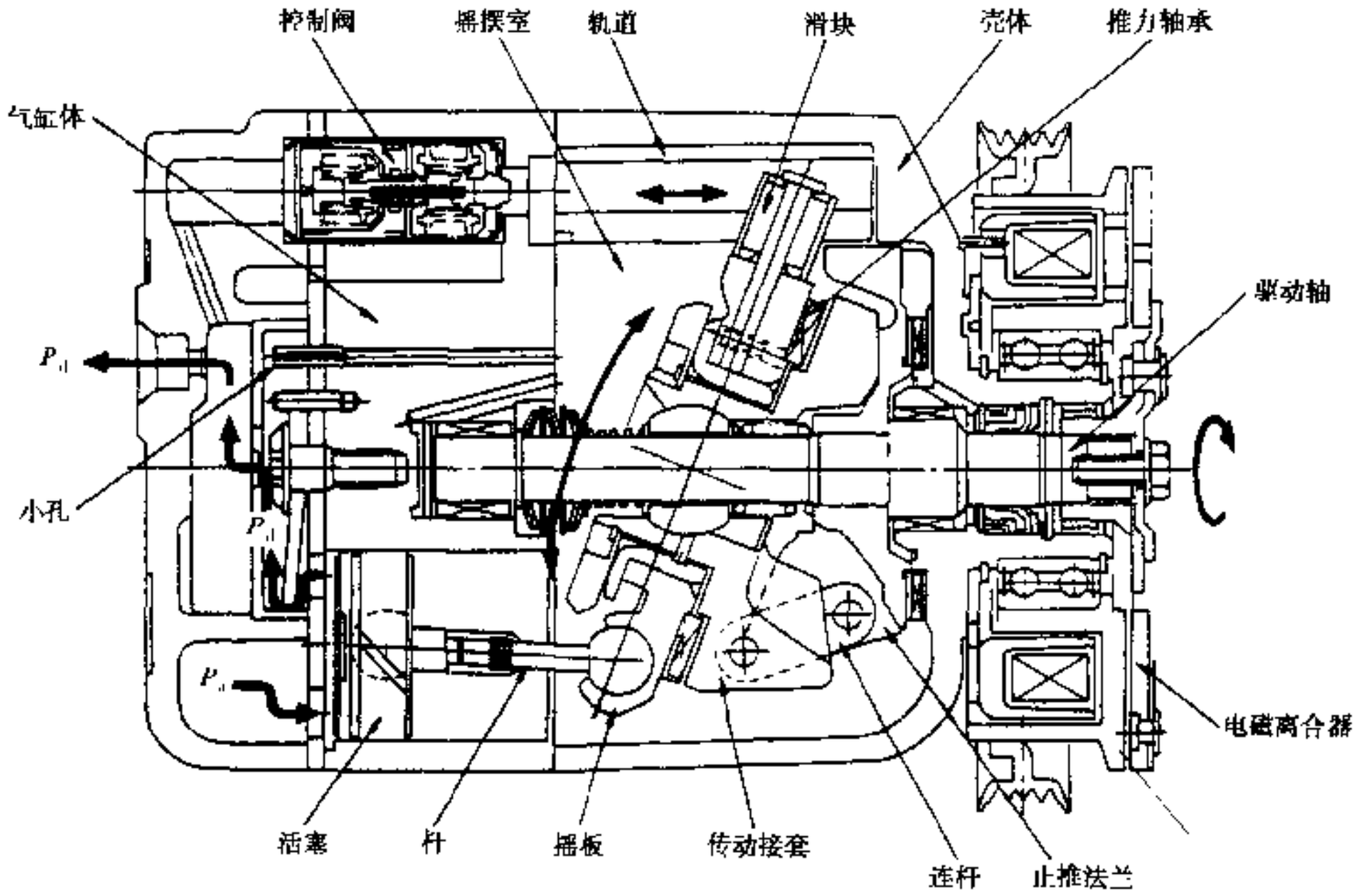


图 10-5-18 单向斜板式可变排量压缩机

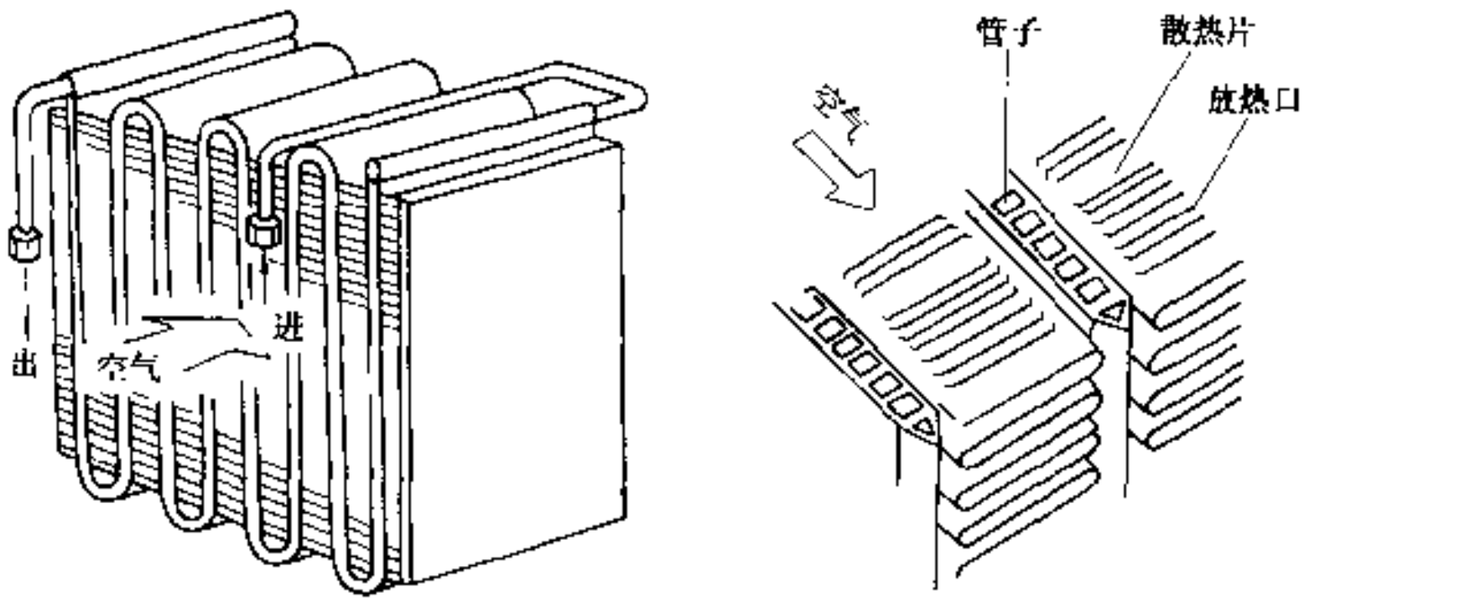


图 10-5 19 管带结构



图 10-5-20 管带式扁管内翅片

汽车冷凝器是风冷式结构，轿车和载货汽车上，冷凝器置于发动机散热器前，由发动机风扇输送冷却风。在客车空调装置中，冷凝器和轴流风机往往组成独立总成。

3）蒸发器

蒸发器利用从膨胀阀出来的低温低压雾状体在其中蒸发气化时要吸收周围物体大量热量的原理，使通过蒸发器的车内空气冷却，达到车内降温之目的。

蒸发器的结构有管片式、管带式、层叠式等几种。管片式、管带式与冷凝器相似。层叠式蒸发器由两

汽车论坛 http://www.qclt.com

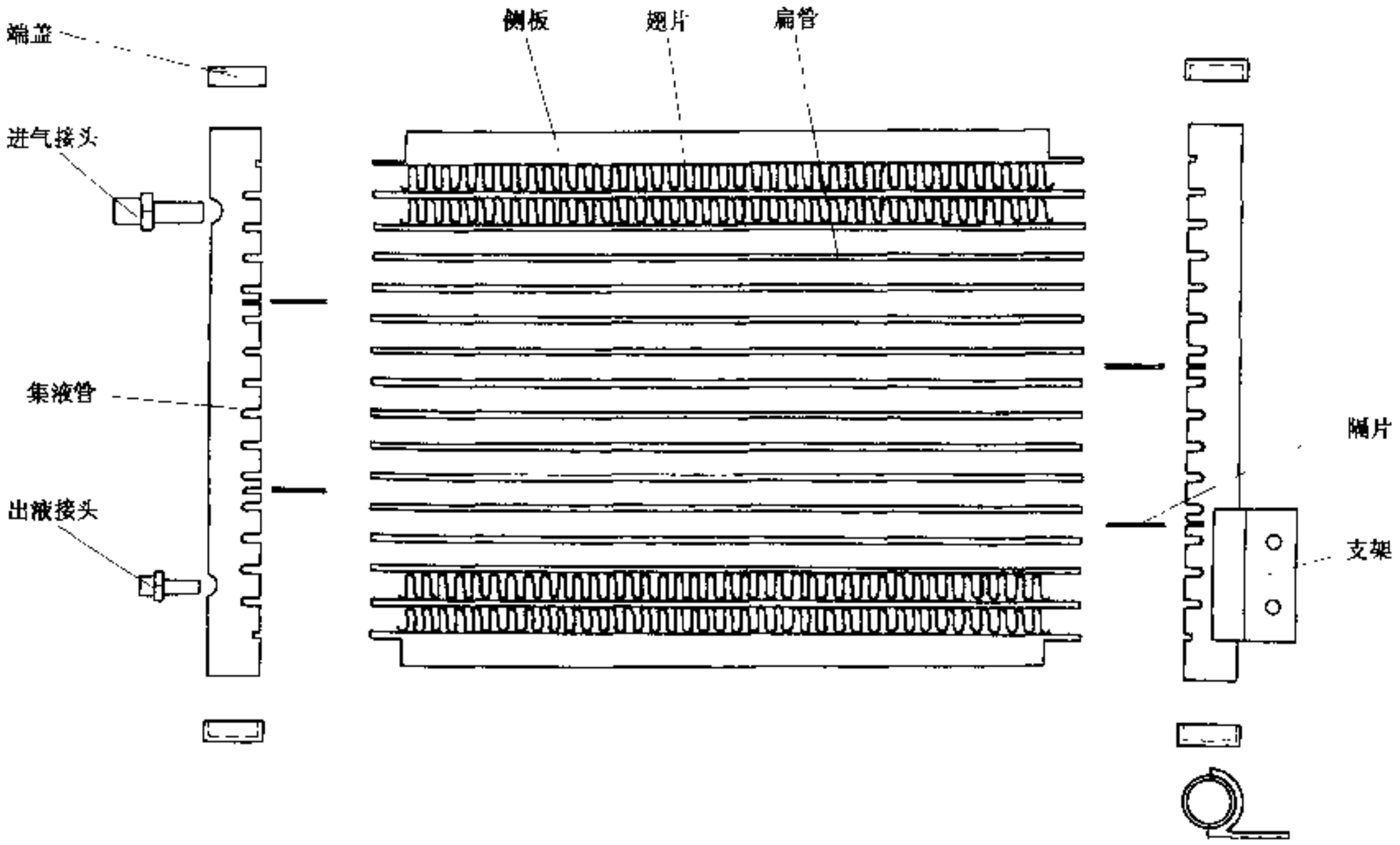


图 10-5-21 多元平行流式冷凝器

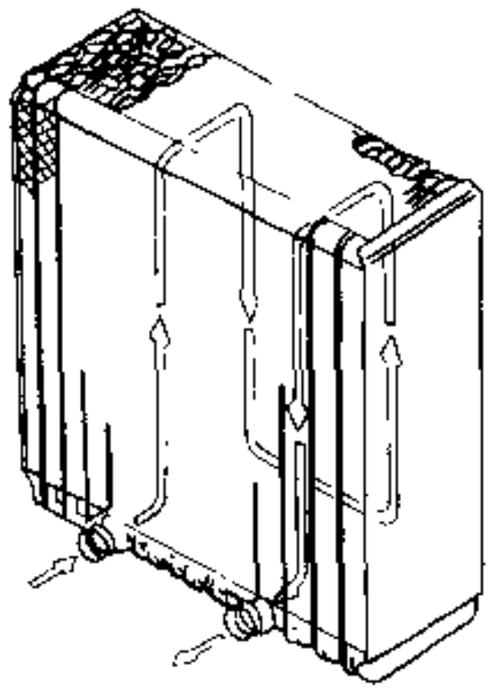


图 10-5-22 层叠式蒸发器
（单贮液室）

片冲成复杂形状的铝板叠焊在一起，形成制冷剂通道，每两组流道之间夹有波浪散热带。这种型式结构最紧凑，换热效率最高，但加工难度较大。单贮液室蒸发器是层叠式蒸发器中结构最紧凑、效率最高的结构型式（图 10-5-22）。

蒸发器一般与膨胀阀、离心式风机、带风门的箱体、温控器等组成蒸发箱总成（或称冷风机）。对于整体式车内空调系统，还带有暖风芯子、除霜口、控制板等。对于大客车空调系统，往往带有由旁通电磁阀、除霜压力（或温度）控

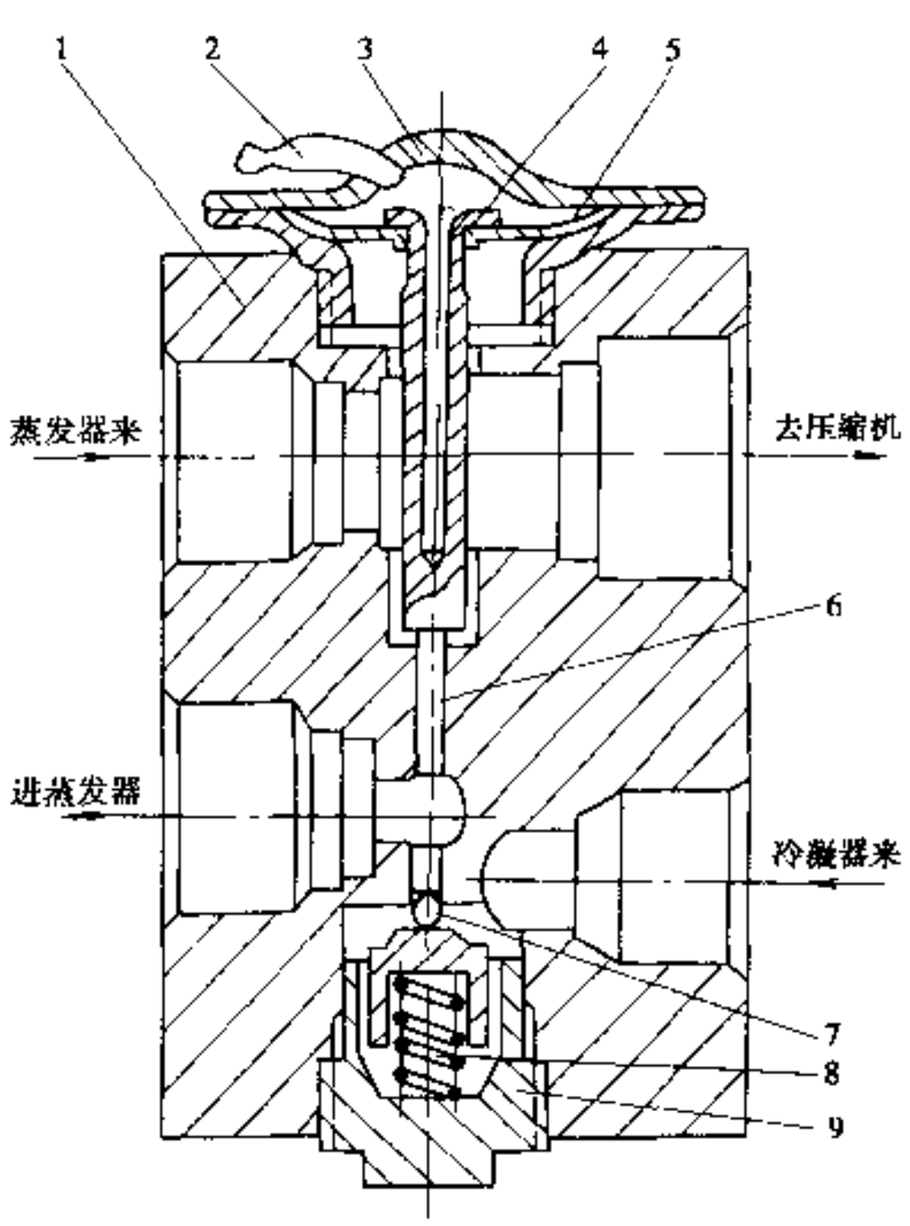


图 10-5-23 H 型膨胀阀
1-阀体；2-冲注管；3-动力头；4-顶杆（兼感温包）；5-膜片；6-传动杆；7-球网；8-弹簧；9-弹簧座

汽车论坛 http://www.qclt.com

制开关、旁通管路组成的除霜旁通回路。

4）节流膨胀机构

节流膨胀机构的主要作用是将从冷凝器输出的高温高压液体节流降压成容易蒸发的低温低压雾状物。其节流元件主要是热力膨胀阀，有 I 型、H 型（图10-5-23）和组合阀罐等几种。少数采用 COOT 方式的空调系统（即周期性离合节流管方式）的节流元件是塑料节流管（图 10-5-24），与其配套的储液罐和气液分离器设计成一体，放置在蒸发器的出口处。

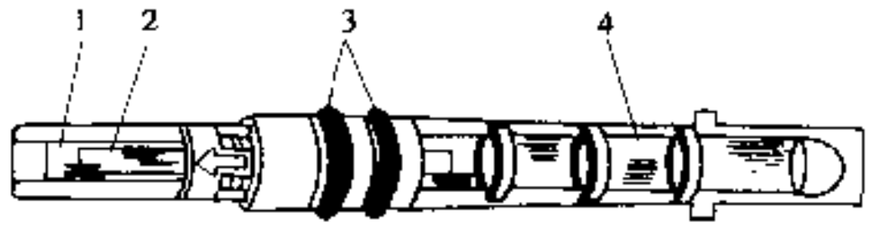


图 10-5-24 塑料气流管

a)福特公司产品；b)通用公司产品

1-出口滤网；2-毛细管；3-O 形密封圈；4-进口滤网

热力膨胀阀除有节流膨胀降压作用外，还具有调节流量、防止液击和防止异常过热的功能。

膨胀阀根据平衡方式可分为内平衡和外平衡两种，根据静止过热度调整方式可分为内调式和外调式两种。

H 型膨胀阀属于外平衡、外调式热力膨胀阀，是从传统的 F 型膨胀阀发展而来。由于感温包埋在阀体内，取消了外露平衡管、毛细管及感温包，使感受系统灵敏度、膨胀阀抗振性提高，便于在离开蒸发器的其它地方安装、调换。新型的 H 型膨胀阀往往还包括低压开关及恒温开关。

5）贮液器与干燥过滤器

为使制冷循环运行顺利，需要贮存一些制冷剂，以备根据制冷负荷需要、随时供给蒸发器，并补充系统中微量渗漏需要，这就是贮液器的作用；制冷系统中，会由于各种原因而产生杂质，这些污物若进入膨胀阀，会阻碍制冷剂流通；若系统中存在水分，会腐蚀零件，在膨胀阀中容易结冰，因而需要过滤器和干燥器。

一般汽车空调系统中，贮液、干燥、过滤三大功能是集中在一个部件中完成的，即贮液干燥器。大客车空调系统则分成贮液器和干燥过滤器两个部件。

新型贮液干燥器上装有伞状帽，从冷凝器来的液态制冷剂经伞状帽流入贮液筒内，不直接冲击液面，能提高气液分离能力，减少制冷剂充注量(图 10-5-25)。

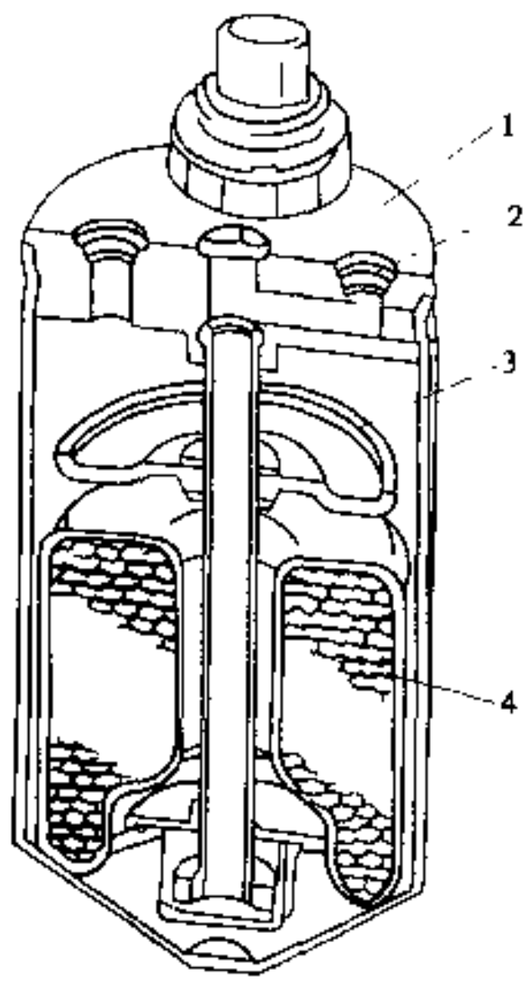


图 10-5-25 贮液干燥器

1-贮液筒；2-半面快速接口；3-伞状帽；4-干燥剂

干燥剂应与制冷剂有良好的相容性。一般干燥剂采用分子筛和硅胶，以前者为主。R12 和 R134a 两种制冷剂采用不同的分子筛。干燥剂有烧结式和颗粒式两种状态。

贮液干燥器上往往还带有起安全保护作用的易熔塞、可查看制冷剂状况的观察窗，有的还装有高、低压力开关。

当制冷剂温度升高到 95～105℃(压力约 3MPa)时易熔塞的易熔合金熔化，让制冷剂全部溢出，保护系统中部件，这将严重污染环境，而且损失的制冷剂费用也较大，所以近来主张改进泄压阀替代易熔塞。泄压阀是当系统中压力过高时，克服弹簧压力将阀打开，释出少量制冷剂；待系统中压力达到正常值时，阀口又自动关闭(图 10-5-26)。

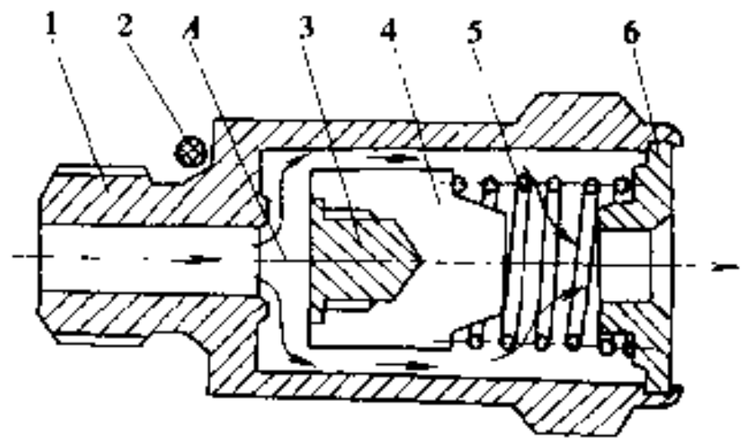


图 10-5-26 泄压阀

1-阀体；2-O 形密封圈；3-密封阀；4-下弹簧座；5-弹簧；6-上弹簧座

10.5.8 空调系统的自动控制

10.5.8.1 空调系统的控制、调节内容

1）控制蒸发器温度

汽车论坛 http://www.qclt.com

控制蒸发器表面温度是空调自控系统的基本任务。当汽车空调系统连续工作时，蒸发器表面温度逐渐降低，空气中的水分被析出，直至结冰，最终整个蒸发器表面会全部结成冰块而无法工作。为了控制蒸发器表面不结冰并能高效率制冷，采取多种控制办法。

①通过控制蒸发器温度，常用恒温开关、压力开关自动控制，温度传感器设置在蒸发器芯子表面或中间。绝大部分汽车采用此方法，但控制精度较低。

②用吸气节流阀等元件控制压力系统。

③通过压缩机自动调整排量来防止蒸发器温度过低。

④旁通回路除霜。

用于不带电磁离合器的独立式空调机组（大型客车用），又分旁通卸载和旁通除霜两种，由旁通电磁阀、压力开关（或温度开关）、旁通管路组成。

2）控制车厢温度

控制车厢温度，使其尽可能保持在所要求的范围内是空调装置的基本任务。根据车外温度传感器、车内温度传感器、出风温度传感器接受的温度讯号控制压缩机的运行、暖风机水阀开度、各种模式风门（如内外气转换风门、冷热转换风门、除霜转换风门等）的开度。当车厢温度达到要求时，控制风机可自动调低转速。对于独立式空调系统，当处于自动档位置时，控制系统能自动控制辅助发动机的转速档位，使其在中速与低速之间自动转换，使车厢保持所要求的温度。

3）相对车速的控制措施

空调系统运转对汽车的某些工况运行会有影响，如会使怠速不稳定、超车时动力不足等，因而需要采取相应的车速控制措施，如提高怠速转速、超车时压缩机停转等。

为使空调系统正常工作，还需有一系列安全保护设施，如高低压力开关，过热开关等，见表 10-5-4。

表 10-5-4 空调系统的主要控制部件及安装部位

保护设施	目 的	安装部位	感受因素
膨胀阀	制冷剂的节流降压、流量控制与调节、防止液击和异常过热	本体在蒸发器前、传感器在蒸发器出口处	过热度
易熔塞	保护制冷系统不因异常高温高压而受损伤，起安全保护作用	高压管路上，常设在贮液器顶部	制冷剂温度
泄压阀	同易熔塞	压缩机排气口处或贮液器上	压力
蒸发压力调节阀	防止蒸发器结霜； 制冷剂流量控制	蒸发器出口管路上	压力
高压开关	防止异常高压，起安全作用； 控制冷凝器风扇工作	制冷剂高压侧	压力
低压开关	防止压缩机在缺少制冷剂的情况下或过低气温下工作； 控制除霜作用	在制冷剂高压侧；在蒸发器出口管路	压力
过热开关	防止低压侧制冷剂过少	在吸气管路	过热度
恒温器	调节车内温度，防止蒸发器结霜	在需要测温处	温度
怠速继电器	保证发动机正常工作，防止发动机过热	讯号来自点火线圈	发动机转速
超车空转装置	使发动机有足够动力超车	加速踏板下	汽车加速讯号
电磁离合器	接受压力和温度控制的电流信号及人为的开关 A/C 讯号，启、停压缩机	压缩机前端或附近	电流的通、断

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

保护设施	目　　的	安装部位	感受因素
旁通电磁阀	蒸发器除霜； 压缩机卸载	压缩机出口与蒸发器入口之间 贮液器出口与压缩进口之间	蒸发压力或温度
真空电磁阀、转换器、促动器等	提高怠速转速； 控制各功能门动作	化油器旁 各功能门旁	
控制板	仪表板	发出 AC 工作指令及报警信号	

10.5.8.2　空调系统的控制调节方法

1）送风性能的控制调节

空调的送风性能是指送风的温度、湿度、速度、流向、新鲜度及洁净度。调节下列部件可以改变送风性能。

①改变气源门位置。空调器的进风有从外界进新风（即外循环）、从车内进回风（即内循环）及内外混合进风三种。改变进风来源不仅改变了空气的清新度、而且改变了进风温度、湿度，甚至洁净度。

②改变温度门位置。现代轿车空调器基本上都是冷热一体式的。采用再加热空气混合方式，可以改变空调出风温度，即从蒸发器出来的冷风，通过某一开度的温度门，一部分经过加热器再加热，另一部分不通过加热器，这两部分空气混合后送入车厢，改变温度门的位置，也就改变了出风温度及湿度。

③改变热水阀开度，即改变加热器热量，通过加热器的空气温度也随之改变。

④改变风机转速，不仅可以改变制冷量（或加热量），而且可以改变人体的舒适性。夏季，提高风速，即使送风温度略高，人体也会感到凉快；冬天，则风速降低，人体会感到暖和些。

⑤改变送风方向，夏季应从上风口送风，冬季应从下风口送风。至于风窗除霜，应从除霜口送出外循环的干燥热风。

⑥改变压缩机转速，即改变了制冷量。

2）空调系统的控制调节

调节送风的温度、风速、流向及其它参数的方法有手动调节、半自动调节、全自动调节及微机控制等几种。控制各种功能门、热水阀的动作一般由拉绳、真空回路来完成，少数采用微型伺服电机。

目前，大部分高级车辆采用全自动空调系统，由电桥、比较计算器、真空回路组成自控调节系统；由车外温度传感器、车内温度传感器、太阳辐射传感器和调温器电阻组成电桥。由计算器比较后输出的电讯号经真空电磁阀转换成真空信号，由真空伺服马达执行对各温度门、风机转速及热水阀开度的调节，最终实现车厢恒温的目的。

图 10-5-27 是切诺基吉普车的空调系统真空线路图，可以直观地看到利用真空马达开闭风门。

3）微机智能控制的全自动汽车空调系统

微机智能控制的空调系统不仅能根据需要调节车内的温、湿度及风量，还能起到节能、自动报警和故障诊断储存的作用，并且还极大地简化了操作。智能控制的功能如下。

①空调控制，包括温度、风量、运转方式、新风量等的自动控制，满足空调舒适性要求。

②节能控制，在经济运行模式下，对压缩机运行（或其转速）、最适宜的换气量（外进风风门）等的控制，以达到节能效果。

③故障、安全报警，包括高、低压力异常，制冷剂不足，压缩机运转异常，控制器失灵等故障的判断、报警（指示灯闪亮、蜂鸣器响）。某些部件发生故障报警的同时，还会自动转换成另一种运行模式，保持空调系统继续工作。

④显示设定温度、实际温度、控制模式及运转方式等。

汽车论坛 http://www.qclt.com

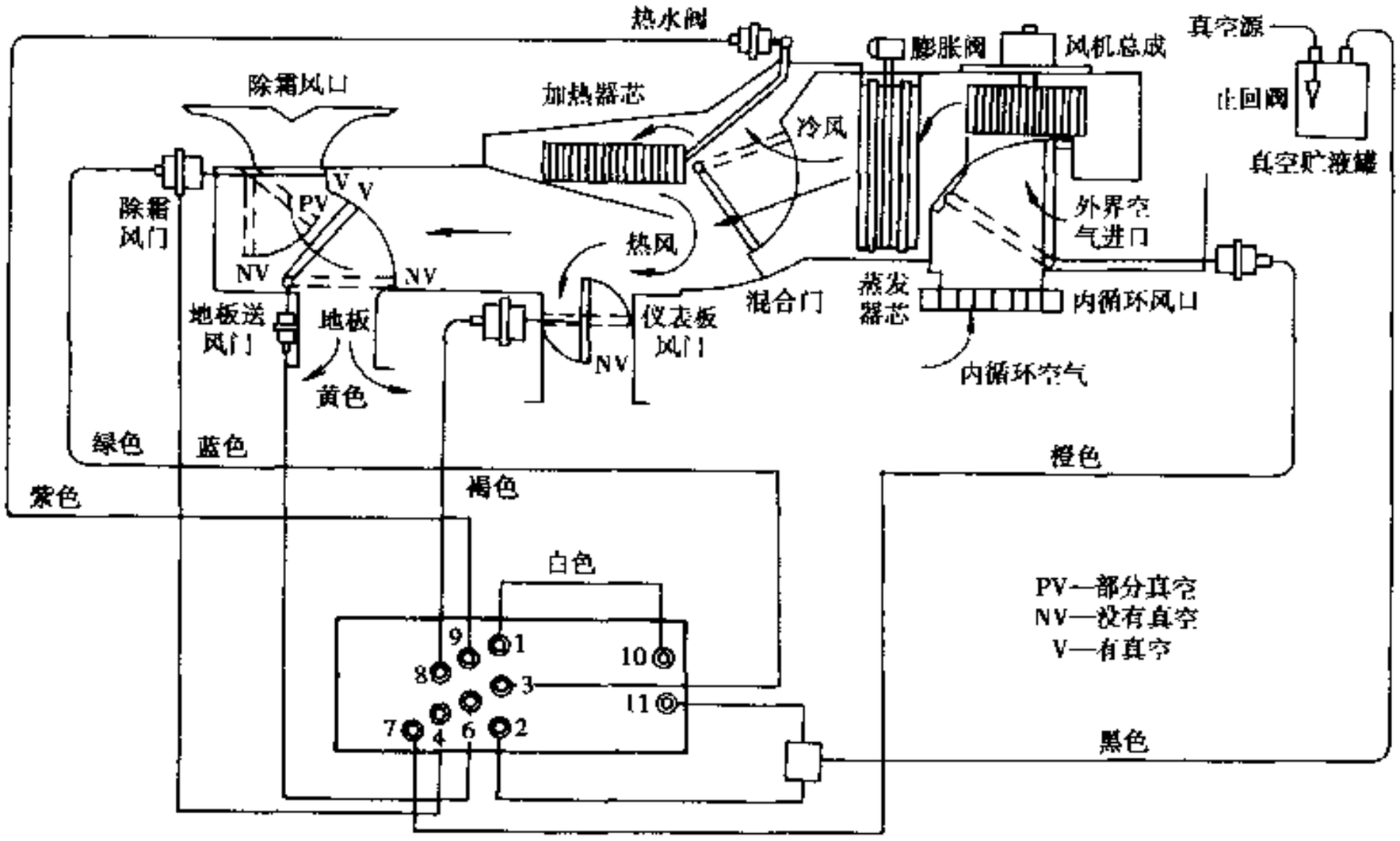


图 10-5-27 空调系统真空控制风门线路图
（切诺基吉普车）

⑤故障诊断储存，即电脑将故障部位用代码形式储存起来，维修时根据代码指示，容易找到故障部位，便于排除。

空调装置智能控制过程包括输入信息和数据、输出指令、计算机的演算、记忆、判断、计时、指示故障等。计算机的外围是指令的转换器（在智能控制板上的触摸开关下面）和各种执行器。

计算机对各种输入信号进行比较、判断，发出工作指令，控制空调系统的制冷、制热、风门、风向、温度、风速等，并发出故障报警信号。

执行机构实施的动作如下。

①向有关真空阀发出指令，驱动各个风门定在相应位置；

②根据温度平衡方程和热水阀传感器、蒸发器温度传感器的信息，发出指令，控制真空电磁阀动作，自动调节温度门位置，使其输出适当温度的空调风；

③根据车内温度变化状况，调节风机电压，从而改变空调风量，达到人体舒适状态；

④根据车外温度情况，自动切断压缩机或加热器工作，自动切换出风口位置，并自动改变风机转速和定期切换新风，达到节能及人体舒适的目的。

微机智能控制的执行机构与普通全自行空调装置一样，也是采用电磁真空阀及真空马达；不同的是，微机智能控制具有能根据实际状况自行决定运行方式和自动切换风口的功能，其控制的可靠性、准确性都更高，控制机构更简单。智能控制汽车空调系统见图 10-5-28。

最新的微机智能控制的空调系统，其执行机构不是用真空电磁阀和真空马达，而是用伺服电机。与真空控制相比，其可靠性，准确度都提高，控制机构更简单。

10.5.9 空气的净化

汽车内的空气净化主要有两种方式。一种采用空气净化器，让车内空气通过静电空气过滤器、负离子发生器、活性炭吸附器、空气滤清器、有害气体催化器等装置达到空气净化的目的；另一种利用光电传感器测出空气中的污染程度，通过与设定值的比较，自动控制新风门的开启，让烟气及受污染空气排出车外，达到净化车内空气的目的。实际上这两种方法常常同时被采用。静电式空气净化器的净化程序如下。

汽车论坛 http://www.qclt.com

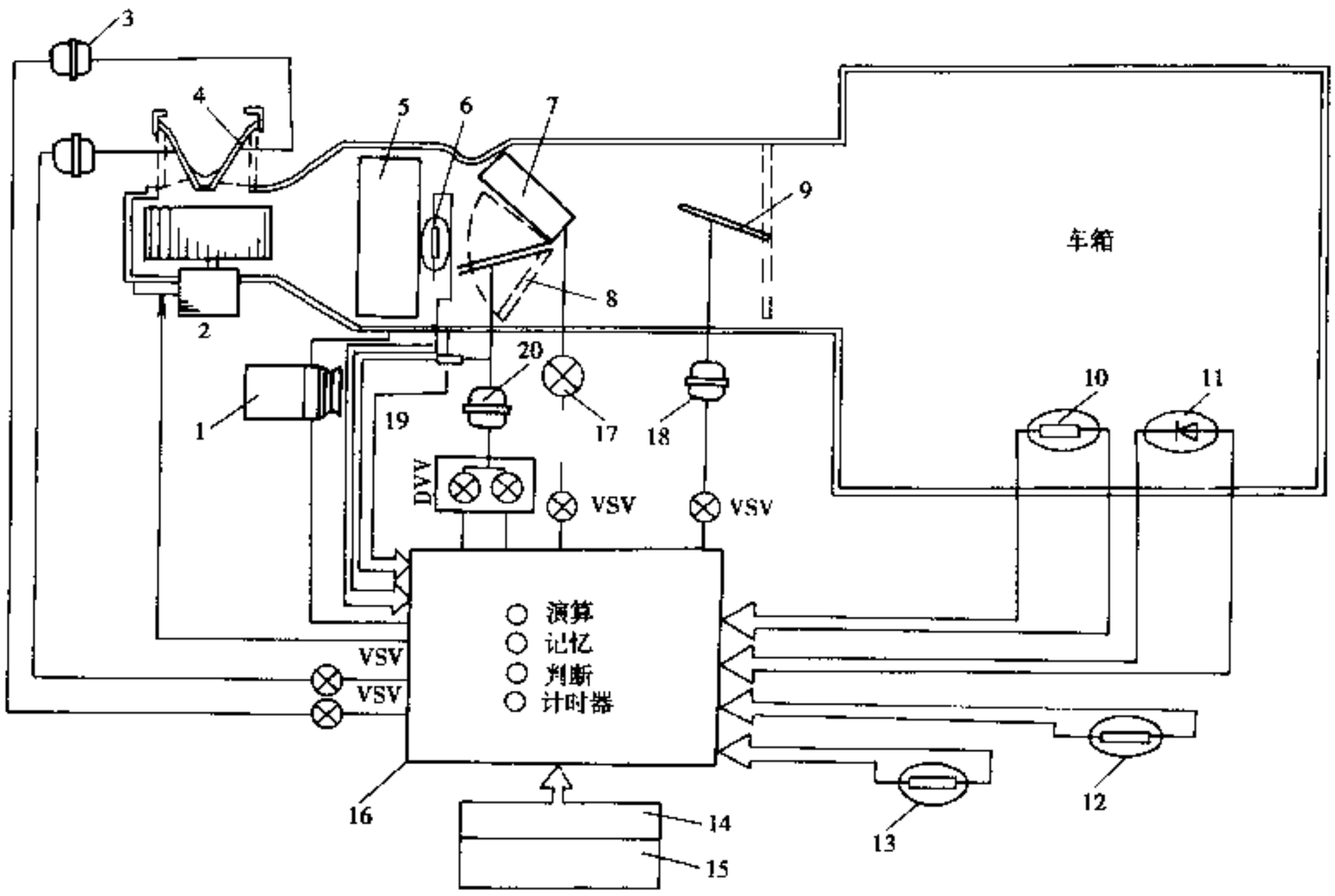


图 10-5-28 智能控制汽车空调系统示意图

1-压缩机；2-风机 + 电机；3-真空泵；4-风门；5-蒸发器；6-蒸发器传感器；7-加热器；8-空气混合风门；9-出风口切换风门；10-车内温度传感器；11-日射传感器；12-车外温度传感器；13-水温传感器；14-模式开关；15-设定温度开关；16-微型计算机；17-水阀；18-出风口切换阀片；19-电位计；20-伺服机构；DVV-复式真空阀；VSV-真空开关阀

①由粗滤器除去空气中较粗的尘粒；

②由电气集尘器吸除细微尘埃；

③通过活性炭过滤器消除烟气和臭气；

④再经紫外线杀菌灯杀菌或由负离子发生器供给负离子之后，由风机送入车内。

净化后的空气洁净度很高，可以充分满足乘员的舒适要求。对于制冷或采暖用内循环方式的大客车，使用这种空气净化器，效果更明显。图 10-5-29 示出了静电式空气净化器及空气的过滤净化过程。

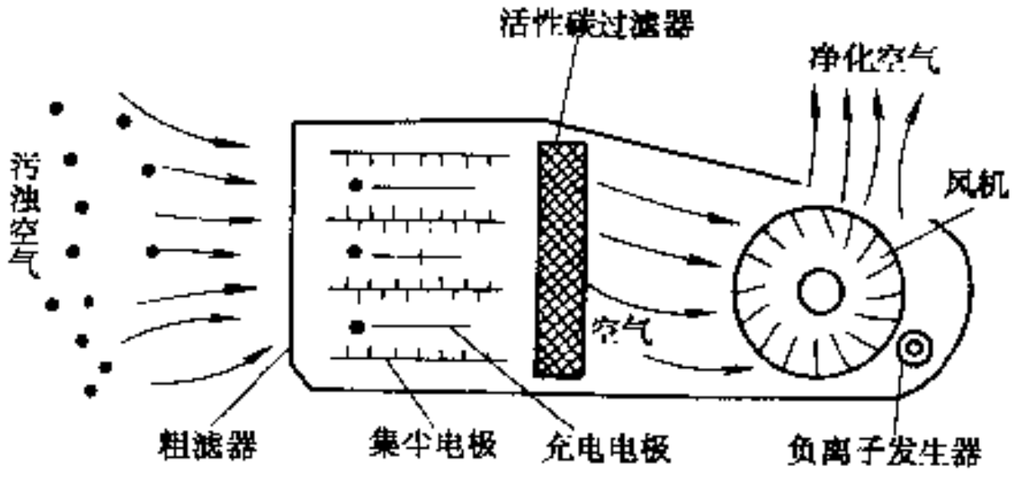


图 10-5-29 静电式空气净化器

最简单的空气过滤器就是进风口的滤网。不论哪种净化器，滤网都要经常清洗，保持干净。

10.5.10 空调系统的匹配设计与风道设计原则

10.5.10.1 一般设计原则

汽车空调系统由空调装置和送回风结构组成，对于小型车辆，这二者是合一的。在进行汽车空调系统的匹配设计时，应遵循如下原则。

(1) 能力范围的确定

确定合理的车内降（升）温指标，根据车身热平衡计算，选定空调装置的能力范围（参见 10.5.3.3

汽车论坛 http://www.qclt.com

节)、选择空调机时，可靠性应放在考虑的重要位置。

(2) 结构型式选择

根据空调机性能参数，进行整车动力平衡、电力平衡、质量平衡计算；结合汽车发动机位置、整车结构，确定空调机组结构型式和布置方式。对于底置独立式空调机组，车架还需作局部改动；对于车外顶置式空调器，车顶骨架应局部加强。

(3) 布置应有利于能充分发挥空调机组能力。

①应尽可能缩短压缩机、冷凝器、蒸发器三者的距离，以减少制冷剂管路损失；

②应便于空调机组的拆装与维修；

③冷凝器和空调辅助发动机散热器应有良好的通风散热条件，必要时车身壁面相应位置需开通风栅格孔，或采取通风导流措施；

④压缩机的布置应便于压缩机的拆装、调正。

(4) 送回风结构应考虑合理的气流。

①尽量减少送风阻力；

②送风管及送风口的布置应保证送风均匀性、风量和方向的合理性；

③合理的回风位置及面积。

(5) 根据汽车用途和种类，考虑新风补充及通风换气措施。

10.5.10.2 客车空调系统的风道统计与安装要求

对于风道式结构，冷风口的位置应在人脸前侧方（图 10-5-30），暖风则应送向乘员足部。弯道中的导流片结构及导流片间距见图 10-5-31、表 10-5-5。

表 10-5-5 弯道中的导流片距离

序号	R/a	叶片数	X	X_1	X_2	X_3
1	0.7	0				
2	0.35～0.70	1	$0.35a$	$0.65a$		
3	0.14～0.35	2	$0.2a$	$0.3a$	$0.5a$	
4	0.067～0.14	3	$0.1a$	$0.15a$	$0.25a$	$0.5a$

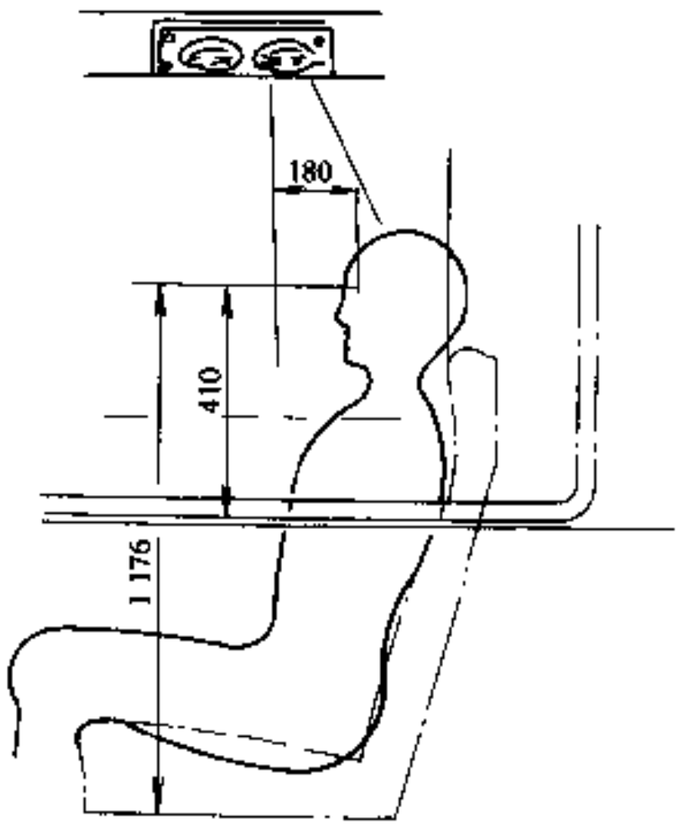


图 10-5-30 送风口与乘员位置

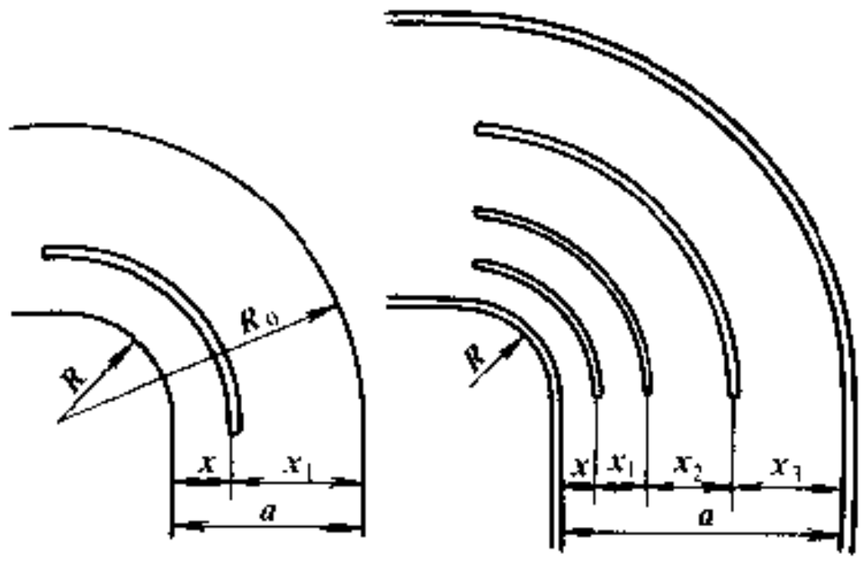


图 10-5-31 弯道中的导流片

风管连接处直径需改变时，接管内表面应圆滑过渡，对于在汽车中部的竖风管，需向前、后两个方向

汽车论坛 http://www.qclt.com

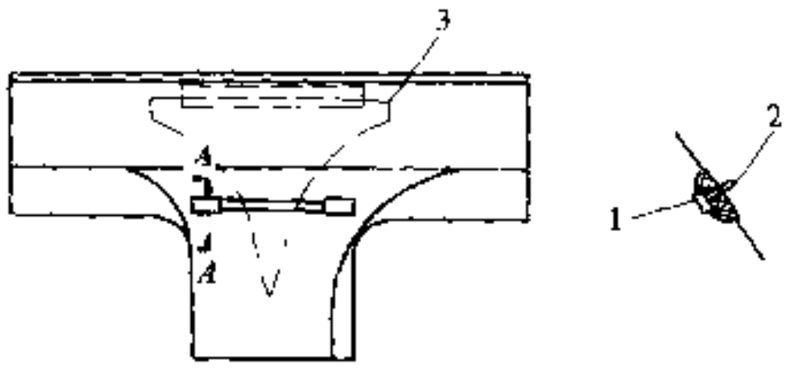


图 10-5-32 风量调整板（分流板）
1-乙烯塑料罩；2-螺钉；3-风量调整板

送风或横风管需向左、右两边送风时，在T字形接管处应加设可调风量的分流板（图 10-5-32）。车下送风管与车内送风管应按图 10-5-33 所示结构相接。

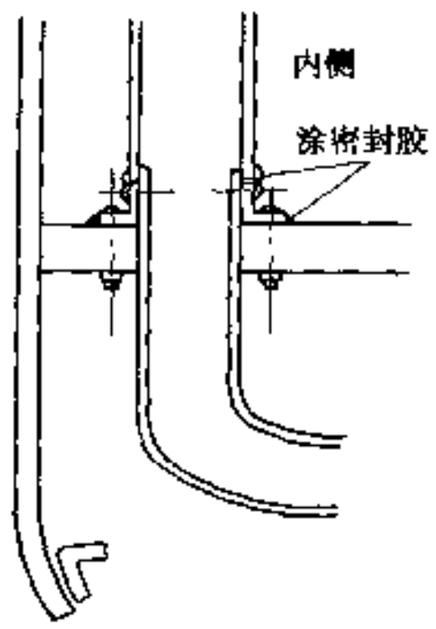


图 10-5-33 车外送风管与车内送风管相连的结构

对于车外顶置式空调器，除应在安装部位增加支承骨架外，进、回风口处要有向外的翻边结构，并在安装时涂上密封胶，以免漏入雨水和冷凝水。

对于车内送风管，若是金属材料制成，应在表面包敷 4mm 厚的泡沫塑料，以免外表面凝霜滴水；对于车外送风管道，要有良好的隔热保温措施。（撰稿人：陈孟湘）

10.6 供电系统

10.6.1 概述

供电系统指给用电装置产生，分配和传递电能的设备的总称。它包括带 IC 调节器的交流发电机、蓄电池、电线束、开关及继电器等。对供电系统的主要要求是：在车辆的各种使用条件下，均能可靠地保证向用电装置供电；各零部件必须符合汽车电气设备基本技术条件和其它专门技术条件的要求。

带调节器的交流发电机是供电系统的主电源，在汽车正常行驶过程中，提供全车用电装置的电能，包括向蓄电池充电。蓄电池是供电系统的辅助电源，它担负着发动机起动时供电、发动机不工作或低转速运转时向用电装置供电；当用电装置的功率超过发电机所发出的功率时，和发电机联合向用电装置供电。当蓄电池放电后，发电机又向蓄电池充电，此时蓄电池变成了电能接受器。

电线束是用于输送电力的。随着汽车电子技术的发展，其电路越来越复杂，同时要求提高电力传送系统的安全性和可靠性，以及安装作业的方便性；由于汽车上的安装空间很有限，必须考虑缩小线束的体积，例如采用薄壁电线束，现在部分车辆上的薄壁电线束已得到实际应用。

开关和继电器担负着车辆的起动、灯光照明电源的通断、用电装置的控制和发出警报等功能。

随着社会发展，人们对汽车动力性、经济性、舒适性、可靠性和安全性要求不断提高，对环境的污染等要求也越来越严格，使供电系统任务不断加重。这就要求对供电系统不断地改进、提高，以适应现代汽车需要。

10.6.2 蓄电池

1）蓄电池的基本结构及型号表示方法

汽车用蓄电池基本结构见图 10-6-1。

汽车用铅酸蓄电池型号的表示方法参照 JB/T2599—93。

2）蓄电池的基本特性。

（1） 一般特性

a. 容量和放电电流及湿度的关系

蓄电池的额定容量是指在标准测试状态下的设计容量。蓄电池的实际放电容量依放电电流和蓄电池温

汽车论坛 http://www.qclt.com

度的不同而变化. 放电电流越大，或温度越低，其能输出的容量越低，反之，其输出的容量越大。其关系特性的一例如图 10-6-2 所示。

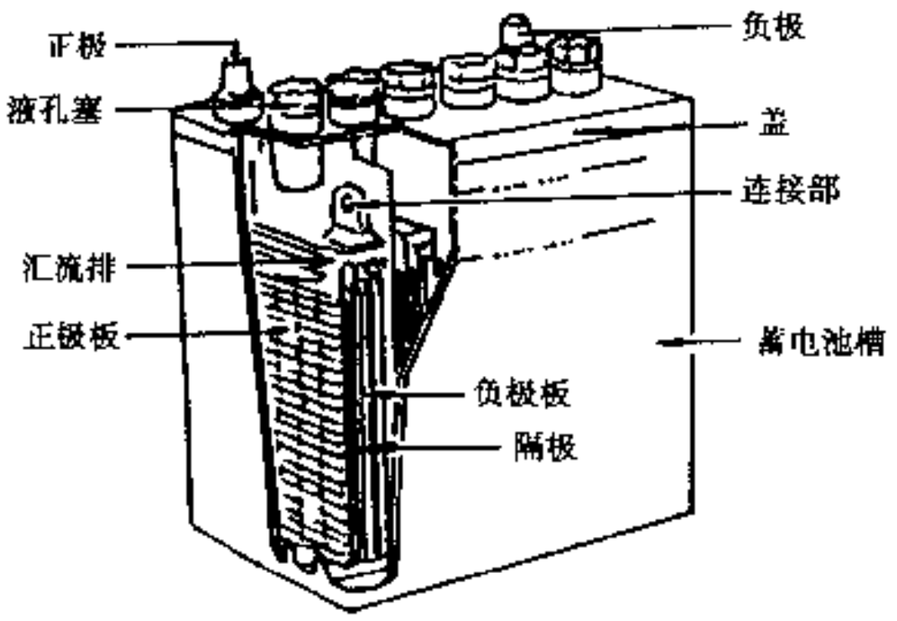


图 10-6-1 蓄电池结构图

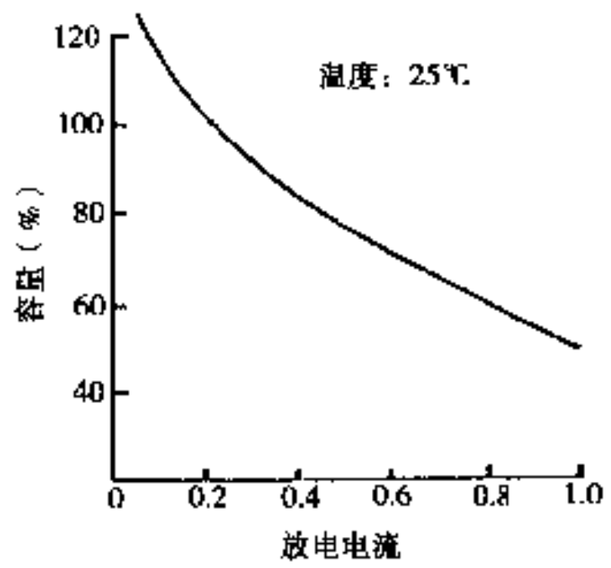


图 10-6-2 蓄电池容量与放电电流的关系

b. 电解液密度和冰点的关系

蓄电池放电时，电解液中的硫酸将被消耗，同时生成硫酸铅和水，电解液中水分增加，密度下降，冰点升高。电解液一旦结冰，将导致蓄电池不能正常工作，因此在寒冷地区使用蓄电池时需要给予注意。

(2) 低倍率放电的特性

a. 20h 率容量

GB5008.1—91 中规定，20h 率容量是将完全充电状态的蓄电池放在温度为 25 ± 5℃的水浴中，待电解液温度达到 25 ± 5℃时，以 20h 率容量的二十分之一的电流（20h 率电流）放电，标称电压 12V 的蓄电池端电压降到 10.50 ± 0.05V，6V 的蓄电池端电压降到 5.25 ± 0.02V 时蓄电池的放电容量。

b.5h 率容量

日本 JISD5301—1986 中规定，蓄电池容量用 5h 率容量表示，它是指将充分充电下的蓄电池，在周围环境温度保持在 25 ± 2℃条件下，以 5h 率容量的五分之一的电流（5h 率电流）放电，12V 蓄电池端电压降到 10.5 ± 0.05V，6V 蓄电池端电压降到 5.25 ± 0.02V 时的容量。

c. 储备容量

尽管用 20h 率容量、5h 率容量能真实地评价蓄电池放电的基本特征，但从与汽车上使用条件的相关性考虑，却显得不充分。为此，我国 GB5008.1—91 和美国的 SAEJ537JUN94 中有储备容量这一表示方法。该评价方法的条件是，蓄电池处于完全充电状态试验温度为 25 ± 2℃、放电电流为 25A，按上述条件使蓄电池放电，测定 12V 蓄电池端子电压降到 10.5 ± 0.05V、6V 蓄电池端子电压降到 5.25 ± 0.02V 的时间，以分表示放电持续时间的值称为储备容量。其中 25A 电流量是根据汽车的平均负荷电流而确定的。

(3) 低温大电流放电

a. 低温起动性能

起动发动机时，从蓄电池向起动机供给的电流，轿车上一般常温下为 100～300A。环境温度越低，润滑油的粘度越大，所需的起动电流也越大。GB5008.1—91 中规定用如下办法评价低温起动性能。将处于完全充电状态的蓄电池放入温度为 – 18 ± 1℃的低温环境中，至少放置 20h，或当中间单体蓄电池电解液温度达到 – 18 ± 1℃时，将蓄电池从低温环境中取出后 1min 内，以冷起动电流 I_c 放电 60s，单体蓄电池平均电压不得低于 1.40V。

h. 冷起动电流

冷起动电流按美国 SAEJ537 JUN94 标准，低温起动时间为 30s，起动能力用电流（A）表示。其评价方法为：在蓄电池处于完全充电状态、试验温度为 – 18 ± 1℃的条件下，使蓄电池放电，蓄电池的每个单格的端电压在第 30s 时应等于或大于 1.2V，此时的放电电流称为冷起动电流。

汽车论坛 http://www.qclt.com

(4) 充电特性

a. 充电电流和端电压的关系

充电电流越大，蓄电池越易充到规定的电压，充电到规定电压的时间越短。恒定电流充电时的充电电流和充电电压。充电时间的关系如图 10-6-3 所示。

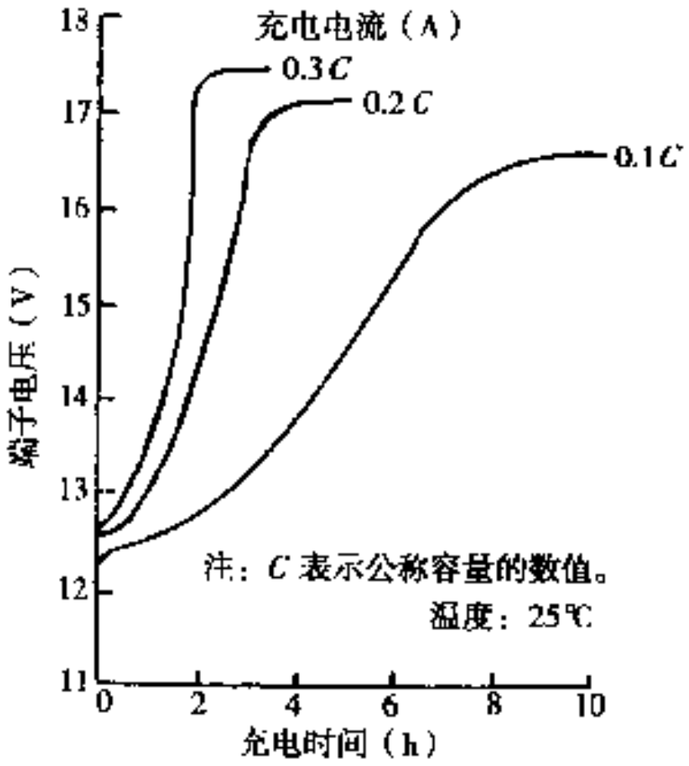


图 10-6-3 接线柱电压与充电电流的关系

b. 充电接受性能

充电接受性能是表示处于一定放电状态的蓄电池在某规定的恒定电压充电下的充电恢复能力。蓄电池实际容量。特别是极板的表面面积越大、温度越高，放电深度越深，充电接受性能就越好。反之，放电深度越浅，充电接受性能越差。

(5) 自放电

蓄电池在充电状态放置而不使用，引起自然放电，实际容量减少的现象称为自放电。蓄电池放置时间越长，自放电越严重。过长时间的放置会造成活性物质的严重硫酸盐化，对蓄电池的性能和寿命将产生不良的影响。

(6) 寿命特性

蓄电池虽经反复充电可多次使用，但由于充、放电过程中脱落的极板活性物质将引起极板的侧部，底部短路以及隔板老化、板栅腐蚀及活性物质严重硫酸盐化等原因，使用到一定时间，其不能起到正常起动车辆的作用，其寿命即已到了尽头。与其自身结构和制造工艺等有关，但受温度，电解液密度，充放、电的深度等的影响也是很大的。

GB5008.1 和日本 JISD5307—1986、美国 SAEJ240 JUN93 等标准中均规定了蓄电池耐久性试验的方法，与整车寿命相关性最强的是美国的 SAEJ240 JUN93 标准的试验方法。

3) 蓄电池的选用

蓄电池如果失去充、放电的平衡，经常过放电或过充电，会对其寿命产生严重的影响。失去平衡的主要因素是使用环境温度、行驶条件、设定电压和负荷状态等。下面就这些关系加以叙述。

(1) 气温条件

起动发动机时，温度越低，润滑油粘度越高，起动机所需要的电流越大。另外，随着放电电流的增大，其容量、电压都下降，低温起动就更困难。因而在寒冷的地区最好使用容量大的，或者专门设计的低温性能较好的蓄电池。

(2) 设定电压的选定

汽车蓄电池充电时，用经发电机调节器控制的恒压电，初期充电电流大，随充电时间的加长，充电电流逐渐减小，接近充电终了时，充电电流就很小了。调节器电压的设定值在 QC/T29094—92 标准中作了规定。蓄电池以某一恒定电压充电时，在温度较高时易出现过充电倾向，在温度低时易出现充电不足。因而，在夏季和冬季应采用不同的规定电压，以保障蓄电池处于一种完好的充电状态。

(3) 行驶条件

蓄电池在汽车上充电状况与车辆的行驶条件（市区、山区、高速公路等）、车的用途（营运用、私用等）、负荷状况及气温等相关，因而蓄电池的容量选择应充分考虑发电机的功率、特性、车辆的行驶条件和使用环境等因素。

4) 蓄电池的发展方向

随着汽车工业的不断发展，对蓄电池的要求越来越严。各国均在开发适应高负荷发动机的高性能蓄电池和耐高温的耐热性蓄电池，以及为降低质量的小型、轻量、高容量的蓄电池等。另一方面，为方便使用，减少污染和腐蚀，完全无需补水的各种免维护蓄电池也正在逐步走向市场。

(1) 高性能蓄电池

由于蓄电池的电池槽、极板等制造技术的不断提高，以及采用薄型低电隔板，蓄电池的活性物质利用

汽车论坛 http://www.qclt.com

率不断提高、比能量不断增大，同外形尺寸而功率提高较多的蓄电池正在逐渐转化为商品，蓄电池正在向体积小、质量小、能量高的方向发展。

(2) 免维护蓄电池

免维护蓄电池一般分为三种，一是正负极板都用低锑多元合金板栅的低锑系；二是正极板使用低锑多元合金板栅、负极板使用不含锑的铅钙合金板栅的混合系、三是正、负极板都使用不含锑的铅钙合金板栅的无锑系蓄电池。

蓄电池在使用中，特别是到充电末期，正极板析出氧气，负极板析出氢气，充电电流大部分用于分解水。免维护蓄电池的工作原理是，采用铅钙合金替代铅锑合金，改变氢、氧气体的析出电位，减少水的分解损耗，从而达到免维护的目的。

(3) 电动车用蓄电池

5) 起动用铅酸蓄电池品种和规格

(1) 蓄电池规格及外形尺寸

起动用铅酸蓄电池分为三类，即胶槽上固定式蓄电池、塑料槽上固定式蓄电池和塑料槽下固定式蓄电池。具体技术规格、外形尺寸、端子位置和固定方式，在 GB/T5008.2—91 中作了规定。

(2) 适用车型

由于蓄电池执行标准的不同，造成种类繁多。各种车型所适用的蓄电池型号可查询生产厂提供的资料。(撰稿人：于同双)

10.6.3 电线束

10.6.3.1 汽车电线束的功能与作用

电线束是汽车的神经系统，通过合理地设计布置，连接电源，以及各种控制器、用电器、显示器、保护器和报警器等电气设备与装置，使之实现其功能。如果电线束的某一回路或某一处出现差错或故障，将导致汽车的相应部位功能失灵，甚至造成严重后果，因此，电线束是汽车的关键系统之一。

10.6.3.2 电线束分类

(1) 按搭铁方式分

a. 单线式，从电源到电器的配线采用绝缘电线，以金属车架或车身作为公共搭铁线。

b. 双线式，不以车架或车身作公共搭铁线，而是单独设置共用回路电线。该线束虽结构复杂、成本较高，但工作可靠性高。

(2) 按电线束功能分

a. 高压电路，用于点火高压电路上的高电压配线。如从点火线圈到分电器盖的中心线，从分电器到各火花塞的配线，称为高压点火电缆。

b. 起动电路及接地电路，从蓄电池到起动机、从蓄电池到搭铁的大电流配线。

c. 一般低压电路，有照明、信号、控制、报警、充电、刮水器等各种用电装置的低压电路的配线。

(3) 按电线束安装位置分

a. 发动机室电线束，指从仪表板到前发动机室的配线。

b. 仪表盘线束，指驾驶席前的仪表盘内部的配线。

c. 仪表板线束，指驾驶席前面与发动机室之间的仪表盘附近的配线。

d. 底盘线束（亦称车身线束），指从驾驶席到车辆后部的配线。

e. 后线束，指车辆后部驻车灯、尾灯、牌照灯附近的配线。

f. 车门线束，指车门内的配线等。

汽车论坛 http://www.qclt.com

10.6.3.3 高压点火线束

一般采用电抗阻尼和电阻阻尼方式。电抗阻尼是采用高压阻尼电线实现阻尼效果的，而电阻阻尼则采用一般高压电线加装阻尼电阻来实现阻尼效果。为了进一步提高电磁兼容性能，抑制无线电干扰波的干扰，也有采用电阻阻尼和电抗阻尼同时并用的方式。如果对电磁兼容性有更高的特殊要求，可采用屏蔽型高压阻尼线作高压点火线束。

10.6.3.4 低压电线束设计原则

1）电流、电压降与电线的关系

（1）电流与电压降允许值

汽车用低压电线在不同温度下的电流和电压降的允许值见表 10-6-1。

表 10-6-1 AV 型电线束允许电流和电压降

环境温度（℃）	30		40		50		60		70	
标称截面积 (mm^2)	允许电流 (A)	电压降 (mV/m)	允许电流 (A)	电压降 (mV/m)	允许电流 (A)	电压降 (mV/m)	允许电流 (A)	电压降 (mV/m)	允许电流 (A)	电压降 (mV/m)
0.5f	13	590	12	545	10	454	8	363	6	273
0.5	14	566	12	485	11	445	9	364	6	243
0.75f	17	513	15	453	13	392	10	302	7	211
0.85	18	463	16	412	14	360	10	283	8	206
1.25f	23	418	20	364	18	327	14	255	10	182
1.25	23	407	21	372	18	319	14	248	10	177
2	31	338	28	305	24	262	20	218	14	153
3	42	291	38	263	33	228	27	187	19	132
5	57	248	51	222	44	192	36	157	25	109
8	74	213	66	190	57	164	47	135	33	95
15	103	176	92	157	30	137	65	111	46	79
20	135	148	121	133	105	116	85	94	60	66
30	188	121	168	108	146	94	119	77	84	54
40	210	112	188	110	163	87	133	71	94	50
50	246	103	220	92	190	60	155	65	110	46
60	272	97	243	87	211	75	172	62	121	43
85	335	90	300	80	260	70	212	57	150	40
100	399	83	356	74	309	65	252	53	178	37

注：（1）此表摘自 JASO D609－90。

（2）AV 型电线与我国 GB9328—88 中 QVR 型电线性能相近。

（2）电流热效应

对于组装成电线束的绝缘电线，应考虑电流热效应和散热因素，其允许电流与温度，散热阻力有如下关系。

$$I^2 r = (T_1 - T_2) / R \tag{10-6-1}$$

式中：I —允许电流，A；

汽车论坛 http://www.qclt.com

r——导体电阻，Ω/cm；

T_1——导体最高工作温度，℃；

T_2——环境温度，℃；

R——热阻，℃/（W/cm）。

在温度为 T_1 时的导体电阻 r_{t1} 为：

$$r_{T1} = r_{20}\ [1 + 0.00393\ (T_1 - 20)] \tag{10-6-2}$$

式中：r_{20}——20℃时导体电阻。

热阻 R 按下式计算：

$$R = R_1 + R_2 \tag{10-6-3}$$

式中：R_1——绝缘体热阻；

R_2——表面散热阻力。

$$R_1 = (P_1/2\pi)\ \log\ (d_2/d_1) \tag{10-6-4}$$

P_1——特性热阻（乙烯基的 P_1 值为600；聚乙烯的 P_1 值为450），℃（W/cm）；

d_1——导体外径，mm；

d_2——绝缘体外径，mm。

$$R_2 = 10P_2/\pi d_2 \tag{10-6-5}$$

式中：P_2——电线表面散热阻力（$d_2 \leqslant 12.5$mm 时，$P_2 = 300 + 32d_2$；$d_2 > 12.5$mm 时，$P_2 = 700$℃/（W/cm^2）。

（3）极限过电流

图 10-6-4 表示在 23℃下通过电流时 AV 电线的绝缘体初始烟化时间与电流的关系。

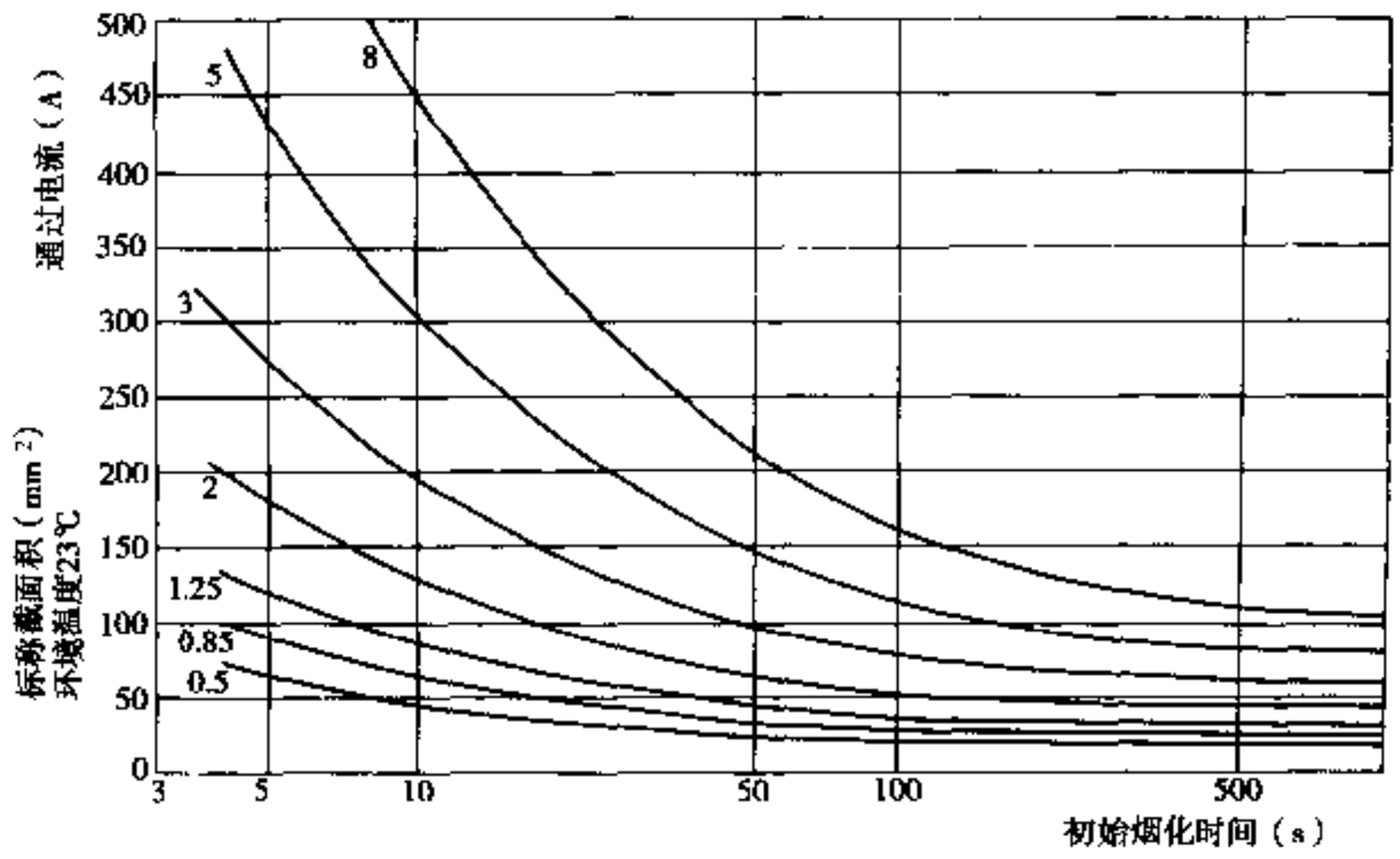


图 10-6-4 AV 电线绝缘体初始烟化时间与电流关系

在实际应用中，电线初始烟化时间与电流关系还受其它因素影响，如电线表面上的负荷、表面接触锐利的金属及尖硬物体等。在初始烟化之前，绝缘体产生热变形的电线便不能使用，在设计时应充分考虑上述事项。在接近初始烟化或产生热变形状态时，应根据具体使用条件，并通过试验确定所用电线规格。

（4）电压降

设计时，应采用电线的导体电阻值、插接器接触电阻值、端子与电线连接的接触电阻值之和乘以流过的电流值，计算电压降。通过选择电线、插接器的规格，将电路调整到允许的电压降之内。QC/T418－1999 中给出了插接器的接触电压降，QC/T29106 中规定了端子与电线连接的电压降。

（5）抗电磁波干扰

汽车论坛 http://www.qclt.com

连接微电脑控制系统的线路和音像装置的信号线应采用抗电磁波干扰措施（屏蔽效果良好的音像装置的信号线也可不考虑抗干扰）。抗电磁波干扰一般采用两种方式。抗传递性干扰，采用阻尼方式，抗辐射性干扰采用屏蔽方式。采用屏蔽方式时，屏蔽层两端均应搭铁，且搭铁点选在车身上较为可靠。

2）电路过载保护

为了防止因过电流、短路引起电线束及电气设备烧损，还应选择适当的熔断丝作为电路和电气设备的短路或过载保护之用。汽车用熔断丝主要有管式、片式、平板式和金属丝式四种型式。管式与片式熔断丝的额定电流为 2A、3A、5A、7.5A、10A、15A、20A、25A 和 30A；金属丝熔断丝的额定电流为 7.5A、10A、15A、20A、25A 和 30A；平板式熔断丝的额定电流为 40A 和 60A。上述四种熔断丝的周围介质极限温度、最大电压降、连续承载性能、熔断性能及电流周期耐久性等在 QC/T420－1999 中做出了规定。电路中增加过载保护的熔断丝后，在考虑电路电压降时，不应忽略熔断丝两端的电压降。

3）电线束的安装装置

电线束在安装位置设计时应注意以下几点。

①距化油器、燃料管、可动部分应大于 25mm；距排气管 50mm。如不能满足此要求，应考虑加强防护措施；

②在与车身边缘接触的部分应有良好的防护措施；

③应当留有为安装、拆御所需的空间；

④对易受电磁感应影响的电子控制电路的信号线等，应考虑防电磁感应的措施；

⑤安装后应处于自然放置状态，避免拉直崩紧，设计尺寸应留有适当余量。

4）电线束的颜色选择与接点方式

（1）电线颜色选择

为了便于电线束的加工、安装和电路维修，选用电线颜色应遵循下述原则。

①优先选用单色，再选用双色；

②各种汽车电器的搭铁线应用黑色电线，不作其它用途，QC/T414－1999 采用引进技术制造汽车用电线束，电器的搭铁线少数也用棕色电线；

③电线颜色的选用顺序应符合标准的要求；

④电线束中的同一支线中一般不采用规格和颜色完全相同的电线，以防止电线束加工过程中造成混淆。

（2）接点方式

电线束中接点的方式通常有两种，一种是集中接点，即在一条电线束中集中设置 1～2 个接点，此种方式理论故障点数少，采用科学合理的工艺技术，接点可靠性高。另一种是分散接点，即在一条电线束中设置二个以上接点，此种方式理论故障点数多，但使用电线数量相对减少，可减少电线束的体积。

10.6.3.5 电线束所用材料及零部件

电线束所用材料及零部件主要有电线（缆）、插接器、端子及防护性材料等。

（1）电线

汽车用低压电线主要有 QVR、QVR－105、QFR 和 QVVR 四种。QVR 型是汽车用铜心聚氯乙烯绝缘低压电线，QFR 型是汽车用铜心丁腈聚氯乙烯复合物绝缘低压电线，这两种电缆的耐热均为 70℃，主要适用于车辆电器及仪表线路；QVR－105 型是汽车用铜心、耐热 105℃聚氯乙烯绝缘低压电线，适用于高温区电器及仪表线路，QVVR 型是汽车用铜心聚氯乙烯绝缘、聚氯乙烯护套低压电缆，其耐热 70℃，主要适用于车辆与挂车间电器线路。GB9328 中规定了上述四种电线的各项性能指标。

电线束设计时，也可直接采用日本、德国、美国等国家标准的汽车用薄壁电线，如采用 JASO611 中的 AVS 型电线、JASO608 中的 AEX 和 AVX 型电线、DIN72551 中的 FLRY 型电线，以及 SAE－J1128 中的 TWP 型电线等。

根据用途，也有采用多心平行线和屏蔽线等制作线束，如采用结构紧凑的多心平行线制作室内灯线

汽车论坛 http://www.qclt.com

束，采用同轴射频电缆线制作收发机天线和采用多心屏蔽线制作信号线等。

(2) 插接器和端子

通过多种型式的插接器和端子实现电线束与电线束，电线束与各电气设备和开关的连接。所采用的插接器和片式端子主要有 2.8、4.8、6.3、9.5 等四个系列；采用圆柱式端子 A 型常用 4 和 5.5 两种；B 型常用 1.6 和 2.36 两种。各种插接器及端子性能参数见 ZBT36003、ZBT36004、QCn29010 及 QCn29009。

(3) 防护性材料

为了最大限度地满足车辆在各种环境下正常行驶，电线束的防磨、防潮、防尘、防噪声、隔热等防护措施是必不可少的。因此，电线束上使用各种胶带、PVC 管、聚内烯波纹管来防止磨损，同时 PVC 与波纹管也起隔热作用；用橡胶件作防水、防磨损和防尘用；采用聚胺酯泡沫防噪声；采用热缩管防潮、绝缘；而玻璃纤维套管、硅橡胶管用于高温防护。根据线束的不同工作条件，合理选用防护材料，以达到防护效果。

10.6.3.6 汽车电线束发展趋势

随着汽车控制功能的不断增加，电线束的结构越来越复杂，将向多路数、多附件的方向发展。但由于多路数电线束的体积和质量又受主机制约，故将向缩小体积，减少质量和强化防护方向发展。集成化（模块化）和光纤传输的线束系统正在研制中。

在设计方面，将向系统设计方向发展。改变传统电线束单纯的供电及回路连接作用，将一些功能部件直接体现在电路之中，将形成“汽车动力、信号分配系统（PSDS)”的系统新概念。改变传统电线束功能各自独立的分立结构，将成为集多个分系统功能灵活组合的集合结构。

在制造技术方面，将向“汽车动力、信号分配系统（PSDS)”的“平台（Platform)”制造技术方向发展。将广泛采用先进的网络技术，实现在同一条生产流水线上，同时生产结构、功能各异的产品。

(撰稿人：方兴亚　汤曼如)

10.6.4 开关和继电器

汽车电器开关和继电器担负着发动机起动、灯光照明通断、用电器的控制、警报信号的发生等功能，其结构、种类、操作方法是多种多样的。为适应各种电器的功能，要求其安全准确的动作，并且有足够的耐久性和可靠性，同时对温度、湿度、振动冲击、腐蚀等各种环境及使用条件有较高的适应性。

10.6.4.1 开关

由于汽车电子化发展较快，用于发动机排放和燃油经济性控制电路、以及自动功能集成电路的出现，使开关和传感器成为输入端负荷控制。因而传统开关的三个特性（意志决定检出、电源开闭、显示）进一步电子化，操作自由度提高，使开关向系统化、瞬时化和信号化推进。由于用电装置剧增，也必须注重开发按人机工程学设计的操作系统。表 10-6-2 列出了国内汽车常用开关。

表 10-6-2　汽车常用开关一览表

分类	开关名称	电流容量 (A)	耐久次数 ($\times 10^4$)	主要负荷	主要操作方式	附加电子电路功能	参考型号
驾驶功能	转向柱开关	1～50	2～20	灯、电机	板柄、旋转、按扭		JK325
	点火起动开关	12～50	5	电机、电阻	旋转		JK400
	恒速行驶开关	1	3	电路传感器	按钮、拔动	车速传感器电路	JK326
	超速开关	0.1～10	3	电路电磁阀	按钮、跷板		

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

分类	开关名称	电流容量（A）	耐久次数（$\times 10^4$）	主要负荷	主要操作方式	附加电子电路功能	参考型号
警报信号	转向开关	5	20	灯	板柄	闪光电路	JK315
	喇叭开关	10	5	电磁阀	按钮		JK514
	会车开关	15	10	灯	按钮、板柄	会车变光电路	
	报警闪光灯开关	10	1	灯	推拉、按钮	闪光电路	JK915
	停车灯开关	2	2	灯	板柄、跷板		JK932
灯光控制	灯光总开关	25	2.5	灯、电路	跷板、转轮	电子调光	JK915B
	雾灯开关	20	2	灯、电路	跷板、按键		JK916
	大灯变光开关	9～15	10	灯	脚踏、板柄		JK713
	仪表盘调光开关	0.1，3	1	灯，回路	旋转	电子调光	JK720
	室内灯开关	0.8	1	灯	跷板、板柄		JK920
刮水器系统	刮水器开关	4	5	电机	板柄、推拉	调整，间隙延时	JK112
	洗涤器开关	4	3	电机	板柄、按键		JK504
	后刮水器开关	3	2.5	电机	跷板、旋转		JK113
	后洗涤器开关	4	2.5	电机	跷板、旋转		
	热线式除霜开关	18	3	电阻	跷板	定时控制电路	JK952
	外后视镜开关	0.2	0.5	电机 电磁阀	拨动、旋转		JK8120
	前照灯清洗开头	0.5	2	继电器	按键		
空调开关	空调控制开关	25	3	电机、电阻	滑动、旋转	带真空控制阀	JK130A
	风扇开关	4～12	3	电机	旋转		JK811
	温调开关	1	3	电机、回路	滑动		
待服系统	自动天线开关	10	2	电机	跷板		
	座椅移动开关	15	1	电机	跷板		JK913
	摇窗机组合开关	15×5	2.5	电路 电机	跷板、按键	电机正反转控制电路	JK922
	摇窗机开关	15	2.5	电机	跷板		JK919
	摇窗应急开关	15	2	电机	跷板		JK919A
	天窗开关	10	1	电机	跷板		
	燃料箱盖开关	10	0.6	电磁阀	按键		
	门窗锁开关	10	1	电机 电磁阀	跷板		
	后备箱开关	10	0.6	电磁阀	按钮		JK256
间接工作开关	油压开关	0.3	10	灯	油压		JK613
	制动灯开关	8	25	灯	（油压，推杆）		JK515
	倒车灯开关	4	5	灯	（推杆）		JK426
	门灯开关	0.3	5	灯	（推杆）		JK541
	踏步灯开关	0.3	5	灯	（推杆）		
	杂物箱开关	0.3	3	灯	（推杆）		JK255
	空档位置开关	1～50	15	电机 灯、回路	（推杆）		

开关设计的基本要求及功能如下。

1）电气要求

通常以蓄电池作为电源，电压为6V，12V，24V（柴油车），96V（电动车），以及近年开发的42V或12/42V双电压系统。电流按用途不同差别很大，一般车辆为0.01～50A，电动车为200～1000A。

汽车论坛 http://www.qclt.com

开关的控制对象（负载）主要有三类，即车灯、电阻器、电动机。

车灯灯丝的特性是冷态时（未通电）电阻值很小，热态时（通电后）电阻值很大。因此，当开关触点接通车灯负载时，开始会有很大的冲击电流流过触点，一旦灯被开亮，电流便减少至正常值。应该注意的是，当冲击电流通过触点期间，如有弹跳现象，将引起触点材料的转移和电侵蚀。电阻器不像灯丝在冷态和热态时电阻值有很大差别。由于电阻器多为绕线式结构，除具有一定的电阻值外，还具有一定的电感，因此，开关接通电阻器负载时不会出现大的冲击电流，但由于有一定的电感，故触点断开时产生的电弧较难熄火，相应的燃弧时间较长，所以断开造成的触点侵蚀和材料转移比灯负载要大。开关接通时，由于通过触点的电流上升较慢，故流过的电流较小。然而，当开关断开时，由于电感值很大，贮藏的电磁能量以电弧的形式释放出来，燃弧时间增长，使触点侵蚀严重。图 10-6-5 是典型的示例。

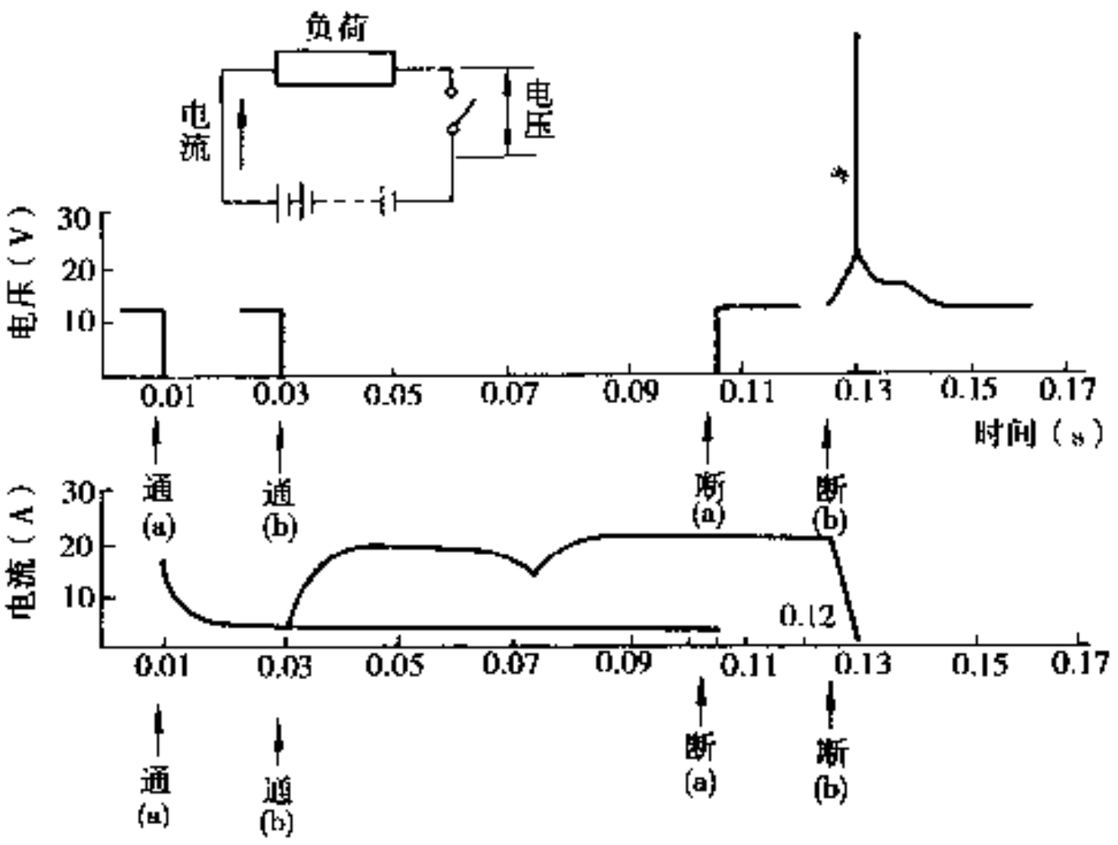


图 10-6-5 不同负载时开关特性

a)灯光开关（电阻负载）；b)起动开关（电感负载）

在设计开关触点时，采用滑动式或快断机构，以减少电弧烧损。另外尽量避免触点闭合时弹跳、振动，合理设置触点的极性，也可减少电弧烧损。

2）机械要求

（1）机械强度

开关日趋多功能和小型化，因而开关的强度设计应符合操作方式，通常旋转式开关操作负荷为 0.2～0.6N·m，推拉式开关操作负荷为 8～40N，翘板式开关操作负荷为 0.1～0.15N·m，按钮式电子开关操作负荷为 0.5～2N。为保证强度，在设计时选择材料必须考虑其内部应力及疲劳强度，同时应考虑某些误操作或不合理操作需增加相应部位的强度。如桑塔纳车用组合开关其手柄操作负荷仅为 5～18N，而手柄断裂强度大于 100N。

（2）耐振动冲击

来自发动机和车辆行驶时的振动会造成开关各部位松动、移位，螺钉和铆接部位松脱甚至断裂。设计时结构必须合理，尺寸精度要求高，以防止开关活动部位松脱移位。铆接部位不需考虑由于通电发热及周围环境变化产生的收缩、膨胀而引起松动；螺钉的紧固扭矩一般以断裂扭矩的 65%左右设定。

（3）接触点压力

仅从减少电压降考虑，接触点压力偏大较好，但可能使操作力超标。为保持适度而稳定的接触，通常利用弹簧或接触点支持体的弹性实现，其弹力计算应经试验验证。弹性元件的材质应具有一定的疲劳强度，其弹性在温度变化时应保持稳定。

（4）操作感觉

这是一个无标准却又非常重要的问题，因为操作感觉不仅仅是出于防止误操作，从舒适操作提高商品形象的观点出发也应重视。影响手感的因素十分复杂，往往被操作者个人的爱好左右。在国外，解决此问题的办法不仅从力学上而且采取统计学的方法。一般以开关手柄变换角为横坐标、以操作力为纵坐标制成手感评价图，通过对比来判断感觉的良好与否。

3）环境要求

（1）耐温性

随安装部位不同，开关工作环境差异较大。布置在驾驶席前方及其左右与行驶直接相关的开关如组合

汽车论坛 http://www.qclt.com

开关、点火温度范围开关或警报开关的，以及装于驾驶席和助手席之间的辅助电器开关如窗升降开关，温度范围要求为 -40～+75℃。有些装于发动机旁的开关如油压开关，倒车开关等温度范围要求为 -40～120℃。各安装部位开关的工作环境温度和高、低温试验要求见 QC/T198-1995。

(2) 耐水性

水对触点的电解作用是致命的，故凡可能受到行驶中飞溅水或洗车水浸淋的开关都应制成全封闭型，如果在结构上难以密封或密封不够充分的应设计有排水孔，以防“呼吸”作用而积水。开关应按 GB4942.1 和 GB4942.2 中防护等级 4 级（防溅）、5 级（防喷水），7 级（防浸水影响）的规定进行试验。

(3) 耐腐蚀、耐灰尘性

高温、高湿、盐雾以及防冻剂和汽车尾气的腐蚀，使开关性能下降且外观锈蚀，所以必须采取防护措施，尤其是黑色金属零件须具有可靠的镀层和表面处理。另外，绝不可滥用触点润滑油脂，一般润滑油脂在电弧作用下分解出 H_2 和 Cl_2 气，腐蚀触点和绝缘材料，严重时使开关失效，故润滑油脂必须选用聚合有机脂即加有防腐蚀和抗氧化剂的且能在 -40～150℃ 工作的含钾润滑脂。开关的防尘要求按 GB494.2 产品防护等级 195KO 级规定。

4) 一般要求

(1) 设计方面

作为车内装备件，从操作方便、防止误操作出发，在设计上必须考虑开关的布置、形状、操作方式、照明显示及配色协调等方面。

(2) 安全性

开关应保证驾驶员操作方便、功能标志应明确醒目，一般从内部透光显示。手触部位无尖棱角，且从安装部位和安装方式上确保突发事故时不能对驾驶员造成伤害。选择的绝缘材料应具阻燃性和耐电弧性。在开关的电子电路设计时，应采用过载保护，短路保护和电压反极性保护等安全措施。

(3) 可靠性

考虑到汽车的安全性、耐久性，开关应在一定时间、一定次数操作中不出现故障，确保其功能。作为控制元件的开关与相关的电器系统一起担任某项功能，所以其可靠性直接影响汽车性能和正常行驶。为此，应对开关的使用频度、负载种类、使用条件和使用环境进行分析，选择合适的结构和材料。此外运用 FMEA 对开关故障缺陷分析，搜集市场情报，进行台架试验、工艺试验设计改进的依据也是十分重要的。表 10-6-3 列出了环境使用条件对设计的影响。

表 10-6-3 环境、使用条件对设计因素的影响

条件 \ 设计要素		开关结构	操作方式	开闭速度	操作力	接触构件	触点材料	触点润滑油	触点开状大小	操作行程	外壳结构材料	绝缘材料	镀层材料	安装方式	接插方式	电子电路
环境条件	贮存温度（90℃）	○			○	○		○			○	○		○		○
	交变温度（-40～+70℃）	○			○	○		○			○	○		○		○
	水	○		○			○				○		○			○
	太阳光	○									○	○				
	化学物质（酸、盐、气）	○			○	○	○	○			○	○	○		○	○
	油	○	○		○			○			○					
	尘土	○	○	○	○				○							
	振动（正弦）	○	○		○	○			○	○				○	○	○
	振动带（宽频带噪声）	○	○			○								○	○	○
	电磁相容性	○														○
	冲击	○							○							○

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

条件 \ 设计要素	开关结构	操作方式	开闭速度	操作力	接触构件	触点材料	触点润滑油	触点开状大小	操作行程	外壳结构材料	绝缘材料	镀层材料	安装方式	接插方式	电子电路
使用条件	操作机械力	○	○		○	○				○	○				
	过电流	○		○		○	○	○	○						○
	过电压	○		○		○	○	○							○
	过压（油、气）	○	○	○											
	触片插接力	○												○	○
	操作耐久	○	○		○		○	○	○	○	○		○	○	○	○

（撰稿人：英　超）

10.6.4.2 继电器

1）概述

随着汽车工业和电子技术的发展，灯光、喇叭、起动机、空调压缩机、冷却风扇、电磁离合器、刮水器电机、车窗升降、转向灯、中央集控门锁和遥控器等都需要继电器来完成控制。汽车继电器由激励和输出两个部分组成，给激励部分施加一个信号后，输出部分则完成对控制对象的电路接通或断开，从而完成一个控制过程。汽车继电器按结构分为电磁继电器和机电混合式控制继电器两类。

2）电磁继电器

电磁继电器的输入部分是线圈，输出部分为触点。汽车继电器的主要结构形式为拍合式磁路结构，当继电器接受输入电信号后，受激励的线圈便在磁路中产生磁通，处于磁场内的可动衔铁吸片便受到电磁吸力，在克服反力时便作机械运动，进而推动触点使被控电路断开或闭合。拍合式磁路结构见图 10-6-6，拍合式结构的典型实例是 HG4190 继电器，其内部结构和外形见图 10-6-7。

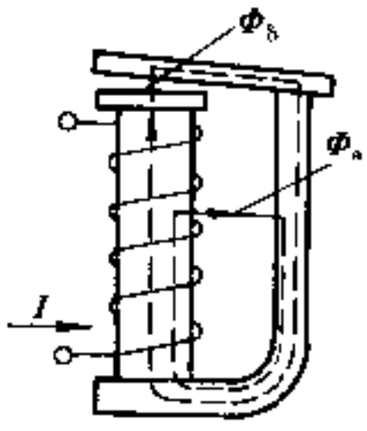


图 10-6-6　拍合式磁路结构

汽车继电器按磁路结构来分，还有一种吸入式。其特点是，被吸动的部分是一个圆柱形的可动铁心，它位于螺管线圈之中，线圈通电后，可动铁心被更深的吸进线圈里去，产生直线运动，从而使触点断开或闭合。吸入式磁路结构图见 10-6-8，吸入式结构的典型实例是 HG4153 继电器，其外形图见图 10-6-9。电磁继电器的参数分为电器参数和机械参数，具体见表 10-6-4。

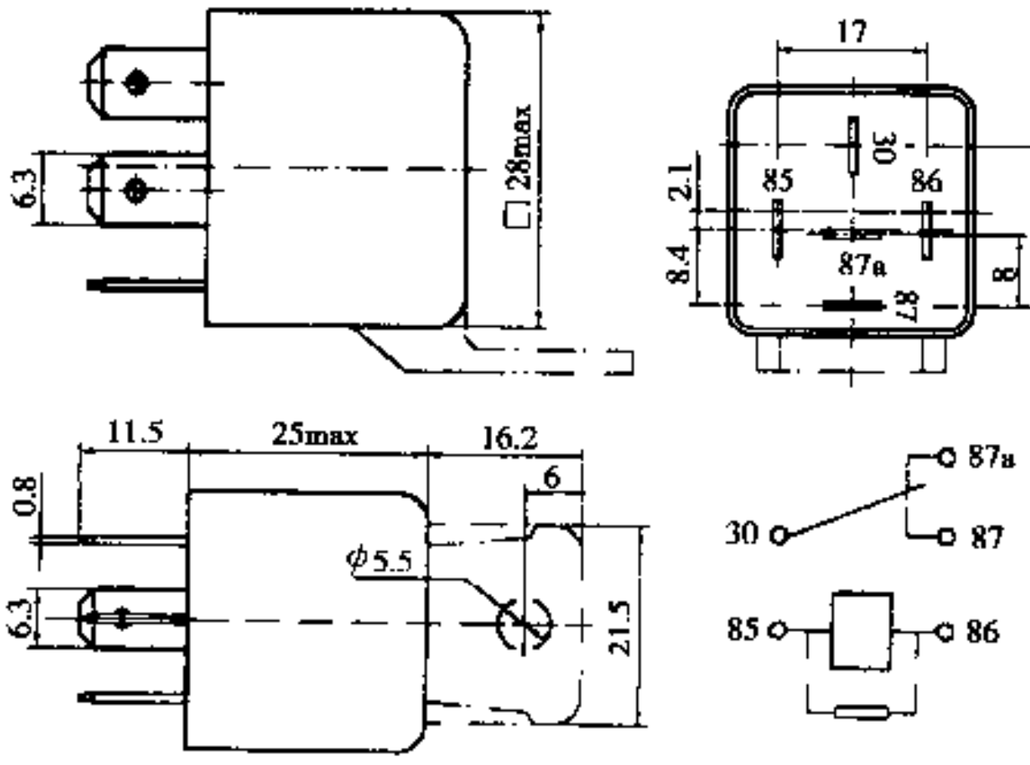
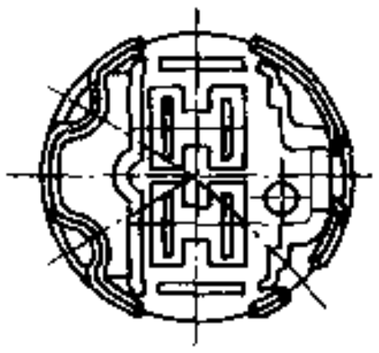


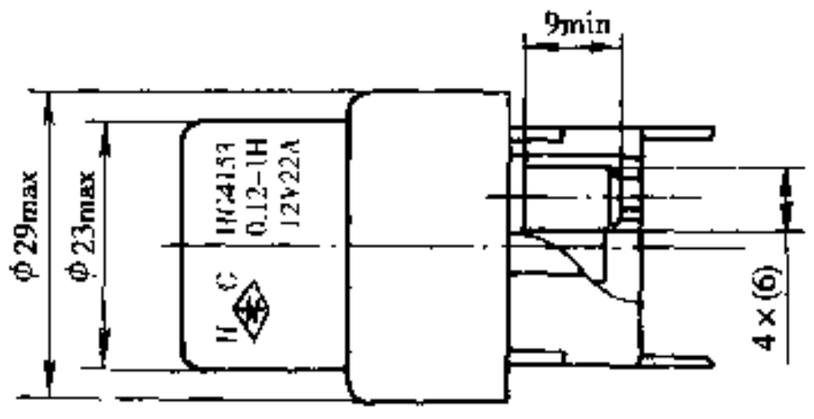
图 10-6-7　HG4190 内部结构和外形图

3）机电混合式控制继电器

机电混合式控制继电器是带有某种特定逻辑功能的继电器。它由功能性的集成电路，或微型计算机芯片、或其它电子元器件组成的功

汽车论坛 http://www.qclt.com





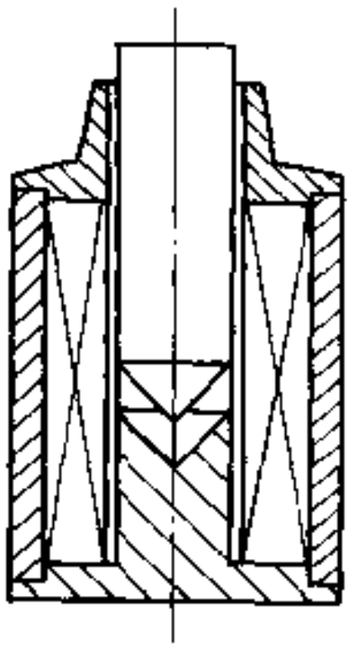


图 10-6-8 吸入式磁路结构

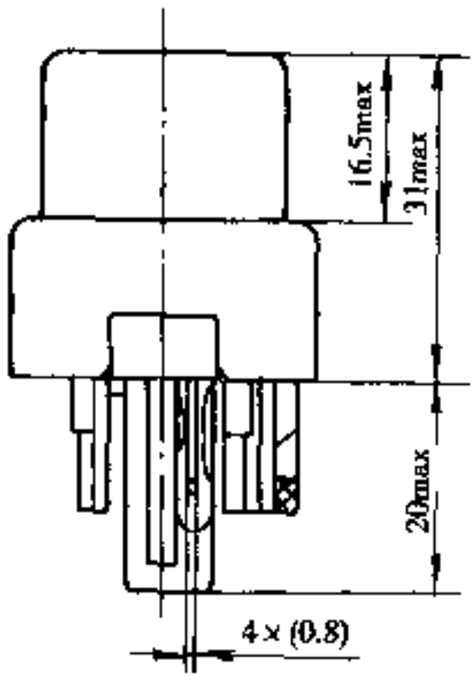


图 10-6-9 HG4153 外形图

能电路与印刷电路板结构的继电器复合而成(图 10-6-10)。

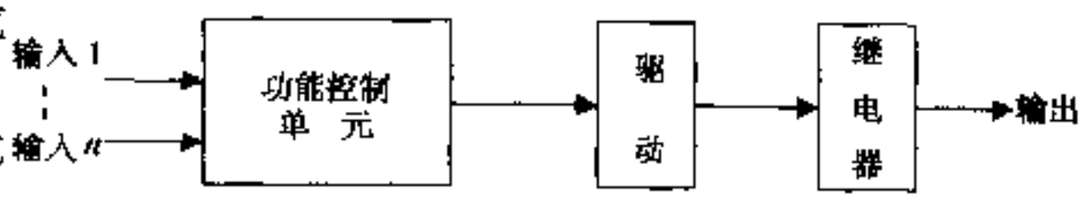


图 10-6-10 机电混合式工作原理框图

具有各种不同功能的控制继电器很多，尤其在轿车中的应用很广泛。如转向灯继电器、刮水器继电器、中央门锁控制器、空调控制器和车窗升降控制器和燃油泵控制器等。用在控制继电器上的印刷电路板结构继电器是一种国内外用得很广泛的产品，称为 K 型继电器，磁路系统为拍合式结构，动作电压很低、采用纯铜编造线作为载流体，可通断的负载电流大，接触压降小，是控制继电器必须配置的执行元件。控制继电器的内部结构见图 10-6-11，K 型继电器结构见图 10-6-12。

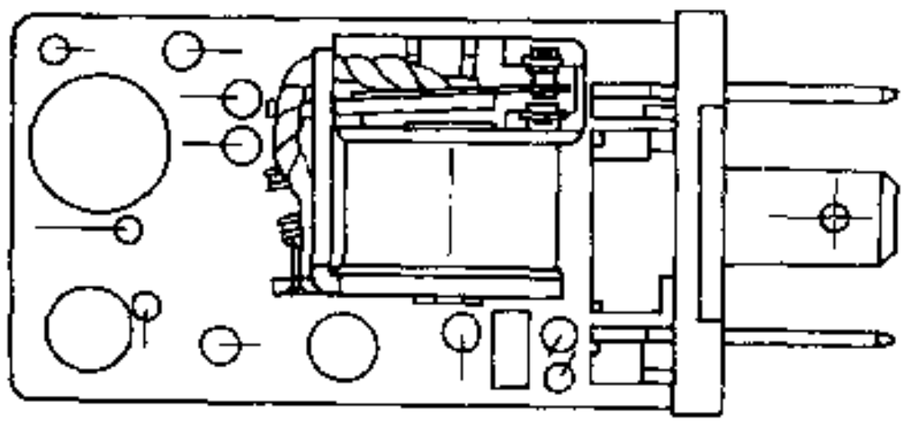


图 10-6-11 机电混合式内部结构图

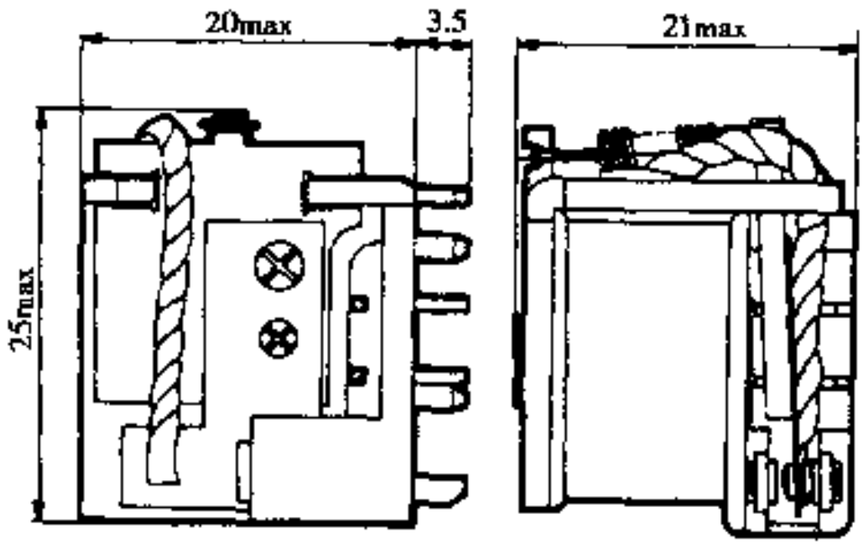


图 10-6-12 K 型继电器结构图

机电混合式控制继电器按功能分种类很多，且各种车型不一。现介绍几种各种车型均适用的控制继电器：

(1) 转向灯继电器

汽车论坛 http://www.qclt.com

转向灯继电器是每种车辆必用的，必须正确地反映出汽车的行驶方向和某种事态下的警示功能。其内部由专用集成电路和K型继电器组成。如12V规格的，主要技术指标有，起动电压小于或等于9V；起动时间小于或等于0.2s；闪光频率为1.5±0.5Hz；警示频率为二倍的闪光频率。其外形结构见图10-6-13。

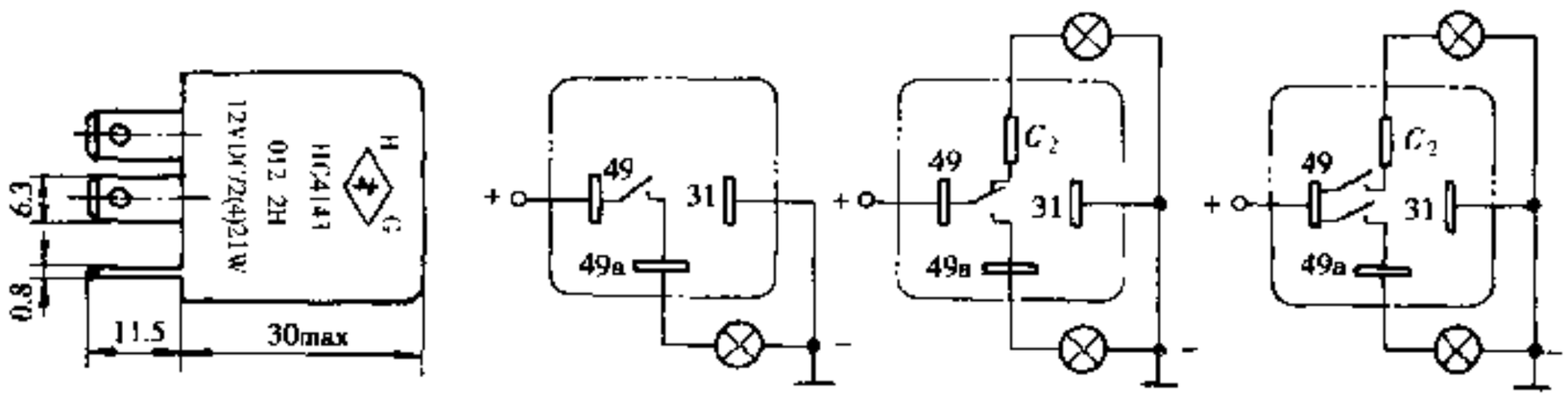


图10-6-13 HG4143转向灯继电器外形及接线图

表10-6-4 电磁继电器参数

参数名称	参数范围
额定电压（V）	一般为：12和24
动作电压（V）	≤额定电压的60%左右
释放电压（V）	≥额定电压的10%～20%左右
触点转换	一副转换触点
	一副常开触点
	一副常闭触点
触点压降（mV/A）	≤5
线圈电阻（Ω）	80（12V）
	300（24V）
吸合时间（ms）	≤10
释放时间（ms）	≤10
绝缘电阻（MΩ）	≥10
介质耐压（V·AC）	500
触点间隙（mm）	0.3～0.6
常闭触点压力（N）	0.15～0.3
超行程（mm）	0.15～0.25（铁心处）

汽车论坛 http://www.qclt.com

（2）刮水器继电器

刮水器是汽车必配的装置，现在的汽车都配以刮水器继电器对其进行间歇刮水的时间控制。国内的刮水器继电器主要有 HG4121、HG4249 和 HG4228 三种。HG4121 是一个基本型产品，内部由延时电路作为功能控制，驱动 K 型继电器动作，完成对刮水电机控制。主要指标有，刮水时间为 2.5s；间歇时间为 6s。产品外形见图 10-6-14，在汽车上的接线图见图 10-6-15。

HG4249 是一种升级换代的产品，它包含了 HG4121 的全部功能，而且间歇时间可调，可与 HG4121 互换使用，不需改变外围电路，目前在国际上很流行。其外形见图 10-6-16。

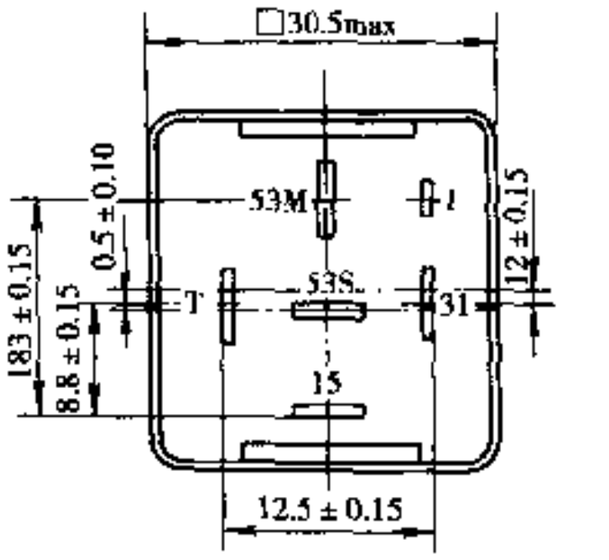


图 10-6-14 HG4121 外形图

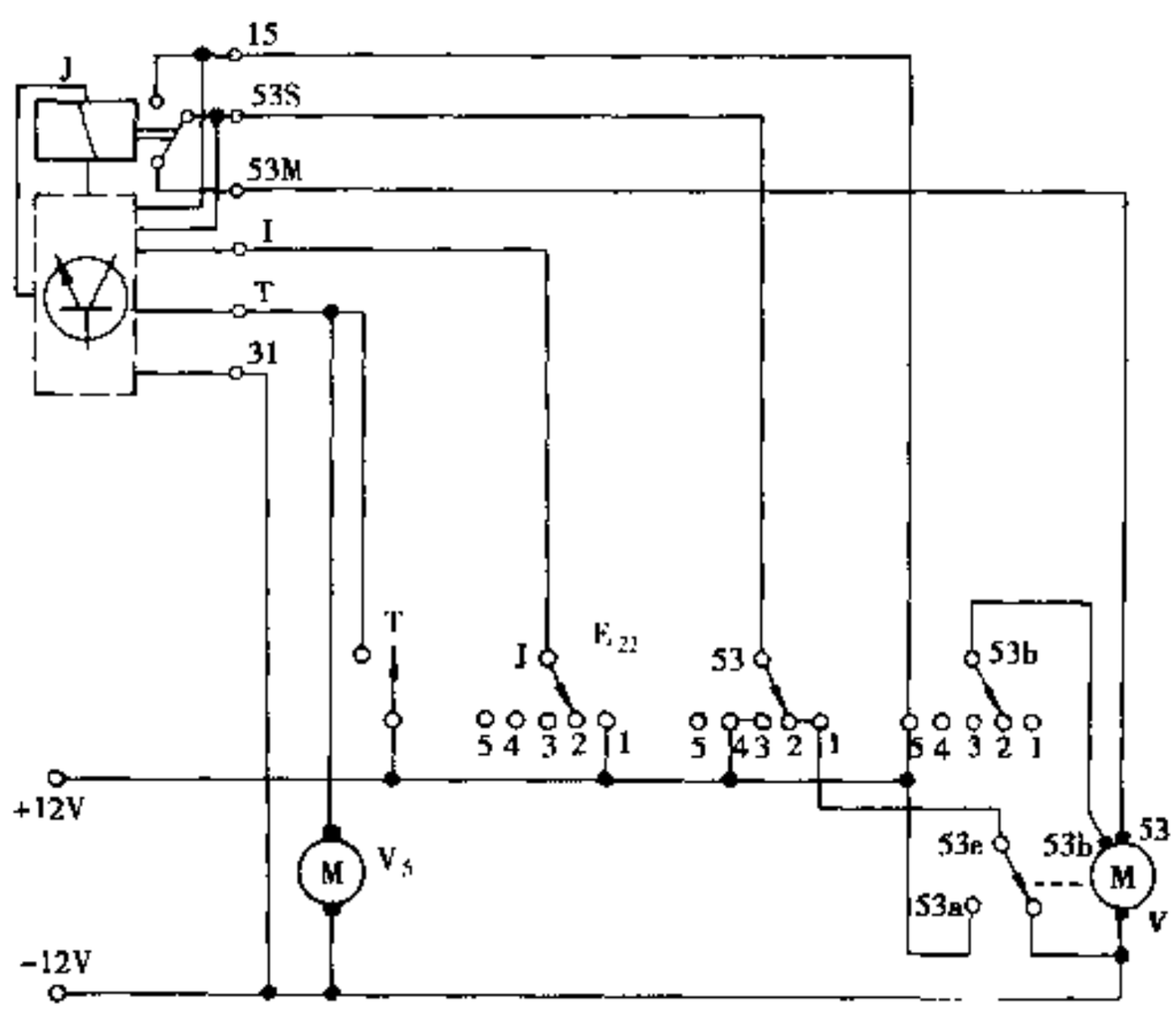


图 10-6-15 刮水器继电器在汽车上的接线图

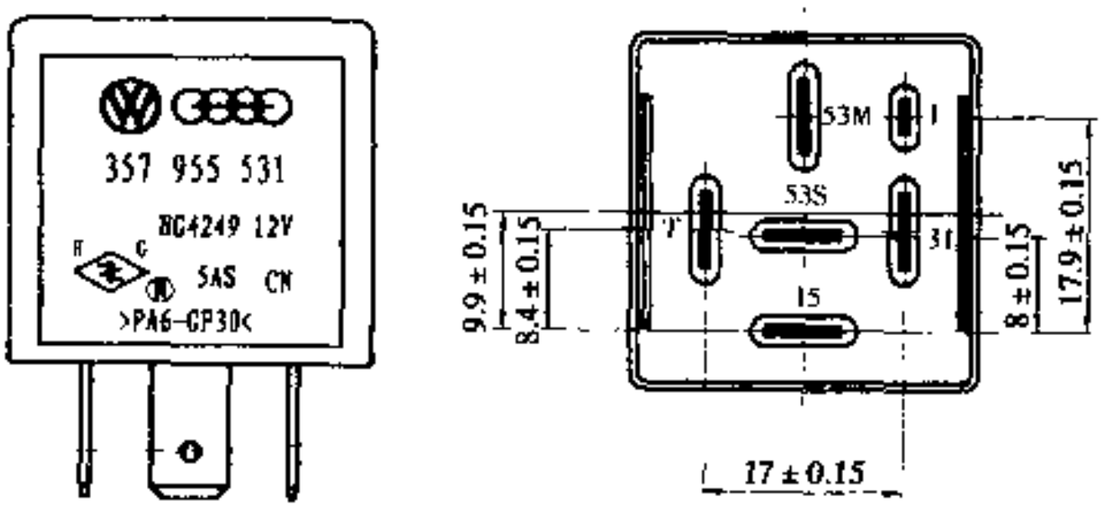


图 10-6-16 HG4249 外形图

HG4228 是一种最新型的智能化刮水器继电器，内部由单片机编程和继电器组成。具有一次刮水，洗刮循环，连续慢刮，连续快刮和间歇刮水功能，还具有自动归位识别，故障关断延时等保护功能。智能化的功能在于间歇时间的长短与行驶的车速成一定比例关系，车速范围从 0～220km/h，间歇时间从 25～1s。目前中高档轿车都采用。HG4228 产品，其外形示于图 10-6-17，接线电路见图 10-6-18，表 10-6-5 引出了国内主要汽车继电器产品的用途。

4）继电器的标准及试验

国内汽车继电器的发展历史较短，国内尚无统一的行业标准，目前国内专业厂执行的产品标准都是国外大公司制定的标准，如继电器基本性能按 TL932，试验方法按 VW80101，电磁兼容性分别按 TL82066 和 TL82166。产品的试验项目和要求见表 10-6-6。

汽车论坛 http://www.qclt.com

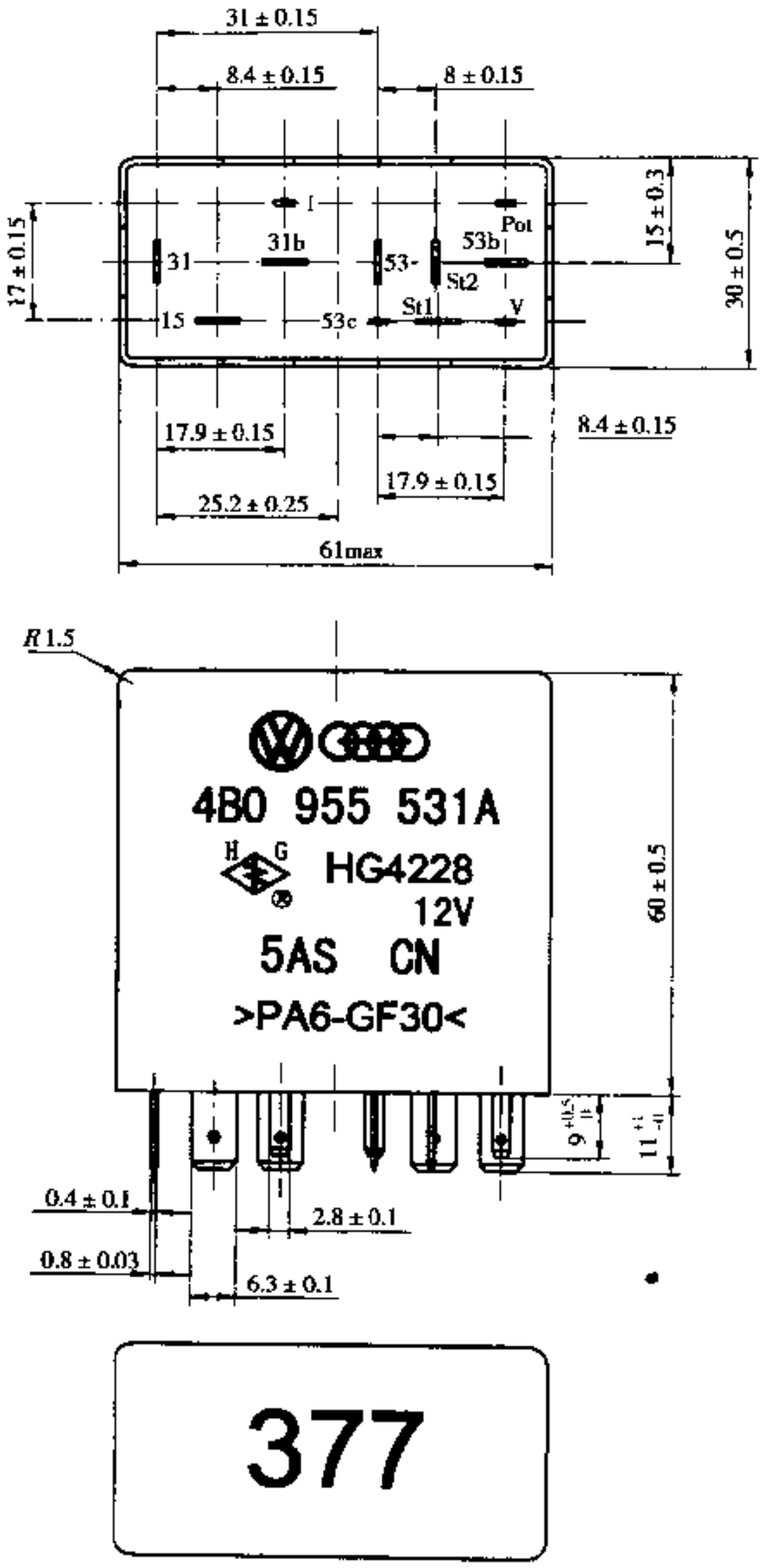


图 10-6-17 HG4228 外形图

表 10-6-5 国内主要汽车继电器产品一览表

产品代号	用 途	适用车型	用户零件号
HG4141	灯光、喇叭、压缩机、雾灯、空气预热、起动机等	各类车型	171 937 503
HG4190		桑塔纳、捷达等各类车型	171 919 505A 311 963 141B 141 951 253B
HG4191		桑塔纳、捷达等	171 906 383 171 937 503
HG4290		别克等	

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

产品代号	用途	适用车型	用户零件号
HG4121	刮水控制	桑塔纳、捷达等	321 955 531A
HG4249			357 955 531
HG4228		B5、A4	4B0 955 531A
HG4252		A4	4B0 955 531E
HG4215		厦门金龙	
HG4122	空调控制	桑塔纳、捷达	171 959 141A
HG4143	转向灯控制	各类车型	111 953 227D 191 953 227A
HG4172	车窗升降	桑塔纳	ZBC 959 753
HG4174			ZBC 959 753A
HG4906		奥迪 C3V6	4A0 959 257
HG4146	升降电机保护	桑塔纳	443 937 257
HG4146A		B5	443 937 105A
HG4160	冷却风扇控制	捷达	191 955 532A
HG4186	中央集控门锁	各类车型	
HHG4256		现代、大宇	
HG4209	空调电磁离合器控制	红旗、奥迪	433 919 578G
HG4225		B5	8D0 919 578A
HG4218		柳汽微型车	
HG4150	灯光、喇叭、压缩机、离合器等	五十铃、厦门金龙	
HG4153		丰田、金杯	3735020 – 00
HG4154			3735040 – 00
HG4155			3735050 – 00 3735060 – 00
HG4155A			3735070 – 00
K 型	各种控制继电器	各类车型	
HG4117			

表 10-6-6 继电器试验项目及试验条件表

试验项目	试验条件
无载贮存	90℃、48h
带载贮存	–40℃、24h；70℃、24h
温度变化	–40℃、空载、1h；70℃、带载、1h 为一个循环，共 4 个循环

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

试验项目		试验条件
引出端挤压强度	2.8mm	≥80N
	6.3mm	≥150N
外壳拉脱力		≥200N
过电流强度		额定电流的2~3倍
过电压强度		16.5V、1h
瞬时过电压		24V、2min
振动		宽频带噪声10~1000Hz、加速度有效值38.1m/s²
耐环境性		72h、40℃时，相对湿度≈100%
耐久性		按产品图纸要求
电磁兼容性	线束干扰	脉冲1~4、A或B状态
	电磁幅射干扰	1MHZ~1GHz，场强25V/m，AM，80%，60HZ，A或B状态
温度骤变		一个循环：-40℃、40min，70℃、20min。共100个循环

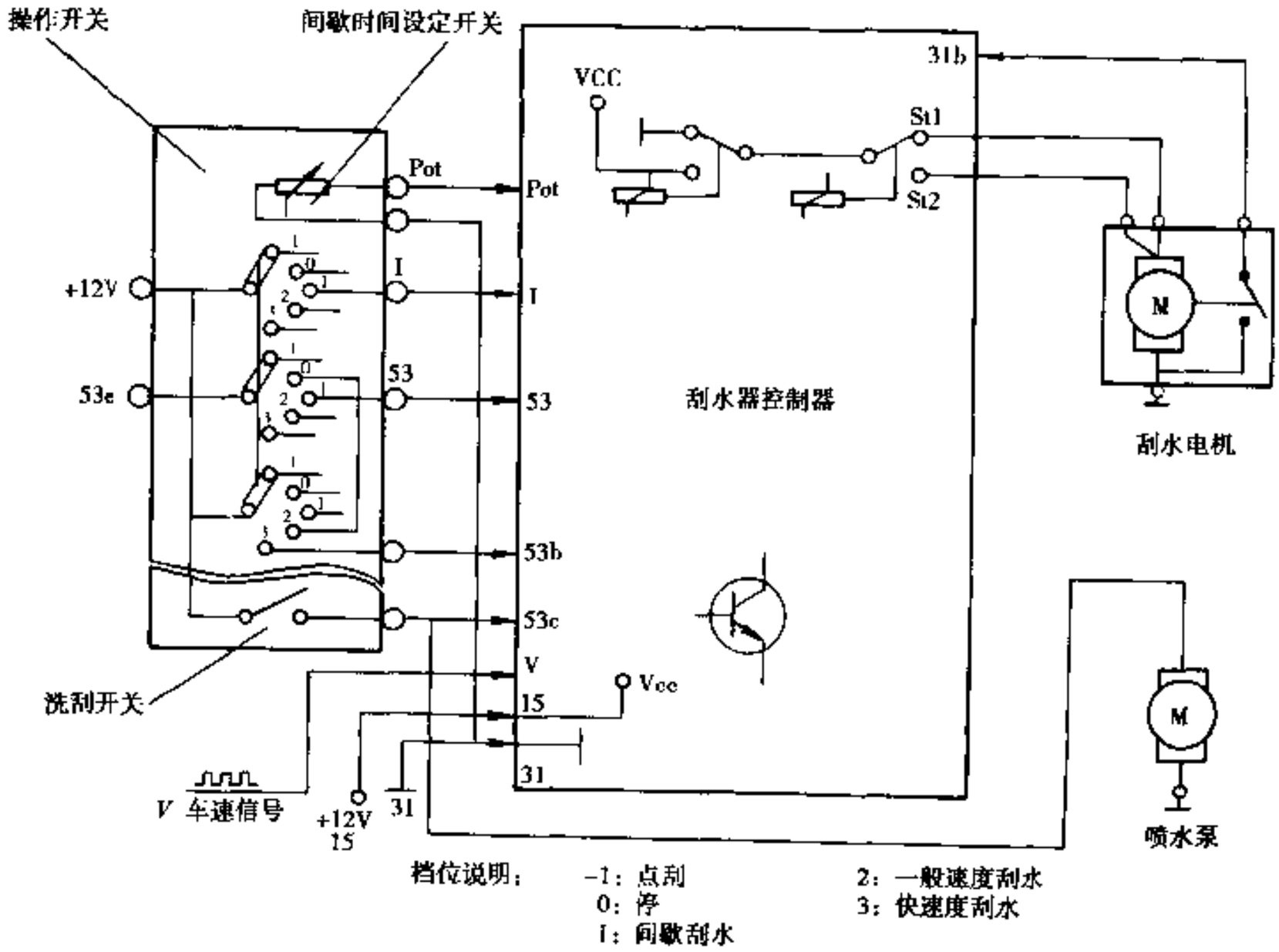


图 10-6-18 HG4228在汽车上的接线图

5）发展趋势

汽车论坛 http://www.qclt.com

汽车继电器的发展趋势在体积上更趋小型化，例如国内外应用较多的 HC4190 型已向 HC4290 型发展，负载电压从一般 12V 或 24V 将向 42V 方向发展，因为下一代的汽车电压系统为双电压（14/42V）电气系统，较大功率的电器和电子装置，如挡风玻璃加热器、发动机冷却风机、电气悬架和电磁阀驱动电路等都采用 42V 电压供电。机电混合式控制继电器上用的印刷电路板式继电器已由敞开式向塑封式发展，这样有利于整个电路板的波峰焊接。另外，塑封型继电器由单个型向双个型发展，即在一个塑料外壳内有两个相同的继电器。因为现在很多的控制器内需用多个继电器控制多个对象，这样占用印板的面积就大为减少。（撰稿人：张学康）

10.6.5 发电机

10.6.5.1 概述

发电机在汽车上是主要的供电电源，供给全车除起动机外的一切电气设备的电能。同时向蓄电池充电，使蓄电池始终保持完好的充电状态。汽车用发电机具有下列特点。

①功率取决于日益增长的用电设备的功率和蓄电池的容量，而用电设备工作状态的特点是负载变化范围宽、并具有随机特性；

②工作转速完全由发动机的转速决定，在一个很宽的范围内变化，也具有随机特性；

③工作温度也在很大的范围内变化，环境温度变化较大；

④工作的环境条件恶劣，灰尘、泥水、杂质、油质等污染严重，同时必须承受汽车的颠簸和振动。

随着汽车工业的迅猛发展，汽车上的用电设备越来越多，电气负荷越来越大，对发电机的要求也越来越高。目前发电机的发展趋势是既要小型、轻量、高功率、高性能化，又要提高可靠性和耐久性。

10.6.5.2 主要结构与分类

1）主要结构

国内外广泛采用的汽车发电机是爪极式三相同步交流发电机，配以三相全波整流装置及电压调节器。安装在发动机的底座上，通过皮带由发动机驱动。发电机的平面结构见图 10-6-19。

2）分类

按电压等级分为 12V 及 24V 两种发电机。前者多用于汽油车，后者多用于柴油车。

按防护型式分，有开放型，在发电机上开通风窗（系常见的型式）；防尘型，在发电机的通风道上加防尘用罩盖；封闭型，以防尘防水为目的，使电机内部与外部隔绝。

按有无电刷分为有刷发电机及无刷发电机，前者为常见普通型发电机，电刷是易耗件，需要定期更换。后者适用于环境条件恶劣（如矿山、建筑工地等）的地区。图 10-6-20 为无刷发电机的典型结构图。

按驱动方法分为皮带轮驱动、齿轮驱动、直接驱动三种。

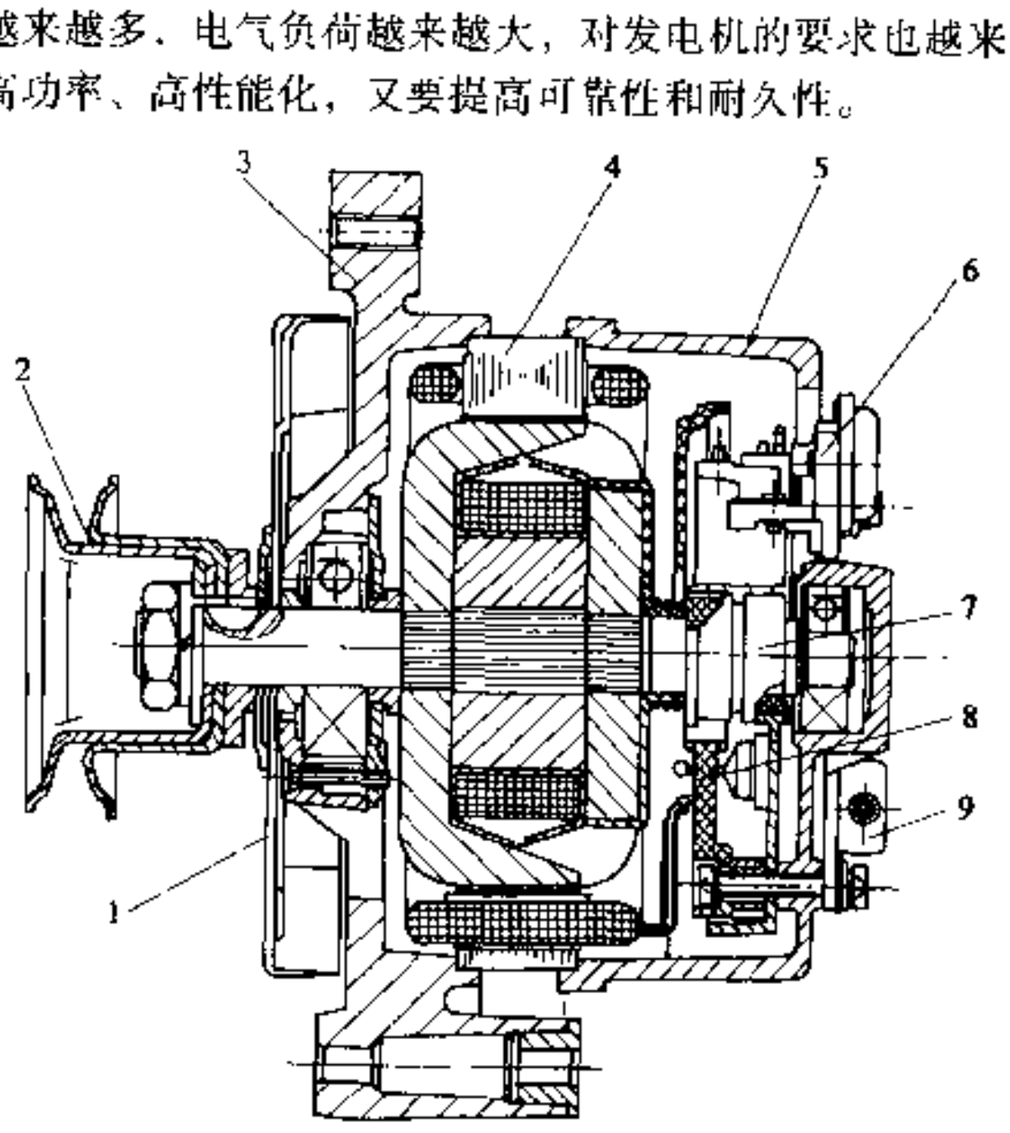


图 10-6-19 发电机平面结构剖视图

1-风扇；2-皮带轮；3-驱动端盖；4-定子总成；5-电刷端盖；6-调节器与电刷总成；7-转子总成；8-整流器；9-电容器

此外，还有其它类型的发电机，如带真空泵的发电机（图 10-6-21），该发电机上装有供制动系统用的真空泵，由发电机后轴驱动。又如双头皮带轮发电机（图 10-6-22），即在发电机后轴上加装皮带轮，用以驱动其它辅机。

汽车论坛 http://www.qclt.com

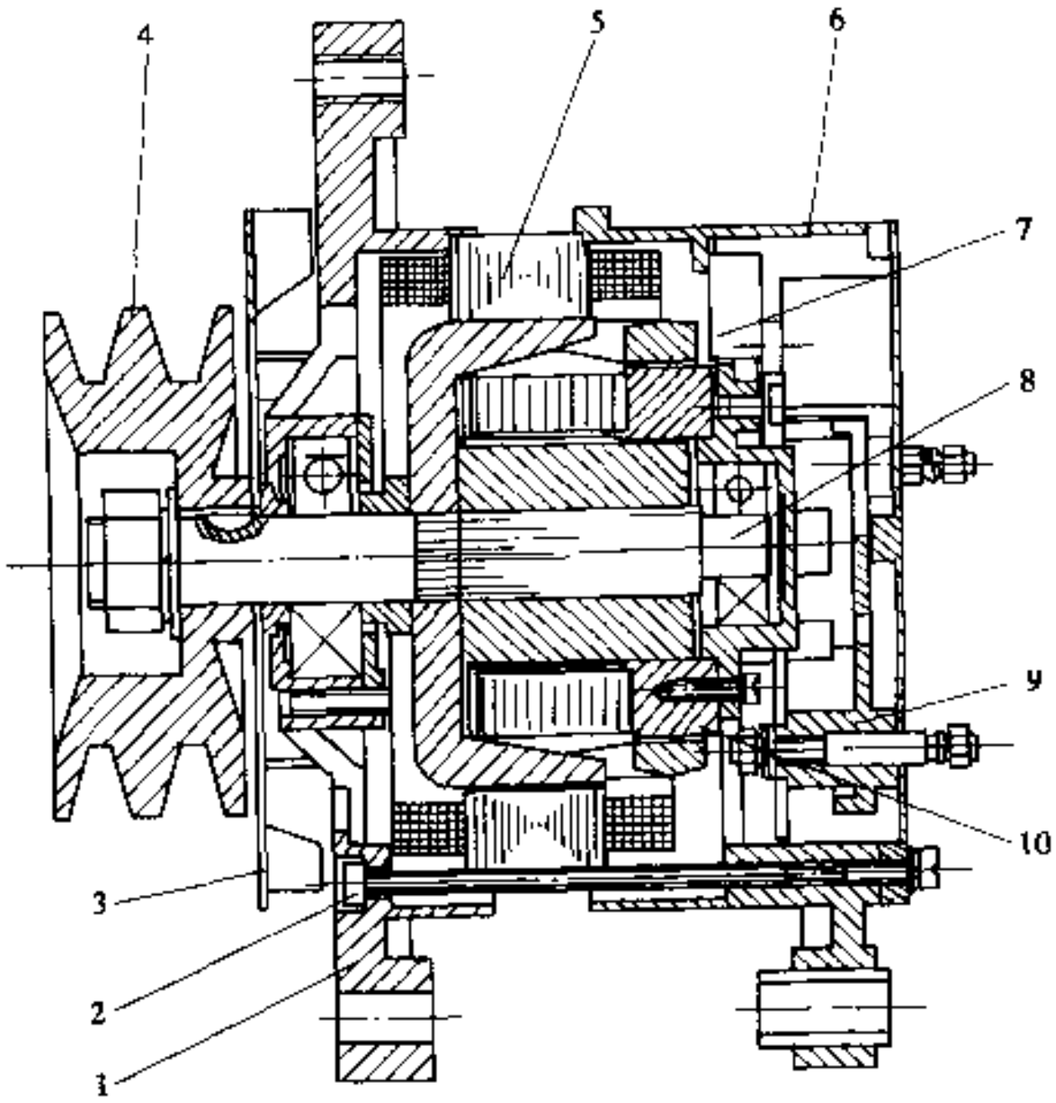


图 10-6-20 无刷发电机剖视图

1-驱动盖总成；2-连接螺钉；3-风扇；4-皮带轮；5-定子总成；6-整流盖总成；7-电容器；8-转子总成；9-整流器；10-磁场线圈

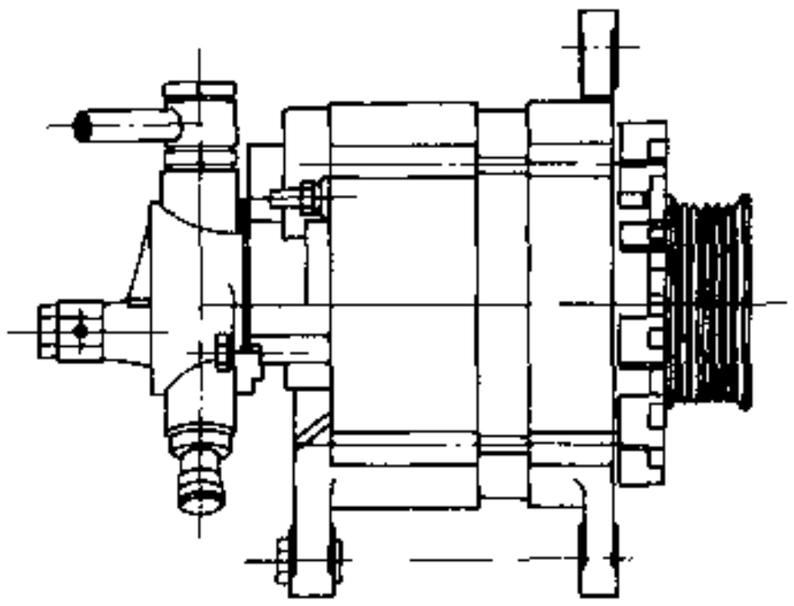


图 10-6-21 带真空泵发电机

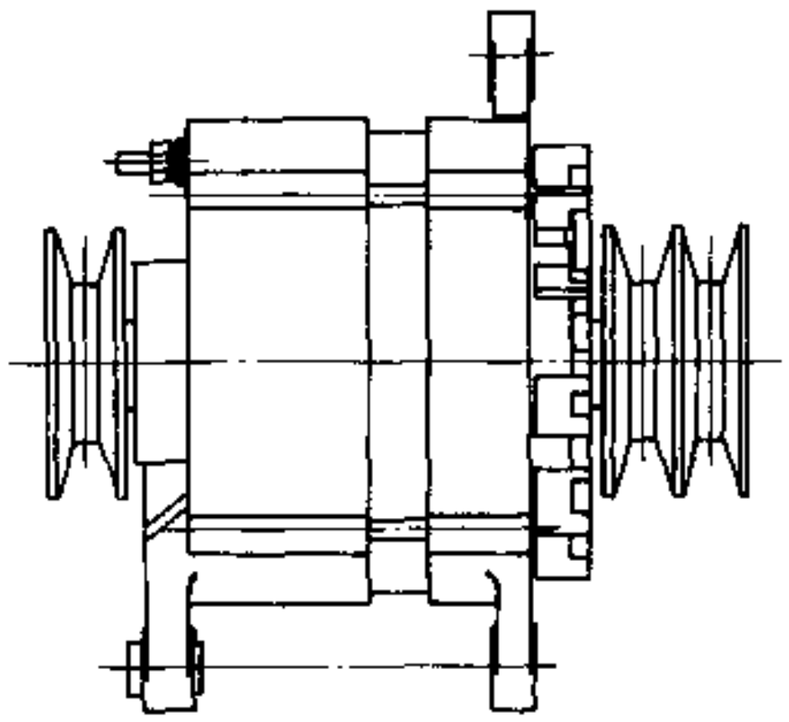


图 10-6-22 双头皮带轮发电机

10.6.5.3 性能要求

汽车行驶时，发电机是在很大的转速范围内运转的，因此发电机的主要性能指标与特性曲线都和转速有关。

1）主要性能指标

①空载转速 n_A，发电机转速升高至首次开始输出电流时的转速；

②零电流转速 n_o，发电机的电压已达到规定的试验电压 U_t 而尚无电流输出时的转速；

③最小工作转速 n_1，相当于发动机怠速时发电机的转速，国内标准规定该转速为 1500r/min；

④额定转速 n_R，发电机输出额定电流 I_R 时的转速，国内标准规定为 6000r/min；

⑤最小工作电流 I_L，发电机在试验电压 U_t、转速 $n_L = 1500$r/min 时的输出电流；

⑥额定电流 I_R，发电机在试验电压 U_t、额定转速 n_R 时输出最小电流；

⑦最大电流 I_{max}，发电机在试验电压 U_t、最大工作转速 n_{max} 时的输出电流；

⑧试验电压 U_t，测试输出电流时所规定的电压值。国内标准规定，对配用电子式调节器的发电机，12V 系统采用试验电压 $U_t = 13.5 \pm 0.1$V，24V 系统采用试验电压 $U_t = 27 \pm 0.2$V；

⑨最大工作转速 n_{max}，发电机在试验电压 U_t 输出最大电流 I_{max} 下，至少正常连续工作 15min 以上的最大转速。

2）电气性能

发电机试验电压、输出电流与转速之间的相互关系称为发电机的特性。

（1）输出特性

指发电机试验电压不变（U_t = 常数）的情况下，输出电流与转速之间的关系（即 $I = f(n)$ 的函数关系）曲线如图 10-6-23 所示。图中虚线为发电机冷态特性曲线，即在标准环境温度下（23 ± 5℃），发电机本身的温度尚未完全上升时测量的输出特性曲线；实线为发电机热态特性曲线，即在环境温度 23 ± 5℃

汽车论坛 http://www.qclt.com

下，发电机本身温度达到稳定温升时测量的输出特性曲线。

利用输出特性曲线上的 n_0、n_1、n_R、n_{max}各转速所对应的I值，可以判断该发电机的低速性能及满足汽车用电设备所需电流的情况，为选择发电机提供主要依据。

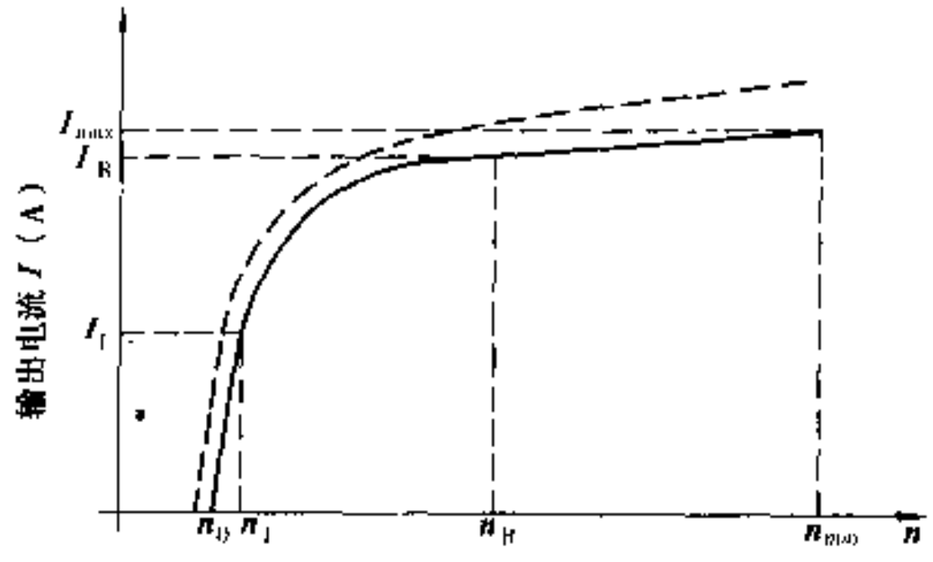


图 10-6-23 发电机输出特性

(2) 外特性

指发电机转速一定时输出电流与电压之间的关系，曲线如图 10-6-24 所示。

从外特性可知，随着输出电流的增大，发电机的输出电压下降较大。而当发电机在高速运转时，如果突然失去负载，其端电压会急剧升高、可能危及电子元器件的正常使用。

(3) 空载特性

指发电机无负载时发电机端电压与转速之间的关系，曲线如图 10-6-25 所示。从空载特性可以看出发电机开始充电的转速，为选择发电机作参数。

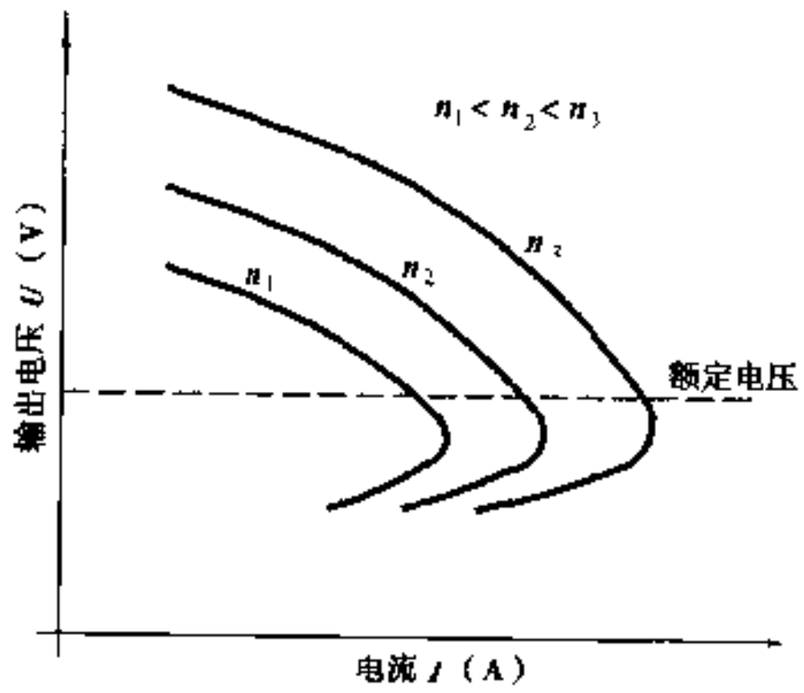


图 10-6-24 发电机外特性

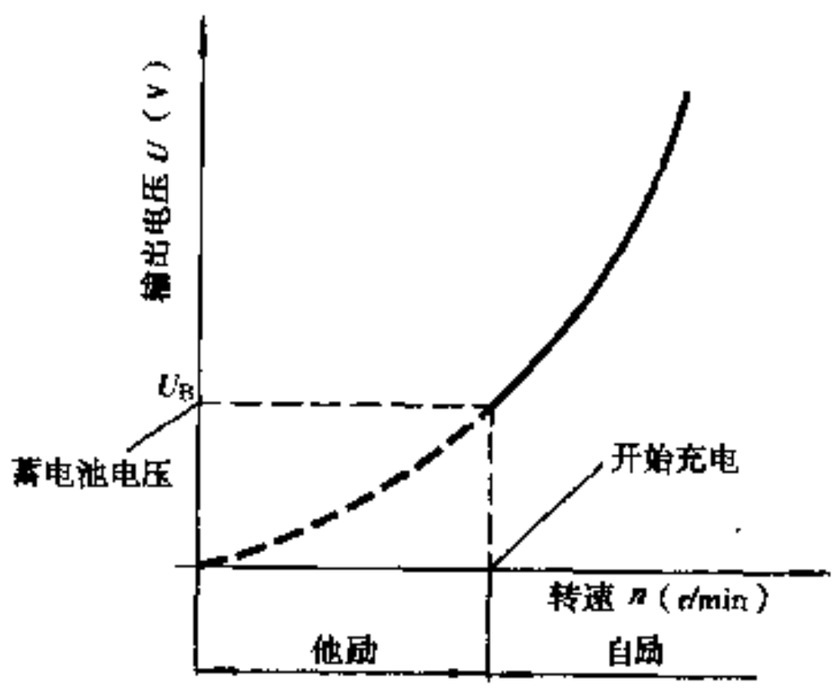


图 10-6-25 发电机空载特性

3) 其它特性

(1) 发电机温升和耐热性

发电机的温升与冷却风量、输出电流及转速有关，当发电机达到某转速之前，其温度逐渐上升，超过这一转速温度反而下降直至达到稳定。发电机温度的高低，直接影响发电机所用整流二极管、线圈的绝缘层、轴承润滑脂及调节器等的寿命，因此必须充分注意发电机安装部位的环境温度及本身的温升状况。

(2) 机械特性

发电机的机械强度主要决定于发电机运行中的振动。发电机的振动受发动机的振动和自身振动的影响。发动机转速越高振动越大。在发动机安装部位的附近往往达到 10～20g 以上。同时发电机运行过程中本身也会产生振动。所以必须对整个振动系统进行分析，决不允许在发动机运行中产生共振。否则将给发电机造成危害。

发电机的最高转速一般受风扇强度、电刷的耐磨性、滑环的圆周线速度和轴承寿命的限制。

(3) 防尘防水性

在尘埃、泥水、防冻用盐多的地方，车轮带起来的尘埃、泥水、盐水直接飞溅在发电机上，使电刷不起作用，降低电机的绝缘性能和轴承的使用寿命。如果是内部存水太多，有可能使整流器透水而接地。因此有必要在结构上开排水孔，并采用有效的挡泥板。

汽车论坛 http://www.qclt.com

(4) 耐久性

发电机的耐久性主要受电刷和轴承的制约，轴承的寿命一般取决于润滑脂的老化及外部侵入的水、尘埃和盐雾，所以轴承的密封结构和润滑脂的选择非常重要。

电刷的寿命取决于电刷的耐磨性、滑环的材料和粗糙度、弹簧压力和滑环的线速度等因素，使用时应尽量避免尘埃、泥水、盐雾的侵袭。

此外发电机发热对定子和转子线圈的绝缘老化作用也影响发电机的使用寿命。半导体元器件在耐热、耐电气负荷等方面非常敏感，瞬时地超过其允许极限值都是不允许的。

10.6.5.4 发电机用控制器

由于整流装置中的整流二极管具有单方向导电的特性，使蓄电池来的逆流受到整流器的阻碍，而不需要逆流继电器。由于发电机具有自身限制输出电流的能力，也不需要电流限制器。发电机的电压是随转速变化的，为了保持电压恒定不变，发电机必须有控制电压的电压调节器。由于整流二极管有 0.2～0.7V 以下的正向压降，使发电机在低速时不能靠剩余磁场产生自励发电，因此发电机在达到自励磁发电转速以前，需要进行他励励磁。一般通过键开关进行励磁，也可采用磁场继电器控制进行励磁。

此外，为了判断发电机充电状况，除可通过充电电流表指示外，现代汽车用发电机大多采用充电指示继电器控制的指示灯进行判断。

10.6.5.5 电压调节器

初级阶段使用的电磁振动式调节器和晶体管式调节器已基本淘汰，集成电路调节器利用半导体元件组成的双稳态电路作为开关电路，通过控制励磁电流控制发电机的端电压保持在一稳定的数值范围，以免发电机电压过高，烧坏用电设备和蓄电池过充电而损坏。

调节器的调节电压值的确定必须考虑蓄电池特性、车体蓄电池的特性和冷却条件、发动机的起动性、车辆行驶条件等。同时，为延长蓄电池的寿命和改善冬季充电状况，一般是使调节电压随蓄电池的液温上升而自动下降。为此，集成电路调节器在电路设计上可采用由蓄电池检测的电路，并增加热敏电阻或利用半导体本身的温度特性来实现。

我国标准 QC/T29094—92 规定，调定电压值在发电机转速 $n = 6000r/min$、输出电流 $I = 50\% I_R$ 时，对 12V 系定为 $14.2 \pm 0.25V$，对 24V 系定为 $28 \pm 0.3V$。

1) 电压调节器的特性

(1) 负载特性

当环境温度和发电机转速一定，发电机输出电流从 $10\% I_R \sim 85\% I_R$ 变化时，调节电压的变化差值不应大于规定的数值，这一特性称为调节器的负载特性。我国标准 QC/T29094—92 规定，当环境温度 $T_a = 23 \pm 5℃$、$n = 6000r/min$ 时，调节器的负载特性为 $|\triangle V| \leqslant 0.5V$（12V 系）系或 $|\triangle V| \leqslant 0.8V$（24V 系）。图 10-6-26所示为调节器负载特性。

(2) 转速特性

当环境温度和发电机输出电流一定，发电机转速在 2000～10000r/min 变化时，调节电压的变化差值不应大于规定的数值，这一特性称为调节器的转速特性。我国标准 QC/T29094—92 规定，当环境温度 $T_a = 23 \pm 5℃$、$I = 10\% I_R$（不低于 2A）时，调节器的转速特性 $|\triangle V| \leqslant 0.3V$（12V 系）或 $|\triangle V| \leqslant 0.5V$（24V 系）。图 10-6-27 所示为调节器转速特性。

(3) 温度补偿特性

当发电机输出电流和转速一定时，调节器的调节电压发生随着温度变化的特性称为温度补偿特性。图 10-6-28 所示为调节器温度补偿性的三种情况。

我国标准 QC/T29094—92 规定的调节器的温度补偿系数定义为温度每上升 1℃时调节电压的下降值，12V 系为 0～7mV/℃，24V 系为 0～10mV/℃。

2) 调节器的功能

汽车论坛 http://www.qclt.com

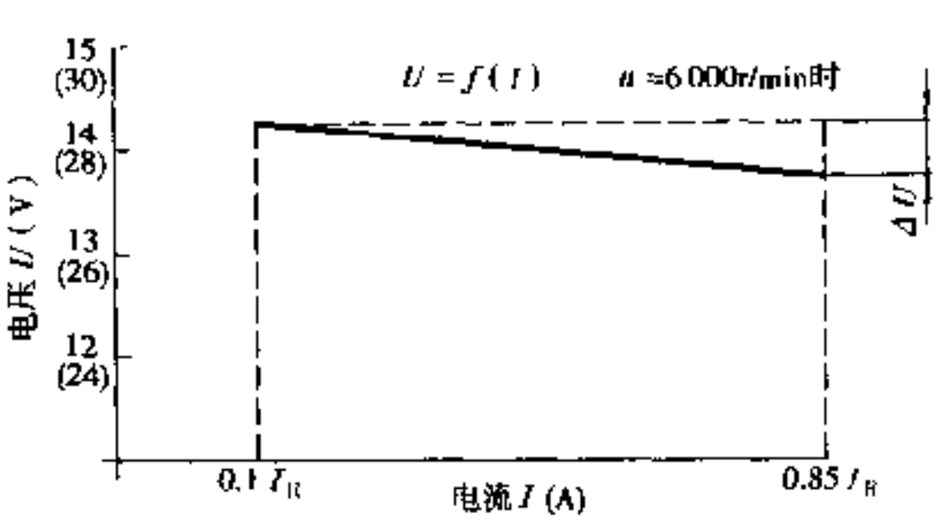


图 10-6-26　调节器负载特性

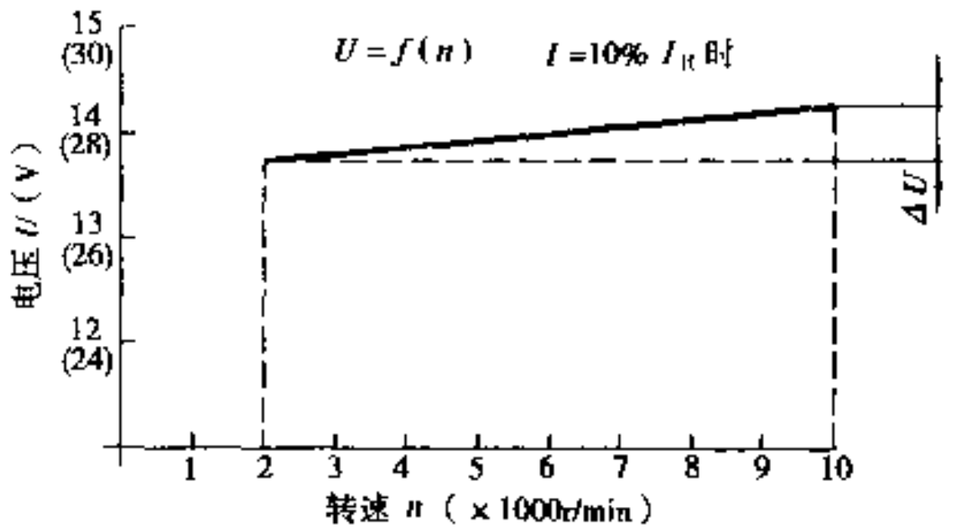


图 10-6-27　调节器转速特性

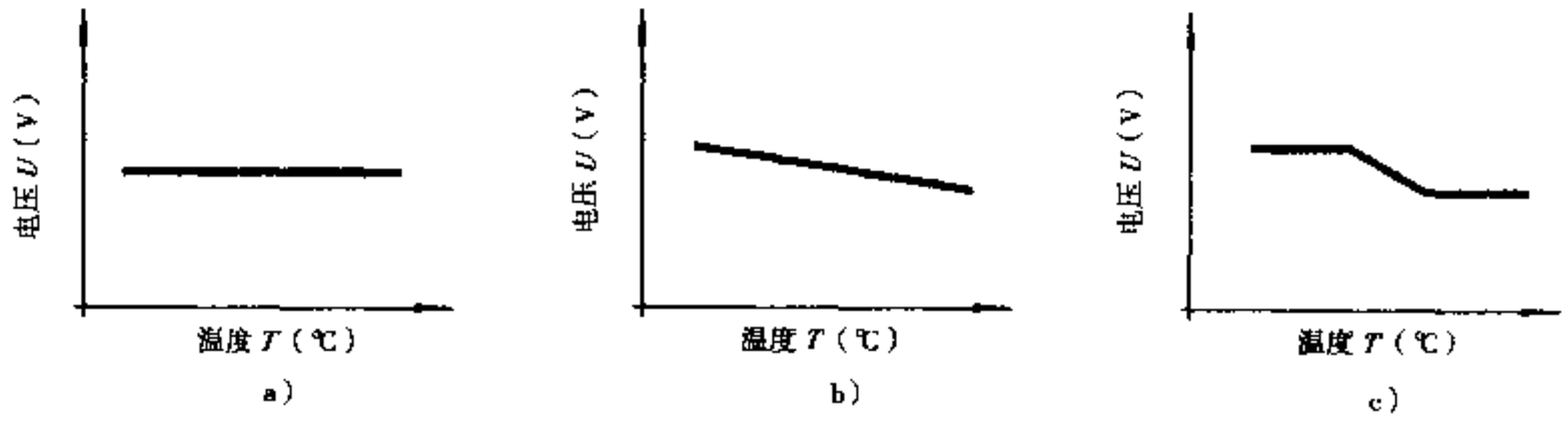


图 10-6-28　调节器温度补偿特性

a)平直型；b)普通型；c)阶梯型

电压调节器一般担负着稳定发电机端电压的功能。随着半导体技术的发展，集成电路技术的采用，电压调节器已实现了充电指标继电器、励磁继电器，以及各种故障报警和过电压保护等多种功能。

在正常状态下，发电机的端电压在调节器的控制下处于稳定的数值。但是由于一些不正常状态的出现，如发电机和调节器本身的故障、驱动皮带的破损、配线的错接和松断等，将造成发电机电压不正常或不发电。此时，调节器的报警装置将进行报警，或切断电源。

10.6.5.6　发电机的选配

选择发电机时应考虑发电机输出功率（电流）、传动比、安装方式、空间位置及周围环境状况，在此基础上尽量选用生产厂现有的产品。

1）发电机输出功率（电流）的选择

发电机功率的选择，应保证供给用电设备电能和满足蓄电池充电的要求。但汽车上用电设备种类多，工作时间难以确定，所以计算发电机需要的功率比较困难。一般应遵循以下原则。

①热态最大输出功率大于夜间常用负荷×（130%～150%）；

②怠速时输出电流大于发动机点火系统和供油系统所需电流；

③常用行驶速度（40～50km/h）时的输出功率大于夜间常用负荷。

④大城市堵车时的实际输出功率大于夜间常用负荷。

此外，还要考虑以下几点。

①空调系统、音响设备等提高舒适性装置的负荷；

②发电机环境温度每上升 10℃，发电机输出功率将下降 2%～3%；

③车辆电源线的电压稳定度及车用电子装置的要求。

2）传动比的选择

为充分发挥发电机的特性，减小质量和尺寸，传动比一般取得较大。但它受以下因素制约：

①发电机皮带轮的最小允许直径和发动机皮带轮的最大允许直径；

汽车论坛 http://www.qclt.com

②皮带寿命；

③发电机的连续使用最高转速；

④轴承及电刷寿命；

⑤怠速运行时的输出电流。

现代汽车的传动比约为 1.7～3。

3）安装方式和空间位置的选择

随着现代汽车的小型轻量化，汽车发动机室的空间变得越来越小，要求部件亦要小。而发电机的直径和轴向长度相对于输出功率有一最佳值，但由于受空间的制约，有时不得不使用体积较小的发电机。因此选择多大的发电机（包括径向和轴向大小），必须同时考虑安装空间与保证输出两方面的问题。

发电机必须保证便于安装和拆卸，远离发动机的发热部件，以提高发电机的输出功率。

通常发电机安装在发动机的前面，由发动机通过皮带带动（或链条、齿轮等）以使发电机能得到发动机风扇的冷却。

发电机通常通过其挂耳固定在发动机的支架上，应保证发电机挂耳与支架之间贴合好，并牢固地固定，以防在汽车行驶中因松动和振动而引起损坏。

4）周围环境的选择

发电机的周围环境对其寿命至关重要，环境温度应尽量低，并注意改善通风条件，以保证发电机热态输出和半导体器件不受影响，必要时可采取隔热措施。

尘埃、泥土和水影响发电机的使用寿命，一般应优先考虑将发电机装在尽量距地面高的位置。迫不得已非安装在泥土、水比较多的部位时，应采取防尘、防水措施。

发动机的振动对发电机的影响也不可忽视。应选择合适结构的发电机安装挂耳，避免发生共振。同时应注意提高安装支架的刚性。

10.6.5.7 发电机的发展动态

随着车上的用电设备在不断地增多，要求发电机体积小、质量小、输出功率大。一些发电机生产厂家已研制出一些先进结构和新设计思路的产品，比如利用电机的可逆性将起动机和发电机合为一体；为了提高发电机的电磁负荷，采用双风扇内置的冷却方式，提高冷却效果；采用单向皮带轮，防止发动机急剧变速时的冲击和振动等。（撰稿人：龚安意　曹治琬）

参 考 文 献

1．王宣，李宏光，赵航．现代汽车安全．北京：人民交通出版社，1998．

2．王阳．汽车安全带技术的新发展，汽车研究与开发．1997．

3．田其铸主编．汽车设计手册．长春汽车研究所，1999．

4．汽车百科全书．北京：机械工业出版社，1992．

5．张洪欣等．汽车底盘基础．北京：科学普及出版社，1992．

6．邬惠乐等．汽车技术词典．北京：人民交通出版社，1993．

7．郭禧光．桑塔纳 2000 型轿车使用与维修手册．北京：机械工业出版社，1999．

8．朱民生等．富康 ZX 轿车结构与维修手册．上海：上海科学技术出版社，1999．

9．上海通用别克轿车使用维护说明书，1999．

10．全球名车录——auto katatog 德国：auto motor and sport，1999．

11．名车测试录——Testjahrbuch．德国：auto motor and sport，1999．

12．王家乃主编．20 世纪轿车纵横．北京：北京理工大学出版社，1999．

13．徐维新主编．现代汽车新技术．上海：上海科学技术出版社，1999．

14．刘雅琴．上海桑塔纳轿车结构图册．上海：上海科学技术出版社，1997．

汽车论坛 http://www.qclt.com

15. 刘雅琴，郑学伦．汽车摩托车构造与工作原理．上海：上海科学技术出版社，1996.
16. 郭竹亭．汽车车身设计．长春：吉林科学技术出版社，1994.
17. 汽车底盘基础．（德）德阿达姆著，张洪欣译．1992.
18. 小林明等．汽车工程手册．北京：机械工业出版社，1985.
19. 温吾凡．人体工程学．长春：吉林科学技术出版社，1990.
20. 机械工程手册编辑委员会．机械工程手册（第12卷）．北京：机械工业出版社，1982.
21. 陆华忠．进口汽车维修英语．沈阳：辽宁科学技术出版社，1997.
22. 毛志坚等，现代汽车大全．武汉：湖北科学技术出版社，1988.
23. 全银主．汽车使用维修大全．北京：中国商业出版社，1994.
24. Automotive Airconditioning Training Manual. A·Jcomp, 1997.
25. Bus Airconditioner Service Manual. NIPPONOENSOcomp, 1995.
26. Compressor Modelo 5 Gando 5 GBus. Carrier Transicold, 1995.

汽车论坛 http://www.qclt.com

11 车桥、轮胎、车轮

11.1 车　　桥

11.1.1 概述

车桥的作用是传递车轮与车身、车架之间的各种负荷，以及调节整车运动学、动力学特性。在现代轿车上，有的车型还可以通过车桥上某个部件的局部变形来调整车辆在各种路面上的姿态，以改善整车的行驶性能。因此，车桥对整车的驱动性能、操纵稳定性及承载能力都有重要的影响。

11.1.1.1 车桥的分类

车桥在很多的情况下不是一个独立的部件，它往往与悬架、转向系、驱动装置及传动轴联接在一起。车桥的结构形式可以根据与之相连的悬架系统结构进行划分，并按照是否与转向系相连或是否带驱动装置进行分类。

按照悬架的结构形式分为整体式和断开式两种形式。在与非独立悬架相连时车桥的中间部件是刚性的，叫做整体式车桥；在与独立悬架相连时，车桥的中间部件是以铰接结构连接的，允许车桥两端产生相对运动，叫做断开式车桥。

按照车桥上车轮的受力情况分为驱动桥、转向桥、转向驱动桥及从动桥四种。驱动桥是指与驱动装置连接的车桥，它不但支承一部分的簧上质量，而且承担传递驱动力的作用；转向桥是指与转向系连接的车桥，它既起支承簧上质量的作用，又起到将转向系的转向力传递到车轮总成、将路面的转向反力（路感）反馈到转向系的作用；转向驱动桥是既与转向系连接又与驱动装置连接的车桥，它通过等角速度传动轴与驱动装置连接，既有驱动桥的作用又有转向桥的作用；从动桥是仅起到支承簧上质量的车桥，一般是前驱动车辆上的后桥或称后轴。

无论哪种结构的车桥，都有把制动系的制动力传递到车身或车架，并以之来平衡车辆平移质量的惯性而得到整车制动能力的作用。

大多数货车的前桥为转向桥，后桥或中、后桥为驱动桥；在四轮驱动形式的越野车上，前桥为转向驱动桥，后桥为驱动桥。为了提高车辆的机动性能，减小转弯直径，后轮随动转向、后轮转向或全轮转向也正逐渐被采用。

目前，大多数的轿车或小型客车采用前置前驱动的布置形式，其前桥为转向驱动桥，通过球笼式或三销式等角速度传动轴与驱动装置相连接；其后桥为从动桥。仅在少数大排量的轿车上，仍沿袭原来的前置后驱动布置形式，其前桥为转向桥，后桥为驱动桥。然而，有一种趋势必须注意，在2001年以后，将有数家世界著名的汽车公司，在中、大排量的运动型轿车上，重新推出后驱动技术。

11.1.1.2 车桥的基本要求

①有较理想的运动学性能，以保证车辆有较良好的牵引性能、操纵稳定性。大多数的独立悬架车桥，由于行驶中车身的倾斜使前轮外倾角发生变化，作用在车轮上的横向力也发生变化，从而产生转向效应，在转向桥及转向驱动桥上，不允许这种转向效应对车辆的行驶性能产生明显影响。

②在具体的结构设计上要合理选择各个铰链处的弹力特性及有关构件的刚度，以使车辆具备较理想的瞬态响应，并确保转向轮无摆振影响。

汽车论坛 http://www.qclt.com

③要具有良好的结构刚度。路面作用于车轮的各种载荷和力矩几乎都由车桥部分承受或传递，如果车桥因结构刚度不够而发生较大的弹性变形，会导致车辆的行驶性能变坏。因此，在结构设计时，要认真研究诸如车桥端面结构、材料厚度等，并要在各处较危险断面进行刚度方面的校验。在非独立悬架的驱动桥中，如果车桥发生弹性变形，会影响主减速器、差速器及半轴齿轮的正常工作。

④转向节与主销、转向节与前轴之间运动副的摩擦应尽量小，不能因磨损而过早松旷。

11.1.2　从动桥

从动桥只承担车辆重力，前从动桥（转向桥）和支承桥（如挂车桥、随动转向桥等）均为从动桥。

前从动桥又称转向桥，一般均布置在车辆的前端，故有时亦称为前桥。它利用转向节与转向系相连，能够使转向器输出的转向力传递到车轮以实现车辆的转向。它不但支持车辆前部的簧上质量，承受垂直载荷，还承受各种纵向力、侧向力及相关力矩。为了保证车辆具有良好的行驶性能，必须在设计车桥时合理选择前轮定位参数。

11.1.2.1　非独立悬架前从动桥

1）结构和特点

非独立悬架式前从动桥一般多用于货车和客车上，图 11-1-1 为典型的非独立悬架前桥总成结构。前轴多为工字梁结构；转向节（图 11-1-2）一般使用反埃利奥特式，即转向节制成叉形，用主销联结在车桥上，推力轴承安装在前轴拳部下方，主销与转向节主销孔间装有衬套。此外，转向节还有埃利奥特式、李

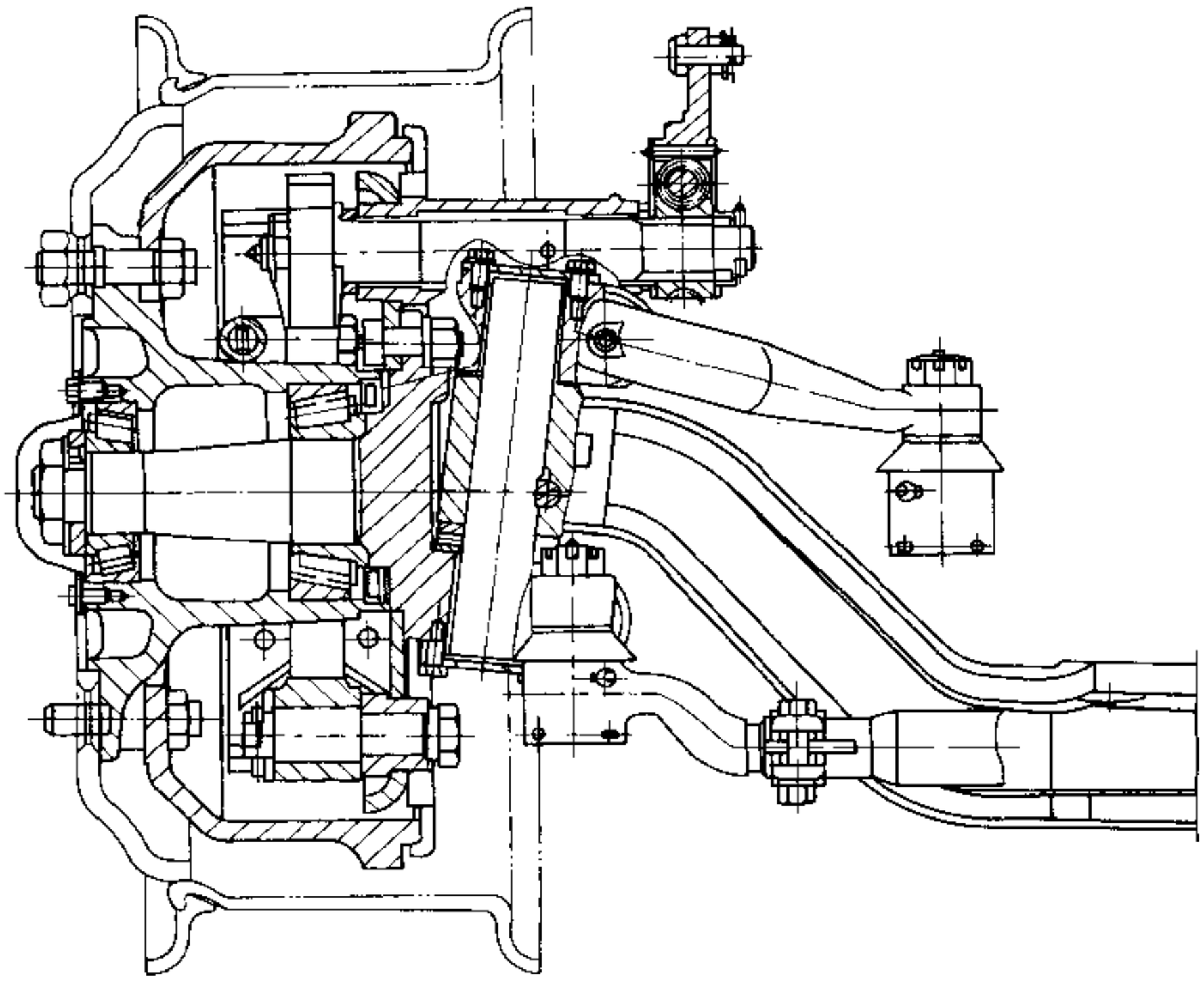


图 11-1-1　CA150PL2 前轴总成

汽车论坛 http://www.qclt.com

蒙式和马蒙式等，但已很少在汽车上使用。

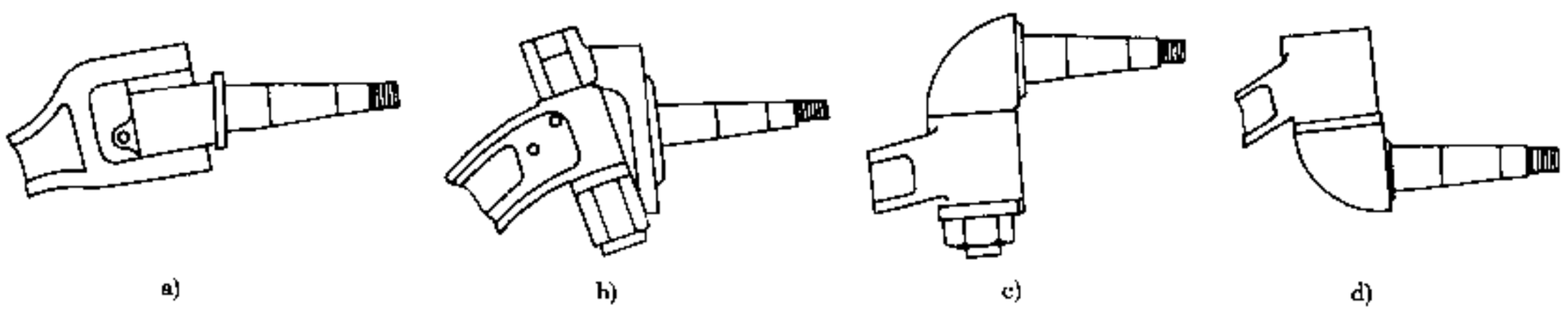


图 11-1-2 转向节形式

a)埃利奥特式；b)反埃利奥特式；c)李蒙式；d)马蒙式

前轴为整体模锻成型，中部为工字型断面、与前钢板弹簧座锻造成一体。为避免与发动机油底壳干涉，中部有向下落差。目前前轴材料国内一般选用 45 钢，国外大多采用 Cr 钢或 CrMo 钢，以上钢材均需调质处理。

2）设计计算

设计时既要保证与发动机油底壳不干涉，又要考虑到整车的最小离地间隙。设计断面时要在保证强度的前提下尽量减小质量，弹簧座处应考虑到安装不同宽度和形式的弹簧共用一种前轴毛坯。

前轴的强度计算是以施加在前轴上的静载荷为基础，并考虑汽车在行驶时受到来自路面的冲击对前轴带来的附加垂直载荷、制动时转移到前轴上的载荷，以及汽车转弯时因侧滑而产生的载荷等因素，因此对前轴的弯曲和扭转强度都要进行计算。

前轴的强度是靠选择适当的材料、控制材料的热处理硬度及合理设计前轴断面形状来保证的。在保证强度的同时，还应在设计断面形状时考虑前轴的刚度，此工作可通过有限元分析完成，一般前轴载荷为额定负荷的 4 倍时，前轴中部的变形量不应超过 20mm。由图 11-1-3 所示的前轴受力简图可知，拳部矩形断面Ⅱ—Ⅱ与钢板弹簧座内侧工字形断面Ⅰ—Ⅰ为各种工况下受力最大的典型断面。

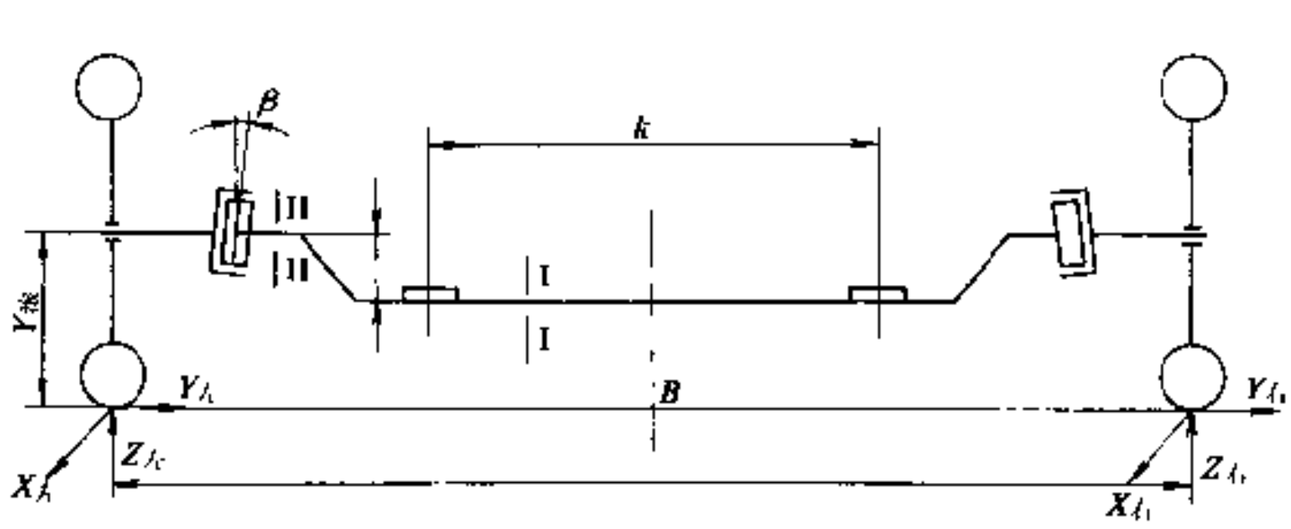


图 11-1-3 前轴受力图

（1）通过不平路面时

作用在前轴钢板弹簧座间动载荷的弯矩为：

$$M_{动} = \delta \frac{G_{前}}{2} \frac{(B-K)}{2} \qquad (\text{N·mm}) \qquad (11\text{-}1\text{-}1)$$

式中：$G_{前}$——满载时前轴负荷，N；

B——前轮轮距，mm；

K——两前钢板弹簧座间的距离，mm；

δ——动载荷系数，令 $\delta = 2.5$。

弯曲应力为：

$$\sigma_1 = \frac{M_{动}}{W_{垂直}} \qquad (\text{N/mm}^2) \qquad (11\text{-}1\text{-}2)$$

式中：$W_{垂直}$——断面Ⅰ—Ⅰ的垂直方向抗弯断面系数，mm^3。

汽车论坛 http://www.qclt.com

(2) 制动时

汽车制动时，前轴所受的垂直载荷会增加，另外前轴还会承受转矩和水平弯矩的作用。

断面Ⅰ—Ⅰ承受水平和垂直两方向作用力为：

$$Z_{左} = \frac{1}{2} m_{制} \cdot G_{前} \qquad (N) \tag{11-1-3}$$

$$X_{左} = Z_{左} \cdot \varphi \qquad (N) \tag{11-1-4}$$

式中：φ——制动时路面附着系数，$\varphi = 0.7$；

$m_{制}$——制动时前轮质量转移系数，$m_{制} = (b + \varphi \cdot h_g) / b$；

b——汽车质心至后轴距离，mm；

h_g——汽车质心距地面高度，mm。

在这两个力作用下，前轴断面Ⅰ—Ⅰ的弯矩分别为：

$$M_{水平} = \frac{X_{左}}{2} (B - K) \qquad (N \cdot mm) \tag{11-1-5}$$

$$M_{垂直} = \frac{Z_{左}}{2} (B - K) \qquad (N \cdot mm) \tag{11-1-6}$$

弯曲应力分别为：

$$\sigma_{Ⅰ垂直} = \frac{M_{垂直}}{W_{垂直}} \qquad (N/mm^2) \tag{11-1-7}$$

$$\sigma_{Ⅰ水平} = \frac{M_{水平}}{W_{水平}} \qquad (N/mm^2) \tag{11-1-8}$$

式中：$W_{水平}$——断面Ⅰ—Ⅰ的水平方向抗弯断面系数，mm^3。

断面Ⅰ—Ⅰ所受弯曲应力之和为：

$$\sigma_{Ⅰ合} = \sigma_{Ⅰ垂直} + \sigma_{Ⅰ水平} \qquad (N/mm^2) \tag{11-1-9}$$

设计时应力 $\sigma_{Ⅰ合}$ 应控制在前轴材料的屈服极限以下，一般为屈服极限的 60%～65%。

制动时断面Ⅱ—Ⅱ所受转矩为：

$$M_{扭} = X_{左} \cdot r_{滚} \qquad (N \cdot mm) \tag{11-1-10}$$

式中：$r_{滚}$——前轮滚动半径，mm。

断面Ⅱ—Ⅱ的扭转应力为：

$$\tau = \frac{M_{扭}}{W_{扭}} \qquad (N/mm^2) \tag{11-1-11}$$

式中：$W_{扭}$——断面Ⅱ—Ⅱ的抗扭断面系数，mm^3。

(3) 侧滑时

汽车转弯行驶时，车轮要承受由汽车产生的侧向力，当发生侧滑时，侧向力达到最大值。以向左侧滑为例，此时左前轮受力为：

$$Z_{左} = \frac{1}{2} G_{前} \left(1 + \frac{2\varphi \cdot h_g}{B}\right) \qquad (N) \tag{11-1-12}$$

$$Y_{左} = Z_{左} \cdot \varphi \qquad (N) \tag{11-1-13}$$

在这两个力作用下，前轴断面Ⅰ—Ⅰ的弯矩为：

$$M_Ⅰ = \frac{Z_{左}}{2} (B - k) - Y_{左} (r_{滚} - Y) \qquad (N \cdot mm) \tag{11-1-14}$$

式中：Y——车轮中心距钢板弹簧座上表面的距离，mm。

断面Ⅱ—Ⅱ的弯矩为：

$$M_Ⅱ = Z_{左} g - Y_{左} r_{滚} \qquad (N \cdot mm) \tag{11-1-15}$$

3) 转向节结构与设计

汽车论坛 http://www.qclt.com

反埃利奥特结构的转向节目前广泛采用整体锻造式，不但强度高，而且适合大量生产。材料选用40Cr或40MnB，经调质处理，重要表面须经中频或高频淬火处理。

转向节的受力如图11-1-4所示，因为车轮轮毂安装在轴承上，转向节轴颈只受弯矩作用，其在轴颈根部弯曲应力最大。计算时忽略主销后倾角和前轮外倾角的影响。

(1) 制动时

作用在转向节轴颈上的弯矩为：

$$M = c\sqrt{Z_{左}^2 + X_{左}^2} = c\sqrt{Z_{右}^2 + Y_{右}^2} \quad (N\cdot mm) \tag{11-1-16}$$

式中：$Z_{左} = Z_{右} = m_{制} \cdot B_{前}/2$，N；

$X_{左} = X_{右} = \varphi \cdot m_{制} \cdot G_{前}/2$，N；

c——轮毂轴承对轴颈作用力合力到轴颈最大应力点距离。

(2) 侧滑时

侧滑时作用在左、右两个车轮上的侧向力不等，且侧向力和垂直反作用力所产生的力矩方向不同，致使作用在左、右转向节上的弯矩也不同。

以向右侧滑为例，弯矩分别为：

$$M_{左} = \frac{G_{前}}{2}\left[(c + r_{滚}) \cdot \left(1 - \frac{2h_g}{B}\right)\right] \quad (N\cdot mm) \tag{11-1-17}$$

$$M_{右} = \frac{G_{前}}{2}\left[(c - r_{滚}) \cdot \left(1 + \frac{2h_g}{B}\right)\right] \quad (N\cdot mm) \tag{11-1-18}$$

一般汽车上$2h_g/B$的值为1～2，同时由于c远小于$r_{滚}$，因此由上式可知，当汽车向右侧滑时，右侧转向节轴颈上所承受的弯矩远远大于左侧所承受的弯矩。当汽车向左侧滑时，则相反。

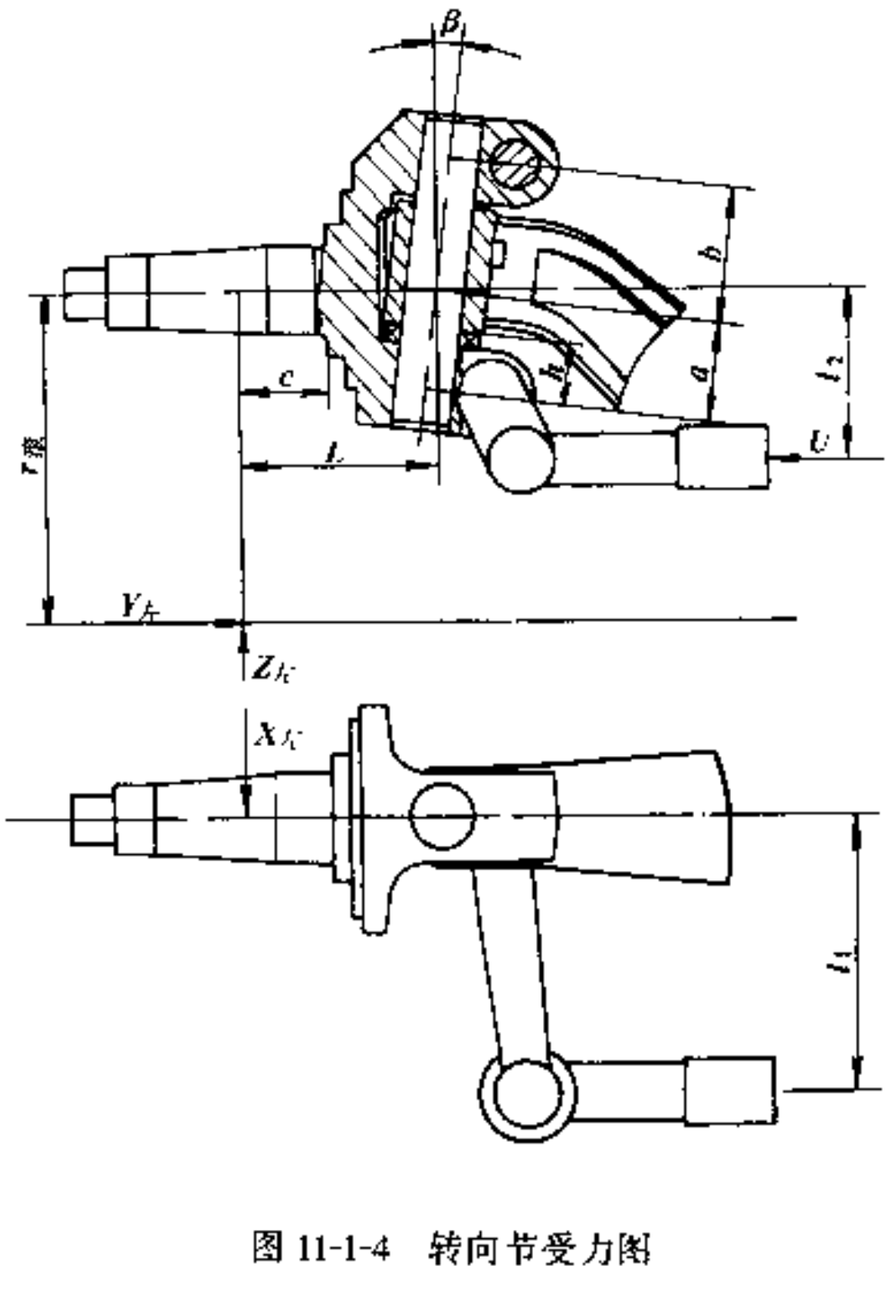


图11-1-4 转向节受力图

(3) 通过不平路面时

在此情况下相当于冲击载荷，转向节受力最大，作用于转向节轴颈上的弯矩为：

$$M = \delta \cdot \frac{G_{前}}{2} \cdot c \quad (N\cdot mm) \tag{11-1-19}$$

由以上弯矩可求得转向节轴颈的弯曲应力：

$$\delta = M/W \quad (N/mm^2) \tag{11-1-20}$$

式中：W——转向节轴颈抗弯断面系数，mm^3。

弯曲应力不得超过550N/mm²。

汽车沿不平路面行驶时，转向节轴颈在变载荷情况下工作，由于金属的疲劳也会导致其损坏，因此设计时应尽量避免应力集中。为此在轴颈根部过渡处采用大半径圆角，并提高加工精度和增加表面淬火处理。

4) 轴承的选择

(1) 转向节推力轴承

转向节通过推力轴承来承受作用在汽车前轴上的重力。其结构形式主要有如下几种。

①滑动推力轴承，由钢垫片和耐磨衬垫组合而成，制造容易、成本低、对灰沙不像滚锥轴承那样敏感、磨损均匀。但其磨损快、寿命短、润滑困难、摩擦阻力大，致使转向沉重。

②推力球轴承，此结构基本上能够克服滑动轴承的缺点，使转向轻便，但是因为滚珠与座圈之间为点接触，容易在座圈上压出凹陷，影响使用效果和寿命。

③推力滚柱轴承，具有推力球轴承的优点，由于是线接触，可降低接触面上的单位负荷，寿命较长并

汽车论坛 http://www.qclt.com

能承受较大的冲击。其缺点是尺寸较球式大，价格昂贵。

①滚锥轴承，轴承外座圈压在转向节上，内座圈与主销相配合，省去了主销下部的衬套。既能承受径向载荷，又能承受轴向载荷。此外，其摩擦阻力小、保持润滑时间长、维护简单。缺点是转向节上主销孔加工较复杂。

(2) 主销轴承

主销轴承需要承受较大的径向力，多数汽车采用两个滑动轴承来承担。滑动轴承一般采用铜带卷成，衬套上压出树枝状（或鱼骨状）油槽。近年来有些汽车的主销轴承采用钢背复合衬套，它首先在钢背上熔合上一层多孔青铜层，然后在多孔层上辊压入一层经与添加材料混合的合成材料，形成牢固的结合体。其特点是摩擦系数低，使用中不易与主销烧结在一起。

少数汽车主销轴承采用双排滚针轴承，其效率高、寿命长、转动阻力小，但价格昂贵、径向尺寸大。

(3) 轮毂轴承

大多数汽车前轮轮毂均安装在一对滚锥轴承上，其刚度较大，可承受较大的负荷，保证高度可靠性，且使用寿命长。也有的小型客车前轮轮毂安装在一对单列向心球轴承上，其效率高，能延长汽车的滑行距离。设计时应布置好车轮中心在两轴承间的位置，使之受力均匀。

11.1.2.2 独立悬架前从动桥

图 11-1-5 是德国大众公司 Transporters Syncro 牌轻型载货汽车的转向桥，它是断开式车桥，使用双横臂独立悬架。这种双横臂独立悬架，更利于控制车辆运动过程中转向桥上的前轮定位参数。调整上、下横臂与水平面的夹角，可以控制侧倾中心的高度及纵倾中心的高度；调整上、下横臂的长度，可以控制车轮跳动轨迹及车轮跳动时轮距的变化；如果将纵倾中心布置在车轮中心的上方，则能很好地控制车辆的起动及制动过程中的俯仰特性。所以在目前市场上的 AudiC5，PassatB5，Accord 等新车型，均采用了这种形式的悬架结构，保证车辆在操纵稳定性和平顺性方面均有所提高。

后从动桥与前从动桥比较，除了没有转向机构以外，结构上大体一样。一般与发动机前置前驱动的转

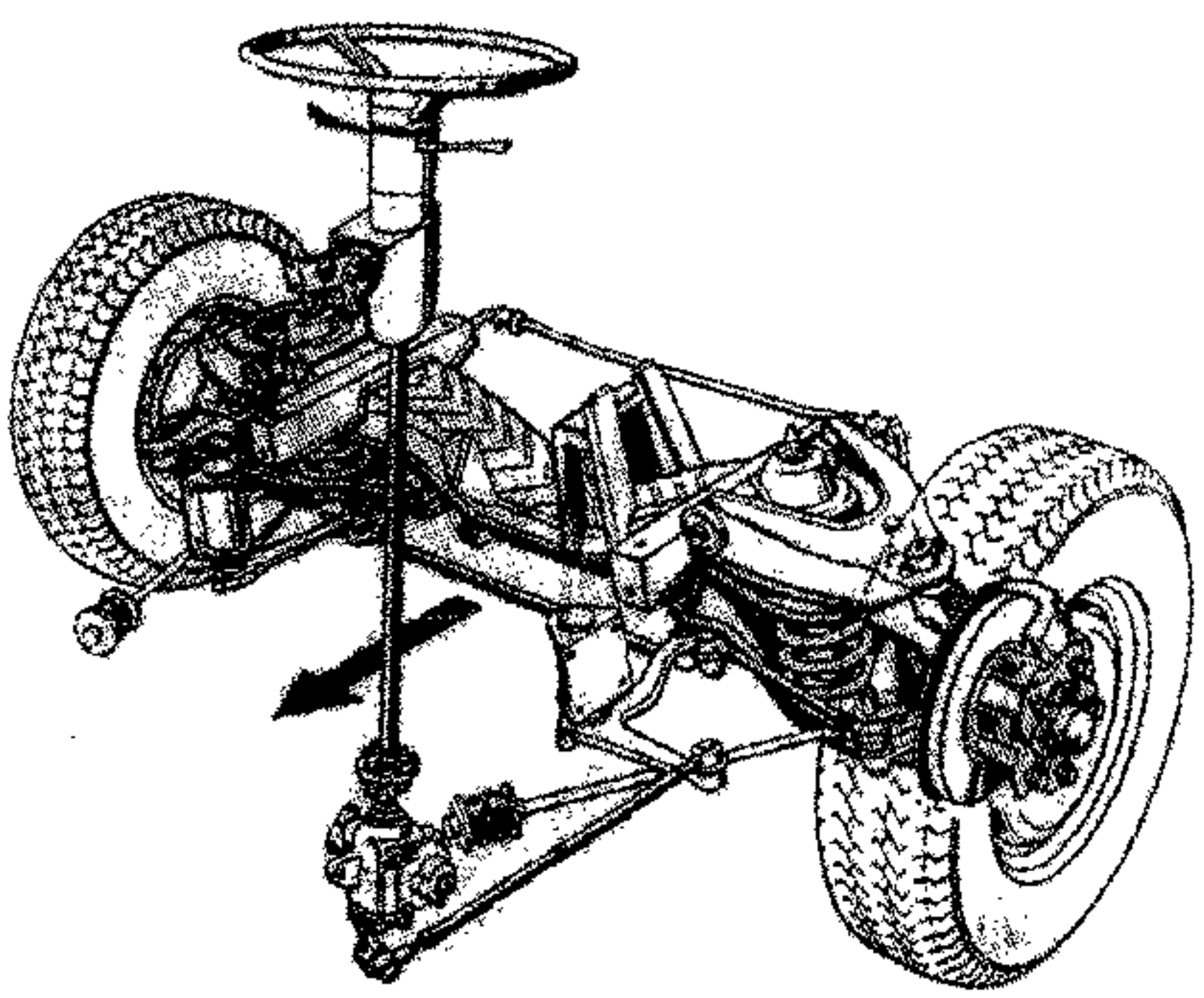


图 11-1-5 采用前置转向梯形的大众牌轻型载货汽车的前悬架

汽车论坛 http://www.qclt.com

向驱动桥联合使用，并且多数用于轿车或客车及轻型货车上。按照所匹配的悬架结构分类，可以分为独立悬架的后从动桥、非独立悬架的后从动桥及半独立悬架的后从动桥。

11.1.2.3 独立悬架后从动桥

独立悬架的后从动桥由于车轮随车身一起倾斜，使轮胎的侧偏性能下降，对操纵稳定性有不良影响。因此，一些现代轿车采用高宽比较小的宽基轮胎来改善和弥补此缺陷。另外，车桥上方占用的空间比复合式悬架的后从动桥大，对轿车的后排乘坐空间及后备箱容积、备胎舱布置均有影响。图 11-1-6 中的后从动桥上的螺旋弹簧支承车轮的纵梁上，可以得到较大的后备箱容积。图 11-1-7 是马自达轿车的多杆式后从动桥结构（五连杆式）。

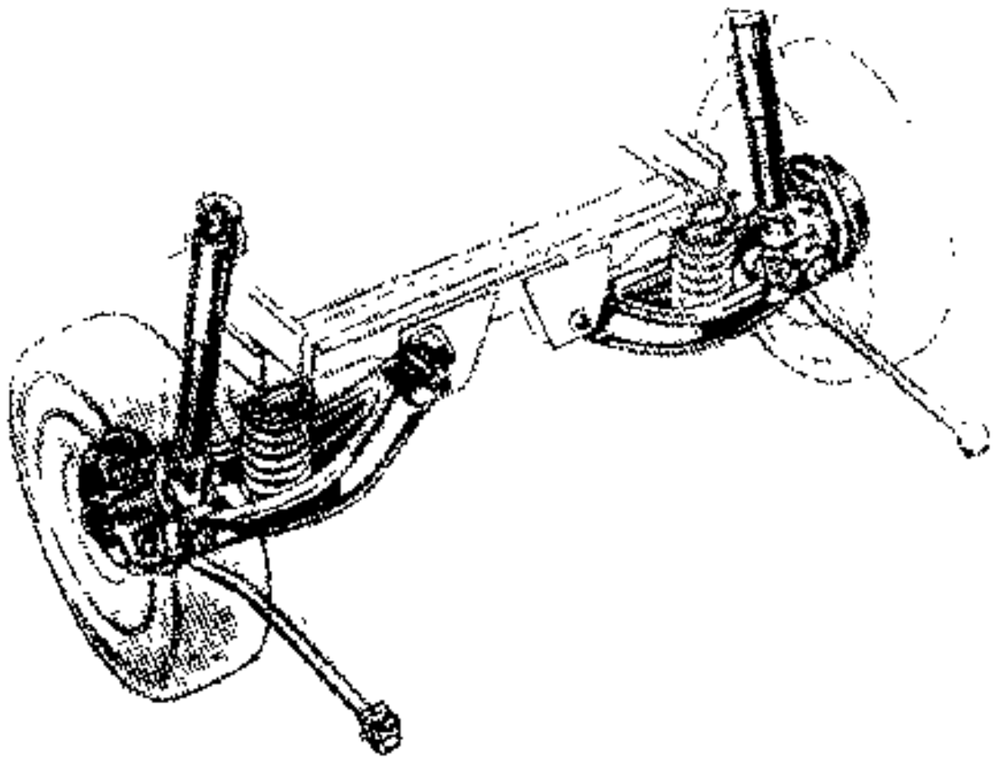


图 11-1-6 福特公司 Escort 型轿车的后从动桥结构图

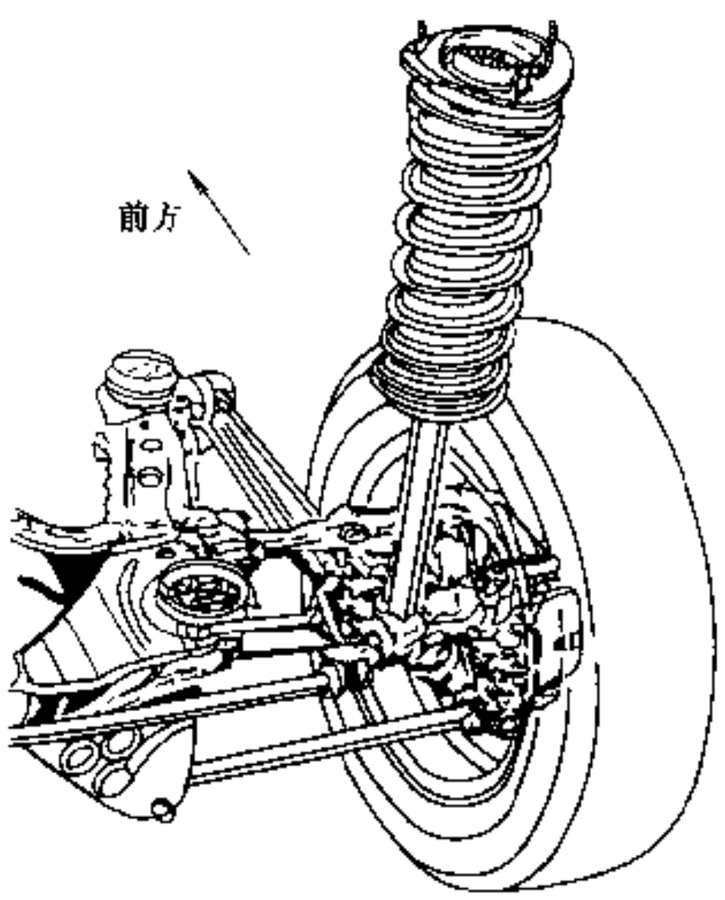


图 11-1-7 马自达轿车的五连杆式后桥

11.1.2.4 非独立悬架后从动桥

多数都没有转向机构，轴头部分采用前从动桥的结构，桥体为圆管或冲压焊接的方形结构，国内也有的直接用后驱动桥的铸铁桥壳代用。

在国外，有许多多轴车的后从动桥都有提升机构，在空载和部分承载时，可以进行单轴和多轴提升，这样可保护提升的轮胎，同时通过减少错误导向而减轻其它轴上轮胎的磨损。另外，在空载和部分承载时能产生适当的稳定力，以及提高驱动轴的附着力。

此外，有些产品为提高整车的机动性，还在上面增加了转向机构或随动转向机构。

11.1.2.5 半独立悬架后从动桥

又称扭梁式从动桥，主要由左、右纵臂及一根横梁连接而成。在车身侧倾时，呈开口状的横梁会产生扭曲变形，起到横向稳定杆的作用。图 11-1-8 是捷达轿车的后从动桥结构，它的纵臂弯曲刚度较大、横梁则为扭曲刚度较小的开口结构。

这种后从动桥的特点是结构简单、易拆装、空间占用少；非簧载质量小；车轮跳动时，其前束及轮距几乎不变；在侧向力的作用下，外倾角变化小，因此有较好的运动学性能。

另外，在这种后从动桥上的车轮与前桥上的车轮一样，设计有固定不变的定位角，以保证理想的运动学特性。捷达轿车的后轮距为 1422mm，外倾角为 $-35' \pm 20'$，前束角为 $0° \pm 10'$，弹簧的行程为 200mm。

汽车论坛 http://www.qclt.com

11.1.3 驱动桥

11.1.3.1 转向驱动桥

是所有车桥中结构最复杂的一种，它的零部件受力也非常复杂。大多数为独立悬架形式的车桥，主要用于轿车、小型客车等或轻型货车的前桥。它通过等角速传动轴将驱动桥与转向桥相连接而成。

使用的悬架主要有：麦弗逊式悬架、双横臂式悬架、导向减振器柱式悬架。目前，除少数高级轿车外，大部分轿车都先后采用了前轮驱动技术，而且一般使用麦弗逊式悬架及双横臂式悬架。

采用独立悬架的车桥，在车辆弯道行驶时，车轮与车身一起产生倾斜，位于外侧的车轮的外倾角相对于地面向正外倾角方向变化，导致了该侧的车轮侧偏性能下降。为此，在设计时，将车轮上跳的外倾角朝负方向变化。

1）采用麦弗逊式悬架的转向驱动桥

带麦弗逊式悬架的车桥，由于结构简单、占用空间小，多数在中、小型轿车，小型客车及部分轻型载货汽车上使用。这种形式的车桥必须在减振器筒的下面留出驱动轴的空间，从而减小了对车桥导向有着重要作用的有效高度，致使作用在减振器活塞杆和导向套上的横向力增大，使减振器运动时的摩擦增大。

图 11-1-9 是红旗牌 CA7220 系列轿车中的转向驱动桥。为了避免车桥运动时车轮前束的变化过大，在设计时将齿轮齿条式转向器布置在较高的位置上，并采用中间输出的结构，使转向横拉杆尽量长。

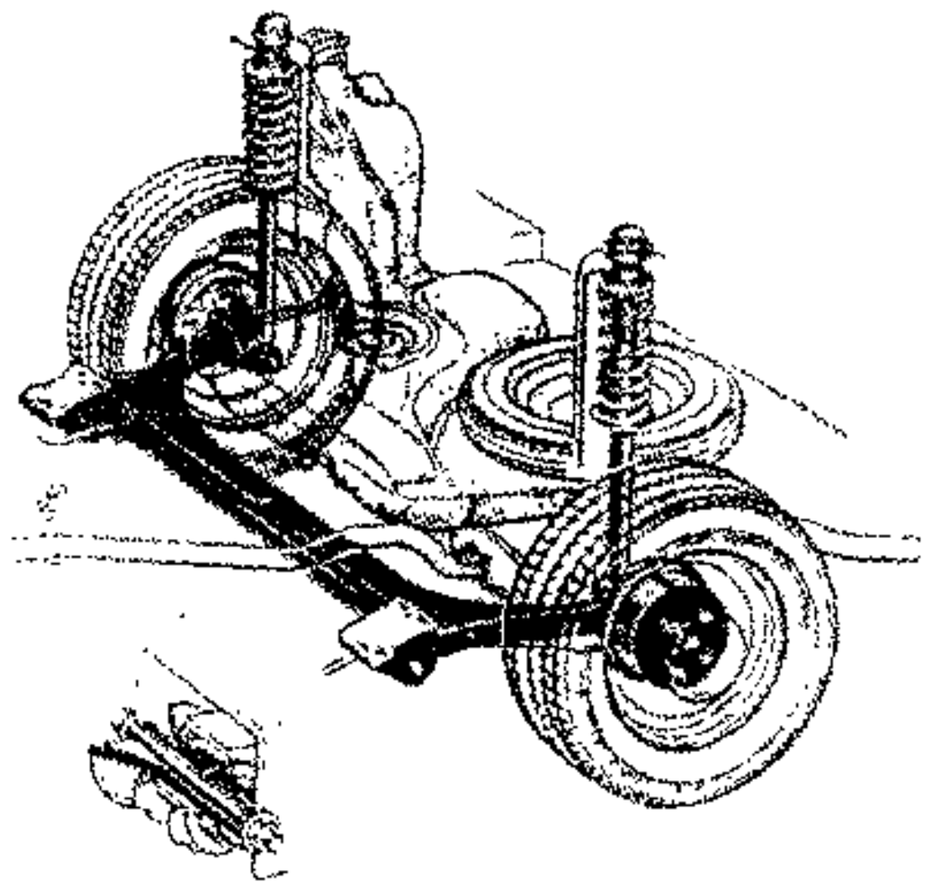


图 11-1-8 捷达Ⅱ型轿车的复合后悬架

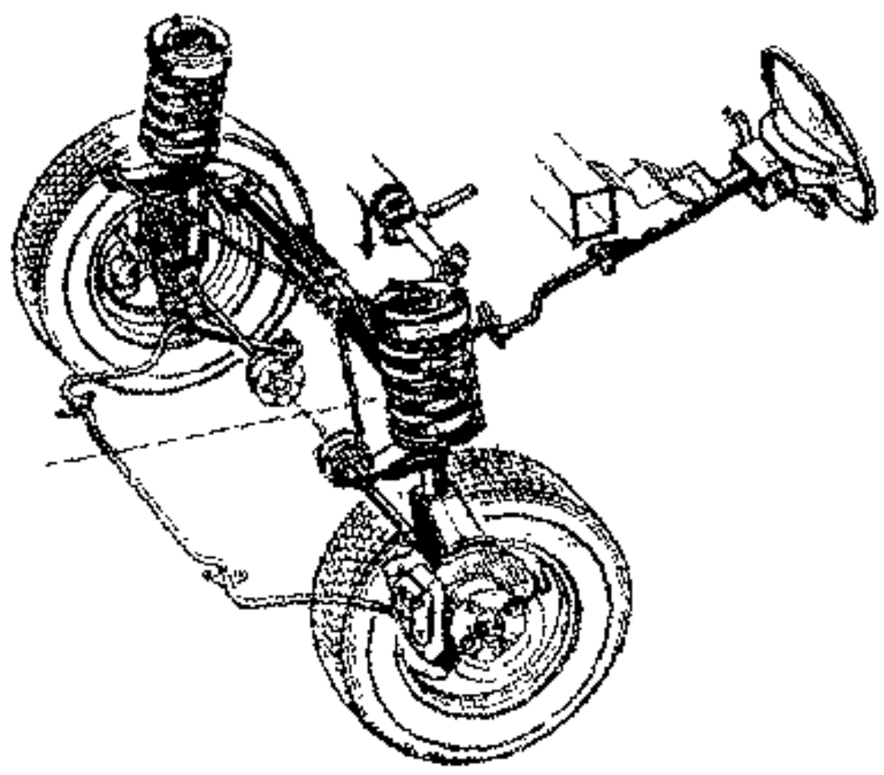


图 11-1-9 红旗 CA7220 转向驱动桥

2）采用双横臂式悬架的转向驱动桥

在一些中高级轿车上多采用双横臂式悬架。车桥中既有转向节，又有传递驱动力的轮毂，轮毂与等角速传动轴相连，布置弹簧减振器组件时，必须给等角速传动轴留出足够的空间。有些结构的车桥上，为了解决这个问题，将弹簧减振器组件布置在上控制臂上方。但是带来的缺陷是将由车桥传来的向上垂直力直接传递给了汽车翼子板的内衬板，导致内衬板由于负荷增加，结构变得复杂。图 11-1-10 所示是这种双横臂形式的车桥。

另一种解决方法是仍然将弹簧减振器组件安装在下控制臂上，然后上、下控制臂支承在同一构件上。弹簧减振器组件根据具体情况可以布置在等角速传动轴的前方或后方。这样车桥的布置位置较平，发动机高度能够进一步降低，有利于整车质心高度的降低。图 11-1-11 所示是另一种双横臂式的车桥。

德国大众最新推出的 Audi C5 高级轿车，在原来双横臂结构的基础上又有了新的突破，上、下控制臂都改成了两根独立的二力杆，并且这两根二力杆外侧的固定点是分开的。这种新的结构可以更好地改善车辆的操纵稳定性，具体结构见图 11-1-12。

汽车论坛 http://www.qclt.com

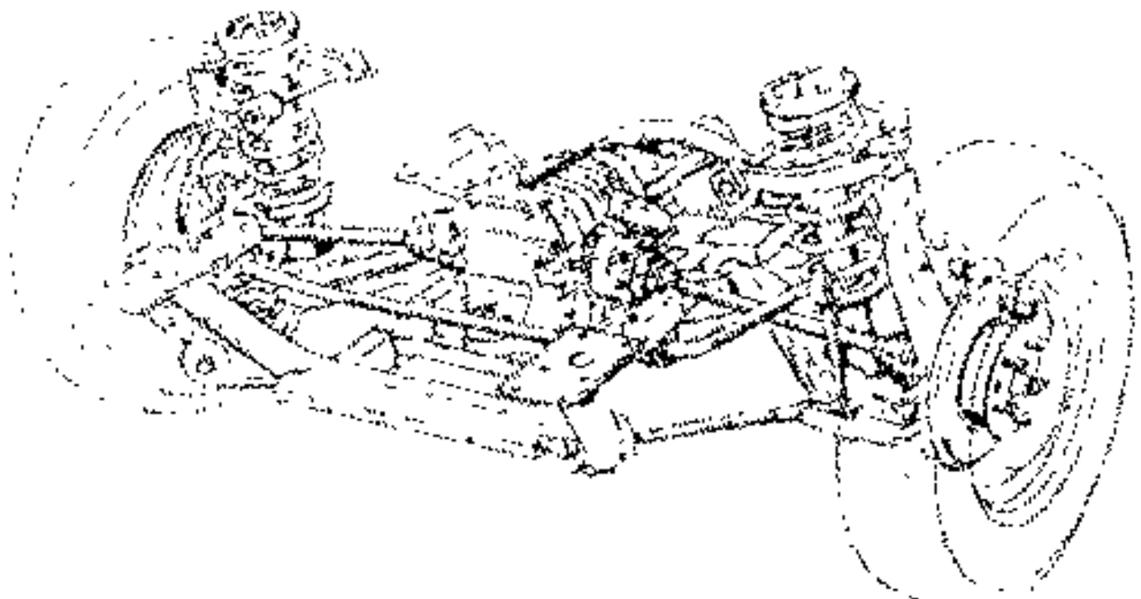


图 11-1-10 采用双横臂式悬架的转向驱动桥

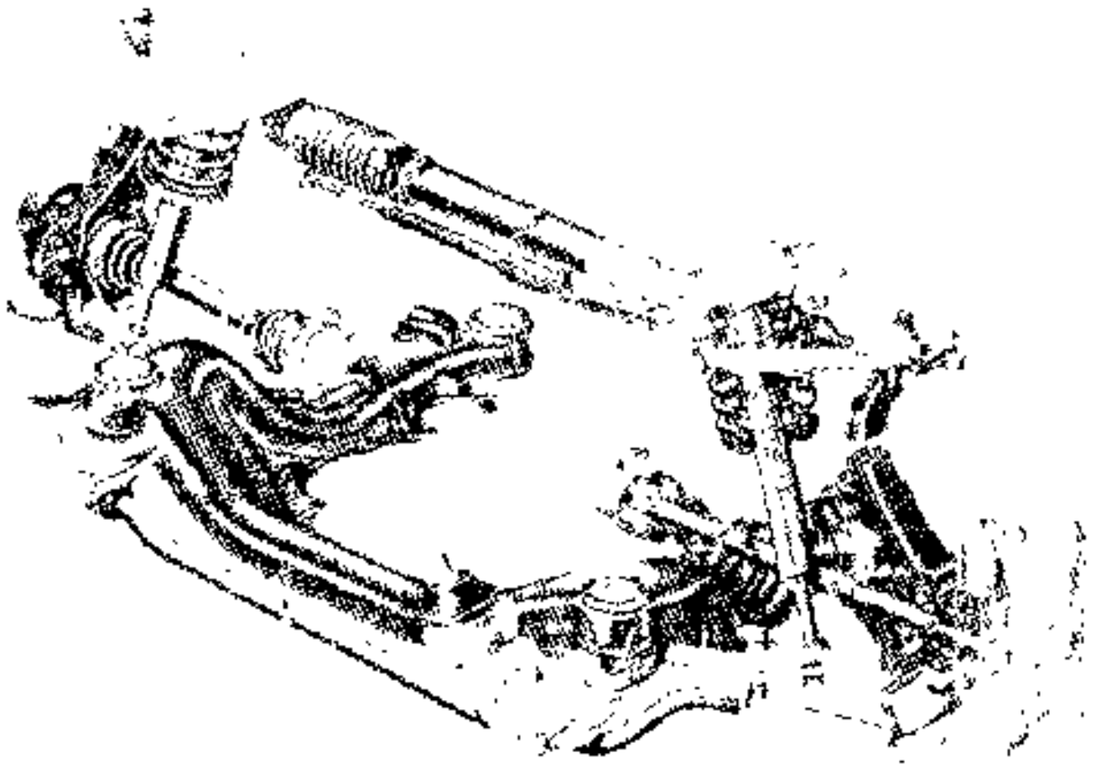


图 11-1-11 Audi A6 的前悬架

在轿车上，也有少数车型的车桥使用导向减振器柱式悬架结构，而且基本上都使用扭杆弹簧。

3）非独立悬架式转向驱动桥

多用于中、重型越野车，以及少数轻型越野车。车桥两端有转向节壳，用来实现转向功能。转向节壳内多采用球笼式等速万向节，也有少数车采用十字轴不等速万向节，图 11-1-13 为较典型的结构。

11.1.3.2 后驱动桥

1）独立悬架结构的后驱动桥

一般用于轿车及小型客车，主要包括驱动桥部件、等角速传动轴，以及构成车桥的其它导向元件、弹性元件等。具体的结构有多种多样，但大体可以分为双横臂悬架的后驱动桥、麦弗逊式悬架的后驱动桥及摆臂式悬架的后驱动桥三种。由于其中部没有刚性连接件，可以将后驱动桥布置较低，有利于降低车辆的质心高度，提高行驶性能；还可以使后部的车身底板降低高度，扩大乘坐空间或便于备胎舱的布置；由于在结构上可以采用多种形式的悬架，对提高或保证车辆的操纵稳定性、平顺性是十分有利的；非簧载质量小，对改善车辆行驶性能也是十分有益的。下面介绍几种典型的后驱动桥。

(1) 带双横臂悬架的后驱动桥

只是在一些豪华型的高级轿车上采用。另外，也有一些轿车将这种结构进行了演化和发展，演变成了多连杆式车桥，用于较大发动机排量的高级运动型轿车或跑车上，如日产公司依菲尔德牌轿车的后驱动桥(图 11-1-14)。

汽车论坛 http://www.qclt.com

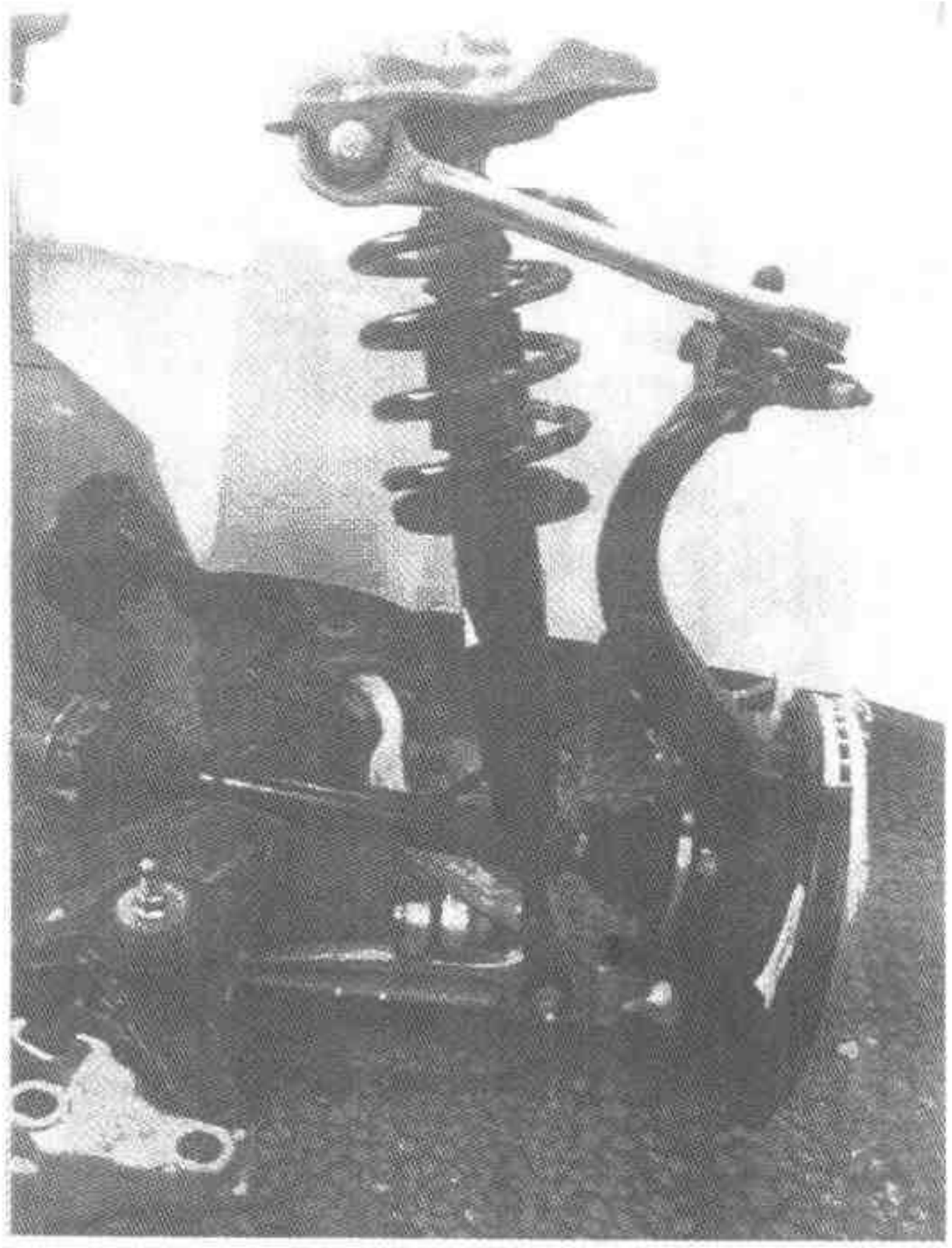


图 11-1-12 Audi C5 高级轿车的转向驱动桥

在 Audi100/200 Quattro 型四轮驱动轿车上，后轮驱动桥采用了普通的双横臂悬架结构，与普通的前轮驱动的 Audi100/200 比较，有更好的操纵稳定性。

(2) 带麦弗逊悬架的后驱动桥

为了节省材料、降低成本、减小质量，有些车桥将双横臂的上控制臂变成一个铰点，演变成带麦弗逊悬架的车桥（图 11-1-15)。它虽然大多数用于前桥，但在一些中、高级轿车上也用于后桥，以改善车辆的行驶性能。这种车桥要求使用的减振器具有较大的抗弯刚度，并且由于上铰点较高，用作后驱动桥时，后轮罩较高，可能会影响车内后排座椅的布置或影响后排乘用空间的利用。另外，使后桥或后备箱、备胎舱布置较为困难。因此，这种结构的后驱动桥不适合于在紧凑型轿车上使用。

(3) 带摆臂式悬架的后驱动桥

是独立悬架车桥中结构最简单的一种，所占空间相对较小，但对车辆运动性能的控制范围相对较窄，因此，一直用在一些紧凑型的小型车辆上。

图 11-1-16 所示是带斜置单横臂式悬架的后驱动桥，两侧斜臂前端铰接在一个结构较简单的副车架上，驱动装置的前端也固定在这个副车架上，同时在车桥的后部装有横向稳定杆。图 11-1-17 所示是这种车桥的运动学特性曲线．从该曲线上可看出，后轮的轮距变化及外倾角变化很小，而且侧倾中心随负荷增加而下降；从前束的变化情况看．后桥具有不足转向性能。

汽车论坛 http://www.qclt.com

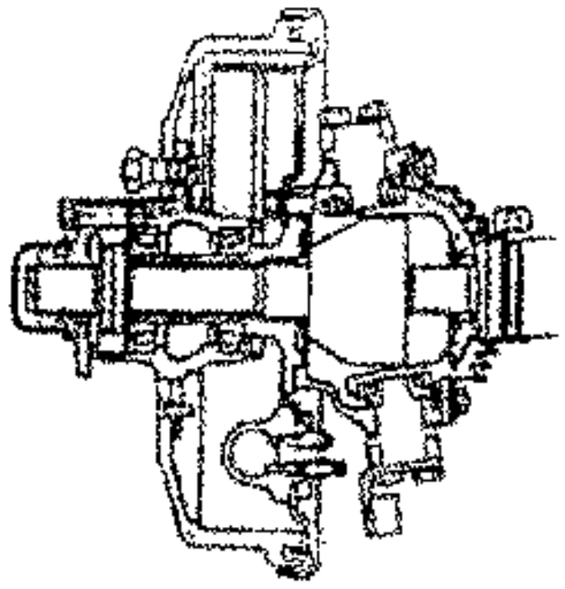


图 11-1-13 非独立悬架式转向驱动桥

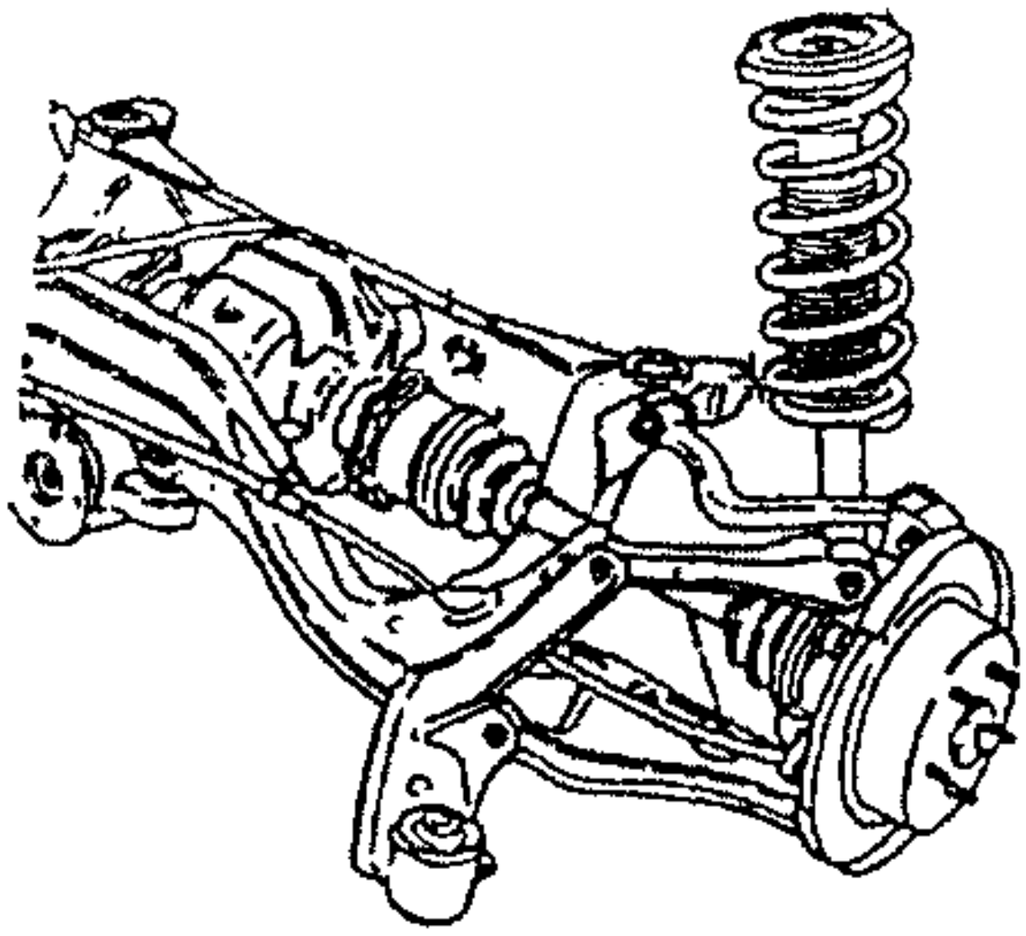


图 11-1-14 日产公司的依菲德牌轿车后驱动桥

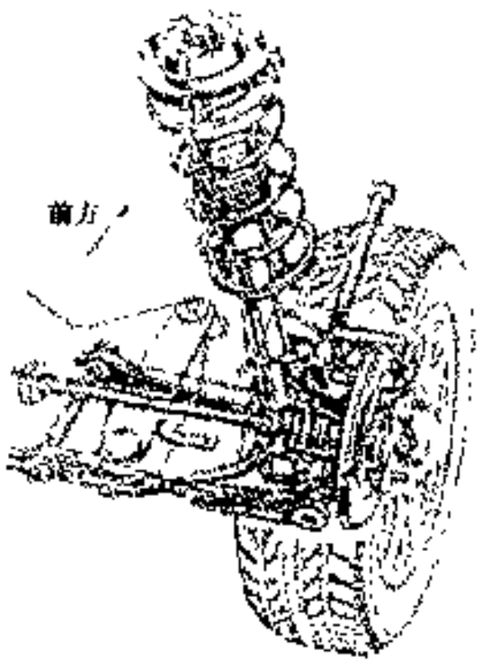


图 11-1-15 带麦弗逊式悬架的后驱动桥

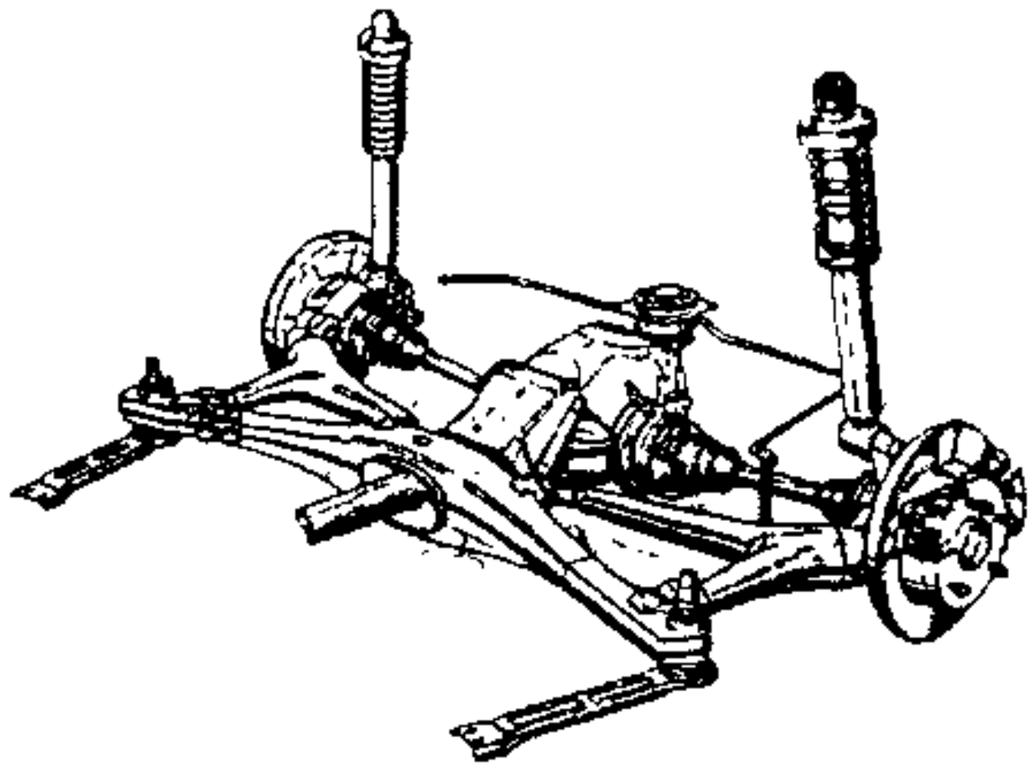


图 11-1-16 BMW5 系列斜置单横臂式后悬架

2）非独立悬架后驱动桥

整个驱动桥通过弹性悬架与车架连接，由于半轴套管与主减速器壳是刚性连成一体的，因而两侧的半轴和驱动轮不可能在横向平面内作相对运动。

（1）结构特点及应用

根据半轴的支承形式可分为全浮式、半浮式和 3/4 浮式三种形式。

全浮式广泛应用于各型载货汽车上。桥壳两侧端部各配置两个轴承，通过轮毂支承车轮。半轴只传递驱动转矩，由桥壳承受垂直负荷、水平负荷、冲击负荷及附加在车轮上的横向力。半轴容易拆装，只须拧下半轴凸缘上的螺钉即可将半轴从半轴套管中抽出，而车轮与桥壳仍能支承住汽车。

半浮式主要用于反力弯矩较小的轿车和小型货车上。桥壳间的轴承一般只用一个，半轴除传递驱动转矩外，还承受垂直负荷、水平和冲击负荷等所有力的作用。此种形式结构简单、质量小。

3/4 浮式现在汽车上几乎不使用此结构。此结构介于上两种结构之间，桥壳外侧左、右各配置一个轴承，轮毂支承在该轴承上，并与半轴的一端相连接。桥壳承受大部分垂直负荷和水平负荷，半轴承受由驱

汽车论坛 http://www.qclt.com

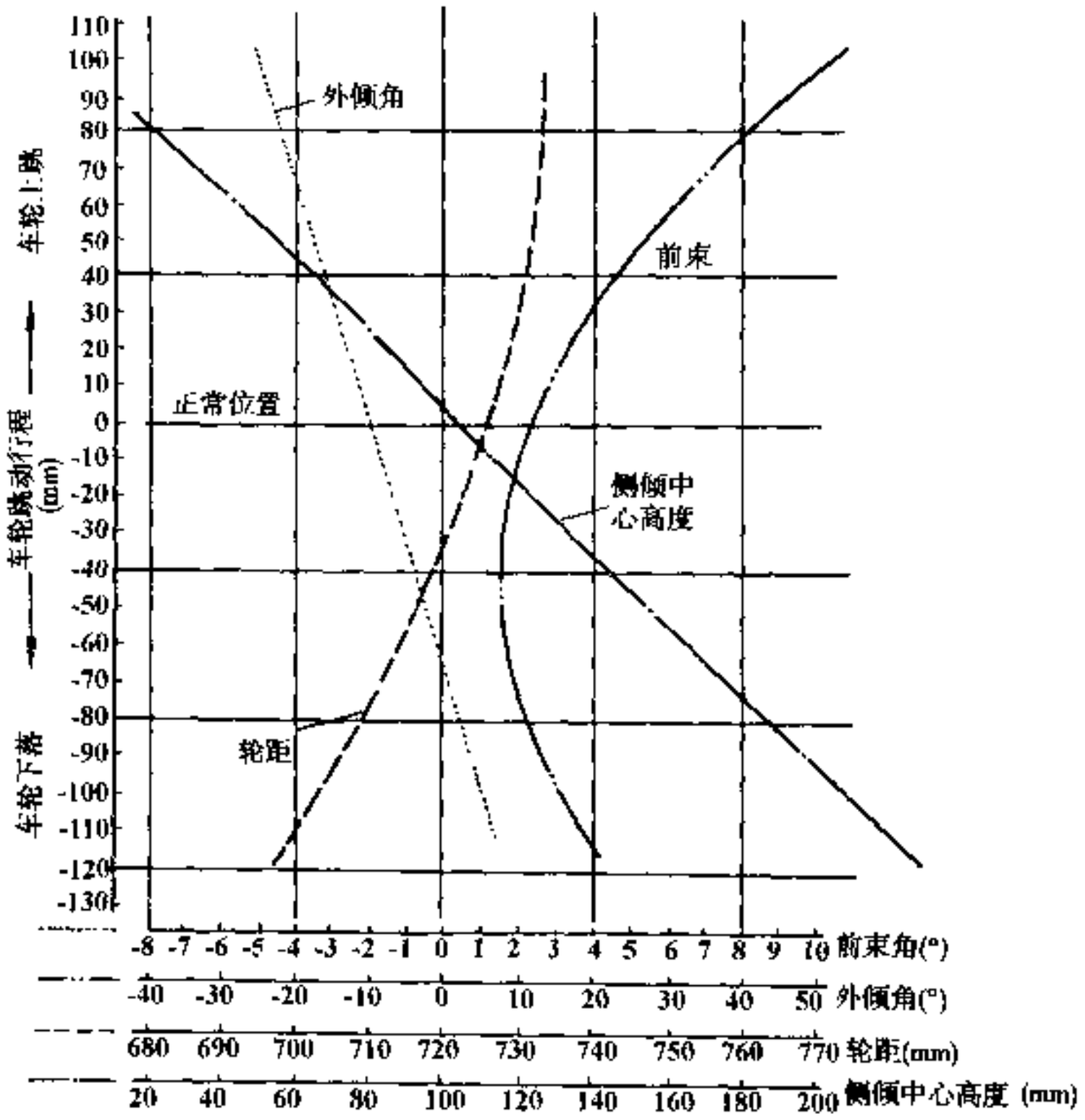


图 11-1-17 带斜置单横臂式悬架的后驱动桥的运动学特性曲线

动转矩和由水平负荷产生的弯矩。

(2) 桥壳材料选择与强度计算

a. 桥壳材料选择

目前国内中、重型汽车多数采用整体铸造式桥壳，材料多为球墨铸铁。铸造铁壳的形状和壁厚可根据设计需要变化，桥壳刚度大、强度高，且生产投资较小，换型改造比较方便，适合国内的生产和使用情况。其主要缺点是轮距、钢板弹簧中心距、轮毂轴承等的变化均需重新设计桥壳；产品废品率较高；生产条件差，环境污染严重。

国内轻型车和国外大多数车型则采用冲压焊接桥壳，常用材料 16Mn。其产品变形灵活；质量小，一般可降低 10%～20%；废品率低；生产效率高，适合大批量生产。

b. 桥壳强度计算

桥壳的最大应力通常发生在钢板弹簧座附近和轮毂内轴承圆角处。对于铸造桥壳，损坏多在钢板弹簧座附近，因此一般只计算弹簧座内侧的应力。对于冲压焊接桥壳，还须计算汽车处于侧翻临界状态时轮毂轴承内圆角处的应力。为验算焊接强度，还应计算轴头与桥壳焊接处、制动法兰与桥壳焊接处的应力，其计算方法与计算桥壳应力的方法类似。

(a) 传递最大牵引力时桥壳的强度计算

桥壳的受力情况见图 11-1-18。

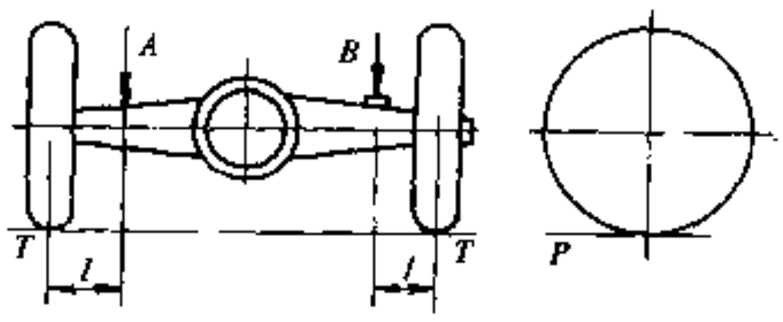


图 11-1-18 桥壳受力图

由车轮反作用力 T 产生在垂直平面内的弯矩为：

$$M_{垂} = T \cdot l = \frac{m_2 \cdot G_2}{2} \cdot l \qquad (\text{N} \cdot \text{mm}) \qquad (11\text{-}1\text{-}21)$$

式中：T——车轮垂直反作用力，N；

l——车轮中心线到弹簧座中心线的距离，mm；

汽车论坛 http://www.qclt.com

G_2——满载时驱动桥负荷，N；

m_2——行驶时的桥负荷转移系数，通常取 $m_2=1.2$。

由牵引力产生的水平面内的弯矩为：

$$M_{弯平}=P\cdot l=\frac{0.6T_E\cdot i_1\cdot i_0\cdot\eta}{r_k}\cdot l \quad (N\cdot mm) \tag{11-1-22}$$

式中：T_E——发动机最大转矩，N·mm；

i_1——变速器一档速比；

i_0——主减速器速比；

r_k——轮胎滚动半径，m；

η——传动系效率（由发动机至轮边）。

其合成弯矩 $M_{弯合}$ 为：

$$M_{弯合}=\sqrt{M_{弯垂}^2+M_{弯平}^2} \quad (N\cdot mm) \tag{11-1-23}$$

桥壳的弯曲应力为：

圆管形断面 $$\sigma_{圆}=M_{弯合}/W_{弯} \quad (N/mm^2) \tag{11-1-24}$$

式中：$W_{弯}$——桥壳的抗弯断面系数，mm^3。

方形断面 $$\sigma_{方}=M_{弯垂}/W_{弯垂}+M_{弯平}/W_{弯平} \quad (N/mm^2) \tag{11-1-25}$$

式中：$W_{弯垂}$、$W_{弯平}$——分别为垂直平面和水平平面的抗弯断面系数，mm^3。

两钢板弹簧座之间的桥壳上还承受牵引力引起的反作用转矩：

$$M_{扭}=0.6T_E\cdot i_0\cdot i_1\cdot\eta \quad (N\cdot mm) \tag{11-1-26}$$

扭转应力为： $$\tau=M_{扭}/W_{扭} \quad (N/mm^2) \tag{11-1-27}$$

式中：$W_{扭}$——桥壳抗扭断面系数，mm^3。

桥壳弯曲及扭转的合成应力为： $$\sigma_A=\sqrt{\sigma^2+3\tau^2} \quad (N/mm^2) \tag{11-1-28}$$

(b) 汽车制动时桥壳的强度计算

汽车紧急制动时，由反作用力 $T_{制}$ 作用在垂直平面内的弯矩为：

$$M_{弯垂}=T_{制}\cdot l=\frac{m_2\cdot G_2}{2}\cdot l \quad (N\cdot mm) \tag{11-1-29}$$

由制动力 $P_{制}$ 产生的水平面内的弯矩为：

$$M_{弯\varphi}=P_{制}\cdot l=\frac{m_2\cdot G_2}{2}\cdot\varphi\cdot l \quad (N\cdot mm) \tag{11-1-30}$$

式中：m_2——制动时后桥负荷转移系数，通常取 $m_2=0.7$；

φ——附着系数，通常取 $\varphi=0.8$。

在制动法兰和弹簧座之间的桥壳上承受的制动扭矩为：

$$M_{扭}=\frac{m_2\cdot G_2}{2}\cdot\varphi\cdot r_k \quad (N\cdot mm) \tag{11-1-31}$$

危险断面应力计算公式与最大牵引力时的应力计算公式相同。

(c) 最大侧向力时强度计算

当汽车满载高速急转弯、车辆处于侧翻临界状态时，与侧滑方向相反的车轮的垂直反力和侧向力等于零，侧翻方向的车轮的垂直反力和侧向力达到最大值。此时不存在纵向力，危险断面在轮毂内轴承附近。桥壳受力情况见图 11-1-19。

车轮外轴承和内轴承上的径向力按下式计算。

$$S_1=\frac{R_2\cdot r_k}{a}-T_2\frac{b}{a}=\frac{G_2}{a}(\varphi\cdot r_k-b) \quad (N) \tag{11-1-32}$$

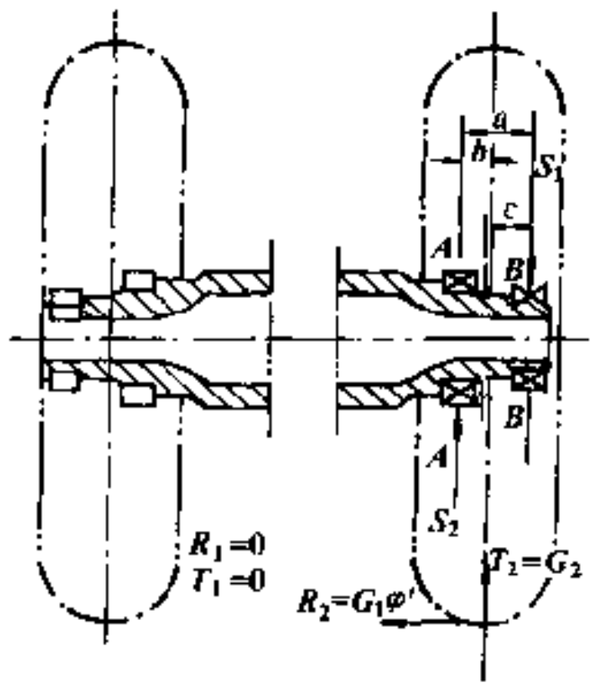


图 11-1-19 受最大侧向力时的桥壳受力图

汽车论坛 http://www.qclt.com

$$S_2 = S_1 + G_2 \qquad (\mathrm{N}) \tag{11-1-33}$$

式中：φ'——侧滑附着系数，取 $\varphi' = 1$

危险断面在 $A—A$ 和 $B—B$ 处，其弯矩为：

$$M_A = G_2\ (\varphi' \cdot r_k - b) \qquad (\mathrm{N \cdot mm}) \tag{11-1-34}$$

$$M_B = \frac{c}{a} G_2\ (\varphi' \cdot r_k - b) = \frac{c}{a} M_A \qquad (\mathrm{N \cdot mm}) \tag{11-1-35}$$

桥壳的弯曲应力为：

$$\sigma_A = M_A / W_{弯A} \qquad (\mathrm{N/mm^2}) \tag{11-1-36}$$

$$\sigma_B = M_B / W_{弯B} \qquad (\mathrm{N/mm^2}) \tag{11-1-37}$$

式中：$W_{弯A}$、$W_{弯B}$——计算断面的抗弯断面系数，$\mathrm{mm^3}$。

剪切应力为：

$$\tau_A = S_2 / H_A \qquad (\mathrm{N/mm^2}) \tag{11-1-38}$$

$$\tau_B = S_1 / H_B \qquad (\mathrm{N/mm^2}) \tag{11-1-39}$$

式中：H_A、H_B——计算断面面积，$\mathrm{mm^2}$。

弯曲与剪切的合成应力：

$$\sigma_{A合} = \sqrt{\sigma_A^2 + 3\tau_A^2} \qquad (\mathrm{N/mm^2}) \tag{11-1-40}$$

(d) 最大垂直力时强度计算

当汽车以较高速度通过不平路面时，桥壳受到冲击负荷的作用，垂直力可达到最大值。此时不存在其它力和转矩的作用，危险断面处在弹簧座附近。

最大垂直弯曲力为：

$$T_{动} = T_{静} \times \delta \qquad (\mathrm{N}) \tag{11-1-41}$$

式中：δ——动载荷系数，通常取 $\delta = 2.5$。

最大垂直弯曲力矩为：

$$M_{动} = \frac{G_2}{2} \cdot \delta \cdot l \qquad (\mathrm{N \cdot mm}) \tag{11-1-42}$$

最大弯曲应力为：

$$\sigma_{动} = M_{动} / W_{弯} \qquad (\mathrm{N/mm^2}) \tag{11-1-43}$$

（撰稿人：孙国辉　刘伟涛）

11.2 轮胎及车轮

11.2.1 概述

轮胎及车轮是汽车的行走部件，安装在车桥上，对称配置于每个车桥的两端（三轮汽车和具有浮动车轮的汽车除外），都是回转体，可以绕车轴转动并沿地面滚动。轮胎及车轮连接车轴，接触地面，在车桥和路面之间传力。汽车工作时，轮胎及车轮将汽车发出的作用力传给地面，同时将地面给予的反作用力传回汽车，汽车依据轮胎及车轮传递的力和力矩实现约定的承载和完成规范的运动。

轮胎和车轮组合工作，成对使用。轮胎是弹性元件，镶嵌于车轮外缘，具有弹性、柔性和韧性，以及优良的变形恢复能力和地面贴附能力；工作时可以分散汽车对路面的压应力、降低汽车运动的能量损失，同时实现充分传力、经久耐用；车轮是刚性制件，在中心支撑轮胎，具有相应的强度、刚度，以及联结、传力机构，保证轮胎能够工作和展现轮胎特性。轮胎和车轮共同体现其所具有的基本功能。这些基本功能如下：

①支撑汽车，承受汽车的重力，使汽车能够承载；

②传递驱动力、转向力和制动力，使驾驶人员能够对汽车的运动进行操纵控制；

③减小行驶阻力和能量消耗，提高运输效率；

④缓和行驶冲击，改善乘载条件，同时保护汽车和路面。

轮胎及车轮与汽车的多种性能密切相关。整车动力性、牵引性、经济性、平顺性、通过性、制动性及操纵稳定性等通过轮胎及车轮的特性配合实现匹配或优化，安全性和可靠性在很大程度上取决于所用轮胎和车轮的制造质量和使用寿命；轮胎和车轮的参数是整车设计的基础；轮胎是价格较高的易耗损件，对整车制造成本和汽车使用运营费用影响较大。因此，汽车对轮胎和车轮的特性有诸多要求，其中主要要求如下：

汽车论坛 http://www.qclt.com

①足够的负荷能力和速度能力；

②良好的附着特性及缓冲特性；

③耐磨耗、耐刺扎、耐老化和良好的气密性；

④良好的均匀性和质量平衡；

⑤较小的滚动阻力和行驶噪声；

⑥特定的外观或装饰；

⑦质量小、价格低、拆装方便、互换性好。

轮胎和车轮需要配套，二者必须组成符合规定的配套总成才能装车使用。轮胎和车轮还要借助系统其它部件的组合应用才能正常工作。按照习惯专业划分，轮胎和车轮系统包含轮边可以从车桥上拆卸的所有独立部件，常见的应用部件如下（图 11-2-1）：

①轮胎（外胎，有些轮胎还有内胎、垫带等）；

②车轮（轮辋及轮辐总成，有些车轮还有挡圈、锁圈、座圈、密封圈等）；

③气门嘴（有些气门嘴是独立总成，有些气门嘴与内胎一体）；

④车轮螺母；

⑤平衡配重（某些汽车省略不用）；

⑥轮罩（某些汽车省略不用）；

⑦轮胎防滑链（特别工况下使用）；

⑧专用装置（特定轮胎或车轮专用）。

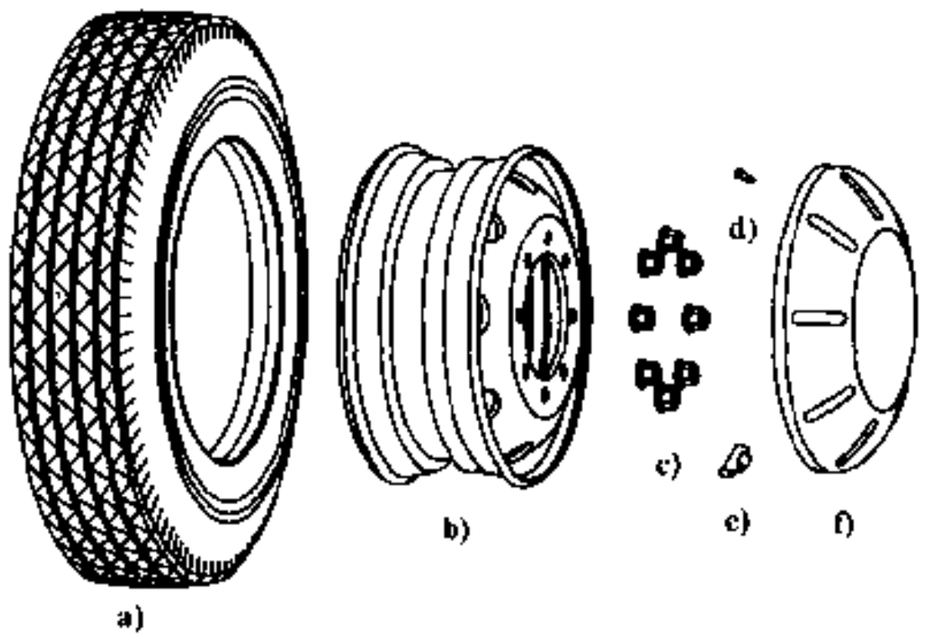


图 11-2-1 轮胎与车轮的组成

a)轮胎；b)车轮；c)车轮螺母；d)气门嘴；e)平衡配重；f)轮罩

轮胎及车轮通常展示汽车的典型特征，同时也能显现汽车的基本特性。不同的汽车可能使用不同的轮胎及车轮的规格，也可以具有不同的轮数。汽车装用轮胎及车轮的规格和数目大致反映汽车的工作能力和基本用途。

由于轮胎及车轮系统在整车中结构相对独立、制造工艺具有特殊性（轮胎属化学工业产品），轮胎及车轮产品都具有高度标准化、系列化、通用化的显著特点，生产基本专业化。现代汽车轮胎和车轮的开发、制造、使用和服务趋向社会化，轮胎和车轮工业同整车工业逐步分离是未来发展的总趋势。

11.2.2 轮胎

轮胎是以橡胶材料为主体制成的元件，在轮胎及车轮组合中主要承担及完成与路面之间力的交换。现代汽车绝大多数使用充气轮胎，充气轮胎是空心体，工作时内部充满压力空气，轮胎须借助充气压力体现本身特性和实现本身功能。

11.2.2.1 轮胎的结构

现代汽车轮胎的结构形式不一，但原理接近。典型结构有两种，即有内胎轮胎，含有外胎、内胎及垫带；无内胎轮胎，只有外胎。轮胎断面的典型结构示于图 11-2-2。

轮胎（对有内胎轮胎指外胎）以骨架材料和填充材料构成。骨架材料由钢丝或纤维材料制成的胎圈芯及其包布、帘布层和缓冲层（或带束层）组成，用于确立胎体的强度及维持轮胎充气后的形状和承载能力；填充材料为包容骨架材料的橡胶，经过硫化，与骨架材料紧密粘合，可以增进轮胎的弹性、附着能力、耐磨能力和气密性。轮胎的断面通常划分为以下几个部位。

胎冠，即胎顶与路面接触的部位，表面有胎面花纹及磨耗标志，内侧是缓冲层（或带束层）及帘布层。胎冠同地面接触，向地面传力，有较好的强度、韧性和附着能力。

胎肩，即胎冠与胎侧过渡的部位，缓冲层（或带束层）和胎面花纹在此截止。胎肩支持胎面，有较高

汽车论坛 http://www.qclt.com

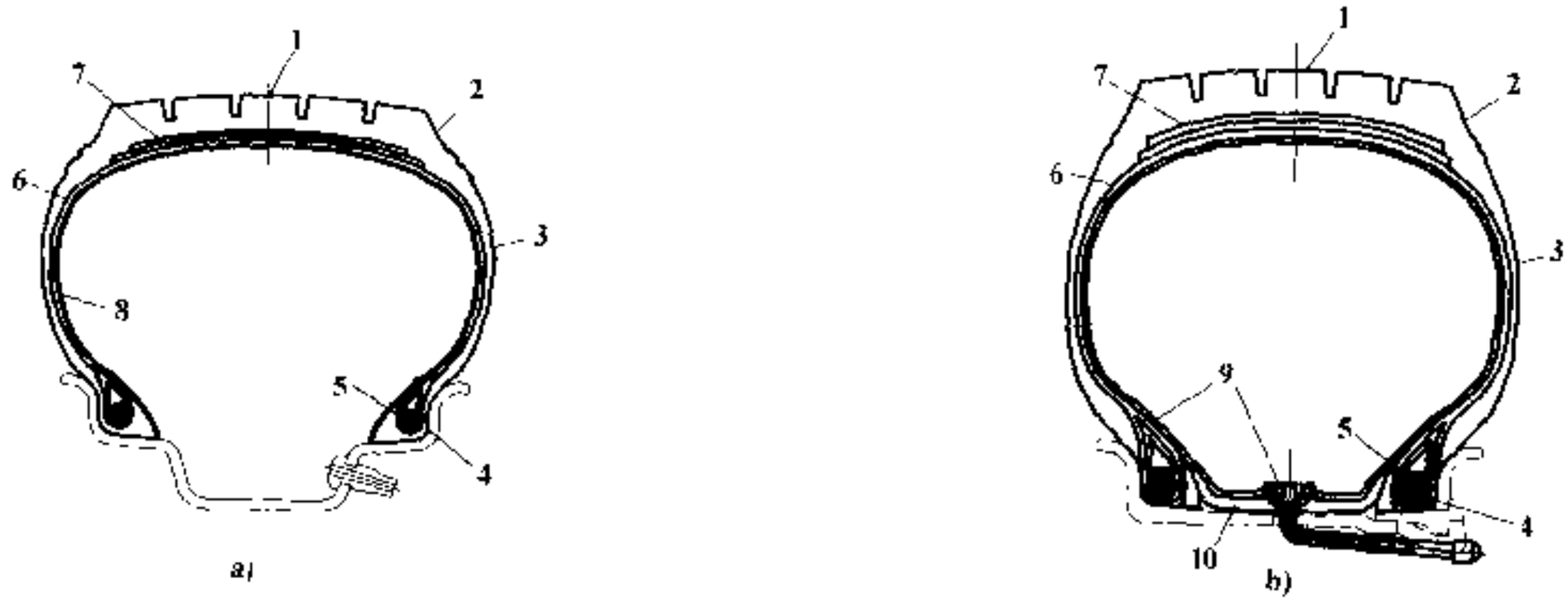


图 11-2-2 轮胎断面结构

a)无内胎轮胎;b)有内胎轮胎

1-胎冠;2-胎肩;3-胎侧;4-胎圈;5-胎圈芯;6-帘布层;

7-缓冲层(或带束层);8-密封层;9-内胎和气门嘴;10-垫带

的结合强度。

胎侧，即胎体上联结胎肩和胎圈的部位，外侧有轮胎标志和防护线，内侧是帘布层。胎侧承受充气压力并传递负荷，有较好的柔性和气密性。

胎圈，即轮胎与车轮接触的部位，内含胎圈芯。胎圈包容并贴合车轮，尺寸精度高，有一定刚度，能和轮辋很好配合。

胎圈芯，即胎圈内含的钢丝圈，通过包布与帘布层联结。胎圈芯由多股高强度钢丝缠绕制成，用于加强胎圈的强度和刚度，提高胎圈的支撑能力。

帘布层，即沿胎体内壁联结两侧胎圈芯的帘线编织层。帘布层用于确立轮胎的基本结构和工作能力，通常用钢丝或人造纤维、天然纤维材料制成的帘线编织而成，因材料特性不同或负荷要求不同可为单层、几层或十几层。帘布层的排列方式有两种，即子午式帘布层和斜交式帘布层（图 11-2-3）。

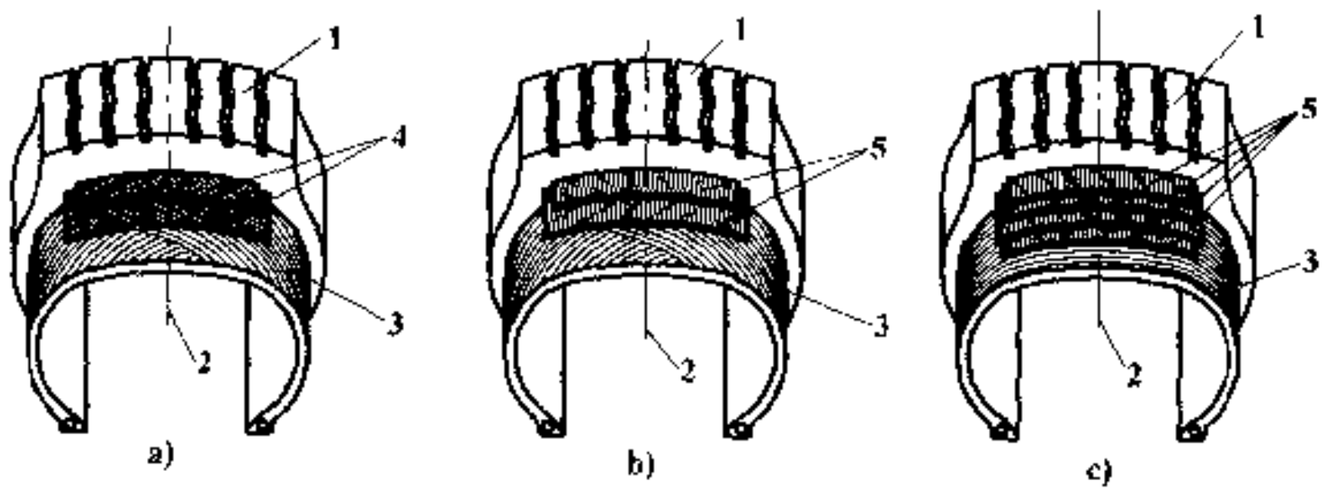


图 11-2-3 帘布层的排列方式

a)斜交轮胎;b)带束斜交轮胎;c)子午线轮胎

1-胎面;2-断面中心线;3-帘布层;4-缓冲层;5-带束层

前者帘线沿轮胎轴切面呈放射状分布，垂直于胎体周线。具有这样帘布层的轮胎被称做子午线轮胎。后者帘线与轮胎轴切面或胎体周线均成约 45°夹角，线层交叉对称叠放。斜交轮胎和带束斜交轮胎采用这样的帘布层。

缓冲层（或带束层），即介于胎面和帘布层之间的带状纤维（或钢丝）编织层，一般为几层。缓冲层用于斜交轮胎，用来分散和降低胎冠部的工作应力。带束层用于子午线轮胎和带束斜交轮胎，可以约束胎冠变形、提高胎面强度，减小轮胎滚动时的内部蠕动损失。

密封层（带），即无内胎轮胎特有的内壁气密层和胎圈密封带。可以保证轮胎本身及其与轮辋配合后

汽车论坛 http://www.qclt.com

的气密性。

内胎，即有内胎轮胎配用的与外胎分离的密封件，气密性好、强度很低，用于维持有内胎轮胎的气密性。

垫带，即大中型有内胎轮胎配用的内胎与轮辋隔离元件，普通橡胶制成。用于在有内胎轮胎工作时保护内胎及气门嘴。

11.2.2.2 轮胎的分类

汽车轮胎品种繁多，分类方法也很多。

按用途分为：乘用轮胎（或称轿车轮胎）、商用轮胎（或称货车轮胎）、非公路用轮胎（或称越野轮胎）、特种轮胎。

按胎面花纹分为：公路花纹轮胎、越野花纹轮胎、混合花纹轮胎、特殊花纹轮胎。

按胎体结构分为：子午线轮胎、斜交轮胎、带束斜交轮胎。

按骨架材料分为：钢丝轮胎、半钢丝轮胎、人造纤维轮胎、棉帘线轮胎。

按断面形状分为：普通断面轮胎、低断面轮胎。

按气密方式分为：有内胎轮胎、无内胎轮胎。

11.2.2.3 轮胎的参数和指标

轮胎的参数和指标体现了轮胎的特性，基本的参数和指标如下。

(1) 尺寸特性

描述轮胎（充气后）几何形状的参数。如外直径、断面宽、断面高宽比、配用轮辋名义直径、配用轮辋轮廓形式及规格、胎面花纹形式及深度、额定负荷下半径、使用后尺寸变化范围及最小双胎间距等（图 11-2-4）。轮胎的尺寸特性是轮胎的基础特性，通常有标准规定，符合标准尺寸规定的轮胎称做标准轮胎。标准轮胎尺寸特性参见 GB2977、GB2978、GB516、GB1191、GB9743 及 GB9744 等国家标准，或 ETRTO、TRA 及 JATMA 等国外标准。除了标准轮胎，也存在非标准轮胎，非标准轮胎的尺寸特性由供需双方商定。

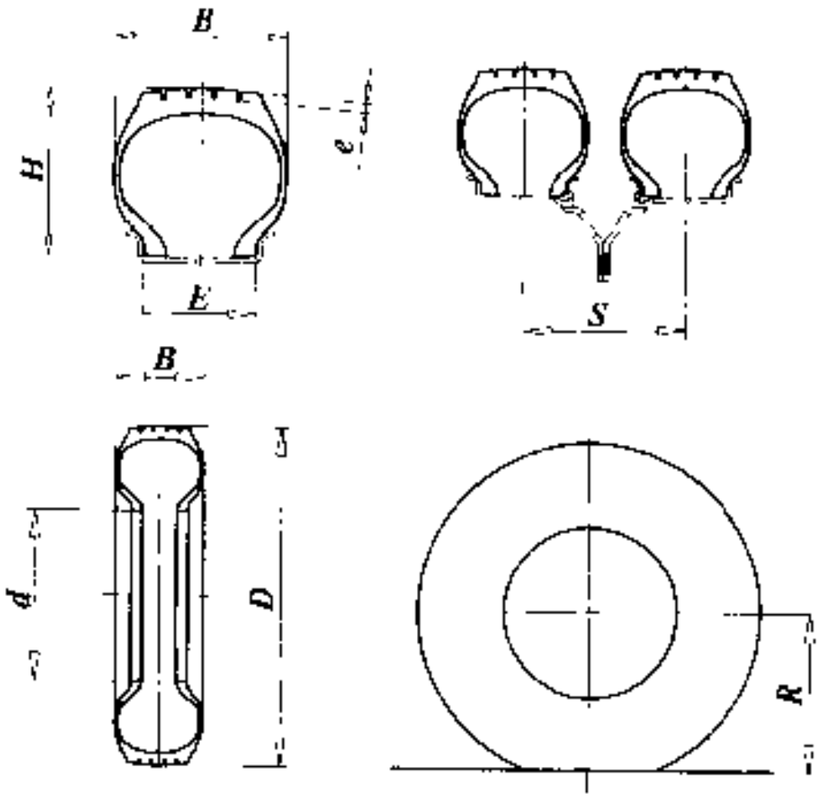


图 11-2-4 轮胎的尺寸特性

S-双胎间距；*B*-轮胎断面宽度；*D*-轮胎外直径；*d*-配用轮辋名义直径；*H*/*B*-轮胎断面高宽比；*E*-配用轮辋宽度；*R*-负荷下轮胎静力半径；*e*-花纹深度

(2) 负荷指数

描述轮胎在规定使用条件下承载能力的参数，以数字表示。负荷指数通用于小型轮胎，大型轮胎常用层级表示负荷能力。负荷指数所代表的负荷数值与规格无关，而层级所代表的负荷数值要参照规格才能确定。标准轮胎的负荷能力可从相应标准中查得（表 11-2-1），非标准轮胎的负荷能力自行计算参见 GB2977、GB2978 等。

表 11-2-1 国际通用轮胎负荷指数表(节选)

指数	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80
负荷(kg)	345	355	365	375	387	400	412	425	437	450
指数	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90
负荷(kg)	462	475	487	500	515	530	545	560	580	600
指数	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

负荷(kg)	615	630	650	670	690	710	730	750	775	800
指数	101	102	103	104	105	106	107	108	109	110
负荷(kg)	825	850	875	900	925	950	975	1000	1030	1060
指数	111	112	113	114	115	116	117	118	119	120
负荷(kg)	1090	1120	1150	1180	1215	1250	1285	1320	1360	1400
指数	121	122	123	124	125	126	127	128	129	130
负荷(kg)	1450	1500	1550	1600	1650	1700	1750	1800	1850	1900

(3) 速度级别

描述轮胎在规定使用条件下速度能力的参数，用字母表示。小型轮胎分多种速度级别，不与规格和结构相关；大型轮胎则一般按规格和结构给出相应速度限制（表 11-2-2），参见 GB2977、GB2978 等。

表 11-2-2 国际通用轮胎速度级别表(节选)

速度级别代号	C	D	E	F	G	J	K	L	M	N
最高行驶速度(km/h)	60	65	70	80	90	100	110	120	130	140
速度级别代号	P	Q	R	S	T	U	H	V	W	Y
最高行驶速度(km/h)	150	160	170	180	190	200	210	240	270	300

(4) 充气压力

设计规定轮胎允许使用的气压范围或推荐使用的气压数值，用公制表示。标准轮胎的充气压力可查标准，非标准轮胎的充气压力由轮胎制造厂给出。充气压力与负荷能力、速度能力三者之间互有关联，单胎或双胎工作时也有不同，参见 GB2977、GB2978 等。

(5) 均匀性

描述轮胎力学特性和几何特性均匀程度的参数，用力值或尺寸值表示。均匀性指标对高速度级别的轮胎更为重要，通常对轿车轮胎加以规定，商用轮胎暂时没有限制。

11.2.2.4 轮胎的特性和选用

轮胎的作用机理十分复杂。轮胎本身工作状态多变，同地面、车轮之间作用方式也含有多重性质，这导致轮胎具有多方位的特性。相比汽车其它部件，轮胎制作工艺中的手工成分比重更大，每只轮胎都有可能具有不同的滚动阻力、附着能力、侧偏刚度、缓冲、振动、噪声、磨耗、滑移等内涵特性，不同型号的轮胎产品因应力、生热机理不同而可能会有不同的工作能力和使用寿命，相同型号的轮胎产品因设计、制造、使用环境差异而可能会表现出有差异的期望特性和使用效果。因此，轮胎产品的特性表现不能简单认定、需要结合应用车型具体分析或通过实际试验加以验证。

汽车对轮胎的要求也是多方面的，很多对轮胎的要求实际上意味着让其具有互相矛盾的具体特性，因此，轮胎的选型也不能取决于单一因素，应该针对具体汽车综合考虑。普遍情况是，汽车对轮胎的要求虽然多种多样，但不同汽车常有侧重。轮胎选型应该兼顾轮胎特性和整车性能要求两个方面，参考拟配整车的性能要求和使用特点选配轮胎。

现代轮胎多是标准化设计、专业化生产的配件产品，汽车选用轮胎应该采取在较大范围内采购成品的方式，选用适当的轮胎型号和有信誉的品牌。轮胎工业自成体系，服务范围涵盖众多行业领域，某个汽车厂商难以绝对控制，况且涉及整个社会宏观效益，选用轮胎时最好采用市场已有的标准产品或市场还没有但系列标准中推荐开发的标准产品。特殊情况下，汽车厂商可以根据自己的需要要求轮胎供应厂商提供特别设计制造的轮胎，汽车用户也可能根据自己意愿自行改装或临时改用非标准轮胎，但选择特别设计制造或非标准的轮胎通常增加成本，也会给运营管理带来不便，不推荐采用。现有轮胎市场规格品种比较齐

汽车论坛 http://www.qclt.com

全，供应充足，有很好的服务，可以满足绝大多数汽车的需要，汽车选用轮胎应优先考虑采用标准轮胎轮胎的特性和选型可重点参考以下几个方面。

(1) 类别和胎面花纹

类别反映轮胎的基本特性，确定类别是轮胎选型的首要任务。乘用轮胎体积小、胎体软、均匀性好、使用气压低，装车后质心低、高速安全性和舒适性好，适于轿车及各类轻型客、货车辆使用，但承载能力有限，不适合大型车辆使用；商用轮胎体积大、胎体厚、层级高，承载能力强，可用于货车、大客车、挂车及其它以承载为主的车辆，但其它方面难以和乘用轮胎相提并论；非公路用轮胎在松软路面或无路地面上防滑性能好，装车后整车通过能力强，但公路行驶耗油多、噪声大，只适于在复杂或恶劣条件下工作的汽车，如军用拖载车、野外作业工程车或各种全轮驱动越野车等；特种轮胎仅用于特种车辆或特殊环境，不适合一般的车辆或路况使用，例如镶钉轮胎用于冰雪地区，海绵轮胎用于危险环境，防弹轮胎用于保险车，光面轮胎用于赛车等。另外某些特种轮胎带有变成某种发展方向的可能性，如轿车用简易备胎、大型车辆用宽基轮胎、CT 轮辋轮胎、活胎面轮胎等，普通汽车也有可能采用（图 11-2-5）。

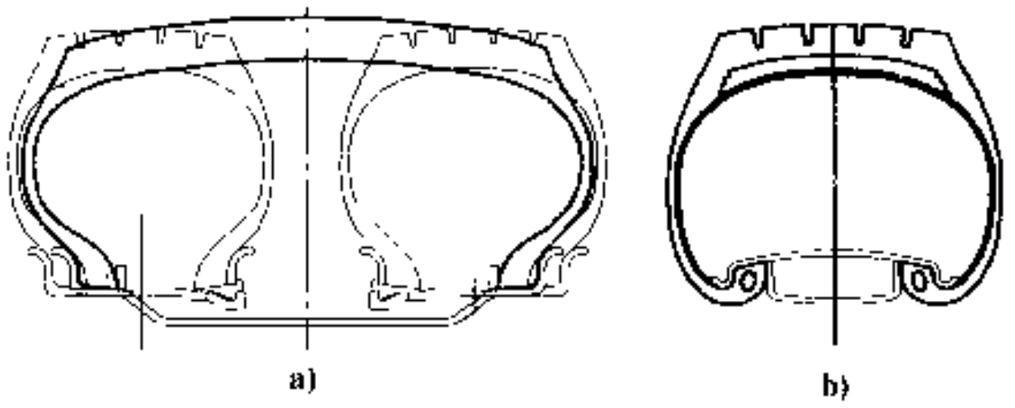


图 11-2-5 特种轮胎

a)宽基轮胎；b)CT 轮辋轮胎

胎面花纹对轮胎与地面相关的特性影响显著，如滚动阻力、附着能力、耐磨能力及行驶噪声等。胎面花纹的形式比较自由，品种繁多，已经用于生产的有几百种样式。设计重点不同，适应不同的使用条件，针对用户的各种喜好，特性各有短长，但其中没有真正所谓全天候或公认最优的花纹形式。汽车选择胎面花纹可以先在几大基本类型之中加以定位，再进一步仔细挑选。胎面花纹的选型带有个性，不排除习惯影响，存在某生产厂或某用户比较青睐、推崇或长期使用某种花纹的情况。一般原则是：花纹形式依据适用轮胎类型和车辆长期使用路况决定，可以根据季节、天气适时调整或换用；花纹深度有深有浅，可视使用追求的指标重点予以取舍。常见做法是：公路花纹滚动阻力小、噪声小，多用在铺装路面，其中纵向花纹比较适于光整路面，横向花纹比较适于土石路面；越野花纹附着性能好，主要在坏路或无路地带使用；混合花纹用于路面条件变化多样的场合；特殊花纹用于特定的轮胎，如雪泥花纹用于防滑轮胎、有向花纹用于牵引轮胎等。注重轮胎综合性能的汽车可选择普通花纹，追求轮胎一次性行驶里程长的汽车可选择加深花纹。选用何种胎面花纹最好结合具体试验和使用经验确定（图 11-2-6）。

(2) 胎体结构

胎体结构决定轮胎的基本性能。子午线结构具有较多优良特性，受到普遍推荐，近年来轮胎结构的显著发展趋向是子午线化。子午线轮胎滚动阻力小、温升低、胎面耐刺扎、胎体缓冲性能和胎面附着性能都比斜交轮胎优越，装车后油耗低、寿命长、高速性能好，适应现代汽车对安全、高速、低能耗的发展要求，但造价偏高、翻修不易、制造工艺较难掌握，目前还未能完全取代斜交轮胎。斜交轮胎历史悠久、技术成熟、工业基础雄厚、造价低廉，至今还是我国商用车辆轮胎的主要的结构形式，少数轿车也还在使用，但其滚动阻力大、高速性能差，综合性能不如前者，属于已经落后的结构形式，将来有被子午线轮胎逐步取代的可能。带束斜交轮胎是斜交结构向子午线结构过渡的中间类型产品，少数国家曾有生产，我国没有，其产品特性并无明显优势，国外已停止发展，可以认为发展前景不乐观。高品质的汽车、未来新设计的汽车推荐选用子午线结构轮胎（图 11-2-7）。

近年来与轮胎结构相关的另两个主要发展趋势是大量使用低断面轮胎和无内胎轮胎。低断面轮胎（或称扁平化轮胎）胎面宽平、侧面刚性好、附着能力强、散热好、高速行驶稳定性优良；无内胎轮胎没有内胎、平衡性好、发热少、不易瞬间失气、高速行驶安全性更佳。这两种结构都适应现代汽车运行条件日益改善、运行速度日益提高的发展态势，反映了现代汽车对轮胎发展重视和推动的结果，工作安全成为高速汽车轮胎的首要技术要求。现在世界上多数汽车轮胎，特别是乘用轮胎，都既是子午线结构，又是低断面

汽车论坛 http://www.qclt.com

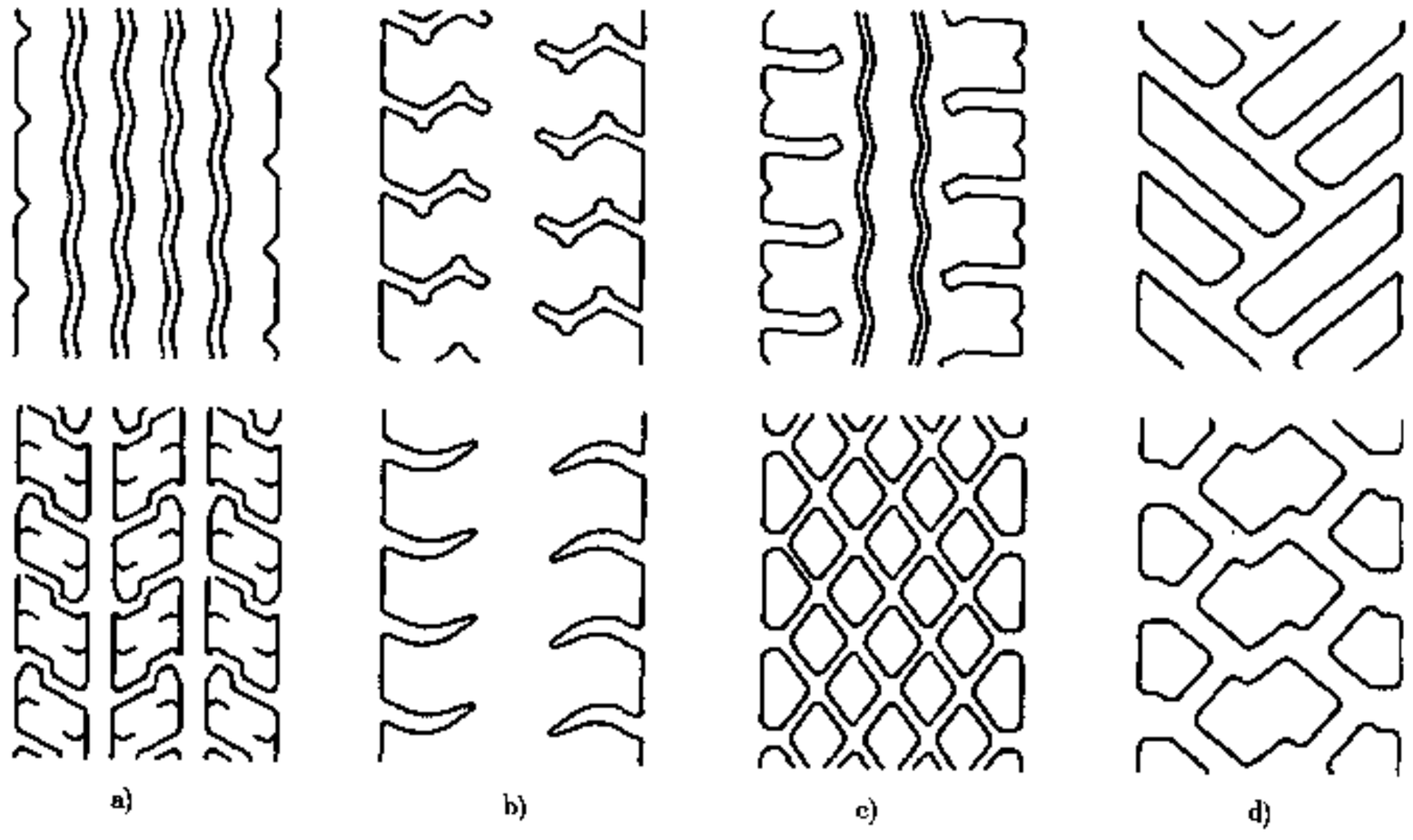


图 11-2-6 轮胎花纹形式

a)纵向花纹；b)横向花纹；c)混合花纹；d)越野花纹

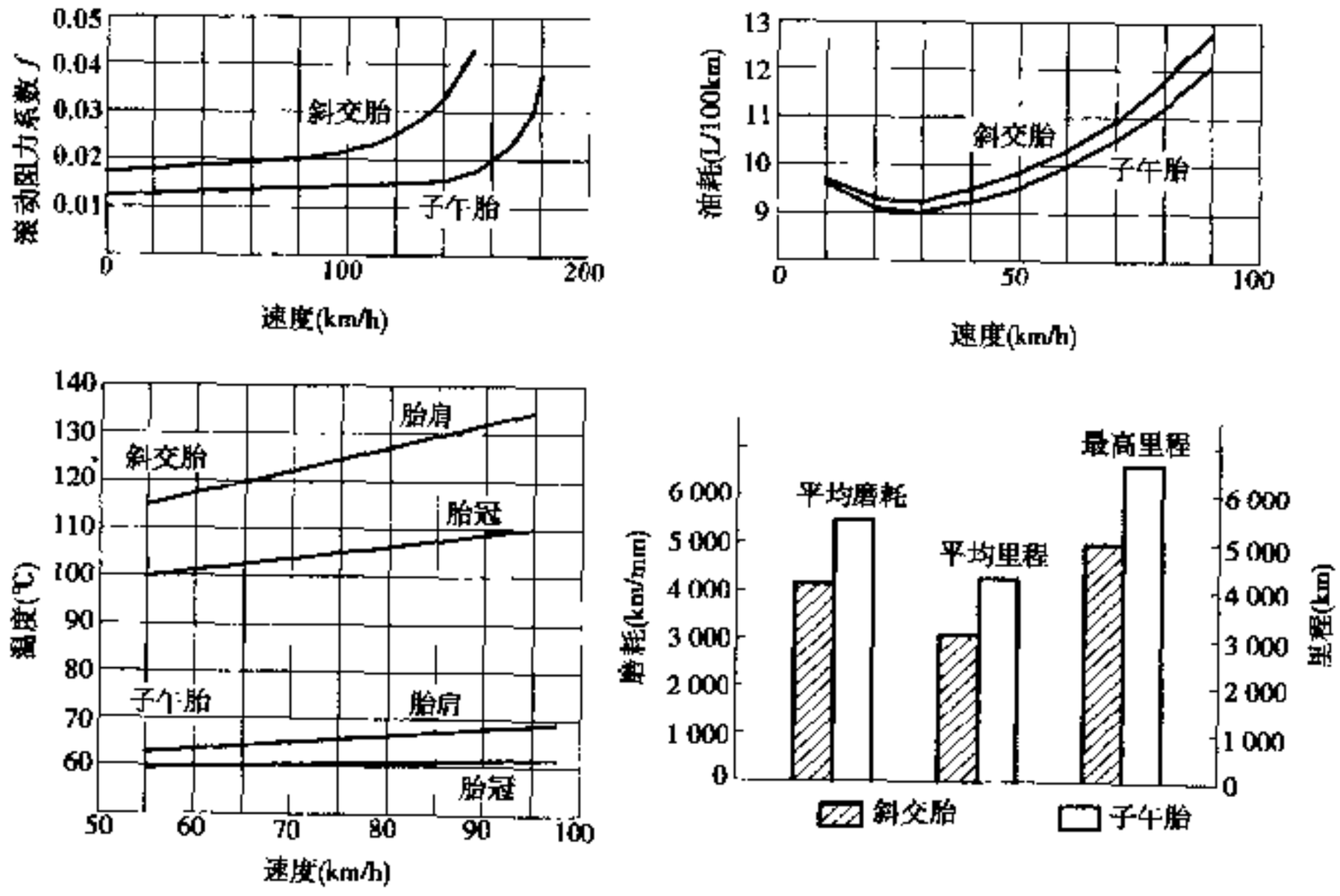


图 11-2-7 子午线轮胎同斜交轮胎的性能比较

和无内胎形式。新设计的高速、优质汽车推荐采用子午线结构的低断面和无内胎轮胎（图 11-2-8）。

轮胎材质对轮胎的特性也有影响，帘线材料中，钢丝帘线强度高、导热好、成品技术指标高，使用反映良好，高速车型适宜选用钢丝轮胎，但钢丝帘线只能做子午线轮胎生产技术难度大、修理翻新不容易；尼龙、聚脂、人造丝及其它一些人造材料帘线来源充足、使用广泛、技术稳定，可以用于各种结构，翻修也相对容易，斜交轮胎多是这种帘线轮胎，低速车型采用这种轮胎较为合理；天然纤维轮胎曾大量生产和使用过，但指标较低，随着技术进步和材料发展已遭淘汰，不宜再用。橡胶材质方面，天然胶和合成胶是目前两大主要原料来源，二者特性存在差别，胶料品质、价格易受产地、产量影响；橡胶工艺易受生产厂

汽车论坛 http://www.qclt.com

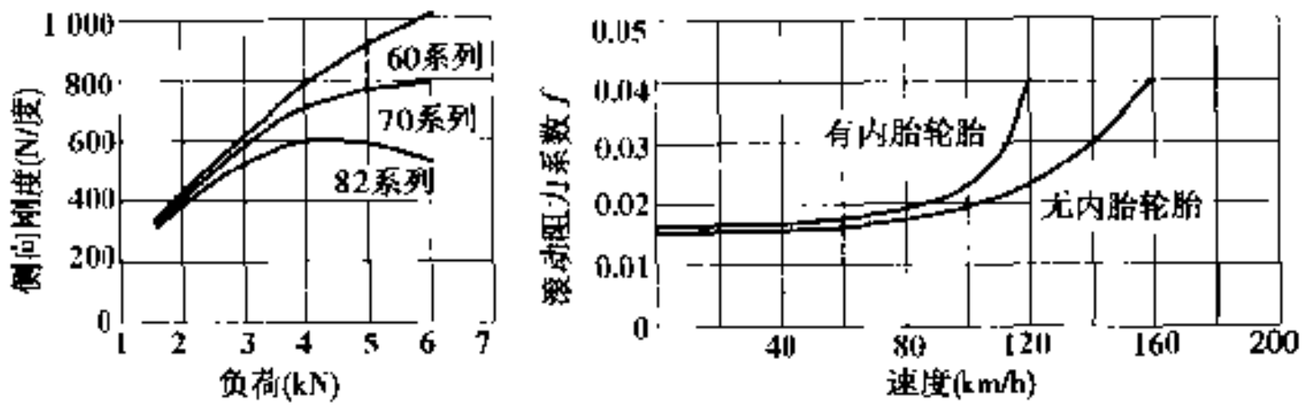


图 11-2-8 低断面和无内胎轮胎的性能

家技术经验、生产管理、设备水平条件制约，成份构成常常因厂而异，轮胎品质、使用效果也就会有差别。所以选用轮胎时要特别注意品牌。

(3) 轮胎的规格及使用气压

轮胎的规格和使用气压体现轮胎的承载能力。尺寸大、层级和使用气压高，承载能力强，但轮胎是价格昂贵的易耗品，使用大规格轮胎会增加生产和使用成本；层级或使用气压高会带来轮胎附着能力下降、振动频率增高，汽车安全性和舒适性变坏，同时加重对道路及汽车本身的破坏，负面影响不可忽视。在满足轴荷要求和轮边空间布置要求的前题下，汽车选用轮胎规格最好小型化、轻量化；在满足汽车承载要求的情况下，使用气压宜低不宜高。

轮胎的负荷能力与轮胎的充气量相关，可以表达为轮胎尺寸和使用气压的函数。按照轮胎类别、结构、高宽比系数，代入相应的气压、断面宽度、轮胎直径指数，利用经验公式可以计算出某一规格轮胎的负荷能力。标准轮胎的外形尺寸和使用气压已有标准规定。如果不是选用非标准轮胎，负荷能力也可以从轮胎标准中直接查出（表 11-2-3、表 11-2-4）。

表 11-2-3 175/70R13 轮胎气压负荷对应表

气压(kPa)	140	160	180	190	200	210	220	230	240	250
负荷(kg)	355	380	405	415	425	435	450	460	470	475

表 11-2-4 9.00－20 轮胎气压负荷对应表

气压(kPa) / 状态	320	350	390	420	460	490	530
D(双胎)（层级上限）	1415	1505	1595	1675	1755	1835 (10)	1905
S(单胎)（层级上限）	–	–	1615	1710	1815	1910	2000
气压(kPa) / 状态	**560**	**600**	**630**	**670**	**700**	**740**	**770**
D(双胎)（层级上限）	1980	2050 (12)	2120	2190	2255 (14)		
S(单胎)（层级上限）	2095 (10)	2175	2255	2340 (12)	2415	2495	2575 (14)

轿车选用轮胎时，安全性和舒适性要求是主要的。为满足主要要求，轮胎使用气压不宜高于最高允许气压的 80%，轮胎负荷利用率可不大于 0.85，承载能力留有一定储备。如果普通轿车轮胎不能满足整车负荷要求且整车无法加大轮胎尺寸，可选择增强轮胎，此时可以相应提高使用气压，但增强轮胎的速度能

汽车论坛 http://www.qclt.com

力、舒适性均不如前者，应酌情选用

货车、大型客车和挂车等选用轮胎时，应着眼于提高效益。为充分利用负荷能力，按汽车满载轴荷计算，轮胎负荷利用率可为 0.95～1，气压接近选定轮胎层级所限制的最高使用气压。对普遍采用的前单胎承载兼转向、后双胎为主承载的工况，因双胎并装工作，两只轮胎特性可能会有差异，路面或装载不良也可能造成差载，后双胎负荷能力应比单胎加倍减少 10%～15%，允许的充气压力也相应降低。一般前胎负荷利用率低于后轮，使用气压也可适当降低，在满足前桥承载要求的前提下，前胎气压略低有利于改善车辆操纵稳定性和减轻乘员疲劳、保护机件工作安全。

越野车辆或某些要求具有较高通过性能的车辆，为保证高通过性，轮胎外形尺寸一般较大，使用气压通常较低，可以不完全依照负荷能力选用轮胎

(4) 轮胎的速度特性

所有的轮胎都有使用速度限制。行驶速度是轮胎发热的主要因素之一，速度高发热就多，发热严重、散热不良将导致急剧温升，温度过高就会使轮胎早期损坏。无论货车还是轿车选配轮胎都应注意所选轮胎的速度特性

发热少、散热快的轮胎具有良好的速度特性　胎壁薄、帘线材料导热性好、线层蠕动损失少有助于提高轮胎的速度能力，子午线、无内胎、扁平化的轮胎具有这样的特点，这类轮胎在速度特性方面有优势。

原则上轮胎速度级别所限制的最高使用速度不应低于所配车辆的最高车速。目前国产轿车轮胎的速度能力从 120km/h 至 210km/h，按每 10km/h 分一级。国际上更有 240km/h、270km/h、300km/h 的轿车轮胎，可以满足各种轿车对轮胎速度能力提出的要求。国产大中型斜交结构有内胎商用轮胎速度限制约为 80～90km/h，连续行驶时间限定不超过 1h，这对普通货车目前的需要尚可满足，但难以适应高速公路大型车辆已经提出的使用要求。子午线有内胎商用轮胎速度能力略有改善，而子午线无内胎商用轮胎速度能力可以达到 120km/h 或以上。为确保行驶安全，高速货车、大客车最好选用此种轮胎。不过，高速度级别轮胎价格昂贵，高速轮胎用于低速车辆上也无明显好处，轮胎速度能力选择以适当为好。

(5) 轮胎的均匀特性

轮胎的均匀性集中显示轮胎尺寸、材质和结构的规范程度，综合体现轮胎的制造水准和成品的一致性，均匀性不好的产品使用中会产生角度效应或锥度效应，平衡困难，装车后操纵稳定性差，影响高速行驶的安全性和舒适性，高速高级别车辆选用轮胎时应提出均匀性要求。高水准的轮胎出厂前一般都经过均匀性检测，有相应的控制指标（表 11-2-5、表 11-2-6），可以用做整车产品设计的参考。对低级车辆，均匀性可以不做特别要求，由制造工艺保证。

表 11-2-5　轮胎的均匀性参考指标(几何尺寸)

	轿车轮胎	轻型货车轮胎	中、重型货车轮胎
径向跳动(mm)	1.0	1.5	2.0
侧向跳动(mm)	1.0	1.5	2.0

表 11-2-6　轮胎的均匀性参考指标(力学特性)

	S 级及以下	T 级至 H 级	H 级以上
径向力波动(N)	100	80	≤80
侧向力波动(N)	80	80	≤60
锥度效应(N)	50	50	50
角度效应(N)	+	+	+

11.2.2.5　轮胎的代号和标志

世界各国通用以代号称谓轮胎。我国汽车轮胎规格也使用代号，表示方法同世界多数国家相同，即轮

汽车论坛 http://www.qclt.com

胎名义断面宽度代号（或再加轮胎断面高宽比代号），加轮胎结构代号，再加轮辋名义直径代号。轮胎名义断面宽度代号和轮辋名义直径代号以相应尺寸名义公制值（或英寸值）表示（不是实际值），轮胎结构代号以“-”表示斜交结构，以“R”表示子午线结构，以“B”表示带束斜交结构，代号按一定次序组合。

轮胎的负荷能力和速度能力可用代号示出，也可以直接注明。商用轮胎通常标明层级（不是轮胎真实的帘布层数），轿车轮胎或用负荷能力指数示出或直接注明数值。例如 9.00-20 12PR（使用名义英寸值，12 层级或 F 级）为一种普通断面斜交有内胎商用轮胎，轮辋名义直径为 20 英寸（508mm），斜交结构，轮胎名义断面宽度 9 英寸（228.6mm），单胎最大承载质量为 2340kg，双胎状态最大承载质量为 2050kg，最高行驶速度为 90km/h。

175/70R13 82T（使用名义毫米值及名义英寸值，负荷能力指数 82，速度能力级别 T）为一种低断面子午线无内胎轿车轮胎，轮辋名义直径为 13 英寸（330.2mm），子午线结构，轮胎名义断面宽度 175mm，单胎最大承载质量为 475kg，最高行驶速度为 190km/h（“/70”表示轮胎断面高宽比属 70 系列）。

内胎、垫带等单独上市时，使用配套轮胎的尺寸规格代号。

现行国家标准和国际标准推荐未来轮胎优先使用公制表示方法，目前已有一些国家轮胎全面采用公制表示，我国轮胎特别是商用轮胎还保持传统的英制表示方法，将来要逐步过渡到公制表示法。

轮胎的表面有轮胎标志，规定要求用凸字标识于轮胎两侧醒目位置，内容如下：

①注册商标，产地（或厂名）；

②尺寸规格（代号）；

③额定负荷（负荷指数或层级）及相应气压；

④速度限制（代号）；

⑤结构特征（帘线结构及材料、有无内胎、断面系列等代号）；

⑥其它标记（生产序号、检查印记、设计轮辋规格、出口认证标识等，根据需要或法律规定注出）。

上述标志个别项目在不致混淆时可以省略。国产轮胎可用中文或英文，世界各国通用英文。例如 GOODYEAR 175/70R13 82TTubeless LI86/250kpa U.S.A 表示一种进口子午线轿车轮胎。

桦林（HUALIN）9.00-20 12PR 尼龙（Nylon）中国（China）表示一种国产斜交商用轮胎。

11.2.2.6 轮胎的检验和试验

轮胎是安全件，产品投放市场前须做严格检验，开发时要做研究试验，整车装车后还要做匹配试验。轮胎的成品检验和试验对制造者、中间用户和使用者都十分重要，在通常情况下，这些检验和试验也作为供需双方技术衔接的验证手段。目前用于轮胎的检验和试验项目有：高速和耐久试验；强度试验；脱圈试验；均匀性检验；X 光检验；外观及剖切检验；材料物理机械性能检验；六分力试验；道路装车试验等。这些检验和试验大都有标准的试验方法和不同级别的最低性能要求，厂家和用户可依据这些项目和判据对轮胎产品进行监控。其中，非破坏性项目为例行项目；其它项目作为抽检项目或研究项目。

11.2.2.7 轮胎的使用注意事项

正确使用轮胎对确保行车安全及延长轮胎工作寿命十分重要。轮胎选定后应同时提出产品装车和使用的技术要求。

(1) 整车装车方面

①配用轮辋规格符合标准（或生产厂）规定的车轮；

②使用轮胎拆装机（或专用工具）按正确的方法装配轮胎及车轮总成；

③按整车技术条件充气至规定压力，确认密封；

④按规定方法储放待装车轮胎。

(2) 整车使用方面

①合理利用轮胎的工作能力，避免超载、超速使用；

汽车论坛 http://www.qclt.com

②保持正确的充气压力，避免过高、过低；
③车辆装载应均匀，避免不当偏载、过度拖载；
④轮胎搭配应适当，避免不同结构、不同品牌的轮胎同轴混装使用；
⑤避免粗暴起动、猛烈制动及长期重载停放汽车；
⑥谨防锐物刺扎、油类污染轮胎；
⑦使用中定期换位；
⑧花纹磨至规定深度或胎体损坏后及时翻新、修补或更换；
⑨按规定拆装轮胎、储放备品（图 11-2-9）。

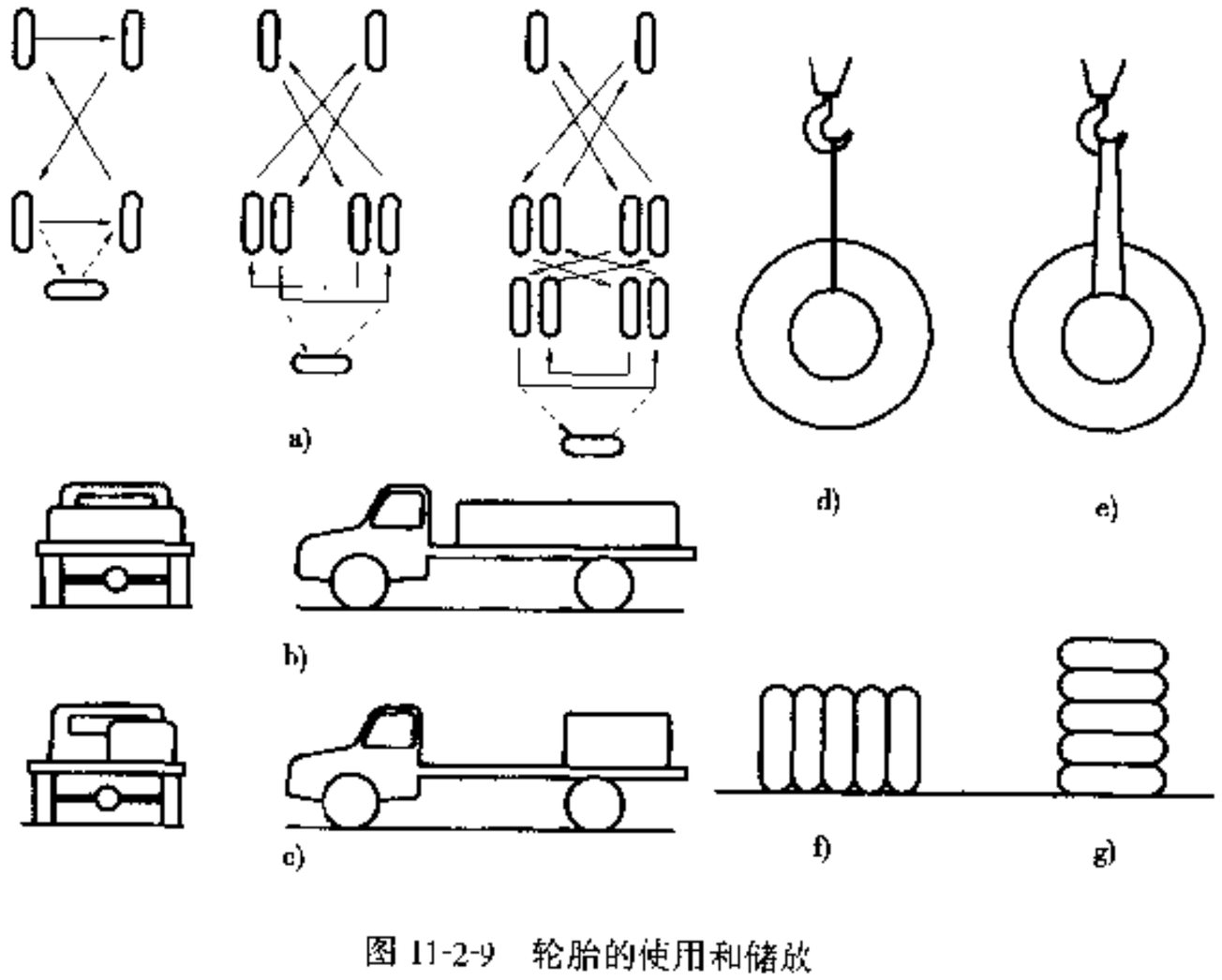


图 11-2-9 轮胎的使用和储放
a)推荐轮胎换位顺序；b)正确安装方式；c)不正确安装方式；d)不正确吊装方式；e)正确吊装方式；f)正确储放方式；g)不正确储放方式

11.2.3 车轮

车轮通常是金属制件，主要功能是支撑和夹持轮胎。车轮和轮胎通过轮胎充气后形成的压力和摩擦力，实现彼此之间的正确配合和力的传递。

11.2.3.1 车轮的结构

车轮形式较多，常见车轮由轮辋和轮辐两部分组成，典型的断面结构如图 11-2-10 所示。

(1) 轮辋

车轮上同轮胎配合的部位，带有用于支持轮胎的胎圈座、轮缘，开有安装气门嘴用的气门嘴孔（或气门嘴槽）。轮辋承受充气压力及维持同轮胎的装配要求，同时提供装拆轮胎功能。一件式轮辋轮缘不可分，用轮辋槽供轮胎装拆；多件式轮辋有由挡圈、锁圈等组成的可拆轮缘，分瓣式轮辋、对开式轮辋彼此拼装，这几种车轮可以利用轮辋的拆分和组合进行轮胎拆装。

(2) 轮辐

车轮上与车桥连接的部位，带有同车桥轮边连接的紧固机构，开有数量不等的手孔，具有一定的偏距。轮辐连接车桥，传递负荷。板式轮辐同轮辋焊接（或铆接、铸造）成一体，通过紧固孔和车桥连接；条式轮辐直接同轮辋及轮毂联结；组装式车轮没有轮辐，将轮辋直接紧固在辐式轮毂上。

辐板式车轮分为单式车轮和双式车轮两种。单式车轮没有足够的偏距，不能双轮拼装；双式车轮有较

汽车论坛 http://www.qclt.com

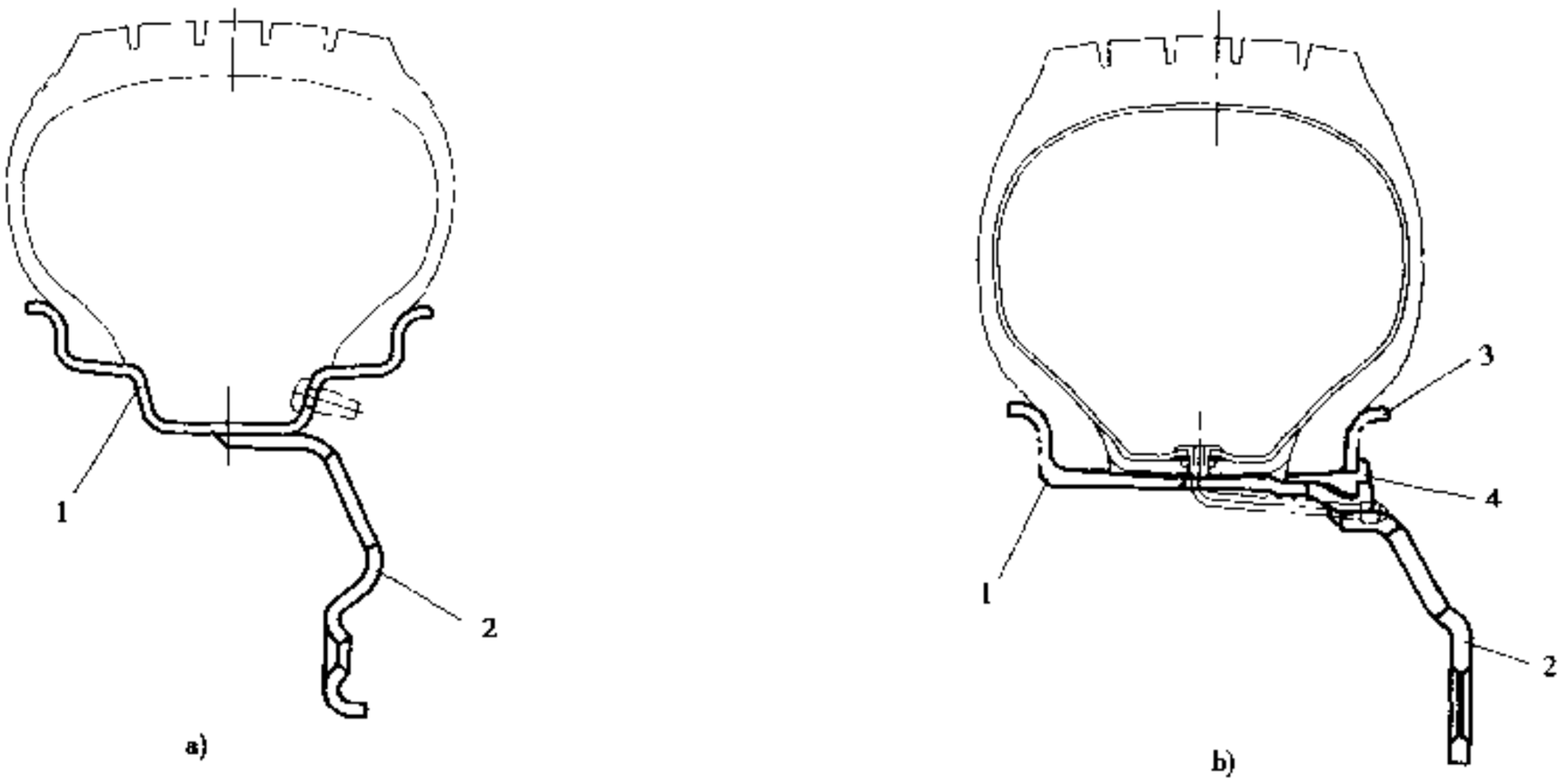


图 11-2-10

a)轿车车轮;b)商用车轮

1-轮辋;2-轮辐;3-挡圈;4-锁圈

大的偏距，可以双轮拼装。组装式车轮也可以双轮拼装，但须使用隔圈，其它几种车轮只能单轮使用。

车轮在车桥上安装必须定心。辐板式和整体式车轮使用中心孔或螺母座定心；辐条式车轮通过调整辐条长度定心；组装式车轮由轮辋安装斜面定心。

车轮多数用金属制造，材料一般为低碳结构钢或铝合金，少数车轮可为镁合金或高强度非金属制件。为防止腐蚀，钢车轮表面通常涂漆，高级车轮外表加涂装饰用罩光漆，或用轻合金车轮，或另加特别处理。

11.2.3.2 车轮的分类

按轮辋结构分为一件式轮辋车轮、多件式轮辋车轮、分瓣式轮辋车轮及对开式轮辋车轮。

按轮辋轮廓形式分为深槽轮辋车轮、深槽宽轮辋车轮、半深槽轮辋车轮、平底宽轮辋车轮、全斜底轮辋车轮及 15°深槽轮辋车轮。

按轮辐结构分为辐板式车轮、辐条式车轮、组装式车轮及整体式车轮。

按材质分为钢制车轮、轻合金车轮、非金属车轮。

按成形方式分为滚型车轮、型钢车轮及铸造车轮。

11.2.3.3 车轮的参数和指标

1）车轮的主要参数

(1) 轮辋轮廓尺寸特性

主要包括轮辋名义直径、标定直径、检验周长、工作宽度、轮缘形状及尺寸、胎圈座形状及尺寸、轮辋槽深及槽宽、气门嘴孔尺寸等（图 11-2-11）。轮辋轮廓尺寸特性反映车轮与轮胎配合的要求，通常有标准规定，参见 GB3887。

(2) 轮辐连接尺寸特性

主要包括板式轮辐的中心孔直径、紧固孔数目及分布直径、紧固孔形状及尺寸、最小安装平面直径、偏距等（图 11-2-12）。轮辐连接尺寸特性反映车轮与车桥配合的要求，一般也有标准规定，参见 GB4095。

2）车轮的主要指标

(1) 车轮强度

主要包括疲劳强度、冲击强度及焊接强度等。车轮的强度体现车轮的工作能力，通常有标准的试验方

汽车论坛 http://www.qclt.com

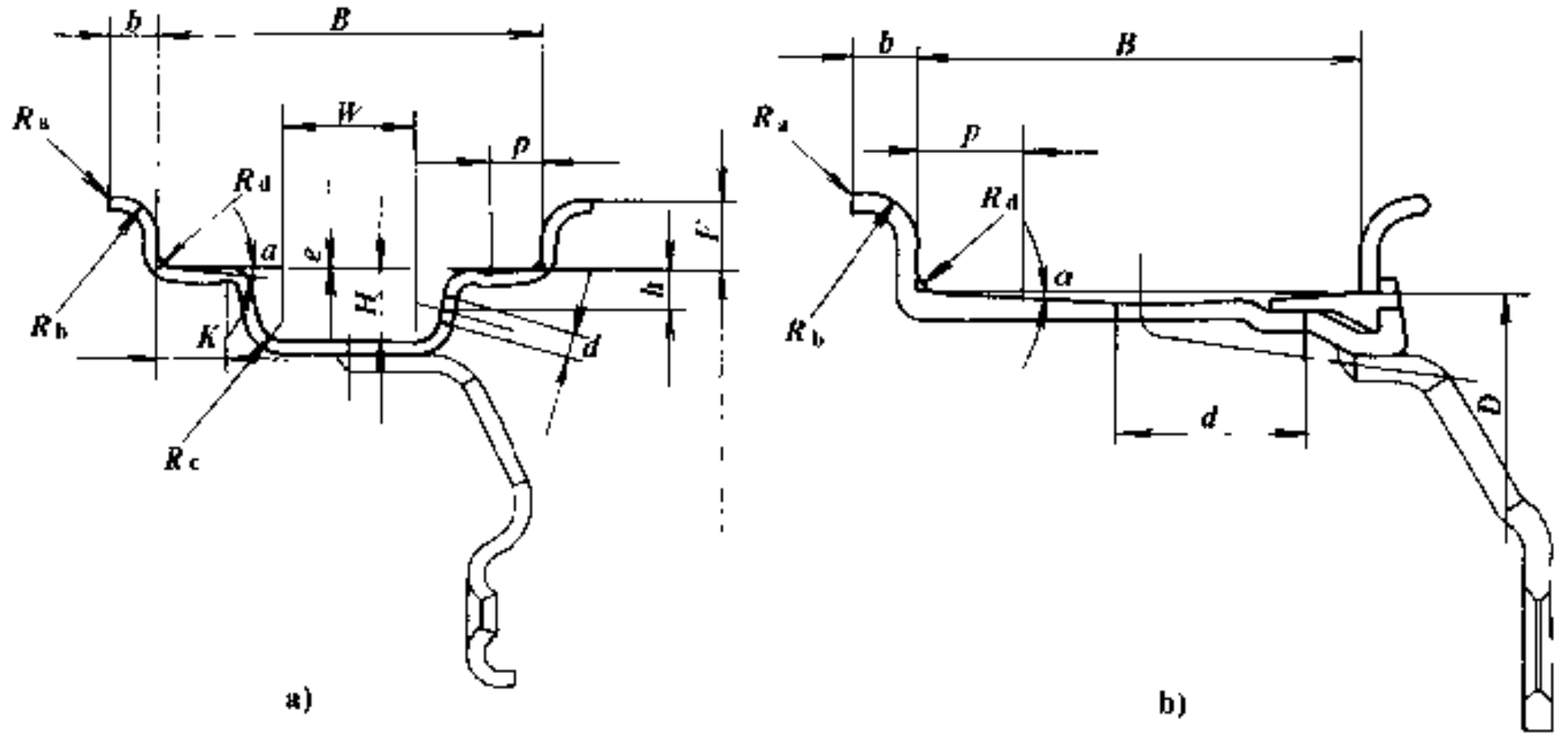


图 11-2-11 轮辋的尺寸特性

a)深槽轮辋；b)平底轮辋

B-轮辋宽度；*b*-轮缘宽度；*D*-轮辋直径；*H*-轮辋槽深度；*h*-气门嘴孔位置；R_d-胎圈座圆角半径；*P*-胎圈座宽度；*W*-轮辋槽宽度；*e*-凸峰高度；*F*-轮缘高度；*d*-气门嘴孔尺寸；R_c-槽底圆角半径；*a*-胎圈座角度；*K*-凸峰位置；R_b-轮缘半径；R_a-轮缘圆角半径

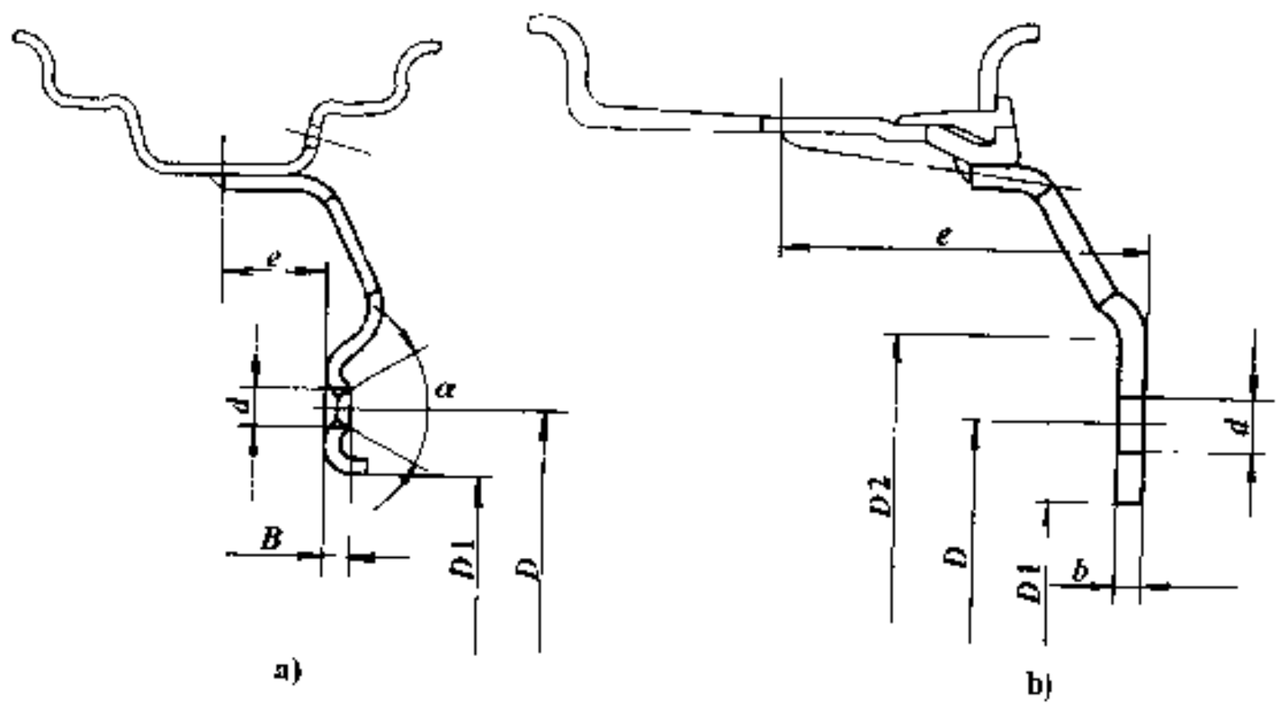


图 11-2-12 轮辐的尺寸特性

a)螺母座定心车轮；b)中心孔定心车轮

B-螺母座宽度；*e*-偏距；*D*-螺栓孔分布直径；

a-螺母座锥角；D_1-中心孔直径；*d*-螺栓孔直径；D_2-辐板平面直径；*b*-辐板厚度

法和不同级别的性能要求。车轮强度指标要和配套主机或配套轮胎对负荷和寿命的要求相对应。

(2) 车轮精度

主要包括轮辋周长偏差、径向跳动量、横向跳动量、轮辐安装面平面度、车轮定心精度、气门嘴孔精度及断面厚度公差等。车轮的精度体现车轮的工作质量，也有标准的检测方法和不同水平的控制指标。车轮精度要适应整车性能要求和保证装车后工作可靠。

(3) 平衡性

指车轮相对本身定心基准的动不平衡或静不平衡量。车轮的平衡影响到车辆高速行驶的安全性和稳定性，应按整车的要求加以控制。以上指标也有不同级别的标准规定。

(4) 气密性

汽车论坛 http://www.qclt.com

指车轮材质及工艺过程能够确保轮辋在一定压力下密封的能力。主要针对无内胎用轻合金车轮提出，有标准规定。

11.2.3.4 车轮的特性和选型

车轮的特性和选型同轮胎选型密切相关。车轮的特性一般针对适配轮胎设计，选用车轮也应结合拟配轮胎考虑。

1) 车轮的类型

车轮的类型见图 11-2-13。深槽类(深槽、深槽宽、15°深槽)轮辋由一个部件构成，易于密封，但装配方式限定配用轮胎的胎体不能太硬，比较适于配用无内胎类、低层级型、子午线结构的轮胎；半深槽、平底宽、全斜底类轮辋有可拆轮缘，与有内胎高层级斜交轮胎配用比较合适。滚型车轮精度高、生产规模大、价格稳定、适合优质汽车装用，特别是小型汽车装用；型钢车轮材料利用率高、强度好、多用来做中、大型车轮，可用于各种载货汽车。辐板式车轮和整体式车轮通用性好，适应性强，是现代汽车车轮的主要形式。组装式车轮拆装方便、定心精度高，但要求配用车桥专用轮毂，只适合在大型车辆上使用；辐条式车轮装饰性好，但承载能力有限，小型车辆可以使用；对开式车轮作为汽车用车轮不是主要形式，使用范围有局限性，但使用超低压轮胎的高通过性越野车或轮胎允许部分放气使用的车辆，还需要配用这种车轮。

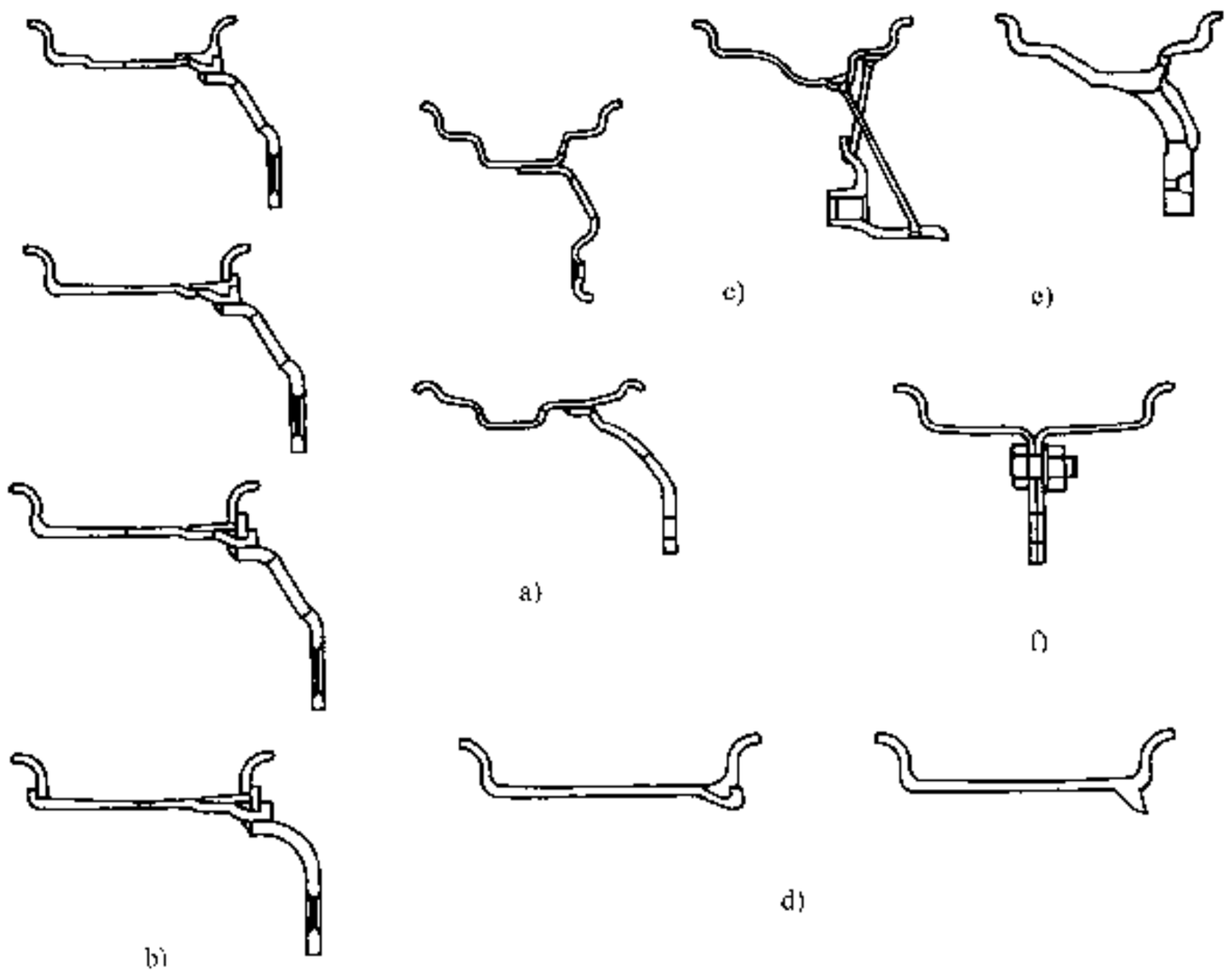


图 11-2-13 车轮的各种类型

a)一件式车轮；b)多件式车轮；c)辐条式车轮；d) 组装式车轮；
e)整体式车轮；f)对开式车轮

具有活动轮缘的多件式车轮适合配用大型商用轮胎，装用于中大型低速车辆。轮辋件数可视车轮规格选定。一般中型车轮可为两件式，大型车轮可用三至四件式。轮辋件数多，可以节省材料、方便拆装，但会增加配合环节、影响可靠性故不宜过多。

轮辆和轮辐的形式可以根据使用需要在一定程度上组合搭配，形成多种变型，适应多种需求，但这要考虑到技术的合理性，还要兼顾生产的可行性和制造成本。

近年来发展迅速的一种车轮是 15°深槽轮辋车轮，是专为配用大中型无内胎轮胎设计的。有 15°斜的胎圈座，轮缘高度较小，虽然是一件式轮辋，配用大中型无内胎轮胎仍可方便拆卸；使用板材成形，精度更

汽车论坛 http://www.qclt.com

容易保证。由于配用轮胎的外形尺寸及负荷能力与普通轮胎一致、轮辐连接特性与普通车轮也相同，可以方便地实现总成代换。代换后，轮胎断面高宽比下降，轮辋与制动鼓间隙增大，通风好、平衡性好、速度能力提高、气门嘴工作更加安全，因此，新式大中型客、货车越来越多的使用这种车轮。今后，随着无内胎化的发展，这种车轮会进一步扩大使用，在大批量生产的汽车上应采用这种车轮逐步取代传统的多件式轮辋车轮。

近年来车轮技术的另一明显发展趋势是大量使用轻合金车轮，特别是铝车轮。铝车轮多数采用铸造成形，热处理后配合部位经切削加工，精度高、质量小、不易腐蚀、造型变化多，很适合乘用车种使用，大型高级车辆应用效果也得到肯定。

2）车轮的规格

车轮的轮辋规格和所配用的轮胎规格有对应关系，原则上一种轮胎只有一种规格轮辋能够与其实现最优配合，通称标准配合。选取轮辋规格须遵守标准或轮胎供应商提供的说明，按确定轮胎选定标准轮辋。但多数轮胎允许轮辋在宽度 12.7mm（半英寸）范围内上偏差配用，斜交轮胎更允许上、下偏差使用，这样的配合称做许用配合。许用配合给整车设计提供了一定的灵活性，给使用也带来某些回旋余地，但不是最理想状态，对轮胎和车轮的负荷能力和速度能力发挥，以及使用寿命都有不利影响，一般不推荐。

车轮的轮辐连接特性和车桥的连接特性应一致，安装尺寸、定位方式及紧固方法要二者相配。车轮的偏距要符合整车需要，双式车轮偏距还要满足双胎最小间距的要求，手孔要适应轮边通风、轮胎充气、车轮造型、轮辐强度和刚度、车轮制造装配工艺等多方面的要求和制约。气门嘴孔形式、轮辐形状及辋辐合成方法都要在选型时协同加以考虑。

3）车轮的品质

车轮品质的好坏决定了车轮本身性能的优劣，也同时会影响与之配合的轮胎的性能发挥；车轮本身的不平衡会引起汽车行驶摆振，车轮的偏差跳动量过大也会使均匀性良好的轮胎装车后产生很大的附加不平衡量；车轮的强度、刚度不足又会制约轮胎充气压力的使用。所以，车轮的品质是车轮设计、制造、检验及市场采购中必须十分重视的问题。表 11-2-7 列出了车轮品质的一般参考指标。

表 11-2-7 车轮品质的一般参考指标

	轻合金车轮	轿车钢车轮	商用型钢车轮	商用深型车轮
配合周长误差(mm)	±0.4～1.2	±0.8～1.2	±1.0～1.5	±1.0～1.2
径向跳动量（mm）	0.1～0.4	0.5～1.0	1.5～2.2	1.0～2.0
横向跳动量（mm）	0.1～0.6	0.7～1.2	2.0～2.5	1.5～2.2
安装面平面度（mm）	0.1～0.15	0.2～0.25	0.3～0.5	0.25～0.5
定心孔精度（mm）	+0.15～0.2		+0.2	
紧固孔位置度（mm）	0.1～0.15		0.25～0.3	
轮辋厚度公差（mm）		±0.15	±0.4	±0.3
轮辐厚度公差（mm）		0.5～1.0	1.5～2.2	1.0～2.0
不平衡量（gcm）	200～500	200～600	2000～3500	1500～2500

11.2.3.5 车轮的代号和标志

车轮（或轮辋）的代号由轮辋直径代号（用英寸值）、轮辋宽度代号（用英寸值）、轮缘代号（用英文字母）、轮辋型式代号（用数学符号）、轮辋轮廓形式代号（用英文字母，在不致误解时可省略）及偏距（法律或客户不要求时可省略）几部分组成，例如 4Jx14DC 表示一种轻型车轮，7.00T－20 表示一种中型车轮。代号的含义可查阅 GB2933、GB3487 等有关的车轮标准。

车轮的标志由厂标、车轮代号、生产日期及生产序号等组成，标志的形式（高度、位置）亦有标准规

汽车论坛 http://www.qclt.com

定，见 GB2933。

11.2.3.6 车轮的检验和试验

通过对车轮进行检验和试验能够对车轮成品的品质做到有效控制。通常进行的检验和试验主要有径向疲劳试验、弯曲疲劳试验、冲击试验、盐雾试验、平衡检验、尺寸精度及跳动测量、原材料检验等。检验和试验的方法和指标大都有相应的国标或行业标准。

11.2.4 轮胎和车轮的其他部件

11.2.4.1 气门嘴

气门嘴的功能是给轮胎充、放气并维持轮胎充气后的密封。普通气门嘴由气门嘴体、气门芯和气门嘴帽三个主要部分组成（图 11-2-14）。

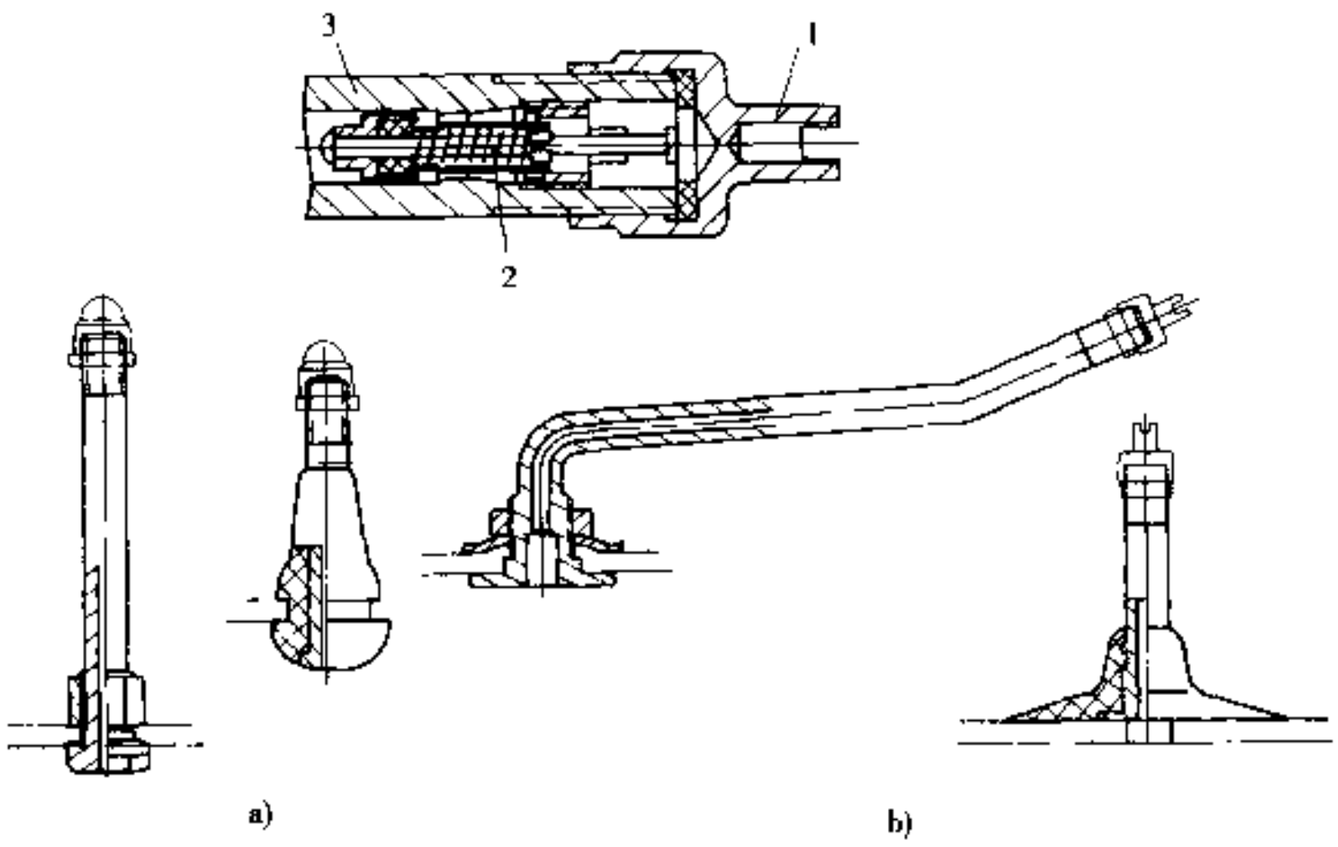


图 11-2-14 气门嘴构成

a)无内胎轮胎用气门嘴；b)有内胎轮胎用气门嘴

1-气门嘴体；2-气门芯；3-气门嘴帽

气门嘴体支持内部各相关部件，与相配的内胎或轮辋密封联结，因其在轮边暴露工作，为防腐蚀，采用铜合金制造。气门芯以螺纹连接方式嵌放在气门嘴体内，为气阀在内、外气压差的作用下可以自行开启或封闭，也可以人为操纵放气。气门嘴帽是气门芯的保护部件，可以防止泥水侵入，以防阻塞气门芯，用金属或非金属制造，金属的气门嘴帽有时兼做气门芯扳钥。

气门嘴的具体结构形式不一，气门芯有外簧式和内簧式，气门嘴体有各种形状和尺寸。不同形式的气门嘴适用于不同的轮胎或车轮。多数情况下，有内胎轮胎气门嘴和内胎硫化成一体，不可拆卸，内胎制造厂配套提供；无内胎轮胎气门嘴为独立的总成，车轮装配厂自行采购和安装，使用中途可以拆卸或更换，安装时镶嵌（或紧固）在轮辋的气门嘴孔内，其配合部位有密封机构，可以保持镶嵌（或紧固）后同轮辋之间的密封。

气门嘴制件也已经高度标准化、系列化，生产也已经专业化，市售的产品多属标准产品，结构尺寸有标准规定，各种系列规格尺寸可供用户选型，气门芯、气门帽可以互换。有内胎结构配用的气门嘴的长短、直弯、弯数可按需要择定，双胎并装或特殊情况需要，标准长度不足用时可以配用加长杆，加长杆可另行予以固定；无内胎结构配用的标准气门嘴有两种类型。轿车类车轮用葫芦型气门嘴，长度较短，轿车车轮可以通用；商用车轮用紧固型气门嘴情况类似有内胎气门嘴，尺寸略大，长度、形状可以选择。

汽车论坛 http://www.qclt.com

11.2.4.2 车轮螺母

车轮螺母是连接车轮和车桥的部件，主要功能是紧固车轮，有时也起定心作用。

车轮螺母分定心螺母和非定心螺母两类。定心式螺母的压紧面是球形或锥形，配用于螺母座定心车轮，紧固车轮的同时用球面或锥面为车轮定心；非定心式螺母的压紧面是平面，螺栓孔不配合，用于中心孔定心车轮，只起紧固作用，无定心功能。

定心式螺母有单式和复式两种。单式螺母是单体，用于单轮安装；复式螺母是一套，用于双轮安装，其外螺母为环形，内螺母为杯形，分别紧固外、内轮。非定心螺母只有单式一种（图 11-2-15）。

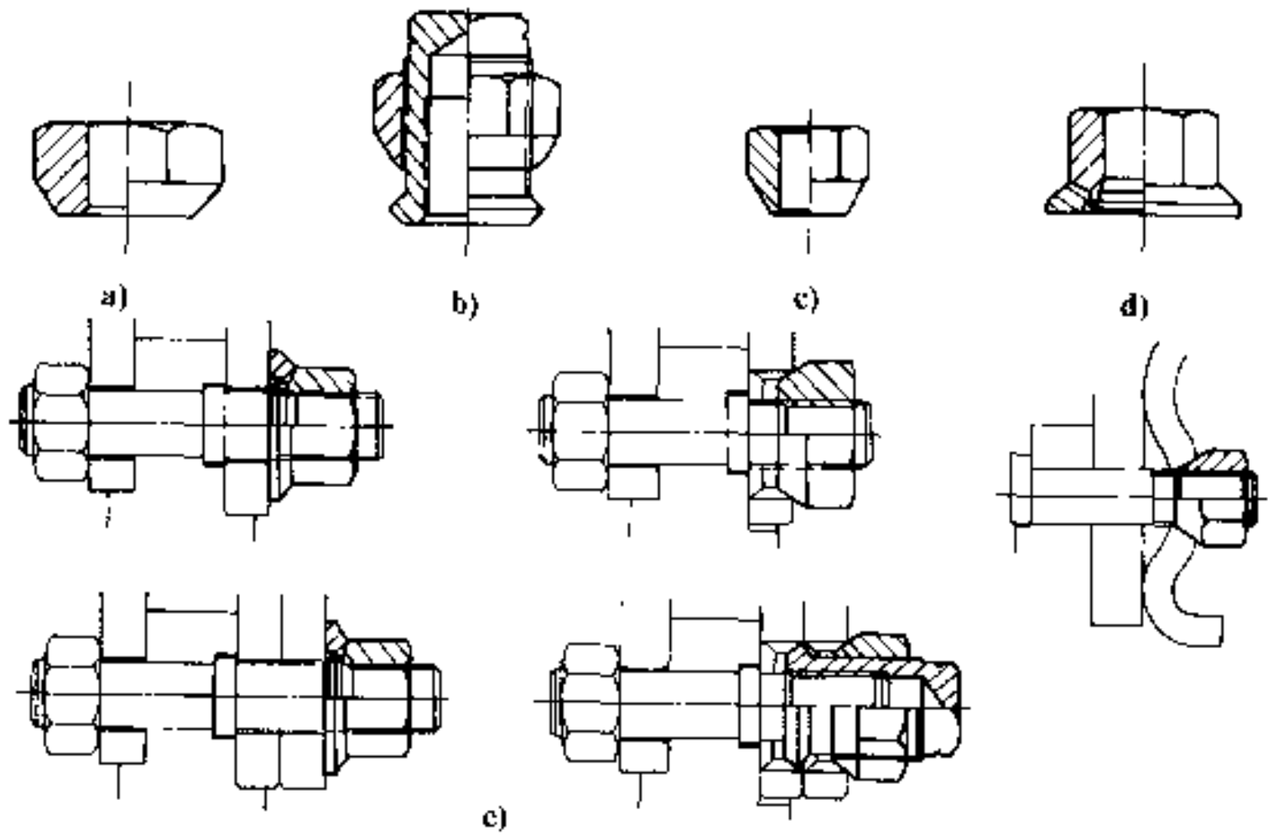


图 11-2-15 定心螺母形式

a)单式定心螺母；b)复式定心螺母；c)锥形定心螺母

d)非定心平面螺母；e)螺母的安装方式

小型车轮紧固螺栓数目少，螺母座定心较为方便，锥形螺母工艺简单，轿车车轮大都采用锥形定心螺母。大型车轮螺栓数目多，螺母座定心易产生附加螺栓弯矩，螺母球面或锥面还会加剧轮辐紧固孔应力，故常采取中心孔定心并使用平面螺母。为了进一步改善工况，平面螺母还可以加设自位垫圈。大型型钢车轮因历史继承原因目前仍普遍采用球面定心复式螺母，这种螺母在双轮安装时，两种螺母分别对内、外车轮进行紧固，结构复杂、加工成本高、拆装不方便等缺点较多，处于逐步淘汰状态。

传统车轮螺母螺纹分左旋和右旋，左旋螺母用于汽车左侧车轮，右旋螺母用于汽车右侧车轮。现代轿车车轮和大型中心孔定心车轮已改用单一旋制。实践证明，单一旋制车轮螺母简单可靠、使用方便，宜加以推广。

车轮螺母的规格尺寸和所配用的车轮或轮毂螺栓要配套，螺母的螺纹直径、螺纹牙型、螺纹精度要和轮毂螺栓一致，螺母的对边宽度、厚度要符合相应的使用标准，螺母的强度要满足工作需要，螺母的外观镀层、防护处理要适应轮边暴露的工作条件。

车轮螺母的紧固顺序和紧固力矩对螺栓和车轮的安全工作至为重要。紧固顺序（尤其对螺母座定心形式）不正确，会产生定心歪斜、紧固不实，使用后出现松动。紧固不足，车轮不能正常工作；紧固过分，也会造成车轮、螺栓等机件损坏或拆卸困难。整车出厂时，厂家大都有车轮螺母紧固方法的具体规定，使用中拆装频繁，应注意规范操作、认真遵守。

11.2.4.3 平衡配重

平衡配重是轮胎和车轮组成总成后的平衡部件，安装在轮缘上，用以减少或消除总成装配状态相对于

汽车论坛 http://www.qclt.com

车轮定心中心的不平衡量，进而在装车后有效改善整车的高速稳定性和舒适性。平衡配重由平衡重块和夹紧装置两部分组成。重块用铅锑合金制造，体现质量大；夹紧装置为具有弹性的钢片，用来将重块固定在轮缘上。两者之间彼此卡合，也可以在制造过程中永久结合在一起（图 11-2-16）。

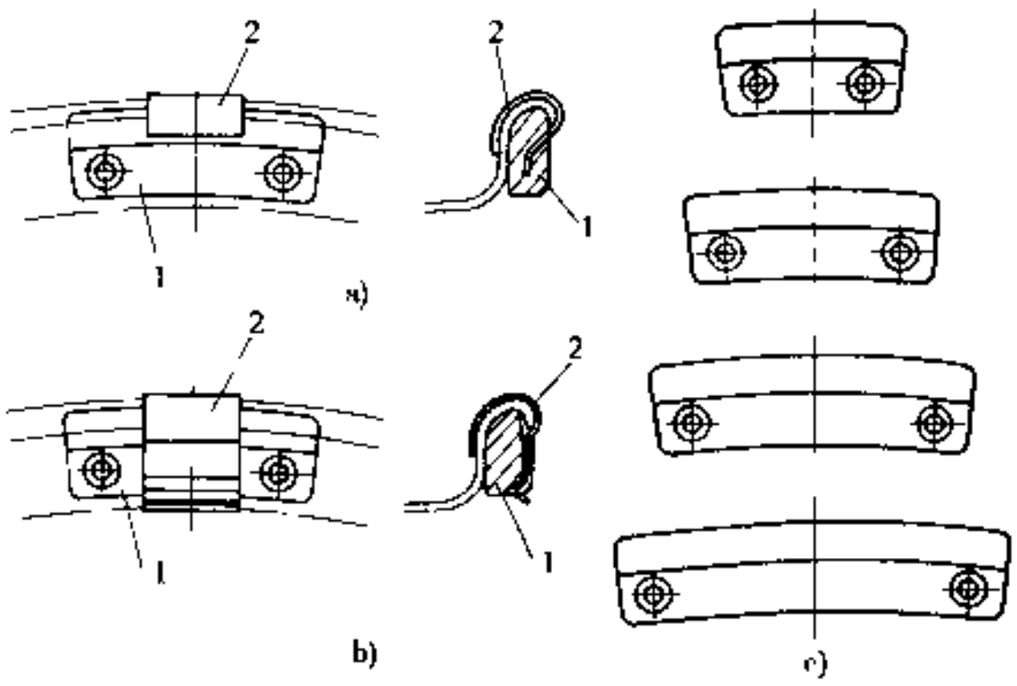


图 11-2-16 平衡配重形式及结构

a)整体式平衡配重；b)分体式平衡配重；c)平衡重块系列

1-平衡重块；2-夹片

平衡配重也是已经标准化、系列化的部件，有规范的技术条件，有商品化的产品供市场选购。由于平衡配重的夹持牢度牵涉到行驶安全，通常对其在轮缘上的安装都有严格的要求。一是要同车轮轮缘比较贴合，不能过分突出；二是不能影响轮胎装配后的气密性；三是行驶中不能窜动、脱落或飞出。平衡配重的夹持牢度通常要通过标准验证。

平衡配重按质量分等级，轿车轮胎及车轮总成平衡配重通常为 5～50g，每 5g 分一级；大型轮胎及车轮总成为 20～250g，每 10g 分一级。轮胎及车轮总成的平衡要求依据汽车的级别确定。车速高、技术要求高的车辆，平衡要求相对要高；车速低、技术水平低的车辆，平衡要求可以降低。最大车速达不到 80km/h 的车辆，可以不装平衡配重。轿车轮边转动惯量小，车轮通常都加平衡配重；一般货车轮边转动惯量大，多使用不易平衡的多件式车轮，为节约和方便，常免加平衡配重，必要时或对轮胎和车轮做轻重点搭配，此时轮毂和制动鼓等轮边其它较大转动部件的平衡影响要同时考虑。

11.2.4.4 轮罩

轮罩的作用是保持轮边安全和配合整车造型，用于各种轿车、轻型车、大客车、高速公路运输车或其它比较讲究的车辆，低档车辆可以不用。轮罩可安装在轮辋、轮辐或轮毂上，可大可小，可以灵活拆卸、更换。轿车、客车利用轮罩配合整车造型，外表设计美观，以造型功能为主，保护功能为次；大型货车轮罩常常设计成可蹬踏式结构，侧重利用其蹬踏功能协助司乘人员上下车，同时运用轮罩保护车轮螺母免受磕碰或防止接近车辆人员受到车轮螺母意外刮伤。以造型功能为主的轮罩具有较好的广告效应，外表面可以镶嵌商标或厂牌，明显醒目，宜充分加以利用（图 11-2-17）。

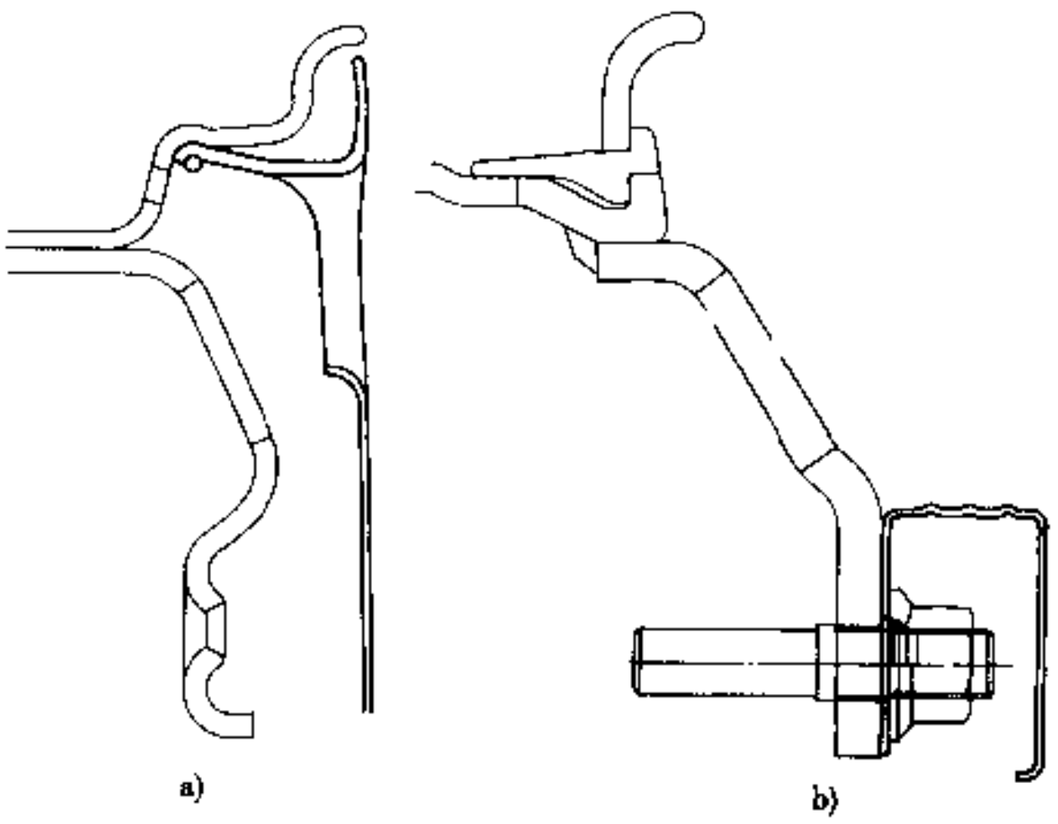


图 11-2-17 轮罩形式

a)装饰性轮罩；b)蹬踏式轮罩

轮罩同车轮的连接可以借用车轮螺母，也可以利用车轮的形状使用卡箍或其它结构。无论怎样安装，都要注意做到连接可靠，以防止行驶中意外脱落，造成伤人或导致交通事故。

轮罩可用金属制做或是塑料制件，表面进行特别工艺处理。轮罩是选装件，可以省略不用，也可以自行配装。没有轮罩不影响轮胎及车轮总成主要功能的发挥，可根据整车需要决定选用与否。轿车、大型客车使用轻合金车轮时一般不再使用轮罩，必要时可选用较小的中心式轮罩。

汽车论坛 http://www.qclt.com

11.2.4.5 防滑链

防滑链用来在特殊情况下协助轮胎保持必要的对地面的附着能力。寒冷季节或我国北方寒冷地区路面大面积积雪、结冰时，地面摩擦系数降低，轮胎附着能力随之下降，汽车常常不能正常驱动、制动或转向，或产生行驶困难或威胁行驶安全。此时给轮胎安装防滑链将有助于恢复或部分恢复汽车原有的行驶功能。

防滑链优先安装在汽车的驱动轮和转向轮上，两侧车轮对称配置。双胎并装可以只装用单轮，多桥驱动也可以只装用单桥（轴间应有差速锁），都能产生明显效果。

防滑链有不同的规格，适配不同规格的轮胎。轿车轮胎防滑链多用高强度合成材料制成，安装时套在轮胎外缘，侧面拉紧；商用轮胎防滑链则以金属链条联结为基本形式，使用时利用车轮上的手孔、沿轮辋周边将轮胎加以捆绑。

防滑链安装时要紧凑，防止行驶中脱落。防滑链要占用轮边较大空间，安装后要检查是否和汽车轮边非转动部件相干涉或影响气门嘴等重要机件安全工作，确认无误后才可投入使用。

防滑链的使用可能会对路面造成损害，还会产生噪声、振动，影响舒适性。路面情况转好时应该及时拆除，并且非特别需要的场合尽量不要安装。

11.2.4.6 专用装置

某些汽车轮胎或车轮工作时可能需要配用车轮及轮胎专用装置，例如组装式车轮双轮工作时须使用车轮隔圈（又称外隔圈）。这种车轮没有轮辐，双轮工作时需要在内外轮之间加装外隔圈，使彼此形成必要的偏距并彼此支撑，以此实现双轮安装和紧固。外隔圈的直径、宽度根据所配用的车轮、轮胎规格确定。

超低压越野轮胎常常使用轮胎隔圈（又称内隔圈）。超低压轮胎在超低气压下工作或放气使用时，轮胎胎圈和轮辋轮缘之间传力能力不足，需要借助内隔圈压紧，确保轮胎和车轮彼此正常传力，同时保护内胎。内隔圈的尺寸依据所用轮辋规格和胎圈尺寸确定。

具有中央充气系统的汽车，需要安装轮胎导气阀，其功能是代替气门嘴完成气路的导通和密封，以便实现系统中央控制轮胎充、放气。轮胎导气阀通常连接在气门嘴上，在车轮的适当位置上加以固定或加装适当保护装置。（撰稿人：牟敞芳）

参考文献

1. 田其铸主编．汽车设计手册（整车、底盘卷）．长春汽车研究所，1998.
2. 自動車技術会．自動車技術ハンドブック．東京：1992.
3. 耶·赖姆帕尔．汽车底盘基础．张洪欣，余卓平译．北京：科学普及出版社，1992.
4. 吴植民主编．汽车构造，第2版．北京：人民交通出版社，1987.
5. 机械工业部．机械工程手册，第2版．北京：机械工业出版社，1997.
6. 庄继德．汽车轮胎学．北京：北京理工大学出版社，1996.

汽车论坛 http://www.qclt.com

12 先进设计技术

12.1 概 述

在汽车市场竞争日趋激烈的今天，汽车厂商最关切的问题是，如何以最快的速度开发出外形新颖、高质量、高性能、低能耗、低排放、乘员安全性好、低生产成本的汽车，以适应市场不断变化的要求。因此如何采用先进的开发技术缩短汽车的开发周期，开发出市场需要的汽车，已经成为汽车厂商长久以来追求的目标。另一方面，由于开发一辆全新轿车的投资费用高达数十亿美元，再加上开发的周期又较长，给开发工作带来的风险愈来愈大，因此如何在开发的初期提升开发产品的可信度，也成为汽车业界重点考虑的问题。

汽车开发工作的本身一方面需要用先进技术快速分析大量的市场信息、预测近期和未来的市场需求，另一方面则需要采用先进的开发手段以最快的速度、最科学的方法解决一系列工程中复杂的问题，以达到开发出优质新产品的目标。电子计算机的问世、计算技术的发展、信息通信技术不断进步，使得长久以来一些难于解决的问题能够逐步地得到较好的解决。计算机辅助设计（Computer Aided Design）和计算机辅助制造（Computer Aided Manufacturing）简称 CAD/CAM，应用计算机作为主要技术手段通过生成和运用各种数字信息与图形信息，进行产品设计和制造，可解决远非普通人所能承担的设计和制造工作。CAD/CAM 技术在汽车工业中的应用和推广对缩短汽车的开发时间、提高汽车的品质、提升企业的竞争能力等起着极为重要的作用。

由于全球石油能源、环保及安全等方面的形势日益严峻，发达国家的政府和汽车生产厂商都在积极研究开发全新一代汽车，这将是汽车发展中一次重大的技术变革。面对这样的变革，汽车厂商只有全面使用先进的计算机辅助技术方能开发出轻量、节能、环保、安全的新一代的汽车。

计算机技术应用于汽车的研究开发工作始于 60 年代，当时主要应用在汽车测试数据处理分析方面，同时美国一些大汽车公司和大学开始着手计算机辅助设计课题的研究。70 年代开始，计算机的应用面得到较大的扩展，主要有以下几方面。

①国外开始把用于宇航工业结构分析的有限元技术用于部分的汽车零部件的计算分析中。随后，我国汽车行业也开始对汽车车架用有限元分析方法进行探索性研究。

②国外开始把数控加工技术用于汽车板材下料和加工模具复杂形面，国内在航空部门开始用数控编程加工飞机零件。

③国外推广商用机械设计绘图的二维计算机辅助设计系统（CAD），并开始提供具有三维线框设计软件的 CAD 系统，积极着手开发带有雕塑曲面功能的商用 CAD 设计软件。

80 年代计算机辅助技术在汽车开发工作中得到全面的推广和应用，由于轿车车身设计和模具制造技术落后已经成为制约新车开发工作的瓶颈，因此大力发展轿车车身计算机辅助设计和制造技术成为各大汽车公司突出考虑的要点。80 年代后期国外的大汽车公司都建立了计算机辅助设计（CAD）、计算机辅助制造（CAM）和计算机辅助工程分析（Computer Aided Engineering 简称 CAE）的集成系统，使汽车开发工作进入了应用计算机信息技术的新时期。

80 年代初我国第一汽车集团公司和东风汽车公司即着手于汽车 CAD/CAM/CAE 系统的筹建工作。80 年代中期，两公司引进国外技术相继建立了计算机辅助绘图设计系统和以汽车车身设计和制造为主体的 CAD/CAM/CAE 系统（图 12-1-1），并结合新车部分开发工作用新技术设计、制造车身的外覆盖件和结构件。

80 年代后期计算机大量引入汽车工业的各个部门，计算机辅助技术在汽车开发部门得到更广泛的应用和普及，大大缩短了汽车开发的时间、提高了产品的质量，特别是有限元分析技术在汽车开发工作中应

汽车论坛 http://www.qclt.com

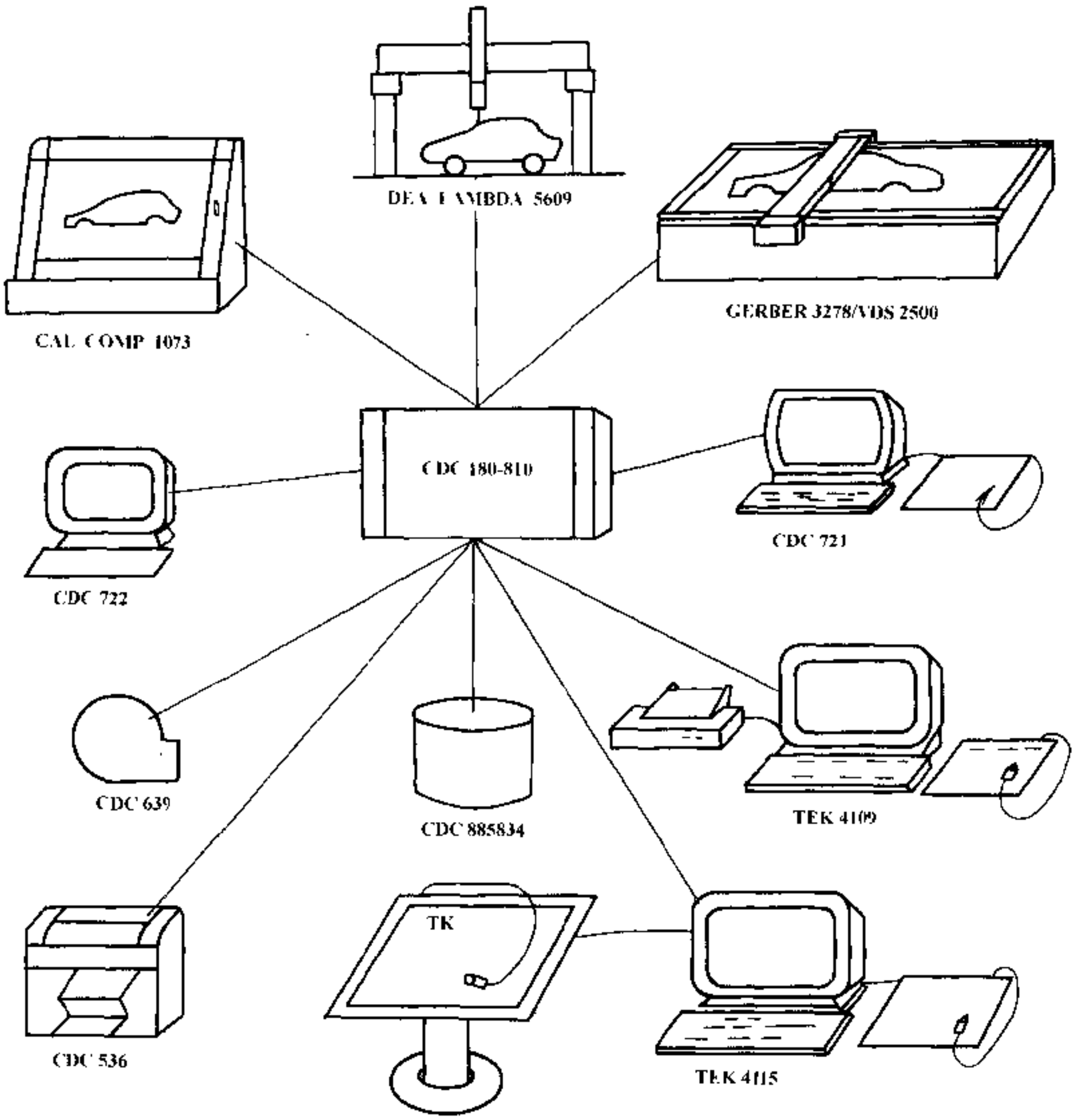


图 12-1-1 CAD/CAM/CAE 系统

用和推广，使设计师们在概念设计阶段和零部件详细设计阶段采用计算分析和模拟技术，较准确地估算出所设计的零部件和样车的合理性，提高了产品在开发阶段的可信度，这对缩短开发周期、减小汽车质量、减少样车测试数量、改进产品性能和品质至关重要。有限元分析工作是 CAE 的重要组成部分，现已成为汽车主要受力结构件设计时的规范项目。

近年来计算机软、硬件技术的快速发展，对有限元理论研究的影响也很大，以前理论界为解决当时计算机存储容量、运算速度、求解规模、计算成本等障碍的热门研究（如："插值函数"、"有限条法"）等，现在已经不那么重要，CAE 应用的新进展如下。

①计算模型可以更加逼近工作结构，分析精度大幅度提高；

②能够保证 CAE 分析和设计同步。

计算机辅助造型设计 CAS（Computer Aided Styling）、计算机辅助工艺设计 CAPP（Computer Aided Process Program）等辅助设计系统的技术进步和推广应用进一步提高了设计工作自动化和产品设计制造的水平。

汽车论坛 http://www.qclt.com

近年来提出的计算机集成制造（Computer Integrated Manufacturing 简称 CIM）是一种新的制造思想和技术形态，它是 CAD、CAM、CAE、CAPP、CAT（Computer Aided Testing：计算机辅助检测）、NC（Numerical Control：数控）、DNC（Direct Numerical Control：计算机数控）、CNC（Computer Numerical control：计算机数控）、GT（Group Technology：成组技术）、FMS（Flexible Manufacturing System：柔性加工系统）、MRP（Material Requirement Planning：材料资源规划）、MIS（Management Information System：管理信息系统）、MKT（Market：企业管理）、OA（Office Automation：办公自动化）等自动化技术在更高水平的集成。

在信息处理技术中，AI(Artficial Intelligence:人工智能)技术很有发展前途，目前 AI 实际应用的是专家系统，它集专家头脑中的技术、经验和技巧信息有规律的存储到计算机中，按给定的条件进行分析并得出结论。

70 年代末 80 年代初发展起来的基于知识的系统（Knowledge-Based System 简称 KBS），近年来也同 AI 一样成为热门的研究课题。KBS 是从设计过程模型、设计对象、设计任务、设计知识等方面进行广泛的研究，努力将 AI、优化设计等新技术应用于 CAD 领域，由此逐步形成的基于知识的工程（Knowledge－Based Engineering 简称 KBE）是一种工程设计方法学，它通过对设计方案、设计过程进行知识的捕捉和构造，并对设计方法和设计过程进行定义，根据功能要求、部件信息和处理过程的描述，快速生成新的设计方案，从而有效指导设计。KBE 的核心是产品模型，它既包含设计内容，也包含设计方法和设计意图；它不仅包含产品的静态几何属性（如几何特征、材料类型）和非几何属性，同时也包含产品的动态处理信息（如产品分析、制造、试验等处理过程）等。这种崭新的设计方法是 KBS 在工程设计领域的扩展和延伸，是 CAD 技术的发展方向，现已受到国内、外一些大公司、高等院校及大软件商的关注，并积极从事 KBE 的研究开发工作。

随着计算机辅助技术广泛应用和信息网络的快速发展，汽车设计/制造工作已步入无纸介质阶段，产品设计采用电子模型、电子文件的方式不仅有利于整车和零部件产品设计信息长久保存、管理、传递和共享，而且也节约大量的人力和图纸模型的存储费用。产品设计也进入三维设计和三维实体设计的新阶段，实现产品设计电子模型和电子样车化是设计工作的重大进展。现在新的汽车设计工作又融入了 CAS 技术、计算机仿生技术、计算机多媒体技术等，以计算机的虚拟技术来快速展示新设计的构思。

由于计算机辅助技术在汽车开发工作应用面之广，使我们已经不能简单地用广义 CAD/CAM 来概括辅助汽车设计制造技术工作中的方方面面。今天谈论的 CAD 主要是指以建立几何图形信息为主的计算机辅助工程设计绘图技术，CAM 主要指以制造成型为主的控制信息生成技术。因此从汽车设计制造的广义技术领域来说，合理的提法是 CAx，其中 x 是泛指的方面。但由于涉及的面太宽，本章只能就 CAx 的一些主要方面，诸如基本系统结构、计算机辅助设计、制造与分析技术的主要功能，计算机辅助设计技术在汽车设计的主要应用方面作简要的论述。

12.2 CAx 系统结构要素

CAx 系统实质上是有关产品设计和制造的信息处理系统。任何一种 CAx 系统都由系统的硬件和系统的软件所组成，系统的硬件主要以计算机主机为主体及相应的一些外围设备所组成，软件系统主要由用于计算机的系统操作和为完成一定目标任务的通用软件和专用软件所组成。CAx 系统所有的硬件和绝大部分软件现在都以商品方式提供给用户，因此对现有商品软、硬件的优选和组合，将对所建 CAx 系统的功能起着决定性的影响。

12.2.1 CAx 系统的硬件

(1) 计算机主机

CAx 系统按选用计算机的形式划分为通用大中型计算机系统(常称为 Mainframe system)、小型计算机系统(Turnkey System)、微型计算机工作站系统(Work Station)和个人计算机系统(Personal Computer)四种。

通用计算机为主机的系统，一般是用一台或多台处理机连接多台图形终端和较多的外围设备组成的系统，根据具体使用要求可以选择主机的运算速度，内存和外存的大小。采用通用大、中型计算机少则可以

汽车论坛 http://www.qclt.com

连接 10 余台图形终端，多则数百台图形终端和字符终端。以大、中型通用计算机为主机的 CAx 系统有利于大型共享数据库的管理、运行大型软件系统、进行复杂的分析计算等，这种系统在 80 年代中期以前是作为 CAD/CAM/CAE 系统的基本形式、现今在汽车开发工作的大型结构分析和车身非线性碰撞的分析、共享数据库管理、大量数据处理、模拟分析计算及企业经营管理等方面也有用大中型通用计算机的。

以小型计算机为基础的多图形终端 CAD/CAM 系统，通常配置有专用的图形处理板和各公司开发的图形处理软件。由于建立的系统相对于大型机系统投资费用较低，专用性又较强，有利于在通用工程设计中推广应用 CAD/CAM 技术。此类系统配置有专用的硬、软件，便于设计者工作，因此又称为交钥匙系统(Turnkey System)。Turnkey 系统在 80 年代得到广泛的应用，但由于系统扩展能力差，数据存储分散，分析计算能力差已经被后起的分布式工程工作站所代替。

工程工作站是一种可独立使用的单用户的 CAx 系统，易于安装于不同的工作场地（设计室，办公室等），便于选定特定目标的应用软件。工作站原始于 16 位微型计算机，现已发展到具有 64 位的微型机，运算速度超过 300MIPS（million of instructions per second）的快速处理能力，并带有较大的内存和独立磁盘存储器。工作站现都配置三维图形加速器，方便对几何图形的操作和变换，可以支持实时动态显示，支持 24～256 位面的彩色显示，可选择高分辨率大尺寸的图形显示器用于工程设计、计算分析和文档处理，工作站既适合分散作业又可联网与其它工作站并行工作、共享数据库资源和与大型计算机连网处理复杂的计算分析问题。以 UNIX 操作系统的工程工作站在 80 年代后期在国外汽车工业得到快速推广后，现已成为国内外汽车开发部门 CAx 系统的硬件基本形式，替代了以通用计算机和小型计算机为主机带多图形终端的系统结构。目前国内外使用的工作站主要的品牌有 HP、IBM、SUN 及 SGI 等。最近以 Windows NT 操作系统的低价工作站得到了广泛的采用。

近年来个人计算机随着 CPU 芯片、内存储器和外存储器的技术快速进步，个人计算机 CPU 的主频已达到 1GHz，计算机的性价比处于极优的状况，很多个人计算机不论从运算速度和内外存储器的容量已经远超过 80 年代末的中小型机。因此个人计算机不仅在办公自动化等方面得到普及，而且广泛用于 CAD/CAM/CAE 等方面。个人计算机采用了 Windows 或 Windows NT 操作系统，具有 32 位的处理能力，其性能与工作站性能的差距愈来愈小，特别是微机的低价格和广泛使用于办公自动化等方面的优点，以及通信网络的快速发展，现在几乎过去在工作站上运行的软件，都提供微机使用的版本，扩大了个人计算机使用的范围，有利于 CAx 的推广应用。

(2) 图形显示器

在 CAx 系统中图形显示器是人机交互的重要工具，CAx 系统的显示数据大多是几何图形和文字信息，这些信息（主要有直线、圆、多项式曲线、多角形及文字码等）通过图形处理器变换成象素在显示器屏幕上显示出来。

CAx 系统的显示器通常采用高精度阴极射线管（CRT），随着大规模集成电路性能的提高和价格的大幅度下降，早先在 CAD 系统中使用的存储管显示器（存储 CRT）和随机扫描显示器（又称刷新式 CRT）已被光栅型显示器（顺序扫描 CRT）所取代，现在在微机 CAx 系统和一般工程工作站上使用的显示器都采用光栅型显示器，工作站显示器的屏幕尺寸一般选用 508mm（20 英寸）以上，微机 CAD 系统已选用 422mm（17 英寸）显示器，对于图形处理要求高的系统都选用具有 1280×1024 以上分辨率的显示器。

目前液晶显示倍受重视，它具有超薄、超轻、高清晰等特点，厚度仅为 6.2cm。所需电源电压低、驱动功率小，显示屏本身不发光，无 X 射线和紫外线辐射损害，使用者眼睛不易疲劳，现已在 CAx 系统中得到应用。

(3) 对话输入装置

为了达到人机交互作业目的，需要一定的设置提供人机操作系统与相关的应用软件，并在软件的执行的过程中进行对话（包括应答软件执行时的提问、操作屏幕显示的菜单、输入文字和数据信息、操作图形到达希望的作业位置、方向等）。在 CAx 系统中常用的输入装置有键盘、鼠标、光笔、数字化板及扫描仪等。在汽车 CAD 系统中，为了输入汽车车身的真实的内外廓形状的点位数据，多采用 3D 测量机、快速激光扫描设备和全景照相点位数据采集设备。

汽车论坛 http://www.qclt.com

(4) 文字、图形的输出设备

尽管无纸介质已经是 CAx 系统图形数据传输的发展方向，国外有的汽车公司已经在新车型的开发上实现无纸图形数据的传输环境，但一般而言，对于一些复杂的汽车零部件图和装配图，由于屏幕的尺寸小，为方便设计工作直观和检查，以及常规机加工等方面需要，普遍还未脱离常规工程用图纸的绘图工作。在 CAx 系统中图形的输出设备主要有用于精密绘图的大小笔式平板绘图机、用于一般绘图的滚筒笔式绘图机和滚筒式静电绘图机以及激光喷墨打印机等。在车身设计中图面较大，要求绘图精度高都采用大型平板绘图机，绘图台面达 5.5m×1.8m。静电绘图机、喷墨打印机和激光喷墨打印机绘图效率高，已被广泛使用，采用三色喷墨绘图机可绘制彩色图片。

12.2.2 CAx 的软件系统

CAx 软件系统可分为系统软件和应用软件两部分。

系统软件是指计算机在运行状态下保证用户正确而方便工作的一些软件。其中包括操作系统、汇编系统、编译系统、监督系统及诊断系统等。目前用于通用计算机和工程工作站的计算机操作系统多采用 UNIX 操作系统和 WINDOWS NT 操作系统，微机系统的操作系统现都采用 Windows 和 Windows NT，较老的一些微机的 CAx 系统应用软件是运行在 DOS 操作系统下。

CAx 系统的应用软件是与所建系统的使用目标直接相关的，不同目标的 CAx 系统选用不同功能的应用软件，尽管如此，应用软件都包含两部分。其一为建立图形、操作图形所需的一些基础功能模块，诸如基本图形的定义、图形操作、编辑、制图、数据管理、用户接口、数据交换等。其二是一些用于该系统的一些专用功能软件，诸如用于汽车造型辅助设计系统（CAS）的绘画和色彩渲染的专用功能模块；汽车车身辅助设计（车身 CAD）的曲面造型专用模块；用于有限元分析（CAE）的计算分析软件及前后处理模块、优化设计软件、动态仿真软件；用于数控机床加工的数控加工编程软件等。

CAD 的应用软件系统可做如下简要分类。

(1) 二维 CAD 系统

二维 CAD 系统主要用于通用的工程设计绘图，在早期的以通用计算机为主机的 CAD 系统诸如 IBM 公司的 CADAM 软件系统，以及现在一直还被广泛使用的微机 AutoCAD 软件的 CAD 系统。此软件是基于二维平面的设计方式来建立几何图形，这种二维系统可以很好地取代过去常规工程设计使用的铅笔、圆规、直尺、三角板、曲线板和图板设计绘制三向工程绘图的所有功能，并具有图形绘制准确、尺寸标注方便、实现用计算机控制自动绘图作业、采用工程数据库管理设计图、实现无纸介质图形的保存和发送等重要功能。采用二维的 CAD 系统可以提高设计的精度，可以充分利用计算机软件的功能对平面图形进行复制、放大、拼合和共享数据库提高设计效率，改善设计环境。但以二维方式建立的图形不能在计算机中建立立体模型，不能进行设计零件三维方向的拼合和检查，难以实现汽车 CAD/CAE/CAM 一体化的过程。

(2) 三维 CAD 系统

三维 CAD 系统的核心主要是在 CAD 系统中建立三维的几何模型，以此作为设计、分析、数控加工等的基础，如果三维的几何模型是以点、线、规则曲线及参数曲线等所组成的三维空间模型，一般称之为线框模型（图 12-2-1），用线框建立的设计模型只有散离的空间线段，因此比较容易处理，且数据的存储量小是早期 CAD/CAM 系统三维图形的主要定义方法。

很多三维的几何模型是由曲面所组成的，一般称之为曲面模型。对于规则曲面来说，曲面的定义较为简单面规范，但对一个有复杂曲面构成的物体（不规则曲线曲面）而言，在 CAD/CAM 系统中必需用插值或逼近的方式来定义其曲面。对不规则曲线曲面现采用的曲面片有样条曲面（Spline）、孔斯曲面（Coons）、贝齐尔曲面（Bezier）及非均匀有理 B 样条曲面（Non Uniform Rational B－Spline）等。

如果三维的物体被定义为具有边界和内部子集的一些封闭点所组成，则称为实体。实体造型是以立方体、圆柱体、球体、锥体及环状体等基本体素为单元体，通过集合运算生成所需要的几何形体（图 12-2-2）。这些形体具有完整的几何信息，是真实而唯一的三维物体。常用的实体造型方法有以下几种。

①边界表示法 B－rep（Boundary representation）；

汽车论坛 http://www.qclt.com

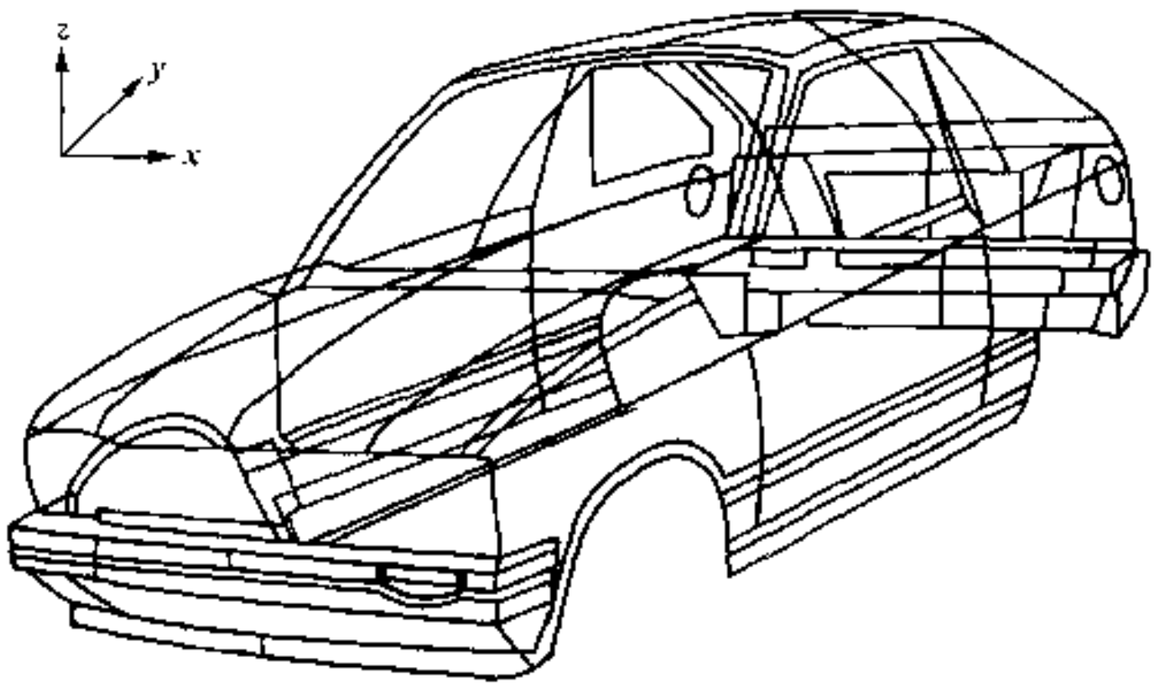


图 12-2-1 三维线框模型

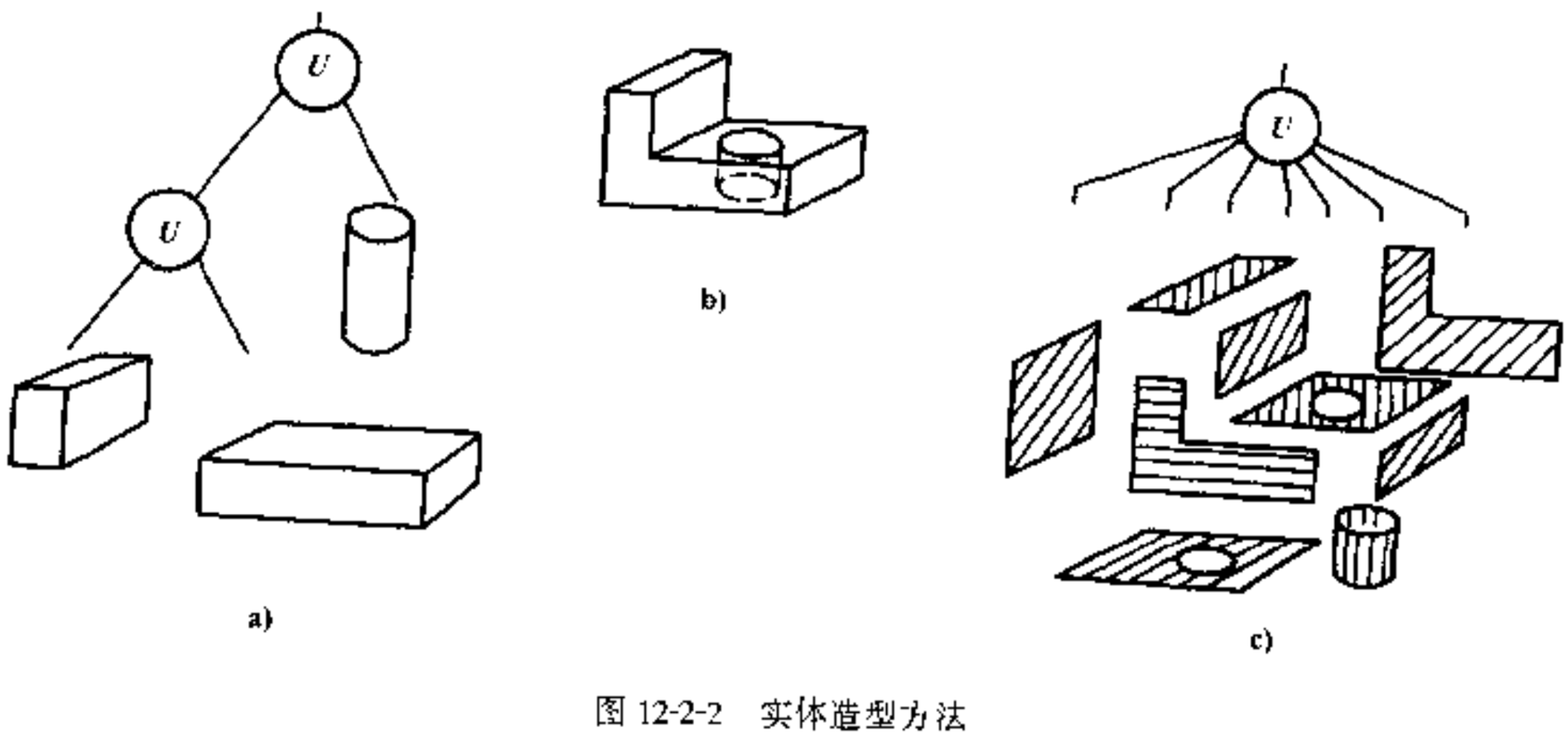


图 12-2-2 实体造型方法

a)构造立体几何法(CSG);b)立体;c)边界表示法(B-REP)

②几何体素构造法 CSG（Constructive Solid Geometry）;

③扫描法（Sweep）;

④分割表示法 D-rep（Decomposition representation）;

⑤形素造型（Feature modeling）。

其中用得较多的是 B-rep 和 CSG 法。

目前在汽车行业使用较多的三维 CAD 软件系统有 CATIA（Dassault Systems）、Unigraphics（EDS）、I-DEAS（SDRC）、Pro/ENGINEER（PTC）、CADDS（Computer Vision）及 EUCLID（MATRA）等。

12.2.3 CAD/CAM/CAE…系统的集成

在产品开发系统的建立过程中，一项重要的工作是将产品设计、制造各个环节的 CAx 子系统通过一个公共的信息数据库将它们有机地连接在一起，以形成集成的开发系统。只有实现集成的开发系统方能有效地实现产品开发的并行工程，因此建立一个好的 CAx 集成系统不仅需要建立功能完善的各子系统，而且要解决好数据库、数据库管理和计算机网络通信等建设问题。

12.2.3.1 集成系统的数据库及数据库管理

在 CAx 系统中数据库主要是用来收集产品结构的定义（如造型、绘图、加工及有限元分析等）和相关

汽车论坛 http://www.qclt.com

设计、制造信息。因此CAx系统的数据库中存放着企业所有新老产品及零部件设计、制造信息、工程规范说明和正在开发中的共享模型数据信息等。这些存储的数据信息是企业的重要财富。在整个产品开发的过程中，设计和制造部门的团队通过自己的计算机终端或工作站共享计算机公共数据库资源，这是产品并行开发工程的必要条件，是加快产品开发进程提高产品质量的重要保证。

在CAD/CAM/CAE系统中，所指的数据库通常有两种类型，即几何型和属性型。几何数据库存储实体数据记录的集合（计算机中的图形是由大量点、线、弧及圆等实体的集合构成），以及很多描述性的数据（尺寸、说明、内容等），现在几何数据库存储实体记录是以三维实体为主。属性数据库用于存放描述设计方案、结构设计、或定义其相互关系的有关数据。通常，属性数据和几何数据相互结合，完成由几何方法表达设计方案的逻辑描述。

数据库的建立和管理对发挥CAD/CAE/CAM集成化系统的整体功能、高效进行产品开发工作、实施产品开发的并行工程、保护产品信息、控制信息流向等具有非常重要的作用。

CAx数据库与子数据库的集成方式有以下两种。

1）利用公用数据库的集成方式

CAx集成系统通常由多个子系统组合而成，利用公用数据库的集成方式能使所有子系统共享同一数据库中的资源（图12-2-3），其优点是所有子系统可共用全部产品和所有数据，便于集中管理。其缺点是设计这样的数据库模式和实现有效的存取较为困难，并且所有子系统都依赖于该数据库，数据结构改变时所有子系统都受影响，给系统设计带来复杂化。

由于CAx系统的子系统都建有相应的数据库（如CAD数据库、CAE数据库及CAM数据库等），为了克服上述集成方式存在的缺点，可将各子系统的数据库进行集成，其中公用数据为各系统共享（图12-2-4），与此同时还保持了子系统本身的专用数据，由于专用数据结构与共享部分的数据结构和内容都不同，因而不能为其它子系统共享。一般来说只有图形数据结构和可释放的文本等是各子系统所共享的，不同的子系统都有各自的数据结构，如果一个子系统要使用另一子系统的数据，用户也可以通过数据库管理系统（Data Base Management System）所提供的格式转换程序，在给定的权限下对数据库文件进行检索、复制等。

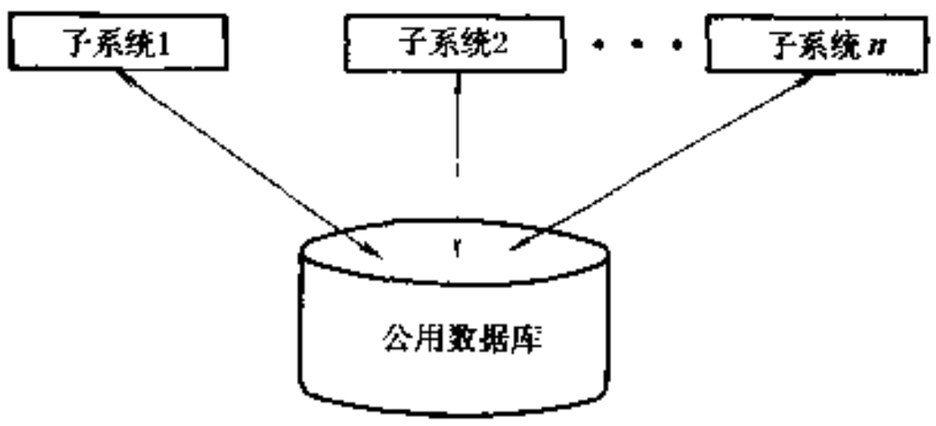


图12-2-3 利用公用数据库集成的结构

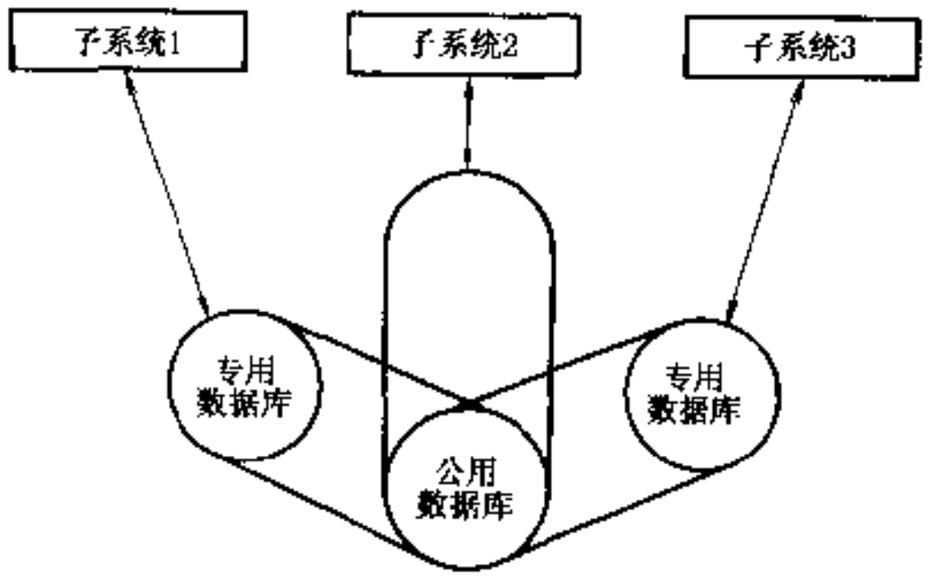


图12-2-4 利用改进的公用数据库进行集成的结构

2）利用数据传输结构进行集成方式

由于各子系统都在各自独有数据格式的数据库上工作，当需要其它子系统的数据时，数据库管理系统必须提供从一个数据库到另一个数据库传输不同数据结构的程序。利用这种方式进行集成有以下几种方式。

（1）直接传输结构

依据各子系统的数据结构，设计一个专用的传输程序使数据从一子系统的数据库直接传输到另一个子系统数据库中，图12-2-5。

（2）通过专用格式的传输结构

在这种结构中，除要设计专用的数据结构外，还需为各子系统数据库设计前、后处理程序（图12-2-6）。此种结构虽简单有效，但由于每两个需要传输的子系统间都有不同的专用格式，在具有多个子系统集

汽车论坛 http://www.qclt.com

成的 CAx 系统中，设计的格式和编写的前、后处理的程序很多，不利于系统的集成。

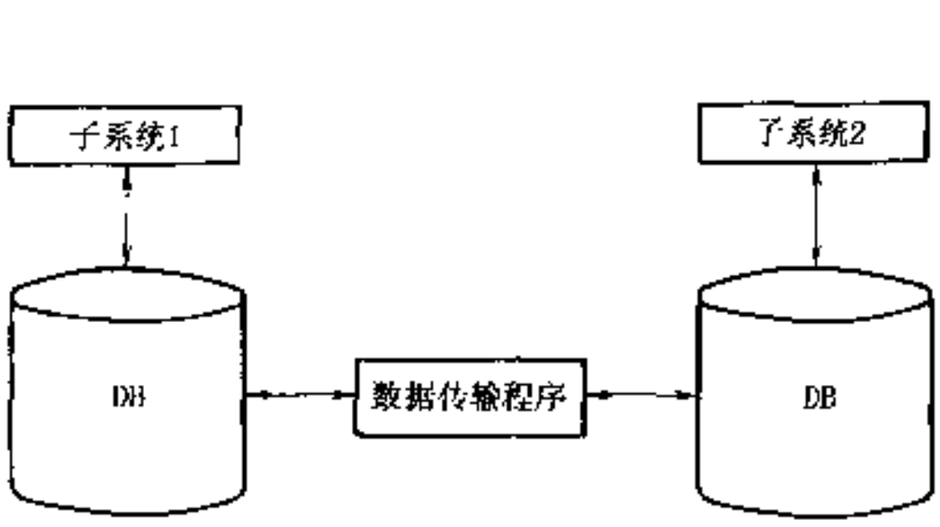


图 12-2-5 直接传输结构

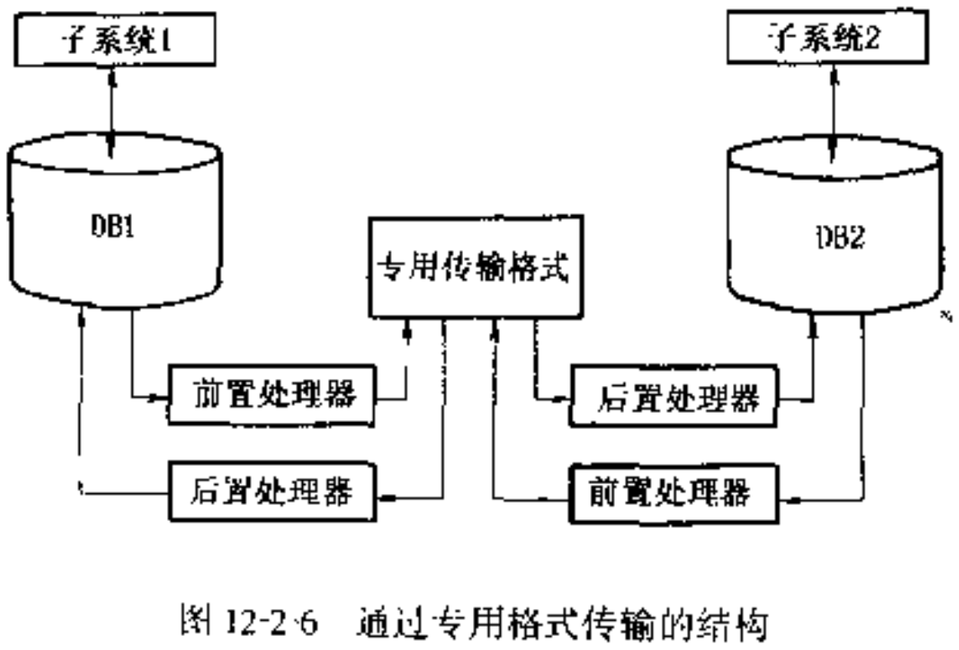


图 12-2-6 通过专用格式传输的结构

(3) 通过公用格式的传输结构

为了减少不同子系统间数据传输采用多种专用格式和多个前、后处理程序设计的麻烦，合理的解决办法是用一种公用格式来代替专用格式，即所有的子系统的数据传输的前后处理程序都只针对一种公用的格式(图 12-2-7)。这种结构的优点是格式的数目减少到一个，前后处理程序的数目减少到 $2\times n$(n 为子系统的个数)。

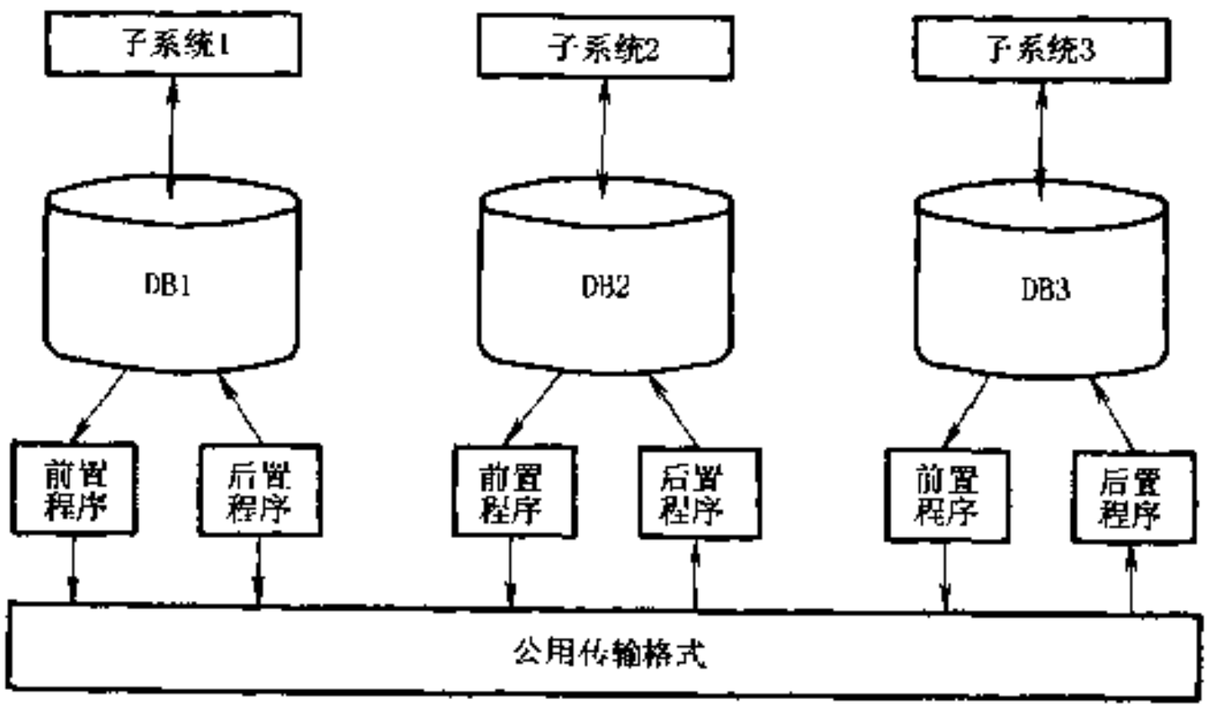


图 12-2-7 通过公用数据库传输的结构

为了制订公用交换格式，美国国家标准局于 1983 年首先推出了初始图形信息交换规范 IGES (Initial Graphics Exchange Specification) Version 2 版本，后经不断修改和完善，目前应用最广的是 IGES Version 4.0。联邦德国汽车工业协会于 1987 年公布 VDAFS 1.0 接口标准用以传递任意阶自由曲面，现已成为德国国家标准 DIN 66301。由于国际贸易和技术交流的需要，1984 年国际标准化组织成立一专门委员会，为统一计算机图形交换问题着手制定了名为《产品定义数据的外部描述》的标准，此项标准后被命名为 STEP (Standard for The Exchange of Product model data)，即产品模型数据交换标准。IGES，VDAFS 和 SETP 均为图形标准，适用于图形数据的转换和传送。目前用得最广泛的是 IGES，许多商业提供的 CAD/CAM/CAE 系统都配置 IGES、STEP、DXF 等公用接口，以供不同 CAx 系统作为数据交换之用。

(4) 混合结构

混合结构是上述用公用数据库集成方式与专用数据传输结构进行集成两种结构方式的组合（图 12-2-8)，在混合结构中，每一组子系统共享本组的共用数据库，而组间的数据应用需要通过数据库间的传输。

考虑到数据传送的方便和各部门重建模型的一致性，在子系统配置软件时，应尽量选用统一的应用软件和系统软件，以达到直接方便的传输。有的专业化较强的小系统，为了贴付在一些大软件系统上，常编制专用的接口软件，以解决与大系统通讯的要求。在一个多用途的集成系统中应用软件是多方提供，随着

汽车论坛 http://www.qclt.com

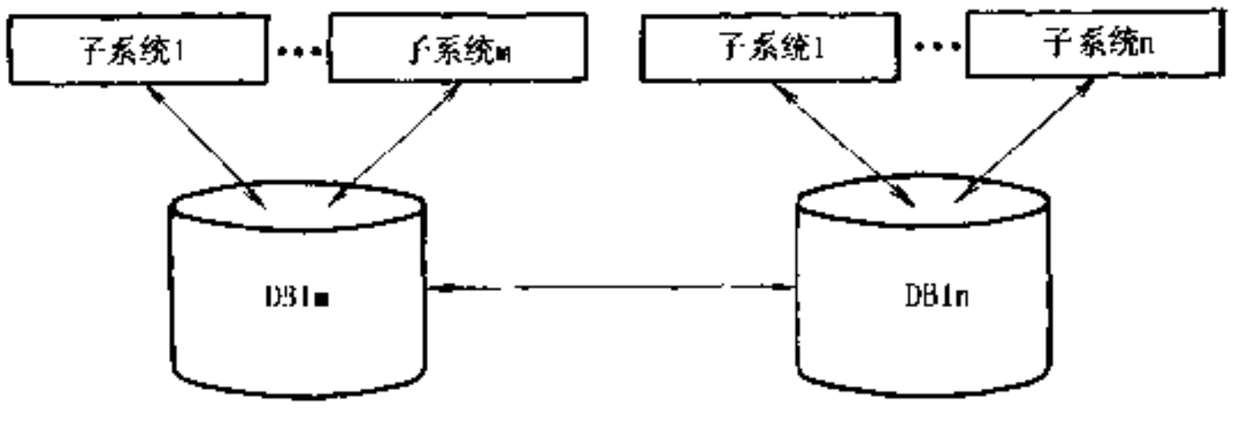


图 12-2-8 混合结构

经济全球化的大趋势，现在各大汽车生产企业的汽车零部件采用全球采购方式，需要面对众多零部件厂商多种应用软件的实际情况。当然，最好方式是使用同一的软件系统用数据直接的传输方式。而对不同的软件系统，为解决图形数据的传输困难，需要采用图形交换的公用格式，通过前、后处理软件和公用格式达到数据交换的目的。

12.2.4 计算机网络系统

计算机网络系统能把 CAx 系统中大、中、小、微各类计算机、外围设备相互之间有机地连结在一起，以达到相互通信共享资源充分发挥整体功能的目的，以便汽车各开发部门共同有效地进行开发工作。因此一个好的 CAD/CAM/CAE…的集成系统不仅需要一个好的共享的数据库及其管理系统，更需要一个高效的网络系统来支持。

计算机局域网络（LAN）能够以最高的效率、最低的成本在本地区的范围内将计算机、工作站及常用的外围设备等连结成一网络系统。

过去 CAD/CAM/CAE 系统多以大、中及超小型计算机为主机带多终端的 CAx 系统，因此常用的局域网络系统有三种形式。

(1) 集中式网络系统

集中式网络系统的用户通过本地终端对计算机主机进行访问和对话，系统结构简单、建网容易、便于管理。

(2) 分布式网络系统

分布式网络系统的特点是系统中没有主机，而是由多台计算机构成系统的结点，通过通信系统将分散的系统连接成整体网络。

(3) 环形网络系统

环形网络系统具有分布网络系统的特点，但每个计算机系统只和环网中两邻近的计算机相连。

现在 CAx 系统广泛使用独立工作站、个人计算机，CAD/CAM/CAE 集成系统多采用分布式网络结构，用以太网将各工作站、PC 机、服务器及外围设备连接在一起。

网络中各个站点互相连接的拓扑结构主要有总线式拓扑、星形拓扑、环形拓扑及它们的混合型。拓扑结构都是由一组接点和连接的链路构成，其接点分为两类。一类称为交换接点如集线器或具有可管理的信息交换机等；另一类是访问接点如终端、主机等。链路是两接点之间的通信线路。图 12-2-9 为常用的 CAD/CAM 系统使用的总线网络系统（Bus Network System），它可使设计、绘图、工程计算分析、制造结合成整体。星型网络结构是现在局域网最流行的一种结构，其中心为一个共享式集线器（Hub）或一个智能交换机（Smart Switch），呈星状结构将计算机互联起来（如图 12-2-10）。这种结构的最大优点是网络稳定性好，不会因为一台计算机的故障而影响整个网络通信。另外，此种网络结构的可扩充性也很好，要在网络中增加一台电脑，只需用网线将其连入 Hub 的一个 RJ45 槽口即可。不过此种结构也有缺点，一旦 Hub 出现故障，整个网络就会瘫痪。

国际互联网（Internet）的出现和发展，提供了利用网络进行信息交流和管理的最好方式，Internet 是当今世界最大的信息互联网络，其覆盖面超过 150 个国家。Internet 和 TCP/IP 协议解决了异构计算机硬件之间、异构网络之间、不同操作系统和通讯协议之间的互联问题，使信息在使用 UNIX、WINDOWS NT、WIN-

汽车论坛 http://www.qclt.com

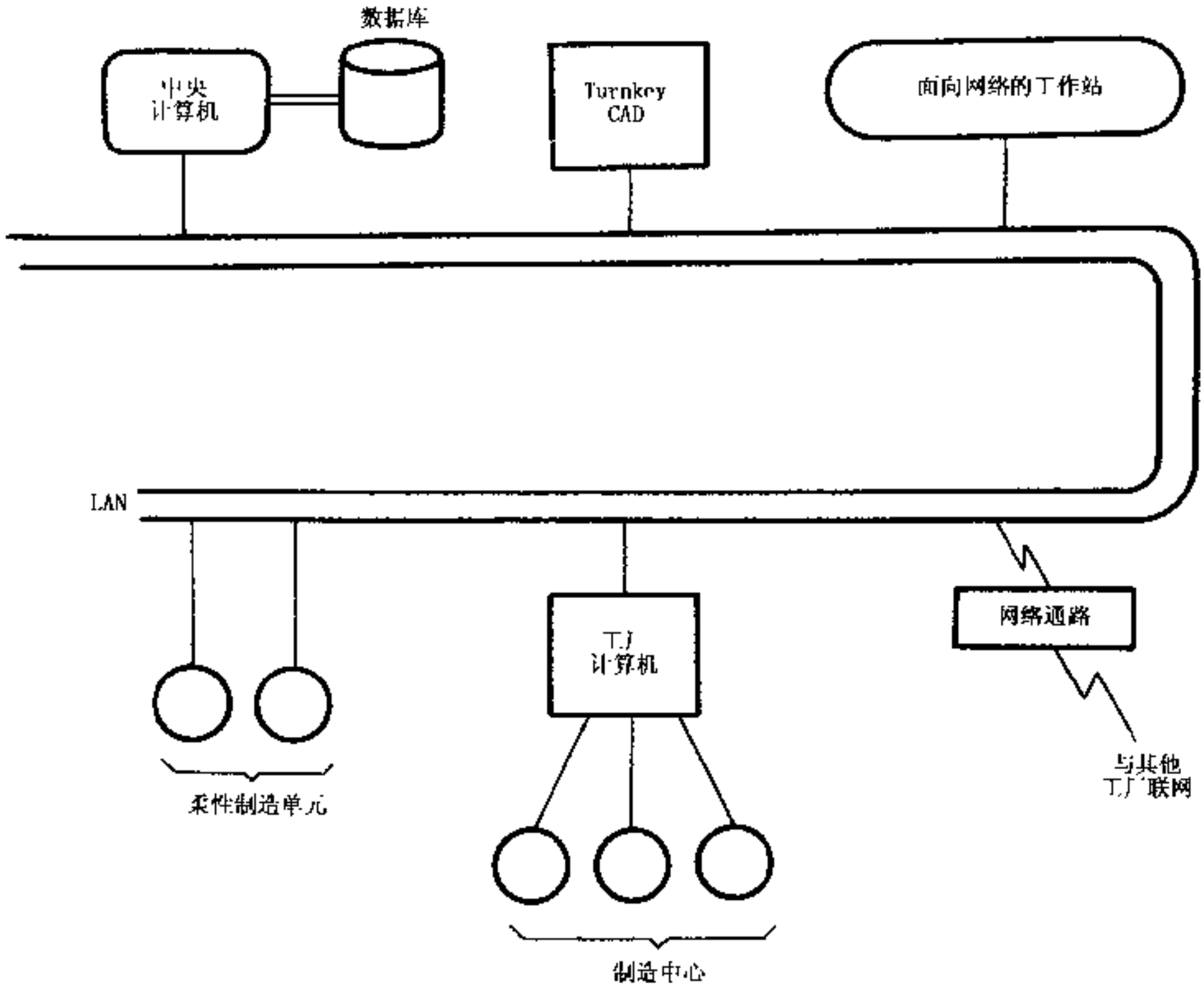


图 12-2-9 CAD/CAM 与总线局域网络

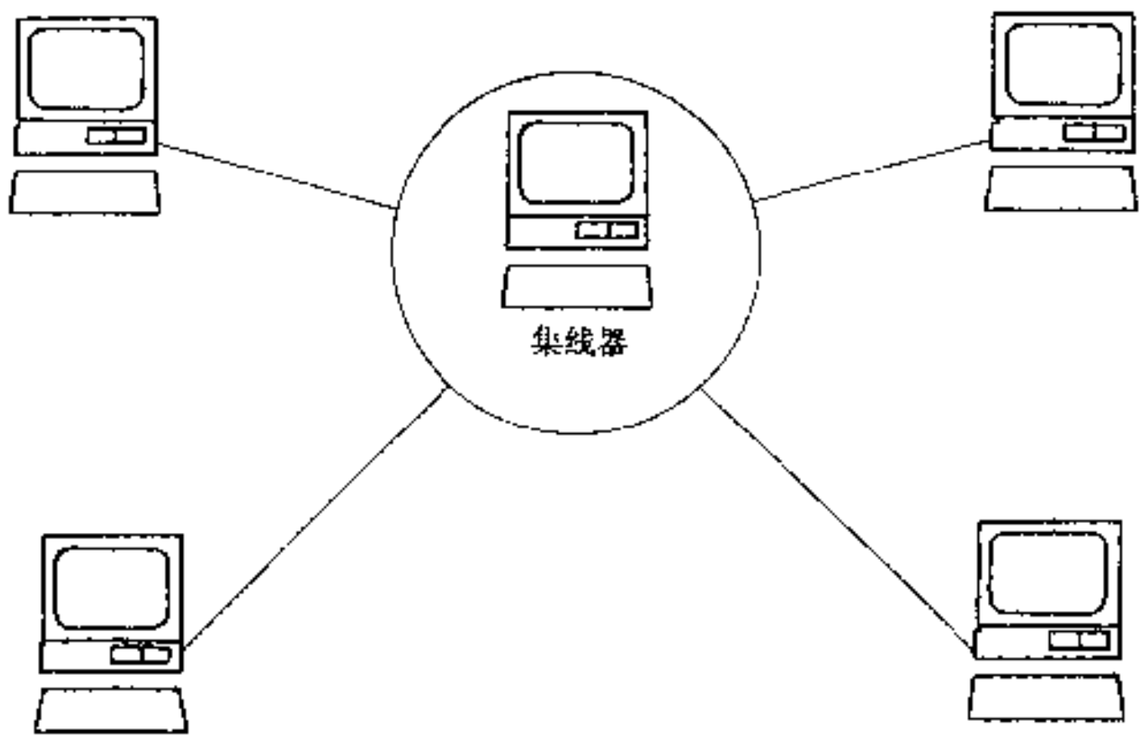


图 12-2-10 星形网络结构

DOWS、NOVELL 操作系统的大型机、小型机、工作站、微机之间自由穿行，利用 Internet 广域网便可与世界上所有地方建立联系，以此也可构成虚拟的集成系统、虚拟的工厂等。而 Intranet 是 Internet 技术在企业内部建立的网络应用系统，图 12-2-11 为大型企业 Intranet 示意图，各重要部门的局域网与总部园区网采用光缆主干线通信，网络内设有防火墙（fw），以防止非法用户的进入，Netrai 是 Internet 的专用服务器，该系统与远距离分部连结是通过互联网来实现。

汽车论坛 http://www.qclt.com

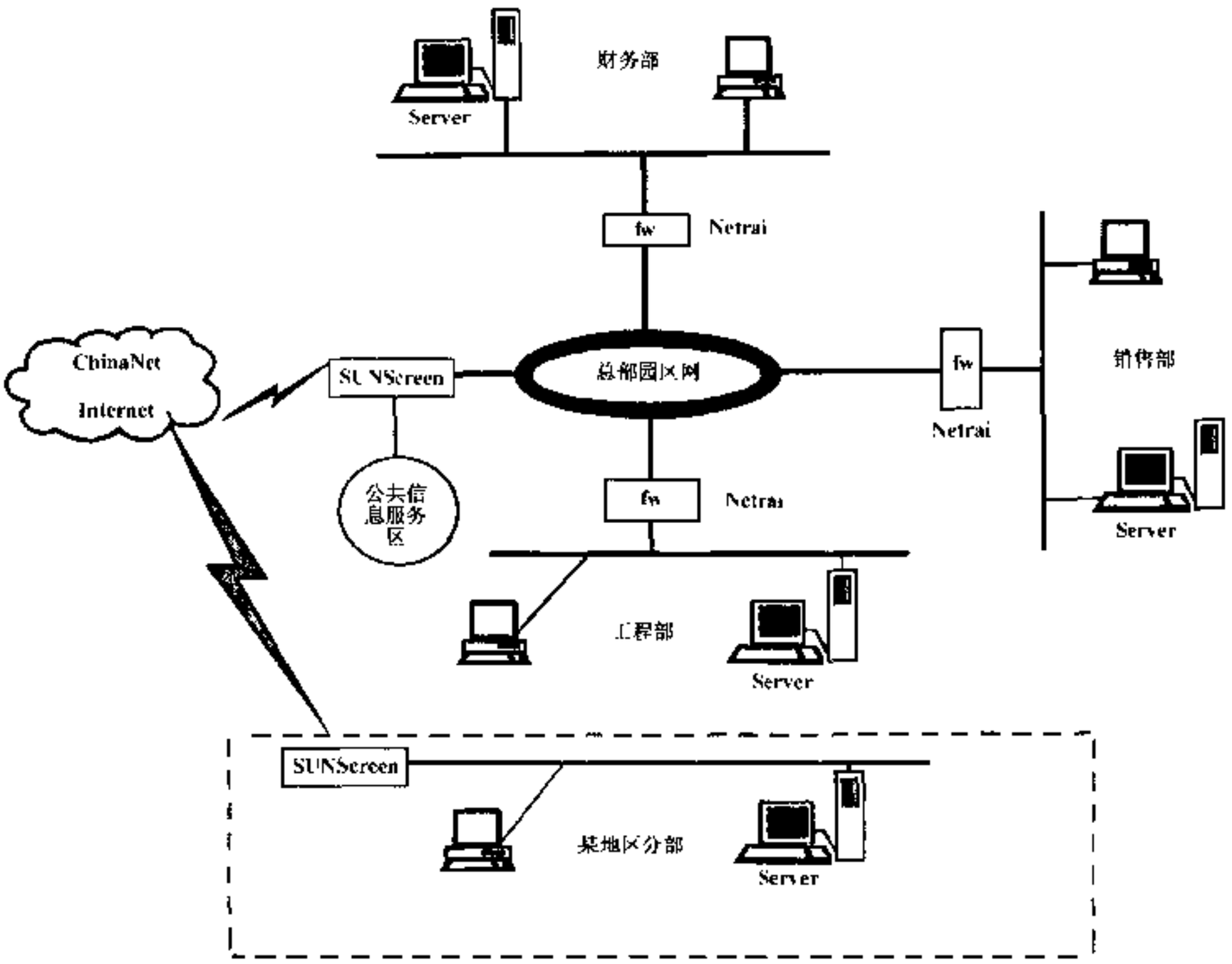


图 12-2-11 企业 Intranet 示意图

随着台式机的性能越来越高，为满足用户对多媒体和实时应用的定性服务等需求，要求快速宽带的传输方式（对用户的台式机提供交换型 10/100 兆位以太网服务，交换机之间采用千兆位以太网连接），为此，网络系统有了很大的发展，除了采用快速以太网通信外，现趋向采用异步传输（ATM）和高速以太网混合传输的模式（图 12-2-12）。

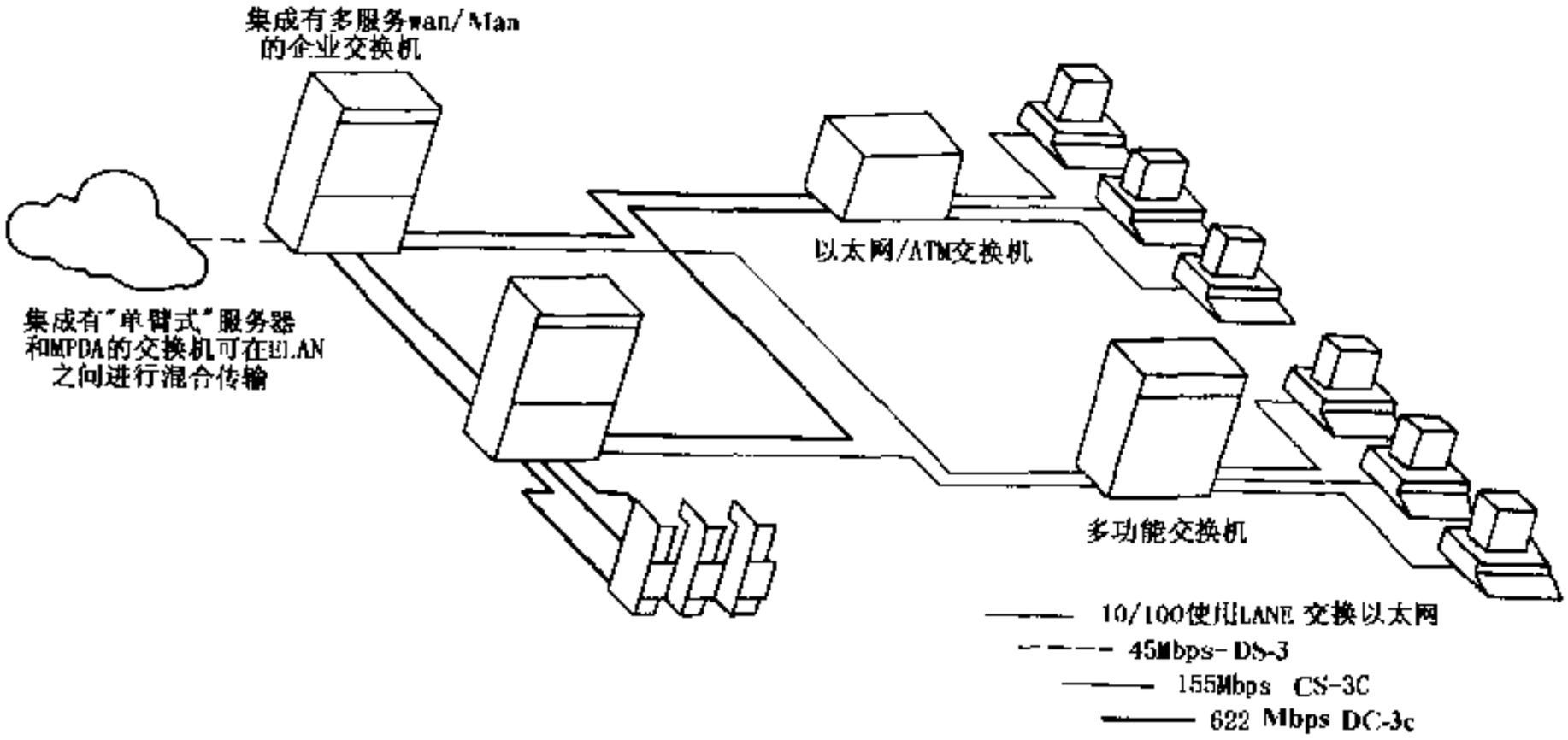


图 12-2-12 集成 ATM 互联网

汽车论坛 http://www.qclt.com

12.3 CAx 系统功能

在汽车开发的过程中，开发部门按任务的要求建立不同功能的 CAx 系统。CAx 系统配置的硬、软件系统应能达到准确、完善地去完成本专项工作的要求，并具有易学、易用、友好的人机交互界面，尽可能满足所建立数据模型在不同系统间传送后再生的一致性。汽车开发工作中 CAx 系统的主体是 CAD、CAM、CAE 等。

12.3.1 CAD 系统的基本功能

CAD 系统的基本功能主要由原始数据输入，几何图形定义和修改，图形操作、编辑和复制，尺寸、文本标注和绘图，数据库管理，用户接口，图形交换接口等构成。主要功能见表 12-3-1。大多数现有的 CAD

表 12-3-1 CAD 的基本功能

功 能	功 能 元 素	
图形定义功 能	二维元素	点，直线，折线，三角形，四边形，圆，圆弧，椭圆，圆锥曲线，三次样条曲线，圆弧样条曲线等
	三维元素	点，直线，折线，圆，圆弧，椭圆，Conic，Cubic，Spline，B－spline，Bezier 曲线，NURBS 曲线（Non Uniform Rational B－spline），平面，圆柱面，球面，椭圆曲面，双三次曲面，B－splina 曲面，Bezier 曲面，NURBS 曲面，规则曲面，旋转曲面，圆角曲面
	非几何图形	符号，文本
图形操作功 能	移动，旋转，放大，缩小，生成对称图形，Relimit（剪切），几倍 R，倒角，修整，延长，分割，结合，交点，交线，投影	
图形编辑功能	组合，Detail（反复使用图形的定义），图形的连接	
制图功能	视图定义，正投影，等角投影（Isometric Projection），透视投影； 尺寸，尺寸线，尺寸辅助线，引出线，剖面线，标注，给出公差，自动生成尺寸； 给出线的种类，给出箭头标记	
数据管功能理	模型登录（项目，用户，计算等）； 目录管理，零部件表的信息； 数据安全，备份，转送	
用户接口	画面管理	画面设计、窗口
	图形显示	放大、缩小、移动、旋转、投影显示、透视显示、指定彩色、阴影显示、虚线、删除虚面 临时删除特定图形，图形显示的选择
	对话管理	菜单，Icon 命令、功能键，键盘，拨号等辅助支持
其他基本功能	绘图机的输出	
数据交换	·IGES（Initial Graphics Exchange Specification）－ANSI 标准 ·STEP（Standard for The Exchange of Product model data）－审议中的 ISO 标准	

汽车论坛 http://www.qclt.com

软件系统在原始数据输入方面均能直接接受由三坐标测量机等设备扫描测量物体所得到的 ASC－Ⅱ点位数据文件，并直接显示成测点云图。

12.3.2 CAS 的基本功能

CAS 系统（Computer Aided Styling）即计算机辅助造型设计，在一般工业造型工作中又称为 CAID（Computer Aided Industrial Design），即计算机辅助工业造型设计，它是在 CAD 软件基本功能的基础上增加了绘制草图、视图渲染、装配渲染、正交视图和透视图、光源设置、阴影效果、工程材料、材料库、调色板、图像绘制、背景环境、检查评估及动画制作等方面的功能，以满足造型设计师进行美术造型的各项要求。

12.3.3 CAE 系统的主要功能

CAE 系统的功能包括用来进行结构分析的各种数值分析方法、仿真（Simulation）技术、试验模态分析技术及优化设计方法等。

数值分析方法是 CAE 的核心和基础，目前在机械设计中应用最广、最成熟的数值分析方法是有限元法，有限元法广泛用于产品结构设计、磁场强度、热传导、结构屈曲、非线性分析及其他科学研究方面。70 年代末一种新的数学近似求解方法——边界元法（Boundary Element Method 简称 BEM）受到重视，此种方法是把微分方程变换成边界上的边界小积分方程，只需对边界划分网络，从而维数下降使三维方程变为二维方程，二维变为一维方程，减少了问题的自由度，使计算输入的数据量减少，求解仅需边界可不涉及域内变量计算，可以直接以较高的精度得到边界的解。

在解应力梯度较大的应力集中问题，断裂力学的断裂问题用边界元法有明显的优势，此外在解决流体的非稳定问题、波的传导问题、结构和组合问题方面边界元法有更大的潜在优势。此项应用工作在国内汽车行业目前尚处起步阶段。

1）有限元分析软件包功能

（1）结构分析

①线性、非线性静力学分析；

②线性、非线性动力学分析，如模态分析、谐波响应分析、瞬态响应分析、谱分析、随机振动分析等；

③线性、非线性屈曲分析；

④几何非线性、材料非线性、边界非线性、单元非线性分析；

⑤断裂力学分析；

⑥复合材料分析；

⑦疲劳分析及寿命估算；

（2）热应力分析

①热传导、热对流、热辐射分析；

②稳态、瞬态温度场分析。

（3）高度非线性瞬态动力学分析。

（4）流体动力学分析。

（5）声学分析。

（6）电磁场分析。

（7）有限元计算分析前后处理软件、与大型计算分析系统的接口软件等。

（8）动态仿真。

2）用于汽车整车和部件性能的优化设计等

3）机构运动学仿真

图 12-3-1 为现有一些大型有限元软件系统的主要功能。

汽车论坛 http://www.qclt.com

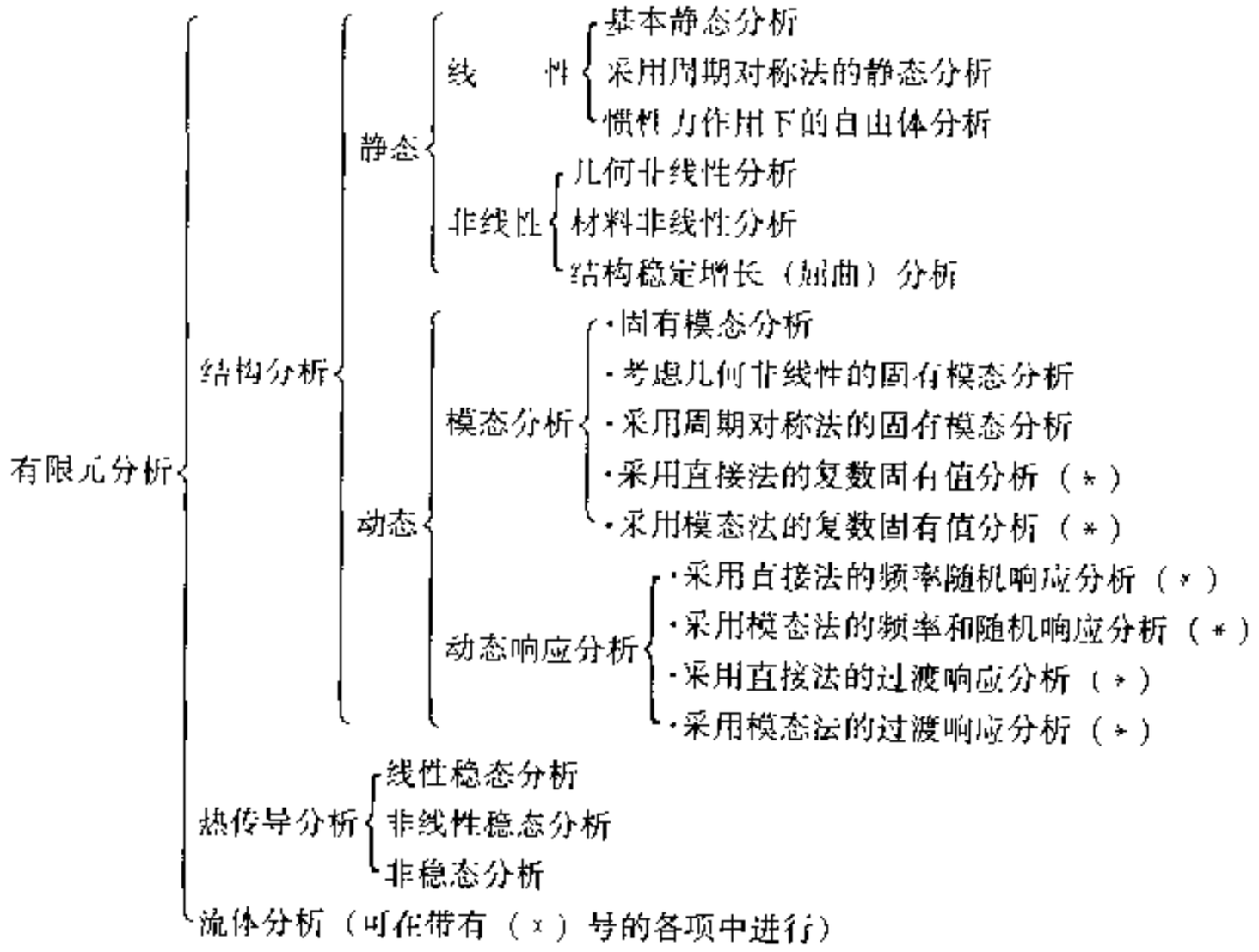


图 12-3-1 大型有限元软件包的典型功能

12.3.4 CAM 系统的主要功能

长期以来 CAD/CAM 常作为集成系统来考虑，两者间功能关系较难界定，就广义计算机辅助制造技术（CAM）而言，CAM 是指使用计算机通过与生产资源的直接或间接接口对制造的工序进行计划和控制，其广义的内容应包括 NC、CNC、DNC、CAPP、GT、FMS、零部件制造装配及质量管理等方面的技术。从产品设计制造重点方面考虑，狭义 CAM 主要内容是指借助计算机软件功能完成对加工件数控机床加工程序的编制和加工数据的准备。CAM 系统应具有的主要功能如下。

①具有定义和编辑几何模型的功能；

②以 CAD 定义的零件几何模型为依据生成加工模型；

③指定加工方式，如数控车削、数控点位加工、3～5 轴数控曲面铣削、线切割和激光成型加工等；

④指定加工机床和工具、设定加工条件、切削余量和加工精度；

⑤对刀具加工路径编程与计算、刀具路径的显示和动态模拟、能进行孔和岛形凸台的回避选择、对刀具路径进行修正；

⑥生成相关机床数控系统的数控后处理文件；

⑦以 CAD 定义的几何模型为依据编制测量机对工件进行检测和进行误差分析程序；

⑧NC 加工刀具库；

⑨制造装配的容差分析；

⑩IGES、STEP 及 DXF 图形格式交换功能。

12.3.5 CAx 软件系统的选择原则

CAD/CAM 在汽车制造业的早期应用中，各大公司都以自行研制开发 CAD/CAM 应用软件来发展本公司的系统，其结果往往使开发的系统形成一些与外系统隔离的自动化孤岛。为了保证这些系统正常运行和发展还需要一大批软件人员来进行软件的维护、升级和换代的工作，因而不仅牵涉经济效益、软件开发水平等问题，而且与外系统的数据交换带来了诸多的困难、增加了产品开发的成本。现在 CAD、CAM…的应

汽车论坛 http://www.qclt.com

用已经普及，可供选择的商品软件很多。软件的功能和水平也趋于接近和完善、软件间的差距也在缩小，因此各大汽车厂商升级现有 CAx 系统都已摒弃了自行开发和维护应用软件系统的一惯做法，转向选择商品软件为主导软件的途径，现在很多大汽车厂商与一些知名的 CAx 系统供应商结成战略伙伴关系，如通用汽车公司和 EDS 公司、克莱司勒公司和 IBM/CATIA、福特汽车公司选择了 SDRC 公司等，一同规划大公司的 CAx 系统的发展、采购和维护工作。

从商业途径选购 CAx 系统应用软件时应注意以下问题。

①明确建立 CAx 系统的工作目标，初选通用目的和专用目的模块；

②选用的软件应以三维为基础，二次开发量少，且具有开发工具，并能兼顾三年发展的需要；

③软件采用的技术先进、功能完善、操作简便；

④软件制造商信誉高、有开发实力、同行业用户多、维护能力强、技术支持足可持续的；

⑤软件供应商的培训方式和培训深度及以后技术支持的方式；

⑥对初选的商品软件必须用产品开发工作中的典型实例进行考题对比。考核软件的功能、运算速度、用户界面的水平、图形数据交换能力等；

⑦对汽车生产企业的开发部门还要了解汽车零部件供应商使用商品软件的情况；

⑧关注软件系统在 KBE（基于知识的工程）技术方面发展的动向；

⑨优选性能价格比高的商品软件。

12.4 计算机辅助设计技术在汽车开发中的应用

新车开发工作以车身开发为例，主要包括产品定性、概念设计、详细设计、样车制造和试验、工装模具的准备、先期生产、试生产、正式投产等阶段（图 12-4-1）。在产品的总目标定性之后重要的是如何以最佳的方式设计制造出接近于定性要求的产品。过去产品完成定性之后，以下的各个阶段是靠串行方式以设计图和特定的模型（如主模型）为依据来逐步完成产品的开发工作，现在汽车的开发工作已经进入了以计算机数据模型（图 12-4-2）作为设计制造重要依据的时代，在产品定性之后的整个开发过程是全面使用 CAx 系统，用先进的技术、工具和手段去定义、修改、分析、验证用数据模型（又称为电子模型）表征的零部件和整车，最终以数据模型为依据用先进工艺手段制造出真实产品。在现代汽车开发工作中，就计算机辅助汽车设计而言，其核心是以产品设计、绘图为主体的 CAD 系统，汽车性能和结构分析为主体的 CAE 系统，模型及其模具制造的 CAM 系统以及造型设计的 CAS 系统。

在新车开发工作中，只有实现设计/制造多系统的集成和管理方式的现代化，才能有效实现产品“并行开发工程”。它是提高产品设计水平、制造质量、缩短开发周期的重要保证。

在许多国内外的大公司中，从整车到各大总成的开发工作现都全面使用了 CAx 技术，最具典型的是汽车车身的开发工作，从概念设计阶段到模具制造的全过程都采用了串行和并行的混合开发过程，较全面实现了 CAD/CAS/CAE/CAM 技术集成。在汽车规划和布置设计中，使用 CAD 及相关的性能和参数优化设计软件去预测新车型的性能和确定设计参数、进行法规校核、提出最佳的设计图和方案图、合理地进行汽车布置，方便有效地进行系列化车型设计。在发动机设计中，采用 CAx 系统有效地控制结构的形状、体积和质量，对发动机的结构和性能进行有效的计算分析。在底盘零部件的设计工作中，主要用 CAx 系统进行设计绘图、优化设计，设计紧凑、轻量高性能的底盘零部件。

12.4.1 计算机辅助技术在汽车整车设计中的应用

（1）充分利用内外资源设计匹配出性能优良的汽车

汽车总布置设计是汽车产品开发工作中非常重要的一环，总布置设计的好坏直接关系到汽车性能的优良、外观的好坏、结构的合理、开发时间的长短和企业投资的风险度。在汽车完成定性后，布置工作是对所设计产品的结构、性能、水平、质量、价格、工艺作出准确定义和预估。由于汽车布置工作牵涉的面广，设计中所牵涉的变数多，因此开发一种新车型不仅对设计师自身的知识、经验和能力有较高的要求，

汽车论坛 http://www.qclt.com

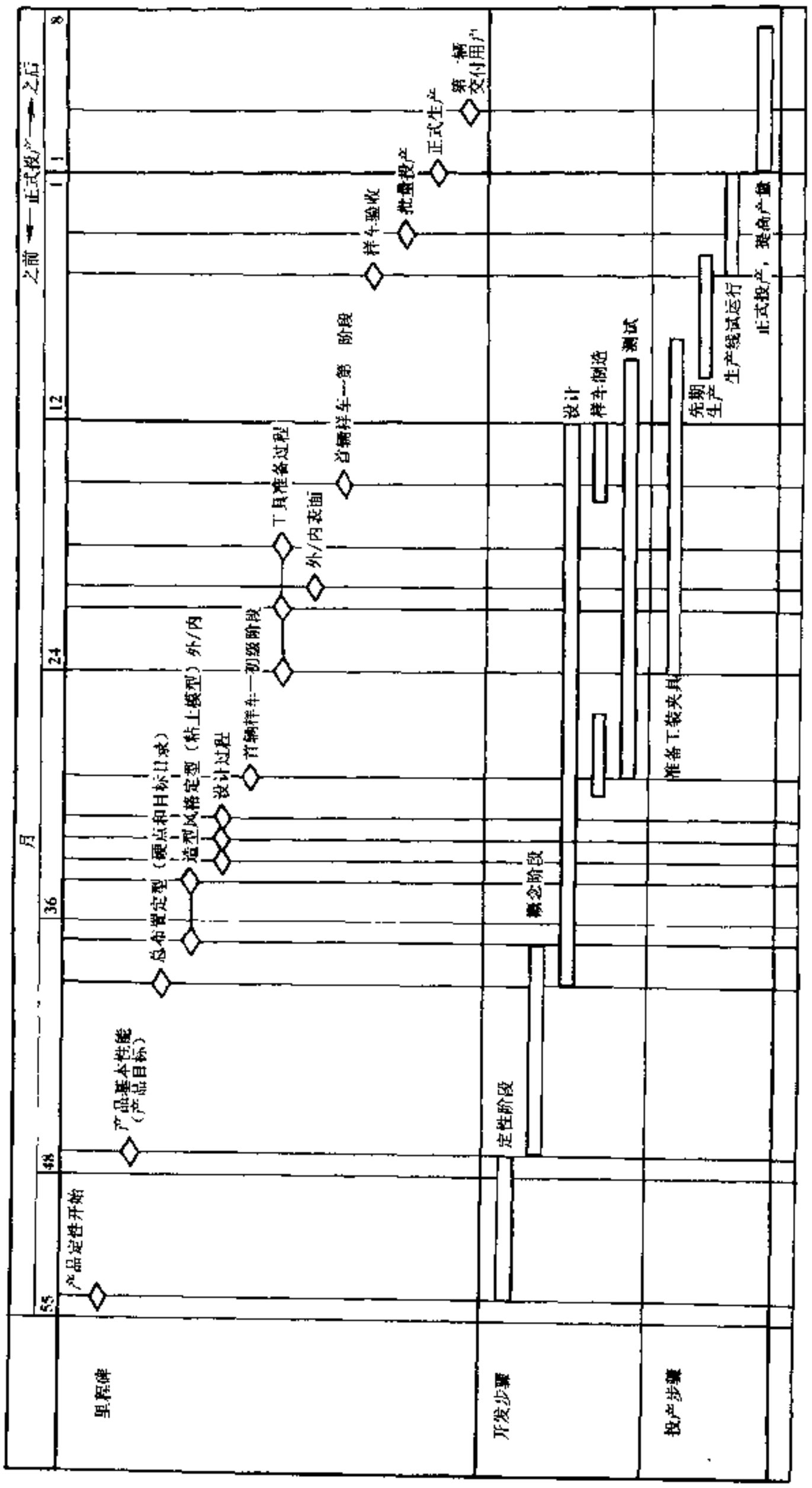


图 12-4-1 车身并发过程

汽车论坛 http://www.qclt.com

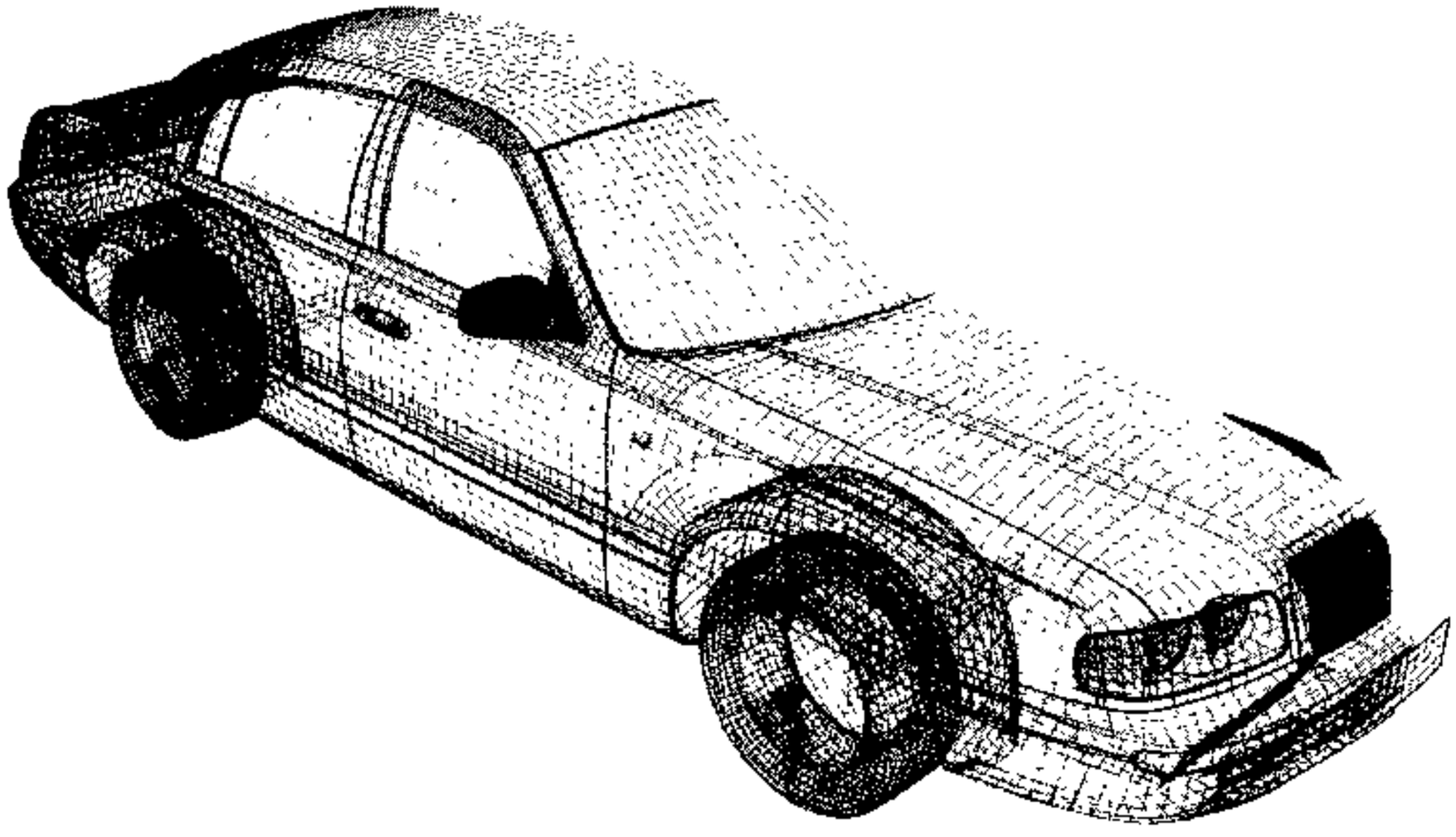


图 12-4-2 第一汽车集团公司轿车车身表面数学模型图

而且必须用先进的技术手段帮助设计师们合理决策，优选参数，优化设计，以应对汽车市场的激烈竞争。

今天汽车工业普遍走向全球采购零部件开发新车的途径，一些大汽车制造商汽车零部件的自制率已降至30%～40%，因此快速、有效利用全球资源(设计资源、零部件产品资源等)是当前开发设计出具有国际竞争力产品一项重要的途径。汽车布置设计工作要善于利用本企业的 CAx 系统和国际互联网络，集本部门和国际资源建立虚拟的集成辅助开发系统，充分利用内外资源设计匹配出性能优良、结构合理、经济实用的产品。

(2) 汽车布置设计已由二维设计绘图过渡到二维和三维布置设计的阶段。

在汽车布置设计中，除了用通用的 CAD 系统来完成一般的二维布置设计绘图外，现越来越多的用三维实体造型方法来进行汽车布置设计（图 12-4-3），以利于在设计初期利用内外资源库提出虚拟样车（即电子样车）的方案，以及在布置设计阶段准确分析各部件位置、相互关系、空间尺寸等。

(3) 建立用于整车布置的子系统

现在很多设计部门除把过去一些计算分析汽车性能（汽车动力性、经济性及制动性等）的常规计算方法使其程序化外，还自行开发一些内部专用的软件系统。这些系统具有内部专用的资源数据库（整车数据库，例子数据库，零部件数据库及市场信息库等）以及优化设计软件，以帮助设计师用较短的时间去完成参数优选、性能计算、整车和总成的匹配、整车布置等设计工作。

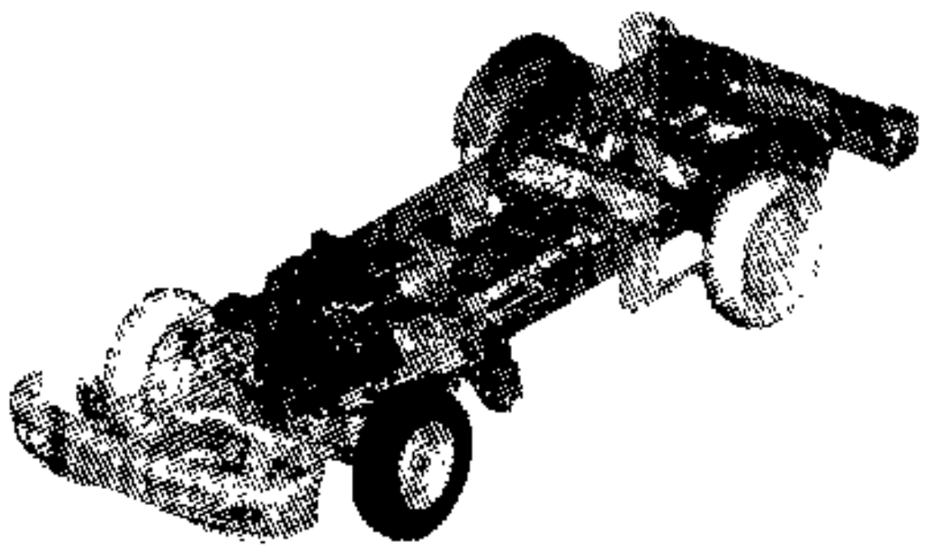


图 12-4-3 轻型货车底盘布置实体模型图

国内的高等院校和研究所也开发了一些用于汽车布置和性能分析的程序，如稳态转向特性模拟计算程序，对提高汽车行驶的安全有重要的意义，它把整车、转向、悬架、轮胎的相关参数对汽车稳态转向作出综合的评价；汽车内部布置 CAD 系统和基于知识的汽车车身总布置系统，以人体模型、眼椭圆(SAE J941 标准)、头廓包络线(SAE J1052 标准)及手伸及界面(ISO 3985 标准)等标准和人机工程学为基础，用基于实例的推理技术合理进行车内的布置(图 12-4-4)等。

(4) 着手进行整车系统的分析

汽车论坛 http://www.qclt.com

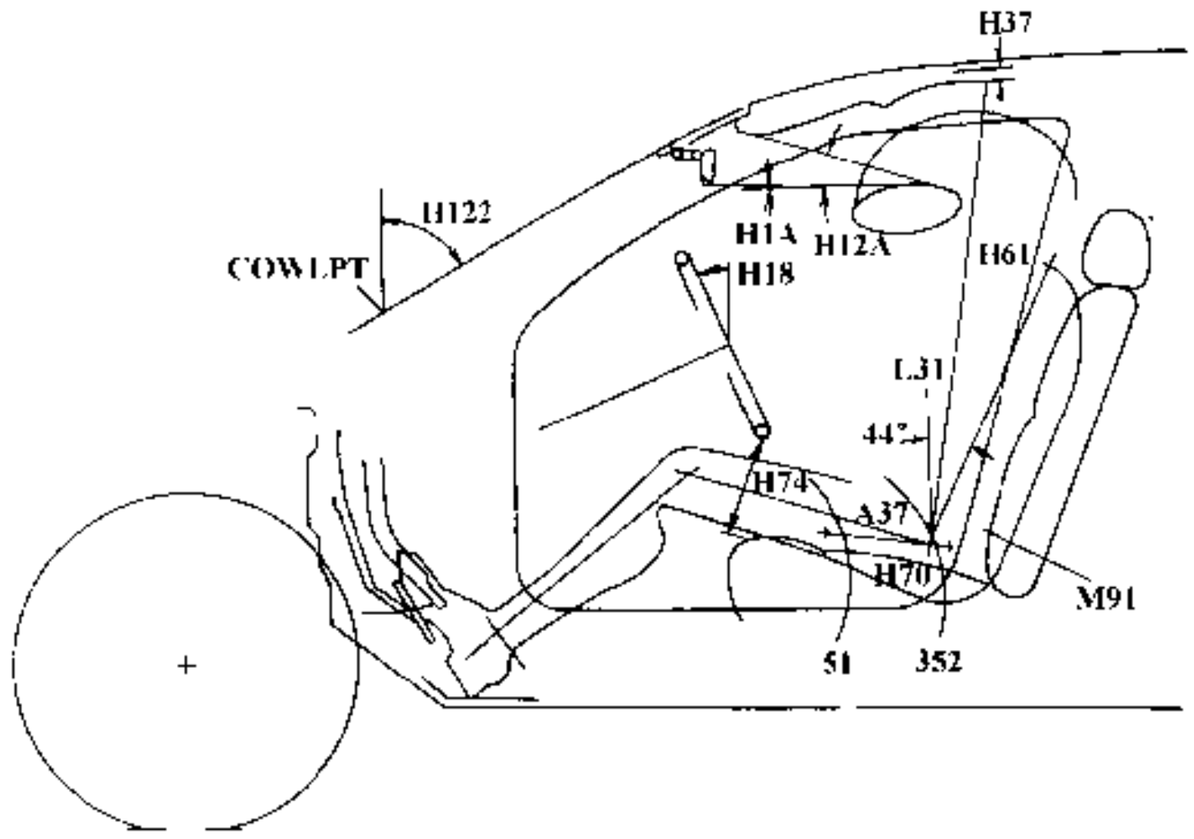
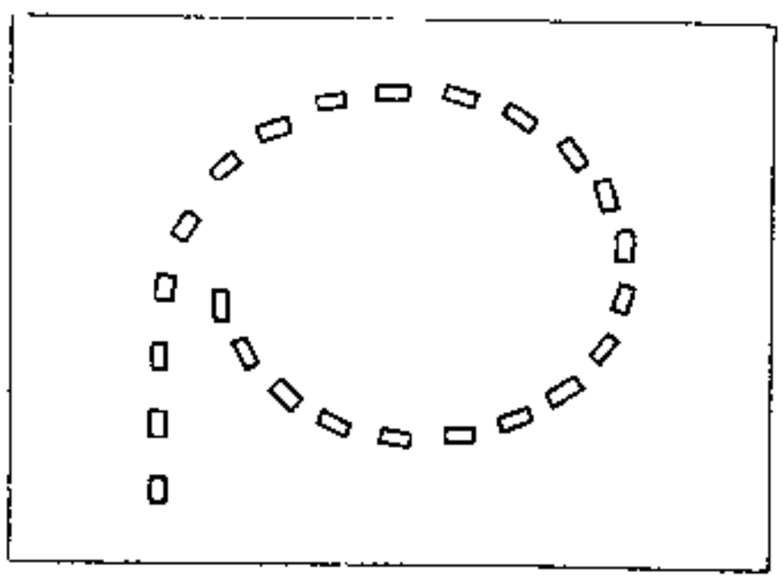
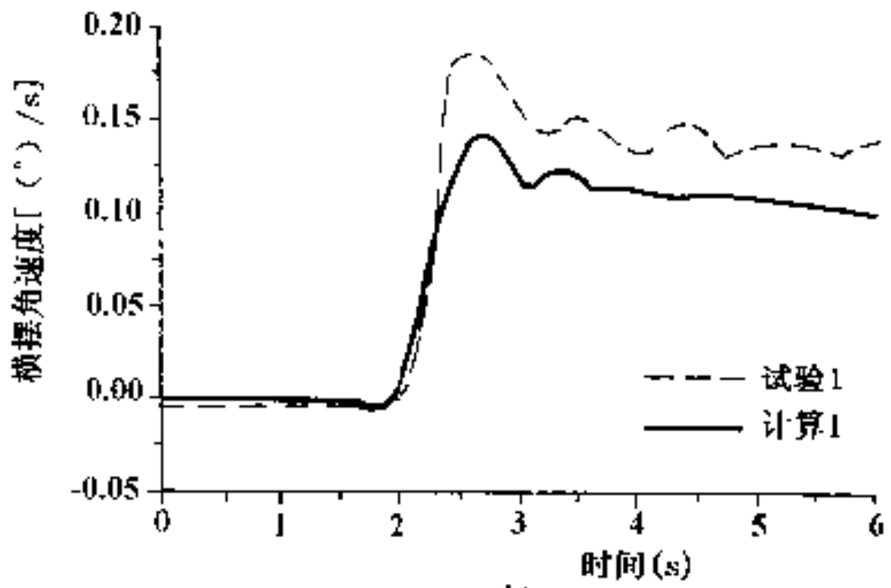


图 12-4 4 车内布置图



a)



b)

图 12-4-5 用 ADAMS 软件对整车操纵性进行分析

a)整车模型由直线加速过渡到定圆回转行驶的轨迹;

b)车速 70km/h 转向盘转角 50°阶跃输入下整车横摆角速度模拟计算与试验结果对比

一些商业提供的 CAD/CAE 软件现在也可用于汽车的性能分析、汽车运动件的运动学分析。长春汽车研究所等单位用 ADAMS 软件对汽车动力学和运动学仿真分析取得成效。图 12-4-5 为用 ADAMS 软件对某整车操纵稳定性分析所得的部分结果图。美国 ETA 公司在 ANSYS/LS – DYNA 平台上开发的虚拟试验场技术 VPG (Virtual Proving Ground) (图 12-4-6), 该系统以整车为分析对象, 考虑各类非线性, 以路面和车速为负荷, 对整车系统同时进行结构疲劳、全频率振动、噪声、碰撞、安全气囊分析。VPG 主要特点如下。

①常用结构部件数据库化, 即将各种规格轮胎、悬架、减振器等常用部件建立模型数据库, 分析时将车身模型加上相应的数据库模型即可快速积木式的构成整车模型;

②将标准汽车试验场的试验路面建立数据库, 用试验规范的路面数据作为分析条件、输入的载荷标准规范, 具有全面的可比性。使之能在设计阶段预测样车在标准试验场上的试验结果。

VPG 的另一个应用是车辆各种碰撞过程仿真, 仿真结果用于结构碰撞性能研究和依据 FMVSS 等安全法规进行被动安全性设计。

12.4.2 CAx 技术在车身设计工作中的应用

1) 车身开发的流程

汽车论坛 http://www.qclt.com

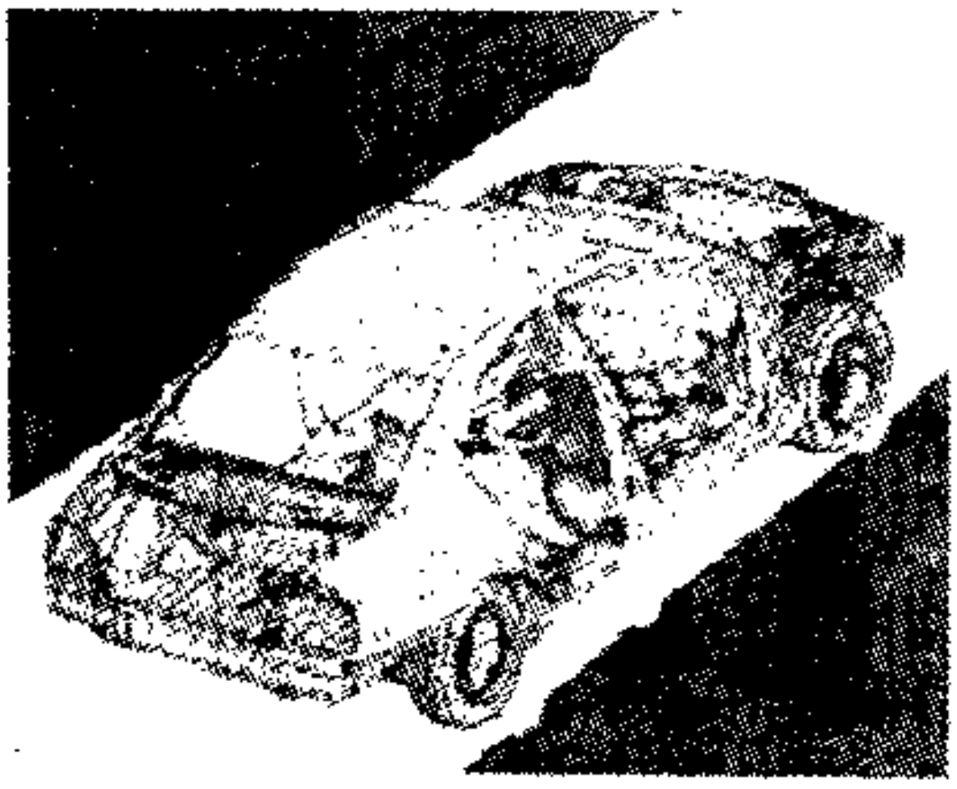


图 12-4-6 虚拟试车场模拟试验

在传统车身开发工作中要完成图 12-4-1 所列的项目，都采用串行的开发方式(图 12-4-7)。开发过程从产品的定性、概念设计、产品设计、样车制造测试、工艺工装准备、先期生产及生产线试运行、到正式生产及放量产出等部分都按顺序逐步的进行。全部开发过程中车身零部件的设计试制、设计图的绘制、模型和主模型的制作、模具制造等主要工作是靠手工、简单的机加工、靠模仿型机床等落后的开发工具和手段来完成；产品的性能和结构分析更多是依据于较简单的分析计算和经验来完成；模具的设计制造等是以图纸和主模型为重要的技术依据；从而决定了整个开发过程只能建立在串行开发流程的基础上。这种开发方式的产品开发很难达到高设计水平和制造质量，且开发周期长达五年以上，因此严重制约新车投放的进程，成为新车开发的主要瓶颈[1]。

为了缩短新车车身开发时间，车身的开发流程现已过渡到以并行为主的新开发方式（图 12-4-8）。新的车身开发过程与老过程的重大的区别体现在以下方面。

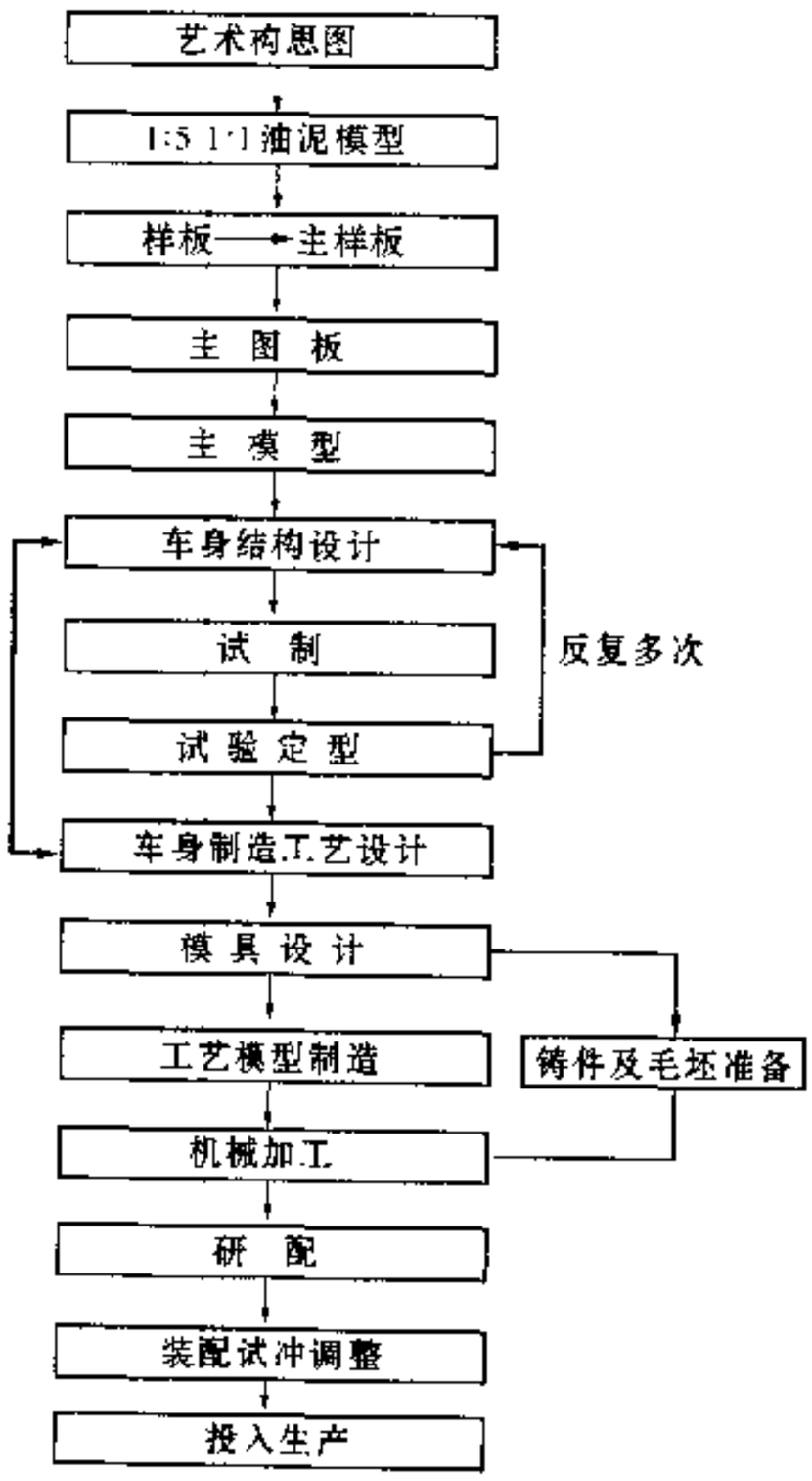


图 12-4-7 传统车身开发过程

(1) 在开发的全过程中全面采用了先进的开发手段、科学的分析计算方法，全面使用了 CAx 技术，主要体现为：

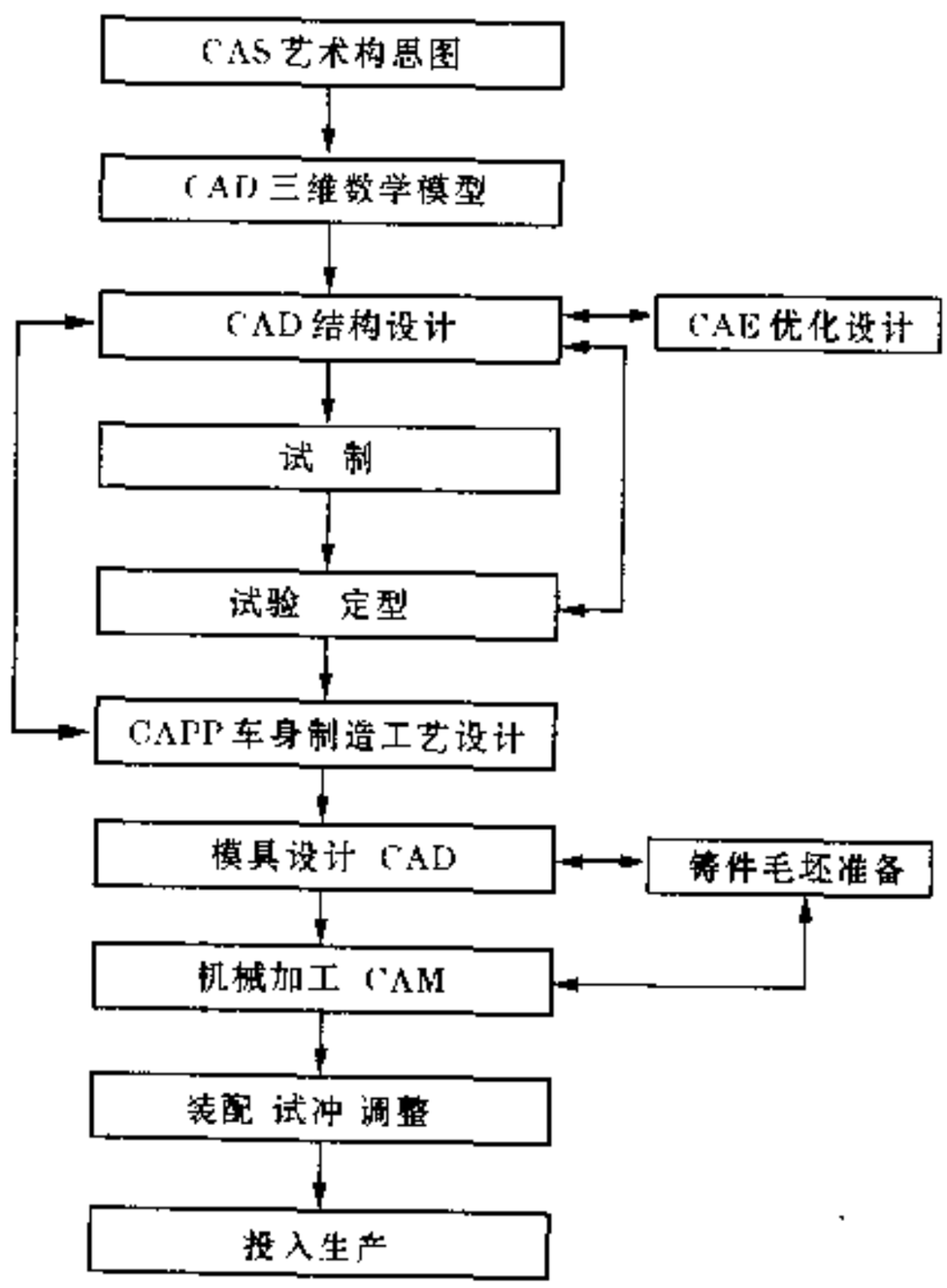


图 12-4-8 最新车身开发过程

①在概念设计阶段用 CAS/CAD 系统帮助设计师进行产品造型设计、建立数据模型、设计出设想的虚

汽车论坛 http://www.qclt.com

拟产品供领导层决策；

②在产品详细设计阶段用 CAD 系统设计出详细结构和零部件，绘制工程用图，用 CAE 系统对所设计的产品进行先期的计算分析和模拟；

③在模型、模具制作和工艺准备阶段，以数据模型和零件的详细设计为依据，用 CAM 系统进行数控编程、生成控制加工模型和模具的制造信息，用 CAPP 系统完成工艺过程设计等。

CAx 系统在车身设计中的全面使用，可大大提高产品设计质量和水平，改善设计人员的劳动条件，提升产品开发阶段的可信度，降低产品开发的风险度

(2) 车身开发的全过程贯穿着以并行开发工程的总体思路

实现车身并行开发工程的重要技术依据是产品定义的共享数据模型，实现车身并行开发工程的重要基础条件如下。

①通过计算机通信网络把各开发部门的 CAx 系统连接在一起；

②建立起共享的数据库；

③建立起全新产品并行开发的管理体系，领导、组织、协调各组成部门严格按照流程和规范来进行。

只有通过计算机通信网络系统有效地把各开发部门有机结合在一起，在共享公共数据库的基础上，共同协调采用同一个共享的数据模型，使用先进计算机辅助技术进行工作才能有效地开展车身开发的并行工程。有的汽车制造商车身开发工作采用了以并行为主的开发方式后，有效地缩短新车开发的周期，新车开发的时间已经由过去 5～6 年降到 36 个月以至更少的时间。

2) 车身造型设计方法的进展

(1) 传统的车身造型设计方法

传统的车身造型过程中，从美术效果图绘制、小比例软材料模型制作、二维平面图绘制、胶带图的绘制、1:1 软材料模型制作到最后制作成较为精确的主模型，全都是靠人工和简单的机加工制作。主模型是传统车身设计制造的重要依据，但用手工和简单工具制作的内、外主模型，不仅费工费时、设计制造精度差、保存不易，而且直接影响车身开发的时间和产品质量

(2) 以仿型为主体的计算机辅助造型设计方法

70 年代后期计算机辅助设计制造技术在车身开发中得到成功的应用和推广，系统硬件主要使用了以中小型计算机为主体的交互设计/制造系统，及 3D 测量机、扫描仪、数控加工机床、绘图机等外围设备。车身开发的流程参见图 12-4-9，车身开发的造型设计阶段仍保留了美术造型师和造型制作人员用手工创作美术效果图、绘制二维平面图、绘制胶带图、制作大小比例软材料模型等一系列汽车造型设计的传统做法，在完成造型设计之后才用 CAD/CAM 系统在计算机中建立一个逼近于真实软材料模型的表面数学模型。建立 3D 表面数学模型主要工作步骤如下。

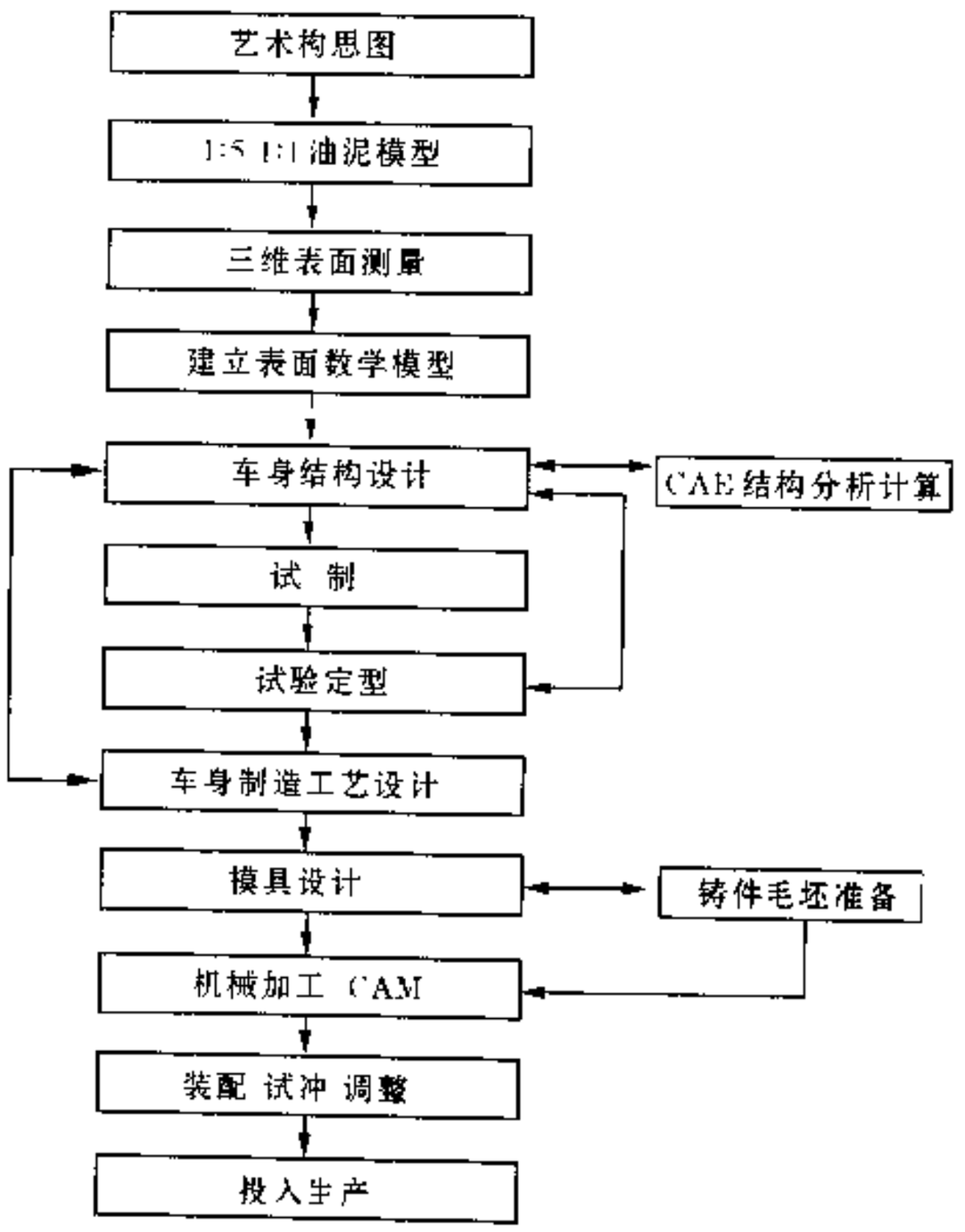


图 12-4-9 车身仿形开发过程

汽车论坛 http://www.qclt.com

①用 3D 测量机测量 1:1 软材料模型的表面，得到表面的点位数据文件；

②将所测量的数据文件输入计算机中显示测点云图（图 12-4-10），通过人机交互的方式在显示器上选择测点并拟合成曲线，将曲线经光顺处理后，选用边界曲线或断面曲线等建立曲面片；

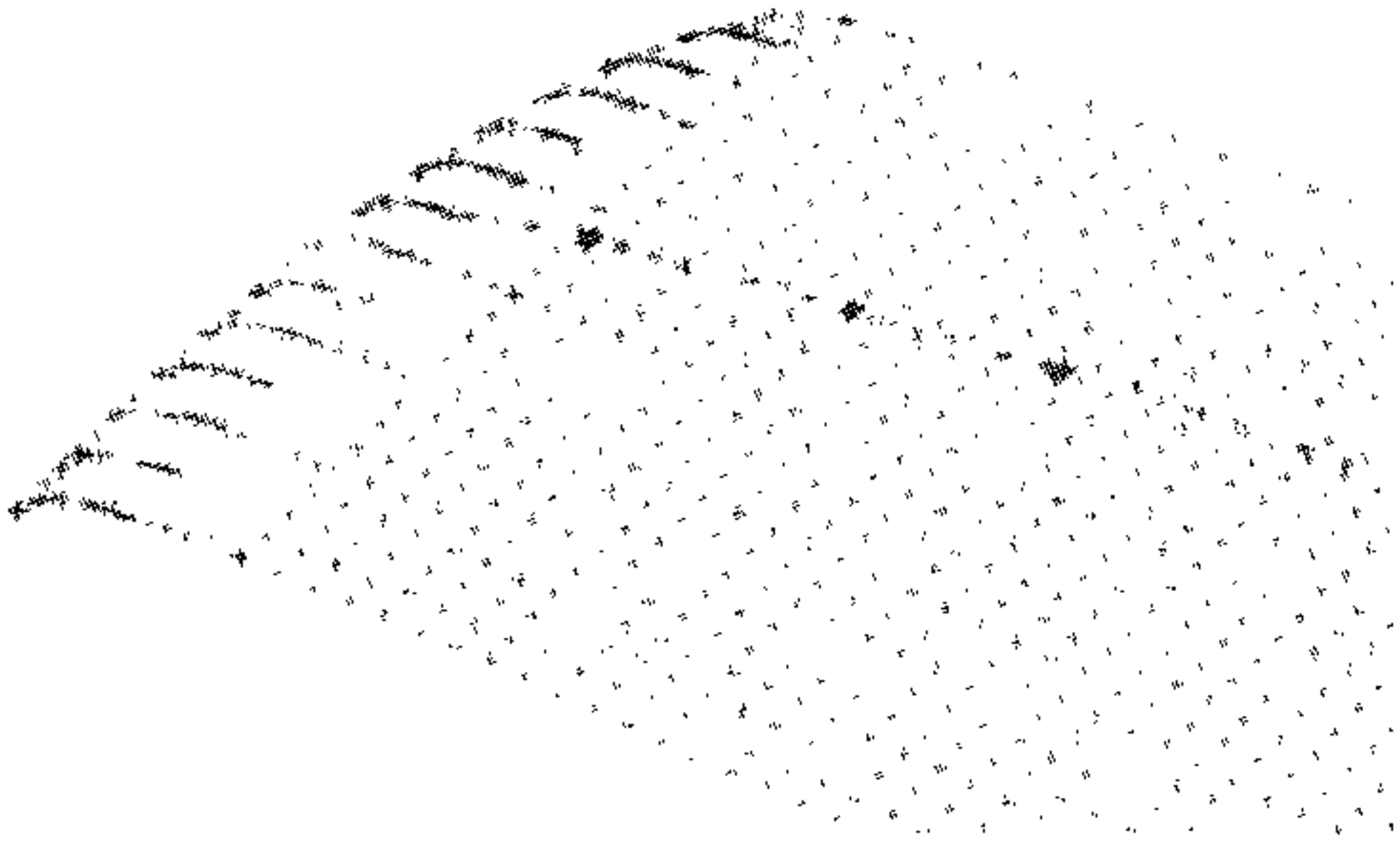


图 12-4-10 车身发动机机罩测点云图

③把众多较简单形状的曲面片按边界光顺的要求将它们连接在一起，完成对一个复杂的汽车车身曲面的定义，通常将此曲面片组合的车身表面称为车身外（内）表面数学模型；

④用曲率变化云图对被建立表面数学模型进行检查和局部修改；

⑤依据修改完成的表面数学模型，按结构连接方式分块，在 CAM 系统中增加工艺补充部分编程数控机床 NC 加工刀位路径等；

⑥用 NC 机床加工出软材料主模型，加工后的模型经最后评审、修改、手工精整后以此修正计算机中的表面数学模型，成为最后冻结的表面数学模型，又称为数字模型（Digital Model）。

表面数学模型是以后车身线图设计，车身结构设计，车身工装工艺设计制造过程的重要技术依据，车身设计部门，车身工装部门用表面数学模型并行开展自己的设计制造工作。由于表面数学模型的建立是用计算几何插值或逼近的方法，插值或逼近造型师制作的实物模型为基础，因此又可以把这种 CAD 的设计方法称为车身 CAD 仿形设计法，这种方法至今仍得到较多的使用。

(3) 计算机辅助造型的逆向设计方法（又称逆向工程）

很多新车车身设计和模具的设计制造是建立在仿制一个实物（实车或模型）的基础上，如何快速复制实物的表面和结构的细部形态并在计算机中快速建立表面数学模型的问题多年来一直为人们所重视。虽然也可以用上节所说的仿形方法来生成数学模型，但由于要求的测点太多，采用接触点测的方法太费时，同时要用人在计算机屏幕上选择大量的测点，因此定义线面的问题是一项非常繁琐的工作。为了解决以上难题，提出了“逆向工程”的概念，它是 CAD 仿型法在处理技术手段上的发展。逆向工程的特点如下。

①采用先进的数字化扫描技术将实物的表面和结构细节部分的表面用点的云图方式在 CAD 系统中显示；

②采用专用软件将云图中的点用网格等处理方式筛选保留在网格投影线上的点，将这些空间的点群经处理直接建立成 C1 级表面。

汽车论坛 http://www.qclt.com

对于第一项技术，目前商业提供的有非接触式激光扫描技术和照相数字化技术两种。前者是对被测物体用组合的激光带对其表面进行分段快速扫描组成物体表面点测云图；后者是同时使用两台数字相机用立体照相的方式，分段扫描物体表面形成点位数据，然后经专用软件处理拼合成整体表面点位数据图，以此可用于拟合曲线、曲面。

对于第二项技术，现已有较多商品软件提供直接用点群去建立曲面，但这种表面不能达到车身A级表面的要求。

(4) 全新的计算机辅助造型设计方法

近年来计算机辅助设计工作已经在美术造型方面取得新的进展，一些先进的计算机辅助造型设计(CAS)商品软件（如ALIAS、CDRS等）已提供给造型设计部门。由于采用了CAS造型系统，有的公司车身造型的全过程已经用计算机辅助造型系统来完成，采用CAS造型系统车身造型的流程可以省略用手工在纸上绘制美术效果图和造型时软材料模型的制作。新的车身造型设计主要特点如下。

①构思草图和美术效果图在CAS系统中通过与计算机交互作业的方式进行设计（图12-4-11），易于进行汽车外形和内饰的多方案设计；

②依据总布置给定的控制尺寸图、汽车的内外造型构思草图、内部布置图、构思的汽车外形平面图来直接建立起准确立体汽车表面数学模型。

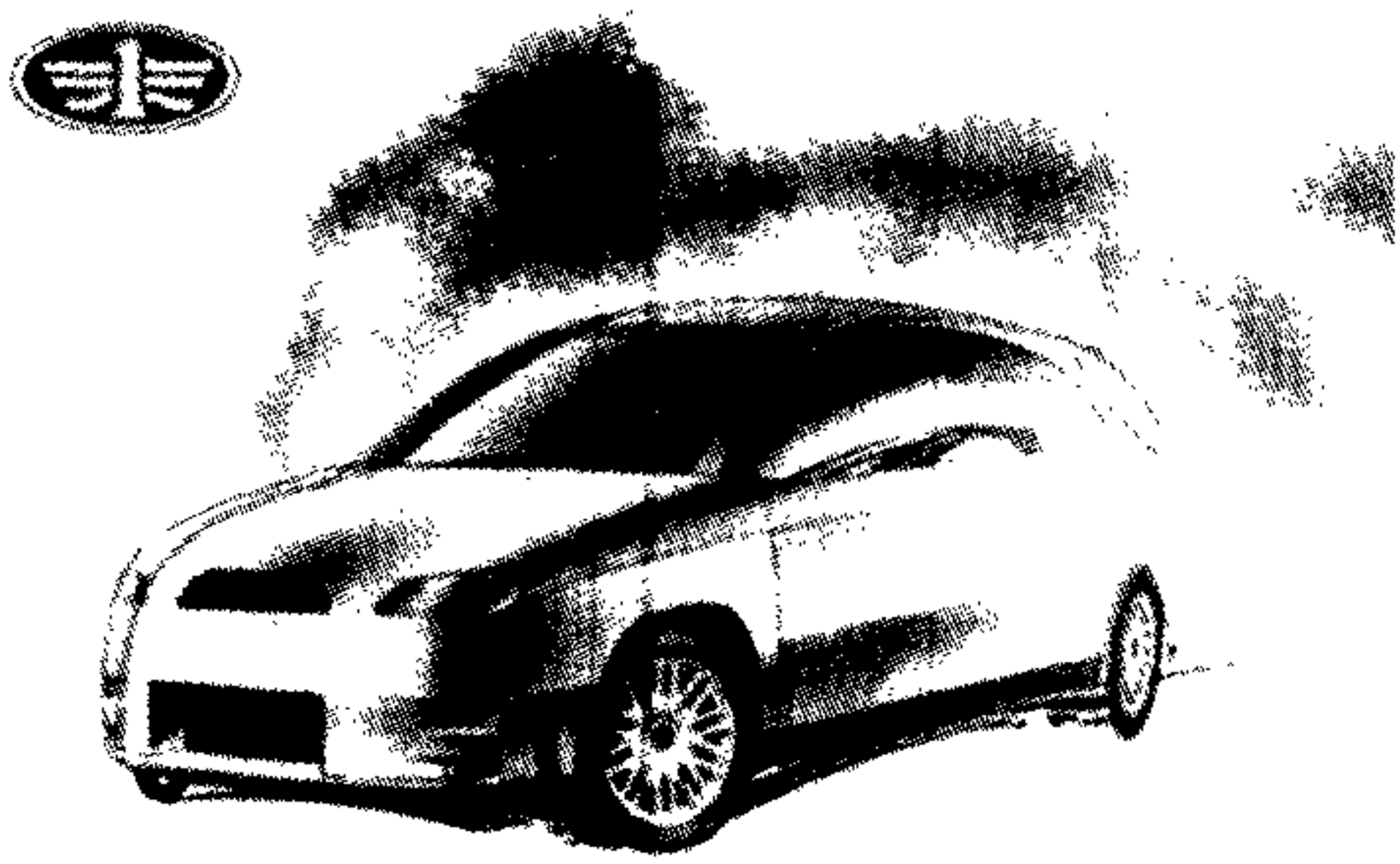


图12-4-11 用CAS创作的美术效果图

以上工作是在CAS，CAD工作站上进行，对上述构思草图，表面模型均可调用软件的色彩渲染、光源检查、云图检查等功能在图形显示器中从不同角度观察和检查外形的形态（图12-4-12）。以所建立表面数学模型为依据直接进行数控机床加工路径编程，最后用数控铣床加工出软材料汽车内外模型，加工出的模型交决策部门审查后用手工对模型的局部进行修改，最后再修改计算机中的表面数学模型。此表面数学模型经决策部门批准“冻结”后，即为下游车身结构设计和工装设计制造共享的数字化模型（Digital Model)。这种造型方法可以省略很多用手工进行美术创作、制作大小模型、扫描测量模型的作业时间，从而较大的缩短车身造型设计阶段的时间。但由于造型师的常规习惯和便于在方案审查阶段提供更多的效果图和模型方案，用手工绘制效果图和制作小比例模型还是不少。

3) 车身结构件和零部件设计

为了达到与外表面数学模型、模具设计和数控加工等设计/制造工作的一致性，车身板件结构设计现

汽车论坛 http://www.qclt.com

也从二维设计方式，转变到三维表面模型的设计方式（图 12-4-13）。用三维设计方式虽然在设计阶段需要花较多的时间和精力去建立复杂结构的表面数学模型，但在模型建立后，不仅便于检查结构的合理性，便于组装，便于判断关连零件的相关性等，更重要的是避免了在工装设计阶段再重建结构表面模型所带来与原设计的误差和不一致性，导致产品装配后整体质量和精度的下降。结构设计和工装设计使用同一个表面数学模型也节省了重复建模的时间，缩短了车身开发的周期。采用扫描实物结构和实物模型的逆向工程的快速建模方法去建立车身复杂的结构表面模型，可以给结构设计工作带来较大的便捷。



图 12-4-12 曲面质量高光检查

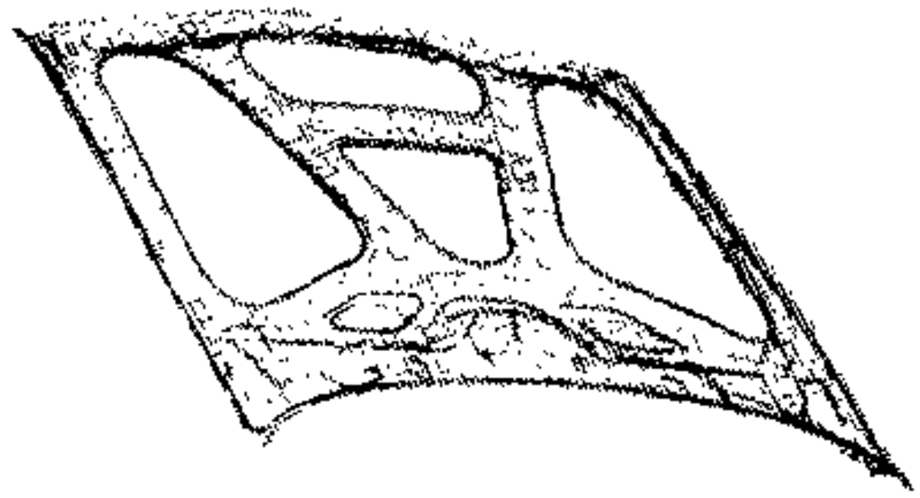


图 12-4-13 车身零件表面模型图

在车身附件的设计中，除了采用简便的二维 CAD 设计外，现在大多用三维参数实体造型方式来进行设计。此种设计方式有利于产品设计的系列化，便于检查装配关系、绘制立体装配图（图 12-4-14），用数控机床加工复杂形面的零件等。

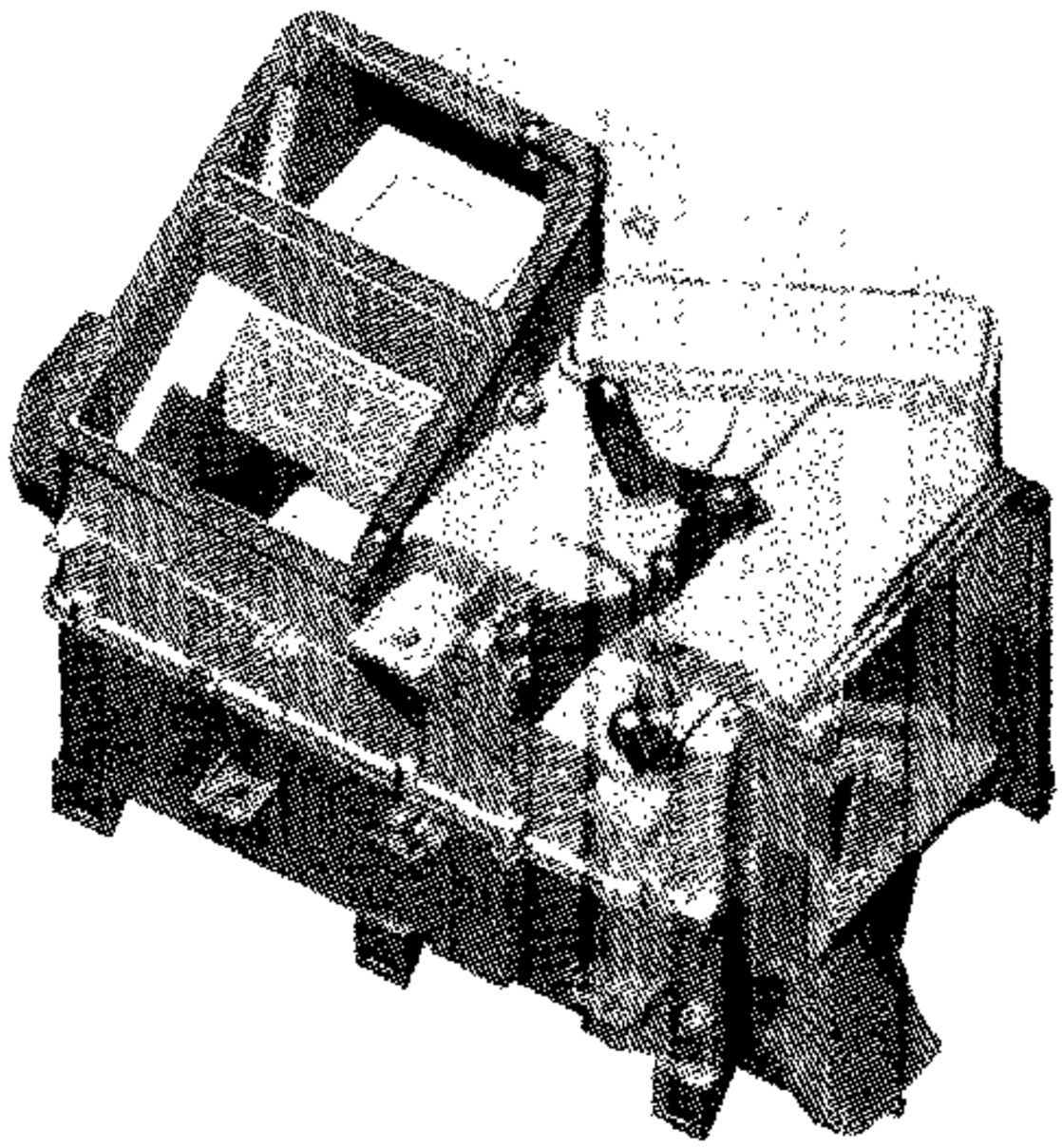


图 12-4-14 汽车暖气总成实体造型图

4）车身结构分析方法

有限元分析方法对设计轻量、安全、合理的车身结构，提高车身乘坐的舒适性，减少样车试验的数

汽车论坛 http://www.qclt.com

量，降低开发工作的风险度，缩短开发的时间等有重大的影响。有限元分析方法现已作为各大汽车公司新车车身结构设计工作的规范计算分析内容。

(1) 有限元法

有限元法简称 FEM（Finite Element Method）于 50 年代末 60 年代初引入飞机结构强度的分析计算，70 年代被引入到汽车结构设计中。有限元法是近 40 年来工程计算方法领域中的一项重大成就，有限元分析是现今计算机辅助工程（CAE）技术中的核心部分。

有限元法是一种数值离散化的方法。对复杂连续的结构进行分析时，有限元法的出发点是将被分析的结构划分为有限个小的单元，再将这些小单元用节点把它们连接在一起，以这些单元组成的集合体代替原先的连续体进行分析，从而使所研究的集合体具有有限个自由度，为解题提供了可能。这样就可将复杂连续体上分析求解的问题转化为先研究每个单元中各个点的力学关系，找出描述这种关系的公式，然后将他们汇总起来，形成次数有限的线性方程组，求解这个方程组即可得到连续体的数值解。解一个线性方程组求解方法简单但计算量大，只有使用了电子计算机才能避免在连续体上数学求解上的困难。

用来进行离散化的单元形状有多种，其中一维元件有二力杆、梁及管道等；二维元件有三角形、四边形板（膜）、剪切板及夹层板等；实体元件有四面体、五面体及六面体等。结构离散化时，选用何种形状的单元取决于结构的几何形状、精度要求以及描述此结构所必需的独立空间坐标数。对车身模型来说常用的单元为三角形、四边形壳体元、平面膜单元与四边形等参数单元。

有限元的力学基础是弹性力学小位移理论，在求解方法时可用位移法、力法和混合法来求解未知量。位移法是取节点位移作为基本未知量；力法取节点力作为基本未知量；混合法取一部分节点位移，一部分节点力作为基本未知量。位移法易于实现计算机自动化的优点现被广泛采用。现在有限元软件有淡化物理力学含义，着重于数学介绍元件位移函数，以利于用户选用合适的元件构造计算模型。表 12-4-1 为车身分析常用的元件位移函数。

表 12-4-1 车身分析常用的元件位移函数

单元名称	简 图	节点/自由度	位 移 函 数
二力杆		2/1	$U = a_1 + a_2 X$
扭力杆		2/1	$\theta = a_1 + a_2 X$
空间梁		6/6	拉压、扭转、弯曲组合
三角形平面应力元件		(3~6)/2	$U = a_1 + a_2 X + a_3 Y$ $V = a_4 + a_5 X + a_6 Y$
四边形平面应力元件		(4~8)/2	$U = a_1 - a_2\zeta + a_3\eta + a_4\eta\zeta$ $V = a_5 + a_6\zeta + a_7\eta + a_8\zeta\eta$
三角板元件		(3~6)/3	$W = a_1 l_1 + a_2 l_2 + a_3 l_3 + a_4 l_2 l_3 + a_5 l_3 l_1 + a_6 l_1 l_2 + a_7 (l_2 l_3^2 + l_3 l_2^2) + a_8 (l_3 l_1^2 + l_1 l_3^2) + a_9 (l_1 l_2^2 + l_2 l_1^2)$
四边形板元件		(4~8)/3	$W = a_1 + a_2\zeta + a_3\eta + a_4\zeta^2 + a_5\eta\zeta + a_6\eta^2 + a_7\zeta^3 + a_8\zeta^2\eta + a_9\zeta\eta^2 + a_{10}\eta^3 + a_{11}\zeta^3\eta + a_{12}\zeta\eta^3$
六面体实体		(8~21)/3	$W = a_1 + a_2\xi + a_3\eta + a_4\zeta + a_5\eta\xi + a_6\zeta\eta + a_7\xi\zeta + a_8\zeta\eta\xi$ $U = a_9 + a_{10}\zeta + a_{11}\eta + a_{12}\xi + a_{13}\zeta\eta + a_{14}\eta\xi + a_{15}\xi\zeta + a_{16}\zeta\eta\xi$ $V = a_{17} + a_{18}\zeta + a_3\eta + a_{19}\xi + a_{20}\zeta\eta + a_{21}\eta\xi + a_{22}\xi\zeta + a_{23}\xi\eta\zeta$

汽车论坛 http://www.qclt.com

有限元法中单元之间的力只通过节点传递，载荷只加在节点上，如果划分网格时，外载荷不在节点上，则须通过静力等效原则进行移置或重新离散化生成新网格。

有限元分析工作主要由以下三个部分组成（图 12-4-15）。

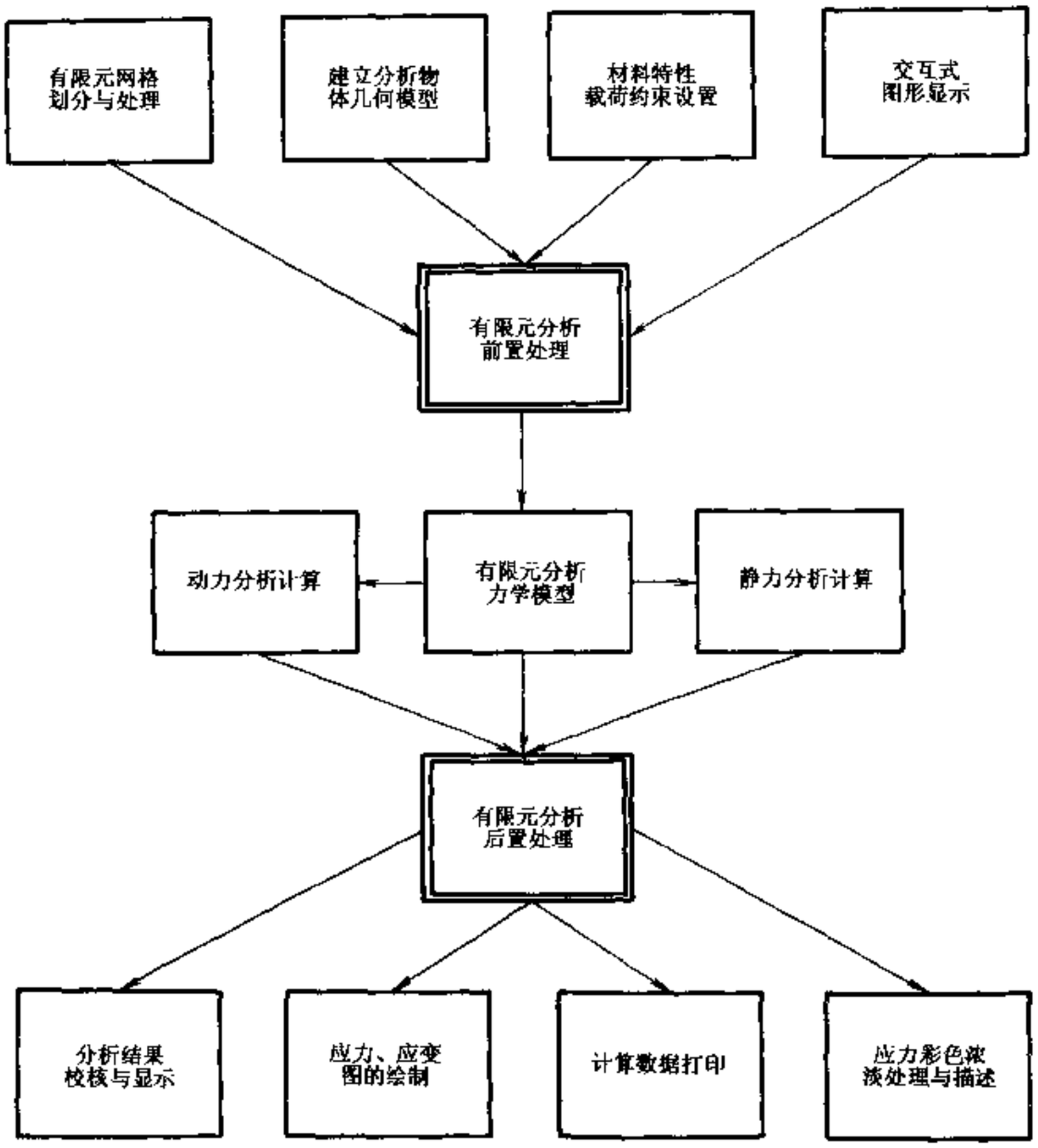


图 12-4-15 有限元分析系统的结构

ⓐ有限元分析的前置处理部分

①建立分析物体的几何模型；

②依据分析对象和目的，确定有限元网格方案（单元的类型、单元的大小和数量），建立有限元分析的计算模型；

③确定载荷和边界条件。

ⓑ有限元的分析计算部分（选择合理的求解方法进行求解）

ⓒ有限元分析的后处理部分

包括分析结果的校核与显示；应力、应变图的绘制；应力彩色浓淡处理与描述及计算数据打印等。

过去在有限元分析的前后处理工作中，用手工来建立几何模型和划分网格约占有限元分析时间的45%，有限元分析结果的判断和输出约占 50%，分析一个轿车车身网点高达 3～8 万个，建模费时且费用很高，因此近年来一些大型 CAD 软件系统都设置了较完善的有限元前后处理功能模块，可以在 CAD 系统

汽车论坛 http://www.qclt.com

中方便的建立三维几何模型通过交互方式划分网格。有些完善大型 CAD 软件系统都有网格划分模块和求解器，亦可将本软件系统的网格划分模块有效与许多大型的有限元分析程序结合使用。

表 12-4-2 列出在车身设计工作中常用的 CAE 有限元分析软件。

表 12-4-2 常用的有限元分析软件

软　　件	版　　本	主 要 功 能
MSC/NASTRAN	6.8	结构静、动态分析等
MSC/PATRAN	6.0	分析模型前、后处理
MSC/XL	3A	分析模型前、后处理
FEMB		分析模型前、后处理
MSC/DYTRAN	2.0	高度非线性分析
ANSYS		结构静动态分析等
LS－DYAN		高度非线性分析
COSMOS	PC	结构静动态分析
SUPERSAP	PC	结构静动态分析

(2) 车身计算工况和载荷

影响车身结构强度和刚度的主要工况是直弯工况和转曲工况，影响车身使用性能的是车身的振动模态和对振动的响应。车身被动安全设计要求进行碰撞仿真计算。从车身舒适性考虑还必须计算噪声声源和声压场分布，计算车身门洞和窗口的变形等。

载荷及边界条件是建立计算模型的一个重要部分，可能影响计算的成败，计算模型的力和边界必须符合工程工作条件，有时应结合试验来加以确定。

由于汽车行驶在不平的路面时，车身承受扭转载荷和垂直方向的加速度，在分析垂直载荷时要乘以一动荷系数，动荷系数的建议值见表 12-4-3。扭转载荷与汽车在凹凸不平路面行驶时车轮的凸起高度、悬架的刚度、车桥负荷及车身的扭转刚度有关。扭转计算路面的凸起高度建议值见表 12-4-4。

表 12-4-3 车身 CAE 动载荷系数建议值

车　　型	动载荷系数
轿　　车	2.0～2.5
城市公共汽车	2.0～2.5
长途公共汽车	2.5～3.0
载 货 汽 车	3.0～3.5
越 野 汽 车	3.5～4.0

表 12-4-4 路面不平时单轮凸起高度（mm）

车　　型	轿　车	大型客车	轻型货车	大型货车
单轮凸起高度（mm）	200	250	225	300

(3) 车身计算分析应用实例

大客车车身分析对象为骨架结构，将蒙皮计入分析的目的在于计算蒙皮对骨架强度的影响，蒙皮元件可选大些不会对结果有大的影响。大客车车身蒙皮可用剪切板元件或膜元件来模拟，图 12-4-16 为一国产后置发动机大客车模型，使用 876 个梁单元模拟骨架结构，258 个膜元件模拟中腰预应力蒙皮和顶棚。

在载货汽车驾驶室方案设计时可使用简化的梁元件来模拟结构，图 12-4-17 为一汽六平柴货车驾驶室计算模型，该模型有 800 个节点 850 个梁和板元件。在设计阶段为了精确的分析和计算，使用板元模型，该模型有 34350 个节点、35487 个元件，见图 12-4-18。

汽车论坛 http://www.qclt.com

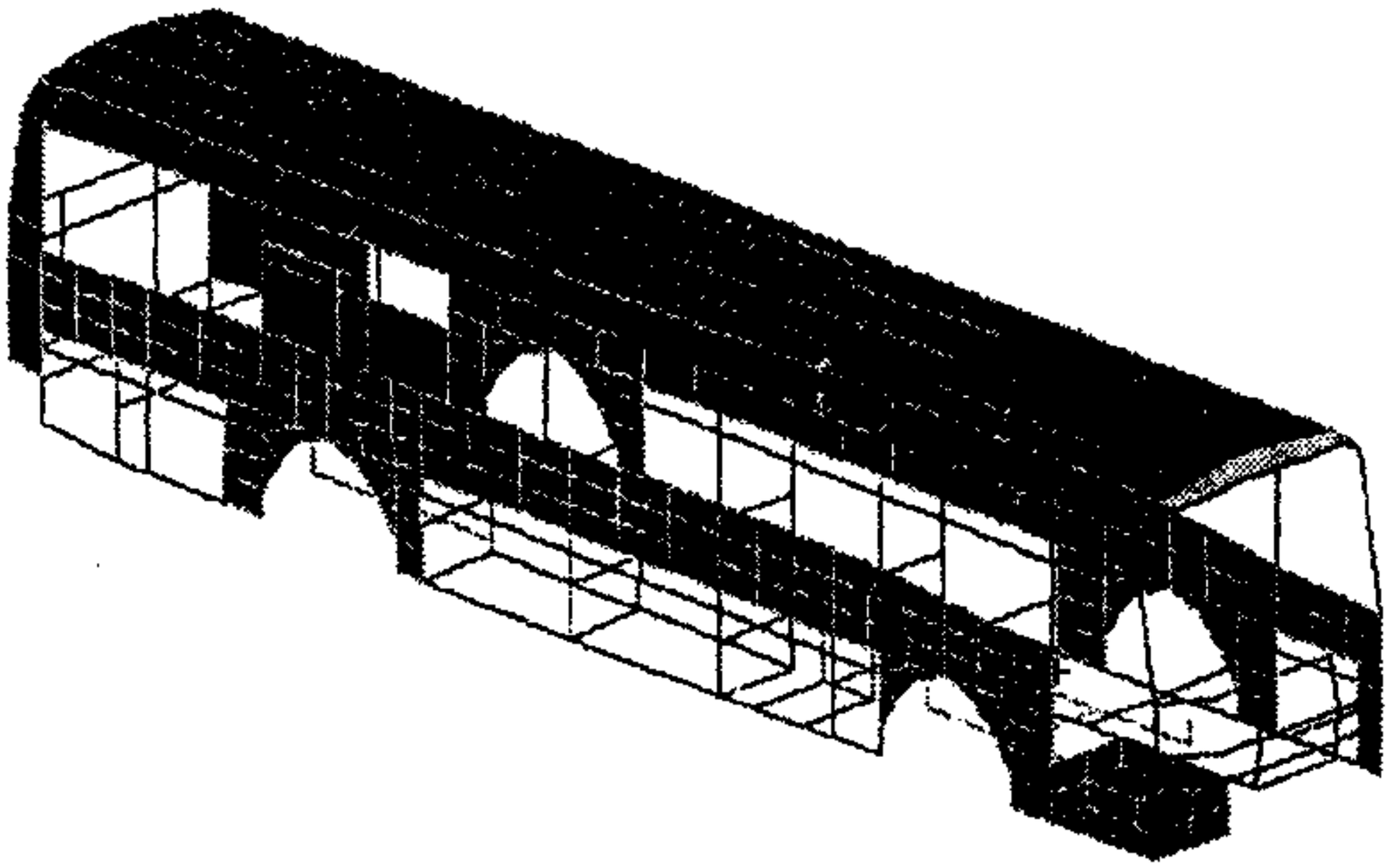


图 12-4-16 大型客车骨架和蒙皮计算模型

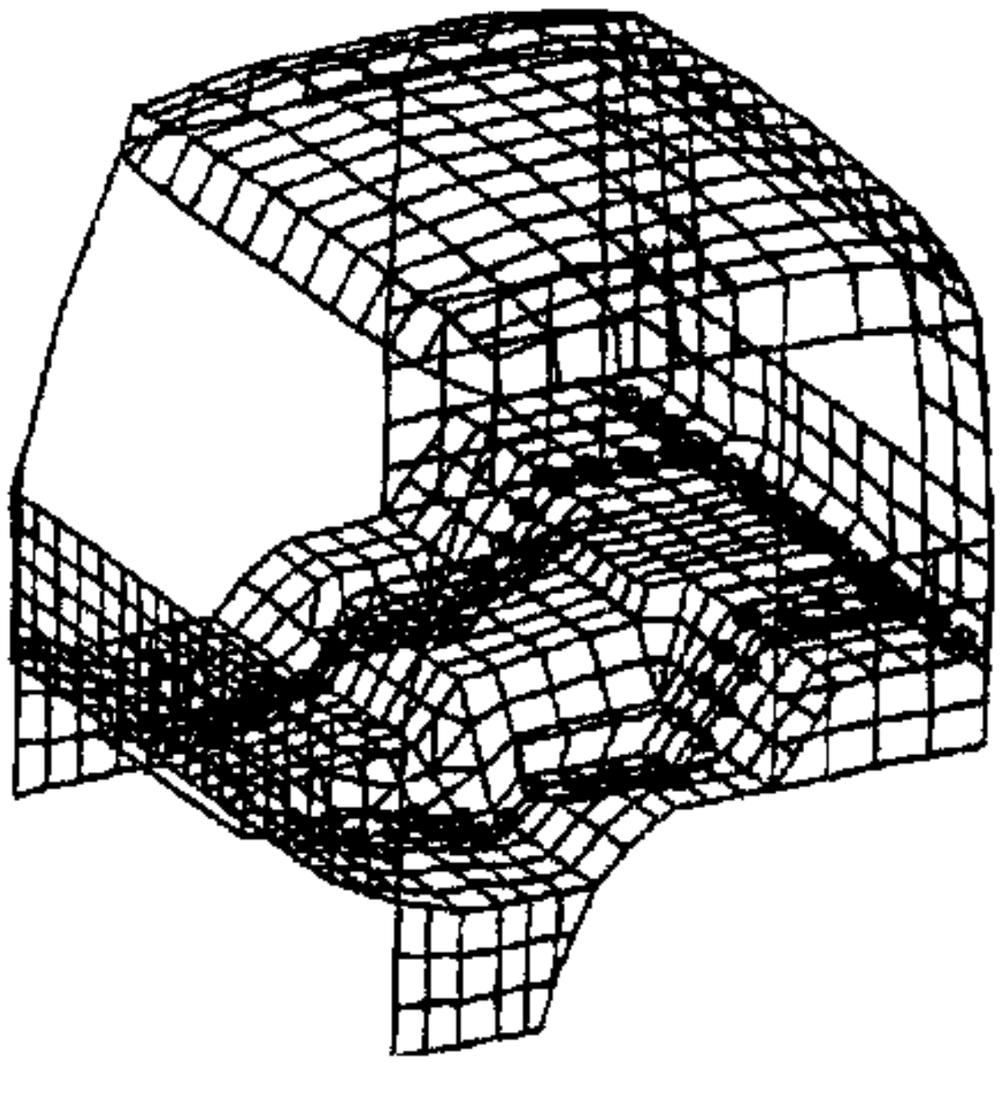


图 12 4-17 货车驾驶室简化计算模型

轿车车身是典型的板壳结构，多用板元离散化模型，图 12-4-19 为国产红旗牌轿车车身计算模型实例，该模型有 25500 个节点、27500 个元件，能满足一般的静、动态计算，图 12-4-20 为轿车车身碰撞仿真计算模型及其碰撞后的车身变形图。

以上算例求解是在 MSC/NASTRAN 软件中进行。

汽车论坛 http://www.qclt.com

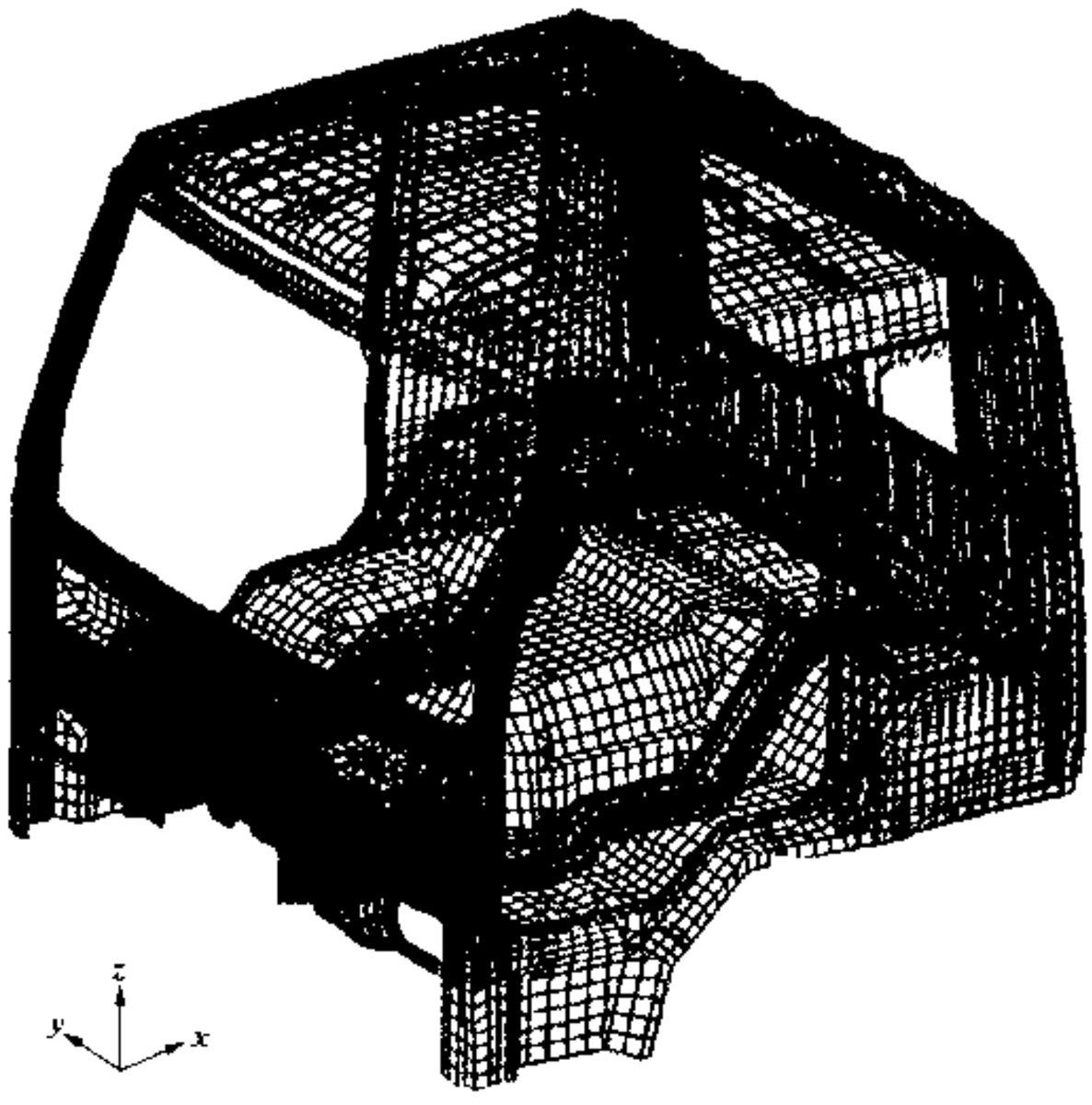


图 12-4-18 驾驶室精确计算模型

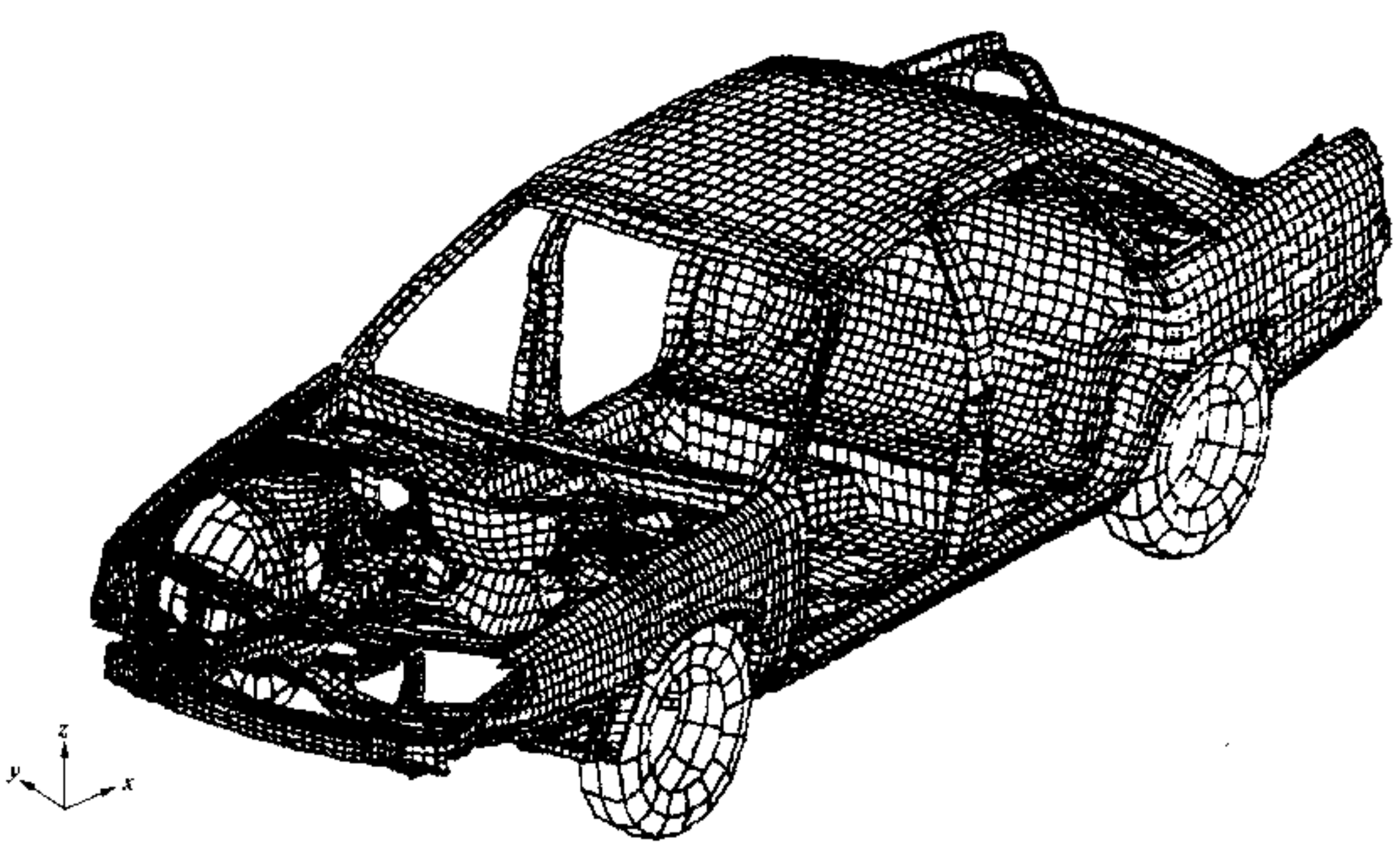


图 12-4-19 红旗牌轿车车身 CAE 工程设计模型

图 12-4-21 为用 ANSYS 软件对某厢式客车车身进行计算分析实例，该模型有 32000 多节点、29800 个单元组成，单元类型为薄壳体。

汽车论坛 http://www.qclt.com

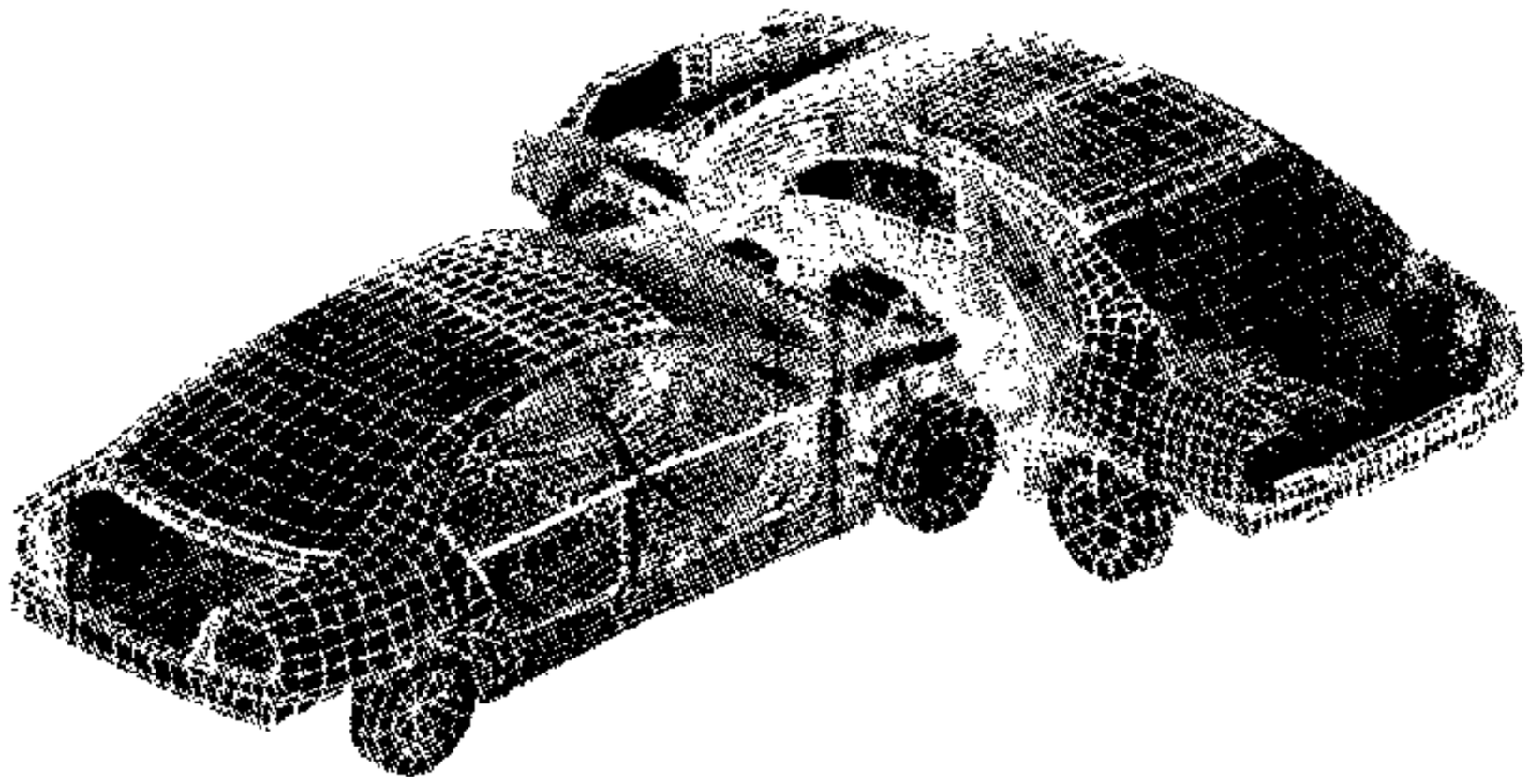


图 12-4-20 轿车碰撞仿真图

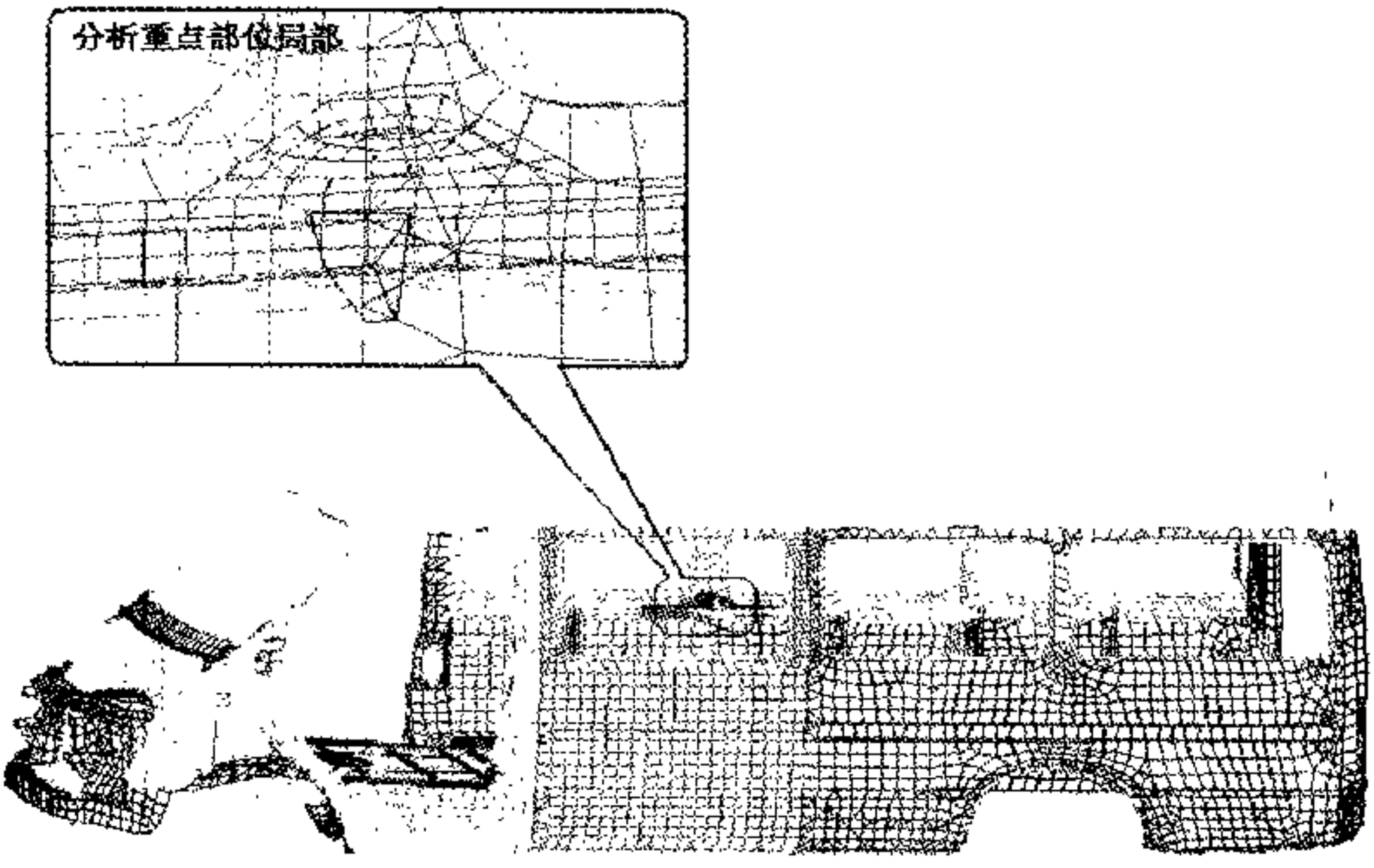


图 12-4-21 某厢式车计算模型图

12.4.3 计算机辅助技术在发动机设计中的应用

在发动机设计中，包含着机械力学、热力学、流体力学及气体动力学等复杂的分析计算以及结构的运动学等分析工作，长期以来对以上问题已经积累了大量的理论及经验计算分析方法，很多计算分析方法已编成计算程序而成为 CAE 的一部分。面对日益严格的能源和环保要求，在发动机设计中只用一些常规的分析计算和用 CAD 进行结构的设计绘图已显得远为不足。只有更广泛深入的使用 CAD/CAE/CAM 技术才能设计出高水平的发动机。目前 CAD/CAE/CAM 技术主要用在发动机的布置设计、形状设计、性能设计和

汽车论坛 http://www.qclt.com

计算、结构设计和计算分析，以及工程绘图等方面。

(1) 布置设计

由于现代汽车发动机设计追求轻量和紧凑的目标，用于工平面绘图的布置方式已经满足不了设计的严格要求。早期用二维 CAD 系统来进行布置设计能提高设计精度，给平面图形的绘制、复制和拼装带来了方便，较好地解决绘图工作的自动化问题。但只有用二维 CAD 系统来做发动机布置设计方能较好控制发动机的外廓尺寸，解决一些空间构件的间隙和干涉问题，给发动机的形状设计、结构设计、模型的加工等后续工作带来便利。虽然现在的计算机硬件和软件在操作显示图形方面已经非常方便，易于检查相关布置的关系，但用二维线框或用表面来建立模型方式对研究发动机的零部件间的形状及与汽车相关零部件的关系上还相当困难，因此现在趋向于采用三维参数实体造型来进行发动机布置设计(图 12-4-22)，其主要优点如下。

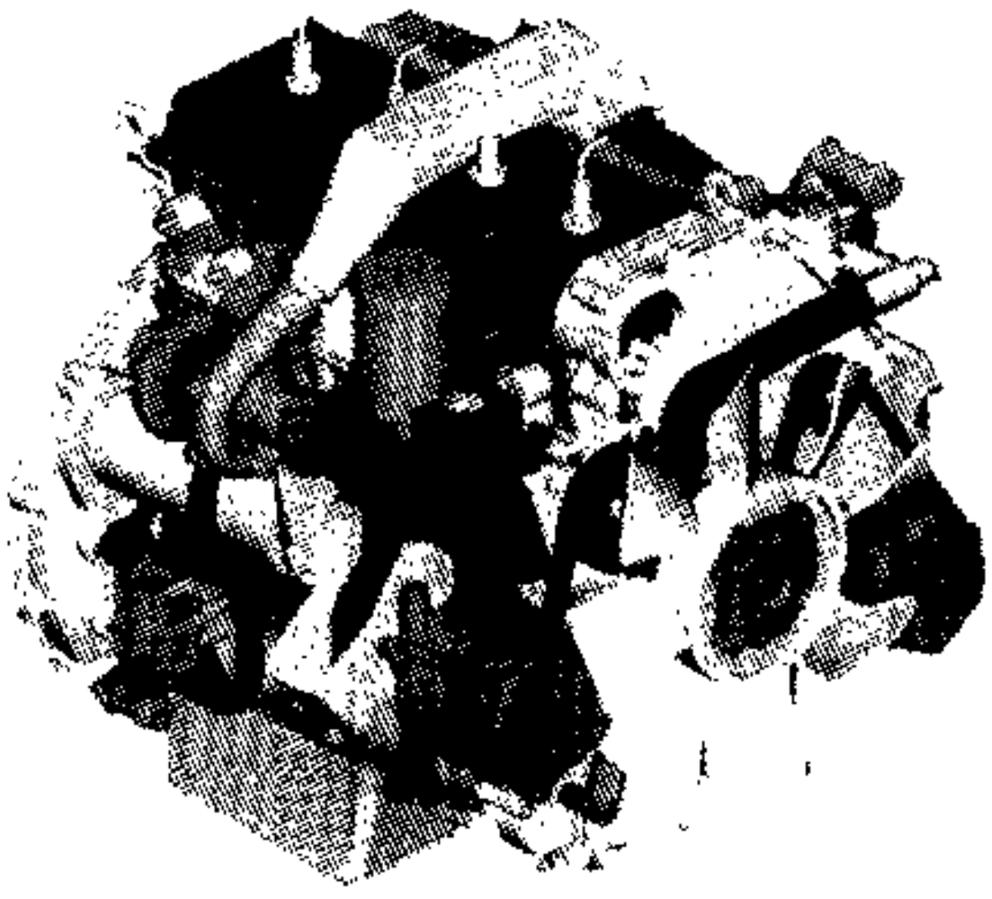


图 12-4-22 某发动机实体模型图

①用实体的明暗处理辨认性增强；

②易于计算干涉和间隙；

③易于按参数方式调整发动机各部的尺寸；

④易于有限元分析模型的建立和分析；

⑤可以采用激光等快速成型技术生成光塑模型。

在发动机布置时常用优化设计方法和模态分析的方法来确定发动机的悬置点位置，用相应的软件对各机构的运动进行运动学分析等。

(2) 形状设计

在发动机方案设计阶段往往根据发动机的性能决定零部件的形状。但要做到用输入参数来确定所有零部件的形状，则需把大量的形状理论和经验计算方法编入到 CAD 系统的程序中，作为优化设计计算用，在形状计算中可以根据工况和参数决定最佳形状（如根据气门速度和加速度计算最佳凸轮形线等）。对于复杂的形状设计，设计者常需对算出的形状在 CAD 系统中进行交互评价作业。在零部件设计时，有的可根据所给定的参数得到零部件的形状，有的则计算出容积和断面，用 CAD 系统建立的表面或实体数学模型直接用作数控编程、数控成型技术（如数控加工，激光快速成型等）加工出精确的模型（图 12-4-23）。

(3) 性能设计

在发动机方案设计中，需要预估发动机的性能，已有许多发动机优化设计程序(如 MK14、PTL Pace 等)用于发动机零部件形状和性能设计，过去用 MK14 性能模拟程序分析发动机的性能，可以通过输入进排气系统的布置和参数、气缸参数、化油器试验系数、气门定时、发动机运转条件等，对发动机的换气过程、燃烧过程、进排气系参数、噪声、功率、转矩、空燃比、容积效率等进行模拟计算分析。此项工作又可用于评估形状设计的方案。现使用的 PTL Pace 程序可通过输入发动机主要参数(缸径、冲程、连杆长度及缸数等)、发动机转速、凸轮型线和气门有效面积、热阻网络、燃烧室形式和几何形状、支管布局和管子直径、点火次序和角度、燃烧室燃烧性能等去估算发动机性能和缸内条件，确定气体热传递边界条件、预测零件温度等。

(4) 零部件的结构计算与分析

发动机的零部件设计不仅要求符合总体布置和形状的要求，而且要使设计的零部件在运动学和受到燃烧压力、惯性力、振动、热负荷等的作用下做到设计结构的轻量、紧凑、合理。过去对发动机的零部件设计主要靠简单的静力计算和一些经验公式来计算分析结构受力状况，很多分析工作必须待试制出样机和样

汽车论坛 http://www.qclt.com

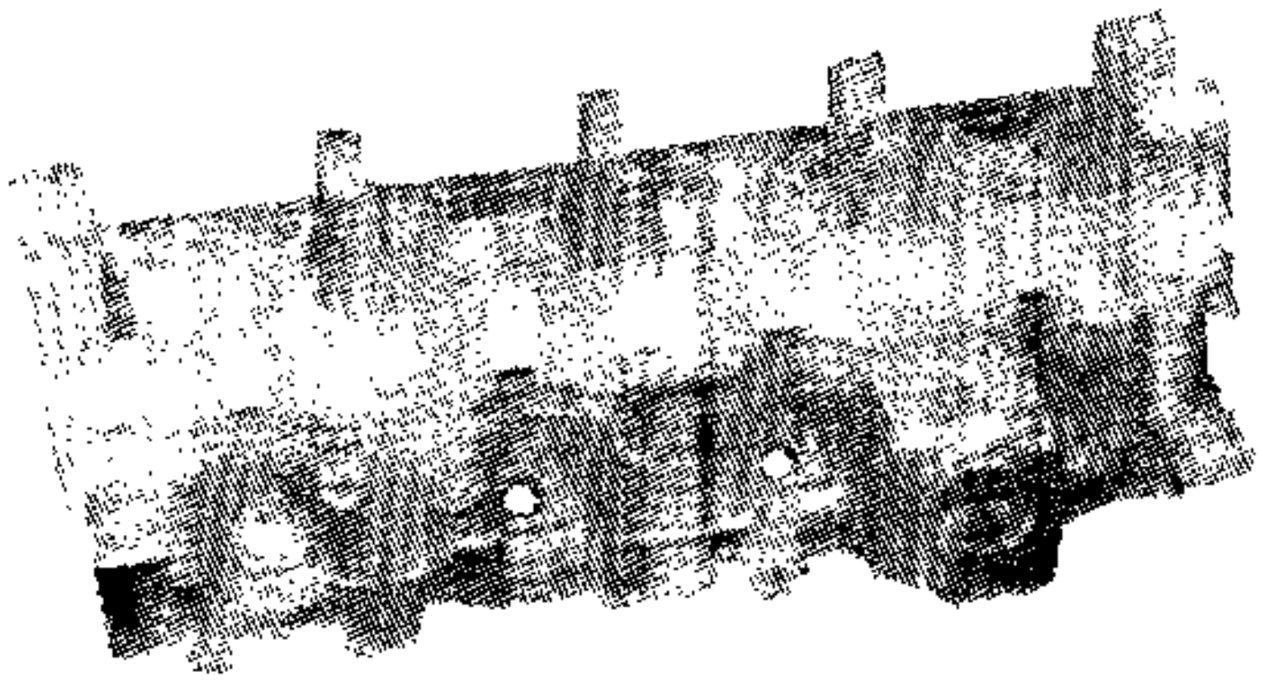


图 12-4-23 用激光成型技术制造的发动机零件

件后通过反复的测试来验证。这种设计方法已经不能满足市场对汽车发动机日益严格的要求，开发先进的发动机也只有全面用 CAE 技术方可实现，并可以在设计的初期对发动机的性能和零部件的工况进行有效的模拟、分析和预测。

活塞、连杆及曲轴等是发动机中受力复杂的往复运动件，也是承受热负荷、机械负荷最高的部件。用有限元热变形、热应力、蠕变分析功能可以算出活塞和活塞环工作状态下的变形和应力，用运动学和动力学仿真更加真实的模拟机构的真实情况，为活塞的形状设计、气缸与活塞的间隙设计、热强度设计提供准确的依据。图 12-4-24 是 CA6110 发动机活塞的计算模型和温度场分布图，该模型由 4271 个节点、16574 个四面体单元所构成。有限元分析前后处理用 I－DEAS 软件，计算分析用 MSC/NASTRAN 软件，分别对活塞进行温度场计算分析、活塞刚度强度校核，计算值与实测值很好吻合，通过计算分析提出改进措施。曲轴承受复杂的交变负荷，用有限元模态分析功能可以计算出曲轴轴系的扭转与弯曲模态的自然频率，图 12-4-25 为曲轴弯曲振动模态分析与激振试验对比。

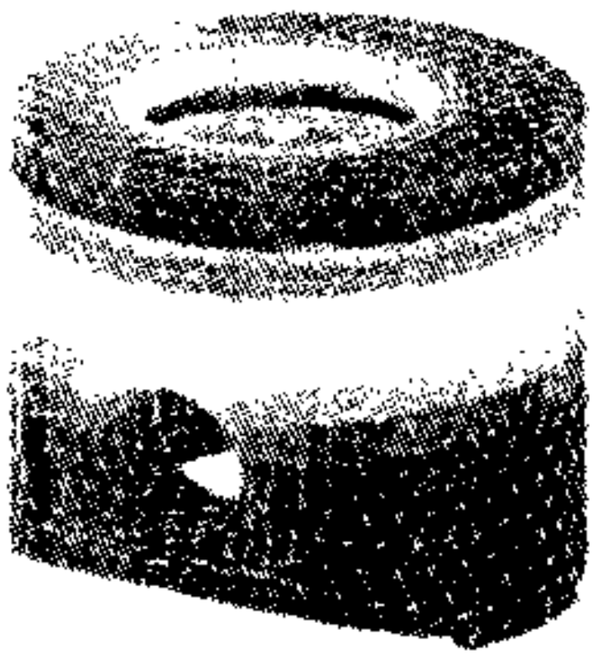


图 12-4-24 CA6110 发动机活塞温度场分析

缸体、缸盖及缸套除机械载荷外，都伴随有很高的热负荷，计算的目标不仅是强度和刚度分析，而且有声学分析、热应力分析。模态分析及结构优化设计等。长春汽车研究所对 CA6120 发动机缸体用有限元进行计算分析时，缸体分析模型（图 12-4-26）用 13041 个节点、8907 个混合单元（BAR、TETRA、HEXA 及 PENTA）。图 12-4-27 为某柴油机连杆有限元计算模型图，图 12-4-28 是国外用 NASTRAN 软件对发动机进行噪声分析的图例。

12.4.4 计算机辅助技术在汽车底盘设计中的应用

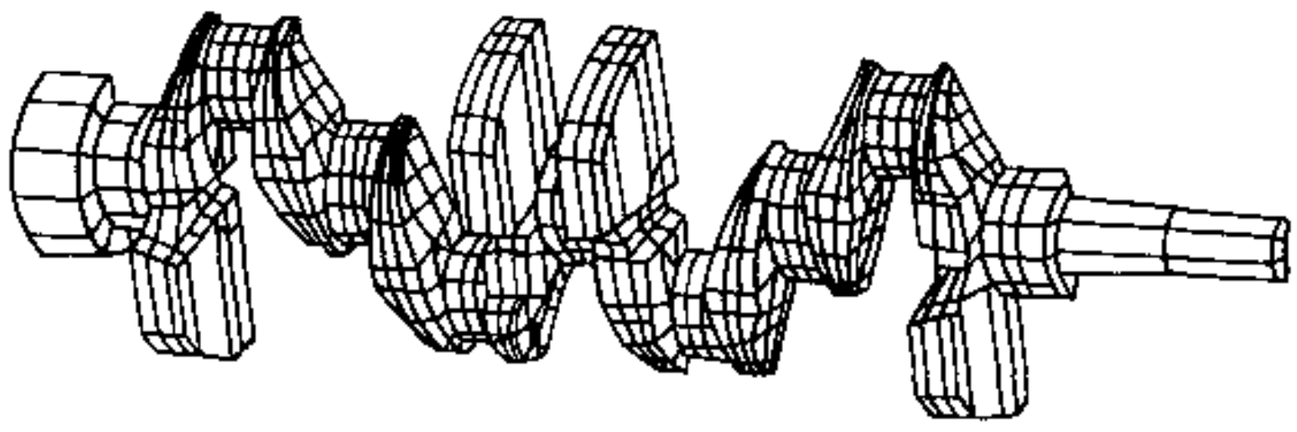
汽车底盘设计已普遍用 CAD 来做二维工程设计、绘图，设计工作除了用工作站之外，中小企业用微机 AutoCAD 软件来做底盘设计绘图还很普遍。在底盘设计中，也像其它总成设计一样趋向用三维实体建模的方式（图 12-4-29），不仅便于对设计零件的检验、组合装配和对零部件计算分析而且有利于整车电子样车的建立。

汽车底盘设计中 CAE 的应用主要有以下几方面。

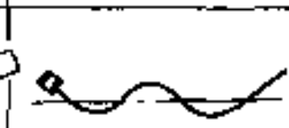
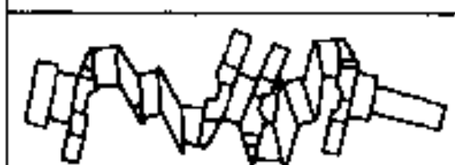
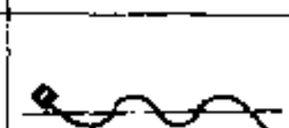
（1）对底盘承载件线性分析

过去常规车架，前、后桥等底盘承载件设计用近似的弯转计算来进行刚、强度计算分析，常因不准确的结果给分析工作带来困难，现已普遍用有限元法来计算分析汽车底盘的承载件，计算精确，通过分析易

汽车论坛 http://www.qclt.com



a)

有限元计算振动模式		固有频率(Hz)		
		FEM	实测值	差(%)
		343	335	2.4
		791	785	0.8
		837	825	1.5
		1 173	1 160	1.1

b)

图 12-4-25 曲轴弯曲振动模态分析与激振试验对比

a)曲轴有限元模型;b)激振试验对比结果

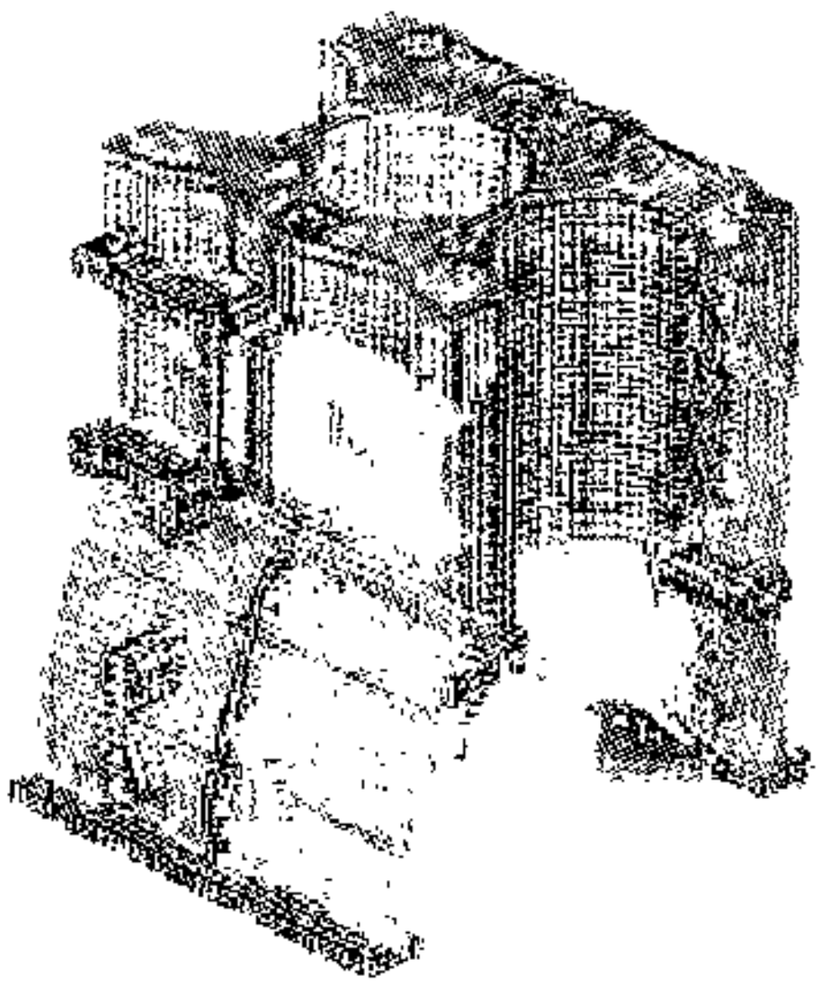


图 12-4-26 发动机缸体计算模型

于找出零件的薄弱部位。做好分析首先是建好分析模型，图 12-4-30 为某客车车架的有限元分析模型图，车架的重点部位应用了壳体单元，并做了细化，全车架节点 6919 个、单元 6337 个。图 12-4-31 为 CA150P 汽车后桥壳有限元计算分析模型图及应力分布图。

(2) 汽车底盘零部件非线性分析

汽车钢板弹簧是在大变形状态下工作，各叶片间存在接触和摩擦，属几何非线性问题。此外，各叶片在自由状态时的曲率不同，将各叶片夹紧装配后，主片有一个和工作负荷方向相反的弯矩，这使得工作过程中主片工作应力响应低于其他副片。考虑以上问题需要用 CAE 接触非线性分析，设计各片间初始间隙、各片的自由形状和组装配合后总成尺寸，确定频率特性。现中小型汽车上广泛使用的轧制抛物线形少片弹簧，以及变刚度单片非线性钢板弹簧等，对它们进行非线性分析都是必要的。图 12-4-32 为三叶片弹簧非线性工作应力分析例。

橡胶、各种高分子材料在汽车产品中应用越来越多，他们都属具有非线性性质的材料，用这些材料制造的受力零件需要进行非线性分析。如前横置发动机前轮

汽车论坛 http://www.qclt.com

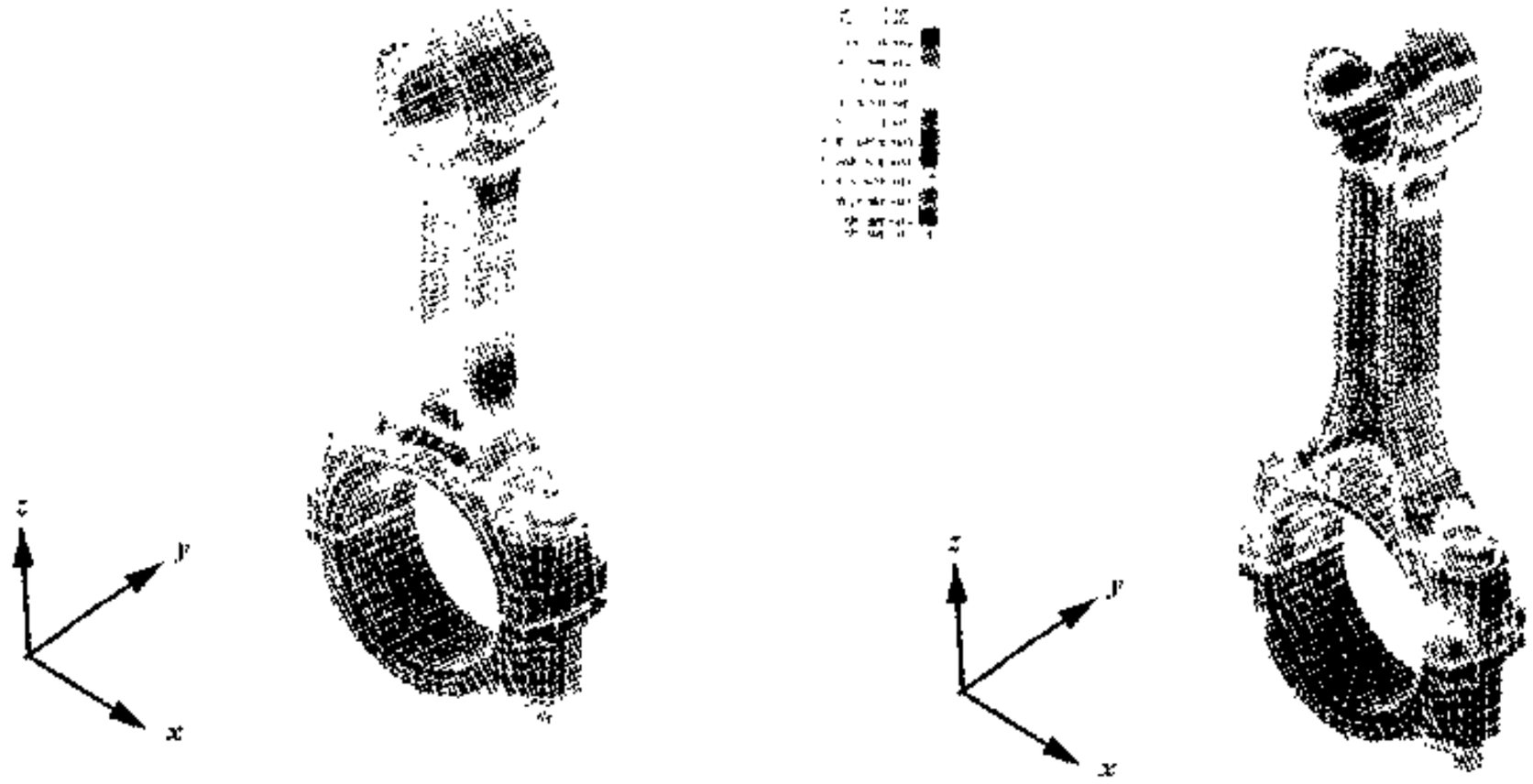


图 12-4-27 发动机连杆 FEA 分析图

a)CA498 连杆爆发压力工况下应力分析;b)CA498 连杆惯性力工况下应力分析

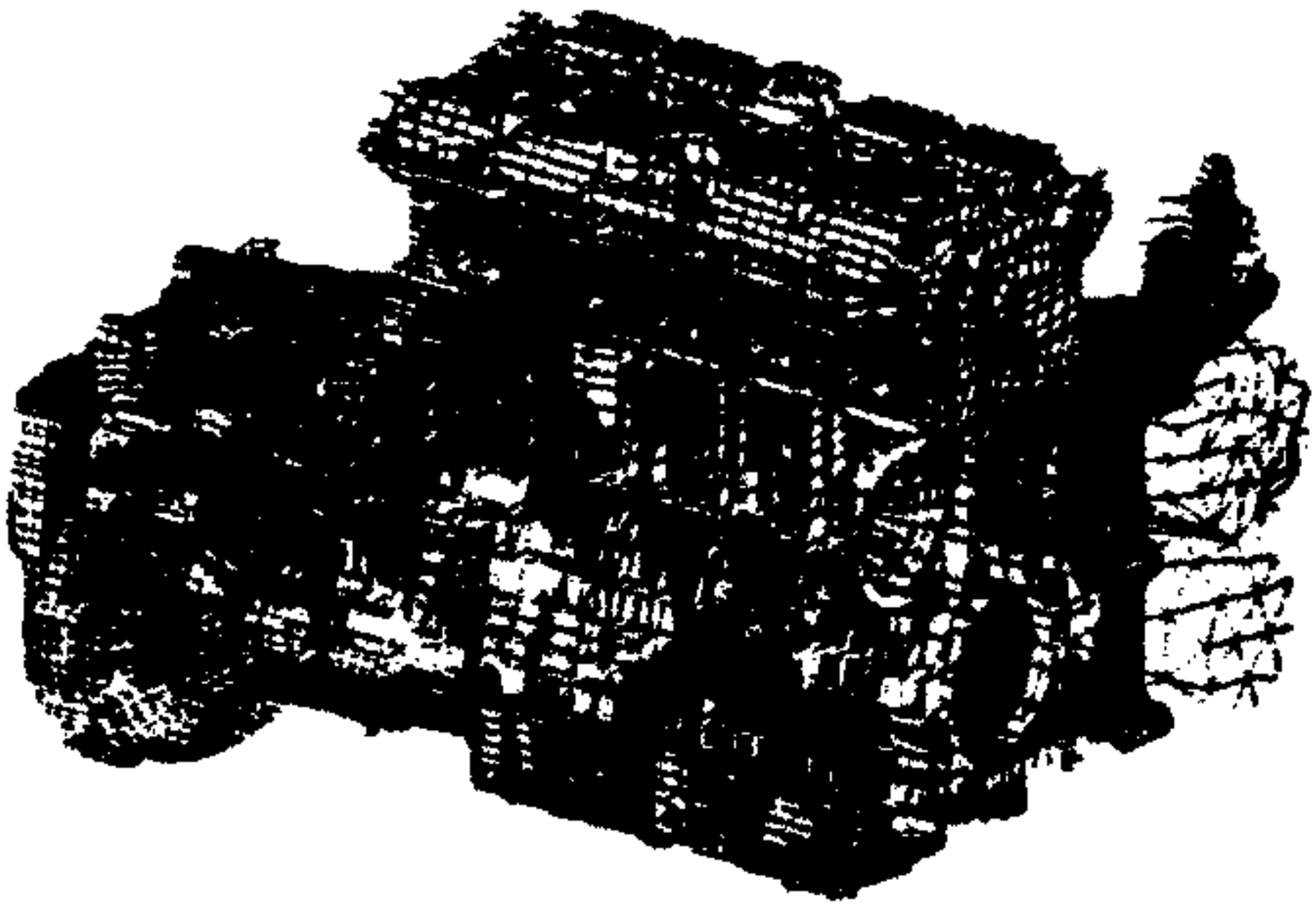


图 12-4-28 某发动机噪声分析图

驱动的传动轴密封套，因传动轴短，等速万向节工作角度大，使密封套工作环境恶劣。除承受大变形工作外，还要承受外部小石头打击、茅草刮擦等外力，大角度工作时还存在密封套的自接触，并要求设计的寿命达到 6～8 万 km，对此需要进行大变形非线性疲劳分析。此外，封套用钢制夹环通过一定过盈量和轴配合，夹紧力大小直接影响密封性能和封套唇缘的寿命，这就要求进行钢—橡胶间的接触分析。如图 12-4-33 所示实例是用 ANSYS 软件对万向节密封套进行损伤寿命及密封性能预测，以 7 种不同的轴交角计算，

汽车论坛 http://www.qclt.com

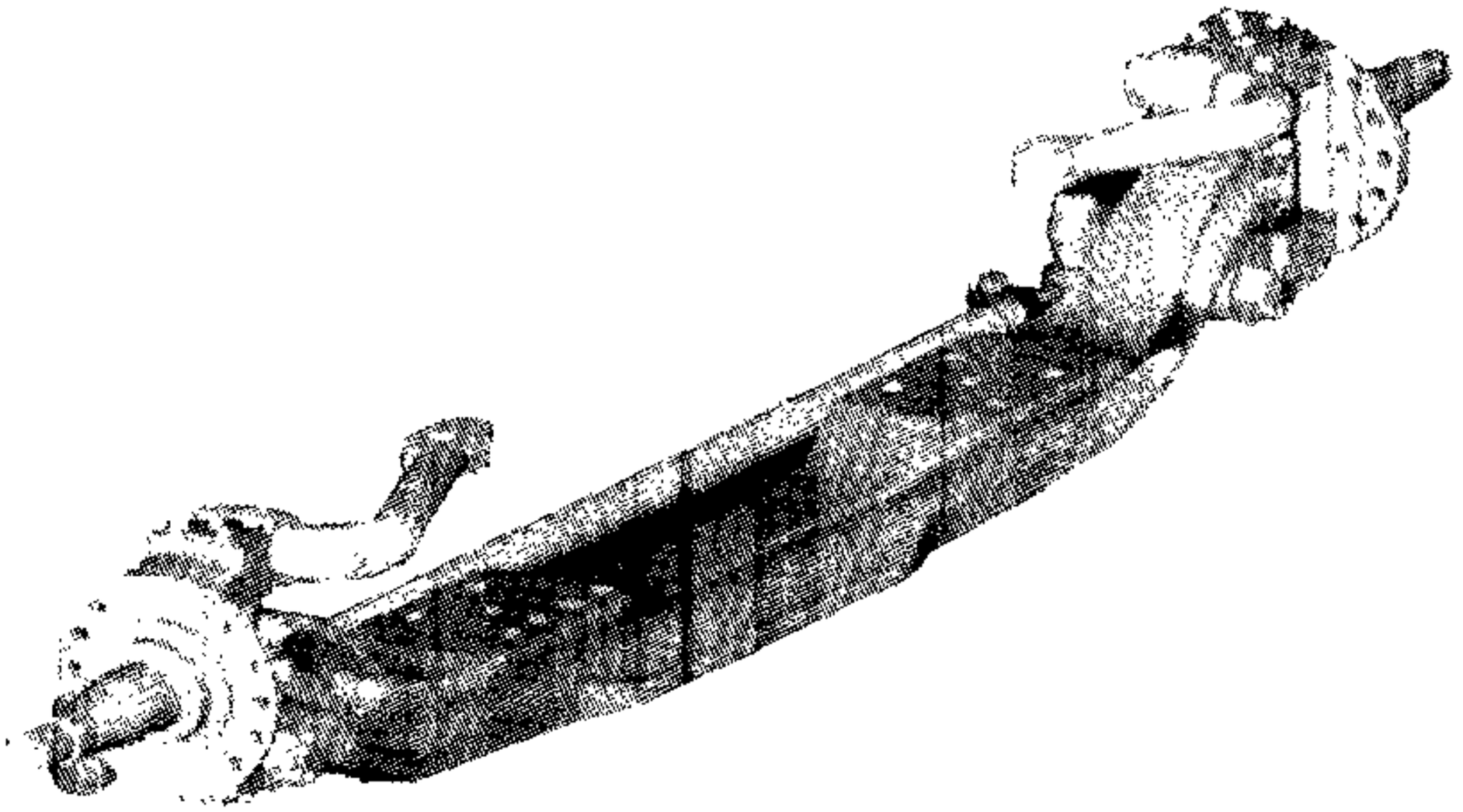


图 12-4-29 前桥总成实体模型图

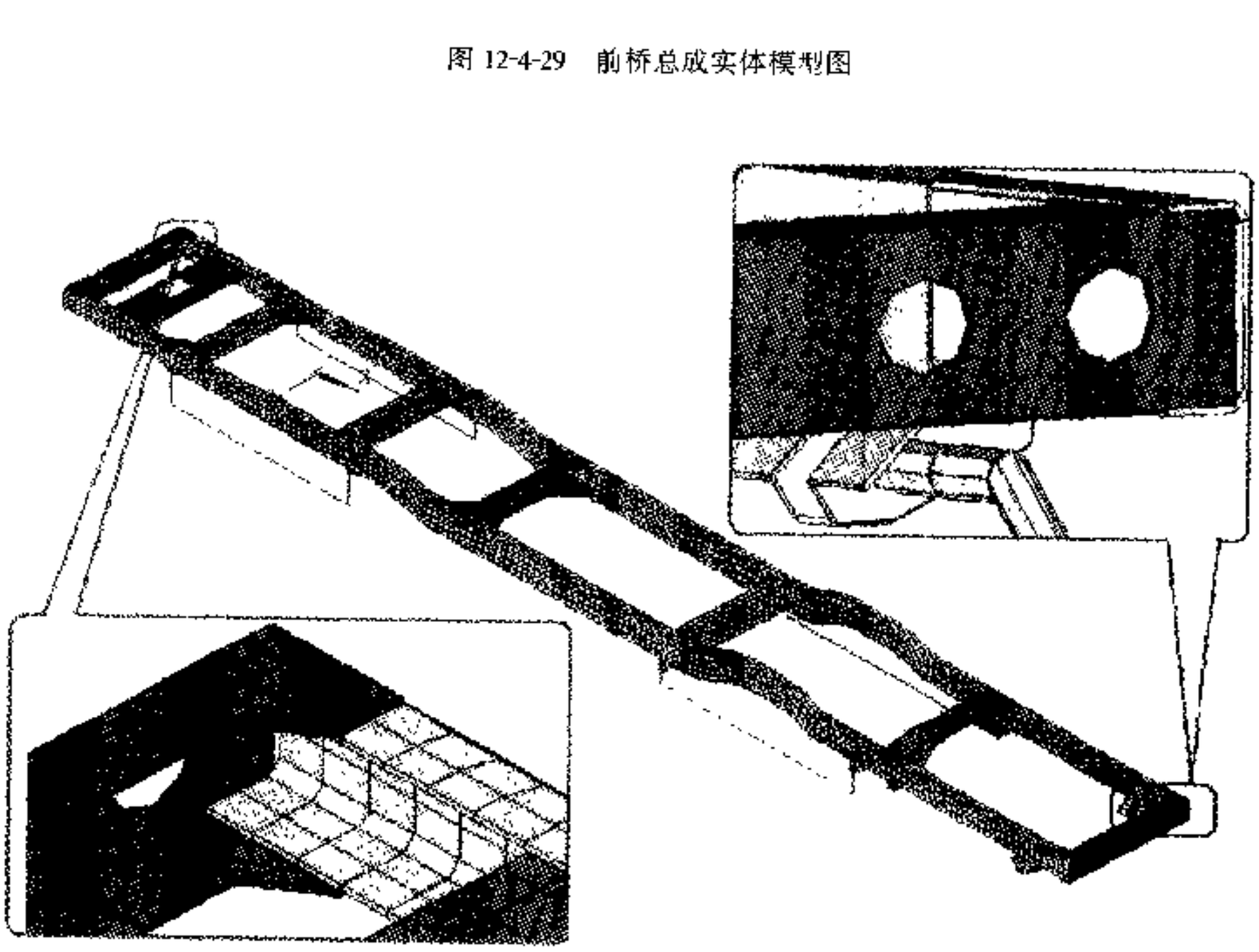


图 12-4-30 某客车车架有限元分析模型

通过拟合，导出轴交角与最大应力的关系曲线，以此用来指导设计，较好地解决了密封套的寿命与密封性问题。

离合器、制动器等摩擦副设计不当时，可能引起高频啸叫，可以通过不同材料摩擦接触的非线性分析

汽车论坛 http://www.qclt.com

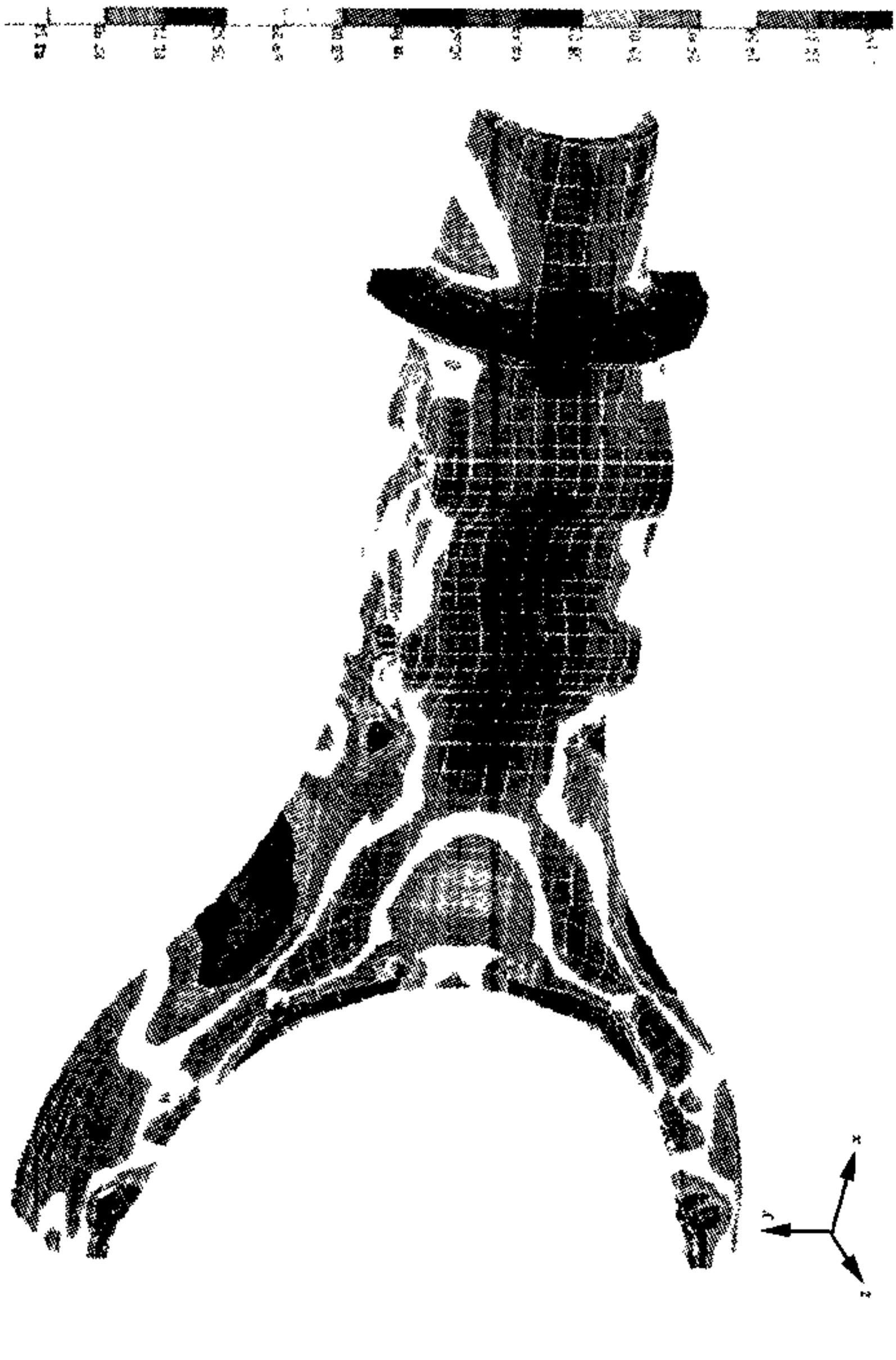


图 12-4-31 CA150P 货车桥壳应力分布图

汽车论坛 http://www.qclt.com

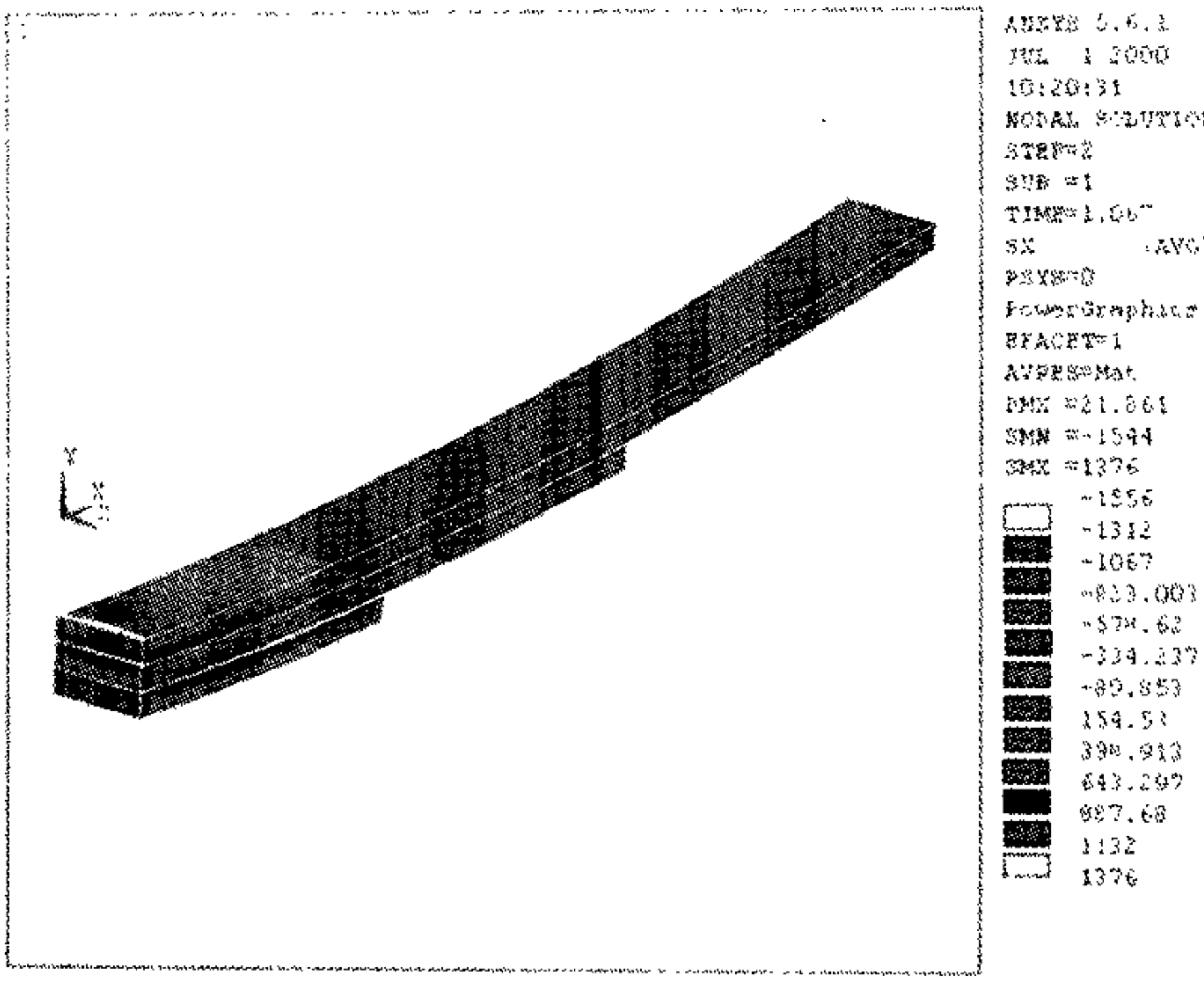
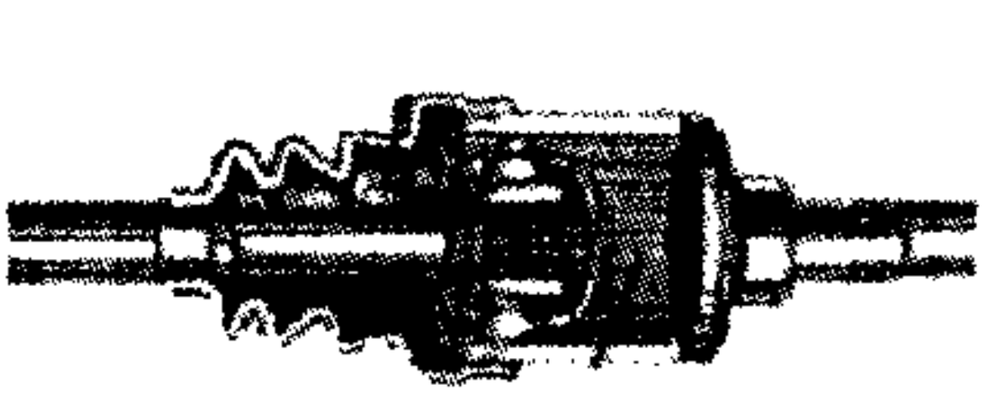


图 12-4-32 _叶片弹簧 FEA 应力分析图



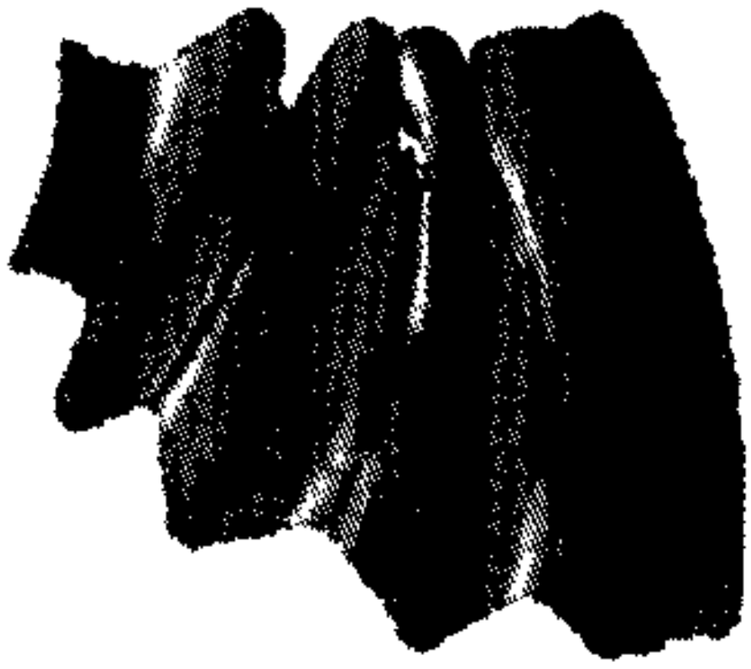


图 12-4-33 等速万向节橡胶封套非线性分析

(图 12-4-34)，控制摩擦高频振动啸叫。

CAE 技术的另 一重要部分是系统分析，系统分析突破了弹性力学和理论力学范畴内的运动学和动力学的界限，在系统中各类弹性、超弹性、弹/塑性材料的物理关系，材料内部和相关部件间的阻尼条件，相

汽车论坛 http://www.qclt.com

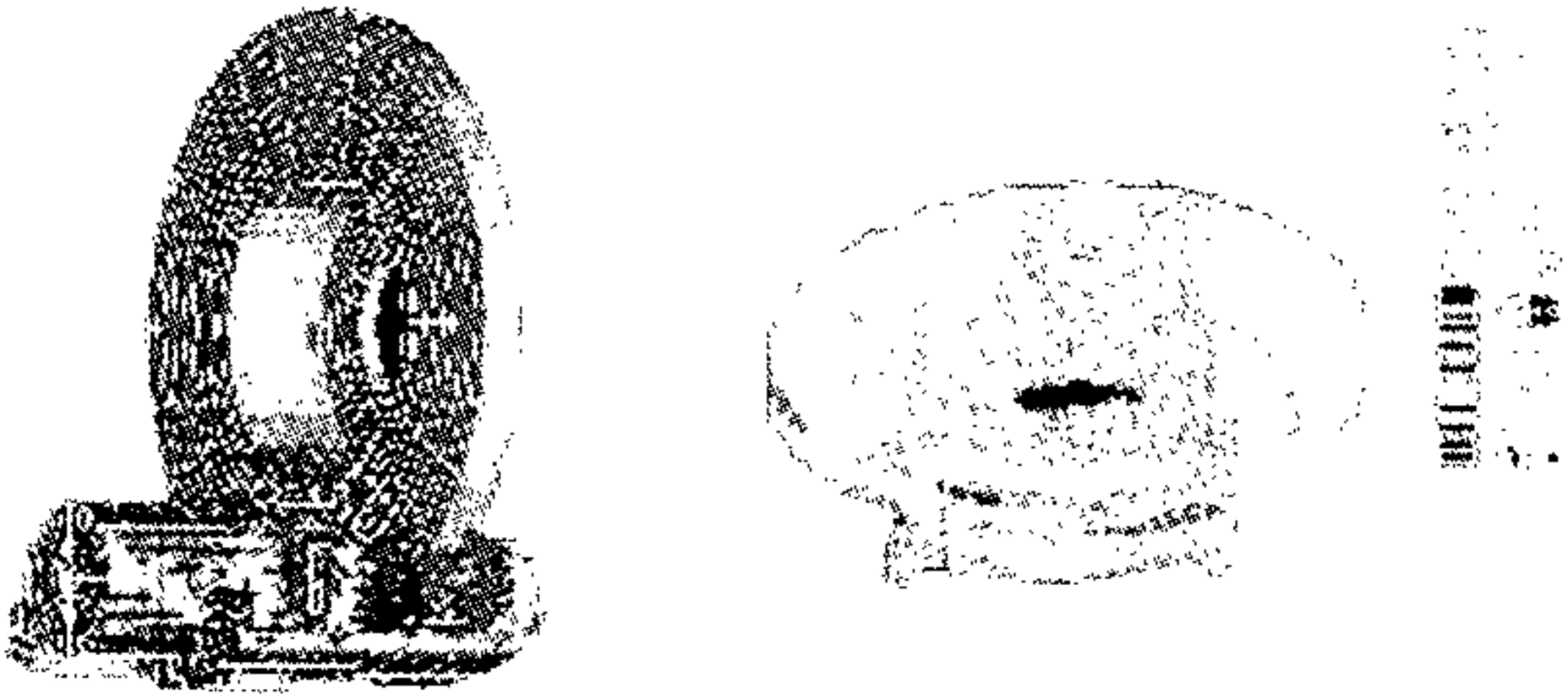


图 12-4-34 制动摩擦片噪声分析

关部件间的连接方式（弹性、滑动、铰接等）、接触条件、摩擦和阻尼条件等，全部能够进行模拟。系统分析比刚体—质点力学计算更加接近工程实际，可以解决许多过去无法完成的分析设计任务。分析对象可以发展到多个零部件组成的系统上，这些构成系统的零部件间的连接既可以是弹性的（例如车架和车桥间的弹性连接）也可以是非线性的（例如发动机和车架间的橡胶悬置连接）及机械运动的（例如发动机配气机构、曲轴—连杆—活塞运动件系统、转向梯形和悬架系统等）。系统分析目的是多方面的，它包括系统内各工作部件强度寿命、也包括系统的运动学和动力学参数。用 CAE 技术进行这类分析比传统的刚体—质点力学计算还要简单方便，可以解决传统的刚体－质点力学计算模型受自由度限制无法计算出高频率响应问题、CAE 分析完全不受计算模型自由度限制，所以动态分析计算可以分析出高阶模态，这就使得动力学分析进入中高频率领域。

（3）汽车底盘零部件的过程仿真

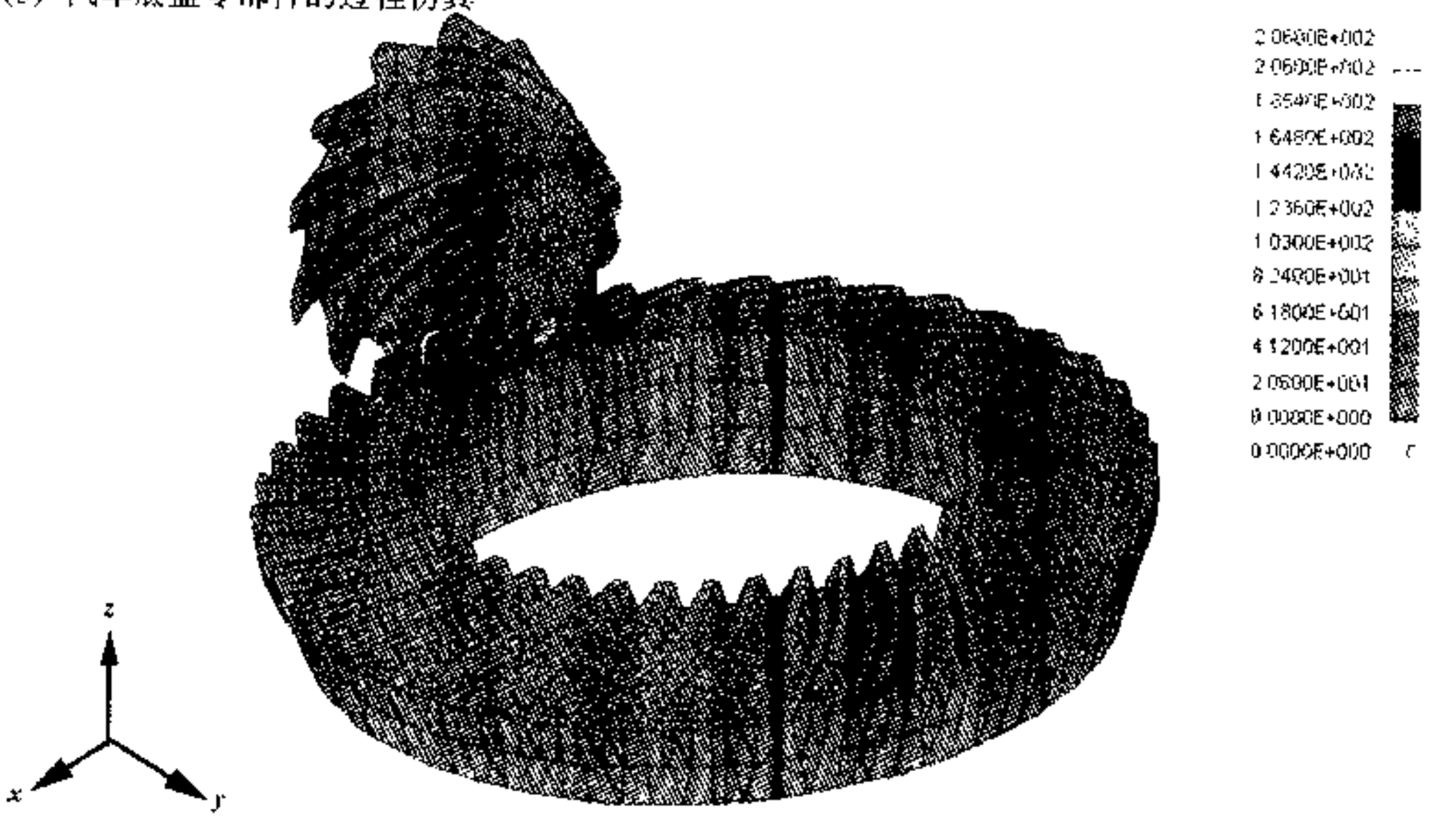


图 12-4-35 螺旋伞齿轮对啮合过程仿真

汽车论坛 http://www.qclt.com

齿轮啮合过程仿真是系统分析在汽车产品设计应用中的实例之一。螺旋伞齿轮的齿轮副啮合几何面十分复杂，在工作过程中不同啮合角度应力响应完全不同，过去用单一对象有限元分析显然不能满足精益设计要求，图 12-4-35 为螺旋伞齿轮副啮合过程仿真结果，分析中考虑到主被动齿轮啮合全过程啮合面的接触和摩擦。载荷条件是传递的转矩，分析结果除应力响应外，还有接触应力和接触疲劳。当传递大转矩时，分析模型可以方便地加入齿轮轴和轴承结构，这样可以得到包含轴系变形时对啮合过程的影响，例如是否有咬齿、切根等问题发生，并以此进行齿形优化、修正等技术工作。

12.5 虚拟制造

随着信息技术的快速发展和市场全球化的形成，市场竞争日趋激烈，需求的个性化及制造的全球化、信息化，改变了机械制造业的传统观念和组织形式。在新思想、新概念、新方法的指导下出现了像精益生产、敏捷制造、并行工程、智能制造、分散网络化制造、虚拟制造、虚拟企业等先进的生产组织与管理技术。与此相应也诞生了一系列新的制造技术和制造系统，如柔性制造系统（FMS）、计算机集成制造系统（CIMS）、智能制造系统（IMS）等，这些系统都是以高度柔性化、集成化、智能化为特征，对提高产品质量及生产率，缩短产品设计和制造周期，降低生产成本有重大影响。但这些系统投资较大，在系统正式建立与运行之前难以对这些系统建立后所取得的效益及风险进行确实有效的评估；在开发一个新产品时，无法在投入大量人力及经费之前就能评估其开发价值及投产后所取得的效益及风险；也不能在产品设计开发的各阶段把握产品制造过程各个阶段的实况。这些系统都强调集成的概念，但侧重不同，而现代制造则强调“多集成”的概念，它包括信息集成、技术集成、资源集成、智能集成、串行并行集成、人机集成等各个方面，从而实现分布式智能协同求解，以达到全局最优的目的。虚拟制造（Virtual Manufacturing 简称 VM）就是在“多集成”的概念下产生的，虚拟制造技术与系统是制造业最新最有效的手段。

12.5.1 虚拟制造的概念

虚拟制造的本质是以新产品及其制造系统的全局优化为目标，以计算机支持的仿真技术为前提，对设计制造等生产过程进行统一建模，在产品设计阶段，实时地并行地模拟出产品未来制造全过程及其对产品设计的影响，预测产品性能、产品制造成本、产品的工艺性，以便有效、经济、灵活地组织生产，达到产品开发周期和成本的最小化、产品设计质量的最优化、生产效率的最高化。

虚拟制造是在计算机及网络系统中实现制造，使用的是产品和过程模型、制造设备模型，生产出数字化产品，其特点如下。

①虚拟制造不是真实的制造，而是在计算机及网络系统中进行制造；

②虚拟制造处理的对象是有关产品和制造系统的信息与数据，主要是产品和过程模型，以及制造设备模型；

③虚拟制造处理结果是数字化产品，但它是真实物质产品的数字化模型，即虚拟产品，它具有真实产品所必须具有的特征和性能。

12.5.2 虚拟制造技术

虚拟制造技术是以虚拟制造思想为指导，以多学科先进知识实现虚拟制造的可视化、集成化、智能化和网络化，建立组织、管理控制、运行和维护虚拟制造系统的综合系统技术。虚拟制造技术体系结构由三大主体技术群（建模技术群、仿真技术群及控制技术群）和一个支撑技术群（为三大主体技术群的实施提供支持）所组成，图 12-5-1 表明这些技术间的相互关系。

（1）建模技术群

建模技术群是指用来开发虚拟制造系统中各种模型的技术与方法。依据建模对象的不同可分为产品和过程建模技术、虚拟车间建模技术、虚拟公司建模技术等。

（2）仿真技术群

汽车论坛 http://www.qclt.com

仿真技术群是指运行和操作构成虚拟制造系统的各种模型的方法和技术。分布式交互仿真技术和虚拟现实技术在仿真中的应用是仿真技术的最新发展。

(3) 控制技术群

控制技术群是指建模过程、仿真过程所用到的各种管理、组织、控制技术与方法。其中包括：模型部件的组织、调度策略及交换技术；仿真过程的工作流程与信息流程控制；虚拟制造方法论；概念设计与制造方法、加工过程、成本估算集成技术；集成动态的、分布式的、协作模型集成技术；最佳设计的冲突求解技术；基于仿真的推理技术；模型及仿真结果的验证、确认技术等。

(4) 支撑技术群

支撑技术群是指支持虚拟制造系统开发、控制与运行的基础技术。主要包括数据库技术、人工智能技术、分布式智能协同求解技术、综合可视化技术、计算机软件技术及通信技术等。

12.5.3 虚拟制造系统

虚拟制造系统是应用虚拟制造技术实现虚拟制造、由计算机软硬件组成的系统，是现实制造系统在虚拟环境下的映射，是基于模型和仿真的系统。作为在计算机中运行的制造系统，主要由模型、仿真、控制和支撑环境四个部分组成。模型包括产品及过程开发活动、产品制造过程、以及相应的目标产品模型、中间产品模型、设备模型及其它制造资源模型；仿真是对模型的处理和操作；控制负责对仿真过程进行管理和控制；支撑环境是虚拟制造系统运行的平台（图 12-5-2）。

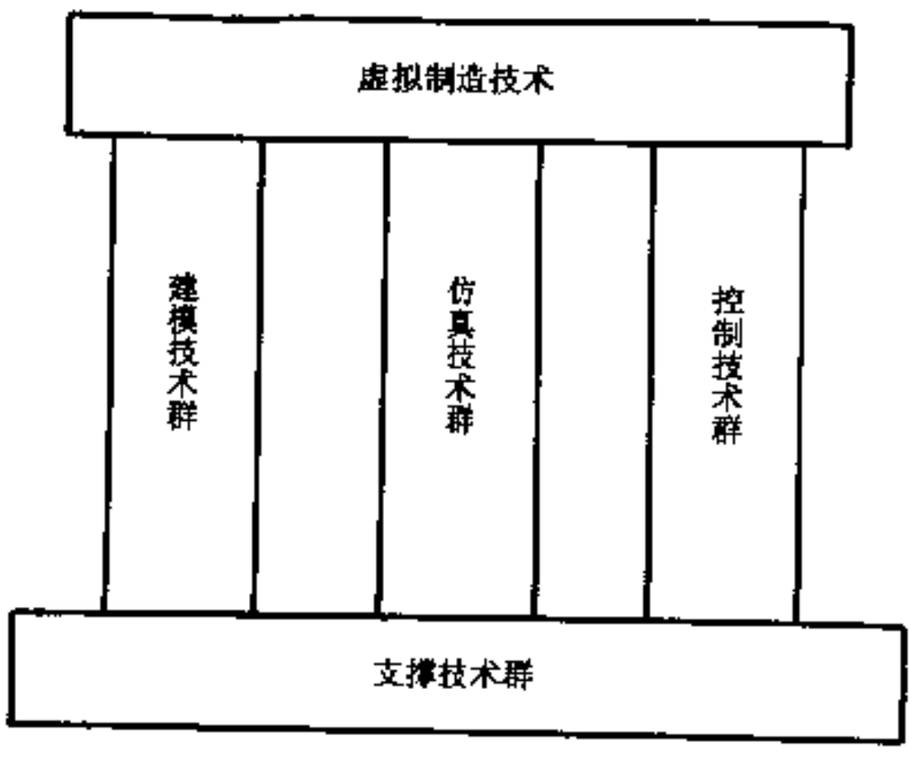


图 12-5-1 虚拟制造技术的体系结构

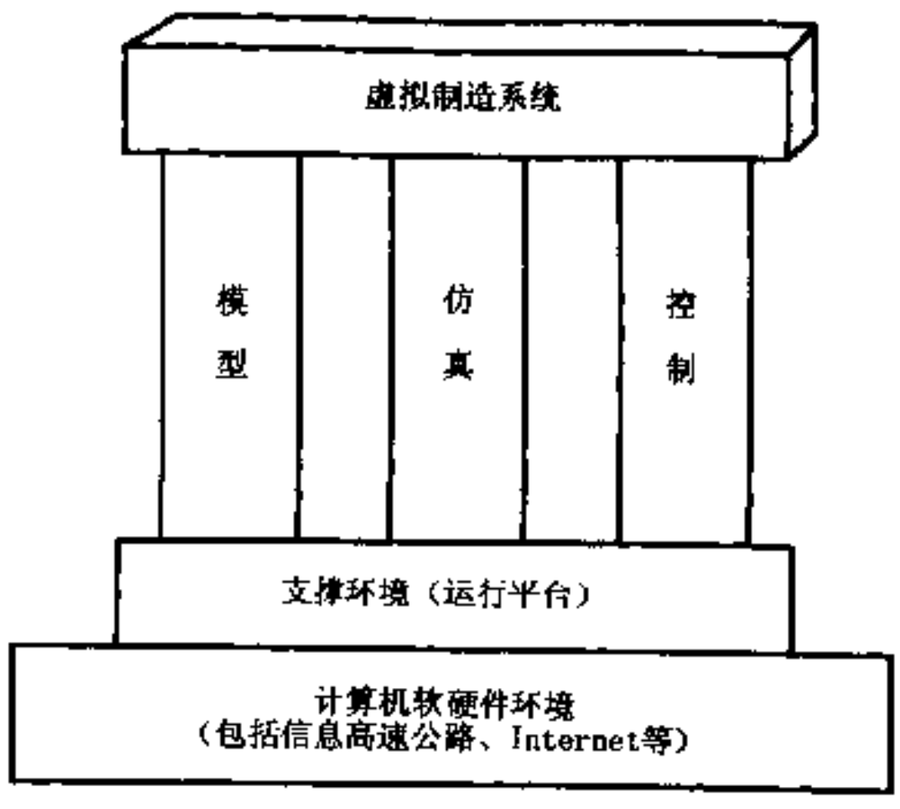


图 12-5-2 虚拟制造技术的框架结构

虚拟制造系统主要分类如下。

(1) 以设计为中心的虚拟制造系统

它为设计者设计产品、评价产品的性能、可制造性和可供应性提供了设计工具和环境。

(2) 以生产为中心的虚拟制造系统

它提供一个产生工艺规划和生产计划、规划资源需求，以及评价这些计划的方法和环境，从而实现在不实际生产产品的情况下维护产品的可制造性。

(3) 以控制为中心的虚拟制造系统

它通过提供模拟实际生产的能力为工程师提供一个根据车间有关部门活动来评价新设计或改进产品的设计环境，为优化制造过程、改善制造系统提供可能性。

虚拟制造系统分以下四级规模。

(1) 单元级

汽车论坛 http://www.qclt.com

实现企业中某些功能的虚拟化，如虚拟产品设计、虚拟试验、虚拟装配及虚拟加工等，从而提高这些方面的效率，为实现过程级的虚拟制造奠定基础。

（2）过程级

在单元级虚拟化的基础上，通过实现产品开发过程中各个子过程的虚拟化，从而实现整个产品开发过程的虚拟化。

单元级和过程级的虚拟制造实施属于制造企业发展中的战术方面的措施，重心是整个产品/过程生命周期中各个阶段虚拟制造与现实制造的集成。

（3）企业级

实现企业全面虚拟化。通过信息集成、组织管理集成、智能集成、资源集成、技术集成、串并行工作机制集成、过程集成及人机集成等，实现企业的多集成，全面提高企业的自我调节、自我完善、自我改造和自我发展的能力。

（4）虚拟公司级

不同的公司和工程技术人员通过虚拟制造环境提供自己专长和资源，共同投资一个市场机遇，快速形成一个多学科制造公司网络。

企业级和虚拟公司级虚拟制造的实施属于制造业发展战略方面的措施。企业级是短期的发展目标，而虚拟公司级虚拟制造是制造业长期的发展方向。在这方面的发展趋势是通过网络实现信息系统化方法和工具及集成智能的研究。（撰稿人：胡宏敏）

参 考 文 献

1. 胡宏敏．汽车车身计算机辅助设计方法的研究．汽车技术．1990（7）．

2. 胡宏敏．美国汽车工业 CAD/CAM 发展动向．长春汽车研究所，1990.

3. 任仲贵 .CAD/CAM 原理．北京：清华大学出版社，1991.

4. 机械工业电子工业部机械工业自动化研究所 .CAD/CAM 技术及其在机械工业中的应用．北京：兵器工业出版社，1988.

5. 长春汽车研究所．汽车设计手册．长春汽车研究所，1998.

6. 日本自動車技術会．自動車技術ハンドブック．東京：精興社，1992.

7. 谷安涛．对中国汽车工业的解决方案 .ANSYS 中国公司技术交流报告，1999.

8. 郭竹亭．汽车车身设计．长春：吉林科技出版社，1994.

9. 罗特博格．有关现代汽车研究开发的若干问题——汽车车身 .1996.

10. 北京国际汽车技术展览及研讨会技术报告 .1996.

11. Neil Jenkins & Stan Schatt. 孙义等译．计算机局域网解析．北京：机械工业出版社，1997.

12. 曹岩等．虚拟制造的实施途径 .1998.

13. 龚礼洲．基于知识的汽车车身总布置系统的研究与开发．吉林工业大学博士研究生学位论文 .2000.

汽车论坛 http://www.qclt.com

13 汽车产品的新发展

13.1 代用燃料汽车

开发替代能源，一开始都是把重点放在那些原始资源较为丰富，又能满足现有常规传统汽车使用性能的替代燃料。即在现有车辆结构不作根本的改变下使用该种燃料，且能方便过渡到优化使用，替代能源应能适应原有的分配、储存和销售系统，而不必使它们做根本的变动。作为近期的替代燃料，如甲醇、乙醇、液化石油气和天然气等，国内外对此进行了多年的研究，也有一定的成果。下面就目前使用比较广泛的甲醇、燃气燃料以及从远期看法较有前途的氢燃料分别作一简介。

13.1.1 甲醇汽车

13.1.1.1 定义

凡是将以甲醇为燃料的内燃机作为动力的汽车称为甲醇汽车。甲醇可以与汽油或柴油按一定比例配制成混合燃料，亦可以直接采用甲醇作为发动机的燃料。由于甲醇可以从煤炭、石油气和其他含碳物质甚至垃圾中制取，因此其原材料充足。另外，甲醇性能最接近传统燃料汽油、柴油，并且使用甲醇后某些有害排放物质含量下降，所以把甲醇看作是一种有前途和现实意义的代用能源。

13.1.1.2 甲醇燃料的性能

甲醇是一种轻质、无色、略有臭味、低污染的燃料，与水能无限互溶，影响车用甲醇内燃机性能的主要物性如下。

(1) 化学成分及燃烧产物

由于甲醇只有一个C原子，没有C－C键，且含有50%的氧，化学当量空燃比比汽油和柴油要低；完全燃烧时产生较多的水及较少的CO_2，甲醇是一种燃烧后排气污染较少的含氧燃料，其热值较低。由于排气中含水量高，因此冬天在甲醇车后面将有明显的白色蒸气尾巴。车用甲醇内燃机起动、暖机期间及缸内温度不高时，容易在缸壁上形成冷凝物，促使酸性物质的生成及磨损的加剧。

(2) 甲醇的沸点及凝固点

相对于汽油而言，甲醇低的沸点有助于混合气的形成。由于缺少易挥发性的组分，故对起动不利。甲醇的凝固点温度很低，所以无需担心在环境温度较低时化油器式内燃机化油器结冰现象。

(3) 热值

甲醇的热值是优质汽油的47.0%，而在化学当量空燃比下，单位质量的甲醇混合气的热值与石油燃料混合气的热值基本一样，因此，如果相应地调整供油系统，增加供油量，并不会影响汽车的动力性能。

采用甲醇燃料后，如果不加大油箱的容积，汽车的行驶里程将缩短近一半。

(4) 气化潜热

甲醇的气化潜热大，混合气在化学当量空燃比、绝热的状态下混降约20℃时，而纯甲醇的温降则为122℃。高的气化潜热所产生的冷却效应妨碍了在运行温度下的完全气化，使甲醇雾化、气化困难，难以形成均匀、雾化良好的混合气。压缩终了缸内温度降低，使压燃着火的延迟期延长，同时还会影响起动性能。尽管混降不小，但还不至于达到凝点混度，高的汽化潜热却可以降低压缩负功，充量系数得以提高。

(5) 辛烷值

汽车论坛 http://www.qclt.com

甲醇高的辛烷值既是点燃式内燃机良好的代用燃料，也是提高汽油辛烷值的优良的添加剂，可以通过提高压缩比来提高发动机的热效率。甲醇发动机的功率和转矩比汽油机要高出 10%左右。

(6) 十六烷值

由于甲醇的十六烷值很低，因此，在压燃式内燃机中使用甲醇燃料存在许多困难，通常都需添置辅助点火装置。

(7) 着火极限

甲醇与石油燃料相比，着火上限高、下限低，因而能在稀混合气区工作，有利于排气净化及降低油耗，同时也使空燃比的控制简化。

(8) 滞燃期

由于甲醇的十六烷值低，着火性差，这就必然导致滞燃期延长。

(9) 火焰传播速度

甲醇的火焰传播速度比汽油高，均匀混合的汽油的火焰传播速度为 38m/s，而甲醇为 52m/s。快速的燃烧使热效率提高。

(10) 其他物性

在供油系中可能产生不溶于醇的燃油氧化物沉淀物，而导致油路堵塞。此外，甲醇对燃油系中的一些零部件有溶蚀作用，对一些橡胶有膨胀作用。

甲醇具有一定的毒性，刺激视神经系统，导致视神经衰弱，造成双目失明，甚至死亡。

甲醇的能量密度虽然比汽油和柴油低，但与气体燃料相比，更能适用于运输车辆。

由于甲醇的物性特点，不可能不经变动地用原有的供油设备直接在内燃机中燃用纯甲醇就能取得良好的效果。对此，首先是采用掺烧的方式，然后研制成功纯甲醇汽车发动机。

在内燃机中燃用甲醇的方式可概括成如图 13-1-1 所示。微乳化液法、电热塞法、炽热表面法及加入着火改善剂法主要是针对在压燃式内燃机中使用而言，其余方式原则上既可用于压燃式，也可用于点燃式内燃机。

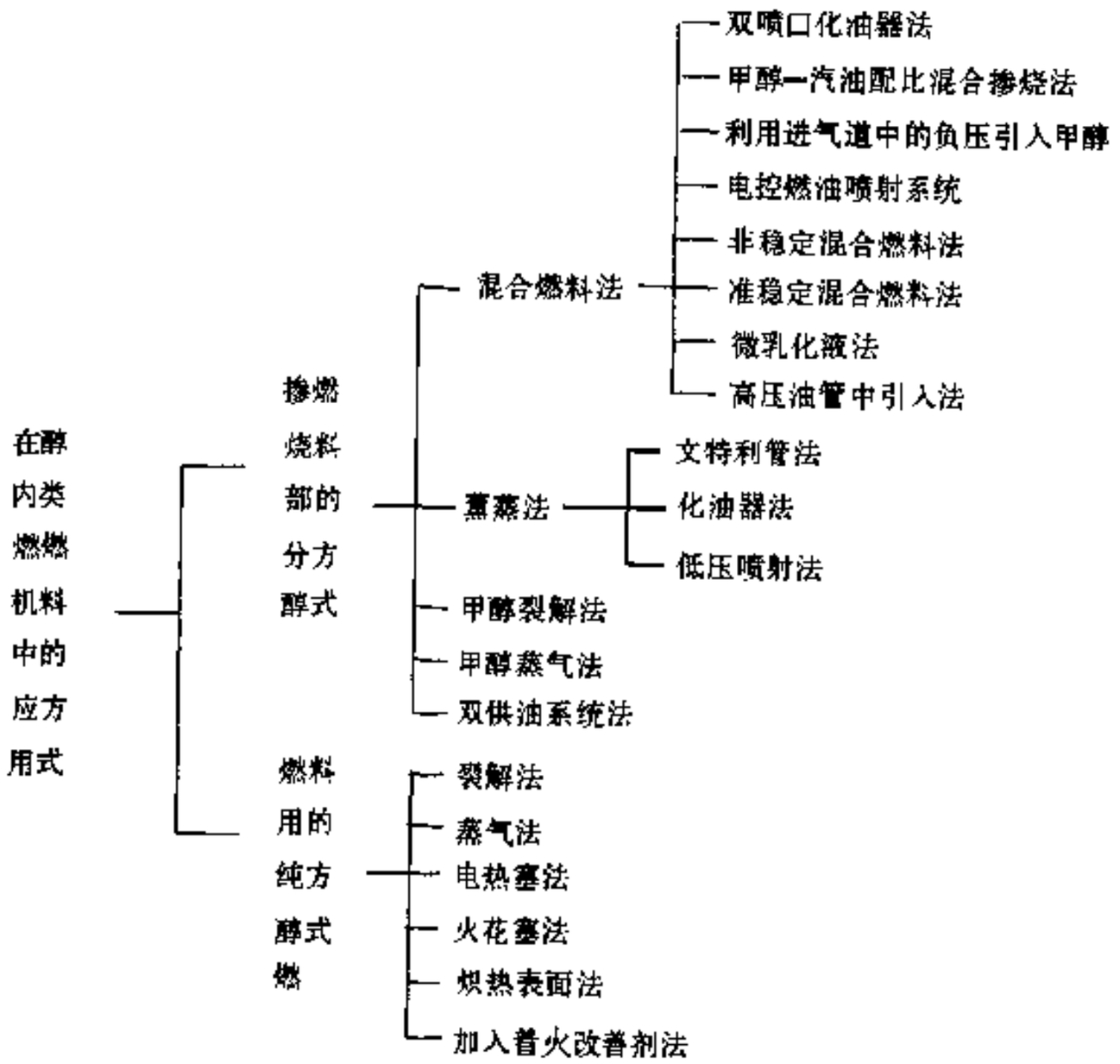


图 13-1-1 车用内燃机燃用甲醇的方法

汽车论坛 http://www.qclt.com

13.1.1.3 甲醇燃用方案

1）掺烧

在内燃机中掺烧甲醇的量通常用甲醇在总燃料中所占的容积百分比来表示。如 M10 表示甲醇占 10%。

为使内燃机燃用甲醇时能有良好的效果，可采用不同的掺烧方式，同时需要调整混合燃料的性质、改动内燃机结构及设计相应的掺烧及控制装置。如在燃料方面调整汽油的组分或加入添加剂，以改善内燃机的起动性能和避免汽阻；在甲醇中加入着火改善剂，以改善在柴油机中使用时的着火性能。在内燃机结构方面，在汽油机上增加起动时混合气的加浓装置，混合气的预热装置；在柴油机上增设辅助的点火装置；改变内燃机的压缩比、调整点火提前角及喷油提前角等。在掺烧及控制装置方面，研制甲醇及石油燃料的机械混合乳化装置、多种燃料喷射设备、多种燃料混合气形成方式及薰蒸装置、甲醇及空气量的控制措施及装置等。

确定内燃机掺烧多少甲醇和采用何种方式较为合适，主要考虑以下几个方面，即能否适用于车用内燃机，若不适应，结构的改动程度及生产投资；内燃机的动力性、经济性及排放性能；冷起动及暖机性能；内燃机用掺烧燃料或纯石油燃料的互换性；若加助溶剂，其助溶剂的供应及混合燃料的稳定性；材料的相容性；内燃机的可靠性及寿命；甲醇的供应及掺烧后的经济效益。

（1）在点燃式内燃机上掺烧甲醇

在点燃式内燃机上掺烧甲醇不仅可以以醇代油，而且与燃用纯汽油相比，还具有如下优点。

①可以扩大混合气的着火界限，燃用稀混合气，提高燃料经济性；

②可以提高压缩比，从而提高内燃机的动力性和经济性；

③减少燃烧室表面的燃烧沉积物；

④改善排放性能等。

a. 掺烧比的选择

国内外关于在点燃式内燃机中掺烧 15%的甲醇（M15）的试验研究工作进行得较多，选择 M15 的原因在于 M15 是内燃机稍作变动的最高可接受的掺烧比极限。目前国外正式成为商品的则是 M3，因为使用这类混合燃料，内燃机结构不需改变，材料也是相容的。

b. 掺烧方式

在点燃式内燃机中掺烧的方式分为两大类，即混合燃料法和薰蒸法。前者是将甲醇通过加入助溶剂或机械混合的方法和汽油混溶在一起，再由化油器或喷油器喷入气缸；后者是将甲醇先雾化，然后在进气冲程经进气道送入气缸。具体的方法有如下几种。

双喷口化油器法，即在现有的点燃式内燃机化油器的喉管中增加甲醇喷口及浮子室，汽油和甲醇分别从相应的油箱经过滤清器进入各自的浮子室，由喷口喷入喉管后再雾化混合。根据掺烧甲醇前后输入缸内燃料热值相等的原则及最大掺烧比来确定甲醇量孔的尺寸，通过节流阀调节出所希望的掺烧比。由于甲醇的密度比汽油大，因此，甲醇喷口与浮子室液面的相隔高度应略小于汽油喷口与汽油液面的高度，两个浮子室用空气连通管连接，以便能同时喷出甲醇和汽油。

甲醇－汽油配比混合掺烧法，即通过一小型混合器初步混合，然后输送到化油器浮子室，经化油器雾化后输入气缸。甲醇和汽油的比例通过几组大小不同的、简单的量孔组合，也可以由截面可调的量孔及利用二股射流相交、液力剪切及涡流加速等方式形成。

利用进气道中的真空度引入甲醇，即在化油器节气门开度较小或关闭时，混合气下游真空度增大，活塞在上、下压差的作用下，推动调节针阀，将甲醇供油口流通截面减小，直至封闭。当节气门逐步打开时，真空度降低，调节针阀将甲醇通道逐步打开，甲醇的供给量受针阀开度和真空度控制。当节气门开度一定时，掺醇量随转速升高而增加。

电控燃油喷射系统，它有两种方式，即电控燃油喷射系统和微处理器控制化油器－多种燃料喷射装置。前者利用进气道燃油喷射系统及闭环反馈控制系统，向内燃机供给汽油和甲醇的混合燃料，掺烧比可以由 0 变到 100%。后者则是在常规的化油器腔体与进气总管之间安装多种燃料喷射装置，该装置包括喷射装置元件、输油泵及滤清器。通过化油器腔体中的节气门调节进气量，然后再通过微处理器控制进入

汽车论坛 http://www.qclt.com

内燃机的甲醇量。

（2）在压燃式内燃机中掺烧甲醇

在压燃式内燃机中使用甲醇比点燃式内燃机需要做更多的改装。这是因为其十六烷值太低，着火性能差；自燃温度高，压燃困难；汽化潜热大、滞燃期加长；含 OH 根，与柴油不能相溶，乳化困难；对多种塑料和金属的有害反应及喷油泵和喷油嘴中的润滑、腐蚀问题等。使用纯柴油、掺烧甲醇、掺烧乙醇时的压燃式内燃机特性见图 13-1-2、图 13-1-3。

由于压燃式内燃机的类型和燃烧室的型式很多，可变动的方案也较多　具体的方法有乳化液法、熏蒸法、甲醇蒸气法和双燃料系统法等。

（3）增压内燃机燃用甲醇

乳化液法、熏蒸法及双供油系统法也适用于增压内燃机。用熏蒸法掺烧甲醇还有一个突出的优点，就是对增压空气的冷却作用。通常有三种方式将甲醇引入空气流中，其一是在压气机前的进气管道上，其二是在压气机后的气道上，其三是在压气机的涡壳上。

各种掺烧方式的性能见表 13-1-1。

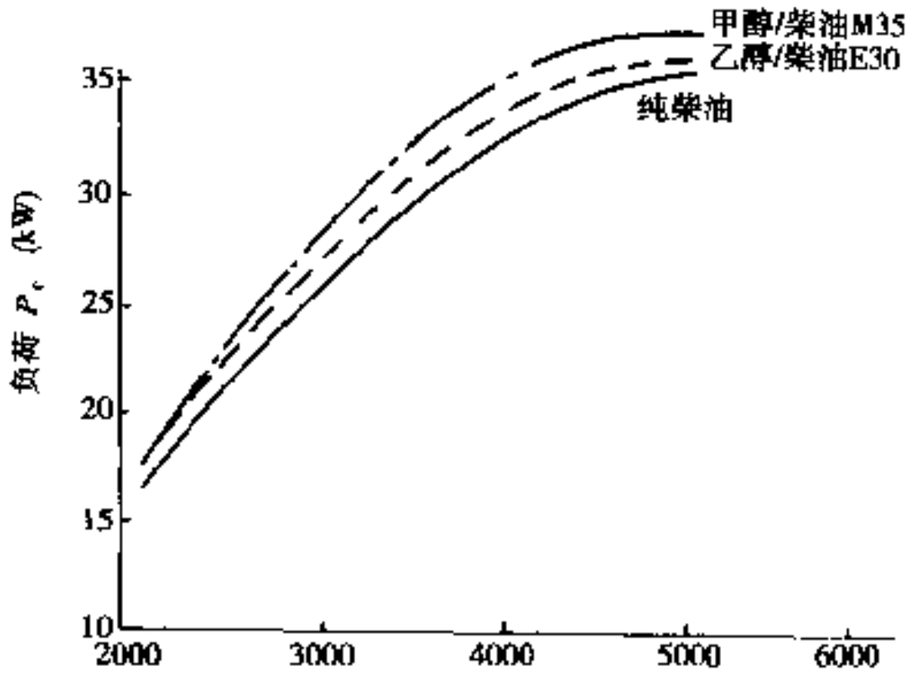


图 13-1-2　三种燃料全负荷速度特性

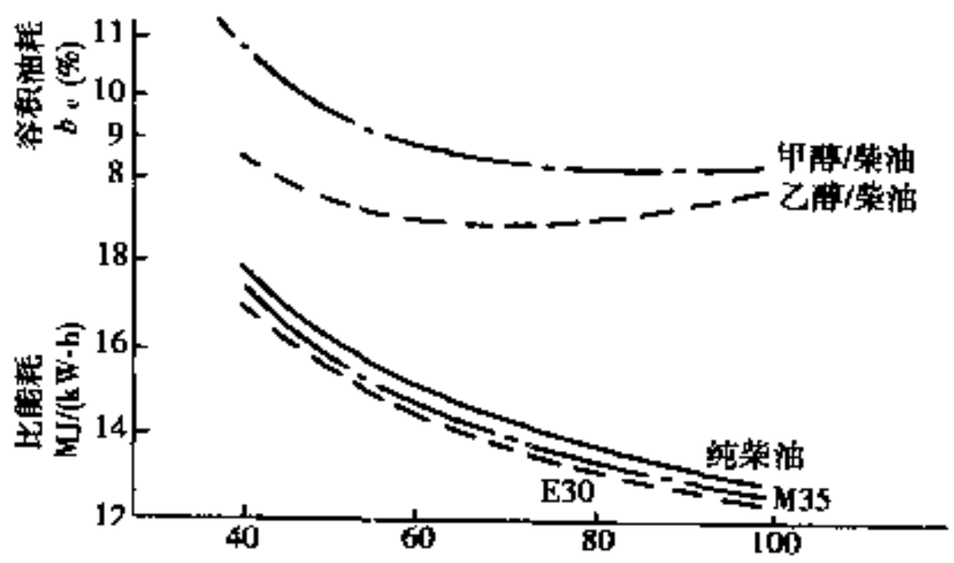


图 13-1-3　不同车速下比能耗的比较

2）纯甲醇内燃机

通常在甲醇含量超过容积 85%时，称为纯甲醇燃料，记作 M100。

（1）点燃式内燃机燃用纯甲醇

内燃机需进行如下一系列设计修改。

①混合气的形成装置必须与甲醇较低的热值及较少的空气需要量相适应；

②采用高压缩比，以充分利用甲醇高辛烷值的特性；

③更合适的混合气形成装置；

④火花塞和火花塞间隙的选择；

⑤解决冷起动不利的因素，如辅助汽油喷射、电加热、火焰起动装置、热分解燃料、催化分解燃料、增加点火能量、燃油的雾化；燃料中添加低沸点的添加剂等。

（2）压燃式内燃机燃用纯甲醇

纯甲醇燃料内燃机比掺烧甲醇内燃机具有更多的优点，因不存在混合燃料的分配问题、不需要增加专门的混合装置。根据甲醇的物性，首先要解决保证稳定着火和工作过程良好的问题，具体方案如下。

a. 火花塞法

点燃式内燃机本身就有点火系统，能使纯醇内燃机点火燃烧。而在压燃式内燃机上应安装点火系，用火花能量点燃混合气。采用这种方案要注意的是喷油嘴、工质运动和火花塞的位置的匹配，通常采用长火花塞，而且火花塞位于喷油嘴的下游。

汽车论坛 http://www.qclt.com

表 13-1-1 各种掺烧醇类燃料方案性能比较

比较项目 / 掺烧方式		动力性	燃料经济性	适宜的最大掺烧量	内燃机变动	改动复杂性	附加成本及经济性	排放性能	异常燃烧	操纵控制
乳性液法	非稳定乳化液	为了保持原机额定功率，在甲醇含量大于10%时加大喷油泵柱塞直径，以增加循环供油量	高负荷时比能耗比纯柴油低，低负荷时则较高	15%～20%	需加乳化设备及加大油箱，内燃机本身变动小	很方便	需加乳化油表面活化剂，价格较贵	在多数工况下 NO_x 有所降低，而 HC、CO 有增有减，甲醛增加	掺烧比较大时，高负荷容易敲缸，低负荷容易间断着火，燃烧不稳	醇类与柴油的比例要进行控制
	准稳定乳化液			20%～25%						
	微乳化液			40%左右						
	高压油管中引入				改动喷油嘴结构及供油系统		增加改动供油设备费用			
熏蒸法	化油器法	功率不受影响，在冒烟极限时功率可提高		20%～25%	需加甲醇油箱及附加的供油设备	不方便	需增加附加供油设备的成本	同上，（但掺烧比大时 HC、CO 及甲醛量较大）		需要调节醇类供油量
	文丘里管法			20%～25%						
	低压喷射法			50%～70%						
甲醇裂解法		功率下降约20%	热效率较高	用火花塞点火可全用裂解气	装置较复杂	变动较大	装置及催化剂成本较高	良好	容易产生回火	较复杂
甲醇蒸气法		功率不受影响	掺烧量少于35%时低负荷性能也较好	35%～40%，用火花塞点火掺烧量可更大	需加蒸发器及控制阀门	可以改用柴油	需增加蒸发器及阀门的成本	比熏蒸法有改善	不突出	较复杂
双喷射系统法		功率不受影响	接近或略优于纯柴油水平	90%	需要二套油泵及油嘴	方便	需加喷油泵喷油嘴费用	比熏蒸法有改善	不突出	简单

汽车论坛 http://www.qclt.com

b. 电热塞法

在燃烧室内安置电热塞使纯醇燃料着火，并实现较为稳定的燃烧。

c. 炽热表面法

用外源能量形成高温表面使甲醇着火。

d. 裂解甲醇法

将甲醇进行分解，通常有两种方法：一种是将甲醇分解为氢气和一氧化碳，另一种是通过甲醇与水溶液的化学作用生成氢气和二氧化碳，将氢气和一氧化碳作为燃料。

e. 蒸气法

将液态甲醇在缸外利用废气中或冷却水中的热量使之变成气态，这样不仅使其热值增加 20%，而且还可以缩短着火滞燃期。

f. 加入着火改善剂法

对纯甲醇进行适当的处理能够把它的点火性能提高到一定的程度，使它能用于普通的压燃式内燃机，其措施是添加点火加速剂（硝酸盐），或者用化学方法转化甲醇。

13.1.1.4 各种甲醇燃用方案性能特点

图 13-1-4 为燃用纯甲醇内燃机的外特性比较，首先甲醇内燃机的功率输出比标准汽油机高 20%，这是由于较高的压缩比和热效率所致。从图 13-1-5 中可以发现，在道路试验时甲醇的热效率提高的特别明显。在部分负荷时，由于柴油机的燃烧过程没有进气节流损失，其热效率较高，但中等负荷以上时纯醇内燃机的热效率就与柴油机相当。

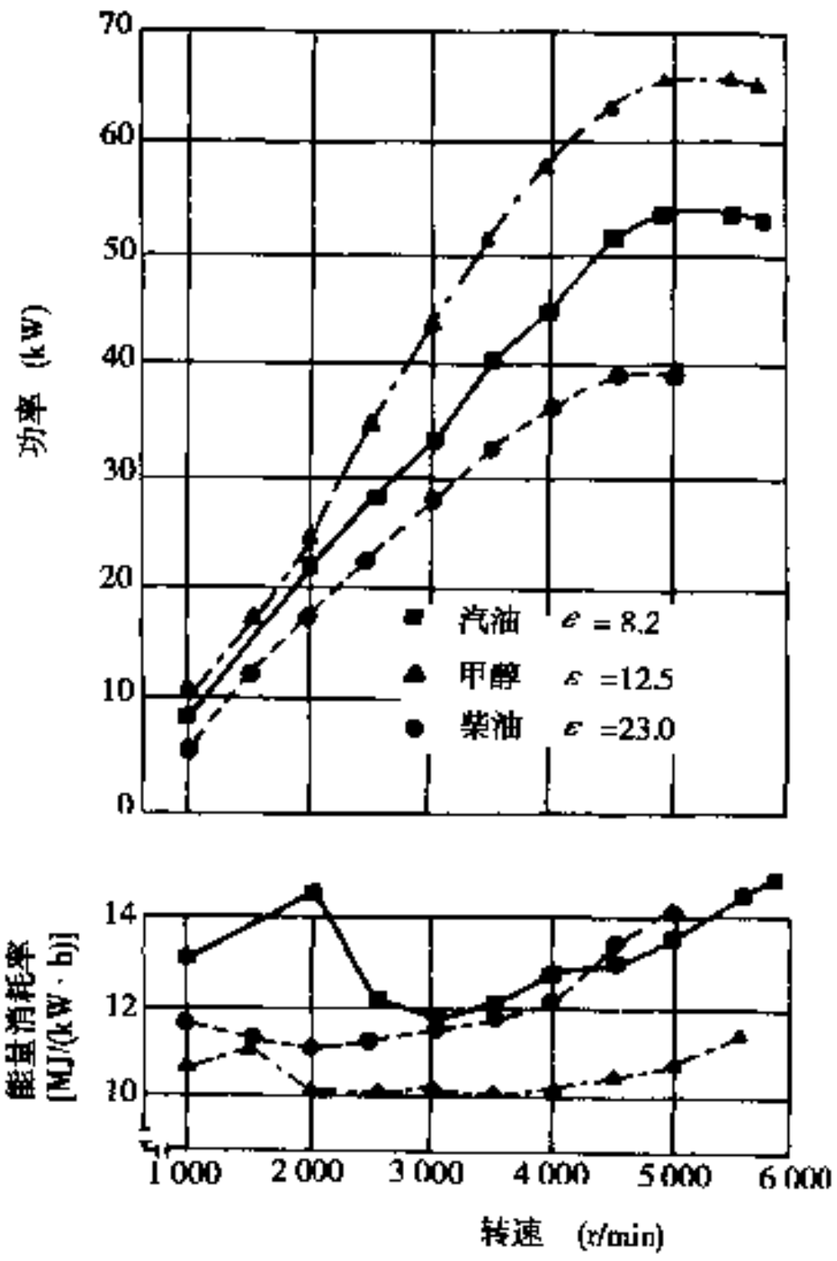


图 13-1-4 4 缸甲醇发动机的外特性

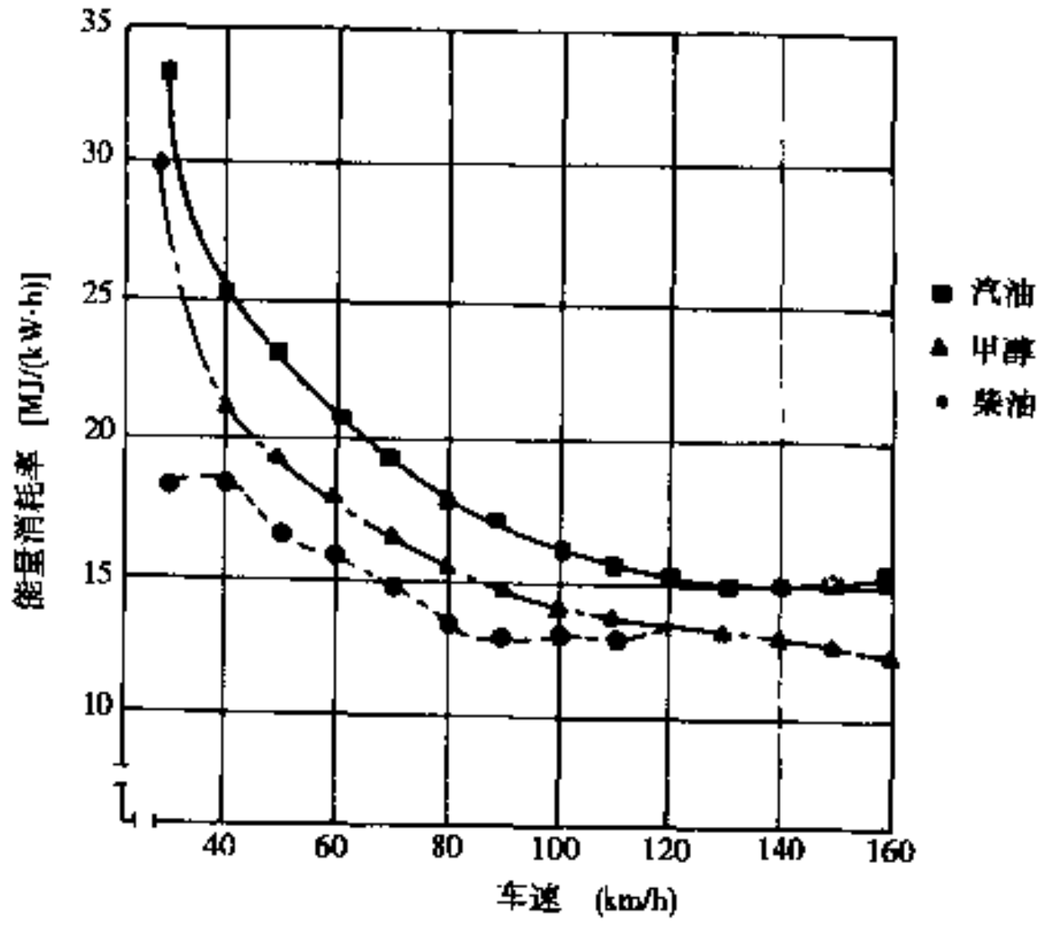


图 13-1-5 不同燃料发动机道路试验的比较

内燃机燃用甲醇后，排气中的 NO_x、HC、CO、CO_2 及颗粒等排放量将发生变化，总体而言是有改善的，但法规中尚未限制的排放物如甲醇、醛类等都会增加。

由于甲醇的气化潜热大，当混合气受到激冷时，不可能完全燃烧，导致未燃甲醇的排放增加。在高负

汽车论坛 http://www.qclt.com

荷、缸内工作温度较高时，废气中未燃甲醇较少。

甲醇内燃机的主要排放物是醛类，醛类排放物包括甲醛、乙醛、丙醛及丙稀醛等。排放物中甲醛的比例较高，一般认为甲醛是燃料燃烧过程中的中间产物。醛具有强烈的气味，对人的呼吸系统和眼睛有害。当含量达几个百万分之一时便可闻到其气味，在含量较高时就刺鼻了，醛还会在大气中发生光化学作用，产生光化学烟雾。

化学反应分析表明，若缸内氧的浓度大，在适宜的温度下，将促进甲醛的生成，而工质中的 OH 及 H 有助于甲醛的消失。采用简单的氧化催化器可以使甲醇内燃机的醛类排放物降低到汽油机的水平。因为通常甲醇内燃机使用较稀混合气，排气中有足够的氧用于氧化反应，此外，燃料中不含铅和其他对催化剂有害成分。

13.1.1.5 国内外甲醇汽车典型结构

国内研究和使用甲醇汽车已有多年，尤其在一些甲醇供应充足的省份使用较多，主要用在化油器式发动机的货车上。虽然发动机燃用甲醇在来源、应用技术上没有很大的障碍，并且等质量（或等体积）的甲醇价格与汽油、柴油的价格相接近，燃用甲醇发动机在热效率方面可以得到提高，但是，由于甲醇的热值仅为汽油和柴油的一半左右，相比之下，甲醇的使用成本仍远高于汽油、柴油。

在国外对甲醇汽车的研究工作开展比较广泛，尤其是在德国的大众汽车公司和波尔舍汽车公司的研究工作比较深入，但实际应用还较少。图 13-1-6 为大众汽车公司的多燃料汽车的结构示意图。在高尔夫（1.3L 化油器式汽油机）车上进行对比试验的结果列于表 13-1-2，由该表可见，各种方案的甲醇车的动力性比同类汽车要好。图 13-1-7 和 13-1-8 示出了波尔舍汽车公司的多燃料汽车和两种发动机燃用不同燃料时的性能比较，表 13-1-3 为整车试验结果，在能耗、排放方面甲醇汽车均较优。

表 13-1-2 高尔夫汽车掺烧甲醇后的动力性能比较

	车速 (km/h)	汽油	M15	M30	M45	M60
加速性（s）	0～50	4.3	4.2	4.5	4.0	4.3
	0～80	9.5	9.1	9.7	8.8	9.1
	0～100	15.1	15.0	14.8	14.0	14.2
	0～120	24.6	24.1	23.6	22.6	22.9
最大车速 (km/h)		148.0	149.0	149.3	150.1	150.3

表 13-1-3 波尔舍多燃料汽车性能比较

		M85	汽油
油耗 (1/100km)	城市工况	10.5	11.9
	高速公路	6.8	7.5
	综合工况	8.8	9.9
排放 FTP 试验(g/m)	CO	11.4	14.0
	HC	0.91	2.13
	NO_x	2.86	4.11
	CO_2	395	429

注：（1）M85 的油耗值已折算为等值汽油。

（2）排放值为未经催化值。

13.1.1.6 发展趋势及前景

生产甲醇的资源丰富，生产工艺也较成熟；研究表明，甲醇车随着掺烧比例的增大，输出功率增大、热效率升高、比能耗降低并可减少排气中的有害成分，甲醇车的动力性、经济性和排放性能都比汽油车优越。当然，甲醇车也存在一些比较突出的问题，如汽车的油箱需要加倍；由于考虑到腐蚀性问题，需采用价格较贵的材料；冷起动不好；为了减少醛类污染物，需要采用专用的催化器；在使用过程中需要使用特

汽车论坛 http://www.qclt.com

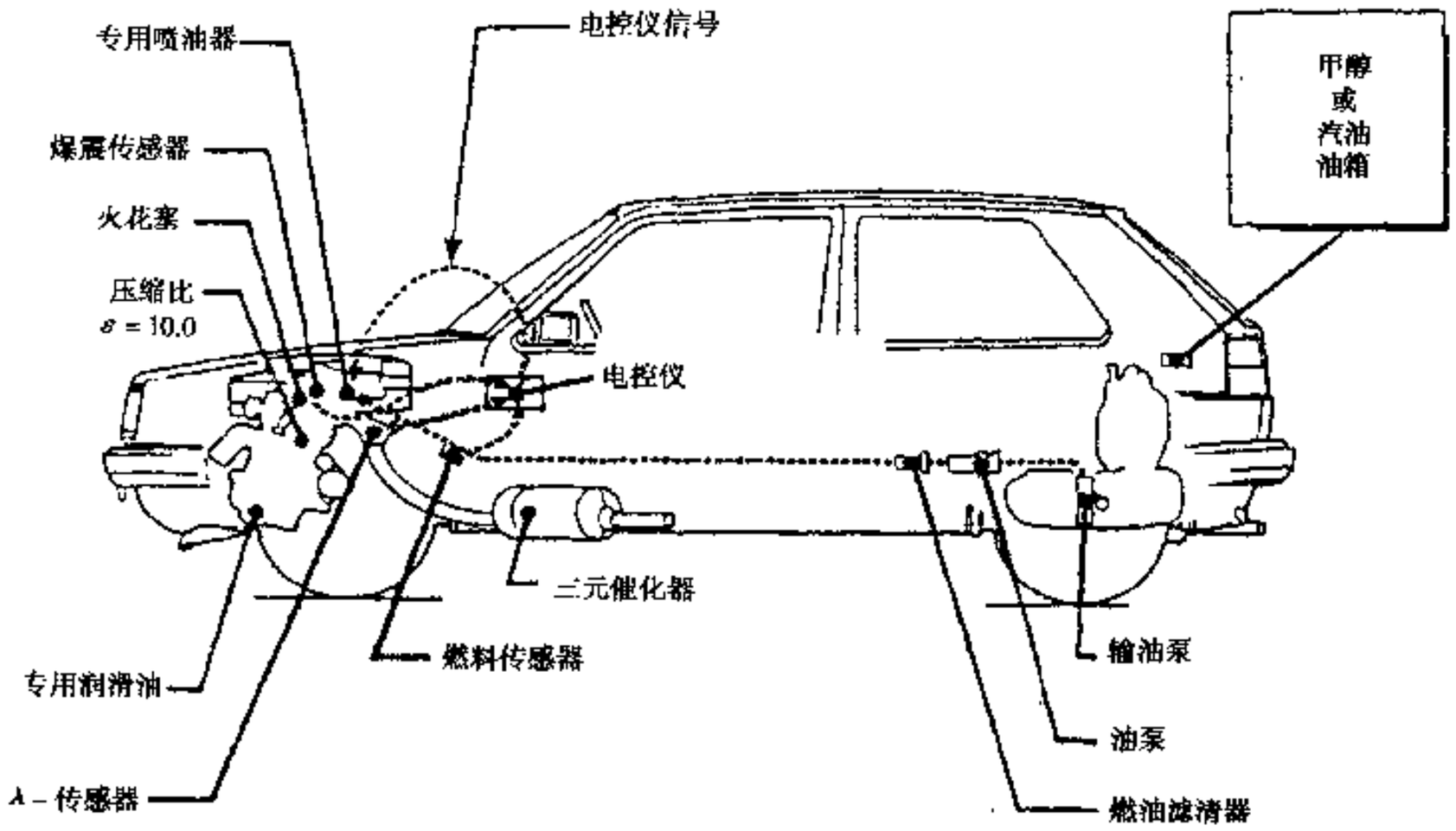


图 13-1-6 大众汽车公司的多燃料汽车的结构示意图

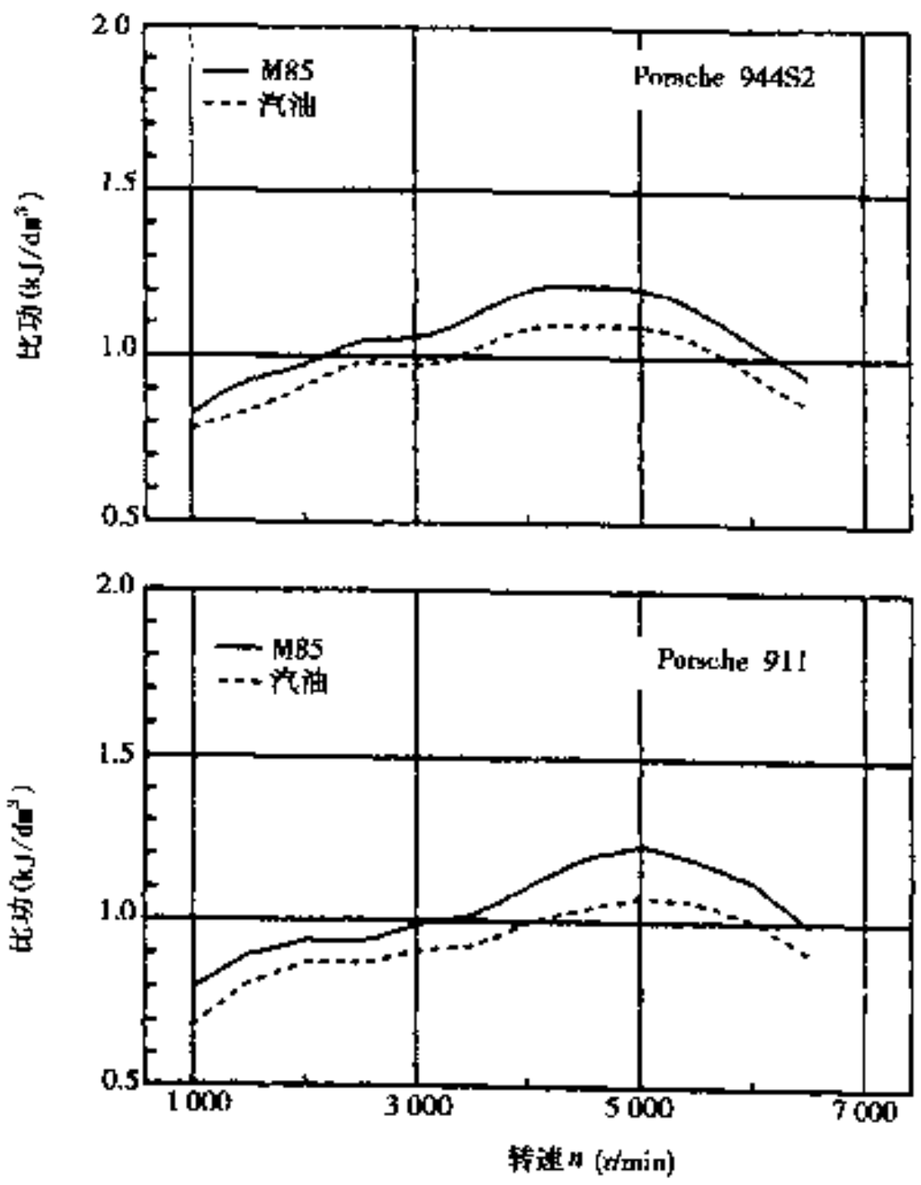


图 13-1-7 波尔舍多燃料汽车性能比较

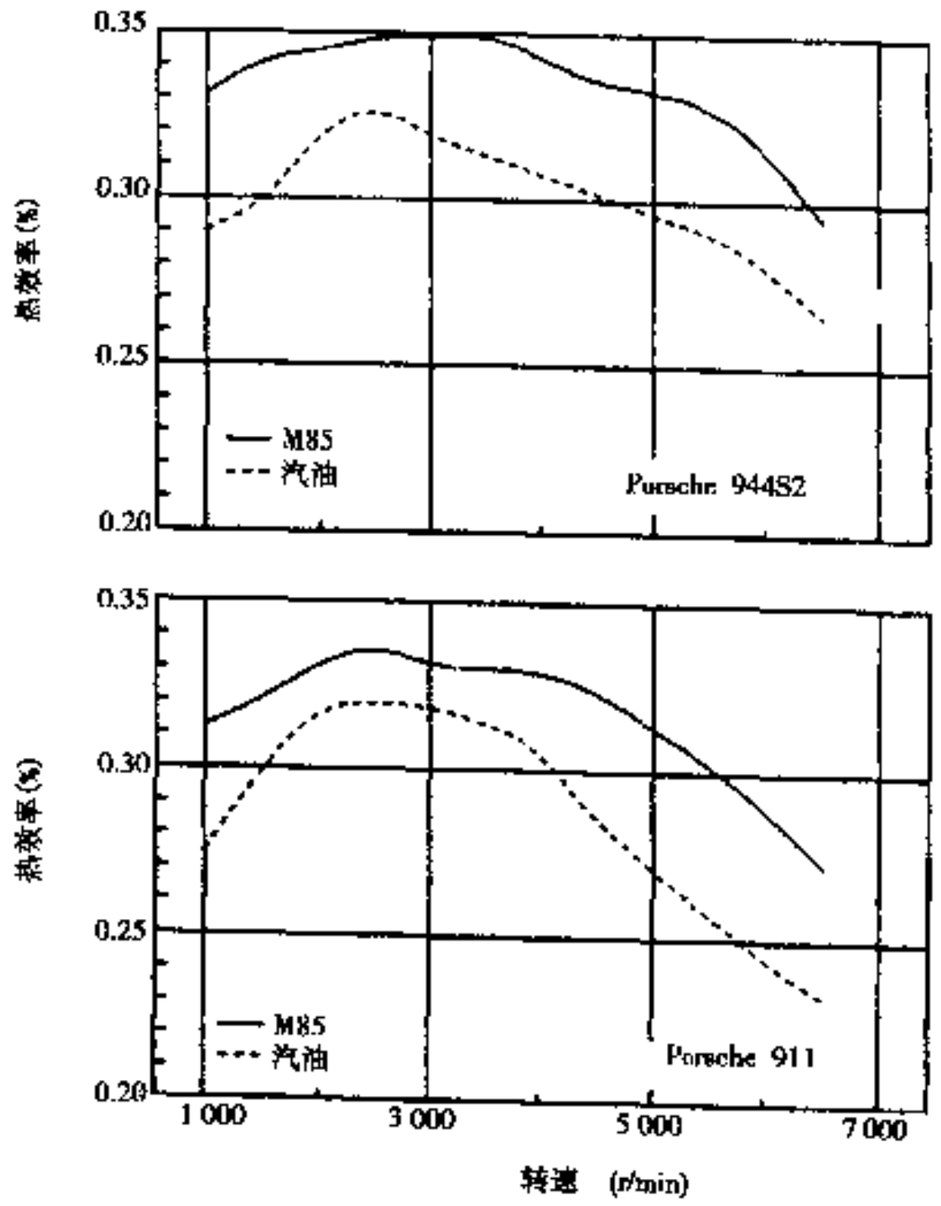


图 13-1-8 波尔舍汽车燃用不同燃料的经济性比较

殊的润滑油。此外，由于废气中约 2 倍的水蒸气量，可能会影响行车的安全性。国内的研究成果表明，除了发动机技术外，通过广泛的汽车技术配套措施，可以实现甲醇潜能的充分利用。比较一致的观点是，甲醇在一定条件下可以成为内燃机很有发展前途的代用燃料。

近来，甲醇在汽车发动机中的应用又开辟了一条新的途径，即将甲醇作为燃料电池的填料。这更进一

汽车论坛 http://www.qclt.com

步拓宽了甲醇作为汽车代用燃料的应用领域。（撰稿人：倪计民）

13.1.2 液化石油气汽车、天然气汽车

13.1.2.1 概述

用可燃气体作为发动机燃料的汽车，统称为气体燃料汽车。气体燃料的来源很广，有天然矿藏形成的天然气（NG），有通过固体燃料人工转换而得到的发生炉煤气、人工沼气，还有石油化工企业生产过程中产生的液化石油气（LPG）等。此外，将在下节专门叙述的氢燃料汽车也是一种气体燃料车，但一般将其另列一类。本节主要讲述压缩天然气（CNG）和 LPG 汽车。

13.1.2.2 气体燃料的种类

NG 中的主要成分为 CH_4，含量为 70%～95%。作为车用 NG，一般要求 CH_4 在 90%以上。NG 中的其它成份有 C_2H_6、C_3H_6 等。由于这种成分的物质抗爆性差，含量过高时在发动机大负荷工况下易发生爆燃现象。NG 中常见的有害成分是 H_2S，它燃烧后形成的硫化物在一定条件下会转化为酸性物质，对发动机零件有腐蚀作用。由于 H_2S 的自燃温度较低，它的存在会降低天然气的抗爆燃能力。因此 NG 中的 H_2S 成分应予限制。LPG 的化学成分随其来源和制取方法而不同。其中碳氢化合物主要成分为丙烷，丁烷、正丁烷及异丁烯等，有时还含有甲烷，乙烷，戊烷，乙烯等不纯物。由石油伴生气和凝析气田中提取的 LPG 是由烷烃组成的，主要成分是丙烷和丁烷。从炼油厂制取的 LPG，除含有烷烃外，还含有烯烃。作为发动机燃料，LPG 的化学计量混合气热值高于 NG，临界压缩比低于 NG。丙烷和丁烷在车内使用时，因季节的不同而比例不同。LPG 中的烯烃类物质要加以限制，以防止燃料供应系统中橡胶元件的老化。表 13-1-4 为 LPG、NG 与汽油的理化性能比较。

表 13-1-4 LPG、NG 和汽油的理化性能比较

性能参数 \ 燃料种类		LPG 液化石油气	NG 天然气	汽油 80 号
密度		0.54kg/L	0.72kg/m³	0.72kg/l.
分馏温度（℃）（在 1013mPa）		-	/	25～215
燃料热值（MJ/kg）		46.1	50	42.7
混合气热值（kJ/m³）		2974	2907	2905
化学计量空气量（kg 空气/kg 燃料）		14.7	17.4	14.7
蒸发热（kJ/m³）		7.6～7.7	/	9.2
蒸气压（RVP）（MPa）		0.8～1.3	/	0.07
辛烷值：	研究法	101～111		90
	马达法	97	>90	80
燃点（℃）		400	650	300～400
着火界限(容积百分比%)	下限	1.5	5	0.6
	上限	15	15	0.8

13.1.2.3 气体燃料发动机的结构组成

由于 NG、LPG 的理化性能与汽油较为接近，因而在使用时不需要对原有发动机作很大变动就能改成

汽车论坛 http://www.qclt.com

可转换双燃料（气体燃料 NG、LPG/液体燃料汽油）汽车；在把柴油发动机改成 NG、LPG 发动机时，由于工作方式不同，则需要做一些较大的改动。在发动机中使用气体燃料时，主要是针对燃料供应系统做必要的改动。对于 LPG、汽油可转换燃料发动机，需增加一套 LPG 供应装置，如图 13-1-9 所示。

1）LPG 燃料系统

（1）储气罐总成

储气罐一般用合金板材卷压成形后焊接而成，最大耐压为 2～3MPa（图 13-1-10）。为了保证在气罐受热膨胀时的安全性，储气罐的充装量为其公称容积的（80±2）%。在储气罐上焊有一块用于安装组合阀的连接板，组合阀组成见图 13-1-11。

①加气单向阀接口，该接口连接一单向加气阀，用于 LPG 加注，应固定在汽油加注口附近。

②安全阀，当气罐过热或其它因素引起的罐内压力过高时，可冲开安全阀放出部分 LPG 蒸气。安全阀极限值一般应根据当地的法规来确定。

③机械式 80% 充气量截止阀，该阀上带有一浮子，当浮子上升到一定高度时，阀口关闭，因浮子的不同结构，应注意储气罐的安装位置，或在罐体上要注明安装方向。

④加气量显示表，一般可在截止阀浮标的另一端安装一可变电阻，当浮子转动时，通过一变动的电压信号显示剩余 LPG 量。

⑤安全截止阀，当车辆发生交通事故或 LPG 装置发生故障时，LPG 导管有可能发生断裂、接口处泄漏等现象。此时，如果 LPG 大量流出则有可能引起着火。当检测到管道中大流量时，阀门自动关闭，或根据发动机转速信号和点火信号，通过电磁阀将其阀门关闭。

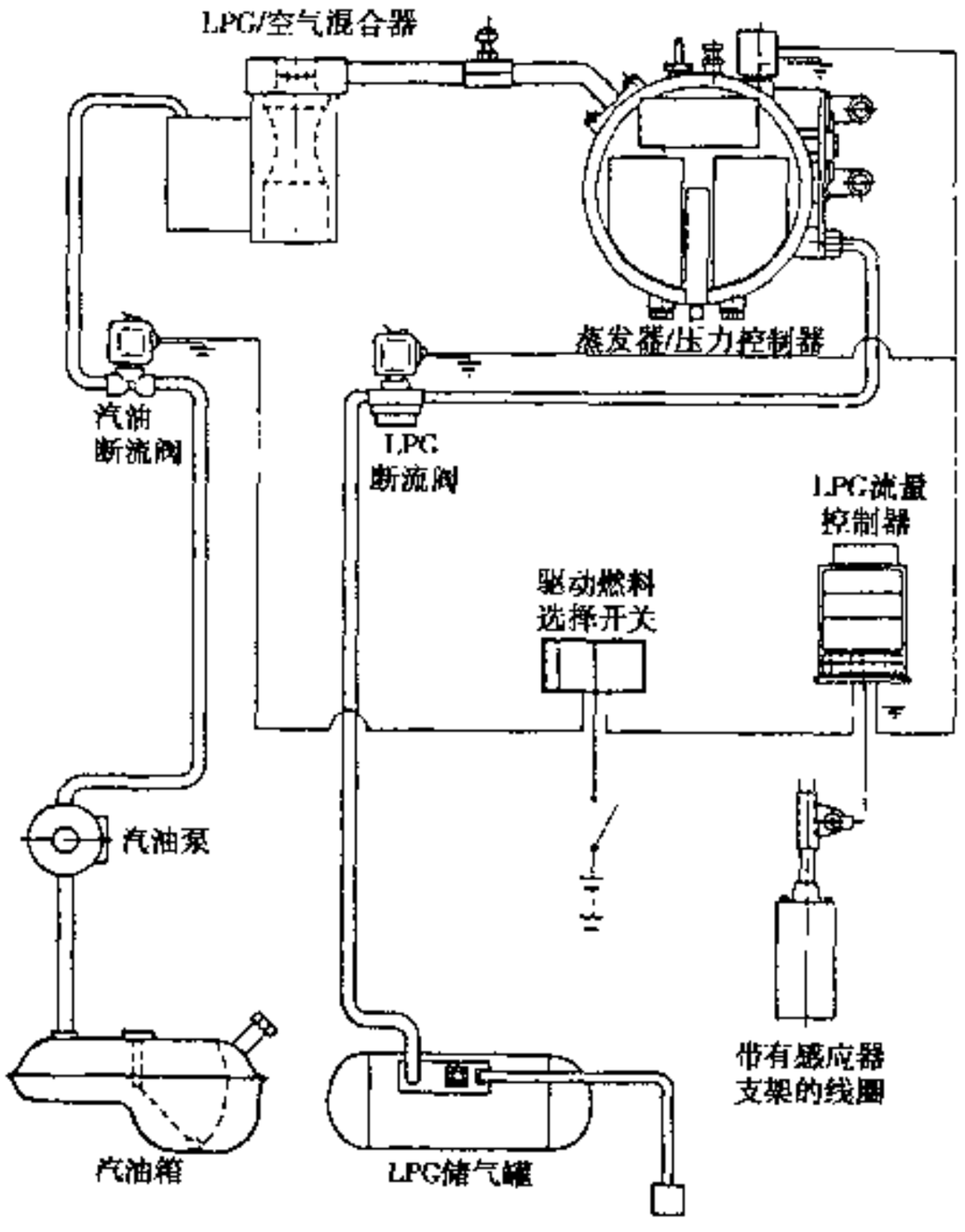


图 13-1-9 简单 LPG/汽油两用燃料系统

（2）蒸发调压器总成

LPG 通过连接管路由气罐流到蒸发调压器，在燃料进口处有一过滤器，以防杂质进入后影响蒸发调压器内各阀门的动作。如图 13-1-12 所示，开始时，LPG 通过阀门 K_1 流入蒸发室 C_1。阀门 K_1 的开启是由与膜片 M_1 连接的弹簧力 V_1 借助于一个杠杆系统来控制的。在蒸发室 C_1 内有一个水腔，这是因为 LPG 蒸发时需要热量。水腔与发动机冷却系统相连，在发动机热机后，为了保证 LPG 的良好蒸发，水腔内的水温应不低于 40～60℃。LPG 进 C_1 后，通过加热蒸发，使 C_1 内压力增高，当压力大于弹簧弹力 V_1 时，阀门 K_1 关闭。腔 C_1 应保持一个稳定的过压，其值一般在 0.03～0.05MPa。

如图 13-1-13 所示，在怠速工况下，LPG 通过过滤网 F 及相应通道口 X。螺钉 S 用于稳定怠速气量的调整。当发动机负荷增加时，喇叭口 Y 的流速增加，腔 C_2 内产生真空度。膜片 M_2 向下运动，E 口关闭，膜片 M_3 向上运动，当真空压力大于弹簧弹力 V_2 时，阀门 K_2 打开。大量 LPG 可通过阀门 K_2 进入发动机。为了保证此类 LPG 蒸发器调压系统的正常工作，膜片 M_2、M_3 的另一侧应与大气压相通，在装车时要避免车速产生的空气流动的影响。调整螺钉 B 可改变开口 D 的大小，借助于腔 C_3 的真空度及膜片 M_2 的运动，可调整阀 K_2 的开启和关闭。

（3）LPG/空气混合器

由蒸发调压器出来的气态 LPG 的压力在 0.1MPa 左右，通过 LPG/空气混合器使它空气相混合。当发动机工作在不同工况时，混合器喉口处的真空度不同，使吸入的 LPG 量改变，从而达到改变空气燃料混合

汽车论坛 http://www.qclt.com

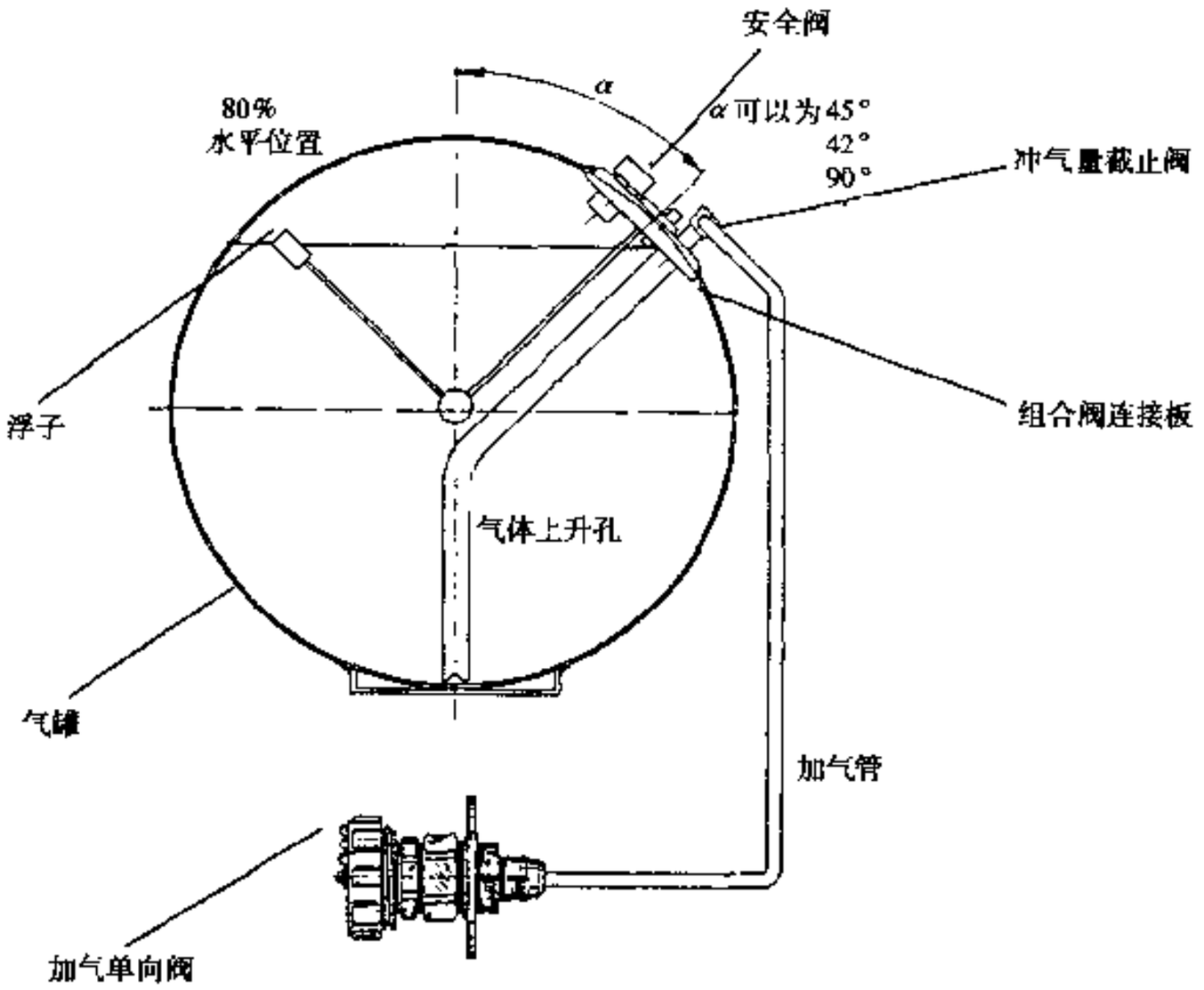


图 13-1-10 LPG 储气罐

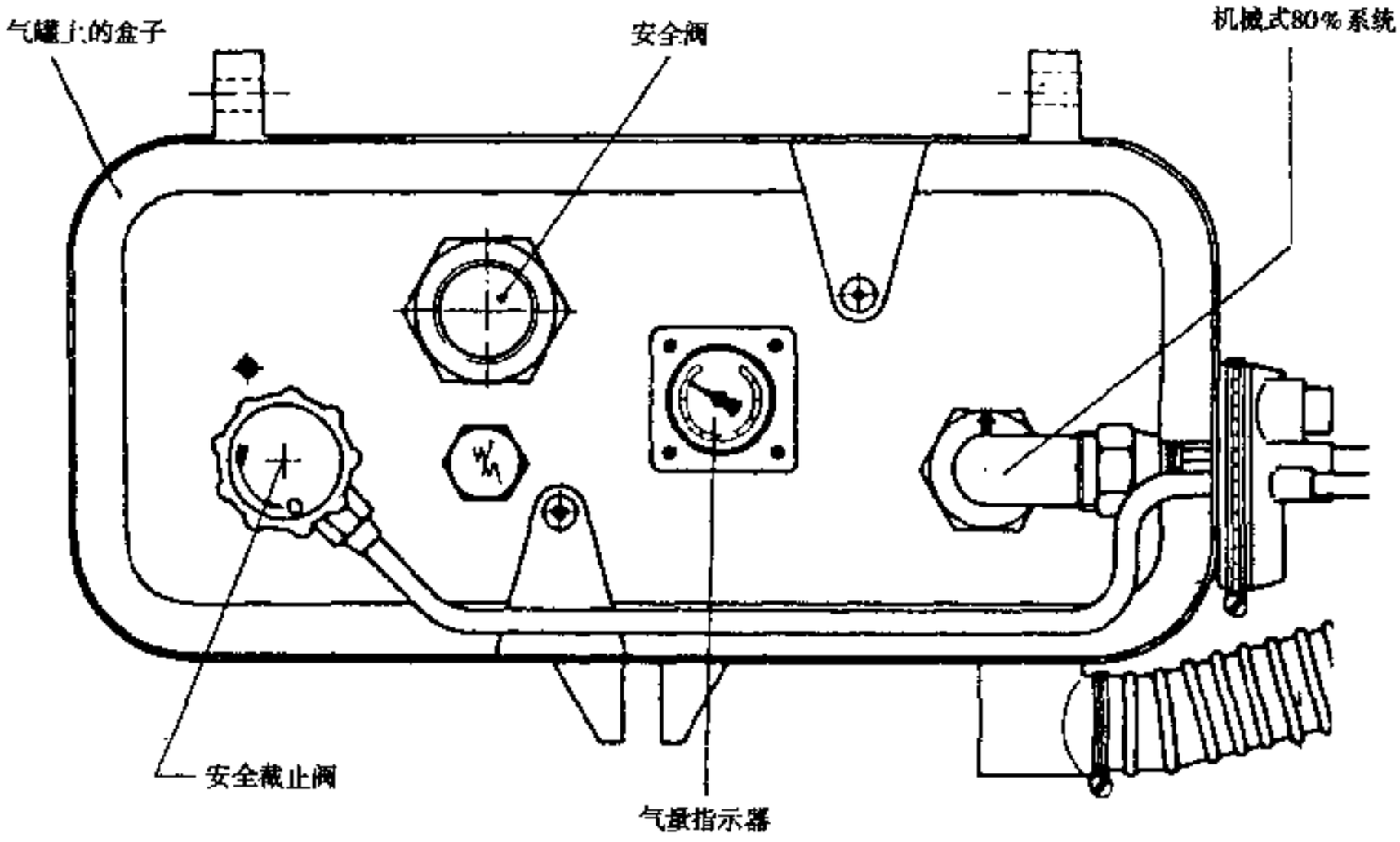


图 13-1-11 储气罐上的组合阀

比的目的。新一代的 LPG产品中还将借助蒸发调压器来保证怠速及其它工况的不同供气。

(4) 电磁阀控制器

为了保证 LPG 在停车时不泄漏及在交通事故中 LPG 管道损坏时不外流，在 LPG 燃料系统中设数只电磁截止阀。当发动机转速信号过低及没有点火信号时，通过电磁阀控制器将所有 LPG 燃料截止阀关闭。

2) CNG 燃料系统

CNG 燃料系统与 LPG 燃料系统相近。只是系统压力较高，可达 20MPa，因而对储气罐及管路阀门等的

汽车论坛 http://www.qclt.com

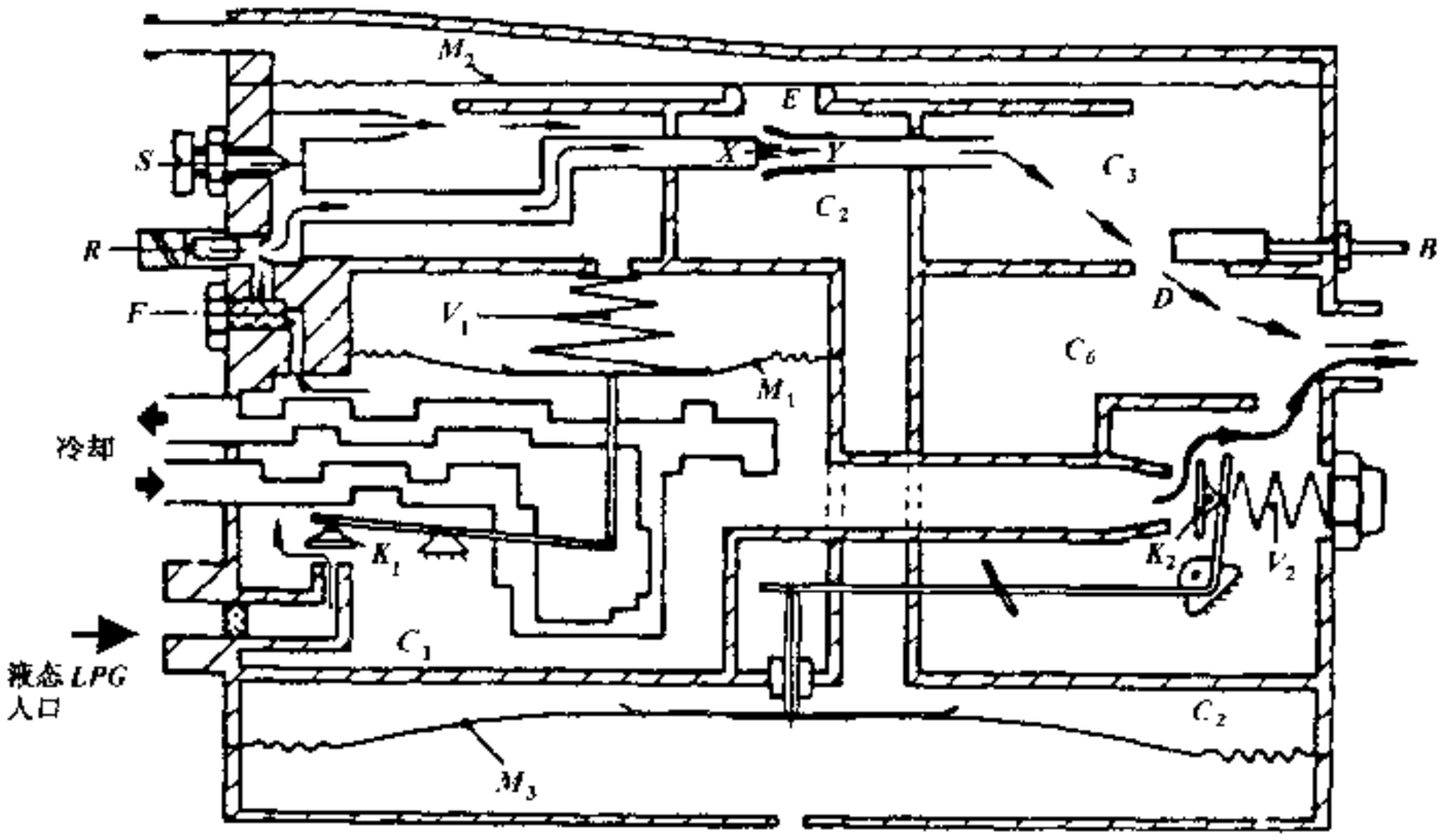


图 13-1-12 蒸发调压器负荷工况示意图

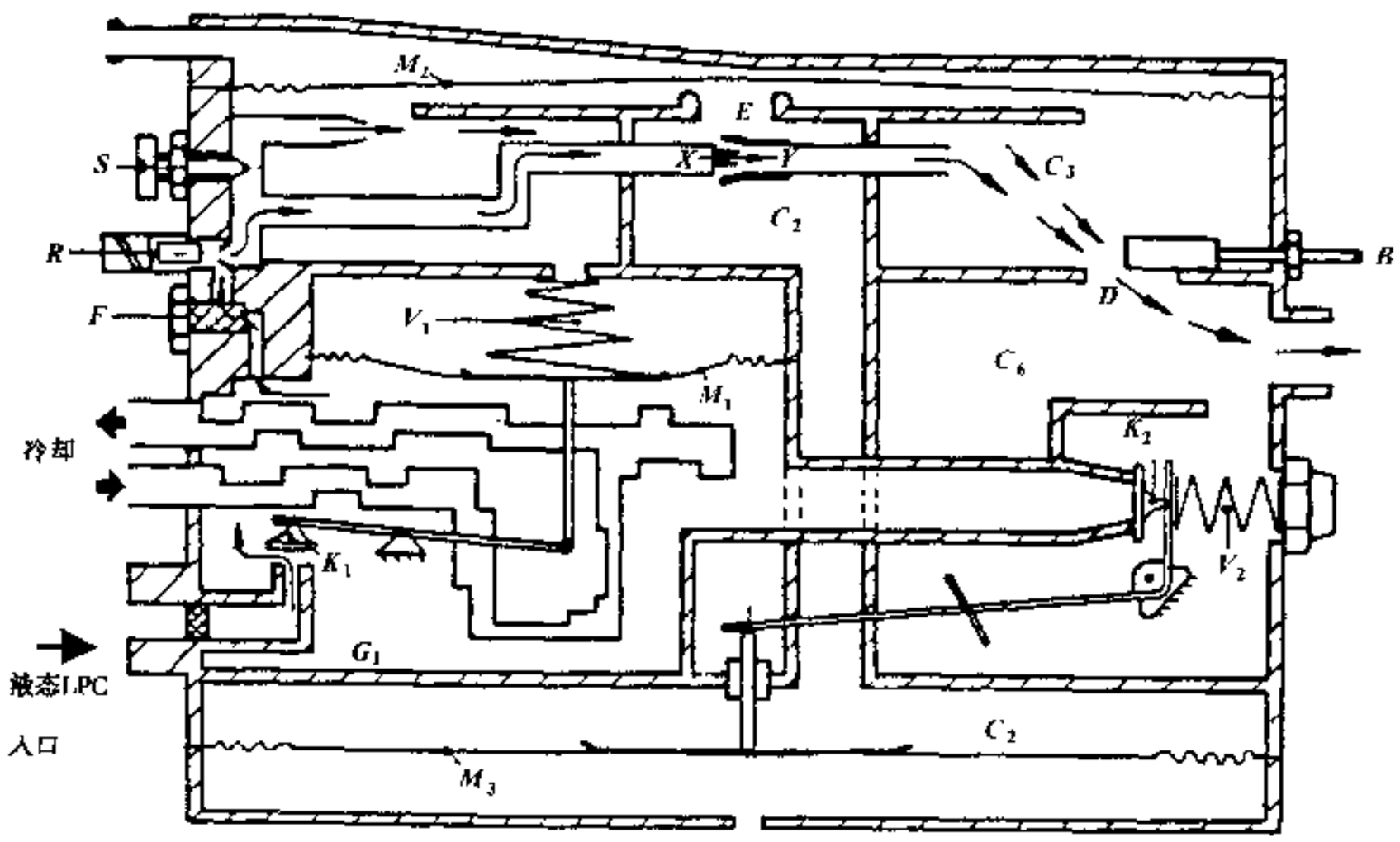


图 13-1-13 蒸发调压器怠速工况示意图

要求均很高。系统中高压部分的检测压力要达到 25 ~ 30MPa。CNG 与 LPG 相比，排放性能更好，但续驶里程较短、安全技术要求高及成本大。钢制储气罐的质量、体积皆大，因而目前已采用铝制内胆，外绕高强度纤维的储气罐。

因为供气系统压力高，所以设有高压调节器和低压调节器。高压调节器使 CNG 压力降到 0.25MPa 左右，低压调节器再使气体压力调整到 0.1MPa 左右。其余部分与 LPG 燃料系统相同。

3）柴油发动机燃用 CNG、LPG 的改装

（1）柴油机改成 LPG 单燃料发动机

首先把柴油机的工作方式改成与汽油机一样，也就是去掉柴油喷射系统，加上火花塞，改变压缩比，

汽车论坛 http://www.qclt.com

然后再加装 LPG 装置。这样改装的优点在于可根据 LPG 的特点匹配最佳的压缩比和点火提前角，使排放和功率均达到较理想的状态。

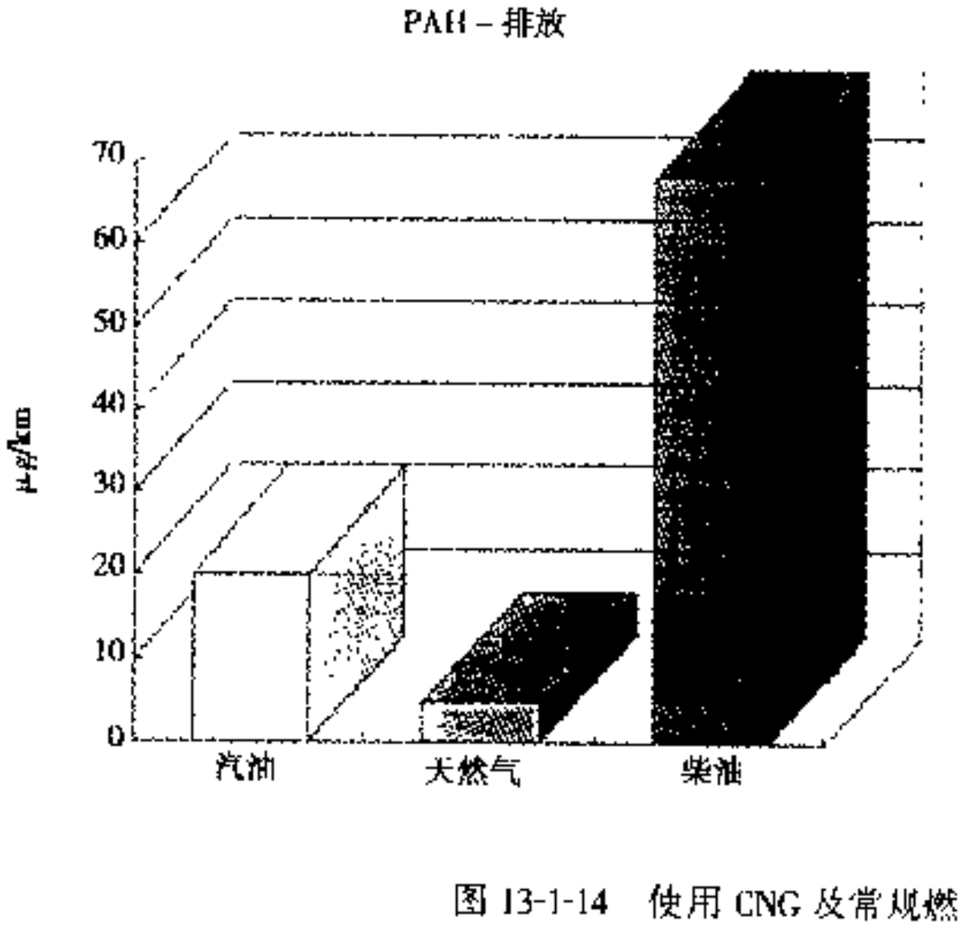
(2) 柴油机改成燃气（LPG、CNG）、柴油双燃料混燃发动机

保持原有的柴油供应系统，再加上燃气（LPG、CNG）装置，利用柴油的压燃来点燃 LPG（或 CNG）两种燃料的混合比例因工况不同而异，因而需要一套精密的双燃料供给控制系统。

13.1.2.4 CNG、LPG 汽车的性能特点

(1) 有利于环境的保护

在排放废气中，CO 含量大幅度下降，HC、NO_x 含量也减少、可满足日益严格的排放法规要求；另外，CO_2 排放量显著降低，基本没有微小颗粒、硫化物和有害添加物，对人体健康伤害较大的多环芳烃、苯及醛等物质的排放也大大减少；（图 13-1-14、图 13-1-15）由于燃料系统是封闭的，所以蒸发污染较小；噪声污染也要比柴油车小得多。



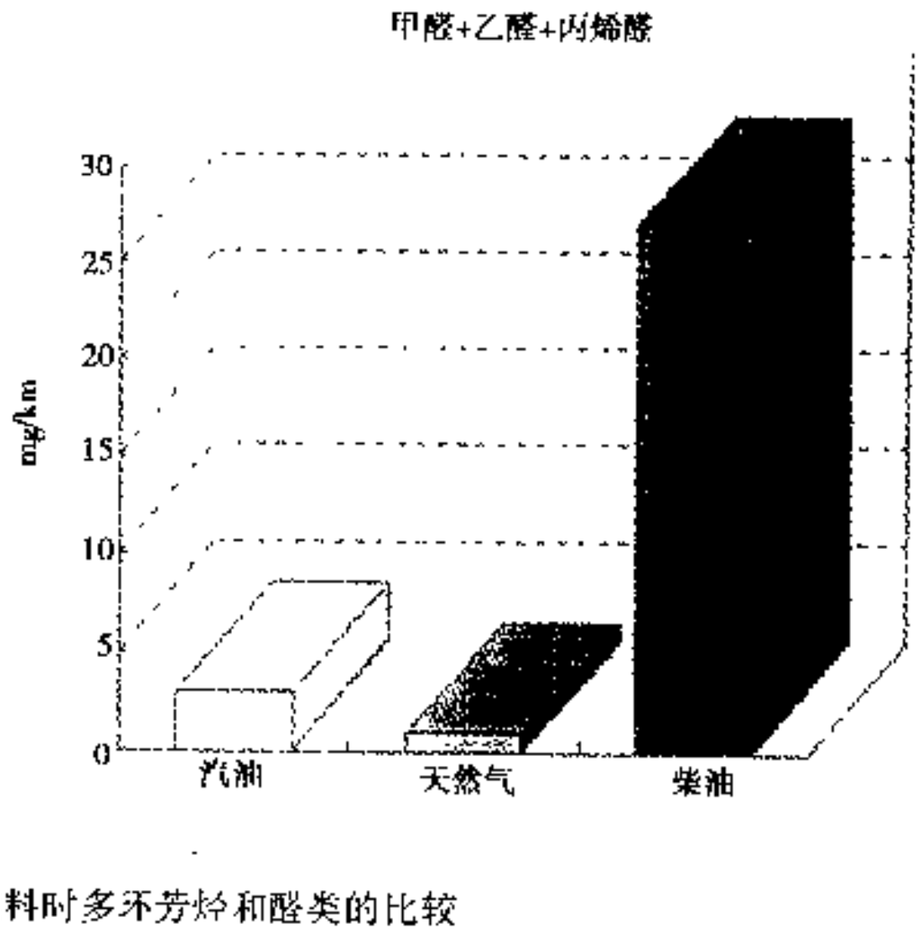
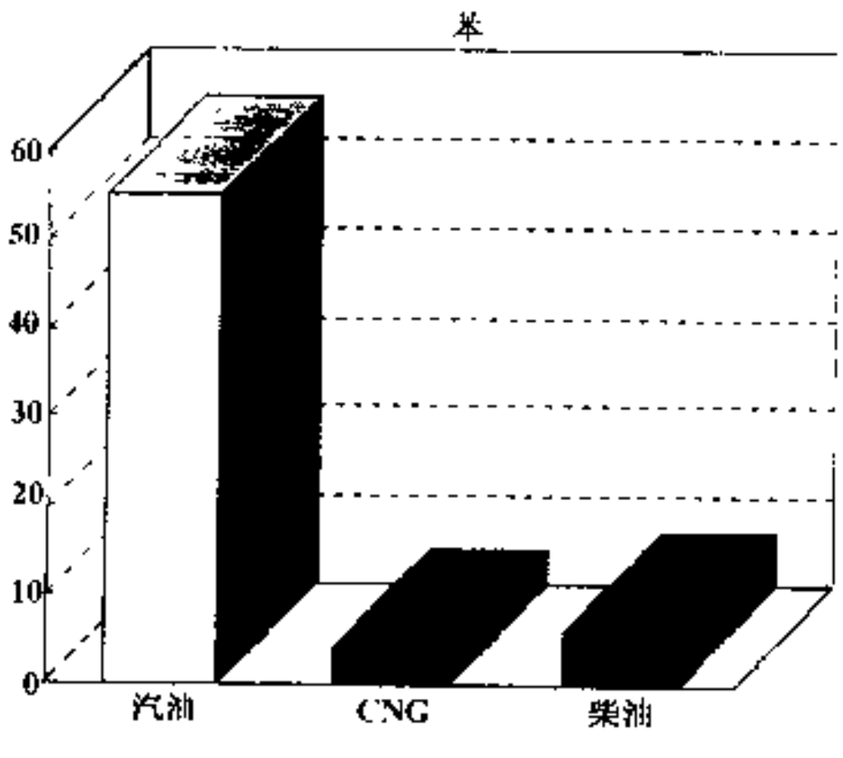


图 13-1-14 使用 CNG 及常规燃料时多环芳烃和醛类的比较



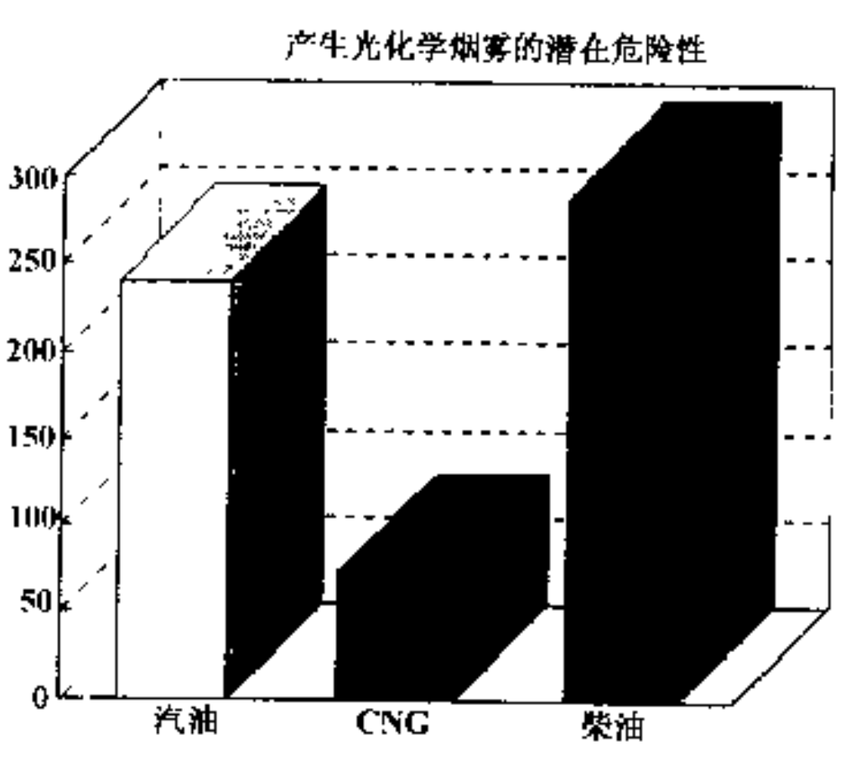


图 13-1-15 使用 CNG 及常规燃料时尾排放和形成光化学烟雾可能性的比较

(2) 有利于合理利用能源

从世界能源结构来看，NG 储量丰实，大量利用 NG 可减缓石油资源的紧缺。从局部地区来看，充分

汽车论坛 http://www.qclt.com

利用区域性资源、使能源利用多样性，能源消耗结构趋于合理。

（3）使用性能优越

CNG的主要成分是甲烷，热值比汽油高17%；起动性能好；辛烷值要比我国目前使用的80#汽油高得多；分子结构稳定，有良好的抗爆性，适合高压缩比，从而可显著提高热效率燃烧干净，不含铅、硫、燃点（650℃）比汽油（427℃）高得多；比空气轻，万一漏气，会很快扩散，所以安全。

LPG的性质与传统燃料汽油很相近。由于LPG在进入气缸前完全气化，所以它易于完全燃烧，不沾污机油，延长发动机与机件的使用寿命，以及具有起动性能好、起动磨损小等优点。

（4）燃料经济、使用费用低。

虽然车辆改装成可转换双燃料驱动会增加初始投资，但由于燃料价格相对较低，这笔投资可较快收回。

（5）CNG、LPG汽车存在的问题

在发动机维持不变的情况下，动力性会有所下降；储气瓶会增加额外的质量，并需要占用使用空间；续驶里程较短（400km）；若配套设施不完善，可能造成使用不便。

13.1.2.5 CNG、LPG汽车的技术现状

气体燃料汽车技术也在随着汽车技术的进步而不断进步，目前已经发展到第三代。第一代气体燃料汽车只不过是在原有化油器式汽车上加装汽油/燃气转换开关，其工作原理对应于化油器式汽车。第二代气体燃料汽车是在第一代气体燃料汽车基础上对进气量进行简单闭环控制，其工作原理对应于电控化油器式汽车（图13-1-16）。第三代气体燃料汽车则是燃气多点电控喷射式的，其工作原理对应于现在广泛使用的多点电控汽油喷射式汽车（图13-1-17）。

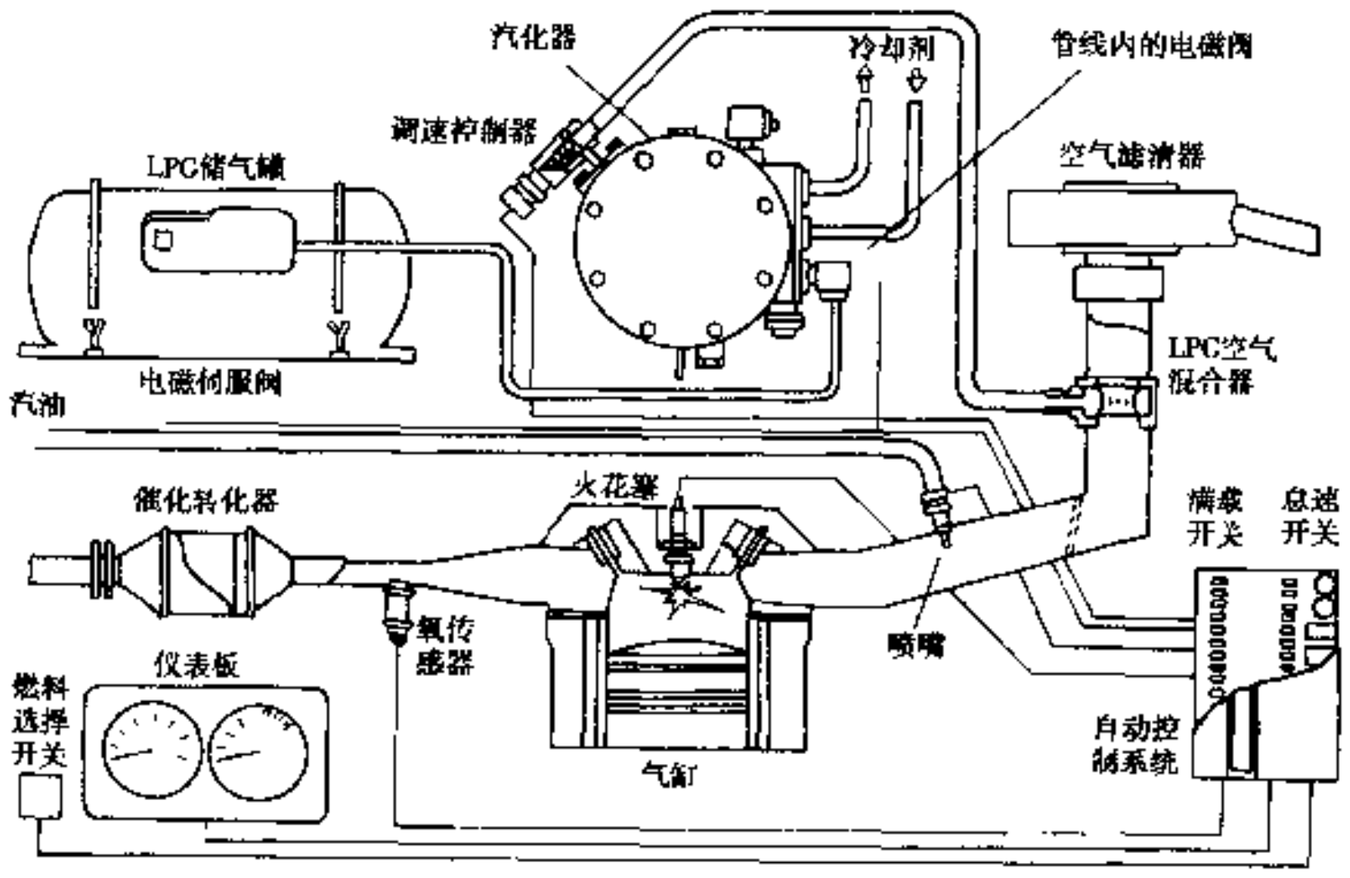


图13-1-16 LPI系统示意图

由于第一代和第二代气体燃料汽车不能充分发挥气体燃料的优点，功率下降较多，并有发动机回火的弊端，因而，当前国外开发的气体燃料汽车大多数是电控喷射式的。这个系统根据发动机运行状态对气体燃料气进气量和点火提前角进行精确控制，然后将气体燃料直接引到进气阀之前，再加上废气后处理设备，可在获得满意的动力性、经济性的同时达到低排放的效果；没有回火的危险；系统的硬件是通用的，对于不同的发动机只要修改相应的控制软件即可，在微处理器中还集成了故障诊断系统。

13.1.2.6 LPG、CNG汽车的技术展望

LPG、CNG汽车正在不断发展和完善，以期达到更理想的效果。发展趋势如下：

①燃烧过程优化，即提高压缩比、采用多气门技术、进行排气再循环。

汽车论坛 http://www.qclt.com

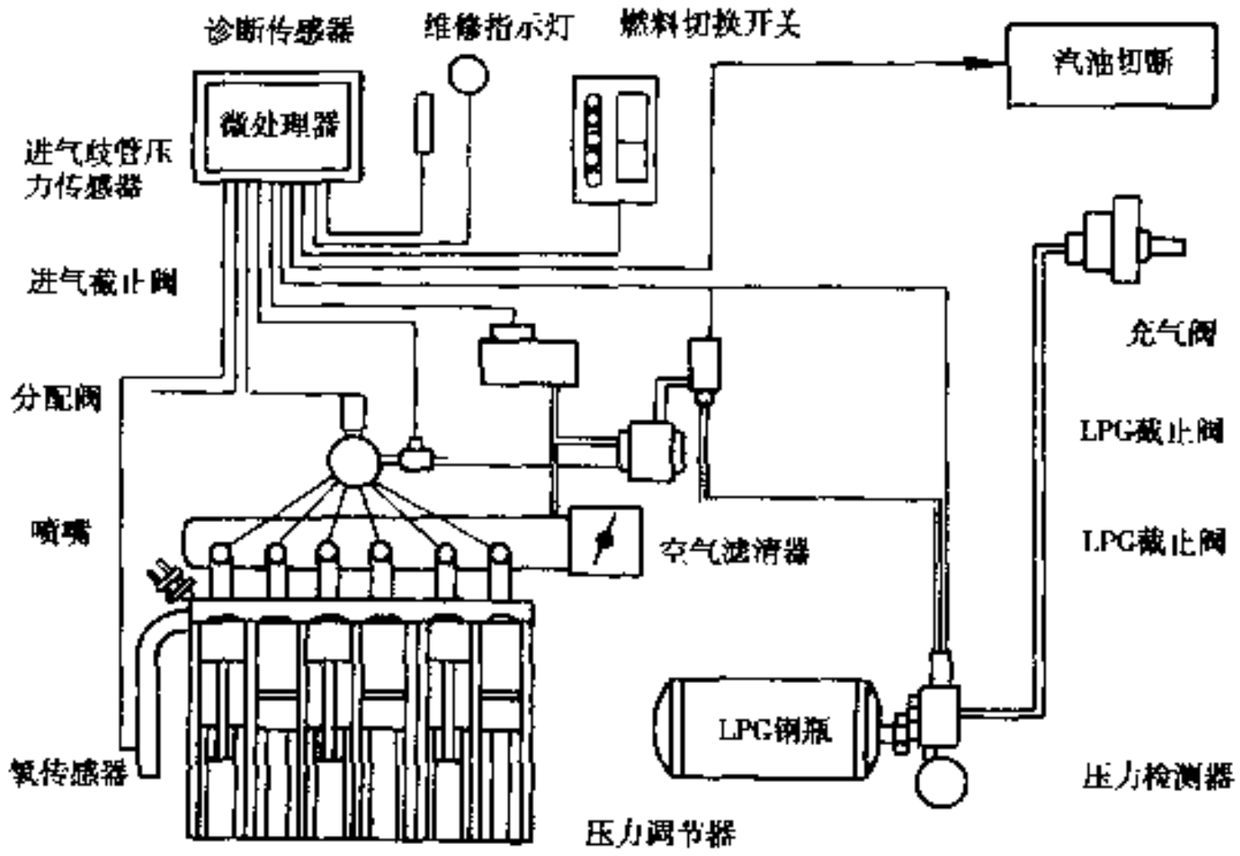


图 13-1-17 LPG 多点电喷系统示意图

②排气后处理，即采用选择性催化器。

③发动机控制方面，采用多点顺序喷射技术；优化控制算法，达到汽油机的控制水平；进行冷起动优化。

有资料表明，化学计量空燃比的气体燃料发动机加上顺序多点喷射和现有的后处理技术，已经能够满足极为苛刻的排放法规的要求，如美国加州机动车超低排放标准。如果在对内燃机控制系统进行总体改进，再加上专门针对甲烷而设计的后处理技术，那么在排放方面气体燃料汽车甚至可与电动汽车相匹敌。

（撰稿人：高卫民）

13.1.3 氢燃料汽车

13.1.3.1 氢燃料汽车的定义和特色

直接使用氢作为燃料的汽车称为氢燃料汽车。氢的燃烧产物是水，如果将它应用于汽车内燃机，则除了氮氧化合物外，几乎不会产生污染，甚至也不产生 CO_2。所以，就环境保护而言，氢燃料是理想的洁净车用能源。此外，氢燃料还具有无味、无毒、能量密度高、着火界限宽、自燃温度高、所需点火能量低、燃烧速度快、低温起动性能好、热效率高等优点，可以说是一种优质的内燃机燃料。而且从原理上讲，氢可以以水为原料制取，所以是一种取之不尽的能源。就其在人类能源结构中的地位而言，它通常被当作一种远景能源。

13.1.3.2 氢气发动机结构与技术

根据目前的研究结果，氢气发动机一般采用下述三种方案，以充分利用氢的物理特性，达到提高发动机性能、降低氮氧化合物排放的目的。

①外部混合方式，即在气道内形成氢-空气混合气，然后引入气缸；

②内部混合方式，即采用缸内直接喷射液氢或氢气，并进行电子点火的方式；

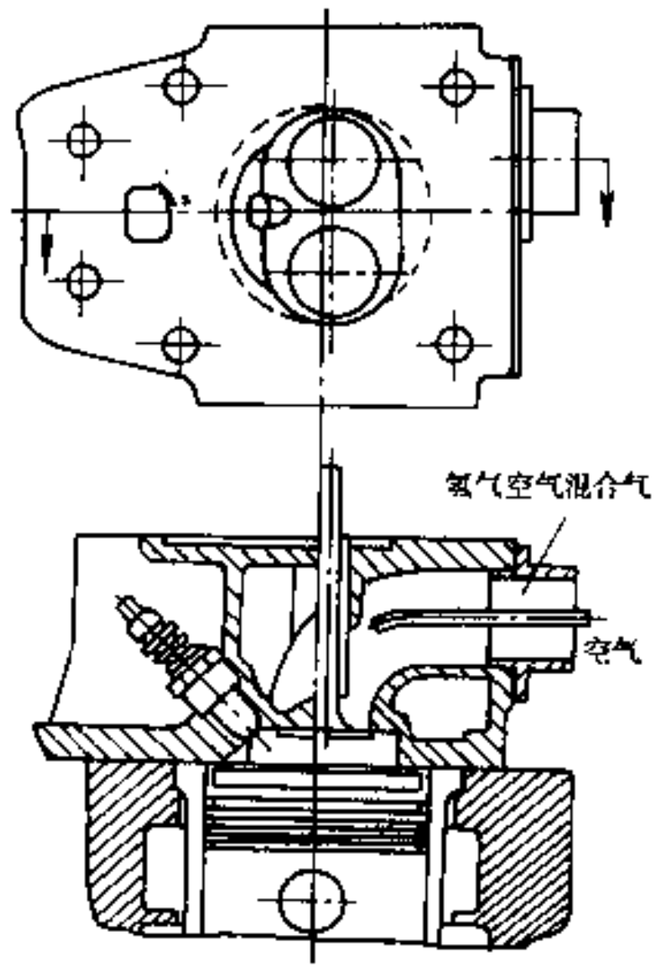
③内部混合和外部混合相结合的设计方案。

对于外部混合方案，由于燃料提供的压力已足能使发动机燃料供给系统运转，无需外加压力泵，因此发动机结构相对简单，由现有发动机改装也比较方便。但是，这种方案容易产生进气管回火，而且因为空气进入量少，造成功率低、燃烧不好的缺陷。日本五藏工业大学开发的定时向进气管送氢气的氢气发动机，属于外部混合方式，它必须很准确地选择好喷射时间，而且很难保证不产生进气管回火。图 13-1-18 所示的是德国亚琛工业大学开发的氢气发动机，它为了防止进气管回火，在进气门背面安装了一个吹入冷空气冷却进气门的空气管，从进气管供给的则是氢气和空气的混合气，但这种结构仍无法彻底解决进气管

汽车论坛 http://www.qclt.com

回火的问题。

内部混合式类似于柴油发动机，由于其燃烧易于控制，因此，使排放达到最小，甚至做到零排放。此外，它还能利用液氢的低温增加空气量，得到较大的功率，并实现稀薄燃烧，减少燃料消耗，同时回火现象也可以消除。但是，这种结构存在进气管易结冰的问题如图13-1-19a）所示的日本武藏工业大学研制的直接喷射低温氢气、火花点火二冲程发动机，它有3个气缸，总排量539mL，有效压缩比为6.9:1。该发动机除了取得较高功率和有效防止了进气管回火之外，由于二冲程发动机原来氮氧化合物排放量就少，再加上采用了排气再循环（EGR）装置，使氢气发动机唯一的有害排放物 NO_x 更低了，同时也消除了二冲程发动机由于扫气引起的燃料损失，从而使热效率提高。

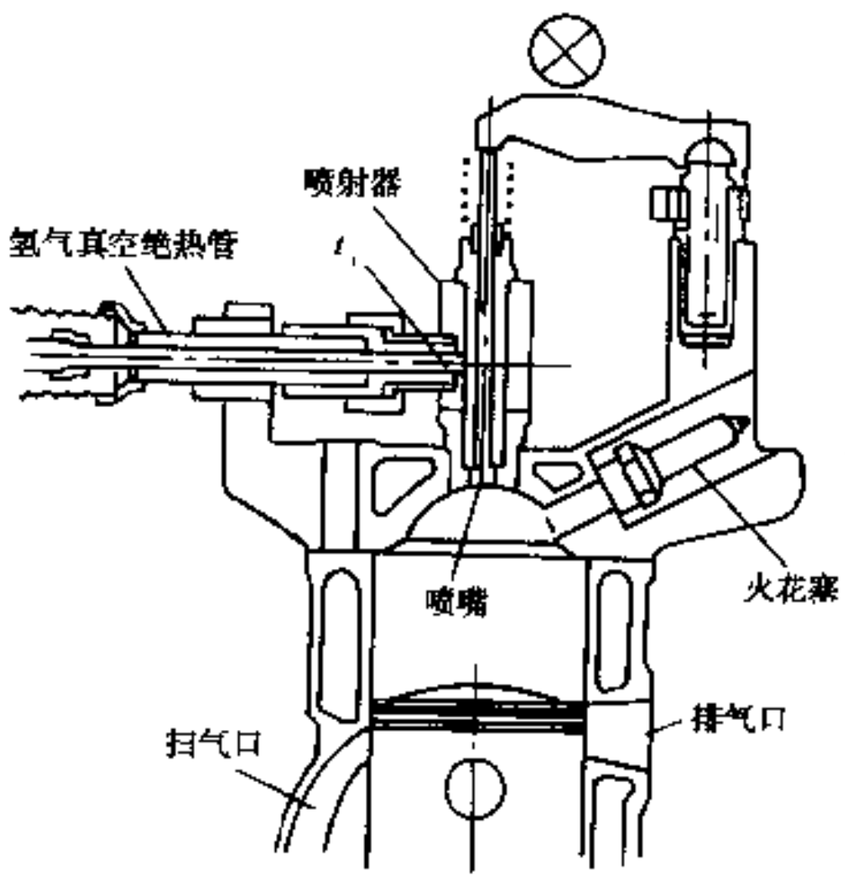


13-1-18 亚琛工业大学开发的氢气发动机

这种发动机的试验结果如图13-1-19b）所示，当用1MPa的低压氢气在排气口关闭后喷入气缸时，低速情况下因容易过早着火而使功率与汽油机差不多，但在高压喷射时，因没有过早着火现象，其功率也就得以提高。如果低压高速喷射-30℃的氢气，则无论功率还是热效率均比相同的二冲程汽油机高得多。

13.1.3.3 氢的生产方法和成本

利用矿物燃料制取氢是近来颇受重视的一种方法。例如，由天然气制氢：



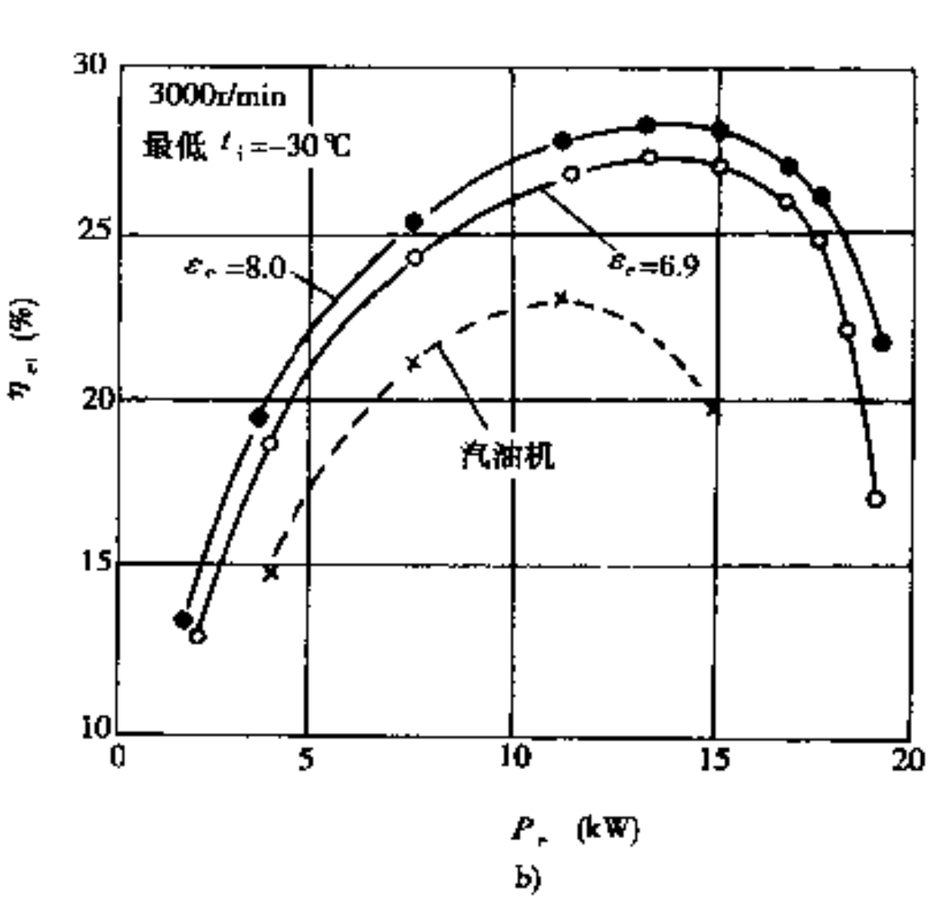


图13-1-19 日本武藏工业大学开发的氢气发动机及其特性

$$C_nH_{2n+2} + 2nH_2O \longrightarrow nCO_2 + (3n+1)\ H_2$$

由煤制氢：

$$CH_{0.8} + 0.6H_2O + 0.7O_2 \longrightarrow CO_2 + H_2$$

由渣油制氢：

$$CH_{1.8} + 0.98H_2O + 0.51O_2 \longrightarrow CO_2 + 1.88H_2$$

由于其污染主要来自生产过程，容易进行经济而高效的集中处理，所以其生产和使用过程对环境造成

汽车论坛 http://www.qclt.com

的污染很小，成本也比液化分离法低。

电解水法也是人们熟悉的一种制氢方法，不过利用这种方法生产氢燃料所消耗的能量的70%用于制备过程，所以如果利用传统的电能进行生产，经济性很差。

总而言之，氢的生产技术比较复杂，成本比汽油、柴油等传统燃料高得多，只有当生产技术取得革命性突破，使成本大幅度降低，并且环境问题的严重程度迫使人们使用洁净能源时，氢燃料才可能得到广泛的应用。

13.1.3.4 氢燃料的车内贮存

1）化学方式

化学方式贮存氢燃料主要使用金属氢化物。金属氢化物一般可分为三类，即低温型（如氧化钛铁TiFeH2）、高温型（如镁及其合金的氢化物 MgNiH4）和稀土金属化合物（符合 AB5 型的合金）。这些金属在一定的压力温度下将氢气吸入并存储起来，使用时，降低压力或提高温度就能将氢气释放出来。在汽车行驶时，这部分能量来自于发动机废气或冷却系的冷却液。

在汽车上使用的金属氢化物储气罐，要求净容量比较大、工作安全可靠、使用寿命长、加注和释放氢气的速度快、结构标准、便于制造。图 13-1-20 所示的是典型的金属氢化物储气罐。

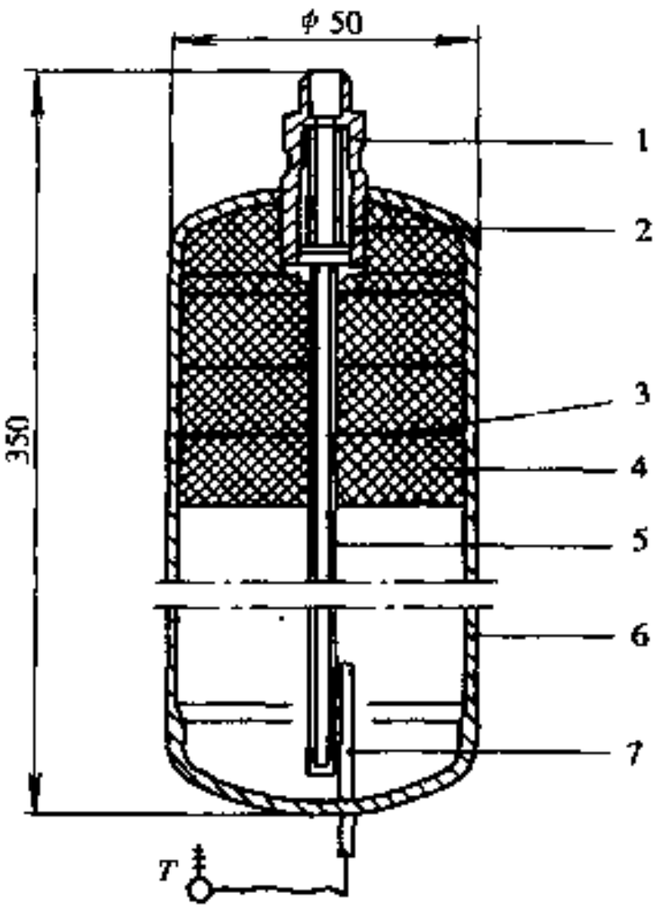


图 13-1-20 金属氢化物储气罐剖面图
1-接头；2-过滤器；3-垫层；4-储气物；5-导气管；6-外壳；7-热电器

2）物理方式

物理方式的储气，一是以高压(20～25kPa)方式将压缩氢气存储于金属容器中；二是经深冷后以液态氢形式存储；三是以固、液并存态进行存贮，其存储效率可比单纯以液态形式提高 15%左右。

利用液态氢进行存贮的研究始于 70 年代。从研究结果看，这种方式要优于其它方式。首先，液化方式的存储压力比高压方式低，因而安全性高；其次，液化方式的存储效率高。按目前的技术水平，使用高压罐存储的氢气量仅相当于气罐总质量的 1%；如使用化学方式，以氢化钛铁为例，其燃料箱质量将比存贮相同能量的汽油油箱大 20 倍；而如果使用液氢，则燃料箱质量大约只有氢化钛铁的十分之一到十五分之一。根据 ECE 城市循环标准，研究中的氢气汽车液氢一次加注可持续行驶 400～500km。不过，用液氢方式存储也有一些缺点，如燃料箱结构相对复杂，保温要求高，蒸发损耗率比较高，会造成一定的浪费。图 13-1-21 所示的是一辆试验用的氢气－汽油可转换燃料 280TE 型奔驰汽车，从图上可以清楚的看出氢燃料箱和其它燃料供给系统元件的布置情况。

13.1.3.5 氢燃料的使用安全性

由于航天技术的发展，安全地存储和使用大量液氢燃料的技术已经比较成熟。根据美国航空航天管理局所进行的一系列液体燃料事故的研究结果，在很多情况下，液氢泄漏事故的破坏力比汽油、LPG 及乙炔小得多。在开放的环境下，氢的燃烧速度很快，但压力增长很小，所以破坏力相对较小；在半封闭或封闭的环境中，因为火焰传播速度快，可燃面积大，会产生爆燃使压力急骤升高而造成巨大的破坏力。然而，在封闭环境中氢气却不会发生爆炸，因为它在空气中扩散的速度非常快。在航天和汽车领域的试验和实践已经证明，气态氢和液氢作为运输动力不存在不能解决的安全技术问题。

13.1.3.6 氢气发动机的排放及氢气制备过程的 CO_2 排放

单就氢气发动机而言，其产生的污染物只有 NO_x，图 13-1-22 示出了氢气发动机与柴油机和汽油机的排气污染物排放量比较。

汽车论坛 http://www.qclt.com

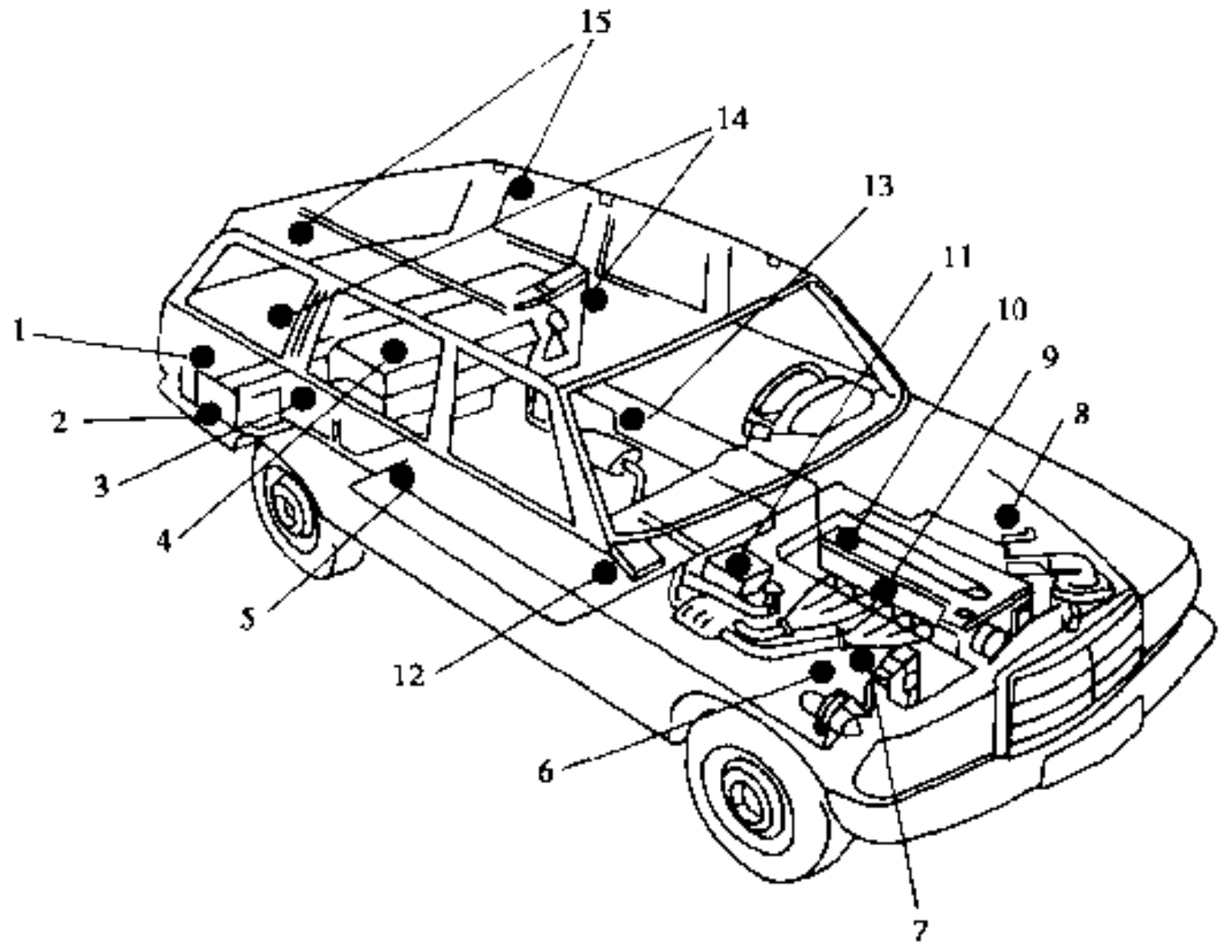


图 13-1-21 奔驰 280TE 氢气－汽油混合驱动汽车燃料系统布置图

1-电控箱；2-加注口；3-汽油箱；4-储气罐堆；5-过滤器；6-减压阀；7-断气阀；8-节气门步进电机；9-进气阀；10-喷油阀；11-废气热交换器；12-发动机电控单元；13-热交换器换向泵；14-燃料箱通风口；15-车厢通风口

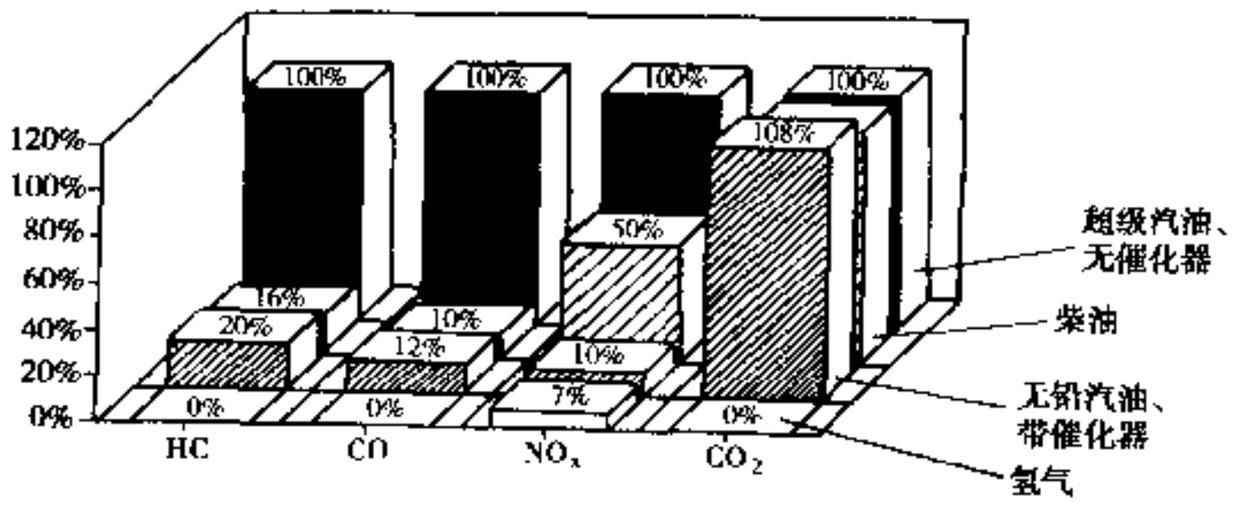


图 13-1-22 氢气发动机的污染物排放

在生产氢燃料的过程中会产生对环境有害的排放，其中包括 CO_2。不过，有毒物质如 NOx、SO_2 能通过采取有效的措施进行消除，对 CO_2 排放现在还无能为力。图 13-1-23 给出的是采用不同方法生产氢燃料所生产的 CO_2 排放情况，并同电动车的间接 CO_2 排放相比较。

研究表明，通过电解煤炭生产氢所造成的 CO_2 排放量比电动车还要高许多，而采用液化原煤、重整石油蒸气或天然气生产氢的方法产生的 CO_2 也要比传统燃料汽车高出约 30%，这使研究者开始对用催化裂解天然气或其它碳氢化合物获取氢的方法发生兴趣。根据反应的化学方程式

$$CH_4 \longrightarrow C + 2H_2$$

反应的产物是单质碳和氢，而且甲烷中近 60% 的能量传递给了氢。反应的副产品碳可以用来提供反应所需的热量，而不足象过去一样白白地烧掉并放出 CO_2，这使得整个反应能够循环进行，无需外界补充能量，因而减少了总的 CO_2 排放量。如果这种方法能经济有效地投入实际使用，并且反应所需的热量由其它不产生 CO_2 的能源（如水能）提供，那么其产品可以真正地称为是洁净能源了。而且，这种方法比电解水生产氢的传统方法要经济得多。但还有一些复杂的应用问题需要得到解决。（撰稿人：陈礼璠）

汽车论坛 http://www.qclt.com

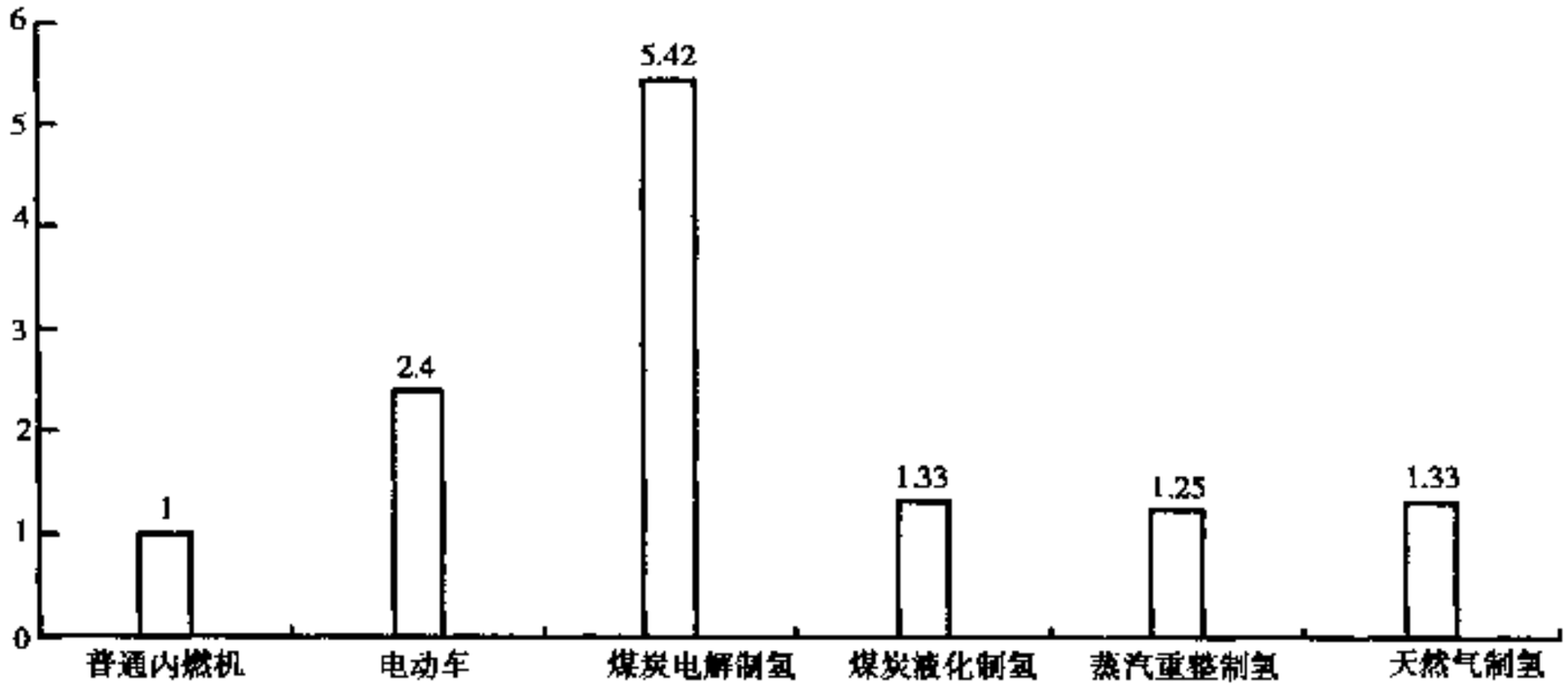


图 13-1-23 不同氢气制备方法同其它动力方式的 CO_2 排放比较

13.2 复合动力汽车

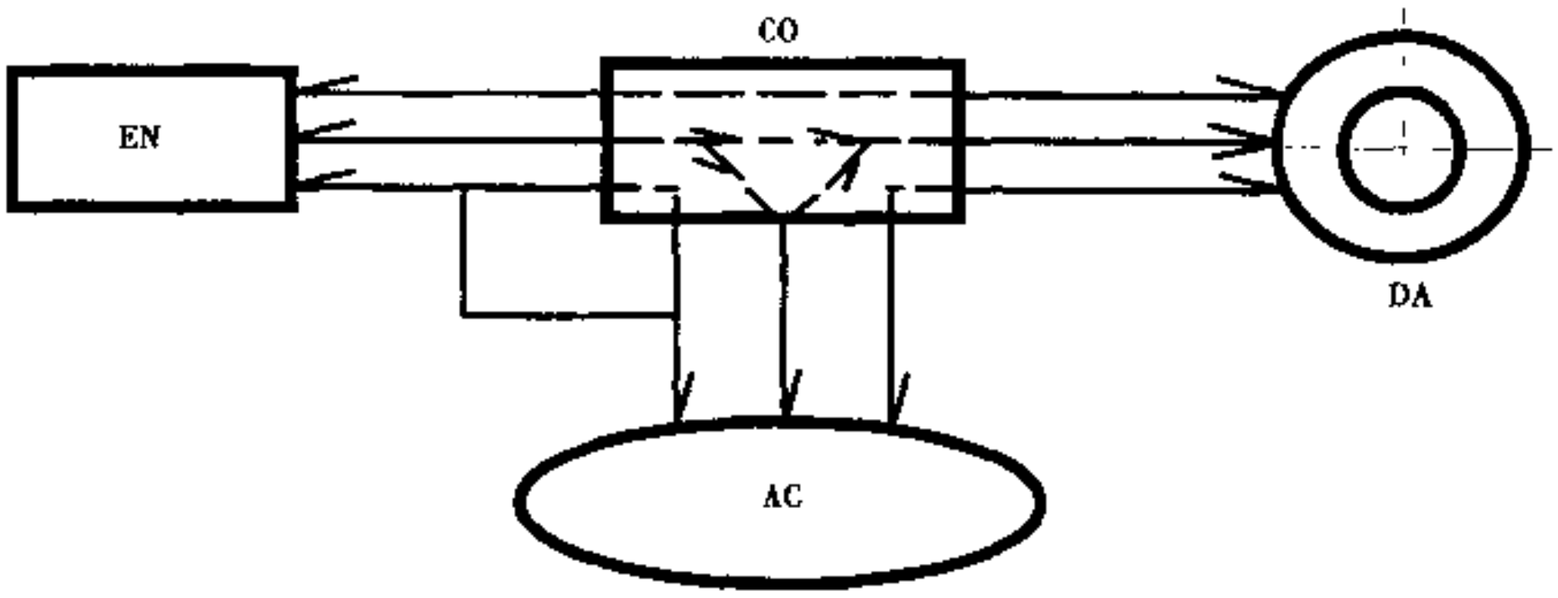
13.2.1 定义

复合动力汽车是指包含两种或两种以上动力源并能协调工作的车辆。这种汽车充分利用各种动力源的优点，通过自动控制形成最优匹配，通常其中一种动力源可以存储另一种动力源的多余能量并回收存储车辆减速时的制动能（通常在摩擦制动片处发热散失），并能将它传输给传动系统供附件使用或用于协助驱动车辆。

按照所用蓄能器型式的不同，复合动力汽车大致可以分为飞轮储能、液压储能和蓄电池储能等三种，它们所具有的传递形式如图 13-2-1 所示，其中转换器根据蓄能器形式的不同可以分为无级变速器、电动机、液压马达等。

13.2.2 复合动力汽车的发展背景

在五、六十年代甚至更早就有人对复合动力汽车进行研究，但是直到 90 年代这一课题才又重新受到



EN-发动机； CO-转换器； DA-驱动桥； AC-蓄能器

单股动力流； 双股动力流； 功率分流或汇合

图 13-2-1 车辆复合动力传动系统一般工作原理简图

汽车论坛 http://www.qclt.com

了重视，这一方面是由于世界能源形势越来越紧迫，另一方面是为了解决日益严重的大气污染问题。

电动汽车作为一种零排放、高效率、结构简单、维修使用方便的汽车，无疑是交通运输工具的最佳选择，然而基于技术和经济上的原因，电动汽车目前还不能成为市场的主流：

(1) 电池能量存储技术发展相对落后，电池能量密度极低。如表 13-2-1 所示，与汽油和甲醇等燃料相比，现有电池的体积能量密度与质量能量密度都十分低，为了提供与内燃机相同的功率，电动车必须配备大量的电池组，这一方面使整车质量大幅度增加，降低了汽车的动力性，另一方面则将占据大量的车体空间，使得可用空间减少。同时，受电池容量的限制，电动汽车的续驶里程很短，需要充电设施方面的投资。

表 13-2-1 燃料与电池能量密度的比较

燃料或电池	体积能量密度（kJ/L）	质量能量密度（kJ/kg）
汽油	33000	40000
甲醇	16000	18000
钠—硫电池	72	355
镍—铬电池	36	111
铅—酸电池	18	72

(2) 电池价格昂贵，循环使用寿命短。由于电动汽车电池组的价格很高，用户使用的首次投资将大幅增加，而且虽然电动汽车在使用过程中的各种维修费用比内燃机汽车少，但由于电池的使用寿命短，实际的后期投资可能会更多，因此以目前技术生产的电动汽车的性价比很低，难以在市场上推广。

内燃机汽车技术经过了 100 多年来的发展已经很成熟，而且随着电子控制燃油喷射、多气门进排气等技术的发展，内燃机汽车的性能也有了很大的提高，在这种情况下，复合动力汽车作为一个折衷方案应运而生。目前的复合动力汽车主要着眼于对使用内燃机－蓄电池复合驱动的研究。这种复合驱动方式具有以下优点：

(1) 可以在排放控制区内零排放行驶。由于有些复合方式的汽车可以由电池或发动机单独供应动力，因此，当行驶在排放控制区内时可以使发动机停止工作，动力全部由蓄电池供应，从而实现了零排放；

(2) 正常行驶时油耗低，排放少。这种汽车的动力系统通常设计成发动机仅在变化很小的转速范围内工作，该工作区域内发动机油耗低，排放少；

(3) 能量利用率高。传统车辆制动时能量以热能的形式损失，而复合电动汽车通常配备制动能回收存储装置，回收的能量存储于蓄电池中以备加速或其它特殊工况时使用，从而提高了能量的利用率；

(4) 减小了对电池技术的依赖性，有利于商品化。内燃机－蓄电池复合动力汽车中蓄电池的电力完全由发动机提供，因此车辆的续驶里程将不受电池容量的限制，而且不需要建设充电站等设施，从而有利于其商品化发展。

日本丰田公司的 Prius 四门五座轿车是世界上首次批量生产的汽油机－蓄电池复合动力汽车，配备了丰田公司的新型复合动力系统 THS（Toyota hybrid system），城市工况百公里油耗 3.57L，比传统的同排量轿车降低 50%，CO_2 排放降低了一半，CO、HC、NO_X 排放也被控制在规定值的 1/10 以内，市场售价在 2 万美元左右，为复合动力汽车的推广树立了典范。

13.2.3 复合动力车辆的结构形式和工作原理

(1) 使用高速储能飞轮的车辆复合动力传动系统

图 13-2-2 所示为一种使用高速储能飞轮的复合动力汽车传动系统。为了提高效率，系统采用了功率分流方式，增速齿轮位于主传动系分支上，在主传动系中无级变速装置取代传统的多级变速器，储能飞轮由 CVT（Continuously Variable Transmission）与驱动桥相连。车辆的制动力和驱动力分别由减速和加速过程中飞轮的惯性扭矩提供。

汽车论坛 http://www.qclt.com

(2) 使用液压蓄能器的车辆复合动力传动系统

使用液压蓄能器的车辆复合动力传动系统结构如图 13-2-3 所示，属于容性型能量储存，系统由一个具有可逆作用的泵/马达实现蓄能器中的势能与车辆动能之间转换，即在制动过程中，泵将油箱中的油液送入蓄能器，车辆动能以势能的形式存储在蓄能器中；而在起动或加速过程中，其中的势能又将通过马达转化成车辆动能。日本的 Mitsubishi 公司，德国的 MAN 公司都曾开发研制过该系统，经对样车测试表明：系统可行，燃料经济性可提高 25%～30%，目前，该系统已成功地在欧洲和北美的多个城市的公共汽车上得到实现。

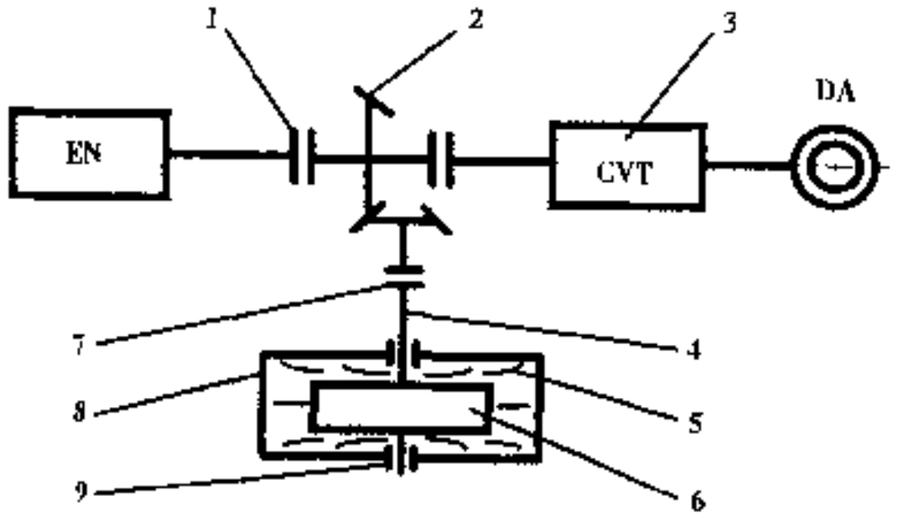


图 13-2-2 使用高速储能飞轮的车辆复合动力传动系统原理简图

1-七离合器；2-增速齿轮；3-无级变速器；4-飞轮轴；5-空气流；6-高速飞轮；7-轴承；8-飞轮箱；9-飞轮离合器

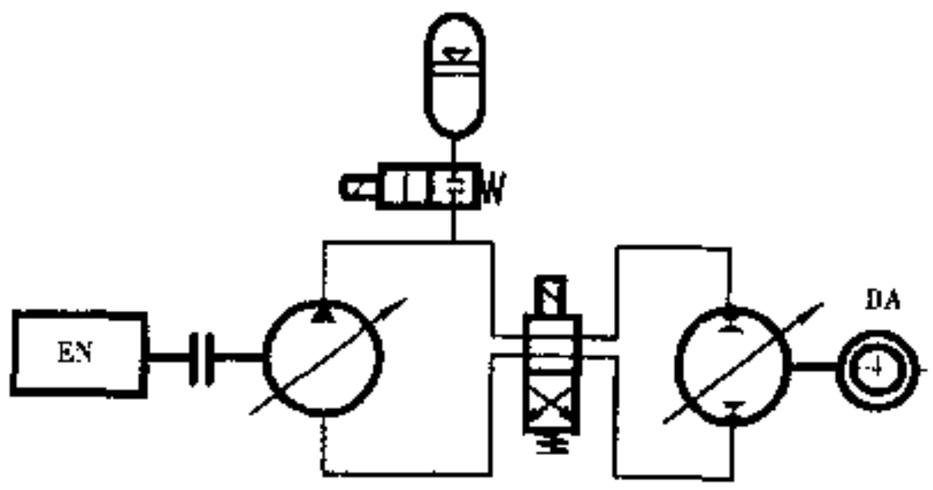


图 13-2-3 使用液压蓄能器的车辆复合动力传动系

(3) 使用蓄电池的车辆复合动力传动系统

发展复合动力汽车的最终目标是在改善油耗和排放的同时获得与传统汽车相同的性能。如图 13-2-4 所示，当采用不同的内燃机、蓄电池配置时，汽车将获得不同的性能。

以电池驱动为主、内燃机驱动为辅的传动系统，车辆作为零排放车的区间比较大，油耗低，排放少，但是车辆的行驶性能受电池充电状态的影响很大，存在很多与纯电动车相同的问题；质量大、电池占用空间多、动力性差。

对于纯复合动力汽车，它对内燃机系统和蓄电池动力系统都有很大的依赖性，只有同时使用两种系统提供动力才能获得与传统汽车相同的性能。虽然这种系统具有排放少，经济性好的特点，但由于同样存在电能存储和续驶里程方面的问题。

图 13-2-4 中左上方相应的是以内燃机为主，蓄电池动力系统为辅的复合动力系统，这种系统牺牲了部分燃油经济性和排放性能，但是改善了车辆的综合性能、增加了续驶里程，目前世界上研究的复合动力汽车大多采用这种形式。

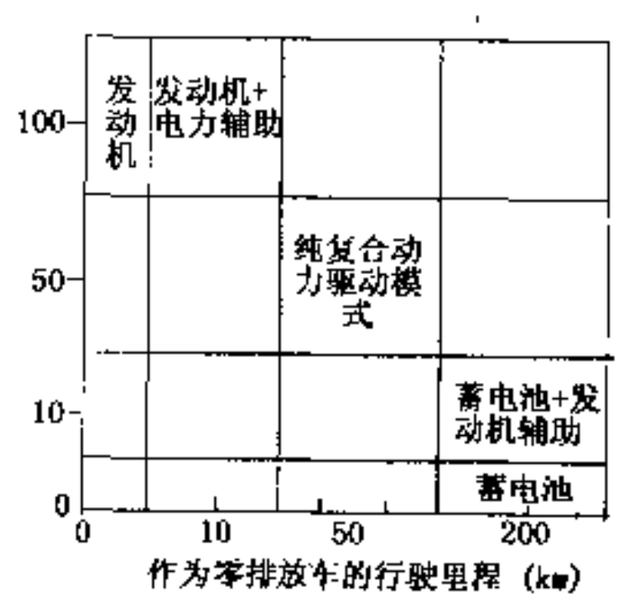


图 13-2-4 内燃机－蓄电池复合动力系统的配置方式

内燃机－蓄电池复合动力汽车中，根据辅助电力驱动系统（蓄电池动力系统）和动力单元驱动系统（内燃机动力系统）的布置形式可以分为三类：串联式复合动力汽车、并联混合式复合动力汽车和串－并联式复合动力汽车。

1) 串联式复合动力汽车

如图 13-2-5 所示，串联式复合动力系统由发电机、发电机、蓄电池组、电动机、控制器和汽车的传动系统组成。发动机带动发电机发电，产生的电力一部分直接驱动电动机，继而输出扭矩经传动系统驱动车轮，另一部分则可存储到电池中去，用以提供汽车加速或其他工况下的用途。由于发动机与车轮间没有直接的机械连接，发动机的调节控制是独立的，因此可以使发动机同发电机一样工作在效率和排放俱佳的工

汽车论坛 http://www.qclt.com

况下，从而获得良好的燃油经济性和排放性能，这种布置具有结构简单、布置方便的特点。但是，由于经过了发动机－发电机－电动机间的多次能量转换，这种系统的能量利用率较低，而且由于发电机必须将发动机发出的能量全部转变为电能，因此发电机功率必须与发动机的功率相当。串联式复合动力系统通常用于发动机与车轴直接连接比较困难的情况。

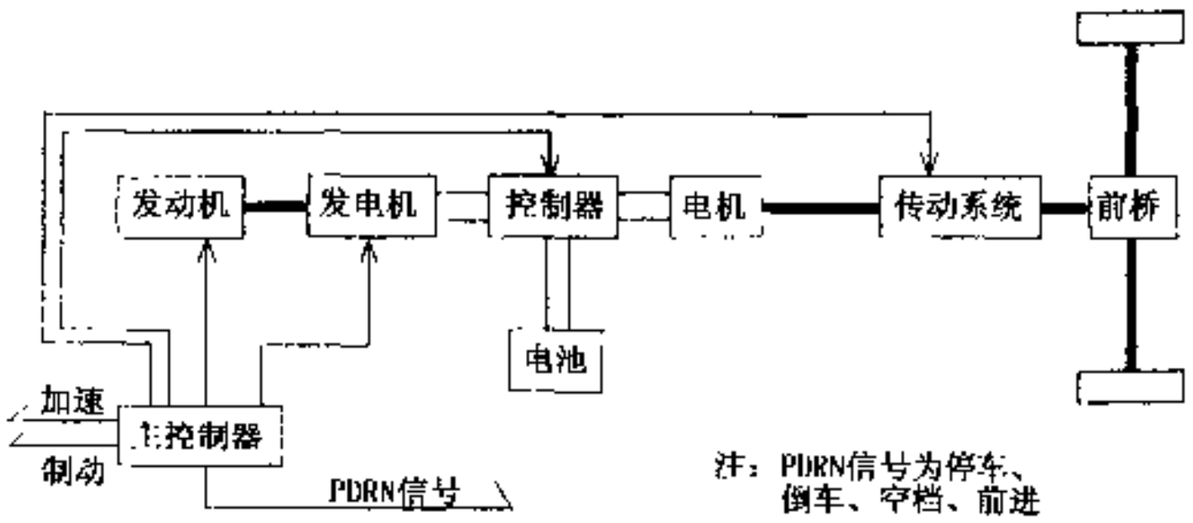


图 13-2-5 串联式复合动力汽车结构

2）并联式复合动力汽车

并联式复合动力汽车以发动机与电动机机械能递加的方式驱动汽车，其动力系统结构如图 13-2-6 所示。这种复合动力汽车由两套动力驱动系统组成：第一路为发动机的动力通过离合器的耦合传递至传动系统，与传统的汽车结构完全一致；第二路为电动驱动系统，能量经由电池组、电动机、传动轴传递。这两套动力系统既可单独使用，也可以同时使用。在一般路面上行驶时，驾驶员可以利用其熟知动力特性的发动机作为动力来驾驶汽车，如遇爬坡或加速等情况，可借助电力驱动系统，采用双动力系统共同驱动汽车，当汽车需通过零排放区时，则只使用电动驱动系统。并联式复合动力汽车不需要发电机，具有发动机与车轴间的直接连接，因此，与串联式复合动力汽车相比具有的效率高、能量损失小等特点。但是，由于该系统没有安装调节速度的机械装置，因此需要安装变速箱，而如果使用自动变速箱，则变矩器、油泵及其他附件会降低变速箱的效率。另外，虽然发动机的输出转矩可由电动机控制，发动机的转速仍然与传统的汽车一样决定于齿轮的传动比，因此发动机的工作与车辆的行驶工况有关。

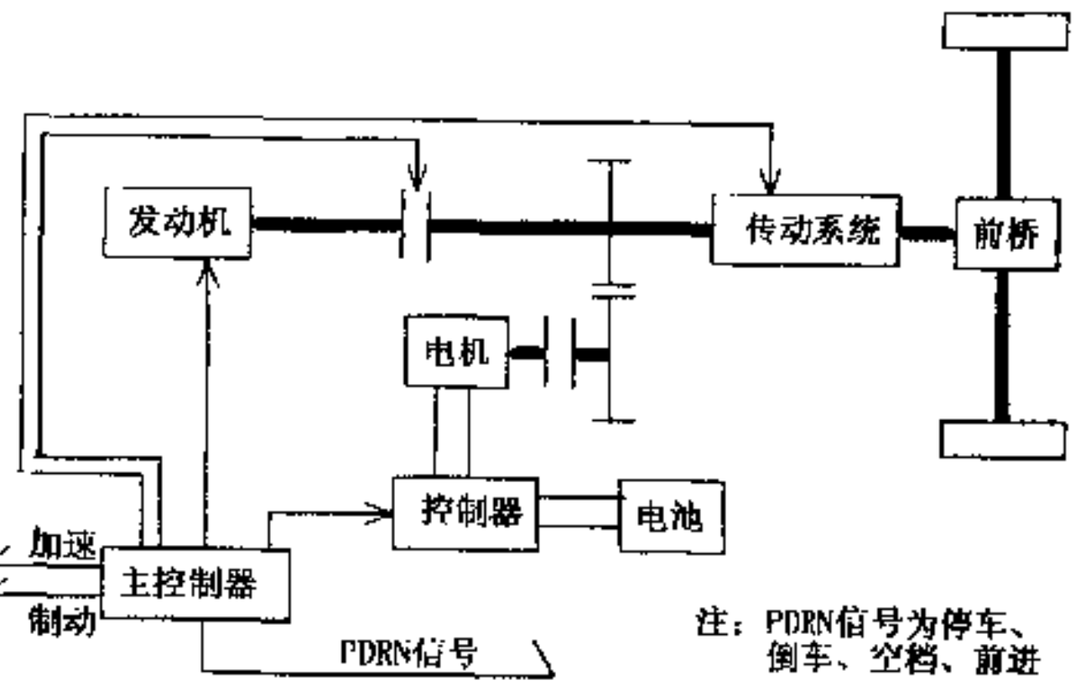


图 13-2-6 并联式复合动力汽车结构示意图

3）串－并联混合式复合动力汽车

这种复合动力汽车既装有发电机又装有电动机，同时具有串联系统和并联系统的特性，这种类型的复合动力汽车使用动力切换系统或者动力分配系统。

动力切换系统用于在串联驱动或并联驱动间切换。当在市区低负荷行驶时，放开离合器采用串联驱动方式行驶。在高速行驶时，由于发动机需要持续工作在大功率区域，而驱动负荷较大时串联系统的工作效率比较低，因此离合器接合，汽车采用并联方式驱动。

采用动力分配系统时同时存在串联驱动和并联驱动的情况。发动机输出的能量经分配后分别进入串联路径（从发动机到发电机）和并联路径（从发动机到驱动轮）。通过控制串联路径中发电机的转速可以控制发动机的转速，而此时通过并联途径仍可保持发动机与驱动轮之间的机械连接。

4）内燃机－蓄电池复合动力车辆的范例——Prius 轿车

汽车论坛 http://www.qclt.com

日本丰田公司的 Prius 轿车是世界上首辆批量生产的复合动力汽车，它在燃油经济性、排放体现出了良好的性能，表 13-2-2 是 prius 轿车的部分参数。

表 13-2-2 丰田 Prius 轿车的部分参数

长×宽×高（mm×mm×mm）	4275×1695×1490
轴距（mm）	2550
前/后轮距（mm/mm）	1475/1480
整备质量（kg）	1240
满载质量（kg）	1515
油耗（L/100km）	3.57
排放	满足 SLEV 美国超低排放标准
发动机型式	直列 4 缸，双顶置凸轮轴，16 气门，最高转速 4000r/min
排量（L）	1.496
最大功率（kW/r/mn）	43/4000
最大转矩（N·m/r/min）	101.9/4000
电机	永磁电机
电机最大输出功率（kW/r/min）	30/940～2000
电机最大输出扭矩（N·m/r/min）	305/0～940
电池	镍－氢，40 组 288V，30kW，44kg
电池容量	6.5A·h

Prius 轿车使用丰田公司研制的复合动力系统 THS（Toyota Hybrid System），该系统为串－并联混合式复合驱动，如图 13-2-7a）所示 THS 由发动机、能量分配器、发电机、交－直流逆变器、电池组、电动机和减速器组成。系统使用一个行星齿轮装置将能量分别传送至驱动轴和发电机，发电机发出的电力一部分用于驱动电动机，另一部分通过交－直流逆变器转换为直流电后存储在电池组中。由于使用了电控无级变速器（CVT），并且由电动机辅助发动机工作，Prius 能够迅速、平稳地响应加速、减速的要求。

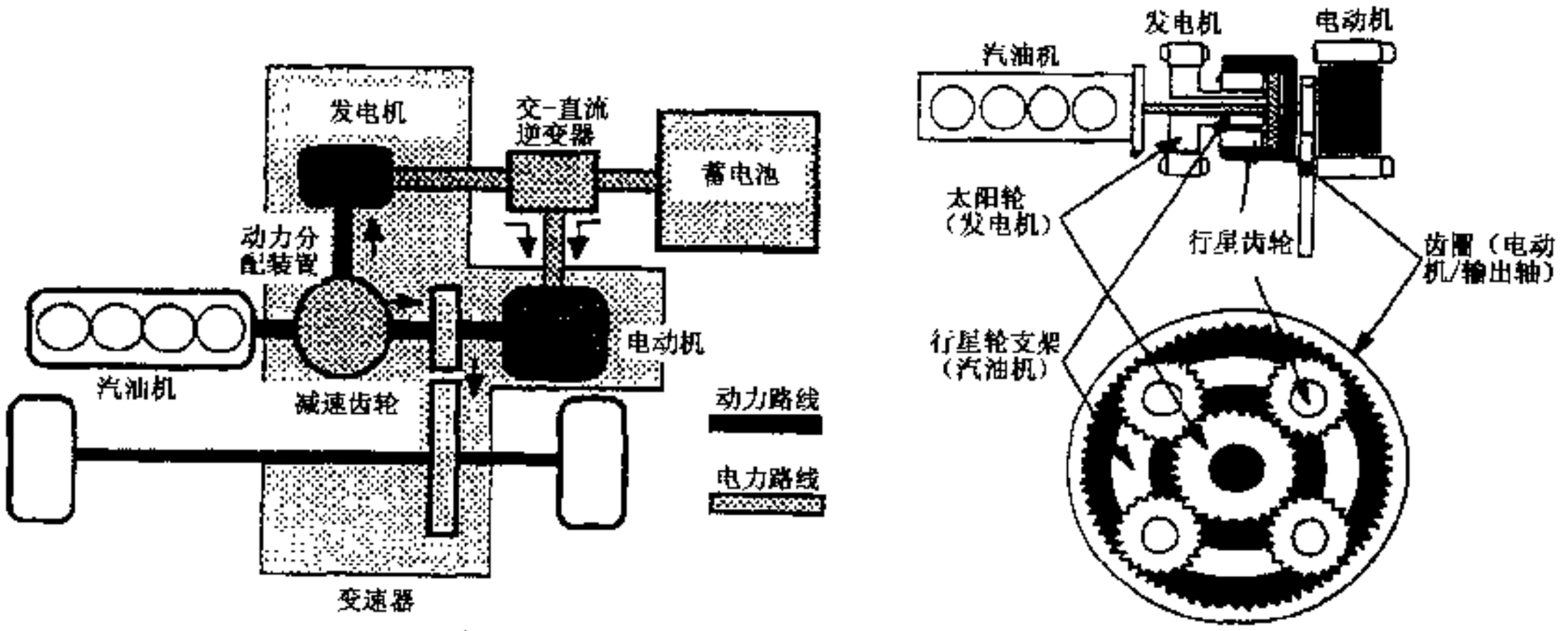


图 13-2-7 丰田 Prius 轿车复合动力系统及变速装置

（1）THS 系统的控制策略

THS 系统中有 5 个主要的中央控制 ECU：复合动力 ECU、电动机 ECU、发动机控制 ECU、制动控制

汽车论坛 http://www.qclt.com

ECU 和电池监测 ECU。这些 ECU 协调控制使 Prius 运行时始终保持在良好的工作状态。

起动时，Prius 将发电机作为起动电机用，发动机起动后，发电机恢复发电功能供给车辆行驶的能量。当车辆在极低速或小负荷工况行驶时，复合动力控制 ECU 和发动机控制 ECU 协调使发动机停止工作，仅由电动机提供驱动汽车前进的动力。

在正常行驶工况下，驱动力可全部由发动机提供，但能量分配器的存在使驱动轴获得的能量由两部分组成。一部分是经减速器直接到达驱动轮的能量，另一部分则是由发电机发出、又重新驱动电动机并经由减速器到达驱动轮的能量。这种能量分配结构使得系统能够通过控制能量流的比例来获得最高的效率。

在满负荷加速时，电池组也供给能量驱动电动机以满足驱动力矩增加的需要。

在减速或制动时，车轮的惯性驱动电动机反向运转，使电动机以发电机的形式工作，由此产生的电能经过交－直流逆变器转变为直流电后存储在电池组中，从而达到了制动能回收的目的。

通过这样的控制策略，THS 系统缩短了汽车在低速高负荷阶段的运行时间，减少了起动时的排放，同时由于电力驱动系统的辅助作用，THS 系统使发动机始终运行于低油耗、低排放区域，因此达到了提高经济性能和排放性能的目的。

(2) THS 系统的变速装置

THS 系统变速装置由能量分配单元（行星齿轮结构）、发电机、电动机、减速齿轮组成，其结构如图 13-2-7b) 所示。

变速装置中的能量分配器为一行星齿轮系统，行星齿轮托架轴与发动机相连，小行星齿轮将扭矩分别传递到外齿圈和太阳轮。外齿圈与电动机、减速齿轮同轴，通过减速齿轮，发动机可以实现对车轮的直接驱动。太阳轮则与发动机轴相连，驱动发动机工作。通过这样的变速装置，THS 系统可以通过改变发电机的转速来实现对发动机转速的控制，因此汽车不再需要安装传统的变速系统。

(3) THS 系统中提高燃料经济性的技术

THS 系统在低扭矩时使用电动机，仅在需要大转矩时使用发动机。因此，发动机总工作在最有效范围内，复合动力系统燃料效率大幅度提高，在市区行驶可提高 80% 以上。停车及以极低速度行驶时发动机停止工作，不仅减少能源损耗，而且能防止发动机排出有害物质（因为这种工况下有害物质排放量显著增加）。

另外不论是发动机制动还是制动器制动，当汽车减速时电动机以发电机的方式工作，将车轴的转动动能转变为电能，然后存储在电池组中。这种能量回收方式可以使燃料效率再提高 20%。

在合理的控制策略的指导下，通过先进的电子控制手段，Prius 轿车实现了燃油经济性和排放水平的大幅度改善，并且汽车性能数据显示 Prius 也能够满足对动力性的要求，因此其采用的 THS 系统是一种比较理想的复合动力系统，值得推广。

13.2.4 复合动力汽车的关键技术

如前所述，复合动力汽车根据动力源和储能设备的不同分成很多种类型，目前主要发展的是复合电动汽车，在此也主要讨论内燃机－蓄电池复合动力汽车发展的关键技术。

作为介于内燃机汽车和电动汽车之间的一种车辆形式，内燃机蓄电池复合动力汽车的发展主要与蓄电池技术、动力单元的匹配、驱动系统的电动机技术以及载荷均衡装置的开发有关。

(1) 蓄电池技术

与纯电动车一样，蓄电池技术的发展对复合动力汽车的发展具有十分重要的意义。蓄电池性能指标主要有以下几方面：能量密度（W·h/kg）、功率密度（W/kg）、循环寿命（充放电一次为一个循环）、起动性能（预热时间和从起动到最高速所需时间）、价格费用（电池价格和运行费用）、可靠性（恶劣条件下的故障率）和安全性（操作安全和对人体、环境的安全性）。蓄电池的功率决定了电动汽车的加速和爬坡性能，能量却给出了其潜在的运行范围。循环寿命决定了蓄电池充电到满容量的次数。蓄电池的质量和体积则在一定范围内影响着整个系统的效率。目前车用蓄电池的主要性能如表 13-2-3 所示，可以看到，与内燃机燃料相比目前的车用蓄电池在能量密度、使用寿命、成本等方面都还存在很大的不足，复合动力汽车性能的

汽车论坛 http://www.qclt.com

提高需要蓄电池技术的进一步发展。

表 13-2-3 国外电动汽车用二次电池主要性能

电池类型	比能量(W·h/kg)	比功率(W/kg)	单体电池电压(V)	循环寿命(次)	成本(美元/kW·h)	温度(℃)	主要优点	主要缺点
铅酸(非密封)	40	80	2.05	500	80	0~40	价格低可靠性好	比特性差
铅酸(密封)	35	70	2.05	500	100	0~40	价格低可靠性好	比特性差
镍-铁	55	100	1.37	1000	200	0~40	寿命长	不能密封
镍-镉(镉)	50	200	1.30	1500	500	0~40	寿命长可快充	价格高有毒
镍-氢(MH)	60	120	1.32	500	520(200)	0~40	比能量高	价格偏高
钠-硫	120	140	2.08	2000	150	350	比能量高寿命长	高温起动
铁-空气	80	200	1.28	200		40	比能量高	寿命短
锌-空气	100	50	1.65	200		60	比能量高	寿命短
锌-镍	70	200	1.81	50	75		比能量高	寿命短
锂钠硫酰氯	100	250	1.6	600	150	450	比能量高	高温起动不安全

另外，复合动力汽车使用的电池总是处于充放电交替进行的状态，而电池的充放电效率、电池的寿命、电池的内阻特性等受到电池的放电深度（DOD）、充放电电流的大小以及具体的汽车行驶工况等多种因素的影响，为了建立完善的复合动力电动汽车的能量管理系统，为载荷均衡装置提供可靠的控制参数，对动力驱动系统进行合理的优化匹配，必须对蓄电池的充放电特性有充分的了解。目前，我国国内对蓄电池的研究仅限于对恒流放电特性以及只考虑放电过程中变流放电特性的研究。因此，在发展复合电动车时，必须开展对蓄电池动态充放电特性的研究。

(2) 动力单元的匹配技术

传统的内燃机汽车总是选用满足其峰值功率的发动机，复合电动汽车则只需根据车辆的平均负荷来选择发动机，峰值功率可由发动机和蓄电池共同提供。而对于复合电动车中的发电机-电动机系统，这种连接中存在两次能量转换，也存在两次能量损失。因此，开发复合电动车时，发动机的排量、功率的选择十分重要，若选用发动机功率偏大，则油耗和排放相应增加，若偏小则必须使用较多数量的电池使整车重量增加，因而汽车动力性下降，为了获得良好的中和性能，必须选择合适的发动机。

(3) 驱动系统的电动机技术

复合电动汽车的关键问题之一是驱动系统，它包括电机和控制系统两大部分。其中对电动机的主要性能要求是：使用寿命长、输出扭矩与转动惯量之比较大、过载系数应为 3~4、高速操纵性能好，少维修或不维修、外型尺寸小自身质量轻、容易控制、成本低廉。

直流电动机具有牵引力大、控制系统简单等特点，但传动效率不高；交流电动机包括交流同步电动机、交流异步电动机、永磁盘式电动机等，因其具有体积小、功率大、加速性能好、效率高、调速范围广以及在制动时可方便地实现能量回收等优点，故目前得到了广泛的应用，但仍然存在着大功率永磁交流电机设计制造、工艺及价格等方面的。

(4) 载荷均衡装置的开发

汽车论坛 http://www.qclt.com

当一台复合动力电动汽车的整车动力性能指标确定以后，发动机、电动机和电池组三者之间的参数需要很好的匹配。其目标就是尽可能充分地利用发动机在最佳工作范围（低排放、低油耗）内产生的能量，最大程度地发挥电动机的作功、吸收制动能量的能力，使用最少数量的电池。为了实现这个目标，需要通过完善的电子控制设备将三者的工作联系起来。

复合动力电动汽车成功的关键在于控制系统的完善和智能化，它应该可以对各种动力组合、道路状况、驾驶习惯、原动机的运行状况以及电池的充放电特性进行动态控制分析，需要将电池、电机、APU 的动态模型以及所有使复合动力电动汽车智能化的因素综合起来。

(5) 车身结构的改型设计

现代轿车均采用承载式车身结构，为了安装新的混合驱动系统，必定要对车身结构进行改进，保证改动后的车身结构刚度以及被动安全性将是车身结构改型设计的关键。

13.2.5 复合动力汽车的发展前景

从美国电动车和复合动力汽车的市场销售情况看，后者发展势头远远大于前者，这一方面是由于它在满足传统汽车各种性能的条件下又在降低能耗、减少排放方面有着明显的优势，还具有使用寿命内的总价格便宜等优点，另一方面则是由于复合动力汽车采用了很多新技术，当作为一种产业发展时，它可以带动一大批相关产业的发展，如电动机、电池、电子及新材料等，由此可以推动整个社会经济的发展，并可以为开发燃料电池汽车作好技术准备。目前复合动力汽车技术在很多方面还有待提高，但随着研究工作的进一步深入，复合动力汽车必然会成为汽车发展史中一个相当长阶段的主流。（撰稿人：吴光强　吴晓栋　陈礼璠）

13.3 电 动 汽 车

13.3.1 定义

电动汽车是指动力是由车载蓄电池或电缆供电设备提供电能驱动的路面车辆。由内燃机发电，然后再由电力驱动不属于电动汽车的范畴。电动车作为零排放、高效率的交通工具，将是 21 世纪的主流。

13.3.2 电动车辆常用的电池

衡量电池性能的主要指标有比功率、比能量、循环寿命等。蓄电池的功率决定了电动汽车的加速和爬坡性能，能量却给出续驶范围，循环寿命决定了蓄电池充电到满容量的次数，比功率、比能量越大，循环使用寿命越长，电池的性能就越好。

表 13-3-1 列出了目前国外电动汽车常用电池的主要性能，使用这些电池的电动汽车有的已有小批量生产，有的正在研制开发中。

表 13-3-1 电动汽车用蓄电池主要性能

电池类型	比能量 (W·h/kg)	比功率 (W/kg)	单体电池电压 (V)	循环寿命 (次)	成本(美元/kW·h)	温度 (℃)	主要优点	主要缺点
铅酸	40	80	2.05	600	80	0～40	价格低、可靠性好	比特性差
镍－氢	60	120	1.32	1000	200	0～40	比能量高	价格偏高
镍－铁	55	100	1.37	1000	200	0～40	寿命长	不能密封

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

电池类型	比能量（W·h/kg）	比功率（W/kg）	单体电池电压（V）	循环寿命（次）	成本（美元/kW·h）	温度（℃）	主要优点	主要缺点
镍－镉	50	200	1.30	1500	500	0～40	寿命长、可快允	价格高、有毒
钠－硫	120	140	2.08	2000	150	350	比能量高、寿命长	高温起动不安全
锌－空气	100	50	1.65	200		60	比能量高	寿命短
锌－镍	70	200	1.81	50	75		比能量高	寿命短
锂离子	100	250	1.6	600	150	450	比能量高	高温起动不安全

13.3.3 电动汽车的驱动电机和调速控制系统

（1）电动机

大体分为永磁电机和非永磁电机两大类。永磁电机是指转子用永磁铁制成，因此这种电动机不需要电刷，可靠性高。其结构紧凑，重量轻，性能好，同时也节省能源。因此这种电机十分有发展前途。

非永磁电机分为串激电机和并激电机两种，串激电机是将励磁线圈与激磁线圈串联的电机。并激电机是将励磁线圈与激磁线圈并联的电机，两种电机各有其优缺点。

（2）调速控制系统

调速系统传统上最常用的是可控硅调速，其优点是成本低，缺点是能耗大，控制精度低。因此已逐渐被 IGBT 新型调速元件所取代。可控硅可用于成本要求较低的大的公共汽车上。

调速控制系统可根据传动方案的不同而不同，如果采用轮式电机，则要考虑左右差动调速控制。

（3）电机的工作电压

电机一般采用 110V 或 220V 工作电压，现在已有采用 380V，以减少内阻消耗，提高工作效率。

13.3.4 电动汽车传动系统的方案

（1）单电机前置后驱动

这种传动方式就象普通汽车的发动机一样，将电动机布置于内燃发动机的位置，如图 13-3-1 所示，机械变速器主要是为提高起动和爬坡性能，一般为 2～4 个档位，后桥差速和主减速器与一般内燃机汽车相同。

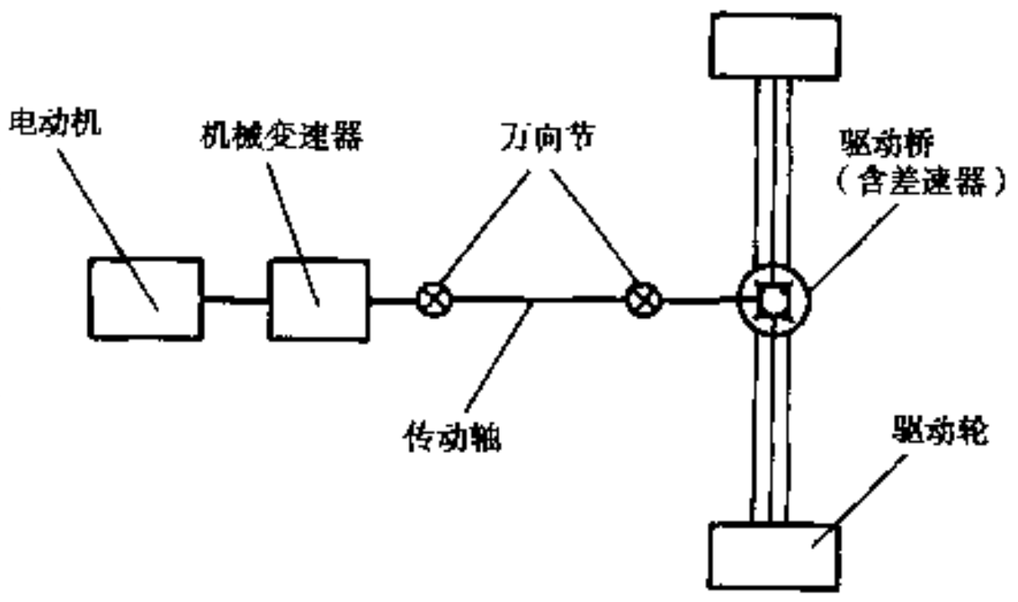


图 13-3-1 单电机前置后驱型式

（2）单电机前置前驱动

其传动方式如图 13-3-2 和图 13-3-3 所示，电动机可以纵置，也可以横置，驱动轮为前轮。

（3）驱动轮独立电机传动

这种结构如图 13-3-4 所示，在每个驱动轮前加一个电机单独驱动，一般要加一个轮边或电机边减速传动。这种结构有两种，一种是电动机固定在车架上，用万向节和传动轴传给驱动轮，如图 13-3-4 所示。另一种为电机放在车桥下边，作为簧载质量，在下面摆动，充当悬架摆臂作用的形式进行传动，轴头处用球型万向节。这种方案布置比较方便，但平顺性差，操作稳定性也不好，如图 13-3-5 所示。这两种形式在一

汽车论坛 http://www.qclt.com

些军用战车上广泛采用。

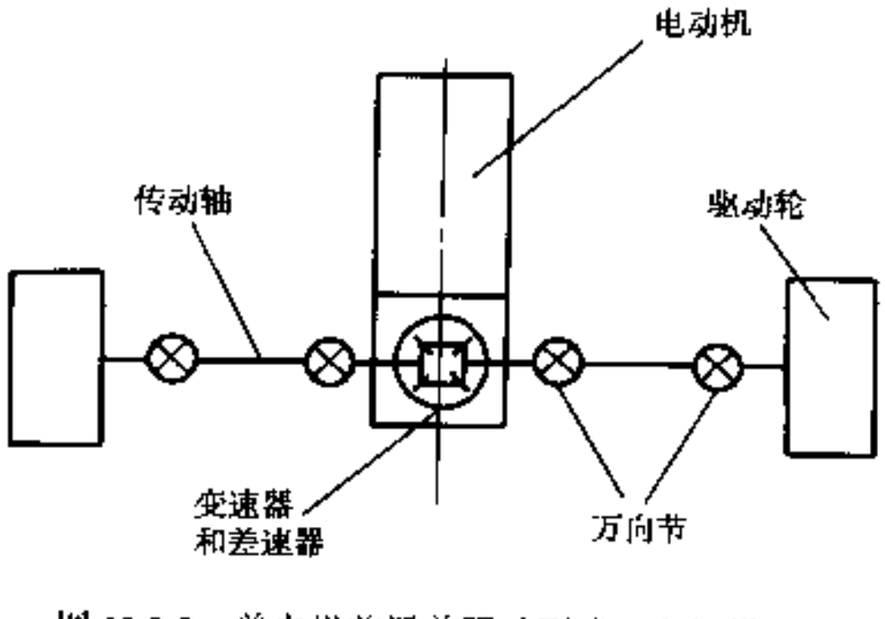


图 13-3-2 单电机前置前驱动型式（电机纵置）

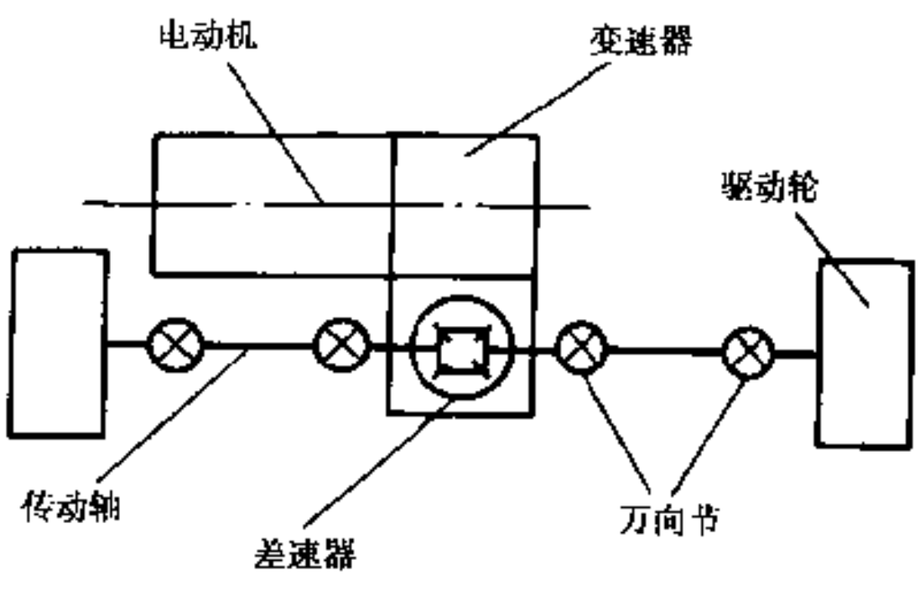


图 13-3-3 单电机前置驱动型式（电机横置）

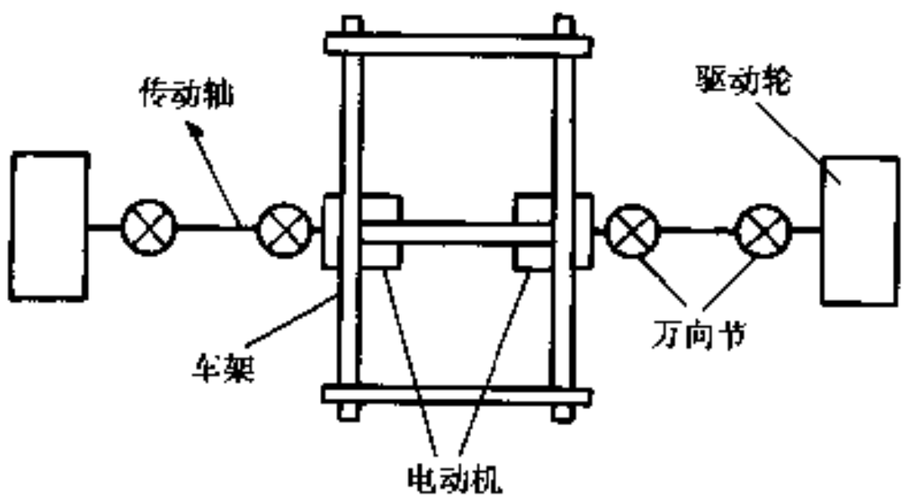


图 13-3-4 驱动轮独立电机驱动型式
（电动机布置在车桥上）

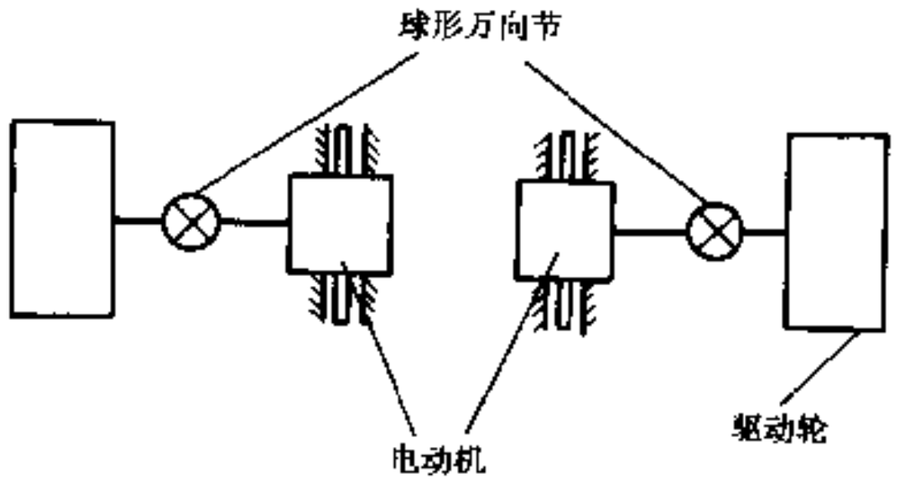


图 13-3-5 驱动轮独立电机驱动型式
（电动机布置在车桥下）

（4）电动轮驱动

这种结构设计成将电动机和制动器设计在一起，若将电机做到车轮轮辋内，结构更为紧凑。这种结构必须采用高性能的永磁材料作成永磁电机，并使用制动能量回收等控制技术。优点是结构紧凑、重量轻、传动简单、散热容易等。缺点是簧载质量大，平顺性较差，而且转向和悬架布置较困难。但随着技术的发展，这种方案是十分有前途的。

13.3.5 电池布置方案

对于单电机驱动方式的电池布置，单电机前置方式的电池可分几个地点布置，可放在电机两边空隙处，也可布置在后排座椅下和汽车底板下面。电池也可布置在后货箱或原来油箱的位置。

对于轮式电机和电动轮驱动的电池布置，由于这种结构比较节省空间，可以在汽车前发动机罩下面布置大量的电池，位置不够还可布置在汽车底板下或后行李箱后下部。

13.3.6 调速控制系统的布置

调速控制系统常常布置在发动机下面，以便于维修和冷却散热。调速器布置要考虑通风的需要，必要时要加冷却水来冷却散热。

13.3.7 充电系统

电动汽车必须有车载充电器，车载充电器可使汽车在一般电网上随时补充电力，以便于增加行驶里程。由于降低成本和减轻重量的需要，车载充电器不可能实现大电流快速充电。因此，一般车载充电器设计的充电时间为 10～12h。

汽车论坛 http://www.qclt.com

除了车载充电器以外，必须在相应的距离设置大电流快速充电设备，以便实现快速充电，一般充电时间为 15～30min。这种设备可以在加油站布置相应的充电网络，以便于充电。

13.3.8 燃料电池电动汽车

燃料电池是一种将化学能直接转变为电能的电化学反应装置，通常由多孔渗透的阳极和阴极以及连接它们的电解质组成。燃料电池中，将汽化的燃料持续输入阳极（即电池输出的负极），将氧化剂输入阴极（即电池输出的正极），在各电极发生电化学反应后，电子和质子的迁徙就使电极间产生了电流，燃料电池的工作原理如图 13-3-6 所示。

根据使用的电解质类型，燃料电池可以分为很多种类型，目前用于汽车动力用途的通常是一种高分子固体电解质型燃料电池（PEFC）——质子交换膜（PEM）燃料电池系统（如图 13-3-7 所示），当使用氢气和氧气分别作为这种燃料电池的氧化剂和还原剂时，各电极上分别发生如下反应：

阳极反应：$H_2 \rightarrow 2H^+ + 2E^-$　　阴极反应：$\frac{1}{2}O_2 + 2H^+ + 2e^- \rightarrow H_2O$

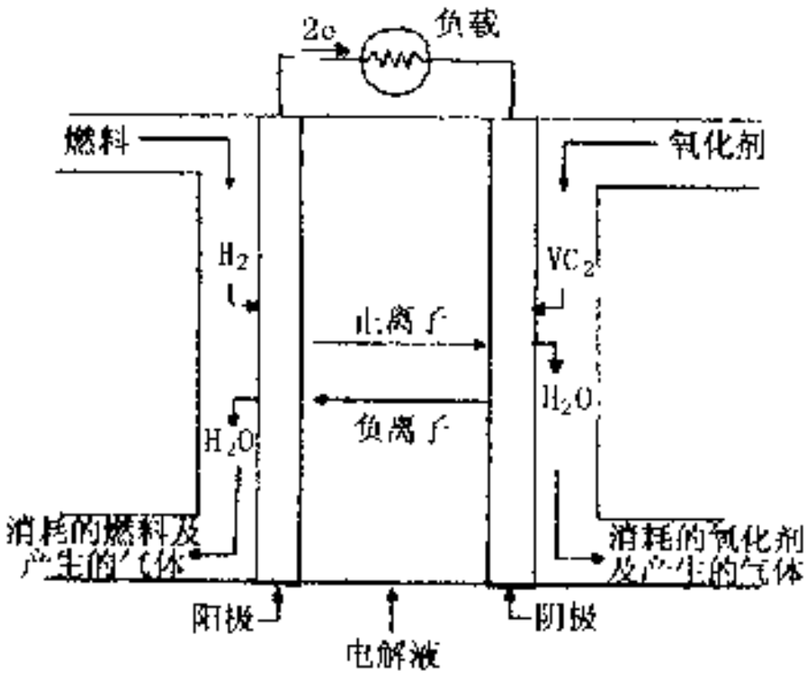


图 13-3-6 燃料电池的工作原理

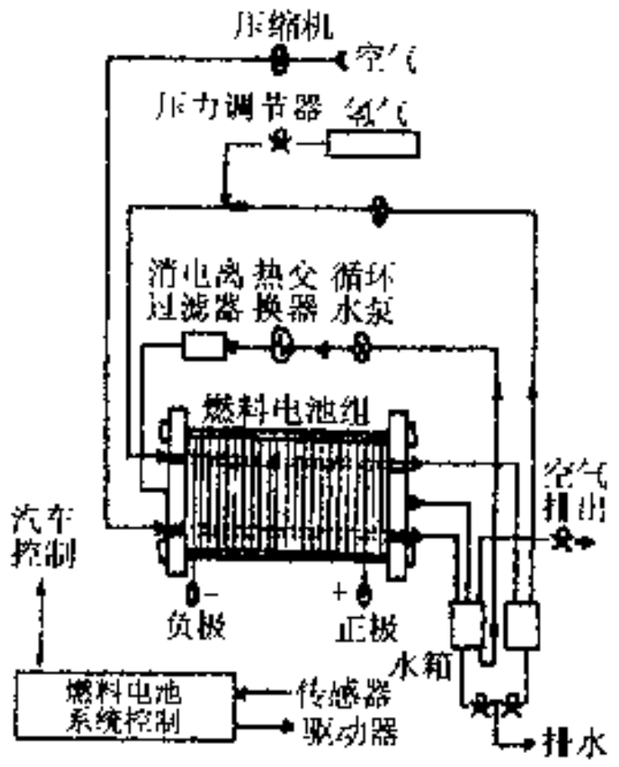


图 13-3-7 质子交换膜燃料电池系统

燃料电池作为一种动力设备具有以下特点：能量直接转换（无燃烧），无运动件造成的机械损失；燃料多样性；较高的可靠性和耐用性，能在非设计工况下保持良好的工作性能；可使用模块化组件，尺寸大小灵活。燃料电池作为车用燃料的好处则在于：它可以提供数量级从瓦到兆瓦之间大范围的功率输出，并且具有高且恒定的效率（目前燃料电池的效率已可达到 40%～55%），而且对环境产生的污染很小，工作时候也十分安静。燃料电池汽车的工作原理见图 13-3-8。

由于在催化剂的作用下，氢气很容易由各种碳氢化合物制备，车用燃料电池通常使用氢气作为燃料。氢气可直接存储于车载容器中，也可以由车载甲醇、汽油等燃料重整得到。前者主要存在氢气存储安全方面及使用成本方面的问题，并且由于氢气存储所需空间很大，这种方式不适合小型车辆。使用甲醇作燃料虽然存储安全，但是甲醇重整对纯净度和转化温度有很高的要求，并且甲醇具有一定的毒性，会对人体造成危害。使用汽油作燃料的最大好处在于可以直接利用很多现有设施，而且燃料电池使用的汽油是石脑油，其成本比传统的汽油低，但汽油重整对反应温度的要求很高，重整时过程复杂，会产生大量的 CO 和 CH_4，并可能结焦。燃料电池燃料的选择一直在争议之中，但很多专家认为甲醇是一种比较有前途的燃料。

目前，各国都在大力发展燃料电池汽车，在加拿大燃料电池公共汽车已经投入运行，在美国通用公司也已展示了其研制的“氢动一号”燃料电池车（透视图，见图 13-3-9），但目前燃料电池的商品化起步不久，缺乏基础设施的配套，燃料电池车辆的市场化还需要很长一段时间。

汽车论坛 http://www.qclt.com

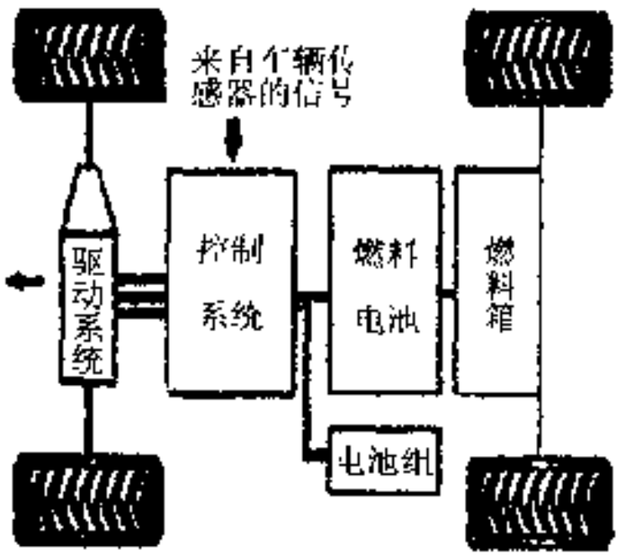


图 13 3 8 燃料电池车辆的工作原理



图 13-3-9 燃料电池车——氢动一号

13.3.9 电动汽车发展趋势

总体说来，电动汽车还处于研制和试用阶段，其动力性能、持续行驶里程、充电次数、使用寿命、制造成本和运行成本等方面（尤其是蓄电池技术）还需要不断改进和完善。从表面看，燃料电池电动汽车由于其性能较佳极有可能成为电动车最成功的理想方案，但要在缩小体积，降低成本方面有所突破，达到工业化生产水平，还需克服许多技术难点。（撰稿人：雷雨成　吴晓栋　陈礼璠）

13.4 超低燃料消耗汽车

13.4.1 定义与功能

现代研究开发的超低燃料消耗汽车又称 3L 车，并且 3L 车在欧洲和北美有不同的含义。在欧洲 3L 车指在欧洲城市行驶工况、等速行驶 90km/h 和 120km/h 下的百公里混合燃料消耗小于 4L 的车并且在安全性和舒适性方面不应打折扣，安全气囊、侧撞保护、安全结构车身一应俱全。足够 4 人舒适乘坐，从起步加速至 100km/h 加速时间在 20s 以内，最高车速超过 130km/h，车身形式多变，能大批量生产，价格定位合理，易于承受。在美国是指以联邦政府出面组织的 PNGV（Partnership Next Generation Vehicle 新一代汽车）项目中的能源利用效率提高三倍的轿车，并且其能耗相当于 3L/100km。其他性能均达到传统燃料汽车水平的中等大小的轿车，计划在 2004 年出样车。

13.4.2 超低燃料消耗汽车典型结构

在原型车中，1996 年欧宝公司的 CO-RSA Eco3 轿车就达到 1/3 混合工况百公里油耗 3.4L、90km/h 等速油耗 2.6L 的水平。1999 年德国大众汽车公司在德国将 3L 车 Lupo（小狼）正式投放市场，这是世界第一辆批量生产的 3L 车（图 13-4-1）。它在外型上和德国大众以前生产的 Lupo 小型汽油轿车没有区别。它的创新在于优化的外型，使空气阻力系数降到 0.29；轻型结构；低滚动阻力轮胎；一个非常省油的发动机和变速器单元以及这些完美技术的优化匹配；在 MVEG 行驶环境下，百公里油耗达到 2.99L。不仅如



图 13-4-1 Lupo 3L 车外型图

汽车论坛 http://www.qclt.com

此，其有害排放物极低，达到欧洲4号标准。采用非常好的隔音材料使汽车噪声极低。3L Lupo车为3门4座小型车，装有一台1.2L的三缸直喷式柴油机，额定功率46kW，最大转矩140N·m（1900r/min），0～100km/h加速时间14.5s，最高车速达165km/h，整备质量800kg，总长3.53m。

13.4.3 关键技术

为了达到降低燃料消耗的目的，可以对一辆正在加速爬坡行驶的汽车动力性做一个简化分析。就一个典型的运行工况点来说，汽车行驶阻力的75%是汽车质量的函数，其中35%归于滚动阻力，40%归于加速阻力和重力分量。空气阻力这部分约占行驶阻力的25%，除此之外，动力系统的效率直接决定了所需要的功率。所以说对一辆3L车必须充分挖掘的降低燃料消耗潜力在于汽车质量、动力系统品质、空气阻力和滚动阻力及其各系统的优化集成。如果发动机和传动系始终保持最佳匹配状态，并且具有可比的行驶性能，要使汽车燃料消耗下降10%（以MVEG行驶循环工况为准），那么动力系统效率要优化10%，或者汽车质量下降18%，或者空气阻力下降41%，或者滚动阻力下降51%（图13-4-2）。所以说把100公里油耗为5～6L的基本车型改为一辆3L车，它的技术方案将必须采用所有的重要措施，仅靠单项技术方案是无法实现的。

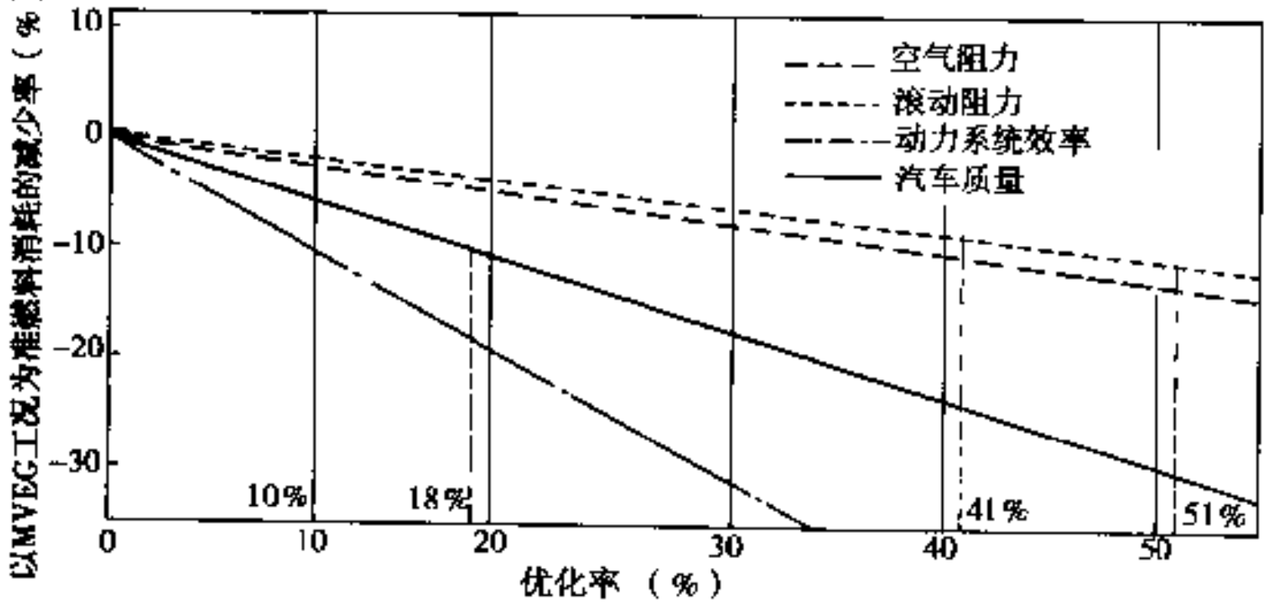


图13-4-2 单项优化措施对整体降低油耗的影响

13.4.3.1 直喷式柴油机

直喷式柴油机已被公认为实现3L车的必要途径之一，它的结构形式见图13-4-3，对于直喷式柴油机最重要的是形成有效的涡流和适当高的喷射压力（130～250MPa）。为了有利于燃油的雾化和混合气的形成，欧宝公司采取的措施是，采用两个进气门构成涡流运动，每一条进气道赋予不同的功能。一条负责充入新鲜空气，另一条使空气产生涡流和旋转，以使油雾和空气在燃烧室中更好地混合。低转速下需要大转矩，故充气道要节流，涡流道全开，使涡流增强，柴油以较慢速度彻底燃烧（图13-4-4a）。在高转速下要有足够大的功率，故需要充分的新鲜充量，同时高转速下为避免炭烟不希望有大的涡流，这时充气道全开，涡流道节流（图13-4-4b）。而这些转换是由发动机管理系统控制。

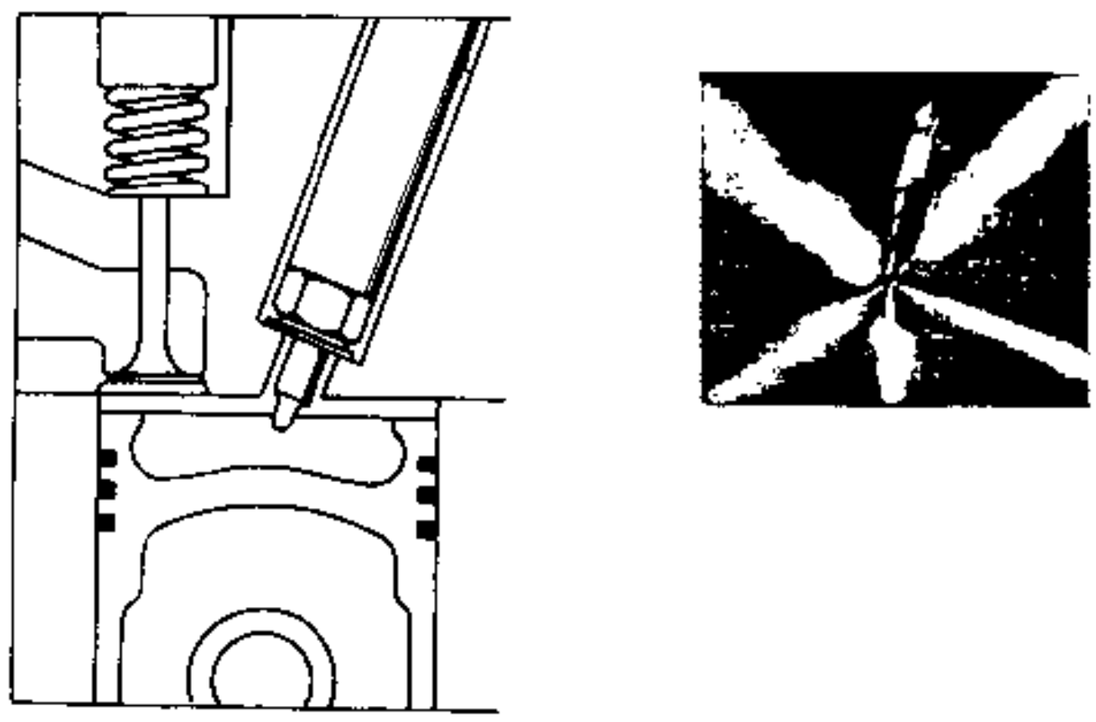
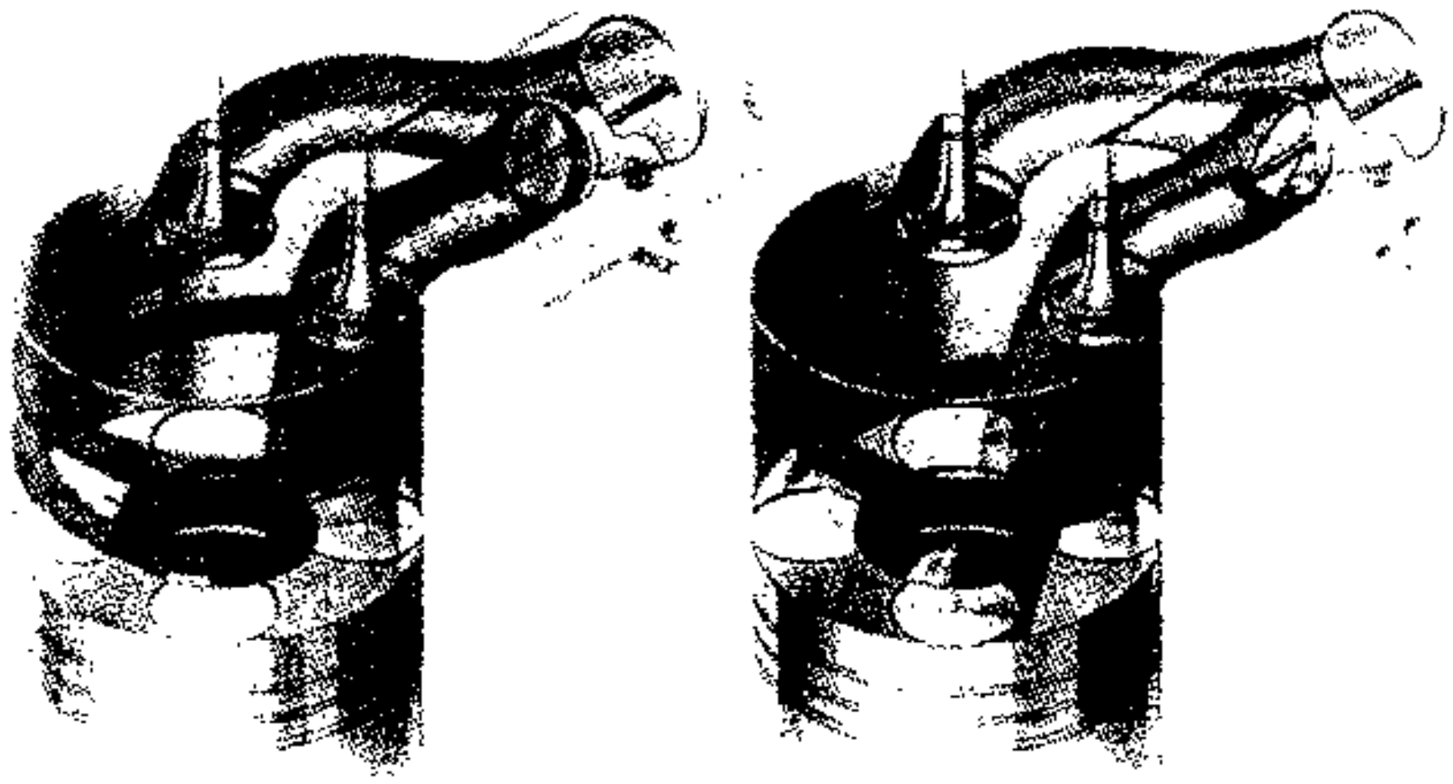


图13-4-3 直喷式柴油发动机的燃烧室及五孔喷油嘴喷油时的情景

泵喷嘴技术是直喷式柴油机采用的新技术，喷油压力达到200～220MPa。它的预喷经由机械的或液压的储存阀实现，泵喷嘴的工作原理图示于图13-4-5。

采取各种降低油耗措施和先进技术（如泵喷嘴技术、可变涡轮截面增压器等）后，保证了发动机在较低排放水平和燃油消耗率情况下，具有良好的动力性能。

汽车论坛 http://www.qclt.com



a) b)

图 13-4-4 欧宝 ECOTEC 直喷发动机的进气涡流

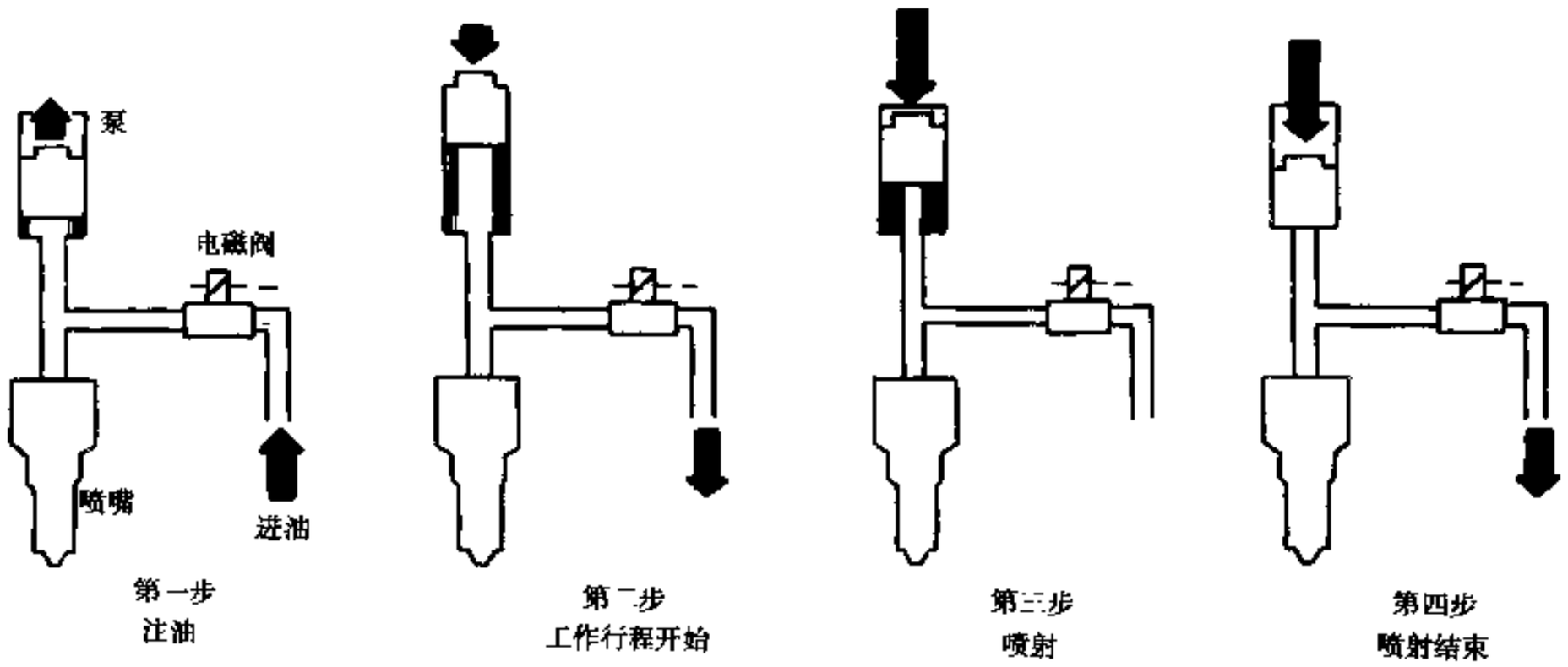


图 13-4-5 泵喷嘴的工作原理

13.4.3.2 结构轻量化

广泛应用轻型材料和代用材料，铝、镁合金等，例如福特公司的 Zetec-SE 4 气门发动机采用镁合金气缸盖罩和铝合金气缸盖、气缸体，结构紧凑，质量 89kg；奥迪公司也着手将原用于顶级 A8 轿车的铝制车架应用于设计中的 3L 车 A2 上（图 13-4-6）；转向、制动、悬架系统中轻合金的应用也愈加广泛。

经过硬化的铝合金在车身制造上能减小质量 40%，同时满足刚度和安全性的要求。铝作为“一次材料”虽然相对昂贵，但再次回收利用炼制所消耗的能量较钢材为低，作为“二次材料”体现出优越性。大众公司的铝制变速器壳体、铝合金轮圈可 100% 回收利用。

镁是优质的轻型铸造材料，适用于刚度要求不高的部件。低污染的铸造方法使镁合金作为最轻的结构金属受到关注，循环利用的难度在降低，从废镁中仍可提炼高品质的镁合金。

钢制的车身也在变轻，不同厚度的钢板经过深度冲压，用激光焊接而成，在碰撞中有利于能量的吸收和转换。不同断面形状的薄板用点焊的方法联接，可使整备质量减少 10% ~ 15%，刚度却比质量更大的钢板高。

汽车论坛 http://www.qclt.com

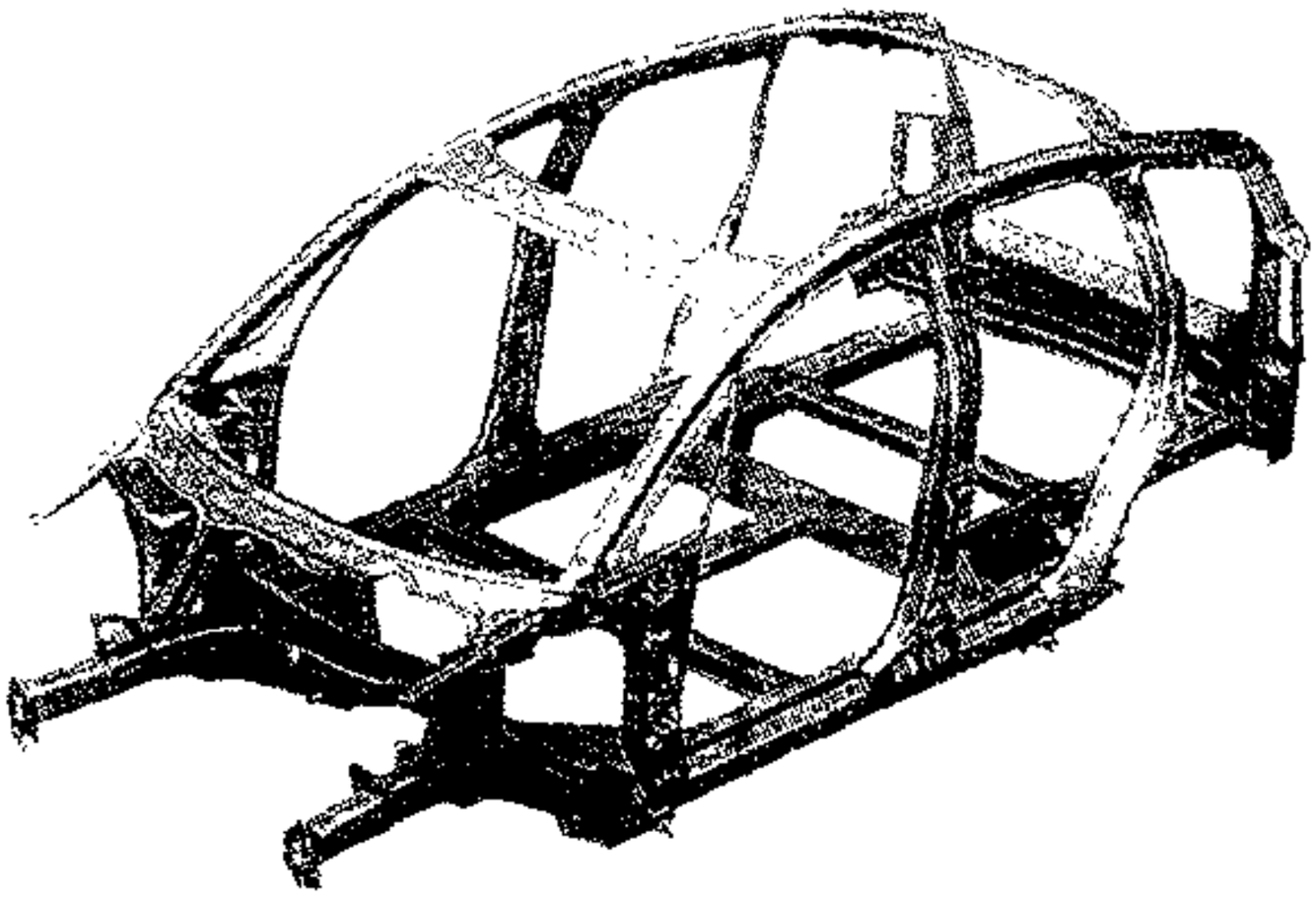


图 13-4-6 奥迪第二代铝制空间车身

再生原料如亚麻、西沙尔麻、椰树纤维等用于内部装饰、隔热和降噪；欧宝公司用碳素纤维、聚碳酸脂等高科技材料代替钢材，更轻、承受应力的能力更强，以极小的质量确保高强度和刚度。

由奔驰公司和瑞士 SWATCH 合作制造的 SMART 微型车造型轻巧，充分体现了小型、轻量的准则，百公里油耗约为 4L。它广泛采用铝合金，零部件集成度高，例如将涡轮增压器、氧传感器与排气歧管一体化，发动机与离合器、变速器一体化后质量仅 95kg。表 13-4-1 和表 13-4-2 是 SMART 与日本同级车质量和性能的对比。

表 13-4-1 SMART 与日本微型车发动机部件质量比较（kg）

部件 / 车型	机体	连杆	曲轴	气缸盖	油底壳	涡轮增压器和排气歧管
大发（排量 0.7L）	21	0.33	6.35	10.11	2.56	6.75
SMART（排量 0.6L）	12	0.24	5.26	7.25	1.25	4.68

表 13-4-2 SMART 与日本微型车性能比较

参数 / 型号	发动机	排量（L）	每气缸气门数	额定功率及转速	最大转矩及转速
大发 CUROE	直列三缸	0.659	4	47kW @ 7500r/mn	92N·m @ 4000r/min
SMART	直列三气缸	0.599	2	40kW @ 5250r/min	80N·m @ 2000r/min

在 3L 车的结构中大量采用挤压成型件和压铸件，其壁厚可以满足各种各样的、结构上和性能上的要求，而且内部结构简单。不仅代替了在钢结构方案中大量采用的各种钣金件组合，减少了零件数，而且能够满足其它性能，即结构大大简化了。图 13-4-7 是两个例子。

图 13-4-8 表示一辆 800kg Lupo3L 车的各种材料的组成和比例，钢质材料已经从一般传统汽车的 70% ~

汽车论坛 http://www.qclt.com

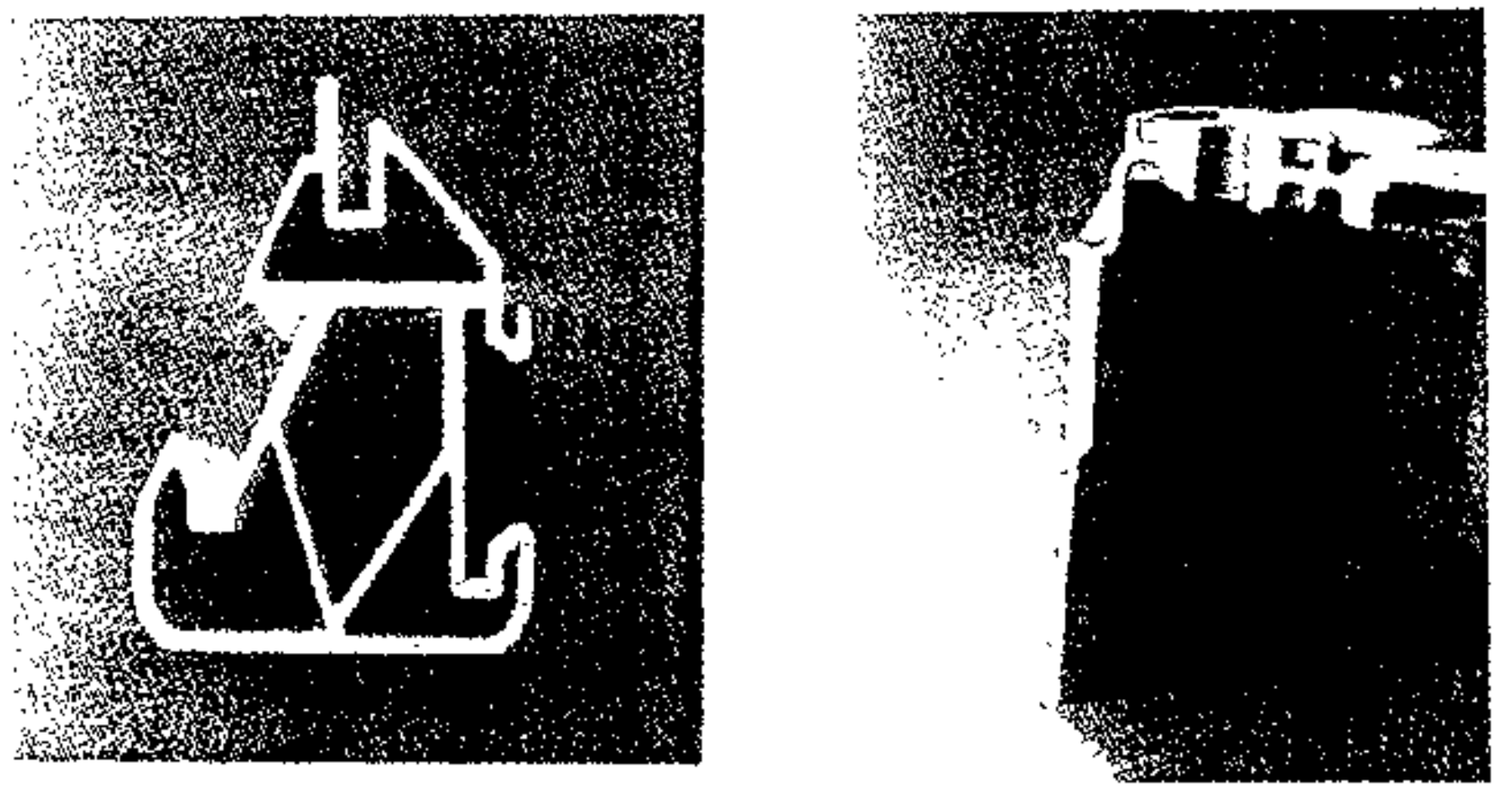


图 13-4-7 满足性能优化和局部强化要求的铝制积压成型型材和压力铸造件

80% 下降到 50%，而塑料及轻金属却得到大量的应用。

13.4.3.3 降低空气阻力和滚动阻力

降低空气阻力对实现 3L 车目标极为重要。通过采用空气动力学特性良好的前后保险杠、优化的前扰流板、一体式后扩散器、优化的尾板、尽可能窄的接缝，以及平滑的车窗和车灯玻璃，使 Lupo3L 车具有优异的空气动力学特性。在前轮前方的底框上采用了特殊的扰流唇，以保证空气能够平滑地流过车辆的侧面。

Lupo3L 车的 $C_w \cdot A$ 达到 $0.57m^2$，风阻系数 C_w 为 0.29，而奥迪 A2 的 $C_w \cdot A$ 达到 0.544，风阻系数 C_w 为 0.25，尤其是该车的迎风截面并不小，达到 $2.18m^2$，而不是像有些汽车是依靠降低风截面面积来减少风阻。

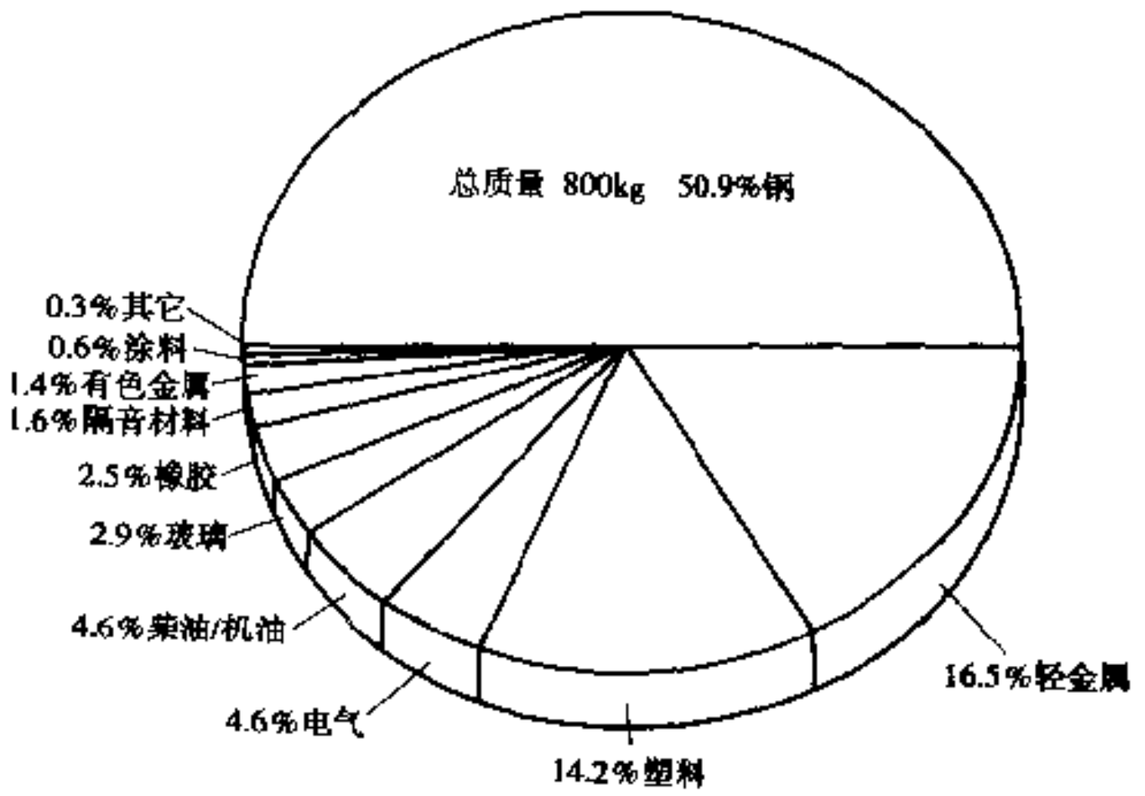


图 13-4-8 一辆 Lupo 3L 车中各种材料的组成比例

在开发奥迪 A2 时，为了显著减少油耗作用，希望该车滚动阻力相对参考车型降低 22%，为此开发了专用轮胎 145/80K1477T。它比常规轮胎窄，配上相应轮罩，既减小质量，又降低空气阻力和流动阻力。一种带有特殊织物的橡胶混合物代替钢作为胎体的骨架，优化胎面和胎壁，实现 1000kg 轮载下滚动阻力只有 80N。

13.4.3.4 超低燃料消耗车发展趋势

在开发 3L 车中，许多性能要求常常是冲突的，这给开发、生产、制造及工艺带来困难。目前这些技术首先主要运用于小型紧凑型轿车上，也将应用在轻型客车上。3L 车的开发既推动汽车及其发动机的技术进步，也加速新型材料和加工工艺的发展。从目前投入市场和正在研究的样车看，3L 车的车型偏小、价格偏高。前者不能满足相当多的用户的需要，后者又约束了市场的销路。进一步发展优质的轻质材料、降低成本、扩大生产，并可能随着石油价格的上涨、节约燃料带来的经济上的益处，使 3L 车越来越处于有利的地位，进而使 3L 车更加完美。（撰稿人：陈礼璠）

汽车论坛 http://www.qclt.com

13.5 智能汽车

13.5.1 定义及功能要求

智能汽车（Intelligent Vehicle）是智能交通系统（Intelligent Transport System，以下简称 ITS）中的一个重要组成部分。智能汽车与传统汽车的本质区别在于，它是一种信息化的汽车产品，需要实现车载通讯、信息加工处理、环境探测、辅助控制（含自动驾驶）四项功能。

目前在发达国家，已经广泛开展了 ITS 的研究、开发和应用，目的是把信息技术、数据通讯传输技术、电子控制技术以及计算机处理技术综合运用于整体交通系统，使人-车-路有机地结合起来，保证交通系统的通畅性、提高运营效率，同时也降低燃油消耗、噪声和排放污染，并提高交通安全性。表 13-5-1 所示为 ITS 涉及的服务领域。

表 13-5-1 智能交通系统服务领域

服务领域	开发领域	主要利用者	目的
提供交通相关信息 提供目的地和相关信息	导行系统	驾驶人员	利用导行系统，获得路线相关信息
自动收费	自动收费系统	驾驶人员 运输业者	在不停车状态下自动交费
提供行驶环境信息 警告危险 辅助驾驶 自动驾驶	安全驾驶 支持系统	驾驶人员	安全驾驶
交通流畅化	交通管理合理化	管理人员 驾驶人员	交通流最畅通化
发生交通事故时提供交通规定等信息			合理处理交通事故
管理业务效率化	道路管理高效化	管理人员	迅速有效地进行道路管理
特殊车辆等管理		管理人员　驾驶人员 运输业者	迅速合理地办理特殊车辆的通行许可
提供通行规定信息		管理人员 驾驶人员	在遇到自然灾害等情况时采取最合理的对策
提供公共运输系统利用信息	公共运输支持系统	公共运输系统利用人员	最合理的运用交通工具
支持公共运输系统的运行管理		运输业者 公共运输系统利用人员	提高公共运输系统的利用方便性 提高经营效率 提高运输安全性
支持商用车的运行管理	商用车的高效化	运输业者	提高发货业务的效率 提高安全性
商用车连续自动驾驶			提高运输效率

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

服务领域	开发领域	主要利用者	目的
道路引导	行人等支持系统	行人等	提高舒适性
防止意外			提高安全性
紧急自动报警	紧急车辆运行支持系统	驾驶人员	迅速且准确地要求救援
支持紧急车辆导行及救援活动			迅速且准确地导行至灾害现场

为了实现上述ITS的总体目标，就必须增加传统汽车的功能，使之智能化。表13-5-2是日本道路、交通及车辆智能化推进协会（VERTIS）列出的智能汽车所应具备的功能。

表13-5-2 VERTIS系统对智能汽车的主要功能要求

ITS主要子系统		智能汽车相应功能
先进交通信号控制系统		车-路通讯（接收测算旅行时间所需参数）
道路/交通信号提供系统		车-路通讯（接收旅行时间计算结果），显示动态交通信息（如交通拥挤及旅行时间信息）
整体交通情报系统		车-路通讯，显示动态交通信息
导行/动态路线引导系统		车-路通讯（接收测算旅行时间所需参数，或计算结果），计算时间最短的路径，显示路线信息
交通流量引导及分配系统		显示路线信息，车-路通讯（接收旅行时间计算结果）
动态停车引导系统		车-路通讯（接收停车有关信息）
停车预约系统		利用车载系统进行预约（亦可通过固定终端预约），接收停车场信息
机动车驾驶管理系统	车载设备定位	本车定位探测，利用广域通讯发送本车定位信息，接收控制中心指令
	路边设备探测	车-路通讯（传送车辆ID、接收控制中心指令）
先进后勤系统	车载设备定位	本车定位探测，车-路通讯（发送本车定位信息，接收控制中心指令）
	路边设备探测	车-路通讯（传送车辆ID、接收控制中心指令）
新型货运系统		与新型货运系统中路边设备进行通讯，与新型能源站进行通讯
自动收费系统		车-路通讯（发送有关收费信息）
高速公路使用预约系统		利用车载系统进行预约（一般通过固定终端预约）
道路价格系统		车-路通讯（接收有关收费信息）
机动车和驾驶员安全监视、警告系统		机动车及驾驶员监视/认可，紧急停车
事件和事故管理系统		事故探测，车-路通讯（向交通指挥中心及周围车辆报告事故参数，接收处置建议）
安全信息提供、警告及控制系统		驾驶环境检测，车辆定位，危险情况判断，驾驶控制
前方障碍警告系统		障碍物探测，危险情形判断
近距离障碍警告系统		周围车辆认可，危险情形判断
驾驶员视野增进系统		辅助指示灯映象识别及显示，机动车定位/驾驶情况监视

汽车论坛 http://www.qclt.com

续上表

ITS主要子系统	智能汽车相应功能
车间距控制系统	前方探测、前方车辆驾驶情况认可、危险情形判断、车速控制
自动巡行控制系统	前行
防止车辆逸出车道、路外及车道自动跟踪系统	车辆定位/驾驶情形（车道跟踪位置）、危险情形判断、车速及转向控制
专用公路车辆自动驾驶系统	机动车驾驶控制、机动车驾驶认可、危险情况判断

13.5.2 结构组成

图13-5-1是智能汽车结构组成示意图，从图中可见，为了实现汽车的智能化功能，智能汽车须具备车载通讯装置、多媒体情报输入输出装置、车载计算机及数据库、机动车IC卡、车载探测装置和辅助控制与自动驾驶装置等新设备。

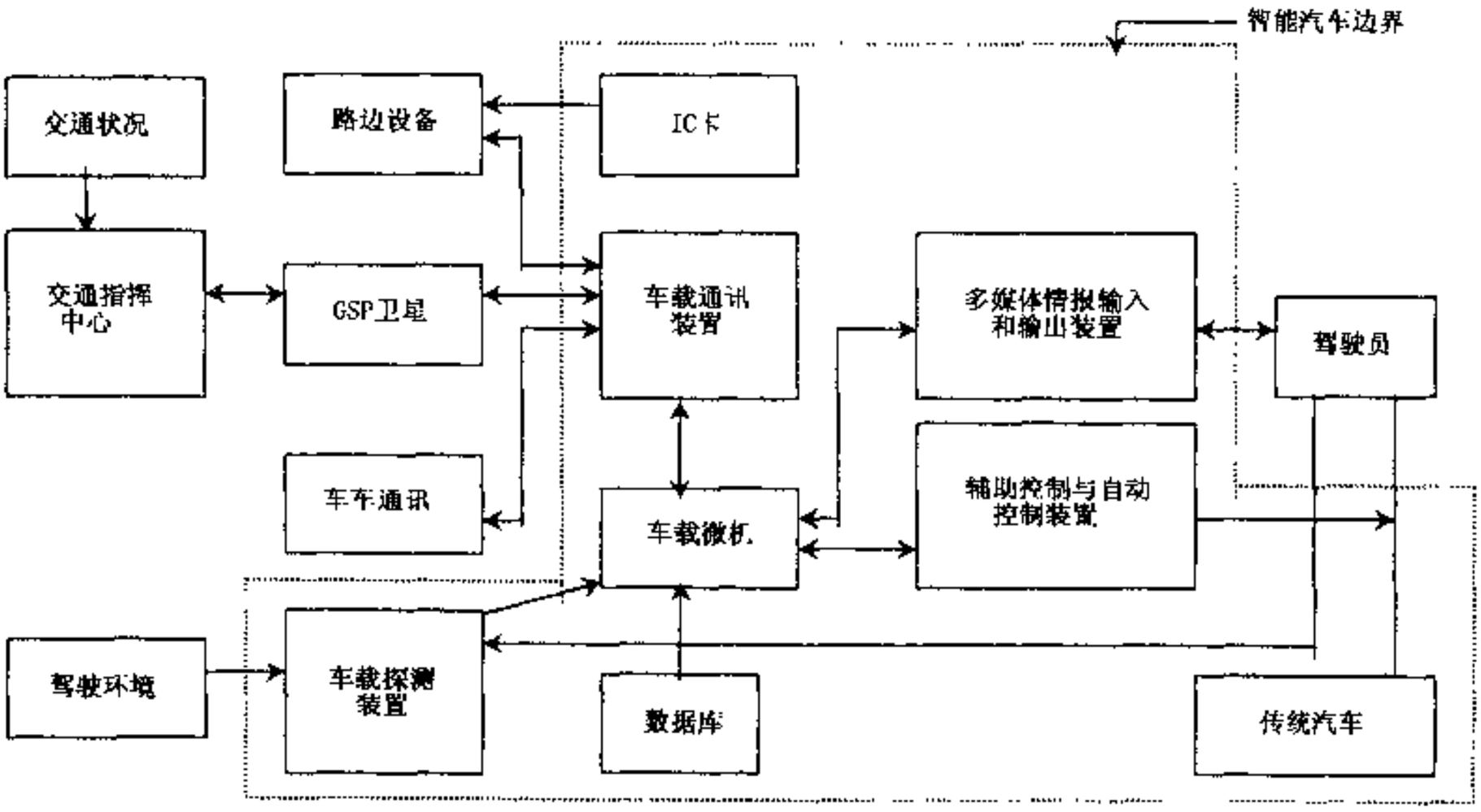


图13-5-1 智能化汽车系统结构模型

（1）车载通讯装置

以无线电（毫米波、微波、FM）、光（光束、图象）、泄漏同轴、卫星、电磁引导、超声波等为媒体，实现在极小范围及线路范围内的移动通讯。以无线电通讯为例，通讯装置一般由天线、调制解调器和车载电台（单工或双工，数话兼容）等组成。数据通讯可通过VHF发射机播发，也可在调频电视频率的副载波上调制差分数据播发，可以是集群的和常规的。

（2）多媒体情报输入输出装置

重要的人机接口，包括可作电子导行器画面，以及FM收音机、CD操作、空调机操作画面显示的显示器，对驾驶员语音指令加以识别的语音识别装置，用作输出语音辅助提示信息及娱乐的扬声器等。

（3）车载计算机及数据库

分为硬件和软件包两部分。硬件部分包括微机、微机控制系统和连接线缆等，用于智能汽车的数据加工处理，同时集成传统汽车电子控制部分的数据处理功能。软件包包括数据库及各种专用程序（如最短路径计算程序等）。数据库包括静态和动态两种，静态数据库为包括道路电子地图（基础地理信息、公路数

汽车论坛 http://www.qclt.com

据、设施数据及有关背景数据、路途连接数据等）和车辆工作状况数据库的 CD-ROM；动态数据库包括交通指挥中心实时提供的气象、道路情报等数据

(4) 机动车 IC 卡

标识机动车身份的有源电子卡，同时记录机动车的行驶数据和缴费数据，数据由公路边的微波设备快速读写。用于高速公路电子收费系统对机动车进行判定并就费用（高速公路通过费、养路费）、运行记录进行电子存取操作。IC 卡同时可用于交通监控、流量测定和车辆定位等领域

(5) 车载探测装置

为一系列传感器，分为机动车/驾驶员检测装置和环境检测装置两大类。前者用于检测车辆运行状态及驾驶员异常状态；后者利用激光传感器、电子视野图象识别系统等检测车辆的驾驶环境，如周围车辆、行人、障碍物、与临近车辆的相对位置及其它路面情况等

(6) 辅助控制与自动驾驶装置

分为动力传动系统控制装置（发动机、变速器、驱动力控制）、底盘控制装置（制动系、动力转向和 4WS 控制、悬架控制）、驾驶环境控制装置（驾驶姿势、行驶环境、空调、安全气囊控制）及辅助驾驶控制装置（驾驶员生理状态、防止误操作和危险情况及提高舒适性的有关控制）、自动驾驶和自动跟踪行驶控制装置等。

13.5.3 技术现状及发展趋势

美国于 1990 年成立了 ITS American 全国组织，对含旅行需求和运行管理、公共运输系统管理、非常事态管理、先进车辆控制和安全系统、商用车管理及自动收费系统 7 个领域 29 个系统进行研究.

欧洲于 1987 年由 14 家汽车制造厂商发起“普罗米修斯”计划（高效安全的欧洲交通计划），这是欧洲各国民间在 ITS 上共同进行的一次尝试。1988 年欧共体官方开始组织了欧洲基础道路设施与汽车安全计划（DRIVE），其目标是建立驾驶员与监控系统的联系、管理全欧洲的电子控制网络，以增加安全性，提高交通效率。

日本于 1994 年成立了以民间企业和团体为主的道路、交通及车辆智能化推进协会（VERTIS），并与政府的相关 5 省厅结成了联席会议制度。自 1996 年开始，日本已开始给车辆提供道路交通信息服务，汽车导行系统开始普及，至 1997 年 3 月止，日本已有 180 万辆汽车装用此装置。

作为 ITS 中的重要组成部分，智能汽车的发展也相当迅速。一些智能化的设备已经开始在汽车上普及。

1) 汽车导行系统

汽车导行系统是用光学方式显示数字式地图，并利用来自人造卫星的电波或者陀螺仪的信号测定本车位置予于实时显示的系统（图 13-5-2）。在驾驶支持体系中就是获知本车的位置。所显示的信息除了本车位置外，还包括车辆到达目的地的道路（交叉路口）、方向、距离等道路信息。汽车导行系统最初采用独立导行法，使用地磁传感器和车速传感器确定本车位置，而真正进入市场是在 90 年代初期。由于全球卫星定位系统（GPS）的真正全面投入使用，汽车导行系统才得以推广。汽车导行系统由五大部分构成（图 13-5-3）。

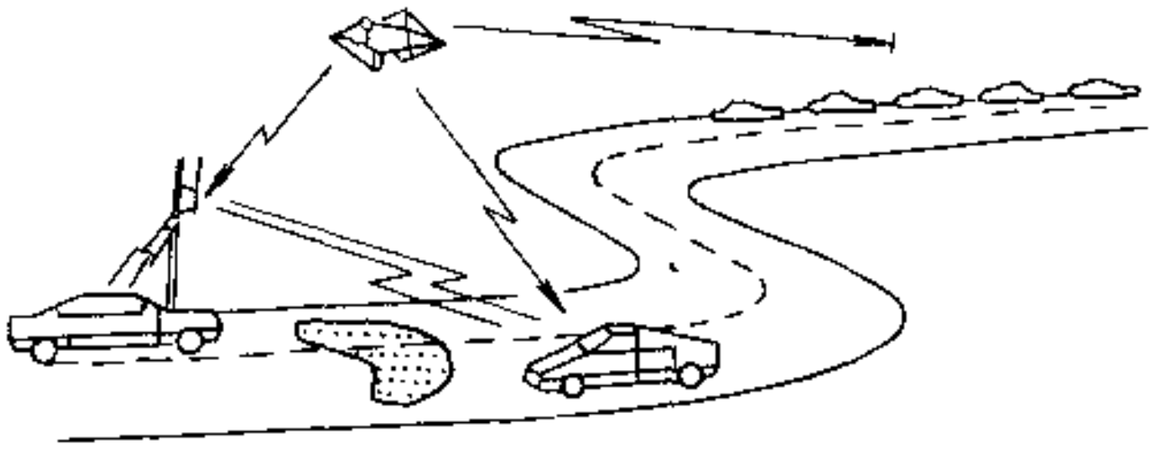


图 13-5-2 导行系统概念图

(1) 微机部分

以来自全球定位系统的数据为基础，由微机进行高速计算处理。为了实时显示本车位置和行驶方向，可以进行下述的图像处理：以本车位置为中心的 CD-ROM 内的地图数据予于读出；被读取的数字式道路地图在屏幕触发器上加以描述；被显示的数据转变为音频信号输出。在这里所获得的音频信号（NTSC）被

汽车论坛 http://www.qclt.com

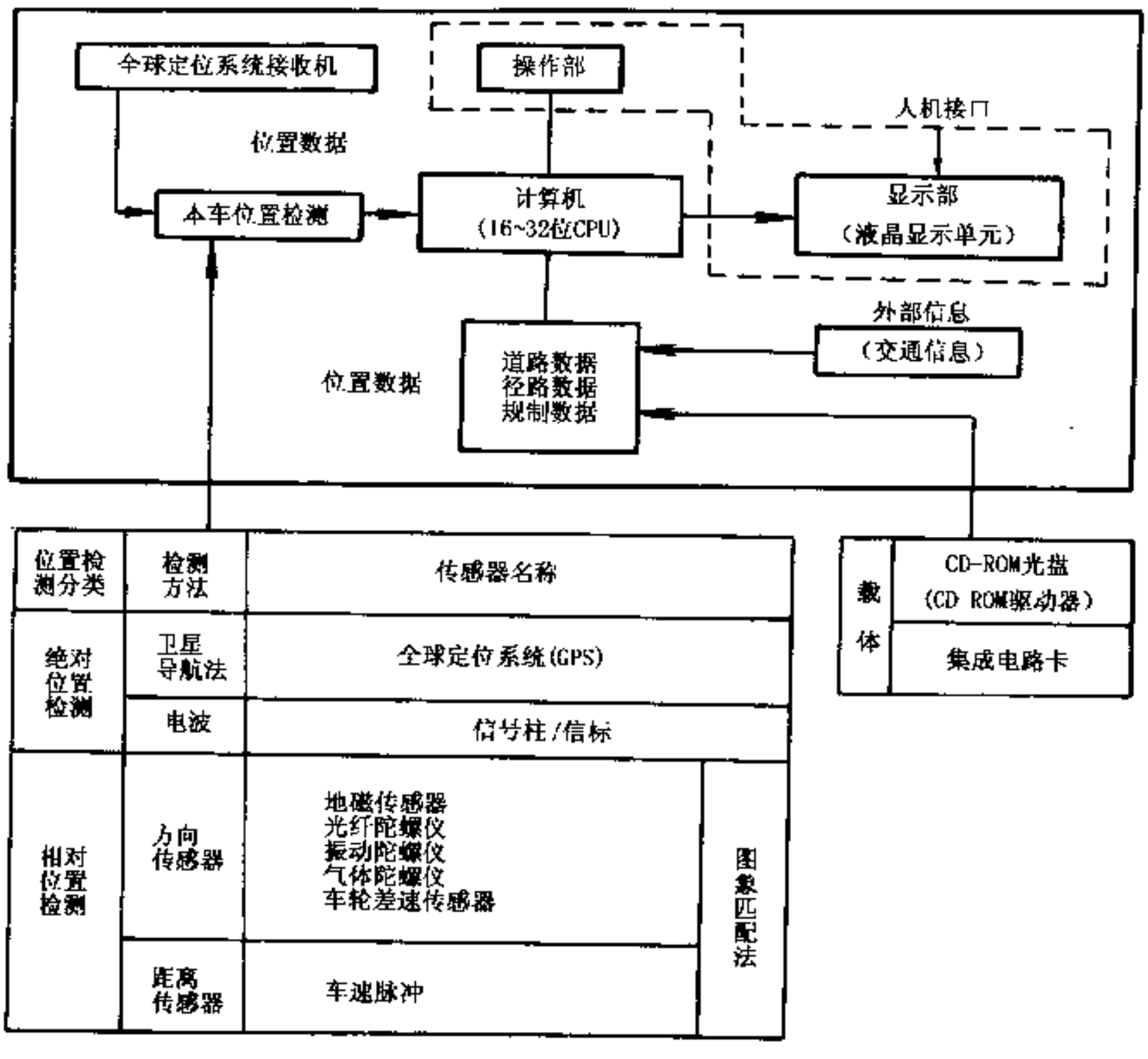


图 13-5-3 汽车导行系统的构成

传输到液晶显示器中，从而获得以本车位置为中心的图像画面。

除了主 CPU 以外，还有管理计算机周边设备的 CPU，它能处理以下几项内容：CD-ROM 驱动器单元的控制、电源供应管理、内部总线的控制及中断控制。

(2) 本车位置检测系统

在最新机种作为绝对位置（3 维）检测用传感器，使用全球定位系统（GPS）；相对位置检测使用地磁传感器（罗盘）、光纤陀螺仪，距离传感器应用车速脉冲（应用车速表）。在实际使用的导行装置上，这些传感器或者独立使用，或者组合使用。此外，还有图像匹配法，其原理是，一边修正传感器误差，一边推测本车位置，并通过软件处理。

(3) 显示装置

这是实时显示数字式道路地图和本车位置的装置。为了在较小的图像上显示出信息量众多的数字式地图，采用高显示功能的彩色液晶显示。

(4) 数字式道路地图

例如，在日本由数字式道路地图协会（DRM）进行数据收集、整理、加工、存储，形成数字式道路地图数据库。

(5) 人机接口系统和操作部分

2) 智能驾驶辅助系统

智能驾驶辅助系统主要是用来提高驾驶人员的认知和反应能力，以及防止驾驶人员注意力不集中而出现危险。它包括夜视装置、碰撞防止装置、巡行控制装置及车道保持装置等。

(1) 碰撞防止装置

汽车论坛 http://www.qclt.com

碰撞防止装置主要是通过一些传感器检测汽车前后与其它交通物或障碍物的位置距离，判断出危险状态后给驾驶人员发出警报，并自动操作制动、转向和发动机等，以避免发生碰撞事故。它是目前应用较多的智能化汽车主动安全装置。碰撞防止装置的信息单元主要是雷达障碍物探测器。它可用微波、超声波、激光等作为测距媒介，也可用摄象机作为信息单元来识别道路线标志的系统；控制单元采用可对所采集信息进行分析处理，并给执行单位发出指令的电子控制器 ECU；执行单元包括警告声音或警视图像传播装置，以及自动操纵制动系、转向系和发动机等装置。图 13-5-4 是一种典型的电控防追尾碰撞装置。

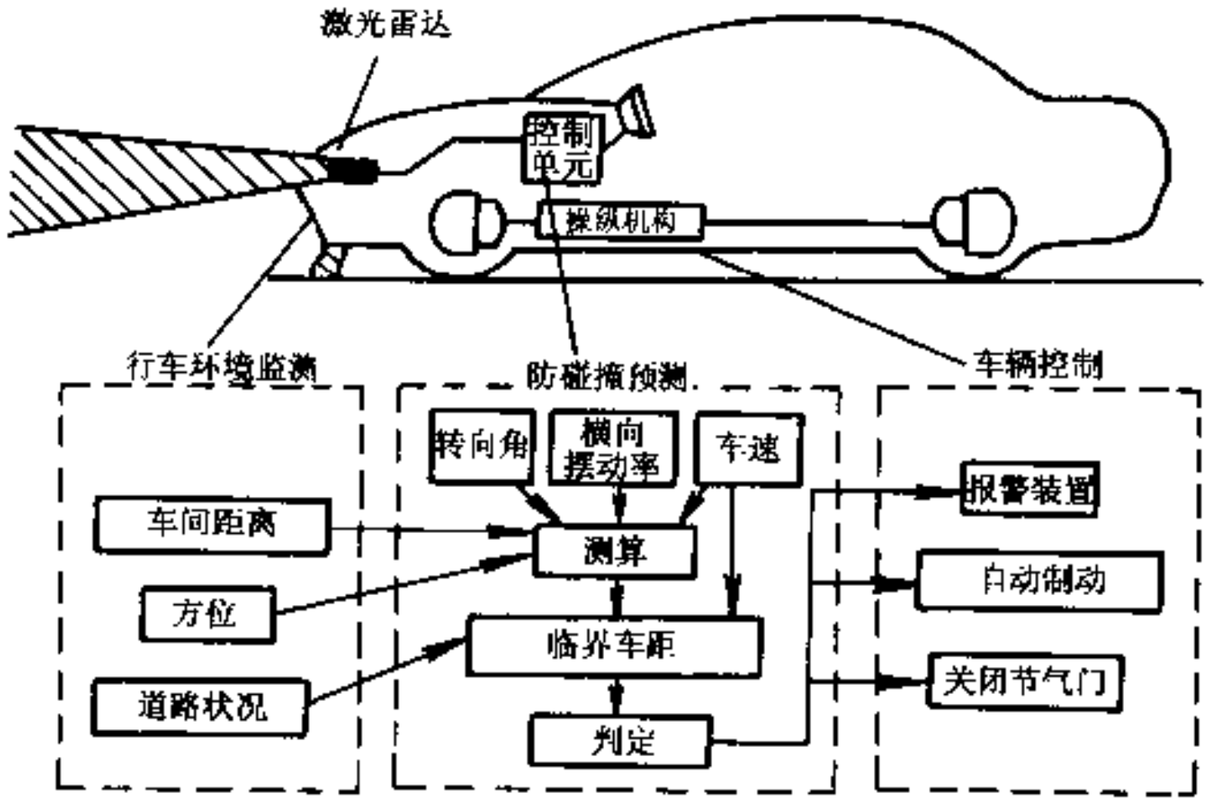


图 13-5-4 日本马自达汽车公司电控防追尾碰撞装置

该装置的信息单元——激光扫描雷达安装在汽车前端的中央位置，主要功能是测量车间距离和前面汽车的方位。控制单元根据信息单元提供的信息做出防碰撞判断，主要包括进行行车路径的计算和进行是否会发生碰撞的安全/危险判断。执行单元主要采用了一套自动制动操作机构，如图 13-5-5 所示。

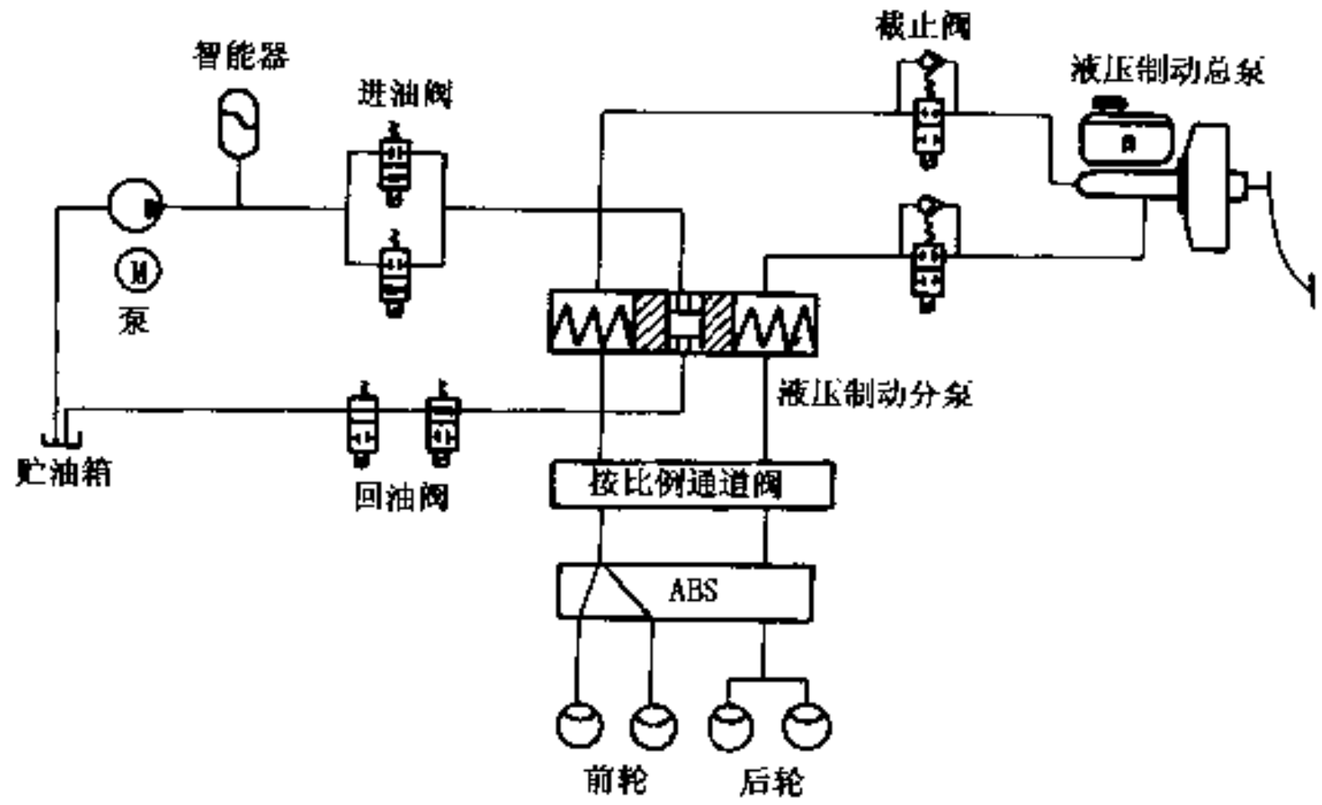


图 13-5-5 自动制动操纵机构示意图

该机构由一个供油泵源，在指令自动制动操纵机构工作时，油泵将向车轮制动器供油加压，如果这时驾驶员亦踩制动踏板且制动总泵供油压力大于自动制动操作机构油压时，则制动总泵压力有效；而一旦自动制动操作机构失灵，制动总泵并不受其影响，系统有足够的可靠性。装备有该装置的马自达轿车以 100km/h 速度对前面的停车障碍和紧急制动车辆进行防追尾碰撞试验结果表明，制动停车后对前面暂停车辆和紧急制动车辆分别保持了 10～20m 的安全间距。

汽车论坛 http://www.qclt.com

(2) 防瞌睡警报系统、车道保持装置与智能巡行控制装置

这类系统的目的在于当驾驶人疏忽时（如开车时瞌睡），保持汽车在控制下。采用警告系统告知驾驶人汽车在偏移，必要时，启动自动转向控制。

a. 防瞌睡报警系统的作用是监测驾驶员的觉醒度，以确定他是否处于瞌睡状态，根据监测驾驶员的眨眼、脉搏、脑电波等生理指标或根据驾驶员的操纵情况，并通过计算机数据处理驾驶员是否处于瞌睡状态。

b. 车道保持装置见图 13-5-6，其设备包括汽车上装的一台摄象机、一台图像处理计算机（最佳路径计算）、一台驾驶员警告系统及一台控制转向机构的步进式电机。

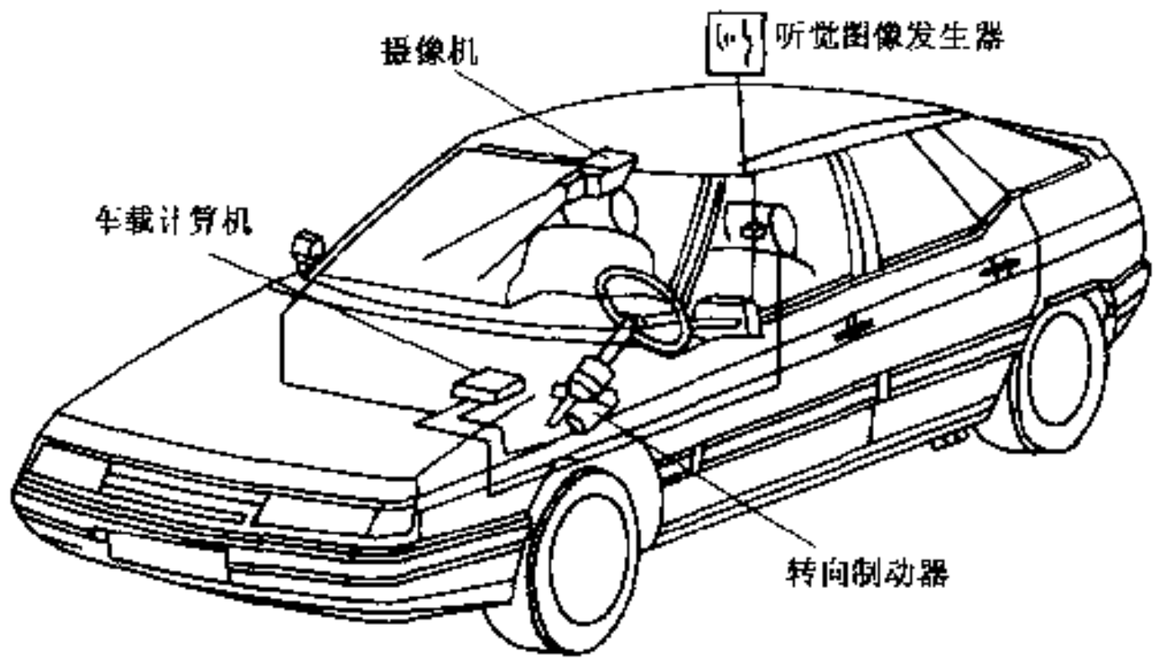


图 13-5-6 车道保持装置

该系统的运作过程是，摄象机设置在靠后视镜处，记忆下汽车前方的景象，计算机处理图像以突出白线及道路轮廓线，然后确定应行驶的最佳路线。如果需要，通过步进式电机控制转向。

装有车道保持装置的汽车可以自动地沿循道路轮廓线（在一些公路上）行驶，而不用驾驶人操作。当汽车在其行驶车道中离开了它的路径时，如果驾驶人不及时作出反应，系统会自动使汽车回至原来的路线。

c. 智能巡行控制装置除了保持车道外，还需与前方车辆保持足够的距离。该装置的特点是在车道保持装置中加装了雷达。雷达不断地测量本车与前车的距离并计算出二者的相对速度，再传给车上的计算机，由计算机操纵节气门和制动装置，从而与前面的车自动保持一个安全距离。在公路上当车辆以稳定速度行驶时，这一装置可以代替人控制车速，大大减轻驾驶员的劳动强度，提高公路上车辆的通过速度。因为当汽车以小间距列队行驶，高速公路就能更充分地被利用，从而避免交通阻塞。

(3) 列队自动驾驶系统

智能巡行控制装置的进一步发展，就是列队自动驾驶系统。如图 13-5-7 所示，把现有高速公路路面稍作不同的划分，就可以得到一条额外的车道，尽管很窄，但完全可以作为自动驾驶车道。装有自动跟随和距离控制装置的汽车，可以在这条狭窄车道上自动行驶。如果自动跟随行驶的速度比一般正常驾驶更快，便会自发形成车辆列队行驶的状况。图 13-5-8 表示出自动列队行驶的汽车所需要的装置，如车上传感器和计算机等。根据连续不断的距离测量，车上的计算机随时给出校正指令，使距离得以保持。车与车之间通过无线电通讯协调动作，比如，当第一辆汽车的障碍传感器发现危险目标时，制动信号同时被传到列队行驶的其它车辆，所有汽车同时制动。人的反应时间消除了，车辆之间的距离可以缩短，因此，现有公路通行能力增加了。

如果在一般车道上行驶的平均速度比在自动行车道上慢，一些驾驶员就会希望换到自动行车道上行驶。上自动行车道后，驾驶员起动自动行车开关，车辆自动行驶。接着，这辆汽车开始自动紧随前一辆汽车。当要离开自动行车道时，驾驶员也只需进行一次开关转换，车辆逐渐减速，当与前面的车拉开一定距离后，驾驶员再操纵汽车离开自动行车道。

(4) 视野增强系统和夜视装置

为解决盲区和交叉行驶区域视野，增设雷达和摄像机，并在挡风玻璃上显示有关景物。

增设前照灯光束分布系统，该系统可根据检测到的信息控制前照灯照射范围，将光束在高低和左右之间分成若干级，自动产生最佳光束分布，使夜间行驶具有良好视野。

为保证特殊环境下的视野，在寒冷天气的除霜、除雾及雨天的刮水性能，防止在玻璃上形成水膜，可

汽车论坛 http://www.qclt.com

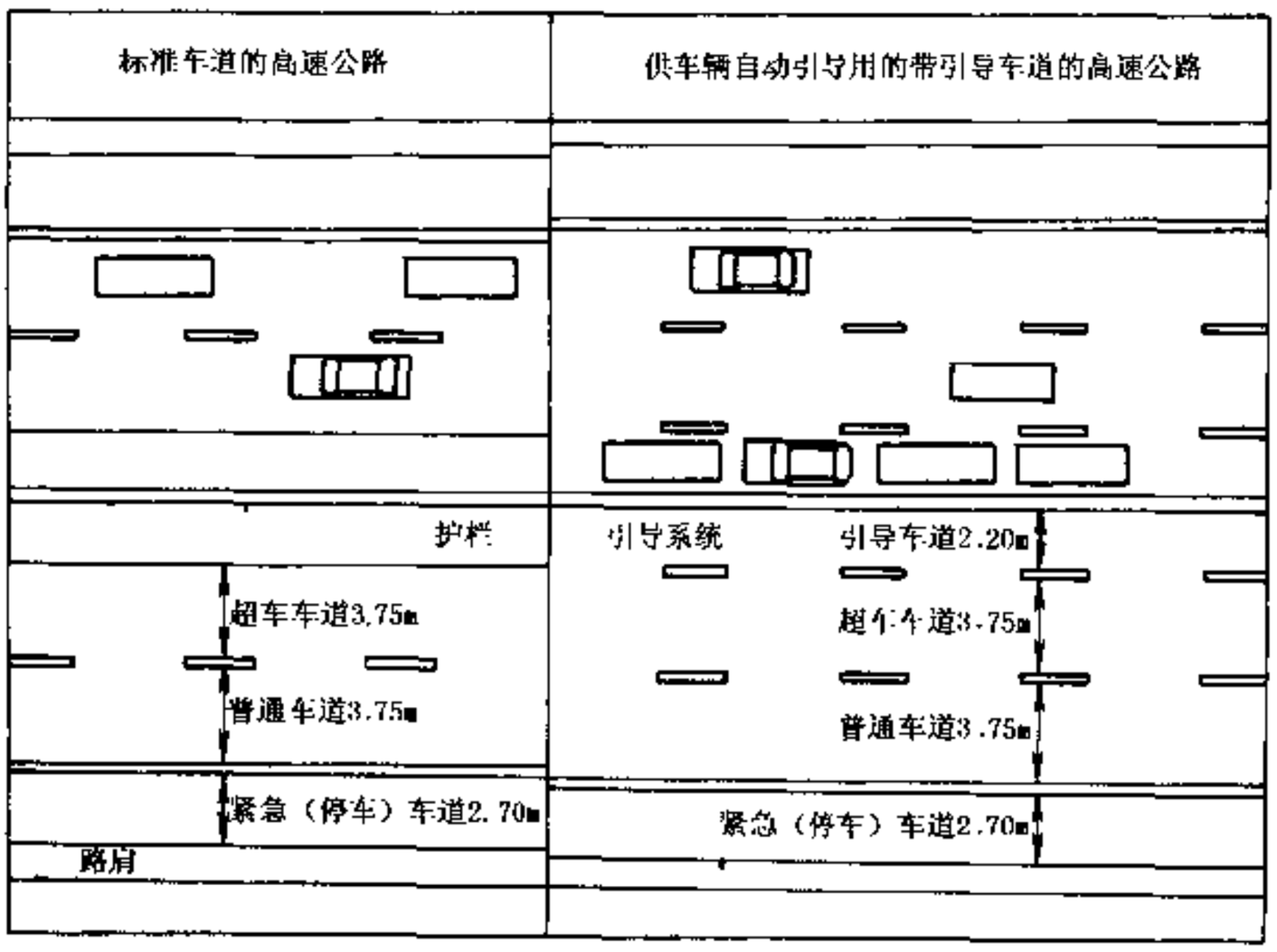


图 13-5-7 路面重新划分方案

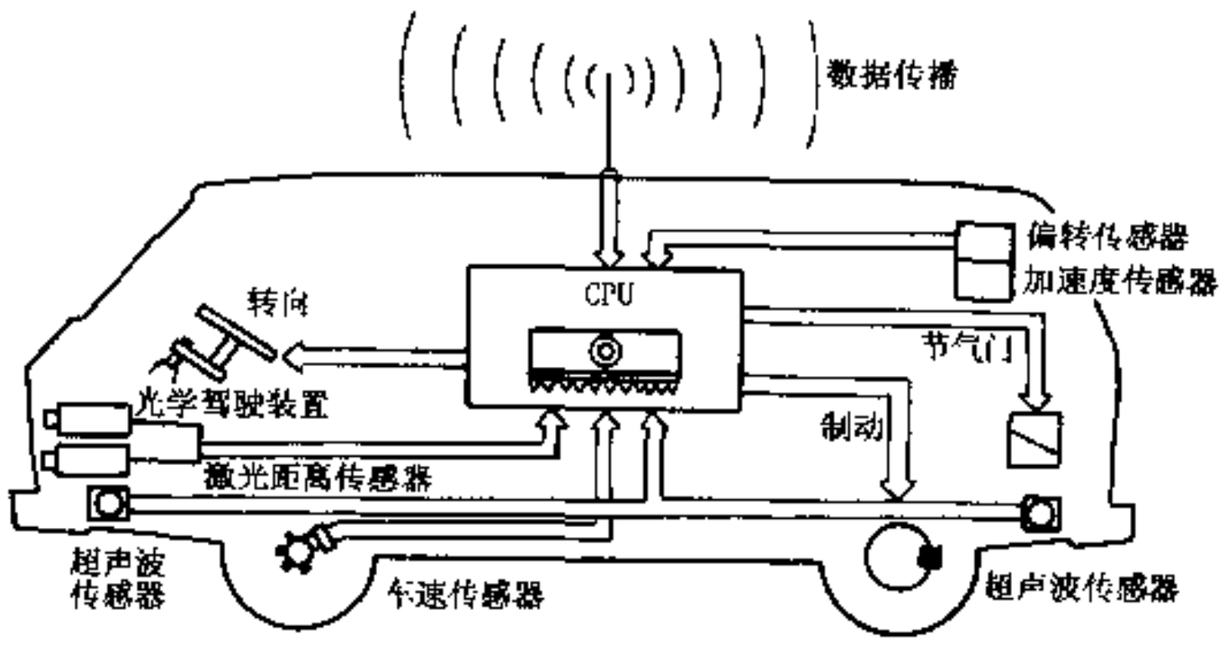


图 13-5-8 车辆自动驾驶所需的部件

在挡风玻璃上采用熔接涂层技术，使雨滴变成水珠、大大改善能见度。

最近，美国通用汽车公司和美洲虎汽车公司应用红外线技术相继制成了供汽车驾驶员在夜间行驶用的夜视系统。该系统中的红外线传感器依靠感知及记录物体间温度不同来区分物体，它的影像系统非常敏感，可以区分前方物体间0.1℃温度差。由于这一装置对热的物体（如行驶中的轮胎、发动机）特别敏感，因此，它可以及早发现前方车辆，并显示给驾驶员，从而避免相撞。

通用汽车公司研制的夜视系统显示屏幕的亮度是可调的，并且汽车前灯开关与否并不影响图像，迎面行驶过来的汽车车灯也不会使系统失明。第一代夜视系统显示屏是黑白的，热的物体在其上呈深色。目前正在研制的第二代夜视系统是彩色的，这对于观察交通信号和路灯非常有利。

3）汽车电子控制装置

（1）动力传动系统控制

动力传动系统控制，可使汽车在各种工况下均能处在最佳状态下运行，提高汽车的动力性和经济性，并能使排气中的污染物减到最低限度。

汽车论坛 http://www.qclt.com

a. 发动机控制系统

主要控制功能包括空燃比、发动机冷起动和加速加浓的开环控制、点火定时控制、怠速控制、排气再循环控制，海拔高度及温度补偿，爆震控制，自诊断功能及巡行车速控制等。

b. 自动变速控制系统

把最省油的操作规范存入计算机，在汽车行驶过程中，根据车速传感器、节气门位置传感器和各种有关车辆行驶状态的信息，经计算机处理后控制变速器换档，使汽车在最经济车速下行驶。

近年来，一些车型已将发动机和变速器的控制集中在一个控制器内，以减少所占空间、简化线束、减少接口的数量，从而提高系统的可靠性和降低制造成本。

(2) 底盘电子控制系统

主要包括制动防抱死/牵引力控制系统、行驶稳定控制系统、动力转向控制系统及悬架控制系统等。

(3) 车身电子控制系统

a. 智能化安全气囊系统

现代安全气囊系统开发了很多智能化功能，以确保最有效地保护成员，其主要功能如下。

①能迅速对碰撞事故的类型、碰撞方向、碰撞强度以及碰撞速度做出判断，确定是仅仅起动安全带预紧装置，还是也要起动安全气囊，并指令起动气囊的数目和位置。

②能探测出车内乘员的形体、质量和位置，包括座位上是否有乘员，乘员身高体重、座位上乘员与转向盘距离、乘员的坐姿等。在发生碰撞事故时，执行一个针对具体情况的程序，做到恰到好处地保护乘员。系统能对车座占用情况进行识别，当乘员处于危险位置或当放置儿童车座的情况下，自动切断气囊系统。

③能判断乘员是否佩带安全带，并根据是否佩带安全带来调节气囊充气量的多少。若乘员没有佩带安全带，气囊就会在比较轻的碰撞强度下被起动，并适当增加充气量。

④能调节气囊充气压力。原来的气囊系统中的安全气囊的爆发力很大，在膨胀过程中有可能会对乘员特别是坐在前排的儿童、身材矮小的成人造成伤害，新的气囊系统采用低压充气，并能根据乘员形体和碰撞强度调节气囊压力。

b. 智能化的安全带系统

智能化的安全带系统能根据乘员的形体、座位与碰撞强度所提供的信息，自动调整安全带在车身上的固定点，控制预紧装置的作用时间，与安全气囊相配合，共同发挥对乘员的最佳保护功能。

c. 防盗系统

电子密码锁是一种被动的防盗系统，只有在正确编码的钥匙插入点火开关时，车辆方可起动行驶。

防盗控制器检测各种开关，如有盗窃情况发生，将发出声光报警。有的还可以发出无线电信号，便于跟踪被盗的车辆。

无钥匙进入系统，驾驶员可以用带有密码的发送器，寻找停放的车。车子可以用声音和灯光的闪亮告知其所停放的位置，并可遥控车门和行李舱盖的锁，以及进行车辆的识别，起动发动机。

d. 电子组合仪表

各种传感器的信息送至电子组合仪表，经计算机处理后，可以用真空荧光、液晶及场效应发光等显示技术，以数字、模拟或图形的方式显示。色彩鲜艳，显示亮度可根据环境的变化自动进行调节。显示的信息可以根据需要进行选择设定。

车况的监测：在点火钥匙接通，发动机起动后，计算机将所有被监测的量检查一遍。检查的项目为：机油压力、蓄电池电压、燃油量及冷却液等。若所有情况正常，显示通过。在运行过程中如出现不正常，则显示发生故障的部位并报警。

运行参数显示：车速、发动机转速、机油温度、冷却液温度、油量、油耗及行驶里程等。

故障诊断信息：故障灯、故障码的显示。

其它信息：日期、时间、燃油经济性、问候性语言和报警提示等。

e. “小气候”控制系统

汽车论坛 http://www.qclt.com

为了提高乘坐的舒适性，计算机根据车内外温度传感器、日照传感器及湿度传感器送来的信息进行平衡计算，调节车内的温、湿度和空气质量，制造人体感觉最舒适的自然气候环境。

f. 其它控制系统

如车内噪声控制、自动空调控制、车速控制、驾驶员座位位置记忆系统、雨滴传感起动刮水器等。

13.5.4 影响智能汽车发展的关键技术

智能汽车的开发所涉及的部分技术领域还不够成熟，普遍受到关注的领域有以下几个。

①移动通讯技术领域：由于常规的无线电频谱资源十分有限，难以支持大量车辆的通讯要求，主要研究方向是提高无线电波的传输能力及通讯设备的信息加载速率。发达国家在开发蜂窝电话网、单边频带通信、直接寻址双向通信及双向数字卫星通信等领域竞争十分激烈。

②传感器技术领域：主要关注提高高速行驶状态下车载探测装置的探测精度。

③计算机技术领域：主要任务是提高计算机的运算速度和可靠性，并向综合控制、智能控制方向发展。

④数值化及数据库技术领域：主要关注数据的采集和建立，以及 CD-ROM 的压缩技术和读取速度。

⑤信息处理技术领域：需完善电子视野图象识别技术、人工智能技术、神经网络技术、模糊技术、现代控制技术等有关基础技术，开发相应的算法。

⑥控制及伺服技术领域：重点提高控制及伺服机构的精度、灵敏度、抗电磁干扰性能和功率密度等。

⑦人机联系技术领域：开展高清晰度显示器、多媒体技术、虚拟成象技术、声音识别及合成技术的研究，开发更友好、适用的人-机联系界面。开展驾驶员监控与识别模型、环境识别模型研究，最终实现驾驶和控制分离。

⑧人机工程学领域：以驾驶员特性（视觉特性、驾驶合理性、驾驶员疲劳度）、交通事故时人的失误机理等为依据，从生理学、心理学研究人的认识、判断和动作，以及人-车综合特性、人-车功能互补性，促进辅助驾驶系统适用化。（撰稿人：余卓平）

13.6 太阳能汽车

13.6.1 定义与特点

主要动力源来自太阳能的汽车称为太阳能汽车。太阳能是一个有利于生态、清洁的能源，太阳能汽车可以说是真正的“零排放”交通工具。但是，汽车能够从太阳能电池组中获得的功率，取决于太阳照射的比功率和太阳能电池组面积的大小。当阳光垂直照射到太阳能电池组表面上时，照射的比功率是 $1kW/m^2$，而在一般情况下，平均比功率只有它的 1/3。考虑到太阳能汽车必须沿城市公路行驶，车上的太阳能电池组的面积不可能太大，一般都限制在 $6m^2$ 以下。再考虑到现代化的光电转换装置的效率大约为 14%，即使在最为有利的气候条件下，太阳能汽车内的太阳能电池组的瞬间功率也不会超过 1kW。所以，太阳能汽车至今为止在世界上都没有被普遍实际应用，现有的太阳能汽车只是一些显示科研成果的概念车和比赛车。然而，尽管如此，这种“绿色”汽车对人类的吸引力实在是太大，以致于世界上所有的汽车生产国都在致力于太阳能汽车的研究和开发，为的是有朝一日让太阳能汽车真正服务于人类。

13.6.2 典型结构

在太阳能汽车上，太阳能电池组收集太阳能，并通过光电转换器把它转换成电能。功率跟踪器监视太阳能采集格板和负荷之间的阻抗，使得在不同的天气或不同的负荷等各种情况下汽车的驱动系统始终能工作在最佳效率下，能量再从功率跟踪器输入电动机，电动机通过直接减速驱动后轮，那些剩余的能量被存储于蓄电池中。蓄电池在这里起到极其重要的作用，它可以保证太阳能汽车加速或坡道行驶，达到负荷峰值时所需要的补充能量，可以保证太阳能汽车在不利的天气条件下（例如多云、深夜、雨天）的正常行

汽车论坛 http://www.qclt.com

驶，可以存储制动系统获得的能量，还可以在停车时补充太阳能。考虑到简化传动机构、减小质量、增大传动效率，一般太阳能汽车都不配备离合器、手动变速器等装置。

为了充分利用太阳能，太阳能汽车应有尽可能大的车身表面，以便安装更多的太阳能电池来采集太阳能。而从另一方面看，为了减小行驶阻力中的主要成分——空气阻力，太阳能汽车又应有最小的迎风面积，所以太阳能汽车的车身外形应该是宽且扁平的。不得不凸出的驾驶员座舱，仅考虑驾驶员的生理需求，并不强调乘坐和驾驶时如同轿车一样的舒适性。图 13-6-1 所示是一款典型的太阳能汽车，由俄罗斯里姆施塔特高等技术学校研制。

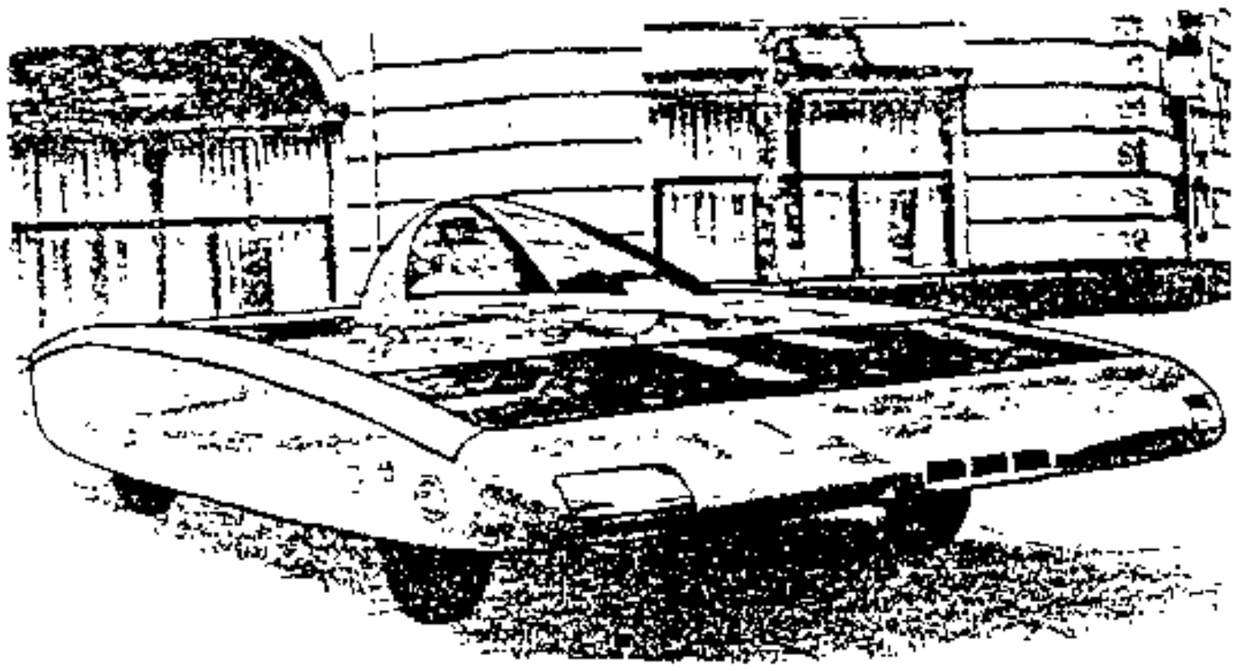


图 13-6-1 典型的太阳能汽车

这里以里姆施塔特高等技术学校研制的太阳能汽车和美国 Michigan 大学设计的 Sunrunner 太阳能汽车为例，介绍一下太阳能汽车的构造和设计要求。其基本性能参数列于表 13-6-1。

表 13-6-1 两种太阳能汽车的基本参数

参 数	Michigan 大学设计的 Sunrunner 太阳能汽车	里姆施塔特高等技术学校研制的太阳能汽车
长/宽/高（mm）	6000 × 2000 × 1270	4700 × 1800 × 1000
轴矩（mm）	2430	2500
满载质量（不计驾驶员）（kg）	229	309（电池组质量 125）
电动机型式	带有三相脉冲宽度调制换流器的特制电机	异步电动机
最大功率（kW）	16	12
额定功率（kW）	4.47	3
太阳能电池组	单晶硅	单晶硅
面积（m^2）	8.3	5.6
最大功率（kW）	0.6	0.54
蓄电池	银锌电池	铅酸电池
蓄电池组比能量	10 个 20.5V 电池为一组 2.8kW·h/kg	10 个 12V 电池为一组 4.8kW·h/kg

由于太阳能电池组提供的能量较少，因此要求达到最小的行驶阻力和最大的动力传动效率，应从空气动力学、效率、整备质量、能量采集能力等方面着手，采用最先进的材料、电池和电动机技术，合理地布置，使太阳能汽车能达到乘座舒适、经济实用的要求，并根据太阳能汽车在城市道路上的行驶工况，对安

汽车论坛 http://www.qclt.com

全性、稳定性和制动装置提出要求。

轻量化的要求使得一些太阳能汽车的座椅被设计成吊床式，采用具有足够强度的抗拉网状织物制成。座椅安装在车架上后，根据驾驶员的生理条件设计座舱盖，要求保证驾驶员具有大于10°的上视角和不小于90°的左右视角。为了进一步减小空气阻力，还抛弃了传统的后视镜，而采用水管粗细的光学纤维束。

仪表板上包括速度表、转速表、电流容量显示、太阳能电池电流强度表、定速巡行键、转向灯键、前进/倒车转换键、风扇按钮、喇叭等，显示器由驾驶员手控制。加速和制动是由踏板操纵的。所有的控制件都严格按照手伸及界面原则，经多次试验进行合理布置。

座舱的通风口是经风洞试验后，设置在车身正压力最高处，以保证座舱的新鲜空气量符合国际标准。在座舱前安装风扇，对电动机和电动机控制器进行强制通风。

图13-6-2为里姆施塔特高等技术学校研制的太阳能汽车的装备平面示意图。

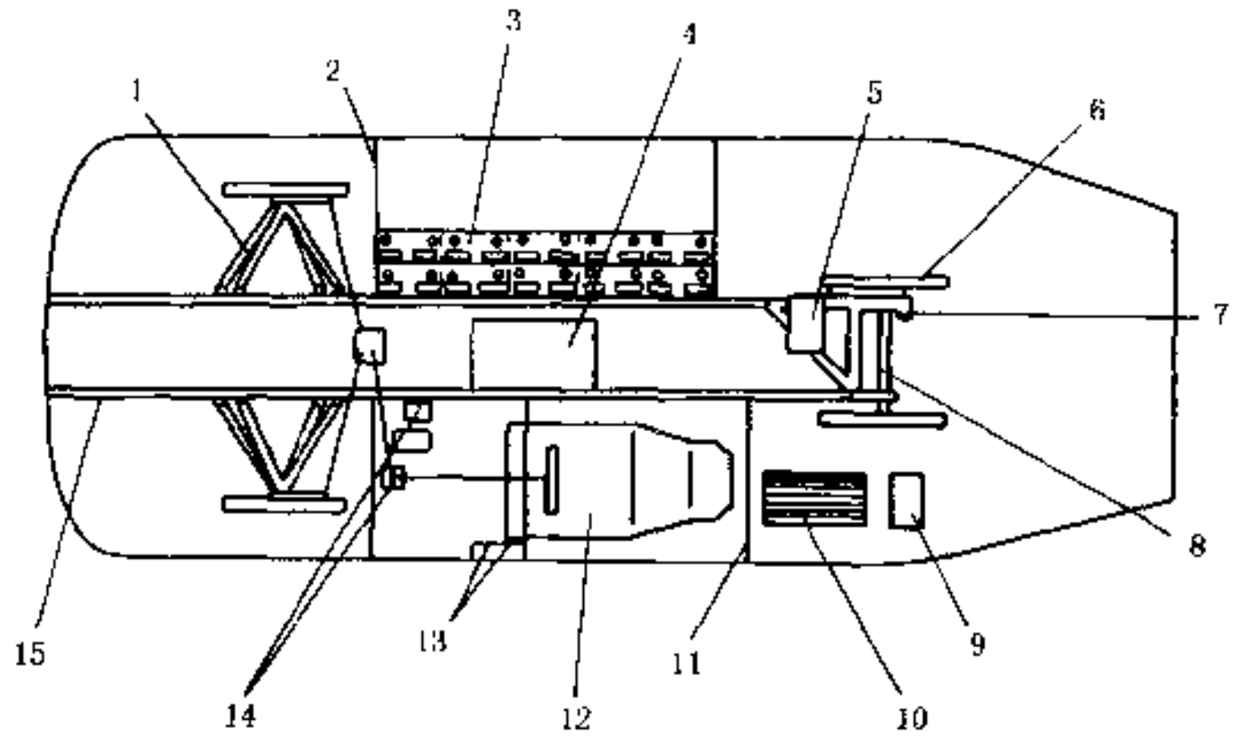


图13-6-2 一种太阳能汽车装备平面示意图

1-前桥与车身的横向联接支条；2-隔板；3-蓄电池；4-动力系转换装置；5-异步电机；6-从动皮带传力轮；7-盘式制动器；8-后桥；9-太阳能电池组转换装置；10-充电器；11-隔板；12-驾驶员座椅；13-微处理控制装置；14-操纵踏板；15-车架

为了最大程度地减少太阳能汽车对能量的需求，没有考虑更多地改善驾驶员舒适性的措施。为了提高传动效率，还要尽可能简单地将电动机的转矩直接传递给驱动桥。许多比赛用的太阳能汽车采用三轮驱动的链传动的布置形式。表13-6-2中列出了几种布置方案的优缺点。

如图13-6-3所示是作用于汽车上的横向力，其中图13-6-3a）是直线行驶状态，图13-6-3b）是弯道行驶状态。

表13-6-2 太阳能汽车的布置方案比较

	三轮	四轮（前后轮距相同）	四轮（前轮距大于后轮距）
侧倾稳定性	0	+ +	+
行驶性能	-	+	+
调整方便性	-	+ +	- +
传动损耗	+ +	-	+
驱动装置	0	-/+ *	+

注：*差速器处于工作状态/锁止状态；+ +表示很好；+表示较好；0表示一般；-表示较差。

13.6.3 技术水平与关键技术

13.6.3.1 太阳能采集格板

多选用热塑料制成的太阳能采集格板形状如图13-6-4所示，太阳能电池就布置在格子中。目前在太阳

汽车论坛 http://www.qclt.com

于 5kW。电动机的效率取决于所采用的异步牵引电机的功率和转速。当转速低于 3000r/min 时，相应的功率低于 2kW. 在功率范围为 2～6kW，转速大于 3000r/min 的情况下，电动机的效率高于 80%。在回收制动能量的再生工况下，异步电机是作为发电机使用.

13.6.3.3 蓄电池

出俄罗斯里姆施塔特高等技术学校研制的太阳能汽车，蓄电池组采用 10 个串联的 12V 铅酸蓄电池，容量为 40A·h，能量储备为 4.8kW·h，质量为 125kg。由于比能量大的电池即便是隔热措施再好，也会释放出较多的热量，所以一般在太阳能汽车上不便采用。

13.6.3.4 太阳能汽车的车身轻量化设计

减小质量对于太阳能汽车的动力性的提高是至关重要的。太阳能汽车车身材料的选择原则是轻量并能吸收碰撞能量。例如 Sunrunner 汽车的车架用铝合金制成，车身外覆盖件使用碳纤维玻璃钢，它的密度为 0.93kg/m^2，表面覆盖层是光滑的精细织物；采用结实的织物用作内饰；在外覆盖件和内饰之间是厚度为 9.5～12.7mm 蜂窝状夹层，它的密度为 28.9kg/m^3。

里姆施塔特高等技术学校研制的太阳能汽车的车身蒙皮也是用碳素纤维制成的，厚度为 8mm，带有驾驶员座椅和增强结构强度的横向隔板的车身重量只有 30kg。

13.6.4 太阳能汽车的发展趋势

以年平均太阳照射能量密度为 1kW/m^2 计算，太阳能汽车在一年中可累计获得 540kW·h 的能量。如果按每 100km 平均消耗 4kW·h 的能量，太阳能汽车仅依靠太阳能一年就能够行驶 1350km。所以说，太阳能汽车的动力性是可以达到实用的。

由于太阳能是一种取之不尽，用之不竭的绝对干净的能源，所以，太阳能汽车肯定是未来人类社会汽车发展的一个方向，只是还需解决了它行程短、动力不足和价格高的问题后，才能达到实用和推广。

（撰稿人：王宏雁）

参 考 文 献

1. W. Peschka, Wasserstoff als Kraftstoff fuer bodengebundene Fahrzeuge (the use of Hydrogen for vehicles), VDI Berichte 1020, VDI Verlag 1992.

2. 乌力吉，阎大建. 国外氢气发动机研究概况. 小型内燃机. 1995；24（1）.

3. B. Nierhauve, B. Huester, Betriebsmittelversorgung von Fahrzeug mit Wasserstoffantrieb, VDI Berichte, VDI Veralg 1985.

4. C. Halene, K. L. -. Strack, Entwicklung und Erprobung von Hydridspeichern fuer den Ensatz im Kraftfahrzeug, VDI Berichte, VDI Verlag 1985.

5. 倪计民. 汽车内燃机原理. 第 1 版，上海：同济大学出版社，1997.7.

6. M. Gutjahr, W. Hurich, N. Komoschinski, R. Povel, Erprobung von Prototyp – und Flottenfahrzeugen fuer Wasserstoff – und Wasserstoff – Benzin – Mischbertieh, VDI Berichte, VDI Verlag1985.

7. 吴光强. 车辆复合动力传动系统开发现状与展望. 北京：汽车工程. 1997，19（2）：78～82.

8. 吴光强. 使用高速储能飞轮的车辆复合动力传动系统关键技术的研究. 中国公路学报. 1997，10（3）：106～109.

9. 杨立忠，杨平钧，别义勋. 新能源技术一跨世纪国民经济的动力. 北京：中国科学技术出版社，1994.

10. 郑 芬. ITS——现代交通文明的产物. 世界汽车. 1998（5）.

11. 李 军. 智能汽车系统浅析. 世界汽车. 1998（5）.

汽车论坛 http://www.qclt.com

12. Seiffert Automobiltechnik derZukunft. Walzer. VDI Verlag, 1989.

13. 庄继德. 汽车系统工程. 北京: 机械工业出版社, 1997.

14. 徐志毅. 机电一体化技术在支柱产业中的应用. 上海: 上海科技文献出版社, 1997.

15. 颜增品. 汽车卫星导行系统的发展与应用. 世界汽车, 1998 (5).

16. Ingolg Knabe, Verbrauchs – Defens, KFT, 1998.

17. BOSCH·Dieseleinsptiztechnik im Ueberblick, 1976.

18. BOSCH Automotive Handbook (4^{th}edition), charging system.

19. Joachim Quarg, Das Verbrauchsminimierte Automobil, ATZ, 1996 (10).

20. Der Umweltbericht von VW. VW AG 1996.

21. From LUPO to the 3 Liter Car, Norbert Ermisch, VOLKSWAGEN. Diesel Initiative Symposium – 3 Liter Lupo, 1999.

22. Technologien um das 3 – Liter AUTO, VDI Bericher 1505, Verein Deutscher Ingenieure. VDI Verlag GmbH Duesseldorf 1999, ISBN 3 – 18 – 09 1505 – 6.

汽车论坛 http://www.qclt.com

[General Information]
书名=汽车工程手册　设计篇
作者=
页数=1128
SS号=0
出版日期=

汽车论坛 http://www.qclt.com

封面页
书名页
版权页
前言页
目录页
1 商品规划
1．1 概述
1．2 商品发展规划
1．2．1 制定商品发展规划应考虑的基本条件
1．2．2 市场调查与预测
1．2．3 商品发展规划的种类与规划期
1．2．4 商品发展规划的主要内容
1．2．5 商品发展规划的编制程序
1．3 单个商品规划
1．3．1 单个商品规划的分类
1．3．2 单个商品规划的内容
1．4 概念设计
1．4．1 概念设计的依据
1．4．2 概念设计的基本过程和主要内容
1．5 车辆总布置
1．5．1 总布置设计的作用
1．5．2 主要的空间布置项目
1．5．3 总布置与性能相关项目
1．5．4 动力系统与传动系匹配
1．5．5 总布置图
参考文献
2 造型设计
2．1 概述
2．1．1 造型设计的含义
2．1．2 造型设计的分类
2．1．3 造型设计的任务
2．2 造型设计的程序
2．2．1 概述
2．2．2 超前设计
2．2．3 生产车的造型设计
2．3 外部造型设计
2．3．1 概述
2．3．2 车型外形分类
2．3．3 外部造型设计要点

汽车论坛 http://www.qclt.com

2．3．4外部造型设计的工作程序和内容
2．3．5装饰件设计
2．4室内造型设计
2．4．1概述
2．4．2室内造型设计的程序
2．4．3内饰设计与材料的选用
2．5色彩
2．5．1色彩与设计
2．5．2色彩概述
2．5．3汽车色彩设计的原则及技巧
2．6汽车商标设计
2．6．1商标的艺术规律
2．6．2商标的形式与色彩
2．7表面数据和线图
2．7．1内外模型的测量
2．7．2线图
2．8计算机辅助造型
2．8．1绘制效果图
2．8．2构筑曲面
2．8．3渲染
2．8．4展示
2．8．5制造模型
2．9数据控制模型
2．9．1概述
2．9．2数据控制模型的特点及要求
2．9．3数据控制模型的结构
2．9．4　DCM的评审与修改
2．10造型主要技法
2．10．1效果图的透视画法
2．10．2油泥模型制作
参考文献
3发动机
3．1整机概论
3．1．1基本性能
3．1．2车用发动机的种类及特点
3．1．3典型的车用发动机
3．1．4车用发动机的技术发展
3．2发动机概念设计
3．2．1概念设计及其主要内容

汽车论坛 http://www.qclt.com

3．2．2发动机主要性能参数和结构形式的确定
3．3发动机主要构造
3．3．1气缸盖的设计要点
3．3．2机体设计要点
3．3．3提高刚度、降低噪声的结构
3．4主要运动件
3．4．1活塞组
3．4．2连杆
3．4．3曲轴
3．4．4飞轮
3．4．5减振机构
3．5配气机构
3．5．1概述
3．5．2凸轮轴
3．5．3气门挺柱
3．5．4摇臂
3．5．5气门组件
3．5．6凸轮辆驱动机构
3．5．7可变气门机构
3．6轴承
3．6．1滑动轴承的基本特性和设计参数
3．6．2轴承材料及其选择
3．6．3润滑方式
3．7进排气系统
3．7．1概述
3．7．2进气歧管
3．7．3空气滤清器
3．7．4排气歧管
3．7．5可变进气管
3．7．6消声器
3．8冷却系统
3．8．1概述
3．8．2对冷却系统的要求
3．8．3冷却系统的总体布置
3．8．4散热器的选择
3．8．5风扇的选择
3．8．6水泵
3．8．7压力式散热器盖
3．8．8副水箱

汽车论坛 http://www.qclt.com

3．８．９水管
3．８．１０节温器
3．８．１１冷却液
3．９润滑系统
3．９．１润滑系统的组成和主要参数
3．９．２机油泵
3．９．３机油滤清器
3．９．４油底壳、油面指示器
3．９．５机油收集器
3．９．６机油冷却器
3．９．７曲轴箱通风系统
3．１０燃料供给系统
3．１０．１化油器
3．１０．２汽油喷射
3．１０．３汽油泵
3．１０．４燃油箱
3．１０．５燃油滤清器
3．１０．６燃油管
3．１０．７柴油机供油系统
3．１１点火系统
3．１１．１概述
3．１１．２火花塞
3．１１．３点火线圈
3．１１．４分电器
3．１１．５高压线
3．１２增压装置
3．１２．１概述
3．１２．２增压系统的分类
3．１２．３涡轮增压系统
3．１２．４径流式涡轮增压器的构造
3．１２．５压气机特性
3．１２．６涡轮特性
3．１２．７涡轮增压器的选配
3．１２．８发动机采用增压技术的相关措施
3．１２．９放气阀
3．１２．１０增压空气中间冷却
3．１２．１１涡轮增压技术的发展
3．１３排气净化装置
3．１３．１点火定时

汽车论坛 http://www.qclt.com

3．１３．２排气再循环
3．１３．３催化剂与催化转化器
3．１３．４燃油蒸发控制装置
3．１３．５微粒物排放控制
3．１４附件传动装置
3．１４．１带轮
3．１４．２带
3．１４．３带的张紧
3．１４．４振动噪声控制及常见故障分析
3．１４．５可变机构
3．１５起动系统
3．１５．１起动系统的构成和性能
3．１５．２起动机
3．１５．３起动系统设计要点
3．１５．４起动机保护继电器
3．１５．５低温起动装置
3．１６悬置系统
3．１６．１悬置系统的激振源
3．１６．２悬置系统的布置
3．１６．３悬置软垫的设计
3．１６．４液压悬置
3．１６．５悬置系统的设计程序
3．１７发动机管理系统
3．１７．１空燃比控制
3．１７．２点火定时控制
3．１７．３发动机综合控制
3．１８密封件与螺纹紧固件
3．１８．１气密封
3．１８．２水密封
3．１８．３油密封
3．１８．４运动油封
3．１８．５螺纹紧固件
3．１９燃料和润滑油
3．１９．１燃料
3．１９．２发动机润滑油
参考文献
4传动系
4．１概述
4．１．１传动系的结构组成及功用

汽车论坛 http://www.qclt.com

4．１．２传动系的布置型式
4．２传动系的载荷工况、工作特点及设计要求
4．３离合器
4．３．１概述
4．３．２离合器盖总成
4．３．３汽车离合器的设计程序
4．３．４离合器基本参数及尺寸选择
4．３．５离合器主要零件的结构设计
4．３．６扭转减振器的设计计算和基本参数选择
4．３．７膜片弹簧的设计计算和主要参数选择
4．４机械式变速器
4．４．１概述
4．４．２变速器的结构型式
4．４．３变速器的传动机构及其主要结构参数
4．４．４变速器齿轮的设计计算
4．４．５变速器轴的设计计算
4．４．６同步器
4．４．７副变速器与分动器
4．４．８变速器、副变速器与分动器试验
4．５液力传动装置
4．５．１液力传动装置的功能
4．５．２液力传动装置的型式和特点
4．５．３液力变矩器
4．５．４锁止离合器
4．６有级式自动变速器
4．６．１概述
4．６．２平行轴式自动变速器
4．６．３自动变速器的机械传动系统
4．６．４系列化与组合式设计
4．６．５自动变速器的控制系统
4．７无级变速器
4．７．１概述
4．７．２机械式变级变速器
4．７．３带传动基础设计
4．７．４牵引环式
4．７．５　ＣＶＴ控制
4．８万向传动轴
4．８．１概述
4．８．２万向传动轴的结构型式

汽车论坛 http://www.qclt.com

8．4．3万向节
8．4．4万向传动轴的主要结构参数与计算
4．9驱动桥
4．9．1概述
4．9．2驱动桥的结构型式
4．9．3多桥驱动的布置
4．9．4主减速器的结构型式
4．9．5主减速器的基本参数选择与设计计算
4．9．6差速器的结构型式
4．9．7对称式圆锥行星齿轮差速器的基本参数选择与设计计算
4．9．8多桥驱动汽车的轴间差速器
4．9．9半轴型式
4．9．10半轴的设计与计算
4．9．11桥壳的结构型式
4．9．12桥壳的受力分析与强度计算
4．10现代汽车的四轮驱动
4．11取力器
4．11．1变速器侧部动力输出形式
4．11．2变速器前部动力输出形式
4．11．3变速器后部动力输出形式
4．11．4发动机前部动力输出形式
4．12润滑油与润滑脂
4．12．1齿轮油
4．12．2汽车液力传动油（ＡＩＦ）
4．12．3润滑脂
参考文献
5制动装置
5．1概述
5．1．1制动装置各系统及其功能
5．1．2制动系组成部分及其功能
5．1．3制动装置的发展
5．1．4对制动装置的要求
5．2制动装置设计总论
5．2．1行车制动和应急制动效能
5．2．2制动器制动力的分配
5．2．3地面制动力和制动器控制力的关系
5．2．4制动器的能量容量和磨损特性
5．2．5特殊条件下的制动现象

汽车论坛 http://www.qclt.com

5．3 车轮制动器
5．3．1 鼓式制动器
5．3．2 盘式制动器
5．3．3 摩擦材料
5．4 人力制动系和伺服制动系
5．4．1 人力制动系的系统配置
5．4．2 伺服制动系的系统配置
5．4．3 人力制动系和伺服制动系的计算
5．4．4 液压制动管路
5．4．5 人力制动和伺服制动元件
5．4．6 制动液
5．5 动力制动系
5．5．1 气压动力制动系的系统配置和设计
5．5．2 气压制动管路
5．5．3 气压制动元件
5．5．4 气压一流压动力制动系
5．5．5 液压动力制动系
5．6 制动力调节装置和防抱死制动系统
5．6．1 制动力调节装置
5．6．2 防抱死制动系统（ＡＢＳ）
5．7 驻车制动系和应急制动系
5．7．1 驻车制动系和应急制动系的结构
5．7．2 驻车制动和应急制动性能计算
5．8 缓速装置
5．8．1 发动机缓速装置
5．8．2 液力缓速器
5．8．3 电涡流缓速器
5．8．4 电机缓速装置
参考文献
6 转向系
6．1 概述
6．1．1 转向系的功能
6．1．2 转向系的基本形式和特征
6．1．3 设计应满足的基本要求
6．2 设计方法
6．2．1 转向轴的内、外轮转角
6．2．2 汽车转弯半径及瞬时转向中心
6．2．3 被动转向
6．2．4 转向轮转角

汽车论坛 http://www.qclt.com

6．2．5转向力
6．2．6效率
6．2．7传动间隙
6．3转向联轴节
6．4转向器、转向拉杆
6．4．1转向器
6．4．2转向传动机构
6．5动力转向系统
6．5．1动力转向系统的功能和概况
6．5．2动力转向系统分类
6．5．3液压式动力转向系统
6．5．4电控—液压动力转向系统
6．5．5电动转向系统
6．6四轮转向
6．6．1四轮转向的基本原理
6．6．2四轮转向系统简介
6．7辅助机构
6．7．1转向减振器
6．7．2防伤机构
参考文献
7综合控制系统
7．1概述
7．1．1电子控制系统在汽车上的应用领域
7．1．2汽车电子控制系统的发展
7．2汽车电子控制系统设计的一般程序
7．3被控对象的数学模型
7．3．1模型
7．3．2模型的线性化
7．3．3连续系统到离散系统的转换
7．4控制系统的设计
7．4．1执行器
7．4．2传感器
7．4．3硬件设计
7．4．4软件设计
7．4．5控制系统设计中一些值得注意的问题
7．5综合控制系统
7．5．1动力传动系统综合控制
7．5．2等速行驶控制
7．5．3牵引控制系统

汽车论坛 http://www.qclt.com

参考文献
8 车身
8．１概述
8．１．１车身的构成
8．１．２车身应满足的性能要求
8．１．３车身类别与形态
8．２车身开发程序
8．２．１车身开发程序
8．２．２产品定义及规划阶段
8．２．３造型阶段
8．２．４表面数据形成与检验阶段
8．２．５计划图与产品描述阶段
8．２．６工程分析阶段
8．２．７结构设计阶段
8．２．８试制阶段
8．２．９试验阶段
8．２．１０生产准备阶段
8．３车身结构特点
8．４车架
8．４．１车架的结构型式
8．４．２车架受力及其应力分析
8．４．３车架刚度
8．４．４纵梁
8．４．５横梁
8．４．６车架的改装
8．５车身本体结构
8．５．１车前板制件
8．５．２车身底架与地板
8．５．３车身悬置
8．５．４前围
8．５．５车身侧围、后围、顶盖
8．５．６车门
8．５．７车后板制件
8．６辅助机构
8．６．１发动机罩开闭装置
8．６．２行李舱盖开启机构
8．６．３车门开关装置
8．６．４车门玻璃升降系统
8．６．５密封与密封件

汽车论坛 http://www.qclt.com

8．７装饰件
8．７．１前、后保险杠
8．７．２散热器面罩
8．７．３嵌条与防擦系
8．７．４标记类
8．７．５阻风板　扰流板及导流板
8．８内饰件
8．８．１仪表板
8．８．２副仪表板
8．８．３地毯与行李舱垫
8．８．４遮阳板
8．８．５拉手
8．８．６顶盖内护板
8．８．７车门内护板
8．８．８高架仪表板
8．９座椅
8．９．１概述
8．９．２种类
8．９．３结构
8．９．４座椅调节机构
8．９．５座椅的发展
8．９．６性能
8．１０涂装与防锈
8．１０．１涂装
8．１０．２防腐蚀设计
8．１１防振、降噪、隔热
8．１１．１防振
8．１１．２降噪
8．１１．３隔热
8．１２货车车身
8．１２．１概述
8．１２．２分类
8．１２．３驾驶室
8．１２．４车前板制件
8．１２．５驾驶室悬置与支架
8．１３货车车箱
8．１３．１分类
8．１３．２货车的车箱结构及设计方法
8．１３．３半封闭和封闭式货厢

汽车论坛 http://www.qclt.com

8．１４客车车身
8．１４．１分类
8．１４．２车身结构
8．１４．３客车车身装备
8．１４．４客车车身的设计方式
8．１５车身用材料
8．１５．１汽车用钢板
8．１５．２塑料
8．１５．３橡胶
8．１５．４织物
8．１５．５玻璃
8．１５．６铝合金
8．１６发动机的冷却系统
8．１７燃料供给系
8．１７．１向燃料箱内充贮燃油部分
8．１７．２燃料箱本体
参考文献
9悬架
9．１概述
9．１．１悬架的作用
9．１．２悬架结构型式和特点
9．２参数选择
9．２．１前束及前束的变化
9．２．２外倾变化
9．２．３转向主销的内倾角及偏移距
9．２．４主销后倾角及后倾拖距
9．２．５轮距变化
9．２．６侧倾中心与侧倾轴
9．２．７侧倾角刚度
9．２．８车辆纵倾悬架瞬时中心
9．２．９纵向刚度
9．２．１０由纵向力引起的顺从转向
9．２．１１横向刚度
9．２．１２横向力顺从转向及自动回正力矩顺从转向
9．２．１３悬架弹性特性
9．２．１４衰减力特性
9．３弹性元件
9．３．１钢板弹簧
9．３．２螺旋弹簧

汽车论坛 http://www.qclt.com

9．3．3扭杆弹簧
9．3．4空气弹簧
9．3．5油气弹簧
9．4减振器
9．4．1减振器的作用与结构
9．4．2减振器基本参数选择
9．4．3减振器主要尺寸的确定
9．5导向装置的主要构件
9．5．1控制臂与推力杆
9．5．2副车架、悬架横梁
9．5．3橡胶衬套
9．5．4悬架系的支撑胶垫
9．5．5球头销
9．6辅助机构
9．6．1横向稳定杆
9．6．2缓冲块
9．7悬架的智能控制
9．7．1车高控制系统
9．7．2自适应悬架
9．7．3侧倾刚度可变机构
9．7．4弹簧刚度可变机构
9．7．5半主动悬架
9．7．6主动悬架
参考文献
10附属设备
10．1概述
10．1．1乘员约束装置
10．1．2操纵机构
10．1．3空调系统
10．1．4照明及仪表等
10．1．5电力传送机构
10．2安全保护装置
10．2．1座椅安全带
10．2．2安全气囊
10．2．3安全气囊的开发
10．2．4安全气囊的检验与报废
10．3操纵机构
10．3．1概述
10．3．2发动机操纵机构

汽车论坛 http://www.qclt.com

１０．３．３离合器操纵机构
１０．３．４变速器操纵机构
１０．３．５制动操纵机构
１０．３．６转向操纵机构
１０．３．７各类操纵开关
１０．４照明及仪表等附属设备
１０．４．１概述
１０．４．２外部照明及信号装置
１０．４．３汽车喇叭
１０．４．４刮水器及洗涤器
１０．４．５除霜装置和除雾装置
１０．４．６后视镜
１０．４．７仪表
１０．４．８仪表的布置和照明
１０．４．９室内照明
１０．４．１０视听装置
１０．４．１１汽车导航系统、电话
１０．４．１２天线
１０．５空调系统
１０．５．１汽车内的舒适环境
１０．５．２汽车空调系统的特点
１０．５．３车身热负荷
１０．５．４空调系统的种类
１０．５．５通风换气
１０．５．６暖风装置
１０．５．７冷气系统
１０．５．８空调系统的自动控制
１０．５．９空气的净化
１０．５．１０空调系统的匹配设计与风道设计原则
１０．６供电系统
１０．６．１概述
１０．６．２蓄电池
１０．６．３电线束
１０．６．４天关和继电器
１０．６．５发电机
参考文献
１１车桥、轮胎、车轮
１１．１车桥
１１．１．１概述

汽车论坛 http://www.qclt.com

11．1．2从动桥
11．1．3驱动桥
11．2轮胎及车轮
11．2．1概述
11．2．2轮胎
11．2．3车轮
11．2．4轮胎和车轮的其他部件
参考文献
12先进设计技术
12．1概述
12．2 CAx系统结构要素
12．2．1 CAx系统的硬件
12．2．2 CAx的软件系统
12．2．3 CAD/CAM/CAE……系统的集成
12．2．4计算机网络系统
12．3 CAx系统功能
12．3．1 CAD系统的基本功能
12．3．2 CAS的基本功能
12．3．3 CAE系统的主要功能
12．3．4 CAM系统的主要功能
12．3．5 CAx软件系统的选择原则
12．4计算机辅助设计技术在汽车开发中的应用
12．4．1计算机辅助技术在汽车整车设计中的应用
12．4．2 CAx技术在车身设计工作中的应用
12．4．3计算机辅助技术在发动机设计中的应用
12．4．4计算机辅助技术在汽车底盘设计中的应用
12．5虚拟制造
12．5．1虚拟制造的概念
12．5．2虚拟制造技术
12．5．3虚拟制造系统
参考文献
13汽车产品的新发展
13．1代用燃料汽车
13．1．1甲醇汽车
13．1．2液化石油气汽车、天然气汽车
13．1．3氢燃料汽车
13．2复合动力汽车
13．2．1定义
13．2．2复合动力汽车的发展背景

汽车论坛 http://www.qclt.com

13．2．3 复合动力车辆的结构形式和工作原理
13．2．4 复合动力汽车的关键技术
13．2．5 复合动力汽车的发展前景
13．3 电动汽车
13．3．1 定义
13．3．2 电动车辆常用的电池
13．3．3 电动汽车的驱动电机和调速控制系统
13．3．4 电动汽车传动系统的方案
13．3．5 电池布置方案
13．3．6 调速控制系统的布置
13．3．7 充电系统
13．3．8 燃料电池电动汽车
13．3．9 电动汽车发展趋势
13．4 超低燃料消耗汽车
13．4．1 定义与功能
13．4．2 超低燃料消耗汽车典型结构
13．4．3 关键技术
13．5 智能汽车
13．5．1 定义及功能要求
13．5．2 结构组成
13．5．3 技术现状及发展趋势
13．5．4 影响智能汽车发展的关键技术
13．6 太阳能汽车
13．6．1 定义与特点
13．6．2 典型结构
13．6．3 技术水平与关键技术
13．6．4 太阳能汽车的发展趋势
参考文献
附录页

汽车论坛 http://www.qclt.com