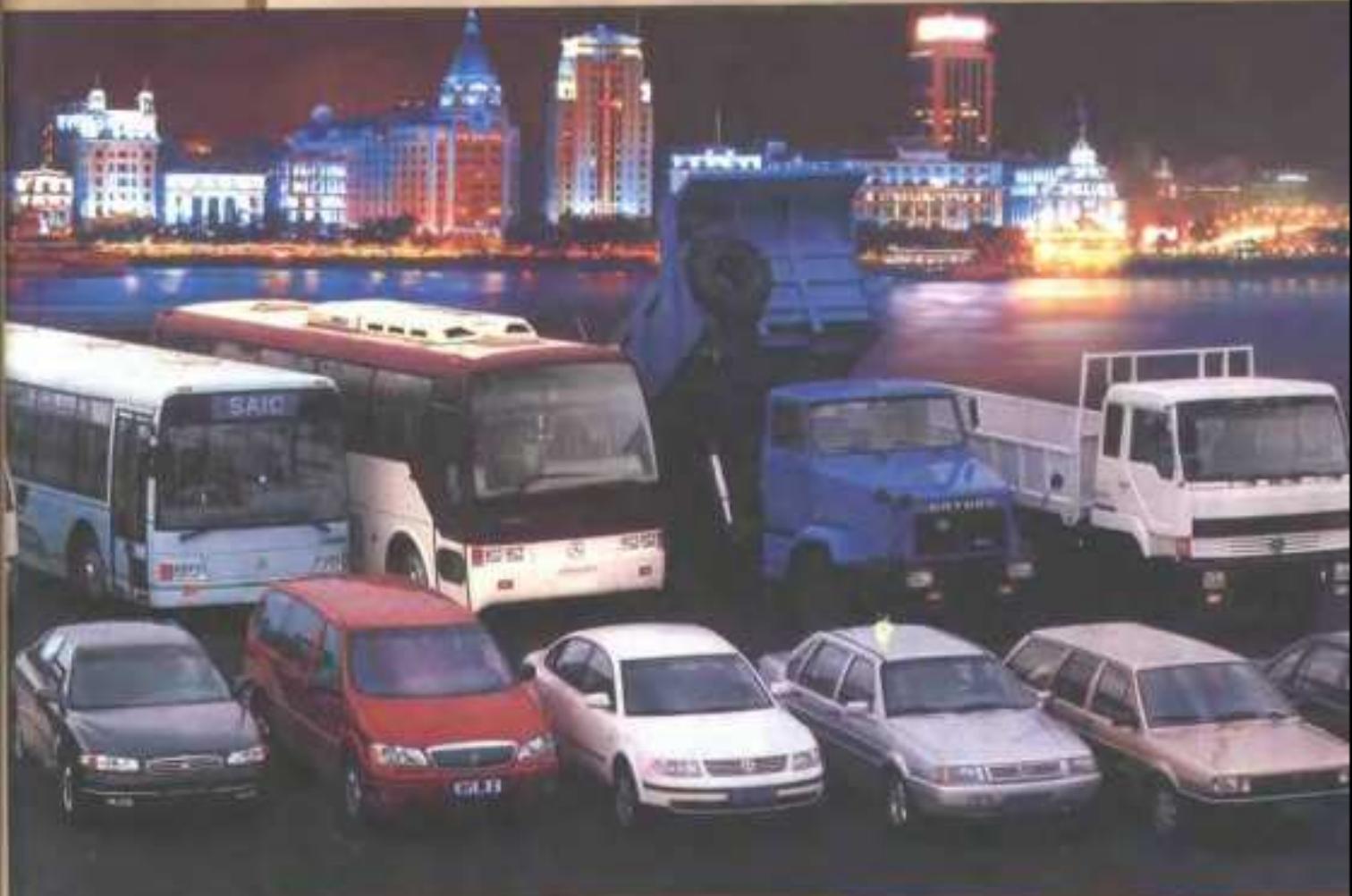


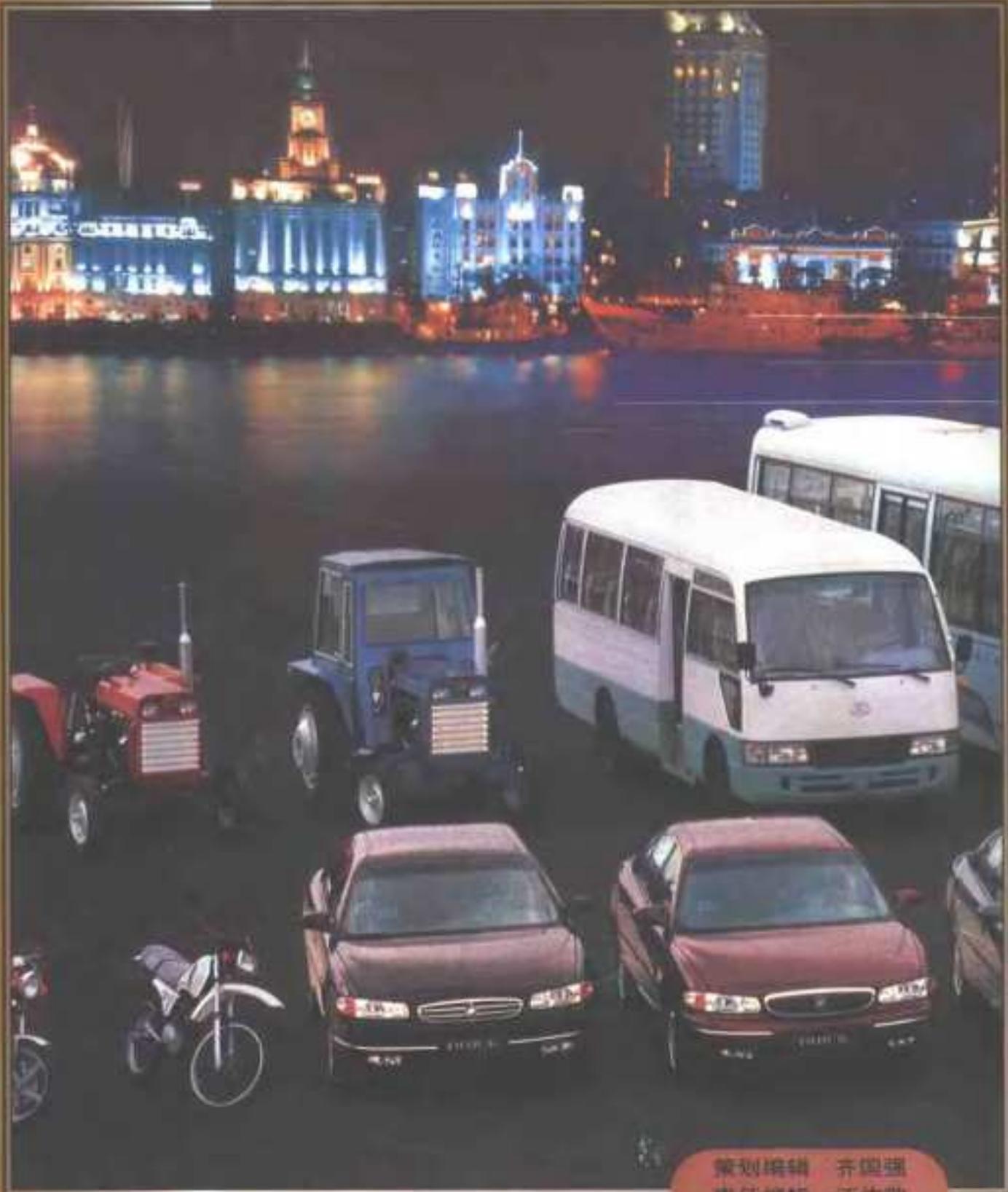
《汽车工程手册》编辑委员会

# 汽车 工程手册

● 基础篇



人民交通出版社



策划编辑 齐国理  
责任编辑 汪传敬  
美术编辑 贾 娟

ISBN 7-114-03929-8



9 787114 039294 >

汽车论坛

ISBN 7-114-03929-8/U · 02859

<http://www.qclt.com>

定价：100.00元

QICHE GONGCHENG SHOUCE

汽 车 工 程 手 册

基 础 篇

《汽车工程手册》编辑委员会

人民交通出版社

## 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。本书共分五册——基础篇、设计篇、试验篇、制造篇、摩托车篇。

本册为基础篇，共分十二章，分别是：汽车发动机性能；汽车动力性与燃油经济性；汽车动力传动；汽车制动性；汽车操纵稳定性；汽车振动和平顺性；汽车噪声及其控制；交通工程；汽车碰撞安全性；汽车排气污染及其控制；汽车标准与法规；电子技术在汽车上的应用。

## 图书在版编目(CIP)数据

汽车工程手册·基础篇 / 《汽车工程手册》编辑委员会.

北京:人民交通出版社, 2001.6

ISBN 7-114-03929-8

I. 汽... II. 汽... III. ①汽车工程·技术手册  
②汽车工程·基本知识 IV. U46.02

中国版本图书馆CIP数据核字(2001)第24331号

· 基础 · 7/09  
·

## 汽车工程手册

### 基础篇

《汽车工程手册》编辑委员会

正文设计:刘晓方 责任校对:尹静 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  $\frac{1}{16}$  印张:44.75 字数:1505千

2001年5月 第1版

2001年5月 第1版 第1次印刷

印数:0001—5000 册 定价:100.00 元

ISBN 7-114-03929-8  
1·02859

---

## 序 言

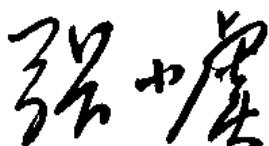
由汽车界上千名技术专家、教授花费四年多的精力编写的我国汽车行业第一部工程技术工具书——《汽车工程手册》终于在世纪之交问世了,这是我国汽车工业发展中的一项重大技术基础建设。

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 煄	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作。

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。

**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。为明确责任,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

---

## 《汽车工程手册·基础篇》编委会

主 编：余志生

主 审：邬惠乐

副主编：王仲范 王望予

## 《汽车工程手册·基础篇》评审专家

徐石安 陈道熙 林 逸 虞 明 余 群 赵湘吉

## 《汽车工程手册·基础篇》

### 编写人员名单

(按姓氏笔划为序)

于秀敏	方 华	王 志	王元庆	王仲范	王建军	王建昕
王晓冬	王晓泉	毛小群	邓楚南	冯 超	刘 珊	刘忠长
刘学军	刘彦戎	刘星荣	叶盛基	孙 惠	朱 毅	庄人隽
许拔民	许秀香	余志生	何天明	李云清	川百植	强容
李修曾	杜汇良	张生瑞	张金换	陆秋明	雄先龙	李克容
周伟	连小珉	杨万福	杨天伟	郑四发	金肖龙	汪德禹
林柏忠	宫长明	郭孔辉	姜紫峰	高 莹	石金龙	罗兆成
钱耀义	黄世霖	黄存军	崔新宇	董力平	徐红卫	袁安林
韩荣良	熊 文	虞 明	裘 新			葛安林

## 《汽车工程手册·基础篇》 编写说明

本书是根据 1996 年 8 月“汽车工程手册第一次编撰工作会议”上确定的编写方针、编写大纲、主要内容等要求编写的汽车工程手册中的第一册——基础篇。

基础篇分十二章，中心内容是汽车的专业基础理论知识，它包括汽车的各项基本性能、传动的基础理论、汽车振动、汽车的法规与标准，电子技术在汽车上的应用以及交通工程等章。书中对当前读者感兴趣的汽车碰撞安全性、汽车排气污染及其净化、汽车噪声及其控制等学科作了稍为详细的论述。

本篇中每一章后均附有详尽的参考文献目录，以便读者进一步查阅。

工程科学院院士郭孔辉，中国汽车技术研究中心冯超、许拔民教授级高工，清华大学黄世霖、徐石安、连小珉、王建昕教授，原吉林工业大学钱耀义、葛安林教授，原武汉汽车工业大学汪德容、王仲范教授，江苏理工大学刘星荣教授，原西安公路交通大学周伟教授等各方面专家学者共计 60 多人参加了本篇的编撰工作。在此，我谨代表基础篇编委会向他们致以衷心的谢意。

由于执笔专家众多，各人写作风格不同，简繁不一，编委会虽曾作过一定修改，但效果可能不显著，尚请读者原谅。编委会水平有限，本篇中仍有不少疏漏之处，欢迎读者批评指正。

余志生  
2001 年 4 月



上海大众汽车有限公司是中德合资的轿车生产企业。公司合营各方分别为上海汽车有限公司、中国银行上海信托咨询公司、中国汽车工业投资开发公司和德国大众汽车有限公司。中德双方投资比例各占50%。公司于1985年9月开业。合营期限25年。

## 上海大众汽车有限公司

汽车论坛 <http://www.qclt.com>



上海大众

桑塔纳  
Passat

上海大众汽车有限公司

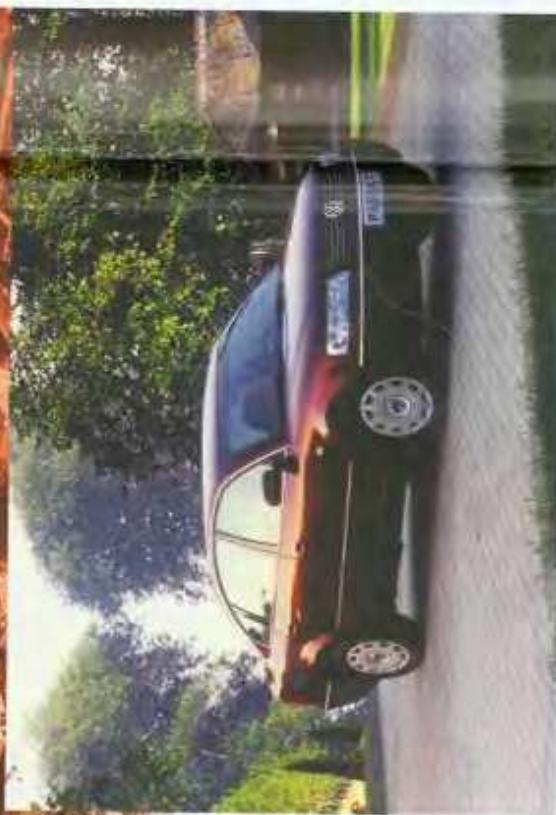
售 价：RMB 10000

代 售：RMB 21000

地 址：上海市安亭路诸浦路1号

邮 政 编 码：201836

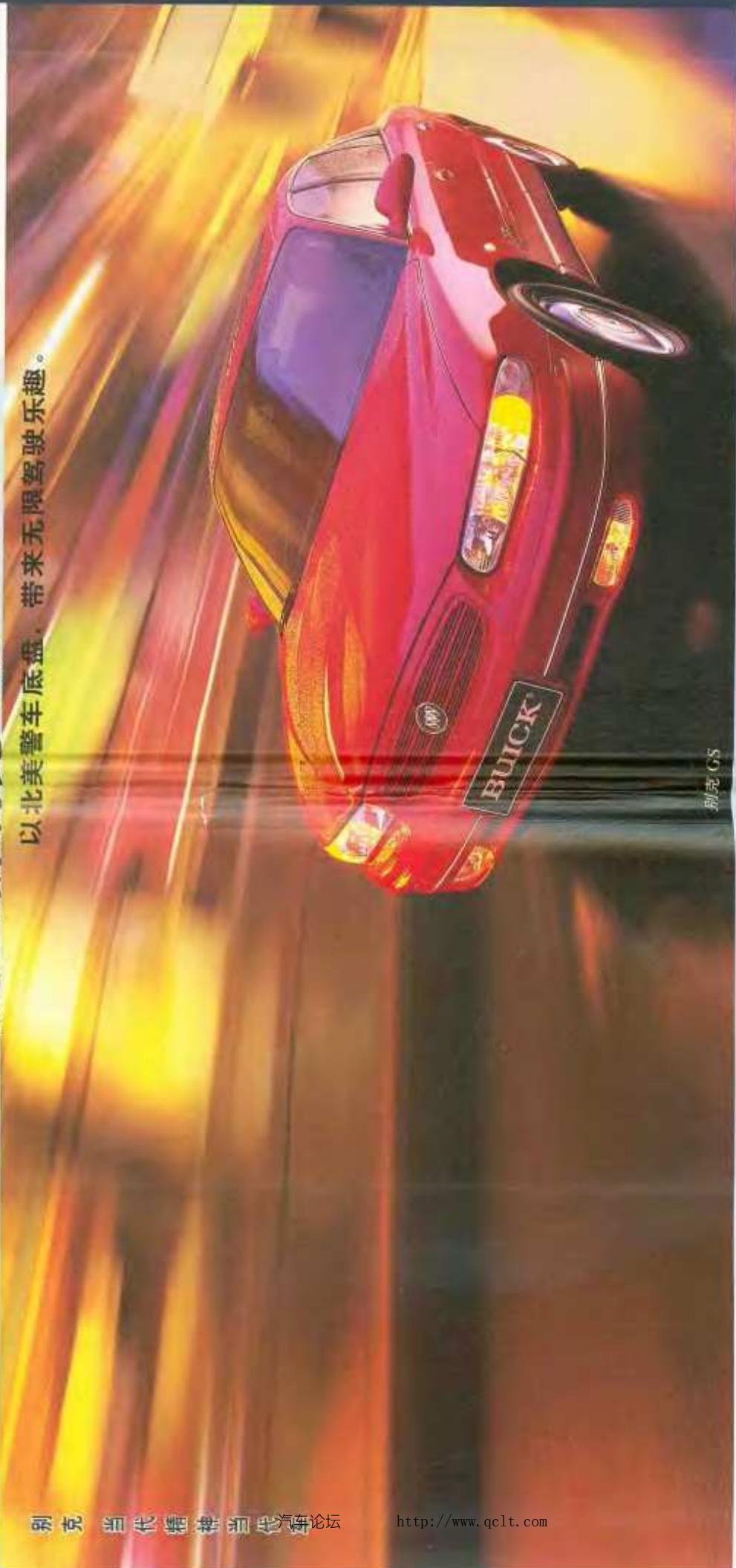
网 址：<http://www.sdaauto.com>





# 正是全新别克 GS

以北美警车底盘，带来无限驾驶乐趣。



别克 GS

致力创新，注重操控：双层结构天窗，北美警车底盘，地排档，

别克 GS 处处以驾者为先。

别克竭力为顾客提供全方位的安全性，

所有别克车型均配备双安全气囊、ABS 系统和四轮盘式制动，



中 国 汽 车 分  
中国体育彩票  
体育彩票销售



欢迎您到上海通用汽车授权销售服务中心  
别克销售和租赁咨询热线：800-820-2020（免费）或 (021) 50055 4580 传真：(021) 5834 4803 网址：[www.shanghaigm.com](http://www.shanghaigm.com)



# 目 录

## 1 汽车发动机性能

1.1 发动机概论 .....	1
1.1.1 汽车发动机的历史 .....	1
1.1.2 发动机的分类及工作原理 .....	1
1.1.3 对汽车发动机的性能要求 .....	3
1.1.4 现状与将来 .....	4
1.2 循环与热效率 .....	7
1.2.1 效率、功率和平均有效压力的定义 .....	7
1.2.2 理论空气循环 .....	9
1.2.3 燃料空气循环 .....	11
1.2.4 实际循环 .....	12
1.3 燃油消耗率 .....	17
1.3.1 热效率与燃油消耗率的关系 .....	17
1.3.2 运转因素对燃料消耗的影响 .....	18
1.3.3 燃料消耗量 .....	21
1.3.4 汽油机燃油消耗率和柴油机燃油消耗率的比较 .....	21
1.4 输出功率与转矩 .....	22
1.4.1 发动机输出功率与转矩 .....	22
1.4.2 充气效率与充填效率 .....	22
1.4.3 发动机的高转速化 .....	30
1.5 发动机增压 .....	32
1.5.1 增压的效果 .....	32
1.5.2 增压发动机的理论循环 .....	34
1.5.3 废气涡轮增压汽油机和柴油机的比较 .....	36
1.6 发动机控制 .....	37
1.6.1 反馈控制 .....	37
1.6.2 脱机最优化控制 .....	39
1.6.3 其他的控制 .....	41
1.6.4 控制系统的构成 .....	41
1.7 燃烧和排放 .....	42
1.7.1 火花点火发动机的燃烧 .....	42
1.7.2 汽油机的排放与净化 .....	47
1.7.3 压燃式发动机的燃烧 .....	49
1.7.4 柴油机的排放与净化 .....	53
1.8 传热与冷却 .....	54
1.8.1 热负荷与冷却 .....	54
1.8.2 燃烧室的热传递 .....	54

1.8.3 燃烧室内的对流热传递 .....	55
1.8.4 燃烧室各处的温度 .....	56
1.8.5 水冷式发动机的冷却装置 .....	58
<b>1.9 摩擦、润滑 .....</b>	<b>59</b>
1.9.1 润滑系的目的与作用 .....	59
1.9.2 摩擦与润滑理论简述 .....	60
1.9.3 发动机各部分的润滑 .....	61
1.9.4 摩擦损失的预测 .....	63
<b>1.10 发动机性能模拟 .....</b>	<b>64</b>
1.10.1 发动机性能模拟程序分类 .....	64
1.10.2 零维、准维模型的汽油机性能模拟 .....	66
1.10.3 零维、准维模型的柴油机性能模拟 .....	71
1.10.4 多维模型 .....	77
1.10.5 进、排气系统换气过程及充填效率的模拟 .....	80
<b>1.11 发动机机构力学 .....</b>	<b>83</b>
1.11.1 活塞曲柄连杆机构的平衡性分析 .....	83
1.11.2 配气机构 .....	96
<b>参考文献 .....</b>	<b>103</b>

## 2 汽车动力性与燃油经济性

<b>2.1 汽车的驱动力与行驶阻力 .....</b>	<b>106</b>
2.1.1 驱动力 .....	106
2.1.2 行驶阻力 .....	109
2.1.3 行驶特性图 .....	115
2.1.4 装有液力变矩器汽车的动力性 .....	116
<b>2.2 汽车的动力性能 .....</b>	<b>117</b>
2.2.1 最高车速 .....	117
2.2.2 加速性能 .....	117
2.2.3 爬坡性能 .....	119
<b>2.3 汽车行驶的附着条件和附着率 .....</b>	<b>119</b>
2.3.1 汽车行驶附着条件 .....	119
2.3.2 汽车的地面法向反作用力 .....	120
2.3.3 作用在从动轮、驱动轮上的切向反作用力 .....	122
2.3.4 附着率 .....	123
<b>2.4 汽车的驾驶性能 .....</b>	<b>127</b>
2.4.1 驾驶性能的表示方法 .....	127
2.4.2 各种环境下汽车驾驶性能的变化 .....	128
2.4.3 汽油特性与行驶性能 .....	128
<b>2.5 汽车的燃油经济性 .....</b>	<b>129</b>
2.5.1 燃油经济性的评价指标 .....	129
2.5.2 汽车燃油经济性的计算 .....	130
2.5.3 装有液力变矩器的汽车的燃油经济性计算 .....	132
2.5.4 影响燃油经济性的因素 .....	133
2.5.5 改善燃油经济性的途径 .....	135

参考文献	136
------	-----

### 3 汽车动力传动

3.1 动力传动概述	137
3.1.1 理想的动力传动特性	137
3.1.2 最佳燃油经济性特性	138
3.1.3 动力传动系统的功能	140
3.1.4 发展趋势	143
3.2 离合器	144
3.3 液力传动	148
3.3.1 液力偶合器	148
3.3.2 液力变矩器	149
3.4 方向传动	153
3.4.1 运动与受力分析	153
3.4.2 等速万向节	154
3.4.3 传动轴临界转速 $n_K$	154
3.5 转矩变换器	154
3.5.1 手动变速器(MT)	154
3.5.2 自动变速器	158
3.6 分配机构	169
3.6.1 差速装置	169
3.6.2 动力分配装置	170
3.6.3 差速限制装置(LSD)	173
3.7 动力传动系统的控制	174
3.7.1 自动变速控制	174
3.7.2 巡航控制(ACC)	179
3.7.3 驱动力防滑控制与动力学控制	181
3.7.4 动力学控制(VDC)	182
3.7.5 电控系统的故障诊断与容错技术	183
3.7.6 发展趋势	184
参考文献	185

### 4 汽车制动性

4.1 制动力学	186
4.1.1 制动能力	186
4.1.2 制动力分配	187
4.1.3 驻车制动力学	190
4.2 制动力矩计算	191
4.2.1 制动器效能因数	191
4.2.2 鼓式制动器效能因数及制动力矩	191
4.2.3 盘式制动器效能因数计算	195
4.2.4 带式制动器效能因数计算	195
4.3 制动时的发热	196
4.3.1 制动器的能量负荷	196

4.3.2 制动器的温升	197
<b>4.4 制动的稳定性</b>	<b>198</b>
4.4.1 制动效能的稳定性	198
4.4.2 制动时的方向稳定性	200
<b>4.5 制动性能的控制</b>	<b>202</b>
4.5.1 踏板力的控制	202
4.5.2 前后轮制动力分配的控制	206
4.5.3 防追尾碰撞的控制	208
4.5.4 制动能量的回收	209
<b>4.6 防抱死制动系统</b>	<b>212</b>
4.6.1 概述	212
4.6.2 防抱死制动的基本工作原理和控制技术	212
4.6.3 轿车用液压 ABS	217
4.6.4 轮速传感器和齿圈	218
4.6.5 ABS 工作时的某种工作特性	219
4.6.6 载货汽车气压 ABS	220
<b>4.7 汽车行驶安全性发展动向</b>	<b>222</b>
<b>参考文献</b>	<b>223</b>

## 5 汽车操纵稳定性

<b>5.1 操纵稳定性概述</b>	<b>225</b>
5.1.1 汽车的运动及坐标系	225
5.1.2 汽车系统	225
5.1.3 驾驶员-汽车系统	226
5.1.4 汽车的操纵稳定性	226
<b>5.2 轮胎的力学特性</b>	<b>227</b>
5.2.1 轮胎坐标系及轮胎六分力	227
5.2.2 轮胎的稳态侧偏特性	227
5.2.3 轮胎的稳态纵滑特性	232
5.2.4 轮胎的稳态纵滑侧偏特性	234
5.2.5 轮胎的非稳态特性	237
<b>5.3 悬架的力学特性</b>	<b>238</b>
5.3.1 车身的侧倾与纵倾	239
5.3.2 车轮负荷的确定	242
5.3.3 独立悬架的举升效应和车轮侧倾	243
5.3.4 侧倾转向	244
<b>5.4 转向系的力学特性</b>	<b>245</b>
5.4.1 转向系的弹性与侧向力转向	246
5.4.2 转向系的综合刚度	246
5.4.3 转向-悬架杆系干涉引起的附加转角	247
5.4.4 前轮定位参数的作用——角反馈与力反馈	248
5.4.5 汽车运动中车轮定位参数的变化	249
5.4.6 转向梯形的作用	254
5.4.7 转向力与路感	255

<b>5.5 车身的空气力特性</b>	255
5.5.1 空气阻力	256
5.5.2 侧向力	256
5.5.3 升力	257
5.5.4 横摆力矩	257
5.5.5 侧倾力矩	257
5.5.6 纵倾力矩	258
<b>5.6 汽车转向运动性能的理论分析</b>	258
5.6.1 二自由度汽车模型	258
5.6.2 二自由度汽车模型的运动特征	260
5.6.3 考虑车身侧倾和转向自由度的汽车模型	263
5.6.4 侧风稳定性分析	265
5.6.5 力输入模型和力输入运动	266
5.6.6 多自由度汽车模型	269
<b>5.7 存在驱动或制动时汽车的转向运动</b>	269
5.7.1 驱动或制动时的力学模型及运动方程式	269
5.7.2 驱动或制动时的转向特性	273
5.7.3 驱动力和制动力的控制	274
<b>5.8 操纵稳定性的主动控制</b>	274
5.8.1 四轮转向系统(4WS)	275
5.8.2 主动侧倾控制(ARC)	279
5.8.3 汽车动力学控制(VDC)	279
<b>5.9 极限运动性能</b>	280
5.9.1 识别汽车方向控制特性的能量相平面表示方法	280
5.9.2 汽车侧偏角瞬变过程的间接测定法	288
5.9.3 汽车的抗侧翻性能	292
<b>5.10 拖挂车辆的运动性能</b>	293
5.10.1 拖挂车辆的力学模型和运动方程式	294
5.10.2 拖挂车辆的运动稳定性	297
<b>5.11 驾驶员-汽车系统</b>	298
5.11.1 驾驶员转向操纵行为模型	299
5.11.2 驾驶员-汽车闭环系统的运动性能	305
<b>参考文献</b>	306

## 6 汽车振动和平顺性

<b>6.1 汽车振动</b>	309
6.1.1 汽车振动的常用分析方法	309
6.1.2 汽车发动机振动	311
6.1.3 汽车传动系扭转振动	317
6.1.4 汽车传动系弯曲振动	323
6.1.5 汽车前轮摆振	329
6.1.6 车架和车身振动	332
<b>6.2 汽车平顺性</b>	336
6.2.1 路面统计特性	336

6.2.2 汽车平顺性的力学模型和数学模型 .....	339
6.2.3 人体对振动的反应和平顺性的评价 .....	346
参考文献 .....	348

## 7 汽车噪声及其控制

7.1 概述 .....	350
7.1.1 车外低噪声技术动向 .....	350
7.1.2 车内声学环境舒适化技术的动向 .....	351
7.1.3 汽车噪声法规的动向 .....	353
7.2 汽车噪声控制中常用的噪声计量方法 .....	353
7.2.1 物理计量方法 .....	353
7.2.2 相对的感觉计量方法 .....	354
7.2.3 物理计量与感觉计量相结合的计量方法 .....	355
7.3 汽车噪声分析方法 .....	357
7.3.1 试验分析方法 .....	357
7.3.2 数值模拟方法 .....	363
7.3.3 车内噪声特性现代分析方法 .....	365
7.4 汽车噪声控制的基本原理 .....	370
7.4.1 隔声方法 .....	370
7.4.2 吸声方法 .....	372
7.4.3 减振降噪方法 .....	374
7.4.4 阻尼方法 .....	375
7.4.5 主动噪声控制方法 .....	375
7.5 发动机噪声 .....	377
7.5.1 发动机燃烧噪声及其控制 .....	377
7.5.2 发动机机械噪声 .....	382
7.5.3 发动机空气动力噪声 .....	385
7.6 底盘噪声 .....	391
7.6.1 传动系噪声 .....	391
7.6.2 轮胎噪声 .....	395
7.6.3 制动系噪声 .....	398
7.7 车身噪声 .....	400
7.7.1 车身结构噪声 .....	400
7.7.2 车内噪声 .....	401
参考文献 .....	410

## 8 交通工程

8.1 综述 .....	412
8.1.1 交通工程学的定义与内容 .....	412
8.1.2 交通工程学的历史、现状和发展 .....	413
8.2 交通流的基本特性 .....	414
8.2.1 交通量特性 .....	414
8.2.2 车速特性 .....	415
8.2.3 交通密度特性 .....	415

8.2.4 交通流二参数的关系 .....	415
8.2.5 交通流理论 .....	415
<b>8.3 道路及其通行能力 .....</b>	<b>416</b>
8.3.1 道路分类 .....	416
8.3.2 道路线形和路面 .....	419
8.3.3 道路通行能力 .....	421
8.3.4 路段通行能力 .....	422
8.3.5 交叉口通行能力 .....	423
8.3.6 高速公路通行能力 .....	425
<b>8.4 道路交通规划 .....</b>	<b>426</b>
8.4.1 道路交通规划的基本程序 .....	426
8.4.2 交通调查与分析 .....	427
8.4.3 道路交通需求分析 .....	429
8.4.4 道路网建设规划方案设计 .....	429
8.4.5 停车场规划 .....	430
<b>8.5 交通管理与控制 .....</b>	<b>431</b>
8.5.1 交通管理的基本方法 .....	432
8.5.2 交通法规与道路交通标志 .....	432
8.5.3 高速公路的交通控制 .....	433
<b>8.6 道路交通安全 .....</b>	<b>434</b>
8.6.1 交通事故 .....	434
8.6.2 交通安全评价 .....	435
8.6.3 交通安全的改善 .....	436
<b>8.7 道路交通环境保护 .....</b>	<b>438</b>
8.7.1 汽车噪声污染及其防治 .....	438
8.7.2 汽车废气污染及其防治 .....	438
8.7.3 公路交通环境影响评价 .....	439
<b>8.8 智能运输系统 ITS .....</b>	<b>440</b>
8.8.1 智通运输系统的定义 .....	440
8.8.2 智能运输系统的发展概况 .....	440
8.8.3 ITS的组成 .....	441
8.8.4 ITS的目标 .....	442
8.8.5 ITS标准化国际性组织及活动 .....	443
<b>参考文献 .....</b>	<b>444</b>

## 9 汽车碰撞安全性

<b>9.1 汽车交通事故 .....</b>	<b>446</b>
9.1.1 交通事故统计 .....	447
9.1.2 我国交通事故的特征 .....	447
<b>9.2 国际汽车碰撞安全法规及我国的法规现状 .....</b>	<b>449</b>
9.2.1 美国法规与欧洲法规 .....	449
9.2.2 欧洲各安全法规间关系分析 .....	454
9.2.3 美国各法规关系分析 .....	456
9.2.4 我国被动安全法规的现状 .....	456

<b>9.3 乘员保护</b>	457
9.3.1 概述	457
9.3.2 安全带	459
9.3.3 安全气囊技术	460
<b>9.4 汽车碰撞和乘员响应的模拟计算</b>	477
9.4.1 概述	477
9.4.2 非线性有限元法	478
9.4.3 多刚体动力学法及多刚体有限元耦合模拟计算	484
9.4.4 汽车碰撞人体的运动响应模拟计算及初步验证	497
参考文献	505

## 10 汽车排气污染及其控制

<b>10.1 概述</b>	508
10.1.1 城市大气污染的发生	508
10.1.2 汽车排放污染物的危害	508
10.1.3 大气质量标准	510
10.1.4 城市大气污染状况	511
10.1.5 机动车污染排放物分担率	514
10.1.6 “温室效应”和“臭氧保护层破坏”与汽车的关系	514
<b>10.2 排气污染物的生成机理与影响污染物生成的主要因素</b>	515
10.2.1 排气污染物生成机理	515
10.2.2 影响排气污染物生成的主要因素	519
<b>10.3 汽油机排气污染净化技术</b>	522
10.3.1 汽油机机内净化技术	523
10.3.2 汽油机排气后处理技术	532
10.3.3 非排气污染物控制	541
<b>10.4 柴油机排放污染物净化技术</b>	543
10.4.1 概述	543
10.4.2 柴油机的机内净化技术	545
10.4.3 柴油机排气后处理技术	556
<b>10.5 汽油、柴油的改进与代用燃料</b>	563
10.5.1 燃料的改进	563
10.5.2 代用燃料	566
<b>10.6 低污染汽车</b>	569
10.6.1 蓄电池电动车	569
10.6.2 混合动力电动汽车	571
10.6.3 燃料电池	572
10.6.4 其他低污染汽车	572
<b>10.7 汽车排放的法规及控制管理系统</b>	573
10.7.1 汽车排放法规(标准)的演变和控制水平	573
10.7.2 控制汽车排放的管理体系	583
10.7.3 国外控制汽车排放的管理工作	583
10.7.4 我国控制汽车排放的管理	587
参考文献	587

**11 汽车标准与法规**

<b>11.1 绪论</b>	591
11.1.1 标准化工作术语	591
11.1.2 国际贸易中标准化工作术语	591
11.1.3 标准的分类	592
11.1.4 标准的属性	592
11.1.5 我国现行的标准化工作系统	594
<b>11.2 国际标准和国外汽车法规</b>	596
11.2.1 国际标准化	596
11.2.2 国外先进标准	601
11.2.3 国外汽车技术法规	607
<b>11.3 与汽车相关的我国法律和法规</b>	626
11.3.1 概论	626
11.3.2 环境保护法	627
11.3.3 大气污染防治法	627
11.3.4 节约能源法	628
11.3.5 公路法	629
11.3.6 产品质量法	629
11.3.7 计量法	630
11.3.8 进出口商品检验法	631
<b>11.4 我国汽车标准化工作</b>	632
11.4.1 汽车标准的分类和属性划分	632
11.4.2 汽车标准制定程序	634
11.4.3 我国汽车国际标准化管理	635
11.4.4 汽车标准体系	635
<b>11.5 重要基础标准、强制性标准和进口汽车检验标准</b>	639
11.5.1 几项重要的基础标准	639
11.5.2 一些重要的汽车强制性标准	644
11.5.3 进口汽车检验的规定	653
<b>11.6 质量管理和质量保证标准</b>	653
11.6.1 概论	653
11.6.2 ISO 9000 族质量管理与质量保证标准	653
11.6.3 汽车工业质量保证体系标准	655
11.6.4 ISO 14000 系列环境质量管理与保证标准	657
11.6.5 我国质量管理与质量保证标准及环境质量管理标准	659
<b>参考文献</b>	660

**12 电子技术在汽车上的应用**

<b>12.1 电子技术在汽车领域上的应用历程</b>	662
<b>12.2 汽车电子控制单元与传感器</b>	662
12.2.1 电子控制单元(ECU)	662
12.2.2 传感器	664
<b>12.3 汽车电子技术应用概况</b>	670

12.3.1 发动机方面 .....	670
12.3.2 底盘方面 .....	671
12.3.3 车身方面 .....	671
12.3.4 信息通讯方面 .....	676
<b>12.4 汽车设计制造与使用中的计算机辅助技术 .....</b>	<b>677</b>
12.4.1 计算机辅助工程技术的应用 .....	677
12.4.2 计算机辅助工程技术在汽车开发过程中的应用 .....	678
12.4.3 机械设计通用计算机软件 .....	679
12.4.4 机械设计通用数据库 .....	680
12.4.5 常用的 CAD/CAM/CAE 软件系统 .....	681
12.4.6 汽车专用计算机软件 .....	681
12.4.7 汽车计算机辅助技术的技术培训 .....	683
<b>参考文献 .....</b>	<b>686</b>

# 1 汽车发动机性能

## 1.1 发动机概论

### 1.1.1 汽车发动机的历史

内燃机是 19 世纪 60 年代发明的，经历了煤气机、汽油机以及柴油机三个发展阶段。1860 年法国人勒努瓦（Lenoir）研制成功了煤气机，出现了世界上第一台实用的内燃机，1876 年德国人奥托（Otto）按等容四行程循环的原理制成第一台四冲程煤气机，1883 年德国人戴姆勒（Gottlieb Daimler）研制成功汽油机，1893 年德国人笛塞尔（Rudolf Diesel）发表了压燃式内燃机的工作原理，1898 年笛塞尔研制出以煤油为燃料的压燃式内燃机。内燃机诞生到现在，经历了 100 多年的发展，近年又有了重大的技术进步。

当今轿车用发动机大多数是四冲程汽油机，戴姆勒时代的汽油机升功率仅有  $1.4 \text{ kW/L}$ ，转速只有  $800 \text{ r/min}$ 。第一次世界大战时期，发动机的压缩比升高到 5，转速升高到  $2000 \text{ r/min}$ ，功率约提高 10 倍，达  $15 \text{ kW/L}$ 。而现代自然吸气式发动机的升功率可达  $50 \sim 70 \text{ kW/L}$ ，增压发动机的升功率则达到  $65 \sim 90 \text{ kW/L}$  以上，与戴姆勒时代的发动机相比，升功率提高了  $50 \sim 65$  倍，而高增压赛车用发动机的升功率，有的可达到  $500 \text{ kW/L}$ 。

### 1.1.2 发动机的分类及工作原理

#### 1.1.2.1 发动机的分类

将热能转变为机械能的发动机称为热力发动机，包括内燃机和外燃机。燃气轮机、汽油机和柴油机等为内燃机；蒸汽透平机、蒸汽发动机及斯特林发动机等为外燃机。内燃机是将液体或气体燃料在其燃烧室中燃烧所产生的热能直接转化为机械能的一种动力机械，分为旋转式和活塞式。旋转式内燃机称为燃气轮机，主要用于航空方面。在活塞式内燃机中，燃气直接作用在活塞上，动力由输出轴输出，又分为往复活塞式和旋转活塞式两种。活塞在气缸中作往复直线运动的，称为往复活塞式内燃机；活塞在气缸中作旋转运动的，称为旋转活塞式内燃机。一般所说的内燃机都是指往复活塞式内燃机，在汽车中应用最为广泛。

车用内燃机可以根据不同的特征来分类，主要有：

##### 1) 按实际循环的方式分类

- ① 四冲程内燃机，由活塞移动四个行程或曲轴两转完成一个循环；
- ② 二冲程内燃机，由活塞移动两个行程或曲轴一转完成一个循环。

##### 2) 按使用的燃料种类分类

- ① 液体燃料内燃机，其中有汽油机、柴油机和醇类燃料发动机等；
- ② 多种燃料内燃机，可使用轻质到重质的液体燃料与其他代用燃料；
- ③ 气体燃料内燃机，其中有压缩天然气（CNG）发动机、液化石油气（LPG）发动机等；
- ④ 液-气混合燃料内燃机，基本燃料是气体，少量的液体燃料作为点燃用。

##### 3) 按冷却方式分类

- ① 水冷式内燃机；
- ② 风冷式内燃机。

##### 4) 按气缸数目分类

- ①单缸内燃机；
- ②多缸内燃机。多缸内燃机还可以根据气缸排列形式进一步分类为直列、对置、V型等发动机。
- 5)按进气方式分类
  - ①非增压式内燃机，也称自然吸气式内燃机，它依靠活塞使工作气体吸入气缸，一般的发动机都属此类。
  - ②增压式内燃机，为增大发动机的功率，使进入气缸的工作气体先经过压气机压缩增压后，再供入气缸，一般高功率的强化发动机属于此类。
- 6)按点火方式分类
  - ①外部点火式内燃机，利用电火花点燃工作混合气，汽油机属于此类；
  - ②压燃点火式内燃机，利用压缩终了的高温使燃油自燃，柴油机属于此类。
- 7)按循环的加热方式分类
  - ①等容加热循环内燃机，如汽油机；
  - ②等压加热循环内燃机，如高增压的低速大型柴油机；
  - ③混合加热循环内燃机，如高速柴油机。
- 8)按负荷的调节方式分类
  - ①量调节式内燃机，依靠控制每循环工质气体数量的多少来调节负荷，如汽油机；
  - ②质调节式内燃机，依靠控制工质混合气的浓度来调节负荷，如柴油机。

### 1.1.2.2 内燃机的特点

内燃机具有热效率高、体积小、质量轻、便于移动、功率范围广、适应性好，起动性能好等优点，因此被广泛地应用于汽车、摩托车、拖拉机等领域作为原动力机。但内燃机也有振动、噪声大，排放有害成分污染大气等不足。

### 1.1.2.3 往复式发动机的构造

发动机的构造比较复杂，它由许多机构和系统组成。不同类型和用途的内燃机其构造各不相同，但其功用是一致的。往复式内燃机通常由下列部分构成：机体与气缸盖、曲柄连杆机构、配气机构、供给系、点火系、冷却系、润滑系和起动装置，对于电控发动机还装有电控系统。图 1-1-1 与图 1-1-2 所示分别为现代汽油机与现代柴油机的结构图。

### 1.1.2.4 往复式发动机的工作原理

#### 1) 四冲程内燃机的工作原理

四冲程内燃机的工作循环包括四个活塞行程，即进气行程、压缩行程、膨胀行程和排气行程。为了分析工作循环中气体压力  $p$  相应于活塞不同位置的气缸容积  $V$  之间的变化关系，经常用到发动机的示功图。四冲程汽油机的示功图如图 1-1-3 所示。

##### (1) 进气行程

进气门开启，排气门关闭，活塞由上止点移动到下止点，曲轴的曲柄由  $0^\circ$  转到  $180^\circ$ ，新鲜空气（或可燃混合气）被吸入气缸。

##### (2) 压缩行程

进、排气门全部关闭，曲轴推动活塞由下止点向上止点移动一个行程，曲柄由  $180^\circ$  转到  $360^\circ$ ，气缸内的气体被压缩。

##### (3) 膨胀行程

进排气门全部关闭，燃气膨胀，活塞由上止点移动到下止点，通过连杆使曲轴旋转对外作功，曲柄由  $360^\circ$  转到  $540^\circ$ 。

##### (4) 排气行程

排气门开启，活塞由下止点移动到上止点，曲柄由  $540^\circ$  转到  $720^\circ$ ，燃烧后的废气从排气门处排出气缸。

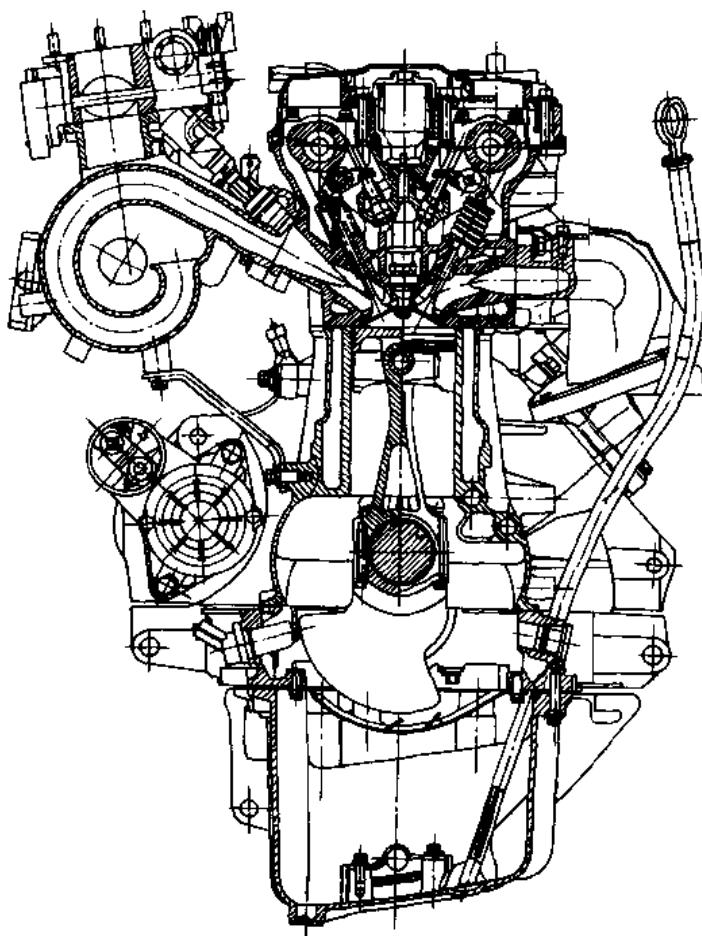


图 1-1-1 现代汽油机的结构图

## 2) 二冲程内燃机的工作原理

二冲程发动机的压缩过程、燃烧过程和膨胀过程与四冲程发动机相对应的工作过程完全相同，不同之处在于换气过程，用排气和扫气过程进行换气，其工作原理如图 1-1-4 所示。

膨胀行程后期，排气口开启，气缸内的废气经排气口开始排出。活塞继续下行，扫气口打开，压缩空气（或混合气）开始从扫气口进入气缸，将废气由气缸内赶出（扫气）。活塞上行，新气从进气口进入曲轴箱内，排气口关闭，气体交换过程结束，压缩过程开始，活塞运行到上止点附近时，开始燃烧过程。

### 1.1.3 对汽车发动机的性能要求

对汽车发动机的性能要求主要有排气污染少、燃油经济性好、高动力输出、结构紧凑、质量轻、振动噪声低、可靠耐久、成本低等。

限制废气排放与降低油耗提高经济性的要求经常是矛盾的，例如为了满足美国和欧洲严格的汽车排放法规要求，在汽油机上采用三元催化转化器，进行理论混合比控制，可以极大地降低废气排放，但此时却不能燃用稀混合气运转，因此导致其燃油经济性是非最优的。而在柴油机中，其油耗较低，但因其微粒排放较高，随着其排放法规限值的进一步降低，可能妨碍它的广泛应用。发动机的发展必须努力达到同时降低排放和油耗的目标。

各时期对汽车发动机的性能要求是不同的。在 60 年代以前，主要追求高动力输出，后来受排放问题和能源危机的影响，实施了汽车排放法规与燃油经济性法规。排放法规的实施，对排气中的气体组分——一氧化

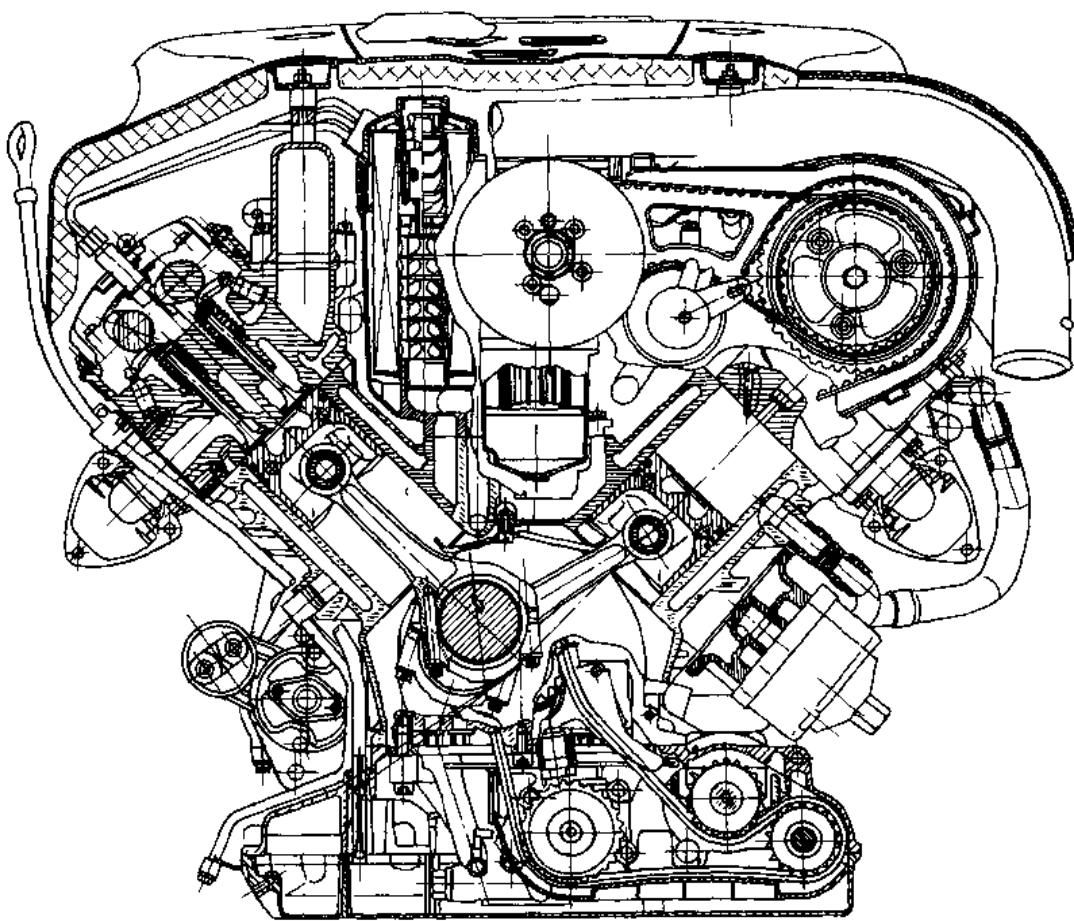


图 1-1-2 现代柴油机的结构图

化碳 CO、碳氢化合物 HC、氮氧化物 NO<sub>x</sub> 和微粒 PM 等排放规定了限制值。降低燃油消耗一直是发动机发展所追求的最重要的而且也是很必要的目标之一，很久以前，人们就看到汽车未来面临的一个严峻问题，即石油燃料枯竭，但在过去的一些年代里，又发现了许多新油田，使这个问题淡化了。但是汽车面临的另一个问题是它引起大气中二氧化碳 CO<sub>2</sub> 含量的增加使温室效应增大，给全球气候带来不良后果，因此，燃油消耗的任何减小都是至关重要的。

#### 1.1.4 现状与将来

##### 1.1.4.1 现用发动机

汽车用发动机中，目前多数为汽油机。其中轿车发动机的主流是汽油机，而大型载货汽车和公共汽车发动机多数为柴油机。原因在于汽油机能量密度和功率密度都高于其它发动机，作为车用发动机这点是非常重要的。而柴油机尽管其功率密度比汽油机小，但其燃油消耗低、耐久性好、寿命长。

###### 1) 汽油机

电控发动机管理系统的广泛应用不仅使汽油机的动力性和经济性得到很大改善，同时与三元催化转化器配合应用，可使一氧化碳、碳氢化合物和氮氧化物的排放大大降低。但仍存在有一些问题，渴望进一步改善。

汽油机的稀燃技术与三元催化剂装置相比，突出优点是燃油消耗的改善，因此受到人们的重视。在过量

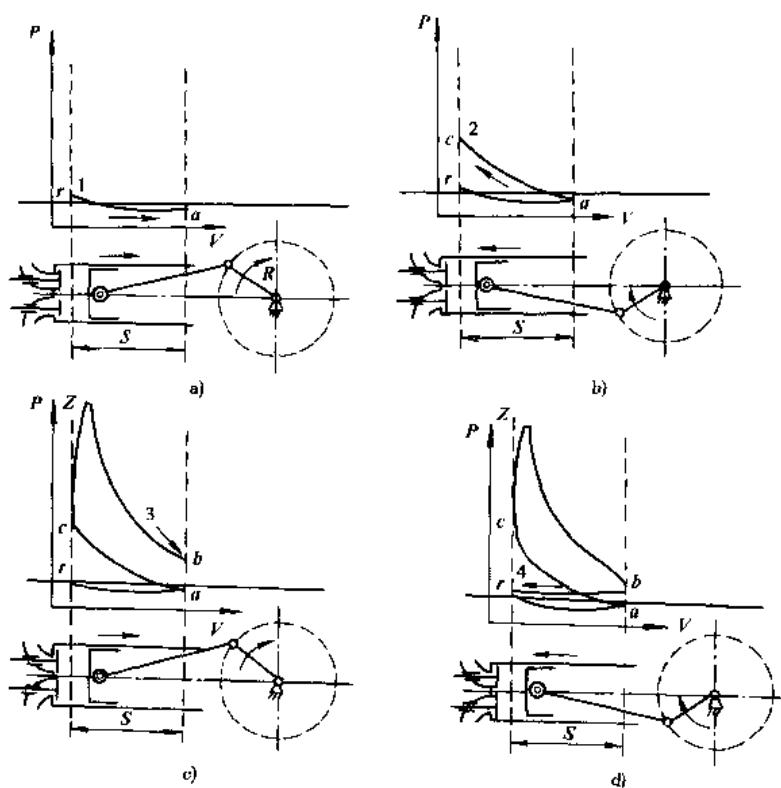


图 1-1-3 四冲程汽油机的示功图

a)进气行程; b)压缩行程;c)膨胀行程;d)排气行程

1-进气;2-压缩;3-膨胀;4-排气

空气系数为 $1.4\sim1.6$ 时,氮氧化物的排放值与带三元催化转化器所达的数值一样低,但是转矩的不稳定性大大增加了引起发动机的运转不均匀。同时稀燃发动机碳氢化合物的排放很高,高于大多数法规所允许的限值,甚至比常规发动机在混合气变稀时还高。而在混合气接近于均匀运转的界限范围时,碳氢化合物的排放也将迅速增加。因此稀燃发动机除了要有扩大均匀运转范围的手段外,还需要有减少碳氢化合物排放的措施。其中增强进气涡流,加大压缩比和提高燃烧室壁温等尤为重要。

在汽油机缸内直接喷射分层充气的稀燃系统中,其燃油经济性已达到了涡流燃烧室柴油机一样高的水平,且排放也达到了较高的水平。但其最大功率较低、当燃烧室位于活塞顶上时,要求用较高与较重的活塞,使发动机的机体也加高。

由于汽油机的负荷采用量调节,在较小的部分负荷时,因节气门节流而导致发动机换气功损失增加,且使燃烧速度减慢。因此为了减小进气过程中损耗功,提高整个部分负荷区域内的压缩终了压力,以及降低残余废气量是非常必要的。这样就促进了发动机可变控制技术的发展,如可变气门定时、可变压缩比和可变缸控制等技术。

## 2)柴油机

迄今为止,柴油机是热效率最高的内燃机。从节约石油资源和减小大气中的二氧化碳的观点看,柴油机将是汽车合适的动力装置,而且柴油机的有害气体排放可以达到与采用三元催化剂装置后的汽油机一样低。柴油机满足今后汽车排放法规严格要求的关键是要同时降低 $\text{NO}_x$ 与微粒,但柴油机的升功率低于汽油机、冷起动和怠速时的噪声较大。

增大柴油机功率和转矩的最重要方法是增压。电子技术在柴油机中的应用可适应瞬态工况喷油量的控制和调节,减小炭烟的形成和微粒的排放。喷油定时的精确控制能影响氮氧化物的排放。若微粒排放限

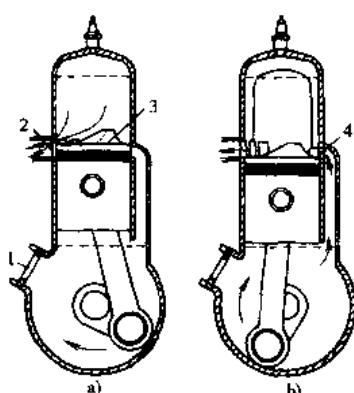


图 1-1-4 冲程汽油机的工作原理图 到 21 世纪，汽车发动机仍将围绕节能和降低排放两个方向得到继续发展。与此同时，其他新型动力装置和新能源发动机等也会得到发展。

a) 排气; b) 扫气  
1-进气口; 2-排气口; 3-导流块; 4-扫气口

制进一步严格，必将会导致应用废气过滤系统。但问题是，一方面过滤必须很有效，使大部分微粒确实能被过滤掉；另一方面还不能使排气背压明显地增大，否则燃油消耗又将增加。

#### 1.1.4.2 未来的汽车动力

对未来汽车动力的要求，首先是要满足排放、燃油经济性等各种法规的要求。人们对保护环境越来越关心，为此而制定的法规将会更加严格。美、日、欧洲等发达国家已经采用的闭环控制三元催化剂转化器装置，在今后的几年中也将在中国的汽油机上成为标准装置。其他降低有害排放的发动机技术也一直在研究之中。

到 21 世纪，汽车发动机仍将围绕节能和降低排放两个方向得到继续

发展。与此同时，其他新型动力装置和新能源发动机等也会得到发展。

1) 新型动力装置  
(1) 燃气轮机

对汽车燃气轮机的研究已有 30 多年的历史，燃气轮机没有象往复式发动机那样必须在封闭的空间里和限定的时间内燃烧的限制，所以没有汽油机中的敲缸现象，也没有柴油机压缩比提高后摩擦损失增大和燃烧条件的限制，对燃油的制约也少，因此人们期待着它的付诸实用。

燃气轮机尽管大有前途，但车用问题较多，至今未投入使用的最大原因就在于油耗。内燃机燃烧温度越高，热效率越好。但是，由于燃气轮机是连续燃烧的，所以涡轮的耐热强度有问题。燃气轮机涡轮入口温度最高值限制影响其油耗的进一步降低，因此，近年来得到开发的陶瓷叶片的燃气轮机更有发展前景。

#### (2) 电动车

在 20 世纪初，电动汽车就已较普遍。但由于铅酸蓄电池储能容量小，行驶距离有限，并且过于笨重，因此，电动车辆逐渐趋于减少。目前它们只限于特殊场合使用，如高尔夫球场和封闭建筑物内的应用等，但它没有废气排放、噪声较低，在排放限制日趋严格的今天，尤其得到人们的关注。若电池的能量密度和寿命得到革新，即可考虑在市区内应用。近年燃料电池汽车在汽车工业发达国家得到了较大的发展，并已经开发出了相应的样车，有希望在其关键问题得到解决以后，得以应用。

纯电动汽车不适于长距离行驶，因为其行驶里程太短，并且充电时间过长。一种包括电动机和内燃机的复合驱动系统就可以解决这一问题。由于两套系统分别用于各自最适合的工作条件，因此这类内燃机-电动机的混合驱动系统是一种有希望得到发展的汽车动力装置，其燃料经济性非常好，综合排放水平非常低。缺点是结构复杂，且价格昂贵。现在有些国家已经推出相应产品。

#### 2) 新能源燃料及代用燃料

利用石油以外的燃料，将依赖于获取这些能源的方法和将它们转化为燃料的经济性，依赖于是否便于在车辆上储存和携带，以及依赖于是否有利于改善环境。

##### (1) 醇

人们对从生物质获得能量也有兴趣，因为当植物在生长中消耗二氧化碳时，碳循环就自然封闭了。

醇类燃料来源广泛，可以从矿物能源或生物资源（如煤）中获取。之所以能在活塞式发动机上使用，是由于它点火性能良好，热值高，比功率大。但其具有腐蚀性，冷起动性差，因此需要掺入汽油或短时间使用汽油喷射来起动。

##### (2) 压缩天然气(CNG)和液化石油气(LPG)

天然气汽车已在世界许多国家推广应用。在车上天然气的储存方式为压缩天然气。内燃机燃用天然气一般有单一燃料系统、两用燃料系统和双燃料系统几种。液化石油气，储存于压力约 1.6 MPa 的储气瓶容器内，也可供给发动机使用。它们作为汽车的代用燃料具有排放低、成本低和效率高的特点。

## (3) 氢

汽油机经改制后很适合燃用氢气，其混合气形成和燃料供给需要特殊的方法。另一个在轿车中用氢作为燃料的新概念是采用燃料电池和电动机，在燃料电池中，氢与氧在80~90°C温度下反应成水，把氢转化为电能的效率约为50%，因为现代电动机的效率已较高，因此这种燃料电池-电动机系统的综合效率较高，但造价高、质量也大。

(撰稿人：于秀敏)

## 1.2 循环与热效率

### 1.2.1 效率、功率和平均有效压力的定义

#### 1.2.1.1 热效率

在发动机中，热量的利用程度用热效率来描述。

热效率的定义是转变为功的热量与发动机所消耗的热量的比值。

发动机消耗的热量是指供给发动机的单位质量燃料完全燃烧所放出的热量，被称为燃料的低热值。

燃料完全燃烧时，燃料中的碳与氢生成二氧化碳CO<sub>2</sub>和水蒸气H<sub>2</sub>O，在高温状态下，水以蒸汽状态存在，水的汽化潜热不能被利用，但当温度降低以后，水的汽化潜热才能释放出来，在水蒸气凝结成水以后，计入水汽化潜热的热值，称为高热值。发动机的废气是在高温下排放出来的，水的汽化潜热不能利用，因此应用扣除这项潜热后的热值——低热值。

#### 1) 示功图

发动机的实际工作过程由进气、压缩、燃烧、膨胀、和排气等过程组成，图1-2-1表示四冲程汽车发动机的示功图，它是气缸内压力随气缸内容积的变化关系，表明气缸内工质的做功情况，ra线表示进气过程，ac线表示压缩过程，cz线表示燃烧过程，zb线表示膨胀过程，br线表示排气过程。对于四冲程发动机，曲轴每转两转，活塞往复运动四个冲程，发动机由此完成一个工作循环，做功一次。

发动机实际工作过程可以经过简化，抽象为理论循环，分析出影响发动机工作循环动力性、经济性的主要因素，从而指明提高发动机性能指标的途径。

在一个工作循环中，气缸内工质气体所做的功可表示为：

$$W = \int p dV$$

式中：p——气缸内工质的压力；

V——气缸的容积。

在p-V图上，这个功由循环所包围的面积决定。

#### 2) 理论热效率

在理论循环中，除根据热力学第二定律不可避免地传给冷源的热损失之外，不包括任何其他损失，理论循环的热效率 $\eta_t$ 简称理论热效率，定义为工质所做的循环功 $W_t$ 与循环加热量 $Q_1$ 的比值，理论热效率可用以评定循环的经济性。

$$\eta_t = \frac{W_t}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (1-2-1)$$

式中： $W_t$ ——理论循环功，J；

$Q_1$ ——工质在循环中加入的热量，J；

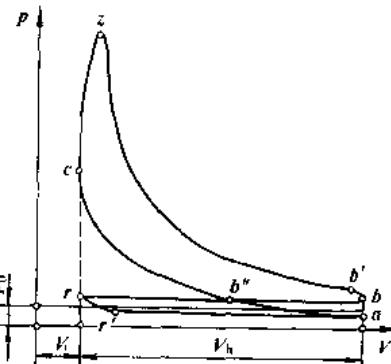


图1-2-1 发动机示功图

$V_c$ -压缩容积； $V_b$ -气缸工作容积

$Q_2$ ——工质在循环中放出的热量(J)。

### 3) 指示热效率

由于气缸内存在冷却损失、不完全燃烧损失和进排气损失等原因，实际发动机气缸内的压力要比理论循环的气缸压力低。实际发动机气缸压力在一个循环中所做的功称为指示功  $W_i$ 。

指示热效率  $\eta_i$  是发动机实际循环指示功与其所消耗燃料的热量的比值，即：

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_i} \quad (1-2-2)$$

式中： $Q_i$ ——相应得到循环指示功  $W_i$ (J)所消耗燃料的热量(J)。

### 4) 有效热效率

发动机实际循环的指示功不能完全对外输出，实际发动机曲轴上所输出的是有效功  $W_e$ ，它是循环指示功  $W_i$  与发动机机械损失功  $W_m$  之差。

机械损失功  $W_m$  包括：

- ①发动机内部运动零件的摩擦损失；
- ②发动机驱动附属机构的损失；
- ③进行进、排气过程所消耗的泵气损失。

有效热效率  $\eta_e$  就是发动机的有效功  $W_e$  与所消耗燃料的热量  $Q_i$  的比值。

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_i} = \frac{W_i - W_m}{Q_i} \quad (1-2-3)$$

在有效热效率  $\eta_e$  中，已考虑到实际发动机工作时的所有损失。

### 5) 机械效率

有效功  $W_e$  与循环指示功  $W_i$  之比，或者是有效热效率  $\eta_e$  与指示热效率  $\eta_i$  之比称为机械效率。

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{\eta_e}{\eta_i} \quad (1-2-4)$$

或写成：

$$\eta_e = \eta_i \eta_m$$

### 1.2.1.2 功率

发动机单位时间内所作的功称为功率  $P$ ，相当于指示功、有效功就有指示功率  $P_i$ 、发动机有效功率  $P_e$ ，这两者的差值就是发动机的机械损失功率  $P_m$ 。

$$P_m = P_i - P_e \quad (1-2-5)$$

### 1.2.1.3 平均有效压力

若增加发动机的排量(总工作容积)，一般来说发动机的功率就增大，因此，为了比较不同工作容积的发动机的输出功率和比较工作循环热功转换的有效程度，需要引用平均有效压力  $p_e$  的概念。

平均压力  $p_e$  表示单位气缸容积输出的有效功，即：

$$p_e = \frac{W_e}{V_h} \quad (1-2-6a)$$

同理就有：

$$p_i = \frac{W_i}{V_h} \quad (1-2-6b)$$

$$p_v = \frac{W_t}{V_h} \quad (1-2-6c)$$

式中： $p_i$ 、 $p_e$ 、 $p_v$ ——分别为平均压力、平均指示压力和平均有效压力；

$V_h$ ——气缸工作容积。

由公式(1-2-6b)可以这样认为：平均指示压力  $p_i$  是一个假想的平均不变的压力，这个气缸压力作用在活

塞顶上,使活塞移动一个行程,所作的功等于循环指示功,如图1-2-2所示,示功图的面积相当于气缸的指示功 $W_i$ ,它可以用底边为 $V_h$ 的矩形代替,其矩形的高就是平均指示压力 $p_i$ ,它表示单位气缸容积的指示功。 $p_i$ 值愈高,则同样大小气缸工作容积发出的指示功愈多、气缸工作容积的利用程度愈好。它是衡量发动机实际循环动力性能的一个重要指标。

### 1.2.2 理论空气循环

#### 1.2.2.1 空气循环的定义

理论循环是发动机实际工作过程的一种抽象与简化,目的是为了进行一些简易的定量分析处理。

最简单的理论循环是空气循环。在研究理论循环时,作了如下假定:

- ①在发动机气缸中进行的是封闭循环,其工质的量保持不变,不考虑进、排气情况;
- ②工质进行的是绝热压缩和绝热膨胀;
- ③燃料的燃烧及燃烧产物的排出用工质的吸热和工质的排热来代替;

④假设工质作为理想气体,其比热等物理常数与空气在标准状态下的数值相等。

发动机可有三种理论空气循环,即定容加热循环、定压加热循环和混合加热循环。

#### 1.2.2.2 定容循环的热效率

定容循环是在容积不变的条件下对工质加热的循环,汽油机的混合燃烧迅速,气缸内压力、温度增加很快,可认为其燃烧放热基本上是在气缸容积一定的条件下进行的,可以简化为定容加热循环。

如图1-2-3所示,在这个循环中,工质由始点a,经绝热压缩点c,然后定容加入热量 $Q_1$ 到z,再绝热膨胀到b,最后定容排出热量 $Q_2$ ,由b点回到a点。

对于质量为G的工质,沿定容过程cz加入的热量为:

$$Q_1 = GC_v(T_z - T_c) \quad (1-2-7)$$

沿定容过程ba排出传给冷源的热量为:

$$Q_2 = GC_v(T_b - T_a) \quad (1-2-8)$$

式中: G——工质的质量,kg;

$C_v$ ——工质的定容比热,J/kgK。

按绝热过程的参数关系有:

$$T_c = T_s \left( \frac{V_s}{V_c} \right)^{k-1} = T_s \epsilon^{k-1} \quad (1-2-9)$$

$$T_b = T_s \left( \frac{V_s}{V_b} \right)^{k-1} = T_s \left( \frac{V_s}{V_a} \right)^{k-1} = T_s \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \quad (1-2-10)$$

由此得到  $\frac{T_s}{T_c} = \frac{T_b}{T_s}$  或  $\frac{T_s}{T_c} = \frac{T_b}{T_a}$

式中:  $\epsilon$ ——压缩比,  $\epsilon = V_a/V_c$ ;

$k$ ——工质的比热比;

按公式(1-2-1)得到热效率:

$$\eta_i = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{GC_v(T_b - T_a)}{GC_v(T_s - T_c)} = 1 - \frac{T_b - T_a}{T_s - T_c} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \quad (1-2-11)$$

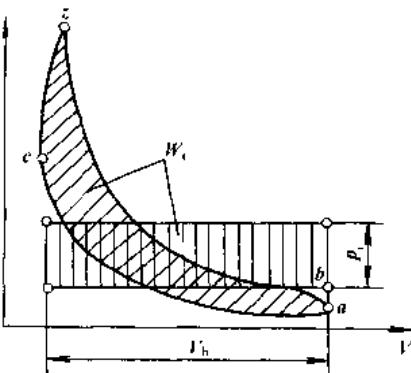


图 1-2-2 指示功  $W_i$  与平均指示压力  $p_i$

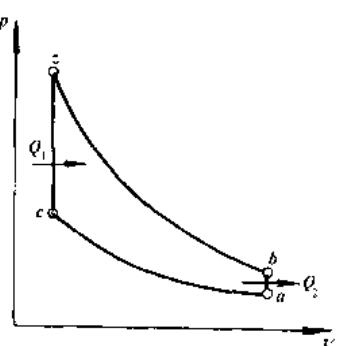


图 1-2-3 定容加热循环

公式(1-2-11)说明:定容循环的理论热效率仅取决于压缩比  $\epsilon$  和比热比  $k$ 。

从图 1-2-4 可以看出随着压缩比及比热比的增加,理论循环热效率也随之增大。但压缩比  $\epsilon$  与热效率  $\eta_t$  并不是呈直线关系,在压缩比  $\epsilon$  较低时,热效率  $\eta_t$  增高得很快,在压缩比  $\epsilon$  较高时,提高热效率  $\eta_t$  的效果却较小。

在标准状态下,空气的比热比(也称绝热指数)  $k = 1.40$ ,于是在图 1-2-4 上看出,理论空气循环( $k = 1.40$ )在压缩比等于 10.0 时的热效率略高于 60%。

### 1.2.2.3 定压循环的热效率

在压力不变的条件下对工质加热的循环称为定压加热循环,如图 1-2-5 所示。在高增压和低速的大型柴油机中,由于受燃烧最高压力的限制,大部分燃料将在上止点以后燃烧,燃烧时气缸压力变化不大,可以简化为定压加热循环。

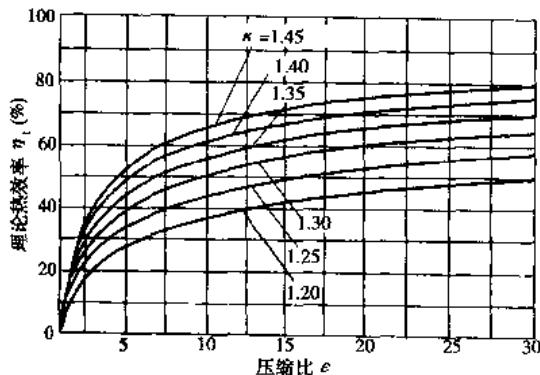


图 1-2-4 定容循环的热效率与压缩比的关系

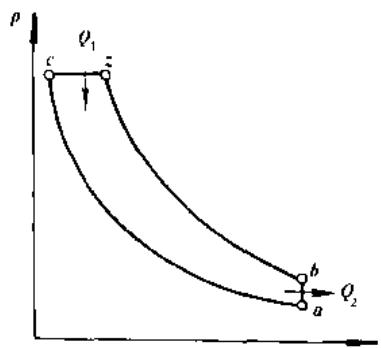


图 1-2-5 定压加热循环

定压循环的热效率可以用上述相同的计算得到:

$$\eta_t = \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)} \quad (1-2-12)$$

式中:  $\rho$ ——预胀比,  $\rho = \frac{V_2}{V_1}$ 。

由此可知,定压循环的热效率也将随着压缩比  $\epsilon$  和比热比  $k$  的增大而增加,但随着预胀比  $\rho$  的加大而减小。

### 1.2.2.4 混合加热循环的热效率

图 1-2-6 表示定容加热为  $Q_v$  和定压加热为  $Q_p$  的混合加热循环,当  $Q_v + Q_p = Q_l$  时,其热效率的公式为:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + \lambda \frac{\rho^k - 1}{\rho - 1}} \quad (1-2-13)$$

式中:  $\lambda$ ——压力升高比,  $\lambda = \frac{P_2}{P_1}$ 。

从公式(1-2-13)和图 1-2-6 可以看出,混合加热循环的特殊情况,在预胀比  $\rho = 1$  时,就是定容加热循环;而当压力升高比  $\lambda = 1$  时,就是定压加热循环。

### 1.2.2.5 空气循环热效率的比较

#### 1) 压缩比相同的情况下

在压缩比相同的情况下,若循环初始点的温度和加热量  $Q_l$  都一定,热效率的变化如图 1-2-7 所示,这时定容循环的热效率为最高,而定压循环的效率最低,这是由于定容循环的膨胀比为最大的缘故。

## 2) 最高压力相同的情况

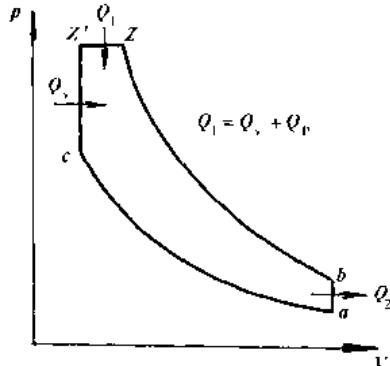


图 1-2-6 混合加热循环

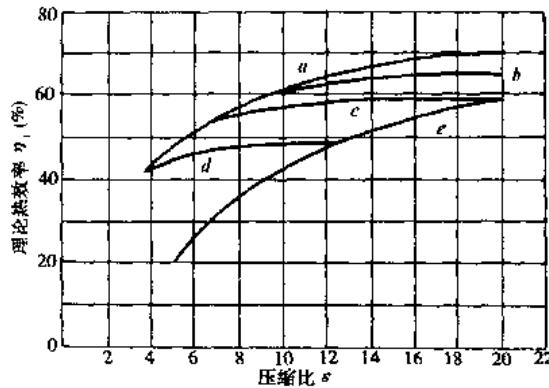


图 1-2-7 各种理论循环的热效率的比较

a-定容循环；b-混合循环  $p_2/p_a = 100$ ；c-混合循环  $p_2/p_a = 68$ ；d-混合循环  $p_2/p_a = 34$ ；e-定压循环

图 1-2-8 所示为循环平均压力与最高压力之比  $\frac{p_1}{p_2}$  与压缩比的关系。在最高压力一定的情况下, 它相当于循环热效率随压缩比的变化。

可以看出, 对于混合加热循环,  $\frac{p_1}{p_2}$  值随着压缩比的增加而缓慢地略有增加。

从结构强度的要求出发, 限定有一定的最高压力, 若加入相等的热量进行计算, 这时定压加热循环的热效率就最高, 定容加热循环的热效率则变得最低。

柴油机一般有较高的压缩比  $\epsilon$  (约  $\epsilon = 16 \sim 22$ ) 和较高的最高压力, 就需要发动机很坚固, 因此柴油机可以得到高于汽油机的热效率。

## 1.2.3 燃料空气循环

## 1.2.3.1 燃料空气循环的定义

若按理论空气循环的假定, 其循环热效率的数值要比实际循环的热效率要高很多, 例如, 前述在压缩比为 10 的定容循环中, 其理论热效率  $\eta_t$  约为 60%, 而同一压缩比时实际的汽车用汽油机的指示热效率最高不过 40%, 两者相差较大。为了使实际循环尽可能地接近于理论循环, 因此需要引用考虑工质气体组成及其物理、化学性能变化的燃料空气循环。

与理论空气循环不一样, 仍只考虑示功图的上环也没有进排气过程, 但循环始点 a 处 (图 1-2-6) 的工质是按实际的空气、燃料和缸内残余气体的混合气考虑, 压缩膨胀过程仍按绝热进行, 但计人工质组成及温度改变使工质比热的变化, 燃烧过程也假定定容或定容与定压混合加热, 但要考虑燃烧反应前后分子数的变化以及在高温下工质气体的热分解。这样的分析基本上还是一种热力学分析, 据此也可计算出循环功与热效率。

## 1.2.3.2 燃料空气循环的热效率

图 1-2-9 表示燃料空气循环的热效率, 在不同过量空气系数  $\alpha$  (定义见 1.3.2) 时随压缩比变化的计算结果。它与图 1-2-4 上表示空气循环的热效率相比, 趋向相同, 只是数值较低, 例如当过量空气系数  $\alpha = 1.0$ , 压缩比  $\epsilon = 10$  时的燃料空气循环的热效率约为 45%, 比该情况下空气循环热效率约 60% 要低得多。

燃料空气循环热效率较低的原因是由于在高温下, 比热增大, 比热比  $k$  值降低的缘故。图 1-2-10 所示为比热比  $k$  值随温度增高而降低的变化曲线,  $\alpha = 1.0$  时燃料空气循环的热效率与图 1-2-4 上定容循环中比热比  $k = 1.26 \sim 1.27$  的热效率数值相当。

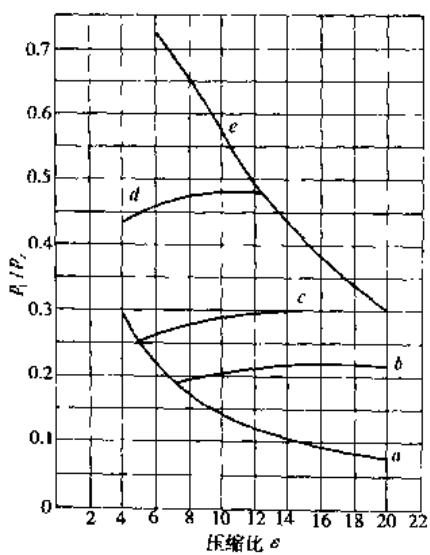


图 1-2-8 各种理论循环的平均压力的比较

a-定容循环；b-混合循环  $p_e/p_a = 100$ ；c-混合循环  $p_e/p_a = 68$ ；  
d-混合循环  $p_e/p_a = 34$ ；e-定压循环

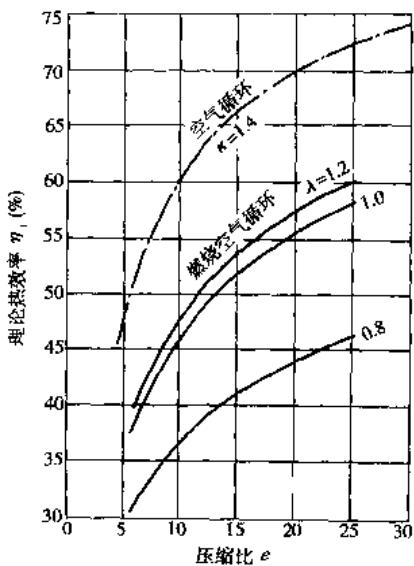


图 1-2-9 燃料空气循环的热效率

## 1.2.4 实际循环

### 1.2.4.1 实际循环中的损失

由于存在各种损失, 实际发动机的指示热效率, 比上述燃料空气循环的热效率还要更低一些, 通常, 汽车用汽油机的指示热效率最大也只是燃料空气循环热效率的 80% 左右。

图 1-2-11 所示为实际循环与燃料空气循环的比较。实际循环存在着许多必不可少的各种损失, 如向气缸壁面、燃烧室壁面的冷却传热损失; 由于实际燃烧速度有限, 燃烧不能瞬时完成, 因此具有时间损失; 在燃烧过程中有不完全燃烧和后燃所引起的损失; 实际循环还具有进、排气过程, 也需要消耗一部分功, 即具有换气损失, 这些损失成为影响实际循环指示热效率降低的主要原因。

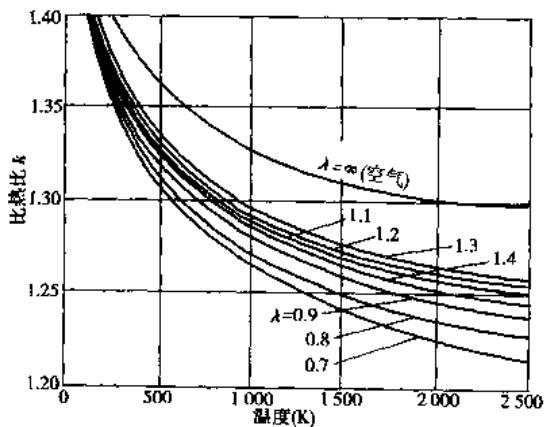


图 1-2-10 燃气的比热比

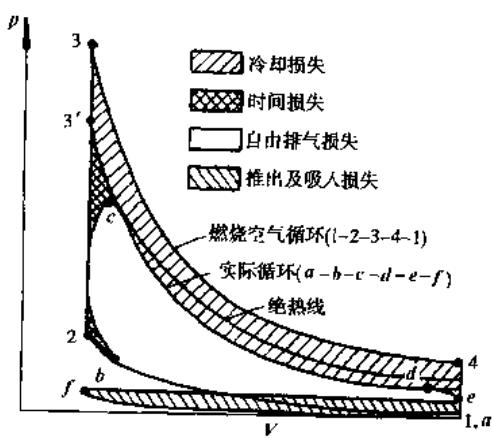


图 1-2-11 实际循环与燃料空气循环的比较

#### 1) 气缸壁面的冷却损失

在理论循环中曾假设气缸壁和工质之间无热交换, 压缩与膨胀过程均作为绝热过程处理。但是在实际

循环中,压缩过程初期,由于气缸壁温度较高使工质得到加热,压缩过程后期,工质气体温度将超过气缸壁温度,热量将从气体传向气缸壁。在随后的燃烧、膨胀和排气过程中,工质将连续不断地向缸壁散出热量,这些冷却损失相当于实际示功图面积的一部分减少。

图 1-2-12 所示为考虑冷却损失后模拟计算出的指示热效率随压缩比的变化关系。

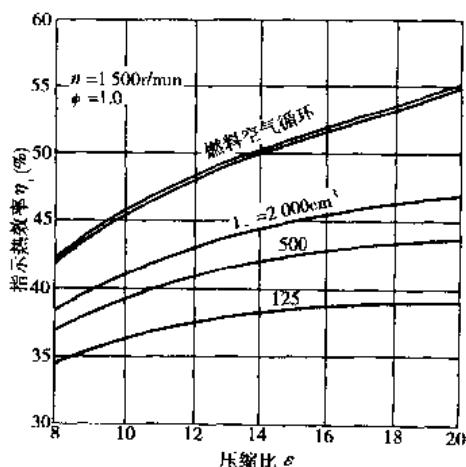


图 1-2-12 考虑冷却损失后的指示热效率

图中指示热效率最高的一条曲线是燃料空气循环的热效率,因为在燃料空气循环中没有考虑到气缸壁面的冷却损失。

发动机的冷却损失与一系列结构与运转因素有关,其中主要有气缸的几何尺寸、燃料室的形式、冷却介质与运行工况等。

#### (1) 气缸几何尺寸的影响

气缸壁各部分与工质接触的传热面积之和  $\Sigma F_C$  与气缸工作容积  $V_b$  之比对每循环的冷却损失影响较大。几何形状相似、缸径愈大的发动机,  $\Sigma F_C/V_b$  就愈小,由冷却损失带走的热量与每循环加入燃料的热量之比  $Q_C/Q_f$  也愈小。从图 1-2-11 中可以看出,对于一定的压缩比,气缸工作容积愈小,指示热效率就愈低。这是由于工作容积  $V_b$  愈小,燃烧室的表面积与容积之比增大,这时  $\Sigma F_C/V_b$  就增大,因此冷却损失也就增大。

#### (2) 燃烧室形式的影响

燃烧室形式的不同影响到燃烧后的传热面积,一般在柴油机中,涡流室、预燃室等燃烧室的  $\Sigma F_C/V_b$  比直喷式柴油机要大,而且涡流室或预燃室所增加的冷却面积正是参与热交换最强烈的传热面积,具有较大的冷却损失。

#### (3) 冷却介质的影响

冷却介质(冷却水和机油)的温度直接影响到气缸壁面各部分的表面温度,提高冷却介质的温度可以减少工质向气缸壁的传热量,减少冷却损失。

#### (4) 发动机运行工况的影响

发动机转速增加时,循环工质的传热时间减少,有利于减少冷却损失。但转速的增加,可使气缸内的涡流增加,引起传热系数增大,两者影响的结果,转速的增加可使传热损失相对值  $Q_C/Q_f$  有所减少,但影响并不显著。当发动机负荷减小时,燃料燃烧后的发热量的减少程度要比循环温度压力下降的速度大,而且气缸壁面上的散热面积并不变化,因此相对冷却损失  $Q_C/Q_f$  值增大。对于同一发动机来说,若转速、负荷都较低,则冷却损失的比例就增大。

#### 2) 时间损失

在定容循环中,假设对工质的加热是定容燃烧,其燃烧速度极快,可以在上止点瞬时完成,而在实际循环中,燃料的燃烧速度是有限的,需要有一定的燃烧时期(约 45°~60°),在时间上有所损失,它使实际燃烧过程偏离理论的定容过程,增加了压缩消耗功并减少了膨胀有用功,在图 1-2-11 示功图上出现上止点附近两个小三角区的面积表示为时间损失。

#### 3) 后燃损失与不完全燃烧损失

在理论循环中,全部热量在 z 点前输入完,然后转入绝热膨胀过程,在实际循环中,在燃烧接近终了时,由于气缸内的气体大部分已经燃烧,缸内气体的氧气浓度逐渐降低,使其燃烧速度有所降低,因此,即使在膨胀开始后燃烧还在继续进行,这就是过后燃烧现象,并由此形成后燃损失。在实际循环中,由于混合气形成不良,在气缸内的某些地区,由于缺氧,会使部分燃料产生不完全燃烧,使燃料的热值未能充分利用,形成不完全燃烧的损失。在火花点火式发动机中,通常使用稀混合气( $\alpha > 1$  时)工作,其燃烧效率约为 92%~98%。

#### 4) 换气损失

理论循环用从热源定容加热和向冷源定容放热的过程来代替实际循环的燃烧和排气过程,因而它没有工质的更换,而实际上,发动机需要吸入新鲜混合气(或空气)和排出燃烧废气,并使循环周而复始。因此实际循环需要更换工质,由此而消耗的功成为换气损失。换气能量损失由排气损失和进气损失两部分构成,如图1-2-13所示。

排气损失由自由排气损失 $a$ 和强制排气损失 $b$ 所构成,前者相当于理论膨胀功的减少,后者是把废气从气缸中推出所消耗的功。实际发动机为了不过分增大在高速高负荷下的排气阻力,一般要将排气门在下止点前40°~60°时提前开启,使废气大部分在下止点前开始自由排气。

进气系统内的气体摩擦损失以及为加速气体流动所消耗的功用图1-2-13上的面积 $c$ 表示。

排气损失与进气损失之和称为换气损失,但实际示功图进排气过程的负功相当于面积 $(a+b)+(c-a-d)=b+c-d$ ,后者称为泵气损失。实际在泵气损失中还包括进排气系统的节流损失,汽油机中多数是用节气门的升度来调节输出功率的大小,这在小负荷工况运转时,由于进气节流,进气管压力下降,泵气损失明显增大,致使低负荷工况的指示热效率降低。

### 5)漏泄损失

漏泄损失是指通过气缸壁与活塞之间、活塞环间隙以及气门座处的漏泄,工作气体从燃烧室向曲轴箱窜气等构成的损失。在良好的启闭状态下,漏泄量不多,通常,漏气量相对吸气量的比率在1%以下,它对热效率的影响不大。

#### 1.2.4.2 实际循环的指示热效率

以上所述,在发动机实际循环中具有各种的损失,因此实际循环的指示效率比理论循环的热效率要降低。图1-2-14所示为实际发动机的指示热效率与压缩比的变化关系,其运转条件是处于全负荷工作(节气门全开),供给理论空燃比的混合气。图中还同时画出空气循环和燃料空气循环的理论热效率随压缩比的变化关系作比较。在同一压缩比下,实际循环的指示热效率值为燃料空气循环热效率值的75%~85%,而且在高压缩比的情况下,实际循环指示热效率的增长较早地趋于平缓。

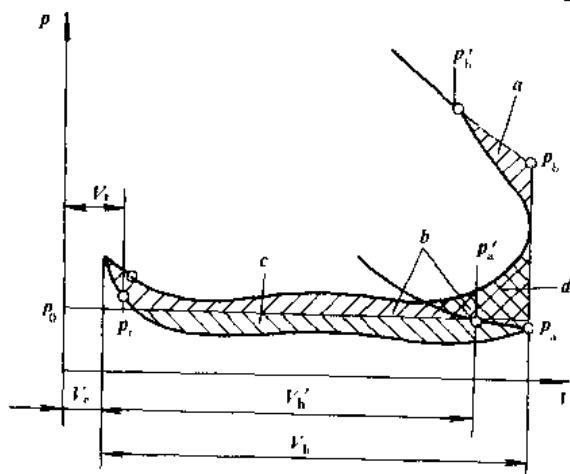


图1-2-13 四冲程发动机的换气损失

$a$ -自由排气损失;  $b$ -强制排气损失;  $c$ -进气损失;  $b+c-d$ -泵气损失

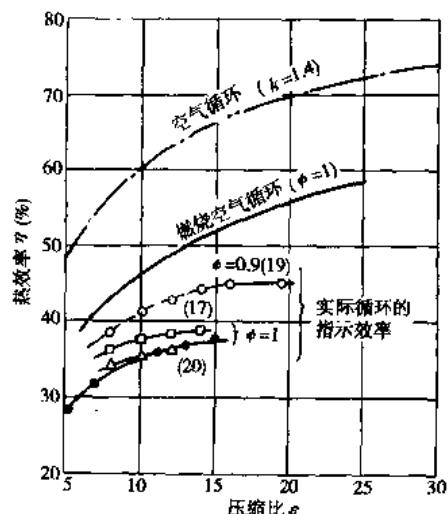


图1-2-14 实际发动机的指示热效率

发动机指示热效率比燃烧空气循环的热效率也要低,其原因最主要的是考虑到实际发动机有冷却损失,其次是考虑由于不完全燃烧生成未燃烧HC,引起燃烧效率下降。

#### 1.2.4.3 机械损失和有效热效率

发动机的机械损失消耗了一部分指示功率,从而使对外输出功率有所减小。不同类型发动机的各部分

机械损失所占百分比可能有较大的差别。表 1-2-1 中列出机械损失分配的大致比例。

表 1-2-1 汽车发动机机械损失的分配

机械损失的名称	所占机械损失的百分比(%)
活塞、活塞环与气缸壁间的摩擦损失	45~60
连杆、曲轴与轴承间的摩擦损失	15~20
驱动配气机构的损失	3~5
驱动各种附属机构的损失	10~22
其中:水泵	2~3
风扇	6~8
空调压缩机	6~8
机油泵	1~2
电器设备	1~2
泵气损失	10~20
带动机械增压器的损失	5~10

图 1-2-15 所示为一台非增压发动机的机械损失各组成部分的分配情况,可见,其中活塞、活塞环与气缸等的摩擦损失所占的比例最大。因此减少机械损失功率,可以通过减少摩擦损失,改善润滑条件与发动机的热状态来获取。

从图中可以看出,随着发动机转速的增加(或活塞平均速度的增加),发动机各部分的摩擦损失、驱动损失、泵气损失都有所增大,因此转速增加后,机械损失功率增加,机械效率下降。若发动机转速一定,而负荷增大时,机械损失则有稍许增大或基本上保持不变,但根据机械效率的公式,机械效率将随负荷加大而有所增加。

$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = 1 - \frac{P_m}{P_i}$  随着负荷的减小,机械效率  $\eta_m$  呈下降趋势,直到怠速或空转时,有效功率  $P_e = 0$ ,指示功率  $P_i$  全部用来克服机械损失功率,即  $P_i = P_m$ ,故此时  $\eta_m = 0$ 。

不同转速与负荷下,指示热效率、有效热效率和机械效率的变化概况表示在图 1-2-16 上,由此可以看出:

发动机在高速高负荷运转时,指示效率较高,而在低速小负荷时,指示效率较低,这是由于高负荷时泵气损失减少,且高速工况时发动机的冷却损失得以减少的缘故。

机械效率则在低速高负荷下较高,而在高速小负荷时较低。有效热效率  $\eta_{th}$  是指示效率  $\eta_i$  与机械效率  $\eta_m$  的乘积,它受转速的影响较小,主要取决于发动机的负荷。当负荷较小时,有效效率较低,当负荷增大时,有效效率增高。

#### 1.2.4.4 发动机的热平衡

燃料燃烧后所放出的热量,只有 25%~45% 能转变为有效功,其余的热量随冷却水、废气等从发动机中排出。

以燃料完全燃烧放出的热量为 100%,按其能量表现为有效功和各个组成部分的数量分配称发动机的热平衡。

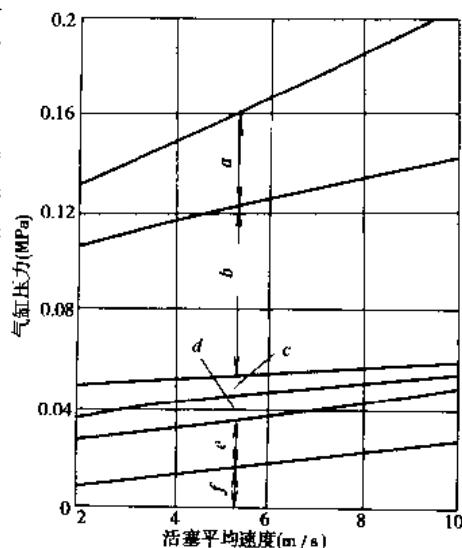


图 1-2-15 非增压发动机机械损失各组成部分随活塞平均速度的变化

a-泵气损失; b-活塞、活塞环的摩擦损失; c-配气机构驱动损失; d-附属机械的驱动损失; e-连杆轴承的摩擦损失; f-曲轴、凸轮轴承的摩擦损失

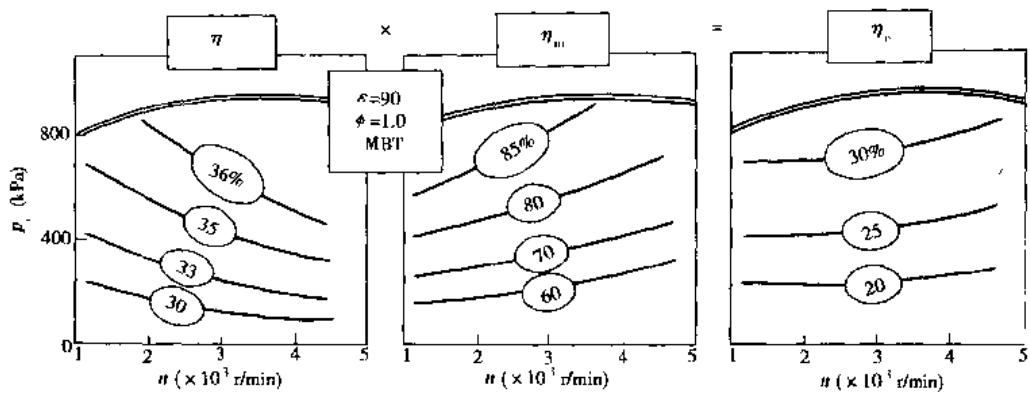


图 1-2-16 不同转速与负荷下,指示热效率、有效热效率和机械效率的变化

研究发动机的热平衡,有助于了解发动机中热量损失的情况和改善热量利用的途径以及作为设计冷却系统的基础。

热量的分配大致可分为四大项:

- ①转化为发动机有效功(输出功)的热量  $Q_e$ ;
- ②传递给冷却介质(冷却水、冷却空气和润滑油等)带走的热量  $Q_c$ ;
- ③随排出废气带走的热量  $Q_{ex}$ ;
- ④余项热量损失  $Q_{re}$ 。从燃料总热量中除去上述三项热量分配百分比以外的各项损失都包括在余项损失之内,例如辐射热损失、不完全燃烧损失和其他没有计及的热损失等。

发动机的热平衡可用等式表达为:

$$Q_f = Q_e + Q_c + Q_{ex} + Q_{re} \quad (1-2-14)$$

热平衡还可用占总发热量的百分比来表示,即:

$$q_e + q_c + q_{ex} + q_{re} = 100\% \quad (1-2-15)$$

$$\text{式中: } q_e = \frac{Q_e}{Q_f} \times 100\%$$

$$q_c = \frac{Q_c}{Q_f} \times 100\%$$

$$q_{ex} = \frac{Q_{ex}}{Q_f} \times 100\%$$

$$q_{re} = \frac{Q_{re}}{Q_f} \times 100\%$$

现代高速汽车发动机的热平衡各组成部分的近似数值如表 1-2-2 所列。

表 1-2-2 高速汽车发动机的热平衡

热平衡各项组成	汽油机	柴油机
转变成有效功的热量 $q_e$ (%)	25~35	30~45
冷却介质带走的热量 $q_c$ (%)	25~30	15~35
废气带走的热量 $q_{ex}$ (%)	30~50	25~45
其他的热量损失 $q_{re}$ (%)	3~10	2~5

(撰稿人:钱耀义)

### 1.3 燃油消耗率

#### 1.3.1 热效率与燃油消耗率的关系

发动机每作  $1\text{ kW}\cdot\text{h}$  的有效功所消耗的燃油量称为有效燃油消耗率  $b_e$ 。如果发动机输出功率为  $P_e$  ( $\text{kW}$ )，每小时消耗的燃油为  $B$  ( $\text{kg}/\text{h}$ ) 则：

$$b_e = \frac{B}{P_e} \times 10^3 \quad \text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h}) \quad (1-3-1)$$

有效燃油消耗率直接表明不同发动机在燃料消耗方面经济性的好坏，它和有效热效率  $\eta_e$  一起都是用来衡量发动机热量的利用程度。

若以发动机指示功率  $P_i$  为作功基准的每小时所消耗燃油量，则称为指示燃油消耗率  $b_i$

$$b_i = \frac{B}{P_i} \times 10^3 \quad \text{g}/(\text{kW}\cdot\text{h}) \quad (1-3-2)$$

有效热效率  $\eta_e$  表示燃料所含的热量转变为有效功的有效程度，它在数值上等于  $1\text{ kW}\cdot\text{h}$  的有效功与所消耗燃料的热量之比。 $1\text{ kW}\cdot\text{h}$  的有效功需要消耗燃料的热量为  $b_e \cdot H_u \times 10^{-3}$  (kJ)，其中  $H_u$  为燃料的低热值 (kJ/kg)，按热功当量得  $1\text{ kW}\cdot\text{h} = 3.6 \times 10^6$  (kJ)。

于是就有

$$\eta_e = \frac{3.6 \times 10^6}{b_e \cdot H_u} \quad (1-3-3)$$

同理可以得到指示效率与指示燃油消耗率的关系式：

$$\eta_i = \frac{3.6 \times 10^6}{b_i \cdot H_u} \quad (1-3-4)$$

从上式可以看出，燃油消耗率与热效率成反比关系。如图 1-3-1 所示，取燃料低热值为  $44\text{ MJ/kg}$  ( $10500\text{ kCal/kg}$ ) 的一般汽油为例，表示燃油消耗率与热效率的定量关系。

对于现代汽车汽油发动机的有效热效率最大约为 35%，有效燃油消耗率最低值约为  $230\text{ g}/(\text{kW}\cdot\text{h})$ 。

对于汽车车辆的燃料经济性的衡量指标——车辆的燃油消耗率，是指一定行驶里程的汽车燃油消耗量或一定燃油消耗量能使汽车行驶的里程。在我国及欧洲多数国家均采用汽车每行驶  $100\text{ km}$  所消耗的燃油容积(L)，称为汽车  $100\text{ km}$  油耗 ( $\text{L}/100\text{ km}$ )， $100\text{ km}$  油耗数值愈小，则汽车车辆的燃料经济性愈好，在美国还用每 gal(加仑)<sup>①</sup>燃料能行驶的里程数 (mile/gal)<sup>②</sup> 表示，这个数值愈大，汽车的燃料经济性愈好。汽车的燃料经济性除了取决于发动机本身的燃油消耗率以外，还受到车辆的传动系效率、滚动阻力、空气阻力、上下坡及加减速的频次、车辆质量等条件的影响。车辆的燃油消耗率是用在平坦道路上，以一定车速行驶的所谓等速行驶燃料消耗率，以及在特定的行驶工况下行驶的实际燃油消耗率，此外还用到按某试验循环模式行驶时总的平均  $100\text{ km}$  油耗。

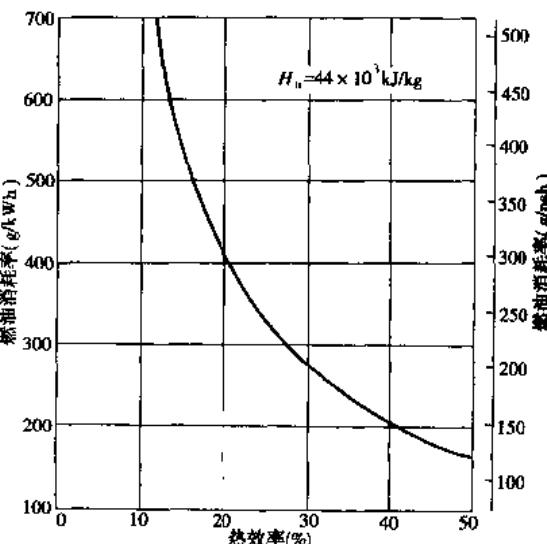


图 1-3-1 燃油消耗率与热效率的关系

① 美国计量单位  $1\text{ gal} = 3.785\text{ L}$ ；

② 英制单位  $1\text{ mile} = 1.6\text{ km}$ 。

### 1.3.2 运转因素对燃料消耗的影响

对燃料消耗的影响也就是对发动机热效率的影响,前节所述的压缩比、循环的各种损失以及机械损失等都是影响的主要设计因素。

影响燃料消耗的运转因素主要有点火正时(柴油机中为喷射正时)、混合气成分、空燃比、废气再循环率、发动机的转速与负荷等。

#### 1.3.2.1 点火正时

图 1-3-2 所示为发动机在吸气量、空燃比等一定的情况下,不同点火提前角时的气缸压力随曲轴转角的变化。随着点火提前角的增加,气缸最高压力增大,且最高压力的位置更接近于压缩上止点。

在理论定容燃烧中,由于燃烧加热,气缸压力从压缩压力急剧增高至最高压力,即在上止点处压力线垂直上升,这时功率和效率均最高。在实际发动机中,燃烧需要经历  $40^{\circ} \sim 60^{\circ}$  的时间,若过分增大点火提前角,反而会增加在上止点前的压缩功,使输出功率下降。

如图 1-3-3 所示,在一定的工况下,对应于汽油机功率最大,燃料消耗率最低的点火提前角称为“最佳的点火提前角”(MBT),MBT 也就是在发动机节气门开度与转速一定的工况下,改变点火提前角试验取得的最大转矩时的点火提前角。

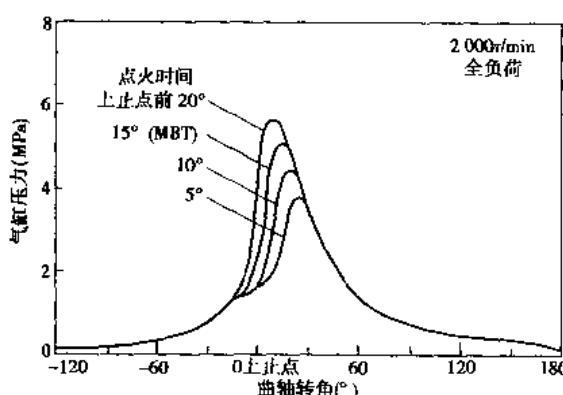


图 1-3-2 点火提前角与气缸内压力

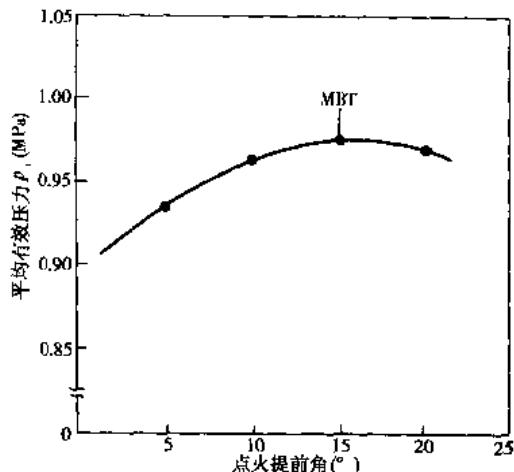


图 1-3-3 点火提前角对平均有效压力与燃料消耗率的影响

在发动机转速与负荷均变化的情况下,若越是处于在低速、高负荷工况运转,点火提前角就越迟,若越是处于高速、低负荷运转,点火角就越提前。

因为在小负荷工况下,气缸内残余气体所占的比例相对增加,促使混合气的稀释度增大,燃烧速度减慢,而同时由于高转速运转将使气缸内气体的紊流度增加,火焰传播速度大致与转速成正比地增加,因而以时间秒计的燃烧过程将缩短,但由于转速增加使循环时间亦缩短,这样就使燃烧过程相当的曲轴转角增加,由此应该增大点火提前角,不致使燃烧过程拖延到膨胀后期。

#### 1.3.2.2 混合气的组成

##### 1) 空燃比

$1\text{kg}$  燃料完全燃烧所必需的最低空气量称为理论空气量,在实际发动机中,实际供给的空气量往往不等于理论空气量  $L_0$ ,实际供给发动机的空气和燃料的质量比称为空燃比  $A/F$ ,它的倒数就是燃空比  $F/A$ 。

对于汽油,理论空燃比  $(A/F)_0 = 14.7$ ,理论燃空比  $(F/A)_0 = 0.068$ 。

燃烧  $1\text{kg}$  燃料实际供给的空气量  $L$  与理论空气量  $L_0$  之比,称为过量空气系数  $\alpha$ 。

即：

$$\alpha = \frac{L}{L_0} \quad (1-3-5)$$

在理论混合气中  $\alpha = 1$ , 若  $\alpha < 1$  则称为浓混合气,  $\alpha > 1$  则称为稀混合气。

除了运用过量空气系数  $\alpha$  和空燃比  $A/F$  的概念以外, 还可用当量燃空比来表示混合气的成分, 实际上, 它就是过量空气系数  $\alpha$  的倒数。

即当量燃空比为:

$$\phi = (\frac{F/A}{A})_0 = \frac{1}{\alpha} \quad (1-3-6)$$

在柴油机中, 过量空气系数  $\alpha$  总是大于 1, 以保证喷入气缸的燃料能够完全燃烧, 因此在大多数情况下, 专用过量空气系数的概念。

图 1-3-4 所示为平均有效压力  $p_e$ 、有效燃油消耗率  $b_e$  随空燃比的变化关系。平均有效压力  $p_e$  约在较浓的空燃比  $A/F = 13$  附近具有最大值, 燃油消耗率  $b_e$  则在混合气较稀侧的空燃比  $A/F = 16$  左右为最低值。

当空燃比比理论空燃比稍小时(如  $A/F$  约为 13.5~14 时), 燃烧火焰的温度最高, 与此相比, 若混合气过浓或过稀, 火焰温度都将降低。燃烧速度最大时的空燃比要比火焰温度最高时的空燃比还要稍浓一点( $A/F$  约为 12.5~13), 燃烧速度快时, 燃烧压力就越高, 发动机输出功率将越大。

浓的混合气由于氧气不足, 燃烧就不完全, 燃油消耗率就增大。

稀的混合气, 燃烧可以完全, 热利用率得以提高, 但混合气稀到一定程度以后, 火焰传播速度降低较多, 燃烧变得缓慢, 后燃量增加, 燃油消耗率反而增加, 而且若混合气过稀, 火焰传播速度更加缓慢, 燃烧变动增大, 燃烧过程变得越来越不稳定甚至不能发火燃烧。这同时也由于平均有效压力低, 机械效率降低等原因, 使燃油消耗率变坏。

发动机用稀混合气运行时, 从加快燃烧速度、缩短燃烧持续时间、抑制燃烧变动是降低燃油消耗率的有效途径。图 1-3-5 上所示为用平均指示压力的变化率作为燃烧变动的衡量指标随空燃比的变化关系。

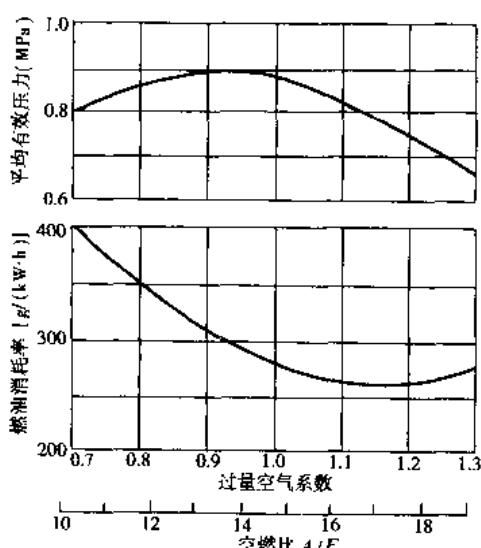


图 1-3-4 空燃比对有效压力与燃料消耗率的影响

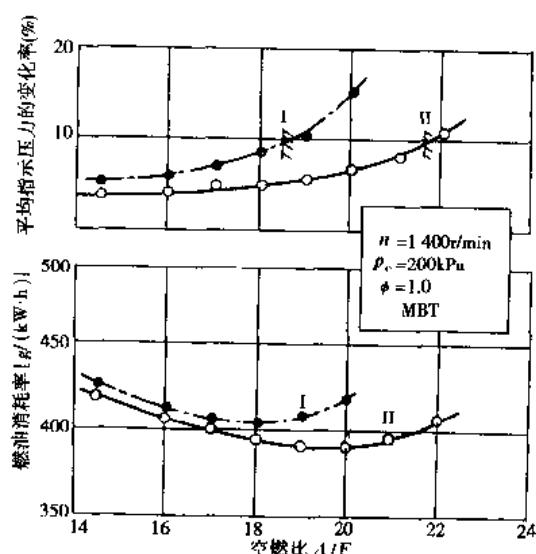


图 1-3-5 部分负荷时空燃比对燃烧变动与燃油消耗的影响

应该指出, 混合气成分的浓、稀程度将对排气的有害成分产生很大的影响。图 1-3-6 表示排气有害成分随空燃比的变化关系。在发动机使用的混合气成分接近于较稀( $A/F$  约为 16 左右)的区域时, 燃烧产物中很少有 CO 排出, 而且 HC 排放含量也是很低的。但因为此种混合气中有剩余氧气, 且循环燃烧的温度又接近于最高循环温度,  $NO_x$  的排放量就最高, 当混合气更稀( $A/F > 16.5$ )或变浓以后,  $NO_x$  的排放量又可迅速减少。

供给过稀( $A/F > 17 \sim 18$ )的混合气  $NO_x$  和 CO 可减少, 但由于燃烧不稳定, HC 排放将明显增加。发动机供给浓的混合气时, 可使  $NO_x$  减少, 而 CO、HC 有所增加。

## 2) 废气再循环 EGR

废气再循环 EGR 是将一部分排出废气再引入进气管与新气混合后进入气缸内燃烧,从而实现废气再循环,是降低 NO<sub>x</sub> 排放的一种有效措施。

废气再循环 EGR 可使泵气损失、冷却损失减少,可以增大工质气体的比热容,但是也使燃烧温度与燃烧速度降低,使燃烧变动增加。综合的结果是使燃油消耗率有所增加。

废气再循环与燃料消耗的关系随发动机的燃烧稳定性变化将会有较大的差别,如图 1-3-7 所示,对于多点点火(a 及 b),气缸内扰流较强,燃烧持续期短的发动机 EGR 率可控制在 20% 以前,对燃油消耗率不增加;对于单火花塞点火,气缸内扰流较弱的发动机,随着 EGR 的引用,将使燃油消耗率增大。

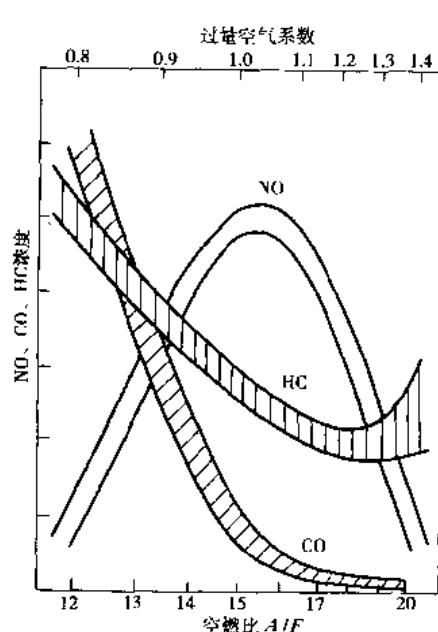


图 1-3-6 汽油机排气有害成分随空燃比的变化

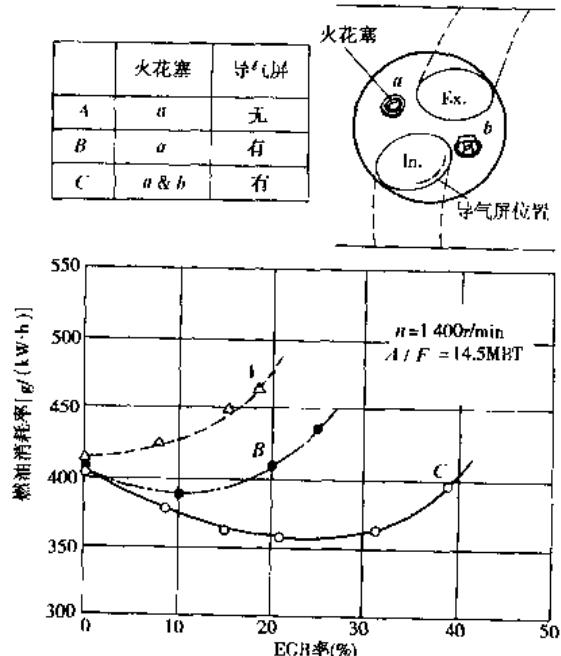


图 1-3-7 EGR 对燃油消耗的影响

### 1.3.2.3 转速与负荷(平均有效压力)

发动机不同转速与负荷时燃油消耗率的变化与图 1-2-16 所示的热效率随转速负荷的变化关系相同。在一般情况下,随负荷的增加,燃油消耗率有所降低。

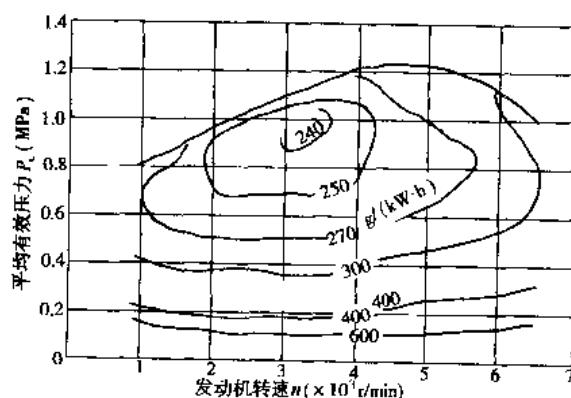


图 1-3-8 四气门汽油机的燃油消耗率曲线

在空燃比一定,点火提前角最佳的条件下,负荷增高,燃油消耗率可以降低。对于实际的发动机,在靠近全负荷转速时,要求提高输出功率,使用比理论空燃比要稍浓一些的混合气,即使用功率混合气(图 1-3-4),这时燃油消耗率相应有所增加,在比全负荷要小一些的中等负荷区运转时,可以得到最低的燃油消耗率。

图 1-3-8 所示为一台 2.0L 四气门顶置双凸轮轴的汽油机的燃油消耗率曲线的实例,在同一负荷下,位于低转速区由于发动机冷却损失增加,位于高转速区由于发动机机械损失增加的原因,使其燃油消耗率都比在中等转速区运行要增大。在接近于全负

荷区运行时,由于供给混合气加浓,而使燃油消耗率变坏。图中表示在中等转速的大负荷区域是燃油消耗率最佳的区域,实例的最低燃油消耗率约为230g/(kW·h),此点的有效热效率约为35%。

### 1.3.3 燃料消耗量

对于发动机运转而对外并不输出功的情况,检测燃油消耗也就是汽油机在怠速运转工况下的燃油消耗性能,需要采用单位时间的燃油消耗量 $B$ (kg/h或L/h)来表示。因为发动机怠速时的燃油消耗率计算值是无穷大,此时用油耗率表示就不够清楚。

在怠速工况下,发动机的指示功率与机械损失功率相等。对怠速燃料消耗量影响较大的因素是机械损失、气门重叠角和怠速转速等。

### 1.3.4 汽油机燃油消耗率和柴油机燃油消耗率的比较

#### 1.3.4.1 燃烧特性的比较

图1-3-9所示为一台汽油机和一台缸径、行程与之相同的涡流室柴油机的 $p$ - $\theta$ 示功图和放热率曲线的比较。当汽油机负荷变化时,放热开始时间与放热持续时间没有多少改变,而压缩压力、燃烧压力却随负荷增加成正比例地升高;而在柴油机中,由于没有节气门节流,吸入的空气量并不随负荷变化,几乎是一定的,因此其压缩行程中的压力也是相等的,燃油是在上止点前一定角度提前喷入,随着柴油机负荷的增大,喷射持续时间加长,但燃烧最高压力几乎没有多少改变,而膨胀行程中的压力则随负荷的增加有所增大。

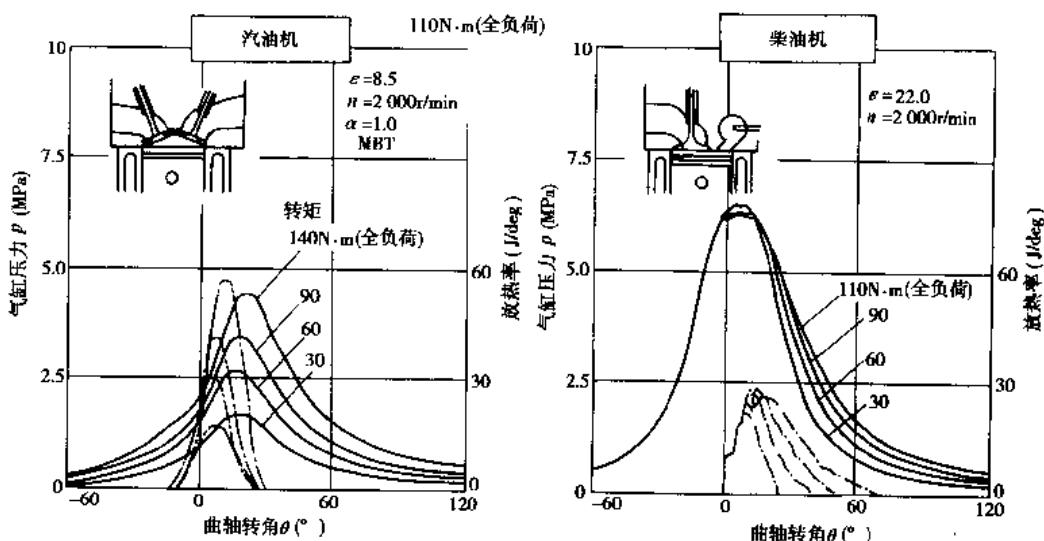


图1-3-9 汽油机与柴油机的 $p$ - $\theta$ 示功图的比较

#### 1.3.4.2 燃油消耗率比较

图1-3-10所示为汽油机和柴油机在相同排量(2.0L)与相同转速(2000r/min)时,燃油消耗率随负荷变化的曲线比较。可以看出柴油机在小负荷区,约低于70%负荷,运行时的燃油消耗率较低;在全负荷运转时,柴油机的燃油消耗率要变差,且转矩值要比汽油机全负荷转矩低8%。

图1-3-11所示为汽油机和柴油机指示热效率、机械损失的比较,从中可以看出这两种发动机燃油消耗率差别的原因。汽油机随着负荷的增加,泵气损失逐渐减小,使其热效率增高,机械效率增高,因此,汽油机的负荷率越高,其指示热效率和有效热效率均越高。

柴油机随着负荷的增大,吸入的空气量变化不大,而喷入的燃料呈正比例地增多,也就是说,负荷越高,气缸内的混合气成分将越浓,与汽油机的变化不同,它的负荷越高,指示热效率将越低。但是柴油机的机械

效率也是随负荷的增大而逐渐增加的,它和汽油机的变化相同。

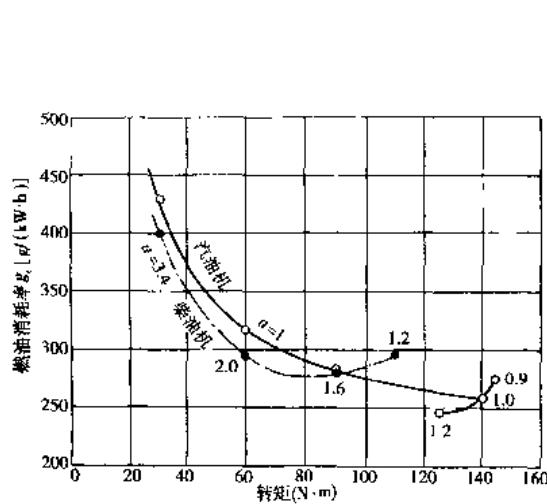


图 1-3-10 汽油机与柴油机燃油消耗率的比较

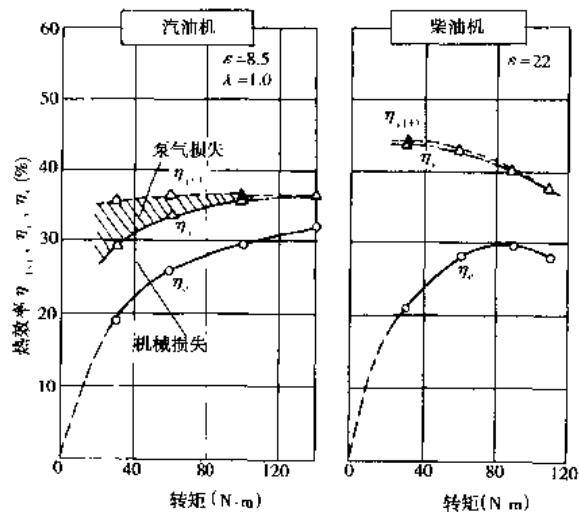


图 1-3-11 汽油机与柴油机指示热效率、机械损失的比较  
(撰稿人:钱耀义)

## 1.4 输出功率与转矩

### 1.4.1 发动机输出功率与转矩

发动机运转时,由曲轴输出的转矩称有效转矩  $T_e$ ,发动机每分钟转速为  $n(r/min)$  时,则每秒钟所作的功为  $\frac{2\pi n T_e}{60}(N\cdot m/s)$ 。转矩与输出的有效功率之间有如下的关系:  $P_e = \frac{2\pi n T_e}{60 \times 10^3} = 1.047 \times 10^{-4} n T_e$

由此

$$T_e = \frac{9550 P_e}{n} \quad (1-4-1)$$

式中:  $P_e$ ——有效功率, kW;

$n$ ——发动机转速, r/min;

$T_e$ ——有效转矩, N·m。

发动机的输出转矩和转速,可以用测功器和转速计试验测定。

对于  $i$  个气缸,气缸工作容积为  $V_b(L)$ ,平均有效压力为  $p_e(kPa)$  的四冲程发动机,在转速为  $n(r/min)$  时,所输出的有效功率为:

$$\begin{aligned} P_e &= \frac{p_e i V_b n}{120} \times 10^{-3} \quad (\text{kW}) \\ &= 8.33 \times 10^{-6} p_e i V_b n \quad (\text{kW}) \end{aligned} \quad (1-4-2)$$

比较式(1-4-1)与式(1-4-2)得到四冲程发动机的平均有效压力与转矩的关系式为:  $p_e = \frac{4\pi T_e}{i V_b} = 12.56 \frac{T_e}{i V_b}$ 。

### 1.4.2 充气效率与充填效率

当进气过程终了时,气缸内气体的压力由于经受进气管系统中各种阻力的作用(如空气滤清器、进气歧管、节气门等阻力),低于进气管进口处的压力。进气终了时气缸内气体的温度,由于受进气系统与气缸壁面的热交换以及与气缸内残余气体的混合加热,要高于进气口处的温度。所以进入气缸新气(空气或混合气)的体积,如果换算到进气口压力温度状态的话,将小于气缸的工作容积。

若进气换算的体积越大,发动机的充气效果就越好。为了表示发动机充气效果的好坏,经常应用充气效率的概念。

充气效率  $\eta_v$  的定义为每循环实际进入气缸的新充量  $m$  与以进气状态( $p_1, T_1, \rho_1$ )充满气缸工作容积  $V_b$  的新鲜充量  $m_1$  之比:

$$\eta_v = \frac{m}{m_1} \quad (1-4-3)$$

也可以理解为换算到进气状态( $p_1, T_1, \rho_1$ )的每循环进气容积  $V_v$  与气缸工作容积  $V_b$  之比,故也称为容积效率。

即:  $\eta_v = \frac{V_v}{V_b}$  (1-4-4)

对于增压发动机,进气状态常采用增压器或中冷器之后的进气管处的状态,对于非增压发动机,常采用大气状态的温度和压力。

根据充气效率的定义,进入气缸的新气充量质量可用  $\eta_v \cdot V_b \cdot \rho_1$  表示。尽管  $\eta_v$  可以表示发动机进气效率的尺度,但由于进气密度  $\rho_1$  将随着进气入口的状态而变化,对于高原与低地、热带与寒带,在不同的大气条件下,尽管  $\eta_v$  相同,但吸入发动机气缸的充气质量的绝对量是不相同的,使发动机的输出功率也不相同,因此若以进气绝对量为基准,则需要引用以下定义的充填效率。

充填效率定义为每循环实际吸入新鲜气体的质量与在标准状态下充满气缸工作容积的新气质量之比。它可表示出外部大气状况变化时,进气量绝对值大小的变化,充填效率  $\eta_c$  与充气效率  $\eta_v$  之间的关系为:

$$\eta_c = \frac{p_0 T_0}{p_0 T} \eta_v \quad (1-4-5)$$

式中:  
1)  $p_0$ —标准大气状态的压力,取  $p_0 = 99kPa$ ;

2)  $T_0$ —标准大气状态的温度,取  $T_0 = 298K$ 。

从公式(1-4-5)中可知,若进气状态取标准大气状态时,则充气效率  $\eta_v$  与充填效率  $\eta_c$  相等。

图 1-4-1 所示为进气过程的低压示功图,由此可以分析进气过程的进气情况,求得影响充气效率的主要因素。

假定进气过程的压力为  $p$ ,进气门关闭时,气缸的容积为  $V_e + V'_b$ ,这时气缸内充量的压力、温度、密度为  $p_1, T_1, \rho_1$ ,当进气门打开时,气缸的容积为  $V_r$ ,残余气体的压力、温度、密度为  $p_r, T_r, \rho_r$ 。

所以,吸人气缸的新气质量为:  $m_1 = V_b \rho_1 \eta_v = (V_e + V'_b) \rho_1 - V_r \rho_r$

令  $(V_e + V'_b)/V_e = \epsilon_e$ , 称为有效压缩比,且  $V_r \approx V_e$ ,从而得到:

$$\eta_v = \frac{1}{(\epsilon_e - 1) \rho} (\epsilon_e \rho_1 - \rho_r) \quad (1-4-6)$$

式中:  
1)  $V_r$ —气缸余隙容积;

2)  $\epsilon_e$ —压缩比。

近似地假定残气与新气的气体常数相等,并应用气体状态方程  $p = p/RT$ ,则:

$$\eta_v = \frac{1}{\epsilon_e - 1} \frac{T}{p} \left( \epsilon_e \frac{p_1}{T_1} - \frac{p_r}{T_r} \right) \quad (1-4-6')$$

从上面两式可知,有效压缩比  $\epsilon_e$  以及进气终了的新气密度  $\rho_r$  即  $p_r/T_r$  越大,而残余密度  $\rho_r$  即  $p_r/T_r$  越小,充气效率  $\eta_v$  就越大,但因  $\rho_r$  的影响相对不大,可以假定残气绝热膨胀到气缸内压力时,温度变成  $T_1$ ,即假定  $p_r^{1-1} T_r^1 \approx p_1^{1-1} T_1^1$ ,则有:

$$\eta_v = \frac{1}{\epsilon_e - 1} \frac{T}{T_1} \frac{p_1}{p} \left[ \epsilon_e - \left( \frac{p_r}{p_1} \right)^{\frac{1}{\epsilon_e - 1}} \right] \quad (1-4-7)$$

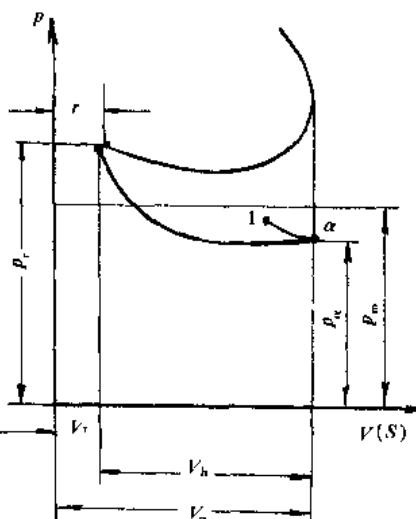


图 1-4-1 进气过程低压示功图

为分析方便常以下止点时的压力  $p_a$ 、温度  $T_a$  计算, 即令  $p_1 = p_a$ ,  $T_1 \approx T_a$ ,  $\epsilon_r \approx \epsilon$ , 则得:

$$\eta_v = \frac{1}{\epsilon - 1} \frac{T_a p_a}{T_1 p} \left[ \epsilon_r - \left( \frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{1}{k}} \right] \quad (1-4-7')$$

对于整个进气过程, 根据能量平衡, 可以得到:

$$(m_1 + m_r) C_{vm} T_1 - m_1 C_p T_1 - m_r C_{vr} T_r = Q_w + p V_h \eta_v - \int_r^1 p dV$$

分析时, 假定新鲜充量与残余废气具有相同的比热和分子量, 即  $C_v = C_{vr} = C_{vm}$ , 应用理想气体状态方程式, 可得到下式:

$$\frac{\mu C_v}{R_m} p_1 V_1 - \frac{\mu C_v}{R_m} p V_h \eta_v - \frac{\mu C_v}{R_m} p_r V_r = \frac{\mu C_v}{R_m} p V_h \eta_v \frac{\Delta T_w}{T} + p V_h \eta_v - \int_r^1 p dV \quad (1-4-8)$$

对于理想气体, 有  $\frac{\mu C_v}{R_m} = \frac{1}{k-1}$ , 并引入:  $\frac{V_h}{V_r} = \epsilon - 1$ ,  $V_1 = \epsilon_r V_r = \frac{\epsilon_r V_h}{(\epsilon - 1)}$ ,  $p_m = \int_r^1 \frac{p dV}{V_h}$ , 代入公式(1-4-8), 经整理后得到充气效率的分析式:

$$\eta_v = \frac{1}{1 + \Delta T_w / T} \left[ k \left( \frac{1}{\epsilon - 1} \right) \frac{p_1}{p} \left( \epsilon_r - \frac{p_r}{p_1} \right) + \frac{k-1}{k} \frac{p_m}{p} \right] \quad (1-4-9)$$

式中:  $C_v$ 、 $C_{vr}$ 、 $C_{vm}$ ——分别为新鲜气体、残余气体与混合气体的定容比热;

$C_p$ ——为新鲜气体的定压比热;

$\mu$ ——气体的分子量;

$m_1$ 、 $m_r$ ——分别为新鲜气体的进气质量与残余气体的质量;

$Q_w$ ——新鲜充量从气缸壁面吸收的热量;  $Q_w = m_1 C_p \Delta T_w$ ;

$\Delta T_w$ ——在进气过程中, 新鲜气体从气缸壁等零件加热引起的温升;

$p_m$ ——进气过程中的平均压力。

#### 1.4.2.1 影响充气效率与充填效率的定常因素

##### 1) 进气入口温度的影响

当进气入口温度升高时, 由于气缸壁面与进气的温差减小, 使热交换强度与进气加热温升  $\Delta T_w$  值降低, 从公式(1-4-9)可知充气效率  $\eta_v$  增加, 但是进气温度的升高却使进气的密度减小, 相反其充填效率  $\eta_c$  降低。试验得到的充填效率与进气入口温度具有以下的关系:

$$\eta_c = \left( \frac{T_0}{T} \right)^m \eta_{c0} \quad (1-4-10)$$

式中:  $\eta_c$ ——进气入口温度为  $T$  时的充填效率;

$\eta_{c0}$ ——在标准状态下的充填效率;

$m$ ——指数,  $m = 0.6 \sim 0.9$ 。

##### 2) 进气入口压力的影响

在温度一定而进气入口压力改变的场合, 由公式(1-4-7)可知, 若进气终了压力与残余压力之比相等, 则充气效率  $\eta_v$  大体上没有变化, 但充填效率  $\eta_c$  却大体上成比例地改变。实验得到的充填效率与进气入口压力具有以下的关系:

$$\eta_c = \left( \frac{p}{p_0} \right)^n \eta_{c0} \quad (1-4-11)$$

式中:  $\eta_c$ ——进气入口压力为  $p$  时的充填效率;

$\eta_{c0}$ ——在标准状态下的充填效率;

$n$ ——指数,  $n = 1.1 \sim 1.2$ 。

对于增压发动机, 经过废气涡轮增压器或机械增压器, 把吸入空气升压提高进气压力, 可使充填效率增

大，其结果也使发动机输出功率增加。但是由于空气经过增压器的压缩，使进气温度也随之升高。为了抑制增压后空气温度的升高，可以使用中冷器加以冷却，这样更有利提高充填效率。

### 3) 壁温的影响

发动机的负荷增大，发动机机内的冷却水温度也就增加，这样会使气缸壁面上的温度也随之升高，由于 $\Delta T_w$ 温度增大，从公式(1-4-9)可知，充气效率将减小。另外，由于吸气密度的减小，也会使充填效率 $\eta_v$ 减小。

图 1-4-2 所示为实验得到的充气效率随壁面温度的变化关系。

### 4) 进气阻力的影响

发动机的进气系统，从空气滤清器、化油器（或节气门体）、进气管道到进气门都会对进气流动产生阻力，引起压力损失，使进气终了时在燃烧室内的气体压力要低于进气入口处的压力，从而使 $\eta_v$ 和 $\eta_a$ 均减少。

设计进气管的通路断面应均匀而较大，并减小管路流动的曲折与节流，采用多个进气门（4气门或5气门发动机）结构等均可减少进气流动时的压力损失，能够提高 $\eta_v$ 和 $\eta_a$ ，使进气量增加。

### 5) 过量空气系数的影响

在车用柴油机中，若过量空气系数减小，也就是发动机负荷加大，这时进气系统、气缸壁面的温度都会升高，由于 $\Delta T_w$ 增大，从公式(1-4-9)可知， $\eta_v$ 将减小。图 1-4-3 所示为充气效率随过量空气系数的变化关系。

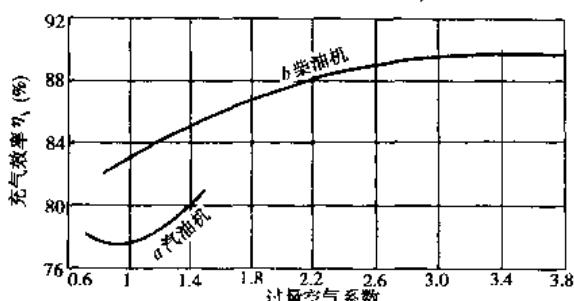


图 1-4-3 充气效率随过量空气系数的变化

的充气与排气，实际发动机，尤其是高速发动机都是把进、排气的实际配气相位扩大，如图 1-4-4 所示。

### (1) 进气门提前开启

进气门刚开始打开时，由于开启面积很小，又要使进来的气体加速，所以在进气冲程的初期就产生很大的压降，随着进气门开启面积的逐渐加大，加上新气被气缸壁面等的加热，压力逐渐上升，到进气终了时由于进气动能已有部分地转变为压力能，压力又几乎回升到接近于进气处压力。

活塞平均速度较高时，为了使进气门有足够的开启面积，一般进气门设在上止点前 $0^\circ \sim 30^\circ$ 开始开启，即进气提前角为 $0^\circ \sim 30^\circ$ 。由于在上止点附近有一段时间是进、排气门同时开启的气门重叠期。若增大进气提前角就会增大气门重叠角，在低转速上运转时，易于增大残余气体量，使充气效率 $\eta_v$ 降低；而在高转速运转时，相反却可获得动态效应，使 $\eta_v$ 增加。

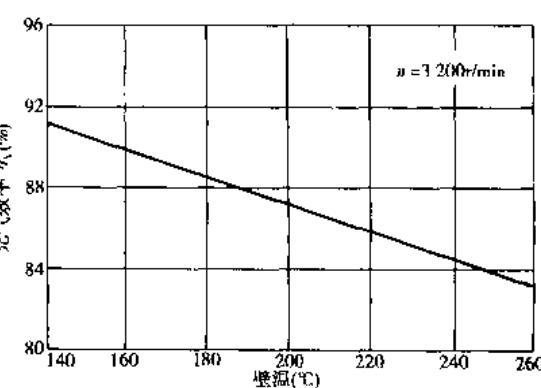


图 1-4-2 气缸壁面温度对充气效率的影响

在汽油机中，由于进气吸入的是燃料与空气的混合气，燃料在气缸内的气化，要吸收气化潜热，从而会使进气温度有所降低，使 $\Delta T_w$ 减少，但是，这仅对含有燃料与空气混合气的场合才能使 $\eta_v$ 增加，而且这个影响是很小的，对于过浓的混合气情况， $\eta_v$ 的增加也不过 3% ~ 4%。

### 6) 进、排气门升、闭时间的影响

为了使进、排气期间，气门的开度较大以及为了最有效的利用进排气系统内气体流动的惯性以改善气缸

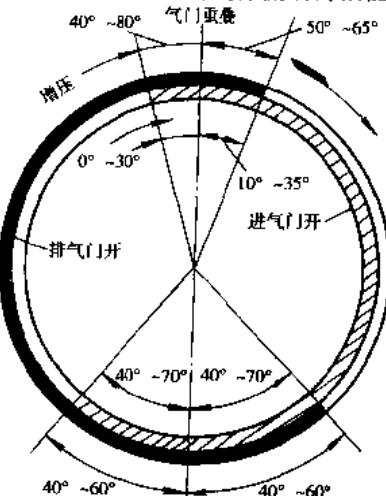


图 1-4-4 四冲程发动机的配气相位  
(外圈表示增压柴油机)

### (2) 进气门迟后关闭

进气接近终了时,压力逐渐回升,如果进气门关闭较早、较快,进气节流损失就会增大,缸内压力回升就会减小,所以进气门一般均在下止点后 $40^\circ \sim 70^\circ$ 才关闭,即进气迟关角为 $40^\circ \sim 70^\circ$ 。但若进气门关闭过迟,在发动机低转速运转时,进气会倒流至进气管中,对充气不利。它和过早关闭的情况一样,也将使充气效率 $\eta_v$ 降低。选择合适的进气迟关角,有利于高速时利用进气惯性增加充气量,它取决于发动机转速的高低。因此,在低转速时,进气迟关角宜小;在高转速时,进气迟关角宜大。

### (3) 排气门开启提前

排气门开启的时间对充气效率 $\eta_v$ 的影响较小,但它影响到膨胀后期做功的大小和自由排气的进行。

在全负荷的情况下,排气终了时气缸内的气体压力约为 $0.3 \sim 0.4 \text{ MPa}$ ,如果活塞在到达下止点时才打开排气门,则由于气门不可能瞬时就达到全开程度,将使废气不能通畅排出,当活塞回行后,气缸内压力来不及下降,使排气损失增加,因此排气门常设在下止点前 $40^\circ \sim 70^\circ$ 打开,即排气提前角为 $40^\circ \sim 70^\circ$ 。设计选择排气提前开启角时应考虑尽可能地增大膨胀功与减小排气损失的折中。

### (4) 排气门迟后关闭

在排气终了附近,由于排气门即将关闭,排气节流增加,缸内的气体压力再度升高,甚至可能会高于排气管内的压力,使残留在气缸内的废气增多,为此经常把排气门的关闭时间推迟到上止点后 $15^\circ \sim 30^\circ$ ,即排气迟后角为 $15^\circ \sim 30^\circ$ 。若排气门过早地关闭,则由于缸内残气量增大,会使充气效率 $\eta_v$ 减小。但排气门若关闭过迟,不仅不能利用排气流的惯性进行排气,而且可能会产生从排气管向气缸内的废气倒流,同样也使残气量增大,充气效率 $\eta_v$ 减小。

以上所述,排气门应在上止点后关闭,而进气门又在上止点前开启,在上止点附近就有一段时间是进、排气门同时开启的重叠时间,重叠角可达 $20^\circ \sim 55^\circ$ 。

对于柴油机,其进气管内压力始终接近于大气压力,因此可以选用较大的气门重叠角,以达到在常用转速范围内增大进气充量的目的。在增压发动机中,进气管内的压力一般总高于排气管内的压力,因此在气门重叠期内,可能有一定数量的新气在压差的作用下,从进气管通过燃烧室而进入排气管,扫除停留在燃烧室的残余废气,这不仅增加了气缸内的新鲜充量,而且还由于扫气空气吹过高温机件的表面,降低了高温机件的温度和热负荷,有利于提高这些机件的工作可靠性。

较大的气门重叠角有利于在高速、高负荷下获得较好的动态效果,使充气效率 $\eta_v$ 得到增大,但在低转速运转时,可能使残气比例增大,使充气效率 $\eta_v$ 降低。

因此,为了改善发动机的换气,在有的电控发动机中设有可变气门定时机构,使发动机的高速和低速性能都得到提高。

## 1.4.2.2 影响充气效率、充填效率的动态因素

在活塞式发动机中,由于活塞的周期往复运动,进、排气门作周期性开启和关闭,使进气管系统内的气体压力呈波动变化。

若在进气过程中,管内产生的压力波动直接影响到同一进气行程的现象称为惯性效应。在进气管较长与高转速的情况下,在一个进气过程中产生的压力波动,若在进气结束以后仍残留在管内,并且影响到下一个循环的进气行程的现象称为波动效应。

### 1) 进气管的影响

在进气行程中,由于活塞向下止点方向运动的抽吸作用,进气门一旦开启,气体从进气管吸人气缸内,在进气管内的进气门端就产生负压,此负压波(也称膨胀波)即在进气管内向开口端处传播。在开口端的边界处,膨胀波经一定时间后反射回来的是正压波(也称压缩波),即反射回来后进气管中的压力将加大。

在进气门关闭时,进气管内压力波传播的频率或周期如图1-4-5所示,图中a表示一阶波动,管长相当于 $1/4$ 波长,b表示二阶波动,管长相当于 $3/4$ 波长。

因此,此进气系统压力波的固有频率一般可用下式表示:

$$f_s = a_s / 4L \quad (1-4-12)$$

式中:  $a_s$ —管内气体的声速,  $a_s = \sqrt{KRT}$ , m/s;

$R$ —气体常数, N·m/kgK;

$T$ —气体绝热温度, K;

$L_s$ —进气管当量长度, m,  $L_s = L + \Delta L$ ;

$\Delta L$ —修正值,  $\Delta L = (0.5 \sim 1) d$ ;

$d$ —进气管直径.

这个压力波振动频率  $f_s$  与发动机每秒进气次数(进气频率)之比称为波动次数  $q$ :

$$q = \frac{f_s}{n/60 \times 2} = \frac{30a_s}{nL_s} \quad (1-4-13)$$

图 1-4-6 表示  $q$  变化时进气门前压力随时间的变化关系

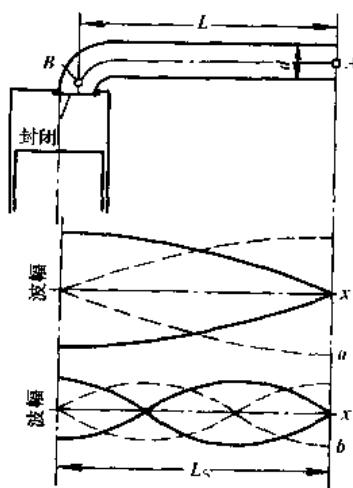


图 1-4-5 一端开放的管子所产生的驻波及其沿管长方向的振幅分布  
实线-压力波;虚线-速度波

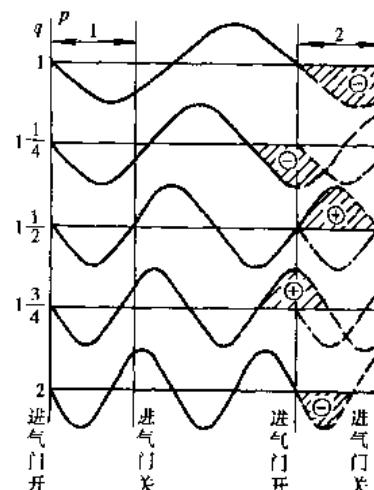


图 1-4-6 进气门前压力波的相位与进气门开关时间的关系

当  $q = 1, 2$  时, 正好是在下一循环的气门开启时, 靠近气门前方形成负压区, 对进气不利; 而当  $q = 1.5, 2.5$  时, 正好是正压力波与气门开启时重合, 因此可增大进气量。

实际上若波动次数  $q$  增大, 由于压力波动的衰减度随之加大, 会使这种波动效应减小, 所以难以期望其实用来增大充气效率。

因为该压力波产生在进气门开启的期间, 所以计算管内的波动时, 应把气缸的容积也包括在内, 这样, 压力波的振动频率可以用下式表示:

$$f_s = a_s / 4L'_s \quad (1-4-14)$$

式中:  $L'_s$ —包括气缸容积  $V$  在内的当量管长;

$$\text{当 } L_s > \frac{V}{F} \text{ 时:} \quad L'_s = L_s + \frac{V}{F}$$

$$\text{当 } L_s < \frac{V}{F} \text{ 时:} \quad L'_s = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{L_s V}{F}}$$

式中:  $L_s$ —不包括气缸的进气管道当量长度;

$F$ —进气管截面积;

$V$ —变化的气缸容积, 可近似地取它等于气缸工作容积, 即  $V \approx V_h$ 。

若进气管较长, 压力波传播的时间  $t$  比进气行程的时间  $t_h$  长时, 如图 1-4-7a 所示, 此压力波就不能对进气行程施加直接影响; 若进气管较短, 如  $t < t_h$  时, 就产生吸入的负压波和反射的正压波合成迭加的情况, 如

图1-4-7b所示,迭加以后的压力波就变为在进气行程的后半段中的正压波。由此可见当进气门关闭时,气门处刚好正压波传来,使新鲜气体流入气缸,进气量增多,  $\eta_i$  增大,这就是进气过程中的惯性效应。

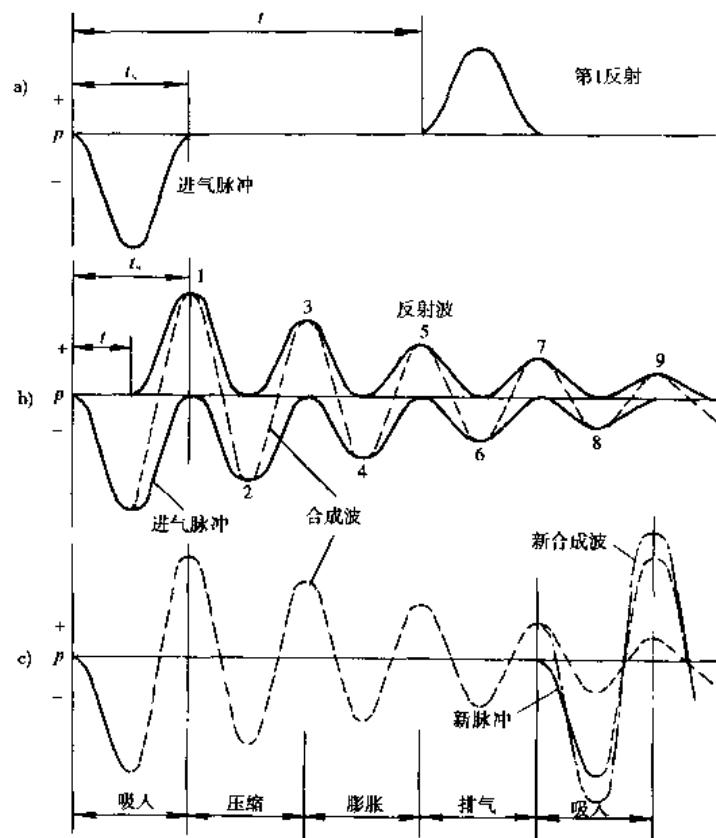


图1-4-7 进气压力波的传播情况

进气的持续时间  $t_s = \frac{\Phi_s}{6n}$ , 把它代入公式(1-4-13)得到:

$$q = \frac{720f_s b_s}{\Phi_s} \quad (1-4-15)$$

式中:  $n$ ——发动机转速,r/min;

$\Phi_s$ ——进气门开启的持续角,它应等于设计的进气门开启角减去无效角(即进气门刚开始开启和快要关闭时气门开启程度非常小时的角度),一般可认为两端无效角各占15°左右。

产生惯性效应最大的条件是进气压力波的周期与进气门开启的持续时间相等,即:

$$t_s = \frac{1}{f_s}$$

因此从公式(1-4-15)可以得到:  $q = \frac{720}{\Phi_s}$

另一方面,从关系式  $f_s = \frac{a_s}{4L_s} = \frac{a_s}{2\pi\sqrt{\frac{L_s V}{F}}}$  可知:

$$q = \frac{120f_s}{n} = \frac{60a_s}{\pi n} \sqrt{\frac{F}{L_s V}} \quad (1-4-16)$$

惯性效应最大所对应的条件为:

$$\frac{720}{\Phi_e} = \frac{60a_s}{\pi n} \sqrt{\frac{F}{L_s}}$$

$$\frac{n \sqrt{L_s}}{a_s} = \frac{\Phi_e}{12\pi} \sqrt{\frac{F}{V}} \quad (1-4-17)$$

公式(1-4-17)给出了惯性效应最大时,发动机转速、进气管当量长度  $L_s$  和进气管截面积  $F$ 、进气门有效开启度  $\Phi_e$  以及气缸容积  $V$  之间应满足的相互关系。

图 1-4-8 表示进气管不同长度时,充气效率随发动机转速的变化关系,可以看出,当转速不同时,最佳充气效率所要求的进气管长度不同,一般在高转速时需用较短的进气管,低转速时需用较长的进气管。由于汽车发动机使用的转速范围宽广,进气管的设计长度经常只是满足某一常用转速区的要求,如中速区域得到较大的进气动态效应,或者是开发可变进气管长度的进气控制系统,使在较大的使用转速范围内都能取得良好的进气动态效应。

### 2) 排气管的影响

四冲程发动机中,随着废气的排出,在排气管中也产生很大的压力波动,而且实际发动机在排气门刚开启时流速可达到声速,所以动压很大,理论上,排气管的影响比进气管的影响要大一些,如能合理地选择排气管的结构形式,有效地利用排气管内的压力波动,就可以显著地提高充气效率。

排气门一旦开启,在排气门出口处产生的强正压波在管内传播,并在排气管开口端形成反射的负压波而返回,若能在排气门开启的后半段时间,排气门出口处是负压波到达,这样便可以吸出残留气体,对排气有促进作用。若在气门重叠时期有负压波,就可产生良好的扫气作用,这样可以进一步地提高充气效率。因此排气管中的压力波影响与进气管具有同样的效果。

尽管排气管系的动态效应也分为波动效应和惯性效应,但作为实际利用的对象,与进气时一样,最有效的是惯性效应。同样,排气惯性效应最大的条件是排气门开启的持续时间与排气压力波动的周期与排气门开启的有效持续时间相等,即最佳的排气波动次数为:

$$q = \frac{120f_e}{n} = \frac{720}{\Phi_e} \quad (1-4-18)$$

式中:  $n$ —发动机转速,  $r/min$ ;

$f_e$ —排气管系的振动频率;

$\Phi_e$ —排气门有效开启角度。

### 3) 多缸机进、排气的相互干涉

在多缸发动机的情况下,一般都把各缸的进、排气管用歧管与一个公共总管相连接,于是每个气缸都受到相邻气缸进、排气管压力波的影响,互相干涉使压力波走形,要获得良好的进气惯性效应及排气吸出效应都将变得困难,有时甚至造成反作用。

如果要消除这种不良的进、排气干涉作用,利用动态效应来改善进气增加输出功率,最好的办法是每一个气缸上都引用单独的进、排气管,或者是不把全部气缸的歧管用一根管子连接,而是只把进、排气时期互不重叠的几个气缸的分歧管用一根总管相连,至少各缸均用很长的歧管连接到大容量的总管中去。现代的 6 缸、8 缸的汽车发动机中,多数采用多个进、排气管和多个长管,这就是原因之一。

此外,从上述理论可知,动态效应的最佳条件,很大程度上取决于发动机的转速,如图 1-4-9 和图 1-4-10 所示。

如果在某一种转速下获得充气最好的效果,那么,也必然存在另一个转速起相反的作用,所以像汽车发动机那样使用转速范围很广泛的发动机要用机械方法来利用动态效应将有一定的困难。近年来得以开发应用的可变进气管长度及可变进气相位的电控系统,可以根据发动机转速的变化,自动地改变进气管长度、进

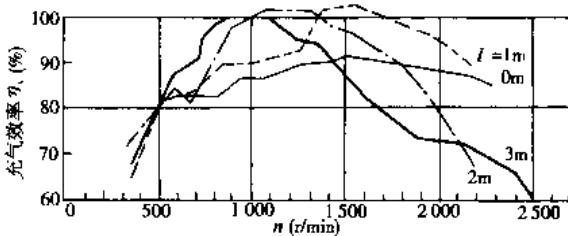


图 1-4-8 不同进气管长度时,充气效率随转速的变化

气管容量及配气定时,也就是经过控制实现发动机在低速运转时用又细又长的进气管,在高速运转时则用又粗又短的进气管,有效地利用了进气中的惯性效应。可变的配气相位机构则是根据发动机转速的高低,自动地切换不同的凸轮,低速运行时使用低速凸轮驱动气门开、闭,高速运行时自动切换成高速凸轮来驱动气门的开、闭。高速凸轮的升程较大,气门开启的时间加长。

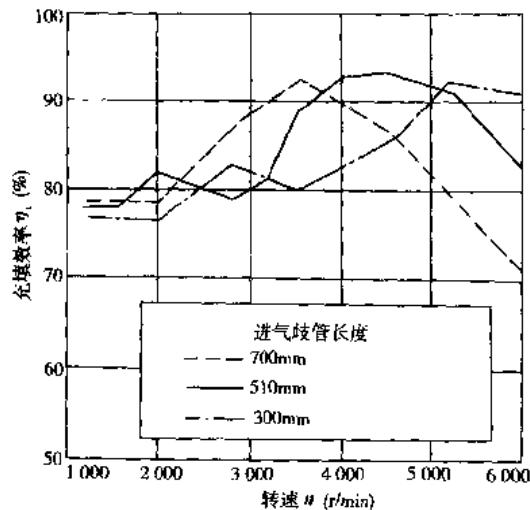


图 1-4-9 不同转速时进气管长度对充填效率的影响

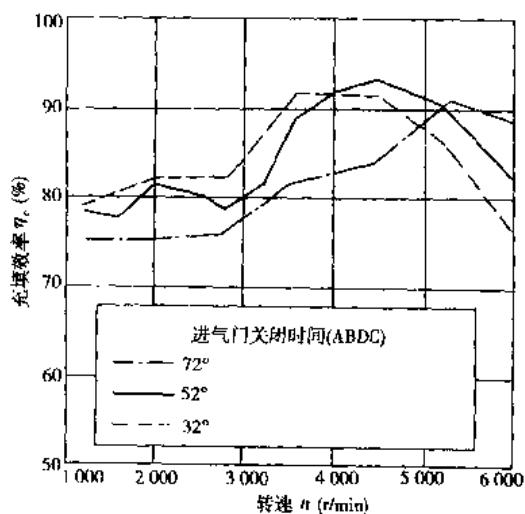


图 1-4-10 不同转速时进气迟关角对充填效率的影响

另外在进气控制系统中,还可设有可变的进气涡流装置,在每一个进气歧管上布置两个进气通道,一个进气通道常开,在另一个进气通道上则布置有一个进气涡流控制阀,根据发动机转速的变化,可自动打开或关闭一个进气通道,从而使进气流速也得到控制。在发动机低速运转时,进气控制阀关闭,提高了进气流速,加强了进气惯性作用,最终提高了充气效率,而在发动机高速运转时,进气控制阀打开,降低了进气阻力,从而也提高了充气效率。

### 1.4.3 发动机的高转速化

在整个进气系统中,进气门处的流通面积为最小,节流损失较大,是影响充气效率  $\eta_a$  的重要因素,其影响的程度可以用进气门处的平均流速  $v_a$  与进气中的声速  $a_s$  之比,即用进气马赫数  $M_a$  来表示:

$$M_a = \frac{v_a}{a_s} = \frac{C_m A_p}{a_s \mu A_v} \quad (1-4-19)$$

式中:  $C_m$  ——活塞平均速度, m/s;

$A_p$  ——活塞面积,  $m^2$ ;

$A_v$  ——进气门处的流通面积,  $m^2$ ;

$\mu$  ——进气门处开启时的平均流量系数。

图 1-4-11 表示  $M_a$  与  $\eta_a$  的关系,在正常的配气定时条件下,当进气马赫数  $M_a \leq 0.5$  时充气效率  $\eta_a$  具有最大值。若  $M_a > 0.5 \sim 0.6$  时,  $\eta_a$  将急剧下降。因此,为了使进气马赫数  $M_a \approx 0.5$ ,要使气门直径及升程等适当增大,通过改善气门口处的

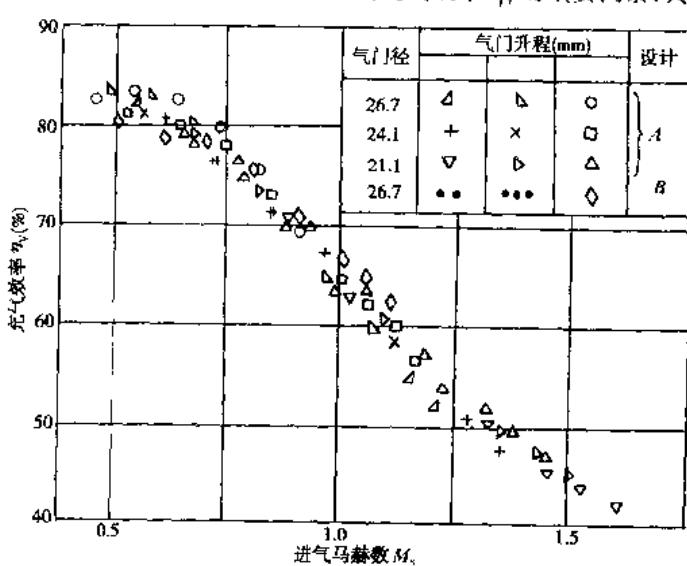


图 1-4-11 充气效率与进气马赫数

流通提高  $\mu$ 、是防止  $\eta_a$  降低的手段。

随着发动机转速的提高,通过进气门座处的流速增加,使通过气门口处的流动阻力也相应增大,致使充气效率  $\eta_a$  下降,其结果是虽然发动机的转速升高,但发动机的输出功率反而下降。因此,开发与设计发动机时要注意,在提高转速的同时,要尽可能地减小进气流的阻力,不使充气效率  $\eta_a$  有所下降,也就是要保持进、排气的流速不增大或有所下降。实用的方法有以下几种:

#### 1) 多气缸化

在发动机排量相等的条件下,采用多个气缸,就意味着气缸直径、进气门直径有所减小,简单地以缸径与行程相等( $D = S$ )的发动机为例,说明进气流速  $v_a$  与气缸数目之间的关系。

$$V_n = iV_h \propto iD^3$$

$$v_a \propto \frac{v_h}{D^2} \propto D \propto \frac{1}{\sqrt{i}}$$

式中:  $V_n$ ——发动机排量;

$i$ ——气缸数;

$v_h$ ——气缸工作容积。

由此可见,进气流速  $v_a$  与气缸数目  $i$  的立方根成反比。在相同的转速条件下,气缸数目多,则进气流速下降快。如以 4 气缸的进气流速作为基准 100,则采用 6 气缸时,进气流速为 91,用 8 气缸时,进气流速减小到 72。于是,可以认为,只有降低进气流速才能使多缸发动机得以高转速化,并由相同的气缸工作容积,得到高的输出功率。

#### 2) 短行程

增大进气门直径可以增大进气门流通面积,提高充气效率  $\eta_a$ ,但是受到气缸直径与结构布置的限制。在气缸工作容积相同的条件下,采用短行程结构,可以增大气缸直径,相应使进气门直径得以加大,就能使发动机高转速化。而且在短行程发动机中,还可以减小在高转速运转时的机械损失。上述增大进气门直径实现发动机高转速化,配合短行程结构是必不可少的。

目前生产的汽车发动机中,行程与缸径之比  $S/D$  值多数为 0.9~1.1,在赛车发动机上  $S/D$  约为 0.6 左右。

#### 3) 多个进气门

增加进气门数目,采用多气门结构可以降低进气马赫数,增大充气效率  $\eta_a$ 。进气门的直径取决于气缸直径的大小,在 2 气门发动机中,进气门的最大直径约为  $0.5D$ ;在 4 气门发动机中,进气门的最大直径约为  $0.4D$ ,4 气门发动机的进气门面积与 2 气门发动机的进气门面积之比为:

$$\frac{2 \times (0.4D)^2}{(0.5D)^2} = 1.28$$

这就是说,4 气门发动机的进气门面积将比 2 气门发动机的增大 30% 左右,在相同的进气流速条件下,多气门发动机可以实现高转速运转,而且能够输出高功率。

#### 4) 进气门的开启持续时间

适当增大进气门的开启持续时间和进气门的升程,使可进气的流速降低,有利于实现发动机高转速化。对于多数汽车发动机,进气门开启的持续时间一般约为 240° 左右,对于赛车发动机,其值可增大到 280°~320°。

#### 5) 转速许容界限的提高

随着发动机高转速化,引起发动机主要运动件(活塞、连杆、曲轴等)惯性力的增加,因此,就要求配气机构和曲柄连杆机构主要零部件有足够的强度。例如,为了防止发生气门颤振与冲击,要求强化气门弹簧力,为了经受较大的活塞惯性力,要求有高强度的连杆和增大曲轴的轴径等。

但是这些措施,会相应带来机械损失增加、油耗恶化等缺点,因此主要运动零部件的轻量化也是必不可少的。

关于发动机的高转速化,提高充气效率,增加最大输出功率的方法,如表 1-4-1 所列。

表 1-4-1 提高最高输出功率的措施

提高输出功率	发动机的高转速化	把进气口设在发动机罩室外	
		抑制进气温度的升高	
		设计不加热的进气管,或是将进气管绝热	
		采用中冷器	
		增大进气压力,采用增压技术	
		提高充填效率,减少进排气阻力	
		采用多气门	
		采用粗直径与曲率半径大的管子	
		高速型的气门开闭相位	
		设计大作用包角的凸轮 加大进气迟关角	
利用进排气的惯性效应与波动效应,采用可变长度的进气歧管,低速时用长管,高速时用短管。			
		降低进排气流速	
		采用多个气缸 短行程结构	
		增大气门开启持续角与气门升程	
		增大转速的容许界限	
		配气机构零部件的轻量化 主要运动件的轻量化	

(撰稿人:钱耀义)

## 1.5 发动机增压

### 1.5.1 增压的效果

发动机的功率与进入气缸的充气量成正比,而进气充量又与进入气体的密度成正比,因此对于给定排量与转速的发动机发出的功率可以采用在空气进入气缸之前进行预压缩即增压的方法来提高。增压就是设法将空气经过增压器提高进入发动机气缸的充气密度  $\rho$ ,以提高充填效率和平均压力,从而达到提高功率与燃料经济性的目的。

增压发动机与非增压发动机最高功率的比较如图 1-5-1 所示。采用涡轮增压时,与非增压机在相同功率下比较,由于涡轮增压发动机的本身排量较小,因此可以减少机械损失,从而降低燃油消耗率。

柴油机上适宜于采用增压,首先是用于排量较大的车用柴油机,现已逐渐扩展应用于排量较小的发动机中。在增压柴油机中为了保证良好的可靠性,常对循环最高压力进行限制,并在额定工况下使过量空气系数  $\alpha$  增加,有利于降低排气有害成分与微粒的含量。大量的实践证明,增压是提高汽车发动机功率、转矩的最有效手段,因此在汽车发动机上得到广泛的应用。

增压以后使压缩过程终了的压力与温度增加,对于化油器式发动机,其增压度受到爆震燃烧的限制,对于电控汽油喷射的发动机,由于爆震燃烧可得到控制,增压可以大幅度提高功率,在轿车汽油机上采用增压也越来越广泛。

根据驱动增压器所用能量来源的不同,增压方法基本上可以分成以下几种,如图 1-5-2 所示,

#### 1) 机械增压

在机械增压中,增压器直接由发动机驱动,增压器可用容积式增压器,以罗茨式压气机应用较多。机械增压通常只应用在  $p_{\infty}$  不超过 0.16MPa 的情况,应用于车用汽油机可使功率提高约 50%。

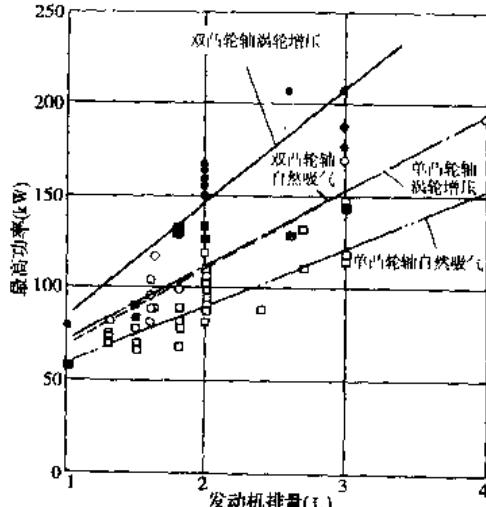


图 1-5-1 增压发动机与非增压发动机最高功率的比较

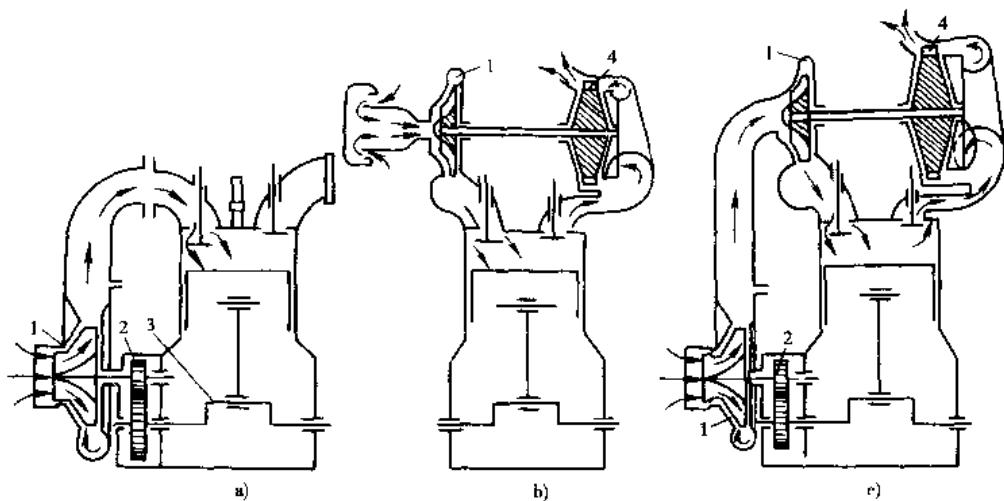


图 1-5-2 发动机增压系统

a)机械增压;b)废气涡轮增压;c)并联式复合增压

1-压气机;2-增速传动装置;3-曲轴;4-废气涡轮

机械增压的优点是增压器可安装在发动机的冷侧,不受发动机排气的影响,增压器可对发动机负荷的变化有良好的响应。缺点是增压器必须由发动机驱动,会使驱动损失功增加。

### 2) 废气涡轮增压

增压器中的压气机是由发动机废气驱动的涡轮机带动的,称为废气涡轮增压系统,这时涡轮增压器与发动机之间只有气管相连,没有任何机械连接。在增压压力比较高时,为了降低增压空气进入气缸的温度,在压气机出口与发动机进气管之间还可装设中冷器。废气涡轮增压的优点是功率增加较多,且燃油消耗与排气污染同时得到改善,缺点是发动机转速低时,转矩较低,对负荷变化所需的响应时间较长。涡轮增压系统无论在柴油机或汽油机中都得到广泛应用。

### 3) 复合式增压系统

复合增压是指增压系统中既采用废气涡轮增压又采用机械增压的增压方式。图 1-5-2c) 是一种并联式的复合增压系统,空气分别由涡轮增压器和机械增压器同时压缩后进入发动机在高转速范围内主要靠废气涡轮增压,在低转速范围内,主要靠机械增压,弥补了废气涡轮在低工况时空气质量的供应不足。由于轿车十分重视低速转矩的大小,因此这种复合增压在轿车上有所应用。

其他还有一些特殊的增压系统,如:

#### 1) 气波增压

气波增压器是一种利用空气动力学原理而制成的机械,它利用压力波使排气与外界进气之间进行直接的能量交换以增大进气的密度,气波增压器的方案如图 1-5-3 所示。

气波增压器包括一个槽轮转子,转子的两端有空气和排气空壳,外壳带有专门的定时切边并构成特殊的气室。转子须由发动机经皮带驱动以控制并维持气波增压过程。

能量的传递在槽轮中以声速进行,它是废气温度的函数,主要受发动机转矩的影响。当发动机驱动槽轮转子转动时,使转子上的隔腔气室分别同排气相通,间歇的排气压力波便引入轮槽,从而压缩从另一端吸进轮槽内的空气,转子连续地旋转便获得增压效果。

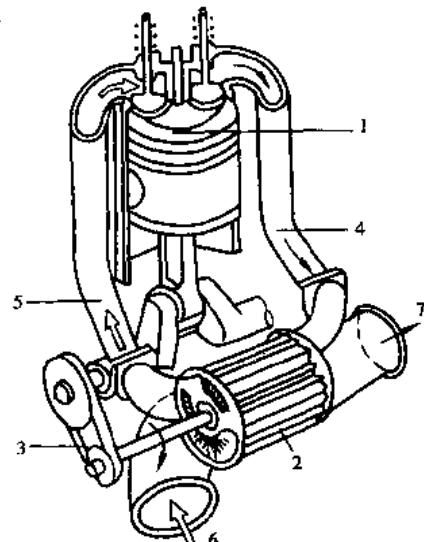


图 1-5-3 气波增压器

1-发动机;2-槽轮转子;3-皮带;4-高压排气;  
5-高压空气 6-低压空气;7-低压排气

目前这种气波增压器还只限于低转速使用,但这种增压器增压效果较好,是一种有发展前途的增压器。

### 2) 超高增压系统

超高增压的增压压力可达0.5MPa,可使发动机的平均有效压力建达3MPa。民用汽车上不考虑用超高增压,现在只作为军用车辆特殊用途使用。其系统布置如图1-5-4所示,它的特点是以往复式发动机为主体与燃气轮机组合的一种复合式发动机,还增加了气流旁通管路。在冷起动时先由发动机转动增压器,利用压气机提供的气流由引燃火焰将辅助油注引燃,燃烧生成的高温气体对柴油机预热、起动。在低负荷和低速高负荷时,由旁通辅助油注的燃烧,对涡轮增大能量供应以提高增压压力,保证低负荷运转稳定,加速性能得到改善。

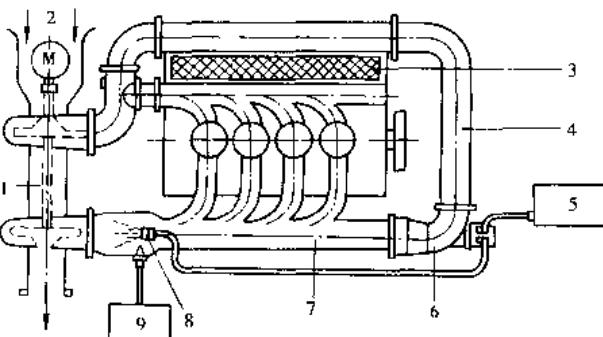


图1-5-4 超高增压系统

1-皮带；2-起动机；3-空冷器；4-旁通管路；5-燃油泵；6-调节器；7-混合管；8-辅助油注；9-引燃火焰

### 1.5.2 增压发动机的理论循环

机械增压与废气涡轮增压的循环相比,其进、排气过程的p-v图是不一样的,图1-5-5所示为机械增压发动机的理论循环图,图1-5-6所示为废气涡轮增压发动机的理论循环图。

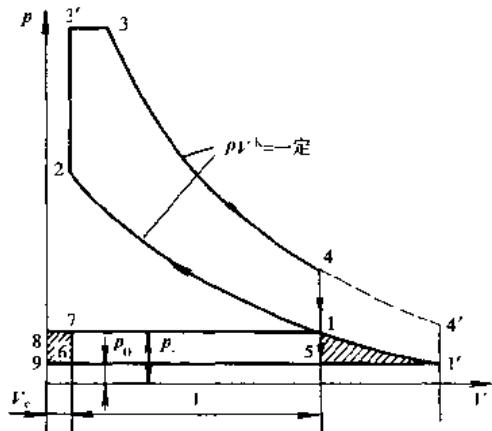


图1-5-5 机械增压发动机的理论循环图

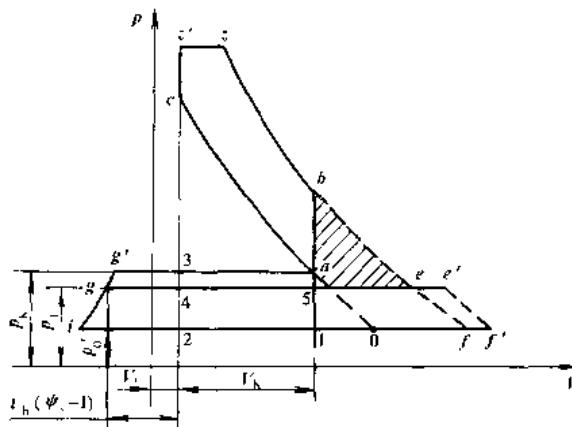


图1-5-6 废气涡轮增压发动机的理论循环图

#### 1.5.2.1 机械增压发动机的理论示功图

在压缩膨胀行程1-2-3'-3-4期间,若保持压缩比、过量空气系数一定,则和没有增压的情况一样,状态参数不变,对进入气体压缩做功的回收而言,由于进气初期存在进、排气门叠开的现象,若不考虑从进气门向排气门处流失的新气量,气缸内的余隙容积将被完全扫气,此时进入气体的压缩功为9-1'-1-8所表示的面积,泵气功的回收部分,在图上是1-5-6-7阴影线面积则是由于机械增压而损失功的残余。因此在考虑进气压缩时,机械增压循环的理论热效率将下降。在最高压力相同的情况下,与无增压相比,由于增压机的压缩比较低,使其理论热效率将降低得更多。

压气机的绝热效率 $\eta_{ad}$ 定义为绝热压缩功与实际消耗功之比。由于实际压缩过程伴随着各种能量损失

$$\eta_{ad} = \frac{W_{ad}}{W_i} = \frac{\left(\frac{P_s}{P_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_s}{T_0} - 1} \quad (1-5-1)$$

这些能量损失最后都转变为热,使实际压缩终点温度  $T_s$  增加,压缩功损耗增加。因此压气机绝热效率  $\eta_{ad}$  对增压效果很重要。增压后空气的密度比为:

$$\frac{\rho_s}{\rho_0} = \frac{p_s T_0}{p_0 T_s} = \frac{\frac{p_s}{p_0}}{1 + \frac{1}{\eta_{ad}} \left[ \left( \frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} \quad (1-5-2)$$

当压缩比、过量空气系数一定时,增压后的理论平均压力之比与增压后的空气密度比成正比,即  $\frac{p_b}{p_{10}} = \frac{\rho_s}{\rho_0}$ 。由此可知,为了得到相同的增压效果,若压气机绝热效率低,则所需增压压力  $p_s$  要高,同时增压温度  $T_s$  也增高,且增压器消耗功率也大,将影响发动机的燃油消耗。

也就是说,在增压的情况下,为了提高发动机输出功率和平均有效压力,采用中间冷却,减低增压空气温度  $T_s$ ,提高压气机绝热效率  $\eta_{ad}$  是很有效的。

驱动压气机所消耗的功率为:  $P_t = \frac{C_p T_0 G_s}{\eta_{ad}} \left[ \left( \frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k-1}{k} \frac{RT_0 G_s}{\eta_{ad}} \left[ \left( \frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$  (1-5-3)

式中:  $p_s$ 、 $T_s$ ——分别为增压压力与温度;

$W_{ad}$ ——绝热压缩功;

$W_c$ ——实际消耗的压缩功;

$G_s$ ——通过压气机的每秒空气流量;

$\eta_{ad}$ ——压气机的绝热效率。

在增压发动机中,理论的换气过程是以增压空气压力  $p_s$  等压进入气缸,而以大气压力  $p_0$  等压排出,这样增压空气对活塞作有用功(正功)以平均压力表示为  $p_s - p_0$ 。在实际换气过程中,由于进、排气过程都存在流动阻力,排气压力也比大气压力  $p_0$  要大,因此增压空气对活塞的做功比理论值要小。当发动机的泵损失大时,此项对活塞的作功就减小。

### 1.5.2.2 废气涡轮增压发动机的理论示功图

四冲程发动机的废气涡轮增压,不用发动机驱动增压器,仅仅是把离心式压气机的出口管与发动机的进气管相连,把排气管和涡轮的入口相连。涡轮增压器所需的能量取自发动机排气,用排气驱动的涡轮机将废气中的能量转变为机械能,由此与其同轴的压气机来预压缩新鲜气体进入气缸。

按照能量利用的方式废气涡轮增压可分为定压(静压)增压与脉冲(动压)增压两种。

定压增压在排气管内要有充分的容积,使排气在其中膨胀,使之升高本身温度而增大容积约在一定压力下供给涡轮,因此到涡轮喷嘴的流动可以看作是定常流动。脉冲增压是用短而细的排气管把排气的能量作为脉冲流直接引入涡轮加以利用,对于多缸发动机必须注意管道布置,要使各气缸的排气不发生相互干扰,例如六缸发动机,应把发火间隔互为  $240^\circ$  的三个气缸,分组各用一根排气管接到双入口而利用排气能。

实际上增压方式难以分为单纯的定压增压与脉冲增压。汽车发动机使用的是两者的混合型,在低速范围内脉冲增压的比例增大,而在高速高负荷范围内由于喷嘴的节流,增压压力增大,排气能量利用的比例减小,可以认为是定压增压的比例增大。

图 1-5-6 所示为废气涡轮增压四冲程发动机的理论示功图。

图中 3-a 是发动机的吸气过程,进气压力为  $p_k$ , a-c-z'-z-b 是气缸中的压缩燃烧与膨胀过程,由于废气涡轮的存在,排气背压为  $p_r$  而不是  $p_0$ , 面积 3-a-5-4 为充量更换正功。面积 2-3-a-0 为压缩进入气缸新气所需的能量, i-g'-3-2 则为压缩扫气空气所需的能量( $\phi_i$  为扫气系数),故压气机消耗的总能量为 i-g'-a-0。

定压涡轮前的排气参数以 e 点表示,这是由于气缸排出气体经排气门、排气管自由膨胀到背压  $p_r$  所产生的结果。定压涡轮的功以面积 2-4-e-f 表示,面积 i-g-4-2 则为扫气空气在涡轮中所作的功。涡轮作功的

能量由三部分组成：面积  $i-g-4-2$  是排气空气所作的功；面积  $2-4-5-1$  为活塞推出废气所作的功，而面积  $1-5-e-f$  所表示的能量来自废气。而发动机排出废气中拥有的可用能量为  $1-b-f$ ，因此，在定压增压系统中，一部分可用能量面积  $5-b-e-5$  转变为热损失掉了。可用能量损失的原因是排气流通过排气门处产生的节流损失以及流动时气体分子相互碰撞、摩擦与形成涡流的损失，还包括流入排气总管时产生的不可逆膨胀损失和气流在管道中的摩擦与散热损失等。由于损失产生的热量，用来加热气体，这样使涡轮前的废气温度由  $e$  点增高到  $e'$  点，涡轮功的面积将由此增加一个  $e-e'-f-f'$ ，这就是热损失  $5-b-e-5$  中的回收部分。

采用脉冲增压系统的目的是在于改善  $5-b-e-5$  那部分面积的能量利用情况。脉冲增压系统的排气管的容积较小，排气管的截面做成与排气门最大开启面积相等，排气管中的气流速度较高，部分气流的动能可以在涡轮中得到利用，这样使涡轮的拥有能量增加，增压压力得以增高。在定压系统中损失掉的可用能量  $5-b-e$  面积，大约有 40%~50% 可以在脉冲系统中获得利用。当增压压力较低时，脉冲增压系统能量利用的优越性更好。

### 1.5.2.3 废气涡轮增压与机械增压的比较

机械式增压器由发动机驱动，其转速与曲轴转速有一定比例，它与废气涡轮增压相比，低转速时的响应性好，但是它需要驱动增压器，从而会使低负荷区燃油消耗变坏。因此用电磁离合器，在低负荷时将发动机与增压器分离。在全负荷时发动机因驱动增压器的损失，在同一空燃比的条件下机械式增压发动机比废气涡轮增压发动机的燃油消耗要差。

在废气涡轮增压器中，废气集中引入增压器中，使其涡轮部分的温度比机械式增压器要升高很多。例如在汽油机增压的情况下为了降低排气管的热负荷，使用浓混合气来降低排气温度。当排气系统的最高温度相同的情况下，废气涡轮增压发动机的燃油消耗费用要高一些，但是废气涡轮增压器具有体积小、质量轻、易于安装的优点，目前在汽车发动机上的应用更多、更广泛。

### 1.5.3 废气涡轮增压汽油机和柴油机的比较

汽油机增压以后，气缸内的压力、温度都增高，出于容易发生爆震燃烧的原因，汽油机增压的场合就必须降低压缩比，而且由于高负荷时排气温度的上升，还要抑制发动机各受热零部件的温度上升，有必要使用浓混合气，于是不可避免地引起燃油消耗的增加；与此相应，柴油机增压以后，尽管气缸内工质气体的压力、温度也增高，但它没有汽油机那样爆震的限制，因此没有像汽油机那样的压缩比减低、降低燃烧温度而采用浓混合气所引起的燃油消耗恶化。若以相同排量的增压汽油机与增压柴油机相比较，在低负荷区，涡轮增压器所引起的进、排气阻力增加，使两者的燃油消耗都有所增加。但是在高负荷区，增压汽油机就由于用浓混合气引起燃油消耗恶化，但对增压柴油机却不存在由于空气不足而产生的燃烧恶化的现象，燃油消耗费用是较省的。对于一般的增压汽油机，其最高功率受限于爆震界限。对于增压柴油机，最高功率则受限于燃烧引起的发动机受热零、部件的机械负荷与热负荷。因此，若能提高发动机零、部件的耐热、耐压强度，增高增压度，就有可能进一步提高柴油机的升功率。

在相同输出功率的前提下，增压发动机与非增压发动机相比较，由于增压机能小型化且使机械损失减少，除了在高速低负荷工况以外，几乎在全部运行工况下都能具有良好的燃料经济性。特别是柴油机与汽油机相比较，因其压缩比较高，相应的机械损失较大，而发动机小型化后，降低机械损失的效果就更大。

这样，采用废气涡轮增压，在柴油机上体现的优越性是动力性和燃料经济性都有改善。随着增压压力的增高，会使平均有效压力增高，而且发动机小型化后摩擦损失减小，也就是说，小型发动机采用高增压则更为有效。

但是随着发动机排量的增大，汽油机转速的增高，在输出功率增高时有可能出现燃油消耗的增加。

作为废气涡轮增压发动机的问题是要求发动机零部件有良好的耐热、耐压强度，以及增压器的响应迟缓等。对此，为了最大限度地体现柴油机增压的优点，应适当改进柴油机的进气系统。

确保低转速下的供应空气量，还可采取同时并用惯性增压的措施。

对于汽车发动机应用涡轮增压突出的问题是要求有好的低速转矩与加速响应性。在应用涡轮增压时，增压压力随发动机转速上升而提高，问题是在于涡轮喷嘴面积是不变的，若能采用变几何涡轮，使涡轮喷嘴面积随转速上升而加大，则可以改变低速转矩小而高速增压压力过高的问题。若结合变几何涡轮，又采用耐高温性

好、质量轻惯性小的陶瓷涡轮转子，即可以改善增压机的加速响应性。对于柴油机，由于没有进气节流，在进气时通过的空气质量比汽油机要多，在低负荷下涡轮转子的转速也比汽油机的要高，相对来说，其增压响应性较好。

(撰稿人：高莹)

## 1.6 发动机控制

### 1.6.1 反馈控制

#### 1.6.1.1 反馈控制理论

根据控制对象的状态和目标函数的差来改变操作量，使控制对象的状态趋于目标函数的控制方法称为反馈控制。对于线性系统，PID 控制理论是一种典型的反馈控制方法，它根据目标值和输出值之差的比例、积分、微分值确定反馈量的大小。对于非线性系统，通常采用先将各运转领域线性化的方法，再用增益预测理论确定反馈增益。而对于控制系统为非线性和随时间变化的控制对象，通常采用模型规范化的方法，自适应控制理论，在这种控制理论中，控制器内部具有系统的控制模型，并由此确定控制过程中的反馈量。

#### 1.6.1.2 反馈控制的应用

##### 1) 三元催化器系统的空燃比控制

燃料供给的最佳控制是在保证满足排放法规的条件下，以燃料消耗量最小为目标函数，来确定发动机的供油量。图 1-6-1 为控制系统的示意图。当供给发动机的理论混合气即过量空气系数为 1.0 时，排气通过三元催化装置时 HC、CO 和 NO<sub>x</sub> 的净化效率最大。利用安装于排气管内的氧传感器，来判断供给发动机的是不是理论混合气。根据该传感器的输出，对燃油供给量进行反馈控制，以保证混合气的浓度接近于理论混合气。控制单元中存储有各种运转工况下的控制量，以之作为初值，来提高控制系统的响应性，这种控制方法通常称为学习控制。图 1-6-2 所示为这种控制系统的效果。

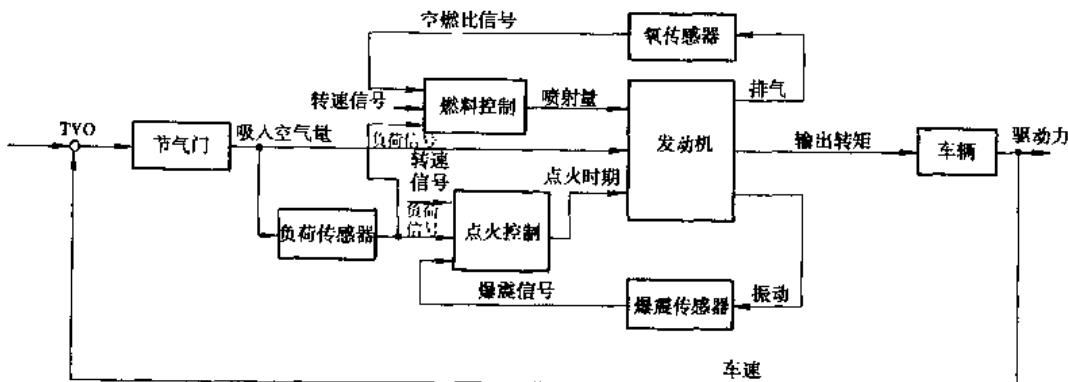


图 1-6-1 发动机控制的方框图

##### 2) 稀薄混合气空燃比的控制

为了提高热效率，改善燃油经济性，有时利用反馈控制，使发动机能燃用稀薄空燃比的混合气。从图 1-6-3 可以看出，只有在很狭窄的空燃比范围内，才能满足转矩波动和 NO<sub>x</sub> 限定排放值的要求，考虑到零部件随时效的变化与在制造上的差异，用开环控制是不可能满足要求的。图 1-6-4 表示可用于稀薄混合气浓度测定的空燃比传感器的输出特性。该传感器利用了氧化锆固体电解质和表面镀层之间产生的界限电流特性。

##### 3) 爆燃控制

为了提高发动机的功率，汽油机明显地也有向采用高压缩比和涡轮增压的趋势发展。为了防止大负荷、全负荷工况下出现爆燃，需要对爆燃进行控制。爆燃控制是用爆震传感器检测爆燃，推迟点火提前角以控制

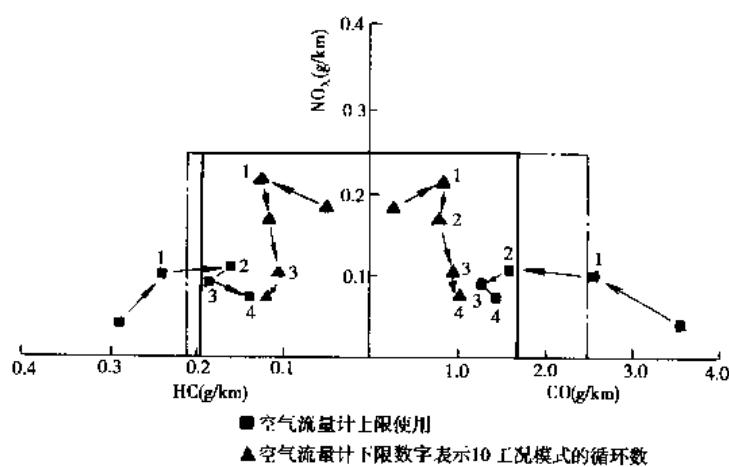


图 1-6-2 学习控制的效果

爆燃的发生。目前,检测爆震的主要方法是在发动机缸体上安装振动传感器,依靠缸壁的振动检测出气缸内压力的波动。还有一种方法是将压电元件嵌入各缸的火花塞垫片内,检测到各缸的压力波动,从而实现各缸点火时刻的独立控制。由爆燃而引起的压力振动是具有特定频率的缸内气体压力波的共振,这个频率取决于在燃气中传播的音速和缸径,因此,要想检测爆震,首先要分析爆燃所引起振动的频率特性,同时也需要从检测到的信号中将爆震成分和机械振动成分分离开来。

表 1-6-1 表示典型的共振频率,图 1-6-5 所示为爆震判别法。

表 1-6-1 共振模式与共振频率

发动机型式	VC30DE, V 型 6 缸, 顶置双凸轮轴			
缸径 × 行程	87.0 × 83.0			
发动机排量 (mL)	2960			
压缩比	10.0			
共振模式	$k = 1$	$k = 3/2$	$k = 2$	$k = 5/2$
实测固有频率 (kHz)	6.3	10.4	13.0	14.3

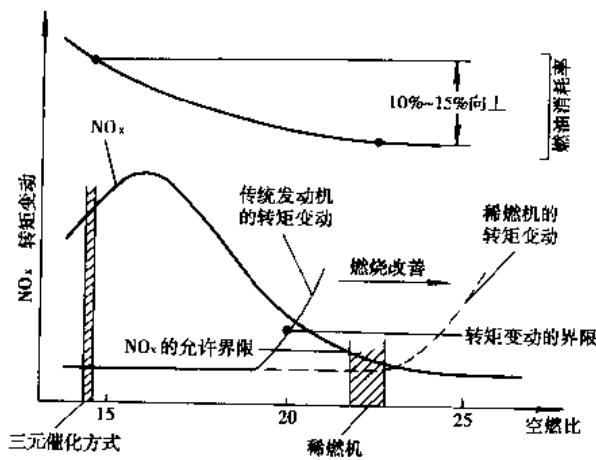


图 1-6-3 三元催化剂与稀燃系统的比较

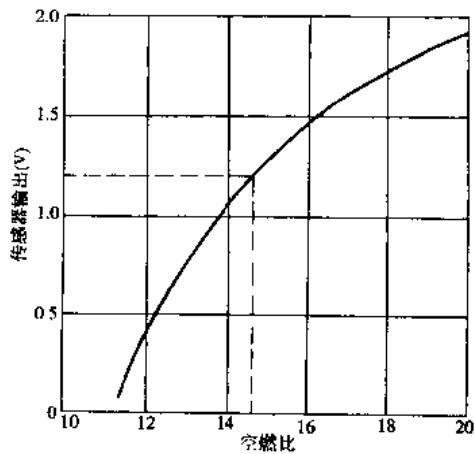


图 1-6-4 空燃比传感器的输出特性

#### 4)最大转矩点火时刻(MBT)的检索控制

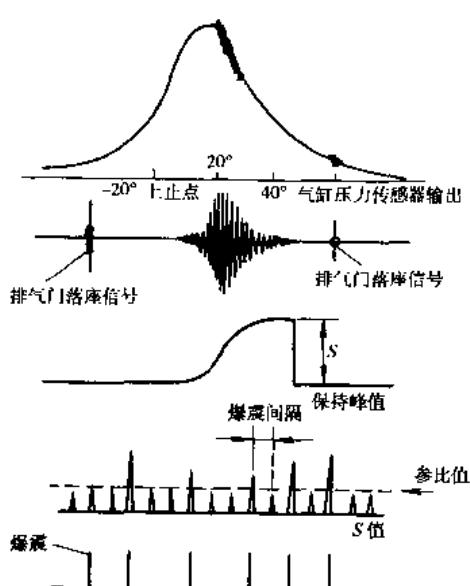


图 1-6-5 爆震的判别方法  
反馈控制,可以使发动机一直工作于最佳喷油时刻。

汽油机采用燃料直接喷射时,燃料喷射时刻的控制更为复杂,为了获得稳定的燃烧过程,在小负荷时宜在上止点附近喷油,以便于实现分层燃烧,而在大负荷时,为了在缸内形成较为均匀的混合气,常将喷油时刻控制在上止点前 60° 左右,以保证有足够的汽化与混合时间。

## 1.6.2 脱机最优化控制

### 1.6.2.1 脱机最优化控制理论

以燃油经济性、排放特性等为评价函数  $J$ ,用查表法使之优化,这种控制方法在现代汽车发动机控制系统中有广泛的应用。控制变量的设定是在脱机的情况下进行的。其方法主要是用动态编程,具体说明如下:

当车辆的行驶模式、车辆参数和变速曲线确定之后,发动机的运转条件  $X_i$  ( $i = 1 \sim N$ ) 及相应的运转时间也就确定了。符号定义如下:

$U_j$  : 空燃比、点火时刻、EGR 等参数的组合 ( $j = 1, 2, \dots, k$ )。

$NO_x(X_i, U_j)$  :  $X_i$  条件下以  $U_j$  工作时  $NO_x$  的排放量。

$CO(X_i, U_j)$  :  $X_i$  条件下以  $U_j$  工作时 CO 的排放量。

$HC(X_i, U_j)$  :  $X_i$  条件下以  $U_j$  工作时 HC 的排放量。

$F(X_i, U_j)$  :  $X_i$  条件下以  $U_j$  工作时的燃油消耗率。

$\overline{NO}_x, \overline{CO}, \overline{HC}$  : 在试验工况行驶时的排放量。

$t_i$  : 试验工况的运转时间。

排气的约束限制条件为:

$$\sum_{i=1}^N t_i \cdot NO_x(X_i, U_j) \leq \overline{NO}_x$$

$$\sum_{i=1}^N t_i \cdot CO(X_i, U_j) \leq \overline{CO}$$

$$\sum_{i=1}^N t_i \cdot HC(X_i, U_j) \leq \overline{HC}$$

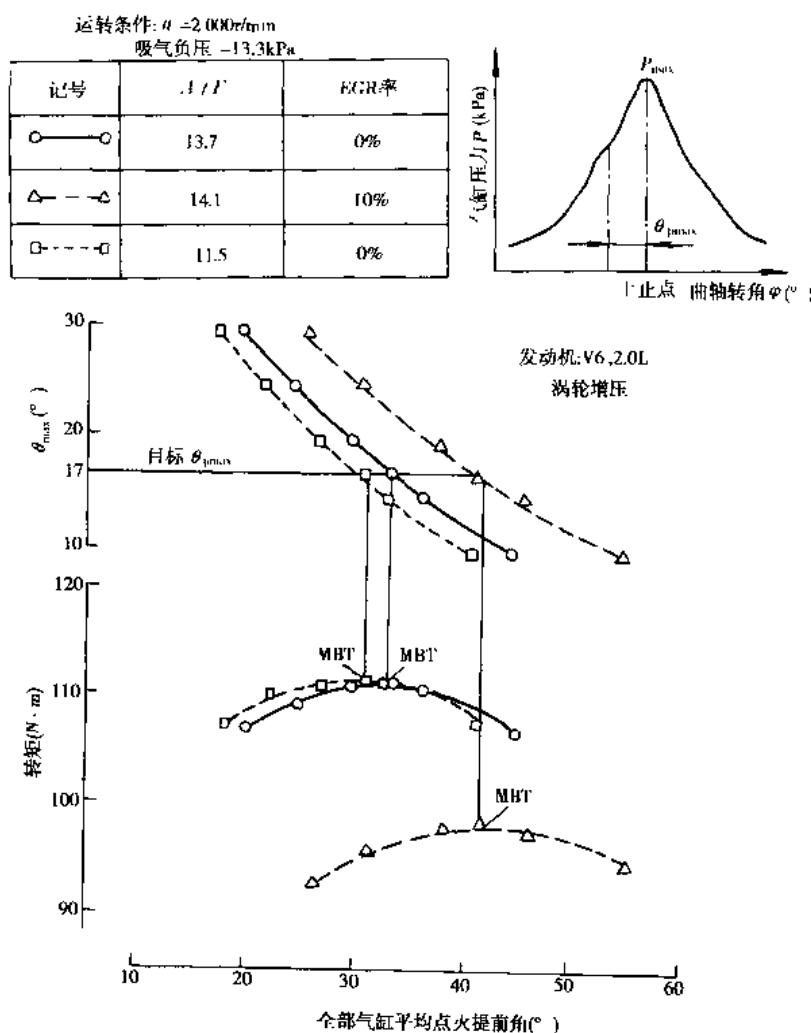


图 1-6-6 MBT 检索控制的结果

该优化方法就是在该优化约束条件下,使目标函数

$$\sum_{i=1}^N t_i \cdot F(X_i, U_i) \rightarrow \min$$

控制发动机工作于该最优值  $U_i$  下。

### 1.6.2.2 脱机最优控制的应用

#### 1) 汽油机集中控制系统

为了在满足排气法规的条件下,使燃油消耗量最小,保证发动机工作良好,必须对发动机空燃比、点火时刻等控制变量进行精确控制。利用微机,集中处理控制变量,以提高控制精度和响应性。其中基本变量常用进气量和转速的信号,它们和冷却水温等信号一起输入至电控单元。据此可计算出燃油喷射量、点火时刻、怠速转速以及进气管长度等参数的设定值,并由此驱动执行器控制发动机工作。

#### 2) 柴油机集中控制系统

柴油机集中控制系统的目的一和汽油机相同,可根据柴油机的加速踏板的开度、冷却水温、转速等信号,计算出喷油量、喷油时刻、预热、怠速转速等参数,并驱动执行器控制发动机的工作。

### 1.6.3 其他的控制

#### 1.6.3.1 联机优化控制理论

所谓联机优化控制是指在联机条件下,对发动机进行控制,使目标函数达到最优。顶点搜寻法是一种反馈型的优化控制方法,该方法是使空燃比、点火时刻等控制变量产生微小变动,测量出转矩和燃油消耗率,并移动工作点,使发动机工作在最佳状态。利用这种控制方法和上述气缸压力传感器,以及计算机的数据处理和控制能力,可以构成一个台架实验系统,利用它搜索发动机转矩最大时的空燃比和点火时刻。

#### 1.6.3.2 其他的控制理论

在发动机的控制系统中,还有利用能从控制系统的输入、输出判定控制系统状态的观测器进行控制的现代控制理论,以及用单片机将模糊变量定量化,并由此确定反馈量的模糊控制。

### 1.6.4 控制系统的构成

#### 1.6.4.1 控制单元

构成控制单元的硬件包括微机(CPU)、内存(RAM 和 ROM)以及输入、输出电路等。软件部分包括保存于内存中的控制程序和最佳控制数据表等。

#### 1.6.4.2 传感器

传感器就是检测发动机运行工况状态的元件,如表 1-6-2 所列。

#### 1.6.4.3 执行器

执行器主要包括燃料喷射装置和点火装置,如表 1-6-3 所列,为了改善喷油器工作的响应性,使用两孔喷油器的趋势增加。

表 1-6-2 发动机控制用传感器

检测项目	传 感 器
进气量	应变板传感器、卡门涡式传感器、热线与热膜流量计传感器、节气门开度传感器
进气管压力	半导体压力传感器
大气压力	半导体压力传感器
曲轴位置	电磁式传感器、光电式传感器、霍耳元件传感器
转速	电磁式传感器、光电式传感器、霍耳元件传感器
节气门开度	电位器传感器
温度	热敏元件传感器
燃料量	喷油器脉宽传感器、转球式传感器
车速	电磁式传感器
空燃比	ZrO <sub>2</sub> 系氧传感器、TiO <sub>2</sub> 系氧传感器
爆震	磁感应式传感器、压电元件传感器

表 1-6-3 发动机控制用执行器

执行器	型式
喷油器	针阀式、针阀双孔式、球阀式
点火线圈	闭磁路
辅助空气	直动电磁阀、步进电机
燃油泵	涡轮式、叶片式

(撰稿人:李云清)

## 1.7 燃烧和排放

### 1.7.1 火花点火发动机的燃烧

#### 1.7.1.1 预混合气的燃烧过程

某些燃料,如汽油、醇类和天然气等,都是属于馏分轻、易挥发而化学稳定性好的燃料,这些理化特点决定它们更适合于预混合气火花点火燃烧。所谓预混合气体是指在着火以前即将燃料蒸气和空气以一定比例预先混合好的气体。

在预混合气火花点火发动机中,由喷嘴或化油器等燃料供给系供给的燃料在进气管就开始气化与空气混合。进入气缸后在进气行程和压缩行程中进一步气化、混合,并且与上一循环的残余废气混合形成可燃的混合气。当接近压缩上止点时,火花塞跳火将混合气点燃。点燃后,由火焰核开始向外进行火焰传播,工质气体膨胀,推动活塞做功。

在内燃机工程中,常用气缸压力变化的示功图来定量分析其燃烧过程,图 1-7-1 所示为汽油机的燃烧过程。为了分析方便,一般按其压力变化特点,将燃烧过程人为地分为三个阶段。

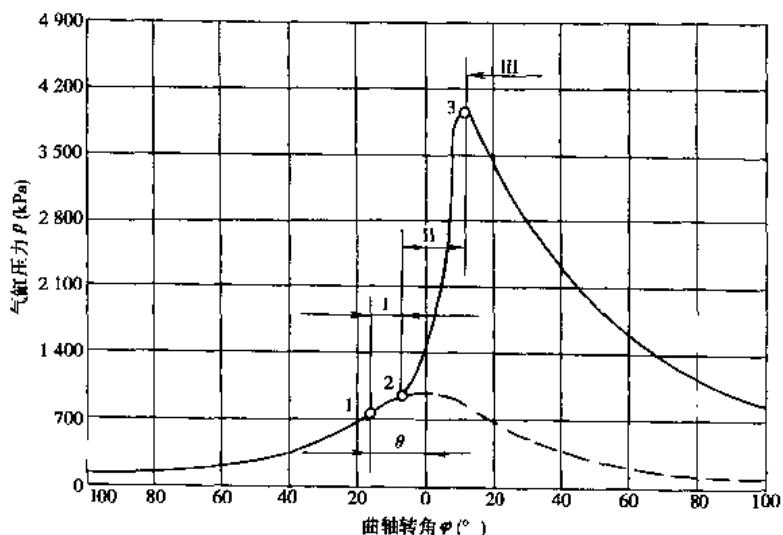


图 1-7-1 汽油机的燃烧过程  
I-着火延迟期；II-明显燃烧期；III-补燃期  
1-开始着火；2-形成火焰中心；3-最高压力点

①着火延迟期(图 1-7-1 中 1~2 段)从火花塞跳火开始(点 1),到火焰中心形成,示功图上气缸压力脱离压缩线而急剧上升(点 2)的时间或曲轴转角。

火花塞跳火,其能量作用于两极之间局部的混合气,使其击穿形成火焰中心。而后能否形成稳定的火源

受到多种因素的影响,如混合气成分、气缸压力、温度、气体流动状态、火花能量、残余废气量等,其中最重要的影响因素是混合气成分。一般当过量空气系数  $\alpha = 0.6 \sim 1.25$  范围内才能形成稳定的火源。

着火延迟期就是火焰中心和稳定火源的形成期。

②明显燃烧期(图 1-7-1 中 2~3 段)从形成火焰中心到火焰传播到整个燃烧室,示功图上常指压力达到最高点(点 3)为止。

因为绝大部分燃料在这一阶段中燃烧,此时活塞又靠近上止点,所以气缸压力得以迅速上升。常用压力升高率  $\frac{dp}{d\varphi} \text{ MPa/}^\circ$  表征压力变化的急剧程度,汽油机  $\frac{dp}{d\varphi}$  在  $0.2 \sim 0.4 \text{ MPa/}^\circ$  的范围内。

明显燃烧期是汽油发动机的主要燃烧期。明显燃烧期越短,越靠近上止点,发动机的经济性、动力性越好,但可能导致  $\frac{dp}{d\varphi}$  值过高,噪声、振动大,工作粗暴,排放变差。一般明显燃烧期约占  $20^\circ \sim 40^\circ$  曲轴转角,燃烧最高压力出现在上止点后  $12^\circ \sim 15^\circ$  曲轴转角,  $\frac{dp}{d\varphi} = 0.175 \sim 0.25 \text{ MPa/}^\circ$  为宜。

③补燃期(图 1-7-1 中 3 点以后),它是指明显燃烧期以后的燃烧。主要有火焰前锋后未燃烧的燃料再燃烧,缸壁附面层中的未燃混合气部分燃烧以及高温分解的燃烧产物( $\text{H}_2$ 、 $\text{CO}$  等)重新氧化等。因为此时已远离上止点,补燃应尽量减少。

### 1.7.1.2 混合气的形成与燃烧

#### 1) 汽车发动机要求的混合气

商品汽车上装载的发动机运行转速从  $600 \text{ r/min}$  到  $6000 \text{ r/min}$  以上,负荷从怠速的无负荷到全负荷,运行范围宽广。运行工况不同,对混合气成分要求也不同。当过量空气系数  $\alpha$  为  $1.05 \sim 1.15$  时发动机可获得最高的热效率,所以称此范围的混合气为经济混合气。当过量空气系数  $\alpha$  为  $0.85 \sim 0.95$  时发动机可获得最高的功率输出,所以称此范围的混合气为功率混合气。在未考虑排放,仅追求动力性和经济性时,一般发动机中等负荷工况下采用经济混合气,而全负荷工况时采用功率混合气。目前为控制汽车发动机的排放,采用电控汽油喷射闭环控制及三元催化转化器,在这种情况下,汽车发动机除了冷起动、暖车、怠速和全负荷等运行工况外,全部供给理论空燃比的混合气来提高三元催化转化率。

#### 2) 气化与混合气分配

在化油器式或单点燃油喷射(SPI)式燃油供给系的发动机中,进入各气缸的燃料均由单一的供给装置提供,所以进入的燃料和空气必须迅速混合。在此过程中液态燃料微粒化,促进了气化及与空气的混合。为了加速气化,在进气管的壁内要求用温水进行预加热或废气预加热,以及利用气流的方法。但是,在燃料供给量大的高负荷工况、加速工况和低温暖车工况下,很多燃料将以油膜状态被吸附在进气管壁上,且浮游在进气管内的液滴也较多。图 1-7-2 所示为这种在进气管内的油膜及浮游液滴示意图。这种状态在多缸发动机中会引起进入各气缸间的混合气空燃比不均匀,被称为混合气的分配不均匀性。混合气分配的均匀性差将对发动机的点火匹配、压缩比选择等不利,难以使发动机运行达到最佳状态。采用多点喷射(MPI)系统供给燃料,在对应每个气缸的进气歧管上都设有一个电磁喷油器,可以改善混合气的分配均匀性,使之具有较好的响应性。

#### 3) 气化与燃烧变动

图 1-7-3 所示为不同循环下的气缸压力的变化情况。可以看到压力变化较大,这种循环间的燃烧变动将使发动机的性能下降。产生这种现象的主要原因是火花塞附近混合气的成分和气体紊流性质与程度在各循

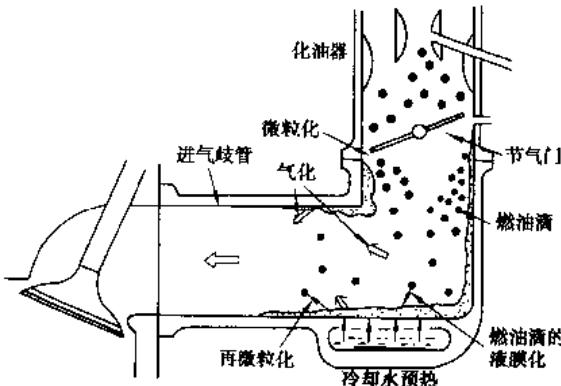


图 1-7-2 进气管内的油膜及浮游液滴示意图

环中均有变动，从而使火焰中心形成的时间也不同。燃料的气化程度是影响循环变动的重要因素之一，气化程度差形成的混合气不均匀，则在不同的紊流状态下，将导致火花塞附近处的混合气成分在各循环中的差异更大，产生严重的循环变动。

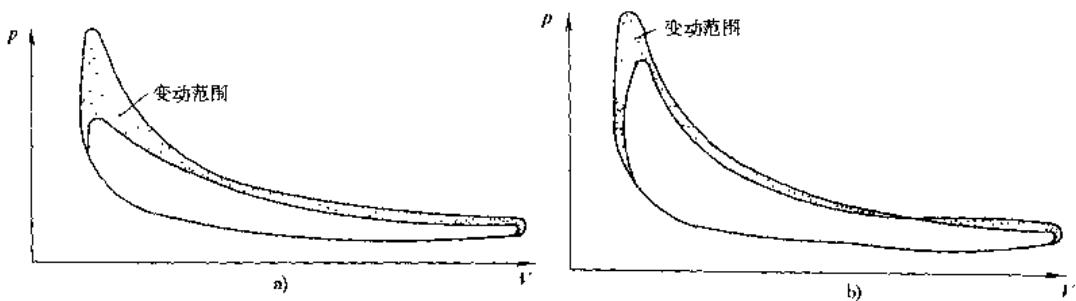


图 1-7-3 汽油机气缸压力的循环变动示意图

a)稀混合气  $\alpha = 1.22$ , 节气门全开, 最高压力变动  $\pm 28\%$ ; b)浓混合气  $\alpha = 0.8$ , 节气门全开, 最高压力变动  $\pm 10\%$

虽然，燃料的气化程度高对改善发动机混合气分配均匀性及循环变动有利，但是，燃料过度的气化，将可能会影响到发动机的充气，使动力性有所下降，这一点在全负荷下尤为明显。

### 1.7.1.3 点火对燃烧的影响

#### 1)点火的基本知识

燃烧室内受压缩的混合气是靠火花塞发出的电火花来点燃的，常用的线圈式点火系是由点火线圈和按各气缸点火次序配电的分电器、火花塞以及与之相连的高压线所组成。

近年来，随着汽油机性能的提高，压缩比随之增高，因此要求点火电源有足够的能量。点火电路由电子点火控制器控制点火线圈一次电流的断开与接通，随之在点火线圈的二次绕组中感应出一个高压电脉冲通向火花塞产生火花。另外还有电容放电式的点火系统以及计算机控制的无分电器式点火系统与电控直接点火系统。

放电过程分为击穿、弧光放电、辉光放电三个阶段。击穿时的离子能量使混合气形成大量的过激活性气体，温度高达 5000K。弧光放电或辉光放电时，电极的热损失很大。若把中心电极改细、火花塞间隙减小，可使损失减小，改善点火性能。点火能量一般为 60~120mJ。

#### 2)火花塞热特性对燃烧的影响

火花塞的热特性是决定火花塞温度的主要因素。它取决于火花塞绝缘体端部的吸热与放热情况，也就是从中心电极四周的绝缘体接受的热量要与其端部的散热量相平衡。不同的发动机对火花塞热值的要求不同。为了避免中心电极产生自动点火，其温度应控制在 1100K 以下。若中心电极温度过低，将不利于电极清除积炭。中心电极的最低温度应高于 700K，在发动机运行时，电极的表面温度一般为 920~970K。火花塞中心电极的材质多采用耐高温、耐腐蚀的镍合金。

火花塞的中心电极越细、间隙越大，则混合气的着火界限越宽。中心电极越长，即越接近燃烧室中心，而使燃烧持续时间越短。

#### 3)点火正时对燃烧的影响

由于着火延迟期的存在，为保证发动机的燃烧在上止点附近完成，点火宜在压缩上止点前进行。点火提前角就是从火花塞发出电火花到上止点之间的曲轴转角。其数值应视燃料性质、转速、负荷、过量空气系数等因素而定。一般是通过试验来确定发动机各工况下的点火提前角。

当保持发动机工况、混合气浓度一定时，发动机功率、燃油消耗率等指标随点火提前角而变化的关系称为点火提前角特性，如图 1-7-4 所示。对于每一工况都存在一个“最佳”点火提前角，这时发动机功率最大，燃油消耗率最低。点火提前角过大，则压缩行程燃烧量过大将导致活塞所消耗的压缩负功增加，并且最高燃烧压力升高、末端混合气温度过高而容易产生爆震燃烧；点火提前角过小，燃烧延后到膨胀过程中进行，燃烧的热效率低、热损失大，导致功率下降、燃油消耗率增加。

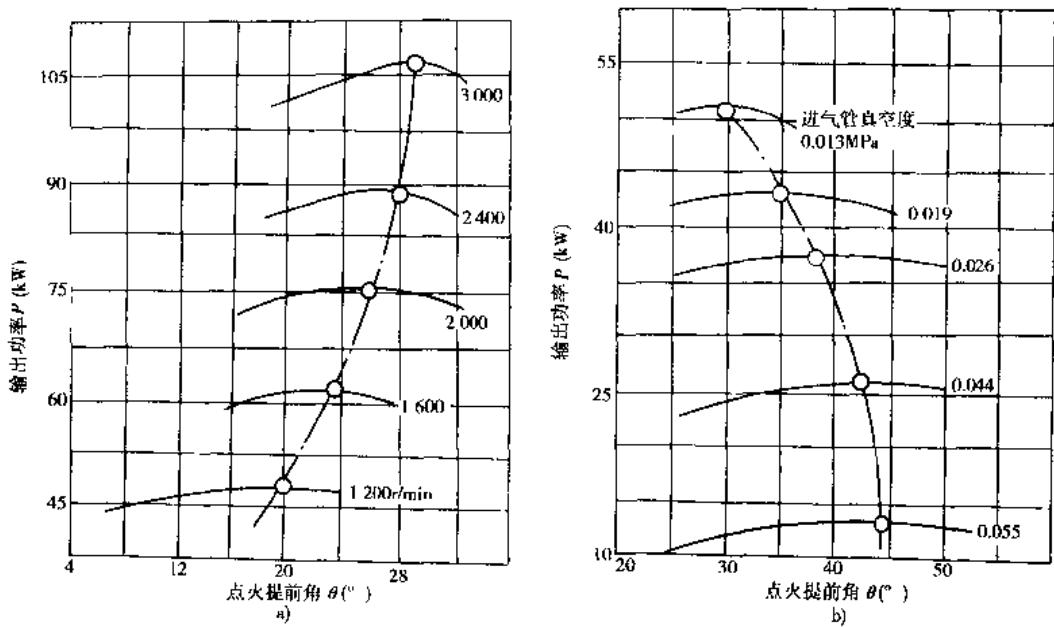


图 1-7-4 6100Q 汽油机的点火提前角调整特性

a) 节气门全开; b) 转速  $n = 1600 \text{r}/\text{min}$ 

#### 1.7.1.4 火焰传播

##### 1) 火焰传播和燃烧速度

预混合气燃烧的发动机，在明显燃烧期内进行着火焰传播过程。火焰传播速度直接关系到燃烧过程进行的快慢，关系到发动机的燃油经济性与动力性指标。燃烧速度大，定容性好，热效率高。

层流火焰传播速度很大程度上取决于混合气的种类和定容比。一般当  $\alpha = 0.85 \sim 0.95$  时火焰传播速度最大。当  $\alpha < 0.5$  或  $\alpha > 1.4$  时，火焰难以进行传播与燃烧。实际发动机的燃烧速度除受层流火焰速度的影响以外，更重要的是受燃烧室内的工质流动状态的影响。通常紊流火焰传播速度是层流火焰传播速度的数倍。

在燃烧室内，由于进气流动、活塞运动等都会引起工质的紊乱流动，燃烧本身也会产生强烈的紊流。图 1-7-5 所示在定容燃烧器中，内燃与空气混合气在中心点火时球形火焰的位置和粒子轨迹的计算结果。混合气在如实线所示的方向上，有相当的移动后才燃烧，在火焰传播进行到 80% 时，质量燃烧率也仅占 1/2 的比例。

实际发动机常用压力示功图来分析燃烧过程，如图 1-7-6 所示的质量燃烧率与曲轴转角的关系，即由示功图分析所获得。

##### 2) 火焰构造

由点火形成火焰核，随后是紊流燃烧，火焰开始传播。使用激光片进行断面摄影，可清楚地观测其火焰的构造。图 1-7-7 是两个转速情况下的火焰构造图，300 r/min 情况下火焰凸凹少，与之相比，1500 r/min 时凸凹较多，明显地成为紊流火焰。

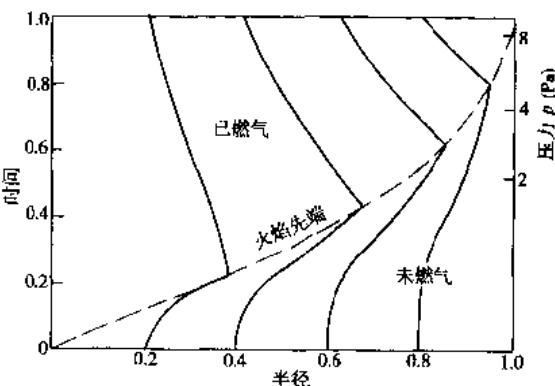


图 1-7-5 火焰传播中的粒子轨迹燃料：丙烷-空气（理论空燃比）初始压力：101kPa；初始温度：300K

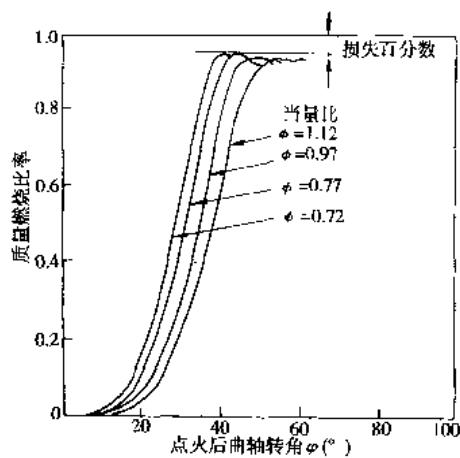


图 1-7-6 质量燃烧率与曲轴转角的关系

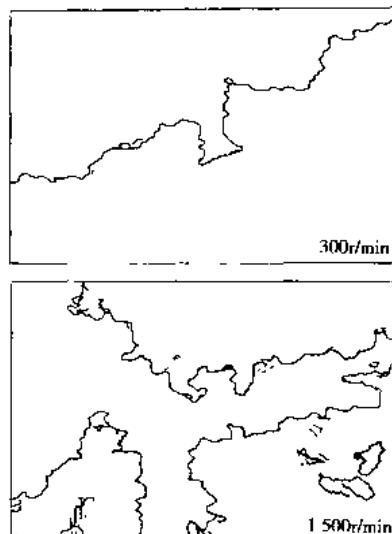


图 1-7-7 火焰前锋面的构造

### 1.7.1.5 不正常燃烧

#### 1) 爆震

预混合气燃烧的发动机有时会发生爆震燃烧。特征是气缸内发出清脆的金属敲击声，亦称敲缸。爆震产生的原因是：在正常火焰传播过程中，处在最后燃烧位置上的那部分末端混合气受到压缩和接受辐射热能，加速了先期反应而自燃。这部分自燃混合气的燃烧速度极快，火焰传播速度可达 300m/s，甚至高达 1000m/s 以上，使局部压力、温度增高，并伴随有冲击波。压力冲击波反复撞击缸壁，发出敲击声，严重时破坏缸壁面的附面气膜和油膜使传热增加，导致气缸盖和活塞顶部温度升高，冷却系过热，功率下降，燃油消耗率增高，甚至造成活塞、气门、火花塞电极的烧坏等。因此，应该避免发动机发生严重的爆震燃烧。

辛烷值高的燃料抗爆震性能好。四乙铅添加剂能有效地提高汽油燃料的抗爆性能，但会排出有毒的含铅颗粒污染大气并会使催化剂失效。近年来各国都对含铅油料加以控制而使用无铅汽油。

若末端混合气的压力和温度增加，则爆燃倾向增大。例如，提高压缩比后气缸内压力、温度升高，就容易发生爆燃。

#### 2) 表面点火

在预混合燃烧发动机中，凡是不靠电火花而由燃烧室炽热表面（如排气门、火花塞电极或积炭等）点燃混合气的现象称为表面点火。

早燃是指在火花塞点火之前，炽热表面点燃混合气的现象。由于它提前点火使燃烧速率加快，气缸压力、温度增高，发动机工作粗暴，压缩负功增大，有可能使功率也下降。

早燃也会诱发爆震，爆震又会使热表面温度升高，促使更剧烈的表面点火，两者互相促进，形成所谓“激爆”现象，危害更大。

与爆震不同，表面点火一般是在正常火焰烧到之前由炽热物点燃混合气所致，无压力冲击波产生，且敲缸声也比较沉闷。爆震燃烧在示功图上的特征是具有压力的振动（有锯齿波），而表面点火的示功图却无锯齿波，只是压力升高率  $\frac{dp}{d\varphi}$  增加很高，如图 1-7-8 所示。

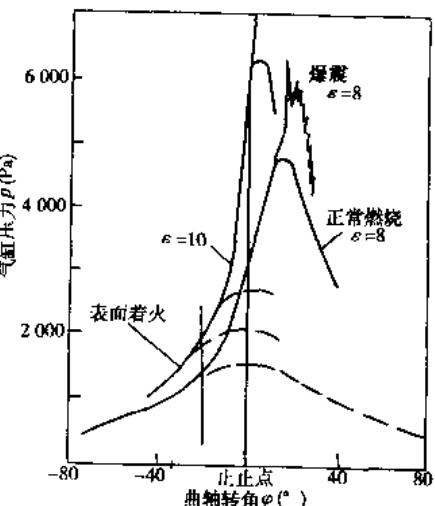


图 1-7-8 不正常燃烧示功图

### 3) 不正常燃烧的控制

改进燃烧室的形状设计可以提高发动机的抗爆性能。改善燃烧室的冷却，尤其是加强末端混合气所处位置的冷却，使用高辛烷值燃料、加强气缸内流动等措施都能有效地控制爆震燃烧。点火提前角推迟，也可以减少爆燃倾向，但会带来发动机燃油经济性变差与热负荷的增大。

选用沸点低的汽油或成焦性小的润滑油，加强燃烧室冷却和选用冷型火花塞都能有效地控制表面点火的发生。

## 1.7.2 汽油机的排放与净化

### 1.7.2.1 排气有害物与危害

烃类燃料的燃烧产物主要有  $\text{CO}_2$ 、 $\text{H}_2\text{O}$ 、 $\text{N}_2$ 、 $\text{CO}$ 、 $\text{HC}$ 、 $\text{NO}_x$ 。 $\text{HC}$  表示未燃烧的烃，其中受汽车排放法规限制的有害成分为  $\text{CO}$ 、 $\text{HC}$  和  $\text{NO}_x$ 。

$\text{CO}$  的毒性较强，血液中的血红素对  $\text{CO}$  比对氧有更高的亲和力，生成的一氧化碳血红蛋白，破坏了血液的输氧能力，使人缺氧，严重时可导致休克和死亡。

$\text{HC}$  包括未燃和未完全燃烧的燃油、润滑油及其裂解产物与部分氧化物，未燃烃成分复杂，多达 200 多种。其中有一些成分对人体有严重危害，损害人的呼吸道与中枢神经，更严重的是还有致癌物质。另外， $\text{HC}$  可在阳光下与  $\text{NO}_x$  进行化学反应，产生一种毒性较大的光化学烟雾。其中最主要的生成物是臭氧  $\text{O}_3$ ，它具有很强的氧化力，能使橡胶裂损，损害植物生长，大气的可见度降低，并刺激眼睛及咽喉。

氮氧化物  $\text{NO}_x$  主要是指  $\text{NO}$  和  $\text{NO}_2$ ， $\text{NO}$  的毒性比  $\text{NO}_2$  小，但  $\text{NO}$  在大气中会缓慢氧化形成  $\text{NO}_2$ 。 $\text{NO}_2$  是有刺激性臭味的气体，空气中若含有  $10 \sim 20 \text{ ppm}$  的  $\text{NO}_2$ ，即可刺激口腔和鼻道；含有  $50 \sim 300 \text{ ppm}$  则可引起头痛与损伤组织；大于  $500 \text{ ppm}$ ，经几分钟就可使人出现肺浮肿而陷入危险。 $\text{NO}_x$  还与  $\text{HC}$  共同形成危害更大的光化学烟雾。

$\text{CO}_2$  虽对人体无直接危害，但它是温室效应气体，大气中  $\text{CO}_2$  浓度增大，会导致地球变暖，对地球环境的破坏更为严重，因此在发动机上控制  $\text{CO}_2$  的排放，越来越受到人们的重视。

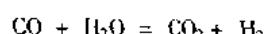
### 1.7.2.2 排气有害物的生成及影响因素

$\text{CO}$ 、 $\text{NO}_x$ 、 $\text{HC}$  的排放与混合气空燃比的关系如图 1-7-9 所示，可见空燃比对三种有害物都有着直接的影响。

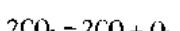
#### 1) 一氧化碳 $\text{CO}$

一氧化碳的生成主要是由于燃烧时空气不足而缺氧。

①在缺氧区 ( $\alpha < 1$ )，会产生不完全氧化的产物  $\text{CO}$ 。气缸内燃气中的  $\text{CO}$  浓度，在燃烧时最大。在随后的膨胀过程中，部分  $\text{CO}$  在生成水蒸气的还原作用下成为  $\text{CO}_2$ ，即：



②在  $\alpha \geq 1$  的区域中，生成  $\text{CO}$  的主要原因是由于  $\text{CO}_2$  热分解，



但在膨胀过程中，也有  $\text{CO}$  的氧化反应为：

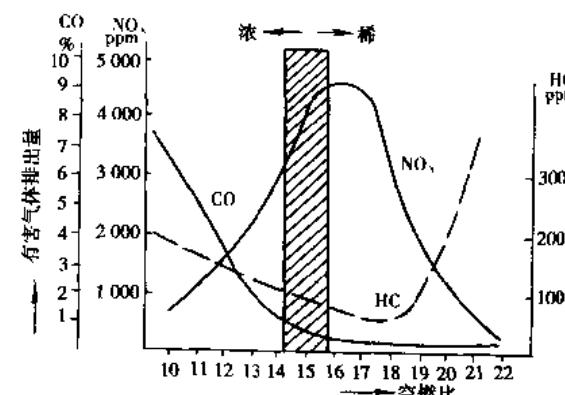
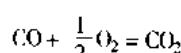


图 1-7-9 空燃比对有害排放物的影响



因而， $\text{CO}$  的浓度在膨胀过程中也可能不断下降。

③在局部缺氧区， $\text{HC}$  在膨胀和排气过程中的不完全氧化也会产生部分  $\text{CO}$ 。

影响 CO 排放的主要因素是空燃比,如图 1-7-9 所示,CO 的浓度随空燃比的增加而迅速下降。当空燃比大于 15:1 后仍有少量的 CO 生成,这是由于局部缺氧及  $\text{CO}_2$  高温分解所造成的。

### 2) 未燃烧 HC

在理想碳氢化合物燃烧中,火焰过后应测不到 HC。发动机排气中的 HC,只能从火焰达不到或不能完全达到的区域中形成。

①壁面的激冷生成 HC。由于壁面的激冷条件,散热大于放热,使火焰在低温壁面与缝隙处火焰不能进行传播。冷壁上的附面层混合气或油膜未能燃烧,当活塞下行后,气流又将附面层上的燃料卷入燃烧室空间,此时已缺乏燃烧的条件,因此排出 HC。

②混合气的空燃比不适合也会产生 HC。偏浓的混合气,因缺氧必然有未燃烧排出。偏稀的混合气会引起燃烧的不稳定,严重时会有一定的失火率,造成 HC 的排出。当混合气过稀,且超出稀着火界限时,会导致失火,有大量的 HC 排出。

③在气门重叠期及二冲程发动机的扫气过程中,可能出现混合气直接从进气系统短路进入排气系统而排出 HC。

空燃比对 HC 排放的影响如图 1-7-9 所示。另外,如果减小燃烧室面容比  $F/V$ ,则可减小 HC 排放量;推迟点火,排温增加,有利于 HC 在膨胀及排气过程中的氧化,使 HC 排放量下降。

### 3) 氮氧化物 $\text{NO}_x$

燃烧高温容易形成  $\text{NO}_x$ 。但在发动机中,排出的  $\text{NO}_x$  峰值并不在燃烧温度最高对应的过量空气系数 ( $\alpha = 0.95$ ) 处,而是落在微富氧区 ( $\alpha = 1.1$ )。对  $\text{NO}_x$  的形成来说,除了高温之外,还需要富氧的条件。

生成 NO 的关键因素是氧原子浓度,而氧原子是在燃烧的高温下由氧分子分解所生成的。

因此造成高温和富氧的因素都会导致  $\text{NO}_x$  生成,例如压缩比增大,  $\text{NO}_x$  排放量增加。点火提前角加大,  $\text{NO}_x$  排放量也增大。空燃比对  $\text{NO}_x$  排放影响可见图 1-7-9。

## 1.7.2.3 排气的净化

在不降低发动机动力性、经济性及使用性能的前提下控制排气有害成分减少污染的方法有两类。一类是机内净化,另一类是机外净化后处理装置。机内净化的方法可采用各种各样的燃烧方式,例如:通过加大点火能量和强化气体流动来加快燃烧;通过在火花塞附近处形成浓混合气实现分层燃烧。这些方式在电控燃油直接喷射的稀燃发动机中有所应用。为了满足美国或欧洲严格的排放法规,在新型汽油机上都采用三元催化转化器后处理装置来控制排放。

### 1) 催化剂

催化剂是具有在排气成分通过的条件下,自身不发生变化,而能把 HC、CO、 $\text{NO}_x$  氧化或还原,达到净化目的物质。在汽车上实用的有氧化催化剂和三元催化剂两种。催化剂载体一般使用陶瓷,有颗粒型和蜂窝型两种。从可靠性方面考虑,蜂窝型陶瓷载体应用更广泛。

实用的催化剂多为具有活性的贵金属,有铂(Pt)、铑(Rh)合金和钯(Pd)-铑(Rh)合金。

催化剂的性能可用不同入口温度下的催化转化效率来评价。转化率是排气成分在催化器入口和出口的浓度之比。图 1-7-10 所示的是氧化催化器的转化率特性。氧化催化器是在  $\text{O}_2$  过剩的条件下把 HC 和 CO 氧化成  $\text{H}_2\text{O}$  和  $\text{CO}_2$ 。对于 50% 转化率,HC 与 CO 的催化器入口温度是不同的,HC 的催化入口温度要稍高一些。三元催化剂是把 HC 和 CO 氧化成  $\text{H}_2\text{O}$  和  $\text{CO}_2$ ,而把  $\text{NO}_x$  还原成  $\text{N}_2$ ,其过程是同时进行的。三元催化剂必须在空燃比反馈控制的配合下工作,只有在以理论空燃比为中心的较窄的空燃比范围内三元催化转化率才有较高的数值,如图 1-7-11 所示。

### 2) 催化转化器的辅助系统

#### (1) 空燃比反馈控制

它利用氧传感器检测排气中氧的浓度来判定空燃比的大小,从而进行以理论空燃比为目标的反馈控制。

#### (2) 氧传感器

在实现空燃比反馈控制中,氧传感器是必不可少的。目前实用的氧传感器有氧化锆型( $\text{ZrO}_2$ )和氧化钛

型( $\text{CuO}_2$ )两种

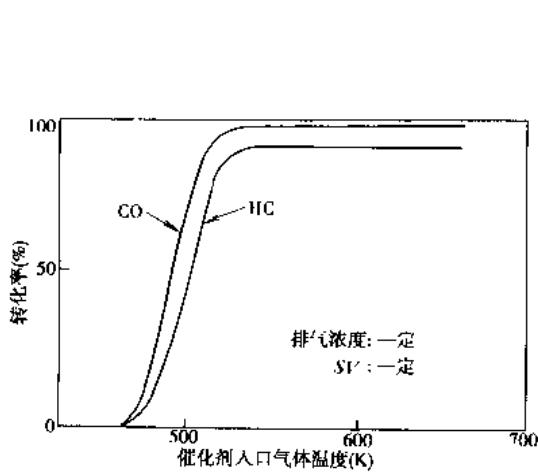


图 1-7-10 催化转化率特性

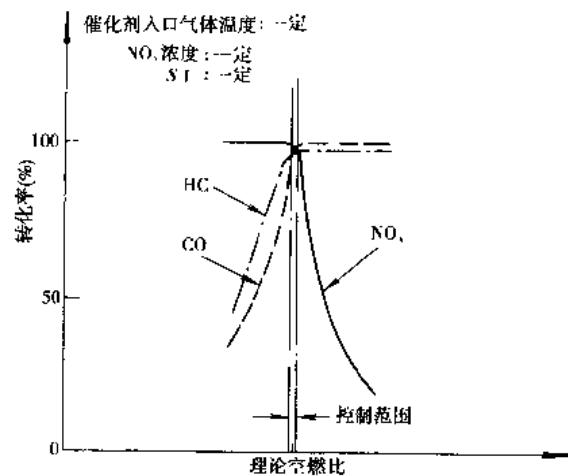


图 1-7-11 三元催化剂

### 1.7.3 压燃式发动机的燃烧

#### 1.7.3.1 燃料的喷射与喷雾

与火花点火式预混合气发动机相比,压燃式发动机是气缸内燃料喷雾的扩散燃烧,因此,压燃式发动机的燃料和空气的混合气形成就显得更为重要。燃油喷射系统对于柴油机的混合气形成起着关键的作用。

##### 1) 喷射特性

燃料喷射系统的喷射特性包括喷射定时、喷射持续期、喷射压力和喷射率等。一般柴油机喷射系统是由高压喷射泵、喷油器和与之相连的高压油管所组成,如图 1-7-12 所示。喷射定时一般用喷射初始时刻到压缩

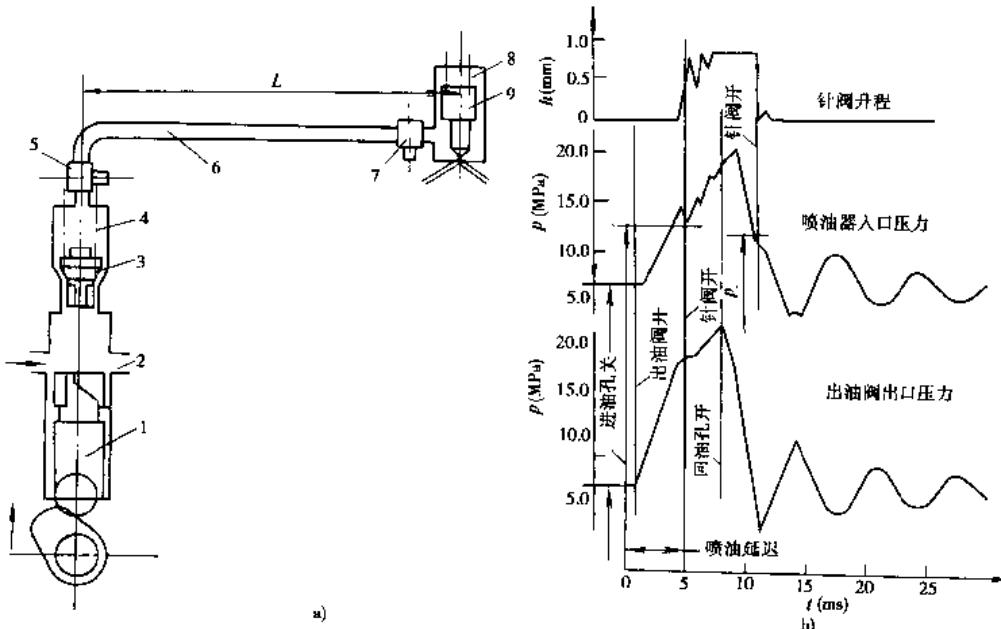


图 1-7-12 喷油过程  
1-喷油泵柱塞；2-进、回油孔；3-出油阀；4-出油阀弹簧；5-压力传感器；6-高压油管；8-针阀弹簧；9-喷油器针阀

上止点所跨越的曲轴转角  $\theta$  来定义, 称  $\theta$  为喷油提前角。改变  $\theta$  的数值即可改变燃烧过程的进展, 对燃烧效率和排放影响很大。喷射持续期一般是指喷射始点到喷射终点所跨越的曲轴转角。此参数随发动机工况变化而变化, 对于高速车用柴油机, 一般为  $10^\circ \sim 30^\circ$ 。在图 1-7-12 中, 喷射压力和针阀开程均随时间而变化, 且由于喷油嘴种类的不同, 喷射率(是单位曲轴转角的喷出油量(或容积)随时间或曲轴转角的变化关系, 称为喷油规律)可有不同的变化。图 1-7-13 所示为不同喷孔直径下的喷射率。

喷射定时也是一个重要参数, 为了降低  $\text{NO}_x$  的排放, 喷射定时需推迟; 为了降低微粒排放, 则需要改善混合气形成。目前, 高压喷射( $120 \sim 200 \text{ MPa}$ )在柴油机上已被应用。

## 2) 喷雾特性

图 1-7-14 所示为油料的喷雾示意图, 燃料不是从喷孔喷出即分散破裂完了, 在破裂距离以前喷注是以液柱贯穿到空间的, 其后分散破裂, 油滴颗粒化。关于喷注贯穿距离和破裂时间  $t_b$  可以用经验公式(1-10-42)和公式(1-10-43)计算。

喷油过程中若燃料和空气的密度比与喷孔的直径越大, 喷注就越难分散破裂。增加喷油压力, 可以改善喷雾。

由于喷注的分散破裂, 将形成大量不同大小的油滴, 包括柴油机起动引燃用的一些细微油滴和随后燃烧的一些较大油滴, 其尺寸范围约从  $5 \mu\text{m}$  到  $250 \mu\text{m}$ 。常用喷注雾化的细度与均匀度来表示其雾化程度。喷雾的细度可用油滴索特平均直径(SMD)来代表; 均匀度则表示喷雾中油滴尺寸的差别。喷雾特性就是油滴直径与其相对含量的关系曲线, 如图 1-7-15 所示, 若喷雾特性曲线越陡、且越靠近纵坐标轴, 则燃油喷雾就越细和越均匀。

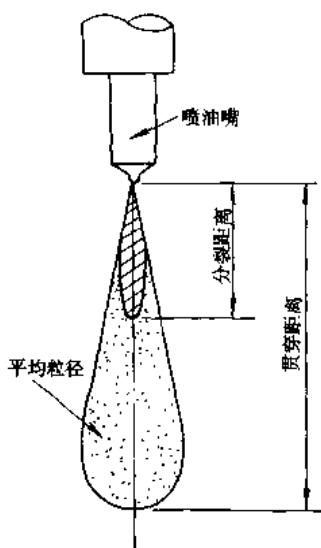


图 1-7-14 燃料喷雾

喷雾的锥角主要取决于喷嘴头部针阀与喷口的结构形状。当喷射压力增高, 随着喷注贯穿距离的增加, 喷雾锥角可变大, 尤其是随喷入空气背压的升高, 喷雾锥角将变大。

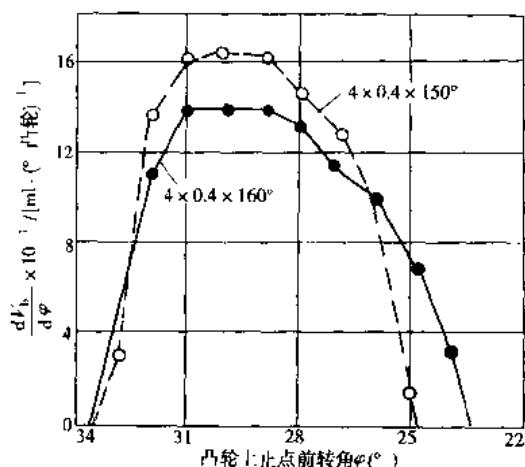


图 1-7-13 不同喷孔直径下的喷射率

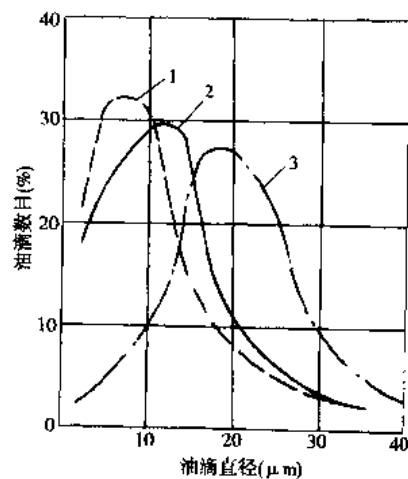


图 1-7-15 喷油滴尺寸出现的频率图

1-喷射压力  $36 \text{ MPa}$ ; 2-喷射压力  $29 \text{ MPa}$ ; 3-喷射压力  $14.5 \text{ MPa}$

### 1.7.3.2 蒸发和着火

#### 1) 喷雾的蒸发

喷射到燃烧室内的燃料蒸发率支配着柴油机的燃烧过程,燃料的蒸发率受到周围空气的温度、压力及空气的相对速率的影响。关于喷雾油滴群的蒸发过程现在还有许多不明点,为了理解此现象,多以单一油滴进行分析。由图 1-7-16 和图 1-7-17 可知,油滴直径小、周围空气温度高则蒸发得快。

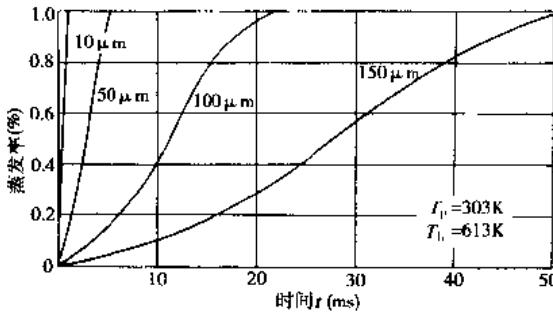


图 1-7-16 微粒对蒸发率的影响

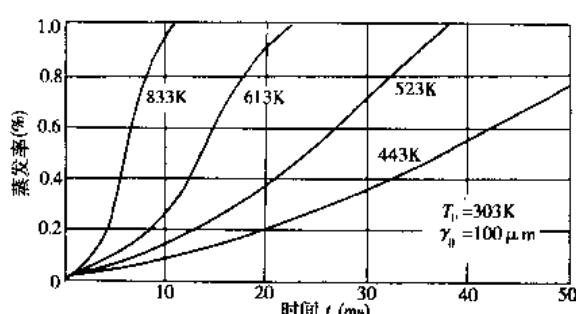


图 1-7-17 温度对蒸发率的影响

当喷入柴油机燃烧室内油滴的背压达到燃料临界压力之上,油滴的温度超过燃料临界温度时,油滴的表面张力就会消失,油滴的边界有可能消失,这样,油滴即可瞬间蒸发完毕,此时蒸发率极大。

实际发动机受到燃烧室容积的制约,燃料喷射的着壁是不可避免的,因此,必须考虑到燃烧室壁面上油滴的蒸发。试验研究表明,随着壁面温度的增加,蒸发迅速。说明提高气缸壁面的温度对于促进燃料喷雾的蒸发是很有效的。

#### 2) 着火

喷射到燃烧室中的燃料将被分散成数以百万计的细小油滴,经逐渐蒸发形成混合气。随后被加热的混合气进行着燃烧前反应的准备,部分混合气先行完成焰前反应后即自行着火。

从燃料喷射到着火的时间称为着火延迟期;它可分为混合气形成所需的时间和焰前反应所需的时间。前者是油滴雾化、蒸发、扩散与空气混合形成混合气所需的时间,称为物理着火延迟期;后者是与化学反应相关的时间,称为化学着火延迟期。影响化学着火延迟期的因素有燃料的着火性、环境的温度和压力等。

混合气形成的初始条件对着火的影响是不大的。化学着火延迟期几乎不受喷雾特性、燃烧室形状和空气运动等因素的影响。若燃料的性质一定,则其化学着火延迟期取决于环境的温度和压力。当环境温度在 700~750K 以下时,着火延迟期主要受化学延迟期的支配,即着火延迟期依赖于温度的高低。当环境温度较高时,着火延迟期主要受物理着火延迟期支配,它对温度的依赖性较小。

### 1.7.3.3 柴油机的燃烧过程

柴油机的燃烧基本上是喷雾的非定常紊流扩散燃烧,即在燃烧室所限制的狭窄空间内的高温、高压环境下,经高压喷射的高浓度燃料喷雾在空间分配不均的状态下,在极短的时间内,进行的一种燃烧形态。柴油机的燃烧是实际发动机中最复杂的一种燃烧。关于柴油机的紊流混合机理目前还有一些不明之处,随着燃烧中的流动测量、温度测量以及缸内气体分析等测量技术的发展,对柴油机燃烧过程的分析正在进一步深化。

柴油机的燃烧过程在时间上可分为四个时期,如图 1-7-18 所示。

#### 1) 着火延迟期(也称滞燃期)

从燃料喷射时刻到着火时刻的时间(或曲轴转角)间隔称为着火延迟期。在着火延迟期内,喷入到燃烧室高温、高压气体中的燃料进行着雾化、加热、蒸发、扩散与空气混合等物理变化,以及燃料分子的裂化、低温氧化等化学变化,在此期间,物理过程和化学过程是同时进行的。

在燃料十六烷值一定的情况下,决定着火延迟期的主要因素是燃烧室的温度和压力。压缩比增加、进行

进气预热、增压等都会使压缩终了时的温度、压力增加,使着火延迟期缩短。最近的研究表明,即使在着火延迟期内,由于焰前反应或燃料的热分解也会有少量的 H<sub>2</sub>、H<sub>2</sub>O 和 CO 等生成。

### 2) 速燃期(也称预混合燃烧期)

着火一开始,在着火延迟期内形成的可燃混合气几乎同时着火。这期间产生的火焰是不发光火焰或半发光火焰,是属于预混合气的燃烧。

着火延迟期的大小直接影响着在这一速燃期内的燃料燃烧量。图 1-7-19 所示为用快速压缩机装置模拟柴油机燃烧的实验结果,当空气温度下降时,着火延迟期加长,速燃期的压力升高率  $dp/dt$  和燃烧量显著增大。

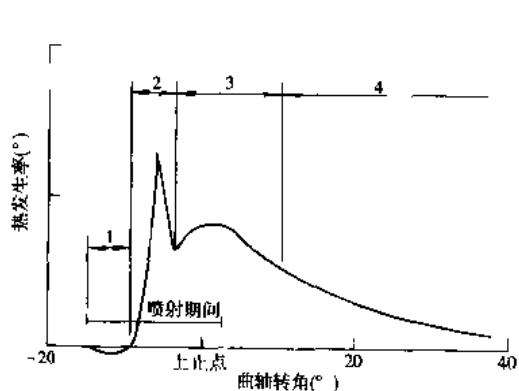


图 1-7-18 柴油机的燃烧过程

1-着火延迟期;2-速燃期;3-缓燃期;4-后燃期

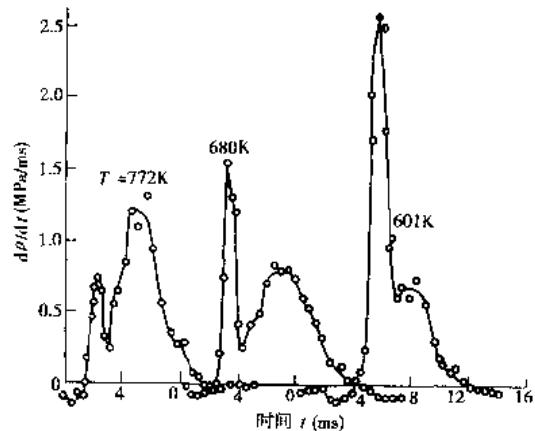


图 1-7-19 空气温度对压力升高率的影响

若压力升高率增大,不仅导致柴油机运行粗暴,而且使 NO<sub>x</sub> 的排气量也大幅度增加。

### 3) 缓燃期(也称扩散燃烧期)

缓燃期具有扩散燃烧的特征,其混合气形成的速度控制着燃烧速度。若在此阶段内,采取措施使蒸发的燃油能及时得到足够的空气,尽快地形成混合气,就能保证迅速而完全的燃烧,从而提高柴油机的热效率和降低排气烟度。

### 4) 后燃期

从缓燃期终点起到燃油基本上燃烧完止,这一阶段的终点较难确定,一般是在喷射终了后,曲轴转角约为上止点后 10°~20° 处,此时火焰的进展逐渐缓慢,局部区域的燃烧或氧化还在进行,但此期间的放热率已很低。

#### 1.7.3.4 直喷式和间接喷射式柴油机燃烧的比较

由于柴油机的最大负荷主要受排气烟度的限制,所以柴油机燃烧研究的主题是如何降低排气烟度,也就是如何提高空气利用率。但随着燃烧的改善,通常会使 NO<sub>x</sub> 的排放增高,因此燃烧研究应同时兼顾燃油经济性与排放性指标。

柴油机的燃烧有直喷式和间接喷射式柴油机的燃烧之分,下述分析这两种柴油机燃烧的特征与差别。

##### 1) 直喷式柴油机的燃烧

向单一燃烧室直接喷射燃料的直喷柴油机如图 1-7-20a) 所示,其混合气形成主要受空气的涡流、挤压与喷雾间的相互干扰以及喷雾与壁面冲击等的影响。它基本上是由喷雾本身具有的运动能量和喷油的雾化特

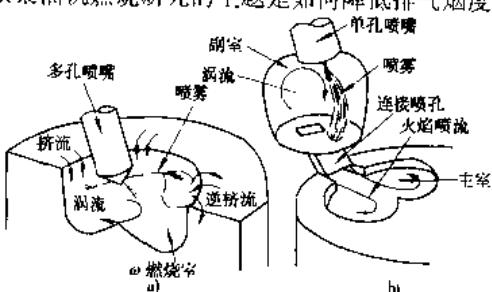


图 1-7-20 燃烧室的比较  
a) 直喷式; b) 间接喷射式

性所决定的,因此其燃料的喷射率和喷射压力对燃烧的影响比间接喷射式柴油机要重要。在直喷式柴油机中,通过对喷射系统的改进,缩短喷射持续期,进而缩短燃烧时间,可以达到优良的燃油经济性。

### 2) 间接喷射式柴油机的燃烧

图 1-7-20 b) 所示为间接喷射式柴油机,它把燃烧室分成两部分,一般燃料喷入副室,在副室内形成由强烈的压缩涡流,从副室向主室喷出强烈的火焰喷流与主燃烧室内的空气再次混合与燃烧,可以保证具有高质量的混合气形成与燃烧,因此间接喷射式柴油机具有良好的排放性能。但由于主、副燃烧室间设有狭窄的通路,具有流动节流损失,加之经过两处燃烧室的分段燃烧,使燃烧持续期加长,以及强烈的气流引起散热损失的增加,所以其燃油经济性不如直喷式柴油机。

## 1.7.4 柴油机的排放与净化

### 1.7.4.1 排气有害成分

柴油机排出的有害污染物主要有氮氧化物 NO<sub>x</sub>、碳氢化合物 HC、一氧化碳 CO 及微粒 PM。NO<sub>x</sub>是在放热率高的高温条件下,由空气中的 N<sub>2</sub> 和 O<sub>2</sub> 反应生成的产物,在 NO<sub>x</sub> 中,大部分是 NO,其余为 NO<sub>2</sub>。HC 是在稀混合气、气体温度低以及喷雾碰到低温壁面未能着火燃烧而生成的。CO 则是由于局部氧气不足而产生的。由于在柴油机中燃料基本上是在过剩空气的状态下燃烧的,所以 CO 的排出很少。微粒是由黑炭烟、未燃的燃料和润滑油以及包含在燃料中的硫燃烧后生成的微粒等组成的复合体。未燃燃料和润滑油的油雾可以被有机溶剂(如环戊烷)溶解,所以又叫可溶性有机成分(SOF)。炭烟是由于过浓混合气在高温缺氧条件下不完全燃烧而生成的,然后凝结成 20~30 μm 的粒状物而形成的聚合体。炭烟多数是在燃烧期间形成的,其中以浓混合气在喷射终了时生成最多,随后炭烟可能与空气混合氧化而减低。燃烧后期随着火焰温度的下降,氧化速度也减低,炭烟将以一定的浓度排出。

### 1.7.4.2 排气净化

柴油机的排气净化同样也分为改善柴油机燃烧和排气后处理两种方法。改善柴油机燃烧主要是解决发动机的动力性、经济性和排放性之间的矛盾;排气后处理方法是用捕集器来降低微粒的技术,目前正处在开发阶段。关于降低 NO<sub>x</sub>,由于柴油机排气中总有过剩的氧气,不能使用还原催化,所以在技术上还有困难。

#### 1) 改善柴油机的燃烧

对于间接喷射式柴油机,压缩比、副燃烧室和主燃烧室的通道面积比、相对容积比、预热塞位置、活塞顶形状等都是重要的影响参数,由于这些参数对发动机性能的影响是相互制约的,所以需对它们进行综合考虑与折衷,从而获取最佳的发动机性能指标。

对于直喷式柴油机,采用高压喷射、高喷射率可以促进燃料雾化,降低碳烟微粒排放,也由于喷射时间的

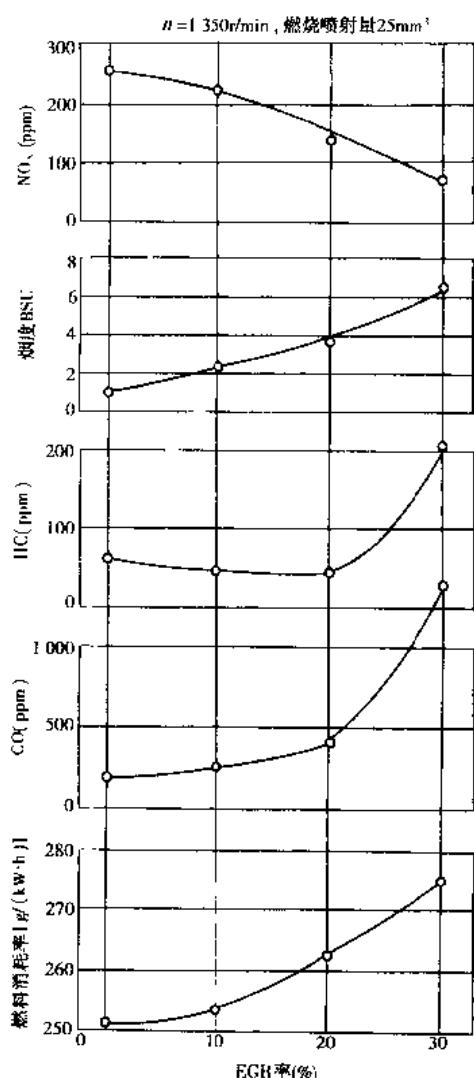


图 1-7-21 废气再循环率对排放的影响

缩短、可使燃烧时期有所缩短,使 HC 排放等得以降低。

### 2) 废气再循环(EGR)

废气再循环方法是应用最广泛的一种降低 NO<sub>x</sub> 排放的措施,这种方法是把排气的一部分返回到燃烧室以使燃烧温度下降,从而降低 NO<sub>x</sub> 的生成,但是废气再循环率过大,却会使炭烟和 HC 的排放变坏,如图 1-7-21 所示。由于废气中存在的炭粒和硫化物可促使运动零部件的磨损和润滑油劣化,所以应该控制其使用时的废气再循环率。

### 3) 微粒捕集器

单从改善燃烧来解决降低微粒的排放是具有一定限度的。所以在柴油机的排气系统中装用捕集器的方法也在不断的研究与开发中。根据美国环保局(EPA)规定的稀释风洞方法测定的微粒是由炭烟、可溶性有机成分(SOF)和硫酸盐等组成的复合体,50%以上的粒径在 0.5μm 以下。所以可以采用旋风集尘器、静电捕集器等各种过滤器来降低微粒排放。应从捕集效率、压力损失、耐热强度、机械强度以及与车辆的装载性能等方面来综合考虑,目前认为过滤器的方法比较适用。在过滤器技术中,为了防止捕集微粒的同时背压损失的增加,应把捕集到的微粒进行再燃烧。在捕集器的再生技术中,促进微粒迅速燃烧和防止过滤器过热烧损的技术是重要的研究内容。

具有代表性的过滤器是蜂窝状陶瓷过滤器,其滤芯是由 MgO·2Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>·5SiO<sub>2</sub> 材质的多孔质隔壁构成的格子通道所组成,图 1-7-22 所示为这种蜂窝状过滤器的断面形状。各流通道之间由多孔陶瓷隔开,相邻的两个通道一个在进口处被堵死,另一个在出口处被封堵,这样排气从一个通道进来必须穿过隔壁流才从另一通道流出,于是微粒就被隔壁所捕集。捕集的效率由隔壁的细孔径与隔壁厚度等决定,捕集效率最大可达 90%。

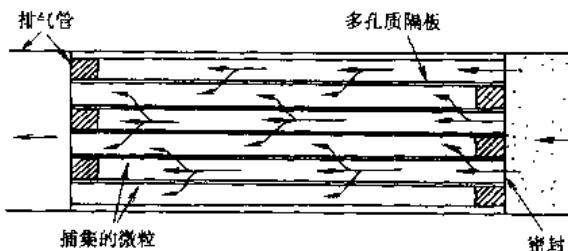


图 1-7-22 蜂窝状过滤器的断面形状

其他还有用陶瓷多孔体组成的泡沫陶瓷过滤器和用氧化铝涂层的金属织物过滤器等。

微粒着火和充分氧化的温度在 730K 以上,为了使过滤器再生迅速,在车辆实际使用中,要求温度应高于 870K。但汽车若在市区以低中速行驶时,发动机排气温度多半只有 450~500K 左右,这样只用排气来达到再生是不大可能的,于是就开发研究了各种过滤器的再生技术,例如:

①燃烧方式:在过滤器的上游处设置一个燃烧器,用燃烧发热促使过滤器再生。

②加热方式:在过滤器端面处设置一个电热器加热促使微粒着火。

③催化方式:在过滤器上用催化剂金属涂层和添加燃料的方式,使用催化剂后可使再生的起始温度得到降低。

开发捕集器的技术应该提高其捕集性能与再生性能。在目前使用的微粒过滤器中,耐久性和可靠性都很好的产品还很少,还没有完全达到经济实用的程度。

(撰稿人:刘忠长)

## 1.8 传热与冷却

### 1.8.1 热负荷与冷却

在膨胀行程中,在燃烧室内燃烧的气体作用于活塞顶面作功的同时,有一部分热流流入燃烧室壁,经过水套冷却后的壁温保持在材料允许的温度以下,且保持在运行时不发生爆燃,及能稳定燃烧的温度是十分必要的。

### 1.8.2 燃烧室的热传递

单位时间通过单位面积的传热量叫比热流量,从燃烧室内的气体流向燃烧室壁时的传热,主要是对流传

热与辐射传热，在发动机一定负荷工况下，传向气缸壁面的传热量可用下式表示：

$$q = q_{cv} + q_r = \alpha_p(T_g - T_w) + \sigma\epsilon(T_g^4 - T_w^4) \quad (1-8-1)$$

式中： $q$ —热流量， $\text{W}/\text{m}^2$ ；

$q_{cv}$ 、 $q_r$ —分别为对流传热与辐射传热的热流量， $\text{W}/\text{m}^2$ ；

$\alpha_p$ —对流传热系数， $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ ；

$\sigma$ —辐射系数， $\text{W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$ ；

$\epsilon$ —黑度系数；

$T_g$ —燃烧室内的气体温度， $\text{K}$ ；

$T_w$ —燃烧室壁面的温度， $\text{K}$ 。

对于汽油机，辐射部分的传热很小，上式中的第2项可以略去不计。如图1-8-1所示，燃烧室中的热量通过对流与辐射传给气缸壁面，然后又通过热传导从燃烧室内壁面传递到外壁面，再以对流形式从外壁传递给冷却水，于是在燃烧室壁内侧经热传导的热量为：

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(T_w - T_{wr}) \quad (1-8-2)$$

式中： $\lambda$ —燃烧室壁的热传导系数， $\text{W}/(\text{mK})$ ；

$\delta$ —燃烧室壁的厚度， $\text{m}$ ；

$T_{wr}$ —燃烧室壁冷却水侧的温度， $\text{K}$ 。

在壁面冷却水侧的传热量为：

$$q = \alpha_c(T_{wr} - T_c) \quad (1-8-3)$$

式中： $\alpha_c$ —冷却水侧的对流传热系数， $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ ；

$T_c$ —冷却水的温度， $\text{K}$ 。

在定常工况下，式(1-8-1)、式(1-8-2)、式(1-8-3)的数值应该相等，于是可以得到：

$$q = \alpha(T_g - T_c) \quad (1-8-4)$$

式中： $\alpha$ —燃烧室的总传热系数  $\alpha = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_p} + \frac{1}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_c}}$   $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$

### 1.8.3 燃烧室内的对流热传递

#### 1.8.3.1 空间的平均传热系数

发动机中的燃烧是周期间歇性的非定常燃烧，因此工作循环中的传热系数随曲轴转角变化有较大的变化。对于对流传热系数根据实验研究已有不少经验公式，但多数是根据柴油机实验得出的，可供汽油机应用的经验公式较少，例如伏希尼(Woschni)提出的空间的平均传热系数公式为：

$$\alpha_p = 820D^{-0.2}p^{0.8}T^{-0.53} \left[ C_1 C_m + C_2 \frac{V_h T_a}{P_a V_a} (p - p_m)^{0.8} \right] \quad \text{W}/(\text{m}^2\text{K}) \quad (1-8-5)$$

式中： $D$ —气缸直径；

$p$ 、 $T$ —分别为气体的压力( $\text{MPa}$ )和温度( $\text{K}$ )；

$C_m$ —活塞平均速度， $\text{m}/\text{s}$ ；

$V_h$ —气缸工作容积；

$p_a$ 、 $T_a$ 、 $V_a$ —分别为压缩始点的气体的压力、温度与容积；

$p_m$ —倒拖工况时气缸内气体压力的变化值；

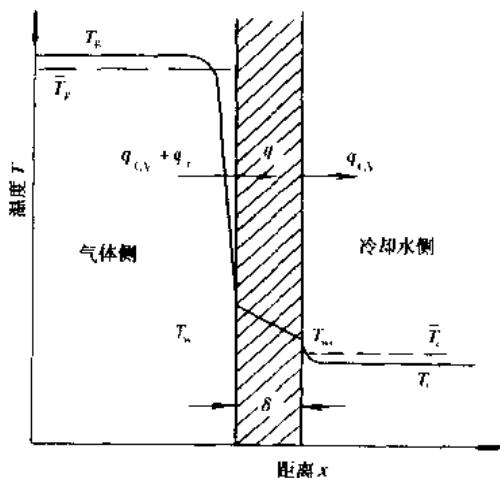


图1-8-1 热流的模式

$C_1, C_2$ —系数, 随进气、压缩、膨胀、排气等过程而变化, 是涡流速度  $C_w$  与活塞平均速度的函数,

$$\text{排气及进气过程: } C_1 = 6.18 + 0.417 \frac{C_w}{C_m}; \quad C_2 = 0$$

$$\text{压缩过程: } C_1 = 2.28 + 0.308 \frac{C_w}{C_m}; \quad C_2 = 0$$

$$\text{膨胀过程: } C_1 = 2.28 + 0.308 \frac{C_w}{C_m}; \quad C_2 = 3.24 \times 10^{-3}$$

使用 Woschni 的传热系数公式可以较正确地预测出柴油机的传热量

### 1.8.3.2 特定部位的瞬时热流

在实际发动机运转中, 由于火焰传播, 燃烧室空间内的温度、压力是变化的, 因此燃烧室内的传热率在时间上、空间上也是变化的。把燃烧室壁特定位置处的传热系数随时间的变化定义为瞬时传热率, 根据公式  $q = \alpha_h(T_e - T_w)$ , 已知气体温度与燃烧室壁温度后即可求得瞬时热流。此瞬时热流是根据对燃烧室表面温度、时间变化的测量而得到的。图 1-8-2 所示为燃烧室表面温度的变化, 这里表面温度的变化只有 7K。图 1-8-3 所示为从图 1-8-2 求得的瞬时热流的变化。从该瞬时热流可准确地推算出燃烧过程中的热损失和进气过程中吸入空气得到的加热效果, 并且也能预测出陶瓷材料制成的绝热发动机的热效率。

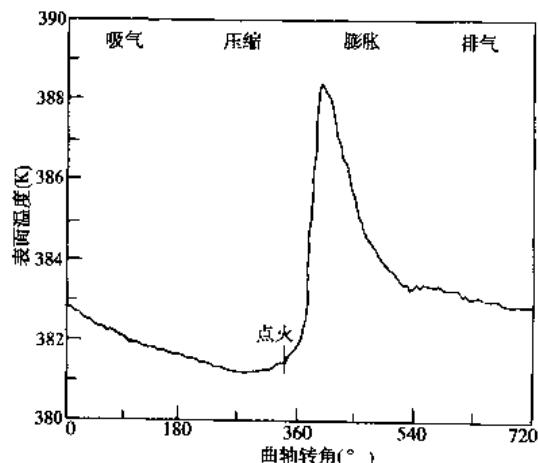


图 1-8-2 燃烧室表面温度的变化

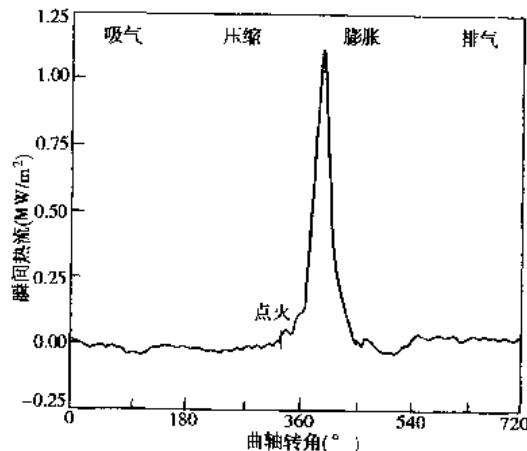


图 1-8-3 瞬时热流的变化

### 1.8.3.3 传热计算值与实验值的比较

在实际的燃烧室中, 根据到火花塞或喷孔的距离不同就可以知道瞬时热流的变化。图 1-8-4 所示为燃烧室内 5 个位置处的瞬时热流和按空间平均的 Woschni 公式计算值的比较图。可见在火焰到达较快的位置上, 热流增高得较快。对于汽油机或柴油机, 每个循环的燃烧状态有所不同, 把在图 1-8-4 中某 HTI 点处连续 5 个循环的热流表示为图 1-8-5, 可以看出火焰的传播状态随循环的变化情况。

### 1.8.4 燃烧室各处的温度

#### 1.8.4.1 活塞与气缸套的温度

由于活塞在燃烧室内占很大的位置, 处在高温下工作, 因此存在有热负荷高的问题, 图 1-8-6 所示为一种汽油机活塞的温度分布。气缸内燃气的热量大部分是通过活塞环和活塞裙部流向气缸壁的, 活塞顶中心附近的温度最高, 因此活塞顶的厚度必须根据材料的耐高温、强度和所作用的气缸压力大小决定。另外, 活塞顶部第一道环槽处的温度也应保证其在发生粘结的温度以下。

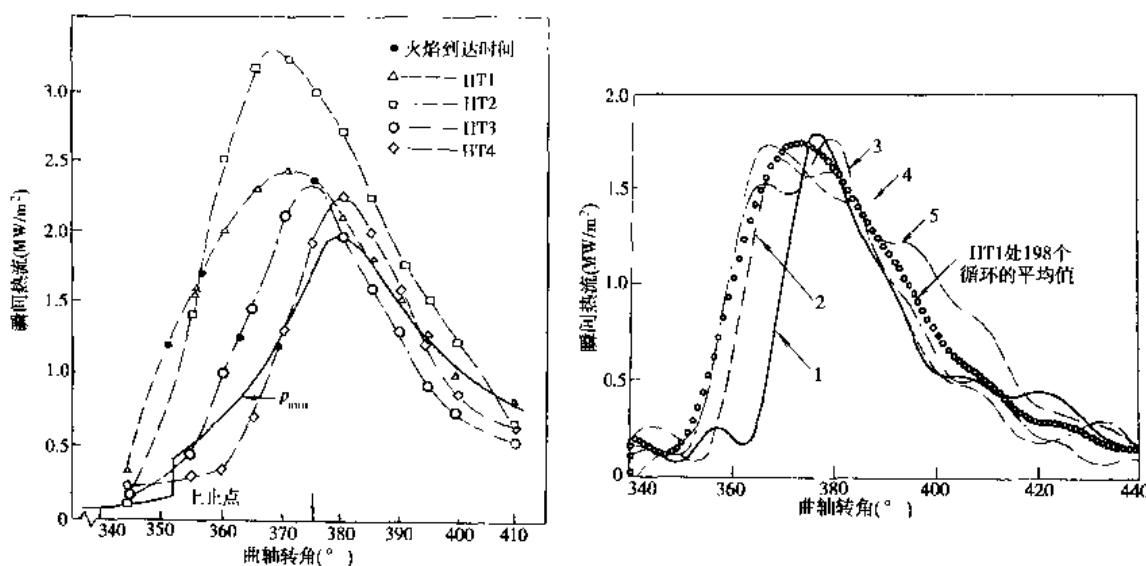


图 1-8-4 实测和计算的瞬时热流的比较

汽油机  $n = 2000\text{r}/\text{min}$ ,  $A/F = 18$ 

HT1 离火花塞中心距 18.7mm

图 1-8-5 循环中瞬时热流的变化

汽油机  $n = 1500\text{r}/\text{min}$ ,  $A/F = 8$ 

图 1-8-7 所示为气缸套的温度分布,由于燃烧是在其上部进行的,所以气缸套上部的温度也最高。由于活塞环的润滑油膜在上止点处是最薄的,若气缸套上部位置的温度过高,就可能引起气缸的磨损量增大,因此要考虑有足够的冷却。

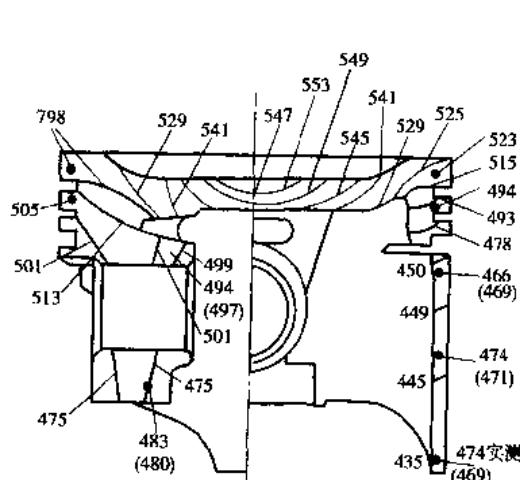


图 1-8-6 活塞的温度分布  
四缸汽油机  $n = 4600\text{r}/\text{min}$ , 全负荷, 活塞温度 (K)

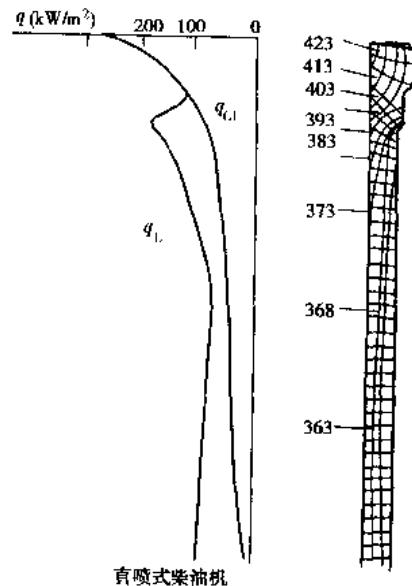


图 1-8-7 气缸套的温度和热流分布  
柴油机  $n = 1500\text{r}/\text{min}$ ,  $P_e = 1\text{MPa}$ , 气缸套温度 (K)  
 $q_T$ -进入缸套的总热流;  $q_{GL}$ -从燃气进入缸套的热流

#### 1.8.4.2 气缸盖的温度

在气缸盖上装有进、排气门、火花塞(或喷油器)等,由于气缸盖内部冷却水道的形状复杂,这里的热负荷问题较为严重,因此其温度分布也较复杂,图 1-8-8 所示为气缸盖的温度分布。在进、排气门之间三角鼻梁区的冷却水通路设置成为关键的问题,特别是柴油机工作温度过高时,此处容易产生龟裂。

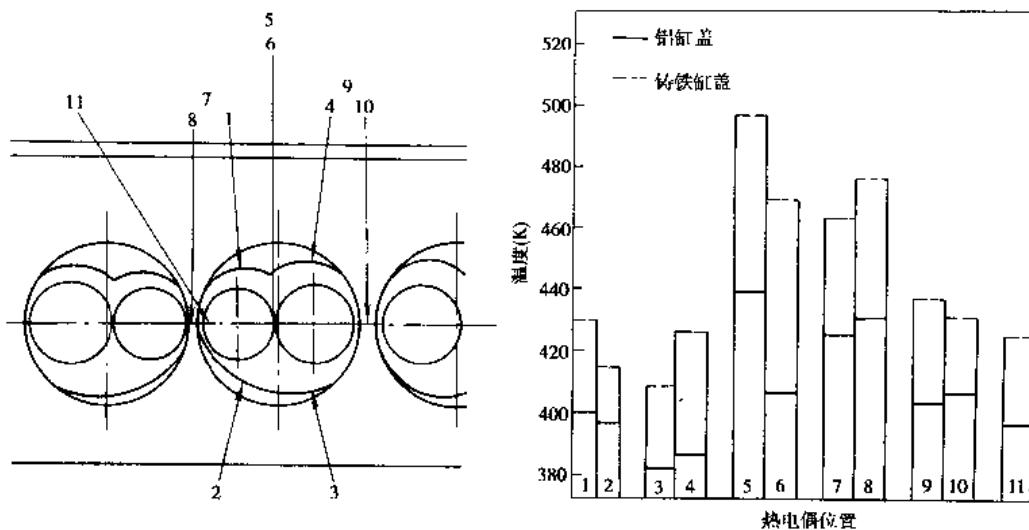


图 1-8-8 气缸盖的温度分布  
 $n = 2000\text{r}/\text{min}$ , 全负荷, 冷却水温 368K

#### 1.8.5 水冷式发动机的冷却装置

发动机有水冷和风冷两种冷却方式。水冷却方式噪声小,冷却均匀,并且容易被利用为汽车车厢内的取暖使用,所以这是汽车发动机的主要冷却方式。

为了把冷却水保持在一定的温度范围内,要用各种冷却水的流路。以下分析具有代表性的有出口水温控制与进口水温控制的控制方式。

##### 1.8.5.1 出口水温的控制方式

为了保证发动机在任何工况时都能在最佳的温度下工作,要对冷却系统的冷却水温度进行控制,装用调温器的目的就是为了适应发动机内冷却温度的变化,并闭阀门调节流入散热器的水流量,使发动机的冷却水保持适当的温度。

图 1-8-9a) 所示为出口水温的控制方式。

这种方式是把调温器布置在气缸盖出水管路中,以控制发动机出口水温保持一定,其优点是结构简单,且易于排除气泡,是应用最多的一种控制方式。其缺点是出水口面积不稳定,调温器工作时会产生振荡现象使冷却水温度的波动较大。发动机冷起动后,由于调温器的作用,进入暖机后,发动机内的冷却水很快变热,于是调温器阀被打开,散热器内的低温冷却水立刻冲进机体,发动机内的冷却水又凉了下来,于是使调温器重新关闭,直到机体内的水温再一次升高到使调温器阀打开。这样调温器就需多次打开、关闭后才能将冷却系中的冷却水都加热,直到所有的冷却水温都稳定下来以后,调温器才最后稳定工作。在短时间内调温器的这种反复开闭现象称为调温器的振荡现象。这种现象发生时,因水温的波动较大,将引起汽车燃料消耗量的增大。

##### 1.8.5.2 进口水温的控制方式

进口气温的控制方式是把调温器布置在气缸体进水管路中,其优点是调温器容易控制冷却水的温度,可

以大幅度地降低调温器工作的振荡现象,保持发动机内的冷却水温度大致一定。这种控制方式适用于高性能的汽车,特别适用于常在寒冷冬季高速行驶的汽车。其缺点是由于调温器布置在气缸体上的位置稍低,在添加冷却水时难于排除气泡。为了解决这个问题,还须在冷却水循环通道中设置几个排气孔,但会使布置方法结构复杂,成本增加。

#### 1.8.5.3 水温控制方式的优缺点

图 1-8-10 所示为冷却水温度控制方式的水温控制特性。进口控制方式通常根据在大负荷时出口的水温以不超过规定值的条件来设定出口水温的。因此其控制水温设定得比出口控制方式要低,其结果时可使发动机在低负荷运转时,进口和出口的冷却水温差较小,由于控制水温低,这样就有摩擦损失相对较大的缺点。另外,当稳定工况转向节气门全开的加速工况时,进口控制方式由于设定较低的控制水温,还具有良好的抗爆燃性能。

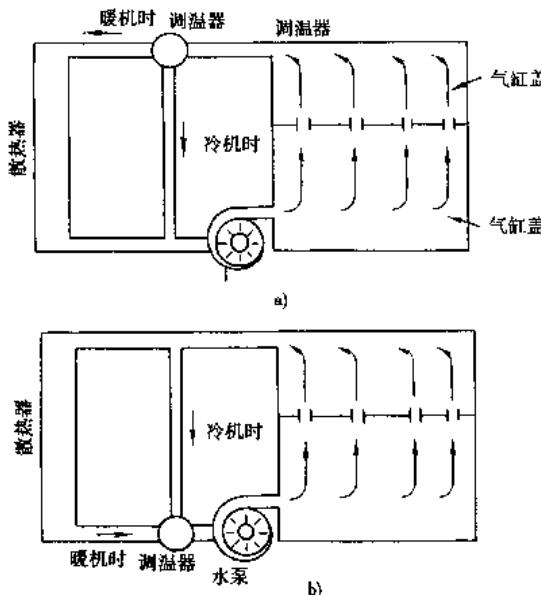


图 1-8-9 出口水温的控制方式  
a) 出口控制方式; b) 进口控制方式

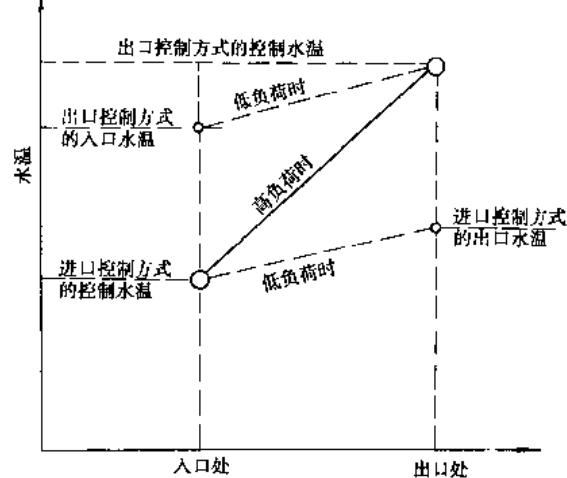


图 1-8-10 冷却水温度控制方式的水温控制特性

(撰稿人: 宫长明)

## 1.9 摩擦、润滑

### 1.9.1 润滑系的目的与作用

润滑系统的主要任务是,供应一定数量的机油至摩擦表面,降低摩擦和磨损;起冷却和清洁磨粒的作用;增加活塞与活塞环的密封性;防止生锈和腐蚀性磨损;个别情况下还担负受热零件(如活塞)的冷却和传力控制(如液压挺柱、液力风扇)任务。

现代发动机的强化程度越来越高,因此一个良好的润滑系统应满足下列各项要求:

- ①以一定的压力和一定的油量供油至摩擦表面;
- ②能够自动地将机油滤清,清除机油中的机械杂质,经常保持机油的清洁;
- ③能够自动地散出传给机油的热量,冷却机油,将油温保持在一定范围以内;
- ④润滑系本身消耗的功率小,机油耗量少;
- ⑤工作可靠,油路无堵塞和漏油现象;

能在起动后,即可及时供油至摩擦表面;  
宜修理和维护(调整、加油、检查)方便。

### 1.9.2 摩擦与润滑理论简述

#### 1.9.2.1 摩擦状态

决定发动机内摩擦表面的摩擦力和磨损程度的主要因素是各相对滑动表面的摩擦状态,主要有下面三种状态:

##### 1) 完全液体摩擦

完全液体摩擦状态(图 1-9-1a)是指相对滑动的两表面完全被润滑油膜所隔开,油膜有足够的厚度,全部消除了摩擦表面间的直接接触,因而摩擦只发生在液体分子之间。轴承中的摩擦阻力仅为润滑油的内摩擦阻力(即润滑油的粘性),此时摩擦力为  $F_f$ :

$$F_f = 1 \times \eta \times dv/dh \quad (1-9-1)$$

式中:  $A$ ——滑动表面积;

$\eta$ ——润滑油粘度;

$v$ ——滑动速度;

$dv/dh$ ——剪切速度;

$h$ ——油膜厚度。

完全液体摩擦状态只是在一定条件下才能实现。

##### 2) 边界摩擦和半干摩擦

由于润滑剂与被润滑表面间的化学和物理作用,将在摩擦表面上形成一层极薄的吸附膜(不大于  $1\sim 2\mu m$ ),它能承受很高的比压而不被破坏,这称为边界摩擦状态。纯粹的边界摩擦只在理想的光整平面间才可能实现。实际上,两滑动表面的微观凸峰相遇时会把油膜划破,因而形成局部金属直接接触的摩擦状态,即半干摩擦状态(图 1-9-1b)。

##### 3) 干摩擦

两摩擦表面间没有任何润滑物质时的摩擦称干摩擦。

发动机部件的磨损和烧蚀发生的主要原因是干摩擦和半干摩擦状态。由于汽车发动机是在变工况下运行的,且由于滑动表面上的凸凹不平和粗糙度的存在,实际发动机中各种摩擦状态是同时存在的。

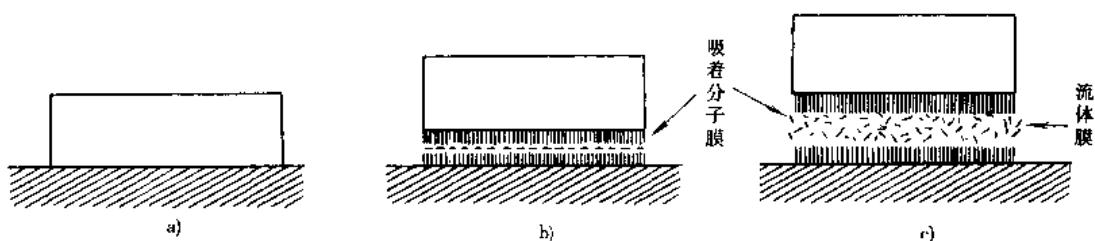


图 1-9-1 三种不同的摩擦状态  
a) 干摩擦; b) 边界摩擦; c) 液体摩擦

#### 1.9.2.2 雷诺方程

发动机相对滑动表面在完全液体摩擦状态下工作,是理想的工作状态。此时的润滑特性(油膜厚度、压力分布等)可由表示流体动力润滑的基本方程——雷诺方程来描述。雷诺方程采用下列假设条件:

- ①液体的流动是层流流动;
- ②液体是不可压缩的;
- ③与液体的粘滞阻力相比,其惯性力和重力很小,可以忽略;
- ④液体的粘度与压力无关;

(3) 相对运动的两表面为理想的光滑表面;

(4) 润滑剂与板面之间无滑动出现。

雷诺方程为:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_w + U_s) \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1-9-2)$$

该方程确立了油膜压力  $p$  与润滑油粘度  $\eta$ 、油膜厚度  $h$ 、工作表面运动速度  $U_w$  和  $U_s$ 、油楔形状及油膜厚度变化率等因素之间的关系(图 1-9-2)。

对于雷诺方程式(1-9-2),设  $U_w = r\omega_w$ ,  $U_s = r\omega_s$ ,  $U_0 = r\omega_0$  ( $\omega_0$  为轴颈中心  $O_w$  绕轴孔中心  $O_s$  旋转的角速度),式(1-9-2)可改写成:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\omega^* r \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1-9-3)$$

式中:  $\omega^* = \omega_w + \omega_s - 2\omega_0$  称为有效角速度。

$6\omega^* r \frac{\partial h}{\partial x}$  反映了轴颈、轴承以及轴心的周向运动,即旋转作用对油膜压力的影响(图 1-9-3a)),由公式(1-9-3)可见,如果

$$\omega_0 = \frac{1}{2} (\omega_w + \omega_s),$$

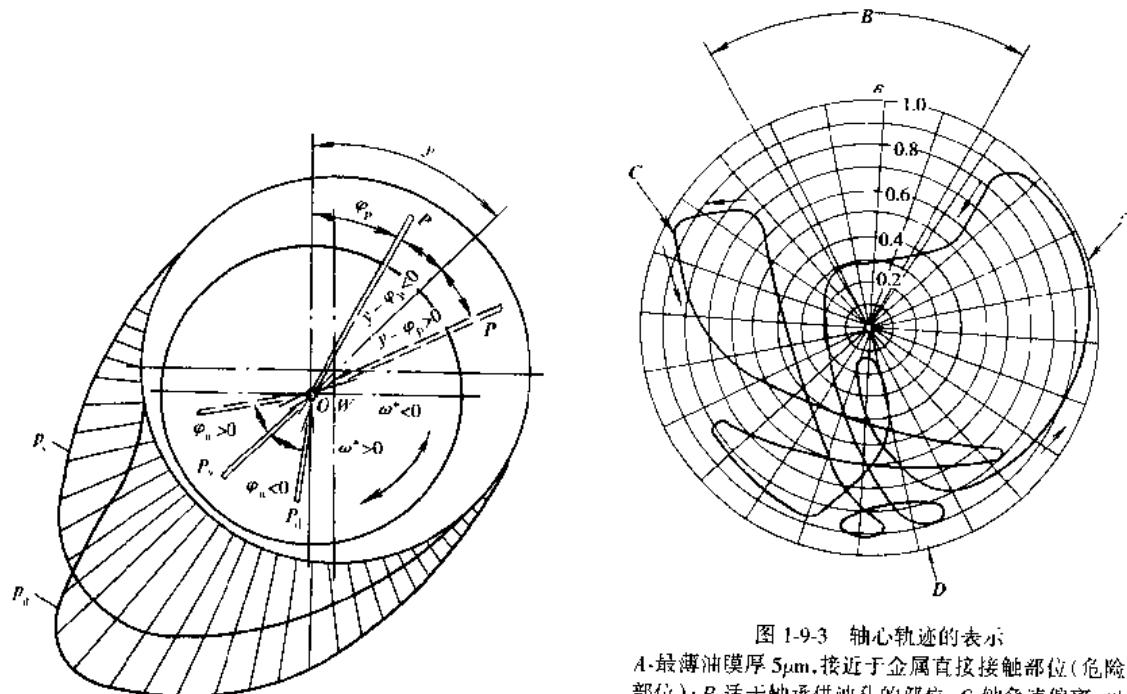


图 1-9-2 轴承外力与油膜压力的平衡

图 1-9-3 表示轴心轨迹的表示  
A-最薄油膜厚 5μm, 接近于金属直接接触部位(危险部位); B-适于轴承供油孔的部位; C-轴急速偏离, 可能引起轴瓦表面穴蚀(危险部位); D-轴承承受最大负荷部位(疲劳部位)

即  $\omega^* = 0$ , 这相当于轴颈、轴承与油楔相对静止, 没有机油流入油楔, 这时当然不能产生旋转油膜压力, 是一种很不利的工作情况, 而  $12 \frac{\partial h}{\partial t}$  反映了挤压作用对油膜压力的影响。

### 1.9.3 发动机各部分的润滑

#### 1.9.3.1 润滑方案

现代汽车发动机一般采用复合式润滑系,也就是既采用压力润滑,又采用飞溅润滑。高速重负荷的摩擦

表面,如曲轴主轴承、连杆轴承、凸轮轴承等部位是通过机油泵和油道强制润滑的,即压力润滑,以保证润滑可靠;负荷轻(如气缸与活塞、活塞环)、滑动速度低(如活塞销)或润滑条件有利(如凸轮与挺柱)的地方则用飞溅润滑;个别零部件如水泵、发动机等轴承则采用定期加注润滑油脂进行润滑。

### 1.9.3.2 曲轴的摩擦和润滑

曲轴轴承的摩擦损失在发动机总摩擦损失中占的比例比较小,这是因为曲轴轴承能够不断地有润滑油供给,容易保持完全液体摩擦状态,因此,对曲轴轴承应用润滑理论进行轴心轨迹、油膜厚度及摩擦力的计算,其结果与实验数据对应得比较好,图 1-9-3 所示为计算的某发动机轴心轨迹图。轴心轨迹的计算对内燃机设计有一定的实际意义:

①可作为判断轴承实现液体润滑情况的重要依据,由轨迹曲线图可以找出一个工作循环中最小的最小油膜厚度( $h_{min}$ )及其延续时间。

②帮助分析研究轴承损坏原因,改进设计。如图 1-9-3 中的 C 区表示轴心有高速向心运动,容易使油楔中出现局部真空,形成气泡。当轴心高速离心运动时,气泡破裂,突然放出很高的爆破压力,容易击坏合金表面,造成穴蚀;再如 D 区出现的轴心的多次高速离心运动,使油膜压力峰值剧增,可导致压力比轴承平均比压高 10 倍以上,容易造成合金疲劳剥落。

③合理布置油孔、油槽位置,使润滑油供应畅通。例如图 1-9-3 中 B 区负荷轻,轴承应在此处开油孔或油槽。

④实现轴承润滑的最佳设计。改变直接影响轴承工作能力的因素,如轴承间隙、润滑油粘度、轴承宽径比等,作出轴心轨迹图进行比较,找出最佳的参数配合,保证轴承处于液体润滑条件下工作。此外,还可通过改变轴承负荷的各因素,如惯性力、平衡重大小及布置、发火次序等,找到比较合理的轴心轨迹图。

但是随着发动机向高速、大功率化方向发展,理论计算的误差就会增大,其主要原因如下:

轴颈的圆周速度增大,使摩擦发热量增加,润滑油的温度进一步升高,粘度下降;又因为发动机强化后轴承四周的环境温度升高,也使润滑油粘度下降。

随着负荷加大,油膜厚度减小,实际润滑表面的凸起部分会首先发生接触,即不能忽略表面粗糙度的影响。

由于负荷加大导致比较严重的轴弯曲、轴承变形、轴与轴孔之间的不平行等。

为了减小理论计算的误差,要通过油膜厚度测定和摩擦力测定对理论计算的算法和边界条件进行改进。油膜厚度测定法是用线圈式间隙传感器对轴心轨迹进行测定,用电阻法或静电容量法测定最小油膜厚度。

虽然现在理论计算方法和实测方法还不十分完美,但它们仍是进行发动机开发的有效手段。

### 1.9.3.3 活塞、活塞环的摩擦和润滑

活塞、活塞环处的摩擦损失在整个发动机的摩擦损失中占有比较大的比例,其原因主要有以下三点:

①在上、下止点时,活塞的滑动速度为零,油膜很难形成。

②在上止点附近受到高温气体的辐射,气缸壁面的润滑油会燃烧或蒸发,存量很少,再加上高压的作用,使活塞及活塞环容易处在边界摩擦状态。

③若增加气缸部分润滑油的供给量,会导致润滑油消耗的增加,因此必须限制过多的供给量,因而也就使活塞、活塞环的润滑条件更加不利。

图 1-9-4 所示为实验测得的活塞、活塞环处摩擦力在一个工作循环内的变化。当气压力较小时呈液体摩擦状态,行程中间时随着气压力(负荷)的增大,摩擦力也增大。从压缩行程上止点到膨胀行程中部,摩擦力较大,活塞环承担的部分较多,此时相当于边界润滑状态。

活塞环也可以根据流体润滑理论,应用雷诺方程进行油膜厚度计算,图 1-9-5 所示为油膜厚度的实测值与理论计算值的比较实例。可以看出,由于压缩上止点处油膜变薄,加上活塞环的倾斜,理论计算值与实测值产生了较明显的偏差,其他位置两者吻合较好。

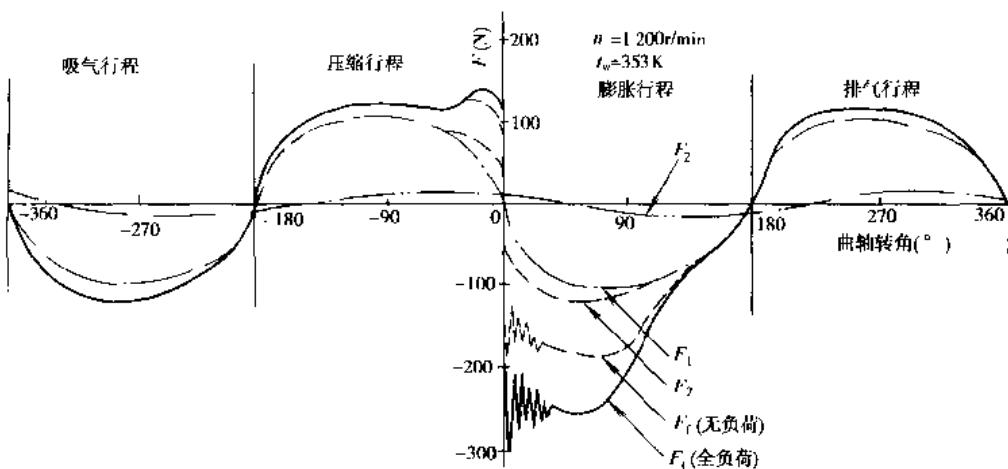


图 1-9-4 活塞组摩擦力的实测结果

$F_1$ -仅有活塞环,壁温  $t_w = 370\text{K}$ ;  $F_2$ -仅有活塞环,壁温  $t_w = 370\text{K}$ ,有压缩气压力作用;  $F_3$ -仅有活塞环槽;  $F_4$ -活塞组,运行时,水温  $t_w = 353\text{K}$ ;

#### 1.9.3.4 气门传动机构的摩擦和润滑

气门传动结构的摩擦损失主要体现在凸轮挺杆摩擦副上。凸轮和挺柱的接触属于线接触,在发动机转速较高,即两接触面相对滑动速度较高时,应该为完全液体摩擦状态。但在滑动速度较低时,由于接触压力仍然较高,卷吸进摩擦表面的润滑油很少,该处的油膜厚度很薄,大部分时间处于边界摩擦状态,所以摩擦损失增大。凸轮与挺柱是发动机中所有摩擦零件中最易磨损的零件之一。为了降低摩擦损失,减小气门弹簧力,降低接触面的压力是很有效的。但是要特别注意有可能导致配气机构动态特性的破坏,相对而言,配气机构的动态特性更为重要。近年来许多与凸轮相接触的传动件都设计成滚轮式的。滚子挺柱与凸轮工作面间的相对速度为零,因此可望减少磨损,大幅度降低摩擦损失。

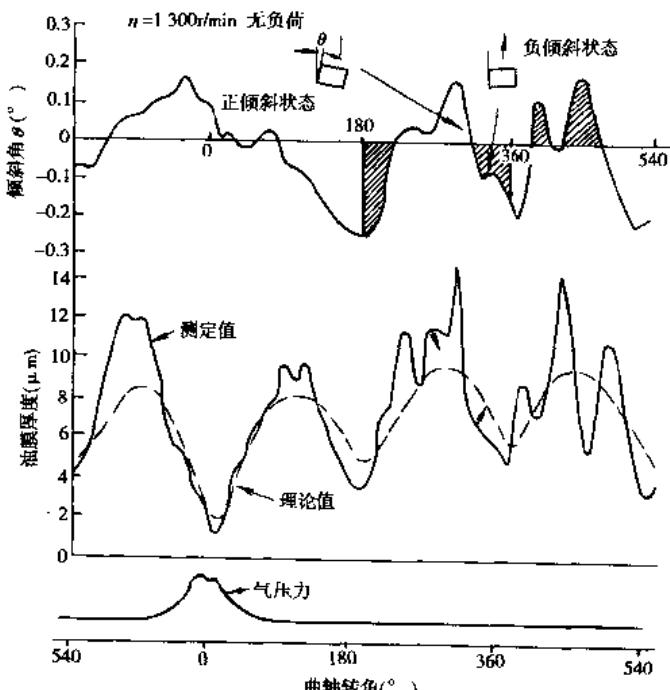


图 1-9-5 活塞环油膜厚度

改善润滑和降低摩擦损失的可能性,因为这与发动机的性能预测有直接关系。在设计阶段如果能比较准确地预测摩擦损失,对于确定发动机的设计指标将是非常重要的。

图 1-9-6 给出了要用模型进行摩擦损失预测的各摩擦部件。其中活塞、活塞环及各轴承处可以根据雷诺

#### 1.9.4 摩擦损失的预测

发动机的有效功率可以由发动机的指示功率与机械损失功率的差求得。对于指示功率,可以通过对发动机的进、排气过程和燃烧过程的模拟计算进行预测分析,而发动机总摩擦损失的预测是要分析各零部件的润滑、摩擦条件,而且要分

方程式计算,凸轮挺柱的摩擦损失是以弹性液体润滑理论为基础进行计算的,计算时把发动机各零部件假设为刚体,即不考虑变形,且假定在滑动表面之间有充足的润滑油。

至于电机、水泵、机油泵等附件的机械损失是由实验得到的。

图1-9-7给出了对一种机型发动机的预测结果与实验结果的对比。由图可以看出,虽然每个部位的预测值与实验值有所不同,但总体误差只有10%左右。

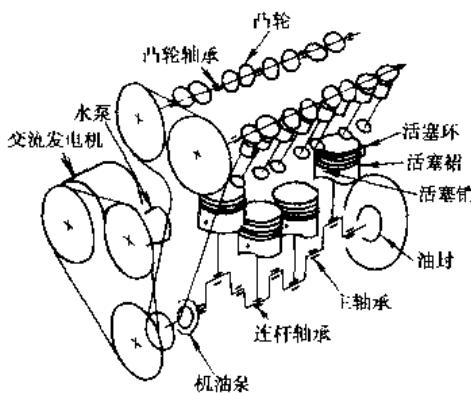


图1-9-6 发动机摩擦损失计算的部位示意

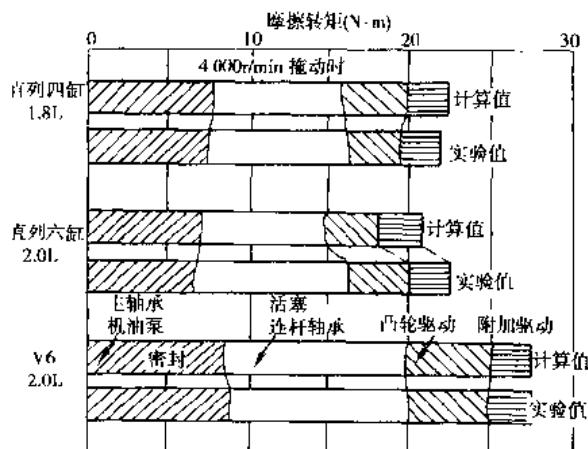


图1-9-7 摩擦损失的计算值与实验值比较

(撰稿人:方华)

## 1.10 发动机性能模拟

### 1.10.1 发动机性能模拟程序分类

计算机与计算技术的发展,引起了汽车、发动机设计与理论研究上的一场重大变革,它在极大程度上改变了汽车、发动机理论计算的内容、作用与地位。过去那些描述物理过程的偏微分方程,是很难得到求解的,而现在借用计算机就可以快速得到解答。将计算机数值计算与实验研究紧密地结合在一起,人们可以针对产品开发工作的若干关键问题深入分析与模拟其机制,利用实验或经验数据,构成各种循环模拟程序,进行发动机性能的模拟,预测产品的性能,使传统设计转向为优化设计。

#### 1.10.1.1 燃烧模拟的分类

燃烧过程、进、排气过程是决定发动机动力性、燃油经济性与排放性能的主要过程,因此在循环模拟中最重要的还是燃烧过程和进、排气过程的模拟。

发动机循环模拟可以追溯到19世纪末内燃机发展的最初阶段,当时德国戴塞尔(Diesel)等人提出了一系列具有不同燃烧方式的发动机循环模型,如等容燃烧、等压燃烧等理想循环成为内燃机最早的工作模型,用它可以估计发动机的效率与动力性。以后的几十年中,在循环模拟上没有什么重大突破,发展主要集中在改进未燃混合气体与已燃混合气体的热力性质的计算精度上。

直到高速电子计算机出现后,改进内燃机的循环模型成为可能。利用各种燃烧模型对发动机燃烧过程中的燃气成分、温度、压力进行计算,并能对发动机的NO<sub>x</sub>等排放进行定量预测,由于在燃烧模拟中引用紊流混合与火焰传播的概念,使燃烧模型更加接近于实际应用。

燃烧模型通常可以分为以下三类:

零维模型;亦称热力学模型;

准维模型;亦称现象学模型;

多维模型：亦称详细模型

### 1) 零维模型

零维模型假定气缸内的工质均匀分布，各点的热力状态参数、工质成分各处相等。目前零维模型已广泛应用于内燃机设计与试验研究中，它可以在内燃机设计中用经验设定的放热规律来预测示功图，计算出各种参数变化对发动机主要性能的影响，并找到最优的参数匹配。同时，零维模型也用于诊断与分析，可根据实测的示功图计算出燃烧过程中的放热规律与燃烧规律。

零维模型的缺点是需要事先指定一种燃烧规律，无法描述汽油机中的紊流混合与传播燃烧的参数，也无法描述柴油机中喷雾、油滴蒸发、混合、卷吸等重要物理过程以及非均匀温度场对有害排放物的影响，不能用于预测有害排气成分浓度，也不能分析火焰传播及喷雾蒸发、混合等对燃烧过程的影响。

### 2) 准维模型

准维假设是对零维假设的一种修正，它引入现象学方法来描述燃烧与能量转换过程的空间关系，把一部分过程视为随空间而变化，例如汽油机中的火焰传播，柴油机中的喷射过程等，把燃烧室按火焰位置或喷注空间分布形态分成两个或几个区域，分别考虑喷注分散、油滴蒸发、混合卷吸、燃烧与火焰传播以及燃烧产物变化等子过程，此模型可以计算气缸内不同区域的燃烧温度，并针对不同机型，侧重不同的子过程，使燃烧、放热规律更接近于实际，能预测出气缸内排出的有害成分浓度。它是目前对发动机运转参数及排放特性参数进行综合研究较实用的计算模型。

### 3) 多维模型

多维燃烧模型通过一组动量守恒、质量守恒和能量守恒的偏微分方程组来描述燃烧室与气缸内气体、温度、压力组成成分以及气流速度与紊流等随时间和空间的变化，它结合不同的子模型，如紊流、传热、喷雾、着火、火焰传播与燃烧等建立适当的边界条件，用数值方法求解。原则上，多维燃烧模型可以预测发动机气缸中流体流动的细节以及火焰传播速率与燃气在燃烧室内的浓度、温度分布。例如戈斯曼(A. D. Gosman)等用多维模型研究了柴油机的活塞顶上燃烧室尺寸与形状对气缸内压缩时气流的影响，开发了直喷式柴油机缸内流动过程的三维数值模拟程序。1993年阿姆斯特朗(A. A. Amstrong)等人研制开发的 KIVA 程序使用模块结构计算速度高，是目前使用较多的柴油机流动、燃烧计算的多维模型。

多维燃烧模型目前存在的问题还是对计算机容量与速度的要求较高，以及所需计算时间与成本偏高，因此它的应用在很大程度上依赖于计算机的发展。另外还由于目前还缺少对紊流、燃烧化学等精确计算的子模型，因此多维模型还只限于对实际流动与燃烧过程的粗略近似，还不能充分显示其模拟的优越性。从工程实用观点考虑，在内燃机研制与开发过程中，研究设计与运行参数对发动机性能的影响目前多数还是应用准维模型。

#### 1.10.1.2 进气流动预测模型的分类

预测发动机的动力性能，除了用到上述模型之外，还要预测发动机充气效率，计算进入气缸内的气体流量的进气流动模型。在多缸高速汽车发动机上，进、排气管道中的气流是非定常流动，在进、排气管道中的压力波动往复传递不仅影响整机充气量，也使各气缸的充气不均匀和残气不均匀，对功率影响比较复杂。模拟进、排气过程的模型，大体上可以分为以下几种：

##### 1) 准定常流动模型

此模型把进、排气管内的流动简化为定常流动，把通过进、排气门处的气体流动当作准定常流动处理，即理论的气体流量按绝热流动的流量公式计算，实际的气流量等于理论流量乘以流量系数。

##### 2) 容积法模型

容积法计算是对进、排气系统进行模拟计算的一种最简单方法，把进气管和排气管视作与其管道容积相当的容器，而容器内的压力变化取决于气体的充填和排空，即归因于容器体积的变化。它可用于气缸压力的计算，也用于流程很短、而波动传递时间可以忽略的一些流道的计算，如对于中、低速柴油机，应用容积法计算排气管内压力波动与涡轮增压器的匹配等，这样的结果与实际差别不大，得到较多的应用，但当进、排气管道较长或在发动机转速较高的情况下，容积法模型的处理带来的误差较大，计算精度较差。

### 3) 一维非定常流动模型

在发动机中非定常流动的计算,目前多数还是用一维非定常流动气体动力学的方程来求解的。它假设进、排气管内的流动为一维流动,对于管道轴线近乎平行,管径与管长之比值较小,在同一横截面各点流体的参数(压力、速度、密度等)可以看成相等时,这样的流动较接近于一维非定常流动。这是一组偏微分方程式的求解,可以计算考虑管道中有摩擦,与环境有热交换的进、排气管脉动的气流问题,常用特征线法或两步法求解计算。

### 4) 多维非定常流动模型

在汽车发动机的进、排气管中的气体流动,实际上并不符合上述一维流动的假设条件,例如,在管道的弯曲部,管道的分歧管处、气门进出口处以及排气涡轮的进口涡壳等区域的流动并不是一维的,这些因素对气体流动的影响则不是用一维流动计算所能模拟的,因此,就出现有二维、三维等非定常流动的模型,以此来求解气体流动的偏微分方程式。

各种预测流动的模型都有不同的特点。除此之外,还可用声学法计算进、排气管系气体波动的固有频率,并将固有频率与发动机转速联系起来,得出一些计算管路气柱振动的共振频率与充气量最大时的共振管长的半经验公式,便可以定性地确定进、排气系统中的动态效应,但是不能用于定量预测充填效率的场合。

多维非定常流动模型的优点是计算精度高,但计算机耗时较多。

## 1.10.2 零维、准维模型的汽油机性能模拟

### 1.10.2.1 基本方程式

描述发动机气缸内工质气体状态的参数有压力  $p$ 、温度  $T$ 、质量  $m$  以及气体的组成成分,适用于工质气体的基本方程式有能量守恒方程、质量守恒方程、理想气体状态方程以及气体常数  $R$  与内能  $u$  的微分展开式等。

根据热力学第一定律,可列出能量守恒方程为:

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi} + h_b \frac{dm_b}{d\varphi} + h_e \frac{dm_e}{d\varphi} = \frac{d(mu)}{d\varphi} + p \frac{dV}{d\varphi} \quad (1-10-1)$$

气体状态方程为:

$$pV = mRT \quad (1-10-2)$$

微分展开式为:

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dR}{R} + \frac{dT}{T} \quad (1-10-3)$$

质量平衡的微分方程为:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_b}{d\varphi} + \frac{dm_e}{d\varphi} + \frac{dm_t}{d\varphi} \quad (1-10-4)$$

在发动机中,气体的组成成分可用过量空气系数表示,工质气体的比内能  $u$  和气体常数  $R$  可以看作是温度、压力与过量空气系数  $\alpha$  的函数,即:

$$u = f(T, p, \alpha)$$

$$R = f(T, p, \alpha)$$

写成全微分形式,得到:

$$\frac{du}{d\varphi} = \frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{d\varphi} + \frac{\partial u}{\partial p} \frac{dp}{d\varphi} + \frac{\partial u}{\partial \alpha} \frac{d\alpha}{d\varphi} \quad (1-10-5)$$

$$\frac{dR}{d\varphi} = \frac{\partial R}{\partial T} \frac{dT}{d\varphi} + \frac{\partial R}{\partial p} \frac{dp}{d\varphi} + \frac{\partial R}{\partial \alpha} \frac{d\alpha}{d\varphi} \quad (1-10-6)$$

以上各式中:  $Q_B$ ——燃料燃烧放出的热量;

$Q_w$ ——通过系统边界传入或传出的热量;

$m$ ——工质的质量;

$m_b$ ——燃烧的燃料质量;

$m_i$ ——通过进气门流入气缸的质量；  
 $m_e$ ——通过排气门流出气缸的质量；  
 $u$ ——工质的比内能；  
 $h_b$  和  $h_u$ ——分别为进气门前和气缸内气体的比焓；  
 $p, T$  和  $V$ ——分别为气缸内气体的压力、温度和容积；  
 $R$ ——为气体的常数；  
 $\alpha$ ——气体的过量空气系数，表示其成分。

式中规定：传入系统的能量、质量为正值，系统传出的能量、质量为负值。

在轿车发动机中，现在多数采用汽油机，吸人气缸的是空气和汽油燃料的混合气，可以设定在燃烧之前已形成了均质混合气，因此  $\frac{da}{d\varphi} = 0$ 。在火花塞点火之后，火焰即向四周传播，火焰前锋面将把燃烧室分为两个区域，火焰前锋面之前为未燃区，火焰前锋面之后为已燃区，这两个分区域内的热力状态参数有较明显的差异，并随着燃烧过程的进展有所变化，因此在计算燃烧过程时，可采用双区计算模型将整个气缸划分为两个子系统，分别描述这两个区域的状态变化。

双区燃烧模型的假定为：

①化学反应只在很薄的火焰前锋内完成，火焰前锋后面只进行离解产物的某些复合过程，火焰前锋面把气缸分为已燃区  $b$  和未燃区  $u$  两个区域，火焰前锋的反应燃烧区的体积可忽略不计。

②两个区域的压力  $p$  相等，而两区的温度和工质的成分是不同的，对于每个区域的状态则是均匀的。

③在已燃区和未燃区的每一组分均视为理想气体。

④两个区域之间不进行热量传递。

图 1-10-1 所示为汽油机双区燃烧的计算简图，根据热力学第一定律，可分别列出两个区域的能量守恒方程：

$$\text{已燃区: } \frac{d(m_b u_b)}{d\varphi} = \frac{dQ_{wb}}{d\varphi} + \frac{dQ_{ub}}{d\varphi} - p \frac{dV_b}{d\varphi} + h_u \frac{dm_u}{d\varphi} \quad (1-10-7)$$

$$\text{未燃区: } \frac{d(m_u u_u)}{d\varphi} = \frac{dQ_{wu}}{d\varphi} - p \frac{dV_u}{d\varphi} - h_u \frac{dm_u}{d\varphi} \quad (1-10-8)$$

两个区域的气体状态方程分别为：

$$\text{已燃区: } pV_b = m_b R_b T_b \quad (1-10-9)$$

$$\text{未燃区: } pV_u = m_u R_u T_u \quad (1-10-10)$$

此外，还可列出两个区域的相容性条件：

$$V_b + V_u = V \quad (1-10-11)$$

$$\frac{dV_b}{d\varphi} + \frac{dV_u}{d\varphi} = \frac{dV}{d\varphi} \quad (1-10-12)$$

$$m_b + m_u = m \quad (1-10-13)$$

$$\frac{dm_b}{d\varphi} = - \frac{dm_u}{d\varphi} \quad \text{将以上各公式进行代数变换后得到:} \quad (1-10-14)$$

$$\frac{dT_u}{d\varphi} = \frac{V_u}{m_u C_{pu}} \frac{dp}{d\varphi} + \frac{1}{m_u C_{pu}} \frac{dQ_u}{d\varphi} \quad (1-10-15)$$

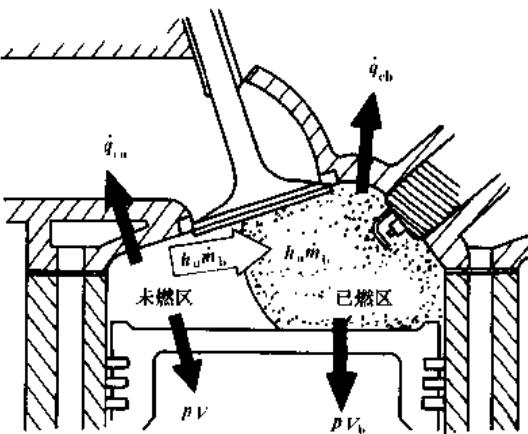


图 1-10-1 汽车机双区燃烧的计算简图

$$\frac{dT_b}{d\varphi} = \frac{p}{m_b R_b} \left\{ \frac{dV}{d\varphi} - \left[ \frac{R_b T_b}{p} - \frac{R_u T_u}{p} \right] \frac{dm_b}{d\varphi} - \frac{R_b V_b}{p C_{pb}} \frac{dp}{d\varphi} - \frac{R_u}{p C_{pu}} \frac{dQ_u}{d\varphi} + \frac{V}{p} \frac{dp}{d\varphi} \right\} \quad (1-10-16)$$

$$\begin{aligned} \frac{dp}{d\varphi} &= \left\{ \left[ 1 + \frac{C_{yb}}{R_b} \right] p \frac{dV}{d\varphi} + \left[ (u_b - u_i) - C_{yb} \left[ T_b - \frac{R_u T_u}{R_b} \right] \right] \frac{dm_b}{d\varphi} \right\} \\ &\quad \left[ \frac{C_{yb}}{C_{pb}} \frac{R_b}{R_b} V_b - \frac{C_{yu}}{C_{pu}} V_i - \frac{C_{yb}}{R_b} V \right] \\ &\quad + \left\{ \left[ \frac{C_{yu}}{C_{pu}} - \frac{C_{yb}}{R_b} \frac{R_u}{C_{pb}} \right] \frac{dQ_u}{d\varphi} - \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_S}{d\varphi} \right\} \\ &\quad \left[ \frac{C_{yb}}{C_{pb}} \frac{R_b}{R_b} V_b - \frac{C_{yu}}{C_{pu}} V_i - \frac{C_{yb}}{R_b} V \right] \end{aligned} \quad (1-10-17)$$

式中:  $C_p, C_v$ —分别表示气体的定压比热与定容比热;

$Q_u$ —为未燃区的壁面传热量。

### 1.10.2.2 子模型

实际发动机性能模拟计算时,还需建立一些子模型,与上述基本方程式联立才能求解。

#### 1) 传热损失计算模型

汽油机燃烧时,火焰前锋面将燃烧室的工质气体分割成已燃区和未燃区两部分,因此气缸内的炽热气体通过活塞顶面  $F_1$ 、气缸盖底面  $F_2$  与气缸套的瞬时传热面  $F_3$  进行热量传递,也相应地分为已燃区传热和未燃区传热两部分。

$$\frac{dQ_{sh}}{d\varphi} = \sum_{i=1}^3 \alpha_g F_{hi} (T_b - T_{wi}) \quad (1-10-18)$$

$$\frac{dQ_{wu}}{d\varphi} = \sum_{i=1}^3 \alpha_g F_{ui} (T_u - T_{wi}) \quad (1-10-19)$$

$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = \frac{dQ_{sh}}{d\varphi} + \frac{dQ_{wu}}{d\varphi} \quad (1-10-20)$$

式中:  $\alpha_g$ —按传热壁面位置的平均传热系数,  $W/m^2K$ ;

$F_{hi}, F_{ui}$ —分别为已燃区与未燃区的传热表面积;

$i = 1$ —活塞;

$i = 2$ —气缸盖;

$i = 3$ —气缸套;

$Q_{sh}$ —已燃区的壁面传热量;

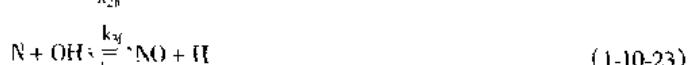
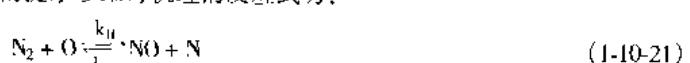
$Q_{wu}$ —未燃区的壁面传热量;

$Q_w$ —通过气缸壁面的传热量;

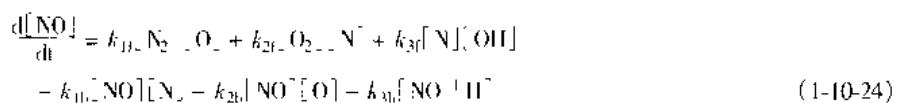
$T_{wi}$ —传热表面的平均温度。

#### 2) 氮氧化合物 NO 的生成子模型

氮氧化合物 NO 是燃烧室内高温状态下的产物,是在火焰传播以后的已燃气体中逐渐生成的。正确地计算 NO 的生成量,必须在平衡计算的基础上考虑反应速度的问题,目前多数计算是按捷尔多维奇 (Zeldovich) 的 NO 生成反应机理进行的、扩大的捷尔多维奇机理的反应式为:



于是可以写出 NO 的浓度变化率:



其中氮原子的摩尔浓度  $N$  按准定常的假定  $\frac{dN}{dt} = 0$  求得, 代入式(1-10-24)可得:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = 2[\text{O}_2] \frac{k_{11}k_{21}[\text{NO}]^2}{1 + \frac{k_{12}[\text{NO}]}{k_{22}[\text{O}_2] + k_{32}[\text{OH}]}} \quad (1-10-25)$$

若不计上述反应中的第三个反应式和逆反应式时, 就可以得到简单的公式:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = 2k_{11}[\text{O}] [\text{N}_2] \quad (1-10-26)$$

计算所用的反应速度系数  $k_{11}, k_{12}$  等的取值如表 1-10-1 所列。

表 1-10-1 生成的反应速度常数中的各项系数

反应速度常数	系 数 $A_i$	系 数 $a_i$	活性能 $E_i$ (cal/mol)	引用文献
$k_{11}$	$7 \times 10^{13}$	0	75500	H. K. Newhall
$k_{12}$	$1.55 \times 10^{11}$	0	0	H. K. Newhall
$k_{21}$	$13.3 \times 10^9$	1	7080	H. K. Newhall
$k_{22}$	$3.2 \times 10^9$	1	39100	H. K. Newhall
$k_{31}$	$4 \times 10^{14}$	0	0	C. T. Bowman
$k_{32}$	$1 \times 10^{14}$	0	46996	C. T. Bowman

反应速度常数  $k_i = A_i T^a \exp(-E_i/R_m T)$  cm<sup>3</sup>/mol·s; 通用气体常数  $R_m \approx 2 \text{ cal}/(\text{mol} \cdot \text{K})$ 。

### 3) 火焰面积的子模型

在模型计算中, 由质量燃烧率求火焰传播速度的场合, 需要确定火焰传播面积, 也就是质量燃烧率。

$$\frac{dm_b}{dt} = A_f S \rho_u \quad (1-10-27)$$

式中:  $A_f$ ——火焰前峰面积, m<sup>2</sup>;

$S$ ——紊流火焰传播速度, m/s;

$\rho_u$ ——未燃区混合气的密度, kg/m<sup>3</sup>

当燃烧室结构参数已知时, 可以确定  $A_f$  为火焰前峰的球面半径  $r_f$  的函数, 即  $A_f = \varphi(r_f)$ 。计算可假定火焰前峰呈球面形状向前传播, 火焰球面的中心点就是火花塞跳火的中心点。

对于实际燃烧室的复杂形状, 应当考虑适当加以简化, 图 1-10-2 所示为简化的圆盘形的燃烧室火焰面积的计算。

图中设定:  $R$ ——气缸的半径;

$r_s$ ——火花塞中心到气缸中心的距离;

$h$ ——活塞顶面到气缸盖顶面的距离, 即活塞顶上燃烧室的高度。

于是, 已燃区的气体容积  $V_b$  可表示为:

$$V_b = \int_0^h A(r_f) dz = \int_0^h (R^2 \beta + r_f^2 \alpha - r_f R \sin \beta) dz \quad (1-10-28)$$

式中:  $A(r_f)$ ——燃烧室内任意断面  $x-x$  上的面积;

$r_f$ ——火焰面的半径;

角度  $\alpha = \cos^{-1}[(r_s^2 + r_f^2 - R^2)/2 r_s r_f]$ ;

角度  $\beta = \cos^{-1}[(r_s^2 + R^2 - r_f^2)/2 r_s R]$ ;

$$r^2 = r_f^2 + z^2.$$

火焰前锋面积可以由下式求得：

$$A_f = \frac{\partial V_b}{\partial r_f} \quad (1-10-29)$$

#### 4) 燃烧子模型

气缸中燃料燃烧时的瞬时放热率  $\frac{dQ_B}{d\varphi}$  和燃烧量的累积百分数  $x$  的定义为：

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = H_u \frac{dm_b}{d\varphi} = H_u g_b \eta_u \frac{dx}{d\varphi} \quad (1-10-30)$$

$$x = \frac{m_b}{g_b} \quad (1-10-31)$$

式中： $x$ ——在任一时刻，已燃烧的燃料百分数；

$g_b$ ——每循环的供油量；

$Q_B$ ——每循环供油量燃烧后的放热量；

$m_b$ ——瞬时已燃烧的燃油量；

$\eta_u$ ——燃烧效率，对于汽油机混合气完全燃烧时可取  $\eta_u = 1.0$ ；

$H_u$ ——燃料的低热值。

无因次参数  $x$  随发动机曲轴转角的变化规律  $x = f(\varphi)$  被称为

当量燃烧规律，而  $\frac{dx}{d\varphi} = f'(\varphi)$  就是无因次燃烧速率。它们与燃料燃烧的物理化学过程、发动机的结构参数及运转参数等许多因素都有关。应用较多的一种燃烧规律是韦别(Wiebe)的半经验公式，作为零维模型计算燃烧速率的公式。

$$x = 1 - \exp[-6.908(\frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_s})^{m+1}] \quad (1-10-32)$$

$$\frac{dx}{d\varphi} = 6.908 \frac{m+1}{\varphi_s} (\frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_s})^m \exp[-6.908(\frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_s})^{m+1}] \quad (1-10-33)$$

式中： $\varphi_0$ ——燃烧起始角；

$\varphi$ ——瞬时曲轴转角；

$\varphi_s$ ——燃烧持续角，对于汽油机  $\varphi_s = 40 \sim 60^\circ$ CA；

$m$ ——燃烧品质指数，对于汽油机  $m = 1 \sim 2$ 。

在实际发动机中，火焰传播受燃烧室结构、混合气温度、压力、空燃比、缸内紊流运动等多种因素的影响。通常紊流火焰传播速度  $S_t$  比层流火焰传播速度  $S_L$  要大数倍，其两者的比值，称为紊流-层流火焰速度比  $FSR$ ：

$$S_t = FSR \cdot S_L \quad (1-10-34)$$

其中  $S_t$  为层流火焰传播速度，它是燃料、混合气温度、压力、空燃比与残气系数的函数。

玛塔维(Mattavi)等人认为紊流燃烧速度主要受层流燃烧速度  $S_L$  和紊流强度  $u'$  的影响，得出计算紊流传播速度的公式为：

$$S_t = aS_L + bu' \quad (1-10-35)$$

式中常数取  $a = 1, b = 4.01$ ，得到  $FSR = \frac{S_t}{S_L} = 1 + 4.01 \frac{u'}{S_L}$ ，大多数数据的  $u'/S_L$  的比值均低于 3.0，高于此值者对应于稀混合气的工况。

层流燃烧传播速度可采用凯克(Keck)等人在高温高压下研究汽油空气混合气燃烧得到的经验公式进行计算：

$$S_L = S_{L_0} \left[ \frac{T_0}{T_{L_0}} \right]^a \left[ \frac{P_0}{P_L} \right]^b (1 - 2.06 \gamma^{0.731}) \quad (1-10-36)$$

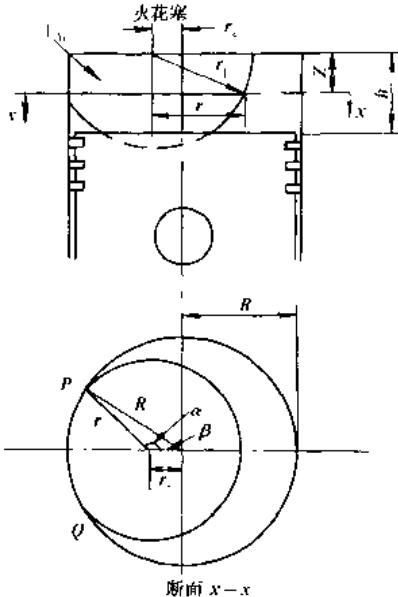


图 1-10-2 圆盘形燃烧空火焰面积的计算

$$S_{l_0} = 30.5 - 54.9 \left[ \frac{1}{\alpha} - 1.21 \right] \quad (1-10-37)$$

幂指数  $\alpha = 2.4 - 0.271 \alpha^{-0.351}$

$$b = -0.357 + 0.14 \alpha^{-2.77}$$

式中:  $S_{l_0}$ ——在参考状态  $T_{r0} = 298K, p_0 = 101325Pa$  下的层流传播速度.

$\gamma$ ——气缸中的残余气体系数, %。

气缸中的紊流流动是在进气过程中形成的, 并在压缩过程中有所散耗, 实验证明, 在燃烧上止点附近缸内的紊流强度主要取决于进气过程中气体流速。

玛塔维(Mahavi)等人进行倒拖运转实验时, 对燃烧室内紊流测量的结果进行研究, 发现紊流强度基本上与发动机转速成正比, 比例系数随发动机与燃烧室等结构参数的不同而有所变化。在发动机转速一定时, 燃烧过程中平均紊流强度约为倒拖时的 2~3 倍。

兰查斯特(Lancaster)等人认为在火焰扩展传播阶段, 火焰速度比  $FSR$  的变化不可忽视, 并提出了以下公式来预测:

$$FSR = FSR_m \left[ \frac{r}{r_m} \right]^{\frac{m-1}{2}} \quad (1-10-38)$$

$$FSR \approx c D^2 C_m \left[ \frac{r}{r_m} \right]^{\frac{m-1}{2}} \quad (1-10-39)$$

式中:  $FSR_m$ ——火焰已充分扩展时的火焰速度比;

$r_m$ ——相当于  $FSR_m$  时的火焰半径, 约为 3cm;

$m$ ——幂指数,  $m = 5/3 \sim 2$ ;

$c$ ——比例常数。

### 1.10.3 零维、准维模型的柴油机性能模拟

柴油机的燃烧与汽油机中火焰传播式的燃烧完全不同, 它是喷入燃油与空气形成不均匀相混合气的自行发火燃烧, 燃烧过程经历着燃油喷雾的分散、受热、油滴蒸发、卷吸、混合、扩散与发火燃烧等一系列物理、化学的复杂过程, 使柴油机的燃烧在空间上具有较大的多相性与不均匀性。不同区域的工质可能经历着特征不同的过程, 在燃烧的形态上, 除了在燃烧初期有部分均匀混合气同时发火燃烧的预混合燃烧阶段外, 还有随后的扩散燃烧阶段, 使大部分喷入又未燃烧的油粒在气缸内高温条件下继续燃烧, 这时如果燃油和空气的混合跟不上, 混合不均匀, 燃油就会在高温缺氧的条件下产生不完全燃烧与冒烟。

#### 1.10.3.1 零维燃烧模型

柴油机的性能模拟与汽油机的情况相同, 也要根据热力学第一定律建立能量守恒方程和气体状态方程等基本方程式, 以及建立计算冷却传热、NO 生成与燃烧率等需要的各个子模型方程联立求解。

在零维模型中, 柴油机燃烧的预混合燃烧和扩散燃烧两个阶段的放热, 一般采用两个韦别函数(Double Wiebe)来模拟。

放热率的计算公式为:

$$\begin{aligned} \frac{dQ_p}{d\varphi} &= 6.9 \frac{Q_p}{\varphi_p} (m_p + 1) \left( \frac{\varphi - \varphi_{ig}}{\varphi_p} \right) \exp \left[ -6.9 \left( \frac{\varphi - \varphi_{ig}}{\varphi_p} \right)^{m_p+1} \right] \\ &+ 6.9 \frac{Q_d}{\varphi_d} (m_d + 1) \left( \frac{\varphi - \varphi_{ig}}{\varphi_d} \right) \exp \left[ -6.9 \left( \frac{\varphi - \varphi_{ig}}{\varphi_d} \right)^{m_d+1} \right] \end{aligned} \quad (1-10-40)$$

式中:  $Q_p, Q_d$ ——分别为预混合燃烧阶段、扩散燃烧阶段的放热量, kJ;

$\varphi_p, \varphi_d$ ——分别为预混合燃烧阶段、扩散燃烧阶段的燃烧持续角, °;

$m_p, m_d$ ——分别为预混合燃烧、扩散燃烧的燃烧品质指数;

$\theta_w$ ——燃烧起始角。

公式(1-10-40)中有6个待定系数,即 $Q_p$ 、 $Q_d$ 、 $m_p$ 、 $m_d$ 和 $\varphi_p$ 、 $\varphi_d$

根据宫本等人在直喷式与间接喷射式柴油机实验得到的数据,当柴油机在不同的转速、负荷工况下,发现 $m_p$ 、 $m_d$ 和 $\varphi_p$ 的数值在这两类柴油机中几乎均保持不变,可取

$m_p = 3$ , (直喷式或间接喷射式柴油机);

$m_d = 0.5 \sim 1.0$ (直喷式);

$m_d = 0.9$ , (间接喷射式);

$\varphi_p = 7^\circ$ (直喷式或间接喷射式)

还发现 $Q_p$ 、 $Q_d$ 和 $\varphi_d$ 三个参数值取决于喷油速率和发火延迟期。预混合燃烧放热量 $Q_p$ 与发火延迟期内喷入的燃油量 $Q_1$ 具有线形关系,扩散燃烧的持续角 $\varphi_d$ 与扩散燃烧期内的放热量 $Q_d$ 成线形变化,即:

$Q_p = 0.5 Q_1$ , (直喷式);

$Q_p = 0.88 Q_1$ , (间接喷射式);

式中: $Q_1$ ——在发火延迟期内喷油量的放热量,kJ;

$\varphi_d = 0.93 Q_d + 24.5^\circ$ , (直接喷射式);

$\varphi_d = 0.93 Q_d + 19^\circ$ , (间接喷射式)

上式中的 $Q_d$ 参数可以从燃烧过程总放热量 $g_b H_u$ 中求得。

用两个节别函数模拟的柴油机燃烧特征的预混合燃烧和扩散燃烧的放热规律曲线如图1-10-3所示,可见,若能保持扩散燃烧持续角 $\varphi_d < 60^\circ$ ,并减少预混合燃烧期的放热量 $Q_p$ ,就可同时降低噪声与冒烟。

在零维燃烧模型中,沃森(Watson)等人曾用一个幂函数来拟合柴油机预混合燃烧放热的峰值部分,而另一个扩散燃烧的峰值仍然采用节别函数拟合,也同样得到较好的拟合效果。

### 1.10.3.2 准维燃烧模型

柴油机的准维燃烧模型计算的目的是预测发动机排放有害物和研究喷油规律与放热规律之间的内在联系。由于柴油机燃烧兼有预混合与扩散燃烧的特征,所以在很大程度上受到燃料喷雾与喷射特性的控制。柴油机排放中的炭烟和NO等的浓度,在多数情况下均取决于燃料喷雾的形体、喷出油滴的尺寸分布以及燃烧室中空气的温度压力与运动情况。因此为了模拟实际柴油机燃烧的特征,在准维模型计算中,需要建立燃料喷雾形成、燃料油滴蒸发以及燃料发火延迟等子模型,并与其他的冷却传热子模型、NO生成子模型一起联立求解。

考虑燃料喷射所确定的燃料蒸气浓度场在燃烧室内的分布及与空气混合的不均匀性,可在燃烧室内划分为若干个子区,如未燃区、已燃区、燃烧区和剩余空气区等四个子区域,也可简单地划分为已燃区、未燃区两个子区域。每个子区域被视为是一个零维热力学系统,同样也由能量守恒、质量守恒、状态方程与化学平衡方程等约束条件来计算各子区域的热力参数与化学成分。

柴油机准维燃烧模型大致可分为喷雾燃烧模型与气相喷注燃烧模型两类,前者以日本广安(Hiroyasu)的模型为代表,后者以美国克敏斯(Cummins)公司林恩梓等的模型为代表。两种方法都要计算燃料的喷注过程。

#### 1) 喷雾燃烧模型

喷雾模型在计算喷注中把油滴的蒸发归结为求解一维球对称的准定常传热传质方程的问题,在油滴周围的空间、温度及燃油蒸气浓度的油滴中心原点呈球面均匀分布,传热与传质只沿球面的法线方向进行。

此模型的特点是把喷射行程、油滴分布、压力与温度分布与发火延迟等的数值作为输入数据,据此计算出喷雾分散状态,燃烧混合比例,进而计算出气缸压力与温度的变化。

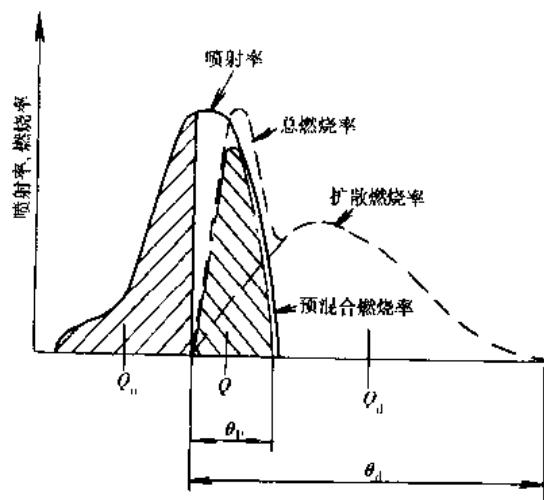


图1-10-3 两个节别函数模拟的柴油机放热规律

喷雾燃烧模型认为燃料喷雾、油滴的蒸发是控制燃烧过程的基本要素，燃油蒸气与空气的混合与燃烧是极为迅速的，可以略去不计。也就是说柴油机中的燃烧速率主要是由油滴蒸发速率控制，油滴的蒸发将延续到大部分的燃烧过程。计算时把喷注体在时间上与空间上分成许多个单元，同一时刻喷出的油束按其燃油质量均等分割来选取单元的大小（图1-10-4）。

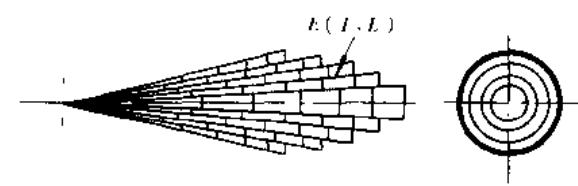


图 1-10-4 喷雾体的单元分割

图1-10-5所示为该模型中喷注单元从喷出到燃烧所经历的过程。在刚喷射后的单元中有许多油滴，随着其离开油嘴，空气卷入喷注而引起蒸发，因此在这个单元中含有燃油、蒸发了的油气和空气，从喷射开始经过蒸发与混合一定时间后而发火。与此同时该单元得以膨胀，又有新的空气卷入而进行蒸发混合，并继续燃烧。

喷雾燃烧模型的计算要点是：

- ①从喷油规律计算得到每一时间步长  $\Delta t_i$  内的喷油量  $\Delta m_i$  及其相应的喷射压差  $\Delta p_i$ 。
- ②喷雾体的计算。

喷雾的射程  $S$  或喷注贯穿距离可用下式表示：

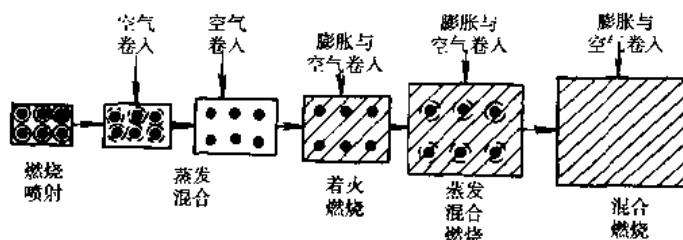


图 1-10-5 喷雾燃烧的进展过程

$$S = 0.39 \left( \frac{2\Delta p}{\rho_1} \right)^{1/2} \quad 0 \leq t < t_b \quad (1-10-41)$$

$$S = 2.95 \left( \frac{\Delta p (d_0 t)^2}{\rho_a} \right)^{1/4} \quad t \geq t_b \quad (1-10-42)$$

其中， $t_b = 28.65 \frac{\rho_1 d_0}{(\rho_a \Delta p)^{1/2}}$ 。

某时间步长内喷出的油量  $\Delta m_i$  将分布到一个喷注圆锥上，喷雾体的锥角为：

$$\theta = 0.05 \left( \frac{d_0^2 \rho_a \Delta p}{\mu_a^2} \right)^{1/4} \quad (1-10-43)$$

式中： $\Delta p$  喷油压差，Pa；

$\rho_a$ ——空气密度， $\text{kg}/\text{m}^3$ ；

$\rho_1$ ——燃油密度， $\text{kg}/\text{m}^3$ ；

$\mu_a$ ——空气粘度， $\text{Ns}/\text{m}^2$ ；

$d_0$ ——喷油孔直径，m；

$t_b$ ——喷注油滴的破碎时间，s。

喷注圆锥按油量相等的原则可划分为  $L$  个同心圆环，每个圆环组成一个独立小区，将经历自己的蒸发、混合过程，而与邻区无关。对于不是喷注中心区的任一单元，其贯穿距离为：

$$S_j = S_{j=1} \cdot \exp[-8.857 \times 10^{-3} (j-1)^2] \quad (1-10-44)$$

在模型中， $j$  的最大值取为 10， $j=1$  是喷注的中心区，用式(1-10-41)与式(1-10-42)计算  $S_{j=1}$ 。

考虑到燃料喷注到气缸中时有气流的影响，有涡流时喷注的贯穿距离  $S_s$  和喷注锥角  $\theta_s$  等于无涡流时的数值乘以系数  $C_s$  和  $C_\theta$ ，即：

$$S_s = C_s S \quad (1-10-45)$$

$$\theta_s = C_s \theta \quad (1-10-46)$$

式中:

$$C_s = (1 + \frac{\pi r_s n S}{30 u_0})^{\frac{1}{2}}$$

$$C_\eta = (1 + \frac{\pi r_s n S}{30 u_0})^2$$

这里  $r_s$  是气流的涡流比,  $n$  是发动机转速,  $u_0$  是喷注的初速度。

#### ③卷入空气量的计算

计算假定空气与油滴的速度  $u$  相同, 喷注喷出时获取的动量即使在其速度减慢时也保持不变, 因此进入喷雾中的空气量可从各单元的动量守恒中求出, 即:

$$m_t u_0 = (m_f + m_a) u$$

卷吸空气量为:

$$m_a = m_t (u_0 \frac{dt}{dS} - 1) \quad (1-10-47)$$

当喷注油束周围被火焰包围时, 进入喷注火焰的空气量  $m_{af}$  将会减小, 此时可用修正系数  $C_f = 0.7$  来修正卷入的空气量。另外, 当喷油束碰击燃烧室壁面时, 其空气卷入量  $m_{aw}$  将会增加, 此时可用碰击修正系数  $C_w = 1.5$  来求出卷吸的空气量, 即有:

$$\frac{dm_{af}}{dt} = C_f \frac{dm_a}{dt} \quad (1-10-48)$$

$$\frac{dm_{aw}}{dt} = C_w \frac{dm_a}{dt} \quad (1-10-49)$$

#### ④小区喷出油滴索特平均直径的计算。

油滴索特平均直径  $SMD$  可用试验方法求得, 也可用以下经验公式得到:

$$SMD = 2.33 \times 10^3 \Delta p^{0.135} \rho_f^{0.121} B^{0.131} \mu\text{m} \quad (1-10-50)$$

式中:  $B$ ——循环喷油量,  $\text{m}^3/\text{cyc}$ 。

#### ⑤喷注单元小区含有的燃油蒸发量计算。

$$m_b = \frac{\pi}{6} \rho_f (SMD_0^3 - SMD^3) N \quad (1-10-51)$$

式中:  $SMD_0$ ——小区喷油的初始油滴直径;

$SMD$ ——在所计算时刻的油滴直径;

$N$ ——油滴群的颗粒数, 从给定小区的喷油量  $m_b$  及其  $SMD$ , 即可反算得到, 由此可以确定喷注单元小区中的当量燃料空气比:

$$F_j = (\frac{m_b}{m_a})_j f_a \quad (1-10-52)$$

从而建立了整个喷注的燃料蒸气浓度场, 模型通过上述喷注计算确定每个小区的燃油质量、燃油蒸气质量以及燃料-空气浓度等, 都要用到小区的温度与压力。而小区的压力、温度又取决于放热过程的计算, 因此两者需要联立求解。

#### ⑥按经验公式确定喷注各小区的发火延迟期 $\tau$ , 有:

$$\tau = 4 \times 10^{-3} p^{-2.5} F^{-1.04} \exp(\frac{4000}{T}) \text{ ms} \quad (1-10-53)$$

式中:  $p$ ——气缸内气体压力,  $10^5 \text{ Pa}$ ;

$T$ ——气缸内气体温度,  $\text{K}$ ;

$f_a$ ——理论燃空比。

#### ⑦每个小区在某一时间步长内的放热量计算。

假设燃料蒸气是在理论的燃料空气比  $f_a$  下完全燃烧的, 因此喷注各小区所放出的热量为:

$$\Delta Q_j = H_u \Delta m_\eta \quad (1-10-54)$$

于是，喷油的全部放热量为：

$$\Delta Q_B = H_u \sum_{j=1}^J \Delta m_j \quad (1-10-55)$$

由此可以计算出气缸内的压力变化：

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{1}{V} [(k-1) \frac{dQ_B}{d\varphi} - (k-1) \frac{dQ_W}{d\varphi} - kp \frac{dV}{d\varphi}] \quad (1-10-56)$$

式中： $k$ ——工质的比热比；

$Q_W$ ——向气缸壁面的传热量；

$V$ ——气缸容积。

## 2) 气相喷注的燃烧模型

气相喷注燃烧模型的基本出发点是认为燃烧速率是由燃料蒸气与空气的混合速率所决定的。在发火延迟期内，一部分被喷入的燃料与空气相混合形成可燃混合气，发火在喷注中具有适当空燃比浓度区域的多个核心开始，并迅速卷到这部分已混合好的燃料区。在喷注心部地区的其余燃料因为混合气过浓，不能即刻燃烧，这部分燃料以及后来继续喷入的燃料将逐渐卷入空气，当它与足够的氧气相混合，形成接近于合适浓度的可燃混合气后才逐渐燃烧。

该模型把燃料喷雾看成是气相射流，其浓度沿喷注体轴向呈双曲线分布，沿径向无湍流时呈正态分布，因此

$$C_m = \frac{1}{\alpha(t)x + 1} \quad x_l < x < x_t \quad (1-10-57)$$

$$C_m = 0 \quad x_l > x \text{ 或 } x > x_t$$

$$\frac{C(x, y, t)}{C_m(x, 0, t)} = 1 - \left(\frac{y}{b}\right)^{1.5} \quad (1-10-58)$$

式(1-10-57)和式(1-10-58)所表示的喷注中燃料浓度的分布如图 1-10-6 所示。

式中： $C, C_m$ ——分别代表喷注体中和喷注轴线上燃料的质量分数， $C$ 也可表示为该处燃料质量与混合气总质量之比  $\rho_f/\rho$ ；  
 $x$ ——沿喷注体轴线方向的坐标；  
 $y$ ——垂直喷注体轴线方向的坐标；  
 $\alpha(t)$ ——瞬态的燃料分布函数；  
 $b$ ——喷注锥体的半宽度；  
 $x_l, x_t$ ——分别代表喷注体前端与尾端的贯穿距离；  
 $\rho_f, \rho$ ——分别为燃料密度与混合气的密度。

式(1-10-57)中的分布函数  $\alpha(t)$  可以从喷注体中总的燃料质量平衡得到：

$$\int_0^t \frac{dM_f}{dt} dt = 2\pi \int_{x_l}^{x_t} \int_0^b C \rho y dy dx \quad (1-10-59)$$

式中： $\frac{dM_f}{dt}$ ——燃料喷射速率，其积分值是在  $t$  时刻前喷入的燃料累积量；

$\rho$ ——混合气的局部密度，可用下式计算：

$$\rho = \frac{p_a}{[(1-C)R_a + cR_f]T_a} \quad (1-10-60)$$

式中： $p_a, T_a$ ——分别为空气的压力、温度；

$R_a, R_f$ ——分别为空气、燃料蒸气的气体常数。

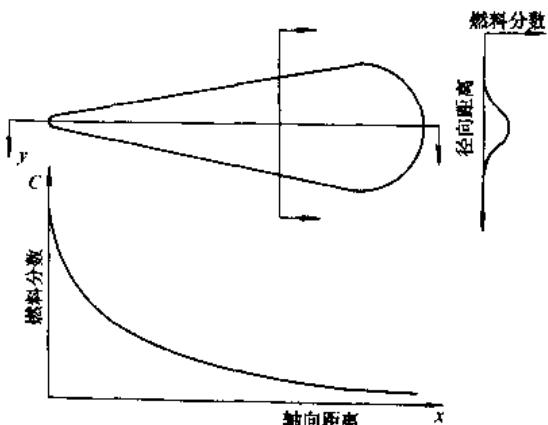


图 1-10-6 某一时刻燃料在喷注体中的分布

这个气相喷注模型在刚发火时,把处于发火稀限和浓限之间的预混合的可燃气体分成若干个区,即一个空气区A,n个可燃混合比的燃烧区 $B_i$ 和一个浓的喷注油核区C,模型的分区如图1-10-7所示。

燃烧区 $B_i$ 中可燃烧的浓限 $F_R$ 和稀限 $F_L$ 为界,具有某一任选的中间当量燃空比 $F_i$ ,即 $F_R \geq F_i \geq F_L$ ,于是某 $B_i$ 燃烧区中的燃料质量为:

$$M_{ib} = 2\pi \int_{x_1}^{x_2} \int_{y(F_{i+1})}^{y(F_i)} \varphi y dy dx \quad (1-10-61)$$

其空气质量为:

$$M_{ab} = 2\pi \int_{x_1}^{x_2} \int_{y(F_{i+1})}^{y(F_i)} (1 - c) \rho y dy dx \quad (1-10-62)$$

式中等当量比的边界 $y(F_i)$ 由式(1-10-57)和式(1-10-58)计算。

喷注C区的燃料质量为:

$$M_{ip} = 2\pi \int_{x_1}^{x_2} \int_{y=0}^{y(F_R)} \varphi y dy dx$$

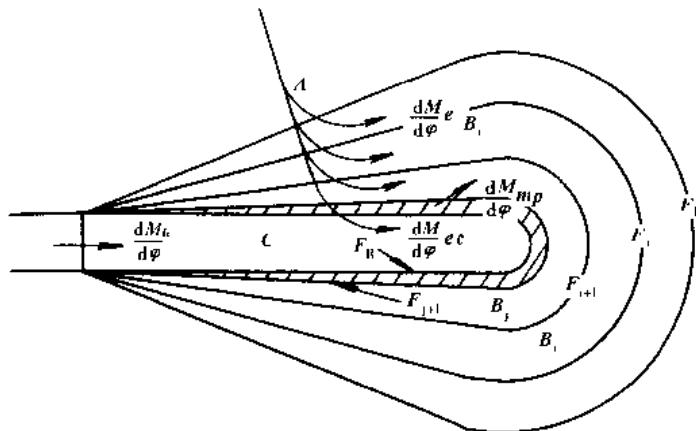


图1-10-7 模型的分区示意图

由于比稀限 $F_L$ 更稀的混合气不能被燃烧,因此它被看作是A区的一部分,A区的燃料量计算的积分限是从 $y(F=0)$ 到 $y(F_L)$ ,可以按公式(1-10-61)类似的式子算出。

着火以后,随着喷注燃烧过程的进展,空气不断卷入C区外围被稀释,将准备出新的可燃混合气燃烧区 $B_{i+1}$ 。除了这个新区“ $B_{i+1}$ ”外,各个子燃烧区中的燃油量是固定的。

对于所有的子燃烧区,在各个计算步长上,都计算得到一组新的边界 $y$ ,一旦确定子燃烧区的边界,便能计算各区的可燃混合气制备量和空气卷吸量。

卷入C区的空气,制备形成可燃混合气,其空气卷吸速率为:

$$\frac{dM_{ap}}{d\varphi} = 2\pi \frac{d}{d\varphi} \int_{x_1}^{x_2} \int_{y(F_R)}^{y(F_{i+1})} (1 - c) \rho y dy dx \quad (1-10-63)$$

式中 $F_{i+1}$ 是计算时最浓的燃烧区的浓限。

在时间 $\Delta\varphi$ 内制备混合气中的燃料量为:

$$M_{ip} = 2\pi \int_{x_1}^{x_2} \int_{y(F_R)}^{y(F_{i+1})} \varphi y dy dx \quad (1-10-64)$$

进入浓限混合的空气量为:

$$M_{ap} = 2\pi \int_{x_1}^{x_2} \int_{y(F_R)}^{y(F_{i+1})} (1 - c) \rho y dy dx \quad (1-10-65)$$

制备形成总的混合气量为:

$$M_{np} = M_{ip} + M_{ap} \quad (1-10-66)$$

然后把这个燃料量加到“ $B_i$ ”区中,直到“ $B_i$ ”区的燃料总量等于预定的值,这样就建立了一个新燃烧区,

重复这个过程直到所有喷射的燃料均制备完毕。

因为每一个燃烧区中包含的燃油量是固定的,因此,燃烧区中混合气质量的变化率就等于引入该区的空气卷吸速率。

$$\frac{dM_B}{d\varphi} = \frac{dM_e}{d\varphi} \quad (1-10-67)$$

根据各分区的质量平衡方程,求得总的质量燃烧速度  $\frac{dM_f}{d\varphi}$  后,即可进行燃烧过程及发动机性能的计算。

这种准维燃烧模型对于大缸径、喷射压力较高的增压柴油机比较适用,因为在这种发动机中,喷油油滴直径较小、燃烧室温度高、油滴蒸发速度快,其燃烧速度可以看作是由燃料与空气的混合速率来决定的。对于一般柴油机的燃料喷注能否视为气相喷射,以及燃烧是否由空气混合速率所控制的问题的认识还有待进一步地试验论证。

在准维燃烧模型中还提出过用概率过程燃烧模型。如日本池上洵等人提出了关于容器内紊流非稳定扩散火焰概率过程的模型,认为柴油机的燃烧机理与排放污染物的生成机理还未充分阐明,所以可用概率过程来描述紊流混合燃烧过程,认为任意的两个流体块以同等概率相互碰撞,最终可使两个流体块具有算术平均参数,可引入碰撞频率和燃料分散度两个重要经验参数来表述混合过程。

#### 1.10.4 多维模型

上述零维模型和准维模型,都是以热力学第一定律、气体状态方程为基础,并运用试验方法建立一些经验的与半经验的子模型来研究发动机的燃烧过程。但是,这些模型多数都没有考虑到工质气体流动对气缸内传热与燃烧的影响,因此还不能提供燃烧过程更多更基础的信息。

多维模型则不同,它通过建立一组质量守恒、动量守恒与能量守恒等偏微分控制方程,与描述紊流过程、传热过程、化学燃烧过程等相应的子模型一起,针对适当的边界条件,可用数值方法求解,由此可以提供发动机燃烧过程中气体温度、压力、流速与成分等在燃烧场内空间分布的详细信息,可以反映气缸内工作过程各参数的时、空变化及对各个过程的相互影响。

70年代提出的多维模型,先是计算二维轴对称和等厚平面的流场问题,随后就考虑均质气体的燃烧,用模型计算紊流的影响,并扩展到进行三维计算。在程序中都是以维纳斯多克斯方程为中心,建立质量守恒方程(1-10-68)、动量守恒方程(1-10-69)、能量守恒方程(1-10-70)与化学组分的守恒方程(1-10-71)等控制方程,并结合化学反应计算、燃烧紊流计算、气缸壁面传热计算等子模型方程联立进行数值计算。

控制方程有:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (1-10-68)$$

$$\rho \frac{d\vec{V}}{dt} = - \nabla p + \frac{1}{3} \mu \nabla (\nabla \cdot \vec{V}) + \mu \Delta \vec{V} \quad (1-10-69)$$

$$\frac{d}{dt} (u + \frac{V^2}{2}) = \frac{1}{\rho} \nabla \cdot (p \vec{V}) + \frac{1}{\rho} \nabla \cdot (k \nabla T) + q \quad (1-10-70)$$

$$\frac{\partial(\rho Y_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho Y_i (\vec{V} + \vec{V}_D)) = W_i \quad (1-10-71)$$

式中:  $\mu$ ——动力粘性系数;

$k$ ——导热系数;

$q$ ——每单位时间传入单位质量流体的热量;

$\vec{V}_D$ ——扩散速度矢量;

$Y_i$ ——组分  $i$  的质量比率 %;

$u$ ——比内能;

$\nabla$ ——哈密顿算子,  $\nabla = i \frac{\partial}{\partial x} + j \frac{\partial}{\partial y} + k \frac{\partial}{\partial z}$ ;

$W_i$ ——化学反应的生成量;

$\Delta$  —— 拉普拉斯算子,  $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ ;

上述方程式组, 可以应用以下的近似方法进行数值求解:

①差分近似计算;

②坐标系的逼近(如欧拉法、拉格朗日法、混合法等);

③紊流计算近似(如  $k-\epsilon$  法、LES 大涡流法等);

④几何形状的逼近(二维、三维)。

运用以上计算方法技巧即可计算得到在燃烧过程中燃烧室内气体流速、温度、压力与燃烧产物的空间分布的不同信息。

对于柴油机或分层燃烧发动机中燃烧室内的喷雾生成, 燃料喷雾中的油滴数目与喷雾速度等参数, 都能在气体流动场内取喷雾方程得到求解。

多维燃烧模型计算作为预测、分析燃烧室内各种现象的方法, 应用是理想的, 但是目前在发动机技术中需要解决的课题还很多, 研究工作者将根据自己研究的分支, 结合实际问题, 建立上述四个基本方程式, 得到求解。

图 1-10-8 所示为适用于四气门发动机实际燃烧室形状的多维模型计算网格, 图 1-10-9 所示为计算的柴油机螺旋气道出口的流速场, 图 1-10-10 所示为涡流室内沿喷注方向的流场分布, 图 1-10-11 所示为直喷式燃烧室中喷注与流速的计算。

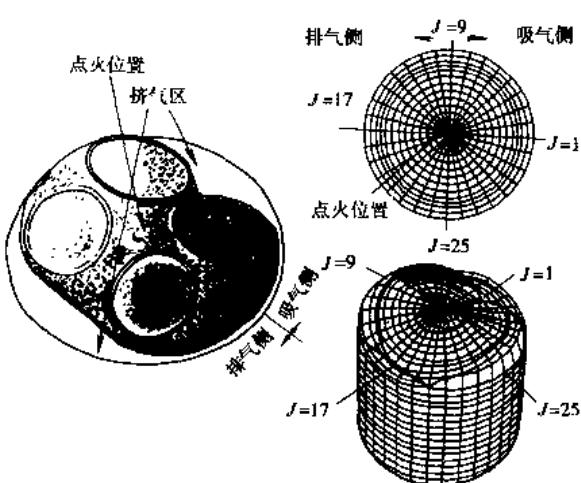


图 1-10-8 四气门发动机实际燃烧室形状的多维模型计算网格

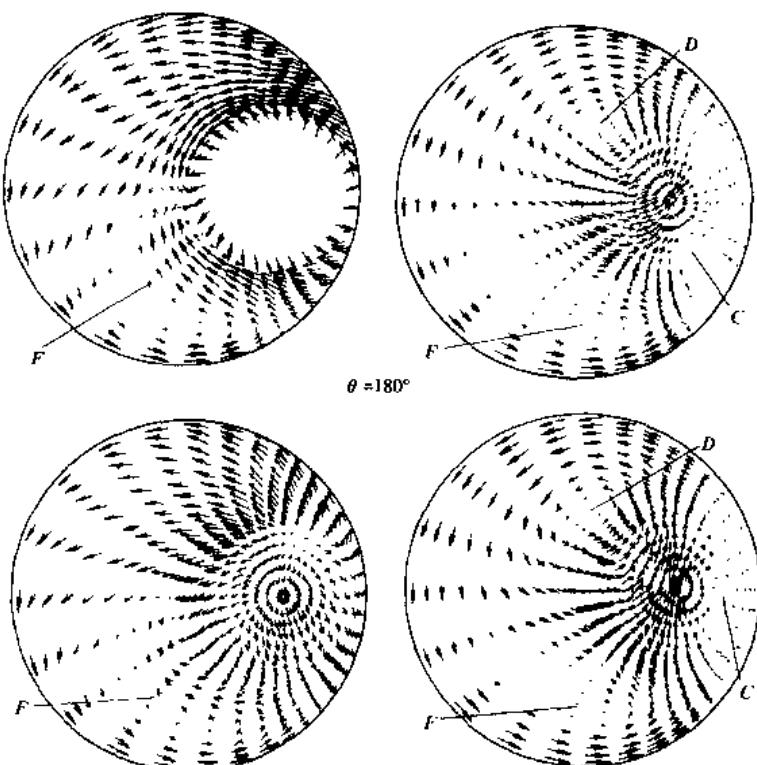


图 1-10-9 柴油机螺旋气道出口的流速场分布  
C、F-圆周平面上的平面洞; D-旋涡中心

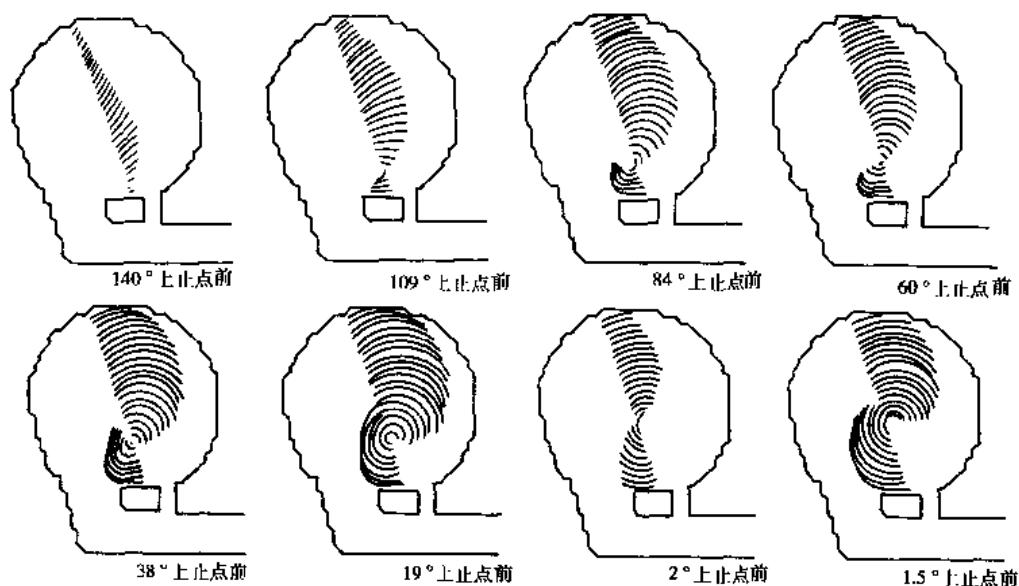
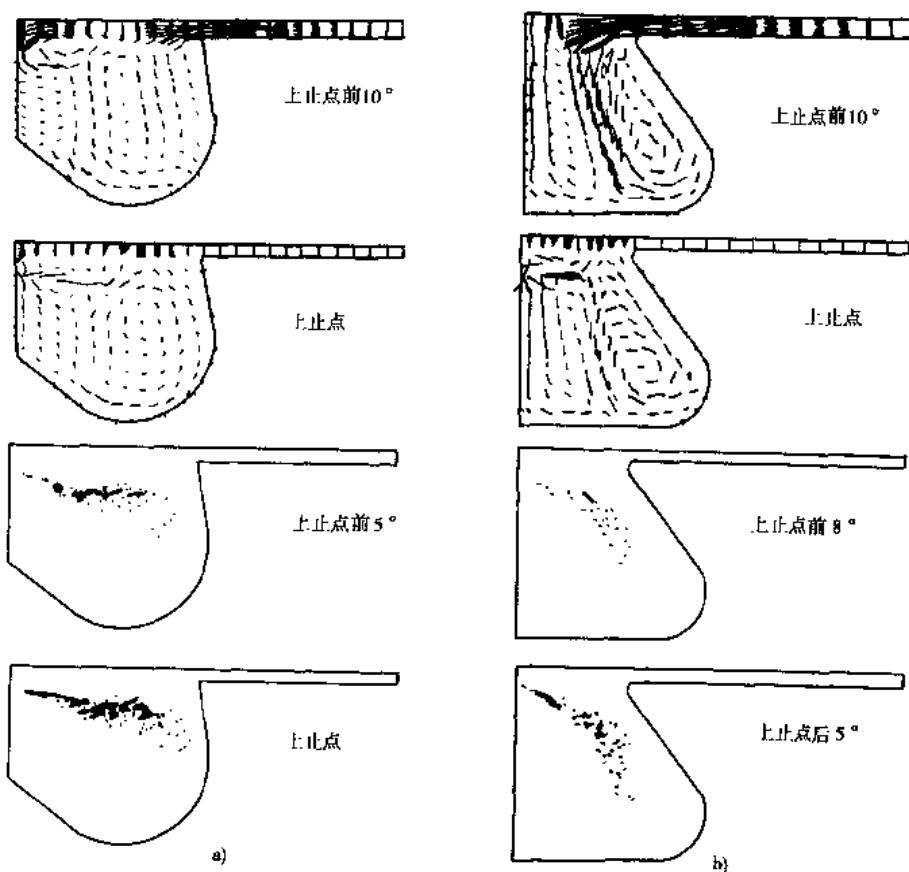


图 1-10-10 涡流室内沿喷注方向的流场分布

图 1-10-11 直喷式燃烧室中喷注与流速的计算  
a)  $n = 2700 \text{ r/min}$ , 涡流比 2.5; b) 涡流比 1.0

### 1.10.5 进、排气系统换气过程及充填效率的模拟

汽车发动机中进、排气系统的流动，预测充填效率的模拟计算，实际上多数都采用一维非定常流动模型。

#### 1.10.5.1 一维非定常流动模型的基本方程式

由于进、排气管中的气体流动，在发动机高转速工况下，其流速可能处于音速范围，因此必须考虑气体的可压缩性。对于管截面变化，有管壁摩擦与拐弯损失的情况，一维非定常流动模型的基本方程式为：

连续方程为：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial V}{\partial x} + V \frac{\partial \rho}{\partial x} = - \frac{\rho V}{F} \frac{dF}{dx} \quad (1-10-72)$$

动量方程为：

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = - \left( \frac{4f}{D} + \xi \right) \frac{V^2}{2} - \frac{V}{V} \quad (1-10-73)$$

能量方程为：

$$\frac{\partial p}{\partial t} + V \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \frac{\partial \rho}{\partial t} - a^2 V \frac{\partial \rho}{\partial x} = (k-1)\rho [q + V(\frac{4f}{D} + \xi) \frac{V^2}{2} - \frac{V}{V}] \quad (1-10-74)$$

式中： $p$ ——压力；

$\rho$ ——密度；

$V$ ——速度；

$k$ ——比热比；

$a$ ——音速， $a = \sqrt{\frac{k\rho}{\rho}}$ ；

$F$ ——管道截面积；

$f$ ——摩擦系数；

$\xi$ ——局部阻力系数；

$D$ ——水力直径， $D = 4F/l$ ，其中  $l$  是管道横截面的周长；

$q$ ——单位时间内管壁向单位质量气体的传热量。

上述方程组成一个一阶拟线性偏微分方程组，常用特征线法与有限差分法求解。

##### 1) 特征线法求解

特征线法是利用引入特征方向，在特征线上，将偏微分方程展开变为常微分方程求解。问题是要求出偏导数  $\frac{\partial V}{\partial t}, \frac{\partial V}{\partial x}, \frac{\partial p}{\partial x}, \frac{\partial p}{\partial t}, \frac{\partial \rho}{\partial t}, \frac{\partial \rho}{\partial x}$ ，除了上述式(1-10-72)、式(1-10-73)、式(1-10-74)等3个方程外，还需要列出表示流体属性本身  $V, p, \rho$  参数随  $x$  和  $t$  变化的三个微分方程，即

$$dV = \frac{\partial V}{\partial x} dx + \frac{\partial V}{\partial t} dt$$

$$dp = \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial t} dt$$

$$d\rho = \frac{\partial \rho}{\partial x} dx + \frac{\partial \rho}{\partial t} dt$$

这样就可用列出的六个微分方程联立求得其中的各个导数。对于一维非等熵流动，有三族特征线方程为

$$\frac{dx}{dt} = u + a \quad \text{特征方向 I}$$

$$\frac{dx}{dt} = u - a \quad \text{特征方向 II}$$

$$\frac{dx}{dt} = u \quad \text{运动轨迹线}$$

实际用计算机时还要把上述六个基本方程中的各参数变成无量纲参数，然后使用网格法，在时空平面

上,叠加一个正交网格把计算公式离散化,选用固定的网格长度,再按计算稳定性准则确定其各个时间步长。一般,若选用网格的数目较多就可获得较精确的结果,但计算时间相对也要长一点。

这种进、排气过程波动模拟用一维流动计算已能满足实际产品开发的需要,如英国的 MK-14 程序在实际中已得到应用。

### 2) 差分法求解(Lax-Wendroff 两步法)

前述的三个流动基本方程式,还可以统一写成向量表示式:

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F}{\partial x} = B \quad (1-10-75)$$

其中

$$U = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho V \\ \frac{1}{2} \rho V^2 + p \end{bmatrix}; \quad F = \begin{bmatrix} \rho V \\ \rho V^2 + p \\ \frac{1}{2} \rho V^3 + \frac{k}{k-1} V p \end{bmatrix};$$

$$B = \begin{bmatrix} -\frac{\rho V}{F} \frac{dF}{dx} \\ -\frac{\rho V^2}{F} \frac{dF}{dx} - \rho \left( \frac{4f}{D} + \zeta \right) V \frac{|V|}{2} \\ \rho q - \frac{1}{F} \frac{dF}{dx} \left( \frac{1}{2} \rho V^3 + \frac{k}{k-1} V p \right) \end{bmatrix}$$

在向量  $U$ 、 $F$ 、 $B$  中第一项为连续方程,第二项为流动方程,第三项为能量方程。

方程式(1-10-75)的数值解,可使用两步法差分求解,它是时空平面上将空间  $x$  和时间  $t$  离散成矩形网格,然后用有限差商代替原微分方程式的微商,使原微分方程组化成差分方程组求解。

将管道沿轴线等分为  $j$  段,每段长度为  $\Delta x$ ,除始点和末点(边界点)以外,管中所有各点的气流参数( $V$ 、 $p$  等)皆可随时间步长  $\Delta t$  推算出来,计算的第一步为:

$$U_{j+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} = \frac{1}{2} (U_{j+1}^n + U_j^n) - \frac{\Delta t}{2\Delta x} (F_{j+1}^n - F_j^n) + \frac{\Delta t}{4} (B_{j+1}^n + B_j^n)$$

$$U_{j-\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} = \frac{1}{2} (U_{j-1}^n + U_j^n) - \frac{\Delta t}{2\Delta x} (F_j^n - F_{j-1}^n) + \frac{\Delta t}{4} (B_{j-1}^n + B_j^n)$$

第二步为:

$$U_j^{n+1} = U_j^n - \frac{\Delta t}{\Delta x} (F_{j+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} - F_{j-\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}}) + \frac{\Delta t}{2} (B_{j+\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}} + B_{j-\frac{1}{2}}^{n+\frac{1}{2}})$$

两步计算法的差分网格如图 1-10-12 所示。计算时当等分距离  $\Delta x$  给定后,时间步长应满足稳定性条件  $\Delta t \leq \frac{\Delta x}{a + |V|}$ 。特征线法在离散时求解只有一阶精度,而两步法计算具有二阶精度,而且它还可以扩展到计算多维流动问题,因此是目前求解可压缩流动问题较好的方法。

图 1-10-13 所示为用特征线法和两步法计算发动机进气管内压力波动的计算结果与实验测量值的比较。

#### 1.10.5.2 多缸发动机充填效率的预测

为了提高发动机的充填效率和充气量以增高输出功率,要求利用进、排气管中的压力波动,适当选择进、排气管的长度,设计最优的进、排气系统,实现进、排气系统设计参数的最优化。对换气过程进行模拟计算,是一种有效的预测方法。

在进行多缸发动机进、排气系统计算时,还必须对进、排气管的各联结

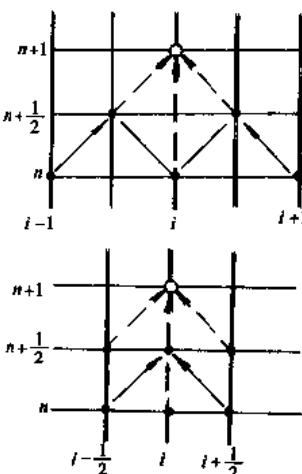


图 1-10-12 两步法计算示意图

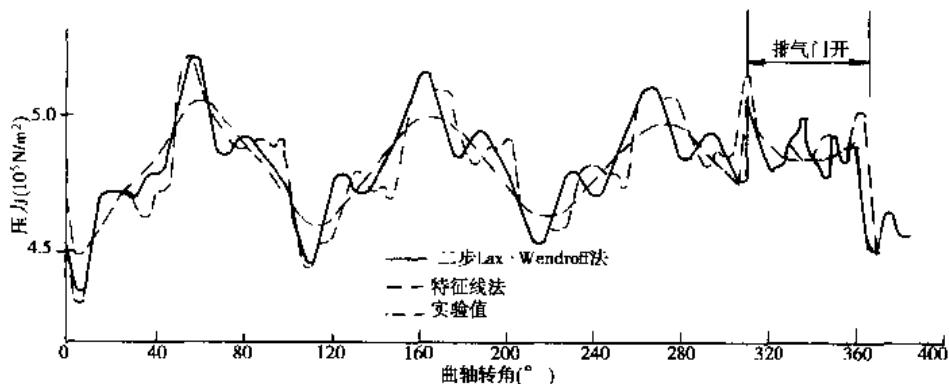


图 1-10-13 进气管压力波动的计算结果与实验测值的比较

边界进行模型化，在结合部的流速影响可以忽略的场合，可以作为容器模型考虑，可用能量方程与状态方程等求解。目前为了简化计算还是将一些边界处的流动处理成定常流动，如管端与容器内的状态，多用定常流动的基本方程来确定其流动状态。

管内的状态与管端处的状态参数之间用非定常流动的方程确定。常见的进、排气系统不同边界条件如表 1-10-2 所示。

表 1-10-2 边界条件举例

	管与容器	容器与管	管 1 与管 2
边界形式			
质量	$\rho_2 V_2 F_2 = \rho_1 V_1 F_3$	$\rho_2 V_2 F_2 = \rho_3 V_3 F_3$	$\rho_2 V_2 F_2 = \rho_3 V_3 F_3 = \rho_4 V_4 F_4$
能量	$a_2^2 = +\frac{k-1}{2} V_2^2$ $= a_3^2 + \frac{k-1}{2} V_3^2$	$a_1^2 = a_2^2 + \frac{k-1}{2} V_2^2$ $= a_3^2 + \frac{k-1}{2} V_3^2$	$a_2^2 + \frac{k-1}{2} V_2^2$ $= a_3^2 + \frac{k-1}{2} V_3^2 = a_4^2 + \frac{k-1}{2} V_4^2$
等熵	$\frac{p_2}{\rho_2^k} = \frac{p_3}{\rho_3^k}$	$\frac{p_1}{\rho_1^k} = \frac{p_2}{\rho_2^k}$	$\frac{p_2}{\rho_2^k} = \frac{p_3}{\rho_3^k}$
动量	$p_3 - p_4$	$F_3(p_3 - p_2)$ $= F_2 \rho_2 V_2^2 - F_3 \rho_3 V_3^2$	$F_4(p_4 - p_3)$ $= F_1 \rho_1 V_1^2 - F_4 \rho_4 V_4^2$

图 1-10-14 所示为用两步法计算得到的 1.6L 四气门四缸发动机的充填效率曲线，其数值变化与实验数值相当吻合。

图 1-10-15 所示为在六缸四气门发动机中，气门直径大小对充填效率的影响。

图 1-10-16 所示为气门升程对充填效率的影响。

图 1-10-17 所示为不同进气管长度时充填效率的变化。

进行这样的换气过程模拟计算，可以确定进、排气门的运动特性，确定进、排气管的长度，它作为进、排气系统各参数最优的有效手段，得到较广泛的应用。

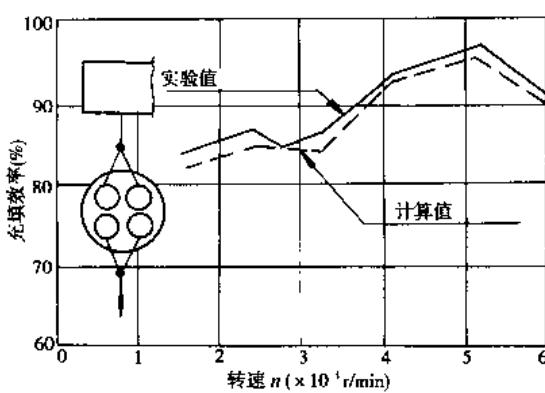


图 1-10-14 充填效率实测值与计算值的比较

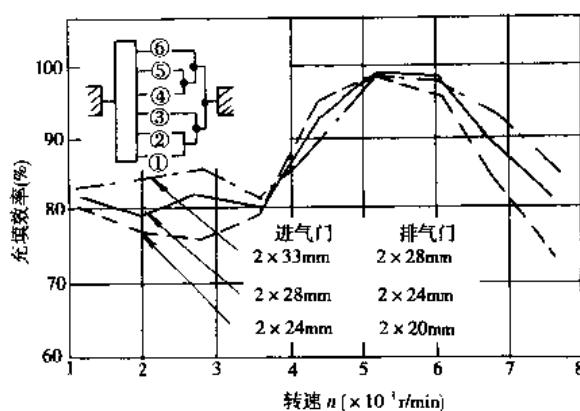


图 1-10-15 进、排气门直径对充填效率的影响

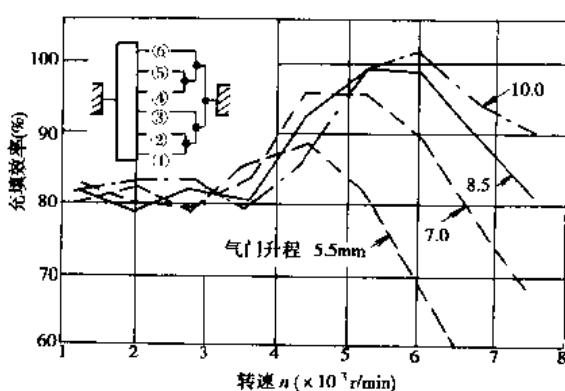


图 1-10-16 进、排气门的升程对充填效率的影响

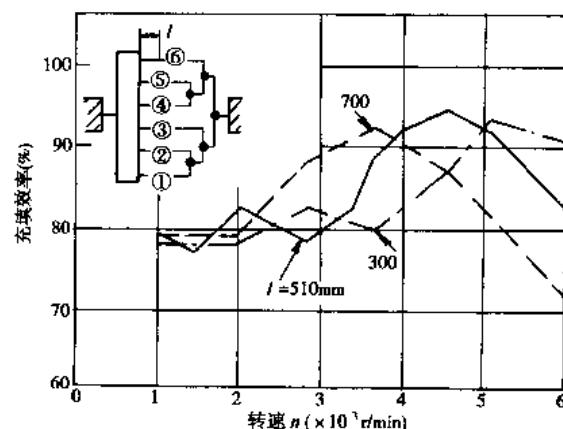


图 1-10-17 进气管长度对充填效率的影响

(撰稿人:钱耀义)

## 1.11 发动机机构力学

### 1.11.1 活塞曲柄连杆机构的平衡性分析

当发动机在稳定工况运转时,如果传给支承的作用力和力矩的大小和方向均不随时间而变化,则称发动机是平衡的,否则是不平衡的。往复式发动机由于工作过程的周期性,机构运动的周期性和输出转矩的波动变化,传给支承的力也是变化的,实际发动机都是不平衡的,只是程度不同而已。

分析发动机的平衡问题,可以采用解析法和图解法两种方法,也可以两者并用。

#### 1.11.1.1 当量质量系统

##### 1) 当量质量的换算

质量换算的原则是保持系统的动力学等效性。曲柄连杆机构的所有运动零件可按运动性质的不同分为三组:

###### (1) 活塞组往复运动

活塞组零件在运动过程中,每点的运动状态是一样的,所以可以认为其质量集中在活塞销中心,并用  $m'$  表示:

$$m' = \sum m_i \quad (1-11-1)$$

###### (2) 曲轴组旋转运动

可用集中在曲柄销轴线上的质量来代替。由于是匀速转动，换算的原则是旋转惯性力保持不变。如图

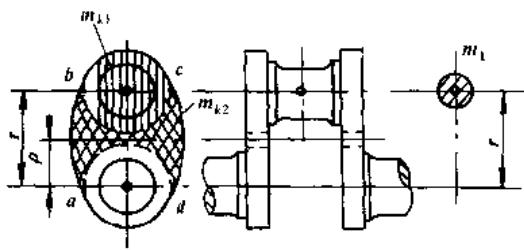


图 1-11-1 曲柄质量的换算

1-11-1 所示的曲轴的曲拐由主轴颈、曲柄销和曲柄臂三部分组成，主轴颈的质心和旋转轴线重合，不产生离心力，曲柄销和曲柄与其重合部分共有质量为  $m_{k1}$ ，这部分质量绕曲轴轴线旋转，可以认为其质量集中在曲柄销的轴线上，由于它的质心与曲轴轴线的距离正是  $r$ ，故这个质量无须换算。曲柄的中间部分若质量为  $m_{k2}$ ，其质心离旋转轴线距离为  $\rho$ ，换算到曲柄半径  $r$  处为：

$$m_{k2}\rho\omega^2 = m'_{k2}r\omega^2$$

$$\text{则： } m'_{k2} = \frac{\rho}{r}m_{k2} \quad (1-11-2)$$

整个曲拐的换算质量为：

$$m_k = m_{k1} + m'_{k2} = m_{k1} + 2\frac{\rho}{r}m_{k2} \quad (1-11-3)$$

### (3) 连杆组

图 1-11-2 所示的连杆组可用集中在连杆小头和大头的质量  $m_1$  和  $m_2$  近似代替，解方程组：

$$m'' = m_1 + m_2$$

$$m_1 l_1 = m_2 l_2$$

得：

$$\begin{cases} m_1 = m'' \frac{l_2}{l} \\ m_2 = m'' \frac{l_1}{l} \end{cases} \quad (1-11-4)$$

#### 2) 曲柄连杆机构的当量质量

换算结果，曲柄连杆机构可用由无质量的刚性杆件连系的两个集中质量组成的当量系统来代替。

往复运动质量：

$$m_r = m' + m_1 = m' + m'' \frac{l_2}{l} \quad (1-11-5)$$

旋转运动质量：

$$m_c = m_k + m_2 = m_k + m'' \frac{l_1}{l} \quad (1-11-6)$$

#### 1.11.1.2 旋转惯性力的平衡分析

##### 1) 静平衡和动平衡

静平衡就是质量系统旋转时离心合力等于零，即系统的质心位于旋转轴上（图 1-11-3b）；动平衡就是当系统旋转时，不但离心合力  $R_r = 0$  而且合力矩  $M_r = 0$ ，（图 1-11-3c）。

##### 2) 旋转惯性力平衡性的分析方法

以四拐空间曲轴为例，分别采用解析法和图解法分析：

###### (1) 解析法

向 X 轴投影，可得：

$$\text{第一拐旋转惯性力： } \vec{K}_{rl} = K_r \cos \alpha$$

$$\text{第二拐旋转惯性力： } \vec{K}_{l2} = K_r \cos(\alpha + \frac{\pi}{2}) = -K_r \sin \alpha$$

$$\text{第三拐旋转惯性力： } \vec{K}_{l3} = K_r \cos(\alpha - \frac{\pi}{2}) = -K_r \sin \alpha$$

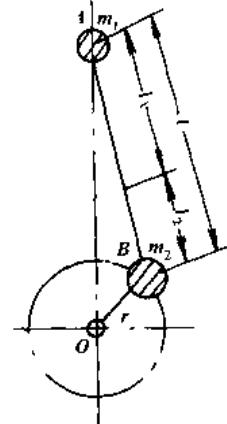


图 1-11-2 连杆质量的换算

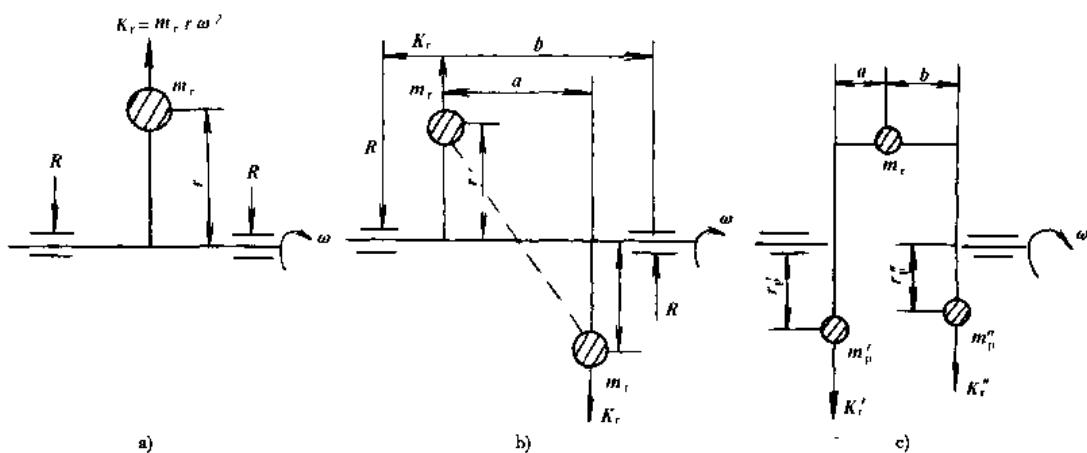


图 1-11-3 静平衡和动平衡系统

a) 静不平衡系统; b) 静平衡系统; c) 动平衡系统

第四拐旋转惯性力:  $\vec{K}_4 = K_r \cos(\alpha + \pi) = -K_r \cos\alpha$ 

离心合力

$$R_r = \sum K_n = 0$$

是静平衡。

各力向 O 点取矩, 可得:

$$M_{r1} = K_r \cos\alpha \times 3\alpha$$

$$M_{r2} = K_r \cos(\alpha + \frac{\pi}{2}) \times 2\alpha$$

$$M_{r3} = K_r \cos(\alpha - \frac{\pi}{2}) \times \alpha$$

$$M_{r4} = 0$$

离心合力矩  $M_r = \sum M_n = K_r \sqrt{(3\alpha)^2 + a^2} = \sqrt{10} a K_r \neq 0$   
是动不平衡。力矩与 y 轴的夹角为:  $\varphi = \arctan \frac{1}{3} = 18^\circ 26'$ 

## (2) 图解解析法

一般先作出各离心力  $K_n$  和各离心力矩  $M_n$  的矢量多边形, 然后用几何方法计算封闭矢量的大小和方向。  
通常作图在曲轴轴向投影图(称为曲柄侧视图)上进行。分步叙述如下:

① 作曲柄侧视图如图 1-11-4a) 所示。

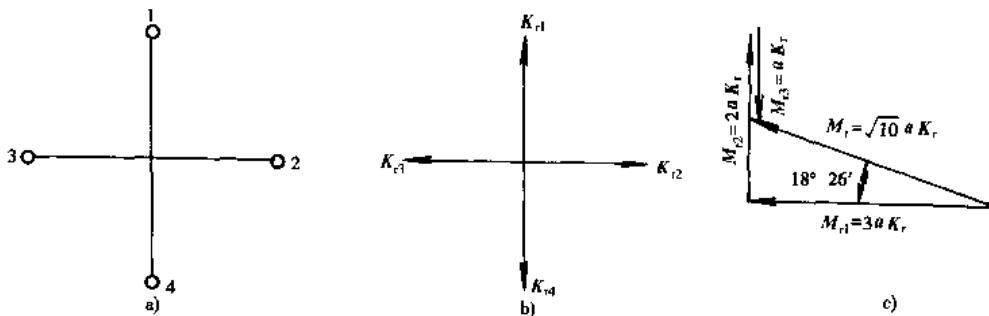


图 1-11-4 空间四拐曲轴平衡图解法

② 作离心力矢量图, 求离心力矢量和, 如图 1-11-4b) 所示。

得:  $R_i = \sum K_{ri} = 0$

③根据右手法则,力矩矢量与对应的力矢量相位差为  $90^\circ$ 。作力矩矢量图,求力矩矢量和,可得  $M_r = \sqrt{10}aK_r$ ,  $M_r$  与曲拐 2、3 所在平面成  $18^\circ 26'$  夹角(图 1-11-4c)。

两种方法比较,可以看出图解法不仅具有直观、简便的优点,而且精度一点不差,所示图解法对于分析复杂系统是十分有效的。

对于不平衡力矩  $M_r$ ,可以采用加平衡重产生一个反力矩的方法抵消,如图 1-11-5 所示,所加平衡重应满足:

$$m_p r_p = \frac{a}{b} \sqrt{10} m_r r$$

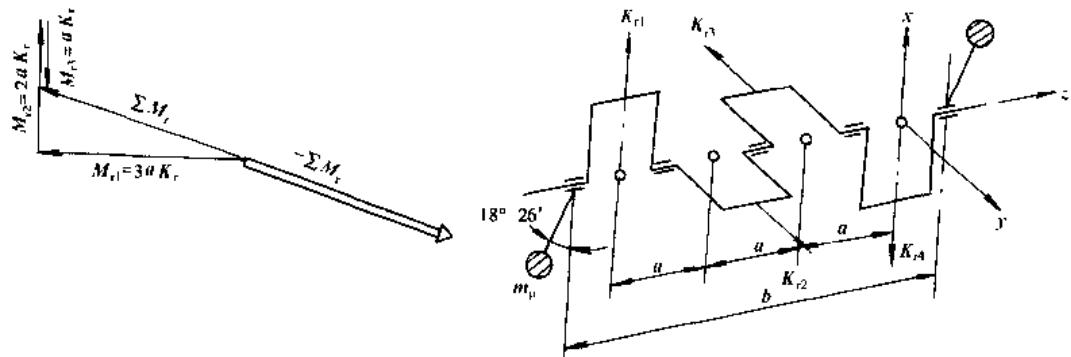


图 1-11-5 四拐曲轴离心力矩的平衡

### 3) 曲轴平衡块的布置

旋转惯性力的不平衡或曲轴本身所承受的内弯矩,均可用加平衡重的方法来解决。对于同一种曲轴来说,考虑问题的出发点不同,平衡块的布置方法可以有多种,所得到的平衡效果也不完全一样,现举几例加以说明:

#### (1) 单拐曲轴

若曲轴轴向对称(图 1-11-6),则用两块平衡块,每块质量为  $m_p$ ,动平衡的条件为:

$$m_p r_p = \frac{1}{2} m_r r \quad (1-11-7)$$

通常  $r_p \leq r$ 。

#### (2) 二拐曲轴

经常采用的二拐曲轴的曲拐夹角为  $180^\circ$ (图 1-11-7),显然此种曲轴是静平衡的,但却动不平衡,离心力矩为  $M_r = aK_r = arm_r\omega^2$ 。为了平衡离心力矩,可以采用如图 1-11-7 所示的两种平衡方案,采用两块平衡重的方案称为整体平衡法,此时质径积为:

$$m_p r_p = \frac{a}{b} m_r r \quad (1-11-8)$$

采用四块平衡重的方案称为完全平衡法,此时质径积为:

$$m_p r_p = \frac{1}{2} m_r r \quad (1-11-9)$$

与单拐曲轴的平衡条件完全一样,但曲轴的总质量增加。

#### (3) 三拐曲轴

三拐曲轴的曲拐夹角为  $120^\circ$  或  $240^\circ$ (图 1-11-8a),静平衡,但有不平衡的离心力矩  $M_r = \sqrt{3} arm_r\omega^2$ 。若用两块或四块平衡重,其布置如图 1-11-8b) 和 c) 所示,平衡重的质径积分别为:

$$\begin{aligned} m_p r_p &= \sqrt{3} \frac{a}{b} m_r r \\ m_p r_p &= \frac{\sqrt{3}}{4} m_r r \end{aligned} \quad (1-11-10)$$

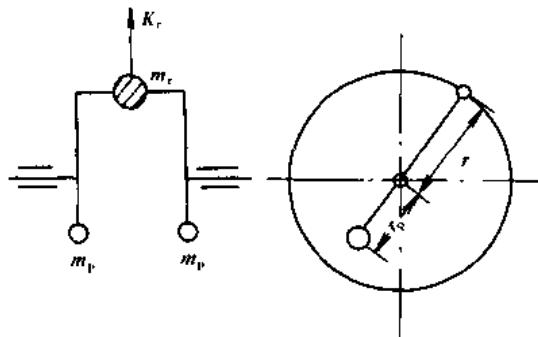


图 1-11-6 单拐曲轴简图

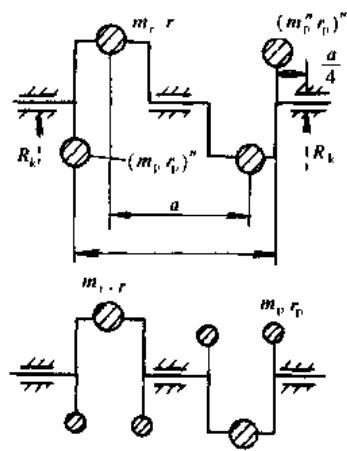


图 1-11-7 二拐曲轴及其平衡块布置

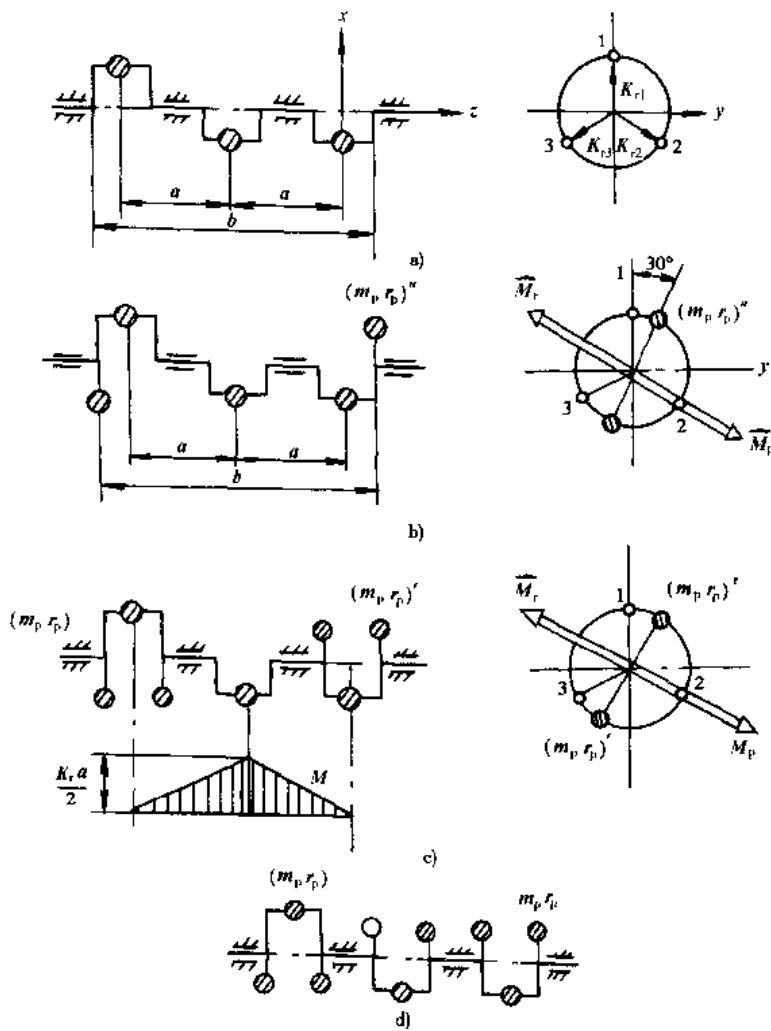


图 1-11-8 三拐曲轴平衡重布置

两种方法均可保证动平衡。但在离心力  $K_r$  和平衡重离心力  $K_p$  的作用下，存在内弯矩、中央断面最大内弯矩为  $\frac{1}{2} K_r a$ ，而且相应的各主轴承均承受一定的附加离心负荷。采用完全平衡法可以完全消除内弯矩和轴承附加负荷，但曲轴总质量和转动惯量将增加。

#### (4) 四拐曲轴

曲拐夹角为  $180^\circ$  的对称平面曲轴(图 1-11-9)本身已动平衡，但承受有最大达  $K_r a$  的内弯矩(图 1-11-9a)。为使曲轴达到内平衡，曲轴上可按分段平衡法布置四块平衡块(图 1-11-9b)或按完全平衡法布置八块平衡块(图 1-11-9c)。

四拐空间曲轴的平衡性已在前面分析过，有不平衡离心力矩  $M_r = \sqrt{10} arm_r \omega^2$ 。如果用两端曲柄上的两个平衡块来平衡  $M_r$ ，则有  $m_p r_p = \frac{a}{b} \sqrt{10} m_r r$ ，假定  $b = 3.5a$ ，则得  $m_p r_p = 0.9 m_r r$ 。

如果在一个曲柄上布置这样大的平衡块有困难，可以采用四块平衡块(图 1-11-10b)，此时

$$m_p r_p = \frac{a}{2 \times 3a} \sqrt{10} m_r r = 0.53 m_r r \quad (1-11-11)$$

为避免曲轴内弯矩过大和曲轴过重，有的发动机采用六块平衡块(图 1-11-10c)，六块平衡块大小不同，两端的大，中间的小。图 1-11-10d 所示为其离心力矩矢量图，其平衡条件是：

$$(K_{p_1} a_{p1} + K_{p_2} a_{p2}) \cos\alpha + K_{p_3} a_{p3} \sin\beta = K_{r1} a_{r1} \quad (1-11-12)$$

$$(K_{p_1} a_{p1} + K_{p_2} a_{p2}) \sin\alpha + K_{p_3} a_{p3} \cos\beta = K_{r2} a_{r2}$$

实际设计曲轴时，应使平衡块造成的力矩  $\Delta M_p$  比曲拐造成的力矩  $\Delta M_r$  稍大些，以便在作动平衡检验时可以在平衡块上钻孔。

#### (5) 六拐曲轴

曲拐夹角为  $120^\circ$  的六拐曲轴(图 1-11-11)是镜面对称的，但在曲轴本身作用有  $\sqrt{3} K_r a$  的内弯矩。如不加平衡块，每一主轴承至少要承受  $0.5 K_r$  的离心负荷，而中央主轴承离心负荷则高达  $K_r$ ，如果设置 12 个平衡块，虽然可使主轴承免受离心力负荷，但使曲轴质量增大，工艺性差。如图 1-11-8 所示布置四块平衡块，可使中央主轴承不受离心负荷，但其余主轴承依然承受  $0.5 K_r$  的离心负荷。如果用八块平衡块，且采用如图 1-11-11d 所示的布置方法，可使全部主轴承都不受离心负荷(图 1-11-11e)。

曲拐夹角为  $60^\circ$  的六拐曲轴没有对称性(图 1-11-12)，本身不能动平衡，所以必须加平衡块。根据图解法，不平衡离心力矩作用在与 1、6 拐平面成  $30^\circ$  的平面内，且  $M_r = 2\sqrt{3} K_r a$ ，一般采用 1、2、11、12 曲柄上加平衡块的方法进行平衡，则：

$$m_p r_p = \frac{2\sqrt{3}a}{2 \times 5a} m_r r = 0.34 m_r r \quad (1-11-13)$$

在这种情况下，仍然达不到内平衡，各主轴承还要承受一定量的离心负荷，因此可以适当多加几个平衡块，减少其最大离心负荷。

### 1.11.1.3 往复惯性力的平衡分析

#### 1) 中心曲柄连杆机构运动规律

如图 1-11-13 所示， $O$  点表示曲轴中心， $A$  点表示活塞销中心位置，也就是活塞位置， $OB$  表示曲柄半径  $r$ ， $AB$  表示连杆长度  $L_0$ ， $\alpha = 0^\circ$  时，对应的  $A'$  点表示活塞在上止点的位置；当  $\alpha = 180^\circ$  时，对应的  $A''$  点表示活塞在下止点的位置， $\beta$  为连杆摆角。根据图示，可得活塞位移为：

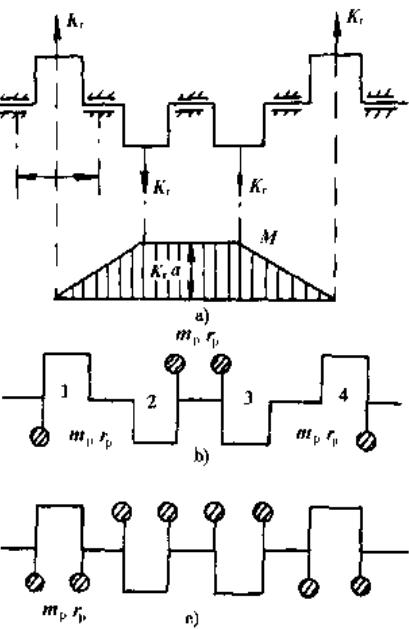


图 1-11-9 四拐平面曲轴平衡块布置

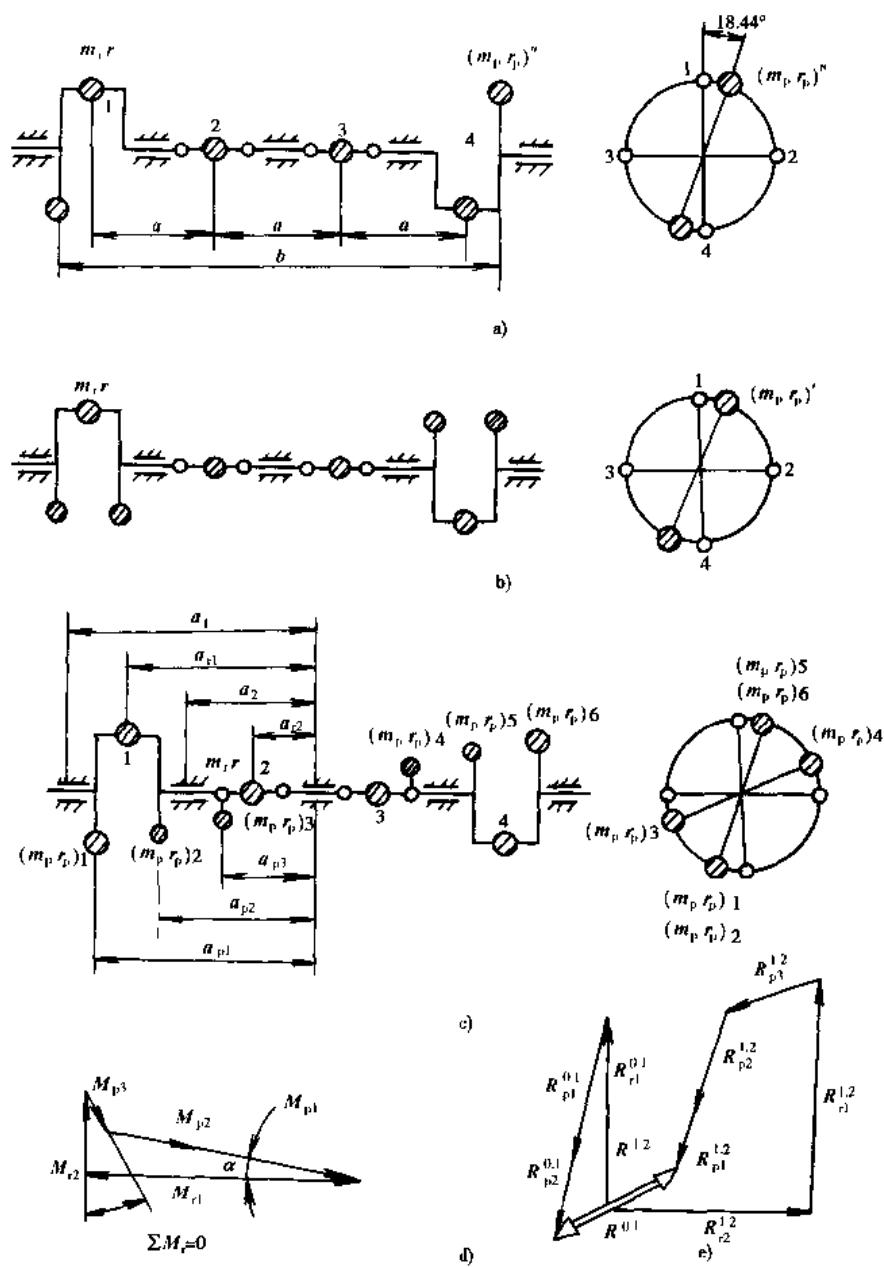


图 1-11-10 四拐空间曲轴平衡块布置

$$\begin{aligned}
 x &= A'A = A'O - AO = A'O - AC - CO \\
 &= t + l - r\cos\alpha - l\cos\beta \\
 &= r\left[1 + \frac{1}{\lambda} - (\cos\alpha + \frac{1}{\lambda}\cos\beta)\right]
 \end{aligned} \tag{1-11-14}$$

利用三角函数关系及二项式定理展开整理以后, 可以写成位移公式:

$$x = r_c(1 - \cos\alpha) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos2\alpha) \tag{1-11-15}$$

活塞速度为:

$$v = r\omega(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin2\alpha) \tag{1-11-16}$$

活塞加速度为:

$$j = r\omega^2(\cos\alpha + \lambda\cos2\alpha) \tag{1-11-17}$$

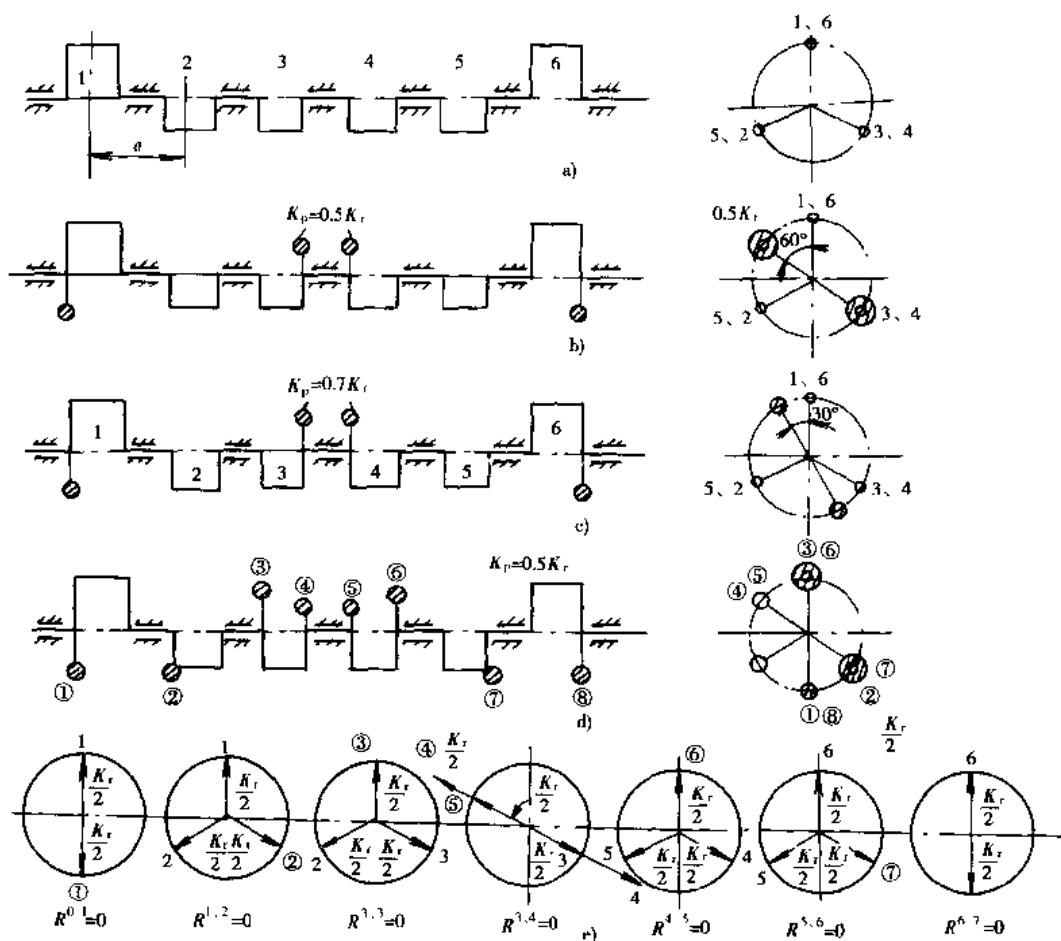


图 1-11-11 曲拐夹角 120°的六拐曲轴的平衡块布置

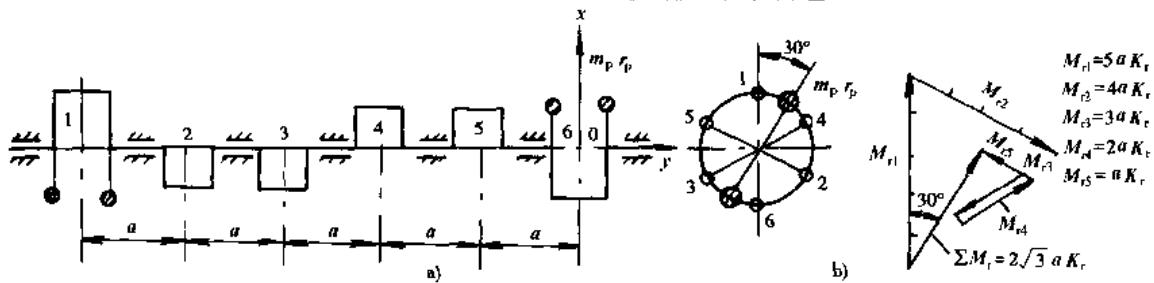


图 1-11-12 曲拐夹角为 60°的六拐曲轴

式中：曲柄半径与速杆长度之比  $\lambda = r/l$ ；

$\omega$ ——曲轴角速度。

往复惯性力  $P_j$  等于质量  $m_j$  与活塞加速度  $j$  的乘积，方向与加速度方向相反。

$$P_j = -m_j r \omega^2 (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

若令

$$-m_j r \omega^2 = C$$

则：

$$P_j = C \cos\alpha + \lambda C \cos 2\alpha = P_{j1} + P_{j2} \quad (1-11-18)$$

$P_{j1}$  和  $P_{j2}$  分别称为一阶和二阶惯性力。

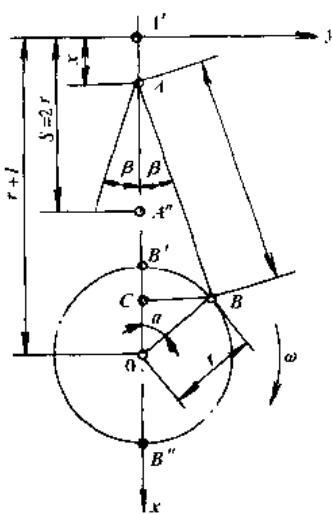


图 1-11-13 中心曲柄连杆机构简图

## 2) 单缸机的平衡性

单缸机运转时, 往复惯性力为:

$$\left. \begin{aligned} P_j &= P_{j1} + P_{jII} \\ P_{j1} &= C \cos \alpha \\ P_{jII} &= \lambda C \cos 2\alpha \end{aligned} \right\} \quad (1-11-19)$$

它们均是不平衡的自由力, 如不采取措施, 就会传给发动机的支承, 引起发动机沿气缸轴线方向振动。但是, 对于往复惯性力来说, 单在曲轴上加平衡块是不能平衡的, 因为一个往复力不能用一个旋转力来平衡, 而只能用一个大小相等, 方向相反的另一个往复力来平衡。图 1-11-14 所示为单缸机双轴平衡机构简图。在布置机构时, 一是要注意机构要对称, 避免由于偏心造成附加力矩; 二是要注意初位相要相同; 三是变化要同步( $\omega_1 = \omega$ ,  $\omega_{II} = 2\omega$ )。如果限于空间布置关系, 每一平衡轴带两个平衡块, 则有:

$$\left. \begin{aligned} 4m_1 r_1 \omega^2 &= C = m_1 r \omega^2 \\ 4m_{II} r_{II} (2\omega)^2 &= \lambda C = \lambda m_1 r \omega^2 \\ m_1 r_1 &= 1/4 m_1 r \\ m_{II} r_{II} &= 1/16 \lambda m_1 r \end{aligned} \right\} \quad (1-11-20)$$

上述机构亦称为双轴平衡机构。

有时为简化结构, 省去一根与曲轴同向旋转的平衡轴, 采用如图 1-11-15 所示的单轴平衡机构。这时一阶惯性力虽然可平衡, 但由于破坏了平衡机构的对称性, 又产生了附加力矩  $M$  随曲轴转角变化。

$$M = \frac{1}{2} e_1 C \cos \alpha - \frac{1}{2} e_2 C \sin \alpha = \frac{1}{2} C (e_1 \cos \alpha - e_2 \sin \alpha) \quad (1-11-21)$$

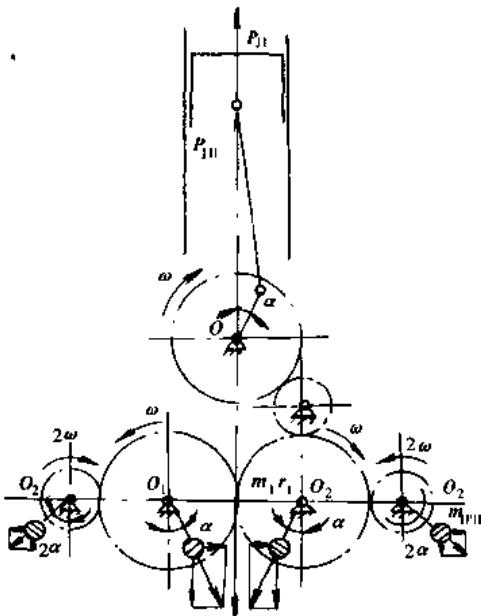


图 1-11-14 单缸机双轴平衡机构简图

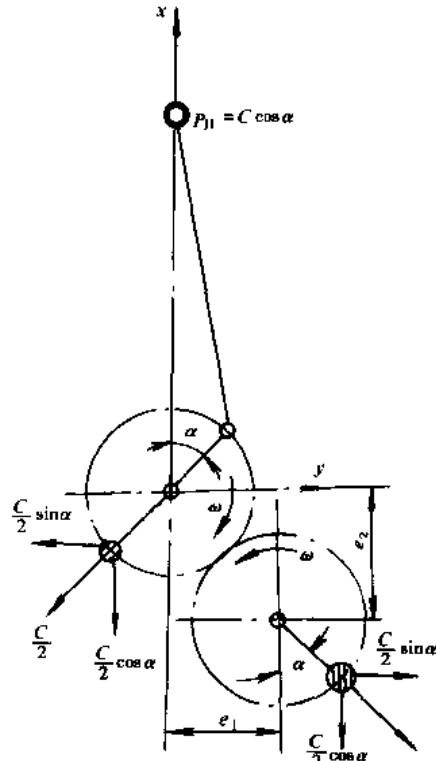


图 1-11-15 单轴平衡机构简图

某些单缸机为了使构造尽可能简单,常常连单轴机构也不用,而采用所谓过量平衡法。这时在曲柄上除了有平衡  $m_r$  的平衡块外,还要多加一定的平衡质量  $\varepsilon m_1$ ,使其产生过量的离心力  $\varepsilon C(0 < \varepsilon < 1)$ ,  $\varepsilon$  称为过量平衡率。

过量平衡法实质是一阶惯性力的转移法,即把一阶惯性力的一部分转移到与之垂直的平面内。

### 3) 图解解析法

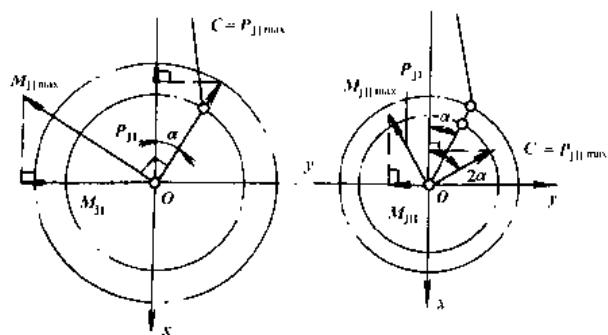


图 1-11-16 旋转矢量和往复惯性力(力矩)的相互关系  
用图解解析法分析往复惯性力平衡,

其理论基础是每缸一阶和二阶惯性力  $P_{J1}$  和  $P_{J2}$  等于以  $\omega$  和  $2\omega$  角速度旋转的矢量  $C$  和  $\lambda C$  在气缸轴线( $x$  轴)的投影(图 1-11-16),其中旋转矢量  $C$  沿实际曲柄(也可称为“一阶曲柄”)线方向画出且与此曲柄一起旋转,而矢量  $\lambda C$  比实际曲柄方向导前  $\alpha$  角,且以比它快一倍的角速度旋转, $\lambda C$  所在位置称为“二阶曲柄”。因为各矢量投影之和等于各矢量和的投影,所以完全可以用分析旋转惯性力平衡时所

用的曲柄合力矩再垂直于气缸轴线方向投影。

作力矩矢量图求合成纵向力矩时,可如图 1-11-17 所示从 a) 简化为 c), 即可以在一阶曲柄图上直接画力矩矢量  $M_{c1}, M_{c2}$  得合力矩  $M'_c$ , 逆时针转  $90^\circ$  得  $M_c$ , 最后将  $M'_c$  投影在  $y$  轴上得  $M_{J1}$ 。对二阶惯性力矩  $M_{J2}$  也可以在二阶曲柄图上用类似的方法求出。

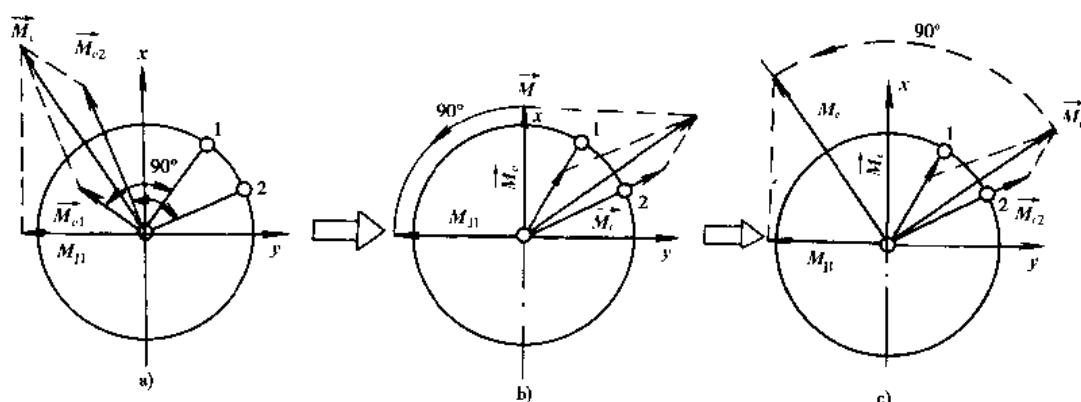


图 1-11-17 在曲柄图上求一阶惯性力矩方法的演变  
4) 典型单列多缸机往复惯性力的平衡性

#### (1) 单列二缸机

单列二缸机多用曲拐夹角为  $180^\circ$  的平面曲轴,对四冲程发动机其发火间隔角为  $180^\circ$  和  $540^\circ$  交替,而二冲程机发火均匀,间隔角为  $180^\circ$ (图 1-11-18)。

$$\left. \begin{aligned} P_{J11} &= -C \cos \alpha \\ P_{J12} &= -C \cos \alpha (180^\circ + \alpha) = C \cos \alpha \\ R_{J1} &= P_{J11} + P_{J12} = 0 \\ P_{J21} &= -\lambda C \cos 2\alpha \\ P_{J22} &= -\lambda C \cos 2(180^\circ + \alpha) = -\lambda C \cos 2\alpha \\ R_{J2} &= P_{J21} + P_{J22} = -2\lambda C \cos 2\alpha \end{aligned} \right\} \quad (1-11-22)$$

如对 O 点取矩,可得:

$$M_{J1} = P_{J1\alpha} = -aC \cos \alpha$$

$$+ |M_{J1}|_{\max} = aC$$

由于  $R_{J1} \neq 0$ ,  $M_{J1}$  是否为零就不必讨论了, 因为它没有确定的数值。

### (2) 单列三缸机

单列三缸机无论是二冲程或四冲程均可以采用同结构的曲轴, 但发火间隔二冲程为  $120^\circ$ , 四冲程为  $240^\circ$ 。

图解解析方法如图 1-11-19 所示, 可知  $R_{J1} = 0$ ,  $R_{J2} = 0$ 。

从图 1-11-19f) 可知:  $|M_c| = |M_{J1}|_{\max} = \sqrt{3} aC$ , 在第一曲拐上止点前  $30^\circ$  时(上止点后  $150^\circ$ ) 力矩达最大值, 从图 1-11-19g) 可知:  $|M_{\lambda c}| = M_{J1\max} = \sqrt{3} aC$ , 第一曲拐在上止点后  $15^\circ$ (或上止点前  $105^\circ$ ), 二阶力矩出现最大值(注意二阶曲柄图中  $30^\circ$  或  $210^\circ$  是代表  $2\alpha$  角, 变成实

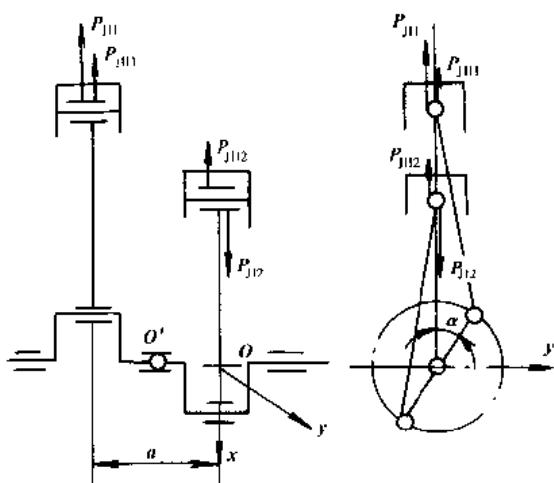


图 1-11-18 单列式三缸机往复惯性力的平衡

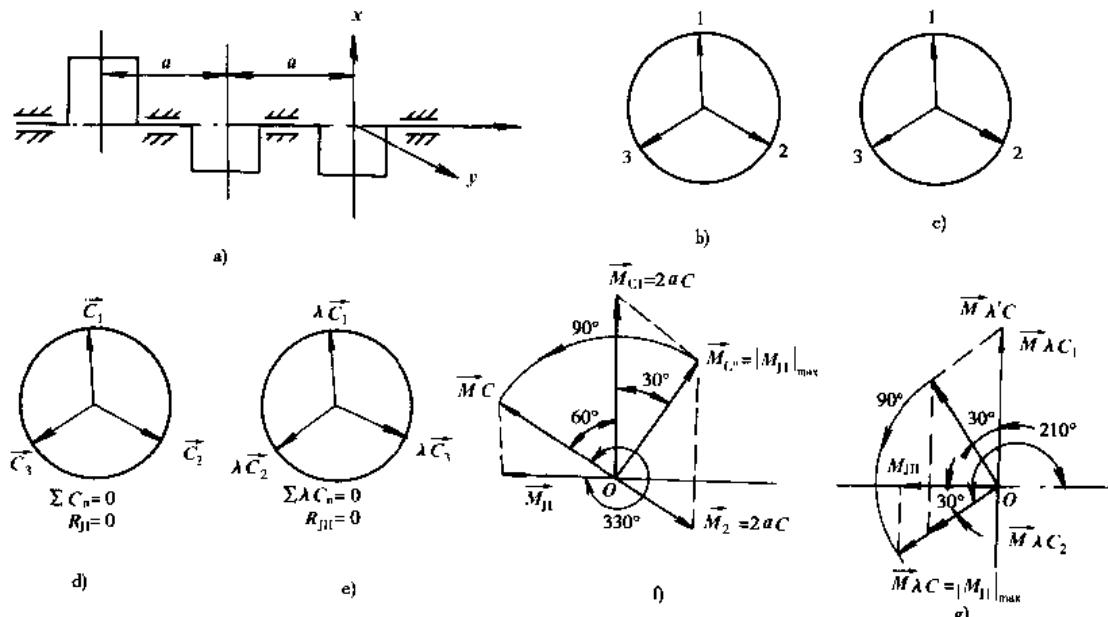


图 1-11-19 单列三缸机往复惯性力的平衡分析

a) 曲轴简图; b) 一阶曲柄图(实际曲柄侧视图); c) 二阶曲柄图; d) 一阶惯性力图; e) 二阶惯性力图; f) 一阶力矩图; g) 二阶力矩图

际曲柄位置时应取其一半)。

### (3) 单列四缸机

如发火均匀, 四冲程单列四缸机曲轴的曲拐夹角应为  $\delta = 180^\circ$  (图 1-11-20), 对二冲程应为  $\delta = 90^\circ$ 。由图 1-11-20 可知, 要平衡  $R_{J1}$  只能采用双轴机构。

对四拐空间曲轴, 利用图解解析法容易求得  $R_{J1} = 0$ ,  $R_{J2} = 0$ ,  $M_{J1} = aC \cos(\alpha + 18.43^\circ)$ ,  $M_{J1\max} = \sqrt{10} aC$ , 力矩最大值出现在第一曲拐在上止点前  $18.43^\circ$ ,  $M_{J1} = 0$ 。要平衡  $M_{J1}$  可采用双轴平衡机构, 或利用过量平衡法改善平衡情况。

四冲程单列五缸机曲轴的曲拐夹角为  $\delta = 72^\circ$ , 发火间隔为  $144^\circ$ 。同样可知,  $R_{J1} = 0$ ,  $R_{J2} = 0$ ,  $M_{J1\max} =$

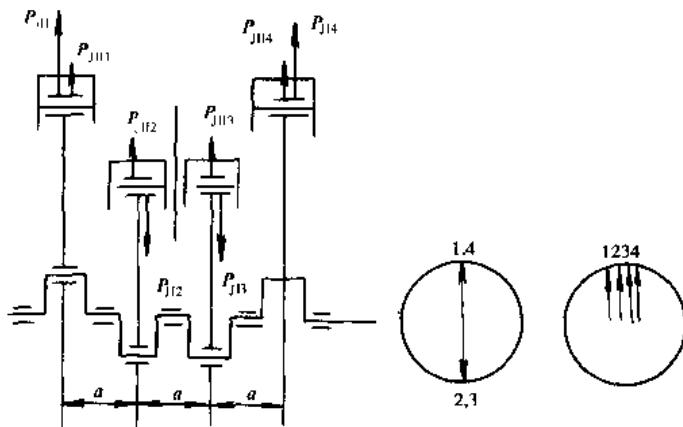


图 1-11-20 平面曲轴单列四缸机的平衡及一阶、二阶曲柄图

$$0.449aC, M_{J1\max} = 4.98a\lambda C_n$$

四冲程单列六缸和八缸发动机的平衡性极好( $R_{J1}, R_{J11}, M_{J1}, M_{J11}$ 全等于零),而二冲程六缸和八缸机总有些不同程度的不平衡性。

### 5) 双列式发动机往复惯性力的平衡分析

在多缸发动机中,为了减少发动机长度,使其结构紧凑,经常采用多列式结构方案,其中双列式发动机在汽车中应用广泛。当两列气缸夹角 $\gamma=180^\circ$ 时称为对置式,当 $0 < \gamma < 180^\circ$ 时称为V型。V型发动机的往复惯性力及其力矩的平衡程度不仅取决于曲轴的曲柄排列方案,还要取决于两列气缸的夹角 $\gamma$ 。

#### (1)V型两缸(V-2)发动机的往复惯性力的平衡

V-2发动机一般采用单拐曲轴,左右两缸的连杆与同一个连杆轴颈相连,且假定左右两缸在一个平面内,不存在纵向力矩。

如图 1-11-21 所示,左右两缸的一阶惯性力为:

$$P_{J1L} = C \cos(\alpha + \frac{\gamma}{2}), P_{J1R} = C \cos(\alpha - \frac{\gamma}{2})$$

向 x 轴和 y 轴投影,得到:

$$\begin{aligned} R_{J1x} &= (P_{J1L})_x + (P_{J1R})_x \\ &= C(1 + \cos\gamma)\cos\alpha \end{aligned} \quad (1-11-23)$$

$$\begin{aligned} R_{J1y} &= (P_{J1L})_y + (P_{J1R})_y \\ &= C(1 - \cos\gamma)\sin\alpha \end{aligned} \quad (1-11-24)$$

则一阶往复惯性力的合力为:

$$\begin{aligned} R_{J1} &= \sqrt{R_{J1x}^2 + R_{J1y}^2} \\ &= C \sqrt{(1 + \cos\gamma)^2 \cos^2\alpha + (1 - \cos\gamma)^2 \sin^2\alpha} \end{aligned} \quad (1-11-25)$$

合力的方向为:

$$\phi_1 = \arctan \frac{R_{J1y}}{R_{J1x}} = \arctan \left( \tan^2 \frac{\gamma}{2} \tan\alpha \right) \quad (1-11-26)$$

特殊情况下,当气缸夹角 $\gamma=90^\circ$ 时,长半轴和短半轴相等,合力的方向角为曲柄转角,也就是 $R_{J1}=C, \phi_1=\alpha$ 。此时,V-2 机的一级往复惯性力与离心惯性力的变化规律完全相同,在采取平衡措施时,完全可以按照离心惯性力的平衡方法进行考虑。

V-2 机的二阶往复惯性力为:

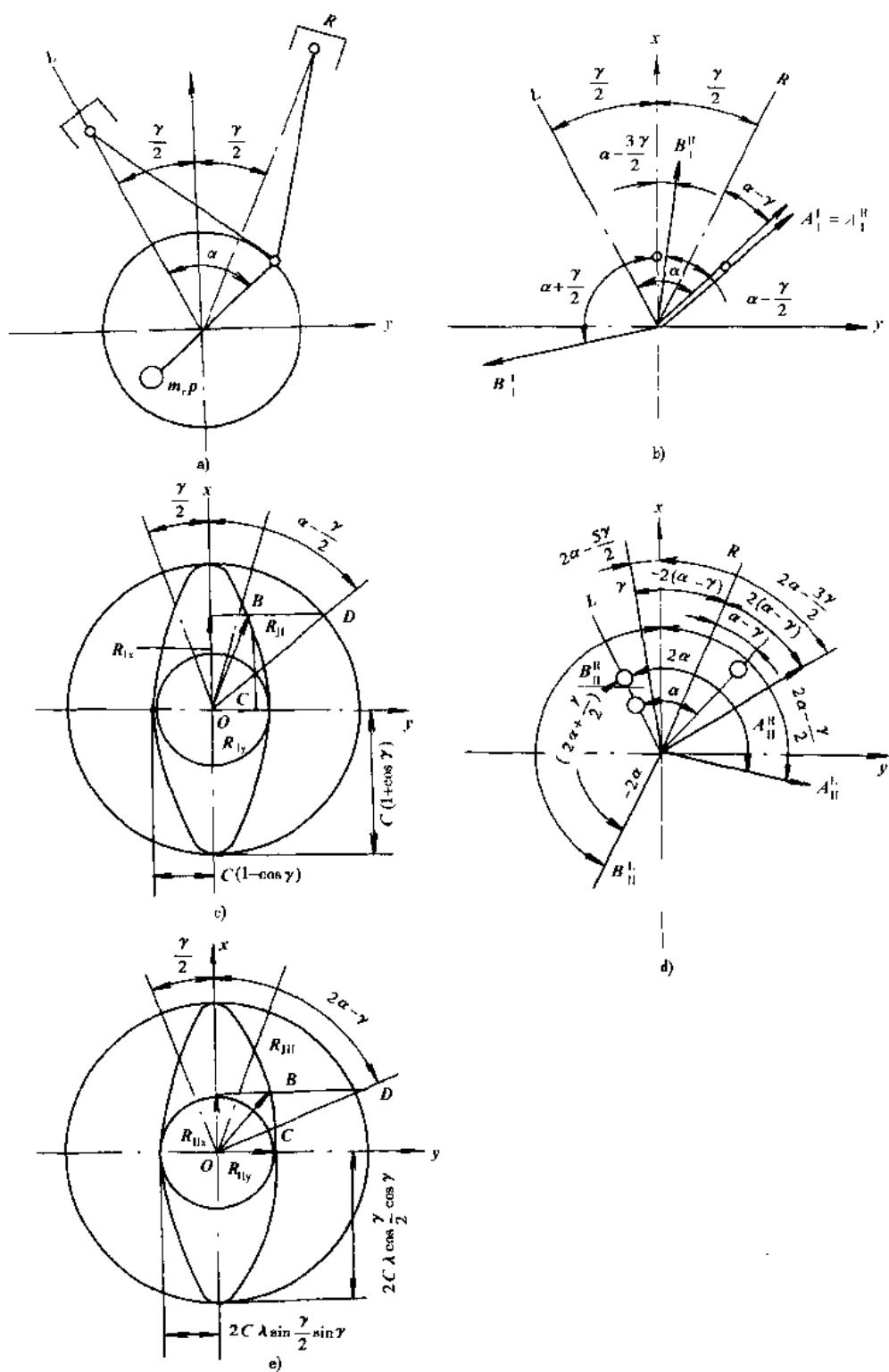


图 1-11-21 V-2发动机的平衡

$$\begin{aligned} P_{JH\perp} &= \lambda C \cos(\alpha + \frac{\gamma}{2}) \\ P_{JH\parallel} &= \lambda C \cos(\alpha - \frac{\gamma}{2}) \end{aligned} \quad (1-11-27)$$

在坐标轴上的投影为：

$$\left. \begin{aligned} R_{JH\perp} &= 2\lambda C \cos \frac{\gamma}{2} \cos \gamma \cos 2\alpha \\ R_{JH\parallel} &= 2\lambda C \sin \frac{\gamma}{2} \sin \gamma \sin 2\alpha \end{aligned} \right\} \quad (1-11-28)$$

合力及其方向角为：

$$\left. \begin{aligned} R_{JH} &= \sqrt{R_{JH\perp}^2 + R_{JH\parallel}^2} = \sqrt{2\lambda^2 C^2 \cos^2 \frac{\gamma}{2} \cos^2 \gamma \cos^2 2\alpha + 2\lambda^2 C^2 \sin^2 \frac{\gamma}{2} \sin^2 \gamma \sin^2 2\alpha} \\ \phi_H &= \arctan \left( \tan \frac{\gamma}{2} \tan \gamma \tan 2\alpha \right) \end{aligned} \right\} \quad (1-11-29)$$

特殊情况下，当  $\gamma = 90^\circ$  时

$$\begin{aligned} R_{JH} &= \sqrt{2\lambda^2 C^2 \sin^2 2\alpha} \\ \phi_H &= 90^\circ \end{aligned}$$

即  $R_{JH}$  变为与气缸夹角平分线垂直的往复惯性力，可以用兰氏机构平衡。

## (2)V型多缸机往复惯性力的平衡

V型多缸机往复惯性力及其力矩平衡性时，可根据不同情况，用如下两种方法处理：

①当每一列气缸平衡情况容易判断时，可把  $n$  缸双列式发动机看成由两台  $\frac{n}{2}$  缸单列式发动机组成，先分别分析它们的平衡情况，若每一列已经平衡，则对整台发动机也是平衡的。

②当每一排气缸平衡情况容易判断时，可把整台  $n$  缸双列式发动机看成由  $\frac{n}{2}$  台 V-2 机组成，先利用 V-2 机已知的平衡性，然后求最后结果。

例如，四冲程 V-6 机的曲柄成  $120^\circ$  夹角布置，气缸夹角有  $90^\circ$  和  $120^\circ$  两种。采用交替式发火方式， $\gamma = 90^\circ$  时的发火间隔为  $90^\circ-150^\circ-90^\circ-150^\circ-90^\circ$ ， $\gamma = 120^\circ$  时的发火间隔为均匀发火。以  $\gamma = 90^\circ$  为例，若先把 V-6 机看成两台单列三缸机，则知  $\sum R_{JH} = 0$ ， $\sum R_{JH\parallel} = 0$ 。再把 V-6 机看成三台 V-2 机，则因 V-2 机的  $R_{JH}$  变成具有离心力性质的  $C$ ，故一阶力矩  $M_{JH} = \sqrt{3} \alpha C$ ，可以与离心力矩  $M_r$  一样处理，而每台 V-2 机的  $R_{JH}$  变成往复力  $\sqrt{2} \lambda C \sin 2\alpha$ ，故二阶力矩  $M_{JH\parallel} = \sqrt{6} \alpha \lambda C \sin(2\alpha - 30^\circ)$ ，当  $\alpha = 15^\circ$  或  $105^\circ$  时达到最大值  $\pm \sqrt{6} \alpha \lambda C$ 。

四冲程 V-8 发动机为保证发火均匀 ( $A = 90^\circ$ )，一般均采用气缸夹角  $\gamma = 90^\circ$ ，至于曲拐的布置，则有曲拐夹角  $\delta = 90^\circ$  的空间曲轴和  $\delta = 180^\circ$  的平面曲轴两种方案。以  $\delta = 90^\circ$  的空间曲轴为例，当曲拐布置为 1-3-4-2 时，常采用填补式发火顺序，有  $L_1-R_1-L_4-R_4-R_2-L_3-R_3-L_2-L_1$  和  $L_1-R_1-L_4-L_2-R_2-L_3-R_3-R_4-L_1$ 。若把 V-8 机看成四台 V-2 机，可知四个  $R_{JH}$  构成一个离心力系，因而  $\sum R_{JH} = 0$ ， $M_{JH} = \sqrt{10} \alpha C$ ，其平衡如同空间曲轴单列四缸机一样，可通过加配适当平衡重加以解决；若把 V-8 看成两台四缸机时，由于每台四缸机的  $R_{JH} = 0$ ， $M_{JH} = 0$ ，故 V-8 机的  $\sum R_{JH} = 0$ ， $\sum M_{JH} = 0$ 。

## 1.11.2 配气机构

发动机配气机构的主要功能是保证各个气缸换气良好，充气效率尽可能高，同时要持久地保证燃烧室的密封性。配气机构由进气门、排气门、气门弹簧、摇臂、推杆、挺柱和凸轮轴等零件组成。按照凸轮轴的布置可分为下置凸轮轴和顶置凸轮轴(OHC)两种型式，顶置凸轮按照驱动气门的方式又可分为有摇臂存在的间接驱动式和有直接驱动气门的直接驱动式。近年来顶置双凸轮轴(DOHC)直接驱动式的配气机构应用最多，其典型结构如图 1-11-22 所示。

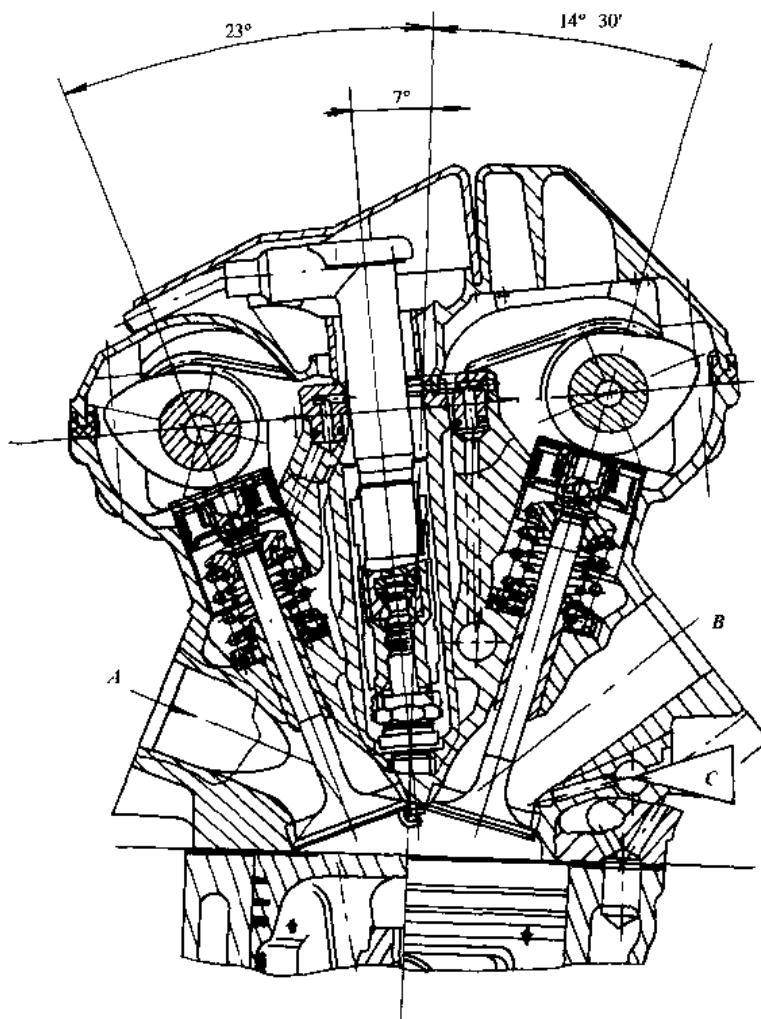


图 1-11-22 顶置双凸轮轴配气机构

### 1.11.2.1 凸轮几何形状与移动式从动件(挺柱)的运动规律

挺柱运动规律一般是指挺柱升程  $h_t$ (mm)、速度  $\dot{h}_t = \frac{dh_t}{dt}$ (mm/s)和加速度  $\ddot{h}_t = \frac{d^2 h_t}{dt^2}$ (mm/s<sup>2</sup>)随时间变化的规律。如用  $\omega_c = \frac{d\varphi_c}{dt}$  表示凸轮角速度，则有：

$$\dot{h} = \frac{dh_t}{dt} = \frac{d\varphi_c}{dt} \frac{dh_t}{d\varphi_c} = \omega_c h' \quad (1-11-30)$$

和

$$\ddot{h}_t = \omega_c^2 h''_t \quad (1-11-31)$$

其中  $h, \dot{h}$  称为物理速度和物理加速度，与凸轮转速有关； $h', h''$  称为几何速度和几何加速度，与凸轮转速无关，只与凸轮转角有关。从动件工作面如果为平面，则称为平面挺柱。当凸轮与挺柱在  $A$  点接触时(图 1-11-23)，三个速度矢量  $\dot{h}_t, v_t, r\omega_c$  所构成的三角形与三角形  $ABO$  相似，可以得到

$$\dot{h}_t = e\omega_c \quad (1-11-32)$$

式中:  $e$ ——挺柱与凸轮接触点偏移量。

比较式(1-11-30)和式(1-11-32)可知, 偏移量  $e$  实际就等于挺柱的几何速度  $h''_t$ , 由两三角形相似还可得出:

$$r_t = (r_0 + h_t)\omega_c \quad (1-11-33)$$

$v_t$  是接触线处挺柱速度与凸轮表面速度的矢量差, 即挺柱相对凸轮表面的滑动速度, 或者是接触线沿凸轮表面移动速度  $i_t$  和沿挺柱表面移动速度  $i_e$  之差。根据图 1-11-24 可得:

$$i_t = \frac{de}{dt} = h''_t\omega_c \quad (1-11-34)$$

$$i_e = \frac{d\widehat{A_1 A_2}}{dt} = \rho\omega_c \quad (1-11-35)$$

式中:  $\rho$ ——凸轮在接触点的曲率半径。所以

$$v_t = (i_e - i_t)\omega_c = (\rho - h''_t)\omega_c \quad (1-11-36)$$

因此有:

$$\rho = r_0 + h_t + h''_t \quad (1-11-37)$$

这就是凸轮外形与平面挺柱运动规律间的关系式。注意公式中出现的角度均以弧度为单位。

从动件工作表面为圆柱形或球面时(包括滚轮), 考虑到生产和检验凸轮外形时需要平底挺柱升程表, 此处给出圆柱从动件位移规律与平底挺柱规律的换算公式(图 1-11-25):

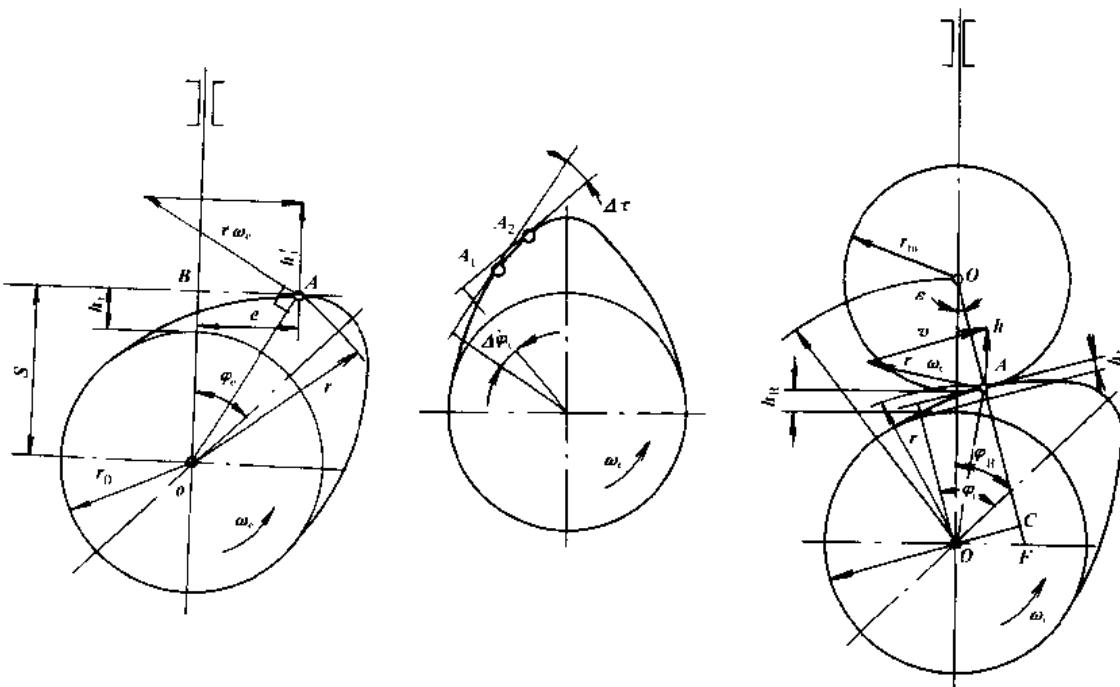


图 1-11-24 接触点沿凸轮表面移动简图

图 1-11-25 从动件不同时的凸轮升程关系图

图 1-11-23 平面挺柱凸轮机构简图

$$\left. \begin{aligned} h_t &= (r_0 + r_m)(\cos\epsilon - 1) + h_R \cos\epsilon \\ \varphi_c &= \varphi_R + \epsilon \\ \tan\epsilon &= \frac{h'_R}{r_0 + r_m + h_R} \\ \rho &= \frac{R[\sqrt{1 + (h'_R/R)^2}]^3}{1 + 2(h'_R/R)^2 - h''_R/R} - r_m \end{aligned} \right\} \quad (1-11-38)$$

式中:  $R = r_0 + r_m + h_R$

从动件的运动规律曲线也称为凸轮型线。

### 1.11.2.2 凸轮型线

对凸轮型线的要求，一方面要保证充气效率高，另一方面要保证机构运动平稳、凸轮磨损小、低噪声、零件工作寿命长，为满足这些要求，需要仔细设计凸轮型线。凸轮型线一般由工作段和缓冲段组成。

#### 1) 缓冲段

配气机构由许多零件组成，在不同的工作温度下，它们会有不同的热变形，因此在配气机构的传动链中必须留有一定的间隙。另外，为了保证气门的密封性能和运动时机构不产生飞脱，气门弹簧在安装时要有一定的预变形，因而产生了一定的气门弹簧预紧力。凸轮在驱动气门开启前，首先要消除气门间隙，而且要压缩配气机构，产生静变形以克服气门弹簧预紧力，方能使气门开始升起。如果没有缓冲段，气门将以很大的速度开始升起和落座，这些将在气门杆尾部或气门座密封面产生强烈的冲击，发出噪声，并使零件很快损坏。为了补偿气门间隙，补偿克服气门弹簧预紧力而产生的机构静变形，以及保证气门以较小的速度升起和落座，减小配气机构噪声，现代的汽车发动机配气凸轮工作段前后，均设有缓冲段。从冲击和噪声来考虑，缓冲段速度应越低越好，但过小时不利于碾碎气门座上的杂质，并且使时间-断面减少不利于充气。缓冲段高度 $H_0$ 一般为以下两项之和：

$$H_0 = \frac{L_0 + P_0/C_0}{i} \quad (1-11-39)$$

对于排气凸轮，开起端缓冲段高度 $H_0$ 还应考虑缸内压力的影响，则：

$$H_0 = \frac{L_0 + (P_0 + P_c)/C_0}{i} \quad (1-11-40)$$

式中： $i$ ——摇臂比；

$L_0$ ——气门间隙；

$P_0$ ——气门弹簧预紧力；

$C_0$ ——机构刚度；

$P_c$ ——气压力。

凸轮在下降段和上升段的缓冲段高度 $H_0$ 、上升段和下降段的缓冲段速度 $H'_0$ 通常是相等的，一般取 $H_0 = 0.15 \sim 0.20\text{mm}$ 。

缓冲段所占凸轮转角一般在 $15^\circ \sim 40^\circ$ ，它应与缓冲段高度 $H_0$ 及缓冲段的函数表达式配合起来考虑，使缓冲段速度在所要求的范围内，一般取 $H'_0 = 0.006 \sim 0.025\text{mm}/^\circ$ 。

缓冲段类型很多，应用最多的是等加速-等速型缓冲段（图 1-11-26）：

$$\text{等加速段 } (0 \leq \varphi_e \leq \Phi_{01}) : h_t = c\varphi_e^2, \quad h'_t = 2c\varphi_e, \quad h''_t = 2c; \quad (1-11-41)$$

$$\text{等速段 } (\Phi_{01} \leq \varphi_e \leq \Phi_0) : h_t = H'_0(\varphi_e - \Phi_{01}) + H_{01}, \quad h'_t = H'_0, \quad h''_t = 0. \quad (1-11-42)$$

其中 $H'_0$ 、 $H_{01}$ 、 $\Phi_{01}$ 为给定设计参数。

#### 2) 凸轮工作段曲线

凸轮工作段曲线也有很多种，目前应用最广的一种是高次多项式凸轮型线（图 1-11-27）。它的特点是整个工作段型线由单一个函数式，即高次多项式表达，形式简单，曲线高阶导数连续，避免了惯性力的突然变化，有利于发动机向高速发展。如果将基本工作段起点作为计算始点，对应 $\varphi_e = 0$ ，挺柱初始升程为 $H_0$ ；如果以无因次量 $x = 1 - \frac{\varphi_e}{\Phi}$ 作为自变量，则挺柱在工作段的曲线为：

$$h_t(x) = C_0 + C_2x^2 + C_3x^3 + C_4x^4 + C_5x^5 + C_6x^6 + C_7x^7 \quad (1-11-43)$$

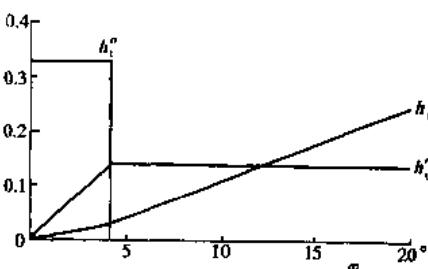


图 1-11-26 等加速-等速型缓冲段

式中:  $\Phi$  为凸轮工作段半包角;

$C_0, C_2, C_p \sim C_t$  为系数, 由边界条件通过解线性方程组得到;

$2 < p < q < r < s < t$  为幂指数, 由设计人员给定。

幂指数的选取对挺杆升程曲线的丰满程度, 对加速度曲线形状(最大正、负加速度值, 正加速度段宽度)等均有直接影响。一般指数取得越大, 则升程曲线越丰满, 且最大负加速度越小, 使凸轮外形最小曲率半径增大, 这对减小该处接触应力、降低磨损是有利的。但是负加速度初始形状不好, 会提高对弹簧的要求, 而且还会使最大正加速度值增大, 正加速度段宽度减小, 因而使配气机构振动加剧。

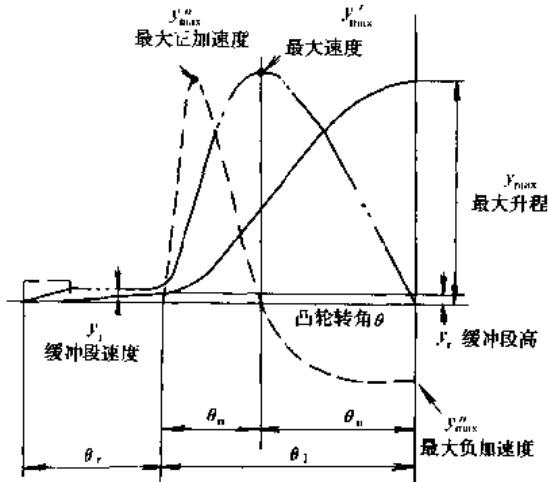
一般用丰满系数  $\Psi$  评价凸轮升程曲线的静态性能:

$$\Psi_1 = \frac{1}{H_{\max} - H_0} (H_{\max} - H_0 + \frac{C_2}{3} + \frac{C_p}{p+1} + \frac{C_q}{q+1} + \frac{C_r}{r+1} + \frac{C_s}{s+1} + \frac{C_t}{t+1}) \quad (1-11-44)$$

凸轮的曲率半径对凸轮的耐磨损影响很大, 因此在设计时一般要保证最小曲率半径大于 3mm。应该说明, 最小曲率半径不在凸轮桃尖处, 而是在桃尖附近, 应该利用式 1-11-37 检验最小曲率半径是否满足要求。

### 1.11.2.3 配气机构动力学

实际的配气机构是一个弹性系统, 工作时机构的弹性变形会使位于传动链末端气门处的运动发生很大畸变, 即气门的升程、速度、特别是加速度曲线与所设计的凸轮型线相比发生很大“失真”(图 1-11-28), 气门的运动有时迟后于挺柱, 有时又超越于挺柱, 从而会使传动链脱节, 气门开闭不正常, 严重时发生气门落座反跳、机构振动和噪声加剧, 甚至机构的正常工作遭到破坏。随着发动机转速的提高, 机构惯性力和振动加大, 上述“失真”现象就成了进一步提高发动机转速的障碍。要想使配气机构适合高速发动机的需要, 就必须从凸轮型线、机构结构参数和凸轮轴转速等几方面入手, 研究所设计配气机构的动力学特性, 对配气机构



进行优化匹配设计。

由于气门的升起与关闭交替出现,而且关闭的时间相对较长,因此认为机构在气门升起期间所具有的振动,会在气门关闭期间完全衰减,不会影响下一次的气门升起。同时由于凸轮轴刚度很大,其他各缸凸轮传来的振动影响很小,这样,配气机构每一工作循环都在相同的条件下进行,所以就可以将研究只限于气门每开闭一次的范围内。

### 1) 配气机构动力学模型

研究配气机构动力学,离不开一定的动力学模型,多年来已经发展了单自由度模型、多自由度模型、有限元模型等多种配气机构动力学模型。

#### (1) 单自由度模型

图 1-11-29 所示为单自由度模型,图中

$$M = M_V + M_R + M_P + M_S = \frac{G_1}{g} + \frac{I_B}{l_v^2} + \frac{G_P}{3g^2} + \frac{G_S}{3g} \quad (1-11-45)$$

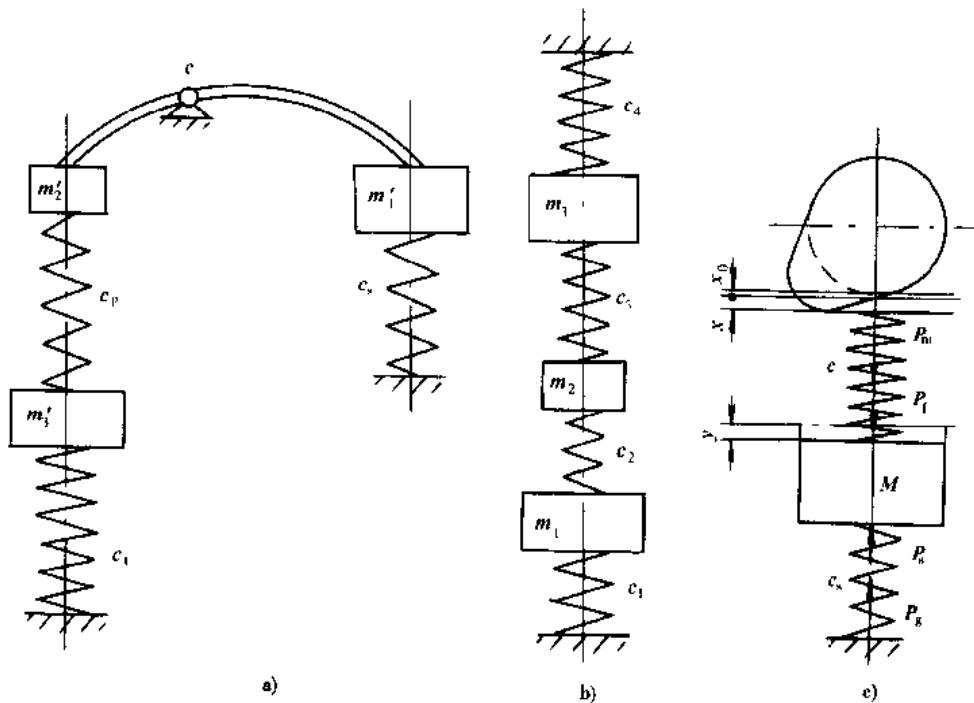


图 1-11-29 配气机构单自由度模型

a) 代表气门驱动机构的振动系统;b)换算到气门轴线处的振动系统;c)简化的单质量振动系统

根据达朗伯原理,质量  $M$  的运动微分方程为:

$$y'' + \frac{B}{M\omega_c^2}y' + \frac{C + C_S}{M\omega_c^2}y = \frac{B}{M\omega_c^2}x' + \frac{C}{M\omega_c^2}x - \frac{P_0 + P_e}{M\omega_c^2} \quad (1-11-46)$$

式中: $M_V, M_R, M_P, M_S$ ——各为换算到气门轴线处的气门组件、摇臂、推杆及气门弹簧的当量质量;

$C_0, C_S$ ——机构刚度和气门弹簧刚度;

$P_0, P_e$ ——气门弹簧预紧力和缸内气压力;

$B$ ——机构阻尼;

$x, y$ ——分别为当量挺柱升程和气门升程;

$y''$ ——为气门几何加速度。

#### (2) 多自由度模型

单自由度模型是从整体上考虑配气机构的动力学特性,为了细致地描述各驱动零件的运动规律,考虑高阶振动的影响,比如气门弹簧的振动,需要进行多自由度模型的动力学计算。图 1-11-30 所示为配气机构多自由度模型计算简图,它与单自由度模型一样,多自由度模型也应根据各集中质量的受力情况,按照动力学基本定律列出每个质量的运动微分方程,然后分别求解。

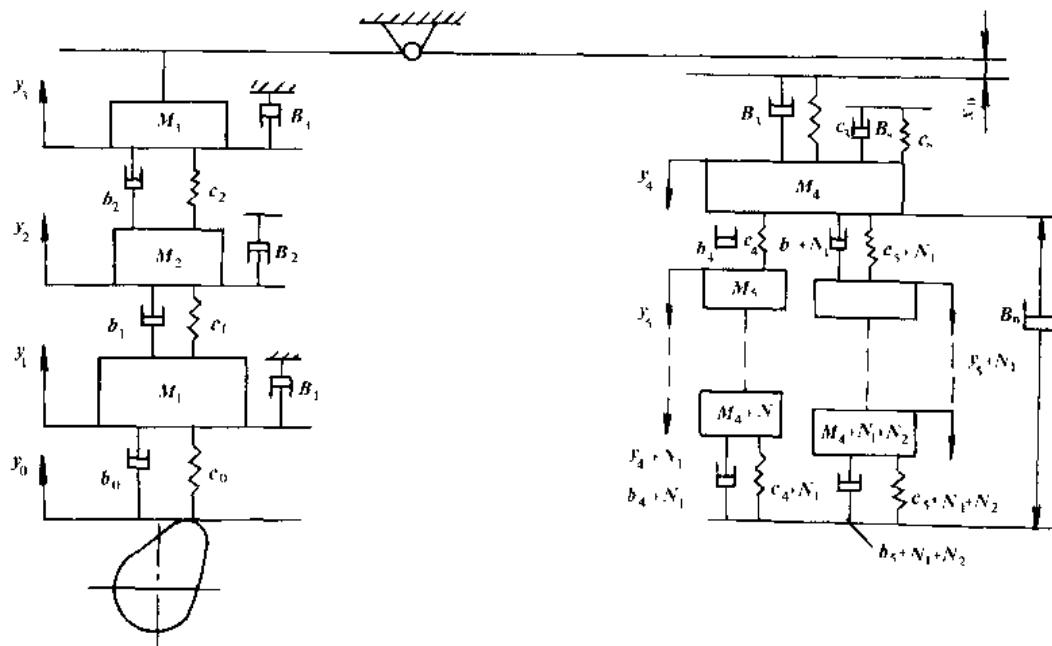


图 1-11-30 配气机构多自由度模型

## 2) 影响配气机构振动的因素

凸轮型线、机构刚度、机构运动质量以及凸轮轴转速是影响配气机构工作是否平稳的主要因素。凸轮型线决定了激励力的特性,机构刚度决定了机构的弹性变形,运动质量决定了运动惯性力的大小,凸轮转速决定了激励力的幅度。根据振动理论,机构刚度和运动质量决定了系统的固有频率,提高机构刚度和减小运动质量可以提高固有频率,减轻振动。综上所述,可以从以下几方面改善配气机构的振动。

- ①采用加速度曲线变化连续的凸轮型线,避免惯性力的突然变化。
- ②减小配气机构的运动质量。
- ③提高配气机构的刚度。
- ④适当增加气门弹簧预紧力和气门弹簧刚度,对于防止传动链脱离和减小振动效果比较明显,但同时会引起传动链中各零件的载荷增加,摩擦磨损加剧,甚至气门落座条件恶化,故采用此方法时应当慎重。
- ⑤利用配气机构动力学模型进行凸轮型线、结构参数、凸轮转速的优化匹配设计。

### 1.11.2.4 凸轮型线的动力修正

通过动力学计算可以知道,由于气门驱动机构具有弹性,使气门不能按凸轮外形所规定的规律运动,因而其正常工作性能受到破坏,影响配气机构的工作质量。考虑到机构的弹性对气门实际运动规律的影响,在设计凸轮外形时对它进行所谓“动力学修正”,使气门能按理想的规律运动,就是在凸轮外形设计中所采用的一种方法。

假设先设计理想的气门升程曲线  $y$ ,则当量挺杆升程  $x_t^*$  由以下几部分组成:

$$x_t^* = I_0 + \frac{P_0}{C_0} - \frac{C_s + C_0}{C_0}y + \frac{M}{C_0}\dot{y} \quad (1-11-47)$$

①  $I_0 + \frac{P_0}{C_0} = H_0$ , 是气门开始运动前为消除气门间隙  $I_0$  及补偿气门弹簧预紧力  $P_0$  所引起的驱动机构静变形所需的挺柱当量升程。

②  $\frac{C_s + C_0}{C_0} y = k_1 y$  式中,  $C_s y$  是气门升起  $y$  后引起的弹簧力增量,  $\frac{C_s}{C_0} y$  即为该弹簧力引起的机构变形增量。因此, 当量升程除作为气门气门升程  $y$  外, 还应补偿驱动机构因弹簧力增量引起的机构变形增量。

③  $\frac{M}{C_0} y = \frac{M\omega^2}{C_0} y'' = 36n_e^2 \frac{M}{C_0} y'' = k_2 y''$ , 是补偿机构因当量质量惯性力所引起的变形所需的挺柱当量升程。

因此, 当量挺柱运动规律可以写成:

$$\begin{aligned} \text{挺柱位移: } & x_1^* = H_0 + k_1 y + k_2 y'' \\ \text{挺柱速度: } & x_1^{**} = k_1 y' + k_2 y''' \\ \text{挺柱加速度: } & x_1^{***} = k_1 y'' + k_2 y^{(4)} \end{aligned} \quad (1-11-48)$$

由上式可以看出, 气门升程曲线必须满足高阶导数连续的条件, 所以, 一般在设计时采用高次多项式型线作为气门升程曲线  $y$ , 由此得到的经过动力修正的凸轮称为多项动力凸轮。

(撰稿人: 袁兆成)

## 参 考 文 献

1. BOSCH. 汽车工程手册. 北京: 北京理工大学出版社, 1997.
2. 乌·谢费尔特. 未来的汽车技术中译本. 北京: 人民交通出版社, 1996.
3. 蒋德明主编. 内燃机原理. 北京: 机械工业出版社, 1988 年第 2 版.
4. 余志生主编. 汽车理论. 北京: 机械工业出版社, 1990 年第 2 版.
5. 杨连生主编. 内燃机设计. 北京: 中国农业机械出版社, 1981.
6. 吉林工大内燃机教研室编. 内燃机理论与设计. 北京: 机械工业出版社, 1975.
7. 林田洋一. 汽车电子学. 北京: 人民交通出版社, 1988.
8. 日本 GP 企画室编. 汽车发动机图解. 长春: 吉林科学技术出版社, 1995.
9. 藤沢英也. 柴油机燃油喷射. 北京: 机械工业出版社, 1992.
10. 钱耀义编著. 汽车发动机电控汽油喷射系统. 北京: 人民交通出版社, 1996.
11. 日本林裕. 汽车用柴油机. 北京: 中国农业机械出版社, 1981.
12. 日本齐藤孟主编. 汽车柴油发动机. 北京: 人民交通出版社, 1986.
13. 钱耀义编著. 汽车发动机电子控制系统. 北京: 机械工业出版社, 1999.
14. 程宏编著. 汽车发动机原理. 北京: 清华大学出版社, 1995.
15. 赵士林编. 九十年代的内燃机. 上海: 上海交通大学出版社, 1986.
16. 蒋德明编著. 内燃机中的气体流动. 北京: 机械工业出版社, 1986.
17. 史绍熙等. 内燃机燃烧研究中的几个前沿问题. 内燃机学报 NO.2, 1990.
18. 刘忠长等. 车用柴油机变工况下的微粒排放的测量. 汽车工程 NO.6, 1997.
19. 张振东等. 电控汽油机提高经济性排放性的途径. 汽车工程 NO.1, 1997.
20. 李惠珍等. 配气机构设计的进展. 内燃机工程 NO.3, 1990.
21. 五味努ばか. 自动车工学全书 4ガソリンエンジン山海堂, 1980.
22. 中島泰夫ばか. 自动车用ガソリンエンジン山海堂, 1988.
23. 長尾不二夫. 内燃機関講義. 上卷. 養賢堂 1977.
24. 八田桂三. 内燃機関講義計則ハンドブック. 朝啓書店, 1979.
25. 廣安傳之ばか. ディーゼル噴霧の到達距離上噴霧角. 自動車技術會論文集 NO.21, 1980.
26. 自動車用ガソリンエンジン編集委員會編. 自動車用ガソリンエンジン. 山海堂, 1988.

27. 内藤ばが. 高次精度三次元数値計算によまエンジン吸氣行程過渡流動の解析. 日本機械學會論文集(B編) Vol. 155, 1989.
28. 武山ばが. ガス交換シンミニーションによまエンジン出力性能の予測. 自動車技術 Vol. 141, NO. 4. 1987.
29. 自動車技術ハンドブック“基礎理論編”, 1991.
30. G. G Lueus. The Motor Car in the Year 2000. Proc. IME. Vol. 1981D. NO. T. 1984.
31. S Muranaka et al. Factors Limiting the Improvement in Thermal Efficiency of S. I. Engine at Higher Compression Ratio. SAE paper 870548 SAE Trans. Vol. 96. 1987.
32. Sawamoto. Individual Cylinder Knock Control by Detecting Cylinder pressure. SAE paper 871911.
33. Kawamura. MBT Control through Individual Cylinder Pressure Detection. SAE paper 881779.
34. Miwa. New Method of Calibration for Electronically Controlled Engine. ISATA. 89164. 1989.
35. W. Bandel et al. Investigation of Mixture Preparation and Charge Motion Effects on the Combustion of Fast Burn Gasoline Engine. SAE Paper 890160.
36. Iwata et al. Two-hole Injector Improves Transient Performance and Exhaust Emissions of 4-valves Engines. SAE paper 870125.
37. J. C. Keck et al. Early Flame Development and Burning Rates in Spark Ignition Engines and Their Cyclic Variability SAE Paper 870164.
38. M. J. Hall et al. A Study of Velocities and Turbulence Intensities Measured In Firing and Motored Engine. SAE Paper 870543.
39. E. G. Groff et al. The Nature of Flame Propagation in a Homogeneous Spark Ignited Engine. SAE Paper 800133.
40. K. Kato et al. Spray Characteristics and Combustion Improvement of D. I. Diesel Engine with High Pressure Fuel Injection. SAE Paper 890265.
41. Furuhama et al. Heat Transfer into Ceramic Combustion wall of Internal Combustion Engines. SAE Paper 870153.
42. F. Girshick et al. Oil Film Thickness in a Bearing of a Fired Engine. Part III. SAE Paper 831691.
43. S. Furuhama et al. Measurement of Piston Ring Oil Film Thickness in an Operating Engine ASLE Preprint. 1982.
44. J. T. Staron et al. An Analysis of Valve Train Friction in Term of Lubrication Principle. SAE Paper 830165.
45. K. P. Oh et al. Elastohydrodynamic Lubrication of Piston Skirts Trans. ASME. Journal of Tribology Vol. 109, 1987.
46. J. B. Heywood. Engine Combustion Modeling An Overview. Combustion Modeling in Reciprocating Engine. Plenum Press. 1980.
47. J. B. Heywood. Internal Combustion Engine Fundamentals. MC-Graw Hill Book Company. 1987.
48. F. Quissek et al. The AVI. High Compression Lean Burn Engine-Engine Development and Passenger Car Application. SAE Paper 880575 1988.
49. A. A. Amsden et al. The KIVA-II Computer Program for Transient Multidimensional Chemically Reactive Flow with Sprays. SAE 872072.
50. A. Constantine et al. The Effects of Spray, Mixing and Combustion Model Parameters on KIVA-II Predictions. SAE 911785.
51. R. D. Reitz et al. Improvements in 3D Modeling of Diesel Engine Intake Flow and Combustion. SAE 921627.
52. R. D. Reitz et al. Progress in Diesel Engine Intake Flow and Combustion Modeling. SAE 932458.
53. W. Hentschel et al. European Diesel Research IDEA-Experimental Results from DI Diesel Engine Investigation. SAE 941954.
54. M. A Gonzales et al. Modeling Diesel Engine Spray Vaporization and Combustion. SAE 920579.
55. S. Muranaka et al. Factors Limiting the Improvement in Thermal Efficiency of S. I. Engine at Higher Compression Ratio. SAE Paper 870548.
56. Y. Takagi et al. An Analytical Study on Knocking Heat Release and its control in a Spark Ignition Engine. SAE

- 880196.
57. N. Miyamoto et al. Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Function. SAE Paper 850107.
58. S. Kono et al. Prediction of In-cylinder Flow and Spray Formation Effects on Combustion in Direct Injection Diesel Engines. SAE Paper 850108.
59. A. D. Gosman. Computer Modeling of flow and Heat Transfer in Engines. Progress and Prospects. International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines. Tokyo, Japan. Sept, 1985.
60. P. Pinchon. Three Dimensional Modeling of Combustion in a Prechamber Diesel Engine. SAE Paper 890666.
61. R. S. Benson et al. The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engine Vol. 1 Clarendon Press. Oxford 1982.
62. S. Takeyama et al. Gas Exchange Simulation Model for Improving Charging Efficiency of Four-Valve Internal Combustion Engine. Proceedings I. Mech. E, 1987.
63. H. O. Herrman et al. Development of a DI-Diesel Engine with Four Valves for Passenger Cars. SAE Paper 950808.
64. Philip W. Stephenson et al. Modeling The Effects of Intake Generated Turbulence and Resolved Flow Structures on Combustion in DI Diesel Engines. SAE paper 960634.
65. Ulrich Flag et al. Electronic Control Unit of Bosch EDC systems. SAE 880185.
66. Fumiaki Murayama. The Nippondenso Electronic Control System for the Diesel Engine. SAE 880489.
67. Alfred Schmit. Electronically Controlled High Pressure Unit Injector System for Diesel Engines. SAE 911819.
68. G. Mercalli et al. A New Automotive Real Time Engine Control System with 32 Bit Micro-controller, SAE 945002.
69. S. Werner. Der neue Zweiliter-Vierventil Motor von Opel. MTZ Vol. 49. NO. 4, 1988.
70. D. Gruden. Über den Stand der Entwicklung des Ottomotors für Personewagen. MTZ Vol. 50. NO. 1. 1989.
71. M. Lorenz et al. Ladungsbewegung und Verbrennungsablauf beim Ottomotor. MTZ VOL. 50 NO. 10, NO. 12, 1989.
72. W. Moser. et al. Benzin-Direkteinspritzung-oline neue Herausforderung für zukiinige Motorsteuerungs system. MTZ Vol. 58., NO. 9, 1997.
73. Karl-Heinz Hoffmann et al. Das Common-Rail-Einspritzsystem-ein neues Kapitel der Dieseleinspritztechnik. MTZ Vol58. NO. 10, 1997.
74. W. Egler et al. Die Simulationsgestützte Entwicklung von Hochdruckeinspritzsystemen für Dieselmotoren. MTZ Vol 58. NO. 11 1997.
75. J. Liebletal. Gemischbildung-eine System-komponente künftiger Emissions-konzepte. MTZ Vol56. NO 7/8 1995.
76. J. Schenk. et al. Motorsteuerung ME1.0 für die optimierten V8-und V12 Motoren Von Mercedes-Benz. MTZ. Vol. 56, NO.11, 1995.
77. G. Woschni et al. Das instationäre Betriebs-verhalten von Ottomotoren-motoren-experimentelle Erfassung und rechnerische Simulation MTZ. Vol. 60, NO. 2, 1999.
78. A. Bauder. et al. Die neuen V8-Ottomotoren von Audi mit Fünfventiltechnik MTZ. Vol. 60, 1999.
79. P. Walzer. Magerbetrieb beim Ottomotor. ATZ.. NO.5, 1986.
80. P. Walzer et al. Variable Steuerzeiten und variable Verdichtung team Ottomotor. MTZ. NO. 1, 1986.
81. Gert Hack et al. Mehrventil-Motoren Motorbuch Verlag Stuttgart, 1991.
82. R. Pischinger et al. Thermodynamik der Verbrennungskraft Maschine. Springer-Verlag, 1989.

## 2 汽车动力性与燃油经济性

汽车的动力性主要可用三方面的指标来评价：

- ①汽车的最高车速  $v_{max}$ , km/h;
- ②汽车的加速时间  $t_s$ , s;
- ③汽车的最大爬坡度  $i_{max}$ .

确定汽车的动力性,就是要确定汽车沿行驶方向的运动规律,为此必须掌握沿汽车行驶方向作用于汽车的各种外力,即驱动力与行驶阻力。

### 2.1 汽车的驱动力与行驶阻力

#### 2.1.1 驱动力

发动机输出的转矩,经传动系传至车轮,产生驱动力矩  $T_d$ ,该力矩使轮胎支撑面上产生沿地面向后的作用力,同时地面给驱动轮一反作用力,这反作用力推动汽车前进,称为汽车的驱动力(图 2-1-1),用下式表示:

$$F_d = \frac{T_d}{r} = \frac{T_e + i_g \cdot i_0 \cdot \eta_T}{r} \quad (2-1-1)$$

式中:  $T_d$ —作用于驱动轮上的转矩, N·m;

$T_e$ —发动机转矩, N·m;

$i_g$ —变速器传动比;

$i_0$ —主减速器传动比;

$\eta_T$ —传动系机械效率;

$r$ —驱动轮(动力)半径, m.

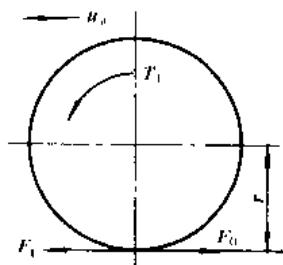


图 2-1-1 汽车的驱动力

##### 2.1.1.1 发动机转矩

发动机转矩  $T_e$  可从发动机特性图上查出。图 2-1-2 为典型的汽油机外特性图。如果发动机功率以 kW 表示,转速以 r/min 表示,则转矩可表示为:

$$T_e = \frac{9549 P_e}{n_e} \quad \text{N} \cdot \text{m} \quad (2-1-2)$$

发动机制造厂提供的发动机特性图常是在试验台上拆下制动用空压机、动力转向用油泵、悬挂用压缩机等条件下测得的功率,称为发动机净功率。如带上全部附件设备测得的发动机外特性曲线称使用外特性曲线。一般使用外特性曲线上表示的功率,在发动机最高转速  $n_{max}$  时,较试验台上测得的功率小 10% ~ 15%;在转速为  $0.5 n_{max}$  时,则小 2% ~ 6%;转速再低时两者相差更小。

汽车常在不稳定工况下工作,发动机所能提供的功率一般较稳定的工况时下降 5% ~ 8%。在进行动力性估算

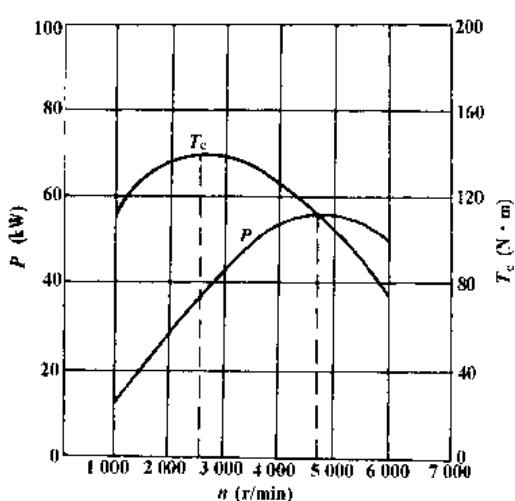


图 2-1-2 Audi 1.8L 四缸汽油机外特性图

时,一般常沿用稳定工况时发动机台架试验所得使用外特性的功率和转矩曲线。

为便于计算,常采用多项式来描述由试验台上测得的发动机外特性曲线,即:

$$T_e = a_0 + a_1 n + a_2 n^2 + \cdots + a_k n^k$$

式中  $a_0, a_1, a_2, a_k$  等系数可由最小二乘法来确定,拟合阶数  $k$  随特性曲线而异,一般在 2、3、4、5 中选取。

近年来,发动机技术不断发展,多气门、变长进气管、增压发动机的采用,使发动机外特性形状也随之变化。图 2-1-3 所示为 Audi 2.4L 5 气门 V6 发动机外特性图。图 2-1-4 所示为 Audi A8 发动机外特性图,其进气管可变长度,低速时为细长管,高速时为短而粗的管道。图 2-1-5 所示为 Honda Legend 发动机外特性图,其进气管相当于三种长度的管道,转矩在低、中、高时均较大。

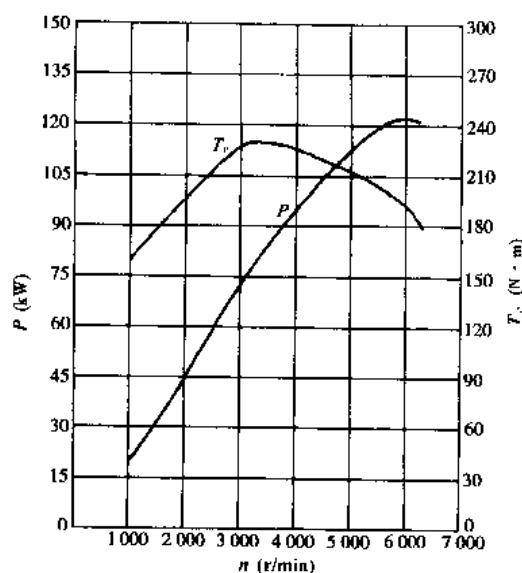


图 2-1-3 Audi 2.4 L 5 气门 V6 发动机外特性图

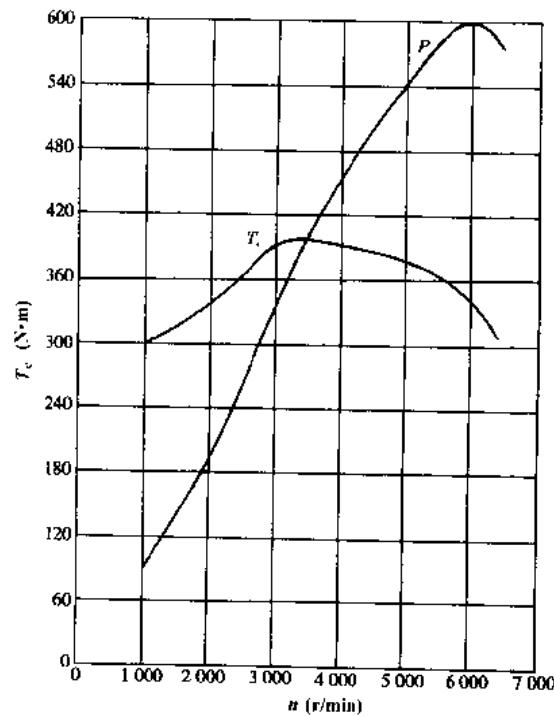


图 2-1-4 Audi A8 发动机外特性图

为改善汽车的行驶性能并充分利用发动机的负载能力,国际上出现了高转矩发动机,它在一定范围内保持大致不变的功率(有时也称等功率发动机)。图 2-1-6 所示为德国奔驰公司 OM402LA/I 增压发动机特性图。该发动机在  $n = 1500 \sim 2100 \text{ r/min}$  范围内维持基本不变的功率,在  $n = 1000 \sim 1500 \text{ r/min}$  范围内保持基本不变的高转矩,转矩系数  $K_T = 1.33 \sim 1.57$ ,转速储备系数  $K_n = 1.60 \sim 2.41$ ,都远高于一般发动机,其转矩特性十分优越。由于最大转矩的提高及最大转矩点转速的降低,可以提高汽车适应范围,减少变速器的档数,增加变速器的档距。

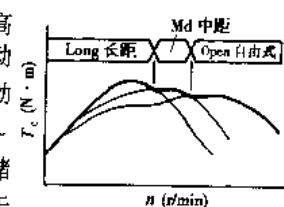


图 2-1-5 Honda Legend 发动机外特性图

### 2.1.1.2 传动系机械效率

发动机发出的功率  $P_e$  经传动系传至驱动轮的过程中,为了克服传动系各部件的摩擦,必然消耗一部分功率。传动系机械效率表示传至驱动轮上的功率与发动机功率的比值,其表示式为:

$$\eta_T = \frac{P_e - P_T}{P_e} = 1 - \frac{P_T}{P_e}$$

式中:  $P_T$ —传动系中损失功率。

传动系功率损失主要由机械损失和液力损失组成。机械损失是指齿轮传动副、轴承、油封等处的摩擦损失;液力损失是指消耗于润滑油搅动、润滑油与旋转零件间的表面摩擦损失。机械损失与传递转矩的大小、齿轮传动副对数、齿轮种类、齿轮加工精度等因素有关;液力损失与润滑油的品种、温度、箱体内的油面高度及齿轮等旋转零件转速有关。

传动系效率是在专门试验台上测得的。估算时,考虑到影响传动系效率因素中齿轮传动副及万向节传动副的对数是主要影响因素,所以常用齿轮传动副对数来估算其效率。试验表明,经过一对圆柱齿轮效率约为98%,单级主减速器的效率约为95%~98%,万向节传动的效率约为99%。采用机械变速器传动系的轿车,其传动效率可取为90%~92%。载货汽车、客车的传动系有多种组合方式,可根据推荐值,估算整车的传动效率。

### 2.1.1.3 轮胎的半径

轮胎的半径有四种表示方法:

①自由半径  $r_c$ —充气后,无载荷状态时的轮胎半径。

②静力半径  $r_s$ —轮胎在静止状态下受法向负载作用后从轮胎中心至支承面的垂直距离。此时轮胎有径向变形,显然静力半径小于自由半径。

③动力半径  $r_d$ —轮胎在负荷行驶中,当倾角为零度时,从轮轴中心至支撑面上切向反作用力间的垂直距离。此时,轮胎除承受径向载荷外,还承受转矩作用,轮胎不仅产生径向变形,还产生切向变形。因此,动力半径与作用在轮胎上的载荷、转矩、轮胎气压、轮胎径向和切向刚度、地面条件及行驶速度有关。汽车正常行驶时,轮胎切向变形较小,动力半径可认为近似地等于静力半径。

④滚动半径  $r_r$ —车轮在地面上滚动时的运动半径。它用来确定车轮前进位移和角位移的关系,它是轮胎滚动周长除以  $2\pi$  所得的数值,其表达式为:

$$r_r = \frac{s}{2\pi n}$$

式中:  $n$ —车轮转动的圈数;

$s$ —车轮转动  $n$  圈时,车轮滚动的距离。

滚动半径可由试验测得。

对汽车作动力学分析时,应用动力半径  $r_d$ (可用静力半径替代);作运动学分析时,应用滚动半径。在一般分析中常不计它们的差别,统称车轮半径  $r$ ,即认为:

$$r_s \approx r_d \approx r$$

一般轮胎制造厂常提供轮胎半径的有关数值。

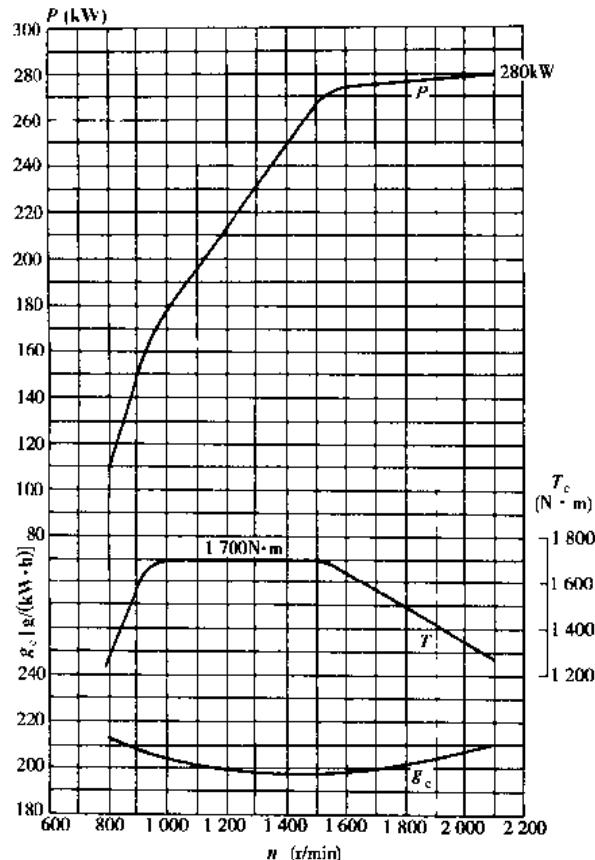


图 2-1-6 OM402 LA1/1 增压发动机特性图

### 2.1.1.4 传动系传动比

传动系传动比由变速器传动比和主减速器传动比等组成。汽车行驶速度与变速器档位及发动机转速的关系为：

$$u = \frac{2\pi r}{1000} \frac{60 \times n}{i_k \cdot i_0} = 0.377 \frac{n}{i_k \cdot i_0} \quad (2-1-3)$$

式中：  
 $u$ ——汽车行驶速度，km/h；  
 $n$ ——发动机转速，r/min；  
 $r$ ——车轮半径，m；  
 $i_k$ ——变速器传动比；  
 $i_0$ ——主减速器传动比。

变速器各档传动比的分配，由汽车性能、燃油消耗和最高车速等综合因素考虑决定。近年来，为获得较大的驱动效率，普遍采用五档变速器。为获得较好的加速性能，二档至四档的传动比较大接近。为降低燃油消耗和减少噪声，也有用超速五档的。国内主要汽车变速器传动比列于表 2-1-1。

表 2-1-1 变速器各档传动比

类 型	型 号	变 速 器 传 动 比 $i_k$						主减速器 传动比 $i_0$
		I	II	III	IV	V	VI	
轿 车	夏利 TJ100	3.090	1.842	1.230	0.864			4.500
	桑塔纳 330k8BLOL	3.455	1.944	1.286	0.909			4.111
	富康 DC7140	3.417	1.810	1.276	0.975	0.763		4.063
	奥迪 100	3.545	2.105	1.300	0.943	0.789		4.11
	红旗 CA7560	2.46	1.46	1.00				4.22
轻型货车	依维柯 40~10	6.19	3.89	2.26	1.43	1.00		4.44
	跃进 NJ 1061S	6.40	3.09	1.69	1.00			6.67
	解放 CA1021	4.218	2.637	1.646	1.000	0.845		5.143
中型货车	东风 EQ 1091E	7.31	4.31	2.45	1.54	1.00		6.33
	解放 CA1091	7.640	4.834	2.856	1.895	1.377	1.00	7.107
重型货车	东风 EQ1141G	6.54	3.78	2.16	1.44	1.00		6.167

### 2.1.2 行驶阻力

汽车行驶时必须克服下列各阻力：

- ①滚动阻力  $F_f$ ；
- ②空气阻力  $F_w$ ；
- ③上坡阻力  $F_i$ ；
- ④加速阻力  $F_j$ 。

汽车直线行驶时作用于汽车上的力如图 2-1-7 所示。行驶阻力之和为：

$$\Sigma F = F_f + F_w + F_i + F_j$$



图 2-1-7 直线行驶时作用于汽车上的力  
(水平路)

### 2.1.2.1 滚动阻力

滚动阻力是车轮在地面上滚动时产生的阻力，主要由以下各种阻力组成：

- ①轮胎沿路面滚动时，轮胎变形所引起的阻力；
- ②路面变形所引起的阻力；
- ③路面不平整所引起的冲击阻力；
- ④轮毂轴承的摩擦阻力。

滚动阻力  $F_f$  可用下式表示：

$$F_f = fG \quad (2-1-4)$$

式中： $f$ ——滚动阻力系数；

$G$ ——汽车总重量。

滚动阻力系数由试验确定。滚动阻力系数与路面种类、行驶速度、轮胎构造、材料、气压等有关。表 2-1-2 给出了汽车在一些路面上，以中、低速行驶时滚动阻力系数的大致数值。

表 2-1-2 滚动阻力系数  $f$  的数值

地面类型	$f$	地面类型	$f$
良好的沥青或水泥路	0.010~0.018	冰路面	0.015~0.030
一般的沥青或水泥路	0.018~0.020	压紧的雪路	0.030~0.050
碎石路	0.020~0.025	卵石路面	0.025~0.030
干燥土路	0.025~0.035	干砂路	0.100~0.300
潮湿土路	0.050~0.150	湿砂路	0.060~0.150

行驶速度对滚动阻力系数影响很大。图 2-1-8 说明轿车和载货汽车轮胎车速在 100km/h 以下时，滚动阻力系数逐渐增加，但变化不大。轿车轮胎在 140km/h 以上时增加较快。车速达到某一临界车速例如 150~200km/h 时，滚动阻力系数迅速增大。这时轮胎发生驻波现象，轮胎边缘不再是圆形而成波浪状。出现驻波后，不但滚动阻力系数显著增加，轮胎的温度也很快增加到 100℃ 以上，胎面与轮胎帘布层脱落，甚至几分钟内可能出现爆破现象。这种现象对高速行驶的车辆是一种严重的威胁。

轮胎的结构、帘线和橡胶的品种对滚动阻力系数都有影响。图 2-1-9 给出了几种不同结构轮胎滚动阻力系数随车速变化的曲线，可以看出子午线轮胎的滚动阻力系数较低。

滚动阻力系数与充气压力的关系曲线如图 2-1-10 所示。轮胎气压对滚动阻力系数影响很大。气压低时，滚动阻力系数迅速增加。这是因为气压低时，滚动的轮胎变形较大，迟滞损失增加的缘故。

汽车在软路面上行驶时，路面变形构成滚动阻力的主要部分。适当降低气压，增加轮胎与地面接触面积，减少路面变形，有利于减少滚动阻力系数。但气压降低过多，轮胎变形太大，轮胎变形所消耗的能量起了主要作用，滚动阻力反而增加。从图 2-1-11 看出，汽车在软路面上行驶时，轮胎气压有一最佳值，在此气压下，滚动阻力系数最小。

径向载荷对滚动阻力系数的影响很小，可以认为滚动阻力系数不随径向载荷大小而变化。

汽车转弯行驶时，轮胎发生侧偏现象，轮胎与地面将产生相应的变形，滚动阻力有较大幅度的增加。试验表明，汽车转弯时滚动阻力较直线行驶时增加约 50%~100%。

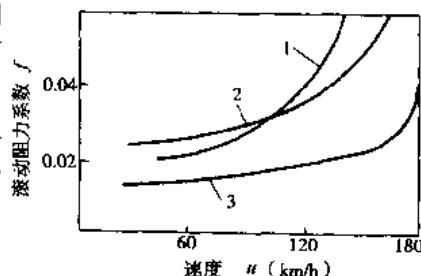


图 2-1-8 滚动阻力系数与车速的关系  
1-6.50-13(4 层斜帘线); 2-6.50-14(4 层斜帘线宽断面); 3-175-14(子午线)

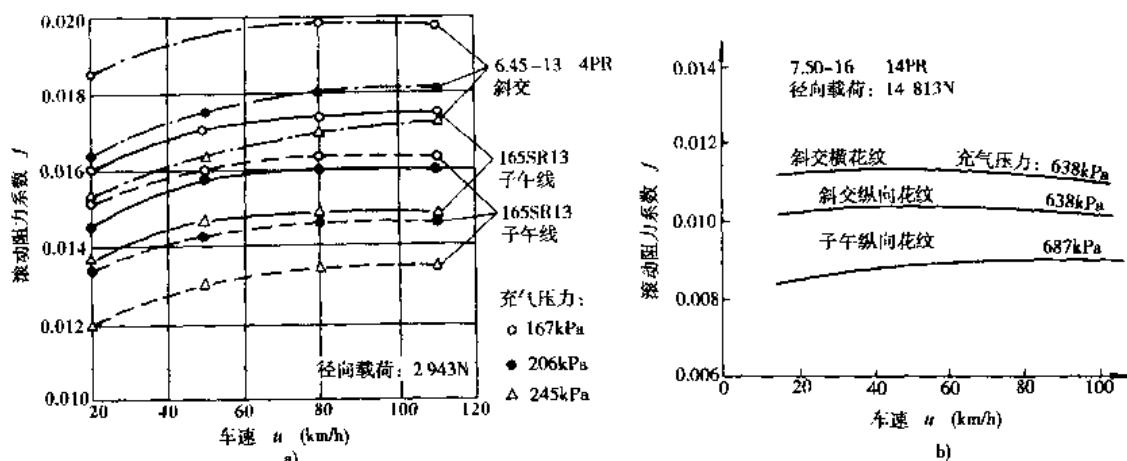


图 2-1-9 不同结构轮胎的滚动阻力系数

a)轿车轮胎; b)轻型载货汽车轮胎

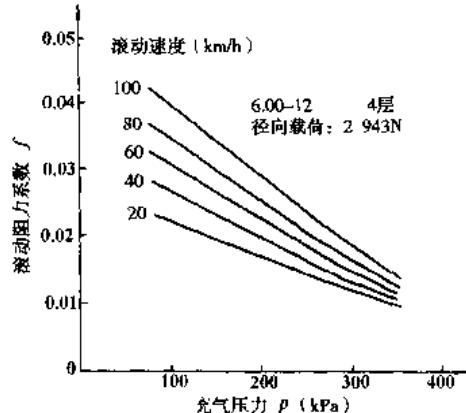


图 2-1-10 滚动阻力系数与充气压力的关系

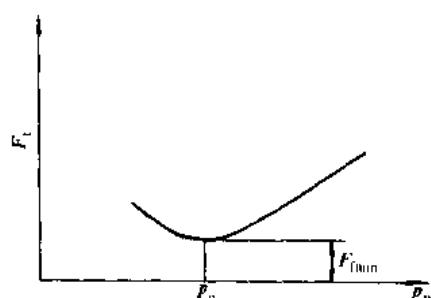


图 2-1-11 软路面上滚动阻力与轮胎气压的关系

### 2.1.2.2 空气阻力

汽车行驶时,汽车与空气间形成相对运动,空气作用在汽车上沿其行驶方向上的分力,称为空气阻力。

空气阻力由两大部分组成:一是作用在汽车外表面上的法向压力的合力在行驶方向上的分力,称为压力阻力;二是具有粘度的空气对汽车表面的摩擦作用产生的阻力,称为摩擦阻力。

汽车行驶时,其周围气流的速度和方向随车身表面凸凹情况而变化,气流作用于车身表面的压力也随之变化,形成作用在车身前部的压力大于后部的压力(图 2-1-12),并在车身尾部等处由于边界层脱离形成旋涡而损失机械能,因而产生压力阻力。

压力阻力又分为四部分:形状阻力、干扰阻力、内循环阻力和诱导阻力。形状阻力取决于车身的形状,占压力阻力的大部分;干扰阻力是车身表面突出物如后视镜、门把、引水槽、悬架导向杆、驱动轮等引起的阻力;内循环阻力是发动机冷却系统、车内通风等所需空气流经车体内部时构成的阻力;诱导阻力是空气升力在水平方向上的分力。

对于一般轿车,形状阻力占 58%,干扰阻力占 14%,内循环阻力占 12%,诱导阻力占 7%,摩擦阻力占 9%。

汽车空气阻力计算公式是引用空气动力学中气流相对速度动压力公式,再乘以比例系数,即:

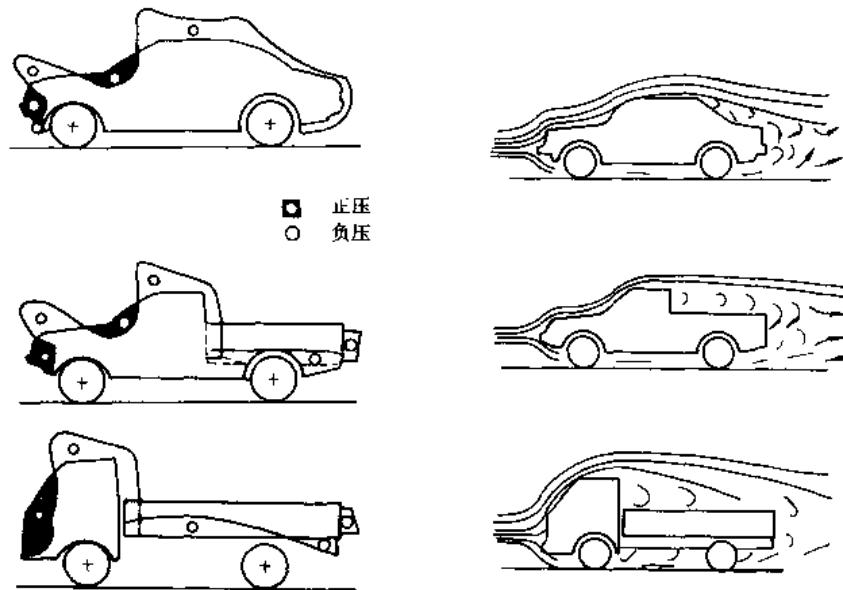


图 2-1-12 车身表面空气法向压力分布

$$F_w = \frac{1}{2} C_D \rho u^2 \quad N$$

式中:  $C_D$ —空气阻力系数;

$\rho$ —空气密度,一般  $\rho = 1.2258 \text{N} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-4}$ ;

$A$ —迎风面积,即汽车行驶方向的投影面积,  $\text{m}^2$ ;

$u$ —相对速度,在无风时即汽车的行驶速度,  $\text{m/s}$ ;

如  $u$  以  $\text{km/h}$  计,则空气阻力为:

$$F_w = \frac{C_D A u^2}{21.15} \quad N \quad (2-1-5)$$

各种车身形状的空气阻力系数列于表 2-1-3。

表 2-1-3 各种汽车的空气阻力系数  $C_D$  值

汽 车 类 型	空 气 阻 力 系 数 $C_D$
敞篷车身	0.5~0.7
厢式货车车身	0.5~0.6
凹背(浮顶)式车身	0.4~0.55
前照灯,后轮,备胎在车身内,无保险杠	0.3~0.4
前照灯及全部车轮在车身内,覆盖地板	0.2~0.25
K型(卡门教授研制,小部分的突变)	0.23
最优流线型设计	0.15~0.20
载货汽车,汽车列车	0.8~1.5
大客车	0.6~0.7
流线型大客车	0.3~0.4

空气阻力与空气阻力系数  $C_D$  和迎风面积  $A$  成正比。降低  $C_D$  值, 特别是降低  $C_D$  值, 是降低空气阻力的主要手段。空气阻力系数逐年下降(图 2-1-13), 1990 年已降到 0.25 左右, 福特 Probe IV  $C_D$  为 0.15。

空气阻力系数与流入角  $\tau$ (指流入速度与纵轴线的夹角)有很大关系(图 2-1-14)。从图中看出, 由于载货汽车底盘各部件间空隙暴露在外, 驾驶室与鞍式半挂车之间或汽车与全挂车之间存在空间, 当其受到侧向风时, 空气阻力大为增加。而轿车的车身基本上是封闭的, 所以受侧向风影响较小。因此载货汽车采用导流板可改善从驾驶室到集装箱的气流过渡, 从而降低空气阻力。

### 2.1.2.3 上坡阻力

汽车上坡行驶时, 汽车重力沿坡道的分力称上坡阻力(图 2-1-15), 即:

$$F_i = G \sin \alpha \quad (2-1-6)$$

式中:  $G$ —作用于汽车上的重力, N;

$\alpha$ —道路坡度角。

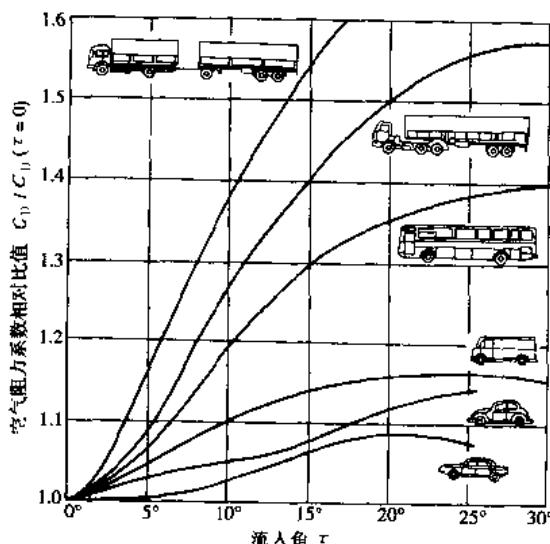


图 2-1-14 流入角对空气阻力系数的影响

道路坡度是以坡高  $h$  与底长  $s$  之比表示, 即:

$$i = \frac{h}{s} = \tan \alpha$$

坡度也常用百分数表示, 即:

$$i = \frac{h}{s} \times 100\%$$

根据我国交通部颁布的公路工程技术标准, 平原微丘区 I 级路面最大坡度为 4%, 山岭重丘区 IV 级路面最大坡度为 9%。所以一般路面上坡度较小, 此时

$$\sin \alpha \approx \tan \alpha \approx i$$

$$F_i = G \sin \alpha \approx G i \quad (2-1-7)$$

图 2-1-16 表示了上坡度  $i$  与坡道角  $\alpha$  的关系。

### 2.1.2.4 加速阻力

汽车加速行驶时, 需要克服其质量加速运动时产生的惯性力, 称为加速阻力  $F_j$ 。

汽车的质量分为平移质量和旋转质量两部分。加速时, 不仅要克服平移质量产生的惯性力, 同时还要克服旋转质量产生的惯性力矩。为计算方便, 一般将加速时旋转质量惯性力矩转化为平移质量的惯性力, 并以  $\delta$  作为换算系数。汽车加速时加速阻力为:

$$F_j = \delta m \frac{du}{dt} \quad (2-1-8)$$

式中:  $\delta$ —汽车旋转质量换算系数, ( $\delta > 1$ );

$m$ —汽车质量, kg;

$\frac{du}{dt}$ —汽车加速度,  $m/s^2$ 。

一般进行汽车动力性计算时, 汽车的旋转质量只考虑发动机飞轮和车轮的转动惯量, 其他旋转质量影响较小, 可予以忽略。

根据公式推导出:

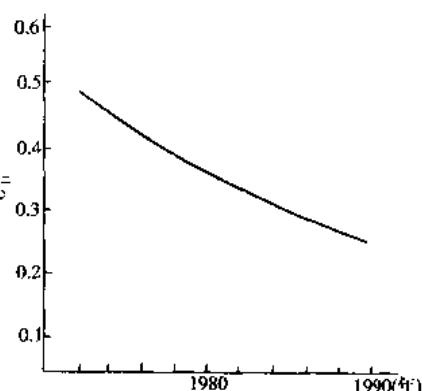


图 2-1-13  $C_D$  值变化

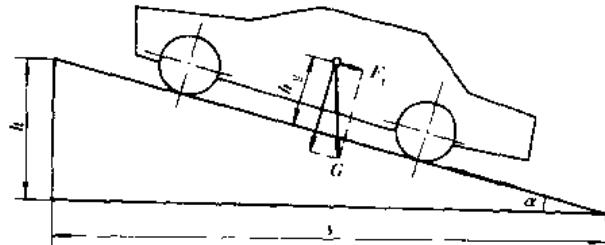
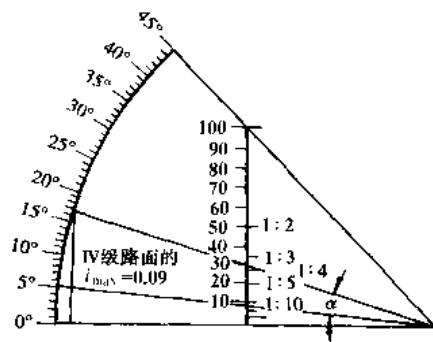


图 2-1-15 汽车的上坡阻力

图 2-1-16 坡度  $\alpha$  与坡道角  $\alpha$  的关系

$$\delta = 1 + \frac{1}{m} \frac{\sum I_w}{r^2} + \frac{1}{m} \frac{I_f t_f^2 \cdot i_0^2 \cdot \eta_T}{r^2}$$

式中:  $I_w$ —车轮的转动惯量,  $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ;

$I_f$ —飞轮的转动惯量,  $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ,

表 2-1-4 给出了部分汽车的转动惯量及旋转质量换算系数。

表 2-1-4 部分汽车旋转部件的转动惯量及旋转质量换算系数  $\delta$ 

制造厂家	汽车型号	类 型	发动机排量(L)	轮胎尺寸	主减速器传动比 $i_0$	变速器传动比 $i_k$					
						I	II	III	IV	V	
	Audi100	轿车	1.8	165SR14	3.89	3.40	1.94	1.36	0.97	-	
Volkswagen 大众	411	轿车	1.7	155SR15	3.73	3.81	2.11	1.40	1.00	-	
Daimler Benz 戴姆勒—奔驰	MB200	轿车	2.0	175S14	4.08	3.90	2.30	1.41	1.00	-	
	MB280SE	轿车	2.8	185H14	3.92	3.96	2.34	1.43	1.00	-	
	MBLP608	载货汽车	3.8	7.00-16X	4.3	7.31	4.23	2.53	1.55	1.0	
	MB0302/13R	客车	8.7	10.00-20super	5.63	7.51	3.99	2.30	1.39	1.0	
BMW 宝马	1800	轿车	1.8	165 S14	4.10	3.84	2.05	1.35	1.00	-	
	2800	轿车	2.8	DH70HR14	3.45	3.85	2.12	1.38	1.00	-	
	BJ130	载货汽车	2.445	6.50-16	5.83	6.09	3.09	1.71	1.00	-	
制造厂家	汽车型号	类 型	汽车整备质量(kg)	转动惯量( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )			各档的 $\delta$ 值				
				$I_{w1}$	$I_{w2}$	$I_f$	I	II	III	IV	V
	Audi100	轿车	1210	1.58	1.58	0.16	1.27	1.11	1.06	1.05	-
Volkswagen 大众	411	轿车	1000	1.79	1.81	0.15	1.35	1.14	1.08	1.06	-
Daimler Benz 戴姆勒—奔驰	MB200	轿车	1480	2.35	2.35	0.284	1.50	1.18	1.08	1.05	-
	MB280SE	轿车	1645	3.18	3.18	0.255	1.36	1.14	1.06	1.04	-
	MBLP608	载货汽车	6500	4.9	9.8	0.794	1.35	1.14	1.07	1.04	1.02
	MB0302/13R	客车	16000	28.91	57.82	1.92	1.61	1.18	1.08	1.04	1.03
BMW 宝马	1800	轿车	1200	1.51	1.52	0.176	1.43	1.14	1.08	1.06	-
	2800	轿车	1420	2.293	2.293	0.255	1.37	1.14	1.08	1.06	-
	BJ130	载货汽车	4700	1.795	3.590	0.218	1.46	1.26	1.04	1.02	-

旋转质量换算系数  $\delta$  不仅与  $I_w$ 、 $I_f$  有关,而且与所挂挡位有关。低档传动比的数值较大,所以  $\delta$  也较大,

一般  $\delta$  在 1.1~1.5 范围内。

对于装有速比连续变化的无级变速器汽车(CVT),传动比变化率  $\frac{di_p}{dt}$  对旋转质量换算系数有较大影响,它使发动机转速加快,并且还将产生附加加速阻力,经推导,其计算公式为:

$$F_{JT} = u \frac{I_f i_0^2 i_k}{r^2} \frac{di_p}{dt}$$

### 2.1.3 行驶特性图

行驶特性图是指驱动力-速度、行驶阻力-速度、各档发动机转速-速度、滚动阻力及上坡阻力与速度关系的总称。

汽车行驶过程中,驱动力总是与行驶阻力平衡:

$$\begin{aligned} F_t &= F_f + F_r + F_w + F_s \\ \text{或} \quad \frac{T_e i_g i_0 \eta_T}{r} &= G \cos \alpha + G \sin \alpha + \frac{C_D A u^2}{21.15} + \delta m \frac{du}{dt} \end{aligned} \quad (2-1-9)$$

该公式反映了汽车行驶过程中,驱动力与行驶阻力间的平衡关系,也称驱动力行驶阻力平衡方程式。当发动机外特性中的转矩曲线、变速器传动比、主减速比、传动效率、车轮半径、空气阻力系数、汽车迎风面积及汽车质量等参数确定后,便可利用此式分析汽车在附着良好路面上的动力性能,即确定汽车节流阀全开时可能达到的最高车速、加速能力和爬坡能力。

为了清楚和形象地表明汽车行驶时的受力及其平衡关系,常将汽车行驶方程式用图解法来进行分析。

图 2-1-17 所示为一具有四档变速器汽车的驱动力-行驶阻力平衡图。图上既有各档的驱动力图,又有滚动阻力及滚动阻力和空气阻力叠加后得到的行驶阻力曲线。从图上可以看出,当坡度为零时,行驶阻力曲线与驱动力曲线的交点即为最高车速  $u_{max}$ 。当车速低于最高车速时,驱动力大于行驶阻力,这时汽车就可利用剩余的驱动力加速或爬坡。当需要在低于最高车速工作时,驾驶员可关小节流阀开度(图中虚线),发动机只在部分负荷特性工作,达到驱动力-行驶阻力新的平衡。

汽车行驶时,发动机功率和汽车行驶的阻力功率也总是平衡的。

将汽车行驶方程式两边乘以车速  $u$ ,并经单位换算整理得汽车功率平衡方程式:

$$P_e = \frac{1}{\eta_T} \left( \frac{Gfu}{3600} + \frac{Giu}{3600} + \frac{C_D A u^3}{76140} + \frac{\delta mu}{3600} \frac{du}{dt} \right) \quad \text{kW} \quad (2-1-10)$$

功率平衡方程式也可用图解法表示(图 2-1-18)。

发动机功率与行驶速度的关系曲线  $P_e - u$  可根据发动机外特性及公式  $u = 0.377 \frac{n}{i_g i_c}$  将发动机转速换算成车速绘得。

和驱动力-行驶阻力平衡图分析一样,最高档行驶阻力功率与发动机功率相交点即是对应最高车速的点。

通常将驱动力-行驶阻力平衡图及汽车功率平衡图总称为行驶特性图。

图 2-1-19 为某轿车行驶特性图。

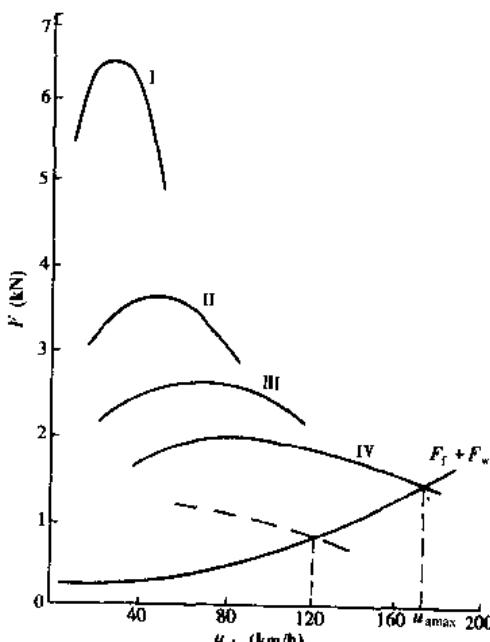


图 2-1-17 汽车的驱动力-行驶阻力平衡图

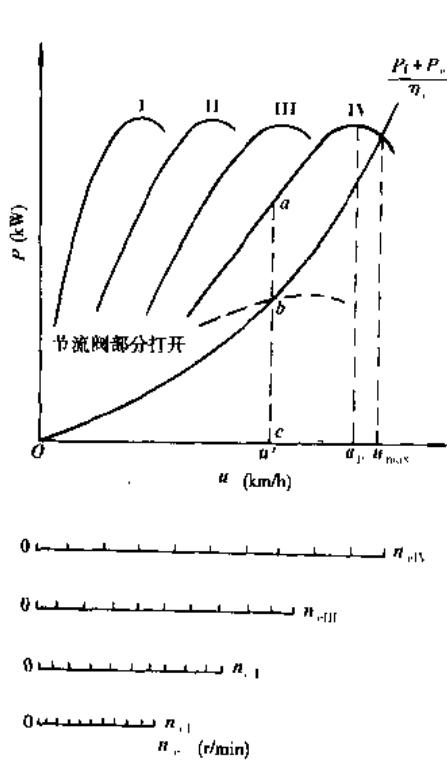


图 2-1-18 汽车功率平衡图

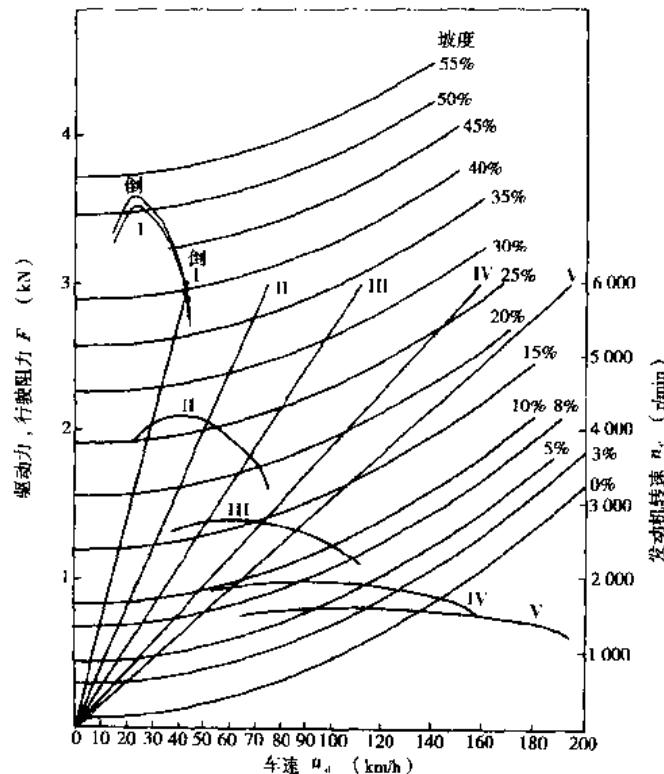


图 2-1-19 某轿车行驶特性图

#### 2.1.4 装有液力变矩器汽车的动力性

液力变矩器特性常用液力变矩器无因次特性来表示。无因次特性给出了变矩比  $k$ 、效率  $\eta$  和泵轮容量系数  $C$  随速比  $i$  变化的规律。图 2-1-20 所示为某轿车综合式液力变矩器无因次特性。

变矩比  $k$  为涡轮输出转矩  $T_T$  与泵轮输入转矩  $T_p$  之比，即：

$$K = \frac{T_T}{T_p} \quad (2-1-11)$$

变矩器速比为涡轮转速  $n_T$  与泵轮转速  $n_p$  之比，即：

$$i = \frac{n_T}{n_p} \quad (2-1-12)$$

效率为输出功率与输入功率之比，即：

$$\eta = \frac{T_T n_T}{T_p n_p} = K i \quad (2-1-13)$$

泵轮容量系数为：

$$C = T_p / n_p^2$$

乘用车的变矩器，其变矩比为 2~3，最高效率为 85%~90%。利用液力变矩器的输出特性及下面公式，可以求出汽车驱动力图。

$$u = 0.377 \frac{m_1}{i'} \text{ km/h}$$

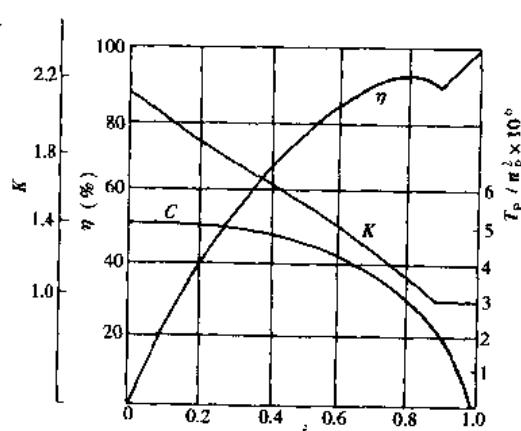


图 2-1-20 某轿车综合式液力变矩器的无因次特性

$$F_t = \frac{T_1 i' \eta_T}{r} \text{ N}$$

式中:  $i'$  —— 液力变矩器后面传动装置的传动比;

$\eta_T$  —— 液力变矩器后面传动装置的传动效率。

图 2-1-21 所示为一辆装有液力变矩器轿车的行驶特性图。

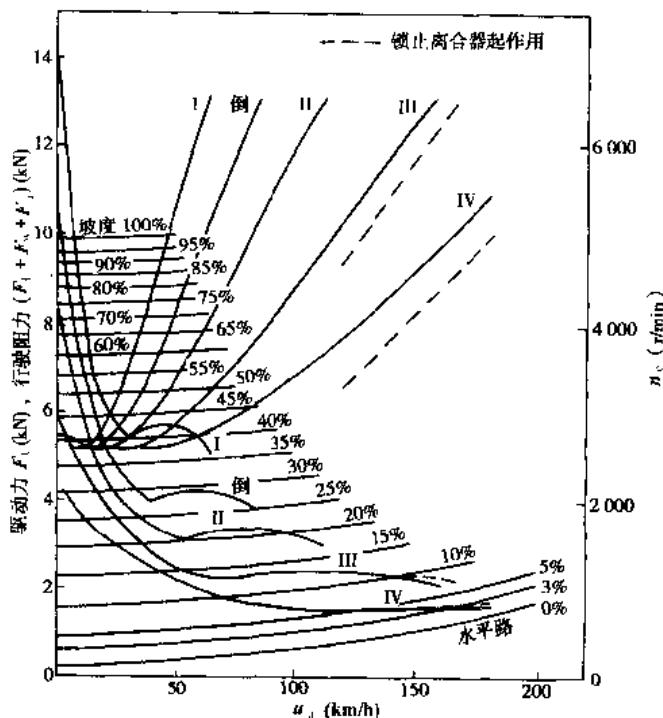


图 2-1-21 装有液力变矩器轿车的行驶特性图

(撰稿人: 刘星荣)

## 2.2 汽车的动力性能

### 2.2.1 最高车速

无风条件下, 汽车在平坦路面上行驶, 行驶阻力与驱动力相平衡时达到的稳定车速称为最高车速(图 2-1-17)。

这时

$$F_t = fG + \frac{C_D A u^2}{21.15}$$

得:

$$u_{\max} = \sqrt{21.15(F_t - fG)/C_D A} \quad (2-2-1)$$

### 2.2.2 加速性能

汽车加速性能主要分原地起步加速性能和超车加速性能。加速性能常用距离-时间, 速度-时间或加速度-时间表示。

#### 1) 原地起步加速性能

原地起步加速性能是指汽车由低档起步并以最大加速度逐步换至高档后到达某一预定距离或车速所需的时间。这段时间一般用汽车原地起步加速通过 400m 距离所需时间表示, 或用从 0 加速到 80km/h 所用的时间表示。预定距离, 美国常川  $\frac{1}{4}$  mile (402.5m), 德国用 1 000m, 日本用 200m、400m, 必要时也可用 50m、100m。预定车速, 美国常用 0~60mile/h, 日本用 0~60km/h, 0~100km/h。

## 2) 超车加速性能

超车加速性能是指汽车用最高档或次高档从某一中间车速全力加速到某一高速时所需的时间。采用较多的是采用最高档或次高档由 30km/h 或 40km/h 车速全力加速到某一高速所需的时间。常用 40~60km/h、40~80km/h 或 40~100km/h 加速所需时间来表示。

当汽车在水平良好路面上进行加速时, 上坡阻力  $F_s = 0$ 。由汽车行驶方程式得:

$$\frac{du}{dt} = \frac{1}{\delta m} (F_t - (F_f + F_w)) \quad (2-2-2)$$

于是利用图 2-1-17 可计算得到各档节气门全开时每个车速下的剩余驱动力, 再利用上式就可作出汽车的加速度曲线(图 2-2-1)。

根据加速度图可以求得由某一车速  $u_1$  加速到另一较高车速  $u_2$  所需时间。

由运动学可知:

$$dt = \frac{1}{a} du$$

$$t = \int_{u_1}^{u_2} dt = \int_{u_1}^{u_2} \frac{1}{a} du \quad (2-2-3)$$

式中:  $a$ —加速度,  $m/s^2$ 。

即加速时间可用计算机进行积分计算或用图解积分法求出(图 2-2-2)。

用图解积分法时, 将  $a-u$  曲线转画成  $\frac{1}{a}-u$  曲线, 曲线下两个速度区间的面积就是通过该速度区间的加速时间。常将速度区间分为若干间隔, 通过确定面积  $\Delta_1, \Delta_2, \dots$  来计算总加速时间。

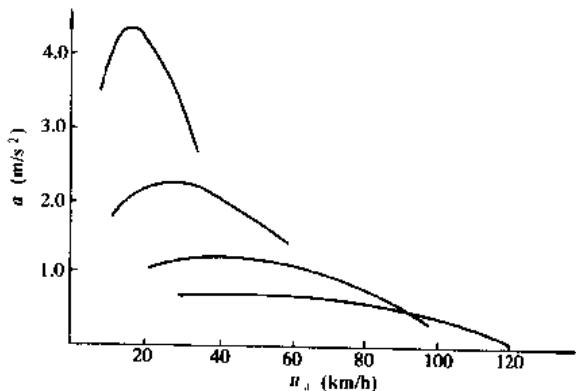


图 2-2-1 汽车的加速度曲线

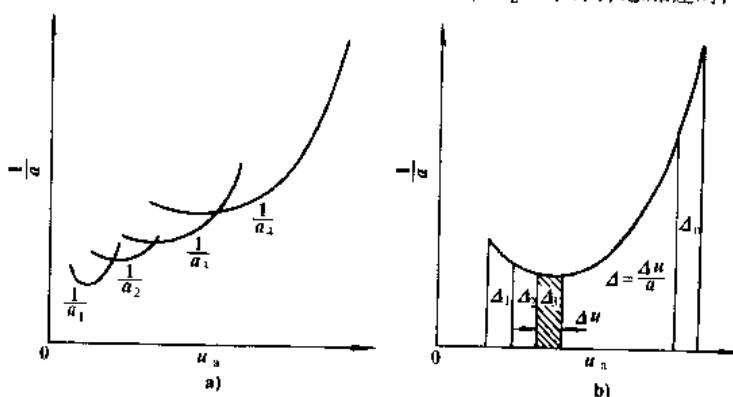


图 2-2-2 汽车的加速度倒数曲线

在进行一般动力分析而计算原地起步加速时, 可以忽略原地起步时离合器打滑过程, 即假设在最初时刻汽车已具有起步档位的最低车速。加速过程中的换档时刻可根据  $a-u$  曲线来确定。若 I 档与 II 档的加速度曲线有交点, 为获得最短加速时间, 应在交点时换档。若 I 档与 II 档加速度曲线不相交, 则应在 I 档加速行驶至发动机转速达到最高车速时换入 II 档。其他各档换档时刻亦按此原则来确定。图 2-2-3 为计算得到的汽车加速时间曲线。

### 2.2.3 爬坡性能

汽车的爬坡能力是指汽车满载在良好路面上等速行驶的最大爬坡度,这时  $\frac{du}{dt} = 0$ ,汽车行驶方程式为

$$F_t = F_f + F_w + F_v$$

即:  $F_t = F_t - (F_f + F_w)$  (2-2-4)

式中  $F_t$  应为  $Gf \cos \alpha$ 。但是汽车爬坡能力是以良好路面为前提的,  $F_t$  值较小,且  $\cos \alpha = 1$ ,故

$$F_t + F_v = Gf + \frac{C_D A u^2}{21.15}$$

由式(2-2-4)得:

$$G \sin \alpha = F_t - (F_f + F_w)$$

$$\alpha = \arcsin \frac{F_t - (F_f + F_w)}{G} \quad (2-2-5)$$

利用图 2-1-17 可求出各挡位下相应速度的最大爬坡角,再根据  $\tan \alpha = i$  可求出坡度值(图 2-1-16)

汽车的最大爬坡度  $i_{max}$  为 I 挡时的最大爬坡度。最高档爬坡度亦应注意,因为汽车经常以最高档行驶,若  $i_{max}$  过小,对于载货汽车而言,将迫使汽车在稍大坡度时经常换挡,这样就影响了平均行驶速度。

由式(2-2-5)求得的最大爬坡角是理论值。实际上最大爬坡性能因轮胎与地面附着条件、离合器接合性能、初始行驶条件等不同而不同。一般说,实际爬坡度要比最大爬坡度低。

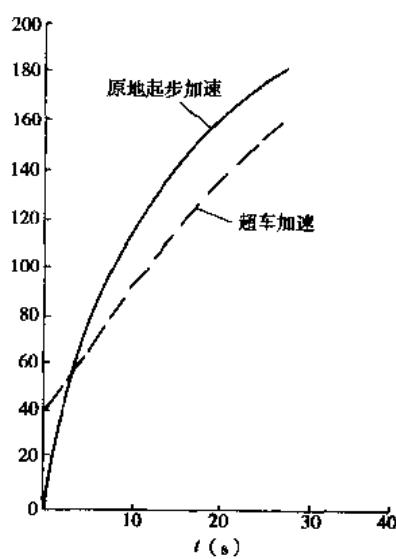


图 2-2-3 计算得到的汽车加速时间曲线

(撰稿人: 刘星荣)

## 2.3 汽车行驶的附着条件和附着率

### 2.3.1 汽车行驶附着条件

由式(2-1-9)知,汽车行驶的条件是驱动力必须大于或等于滚动阻力、上坡阻力和空气阻力,即:

$$F_t \geq F_f + F_w + F_v \quad (2-3-1)$$

上式为汽车的驱动条件,但不是汽车行驶的充分条件。驱动力只有在驱动轮与路面不发生滑转时才能实现。即汽车行驶除受驱动条件制约外,还受轮胎与地面附着条件的限制。

地面对轮胎切向反作用力的极限值称附着力  $F_q$ 。硬路面上附着力取决于轮胎与地面间的相互摩擦。软路面上附着力取决于土壤的抗剪切强度和轮胎与地面的摩擦,主要取决于土壤的抗剪切强度。常写成

$$F_q = F_t \varphi$$

式中:  $\varphi$ —附着系数,由路面和轮胎状态决定。

对于前驱动汽车或后驱动汽车,能发挥的驱动力常写成

$$F_t \leq F_q \varphi$$

或

$$\frac{F_t}{F_q} \leq \varphi \quad (2-3-2)$$

式中:  $F_t$ —作用于驱动轮上的地面切向反作用力;

$F_q$ —作用于驱动轮上的地面法向反作用力。

一般称  $\frac{F_t}{F_q}$  为附着率,它是汽车驱动时要求的最小地面附着系数。

将式(2-3-1)和式(2-3-2)连起来

$$\left. \begin{aligned} F_t &\geq F_f + F_w + F_r \\ C_\varphi &= \frac{F_s}{F_t} \leq \varphi \end{aligned} \right\} \quad (2-3-3)$$

称为汽车行驶的驱动-附着条件。

附着系数常用试验方法确定,其数值与地面的物理机械性质、表面状态、轮胎结构以及使用条件有关。表 2-3-1 所列数据为轮胎在各种路面上附着系数的平均值。

表 2-3-1 各种路面与轮胎的附着系数  $\varphi$  值

路面种类与状态	附着系数 $\varphi$	路面种类与状态	附着系数 $\varphi$
水泥路、沥青路(干) (湿)	0.7~0.8	土路(干) (湿)	0.5~0.6
	0.3~0.4		0.3~0.4
碎石路(干) (湿)	0.6~0.7	结冰的道路 覆盖着雪的路	0.2~0.3
	0.3~0.4		0.2~0.4

影响附着力和附着系数的因素很多,尤其是在松软土壤上。

①附着载荷 一般情况下,附着力与附着载荷成正比。但在松软土壤上,当附着载荷超过一定值时,轮胎下陷量急剧增加,土壤在轮胎与地面接触处,因水平反作用力作用而遭受破坏,此时附着力反而下降,而滚动阻力增加,对行驶不利。

②轮胎气压 随着轮胎气压  $p_w$  的降低,轮胎与地面前接触面积增加,轮胎与地面的微细起伏有了更好的吻合,附着情况得到改善。但气压过低,会使轮胎变形增加,增加了胎壁内部摩擦,引起磨损或破裂,同时增加了滚动阻力。

③轮胎尺寸与轮胎结构 轮胎直径与宽度增加,可增加支承面积,改善附着性能。子午线轮胎帘线不相交,侧壁较普通胎软,径向变形大,接地面积略大,附着性能较好。

④轮胎花纹 在潮湿坚硬路面上,有凸纹的轮胎,可利用其凸纹部分高压力,将胎面部分的液体薄膜挤出,提高了附着性能。

⑤车速 随着车速的增加,附着系数一般要下降。图 2-3-1 所示为附着系数与车速变化的关系。

### 2.3.2 汽车的地面法向反作用力

驱动轮地面法向反作用力与汽车的总体布置、车身造型、行驶状况及道路坡度有关。图 2-3-2 所示为汽车加速上坡时的受力图。

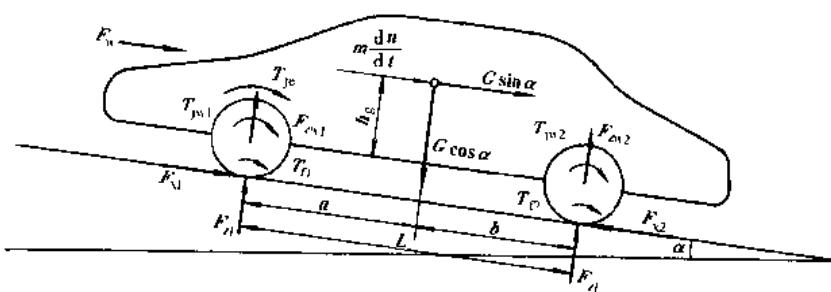


图 2-3-2 汽车加速上坡时受力图

图中：  
 $G$ ——汽车重力；  
 $\alpha$ ——道路坡度角；  
 $h_g$ ——汽车质心高度；  
 $T_{f1}, T_{f2}$ ——作用在前、后轮上的滚动阻力偶矩；  
 $T_p$ ——作用于横置发动机曲轴、飞轮上的惯性力偶矩；  
 $T_{m1}, T_{m2}$ ——作用于前、后轮上惯性阻力偶矩；  
 $F_{w1}, F_{w2}$ ——作用于前、后轴上的空气升力；  
 $F_{d1}, F_{d2}$ ——作用于前、后轮上的地面法向反作用力；  
 $F_{s1}, F_{s2}$ ——作用于前、后轮上的地面切向反作用力；  
 $L$ ——汽车轴距；  
 $a, b$ ——汽车质心至前、后轴的距离。

若将作用在汽车上诸力对前、后轮与道路接触面中心取力矩，得：

$$F_{n1} = G \left( \frac{b}{L} \cos \alpha - \frac{h_g}{L} \sin \alpha \right) - \frac{h_g}{L} \frac{G}{g} \frac{du}{dt} - \frac{\sum I_w du}{Lr} \mp \frac{I_i g i_0}{Lr} \frac{du}{dt} - F_{w1} - G \frac{f}{L} \cos \alpha \quad (2-3-4)$$

$$F_{n2} = G \left( \frac{a}{L} \cos \alpha + \frac{h_g}{L} \sin \alpha \right) + \frac{h_g}{L} \frac{G}{g} \frac{du}{dt} + \frac{\sum I_w du}{Lr} \pm \frac{I_i g i_0}{Lr} \frac{du}{dt} - F_{w2} + G \frac{f}{L} \cos \alpha \quad (2-3-5)$$

前、后轴地面法向反作用力可由四部分构成：

①静态轴荷  $F_n$ ，即重力  $G$  分配到前、后轴的分量产生的地面法向反作用力；

②动态分量  $F_d$ ，它包括汽车平移质量的惯性力与旋转轴线垂直于汽车纵向垂直平面的旋转质量的惯性力偶矩，如车轮的惯性力偶矩与横置发动机曲轴、飞轮的惯性力偶矩所引起的前、后地面法向反作用力（曲轴旋转方向与车轮旋转方向一致时取“-”号，反之取“+”号）；

③空气升力，由于汽车顶部与底部空气的流速不同，使汽车在前、后轴处产生的升力  $F_w$ ；

④滚动阻力偶矩。

空气升力也受空气阻力  $F_w$  的影响，因此不考虑  $F_w$  对前、后地面的作用力矩。前、后轴升力与空气阻力一样取决于流入速度的平方，一般用试验方法确定前、后升力系数  $C_d, C_n$  来表示汽车造型对升力的影响，并按下式计算前、后轴处升力。

$$F_{w1} = \frac{1}{2} C_d A \rho u_r^2 \quad (2-3-6)$$

$$F_{w2} = \frac{1}{2} C_n A \rho u_r^2 \quad (2-3-7)$$

式中： $A$ ——迎风面积。

图 2-3-3 所示是几种不同车身形式的前、后升力系数。

汽车的升力对汽车的操纵稳定性与动力性影响很大，应力求减少。车身前部应尽量压低，前部阻力板减小了汽车底部空气通道，提高了流经底部的空气流速，增加了真空度，因此前部升力大大降低（图 2-3-4a）。装在行李舱顶盖上的翘尾部阻风板把车辆向下压，降低了后部升力。

忽略掉转动惯量和滚动阻力偶矩的影响，前、后轴的法向反作用力可简化为：

$$F_{n1} = F_{d1} - F_{w1} - \frac{G h_g}{L} \frac{1}{g} \frac{du}{dt} \quad (2-3-8)$$

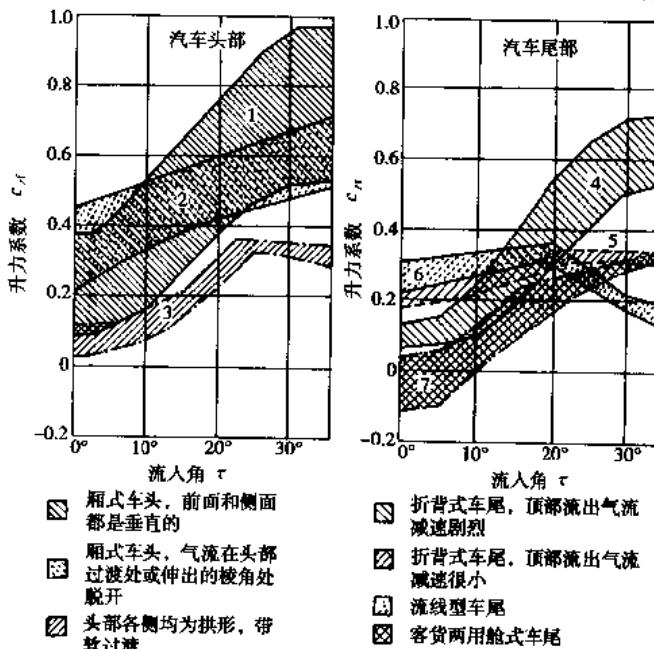


图 2-3-3 不同车身造型对升力系数的影响

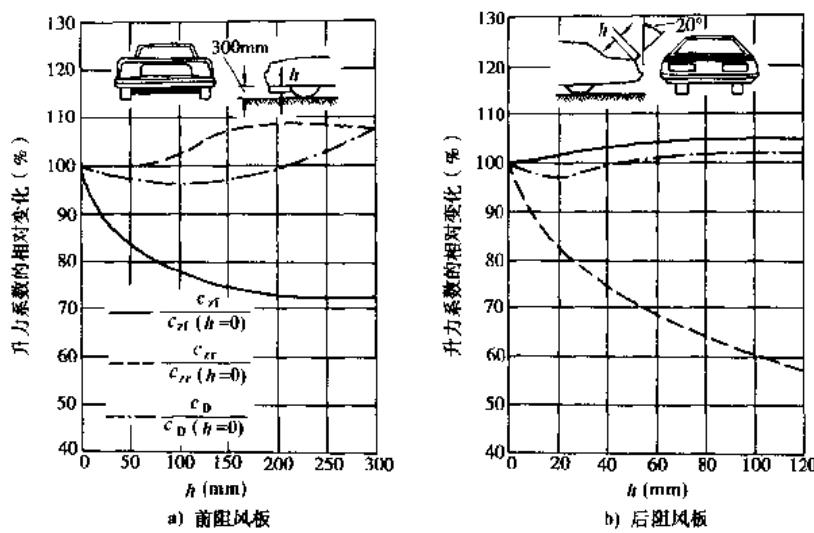


图 2-3-4 不同高度的阻风板对轴上升力及对空气阻力系数的影响

$$F_{z2} = F_{z2s} - F_{rw2} + \frac{Gh_x}{L} \frac{1}{g} \frac{du}{dt} \quad (2-3-9)$$

### 2.3.3 作用在从动轮、驱动轮上的切向反作用力

图 2-3-5 所示为后轮驱动汽车的前从动轮、后驱动轮和车身在加速过程中的受力图。

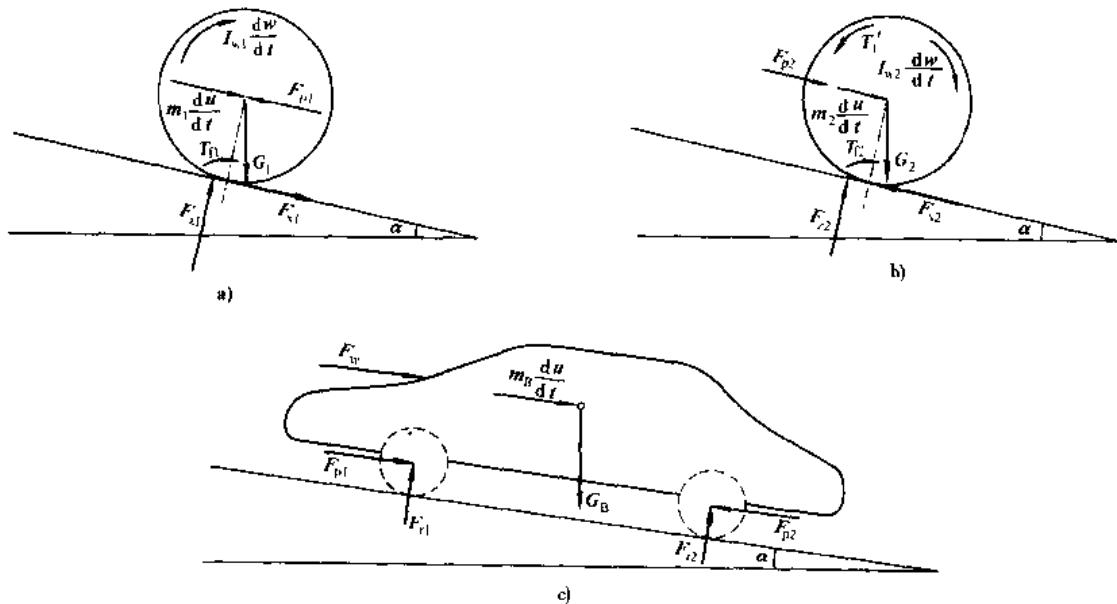


图 2-3-5 汽车加速上坡受力图  
a) 前从动轮; b) 后驱动轮; c) 车身

图中:  $G_1, G_2$ ——从动轮、驱动轮上的载荷;

$G_B$ ——车身重力;

$F_{z1}, F_{z2}$ ——地面对从动、驱动轮的法向反作用力;

$m_1, m_2$ ——从动轮、驱动轮的质量;

$m_b$ ——车身质量;

$I_{w1}, I_{w2}$ ——从动轮、驱动轮的转动惯量;

$F_{pl}, F_{p2}$ ——从动轴、驱动轴作用于从动轮、驱动轮的平行于地面的力;

$F_{x1}, F_{x2}$ ——作用于从动轮、驱动轮上的地面切向反作用力;

$T_{fl}, T_{fr}$ ——从动轮、驱动轮滚动阻力矩;

$T_r$ ——半轴作用于驱动轮的转矩。

根据平衡条件, 分别对从动轮、驱动轮、车身列出力平衡方程式, 经替代得到地面作用在驱动轮上的切向反作用力:

$$\begin{aligned} F_{x2} &= F_{fl} + \left( m_1 + \frac{I_{w1}}{r^2} \right) \frac{du}{dt} + F_w + m_B \frac{du}{dt} + G_B \sin\alpha + G_1 \sin\alpha + m_2 \frac{du}{dt} + G_2 \sin\alpha \\ &= F_{fl} + F_i + F_w + \left( m + \frac{I_{w2}}{r^2} \right) \frac{du}{dt} \end{aligned} \quad (2-3-10)$$

同理可以推导出前轮驱动汽车地面作用在驱动轮上的切向反作用力:

$$F_{x1} = F_{fr} + F_i + F_w + \left( m + \frac{I_{w1}}{r^2} \right) \frac{du}{dt} \quad (2-3-11)$$

因为  $I_w$  的影响很小, 可简化为:

$$F_{x2} = F_{fl} + F_i + F_w + m \frac{du}{dt} \quad (2-3-12)$$

或

$$F_{x1} = F_{fr} + F_i + F_w + m \frac{du}{dt} \quad (2-3-13)$$

### 2.3.4 附着率

附着率就是汽车直线行驶时要求的最小地面附着系数。直线行驶状况变化时, 要求的附着系数也不同。在较低车速下用低挡加速或上坡时, 驱动轮发出大的牵引力, 要求较大的附着系数。在水平道路高速行驶时, 空气阻力起到很大作用, 空气阻力、升力都很大, 要求的附着系数也大, 因此本节着重分析加速、上坡及高速行驶时的附着率。

#### 2.3.4.1 加速、上坡行驶时的附着率

根据前面求出的前、后轴地面法向反作用力与切向反作用力, 可以确定前、后驱动轮的附着率。在加速上坡时, 主要的行驶阻力是加速阻力与坡度阻力。对于后轴驱动汽车, 其后驱动轮的附着率可简化为:

$$C_{q2} = \frac{F_{x2}}{F_{x2}} = \frac{\left( i + \frac{1}{g} \frac{du}{dt} \right) \frac{1}{\cos\alpha}}{\frac{a}{L} + \frac{h_g}{L} \left( i + \frac{1}{g} \frac{du}{dt} \right) \frac{1}{\cos\alpha}} \quad (2-3-14)$$

式中  $\left( i + \frac{1}{g} \frac{du}{dt} \right) \frac{1}{\cos\alpha}$  可以理解为包含加速度阻力在内的等效坡度, 以  $q$  表示, 则:

$$C_{q2} = \frac{q}{\frac{a}{L} + \frac{h_g}{L} q} \quad (2-3-15)$$

由于  $C_{q2}$  为加速、上坡行驶时要求的最小地面附着系数, 故在一定附着系数  $\varphi$  的路面条件下, 汽车行驶能达到的最大等效坡度  $q$  为:

$$q = \frac{\frac{a}{L}}{\frac{1}{\varphi} - \frac{h_g}{L}} \quad (2-3-16)$$

同理可以求得前轴驱动汽车的前驱动轴的附着率  $C_{q1}$  为:

$$C_{\varphi 1} = \frac{q}{\frac{b}{L} - \frac{h_E}{L} q} \quad (2-3-17)$$

在一定附着系数  $\varphi$  的路面条件下, 汽车行驶能达到的最大等效坡度  $q$  为:

$$q \approx \frac{\frac{b}{L}}{\frac{1}{\varphi} + \frac{h_E}{L}} \quad (2-3-18)$$

对于四轮驱动汽车, 前、后驱动力的分配是根据中央差速器的结构确定的。若令后轴的转矩分配系数  $\psi$  为:

$$\psi = \frac{T_2}{T_1 + T_2}$$

式中:  $T_1$ ——前驱动轴的驱动转矩;

$T_2$ ——后驱动轴的驱动转矩。

如果是前轮驱动汽车, 则  $\psi = 0$ ; 后轮驱动汽车  $\psi = 1$ ; 四轮驱动汽车 Audi 的  $\psi = 0.5$ , BMW325i 的  $\psi = 0.63$ , Mercedes-Benz 4 Matie 的  $\psi = 0.65$ 。

根据  $\psi$  值, 可以确定简化后的前、后轴的切向反作用力为:

$$F_{x1} = (1 - \psi) \cdot G \left( \sin \alpha + \frac{1}{g} \frac{du}{dt} \right)$$

$$F_{x2} = \psi G \left( \sin \alpha + \frac{1}{g} \frac{du}{dt} \right)$$

而法向反作用力仍为:

$$F_{z1} = \frac{G}{L} \left( b \cos \alpha - h_E \sin \alpha - h_E \frac{1}{g} \frac{du}{dt} \right)$$

$$F_{z2} = \frac{G}{L} \left( h_E \sin \alpha + a \cos \alpha + h_E \frac{1}{g} \frac{du}{dt} \right)$$

故前、后驱动轴的附着率为:

$$C_{\varphi 1} = \frac{(1 - \psi) q}{\frac{b}{L} - \frac{h_E}{L} q} \quad (2-3-19)$$

$$C_{\varphi 2} = \frac{\psi q}{\frac{a}{L} + \frac{h_E}{L} q} \quad (2-3-20)$$

前、后驱动轮的附着率经常是不相等的, 如前驱动轮的附着率较大, 即在一定等效坡度条件下前驱动轮要求更大的地面附着系数, 因此在一定附着系数的路面上行驶时, 前驱动轮的驱动力必将先达到地面附着力的限制而先滑转。前驱动轮一旦滑转, 前驱动力便不再增加, 故后驱动轮的驱动力也保持在前轮刚开始滑转时的数值而不再增加。所以汽车能达到的最大等效坡度可由式(2-3-19)导出, 即如果  $C_{\varphi 1} > C_{\varphi 2}$ , 则在一定附着系数  $\varphi$  的路面上, 能达到的等效坡度为:

$$q = \frac{\frac{b}{L}}{\frac{1 - \psi}{\varphi} + \frac{h_E}{L}} \quad (2-3-21)$$

反之, 如果  $C_{\varphi 1} < C_{\varphi 2}$ , 则在一定附着系数  $\varphi$  的路面上能达到的最大等效坡度为:

$$q = \frac{\frac{a}{L}}{\frac{\psi}{\varphi} - \frac{h_E}{L}} \quad (2-3-22)$$

在理想条件下, 如果驱动力在前、后轮的分配, 可以利用电子计算机根据前、后轮的运动情况自动调节,

使前、后驱动轮能同时达到附着力的限值而同时滑转，则 $\varphi(\%)$   
全部地面附着力均转化为驱动力，而有

$$G \cos \alpha \cdot \varphi = G \sin \alpha + \frac{G}{g} \frac{du}{dt}$$

则  $\varphi = q$  (2-3-23)

即等效坡度等于地面附着系数。

图 2-3-6 表示后轮驱动、前轮驱动和四轮驱动汽车的等效坡度与地面附着系数的关系，四轮驱动汽车的等效坡度，即加速与上坡能力，几乎是单轴驱动汽车的一倍。

汽车在坡道上行驶时，前轴减载，前驱动时前轴附着率随坡度增加，上升得越来越快。而这时后轴加载，后驱动时后轴附着率则上升得越来越慢。这就是说，如果质心位置一样，前轮驱动时要求的附着率要高于后轮驱动。但是现代轿车的质心位置因驱动方式的不同而不同。表 2-3-2 为典型轿车的质心位置。

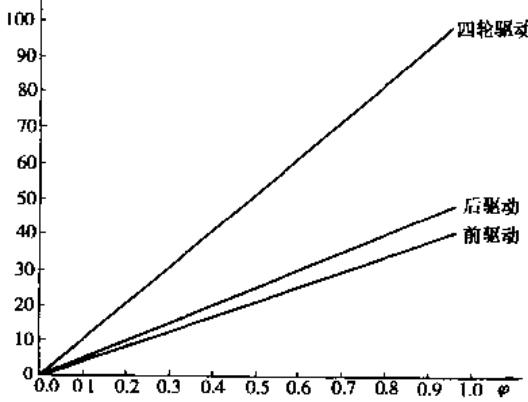


图 2-3-6 不同驱动型式汽车的等效坡度

$$\left( \frac{a}{L} = 0.5, \frac{h_g}{L} = 0.2 \right)$$

表 2-3-2 典型轿车的质心位置 ( $b/L$ )

驱动方式	前驱动	标准驱动	后驱动
	F/F	F/R	R/R
空载	0.611 (42%, 6%)	0.538 (44%, 5%)	0.414 (56%, 6%)
满载	0.505 (35%, 5%)	0.472 (50%, 5%)	0.413 (56%, 6%)

表 2-3-2 中括号内数值表示最大爬坡度(第 1 数值对应  $\varphi = 0.8$ , 第 2 数值对应  $\varphi = 0.2, h_g/L = 0.2$ )。从表中看出，前驱动方式在附着率方面并非不利。

### 2.3.4.2 高速行驶时的附着率

汽车在水平路面高速行驶时，驱动轴上的切向力  $F_x$  由于受空气阻力的影响而随车速的平方增加，驱动轴的法向反力  $F_z$  则因空气升力的作用，一般随车速提高而下降(图 2-3-7)，所以附着率随车速提高而急剧增加(图 2-3-7b))。

在通常车速下，附着率相对较小，所以平路等速行驶时远不会达到附着极限，驱动轮不会滑转。但在结冰的路上或雪地上高速行驶时(约 120km/h)才可能出现滑转。这时附着率达到 0.2(图 2-3-7b))，已超过了结冰路面 0℃ 时的附着系数。在高速行驶时，附着率急剧增加，例如当速度达 260km/h 时可达 1.0，这已超过了干燥路面的附着系数，驱动轮容易打滑。

为避免上述情况出现，可以通过降低空气阻力、增加驱动轴轴荷来达到。增加轴荷一般通过质心后移、降低升力来实现。如图 2-3-7 上虚线表示的汽车，其后轴上作用着下压力，结果，在 260km/h 时  $C_{\varphi}$  值从 1.0 降到 0.6 左右。

上述讨论对于前轴驱动汽车没有原则上的差别，只是前轴升力一般比后轴较大。

为了最后确定汽车的动力性，还应检验一下汽车的附着条件。为此可在加速度、上坡度曲线图上画出相应加速度、上坡度所要求的附着系数，即附着率曲线。图 2-3-8 为某汽车( $m = 880\text{kg}, C_{\varphi}A = 0.77\text{m}$ )上坡度与相应的附着率曲线。

由图可见，对应于最大爬坡度，后驱动时要求的最小附着系数  $\varphi \approx 0.68$ ，而前驱动则为 0.75。

水平路面加速行驶和上坡行驶极为相似。如果忽略空气阻力、滚动阻力及旋转质量的影响，则：

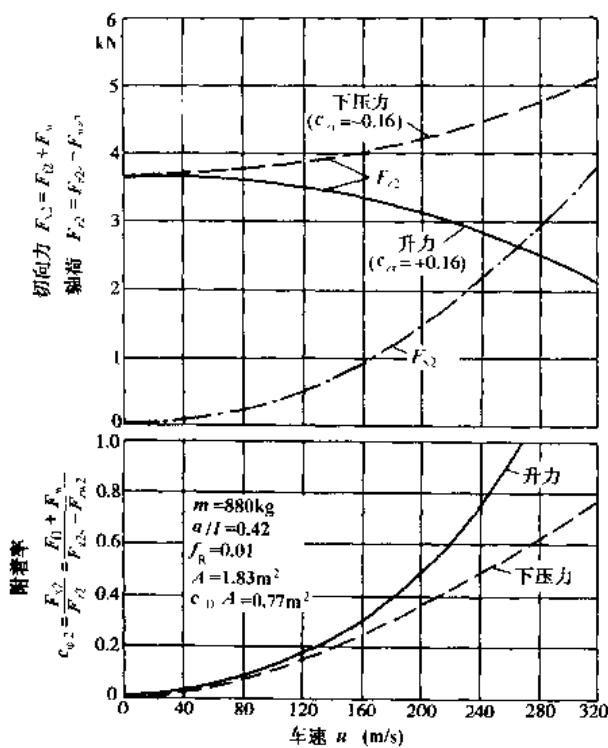


图 2-3-7 升力和下压力对后驱动汽车附着率的影响

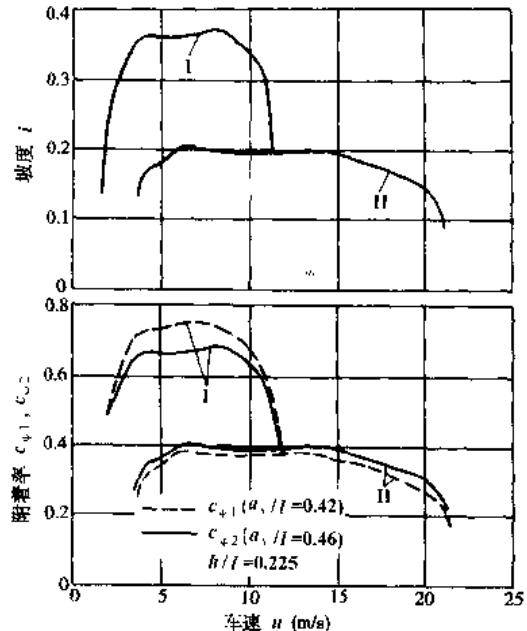


图 2-3-8 前轴驱动和后轴驱动上坡行驶与附着率的关系

$$i = \frac{du}{dt} \frac{1}{g}$$

经计算, 加速工况, 无论是前轴驱动, 还是后轴驱动, 其附着率都比上坡工况较低(图 2-3-9)。这是因为相对加速度  $\frac{du}{dt} \frac{1}{g}$  本身比上坡度  $i$  小。在驱动转矩相等时, 加速工况的切向力比匀速上坡行驶时小, 这时有一部分转矩消耗于旋转质量的加速。

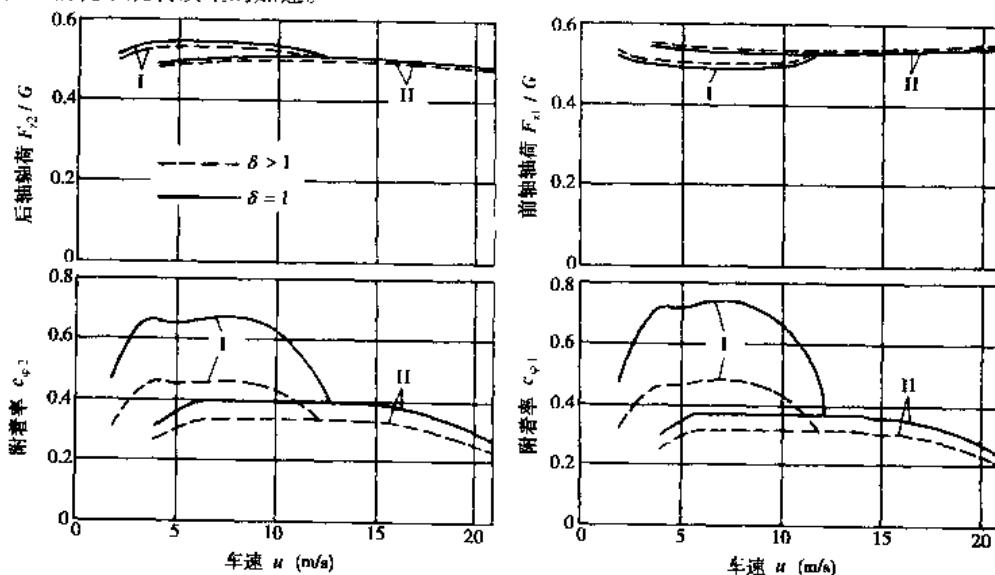


图 2-3-9 前轴驱动和后轴驱动加速行驶时对附着率的影响

加速行驶时,后轴驱动车辆有较小的附着率,因此,加速性能要求高的车辆,如赛车,都采用后轮驱动。

(撰稿人:刘星荣)

## 2.4 汽车的驾驶性能

驾驶性能是指驾驶员在行驶过程中对振动、噪声、起动性、怠速稳定性及舒适性的感觉程度。汽车理想的驾驶性能是无论在什么样的气候和行使条件下,发动机都能顺利起动,驾驶员在行驶中没有不平稳和不舒适的感觉,并能愉快的开车。

### 2.4.1 驾驶性能的表示方法

#### 1) 驾驶性方面

- ① 汽车波动 汽车在正常行驶或加、减速行驶时,由于加速踏板操作不协调,发动机输出功率变化,点火系不点火引起传动系共振,其结果导致汽车沿前进方向波动行驶(图 2-4-1)。
- ② 加速不畅 汽车起步加速时,无论怎样踏加速踏板,车速仍提不高的现象(图 2-4-2)。

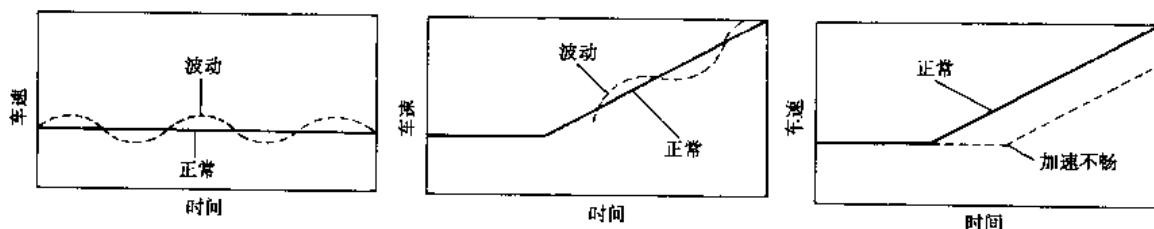


图 2-4-1 汽车波动行驶

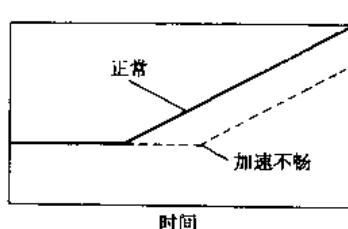


图 2-4-2 加速不畅

- ③ 车速回落 汽车在加速过程中,发动机功率明显下降,加速性能不好,短时间内这种现象称为抖动;持续时间较长,且表现不很明显称为车速回落(图 2-4-3)。

- ④ 汽车加速迟缓 在加速过程中,汽车迟滞不前的现象(图 2-4-4)。

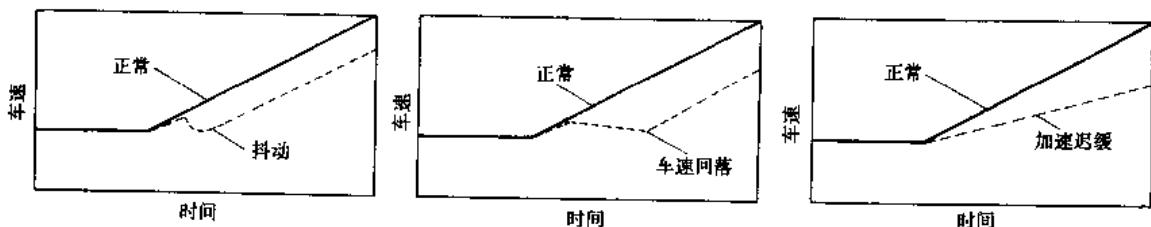


图 2-4-3 车速回落

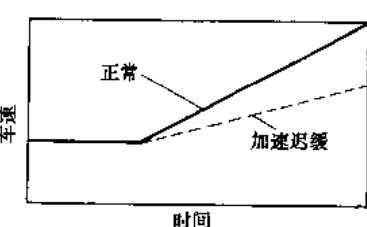


图 2-4-4 加速迟缓

- ⑤ 熄火 熄火是指汽车行驶中或怠速时发动机停止工作。

上述①~⑤是汽车加速时汽车驾驶性能的主要表现,特别是汽车抖动、加速迟缓、加速不稳定及车速回落,使得驾驶员感觉不平稳,会给驾驶员带来不舒适感,严重时还会发生与从后面开来的汽车相碰的事故。

#### 2) 噪声、振动方面

- ① 怠速不稳定 怠速不稳定是指发动机在怠速时运转不正常而产生严重振动,由此给驾驶员带来不舒适感(图 2-4-5)。

- ② 回火 回火是在进气系统内,可燃混合气爆燃的现象。

- ③ 放炮 放炮是指在排气系统内,未燃烧的混合气爆燃的现象。

- ④ 自然点火 汽车在大负荷行驶后,即使关闭点火开关,发动机还继续运转。

- ⑤ 爆震 爆震是在汽车加速和坡道行驶时,由于气缸内爆燃产生

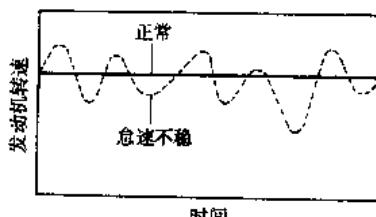


图 2-4-5 怠速不稳定

的金属敲击声。

### 3) 起动性方面

①冷起动性 冷起动性表示发动机冷状态时,由起动机起动后发动机开始转动所需时间,一般起动时间不超过5s。在外界气温较低时(0℃以下)的起动性称为低温起动性。

②再起动性 再起动性是指汽车行驶一段时间后,使发动机停机,经较短时间后,在发动机热状态下重新起动发动机的性能。如外界气温较高则称为热起动。

## 2.4.2 各种环境下汽车驾驶性能的变化

汽车在全世界普及后,它就会遇到诸如寒冷的、热带的(-40℃~50℃)、多湿的气候,尤其是海拔在4 000m的高山地带等十分恶劣的环境。

表2-4-1列出了在一些恶劣环境条件下使用汽车容易发生的一些现象。

①气阻 气阻是指由于燃油滤清器、燃油泵、油路发热使部分汽油中产生气泡,不能向发动机供给充分的燃油,因而形成过稀的混合气,严重时出现发动机熄火,起动困难等现象。

②渗漏 渗漏是带化油器汽车特有的现象。汽车在高负荷运行后在有交通堵塞的路上行驶时,因不断地停车、长时间怠速,化油器中的燃油变热,产生的蒸气有泵送作用,使燃油挥发出来进入进气管,形成过浓混合气,严重时发动机将熄火。

③结冰 结冰也是带化油器的汽车特有的现象。当大气温度在0~5℃左右,湿度较高时易出现结冰。其原因是化油器的节气门和喉管处吸进的空气中的水份,因燃油气化消耗热量而结冰。空气中的水分耗尽,形成过浓的混合气,严重时发动机熄火。

## 2.4.3 汽油特性与驾驶性能

### 1) 汽油规格

汽油特性对驾驶性能的影响是多方面的,其中典型的列于表2-4-2中。

表2-4-1 各种环境下易发生的现象

环境变化	低	高
外界气温	起动性恶化	渗漏 气阻 再起动性恶化
湿度		结冰
高度		渗漏 气阻 再起动性恶化

表2-4-2 汽油特性与驾驶性能

变化	低	高
RVP 蒸发压力	起动性差	气阻结冰
辛烷值	爆震	起动性差 驾驶性能差

### 2) 汽油与气阻

汽油的挥发性受气压和气温的影响很大。气压下降时,即使低温状态也会使其气化挥发。如果海拔高度增加,空气密度降低,气压变低,汽油也容易气化挥发。

海拔高度与气压的关系为:

$$H = 18400(1 + 0.00366T_m) \log \frac{P_0}{P} \quad (2-4-1)$$

式中: 0.0036——空气膨胀系数;

H——海拔高度,m;

P<sub>0</sub>——低处气压;

P——高处气压;

T<sub>m</sub>——低处和高处的平均气温,℃。

此外,根据汽油的RVP和气阻的关系用下式表示产生气阻时的温度:

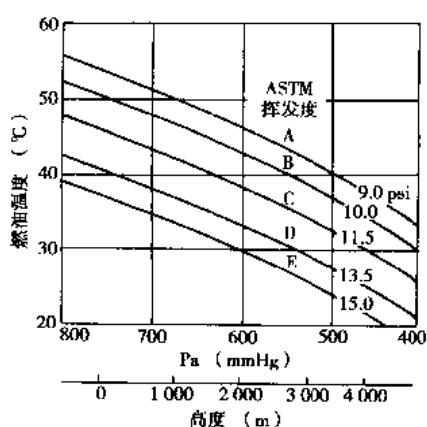


图 2-4-6 计算的气阻发生温度

$$T = 311 \cdot \frac{4.16 - \log RVP}{4.16 - \log P} - 273 \quad (2-4-2)$$

式中:  $T$ —产生气阻时的温度,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$P$ —大气压,  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ;

$RVP$ — $100^{\circ}\text{F}$  ( $37.8^{\circ}\text{C}$ ) 时的汽油蒸气压,  $\text{psi}$ .

根据式(2-4-1)和式(2-4-2), 海拔高度和产生气阻的温度及汽油的  $RVP$  的关系示于图 2-4-6。

可见  $RVP$  较高或海拔较高时, 产生气阻的温度就低。

(撰稿人: 刘星荣)

## 2.5 汽车的燃油经济性

### 2.5.1 燃油经济性的评价指标

在保证动力性的条件下, 汽车以尽量少的耗油量经济行驶的能力称为汽车的燃油经济性。

汽车的燃油经济性常用一定运行工况下汽车行驶百公里的燃油消耗量或一定燃油量能使汽车行驶的里程来衡量。

在我国及欧洲, 燃油经济性指标的单位为  $\text{L}/100\text{km}$ , 即行驶  $100\text{km}$  所消耗的燃油升数。美国采用 MPG (mile per gallon) 或 mile/USgal, 指每加仑燃油能行驶的英里数。日本采用  $\text{km/L}$ , 即每升燃油能行驶的公里数。

实用燃油经济性常用等速行驶百公里燃油消耗量来评价, 即汽车在额定载荷下, 以最高档在水平良好路面上等速行驶  $100\text{km}$  的燃油消耗量。常测出每隔  $10\text{km/h}$  或  $20\text{km/h}$  速度间隔的等速百公里燃油消耗量, 然后在图上连成曲线, 称为等速百公里燃油消耗量曲线(图 2-5-1)。

但是, 等速行驶工况没有全面反映汽车的实际运行情况。各国都制定了一些典型的循环行驶工况来模拟实际汽车运行状况, 并以其百公里燃油消耗量来评定相应行驶工况的燃油经济性。

我国根据不同的试验车型制定了不同的试验工况。对总质量在  $3500\sim 14000\text{kg}$  的载货汽车按六工况进行试验, 对城市客车按四工况进行试验, 对轿车按十五工况进行试验。还规定以等速百公里燃油消耗量和最高档全节气门加速行驶  $500\text{m}$  的加速油耗作为单项评价指标, 以循环工况燃油量作为综合性评价指标。

欧洲经济委员会(ECE)规定, 要测量车速为  $90\text{km/h}$  和  $120\text{km/h}$  的等速百公里燃油消耗量和按 ECE-R.15 循环工况的百公里燃油消耗量, 并各取  $1/3$  相加作为混合百公里燃油消耗量来评定汽车的燃油经济性。美国环境保护局(EPA)规定, 要测量市内循环工况(UDDS)及公路循环工况(HWFET)的燃油经济性, 并按下式计算综合燃油经济性(mile/gal)。

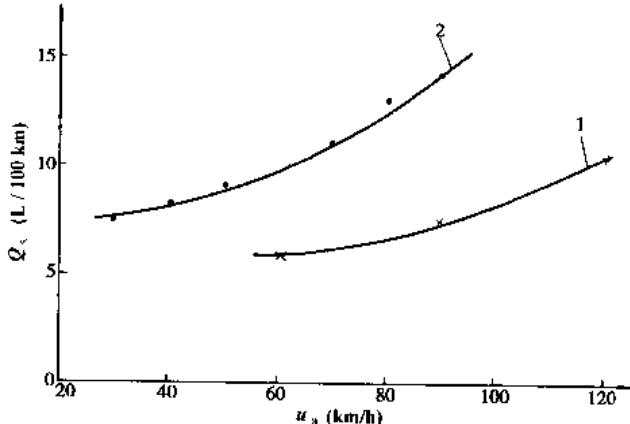


图 2-5-1 汽车等速百公里燃油消耗量曲线

1-某轿车; 2-某轻型客车

$$\text{综合燃油经济性} = \frac{1}{0.55} \text{ 城市循环燃油经济性} + \frac{1}{0.45} \text{ 公路循环燃油经济性}$$

## 2.5.2 汽车燃油经济性的计算

### 2.5.2.1 汽车燃油消耗方程式

在设计阶段,常根据发动机台架试验得到的万有特性图及汽车功率平衡图,对汽车燃油经济性进行估算。

等速百公里燃油消耗量  $Q_s$  可由发动机每小时耗油量  $Q_t$ (kg)和平均车速  $u$ (km/h)确定:

$$Q_s = \frac{Q_t}{u} \times 100 \text{ kg/100km} \quad (2-5-1)$$

由发动机原理可知,发动机的有效耗油率  $g_e$  为

$$g_e = Q_t / P_e \times 1000 \text{ g/(kW · h)} \quad (2-5-2)$$

将式(2-5-2)代入式(2-5-1),可得:

$$Q_s = \frac{g_e P_e}{10u} \times 9.8 = \frac{g_e P_e}{1.02u} \text{ N/100km}$$

或

$$Q_s = \frac{P_e g_e}{1.02u\gamma} \text{ L/100km} \quad (2-5-3)$$

式中:  $\gamma$ —燃油重度,汽油取  $\gamma = 6.96 \sim 7.15 \text{ N/L}$ ,柴油取  $\gamma = 7.96 \sim 8.13 \text{ N/L}$ ;

$P_e$ —发动机功率。

由汽车功率平衡可知:

$$P_e = \frac{1}{\eta_T} (P_f + P_i + P_w + P_j)$$

所以

$$\begin{aligned} Q_s &= \frac{g_e}{1.02u\eta_T\gamma} \left( \frac{Gfu}{3600} + \frac{Gi u}{3600} + \frac{C_D A u^3}{3600 \times 21.15} + \frac{\delta G u}{3600} \frac{1}{g} \frac{du}{dt} \right) \\ &= \frac{g_e}{3672\eta_T\gamma} \left( Gf + Gi + \frac{C_D A u^2}{21.15} + \frac{\delta G}{g} \frac{du}{dt} \right) \text{ L/100km} \end{aligned} \quad (2-5-4)$$

式(2-5-4)全面反映了汽车燃油消耗量与发动机经济性、汽车结构参数及行驶条件间的关系,称为汽车燃油消耗量方程式。它对于分析燃油经济性有重要指导意义。

### 2.5.2.2 燃油经济性图绘制

在实际计算中,根据汽车功率平衡图及发动机负荷特性曲线用作图法求出等速百公里油耗。

若汽车以  $u'$  车速在水平路面上行驶(图 2-5-2 中 c 点),此时相应的发动机部分负荷曲线与阻力功率曲线

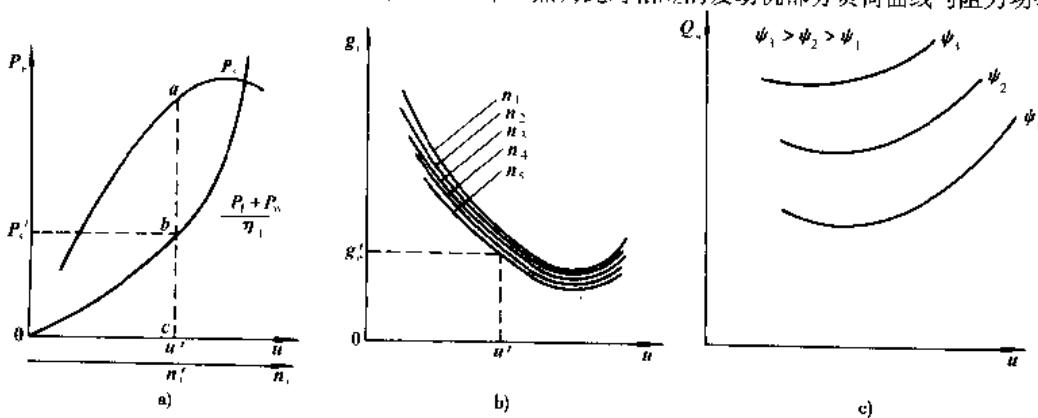


图 2-5-2 等速百公里油耗作图法

平衡于  $b$  点,由此可找出该车速下的负荷率  $I = b c / a c$  及发动机功率  $P_g$ ,再求出与  $u'$  相对应的  $n'$ ,然后在图 2-5-2b) 上根据已得到的  $u'$  和  $n'$ ,找出相应的  $g'$ ,代入式(2-5-3)中即得到车速为  $u'$  的等速百公里油耗  $Q'$ ,  
 $(Q' = \frac{P_g g'}{1.27 u'})$ 。若每隔 10km/h 求出相应的百公里油耗,便可得到图 2-5-2c) 所示的等速百公里油耗曲线。

### 2.5.2.3 循环试验的平均百公里油耗计算

循环试验中的汽车行驶工况有加速、减速及停车怠速等。对减速及停车怠速的油耗量可根据试验得到的怠速油耗量来估算。

汽车加速时,发动机发出的功率除要克服滚动阻力和空气阻力外,还要克服惯性力。研究表明,加速过程中,惯性阻力功率远大于等速行驶阻力功率,有效油耗率比稳定工况时大。

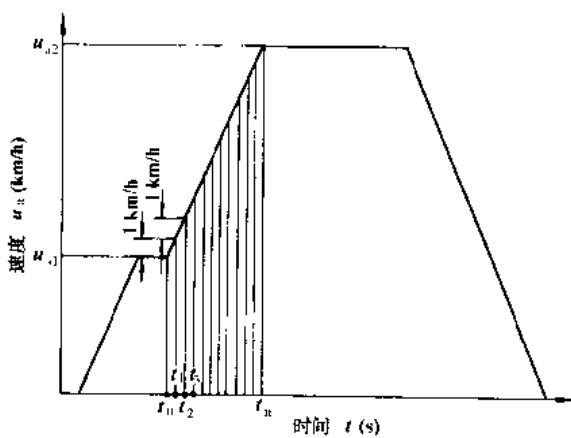


图 2-5-3 加速过程燃油消耗量计算

现介绍一种汽车由  $u_1$  等速行驶至  $u_2$  的油耗消耗量计算方法(图 2-5-3)。把加速过程分隔为若干区间,如按速度每增加 1km/h 为一小区间,每个区间的燃油消耗量可根据其平均的单位时间燃油消耗量与行驶时间之积求得。各区间的起始和终了车速所对应时刻的单位时间燃油消耗量  $Q_i$ (mL/s)可根据相应的发动机发出的功率与燃油消耗率求得:

$$Q_i = \frac{P g_e}{367.1 \gamma}$$

而汽车行驶速度每增加 1km/h 所需时间  $\Delta t$ (s)为:

$$\Delta t = -\frac{1}{3.6} \frac{du}{dt}$$

汽车从初速  $u_1$  加速至  $u_1 + 1\text{km/h}$  所需燃油量  $Q_1$ (mL)为:

$$Q_1 = \frac{1}{2} (Q_{i0} + Q_{i1}) \Delta t$$

式中:  $Q_{i0}$ —初速  $u_1$  时,即  $t_0$  时刻的单位时间燃油消耗量, mL/s;

$Q_{i1}$ —车速为  $u_1 + 1\text{km/h}$  时,即  $t_1$  时刻的单位时间燃油消耗量, mL/s。

车速从  $u_1 + 1\text{km/h}$  再增加 1km/h 所需的燃油消耗量  $Q_2$ (mL)为:

$$Q_2 = \frac{1}{2} (Q_{i1} + Q_{i2}) \Delta t$$

式中:  $Q_{i2}$ —车速为  $u_1 + 2\text{km/h}$  时,即  $t_2$  时刻的单位时间燃油消耗量, mL/s。

依此可求出各时刻的单位时间燃油消耗量,整个加速过程的燃油消耗量  $Q_a$ (mL)为:

$$Q_a = \sum_{i=1}^n Q_i = Q_1 + Q_2 + \cdots + Q_n$$

加速区段内汽车行驶的距离  $S_a$ (m)为:

$$S_a = \frac{u_2^2 - u_1^2}{25.92} \frac{du}{dt}$$

汽车减速行驶时,发动机处于强制怠速状态,其油耗量即为正常怠速油耗。所以减速工况燃油消耗量等于减速行驶时间与怠速油耗的乘积。减速时间  $t$ (s)为:

$$t = \frac{u_2 - u_3}{3.6} \frac{du}{dt_d}$$

式中:  $u_2, u_3$ —一起始及减速终了的车速, km/h。

$$\frac{du}{dt_d} \text{——减速度, } \text{m/s}^2$$

减速过程燃油消耗量  $Q_s$ (mL)为:

$$Q_s = \frac{u_2 - u_1}{3.6} \frac{du}{dt_d} Q_i$$

式中:  $Q_i$ ——怠速燃油消耗量, mL/s.

最后, 再加等速、停车等各种行驶工况下的油耗量, 就可估算出循环试验汽车的燃油经济性:

$$Q_s = \frac{\Sigma Q}{s} \times 100$$

式中:  $\Sigma Q$ ——所有过程油耗量之和, mL;

$s$ ——整个循环的行驶距离, m.

### 2.5.3 装有液力变矩器的汽车的燃油经济性计算

对装有液力变矩器的汽车, 其燃油经济性的计算与装有普通变速器的汽车有所不同, 既要知道发动机的特性, 又要知道液力变矩器的无因次特性和泵轮的转矩曲线。且发动机的节流特性常用  $T_e = f(n_e, \alpha)$  及  $Q_e = f(n_e, \alpha)$  表示。 $Q_e$  指发动机发出一定功率时每小时的燃油消耗量, 称为小时燃油消耗量(L/h),  $\alpha$  指节流阀开度。

图 2-5-4 表示在不同节流阀开度时发动机转矩与小时燃油耗油量对其转速的关系曲线。

在计算 100km 燃油消耗量时, 可在发动机转矩特性图上画上泵轮的转矩曲线  $T_p = f(n_p)$ , 然后根据变矩器的无因次特性  $K = f(i)$ , 确定在不同速比下的变矩比  $K$ , 再按下述关系

$$T_T = KT_p \quad \text{及} \quad n_T = in_p$$

绘制不同节流阀开度下的  $T_T = f(n_T)$  和  $n_T = f(n_T)$  曲线(图 2-5-5)。

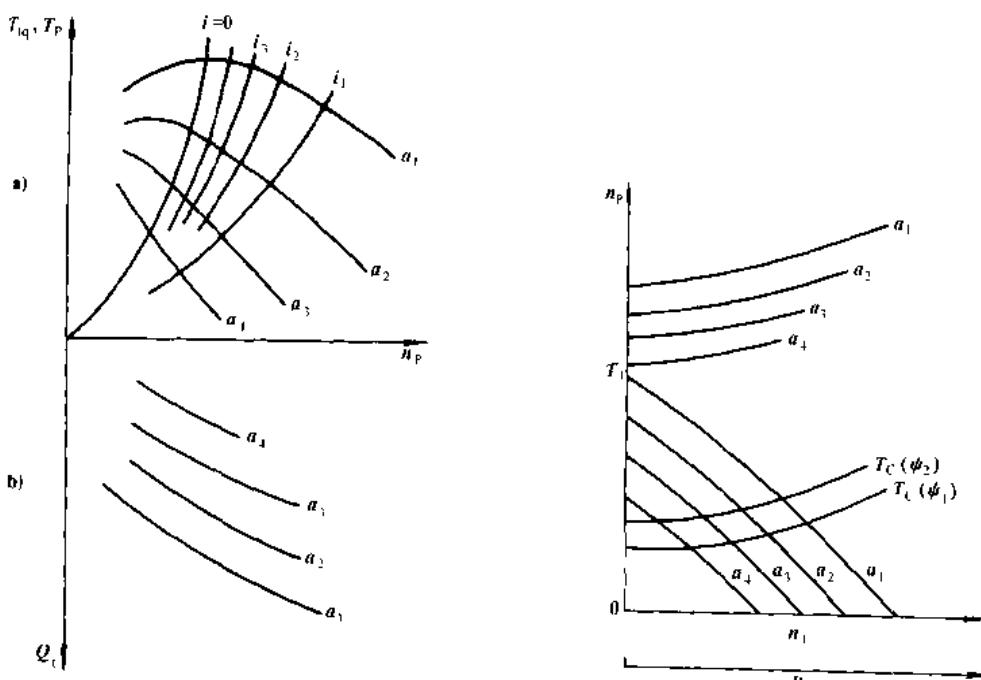


图 2-5-4 不同节流阀开度时发动机转矩与小时燃油消耗量曲线

图 2-5-5 装有液力变矩器汽车的转矩平衡与  $n_T = f(n_T)$  曲线

将涡轮转速坐标换算成车速坐标：

$$u = 0.377 \frac{r_T}{i_0 i_p}$$

在  $T_T = f(u)$  的图上，绘制汽车在不同道路阻力系数  $\psi$  下等速行驶克服行驶阻力所需的涡轮转矩  $T_c$  与行驶速度的关系：

$$T_c = \frac{(F_\psi + F_a)r}{\eta_T i_0 i_p}$$

选取  $\eta_T$  时，应考虑带液力传动辅助装置的能量损失。

所得  $T_c$  与  $T_T$  的交点决定了汽车在一定道路阻力系数（例如  $\psi_1$ ）下的行驶速度与发动机节流阀位置，并由所得速度在  $n_p = f(n_T)$  曲线上确定  $n_p$ （即  $n_e$ ）。

相应的小时燃油消耗量  $Q_t$  可由图 2-5-4b) 的  $Q_t = f(n, a)$  曲线上求出。

百公里燃油消耗量按下式求出：

$$Q_s = \frac{Q_t}{u \gamma} \times 100$$

按上述步骤取不同的车速，求得不同车速下的 100km 油耗量，就能获得装有液力变矩器汽车的百公里等速油耗曲线。

#### 2.5.4 影响燃油经济性的因素

由汽车燃油消耗量方程式可以看出，等速百公里的油耗量正比于等速行驶的行驶阻力与发动机的有效耗油率。发动机的有效耗油率主要与发动机的种类、设计与制造水平，也与汽车行驶时的发动机负荷率有关。汽车百公里油耗量还取决于汽车的结构参数、燃油质量、行驶速度、变速器档位。现将影响燃油经济性的因素归纳为发动机、汽车与使用等三个方面。

##### 2.5.4.1 发动机对燃油经济性影响

影响发动机燃油经济性的主要因素是热效率和机械损失。

热效率受压缩比、燃烧室形式、空燃比、点火时间的影响。图 2-5-6 表示汽油机空燃比与油耗的关系。从图上看出，空燃比变稀，经济性变好。如果超过稀薄极限，就会无法点火，经济性、行驶性变差。稀薄极限随包括发动机燃烧室形式、混合气状态等因素在内的燃烧特性的不同而变化。

在经济性与排放的关系方面，影响特别大的是  $NO_x$ 。 $NO_x$  在燃烧温度、压力较高时易产生。要控制  $NO_x$  的排放，希望能降低压缩比，点火提前角是负角度，但这与改善经济性相违背。目前，比较流行的排放措施是三元催化系统，该系统对降低  $NO_x$  是有效的，但必须把空燃比控制在理论值附近。

机械损失可分为活塞、曲轴主轴颈、气门驱动机构等的摩擦损失；吸排气系统的泵气损失；油泵、交流发电机等辅助机构的驱动损失。汽油机在稳定工况低速运转时，气门驱动损失、部分负荷时的泵气损失所占的比例较大。发动机转速增加，机械损失会增加，因而，选择与汽车总质量相匹配排量的发动机是十分必要的。

##### 2.5.4.2 汽车结构对燃料经济性的影响

###### 1) 汽车总质量

汽车总质量是对燃油经济性有较大影响的因素之一。汽车总质量对加速阻力和滚动阻力都有影响，影响的程度随行驶条件不同而有所不同。在平均车速较低、加速减速较多的行驶工况，影响程度大；反之，以一定的高速度行驶时，影响就小。美国轿车的油耗与汽车总质量关系如图 2-5-7 所示。

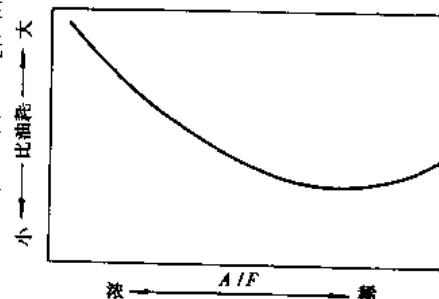


图 2-5-6 空燃比与油耗的关系

### 2) 变速器

自动变速器因其变矩器的滑转，一般要比机械变速器费油。经济性差的主要原因是由于在低速区锁止机构工作性能变差的缘故。在高速区，由于采用锁止机构，可以获得与机械变速器相同的经济性。图 2-5-8 表示十工况机械变速器汽车与自动变速器汽车经济性的差别。自动变速器汽车的经济性恶化平均约为 10%~15%。

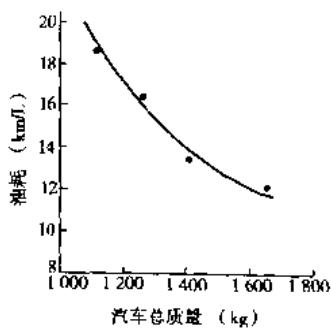


图 2-5-7 汽车总质量与油耗的关系

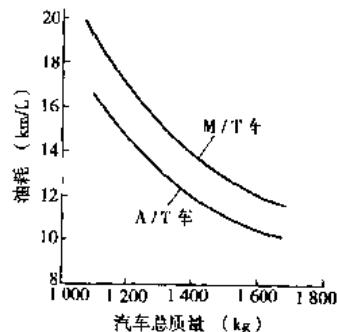


图 2-5-8 机械变速器(M/T)汽车和自动变速器(A/T)汽车的油耗对比

变速器的传动比也影响经济性。在同一道路条件下行驶时，虽然发动机发出的功率相同，但档位愈低，后备功率愈大，发动机的负荷率愈低，燃油耗油率就愈大。超速档行驶时，驱动力降低，更能充分利用发动机功率，有利于燃油经济性的改善。

### 3) 动力转向、空调等

采用动力转向、空调等会使发动机负荷增大，也会使汽车质量增加，都会引起经济性变差。使用空调时，外界空气温度变化会引起空调负荷及运行条件的变化，对经济性的影响也是变化的，一般会使经济性下降 9%~20%。图 2-5-9 所示为动力转向汽车经济性差异与发动机排量的关系。发动机排量越小，经济性受到的影响程度越大。

### 4) 轮胎

轮胎的结构、帘线和橡胶的品种对滚动阻力都有影响。子午线轮胎的综合性能最好，与一般斜交轮胎相比，可节油 6%~8%。图 2-5-10 所示为 EQ1090 汽车装用不同轮胎时的等速百公里燃油消耗量曲线。

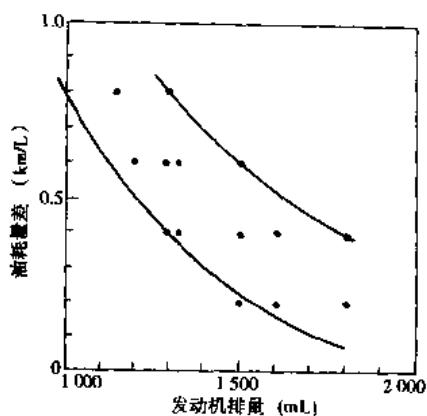


图 2-5-9 有无动力转向燃油经济性差异与发动机排量的关系

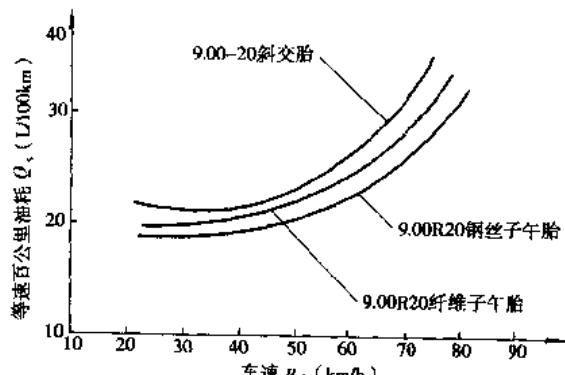


图 2-5-10 EQ1090 汽车装用不同轮胎与燃油消耗量的关系

### 2.5.4.3 汽车使用情况对燃油经济性的影响

#### 1) 车速

图 2-5-11 所示为定距离燃油经济性的一般变化规律。低速时发动机机械损失所占比例较大;而高速时,空气阻力迅速增加。从定距离经济性来看,经济性与动力性匹配较好的最佳车速区为 40~60km/h。

### 2) 行驶阻力

行驶阻力由滚动阻力和空气阻力组成。滚动阻力受轮胎滚动阻力系数和车重的影响。空气阻力受空气阻力系数和迎风面积的影响。等速行驶时,行驶阻力是燃油经济性的主要影响因素之一,而高速行驶时空气阻力对燃油经济性影响较大。改善低速时的油耗,主要是降低滚动阻力,而改善高速时的油耗,最有效的措施是减低空气阻力。

然而,目前的现状是,一方面在不断地建造高速公路网,另一方面,却存在着市区交通拥挤阻塞的严重社会问题。因此,必须同时降低低速和高速两方面的行驶阻力,才能达到综合性油耗的改善。

空气阻力与车身形状有关,如空气阻力系数  $C_d$ ,由 0.47 降到 0.39 时,空气阻力约减低 18%,而 EPA HWY 油耗将降低 8%(图 2-5-12)。在汽车前面加装导流板,一般会使空气阻力减低 2%~3%。

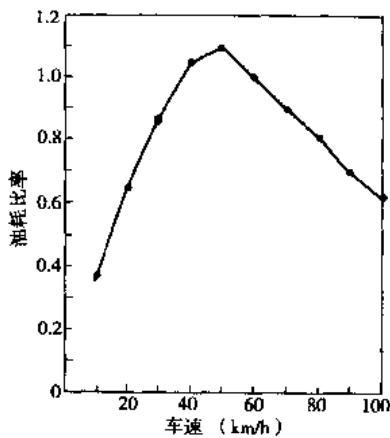


图 2-5-11 定距离燃油经济性的一般变化规律

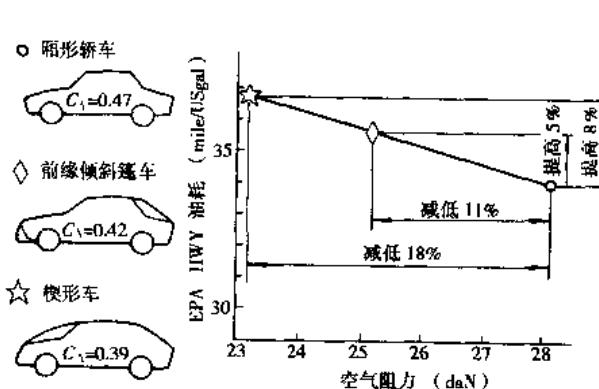


图 2-5-12 降低空气阻力对燃油经济性影响

减低滚动阻力的有效措施是降低轮胎滚动阻力和各种摩擦力(如油封、轴承内摩擦力)。

### 2.5.5 改善燃油经济性的途径

改善燃油经济性主要是改善发动机性能、变速器传动比的合理选择、空气阻力的下降、降低滚动阻力及提高辅助装置的效率。近年来,由于发动机、变速器采用微电子技术,能实现更精确的控制,以满足排放标准要求,提高经济性和行驶性能。电子控制主要有空燃比控制、点火时刻控制、排气再循环 EGR 控制、涡轮增压控制、怠速控制及自动变速器的换档位置控制及锁止控制等。

①电子控制多点喷射发动机 它是一个根据各种传感器获得的发动机工况的信息,用微型计算机控制各气缸中所必需的燃油量,然后从喷油器中喷射燃油的系统。汽油喷射取消了进气道中的化油器节流喉管,减少了进气阻力,改善了发动机充气状况。同时,采用定时定量喷射燃油的方法供油,解决了燃油雾化及混合气在进气歧管中的分配等问题,并能按不同工况较为精确地供给发动机最佳比例的混合气,大大改善了发动机的动力性、经济性和排放性能。

如果发动机输出功率、转矩特性优越,减少传动比就可以实现了。

②多气门化(3 气门、4 气门) 对于两气门发动机来说,由于提高进气效率可以改善输出特性,所以可在更小排量情况下得到要求的输出功率。采用 3 气门(或更多气门)能提高进气效率,可使发动机进一步轻量化,并降低泵气损失,这是改善经济性的有效技术。

③档位指示系统(档位指示器) 适用于机械式换挡的汽车。它是一个对于驾驶员来说在确保行驶性能的基础上,能从仪表上的指示灯知道最经济的行驶档位系统。换挡时机要根据车速、发动机转速、吸气负压、水温、齿轮位置等信息来最合理地决定。档位指示系统在美国应用较多,其效果在 LA4 工况下经济性可提高

5% ~ 15%。

①气缸数自动可调机构 卡迪拉克·赛维尔汽车 (6035mL) 1981 年装上了气缸数可变机构的发动机，称为可调节排量发动机。用多个传感器检验车速及工作状态，用电磁线圈控制进排气门，工作缸数可从 V8→6→4 变化。其结果是工况经济性改善 5%。车速为 20~60mile/h 中速行驶时（四缸工作）经济性提高了 15%。

部分国产汽车动力性与燃油经济性性能列于表 2-5-1。

表 2-5-1 部分国产汽车动力性与燃油经济性性能

车 型	最 高 车 速 (km/h)	加 速 时 间 (s)	最 大 爬 坡 度 (%)	等 速 油 耗 (L/100km)
夏利 TJ7100	>135	四档 40~80km/h ≤22	30	60km/h ≤4.5
桑塔纳	>161	0~80km/h ≤8.9	30	90km/h 7.9
桑塔纳 2000GSi	175	13.5		90km/h 6.8
捷达	164	0~100km/h 14.1		60km/h 5.7
富康	170	0~100km/h 12		90km/h 4.9
奥迪 100	175	0~80km/h 8.1		90km/h 5.9
雅阁	195	0~100km/h 9.8	33	100km/h 7.5
别克 G型	173	0~100km/h 11.7		90km/h 6.7
切诺基 BJ2021	134		50	60km/h 9.8
NJ1040	95		27	50km/h 13
依维柯 40~10	120		30	80km/h 9.7
EQ1090	90		28	50km/h 26.5
CA1090	90		28	26.5

(撰稿人: 刘星荣)

## 参 考 文 献

- 余志生主编. 汽车理论. 北京: 机械工业出版社, 1992.
- [日]自動車技術会. 自動車技術ハンドブック. 第 1 分冊[基礎・理論篇], 1994.
- 小林敏雄. 自動車のデザインと空力技術. 朝倉書店, 1998.
- [德]M. 米奇克. 汽车动力学 A 卷(第二版). 北京: 机械工业出版社, 1994.
- BOSCH Automotive Handbook, 1996.
- [日]自動車技术会编. 汽车工程手册. 北京: 机械工业出版社, 1984.
- [日]近藤政市. 基础汽车工程学. 西安: 陕西科学技术出版社, 1987.
- [德]阿达姆, 摩莫托著. 汽车行驶性能. 北京: 科学普及出版社, 1992.
- 庄继德. 汽车轮胎学. 北京: 机械工业出版社, 1996.
- 黄天泽等. 汽车车身结构与设计. 北京: 机械工业出版社, 1992.
- 傅立敏. 汽车空气动力学. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- 葛安林. 车辆自动变速理论与设计. 北京: 机械工业出版社, 1993.
- SAE TRANSACT1ON 1990~1997.
- 自動車技術論文集, 1995~1998.

## 3 汽车动力传动

### 3.1 动力传动概述

动力传动系统是指动力装置输出的动力,经传动系统到达驱动车轮之间的一系列部件的总称,它使汽车实现起步、变速、减速、差速、变向等功能,为汽车提供良好的动力性与燃油经济性能。

#### 3.1.1 理想的动力传动特性

理想的动力特性应具备在全开节气门时,各种车速工况下,均对应于动力装置的最大功率点  $P_{eM}$  工作;部分节气门开启时,亦保持该节气门开度下所能发出的最大功率  $P_{eM}$ ,从而使车轮输出恒定的最大功率  $P_{oM}$ ,则:

$$P_{oM} = P_{eM} \cdot \eta_T = F_t \cdot v / 270 \quad (3-1-1)$$

式中:  $\eta_T$ —传动效率,对机械传动一般为常数。

因要求  $P_{oM}$  恒定,故车轮牵引力  $F_t = f(v)$  的函数关系为等轴双曲线,通常  $y$  轴表示  $F_t$ ,其中  $F_{tmax} = \varphi_m \cdot z$ ,  $F_t$  受路面附着系数  $\varphi_m$  限制,不可能任意增大。 $F_{tmax}$  用于克服车辆爬坡行驶时所需要克服的最大爬坡度或加速、超车,而车辆的最高车速  $v_{max}$  也限制了以  $x$  轴表示的  $v$  无限延伸。故实际要求的理想动力特性如图 3-1-1 所示。现有动力装置及其比较如下:

##### 1) 往复式内燃机

往复式内燃机是现在广泛采用的动力装置(图 3-1-2),因为它的转速变化范围( $n_{emax}/n_{emin}$ )与转矩适应系数  $\alpha = T_{em}/T_{ep}$  有限,不能直接用于汽车(图 3-1-1),所以必须用机械变速器来扩大。变速器档位越多,越接近理想特性。对液力机械传动(AT)亦是如此,而机械无级变速器(CVT)则可按理想特性工作(图 3-1-3)。

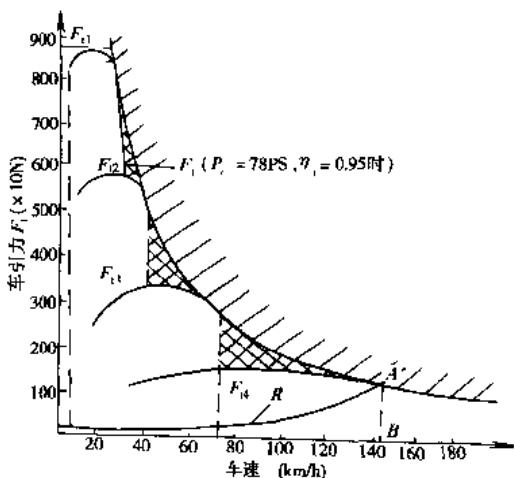


图 3-1-1 汽车的理想动力特性与实际牵引特性

##### 2) 燃气轮机

两轴式燃气轮机的转矩特性适合用于汽车(图 3-1-4)。然而因部分负荷时油耗较高,仍要加设变速器,以改善燃油经济性,并使动力特性接近理想动力特性。

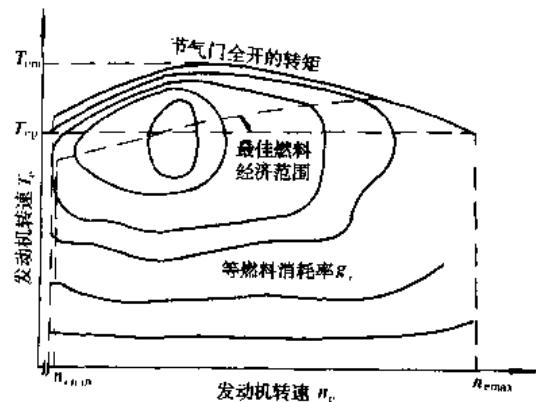


图 3-1-2 往复式内燃机特性

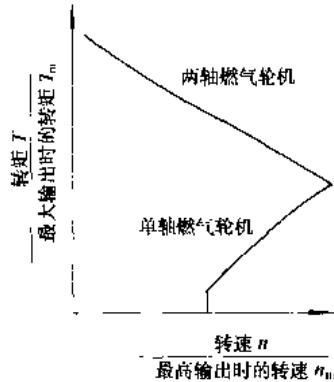
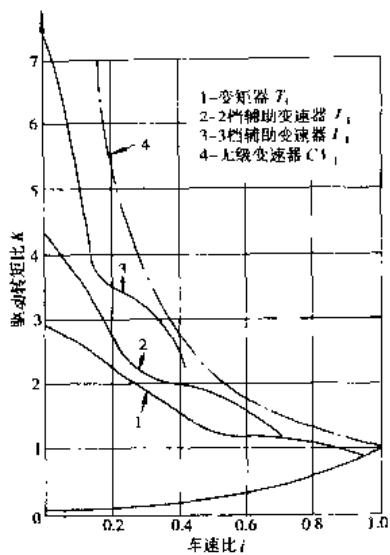


图 3-1-3 液力机械传动与机械式无级变速器的牵引特性

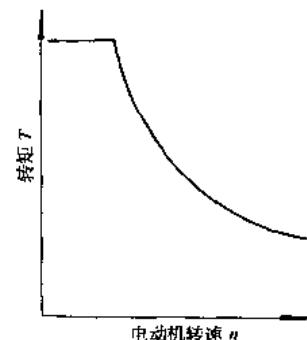
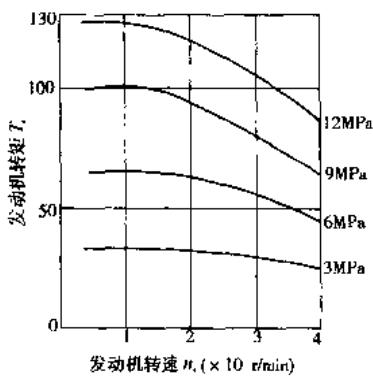
图 3-1-4 燃气轮机转矩特性

### 3) 斯特林发动机

斯特林发动机的转矩适应系数达到 1.6 以上,热效率  $\eta_e$  也比内燃机高(图 3-1-5),但因存在输出动力控制困难的问题有待克服,所以没有得到应用。

### 4) 电动机

电动机的特性比较理想(图 3-1-6),并可以在较宽的转速范围内进行控制。它有两种形式,一种是以内燃机驱动电机的传统机构(图 3-1-7a),这种形式需两次能量转换,故优势不大;另一种是用高能电池或燃料电池作能源驱动电机的电动汽车(图 3-1-7b)这种电动汽车是零污染的“绿色汽车”。电动汽车目前要解决的主要问题有价格昂贵、充电时间比较长和行驶距离短等缺点,所以与内燃机组成的混合动力装置可能会更有前途。它又有双动力式(图 3-1-7c)、串联式(图 3-1-7d)、单轴并联式(图 3-1-7e)以及双轴并联式(图 3-1-7f)等各种类型。其中单轴并联式和双轴并联式还可以将车辆制动能量回收,兼有储能传动功效。



### 3.1.2 最佳燃油经济性特性

汽车的总效率  $\eta_a = \eta_e \cdot \eta_t \cdot \eta_w$ ,其中行驶于硬路面的车辆,车轮的传动效率  $\eta_w$  可视为 1,因此图 3-1-2 中

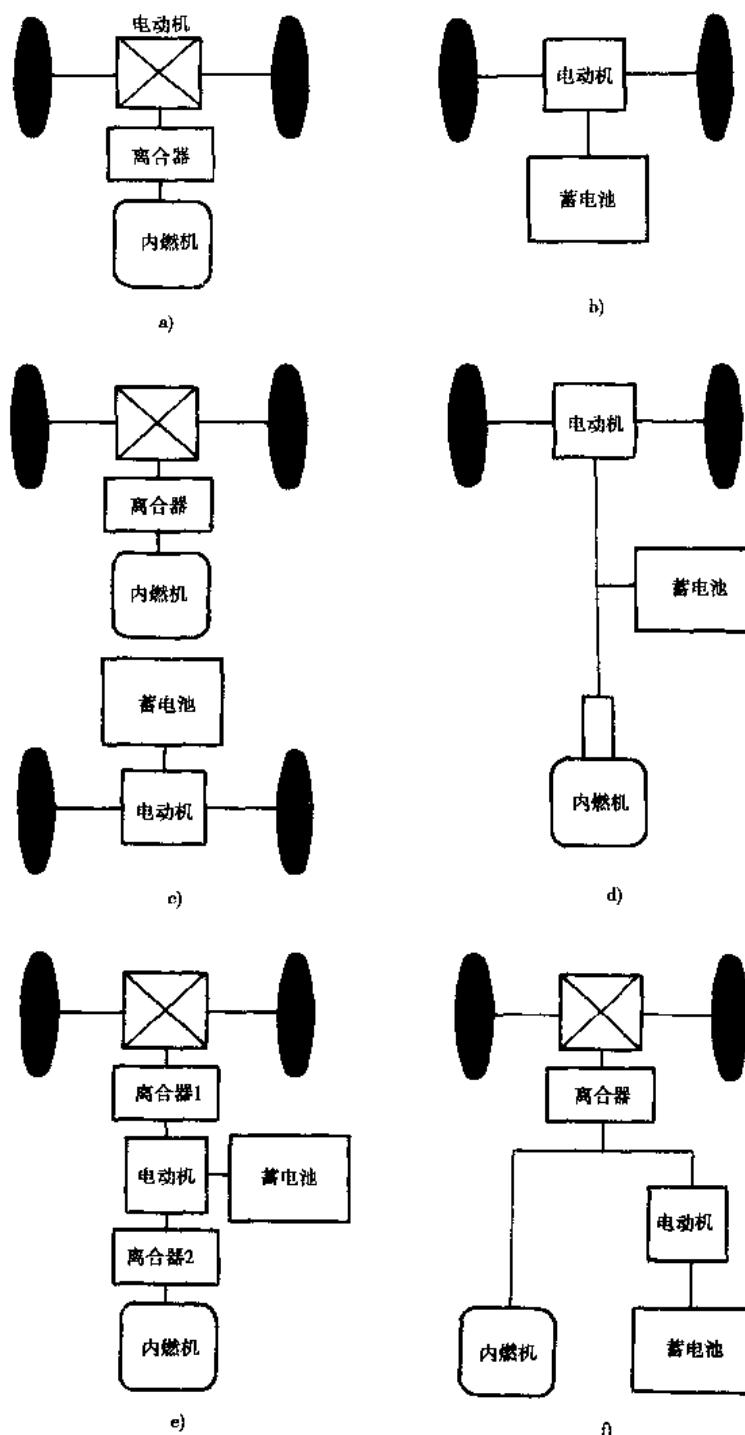


图 3-1-7 电力驱动方案  
a)传统形式;b)电池驱动电机;c)双动力式;d)串联式;e)单轴并联式;f)双轴并联式

的内燃机热效率  $\eta_c$ (反比于等燃料消耗率  $g_c$ )的高低成为关键因素。对一般机械变速器的  $\eta_T$  可视为常数,但在内燃机中的工作点,随变速器传动比值而异,档位越多,选择其最佳档位迫近虚线所示的最佳燃油消耗

线的可能性越大。对于液力机械传动因效率  $\eta_{lh}$  变化幅度很大,故  $\eta_{max}$  需综合  $\eta_f$ 、 $\eta_{lh}$  两者共同作用的影响,其最佳燃油经济特性工作线由图 3-1-2 变为如图 3-1-8 所示。

因内燃机的最付动力性与最佳燃油经济性不重合,汽车在平坦路面上行驶往往远离最佳工作线,故需要折衷控制。所以要从发动机的排量与变速器传动比的匹配进行评价。从图 3-1-9 可知,只要给出整车的任一个目标值(加速性或燃油经济性),便可从图中求出最佳的发动机排量与动力传动装置的传动比,同时通过优化还可以求出最佳档位数及其相应各档的传动比。对于用电子控制的自动变速器,因可以分别调用最佳动力性换挡规律与最佳燃油经济性换挡等规律,所以无需折衷控制。近来,对发动机的排放也有严格要求,并纳入计算机优化内容。

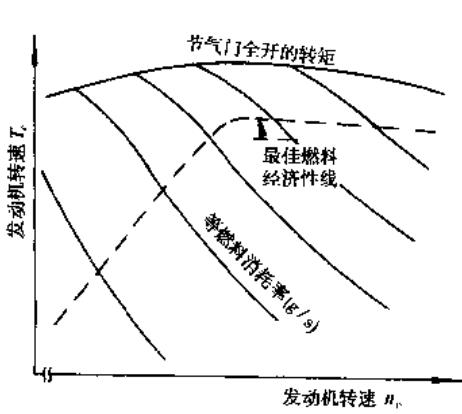


图 3-1-8 带液力变矩器的汽车最佳燃油经济特性工作线

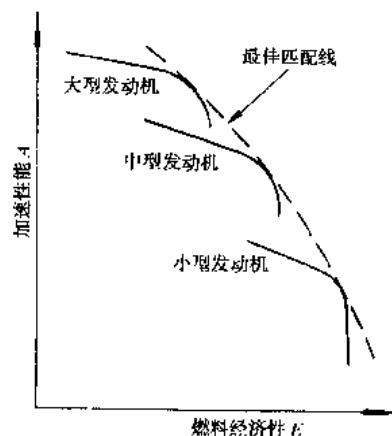


图 3-1-9 燃油消耗-加速性能最佳匹配线

### 3.1.3 动力传动系统的功能

为了实现理想的特性,作为对动力传动系统(Power train)的整体要求,可在动力源上想办法,也可从传动装置方面解决。目前内燃机的主导地位虽已受到挑战,但因它在成本、制造和燃料供应等方面的优势,使其仍具有强大的生命力。至于特性上的缺陷,可通过传动装置来弥补。

因汽车的类型很多,要求也各异,故从上述任务出发,采用的方法也不尽相同。选择何种传动类型应与传动系在整车上的布置、制造水平与生产率、经济性、环境保护及国家技术政策等因素有关。对可能采取的传动类型应在尺寸、质量、效率、总传动比及传动比变化范围和方式、价格、运行费用、能源与燃料经济性、污染、噪声振动、载荷、寿命、可靠性与维修等方面反复对比,全面考虑后择优选取。

#### 3.1.3.1 起步功能

因内燃机在最小稳定转速  $n_{min}$  以下不能工作,故必须有起步装置。目前使用的有干式摩擦离合器、湿式摩擦离合器、电磁粉离合器、液力变矩器(含液力偶合器)等。有关它们的性能比较见表 3-1-1。

#### 3.1.3.2 变速与变矩功能

能实现汽车变速与变矩的部件是传动系的核心部件,同时也是与动力装置匹配保证汽车性能的关键部件。目前有机械传动、液力机械传动、机械式无级传动、液压传动、电传动、复合传动及储能传动等。亦可分为手动变速与自动变速两类。对自动变速其起步功能与变速功能合而为一,不再单独存在。电传动则可以完全省去常规传动部分。一般主减速装置的变矩功能也归入此功能。

表 3-1-1 各种起步装置的性能比较

性能 \ 类型	动液变扭器 (含液力偶合器)	湿式摩擦 离合器	电磁粉离合器	干式离合器
起动转矩	++	0	0	0
起动平顺	++	+	0	+
设计长度	-	0	--	++
质量	0	0	--	++
油耗	0	+	+	++
减振	++	+	+	0
热负荷能力	++	+	0	0
响应特性	0	+	+	+
控制特性	-	+	+	+
操纵/功能安全	++	+	+	0
应急控制构思	++	0	--	--
消费	0	0	--	+

++最好; +好; 0一般; -较差; --最差

### 3.1.3.3 转矩分配功能

对左右驱动轮及四轮驱动车辆, 必须有差速装置与转矩分配装置, 以使驱动力有效地传给地面。图 3-1-10 所示的驱动力曲线是按下式绘制的:

$$F_{\varphi 1}/G_a = \left( \frac{L_2}{L} - \frac{j}{g} \cdot \frac{h_s}{L} \right) \varphi \quad (3-1-2)$$

$$F_{\varphi 2}/G_a = \left( \frac{L_1}{L} + \frac{j}{g} \cdot \frac{h_s}{L} \right) \varphi \quad (3-1-3)$$

式中:  $F_{\varphi 1}, F_{\varphi 2}$ —分别为前、后轮的驱动力;

$L_1, L_2$ —分别为质心至前轴与后轴的距离;

$L$ —汽车轴距;

$h_s$ —汽车质心高度;

$\varphi$ —附着系数;

$G_a$ —汽车重量;

$g$ —重力加速度;

$j$ —汽车纵向加速度。

图中虚线③是等转矩分配的中央差速机构的曲线, 将  $y-x$  轴等分。实线②是力矩以 34:66 分配的曲线。点划线①是理想的驱动力分配曲线, 在其上可将前、后轮的附着驱动力得到 100% 发挥, 使车辆所产生的最大加速度  $j_{max}$  与路面附着系数  $\varphi$  一致。

$$F_{\varphi} = F_{\varphi 1} + F_{\varphi 2} = G_a \cdot j_{max} = G_a \cdot \varphi$$

$$\text{即 } j_{max} = \varphi \cdot g \quad (3-1-4)$$

可见, 车辆的道路附着力和加速特性很大程度上取决于

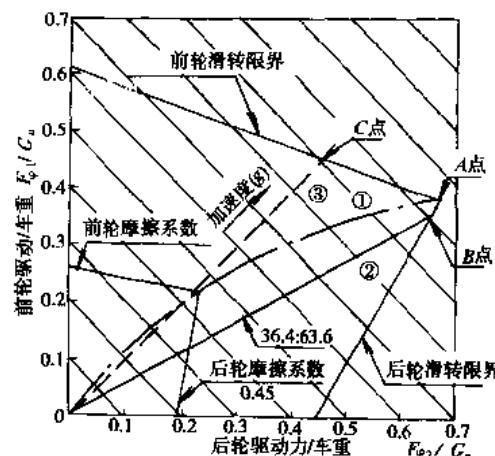


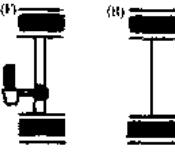
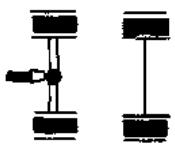
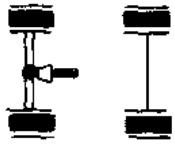
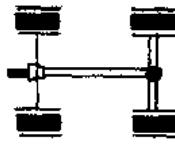
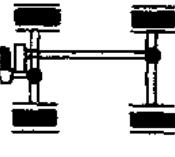
图 3-1-10 驱动力曲线图

于前后轴之间的转矩分配方案。

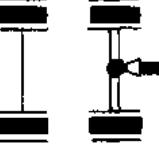
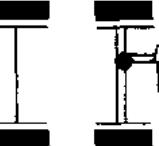
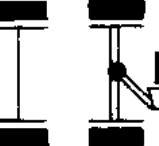
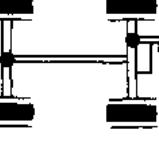
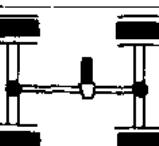
### 3.1.3.4 传动驱动方式

因汽车的使用目的不同,所以需要采取最适合的驱动方式。由于发动机在汽车上的安装位置、安装方向及驱动车轮不同,驱动方式有如表 3-1-2 所示的各种形式。驱动方式不同对汽车的动力性、操纵稳定性、行驶安全性和乘坐舒适性都有明显影响。过去汽车多数采用传统的发动机前置后轴驱动方式(FR)。因前置前驱动(FF)结构紧凑、质量轻、稳定性好、高速行驶安全性好,随着汽车速度逐步提高,加之等速万向节制造技术的突破,目前轿车采用前置前驱动方式(FF)的极为普遍。大客车采用后置后驱动方式(RR)使之具有:轴荷分配合理、振动、噪声与热量可由汽车尾部传出,提高了乘坐舒适性,视野性好,车厢的有效面积利用率高和行李箱容积大等优点,是今后的发展方向。

表 3-1-2 汽车采用的各种驱动方式

驱动方式	适合的用途
发动机前置 横置	(a)  中低级轿车、小客车、轻型载货汽车
发动机前置 纵置	(b)  中高级轿车
纵置	(c)  中高级轿车
发动机前置 后轮驱动(FR)	(d)  中高级轿车、赛车、各类载货汽车
发动机前置 四轮驱动(4WD)	(e)  多用途车(雪地车、旅游轿车 RV)、大功率运动车、大功率越野车

续上表

驱动方式		适合的用途
发动机后置后轮驱动(RR)	纵	
	横	
	角传动	
发动机后置四轮驱动(4WD)		
发动机中置后轮驱动(MR)		
发动机中置四轮驱动(M4WD)		

### 3.1.4 发展趋势

#### 3.1.4.1 进一步提高燃油经济性

传动装置除要提高传动效率  $\eta_T$  以外,更重要的是以自身的调节使动力装置沿最佳燃油经济性线工作。档位越多,越能提供可能逼近最佳工作线的客观条件。故有级式变速器向多档化、自动化方向发展。对轿车来说,目前标准装备为五档,六档变速器也将问世,但再增加档数,会受结构复杂而导致成本增加的限制。大型货车可通过主变速器与副变速器组合来增加档位,目前已达到 17 个档位以上。当然,这种发展的最终趋势是以无级化最佳。多档化、自动化、无级化,能够提高汽车的动力性能,降低噪声与更易于换挡。另一种办法是采用停车-起动系统,即当不需要功率时,关闭发动机,避免发动机怠速时的油耗和排放,但在发动机与飞轮之间,需增加一个惯性离合器。

### 3.1.4.2 提高安全性与操纵稳定性

提高安全性与操纵稳定性应使轮胎上的驱动力始终处于最佳状态而不发生“滑转”。四轮驱动技术(4WD)、差速限制技术(LSD)、驱动防滑转技术(ASR)又称为牵引力控制(TCS)技术与制动防抱死技术(ABS)的综合控制以及动力学控制(VDC)的应用,不仅对提高汽车行驶安全性,而且对改善操纵稳定性有益。

### 3.1.4.3 提高乘坐舒适性

重要的是改善换挡品质,除了改变摩擦片形状及摩擦材料、改进自动变速器油(ATF)及滑差控制与闭锁性能外,更重要的是应用动态三参数换挡规律、动态反馈控制、发动机转矩控制以及自学习、自适应、模糊神经网络控制等现代控制技术。

### 3.1.4.4 电子化

电子控制是现代传动的重要特征,它不仅能确保平顺换挡和可变程序换挡(分别调用动态三参数换挡规律、最佳动力性及最佳经济性换挡规律等),克服与改善了过去自动变速反应迟缓、费油和动力性差等缺陷,且有自诊断特点,而上述经济性、安全性、稳定性、舒适性的提高均与电子化密切相关,它是传动智能化的关键。产品的多样化、个性化也是促进向电子综合化方向发展的因素。

### 3.1.4.5 新装置

随着电动汽车的逐渐普及,开发适合电动汽车的动力传动装置也是今后的课题。

(撰稿人:葛安林)

## 3.2 离合器

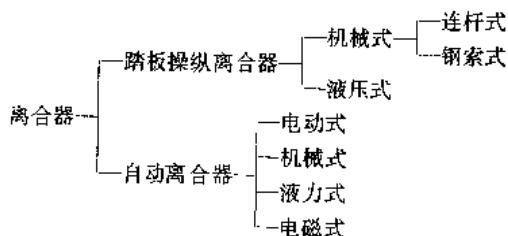
汽车在起步、制动与换挡时必须先切断动力,然后再与内燃机接合将动力传给传动系,将能完成此项功能的机构称为离合器。离合器可按结构与操纵方式不同进行分类,见表 3-2-1。

表 3-2-1 离合器分类

①按构造分类



②按操纵方式分类



与手动变速器或动力中断换档的自动变速相匹配的离合器为干式离合器，湿式离合器有小型化和可降低滞力矩的优点，主要用作动力换档的自动变速中。本节仅对前者论述。其功能如下：

### 1) 传递动力

内燃机的动力，经离合器盖通过传动片传给离合器压盘，因弹簧（膜片弹簧或螺旋弹簧）压紧力作用将产生的摩擦力传给从动盘，进而传至变速器输入轴（图 3-2-1）。一般把离合器所能传递转矩的最大值称为转矩容量，用下式表示：

$$T_c = \beta T_{\max} = \frac{\pi \mu z}{12} p_0 D^3 (1 - c^3) \quad (3-2-1)$$

式中： $\beta$ —离合器后备系数，必须大于 1；

$p_0$ —摩擦面单位压力；

$z$ —摩擦面数；

$\mu$ —摩擦系数；

$D, c$ —摩擦片外径及内外径之比  $c = d/D$ ；

$T_{\max}$ —发动机最大转矩。

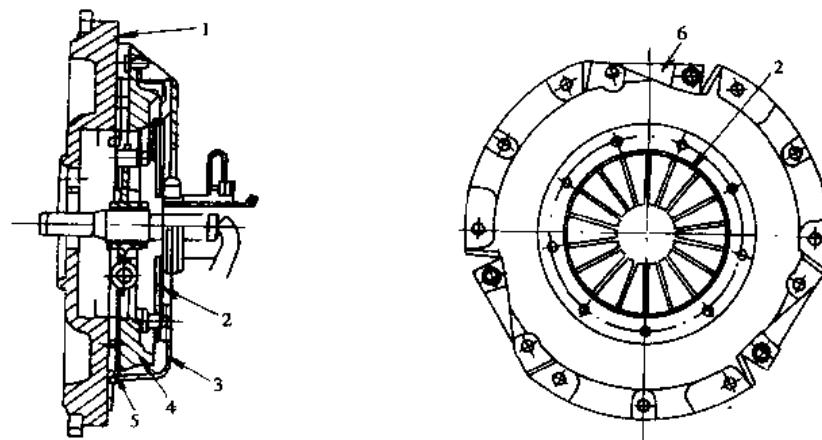


图 3-2-1 单片干式离合器  
1-飞轮;2-膜片弹簧;3-离合器盖;4-压盘;5-离合器从动盘;6-驱动传动片

### 2) 动力的切断与接合

#### (1) 分离

换档开始时，通过分离杠杆的作用使从动盘的摩擦面在飞轮与压盘之间产生间隙，用来保证发动机的动力不再向变速器传输。膜片弹簧分离杠杆上的操纵力  $F_C$ ，可根据分离力  $F_1$ 、杠杆比  $i$  和传动机构效率  $\eta_c$ （图 3-2-2）用下式确定：

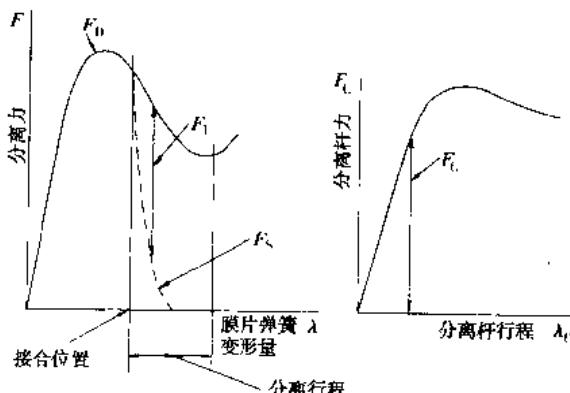


图 3-2-2 离合器分离特性

$$F_1 = F_D - F_S \quad (3-2-2)$$

$$F_C = F_1 / (\eta, i) \quad (3-2-3)$$

式中:  $F_D$ —压盘压紧力;

$F_S$ —离合器片压缩特性。

## (2)接合

汽车起步时,在离合器接合过程中传动系的运动方程:

$$\left. \begin{aligned} I_e \frac{d\omega_e}{dt} &= T_c - T_e \\ I_2 \frac{d\omega_2}{dt} &= T_e + \eta_T - \frac{(f + \sin\theta) G_a r_f}{i_0 i_g} \end{aligned} \right\} \quad (3-2-4)$$

式中:  $I_e, \omega_e, T_e$ —分别为发动机的旋转部分转动惯量、角速度与转矩;

$I_2$ —车辆的平移质量与旋转质量转换至离合器从动轴上的转动惯量  $I_2 = \delta \frac{G_a}{g} \cdot \frac{r_f^2}{(i_0 i_g)^2}$ ;

$\omega_2$ —离合器从动轴角速度;

$\eta_T$ —传动系效率;

$f$ —滚动阻力系数;

$\theta$ —路面坡度;

$G_a$ —汽车重量;

$r_f$ —车轮滚动半径;

$i_0$ —主减速器传动比;

$i_g$ —变速器传动比;

$\delta$ —回转质量换算系数;

$g$ —重力加速度。

从图 3-2-3 可知, 离合器接合过程产生的滑摩功  $L$  为:

$$L = \int_{t_1}^{t_2} T_c \omega_e dt + \int_{t_1}^{t_2} T_e \left[ \int_{t_1}^{t_2} \frac{1}{I_e} (T_e - T_c) dt - \frac{\eta_T}{I_2} \int_{t_1}^{t_2} T_e dt \right] dt + \int_{t_1}^{t_2} \frac{(f + \sin\theta) G_a r_f}{i_0 i_g} t dt \quad (3-2-5)$$

式中:  $t_1, t_2$ —滑摩第 1 阶段和第 2 个阶段完了的滑摩时间。

如能得到  $T_e$  与  $T_c$  的随时间的变化规律, 及  $\omega_e$  与  $\omega_c$  的变化状况, 则  $L$  便可求得。若在  $T_e = T_c$  的条件下起步, 则:

$$L_T = \frac{1}{2} I_2 \omega_{e0}^2 \frac{1}{\eta_T \left\{ 1 - \frac{G_a r_f (f + \sin\theta)}{i_0 \cdot i_g \cdot \eta_T T_c} \right\}} \quad (3-2-6)$$

如果在汽车起步过程中, 控制发动机转速始终保持不变, 即  $\omega_e = \omega_{e0}$  = 常数, 则:

$$L_{min} = \frac{1}{2} \frac{I_2 \cdot \omega_{e0}}{\eta_T} \quad (3-2-7)$$

显然, 起步过程中使  $\omega_{e0}$  保持不变, 可获得最小的滑摩功。不过, 用滑摩功评价离合器寿命并无可比性, 而应该用单位滑摩功  $L_c = L/A$

为宜, 其中摩擦面积  $A = \frac{\pi}{2} (D^2 - d^2)$ ,  $D, d$  为离合器从动盘衬片的外径与内径。

## 3) 扭转振动的吸收

传动系是一个多质量的弹性扭振系统, 有集中质量、分布质量、往复质量和平移质量, 其间以弹性连着, 并存在各类阻尼的扭振系统。如以三质量建模, 如图 3-2-4 所示, 振动方程为:

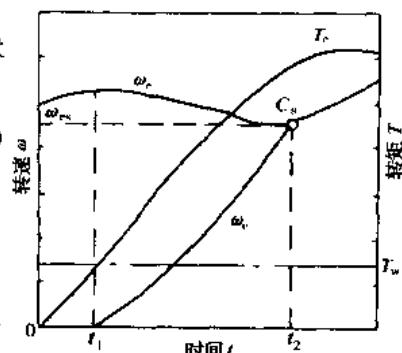


图 3-2-3 起步时离合器接合过程

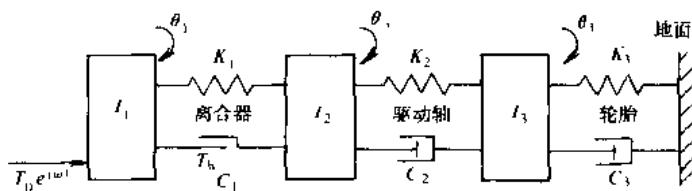


图 3-2-4 扭转振动力学模型

$$\left. \begin{aligned} I_1\ddot{\theta}_1 + C_1(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + K_1(\theta_1 - \theta_2) + \frac{1}{2}[\pm T_h] &= T_0 e^{j\omega t} \\ I_2\ddot{\theta}_2 + C_2(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) + K_2(\theta_2 - \theta_3) + K_1(\theta_1 - \theta_2) - \frac{1}{2}[\pm T_h] &= 0 \\ I_3\ddot{\theta}_3 + C_3(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_1) + K_3(\theta_3 - \theta_1) + C_2(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) + K_2(\theta_2 - \theta_3) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3-2-8)$$

式中：  
 $I_1$ ——发动机旋转部分的转动惯量；

$I_2$ ——离合器至变速器的转动惯量；

$I_3$ ——制动鼓及车轮的转动惯量；

$K_1, K_2, K_3$ ——对应上述各部分的扭转刚度；

$C_1, C_2, C_3$ ——对应上述各部分的阻尼系数；

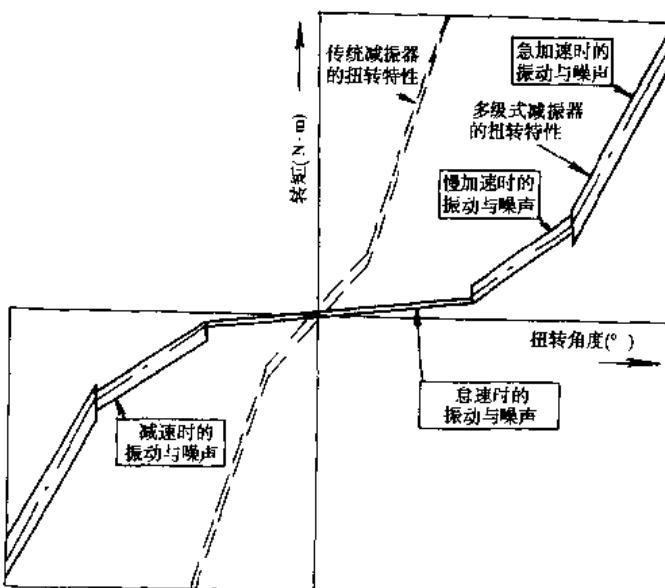
$\theta_1, \theta_2, \theta_3$ ——对应上述各部分的角位移；

$T_0$ ——强迫干扰的激振力矩，如发动机或路面冲击等；

$\omega$ ——角速度；

$T_h$ ——滞后转矩。

根据方程(3-2-8)可求出传动系统的固有扭转振动频率。当干扰力或汽车部件速度变化产生的惯性力矩的频率与其一致时，使发生扭转振动，严重影响传动系零部件寿命和乘坐舒适性，故在从动盘上均装有扭转减振器，其扭转刚度现已多级化，且阻尼力矩可变，随扭转角增大，由低摩擦系数的衬片转入高摩擦系数衬片使阻尼力矩值也逐级增加(图 3-2-5)。



#### 4)发展趋势

##### (1)提高舒适性及降低噪声

扭转减振器的多级化，现有的已达到 5 级，扭转角扩大到 15°，还有的用橡胶代替螺旋弹簧且用橡胶材料

代替由摩擦材料构成的阻尼器,可获得更理想的非线性减扭特性。近来,双质量飞轮也已实用化(图3-2-6),它将飞轮转化为两个小飞轮,并在其中放置减振弹簧,可降低动力传动系统固有频率;加大减振弹簧的位置半径,允许增大转角,从而降低刚度;使其获得更好的减振效果,但成本提高3~4倍,故进一步优化设计、材料选用和采用先进的成形技术等来降低成本是今后的开发焦点。

### (2) 提高操纵方便性——自动离合器

电控自动离合器的再度兴起,充分说明操纵方便性的重要性。目前膜片弹簧已在相当多的车型上取代了螺旋弹簧,其中拉式膜片弹簧离合器与推式膜片弹簧离合器比较,主要优点之一就是拉式的支点在膜片弹簧的外缘处,使分离杠杆比扩大,改善了操纵轻便性(图3-2-7)。

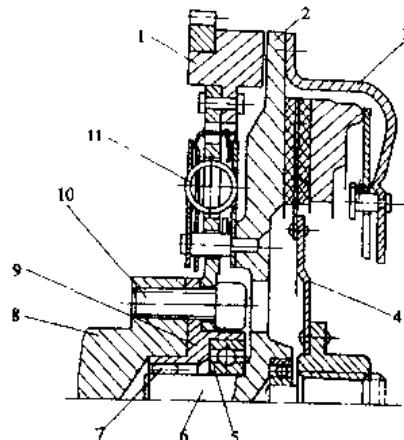


图 3-2-6 双质量飞轮减振器  
1-第 1 飞轮;2-第 2 飞轮;3-离合器盖总成;4-从动盘;5-球轴承;6-短轴;7-滚针轴承;8-曲轴凸缘;9-联结螺;10-螺钉;11-扭转减振器

### (3) 摩擦材料的改进

摩擦材料的改进一方面是出于环保和防止公害的要求,使无石棉材料的使用得到重视与推广;另一方面是为了保证可靠地传递日益增高的发动机转矩和转速,于是出现了高摩擦系数衬片,它具有良好的热稳定性、耐磨损性和高速旋转强度。

总之,离合器正向高可靠性,长寿命,操纵轻便,行驶舒适和无须维护的方向发展。

(撰稿人:葛安林)

## 3.3 液力传动

它是以液体为介质在闭合的循环流道内,通过动能变化来传递动力的叶片传动机械,其基本型式为液力偶合器与液力变矩器。

### 3.3.1 液力偶合器

它由泵轮  $P$  与涡轮  $T$  组成(图3-3-1),根据力学定律,在所有转速比  $i = n_T / n_P$  工况下,两轮上的力矩相等,方向相反:

$$T_P = -T_T \quad (3-3-1)$$

由此可见,它与上述离合器均属于转速变换器,其传递功率的效率为:

$$\eta_c = i \quad (3-3-2)$$

在自动离合器液力机械自动变速器(AT)及无级自动变速器(CVT)中,它可作为起动装置平稳地传递发动机转矩。叶轮给与流体的转矩为:

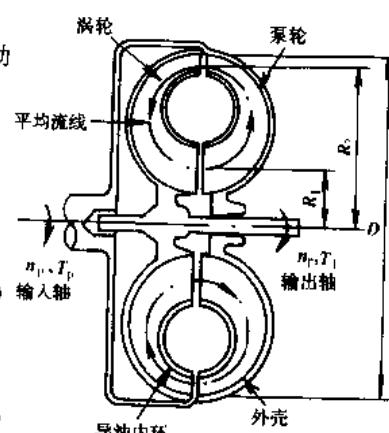


图 3-3-1 液力偶合器的结构

$$T_P = \rho \lambda_P n_P^2 D^5 = K_\lambda n_P^2 D^5 = C n_P^2 \quad (3-3-3)$$

式中:  $\lambda_P$ ——与速比  $i$  有关的转矩系数;

$K_\lambda$ ——随叶片形状、液体密度  $\rho$  及速比  $i$  而变化的泵轮系数  $K_\lambda = \rho \lambda_P$ ;

$C$ ——能容系数;

$D$ ——液力变矩器有效直径;

$n_P$ ——泵轮转速。

### 3.3.2 液力变矩器

#### 3.3.2.1 工作原理

液力变矩器与偶合器的区别是增加了通过单向离合器固定在壳体上的导轮  $D$ (图 3-3-2), 因流体在流道中经过一个循环还是回到原来的状态, 故三个工作轮所受到的力矩和为零, 即:

$$T_P + T_T + T_D = 0$$

或

$$T_T = -(T_P + T_D) \quad (3-3-4)$$

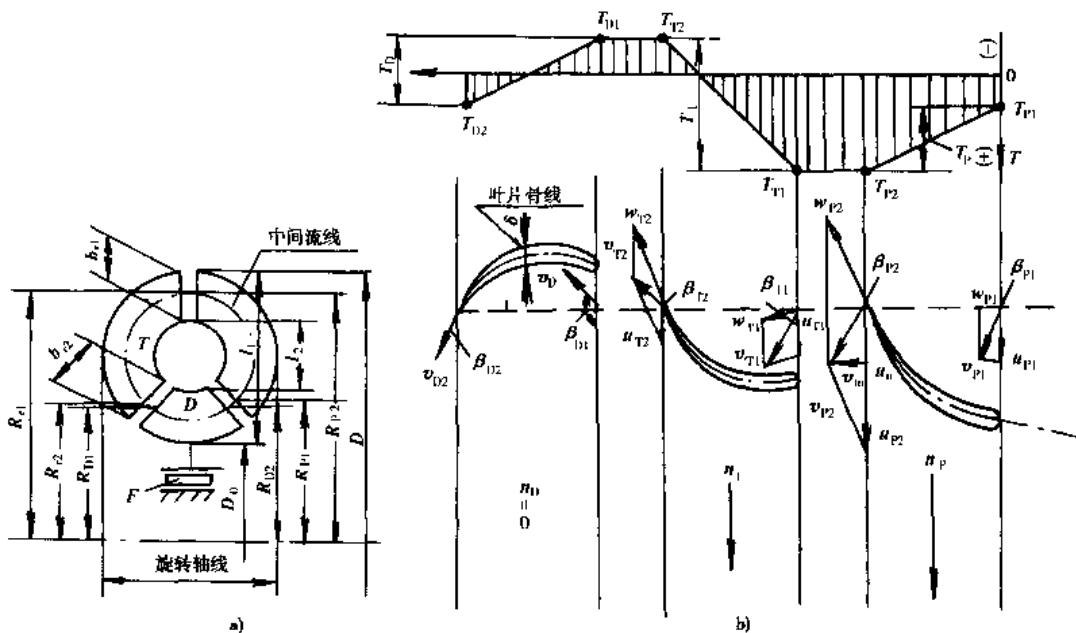


图 3-3-2 液力变矩器的工作原理

根据动量矩定理可求出叶轮与流体的作用转矩:

$$T = \rho Q (v_{u2} R_2 - v_{u1} R_1) \quad (3-3-5)$$

式中:  $Q$ ——流体的流量;

$v_{u1}, v_{u2}$ ——流体绝对流速的圆周分速度;

$\rho$ ——液体密度;

$R_1, R_2$ ——叶轮入口与出口的半径。

对图示最简单也是最常用的单级二元件工作轮:

$$\begin{aligned} T_P &= \rho Q (v_{u2} R_{P2} - v_{uP1} R_{P1}) \\ T_T &= \rho Q (v_{uT2} R_{T2} - v_{uT1} R_{T1}) \\ T_D &= \rho Q (v_{uD2} R_{D2} - v_{uD1} R_{D1}) \end{aligned} \quad (3-3-6)$$

因循环圆内无叶片区的动量矩不变,  $v_{uD2} R_{P2} = v_{uD1} R_{P1}$ ,  $v_{uT2} R_{T2} = v_{uD1} R_{D1}$ ,  $v_{uD2} R_{D2} = v_{uP1} R_{P1}$ , 式中下标  $P$ 、

$T, D$  分别表示泵轮、涡轮、导轮。则将方程(3-3-6)中的三式相加, 同样可得式(3-3-4)的结果, 它是属于转矩变换器范畴, 又兼有转速变换器功能, 故亦可作为汽车的起动装置使用, 而导轮的引入是可变换转矩的原因。

### 3.3.2.2 能量损失

工作轮叶片与液流相互作用过程中, 不可避免地存在能量损失  $\Sigma H_s$ , 则液体的能量平衡方程式为:

$$H_p + H_t - \Sigma H_s = 0 \quad (3-3-7)$$

式中:  $H_p, H_t$ ——为泵轮与涡轮的能头, 可从  $H = (T\omega)/(\rho g Q)$  求出, 亦可根据欧拉方程求得:

$$\begin{aligned} H_p &= (u_{12} v_{012} - u_{p1} v_{0p1})/g \\ H_t &= (u_{12} v_{012} - u_{t1} v_{0t1})/g \end{aligned} \quad (3-3-8)$$

而  $\Sigma H_s$  虽然包括机械损失、容积损失和液力损失, 但以液力损失为主导。它又分为与液流相对速度  $W$  有关的通流损失与液流冲击角有关的冲击损失

#### 1) 通流损失 $H_{sm}$

$$H_{sm} = Z \int_0^{l_m} \lambda_m \frac{1}{4 R_v} \frac{w^2}{2g} dl \quad (3-3-9)$$

式中:  $w$ ——液流相对速度;

$Z$ ——叶片数;

$\lambda_m$ ——通流系数;

$R_v$ ——水力半径, 为过流断面面积与湿周之比;

$dl$ ——叶片流道微元长度;

$L_m$ ——叶片流道长度。为了简化, 常将流道分为出口与入口两段之和, 则总通流损失为:

$$\Sigma H_{sm} = \xi_{mp}(w_{m1}^2 + w_{p2}^2)/2g + \xi_{mt}(w_{m1}^2 + w_{t2}^2)/2g + \xi_{mp}(w_{m1}^2 + w_{t2}^2)/2g \quad (3-3-10)$$

式中:  $\xi_m = \lambda_m \cdot L_m / 8R_{yep}$ 。

#### 2) 冲击损失

冲击损失是因进入叶片的液流速度方向与叶片角度不一致而产生的, 故冲击损失  $H_s$  为:

$$H_s = \varphi \cdot \frac{\Delta v^2}{2g} \quad (3-3-11)$$

式中:  $\varphi$ ——冲击损失系数;

$\Delta v$ ——无冲击进入叶片的绝对速度与一般情况下进入叶片的绝对速度之差

这样, 不仅从能量平衡方程可以求出循环流量  $Q$ , 而且可以确定出变矩器的特性(图 3-3-3)

### 3.3.2.3 液力变矩器的特性

通常以相应于速比  $i$  变化的变矩系数  $K = -T_t/T_p = f(i)$ , 效率  $\eta = K_i = f(i)$  及能容系数  $C_p = T_p/n_p^2 = f(i)$  表示。 $i = 0$  时的  $K_0$  称失速变矩系数, 为最大值, 以后随车速即  $i$  的增加而减小, 在达到某一速比  $i_m$  时,  $K = 1$  称为偶合器工况点。从图 3-3-4 可知, 对向心涡轮式液力变矩器, 变矩性能  $K = f(i)$  是单调下降函数,

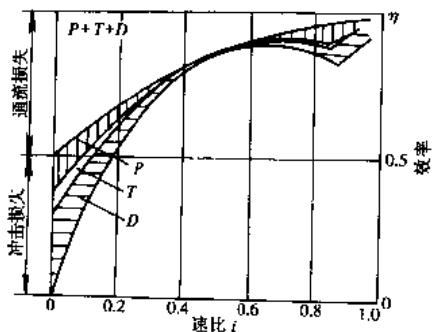


图 3-3-3 液力变矩器通流和冲击损失对效率的影响

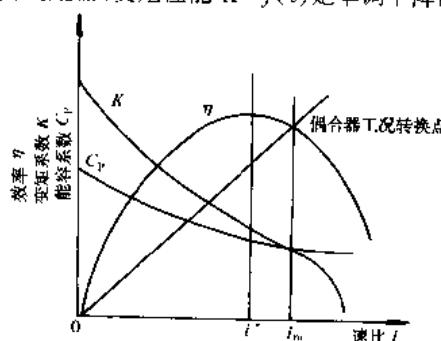


图 3-3-4 液力变矩器的特性

这种良好的自适应性是其优良的品质,已近于理想动力特性要求。但效率性能  $\eta = f(i)$  较差,它是有极大值的抛物线:在计算工况  $i^*$  附近各叶轮液流无冲击入口,从而使效率  $\eta^*$  达到最高;  $i$  再增加冲击损失又增大使  $\eta$  下降,在  $i = 1$  附近,流量  $Q = 0$ ,从而也使能容系数  $C_p = 0$ ,无功率输出,故  $\eta = 0$ ;在  $i = 0$  工况,因  $n_t = 0$ ,亦无功率输出,  $\eta = 0$ ,而汽车是经常在大速比工况下运行,为了克服这个缺陷,故将导轮通过单向离合器( $F$ )再与壳体相连(图 3-3-2),从而使  $i > i_m$  时,由于液流的反向作用使导轮自由转动,液力变矩器转变为偶合器。这样,  $i < i_m$  为变矩器工况;  $i > i_m$  为偶合器工况,该范围内理论上效率  $\eta_m = i$ ,最大效率可工作至 95%~98%,从而提高了燃油经济性。这种不同的工作状态称为相,故今为二相:透穿(负荷)性能  $C_p = f(i)$ ,  $C_p$  越大能容越大,即传递相同功率时,变扭器尺寸越小; $dc/di$  值则反映了加载特性或透穿性能。 $dc/di = 0$ ,变矩器 II 透穿,即外部负荷  $T_T$  与速度  $n_T$  变化不会影响发动机的工况,它仅受油门开度控制,故可以充分保护发动机;汽车上用的多为正透穿, $dc/di < 0$ ,起步时,  $T_P$  工作在发动机大转矩附近,随  $n_T$ (车速)的增加,与发动机共同工作的匹配点  $T_P$  下降,向发动机的大功率工况移动,从而可以充分利用发动机特性。这三大性能是相互制约的。 $K_0$  增大会引起  $\eta^*$ 、 $i^*$  下降,反之  $\eta^*$  上升则  $K_0$  下降,而  $C_p$  下降又能引起  $\eta^*$  上升而  $K_0$  降低,选取何种特性应视汽车的用途而定。液力传动装置在泵轮与导轮或导轮与导轮之间起作用的涡轮数称为级;与液流发生作用的工作轮称为元件,现代轿车上采用最多的是单级二元件二相,对二相或多相又称综合式液力变矩器。

### 3.3.2.4 液力变矩器的闭锁

转入偶合器工况虽然提高了效率,但仍然不够高,而这种功率损失是以热的形式发散,又需要发动机带动风扇散热,进一步增加了功率消耗,故出现了将泵轮与涡轮锁止的方法(图 3-3-5),这不仅提高高速比的效率,从而改善燃油经济性和动力性,而且还可以利用发动机制动力。但因这样又转为机械传动,为吸收发动机扭转振动需采用扭转减振器(图 3-3-5a)。由于低速时,一些振动很难衰减,通过电子控制单元(ECU)对电磁阀进行脉宽调制,使活塞工作合力  $F = F_1 - F_2$ ,低速时  $F < 0$  有滑动,称滑差控制,而在高速时  $F > 0$  闭锁;或用粘性联轴器亦可更好地实现滑差控制(图 3-3-5b),要注意闭锁一定是在综合式变矩器基础上进行,否则效率不但不提高,反而降低。

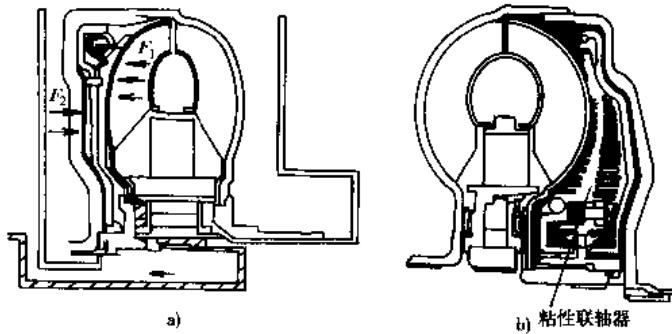


图 3-3-5 液力变矩器的闭锁  
a) 闭锁离合器; b) 粘性联轴器

### 3.3.2.5 液力变矩器与发动机的匹配

一台性能良好的发动机和一台性能良好的液力变矩器,如果匹配不当,并不能获得好的汽车性能。为此,如图 3-3-6 所示,先作输入特性,它是液力变矩器与发动机特性的组合,能容系数曲线是对于某一速比下,随  $n_P$  变化的抛物线族。它们是变矩器对动力装置的加载特性,故与发动机转矩的交点,即为共同工作点。在此基础上,再运用  $T_T = -KT_P$ ,  $n_T = in_P$ ,  $g_{\sigma T} = g/\eta$ ,便可获得其输出特性。匹配的意义在于:

- ①充分发挥发动机及液力变矩器的性能: $i_0$  点在发动机  $T_{P_{max}}$  附近,  $i_{max}$  在发动机  $P_{T_{max}}$  附近,共同工作区复盖发动机低油耗区等;
- ②选定合理的液力传动装置:高效区范围宽,效率高、正透穿、能容大、适当的变矩系数等;
- ③使车辆获得满意的使用性能:良好的动力性和燃油经济性、高的起步力矩、低的噪声、低起动电机力矩等。其评价指标是:

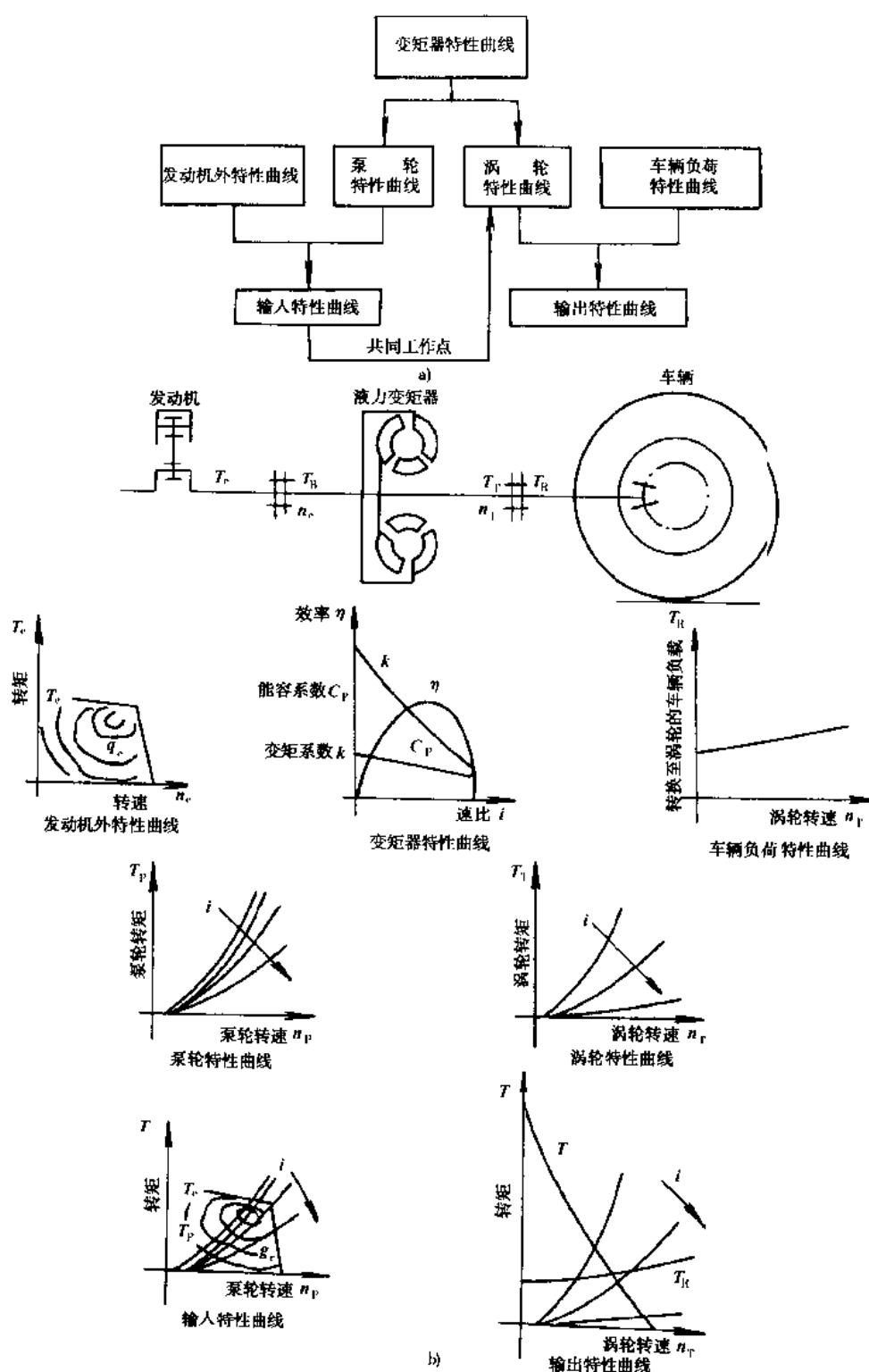


图 3-3-6 液力变矩器的发动机的共同工作  
a)框图;b)特性曲线

$$\text{功率输出系数: } \Phi_p = P_{\text{out}}/P_{\text{ep}} = \left[ \int_{n_1}^{n_2} f(n_T) P_T(n_T) dn_T \right] / P_{\text{ep}} \quad (3-3-12)$$

$$\text{相对比油耗系数: } \Phi_g = g_{\text{out}}/g_{\text{min}} = \left[ \int_{n_1}^{n_2} f(n_T) \cdot g_{\text{et}}(n_T) dn_T \right] / g_{\text{min}} \quad (3-3-13)$$

式中:  $P_{\text{ep}}$ ,  $P_{\text{out}}$ ——为发动机最大输出功率与涡轮轴上平均输出功率;

$g_{\text{min}}$ ,  $g_{\text{out}}$ ——为发动机最小等油耗率与涡轮轴上的平均等油耗率;

$n_1$ ,  $n_2$ ——由汽车使用情况所确定的涡轮范围中的最大值与最小值;

$f(n_T)$ ——车辆使用中各转速的分配规律;

$P_T(n_T)$ ——由图 3-3-6 的输出特性确定的输出功率  $P_T$  随转速  $n_T$  的变化曲线;

$g_{\text{et}}(n_T)$ ——输出特性上,确定出比油耗  $g_{\text{et}}$  与  $n_T$  的变化关系曲线。

在各种匹配方案中,合理地标准显然是:  $\Phi_p$  越大越好,  $\Phi_g$  越小越好。因两者是矛盾的,故需按汽车的使用要求折衷选定。

### 3.3.2.6 发展趋势

①现有的液力变矩器设计大多是按一维的束流理论进行简化设计,实际液体是三维空间流动,性质非常复杂,且伴有附面层与二次流动产生,故应用三元流动理论对内部流场进行分析计算,才能准确预测其性能和优化流道结构,设计出理想的叶栅系统,从而提高液力变矩器的性能。

②由于可视流体、激光切面流场测量等试验技术的发展,可观察到流体在叶片空间流道中流速分布、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,又为三元流动理论分析和计算结果提供了良好的试验验证手段。

③轿车用的液力变矩器趋势为单级三元件二相,它是结构上最简单的形式,因为它主要作为起步加速用,可用低  $K_0$ 、高宽效率范围、正穿透的变矩器;正常行驶时转入闭锁,扩大转矩变化范围主要任务则由辅助的机械变速器保证。但在大客车上除了采用轿车形式外,另一种趋势是使变矩器复杂:为功率分流、高  $K_0$ 、多相,从而使机械变速器极其简单。

(撰稿人:葛安林)

## 3.4 万向传动

万向传动能在两轴夹角不变或变化时,将转矩和旋转运动从一个轴传到另一个轴的机械装置。分刚性万向节与挠性万向节两类,刚性万向节按其传递性能不同又分不等速万向节、准等速万向节与等速万向节。

### 3.4.1 运动与受力分析

十字轴万向节如图 3-4-1 所示,在两轴有夹角  $\alpha$  时,输入轴 1 与输出轴 2 之间角位移  $\varphi$  的关系为:

$$\tan \varphi_1 = \tan \varphi_2 \cdot \cos \alpha \quad (3-4-1)$$

如将此式对时间求导,可得:

$$\frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2 = \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{\cos \alpha \omega_1}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} \quad (3-4-2)$$

因  $\cos^2 \varphi_1$  是以  $180^\circ$  为周期的函数,故  $\frac{\omega_2}{\omega_1}$  也是以  $180^\circ$  为周期的函数。如果输入  $\omega_1$  不变,则  $\omega_2$  每转变化两次(图 3-4-2),而输出轴的角加速度  $a_2$  为:

$$a_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{2\omega_1^2 \cos \alpha \cdot \sin^2 \alpha \cdot \sin^2 \varphi_1}{(1 - \sin^2 \alpha \sin^2 \varphi_1)^2} \quad (3-4-3)$$

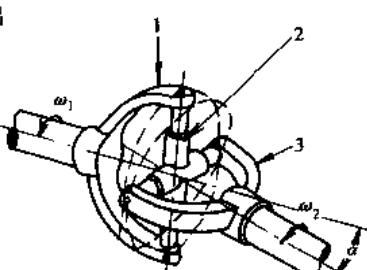


图 3-4-1 十字轴万向节

1-输入轴万向节叉;2-十字轴;3-输出轴  
万向节叉

$\alpha_2$  会引起系统的扭转振动,从而增加与其相联零、部件的振动。 $\alpha_2$  的变化如图 3-4-2 所示。

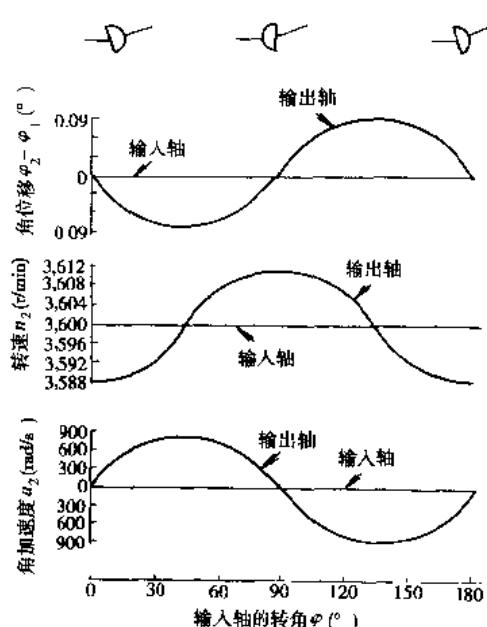


图 3-4-2 十字轴万向节的转速变化

$\alpha_1 = \alpha_2$ , 它相当于一对相同的锥齿轮啮合。等速万向节性能好,但价格也高,仅在 FF 车中及 4WD 车摆角  $\alpha$  太大时才用。

### 3.4.3 传动轴临界转速 $n_k$

当传动轴工作转速接近其弯曲振动的固有频率时,发生共振。此转速即为临界转速  $n_k$ ,应注意避免。对断面一样,两端自由支承的传动轴其  $n_k$  为:

$$n_k = K \times 10^8 \sqrt{\frac{d^2 + D^2}{L^2}} \quad \text{r/min} \quad (3-4-6)$$

式中:  $d$ 、 $D$ ——分别为传动轴管内、外径;

$L$ ——传动轴长度;

$K$ ——临界转速系数,在 1.195~1.24 之间,各公司取值略有不同。较精确的计算多用有限元法、能量法和矩阵法等来计算  $n_k$ ,或直接用试验测定。一般规定最高车速所决定的传动轴转速  $n_m$  和  $n_k$  之比应小于 0.75。

注意该  $K$  值是对钢质而言,对用铝合金,特别是用铝与碳素纤维合成的材质时,可使直径变小,减轻质量 40%;至于碳素纤维传动轴虽能使强度大大提高,但因成本昂贵故用的不多。如果生产批量大,材料亦可再生,成本也将下降,则质量减轻、油耗下降的优点才有吸引力。

(撰稿人:葛安林)

## 3.5 转矩变换器

### 3.5.1 手动变速器(MT)

手动变速器基本上是由齿轮、轴、轴承同步器等动力传动部件组成,其分类见表 3-5-1。

目前各类手动变速器几乎都是操纵方便的同步式变速器(图 3-5-1)。同步器是用在工作表面产生摩擦

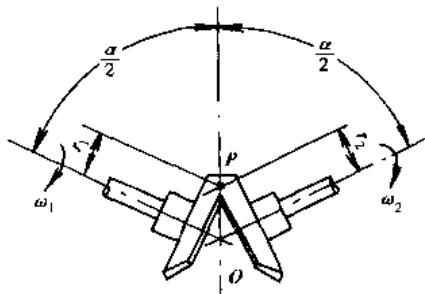


图 3-4-3 等速平面示意图

力矩克服被啮合件的惯性力矩,使之达到同步才能换上新档位的机构,可实现换档轻便、平稳。

表 3-5-1 手动变速器的分类

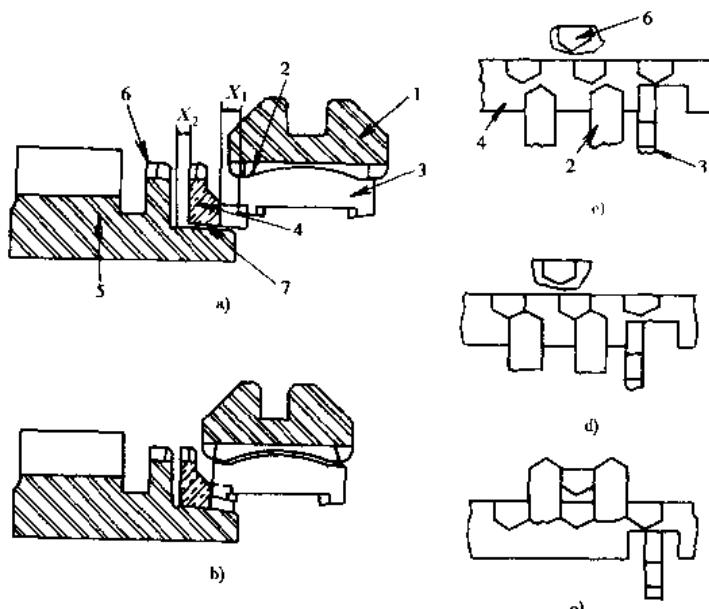
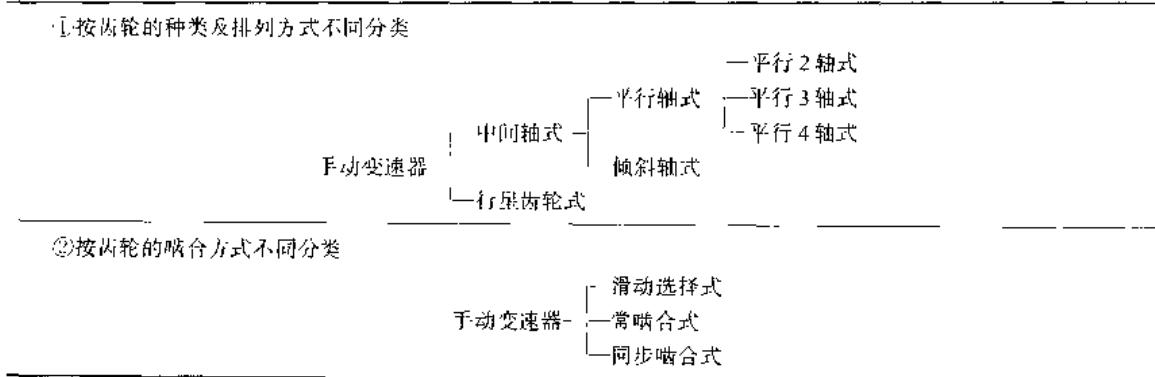


图 3-5-1 锁环式同步器工作原理

a) 中间状态; b) 锁环接触同步环的状态;c) 换位状态;d) 受阻状态;e) 换档结束状态  
1-接合器;2-接合套花键;3-锁环;4-同步环;5-被动齿轮;6-齿轮花键;7-齿轮圆锥面  
 $X_1$ -锁环与同步环接触前的距离; $X_2$ -同步环与齿轮圆锥面接触前的距离

### 3.5.1.1 同步器工作原理

#### 1) 同步器容量 $T_s$ 即同步环的同步转矩

当压紧绕同步环旋转的齿轮圆锥面时,其工作面产生的摩擦力矩(图 3-5-2)  $T_s$  为:

$$T_s = \frac{F t_c R_c}{\sin \alpha} \quad (3-5-1)$$

式中:  $F$ —作用在接合套上的力;

$\mu_c$ —工作锥面间的摩擦系数;

$R_c$ —锥面有效半径;

$\alpha$ —锥面角。

此  $T_s$  是用于吸收同步器输入端的惯性所产生的负荷,因输出端与整车相连的惯量  $I_w$  很大,可近似认为输出端转速在换档瞬间不变(图 3-5-3),则根据换档时运动方程,  $T_s$  应为:

$$T_s = I_r \cdot \frac{d\omega}{dt} \mp T_0 \mp T_f \quad (3-5-2)$$

式中:  $T_0$ ,  $T_f$  ——润滑油与旋转付的摩擦阻力矩;

$I_r$  ——同步器输入端零件的等价转动惯量;

$\frac{d\omega}{dt}$  ——同步输入端的角加速度,亦可用  $\Delta\omega/I_r$  表示,“-”用于升挡,“+”用于降挡。

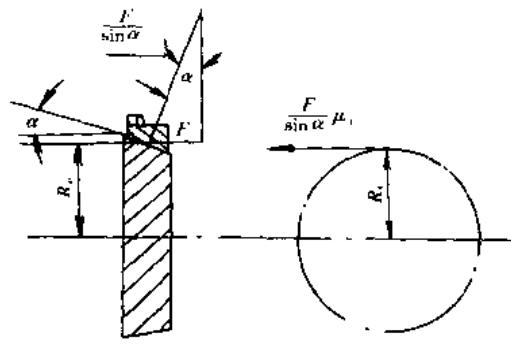


图 3-5-2 圆锥摩擦力矩作用图

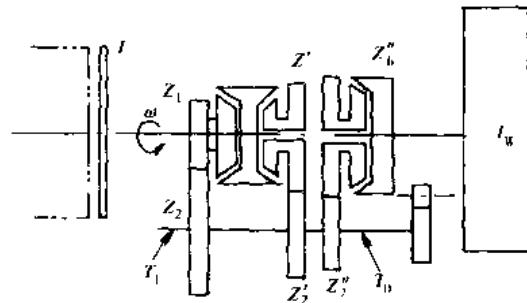


图 3-5-3 换挡时的运动模型

### 2) 等价转动惯量 $I_r$ 与转速差 $\Delta\omega$

等价转动惯量  $I_r$  通常包括离合器从动盘及第一轴的转动惯量  $I_1$ 、中间轴转动惯量  $I_2$  及齿轮与中间轴齿轮相啮合的第二轴上的常啮合齿轮付的转动惯量  $I'_1, I'_2, \dots$ , 则:

$$I_r = I_1 + \sum I_{2i} \left( \frac{Z_i}{Z_2} \right)^2 \quad (3-5-3)$$

式中:  $\sum I_{2i} \left( \frac{Z_i}{Z_2} \right)^2$  为转换到第一轴上的中间轴转动惯量之和, 而  $\sum I_{2i}$  又为:

$$\sum I_{2i} = I_2 + I'_1 \left( \frac{Z'_2}{Z'_b} \right)^2 + I'_2 \left( \frac{Z''_2}{Z''_b} \right)^2 \quad (3-5-4)$$

式中:  $Z'_2, Z''_2$  ——转换轴上的齿轮齿数;

$Z'_b, Z''_b$  ——被转换轴上的齿轮齿数。

同步过程转速差  $\Delta\omega$  是指当时的实际转速差  $\Delta\omega$ , 而设计同步器容量则通常以最大值计算, 当从传动比低档  $i_l$  换入高档传动比  $i_h$  时:

$$\Delta\omega_{max} = \omega_l - \omega_r = \frac{2\pi n_{max}}{60} \left( \frac{1}{i_h} - \frac{1}{i_l} \right) \quad (3-5-5)$$

当从高档换入低档时:

$$\Delta\omega_{max} = \omega_r - \omega_l = \frac{2\pi n_{max}}{60} \left( \frac{1}{i_l} - \frac{1}{i_h} \right) \quad (3-5-6)$$

### 3) 拨环力矩 $T_T$

当接合套和同步套倒角处于力平衡时, 倒角部分产生拨环力矩  $T_T$ (图 3-5-4)为:

$$T_T = F_t \cdot R_B = \frac{FR_B(\cos\beta - \mu_B \sin\beta)}{\sin\beta + \mu_B \cos\beta} \quad (3-5-7)$$

式中:  $R_B$  ——锁止倒角花键的有效半径;

$\mu_B$  ——锁止侧角斜面间的摩擦系数;

$\beta$  ——锁止角  $\beta = \theta/2$  ( $\theta$  见图 3-5-4);

$F_t$  ——同步环的拨啮合套齿的拨环力;

$F$  ——轴向力。

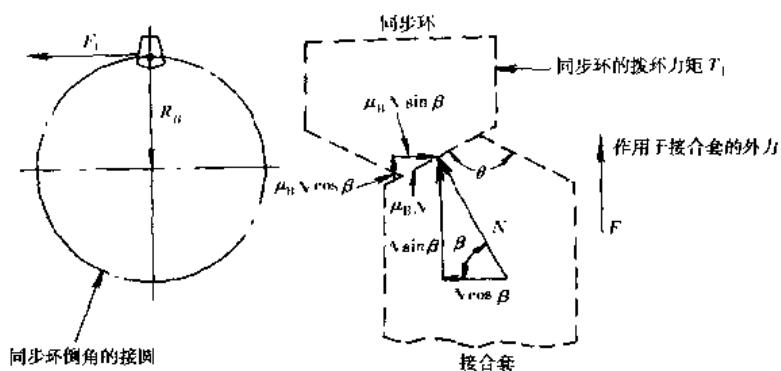


图 3-5-4 拨环力矩作用图

### 3.5.1.2 同步条件

当  $T_s \geq T_f$ , 即如未达到同步时, 不可能拨动同步器, 从而进一步移动啮合套而换档。从式(3-5-1)与式(3-5-7)可得:

$$\beta \leq \arctan\left(\frac{R_e \mu_e}{R_B \cdot \sin\alpha}\right) - \arctan\mu_B \quad (3-5-8)$$

根据式(3-5-8), 可确定出保证锁止条件的锁止角度  $\beta$ , 使其以最小的摩擦力矩也能阻抗最大的拨环力矩, 不同步不能换上新档。

### 3.5.1.3 作用在同步器拨叉上的力 $F$

从式(3-5-1)与式(3-5-2)可知:

$$F = \frac{I_r \sin\alpha}{\mu_e R_e} \cdot \frac{\Delta\omega}{L_e} \mp \frac{(T_0 + T_f) \sin\alpha}{\mu_e R_e} \quad (3-5-9)$$

为使同步, 作用在变速操纵杆上的力  $F_g$  为:

$$F_g = F / (\eta_g i_c) \quad (3-5-10)$$

式中:  $i_c$ —杠杆比;

$\eta_g$ —杆的传动效率。

轿车一般用锁环式同步器, 因同步锥面的允许压强限制了它的容量, 为了增加同步器容量有的用锁销式同步器, 有些货车用多锥式同步器, 如三锥式。

$$T_s = \left( \frac{R_{e1} \mu_{e1}}{\sin\alpha_1} + \frac{R_{e2} \mu_{e2}}{\sin\alpha_2} + \frac{R_{e3} \mu_{e3}}{\sin\alpha_3} \right) F \quad (3-5-11)$$

这样, 就突破了受原结构限制  $R_e$  不能太大的约束, 增加了接触面, 从而增加了同步器容量。如容量不变, 则可降低 40% 换档力  $F$ 。

### 3.5.1.4 同步后进入啮合的负荷

从受阻状态到换档完成过程中, 还有下述几种负荷:

①将齿轮和同步环向旋转方向推进时产生的负荷  $F_2$ (环克服力);

②齿轮啮合时的负荷  $F_3$ ;

③制动时的负荷  $F_4$ 。这些力( $F_2 \sim F_4$ )对换档平稳定性有较大影响(图 3-5-5)。其计算可近似取为二质量系统的模型(图 3-5-3), 因  $L_e$  是从输出轴到驱动轮

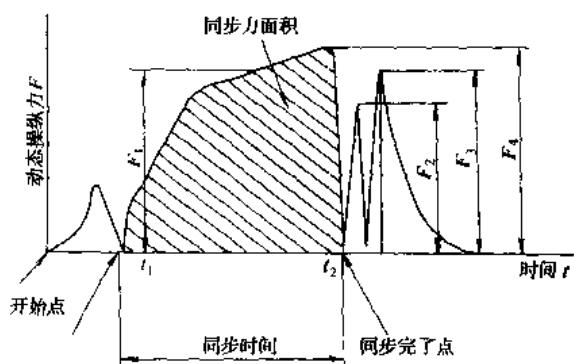


图 3-5-5 动态换档操纵力

间的惯量，故  $I_n \gg I_f$ ，从而可认为在  $I_n$  这质量系上作用一个输入力矩  $T_i$ ：

$$I_n \ddot{\theta} + C\dot{\theta} + T_i = T_1 \quad (3-5-12)$$

式中： $\theta$ ——啮合时倒角转动角度；

$C$ ——油的粘性阻尼系数；

$T_f$ ——摩擦阻尼力矩；

$T_i$ ——作用在倒角上的转矩。从式(3-5-12)可求出  $F_2 \sim F_4$  的负荷。显然，注意降低  $C$  与  $T_f$  对降低  $F_2 \sim F_4$  是有利的。

### 3.5.1.5 发展趋势

①实现多档化，为了扩大速比变化范围和缩小速比间隔，以便驾驶灵活、实现低油耗和低噪，与提高汽车动力性均要求多档，这种思想促进了组合式结构的兴起，而它的延伸就是自动变速与无级变速。

②广泛采用垂直剖分壳体代替传统整体式结构，这种结构工艺性好，拆装方便，刚度大，而且系列变型容易，其压铸铝(镁)合金壳体配以单轨操纵机构和精巧的同步器使变速器面貌焕然一新。

③前置前驱动 FF 化、全轮驱动 4WD 化，系列化程度不断提高。

④提高寿命：在设计方法、材料、热处理、加工方法、表面处理等方面均有进展。

⑤操纵轻便性：增加同步器容量或用二锥、三锥式同步器亦可以降低操纵力。

## 3.5.2 自动变速器

汽车行驶时离合器的操纵和换挡操纵均实现自动化，称全自动变速器。若仅其中之一自动化，则称为半自动变速器。其分类与比较见表 3-5-2

表 3-5-2 各种变速器的比较

性 能 类 型	机械式自动 (AMT)	半自动	液力自动变速 (AT)	CTV			
				带式	牵引传动	流体静压 功率分流	电 力
起 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	-	-

++很好；+好；0可接受；-差

### 3.5.2.1 半自动变速器

#### 1) 自动离合器

半自动变速器开始于离合器，自动离合器曾出现过真空式、机械式、液压式、液力式、电磁式、电动式等多种型式，图 3-5-6 所示的电动式较受欢迎。

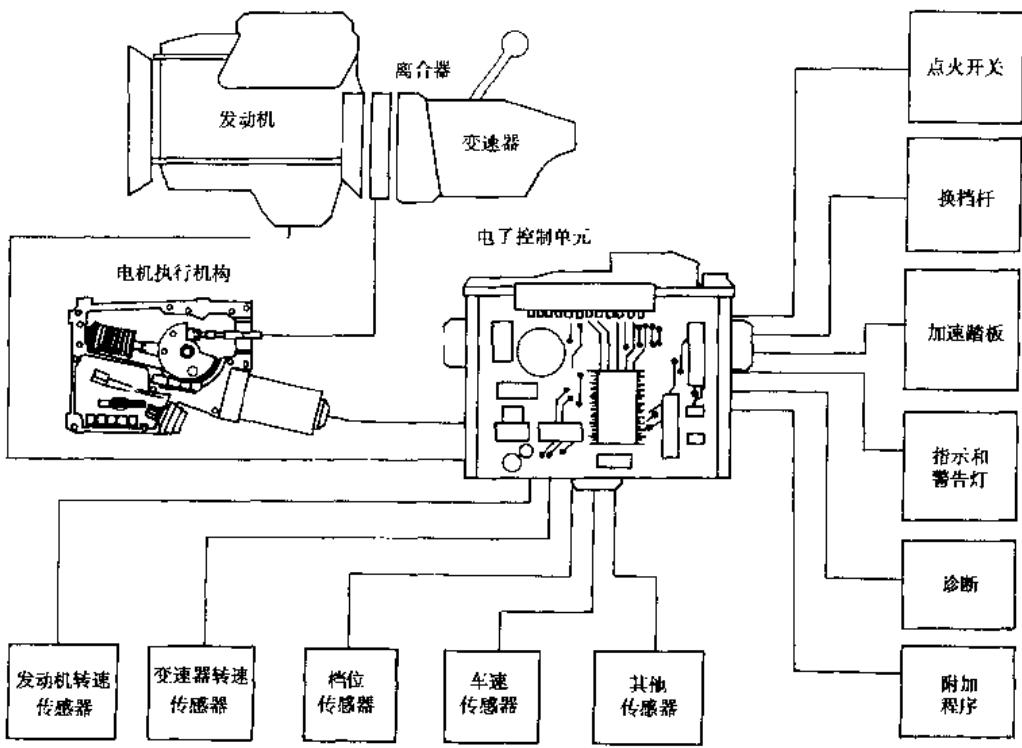


图 3-5-6 电动式自动离合器

自动离合器是通过装在手动变速器换挡杆内的传感器，应用双弯梁原理把换挡力处理为控制离合器的信号，送至电子控制单元(ECU)，再由它控制电动机使离合器分离或接合。图 3-5-7 是汽车加速时，换挡后离合器接合时，前馈控制情况的框图。

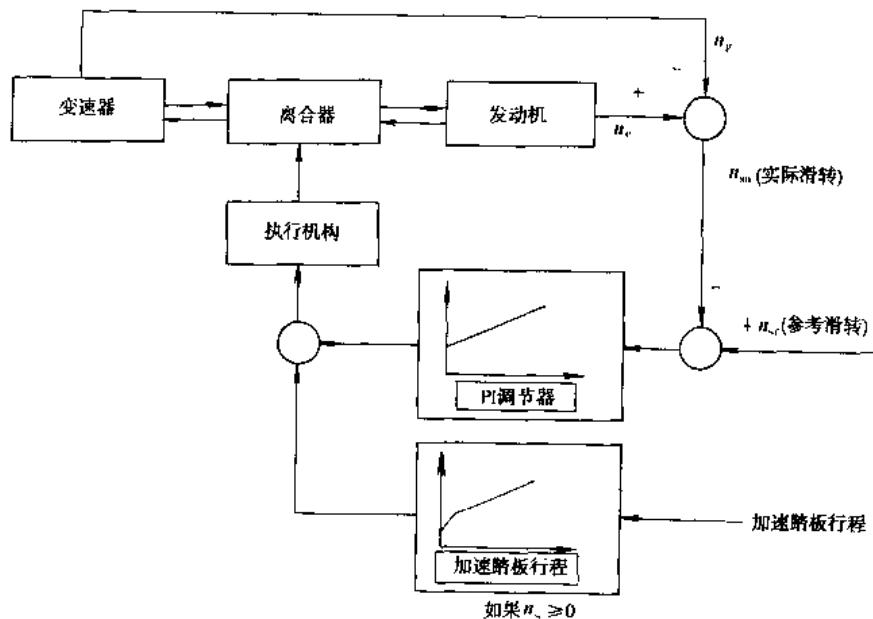


图 3-5-7 前馈控制图

## 2)选择式自动变速器

①选择式自动变速器是由液力变矩器、干式离合器、全同步手动变速器组成,德国称之为 W.S.K(Wandler Schalt Kupplung)(图 3-5-8)。液力变矩器可以闭锁以提高效率。装有单向自由轮可允许闭锁后发动机机制动和拖车起动。离合器踏板和加速踏板之间有联动装置,保证在离合器未完全接合之前,加速踏板不能踩下,从而能够保护离合器与实现平稳换挡。

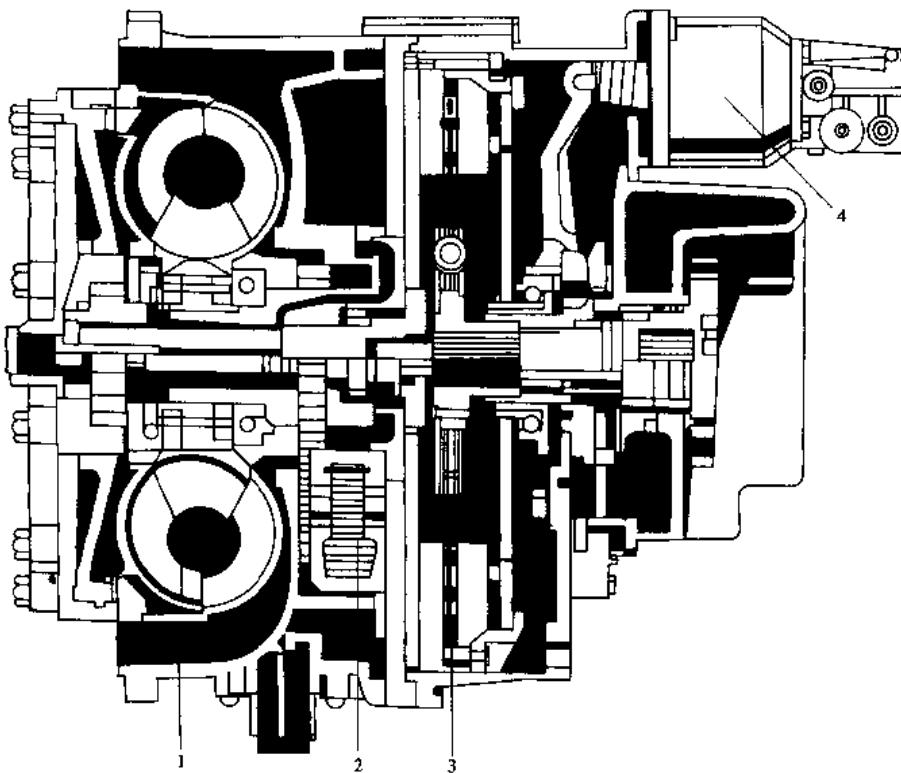


图 3-5-8 W.S.K  
1-液力变矩器;2-油泵;3-干式离合器;4-离合器助力操纵机构

②电子同步变速装置(Electronically Synchronized Transmission Assembly 简称 ESTA)用来控制变速换档和离合器分离过程,同步所需能量来自汽车惯性,驾驶员的任务限于选择档位和操纵加速踏板。

由于它们仅能部分地实现自动化,故手动的缺点仍旧存在。

### 3.5.2.2 自动变速器

#### 1) 液力机械式自动变速器(AT)

##### (1) 行星齿轮传动

因液力变矩器的效率不高,变矩比有限,故它需要与能自动换档的辅助变速装置组合成液力机械自动变速器。辅助变速器有旋转轴式(行星式)与固定轴式(平行轴式),由于前者有易于自动化和质量轻等优点,故目前应用较多。

①行星传动的运动学(图 3-5-9a,b)) 行星传动的运动方程为:

$$n_1 + \alpha n_q - (1 + \alpha) n_i = 0 \quad (3-5-13)$$

$$\alpha = Z_q / Z_i;$$

式中:  $\alpha$ —行星排的结构参数;

$Z$ —齿轮齿数;

$n$ —相应齿轮与构件的转速;

角标  $i, q, j$ ——分别代表太阳轮、齿圈与行星架

式(3-5-13)是二元一次齐次方程,三个未知数清楚地说明它是二自由度机构,(这也是它与定轴式的不同之处),要使之有确定关系,必须再加一个约束条件。方程的一系数之和为零,表明它可以用离合器操纵件将其中任意两个元件闭锁,使之获得行星排整体转动的特性,或以制动器操纵件对某一元件制动,则可获得不同传动比的档位。如以“ $-a$ ”代替  $a$  代入式(3-5-13),则可得到双行星排的运动方程(图 3-5-9d)):

$$n_i - \alpha n_q - (1 - \alpha) n_j = 0 \quad (3-5-14)$$

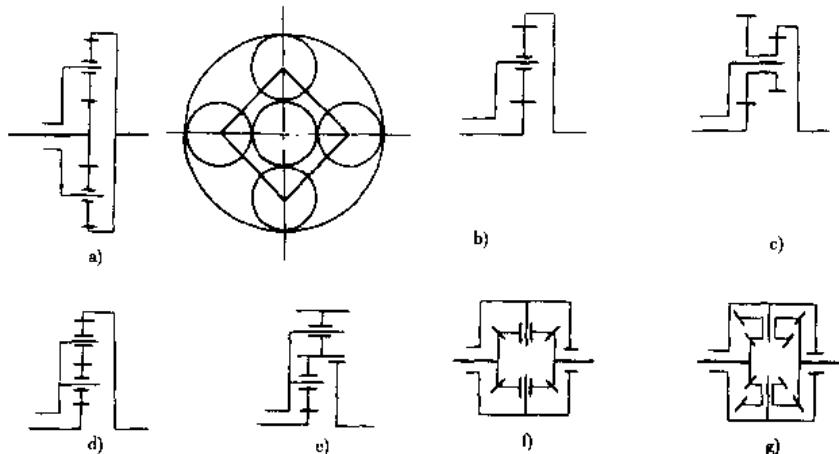
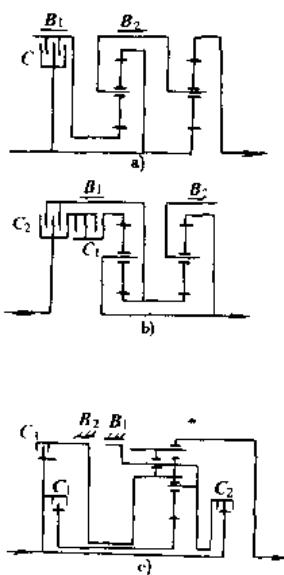


图 3-5-9 车辆上常用的几种行星结构

②行星变速器 在多排组成的行星变速器中,如果是二自由度行星机构,换挡仅需限制一个自由度,故它实现一个档位只要控制一个变速执行机构离合器  $C$  或制动器  $B$ (表 3-5-3 a)),二自由度机构参数无优化余地。自由度越多,同样行星排时可实现的档数也越多,结构紧凑,但每次换挡的操纵件也增多,故进而出现将两个自由度串联(表 3-5-3 d))、并联或换联主、被动件(表 3-5-3 b))以获得三自由度的行星传动。目前还有四自由度(表 3-5-3 e))或更多自由度的机构。

表 3-5-3 不同自由度的行星变速器

档	$B_1$	$B_2$	$C$	$i$	
I	+	-	-	1.72	
II	-	-	+	1.0	
R	-	+	-	2.39	
档	$C_1$	$C_2$	$B_1$	$B_2$	
I	+	-	-	+	2.45
II	+	-	+	-	1.45
III	+	+	-	-	1.0
R	-	+	-	+	2.21
档	$C_1$	$C_2$	$C_3$	$B_1$	$B_2$
I	+	-	-	+	-
II	+	-	-	-	+
III	+	+	-	-	-
IV	-	+	-	-	+
R	-	-	+	+	-



续上表

$i_1^h$	$C_1$	$B_1$	$C_2$	$B_2$	$B_3$	$B_4$	$i$
I	+	-	-	-	+	-	4.00
II	-	-	-	-	+	-	2.68
III	+	-	-	+	-	-	2.01
IV	-	+	-	+	-	-	1.35
V	+	-	+	-	-	-	1.00
VI	-	+	+	-	-	-	0.67
R	+	-	-	-	+	-	5.12

挡	$C_1$	$C_2$	$Z_1$	$Z_2$	$C_3$	$T$	$B_1$	$B_2$	$B_3$	$B_4$	$i$
I	+	-	-	-	-	-	-	-	-	+	4.64
II	+	-	-	+	-	-	-	-	+	-	3.12
III	+	-	-	-	-	-	-	+	-	-	2.01
IV	+	-	-	-	-	-	-	+	-	-	1.37
V	+	-	-	-	-	-	-	+	-	-	1.0
VI	+	-	-	-	-	-	-	+	-	-	0.672
R	-	-	-	-	-	-	-	-	-	+	4.18
R <sub>2</sub>	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	2.05

③行星传动的动力学 以单行星排为例,由行星轮的平衡条件可知,各圆周力之比为:

$$F_t : F_q : F_i = 1 : 1 : (-2) \quad (3-5-15)$$

三个力的作用半径,很容易推得:

$$R_t : R_q : R_i = 1 : \alpha : \frac{1+\alpha}{2}$$

则三元件的理论转矩关系为:

$$T_t : T_q : T_i = 1 : \alpha : -(1+\alpha) \quad (3-5-16)$$

## (2) 换挡品质

行星变速器在换挡过程中,总要有执行机构(离合器与制动器)的摩擦元件的分离和接合的打滑过程。

①在很短的换挡时间内变更传动比,引起发动机转速急骤变化,从而产生很大的惯性能量变化;

②执行机构的交换难以同时发生与立即完成,往往不是重叠过多,就是动作间断,造成大的动载;

③执行机构本身摩擦力矩的剧变等。

均使换挡时发生一定程度的冲击。

图 3-5-10 为二档的例子,若将  $I_1$ 、 $I_q$ 、 $I_W$  分别设为相应连于涡轮、齿圈及输出轴的惯量,  $i_L = 1 + \alpha$  为低档

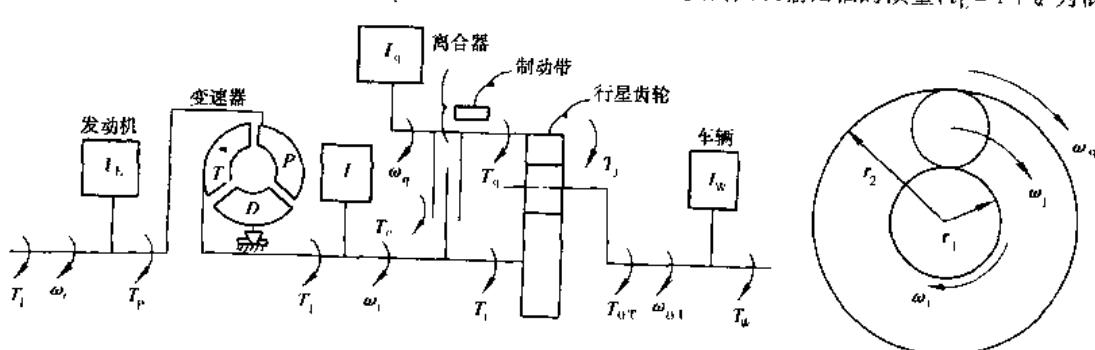


图 3-5-10 自动变速器的结构模型

传动比,则换高档过程中输出轴的转矩为  $T_{\text{OT}}$ :

$$\text{低挡转矩相为: } T_{\text{OT}} = \frac{I_w i_1}{I_w + I_T i_L^2} (T_T + \frac{I_T}{I_w} i_1 T_w - T_C) \quad (3-5-17)$$

如忽略惯性转矩,则:

$$T_{\text{OT}} = i_1 (T_T - T_C)$$

$$\text{惯性相为: } T_{\text{OT}} = \frac{i_1 \left[ \frac{I_q}{I_T} T_T + \frac{i_1 I_q}{I_w} T_q + (i_L - 1 - \frac{I_q}{I_T}) T_c + (i_L - 1) T_B \right]}{(i_L - 1)^2 + \frac{I_q}{I_w} i_L^2 + \frac{I_q}{I_T}} \quad (3-5-18)$$

如忽略惯性转矩影响,则:

$$T_{\text{OT}} = \frac{i_1}{i_L - 1} T_C$$

高档转矩相为:

$$T_{\text{OTB}} = \frac{I_w}{I_w + I_T + I_q} (T_T + \frac{I_T + I_q}{I_w} T_w + T_B) \quad (3-5-19)$$

如忽略惯性影响,则:

$$T_{\text{OTB}} = (T_T + T_B)$$

式中:  $T_T$ —液力变矩器涡轮转矩;

$T_w$ —转换至输出轴的车轮上牵引转矩;

$T_C$ 、 $T_B$ —是处于打滑状态下离合器的制动器传递的转矩。

转矩相是指一个摩擦执行元件打滑,另一个尚未开始打滑,各构件间只有转矩分配变化,无急剧转速变化(图 3-5-11 中 AB 段)。惯性相则是两个摩擦元件均打滑,这时转速与转矩都发生急剧变化,换档冲击主要在该相发生(图 3-5-11 中 BC 段)。惯量是不可忽略的因素。

用车辆加速度的变化率  $\frac{dv}{dt^2}$  来评价换档冲击的程度  $J$ ,从  $v = r_e \omega_{\text{OT}} / i_0$  及  $T_{\text{OT}} = T_w + I_w \cdot d\omega_{\text{OT}}/dt$  可知:

$$J = \frac{d^2 v}{dt^2} = \frac{r_e}{i_0 I_w} \frac{d(T_{\text{OT}} - T_w)}{dt} \approx \frac{r_e}{i_0 I_w} \frac{dT_{\text{OT}}}{dt} \quad (3-5-20)$$

可见控制冲击度在于控制  $T_{\text{OT}}$  的变化率,即控制 BC 段的变化,延缓离合器控制压力  $p_c$  的增加和制动器液压  $p_b$  的减少,可使  $J$  下降,但也应防止换档时间过长,引起摩擦材料磨损、烧损现象的发生,电子控制则可较好地解决这一矛盾。在换档执行机构中用多片制动器代替原来的带式制动器,亦可使换档动作更舒适、更准确。

## 2) 电控机械式自动变速器(AMT)

电控机械式自动变速器基本上保留了原离合器和手动变速器的结构(图 3-5-12),只是将换档杆改为液压(气压或电)执行机构,电子控制单元(ECU)根据传感器送来的车辆当前的车速  $v$ 、加速度  $\frac{dv}{dt}$ 、节气门开度  $a$  等参数决定换档点的选择,同时指令作类似熟练驾驶员的操纵,控制离合器分合与发动机收油或供油,对变速器发出换档指令并实现换档。由于应用电子技术与现代自动控制理论,已可将换档时的动力中断缩至最小,并在不同的外部温度变化环境中保持相近的换档品质。AMT 既具有 AT 自动化的优点,又保留了机械传动效率高、易制造、成本低的长处,其性能/价格比较高,生产改造投入较少,是适合我国国情的产品之一。AMT 亦可与液力变矩器组合成新型自动变速器,使其融入了液力传动的优点,又克服 WSK 的缺点。图 3-5-13 就是该型式用子城市客车的例子,在轿车、军用车辆上亦有广阔前景。

## 3) 机械式无级变速器(CVT)

机械式无级变速器是指无级控制速比变化的变速器,其种类很多

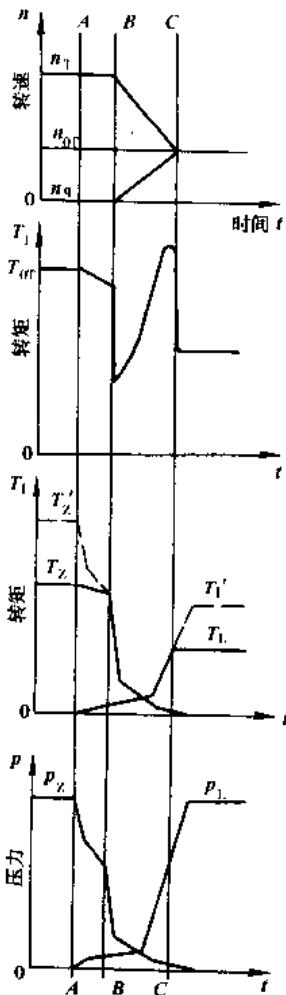


图 3-5-11 换档过程参数变化图

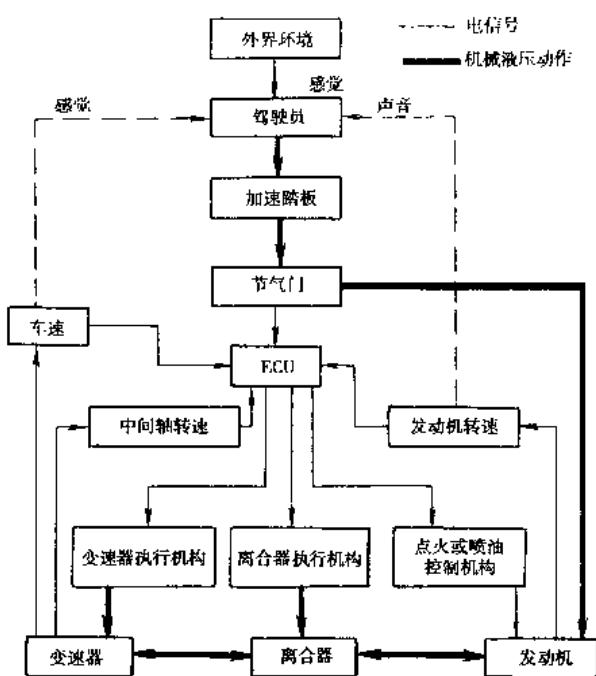


图 3-5-12 AMT 控制原理图

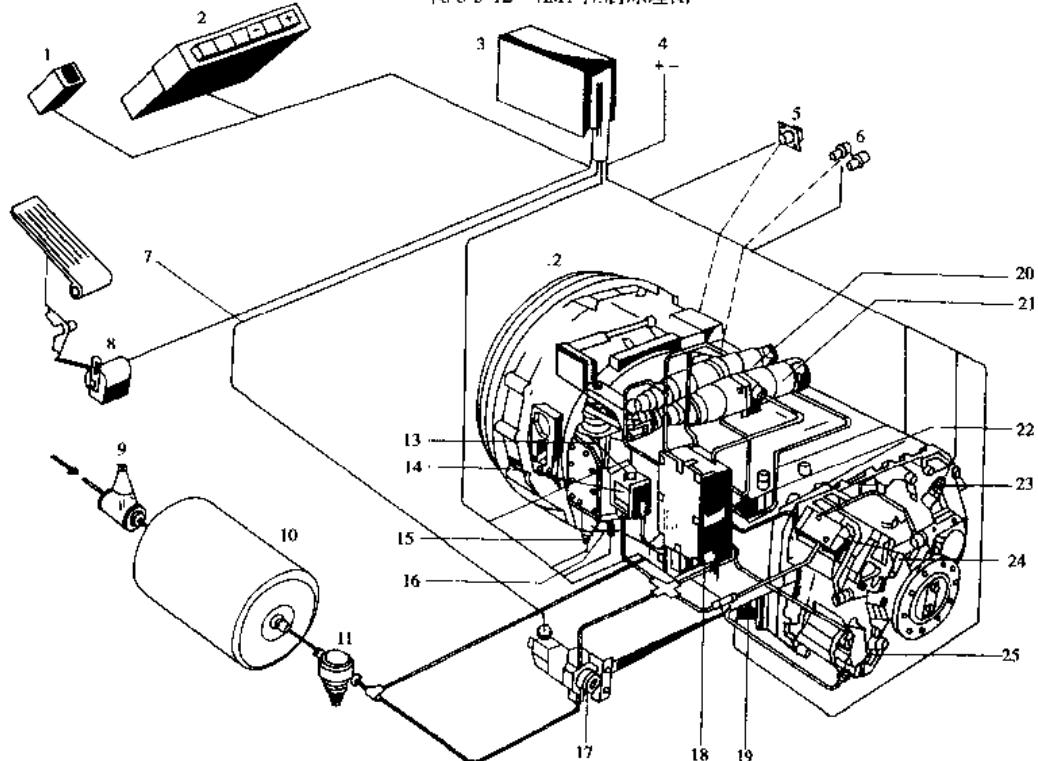
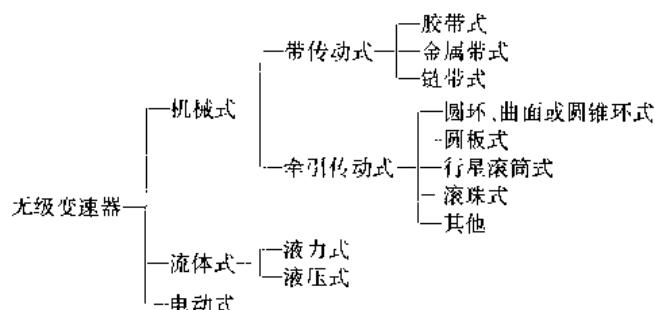


图 3-5-13 装用 TC 与 AMT 组合自动变速器的城市客车  
 1-档位显示器；2-选择按钮；3-电子控制单元；4-至车辆电控系统的连接线；5-闭锁离合器控制接口；6-离合器主从动轴转速传感器；7-至电气最终控制单元；8-带负荷传感器与强制降档的加速踏板；9-单向溢流阀；10-压缩空气罐；11-滤清器；12-液力变矩器-离合器；13-倒档信号；14-倒档换挡缸；15-换档显示传感器；16-中位显示传感器；17-主换档阀；18-阀体；19-副变速器显示传感器；20-3/4(7/8)换档缸；21-1/2(5/6)换档缸；22-主变速器档位显示传感器；23-电速度传感器；24-主变速器换档阀；25-副变速器换档阀

(表 3-5-4)。液力式即液力传动已在上述介绍。传统的电动式因自重较大,成本较高,故仅在重型货车、矿用车上应用,而新型高能电池、燃料电池的电动车则正在开发当中,机械式中有实用价值的仅有 V 形金属带式与牵引环式。

表 3-5-4 无级变速器的种类



## (1)V形带式无级变速器(CVT)

V形带式 CVT 是以挠性的带或链与带轮的摩擦力来传递动力,粘性摩擦模型是其传动机理,结构上虽然也有橡胶、橡胶与金属组合、树脂的铝合金组合、金属带与链等多种形式,但以 VDT 公司的金属带最为成功,结构紧凑和比功率较好。图 3-5-14 是它与其他机构组成的加速、前进、后退等功能的无级变速器。

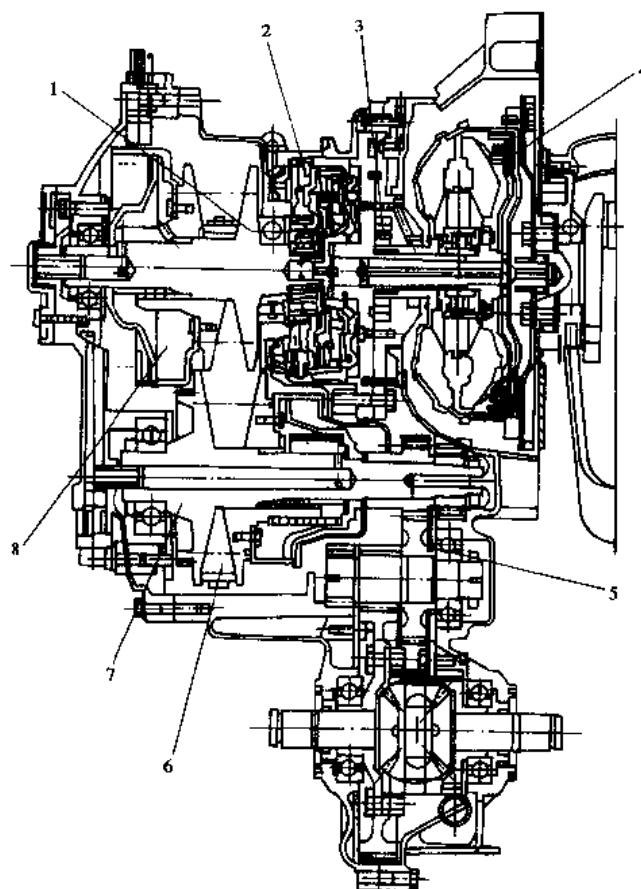


图 3-5-14 V 形带式无级变速器  
1-主动带轮;2-前进、后退换档机构;3-油泵;4-液力变矩器;5-减速齿轮;6-V 形金属带;7-被动带轮;8-主动带动作动缸

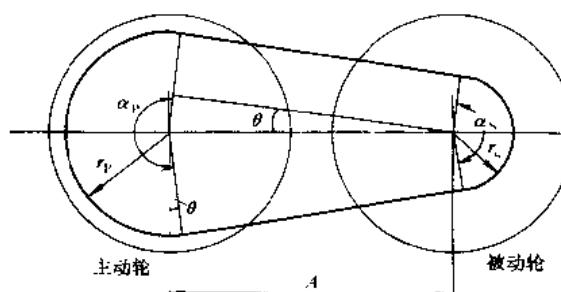


图 3-5-15 带传动结构简图

$$\text{对于对称的带轮: } R_c = \left[ \frac{r_{s_{\max}}}{r_{p_{\min}}} \right]^2 = \left[ \frac{r_{p_{\max}}}{r_{s_{\min}}} \right]^2$$

$$\text{带长为: } L = r_p \alpha_p + r_s \alpha_s + A \cos \theta \quad (3-5-22)$$

式中:  $r_p, r_s, \omega_p, \omega_s$  —— 分别为主动与被动轮工作半径, 主动与被动轮的工作角速度;

$\alpha_p, \alpha_s$  —— 为主、被动轮包角;

$\theta$  —— 斜向运行角;

$A$  —— 为两轮中心距。

钢带是引导 V 形块元件并在一定预紧压力下使多层保持在一起的无缝环节, 它承受的高拉力  $F_{ax}$  为:

$$F_{ax} = K_{us} T_p / r_p \quad (3-5-23)$$

式中:  $K_{us}$  —— 安全系数,  $K_{us} = 1.5 \sim 2$ ;

$T_p$  —— 输入力矩。

为了减少弯曲应力, 带由许多金属钢带组成, 最小厚度受加工条件限制, 为了便于组装而被分成两组嵌入 V 形块中(图 3-5-16)。

CVT 的控制是靠两个运动着的锥形带轮的夹紧力来实现的, 一个工作轮的夹紧力保证了传递力矩容量的大小  $T_p$ , 而另一工作轮的位置则决定速比  $i$ 。ECU 根据输入力矩  $T_p$  与计算出的速比  $i = \omega_p / \omega_s$ , 计算出主动轮上的轴向平衡力  $F_p^* = f(T_p, i)$ , 从而确定作动缸所需的平衡液压压力  $p_p^*$ 。如果此时由输出轴的轴向力  $F_a$  和  $i$  所确定的实际  $p_p$  正好与  $p_p^*$  相等, 则系统处于平衡状态, 实现了期望速比  $i$ ; 否则  $i$  及其他参数均要发生变化, 直到控制压力误差  $\epsilon = p_p - p_p^*$  趋于零为止。作功缸的轴向力  $F_a$  可从单位带长法向力  $N$  沿包角  $\alpha$  积分获得(图 3-5-17);

$$F_{ax} = \int_0^\alpha N \cos \beta r d\theta = \frac{\cos \beta}{2 \sin \beta} \int_0^\alpha (F_T - C) d\theta \quad (3-5-24)$$

$F_{ax}$  与被传递转矩  $T_p$  的关系为:

$$F_{ax} = T_p \cos \beta / (2 \mu' \sin \beta r) \quad (3-5-25)$$

式中:  $F_T$  —— 带的张力;

$\mu'$  —— 带轮与元件的摩擦系数,  $\mu' = \mu / \sin \beta$ ;

$T_p$  —— 金属带传递转矩;

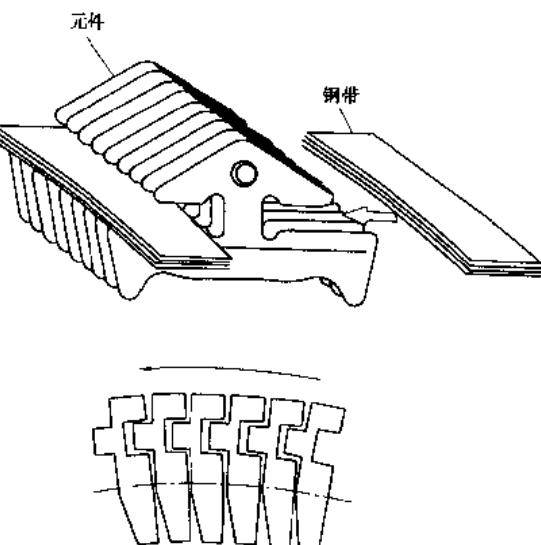


图 3-5-16 金属推进带

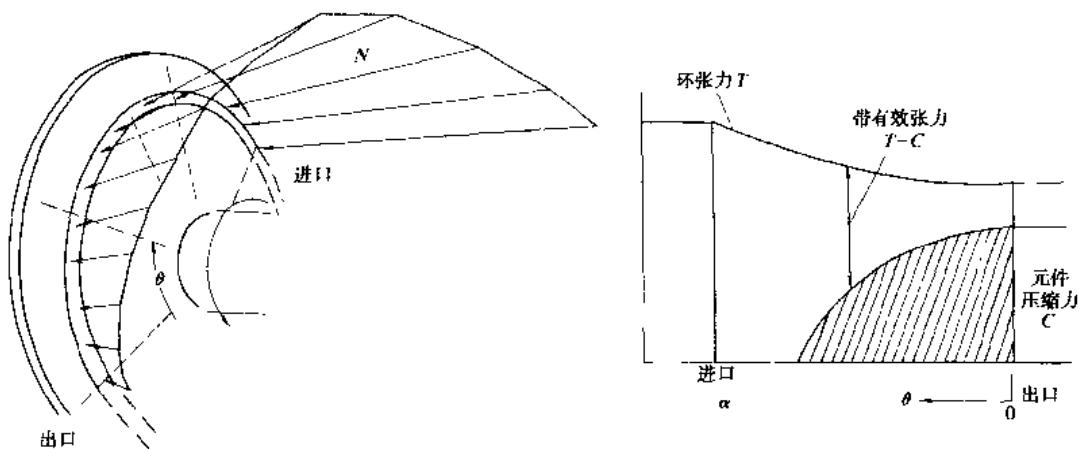


图 3-5-17 轴向力分布图

$\beta$ —带轮槽角的一半;

$C$ —元件压缩力;

—工作轮半径。

现在也有用直流电机实现所需轴向力  $F_{ax}$ , 从而达到控制连续变速的目的。

## (2) 牵引环式

以图 3-5-18a) 为例, 发动机动力传至输入盘 1, 驱动介于输出盘 3 之间的滚轮 2, 从而使输出盘向反方向运转。控制动力滚轮绕垂直于纸面的轴线转动, 则实现了速比  $i$  的无级变化。

根据动力滚轮的摆动来控制速比  $i$  (图 3-5-18b)):

$$i = \omega_1 / \omega_3 = R_3 / R_1 \quad (3-5-26)$$

式中:  $R_1 = R_{12} \left( 1 + \frac{e_0}{R_{12}} - \cos \varphi \right)$ ;

$R_3 = R_{12} \left( 1 + \frac{e_0}{R_{12}} \right) - \cos(2\theta_0 - \varphi)$ ,  $e_0$ 、 $\varphi$  及  $R_{12}$  如图 3-5-18 中所示。

牵引传动传递力矩  $T_e$  为:

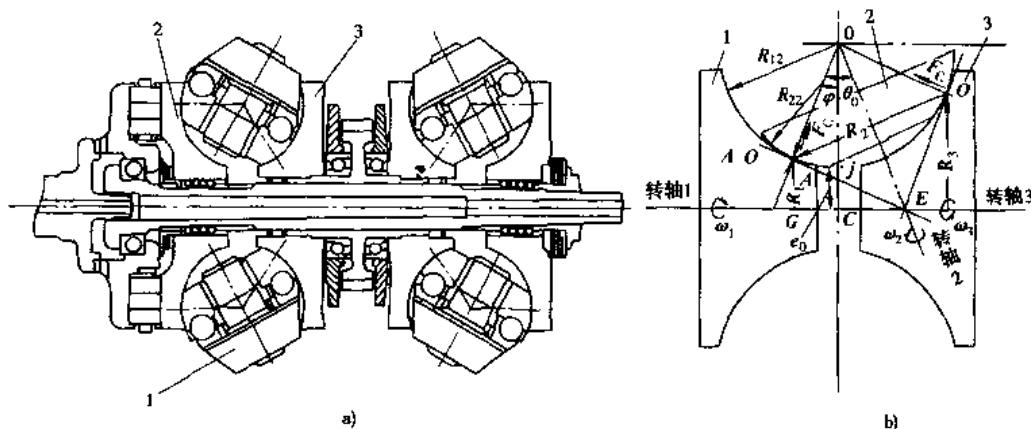


图 3-5-18 牵引环式无级变速器

a) 双环式; b) 几何学关系

1-输入盘; 2-动力滚轮; 3-输出盘

$$T_e = Z_p \cdot R_1 \mu F_c \quad (3-5-27)$$

可见增加动力滚轮数  $Z_p$  数目是传递大力矩的有效方法。故单环可装置 2 个或 3 个,而双环可放入 4 个到 6 个,其  $Z_p$  数取决于输入力矩  $T_e$ 。

高的牵引系数  $\mu$  也可带来传递高  $T_e$  的效果,如何提高  $\mu$  也是关键技术之一。这种结构在 40 年前早就出现,只因发热磨损严重而无法推广。现研究出的粘性很高的润滑油(像碎玻璃渣),才使其重获新生。 $\mu$  与滑转率  $\Delta U/U$  有关( $\Delta U = U_1 - U_2$ ,  $U = U_1 + U_2$ ,  $U_1$ 、 $U_2$  代表不同工作轮接触点的速度), $\Delta U/U = 1\%$ ,  $\mu = 0.10$  左右,要提高  $\mu$  需加大接触压力  $F_c$ ,这又容易引起温度  $t$  的升高,而  $t$  的上升反而使  $\mu$  下降,当  $t = 140^\circ\text{C}$  时, $\mu_{\max}$  仅为 0.08。故  $F_c$ 、 $\Delta U$ 、 $t$  等对  $\mu$  需进行整体优化。

接触压力  $F_c$  大,既可使  $\mu$  提高,也可以使  $T_e$  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,而且它的增加还会引发大的轴向力,该力靠轴承支承,使轴承功率损失增加,从而也会降低单环 CVT 的效率。近来出现的双环式,轴向力可以平衡(图 3-5-18a)),受力比单环小、效率也较高。其接触部分有线接触与点接触两种,前者有滑动、效率较低;后者压力大、应力较高。

### (3)数学模型

从输出轴上的转矩平衡关系为(图 3-5-19):

$$\left( T_e - I_e \frac{d\omega_e}{dt} \right) i - T_{Lc} = I_s \frac{d\omega_s}{dt} + T_{q+\omega}$$

$$\frac{d\omega_s}{dt} = \frac{di}{dt} \cdot \omega_s + i \frac{d\omega_s}{dt}$$

$$\text{得: } T_e i = T_{Lc} + T_{q+\omega} + (I_s + I_e i^2) \frac{d\omega_s}{dt}$$

$$+ I_e \omega_e \frac{di}{dt} \quad (3-5-28)$$

式中:  $I_s$ ——转换到输出轴上等效汽车转动惯量;

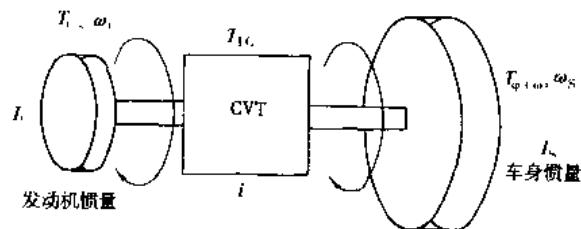


图 3-5-19 CVT 的模型

$T_e$ ——与 CVT 匹配的发动机目标转矩,最佳燃油经济性规律,即为发动机最佳燃油经济性线上的工作转矩,对最佳动力性则是发动机最佳动力性工作线上的转矩;

$T_{Lc}$ ——为 CVT 系统损失转矩,  $T_{Lc} = f(\omega_e, T_m)$ ;

$T_{q+\omega}$ ——转化至 CVT 输出轴上的汽车行驶阻力矩。

因此

$$\frac{d\omega_s}{dt} = \frac{T_e i - T_{Lc} - T_{q+\omega}}{I_s + I_e i^2} - \frac{I_e \omega_e}{I_s + I_e i^2} \frac{di}{dt} \quad (3-5-29)$$

从式(3-5-29)可知,  $\frac{di}{dt}$  不能变化太大,如果

$$\frac{di}{dt} > \frac{T_e i - T_{Lc} - T_{q+\omega}}{I_e \omega_e} \quad (3-5-30)$$

则  $\frac{d\omega_s}{dt} < 0$ ,即反而使汽车减速,这是控制中要特别注意的,也使驾驶员特别不习惯。

### (4)V 形带式 CVT 变速速度的确定

从下列方框图 3-5-20 可知这是以被动轮的夹紧力  $F_S$ (正比于  $p_s$ ),决定传递的力矩容量  $T_e$ ,主动轮夹紧力  $F_p^*$ (正比于  $p_p^*$ )确定速比  $i$  的例子。故当主动轮实际作用压力  $p_p$  达到平衡压力  $p_p^*$  时,

因此

$$\frac{di}{dt} = K(i) \cdot n_p \cdot \Delta p_p \quad (3-5-31)$$

显然当  $\Delta p_p = p_p - p_p^* = 0$  时,则  $\frac{di}{dt} = 0$ ,即  $i$  不发生变化。而  $\Delta p_p$  越大,  $n_p$  越大,以及  $i$  越大,速比变化斜率  $K(i)$  值越大,则  $\frac{di}{dt}$  越大;但  $di/dt$  受式(3-5-30)的限制,不可盲目增大。

### (5)功率分流的 CVT

为了进一步提高传动效率或扩大速比  $i$  的范围,采用如图 3-5-21 所示功率分流的 CVT,它不仅可以达到

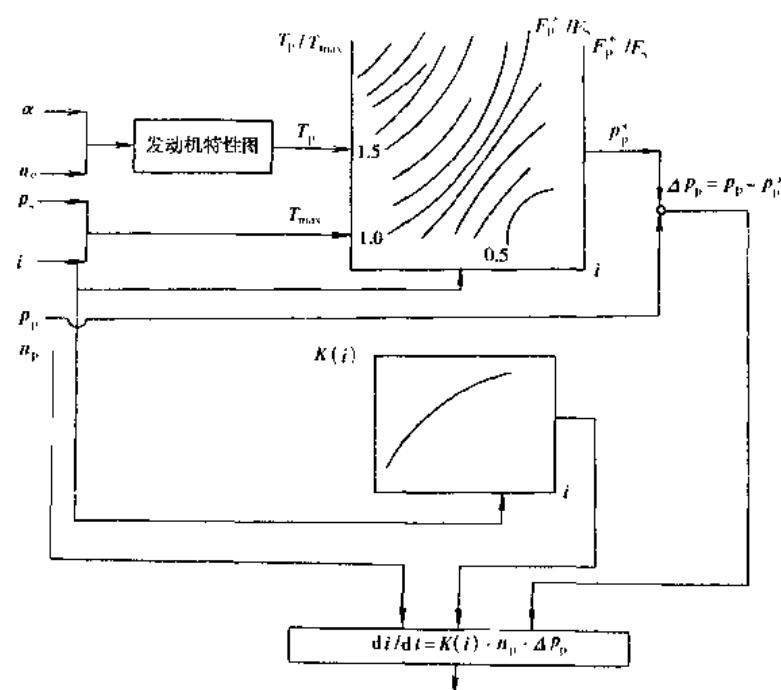


图 3-5-20 变速比速度的确定

上述目的,还可以省去 CVT 的起动装置。离合器  $C_1$  平稳接合时,齿轮传动从空档进入前进 1 档,此时,功率分流的总速比也大,起步性能也好;当到达换档点时,  $C_1$  释放,  $C_2$  结合为前进第 2 档,这时为无功率分流的纯 CVT 传动。

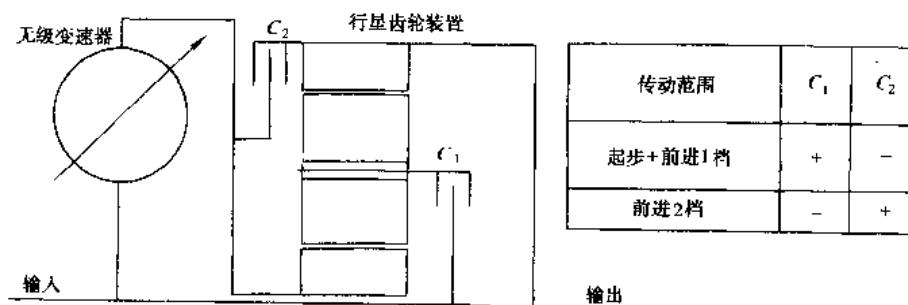


图 3-5-21 带齿轮传动空档的无级双范围变速器

(撰稿人: 葛安林)

## 3.6 分配机构

### 3.6.1 差速装置

汽车转弯行驶时(图 3-6-1),内、外侧车轮中心在同一时间内移过的曲线距离不同,外侧大于内侧,若内、外侧车轮固定在同一根轴上,必然是外轮边滚动边滑移,内轮边滚动边滑转,结果增加了轮胎的磨损,恶化了

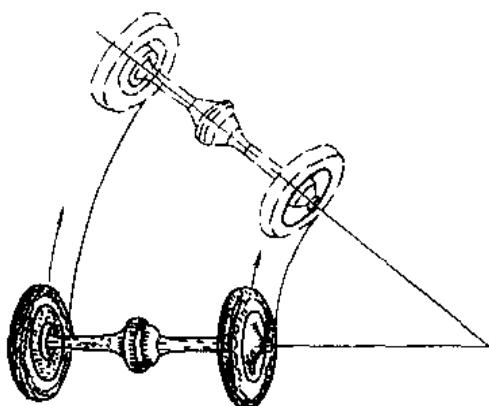


图 3-6-1 汽车转向时驱动轮运动示意图

倍,它是通过行星齿轮的自转,实现两侧车轮有不同的角速度,达到车轮在地面上做无滑动的滚动。

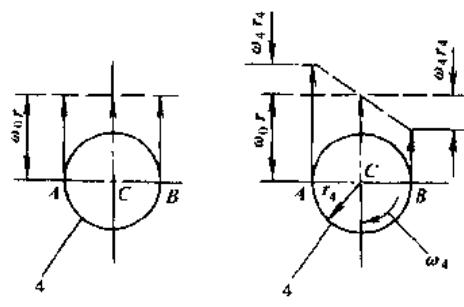


图 3-6-2 差速器运动原理示意图  
1、2-半轴齿轮；3-差速器壳；4-行星齿轮；5-行星齿轮轴；6-主减速器从动齿轮

当直线行驶时,差速器的转矩分配为  $T_a = T_b = \frac{1}{2} T_c$ ,如图3-6-3所示,转弯行驶时差速器的转矩分配为:

$$\left. \begin{aligned} T_a &= \frac{1}{2} (T_c - T_f) \\ T_b &= \frac{1}{2} (T_c + T_f) \end{aligned} \right\}$$

上式表明,左右轮上转矩之差等于差速器的摩擦力矩  $T_f$ ,常用锁紧系数  $K$  来评价差速器的内摩擦力矩大小及转矩分配特性:

$$K = T_f / T_a \quad (3-6-3)$$

目前锥齿轮式差速器的  $T_f$  值很小,  $K$  值约为 1.1~1.4,故实际上可认为  $T_a = T_b$ 。

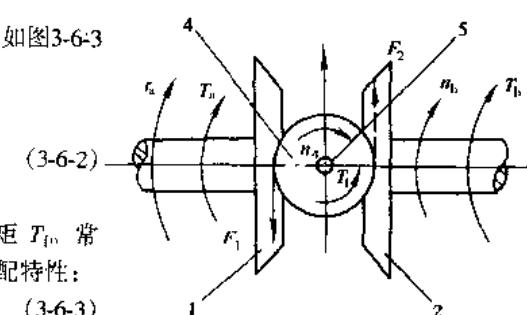
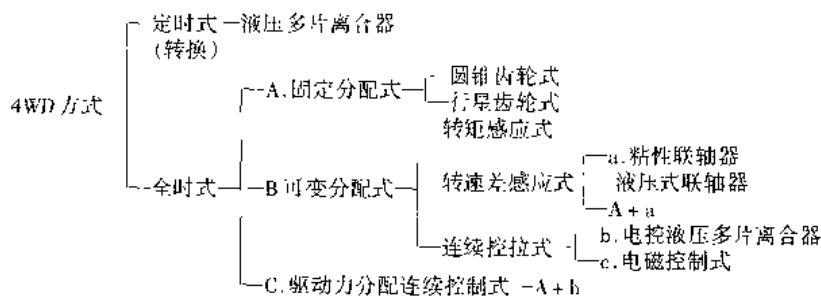


图 3-6-3 差速器转矩分配示意图

### 3.6.2 动力分配装置

动力分配装置是为了对前、后轮或多轴汽车进行动力分配的装置,以保证汽车有足够的驱动力,提高汽车的爬坡能力与行驶中的操纵稳定性。通常其中安装有差速机构,以消除因前后轮半径不同而引发的转速差。四轮驱动汽车(4WD)的类型见表 3-6-1。

表 3-6-1



### 3.6.2.1 定时式(转换式)

定时式可按需要用手动操纵液压多片离合器呈二轮驱动(2WD)或四轮驱动(4WD)。在正常的情况下四轮驱动汽车在具有相同的附着系数路面上行驶时,驱动力分配与前后轮载荷成正比,即使某一轮打滑,也能实现与轮胎牵引力相对应的驱动力分配。其缺点是在四轮驱动状态下转弯或前后轮滚动半径不同时,轮胎与路面之间会产生强制打滑现象。

### 3.6.2.2 全时式

全时式的装置中有差速机构,不但能吸收转速差,而且能按一定比率分配驱动力或根据路面和行驶状况自动改变驱动力的分配。

#### 1) 固定分配式(图 3-6-4)

	1 行星式	2 单行星式	3 双行星式
构 成			
差动条件	$\omega_F + \omega_R = 2\omega_1$	$\omega_R R_R - \omega_F R_S = \omega_1 (R_R + R_S)$	$\omega_1 R_R - \omega_R R_S = \omega_1 (R_R - R_S)$
分配比	$\frac{T_R}{T_F} = \frac{R_R}{R_F}$ <p>[但是, 在等转矩分配时, <math>R_R = R_F</math>]</p>	$\frac{T_R}{T_F} = \frac{R_R}{R_S}$	$\frac{T_R}{T_F} = \frac{R_S}{R_R + R_S}$

图 3-6-4 固定分配式

#### 2) 按需可变分配比

##### (1) 粘性联轴器式(VC)(图 3-6-5)

VC 中充满高粘度的硅油,当前、后轴产生转速差时,以硅油为介质所传递的转矩  $T_V$  为:

$$T_V = \int_{r_1}^{r_2} r dF_T = \int_{r_1}^{r_2} r \tau dA = n \int_{r_1}^{r_2} r \cdot \frac{\mu(\omega_1 - \omega_2)r}{\lambda} \cdot 2\pi r dr$$

$$= \frac{1}{2} \frac{n\pi\mu}{\lambda} \Delta\omega (r_2^4 - r_1^4) \quad (3-6-4)$$

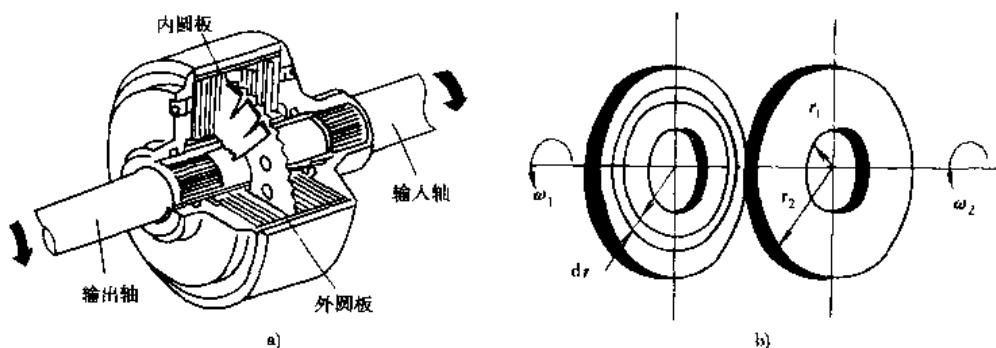


图 3-6-5 粘性联轴器  
a)粘性联轴器;b)转矩特性模型

式中:  $\mu = \rho\nu$ ——动力粘度, 是油温  $t$  与剪切速度  $\Delta\omega$  的函数;

$\Delta\omega = \omega_1 - \omega_2$ ——前后轴的转速差;

$\lambda$ ——片间间隙;

$r_1, r_2$ ——传动片的内径与外径;

$n$ ——内片数。

如以  $T_0$  表示变速器输出力矩, 传至前轴转矩为  $T_F$ , 则后轮的驱动力矩  $T_R$  为:

$$\left. \begin{array}{l} T_R = T_V \\ T_F = T_0 - T_V \end{array} \right\} \quad (3-6-5)$$

可见, 当车轮打滑出现转速差  $\Delta\omega$  时, 就自动调节传递到后轮的力矩  $T_V$ , 从而也改变  $T_F/T_R$  的关系。

## (2) 电控液压多片离合器(图 3-6-6)

对液压多片离合器通过电子控制, 可始终保持理想的动力分配。减少前后轮的滑动, 提高驱动性能, 行驶稳定性(传递转矩容量与节气门开度  $\alpha$  成正比, 与车速成反比); 提高转向性能(根据横向加速度与前后轮转速差控制前轮驱动力, 即转矩容量与前后轮转速差  $\Delta\omega_{FR}$  成正比, 与横向  $\frac{d\omega}{dt}$  成反比, 以获得稳定的转角); 提高制动防抱死 ABS 的控制性能(使液压多片离合器产生适当的转矩, 协调 ABS 的控制)。4WD 的控制系统如图 3-6-7 所示。离合器的转矩容量  $T_c$  与压紧压力  $p$ 、摩擦系数  $\mu$  及摩擦面有效半径  $R_c$  成正比:

$$T_c \propto p \cdot \mu \cdot R_c \quad (3-6-6)$$

4WD 主要是通过控制  $p$  来减少前后轮的滑动

$\Delta\omega_{FR}$  由  $\Delta\omega_{FR}$ ,  $\frac{d\omega_1}{dt}$  及 ABS 的信号等判断出液压压力

的最佳值。使驱动力分配比从  $T_F: T_R = 100:0$  到  $T_F: T_R$  按轴荷分配连续控制。且当仅需 2WD 时, 可采用自由轮结构, 使非驱动轮与动力脱离, 以降低振动噪声和油耗。

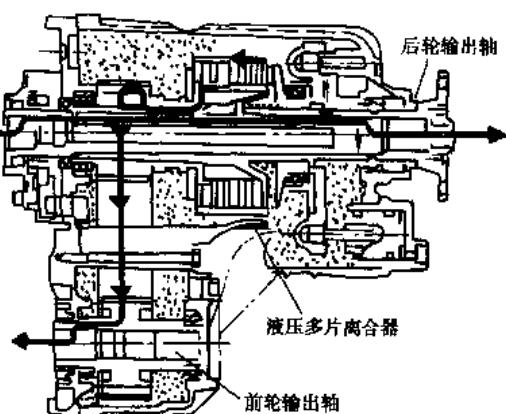


图 3-6-6 电控液压多片离合器

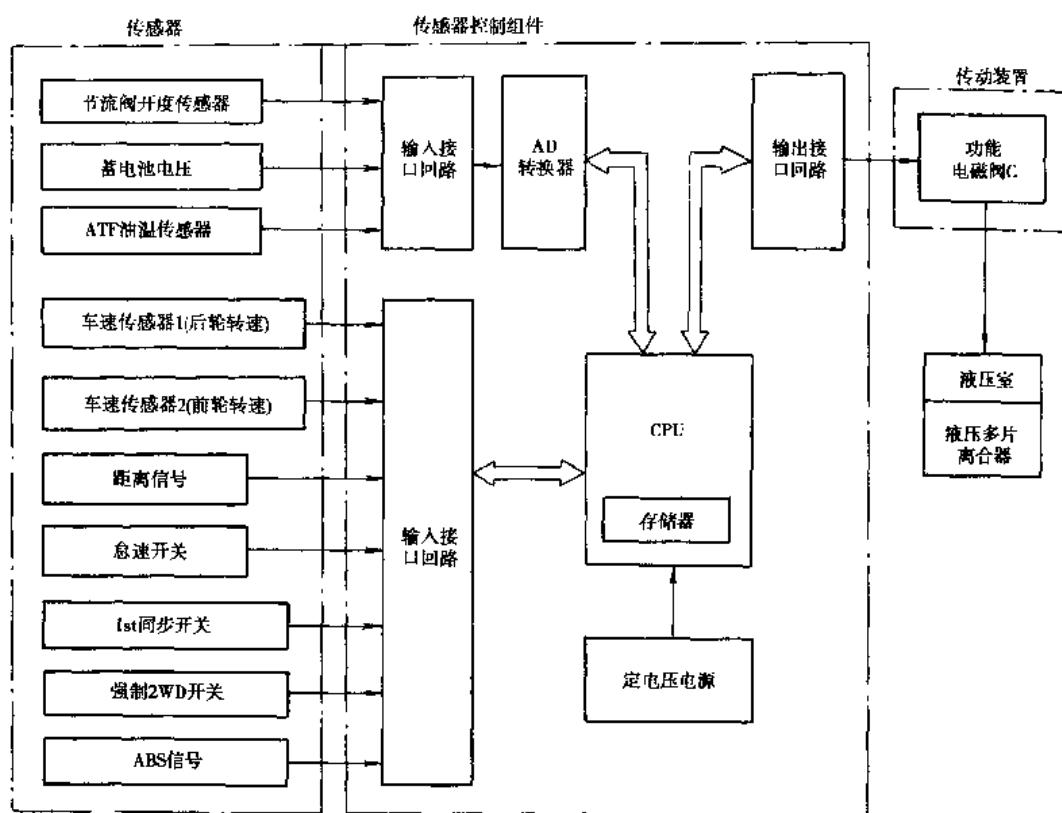


图 3-6-7 4WD 控制系统

### 3.6.3 差速限制装置(LSD)

汽车的一侧驱动轮在泥泞、砂土或冰雪等附着系数较小的路面上行驶时,若该侧驱动轮处于滑转状态,则汽车不能从滑动中解脱出来。为弥补这种缺陷,在差速装置中装有差速限制装置。它对汽车爬坡性能、操纵性、行驶稳定性、转向、制动等性能均有影响。

差速限制装置的类型基本与表 3-6-1 所示类似,按其机理分为:

①转矩感应式 根据输入转矩决定差速限制转矩。有利用齿面摩擦力的涡轮式和通过凸轮机构控制的摩擦离合器式。

②转速差感应式 有粘性联轴器和液压联轴器。

③电子控制式 控制系统是一多循环系统,外循环按驱动轮速差产生反应,确定附着力好的驱动轮的名义滑动率。内循环比较驱动轮与非驱动轮的速度,根据外循环所定的名义滑动来控制具有良好附着力轮系的滑动率。如果使用了制动,LSD 的操纵力就尽可能快地降低,以保持与 ABS 完全兼容(图 3-6-8)。电控式只限于将粘性联轴器或液压多片离合器式的差速限制机构附设在具有一定分配比的差速齿轮上时,才能使用它(图 3-6-9)。

④电磁控制式(图 3-6-10) 它是用电流通过电磁离合器产生防滑差速器性能。

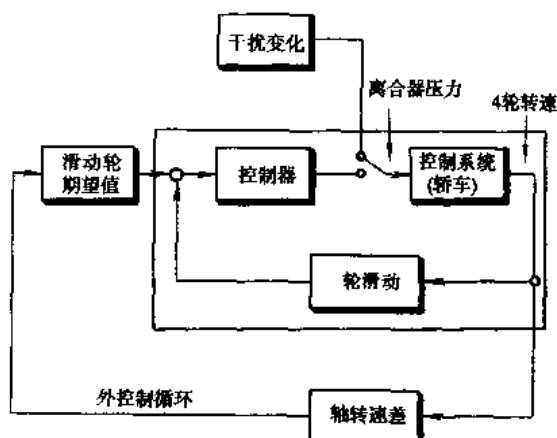


图 3-6-8 可控制 LSD 的控制框图

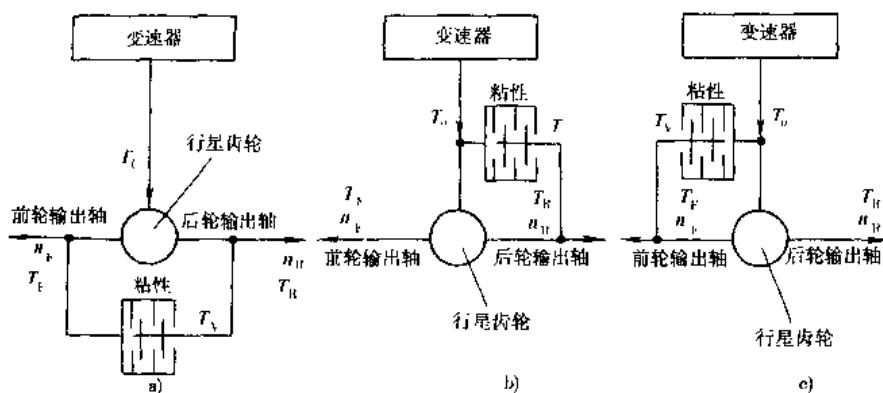


图 3-6-9 差动限制机构的分配

a) 前后输出轴之间; b) 变速器输出轴和后输出轴之间; c) 变速器输出轴和前输出轴之间

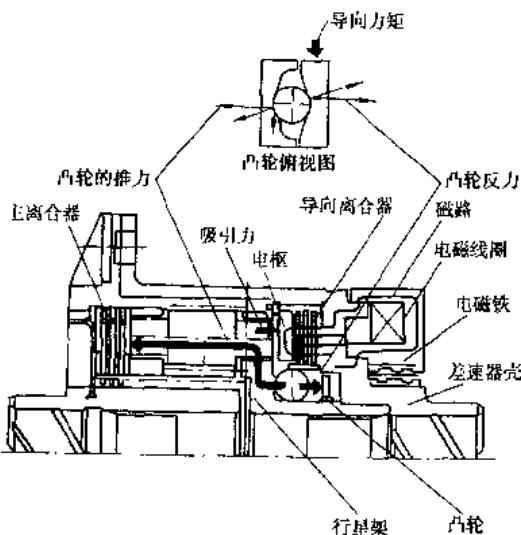


图 3-6-10 电磁控制式工作原理

(撰稿人:葛安林)

## 3.7 动力传动系统的控制

### 3.7.1 自动变速控制

从上述可知,任何自动变速器(AT、AMT、CVT)均需要有控制系统,才能实现自动化。其主要组成如图 3-7-1 所示。

#### 3.7.1.1 自动换档系统的组成

##### 1) 控制系统能源

不论是全液压控制系统还是电控-液动系统,均有液压泵、调压阀等作能源。对电控则还需提供电源。只有全电控-电动系统无需液压系统。

##### 2) 换档范围与换档规律选择机构

这个机构为驾驶员提供了干预自动控制系统的可能性。这种它调性与系统的自调性相结合,才能使汽

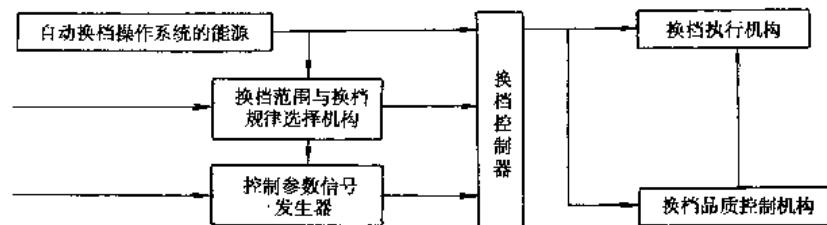


图 3-7-1 自动换挡系统组成图

车适应外界环境与道路条件。一般它调状态除加速踏板外还有：P(停车)、N(空档)、R(倒车)、D(前进、自动变速)、L(低速行驶范围)。有的还有换挡规律的选择，以便按外部情况与驾驶员的意图，选择相应的最佳燃油经济性或动力性(运动型)规律、低污染规律等，现已出现自动适应驾驶员风格以及极冷、寒冷、冷、热等外界不同气温的规律，上坡、下坡、雪地、山路等不同道路条件的智能规律等。

### 3) 控制参数信号变换器

汽车变速的控制参数，过去用单参数——车速  $v$  控制，现在多用二参数( $v$  与节气门开度  $\alpha$ )控制，将来会采用三参数(加速度  $dv/dt$ ,  $v$ ,  $\alpha$ )控制。不仅要求这些参数能按比例地变换成控制信号，而且要求反应精确、迅速、便于实现和工作可靠。对智能控制则有更多参数需要变换。

### 4) 换挡控制器

换挡控制器接受来自控制参数的信号进行比较和处理，并按预定的规律判定是否变速(换挡)，如需要，则发指令至执行机构变速(换挡)。

### 5) 变速执行机构

对 AT 一般是通过液压缸控制离合器与制动器，对 AMT 除液压缸外还有拨叉，而 CVT 亦为液压缸。故共同特点是均按指令使液压缸充、卸压力油实现变速。多片制动器代替带式制动器可使换挡更舒适、准确。对电动执行机构，如用步进电机，则由电流通断的步数来实现。如用直流电机，则以通电的脉宽调制来控制。

### 6) 变速(换挡)品质控制

从式(3-5-17)与式(3-5-18)可知，必须对作用于执行机构的各有关油压的过渡特性精心控制，才能使变速过程获得既快又平稳且无冲击的品质。过去液压系统在通向液压缸的油路上加装蓄能器、节流孔、缓冲阀、定时阀、执行力调节阀、单向离合器等，取得一定效果。现在，电子控制单元(ECU)可以辨认驾驶员的驾驶作风，辨认汽车的环境条件，辨识行驶状况，辨认手动干预等。应用现代控制理论，能确保在最短时间内平顺地换挡甚至不需加装单向离合器。

(1) 如图 3-7-2 的电液反馈控制系统，不仅使转矩相(图 3-5-11 中 AB 段)在短时间内完成，B 点降低少，同时也减少了惯性相 BC 段变化的幅度，而且进入惯性相后，控制接合压力，使其缓慢的按最佳规律增长。

(2) 应用电液比例阀，它根据档位、节气门开度、发动机转速、涡轮转速、油温等参数，经 ECU 计算并输出相应电流，然后电液比例阀根据电流大小控制得到与其成比例的换挡离合器和制动器的结合压力。

(3) 动力传动系统的综合控制，突破了变速控制仅限于在自动变速器本身挖潜力的束缚，在换挡同时控制发动机，使换挡品质得到更好的提高(图 3-7-3a)。

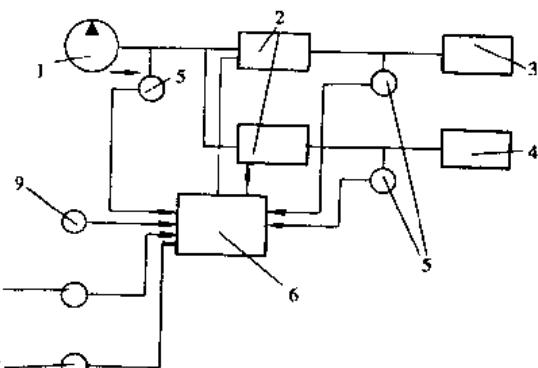


图 3-7-2 反馈控制系统的原理图

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

在换挡时,自动变速系统通过与发动机电控系统(EFI)之间的通讯,对发动机施加减少喷油、点火滞后等方法降低转矩,能收到良好效果;如再同时与降低执行机构油压的控制相结合,会更为理想(图 3-7-3 b))。

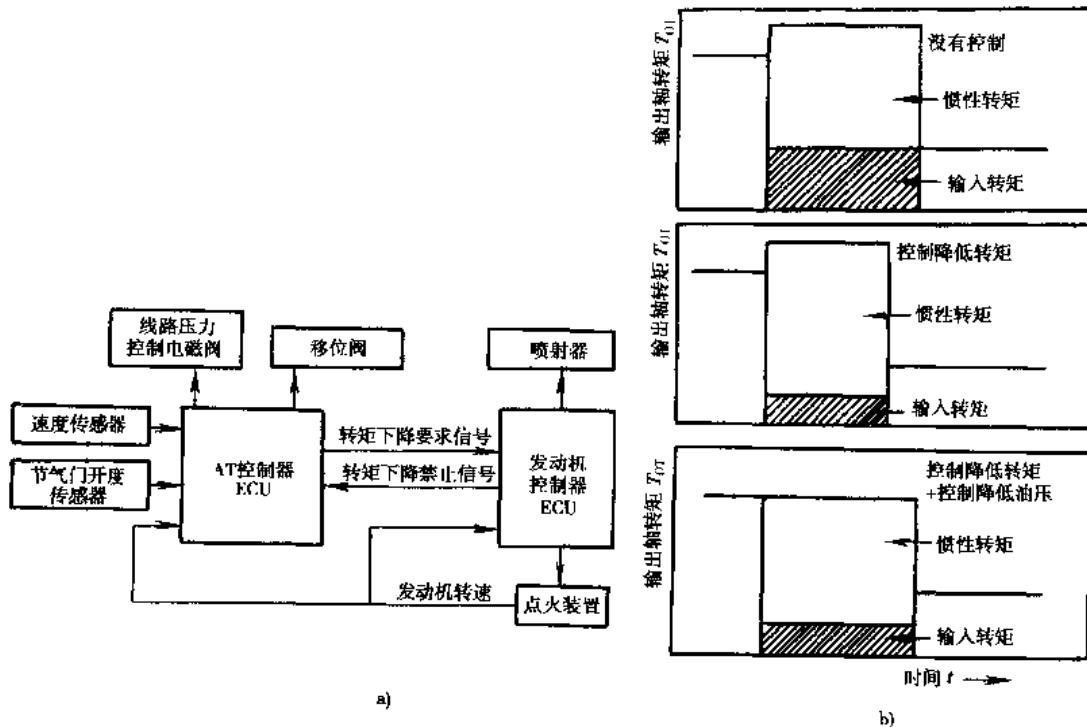


图 3-7-3 动力传动系统的综合控制

a) 系统框图;b) 控制与变速冲击

总之,每次换档均是以前馈和反馈为前提的最佳化。

### 3.7.1.2 自动变速(换档)规律

自动变速规律是自动变速的核心,关系到动力传动系统各总成整体潜力的挖掘与发挥。自动变速规律是指两排档间自动换档时刻随控制参数变化的关系(图 3-7-4)。目前多数是按车速  $v$  与发动机节气门开度  $\alpha$  两参数的变化控制换档。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,两参数是以稳态为基础获得的,并不符合实际使用情况,故误差很大,不能实现在最佳档位行驶。用反映动态过程的三参数(加速度  $dv/dt$ ,  $v$ ,  $\alpha$ )控制换档效果更好(图 3-7-5),它是以换档前后相邻档位的加速度相等为条件获得的,比

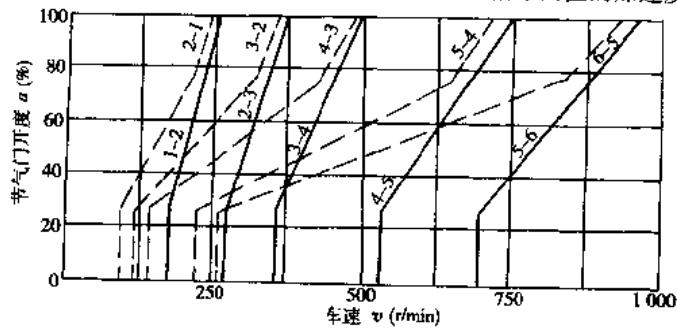


图 3-7-4 汽车自动变速器换档规律

以稳态牵引力相等为条件制定的二参数控制,能进一步提高汽车的加速性、燃油经济性和乘坐舒适性,并可延长动力传动系统零部件的寿命。二参数控制实际上是图 3-7-5 中加速度  $dv/dt = 0$  的特例。

电控系统可存储多种规律提供驾驶员选用,不仅有经济性规律、动力性(运动型)规律,而且还有一般(折衷)规律、防污染规律以及随外环境温度不同而不同的规律,上坡、下坡规律、雪地规律、“山路/带挂车”规律等。由于 ECU 运算与控制功能的提高,可以不再用手动开关调用所需规律,而是自动选择。在前进档(D)中,当加速踏板踩下的速率  $da/dt$  与达到的  $\alpha$  均较低时,选经济性换档规律;当加速踏板踩下的速率  $da/dt$  与  $\alpha$  超过程序中设定值时,ECU 由经济性规律转变为动力性规律,故将车速  $v$  和节气门开度  $\alpha$  的组合划分成为一定数量的区域(图 3-7-6),每个区域有不同的节气门开启速率程序值。当实际值大于程序值时,为动力性规律,反之为经济性规律,程序值的分布规律是:车速越低或节气门开度越大,其程序值越小,即越容易进入动力性规律,但当节气门开度低于  $1/8$  时,动力性规律则立即转为经济性规律。

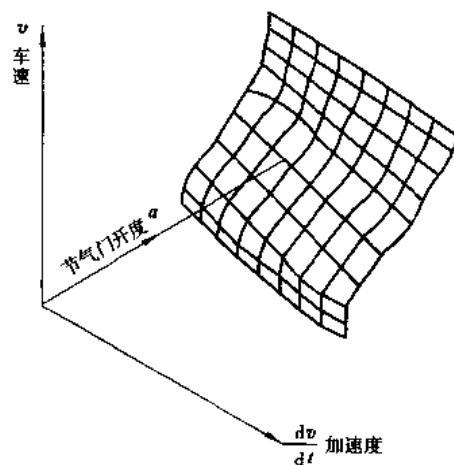


图 3-7-5 动态三参数控制的最佳燃油经济性换档规律

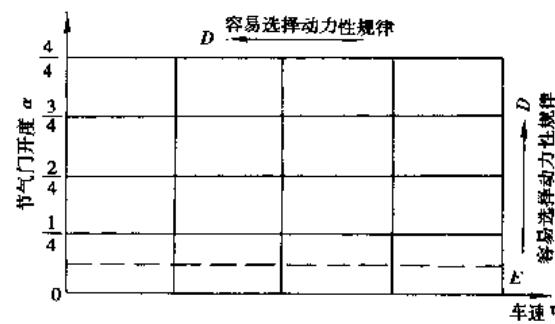


图 3-7-6 自动模式选择控制示意图

CVT 也有变速规律,一是它另需起动装置,于是有一个起动与 CVT 之间的转换规律问题;二是 CVT 本身也有最佳动力性与最佳经济性的变速规律等的控制方法(图 3-7-7)。

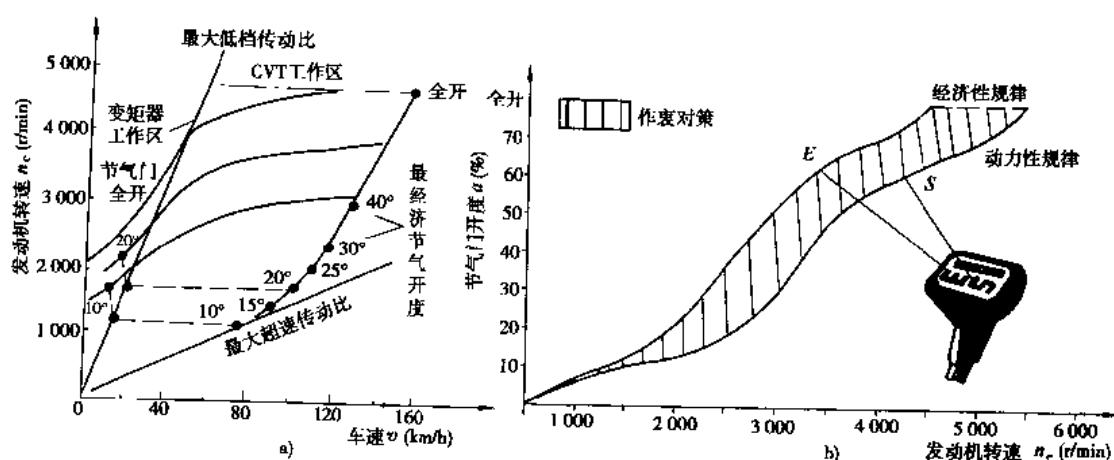


图 3-7-7 CVT 变速规律  
a) 变速规律;b) 两种规律曲线

### 3.7.1.3 电子控制与液压控制的比较及发展趋势(表 3-7-1)

表 3-7-1 电子控制与液压控制的比较

控 制 内 容		措 施
全液压式	变速规律(只一种)	节气门 $\alpha \rightarrow$ 油压 $p_a$ ; 车速 $v \rightarrow p_v$ ; 油温 $T \rightarrow p_t$
	变速冲击	蓄能器、节流孔等
	变速规律(多种)	$D_1, D_2, D_{11}, D_{12}$ 等
	变速规律自动选择	按 $v, \frac{dv}{dt}, \alpha, \frac{da}{dt}$ , 环境温度、污染、道路状况、驾驶员风格等选择
电子控制式	(自适应) 自动修正控制模型(模糊理论) (自学习)	压力传感器、车速传感器、 $\frac{da}{dt}$ 及其次数、加速度传感器、温度传感器、制动开关
	变速冲击(多片离合器油压控制)	节气门; 车速传感器; 压力传感器
	变速冲击(发动机转矩控制)	节气门; $n_e$ 传感器; $v$ 传感器与输入力矩传感器
	自我诊断	各种传感器

从表中看出电控的主要优点是:

- ①可存储与处理多种换档规律, 可一机多能实现更复杂、更合理的控制;
- ②自控系统改变规律或参数时, 仅调整局部线路, 即可适应性能, 开发周期短;
- ③无惯量控制精度高、反应快、动作准确;
- ④结构紧凑, 重量轻;
- ⑤与整车动力传动系统控制如: EFI、巡航、牵引力控制、四轮驱动控制等兼容性好。

综上所述, 电控所获得的优良换档平顺性和操纵方便性以及与汽车上其他电子控制装置之间的连系, 导致它代替液压控制的趋势是必然的。

### 3.7.1.4 自动控制理论在系统中的应用

①PID 控制是比例、积分和微分控制的简称, 它是经典控制理论, 在 AMT 中用于起步时离合器的控制、巡航控制等。它是按目标值和实际值的偏差  $\epsilon$ , 通过 PID 计算出输出量  $y$ :

$$y(t) = K \left\{ \epsilon(t) + \frac{1}{T_i} \int \epsilon(t) dt + T_d \frac{d\epsilon}{dt} \right\} \quad (3-7-1)$$

式中:  $K$ ——增益;

$T_i$ ——积分时间;

$T_d$ ——微分时间。

$K$  值大系统反应就快, 但稳定性差。只要有偏差, 积分项就存在, 可以达到直至消除偏差的控制; 微分项有防止反馈产生超调, 达到快速收敛到目标值的作用。该控制比较简单, 易于实现, 但当系统参数改变时, 或是系统跟踪一个参数轨迹而不是一个简单设定点时, 控制性能就变坏, 必须对其进行校正。

②动态闭环控制是为了提高动力性、乘坐舒适性及自动换档品质。在 AMT 换档过程中采用发动机反馈控制、中央同步控制, 用来控制换档齿轮付主、从动齿轮, 以及离合器主从动片的转速差, 从而减少换档过程中的冲击度和离合器的滑摩功。

③模糊控制, 由于自动变速系统本身的时变、非线性、时滞等特性, 难于建立精确的数学模型, 而用模糊控制可将熟练驾驶员的经验形成控制语言规则(模型化), 选择合适的语言变量, 隶属函数对语言规则数值化并进行模糊推理, 最后通过模糊判决, 获得精确的输出控制。用于起步、换档及巡航等控制中, 可取得优于 PID 控制的效果。

④自适应控制, 季节的变化、地域差异和工作条件不同等, 使控制系统部分性能发生较大变化, 从而影响

起步、换档品质、自适应控制可通过调整模型参数,使控制规律适应环境变化;环境油温低,油的粘度大,但可通过换档时间和供油流量的优化,仍能保证即使在寒冷的冬季也具有良好的响应性能。或当 ECU 识别出行驶阻力较大其持续时间较长时,则自适应的增大换档延时;反之,阻力不大时,自适应模式自动取消。经过较长时期行驶的车辆,性能参数发生变化,影响自控品质时,亦可用自适应控制调整。

⑤神经网络控制,它由大量神经元相互连接而成,从人脑的生理结构出发来研究人的智能行为,模拟人脑信息处理过程。因其具有高度非线性、映射等诸多优点,在自控系统中正在获得越来越多的应用。如用于发动机模型辨识;模糊神经网络用于巡航控制,均取得较好效果。

### 3.7.1.5 液力变矩器闭锁离合器的控制

液力变矩器的闭锁(图 3-3-5)是为了提高传动效率,从而提高汽车的燃油经济性和动力性,它实质上也是液力档与机械档之间的转换,所以亦有下述诸方面的研究内容:

①闭锁点 一种是选择在液力变矩器最高效率的速比  $i^*$  闭锁,此为经济性规律,好处是较低速比就可提高效率,不足之处是  $i^*$  时,对应的变矩比  $K^* > 1$ ,闭锁时会有少量冲击,故它适用于大客车、货车上的闭锁;另一种是选择在转入偶合器工况是  $i_M$ ,此为动力性规律,该点  $K = 1$ ,闭锁无冲击、品质好,但效率的利用不如  $i^*$ ;还有一种将闭锁点在  $i^*$  与  $i_M$  之间,此为一般规律。最后一种是闭锁点大于  $i_M$ ,更向后推延是为了充分利用液力变矩器性能(图 3-7-8),这仅适用于轿车。

②控制规律 单参数控制:涡轮转速  $n_T$ ;二参数;速比  $i$  即  $n_p$  与  $n_1$ ,  $n_1$  与  $\alpha$ ,  $v$  与  $\alpha$  等控制,现多用二参数控制。从档位看,有各档均可闭锁与高档闭锁两种。

③结构上多为液压湿式单片离合器,以变矩器的内压或外部供油至工作侧闭锁,为了弥补闭锁后失去液力变矩器的阻尼作用,离合器均有扭转减振器,但因其在低速段难以平稳工作仍有振动。过低的速比闭锁不仅会产生冲击,而且车辆的快速制动还可能导致发动机熄火,故在变矩器工况与全闭锁工况间应用过渡的滑差控制即在低速区通过脉宽调制降低工作压力  $p_v$ ,使其有少量滑转(图 3-7-9b))。 $F = F_1 - F_2 < 0$ ,这种滑差控制既可以很好的减振降噪,通过控制发动机转速变最被截止,使发动机的力矩变量也不会传递至传动系(图 3-7-9c)),而且可以提高燃油经济性、动力性,还可以利用发动机制动。结合压力建级控制,速度大于规定值后,按所选闭锁规律正常控制,则完全闭锁  $F > 0$ 。另一种属于粘性联轴器,结构如图 3-3-5 所示,减振效果最好,但始终存在有一点滑动损失。

有闭锁就有解闭,与换档规律一样它也有闭解锁速差  $\Delta v = v_{ij} - v_{ji} > 0$ 。解锁的目的不仅仅是当汽车在爬坡或坏路上行驶时恢复液力变矩器工况,而且还用于在与其匹配的机械变速器换档时,解锁以提高换档品质,同时,在换完档后再恢复闭锁,以提高效率。

对 CVT 多用液力变矩器作为起步装置,以改善 CVT 的低速运转性能和坡道起步性能,亦有相互转换问题。

### 3.7.2 巡航控制(ACC)

巡航控制又称恒速控制或速度控制是指汽车在高速公路上行驶时,驾驶员即使不踏加速踏板,也能自动控制发动机节气门,使车辆仍可按驾驶员所希望保持的车速行驶的功能。这样,驾驶员的脚获得了解放,大大的减轻了疲劳强度,减少或避免交通事故的发生。巡航期间,随着道路坡度的变化以及汽车行驶可能遇到的阻力,车辆自动的变换节气门开度或自动进行档位转换,以按存储在 ECU 中的最佳燃油经济性规律稳定行驶。其控制策略有 PID、模糊控制、模糊神经网络控制及智能巡航控制(ICCS)等。模糊控制的原理如图

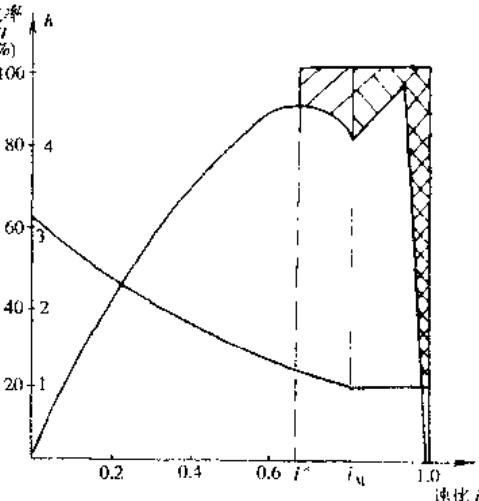


图 3-7-8 液力变矩器闭锁点的选择

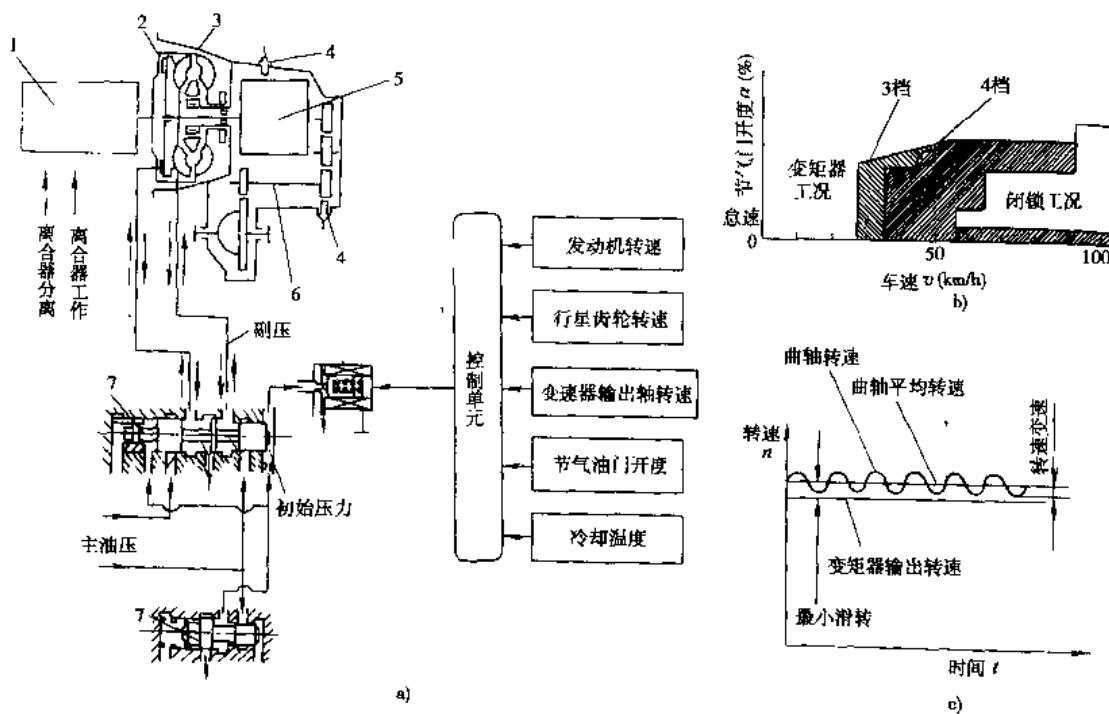


图 3-7-9 闭锁离合器的滑差控制

a)控制系统; b)控制规律; c)控制发动机转速

1-发动机; 2-阻尼离合器; 3-液力变矩器; 4-脉冲发生器; 5-行星变速器; 6-输出轴; 7-油压控制阀

3-7-10所示。

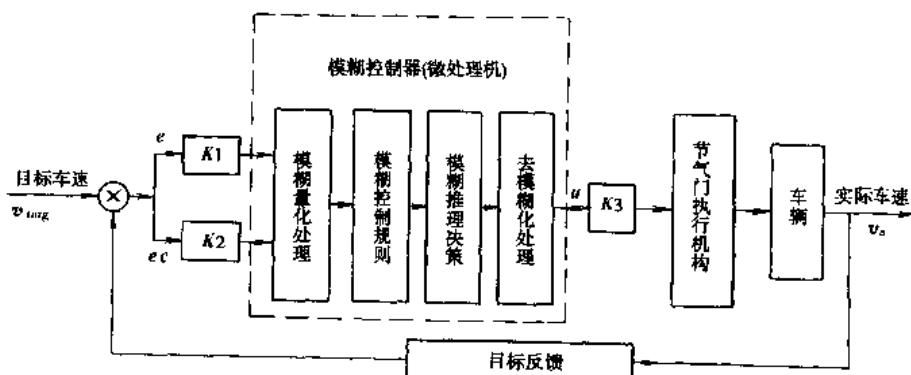


图 3-7-10 车辆巡航模糊控制原理图

通常有一维(误差  $\epsilon$ )、二维(误差  $\epsilon$  与误差变化率  $\frac{d\epsilon}{dt}$ )及三维( $\epsilon$ ,  $\frac{d\epsilon}{dt}$  及  $\frac{d^2\epsilon}{dt^2}$ )等控制。该例用当前车速  $v_a$  与目标车速  $v_{target}$ (驾驶员通过开关设定)进行二维控制。比较得到的误差信号  $\epsilon$  和计算出的误差变化  $\frac{d\epsilon}{dt}$  的精确值, 模糊量化变成模糊量, 经推理、决策后, 再变为精确控制量输出去控制节气门开度的执行机构。用反馈控制再进行微调, 直到维持车辆恒定车速行驶。

它还具备加速、减速和恢复的功能。驾驶员推动巡航开关至恢复位置(RES)并保持在该位置上, 这期间速度不断增加, 一旦释放开关, 车辆就以那时的车速恒速行驶, 此为加速功能; 反之, 推动开关至设置位置(SET), 并保持则不断降速, 直到手脱离开关为止, 以此时车速维持恒速行驶。踏下制动踏板则自动解除巡航, 如果重新按下恢复开关, 则恢复解除前的固定车速。

### 3.7.3 驱动力防滑控制与动力学控制

#### 3.7.3.1 驱动力防滑控制的目的

驱动防滑控制(ASR)又称为牵引力控制(TCS),是适应发动机的高功率化,即使在打滑的路面上行驶,也可以限制驱动轮过度滑转来产生最佳纵向牵引力的安全控制系统,它改善了车辆的动力性、操纵性、稳定性和舒适性,是制动防抱死(ABS)基本思想在驱动领域上的应用和发展。

#### 3.7.3.2 防滑转控制原理

汽车加速或用过大的牵引力行驶,发动机发出的驱动力超过了轮胎与路面之间的附着极限,在轮胎和路面之间常发生滑转现象,滑转程度用滑转率 $S_x$ 来表示:

$$S_x = 1 - \frac{v_x}{\omega(i,j) R_r} \quad (3-7-2)$$

式中:  $\omega$ ——驱动轮回转角速度,  $i=1,2,1$  为前轮驱动, 2 为后轮驱动;  $j=1,2,1$  为左轮, 2 为右轮;

$R_r$ ——轮胎滚动半径;

$v_x$ ——车轮中心沿车轮回转平面的前进速度。

从图 3-7-11 可见,当  $S_x$  从 0 开始增加时,附着系数也随之增大,一般当  $S_T = 0.08 \sim 0.30$  时,达到峰值附着系数  $\varphi_{\max}$ ,而  $S_x = 0$  时,侧向附着系数  $\varphi_{y\max}$  最大,故  $S_x = 0$  到  $S_T$  之间,可保证稳定驱动,从牵引性考虑,最好在  $S_T$  处工作。(这是与 ABS 的原理类同),但从侧向稳定性考虑,车轮纵向滑转越小越好。故理想的控制约在 0.05~0.15 之间。

#### 3.7.3.3 防滑转控制方式

目前主要有四种:

##### 1)发动机输出转矩调节

有点火参数调节,燃油供给调节和节气门开度调节等,可单独或并行使用,以降低转矩储备。

##### 2)驱动轮制动力矩调节

汽车左右两轮行驶于不同附着系数的路面时,车轮在高  $\varphi$  侧能传递较大驱动力  $F_{H\max}$ ,而滑转侧只能传递低的  $F_{L\max}$ ,因差速作用,总的驱动力  $F_{\max}$  仅为  $2F_{L\max}$ 。如果通过传感器感知滑转的车轮,对其施以适当制动力  $F_B$ ,使  $S_x$  降至最佳滑转率范围,则总驱动力将增加  $F_B$ ,即:

$$F_{\text{tot}} = 2F_{L\max} + F_B \leq F_{H\max} + F_{L\max} \quad (3-7-3)$$

##### 3)差速限制控制

从式(3-6-2)可知,普通差速器对行驶在两侧附着系数  $\varphi$  差别较大的路面上时,高侧的  $F_{H\max}$  得不到发挥,而用差速锁又降低了车辆的稳定性,如用限制差速却可使左右驱动力锁定比根据路面性质的不同而变化,总的力可达到  $F_{\text{tot}} = F_{H\max} + F_{L\max}$

$$(3-7-4)$$

这种控制多适合用于要求高响应性的后轮驱动汽车。

##### 4)离合器或变速器控制

车轮过度滑转时,减轻离合器接合程度,使之有相对滑动;或将变速器换入高档,降低驱动轮的驱动转矩,均可降低牵引力。但这种方式响应慢,变化突然,且对离合器寿命也不利,故一般不作单独控制方式。

综合上述,对其进行比较列于表 3-7-2。

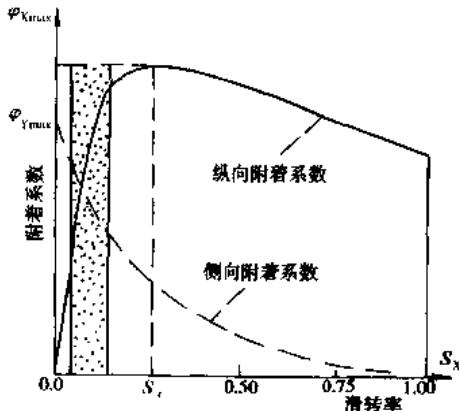


图 3-7-11 附着系数与车轮滑转率的关系

表 3-7-2 不同控制方式的 ASR 性能对比

	牵引性	操纵性	稳定性	舒适性	经济性
节气门开度调节	- -	-	-	++	+
点火参数及燃油供油调节	0	+	+	-	++
驱动轮制动力矩调节(快)	++	-	-	--	-
驱动轮制动力矩调节(慢)	+	0	0	0	0
差速器锁止控制	++	+	+	-	--
离合器或变速器控制	+	0	+	--	-
节气门开度调节 + 制动力矩控制(快)	++	++	++	+	-
节气门开度调节 + 制动力矩控制(慢)	-	0	0	-	-
点火参数 + 燃油供给 + 制动力矩控制	-	++	++	-	-
节气门开度调节 + 差速器锁止控制	++	+	+	-	--
点火参数 + 燃油供给 + 差速器锁止控制	++	+	+	+	-

表中：“- -”表示很差；“-”表示较差；“++”表示很好；“+”表示较好；“0”表示基本无影响

### 3.7.4 动力学控制(VDC)

动力学控制又称为动力学稳定性控制(VDSC)。它突破了传统的 ABS/ASR 只把车轮作为控制系统的思想，发展成为把整个车辆作为一个被控系统，以动力学状态变量反馈来调节各车轮纵向力大小及匹配。使车辆转向和制动始终处于最佳组合状态，从而能更有效地提高稳定性和安全性。

动力学控制是通过传感器测知车辆侧倾角速度、横摆角速度、转向盘转角、车轮转速、制动系统压力以及道路状况等数值，并在 ECU 中计算判断确定，是否要调整某一车轮的制动力矩或转向盘转角，从而阻止汽车进入不可控的非稳定(区)状态。

非驱动轮内外轮转速差  $\Delta v_N$ :

$$\Delta v_N = \frac{[\delta \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot L - r \cdot I_k \cdot (K_1 + K_2) - \beta M \cdot v_x \cdot (K_2 \cdot L_2 - K_1 \cdot L_1)] v_x \cdot d_f}{K_1 \cdot K_2 \cdot L^2 + M v_x^2 (K_2 L_2 - K_1 L_1)} \quad (3-7-5)$$

式中： $\delta$ —转向盘转角；

$K$ —前、后轮的侧偏刚度，1 为前轮，2 为后轮；

$M$ —整车质量；

$I_N$ —整车转动惯量；

$v_x$ —车轮中心沿车轮回转平面的前进速度；

$L$ —轴距， $L_1$  质心至前轴距， $L_2$  质心至后轴距；

$d_f$ —轮距；

$\dot{\gamma}, \dot{\beta}$ ——按二自由度线性车辆模型计算出的横摆角加速度和侧偏角速度

通过传感器测得的  $\Delta V_A$  与在 ECU 中计算出的  $\Delta V_N$  进行比较, 当  $(\Delta V_A - \Delta V_N) = \varepsilon$  超出准稳定状态的允许值时, 就按一定控制算法, 调节发动机输出转矩或施加制动力矩, 或改变转向盘转角进行调节(图 3-7-12)。

阻止汽车进入不可控的非稳定状态, 这对车辆在滑的路面上转向或在高速转向行驶时尤为重要。

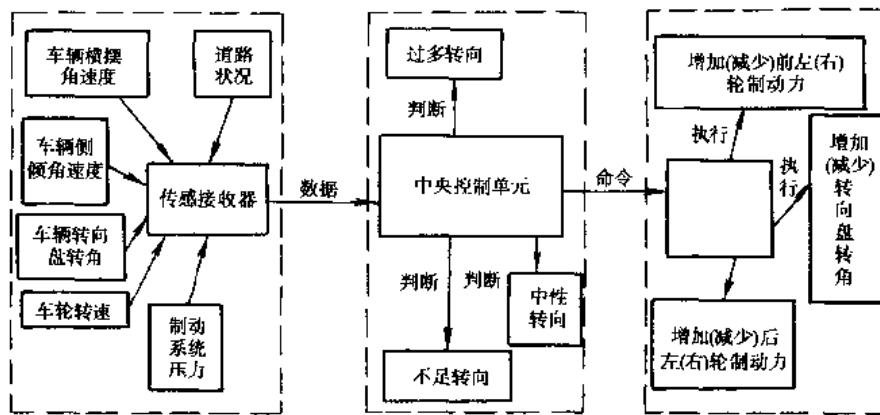


图 3-7-12 VDC 控制框图

### 3.7.5 电控系统的故障诊断与容错技术

汽车电控系统的结构与控制算法日趋复杂, 故需用适宜的检测与故障诊断方法来保证和提高电控系统的可靠性和安全性。它有:

#### 1) 随车诊断

- ① 严重故障时向驾驶员报警;
- ② 存储与显示故障代码;
- ③ 采取应急措施维持一定水平的运行。

#### 2) 车外诊断

- ① 诊断技术的标准化包括数据通讯、故障代码、故障软件和硬件设备的标准化;
- ② 向集成诊断发展, 包括诊断功能的集成, 基于整车的诊断、故障诊断专家系统与故障电子信息检索技术的相互促进, 诊断网络的形成与发展等。

随车诊断及时, 车外诊断功能齐全, 两者各有优点, 不能相互代替, 而是应该相互补充与有机结合。

发生故障是难免的, 但如果一旦有故障, 就得必须马上停车则更危险。为此, 在诊断系统中应增强容错功能, 即个别部件失效时, 其系统功能可用其他部件完全或部分代替, 使系统能继续保持规定性能或不丧失基本功能, 使汽车返回维修点维修。图 3-7-13 所示是一个完整的汽车电控系统, 将系统控制、故障诊断与容错功能有机结合为一个整体。故障诊断模块及时发现控制系统的故障, 并分离发生故障的部位,

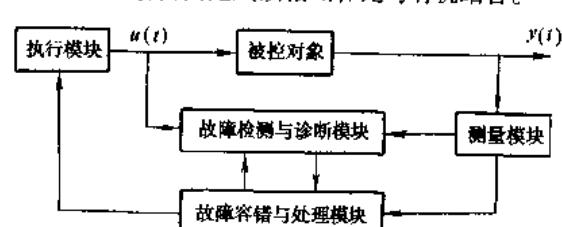


图 3-7-13 汽车容错控制系统结构图

判断故障的种类, 估计出故障的大小和时间, 进行评价与决策。故障容错与处理模块根据检测和诊断信息, 可得知被控对象的结构和参数的变化, 采取具体的调整措施。如替代信号或替代冗余、降级控制、转入机械操纵、双 ECU 系统、故障显示等。它充分利用系统中各硬件和软件资源及其相互关系, 增强了出现故障时的后处理能力, 提高了汽车的可靠性和安全性。

### 3) 故障诊断

ECU 按每个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以检查输入信号的可信度。将输出信号和离合器及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,并作两步反应:

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)。如:

#### (1) 传感器失效

节气门位置传感器出现故障;加速踏板踩下,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 档或 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  $n_1$  传感器以及车速传感器  $n_s$ 。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 停止发动机减小转矩控制,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

换档电磁阀出现故障,有两种处理方法: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);另一种是仅使其中一个失效,系统仍使其他阀工作,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。

第二步紧急模式。这是当系统无法提供代替信号或代替功能时才可以启用。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储存于系统存储器内,只要不断电源,代码就一直保存于 ECU 中,以供维修人员阅读,为查找故障提供了可靠的依据。

### 4) 安保功能

系统的安全保护功能包括了倒档保护、手动降档保护和发动机超速保护功能等。

#### (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节气门下的极限转速时,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(4 档或 5 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。

## 3.7.6 发展趋势

①由于液压系统受温度影响较大,换档规律已不仅有经济型、动力型、综合型(以上两者折衷),而且有适应冬季的温度型规律、低污染规律、道路状况规律等,并已越来越受到重视。

②电控自动换档控制正在智能化:有驾驶员类型识别模块,能“学习与记忆”驾驶员驾驶习惯与爱好,实现按其愿望换档;环境条件识别模块可识别有:行驶阻力较大或附着系数较小情况的模式;行驶状况识别模块能针对当前的行驶状况(如弯道、冰雪地、上下坡、山路或停停走走等工况)对换档规律进行适当的改变。总之它可以接近甚至超越人的操作,已成为当今换档控制技术发展方向。

③汽车传动控制技术中的关键是电子技术、电液控制技术和传感器技术,而核心是控制理论,它的发展对推动自动变速技术影响极大。

④发动机与变速器的 ECU 之间控制时应用 CAN 总线进行通讯,在换档时除变速器的自身控制外,对发动机还要求进行相应的供油变化、延迟点火等综合控制,以进一步提高换档品质与整车性能。

(撰稿人:葛安林)

## 参 考 文 献

1. 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.
2. 日本自動車技術會編.自動車技術手冊.日本.
3. 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.
4. Katsumi Kono, etc. Torque Converter Clutch Slip Control System. SAE. Paper 950672.
5. Ge Anlin, etc. Research on Dynamic 3-parameter Shift Schedule of Automatic Transmission IPC-6 proc. 912488.
6. Ge Anlin, etc. The Dynamical Synergetic Control in Automatic Shift Process. SAE Paper 931965.
7. Proceedings of the International Conference on Continuously Variable Power Transmissions. CVT'96, Yokohama. 1996.
8. 韩文同, 黄金陵, 葛安林. CAD/CAM 技术在汽车变矩器中的应用.长春:汽车技术,1999.
9. Ge Aulin, Li Yongjun. The Intellectual Control of Electronically Automated Mechanical Transmission. Paris. FISITA' 98, 1998.
10. 王军, 郭孔辉等. 粘性联轴器转矩特性研究. 吉林工业大学自然科学学报, 1999 No. 2.
11. 自動車技術会編集. 自動車の制御技術. 日本:朝倉書店.
12. Andrew Szadkowski and Ronald B. Morford. Clutch Engagement Simulation: Engagement Without Throttle. SAE Paper 922483.
13. Simon C. Y. Tung and James L. Linden. Modeling Torque Converter Clutch Viscous Damper Performance. SAE Paper 850459.
14. Koji Hasunaka, Kiyoshi Takagi and Shinji Watanabe. A Study on Electro-Hydraulic Control for Automatic Transmission. SAE Paper 892000.
15. N. Narumi, H. Suzuki, and R. Sakakiya. Trends of Powertrain Control. SAE 901154.
16. 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.
17. D. Metee. Automatic Transmission Shift Schedule Control Using Fuzzy Logic. SAE 930771.
18. K. Hayashi, etc. Neuro-Fuzzy Optimal Transmission Control for Automobile with Varied Loads, Plenary Session, Emerging Technologies and Factory Automation IECON Proceeding, 1993.
19. 秦贵和, 葛安林. 汽车电控系统故障自诊断技术. 汽车工程. 2000, No. 4.

## 4 汽车制动性

### 4.1 制动力学

#### 4.1.1 制动能力

汽车制动时,地面上作用于车轮的切线力称为地面制动力  $F_{\text{sh}}$ ,它是使汽车制动而减速行驶的外力。在轮胎周缘克服制动器摩擦力矩  $M_p$  所需的力称为制动器制动力  $F_p$ :

$$F_p = \frac{M_p}{r} \quad (4-1-1)$$

式中:  $r$  —— 车轮半径。

地面制动力是滑动摩擦约束反力,其最大值受附着力的限制。附着力  $F_a$  与  $F_{\text{shmax}}$  的关系为  $F_{\text{shmax}} = F_a = F_z \cdot \varphi$ ,  $F_z$  为地面垂直反作用力,  $\varphi$  为轮胎-道路附着系数,其值受各种因素影响。若不考虑制动过程中  $\varphi$  值的变化,即设为一常值,则当制动踏板力或制动系压力上升到某一值,而地面制动力达最大值即等于附着力时,车轮将抱死不动而拖滑。踏板力或制动系压力再增加,制动器制动力  $F_p$  由于制动器摩擦力矩的增长,仍按直线关系继续上升,但是地面制动力达到附着力的值后就不再增加了。制动过程中,这三种力的关系,如图 4-1-1 所示。

汽车的地面制动力首先取决于制动器制动力,但同时又受轮胎-道路附着条件的限制。所以只有当汽车具有足够的制动器摩擦力矩,同时轮胎与道路又能提供高的附着力时,汽车才有足够的地面制动力而获得良好的制动性。

图 4-1-2 是汽车在水平路面上制动时的受力情形。图中忽略了汽车的滚动阻力偶矩、空气阻力以及旋转质量减速时产生的惯性力偶矩。此外,下面的分析中还忽略制动时车轮边滚边滑的过程,附着系数只取一个定值  $\varphi$ ,惯性阻力为:  $F_j = m \frac{du}{dt}$ 。

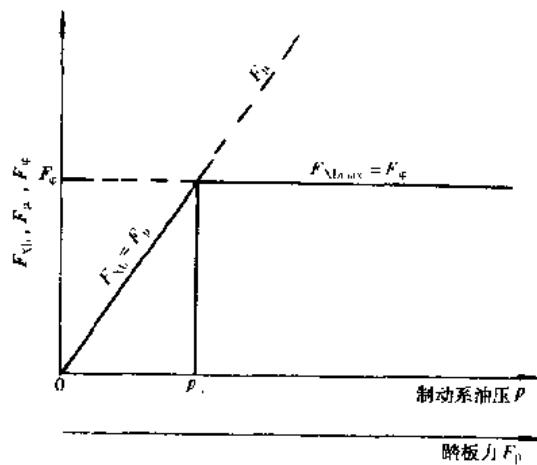


图 4-1-1 制动过程中地面制动力、制动器制动力及附着力的关系

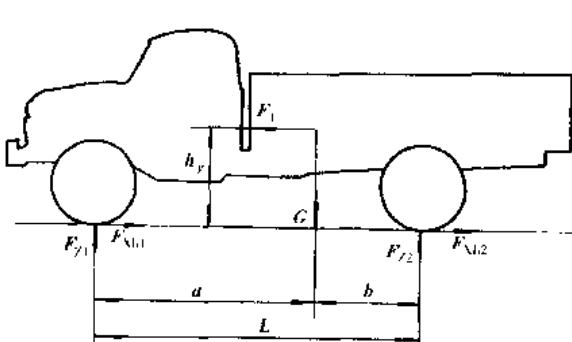


图 4-1-2 制动时的汽车受力图

由图可求得地面对法向反作用力为:

$$\left. \begin{aligned} F_{z1} &= \frac{mg}{L} \left( b + \frac{h_g}{g} \frac{du}{dt} \right) \\ F_{z2} &= \frac{mg}{L} \left( a - \frac{h_g}{g} \frac{du}{dt} \right) \end{aligned} \right\} \quad (4-1-2)$$

式中:  $F_{z1}$ —地面对前轮的法向反作用力;

$F_{z2}$ —地面对后轮的法向反作用力;

$m$ —汽车质量;

$g$ —重力加速度;

$L$ —汽车轴距;

$a$ —质心至前轴中心线的距离;

$b$ —质心至后轴中心线的距离;

$h_g$ —汽车质心高度;

$\frac{du}{dt}$ —汽车制动减速度,通常用  $j$  代表。

汽车的制动能力常用制动效能反映。制动效能是指汽车以一定初速迅速制动到停车的制动距离或制动过程中的制动减速度。

制动过程中典型的减速度与时间关系曲线如图 4-1-3 所示。

其中,  $t_r$  为制动系反应时间,指制动时踏上制动踏板克服自由行程、制动器中蹄与鼓的间隙等所需时间。一般液压制动系的反应时间为 0.015~0.03s, 气压制动系为 0.05~0.06s;  $t_b$  为减速度增长时间, 液压制动系为 0.15~0.3s, 气压制动系为 0.3~0.8s。

制动距离与汽车的行驶安全有直接的关系。制动距离是指在一定制动初速度下,汽车从驾驶员踩着制动踏板开始到停住为止所驶过的距离。根据图 4-1-3 所示的典型制动过程, 可求得制动距离  $S$  为:

$$S = v \left( t_u + \frac{1}{2} t_b \right) + \frac{v^2}{2j_{\max}} \quad m \quad (4-1-3)$$

式中:  $v$ —制动初速度, m/s;

$j_{\max}$ —最大制动减速度,  $m/s^2$ 。

## 4.1.2 制动力分配

### 4.1.2.1 理想制动器制动力分配曲线

在任何轮胎-地面附着系数之下, 汽车在水平路面制动时均能使双轴汽车前、后轴车轮同时接近抱死状态的前、后制动器制动力分配曲线称为理想制动器制动力分配曲线, 通常称为  $I$  曲线。此时, 前后轮制动器制动力分别等于各自的附着力。

$$\left. \begin{aligned} F_{p1} + F_{p2} &= \varphi mg \\ \frac{F_{p1}}{F_{p2}} &= \frac{b + \varphi h_g}{a - \varphi h_g} \end{aligned} \right\} \quad (4-1-4)$$

消去变量  $\varphi$ , 得:

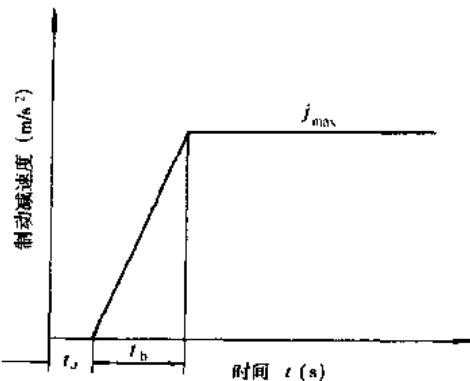


图 4-1-3 典型的制动过程

$$F_{\mu 2} = \frac{1}{2} \left[ \frac{mg}{h_k} \sqrt{b^2 + \frac{4h_k L}{mg} F_{\mu 1}} - \left( \frac{mgb}{h_k} + 2F_{\mu 1} \right) \right]$$

式中:  $F_{\mu 1}$  ——前轮制动器制动力;

$F_{\mu 2}$  ——后轮制动器制动力;

$m$  ——汽车质量;

$g$  ——重力加速度;

$h_k$  ——汽车质心高度;

$L$  ——汽车轴距;

$b$  ——汽车质心至后轴距离。

上式可写为“单位汽车重力制动器制动力”关系式:

$$\frac{F_{\mu 2}}{mg} = \frac{1}{2} \left[ \frac{1}{h_k} \sqrt{b^2 + \frac{4h_k L}{mg} F_{\mu 1}} - \left( \frac{b}{h_k} + \frac{2F_{\mu 1}}{mg} \right) \right] \quad (4-1-5)$$

图 4-1-4 画出了理想的单位汽车重力制动器制动力分配曲线, 还画有各种附着系数下的“等单位汽车重力制动器制动力”线组, 它也是“等制动减速度”线组。

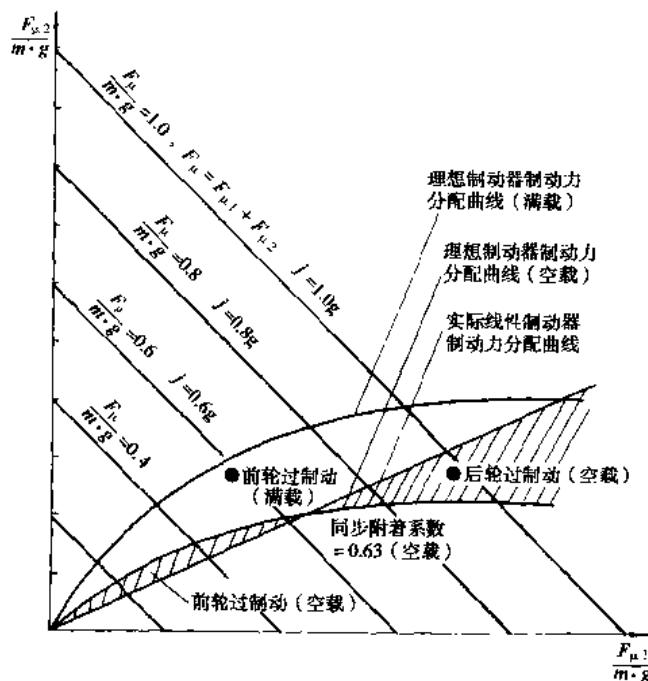


图 4-1-4 理想制动器制动力分配曲线与实际线性制动器制动力分配曲线(单位汽车重力)

#### 4.1.2.2 实际制动器制动力分配曲线与同步附着系数

实际制动器制动力分配系数  $\beta$  常用前轮制动器制动力与汽车总制动器制动力之比来表示, 即:

$$\beta = \frac{F_{\mu 1}}{F_{\mu 2}} = \frac{F_{\mu 1}}{F_{\mu 1} + F_{\mu 2}} \quad (4-1-6)$$

故有

$$F_{\mu 2} = \frac{1-\beta}{\beta} F_{\mu 1}$$

由上式所作的图形称为实际制动器制动力分配曲线, 通常称为  $\beta$  线, 如图 4-1-4 所示。

图中  $\beta$  线与  $I$  曲线相交, 我们称  $\beta$  线与  $I$  曲线交点处的附着系数为同步附着系数  $\varphi_0$ 。同步附着系数说

明,前、后制动器制动力为固定比值的汽车,只有在一种附着系数,即同步附着系数路面上制动时才能使前、后轮同时抱死。

同步附着系数也可用解析法求得,其大小为:

$$\varphi_0 = \frac{L\beta - b}{h_g} \quad (4-1-7)$$

汽车的实际制动器制动力分配等于理想制动力分配时,汽车处于较好的制动状态,制动过程不会出现前轮先抱死提前丧失转向能力的状态,也不会出现后轮先抱死的不稳定状态。此时,轮胎-道路附着系数得到充分的利用。若令制动减速度  $j$  与重力加速度  $g$  之比值为  $Z$ ,即  $Z = j/g$ ,并称为制动减速度系数,则当制动踏板力足够大,而制动减速度系数接近附着系数时,汽车前、后轴车轮将同时接近抱死拖滑状态。

有些双轴汽车,只具有前、后制动器制动力的比值为一常数的制动系统,即实际汽车的单位汽车重力制动器制动力按线性分配,其关系为一直线,如图 4-1-4 所示。这时,只在线性制动器制动力分配曲线与理想制动器制动力分配曲线的交点处,前、后车轮才会同时接近抱死状态,附着性能得到充分利用,汽车处于最佳制动状态。在其他各处,若线性分配曲线在理想曲线下方,当制动踏板力足够大时,会出现前轮先抱死,提前丧失转向能力的情况;反之,若线性分配曲线在理想曲线上方,则会出现后轮先抱死而使汽车处于不稳定的制动状态。因此,若要制动过程中,既不会出现后轴侧滑的危险状态,又始终保持前轮转向能力,则在一定附着系数条件下,能达到的汽车制动减速度系数总小于附着系数,即  $Z < \varphi$ ,不能充分利用附着性能。

#### 4.1.2.3 轮胎-道路附着性能的利用

汽车以一定制动减速度制动时,防止车轴上车轮抱死所需的轮胎-地面附着系数可用下式计算:

$$\varphi_t = \frac{L\beta Z}{b + Zh_g} \quad (4-1-8)$$

$$\varphi_r = \frac{L(1 - \beta)Z}{\alpha - Zh_g} \quad (4-1-9)$$

式中:  $\varphi_t$ —前轴车轮防止抱死所需的轮胎-地面附着系数,又称前轴利用附着系数;

$\varphi_r$ —后轴车轮防止抱死所需的轮胎-地面

附着系数,又称后轴利用附着系数;

$Z$ —制动减速度系数,又称为制动强度,

$Z = j/g$ ,  $j$  为制动减速度,  $g$  为重力加速度。

$\varphi_t$ 、 $\varphi_r$  与制动减速度系数  $Z$  的关系曲线称为轮胎-地面附着性能利用曲线,参看图 4-1-5。图例

中  $\varphi = Z = 0.39$  为最佳点,制动减速度系数等于所需的附着系数  $Z = \varphi_t/\varphi_r$ ,此时附着性能得到最充分的利用。当制动减速度系数低于最佳点时,前轮附着性能利用曲线在  $\varphi = Z$  斜线上,后轮附着性能利用曲线则在其之下,可以判断,在相应附着系数的路面上,若踏板力足够大时,前轮将先于后轮抱死,汽车提前失去转向能力,防止前轮抱死所需的附着系数  $\varphi_t$  大于制动减速度系数  $Z$ ,轮胎-地面附着性能未获充分利用。当制动减速度系数高于最佳点时,后轮附着性能利用曲线在  $\varphi = Z$  斜线之上,而前轮附着性能利用曲线在其之下,同理,在相应值的路面上,若踏板力足够大时,后轮将先于前轮抱死,汽车处于不稳定制动状态。防止后轮抱死所需的附着系数  $\varphi_r$  大于制动减速度

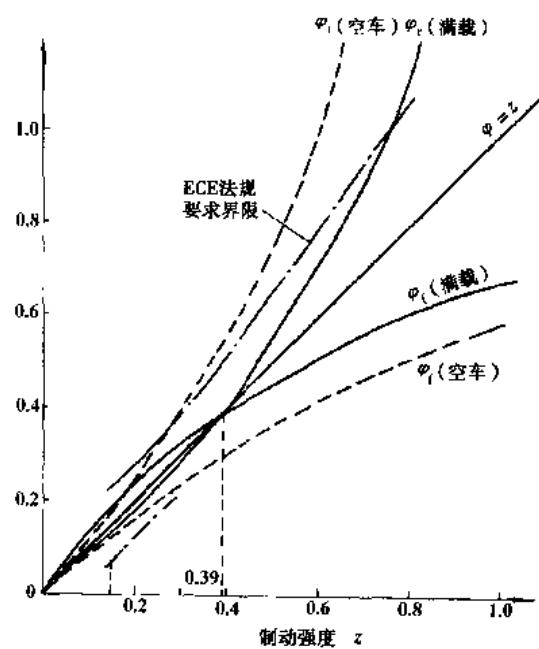


图 4-1-5 轮胎-地面附着性能利用曲线

系数  $Z$ , 轮胎-地面附着性能亦未获充分利用

#### 4.1.2.4 制动力分配的调节

图 4-1-4 上画有空载与满载时的理想单位汽车重力制动机制动力分配曲线, 表明汽车装载情况对理想曲线有很大的影响。因此, 具有前、后制动器制动力比值为一常数的制动系统, 已很难满足汽车制动性能的要求。目前不少汽车装有各种调节阀, 以获得适应制动性能要求的实际制动器制动力分配曲线(族), 如图 4-1-6 所示。

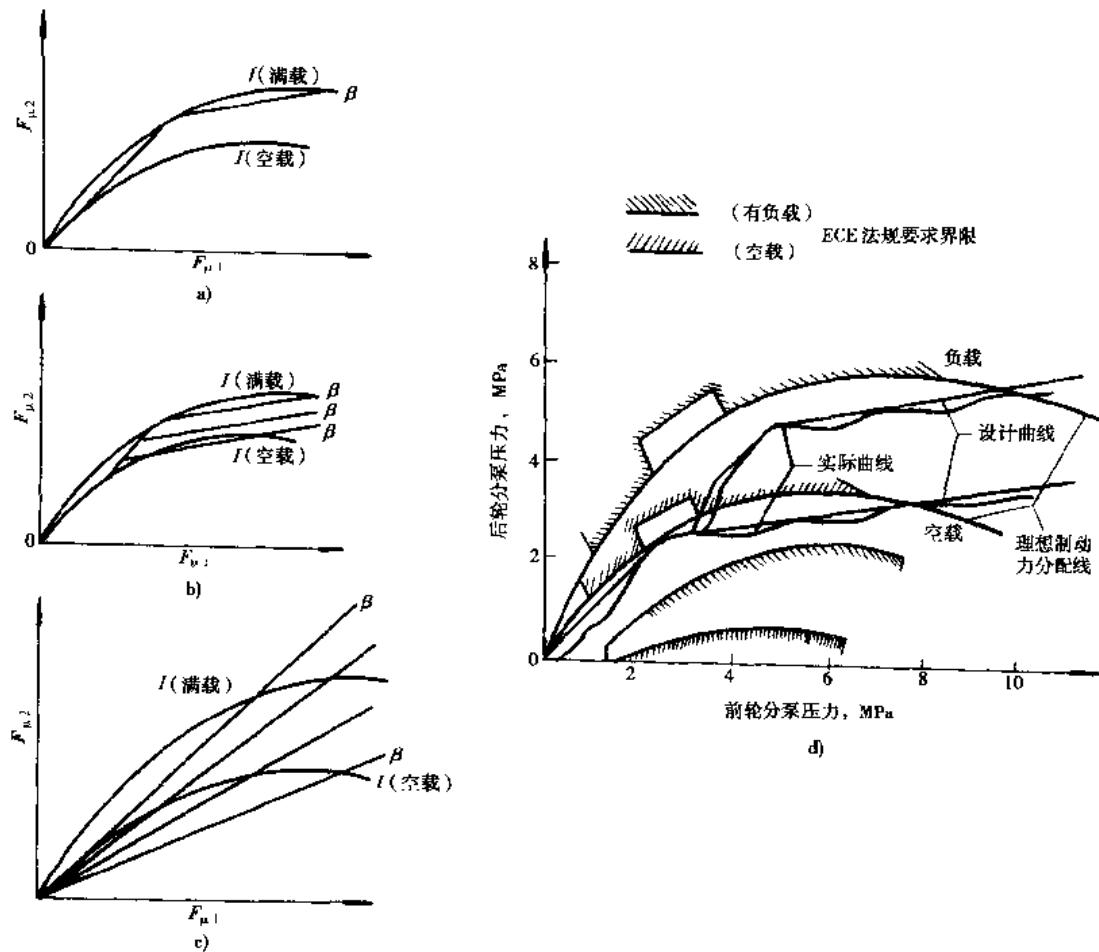


图 4-1-6 各种调节阀的  $\beta$  线  
a) 比例阀; b) 感载比例阀; c) 感载射线阀; d) 减速度传感比例阀

#### 4.1.3 驻车制动力学

图 4-1-7 表示汽车在坡道角为  $\alpha$  的上坡路上停驻时的受力情况, 由此得出上坡停驻时的后轴附着力为:

$$F_{\varphi} = F_{Z\varphi} = mg\varphi \left( \frac{\alpha}{L} \cos\alpha + \frac{h_x}{L} \sin\alpha \right)$$

汽车在下坡路上停驻时的后轴附着力为:

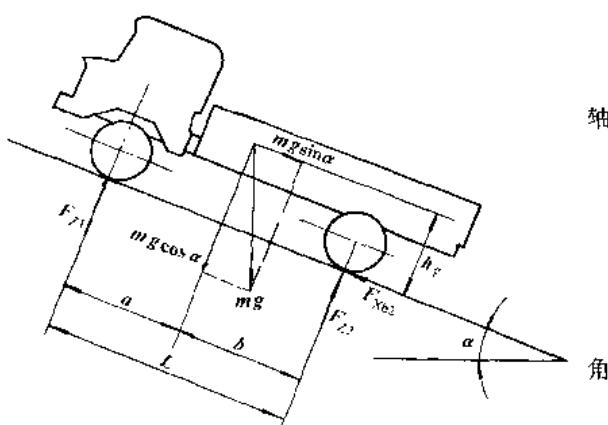


图 4-1-7 汽车在上坡路上停驻时的受力情况

$$F'_{\varphi\varphi} = F''_{\varphi\varphi} = mg\varphi \left( \frac{a}{L} \cos\alpha - \frac{h_k}{L} \sin\alpha \right)$$

汽车可能停驻的极限上坡路坡道角  $\alpha_1$  可根据后轴上的附着力与制动力相等的条件求得, 即由

$$mg\varphi \left( \frac{a}{L} \cos\alpha_1 + \frac{h_k}{L} \sin\alpha_1 \right) = mgs \sin\alpha_1$$

得到

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \frac{\varphi a}{L - \varphi h_k} \quad (4-1-10)$$

同理可推导出汽车可能停驻的极限下坡路坡道

$$\alpha'_1 = \tan^{-1} \frac{\varphi a}{L + \varphi h_k} \quad (4-1-11)$$

(撰稿人: 杨万福)

## 4.2 制动力矩计算

### 4.2.1 制动器效能因数

制动器效能因数是指在制动鼓或制动盘的作用半径上所得到的摩擦力与输入力之比。设制动器输出的制动力矩为  $M_\mu$ , 制动鼓半径或制动盘的作用半径为  $r$ , 则效能因数  $K_1$  为:

$$K_1 = \frac{M_\mu/r}{F_0} = \frac{M_\mu}{F_0 r}$$

式中  $F_0$  为制动器输入力, 鼓式制动器是施加于制动蹄的张开力, 盘式制动器为制动块对制动盘的压紧力。

制动器的效能因数取决于制动器的类型、结构特点和结构参数等因素, 并受摩擦片的摩擦系数变化的影响(图 4-2-1)。此外, 由于制动器回位弹簧、制动鼓、制动蹄和摩擦片具有弹性, 效能因数也会因制动器的输入力不同而有变化, 但对自行加力作用较低的制动器, 这一变化大体成线性。

通过解析计算出制动器的效能因数的数值, 可以确定制动器的制动力矩与操纵力(张开力)的关系, 即:

$$M_\mu = K_1 F_0 r \quad (4-2-1)$$

### 4.2.2 鼓式制动器效能因数及制动力矩

#### 4.2.2.1 效能因数法及制动力矩计算

鼓式制动器的制动器效能因数, 应根据实验正确地求出, 也可采用分析计算确定。在分析计算时, 设置下列假定: 制动蹄、制动鼓都具有绝对的刚性; 摩擦片和制动鼓在整个包角范围内是完全紧密接触的; 摩擦片的变形符合虎克定律; 摩擦片的摩擦系数  $\mu$  在整个接触面上不随压力变化, 为一定值。

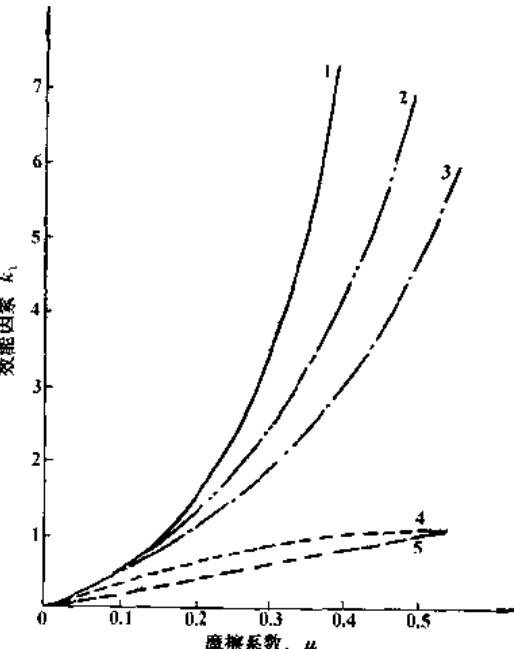


图 4-2-1 制动器效能因数随摩擦系数的变化关系  
1-双向加力制动器; 2-双领蹄制动器; 3-领从蹄制动器; 4-双从蹄制动器; 5-盘式制动器

在图 4-2-2a) 中以领蹄为例, 取  $x$  轴线为摩擦片包角的平分线;  $y$  轴线与  $x$  轴垂直。图中各符号的意义如下:

- $\phi$ —摩擦片包角;
  - $p_{\max}$ —摩擦片上最大压力, 其作用线为  $MPL$ , 它与  $OA$  线垂直,  $A$  为制动蹄固定支承点;
  - $\theta$ — $MPL$  线(最大压力线)与  $x$  轴夹角;
  - $p$ —作用在摩擦片上任意点的压力, 在  $x$ 、 $y$  轴上的分力为  $p_x$ 、 $p_y$ ;
  - $\varphi$ —压力  $p$  作用线与  $x$  轴夹角;
  - $P$ —作用在摩擦片的面上各点压力  $p$  的等效法向合力;
  - $\theta_e$ —法向合力  $P$  与  $x$  轴的夹角;
  - $R$ —作用在摩擦片的面上各点摩擦力的等效切向合力;
  - $Q$ — $P$  和  $R$  的合力, 作用点为压力中心  $C$ ,  $OC$  间距离为  $R$  力的作用半径  $r_p$ ;
- 由于  $p$  在摩擦面上沿周向呈正弦分布, 其最大值为  $P_{\max}$ , 故  $p$  可表示为:

$$p = P_{\max} \cos(\varphi - \theta)$$

它在  $x$  轴和  $y$  轴的分力为:

$$p_x = -P_{\max} \cos \varphi \cos(\varphi - \theta)$$

$$p_y = -P_{\max} \sin \varphi \cos(\varphi - \theta)$$

它所产生的摩擦力  $\mu p$  在  $x$  轴和  $y$  轴的分力为  $-\mu p_x$ 、 $\mu p_y$ 。

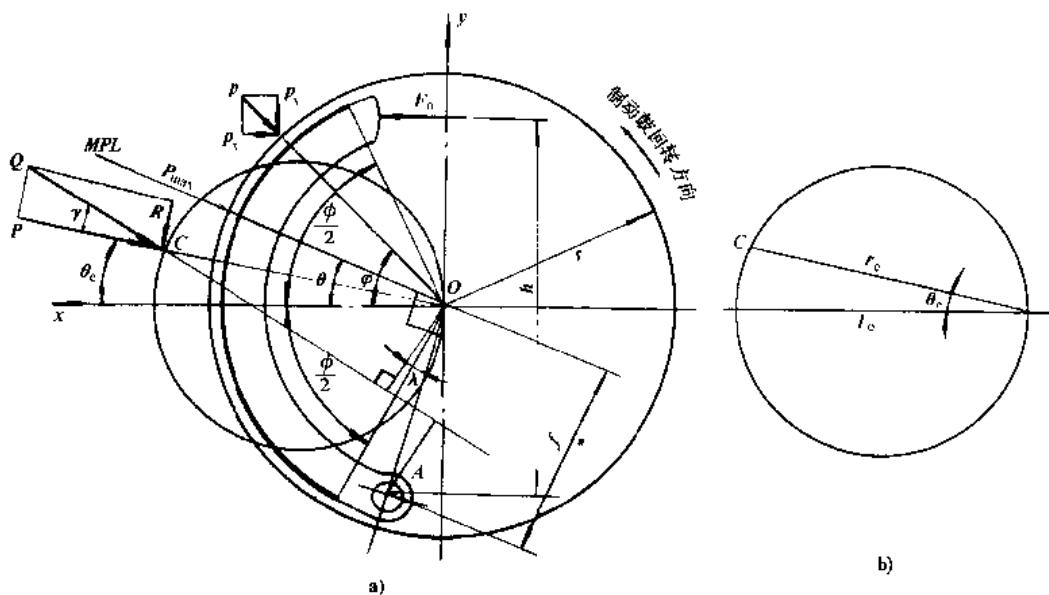


图 4-2-2 鼓式制动器效能因数计算参考图

设摩擦片宽度为  $b$ 、制动鼓半径为  $r$ 、摩擦系数为  $\mu$ , 并设整个摩擦面的合力作用中心(压力中心)为  $C$  点, 则等效法向合力  $P$  和切向合力  $R$  在  $x$  轴和  $y$  轴上的投影为:

$$P_x = -\frac{1}{2} \mu_{\max} br (\phi + \sin \phi) \cos \theta$$

$$P_y = -\frac{1}{2} \mu_{\max} br (\phi - \sin \phi) \sin \theta$$

$$R_x = -\mu P_x$$

$$R_y = \mu P_y$$

由此可求出  $P$ 、 $R$  及夹角  $\theta_e$ :

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2} = \frac{1}{2} p_{\max} br(\phi + \sin\phi) \frac{\cos\theta}{\cos\theta_e} \quad (4-2-2)$$

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \mu \cdot P = \frac{1}{2} p_{\max} br(\phi + \sin\phi) \frac{\cos\theta}{\cos\theta_e}$$

$$\theta_e = \operatorname{tg}^{-1} \frac{P_y}{P_x} = \operatorname{tg}^{-1} \frac{\phi - \sin\phi}{\phi + \sin\phi} \operatorname{tg}\theta \quad (4-2-3)$$

该制动蹄的制动力矩  $M_\mu$  可由下式求得:

$$M_\mu = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} \mu r^2 b p d\varphi = 2\mu r^2 b p_{\max} \sin \frac{\phi}{2} \cos\theta \quad (4-2-4)$$

制动蹄的制动力矩还可以由切向合力  $R$  与它的作用半径  $r_e$  乘积得到:

$$M_\mu = R \cdot r_e = \frac{1}{2} p_{\max} \mu br(\phi + \sin\phi) \frac{\cos\theta}{\cos\theta_e} r_e \quad (4-2-5)$$

由式(4-2-4)与式(4-2-5)得到:

$$r_e = \frac{4 \sin \frac{\phi}{2}}{\phi + \sin\phi} \cos\theta_e \cdot r = l_0 \cos\theta_e$$

$$l_0 = \frac{4 \sin \frac{\phi}{2}}{\phi + \sin\phi} \cdot r \quad (4-2-6)$$

$l_0$  是制动鼓半径和摩擦片包角的函数,以  $l_0$  为直径,圆心在摩擦片包角平分线上,并通过制动鼓中心可画出圆(图 4-2-2b),即压力中心圆。圆上各点对应着法向合力  $P$  的作用方向( $\theta_e$ )和相应的切向合力  $R$  的作用半径  $r_e$ 。

具有固定支承点的鼓式制动器领蹄的效能因素  $K_t$  的确定可参见图 4-2-2a),图中 A 为领蹄支承点; C 为作用在蹄上的等效法向合力  $P$  与切向合力  $R$  的合力  $Q$  的作用点,位于压力中心圆上;  $Q$  与  $P$  的夹角  $\gamma$  为摩擦角,它与摩擦系数  $\mu$  的关系为:

$$\gamma = \operatorname{tg}^{-1} \mu$$

通过领蹄的平衡条件,并经换算简化后得:

$$K_t = \frac{\xi}{\frac{k \cos \lambda}{\rho \cos \theta_e \sin \gamma} - 1}$$

式中:  $k = f/r$ ,  $\xi = h/r$ ,  $\rho = l_0/r$  是制动器结构参数的相对值,  $f$ 、 $h$ 、 $r$  如图 4-2-2a) 所示。

$$\lambda = \gamma + \theta_e - \theta$$

同理可求得从蹄的效能因素  $K_\mu$ ,参见图 4-2-3a)。

$$K_\mu = \frac{\xi}{\frac{k \cos \lambda'}{\rho \cos \theta_e \sin \gamma} + 1}$$

式中:  $\lambda' = \gamma - \theta_e + \theta$

当两蹄的张开力  $F_0$  相等时,整个制动器的效能因素  $K_t = K_\mu + K_\mu$ ;当两蹄张开力不相等时,可取其平均值作为确定  $K_t$  的根据。

其它类型鼓式制动器的效能因数,可用类似方法计算确定。在  $K_t$  值确定后,由式(4-2-1)计算制动力矩。

#### 4.2.2.2 分析图解法确定制动力矩

分析图解法是在上述分析的基础上,通过作图来确定制动力矩,以下就几种类型的鼓式制动器(图 4-2-3)的图解方法加以说明。

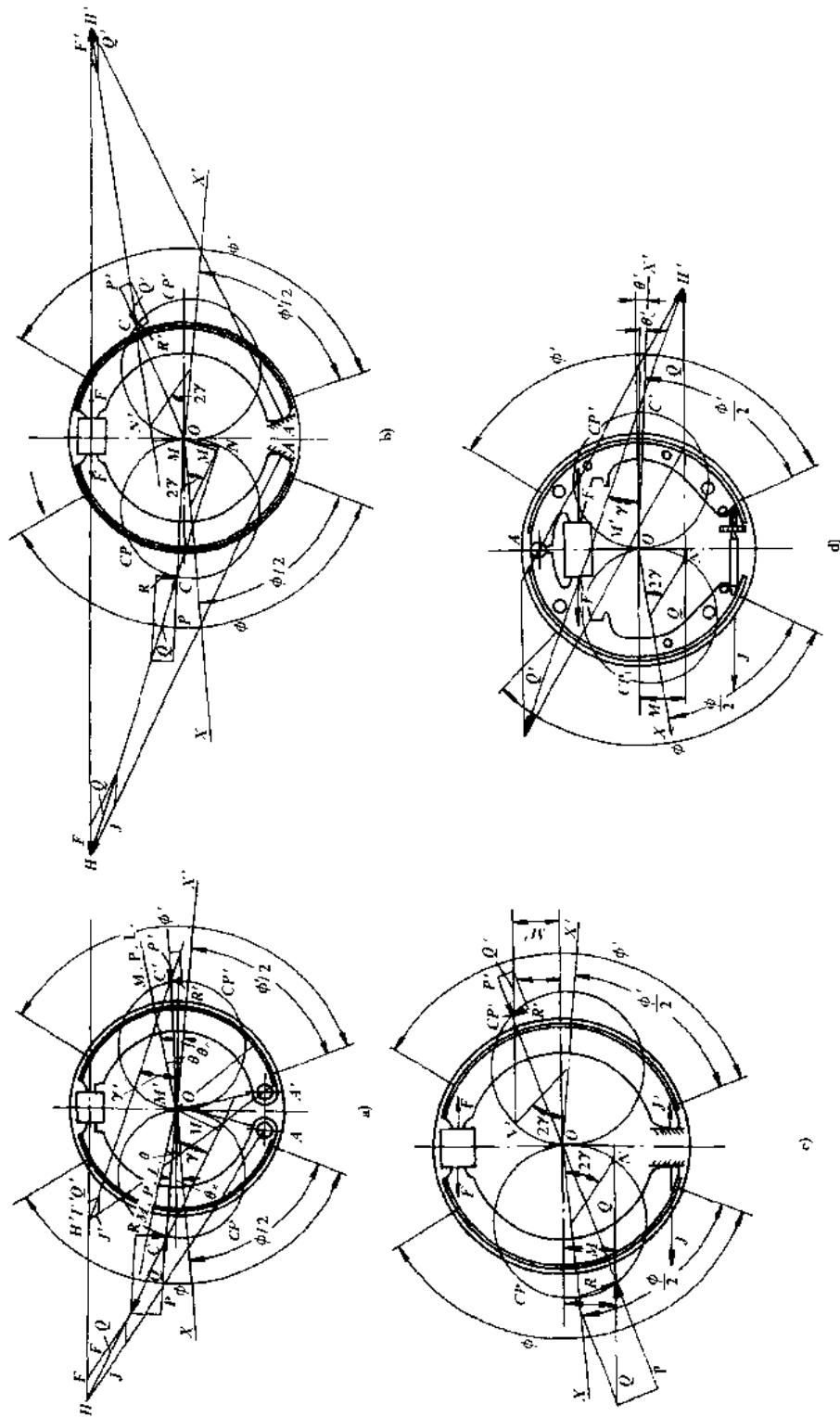


图 4-2-3 鼓式制动器制动力矩图(稍参考图)  
a) 领从蹄式(固定支销);b) 领从蹄式(浮动轴、浮动销);c) 双向加力式制动蹄

## 1) 固定支销的领从蹄式制动器(图 4-2-3a)

在领蹄,最大压力作用线(*MPL*)处位移最大,它与 *OA* 线成直角。根据式(4-2-6)和式(4-2-3),计算出  $t_0$  和  $\theta_e$ ,在 *OX* 线上,取线段  $t_0$ ,绘出辅助圆,依  $\theta_e$  角,绘出 *OC* 线。从 *C* 点沿制动鼓输出力的旋转方向,截取摩擦角  $\gamma$ 。如这一摩擦角和分泵或凸轮推力作用线交于 *H* 点,*HA* 便表明出支销反作用力的方向,按分泵输出推力 *F* 的大小,选取适当的比例尺,就可得出制动鼓反作用力 *Q*、作用在摩擦片上各压力的合力 *P*、切向合力 *R*,再根据  $Q \times M$  或  $R \times CO$  得出制动力矩。作用在从蹄上的力和力矩也可按同样程序求得。

## 2) 浮蹄式制动器(图 4-2-3b))

在这一情况下,最大压力作用线(*MPL*)虽未明确,但如果假定支承点上的反作用力垂直于制动蹄和支承点的接触面(只因摩擦角的影响才有偏离的可能),便可求出最大压力作用线。采用和前述相同的程序,绘出辅助圆,从辅助圆中心,依 *OX* 轴,沿制动鼓转动方向,截取  $2\gamma$  角,得出 *N* 点,从分泵推力作用线和支承点反力作用线的交点 *H*,引出 *HN* 线,这一直线就给出制动鼓反作用力 *Q* 的方向,制动力矩即可由  $Q \times M$ ,  $Q' \times M'$  得出。

## 3) 平行支承面的浮动蹄式制动器(图 4-2-3c))

分泵推力的作用线和支承面上反力作用线相互平行时,便不能取得交点 *H*。在这一情况下,受到平衡的制动鼓反作用力合力 *Q* 和这力是相互平行的。由于作用在摩擦片表面各点压力的合力 *P* 通过中心,采用和上述相同的程序,绘出辅助圆,截取  $2\gamma$  角,得出 *N* 点。制动鼓反作用力合力 *Q* 的方向通过 *N* 点的平行线。分泵发出的作用力、支承点反作用力和制动鼓反作用力就可按比例求得。

## 4) 双向加力式制动器(图 4-2-3d))

这一制动器的主蹄可视为平行支承的浮动蹄,副蹄可视为有固定支销的领蹄。可用主蹄支销的反作用力和分泵发出的推力的合力作为操作主蹄的作用力。用制动鼓的反作用力 *Q* 代替主蹄支销的反作用力 *J*,作为加在副蹄上的作用力。因此计算程序是:在主蹄方面,对于分泵的推力,制动鼓反作用力的着力点 *N* 是在辅助圆上,依 *OX* 轴取  $2\gamma$  角得出的,又支销反作用力着力点,各为已知,于是可根据主蹄平衡计算得出 *Q* 和 *J* 的值;在副蹄方面,在辅助圆上,由  $\theta_e$  角得出 *C* 点,取摩擦角  $\gamma$  得出 *H'* 及支销反作用力方向 *H'A*,根据从主蹄发出的作用力 *Q*,按力的平衡原理,得出 *Q'*。在力矩方面,可以看出  $Q \times M$ ,  $Q' \times M'$  有很大的差别。

## 4.2.3 盘式制动器效能因数计算

对于圆弧形摩擦块(图 4-2-4), $r_1$ 、 $r_2$  为摩擦块的内径和外径,  $\theta$  为圆心角, *F* 为制动盘压紧力,  $r_e$  为摩擦块表面摩擦力的有效作用半径,  $r_e$  及效能因素可由下列算式确定:

$$\begin{aligned} r_e &= \frac{2}{3} \left( \frac{r_2^3 - r_1^3}{r_2^2 - r_1^2} \right) \\ K_t &= \frac{2\mu F r_e}{F \gamma_e} = 2\mu \end{aligned} \quad (4-2-7)$$

对有 *n* 个旋转制动盘的多片盘式制动器,其效能因素为  $2n\mu$ 。实际上由于盘式制动器的结构或各部分刚性的影响,多少有些增力作用,因此实际值比上述计算值高,对支轴式盘式制动器,在增加自加力作用下,约提高 5%。

## 4.2.4 带式制动器效能因数计算

在带式制动器中,假定摩擦带能完全地并自由地弯曲。在图 4-2-5 中, *B* 端面定在车架上,利用凸轮或其他一些机件箍紧 *A* 点,向 *A* 部作用 *P* 力进行制动。假定摩擦带的包角为  $\beta$ ,在摩擦带两固定端产生的力为 *P<sub>1</sub>* 和 *P<sub>2</sub>*,加在固定端的力为 *F*,作用的力矩为 *T*,制动鼓的半径为 *r*,摩擦系数为  $\mu$ ,可以根据下列算式,近似求出各参数关系:

$$\begin{aligned} P_1 &= Pe^{\mu\beta}, P_2 = Pe^{-\mu\beta} \\ F &= P_1 - P_2 \end{aligned}$$

$$T = Fr = Pr(e^{t\beta} - e^{-t\beta})$$

$$K_1 = \frac{T}{Pr} = e^{t\beta} - e^{-t\beta} \quad (4-2-8)$$

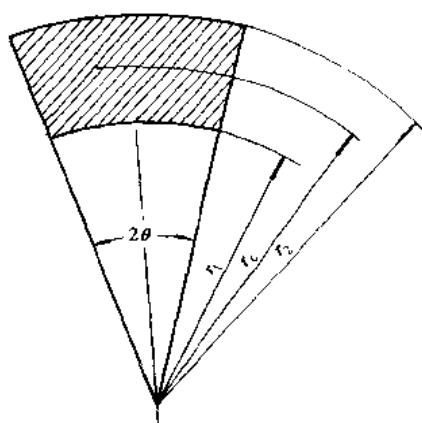


图 4-2-4 盘式制动器效能因数计算参考图

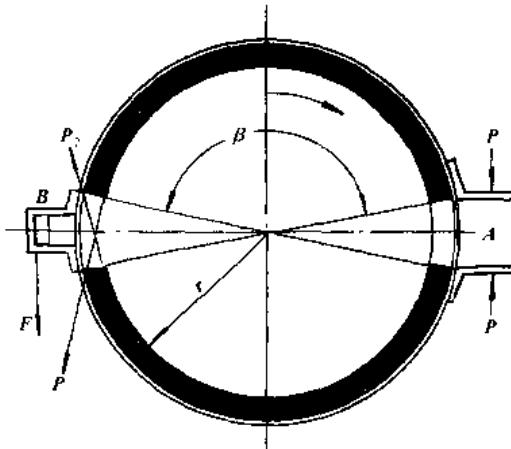


图 4-2-5 带式制动器效能因数计算参考图

(撰稿人: 杨万福)

### 4.3 制动时的发热

#### 4.3.1 制动器的能量负荷

汽车的制动过程从能量观点来看,是将汽车的机械能(动能及势能)的一部分或全部,主要通过制动器的摩擦转变为热能,并向大气耗散的过程。这种能量转换和耗散的大小,反映了制动器的能量负荷。它与汽车的重力、制动时速度变化范围、制动减速度等因素有关,同时造成制动器摩擦副的发热、温度升高和磨损,并影响到汽车的制动性能和制动器的寿命。在汽车紧急制动时,制动时间短,制动器几乎承担了全部动能的转换和耗散任务,能量负荷最大。

制动器的能量负荷常用比能量耗散率(又称单位功负荷)(W/mm<sup>2</sup>)作为评价指标,即制动器每单位衬片摩擦面积,在单位时间耗散的能量,对双轴汽车,在汽车紧急制动至停车的情况下,单个前轮及后轮制动器的比能量耗散率用下式计算:

$$e_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{Gv^2}{2gtA^\beta} \quad (4-3-1)$$

$$e_2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{Gv^2}{2gtA} (1 - \beta) \quad (4-3-2)$$

式中:  $G$ —汽车总重力,N;

$v$ —制动初速度,m/s;

$g$ —重力加速度,m/s<sup>2</sup>;

$A$ —单个制动器摩擦衬片面积,mm<sup>2</sup>;

$\beta$ —制动力分配系数;

$t$ —制动时间,它由制动减速度与制动初速度确定: $t = v/j, s$ ;

$e_1, e_2$ —前、后轮制动器的比能量耗散率。

计算时,取减速度  $j=0.6g$ ; 制动初速度; 对轿车取 100km/h; 总质量在 3.5t 以下的小型载货汽车取 80

km/h; 总质量在3.5t以上的载货汽车取65 km/h。

对鼓式制动器, 比能量耗散率 $e$ 应不大于 $1.8\text{W/mm}^2$ ; 对盘式制动器,  $e$ 不大于 $6.0\text{W/mm}^2$ 。如果 $e$ 值过大,会引起衬片磨损加快、温度升高,并可能使制动鼓或制动盘发生早期龟裂。

图4-3-1表示了摩擦材料磨耗量与温度的定性关系, 图4-3-2表示了摩擦材料温度升高后, 对摩擦系数和制动力变化的影响情况。可以看出, 制动器的温度达到 $200\sim250^\circ\text{C}$ 时, 仍属于正常使用范围, 当温度超过 $300^\circ\text{C}$ , 制动性能将迅速下降, 磨损加快。

摩擦衬片的磨损除受温度影响外, 还与制动鼓(盘)和摩擦衬片的材质、加工质量和制动时它们之间的滑磨速度等因素有关, 在理论上计算磨损量较为困难。通常对磨损特性除了用能量耗散率作定性评价外, 也有用每单位摩擦面积的制动器摩擦力 $f$ (比摩擦力)作为评价指标。

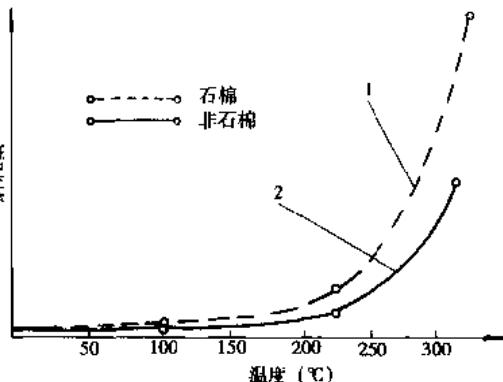


图4-3-1 摩擦材料磨耗量与温度关系  
1-石棉材料; 2-非石棉材料

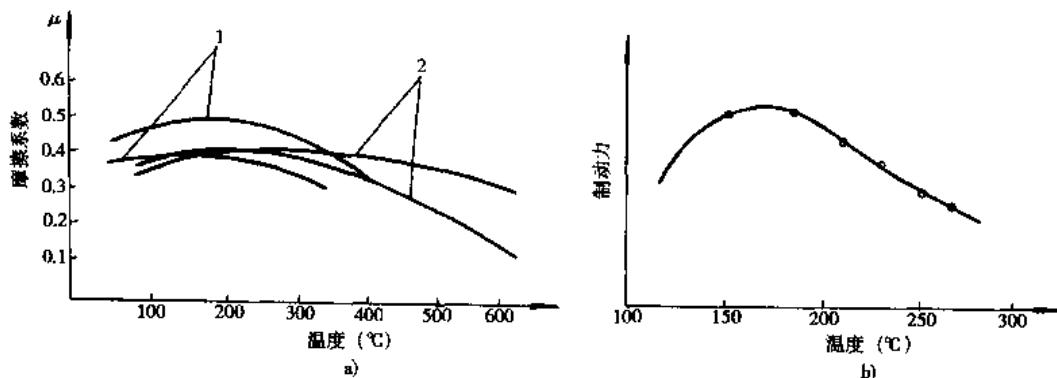


图4-3-2 温度对摩擦系数及制动力的影响  
a) 温度对摩擦系数的影响; b) 温度对制动力的影响  
1-鼓式制动器用摩擦材料; 2-盘式制动器用摩擦材料

$$f = \frac{M_p}{RA} \quad (4-3-3)$$

式中:  $M_p$ —单个制动器的制动力矩,  $\text{N}\cdot\text{m}$ ;

$R$ —制动鼓半径, 对盘式制动器为制动盘的有效作用半径,  $\text{m}$ 。

对鼓式制动器, 比摩擦力 $f$ 应不大于 $0.48\text{N/mm}^2$ 。

### 4.3.2 制动器的温升

#### 4.3.2.1 制动器的发热及温升计算

汽车制动时, 由于速度降低和下坡所释放的动能和势能 $E$ 用下式表示:

$$E = \frac{G}{2g}(v_1^2 - v_2^2) + GS\sin\alpha \quad \text{J} \quad (4-3-4)$$

式中:  $v_1, v_2$ —汽车制动前的初速度和制动后的终速度,  $\text{m/s}$ ;

$S$ —制动距离,  $\text{m}$ ;

$\alpha$ —下坡道路坡道角。

能量  $E$  的一部分消耗在汽车的滚动阻力和空气阻力上,其余部分通过制动器转换成热能,它所占的比例  $Z$  可由下式表示:

$$Z = 1 - j_p/j$$

式中:  $j_p$  ——由于汽车滚动阻力和空气阻力引起的减速度,相当于汽车空挡滑行时的减速度;

$j$  ——汽车的制动减速度。

制动时所产生的热量引起制动器零件温度上升,同时在行驶过程中通过零件表面逐渐向大气散热。在重复制动时,每次制动所产生的热量,不能及时散出,使制动器温度逐步升高,所达到的温度与产生热量的条件,如制动的初速度、终速度、制动减速度、制动的频繁程度和汽车的总质量等因素有关,也与散热条件如大气温度、行驶速度、制动器通风环境和制动器的容量(受热零件热容量、散热面积)等因素有关。

从理论上可以确定制动器受热零件的温升,对非金属摩擦衬片,由于其绝热性能所能吸收的热量很少,因此可以认为绝大部分热量被制动鼓(制动盘)吸收。每制动一次后,制动鼓(制动盘)的温升  $\Delta T$  为:

$$\Delta T = \frac{xZE}{JwC} \quad ^\circ\text{C} \quad (4-3-5)$$

式中:  $x$  ——单个制动鼓(或制动盘)所分配的热量占全部热量的比例数;

$w$  ——单个制动鼓(或制动盘)的质量,kg;

$C$  ——制动鼓(或制动盘)的比热,J/kg·K;

$J$  ——热功当量。

#### 4.3.2.2 制动器的散热计算

制动器温度升高后,在汽车行驶过程中不断向大气散热并冷却。在理论上可根据传热原理确定散热时制动鼓(制动盘)温度  $T$  的变化,由下列微分方程确定:

$$wC \frac{dT}{dt} = - A \cdot \lambda (T - T_a) \quad (4-3-6)$$

式中:  $A$  ——制动鼓(制动盘)的散热表面积,m<sup>2</sup>;

$\lambda$  ——制动鼓(制动盘)的传热系数,W/m<sup>2</sup>·K;

$T_a$  ——大气温度,°C;

$\frac{dT}{dt}$  ——散热过程中制动鼓(制动盘)的温度随时间变化率。

设制动鼓(制动盘)散热前的温度为  $T_0$ ,并令  $\frac{A\lambda}{wC} = bv$ ,将式(4-3-6)进行积分,

$$\int_{T_0}^T \frac{1}{T - T_a} dT = \int_0^t bv dt$$

得:

$$\ln(T - T_a) = \ln(T_0 - T_a) - bvt \quad (4-3-7)$$

式(4-3-7)可计算出在散热过程中,制动鼓(制动盘)的温度随散热时间  $t$  的变化关系。式中  $bv$  是与散热元件质量、比热、散热面积和传热系数有关的参数,它受汽车行驶速度的影响,可以通过实验求得。

(撰稿人:汪德容)

## 4.4 制动的稳定性

### 4.4.1 制动效能的稳定性

汽车的制动效能是指汽车以一定初速迅速制动直至停车的能力,通常以制动距离或制动减速度来评价。在不同的使用环境下,制动效能会发生改变,制动效能的稳定性就是指抗制动效能下降的能力。

#### 4.4.1.1 热衰退

制动器的制动力矩是由其摩擦副产生的摩擦力形成的,摩擦衬片对摩擦性能起决定性作用。一般采用

的石棉摩擦材料在高温下摩擦系数将显著下降(图 4-3-2a))，汽车在高速下制动或短时间内连续制动，尤其是下长坡连续和缓制动时，都可能由于制动器内温度过高，摩擦系数下降而导致制动效能降低，这种现象称为制动效能的热衰退。其原因是由于一般石棉材料摩擦衬片由石棉、粘合剂、填料等在高温下压制形成的，在制动时，当摩擦衬片温度超过压制时的温度后，衬片中的有机物会分解出一些气体和液体，它们覆盖在摩擦表面起润滑作用，致使摩擦系数下降。大约在 800℃时，石棉的分解会完全脱掉结晶水，助长了衰退现象。新使用的摩擦衬片在使用初期，产生的气体较多，摩擦系数降低也较多。

热衰退对制动效能的影响程度与制动器的结构型式有关。在图 4-2-1 中比较了不同结构型式的制动器在不同摩擦系数下，其制动器效能因数的变化情况。由图看出，自行增力作用愈大的鼓式制动器，其热衰退的影响也愈严重，而盘式制动器和双蹄式鼓式制动器，影响则相对较小，即热稳定性较好。

在产生相同制动力的条件下，制动器冷状态所需的操纵力(制动系统压力)与热状态下所需操纵力之比称为热衰退率，可用来评价制动器热衰退程度。

制动器发生热衰退后，汽车经过一段时间的行驶和一定次数的和缓制动使用，由于散热作用，制动器的温度下降，摩擦材料表面得到磨合，制动器的制动力可重新提高，称为热恢复。

图 4-4-1 所示为一种中型载货汽车的制动热衰退和热恢复试验曲线。试验时汽车采用了鼓式制动器和盘式制动器两种结构型式的制动器，热衰退程度用制动效能变化率表示。试验中按规范以 0.3g 减速度由 60km/h 初速度制动至停车，并连续制动 15 次(制动间隔时间为 60s)，然后以车速 50km/h 行驶 180s，再经 10 次以 0.3g 减速度由 50km/h 初速度制动至停车(制动间隔时间 180s)。由图看出，鼓式制动器的热衰退程度比盘式制动器严重，而在热恢复时，盘式制动器的散热效果好，热恢复也较快。

为提高制动器的热稳定性，除对石棉摩擦材料的组成成分和压制工艺应进行改进外，对高性能轿车或行驶条件恶劣的载荷汽车，采用热稳定好的金属摩擦材料更为适宜。此外，为避免石棉造成的公害影响，无石棉摩擦材料是制动摩擦材料的发展方向，并已得到应用。

#### 4.4.1.2 水衰退

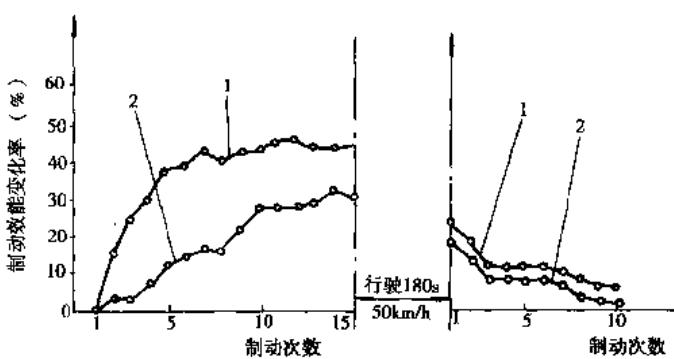
制动器摩擦表面浸水后，将因水的润滑作用使摩擦系数下降，并使汽车制动效能降低，称为制动效能水衰退。若水衰退发生在汽车一侧车轮制动器上，则会造成左右车轮制动力不等，使汽车制动时的方向稳定性变坏。

汽车制动时产生的热量可使摩擦片干燥，因而制动器浸水后，经过若干次(一般为 5~15 次)制动后，制动器可逐渐恢复浸水前的性能，称为水恢复，水衰退的程度可用浸水后的制动效能与浸水前的制动效能的比值(%)反映。

图 4-4-2 表示了鼓式制动器和盘式制动器在浸水后制动效能的下降程度及经过若干次制动后制动效能恢复的情况。由图看出，盘式制动器的水衰退影响比鼓式制动器要小，效能的恢复也较快。这主要是由于盘式制动器的效能因数受摩擦系数下降的影响较小；另一方面是由于盘式制动器的制动盘在旋转时，易于将所附的水甩出，并且制动块的压力较高，也易于将摩擦衬片上的水分挤出。鼓式制动器的排水干燥较为困难，需经较多次数的制动才能恢复原有性能。

#### 4.4.1.3 制动初速度的影响

实验表明，汽车的制动效能受到制动初速度的影响。制动初速提高后，在相同的踏板力(制动系统压力)操



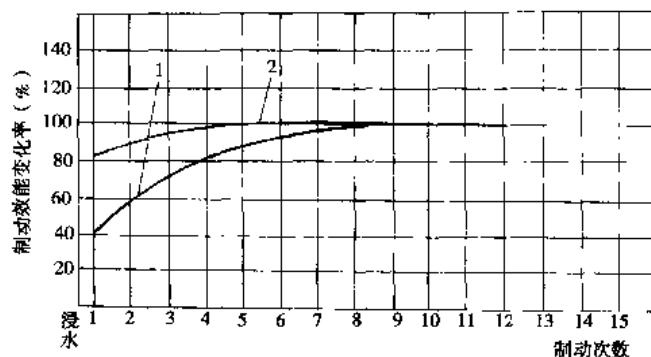


图 4-4-2 制动器的水衰退及恢复特性

1.鼓式制动器；2.盘式制动器

纵时，制动减速度有所降低，这是由于在制动过程中，摩擦衬片的热衰退效应造成的影响。图 4-4-3 表示了轿车在不同车速和不同踏板力（液压）制动时，分别采用鼓式制动器和盘式制动器，对减速度的变化情况。由图看出，采用鼓式制动器时，这种影响较为明显；采用盘式制动器时的减速度受初速影响较小，效能稳定性好。

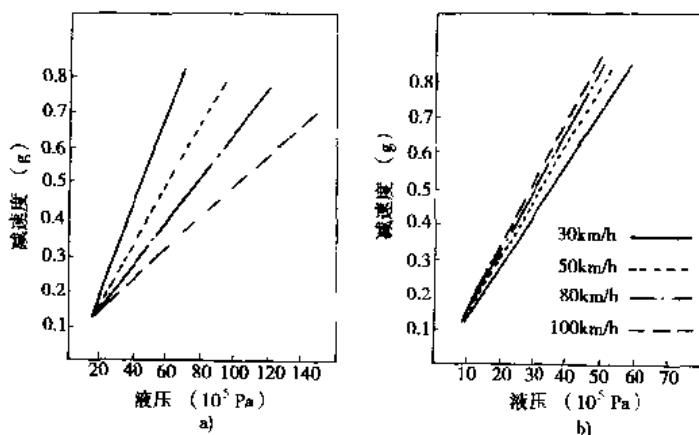


图 4-4-3 制动初速对减速度的影响

a)鼓式制动器；b)盘式制动器

除上述对制动效能稳定性影响因素外，由于制动器摩擦材料经常在高温下使用会分解老化，致使摩擦系数下降，因而经过长期使用的摩擦衬片，会影响制动效能。此外，在液压制动系统中，制动液在高温下会汽化，在制动管路形成气泡，影响液压能的传递，使制动效能降低，甚至造成制动失效，这种现象称为气阻，在汽车下长坡路多次连续操纵制动器时易于发生。

#### 4.4.2 制动时的方向稳定性

一般称汽车在制动过程中维持直线行驶的能力或按预定弯道行驶的能力为汽车制动时的方向稳定性。

##### 4.4.2.1 制动跑偏

汽车直线行驶制动时，在转向盘固定不动的条件下，汽车有自动向左侧或向右侧偏驶的现象，称为制动跑偏。制动跑偏的主要原因是汽车左右车轮、特别是转向轴左右车轮制动力不相等造成的；也会由于在制动时，汽车悬架导向杆系与转向系拉杆在运动学上不协调，发生杆系间的运动干涉，致使转向轮偏转造成跑偏。

各制动器摩擦副表面状态的变化，路面和轮胎状况的不同以及制动器调整不当等原因，在制动时转向轴左右车轮的制动力  $F_{H1}$ 、 $F_{H2}$  总有一些差异，它们对各自主销形成的力矩不相等（图 4-4-4），且方向相反，而转

向杆系中存在间隙及杆件弹性的影响,即使转向盘不动,也会引起转向轮向力矩大的方向偏转一个角度,使汽车有轻微的转向跑偏。左右车轮制动力不相等,还会引起前后轴的地面侧向作用力 $F_{s1}$ 、 $F_{s2}$ ,当转向轮主销有后倾时, $F_{s1}$ 会对转向轮产生一偏转力矩,增大了车轮的偏转,使跑偏加强。

转向杆系与悬架杆系在运动上的干涉主要是设计原因造成的,引起制动跑偏的方向是固定的,通过正确设计基本可以避免。

#### 4.4.2.2 前轮抱死时的方向稳定性

由车轮与路面的附着特性可知,随着制动时地面制动力的增大,车轮的滑移率也增加,当滑移率超过一定数值后(通常为15%~20%),路面附着系数(纵向)逐渐减小,横向附着系数则迅速降低。车轮滑移率达100%(车轮抱死)时,横向附着系数降为零,这时车轮不能承受侧向外力作用,将沿外力的作用方向滑移。

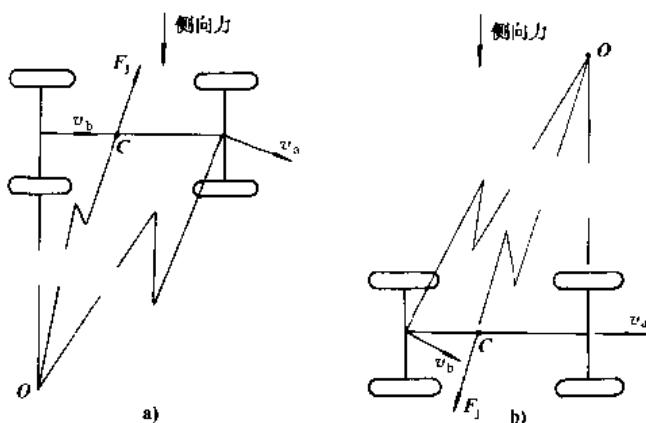


图4-4-5 汽车侧滑时运动情况

a)前轴侧滑; b)后轴侧滑

上维持直线行驶。

#### 4.4.2.3 后轮抱死时的方向稳定性

汽车后轮抱死时,在侧向力作用下,后轮发生侧滑,并使汽车失去方向稳定性。图4-4-5b所示为后轴抱死的制动情况,汽车的转向中心C在后轴侧滑方向的另一侧,作用于质心的惯性力 $F_i$ 将增强后轴的侧滑作用,这是一种不稳定的危险工况,严重时发生甩尾转向,失去控制汽车方向的能力。

制动初速度对后轴侧滑引起汽车的方向稳定性有较大影响,试验表明,在一般道路条件下,汽车速度在25km/h以内制动时,后轴的侧滑较轻微;当车速超过48km/h时,后轴侧滑才发生质变,成为一种危险的侧滑。

路面的附着系数对后轴的侧滑引起的危险程度有影响,在附着系数较低的潮湿路面上,车轮抱死后能产生的地面制动力较干燥路面要小,在相同的初速下制动至停车所需的制动时间要长,因而汽车纵轴线偏转角加大,危险程度增大。

后轮抱死相对于前轮抱死的次序和间隔时间对后轴的侧滑也有影响,通常通过前、后轮制动力合理分配和控制,使前轮先于后轮抱死,可以避免因后轴侧滑带来的危险。若后轮先于前轮抱死,且时间间隔在0.5s

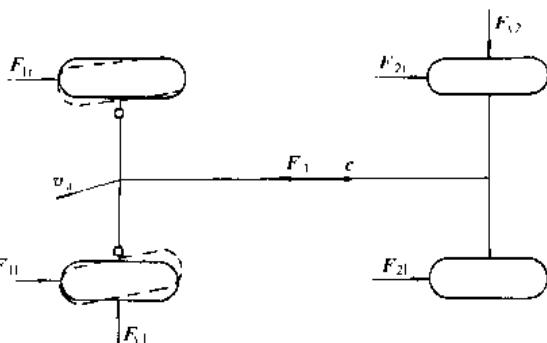


图4-4-4 制动时汽车的地面制动力及侧向力

当前轮(转向轮)抱死并试图转向时,尽管操纵转向盘使前轮偏转,但不能产生地面对前轮的侧向作用力,前轮将沿汽车纵向轴线滑移,使汽车失去转向能力。

当汽车前轮抱死并受外界侧向力作用,或由于左右车轮制动力不等引起侧向作用力时,前轴将沿横向滑动即侧滑。前轴侧滑使汽车纵轴发生偏转形成转向运动,如图4-4-5a所示,这时前轴速度为 $v_a$ ,后轴速度为 $v_b$ ,汽车转向中心O点在前轴侧滑同侧。汽车的转向运动将产生作用于质心C的惯性力 $F_i$ ,显然 $F_i$ 的方向与侧向力作用方向相反,它将起到减小或阻止前轴的侧滑作用,汽车处于稳定状态。据试验表明,车速为65km/h时,前轮抱死后,汽车纵轴转角不大于10°,基本

以内,汽车也基本可按直线行驶制动。

#### 4.4.2.4 前后轮同时抱死及防抱死时的方向稳定性

汽车制动时前后轮同时抱死,可以避免后轴侧滑带来的危险,而且只有在最大制动强度下,才使汽车丧失转向能力,可以认为是一种较好的制动力况。从前述制动力学分析可知,在前后轮同时抱死及抱死以前,产生的地面制动力总是等于前后轮制动器的制动力,因而在抱死时获得的最大地面制动力等于此时的制动力,即产生最大地面制动力所需的踏板力(制动系统压力)最小,制动系的效率最高,充分发挥了轮胎-道路的附着性能。

为实现前后轮同时抱死的要求,在不同附着系数路面上制动时,前后轮制动器制动力分配应保持合理的比例关系,即理想的制动力分配关系。对于具有固定分配比例的制动系统,即使装有制动力调节装置,也只能在一种路面即同步附着系数的路面上,才能出现前后轮同时抱死的情况。

汽车前后轮同时抱死并不是最理想的制动情况。从前述轮胎与路面附着特性看出,前后轮抱死后,汽车失去转向能力和前后轴同向侧滑的可能性仍然存在,同时车轮在抱死状态时,轮胎与地面的附着系数 $\varphi$ 值比对应于最佳滑移率 $\lambda_p$ 的附着系数 $\varphi_p$ 值小,所能提供的地面制动力比车轮滑移率为 $\lambda_p$ 时的制动力小。因此,理想的制动情况是前后轮不抱死,控制其滑移率在 $\lambda_p$ 左右的状态下制动。这时汽车有更大的地面制动力,制动效能较高;同时有较大的侧向附着能力,制动的方向稳定性好。防抱死制动系统就是为实现上述目的开发应用的制动控制系统,在本章第6节将作较详细的介绍。

#### 4.4.2.5 汽车列车制动时的方向稳定性

汽车列车由牵引车和半挂车(或挂车)组成,它们之间通过铰接连接,车轴的侧滑或两车间制动时间不协调,会引起牵引车和半挂车间相互位置发生变化而失去控制。常出现的方向稳定性问题是汽车列车的折叠和半挂车(挂车)的摆动,如图4-4-6所示。

制动时列车的折叠一般是由于牵引车后轴先抱死侧滑引起的,同时半挂车的惯性推力方向偏离牵引车的纵向轴线,将促进牵引车和半挂车间的相对转动,发生汽车列车折叠的不稳定现象。

半挂车制动时的摆动一般是由挂车后轴抱死侧滑引起的,这时牵引铰接点若受拉力作用,不会引起明显的摆动,但在受压缩(推力)作用时,半挂车将发生摆动。

为了避免和减轻汽车列车制动时的折叠和摆动,各车轴的抱死次序应为:牵引车前轴先抱死,半挂车车轴次之,牵引车后轴最后抱死。在考虑制动力分配时,应注意半挂车的载荷向牵引车前后轴轴荷转移的比例关系。同时,半挂车制动的滞后时间应尽可能减少,避免出现挂车推动牵引车的不稳定状态。

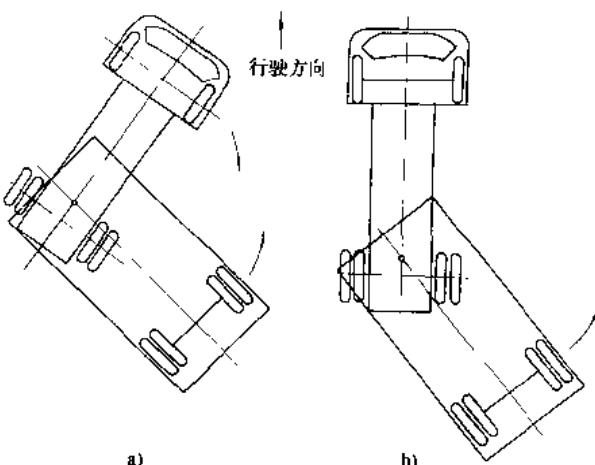


图4-4-6 汽车列车的摆动和折叠  
a)列车折叠;b)挂车摆动

(撰稿人:汪德容)

### 4.5 制动性能的控制

#### 4.5.1 踏板力的控制

汽车制动时,要求制动器踏板力能为正常体型和体力的驾驶员所适应,满足操纵轻便性的要求。各国法规规定的最大踏板力一般为500N(轿车)~700N(载货汽车)。新产品设计时,轿车紧急制动踏板力的取值范

固为 200~350N,载货汽车为 350~550N。

踏板力的大小与制动驱动机构的型式有关。根据制动能源的不同,驱动机构分为简单制动、动力制动和伺服制动三类。

简单制动又称为人力制动,它以驾驶员的肌体为唯一制动能源,分机械式与液压式两种。机械式简单制动已不再用作行车制动。液压式简单制动常称为液压制动(图 4-5-1),它以制动液为传力介质,将驾驶员施加于制动踏板上的力放大后传至制动器产生制动作用,实现机械能-液压能-机械能的能量转换与传递。显然,该系统中管路液压及制动器产生的制动力矩是与制动踏板力成线性关系的。如果路面附着性能良好,则汽车的制动力也与踏板力成线性关系。制动系的此项性能称为制动踏板感(又称路感),驾驶员可由此而直接感知汽车的制动强度,以便及时加以必要的控制与调节。

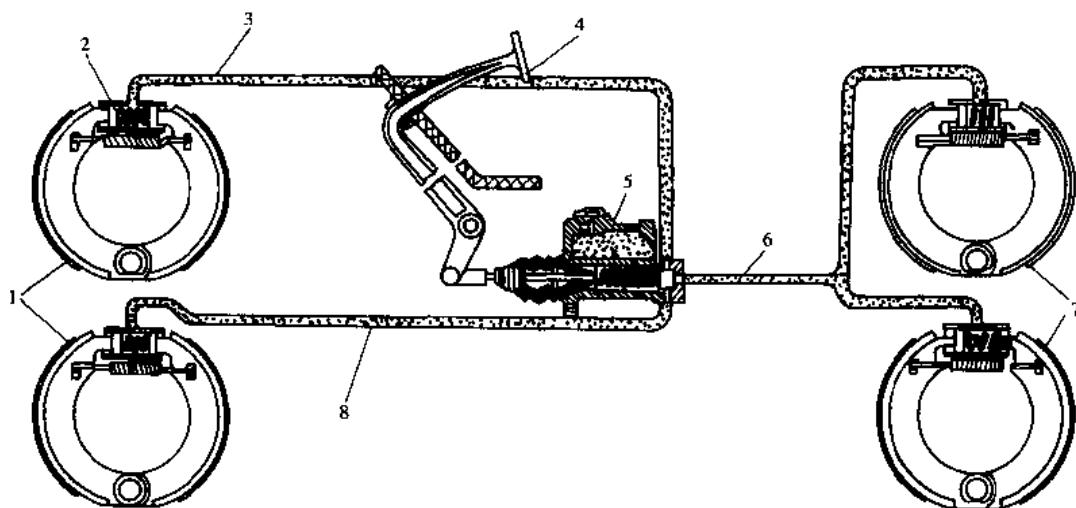


图 4-5-1 人力液压制动系示意图

1-前轮制动器;2-制动轮缸;3.6.8-油管;4-制动踏板机构;5-制动主缸;7-后轮制动器

在汽车工业发展史上,液压制动曾一度广泛地应用于轿车、轻型货车及部分中型货车上。然而,随着汽车的高速化和大型化,单靠人力作为制动力源不能解决踏板力与踏板行程之间的矛盾,因而液压制动逐渐被各种型号的动力制动与伺服制动所取代。

在动力制动系中,制动能量来自空气压缩机产生的气压能,或者借助于液压泵产生的液压能,且二者均由汽车发动机驱动产生。驾驶员施加于踏板上的力并非制动能源,它仅用于回路中控制元件的操纵。因此,液压式简单制动中踏板力和踏板行程之间的必然的反比例关系在此类制动中便不复存在,从而能使制动系踏板力较小,同时又具有适当的踏板行程。

动力制动有气压制动、气顶液制动和全液压动力制动三种形式。

气压制动是发展最早且应用最多的一种动力制动,其供能装置和传动装置均为气压式。驾驶员仅需按不同的制动强度要求,通过制动踏板操纵气压控制元件——制动阀(图 4-5-2)。

气顶液制动由气压系统和液压系统复合而成。由液压传动产生制动管路的工作压力,气压系统则用作液压制动主缸的驱动力源(图 4-5-3)。

全液压动力制动有开式和闭式两种形式,其供能、控制和传动装置全是液压式。

伺服制动是在液压式简单制动的基础上增设一套动力伺服系统,是一种兼用人力和发动机动力为制动能源的制动系。在正常情况下,制动能量主要来自动力伺服系统。一旦伺服系统失效,则可靠人力驱动液压系统产生制动力。

按伺服力源的不同,伺服制动有真空伺服制动、空气伺服制动和液压伺服制动三类,其伺服力源分别为真空能(负气压能)、气压能和液压能。

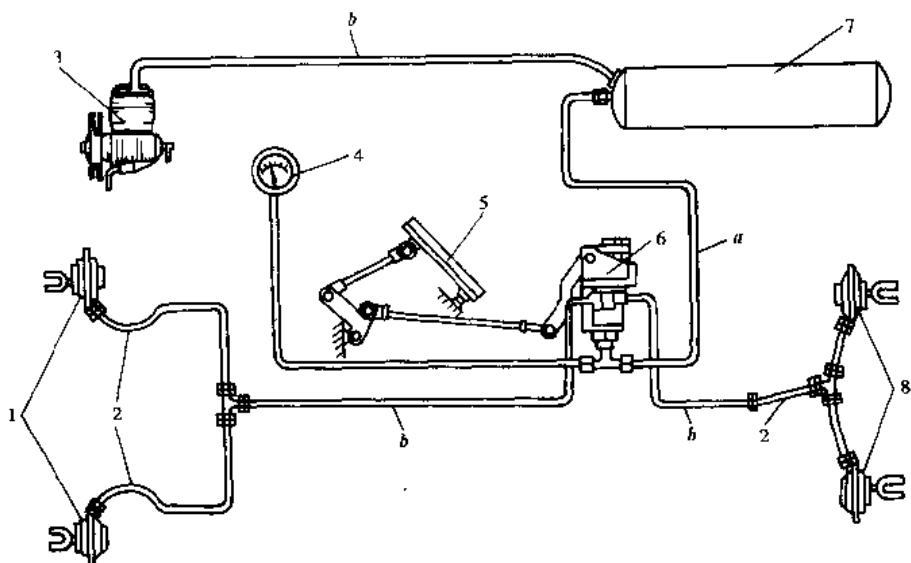


图 4-5-2 气压制动回路示意图

1-前制动气室;2-制动软管;3-空压机;4-压力表;5-制动踏板机构;6-制动阀;7-贮气罐;8-后制动气室  
a-供能管路;b-促动管路

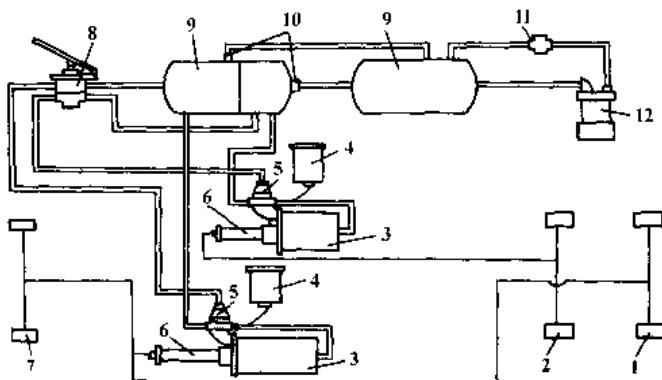


图 4-5-3 气顶液制动回路示意图

1-后轴轮缸;2-中轴轮缸;3-动力气室;4-贮气罐;5-气动控制阀;6-液压主缸;7-前轴轮缸;8-串联双腔制动阀;9-贮气筒;  
10-单向阀;11-调压器;12-压气机

按伺服装置位置及控制方式的不同,伺服制动又可分为直动式(助力式)和远动式(增压式)两种。前者中的伺服系统控制装置用制动踏板机构直接操纵,其输出力也作用于液压主缸,以助踏板力的不足,故直动式真空(或空气)伺服制动也称为真空(或空气)助力制动。后者真空(空气)伺服装置布置在主缸与轮缸之间。人力驱动主缸所产生的液压力作用在辅助活塞上,同时也驱动控制阀,使伺服气室工作。伺服气室输出的推力作用于辅助缸活塞,使辅助缸输往轮缸的液压远大于主缸液压,故远动式真空(或空气)伺服制动也称为空气增压制动。以上各种制动系示意图见图 4-5-4、图 4-5-5、图 4-5-6 和图 4-5-7。

液压伺服制动的制动能源来自于油泵产生的高压油。这种形式的伺服制动系统常常在采用动力转向的汽车上使用。因其可共用油源,可使系统简化(图 4-5-8)

采用动力制动和伺服制动均可减小制动时的踏板力,各种形式的制动系统在国外的使用情况如图 4-5-9 所示。应当指出,无论是动力制动还是伺服制动,管路工作压力与踏板力之间并不存在固定的比例关系。然而,为了使驾驶员能直接感知车辆制动时的制动强度,在制动阀或控制阀设计时,应使踏板力及踏板行程与

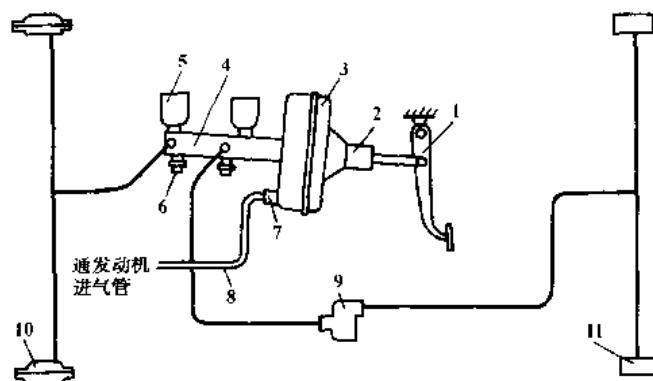


图 4-5-4 直动式真空伺服制动(真空助力制动)系示意图

1-制动踏板;2-控制阀;3-真空间伺服气室;4-主缸;5-贮液罐;6-制动信号与灯液压开关;7-真空单向阀;8-真空管路;9-比例阀;10-前轮缸(制动钳);11-后轮缸

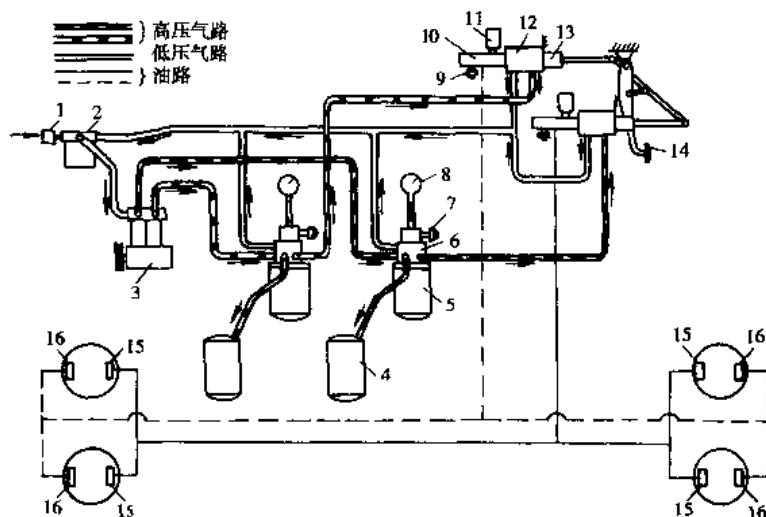


图 4-5-5 直动式空气伺服制动(空气助力制动)系示意图

1-空气滤清器;2-防冻器;3-空压机;4-副贮气罐;5-主贮气罐;6-调压阀;7-低压报警灯开关;8-压力表;9-制动信号灯开关;10-制动主缸;11-贮液罐;12-气压伺服气室;13-控制阀;14-制动踏板机构;15、16-制动轮缸

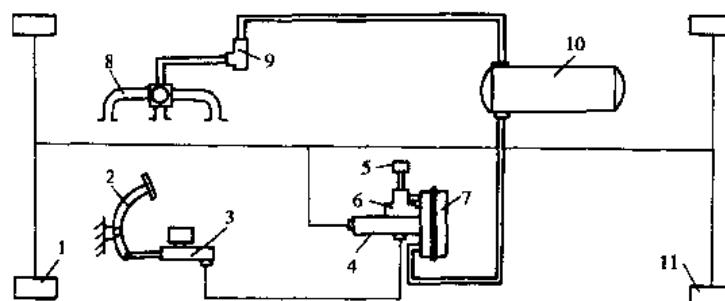


图 4-5-6 远动式真空间伺服制动(真空增压制动)系示意图

1-前轮缸;2-制动踏板;3-主缸;4-辅助缸;5-空气滤清器;6-控制阀;7-真空间伺服气室;8-发动机进气管;9-真空单向阀;10-真空罐;11-后轮缸

制动器管路压力之间保持一定的比例关系,即将实际制动力按一定比例反馈至制动踏板机构,从而造成踏

板感。

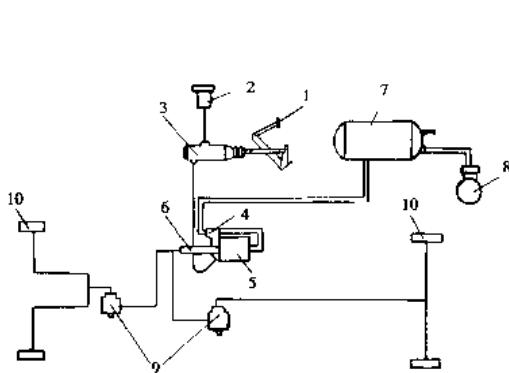


图 4-5-7 远动式空气伺服制动(空气增压制动)系示意图  
1-制动踏板;2-贮液罐;3-主缸;4-控制阀;5-空气伺服气室;6-辅助缸;7-贮气筒;8-空气压缩机;9-安全缸;10-轮缸

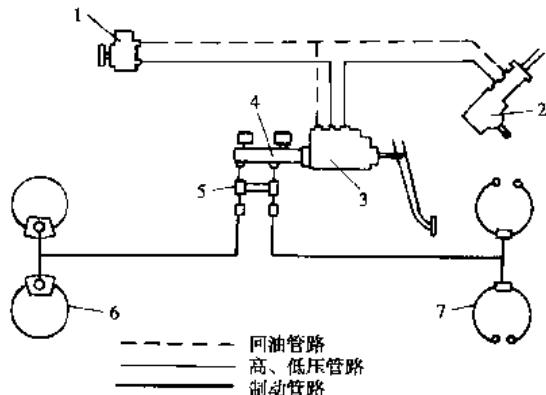


图 4-5-8 液压伺服制动系示意图  
1-油泵及贮液罐;2-动力转向器;3-伺服缸及控制阀;4-上卸;5-警报器开关;6-前制动器(盘式);7-后制动器(鼓式)

制动系类型	客车	货车
	车辆总质量(t)	最大载质量(t)
真空助力制动	■	■
真空增压制动		■
空气增压制动		■
液压伺服制动	■	■
气顶液制动	■	■■■
气压制动		■■■■

图 4-5-9 国外各种形式制动系统使用情况

#### 4.5.2 前后轮制动力分配的控制

汽车制动时,应尽量避免后轮先抱死滑拖的危险工况,在此前提下,尽可能充分地利用附着条件,产生尽可能大的制动力。对于制动力分配系数恒定的制动系,虽然可以借助于选择较大的同步附着系数  $\varphi_0$  的办法,来保证在相当宽广的附着系数  $\varphi < \varphi_0$  的范围内满足前轮先抱死的要求,但是除了在  $\varphi_0$  附近的不大区段以外,附着系数利用率都很低。此外,由于理想的制动力分配特性曲线是随汽车实际装载情况而变的,根据满载时车轮抱死顺序和附着系数利用率要求而确定的实际制动力分配特性,在部分装载或空载情况下显然不能令人满意。为此,现代汽车大多采用不同形式的制动力调节装置,以使实际的制动力分配特性尽可能地接近理想特性。

制动力调节装置大多串联在后轮制动管路中,其作用是当前轮制动管路压力增长到一定程度以后,即自动限制或控制后轮制动管路的压力增长。

##### 4.5.2.1 限压阀

限压阀(图 4-5-10a)串联于液压或气压制动回路,其作用是当前、后制动管路压力  $P_1$  和  $P_2$  同步增长到一定值  $P_s$  后,便自动将  $P_2$  限定在该值不变,即不再随管路压力增长。

限压阀的静特性曲线为图 4-5-10b 中的直线  $AB$ ,与不装任何制动力调节装置时的实际前后制动管路压力分配特性线  $OK$  相比,装用限压阀后的实际分配特性  $OAB$  更为接近理想的分配特性曲线,而且无论  $P_1 < P_s$  或  $P_1 > P_s$  时相应的  $P_2$  实际值均低于  $P_2$  理想值。这就是说,采用限压阀后,在理想特性线与实际特性线之间的整个影线区均为前轮先抱死区域。

实际特性线的  $OA$  段与不带限压阀时的相同,转折点  $A$  以后的  $AB$  段和理想特性的纵坐标差值愈小,则附着系数利用率愈高。因此,限压阀适用于轴距短,且质心高、制动时轴荷转移较多的轻型车辆,尤其是轻型和微型轿车。

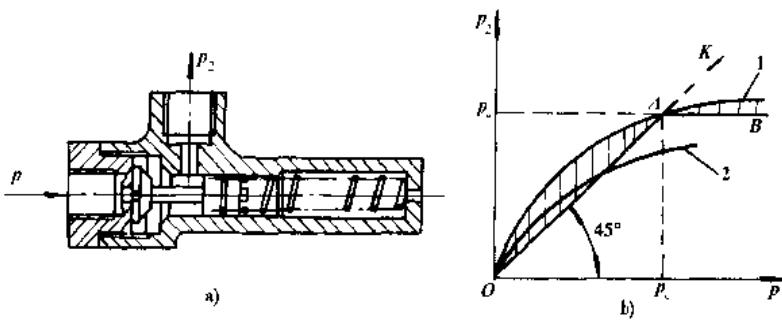


图 4-5-10 限压阀及其静特性  
a)限压阀结构原理; b)限压阀静特性曲线  
1.满载理想特性; 2.空载理想特性

#### 4.5.2.2 比例阀

质心高度与轴距的比值较小的中型以上汽车，在制动时的前后轴间载荷转移较少，其理想制动管路压力分配特性曲线中段斜率较大，此类汽车若装用限压阀，虽可满足制动时前轮先抱死滑拖的要求，但紧急制动时，后轮制动力远小于后轮附着力，即附着系数利用率及制动强度偏低，不能满足法规要求。

比例阀的作用是当前、后制动管路中压力  $P_1$  和  $P_2$  同步增长到一定值  $P_s$  后，便自动对后轮制动管路压力的增长加以节制，使  $P_2$  的增量小于  $P_1$  的增量（图 4-5-11b）。

比例阀一般采用差径活塞结构（图 4-5-11a），设输入压力  $P_1$  的作用面积为  $A_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$ ，输出压力  $P_2$  的作用面积为  $A_2 = \frac{\pi}{4} D^2$ ， $Q$  为弹簧 3 的作用力。由差径力的平衡，可求得：

$$P_2 = \frac{A_1}{A_2} P_1 + \frac{Q}{A_2}$$

此即为比例阀静特性 AB 段的方程。可见输出压力  $P_2$  在节压作用起始点 A 后的变化情况，取决于差径活塞的结构参数 ( $A_1/A_2$ )。比例阀静特性线 AB 的斜率小于 1，说明  $P_2$  的增量小于  $P_1$  的增量。

在节压作用起始点， $P_1 = P_2 = P_s$ ，故  $P_s = Q / (A_2 - A_1)$ ，可见节压作用起始点主要由弹簧力确定。

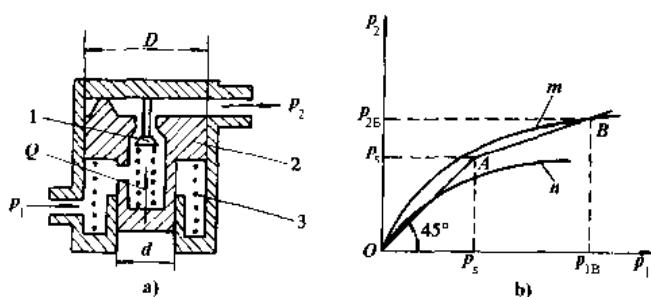


图 4-5-11 比例阀的结构原理及静特性  
a)比例阀结构原理; b)比例阀静特性曲线  
1-阀; 2-差径活塞; 3-弹簧  
m-满载理想特性; n-空载理想特性

#### 4.5.2.3 感载阀

感载阀是能根据车辆实际装载质量的变化，改变节压作用起始点位置的比例阀或限压阀，其静特性如图 4-5-12 所示。感载阀的特性线是一组，分别与不同的装载质量相对应。由于节压作用的控制压力  $P_s$  主要取

决于比例阀(限压阀)阀门弹簧的预紧力,因而借助于检测与汽车实际装载质量有关的悬架挠度值,并通过杆系控制阀门弹簧预紧力,即可实现感载调节起始点压力  $P_s$  的作用。

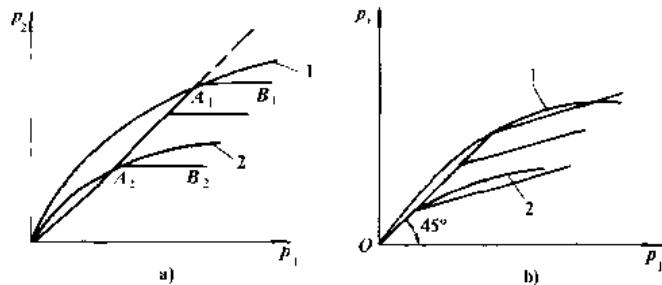


图 4-5-12 感载阀的静特性

a) 感载限压阀; b) 感载比例阀

1-满载理想特性; 2-空载理想特性

#### 4.5.2.4 惯性阀(G阀)

惯性阀有惯性式限压阀和惯性式比例阀两种,其静特性与感载阀静特性相似,但其节压作用起始点的控制压力  $P_s$  取决于汽车的制动减速度。惯性阀内有一个作为惯性质量的球,球的支承面有一定的仰角  $\theta$  ( $\theta = 10^\circ \sim 13^\circ$ )。平时在球的重力分力作用下阀门开启,该阀不起限压或调压作用。当汽车的制动减速度增至一定值时,沿支承方向的钢球惯性力的分力克服相应的重力分力,促使钢球移动,从而关闭阀门。此后,该阀实质上是作为限压阀或比例阀进行工作,起限压或调压作用。

理论分析表明,当球支承面相对于水平面的仰角  $\theta$  一定时,限压或调压作用起始点压力与汽车总重力成正比。可见惯性阀实质上也是一种感载式限压阀或比例阀,其特点在于惯性阀是通过汽车减速度作为感载信号。

#### 4.5.2.5 安全保护机能

为了提高制动系统工作的可靠性,现代汽车采用了分路系统,即全车的所有行车制动器的液压或气压管路分属于两个或更多的互相隔绝回路,一旦系统某一回路失效,仍可利用其他回路起制动作用。常见的分路系统为双回路形式,有的轿车也采用三回路制动系统。

双轴汽车的双回路制动系统有多种形式,常用的为前后轴分路方式(H型)或对角线分路方式(X型)。前者前轴制动器与后轴制动器各用一个回路;后者一轴的一侧车轮制动器与另一轴的对侧车轮制动器同属一个回路。

在多回路制动系中通常装有多回路压力保护装置。当某一回路失效时,该装置可保证其余完好回路继续正常工作。在气压制动系统中采用的是多回路压力保护阀,来自空压机的压缩空气经多回路压力保护阀分别向各回路的贮气罐充气,当某一回路损坏漏气时,该阀能保证其他回路能以稍低的工作压力正常工作。又如气顶液制动系中常川安全缸作为多回路压力保护装置,当某一回路轮缸管路发生泄漏时,安全缸能自动将该回路切断,保证另一条制动管路正常工作。

#### 4.5.3 防追尾碰撞的控制

当高速行驶的汽车贴近前方车辆尾部或遇到障碍物时,为防止撞车事故的发生,可采用自动控制的防追尾系统。该系统的主要作用是:

- ①当后车车头贴近前车车尾或障碍物时,系统发出防追尾警告;
- ②在发出警告后若驾驶员未采取制动措施时,则该系统便启动紧急制动装置,以避免追尾事故。

通常,防追尾控制系统由三部分的控制装置组成(图 4-5-13、图 4-5-14),即包含行车环境监测、防碰撞判定及车辆控制等子系统。

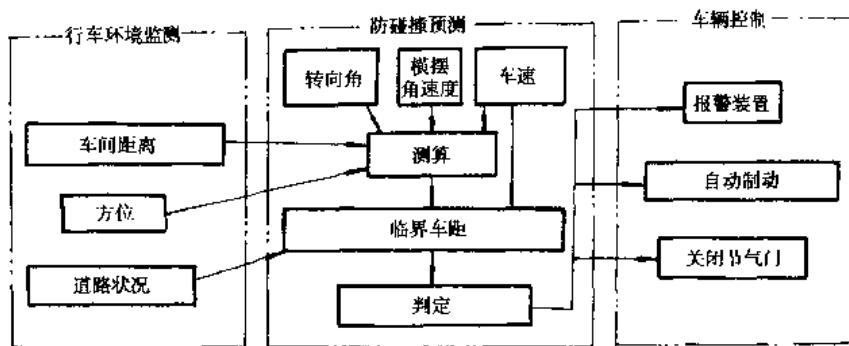


图 4-5-13 防追尾碰撞控制系统的组成

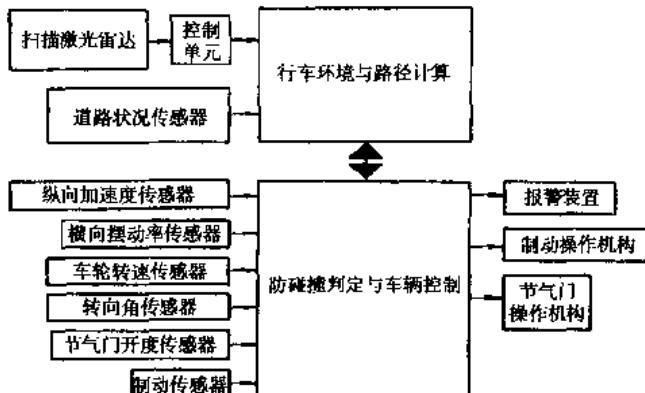


图 4-5-14 防追尾系统工作流程图

### 1) 行车环境监测

该子系统由测量车间距离和前方车辆方位的激光雷达和判定路面状况的道路传感器组成。激光扫描雷达发射超短波或激光束,通过对接收的反射波的运算与处理取得数据。

### 2) 防碰撞的判定

首先进行行车路径估算,即从激光扫描雷达所获得的大量有关“距离与方位”等参数的数据中抽取有用数据;然后再进行安全或危险性的判定,即预测追尾碰撞的危险程度。

车辆行驶路径的估算一般仅依据后方汽车的动力学特征参数如车速、转向角及横摆角速度进行计算。判定撞车危险性时,先根据路面状况、后方车速及相对车速,计算出“临界车间距离”,再将实际测得的车间距离与临界车间距离进行比较,当两者非常接近时,发出警告信号;当临界车间距离等于实测值时,自动制动控制系统即时启动。

### 3) 车辆的控制

自动制动装置由安全/危险预警信号控制,并常与防抱死制动系统(ABS)配合使用。当自动操作机构处于工作状态时,若驾驶员的脚制动力大于自动控制的制动力,则驾驶员的制动力有效;倘若自动制动操作机构失灵,脚制动系统仍能正常工作。

## 4.5.4 制动能量的回收

制动能量的回收,是指回收制动时以热的形式逸散的能量,并进行再利用。一般将其用作车辆起动加速时的动力源。

总质量为  $m$  的汽车制动时,车速从  $v_1$  减至  $v_2$ ,其动能变化量  $\Delta E$ ,可用下式表示:

$$\Delta E = \frac{1}{2} m v_1^2 - \frac{1}{2} m v_2^2$$

常用的鼓式、盘式制动器都不具有能量回收功能。

#### 4.5.4.1 制动能量回收系统的形式

作为制动能量的回收系统,一般应具有制动(将动能变换为可以蓄存的能量形式)、能量的释放和驱动(将释放的能量再变换为动能)的功能。回收系统有可能回收的能量仅限于制动时由制动装置转变为热能的部分,它不能回收因克服行驶阻力等所消耗的能量。此外回收系统本身也存在着效率等问题,因而仅借助于回收系统要使汽车重新获得制动开始时所具有的动能是不可能的。

制动能量的蓄存方法,常见的有三种:

- ①使飞轮旋转,以动能的形式蓄存;
- ②利用液压蓄能器,以液压能的形式蓄存;
- ③变换为电能,蓄存于蓄电池内。

上述三种蓄能方法的比较见表 4-5-1,其中能量密度(单位质量能量蓄积量)与输出功率密度的关系如图 4-5-15 所示。

表 4-5-1 能量蓄存方法的比较

项 目	飞 轮	液 压 蓄 能 器	蓄 电 池
能量密度(Wh/kg)	4~20(钢) ~50(复合式)	6~4	20~40(铅蓄电池) 20~100(新型蓄电池)
功率密度	++	++	-
蓄积效率:短时间	+	+	++
长时间	--	+	0
能量转换效率	+	-	-
寿 命	++	++	--
过负荷容量	+	+	--
可 靠 性	+	+	-
维 护 性	+	+	--
噪 声	+	+	++
成 本	+	-	--

注:表中符号:++(优秀);+(好);0(中等);-(差);--(很差)。

制动能量回收系统的构成因采用蓄能方法不同而有很大差异,常见的为:由发电机、电动机、蓄电池构成的电能式;由飞轮、无级变速器(CVT)构成的动能式;由液压泵/液压马达、蓄能器构成的液压式三种。

##### 1)电能式

世界各国曾对此种型式的能量回收与再生系统进行过大量研究,其主要缺点是必须携带大量用于蓄存回收能量的重型蓄电池。因此,研制质量轻、结构紧凑、寿命长、价格低的新型蓄电池是一项重要课题。

##### 2)动能式(飞轮式)

采用飞轮蓄能需要无级变速器(CVT)与之配合。由于机械式 CVT 没有达到普及的程度,故一般以电气或液压流体作为换能介质。飞轮式回收系统很早就曾在无轨电车上有过实用的尝试。1980 年前后,奔驰、菲亚特等厂家相继试制了采用该系统的新型公交车辆,但均未达到实用化的程度。此外,英国石油公司也曾一度试图将飞轮部件商品化。飞轮蓄存的能量与它的惯性质量成正比,与角速度的平方成正比,因此,以高蓄

能为目标,关键在进一步提高飞轮角速度。为此,除必须完善飞轮结构设计外,还存在着有关机壳真空技术、高速轴承、安全性和陀螺现象等方面的问题。

### 3)液压式

液压式回收系统由能实现动能与液压能相互转换,并具有无级变速机能的变量液压泵/液压马达和内封氮气( $N_2$ )的蓄能器构成。该系统的主要液压件性能良好,在工程机械、工厂设备上已有许多成功应用的先例。与飞轮式相比,尽管它能量密度较小,但其控制简单、制造容易;而与电能式相比,则其功率质量比较大,对于大型车辆目前已接近实用化水平。

近年来许多国家相继研制了采用液压式回收系统的大客车和清扫车。常见的形式有两种:一种为全液压式,即把回收系统并列地附加到AT(自动变速器)的驱动系统上;另一种为液压-机械式,将回收系统和液压-机械传动装置组合在一起。要使液压式回收系统实用化,液压元件的轻量化,系统的可靠性、安全性、耐久性等是需要进一步研究的课题。

#### 4.5.4.2 城市客车制动能量回收系统

城市客车的突出特点是频繁制动和起动,若在制动时将车辆的动能回收,加速时再利用,则会减小起动加速噪声,降低燃料消耗量,并减小排出废气对环境的污染。图4-5-16为一种客车液压式制动能量回收系统。

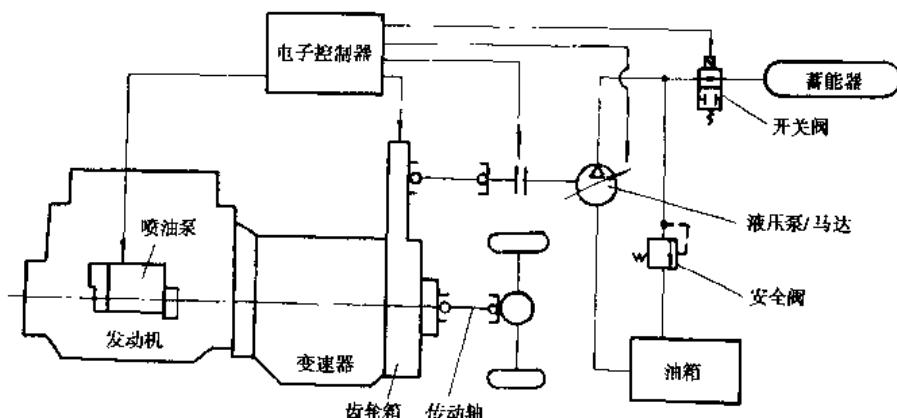


图 4-5-16 客车制动能量回收系统示意图

该系统的主要组成部分为:

- ①可逆式液压泵/液压马达,产生制动或驱动转矩;
- ②液压蓄能器,用于蓄积制动能量;
- ③齿轮箱,用于传递转矩;
- ④电子控制装置,对各部件及发动机喷油泵调速器进行控制。

客车在不同运行状态时,其能量回收系统相应的工作情况分别为:

- ①起动阶段:驾驶员进行起动操作时,开关阀打开,压力油从蓄能器中输出,驱动液压马达。即使发动机节气门开度很小,也可使车辆平稳起动。
- ②加速阶段:液压马达工作,对发动机的输出转矩起助力作用。即车辆加速时的能源不仅来自发动机,而且来自液压马达。
- ③正常运行阶段:此时仅由发动机提供车辆驱动力源。

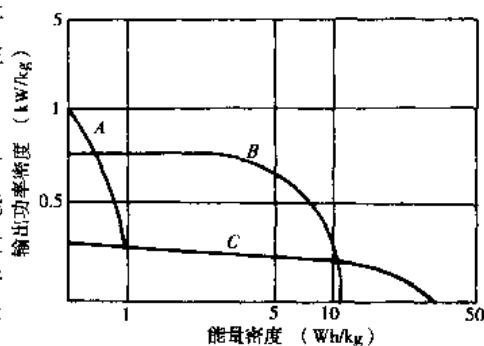


图 4-5-15 能量密度和输出功率密度的关系

A-液压蓄能器; B-飞轮(钢制); C-铅蓄电池

④制动阶段:在驾驶员踩下制动踏板的同时,液压泵开始工作,将输出的压力油送入蓄能器,从而将车辆制动时的动能输出转化为油液压力能的形式储存起来。

为了保证回收系统具有较高的效率,应使泵/马达不工作时,蓄能器无油液泄漏;此外,泵/马达系统必须性能良好。由于液压马达多在起动和加速等低速区工作,使用频率高,故应注意低速区的容积效率等有关问题。作为既能节能又减小公告的再生制动器的研究工作会进一步受到重视。

(撰稿人:肖植雄)

## 4.6 防抱死制动系统

### 4.6.1 概述

汽车是陆地行驶车辆中机动性极强的交通工具,它既可能行驶在高附着系数的干燥路面,也可能行驶于雨、雪气候条件下的湿滑路面。当汽车行驶在后一种路面上,或为了躲避障碍,或为了防止追尾碰撞作应急制动时,汽车有可能发生侧滑甩尾。如果左右车辆分别行驶在当后一侧积雪路面和一侧已经清扫露出地面的路段上,或正行驶在弯道处,汽车有可能产生急转头,或驶入逆行车道,或滑移出路面,呈现不稳定的失控状态。

### 4.6.2 防抱死制动的基本工作原理和控制技术

防抱死制动系统简称 ABS(Anti - Lock Brake System),是基于汽车轮胎与路面之间的附着特性而开发的高技术制动系统。它从防止制动过程中车辆“抱死”的要求出发(此处所谓“抱死”是指制动时车轮已停止转动,而车辆因惯性使车轮仍在路面上滑移这一现象),防止应急制动过程中出现前述不稳定工况,达到提高汽车行驶稳定性和方向操纵性为目的主动安全性装置。

#### 4.6.2.1 防抱死制动的基本工作原理

##### 1)附着系数与滑移率特性

实验证明,当轮胎在路面上滑动时,将改变轮胎与路面之间的附着系数,因而也改变汽车的制动力。在各种路面上,附着系数  $\varphi$  与滑移率  $\lambda$  构成的典型函数关系如图 4-6-1 所示。图中纵坐标为附着系数  $\varphi$ (乘某

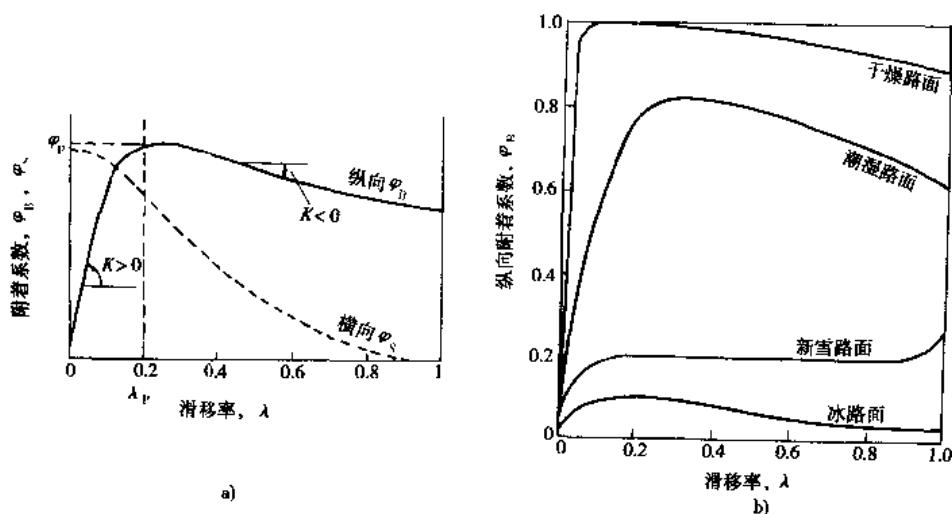


图 4-6-1 附着系数与滑移率特性

a) 典型路面; b) 各种路面

一系数即可代表制动力或制动力矩),横坐标为滑移率  $\lambda$ 。滑移率  $\lambda$  定义为车速与轮速之差对车速之百分比,其值可按下式计算:

$$\lambda = \frac{v_0 - \omega r}{v_0} \times 100\% \quad (4-6-1)$$

式中:  $v_0$ ——汽车车速, m/s;  
 $\omega$ ——车轮角速度, rad/s;  
 $r$ ——车轮滚动半径, m。

从图 4-6-1 可以看到,当滑移率在 0.2 左右具有峰值特性。在峰值滑移率左侧,附着系数  $\varphi$  随滑移率  $\lambda$  增大而近似线性增长。也就是说,路面附着力能跟随汽车制动力矩的增加,提供足够的地面制动力(矩),并且,此时的横向附着系数也较大,具有足够的抗侧滑能力,故一般称为稳定区。在峰值滑移率右侧,由于附着系数  $\varphi$  随滑移率  $\lambda$  以负斜率变化,也就是说,随着作用于车轮制动力矩的继续增加,路面提供的制动力(矩)反而在逐渐减小。此一差值的急剧扩大,意味着车轮将迅速减速而趋向“抱死”停转,值得注意的是,从峰值滑移率  $\lambda_p$  增长到 100% 几乎是瞬间完成的,这一过程大约在 0.1s 左右。在滑移率达到 100% 时,纵向附着系数大约降低 1/3 ~ 1/4。更为严重的是,横向附着系数按虚线递减趋势而接近于零,从而,不但将增加汽车的停车制动距离,并使车辆丧失了抗侧滑能力,故一般称为不稳定区。

显然,为了使应急制动具有最大的制动效能,应当充分利用峰值附着系数  $\varphi_p$  产生最大的制动减速度。但是,控制过程不可避免地存在压力迟滞效应。因此,应急制动过程应循环工作于峰值附着系数左右侧的稳定区和不稳定区之间,这样才可能既获得最大的制动力,也具有较大的抗侧滑能力。

由此可知,根据图 4-6-1 所示的  $\varphi \sim \lambda$  附着特性,可以用滑移率  $\lambda$  作为参数,调节制动压力以控制车轮转速,达到防抱死制动的目标。

## 2) 应急制动时汽车车轮动力学、运动学简析

### (1) 应急制动时的运动学分析

我们从图 4-6-2 可以看到,车轮在作应急制动时,车轮运动状态和抱死过程的特点为:

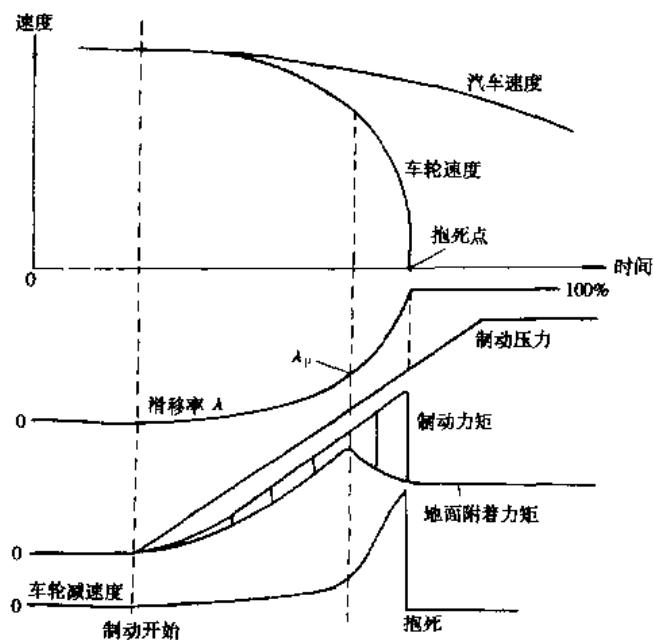


图 4-6-2 车轮抱死过程

①在达到峰值滑移率  $\lambda_p$  以前,地面对附着力矩与制动力矩同步增长。此时,车轮减速度与制动力矩增大速度成正比,车轮平稳减速旋转。

②在超过峰值滑移率 $\lambda_p$ 后,由于附着系数 $\varphi$ 的下降,地面附着力矩与制动力矩之差急剧增大。轮速迅速减小,车轮减速度以较大的斜率直线上升。由于这阶段轮速对制动力矩很敏感,故控制的实时性和正确性很难保证,车轮很容易抱死。

由此可知,车轮运动参数中的峰值滑移率和角减速度比较明确、清晰地描述了车轮的抱死趋势和过程。

## (2) 制动时汽车动力学简析

如果进一步从车辆动力学参数来研究其数量关系,我们可以把汽车的部分质量、车轮和制动调节装置看作一个具有两个自由度的简单调挖系统,如图 4-6-3 所示。

图示力学系统,可以用下列方程式来描述:

$$\dot{v}_F = -\varphi_B(\lambda) \cdot g \quad (4-6-2)$$

$$\theta_R \cdot \dot{\omega}_R = M_R - M_{BR}(t) \quad (4-6-3)$$

$$M_R = \varphi_B(\lambda) \cdot r \cdot N_0 \quad (4-6-4)$$

将式(4-6-4)代入式(4-6-3),整理后得:

$$\dot{\omega}_R = \frac{N_0 \cdot \varphi_B(\lambda) \cdot r - M_{BR}(t)}{\theta_R} \quad (4-6-5)$$

角减速度转化为车轮圆周切向减速度

$$b_t = \dot{\omega}_R \cdot r \quad (4-6-6)$$

将式(4-6-5)代入式(4-6-6),得:

$$b_t = \frac{N_0 \cdot \varphi_B(\lambda) \cdot r^2 - M_{BR}(t) \cdot r}{\theta_R} \quad (4-6-7)$$

又因

$$N_0 = M_{FA} \cdot g$$

则,式(4-6-7)可变为:

$$b_t = \varphi_B(\lambda) \cdot g \cdot \frac{M_{FA} \cdot r^2}{\theta_R} - \frac{M_{BR}(t) \cdot r}{\theta_R} \quad (4-6-8)$$

$M_{FA} \cdot r^2 / \theta_R$  仅与车辆及车轮的结构参数有关,对于中级车辆来说,此值约为 50,则式(4-6-8)变为

$$b_t = 50[\varphi_B(\lambda) \cdot g - \frac{M_{BR}(t) \cdot r}{50\theta_R}]$$

由上式可以看到,车轮圆周切向加速度 $b_t$ 与制动力或制动力矩的变化有强烈的敏感性。例如,当 $\varphi_B \approx 1$ ,制动力矩变化 2%时,就会引起车轮圆周切向加速度 $b_t$ 变化 1g。

上式中:  
 $v_F$ ——汽车速度;  
 $a_F$ ——汽车加速度;  
 $\omega_R$ ——车轮角速度;  
 $\dot{\omega}_R$ ——车轮角加速度;  
 $g$ ——重力加速度;  
 $\theta_R$ ——车轮惯性矩;  
 $r$ ——车轮滚动半径;  
 $\lambda$ ——滑移率;  
 $\varphi_B$ ——路面附着系数;  
 $M_{BR}$ ——制动力矩;  
 $M_R$ ——路面附着力矩;  
 $M_{FA}$ ——车轮部分质量;  
 $N_0$ ——车轮静负载;

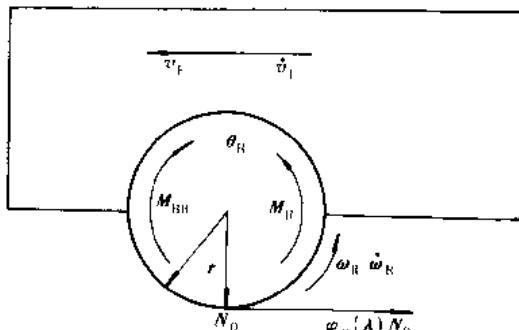


图 4-6-3 带有部分车轮质量的车轮力学原理图

$b_r$  —— 车轮切向加速度。

根据以上两方面的分析可以知道,滑移率或车轮角加速度与制动压力均存在紧密的依赖关系,它不但能说明车轮是否将趋于抱死,而且具有比较灵敏的控制特性。

### 3) 防抱死控制的基本工作原理

从图 4-6-4 可以进一步看到,当制动力矩从零增大至峰值滑移率的点 1 处,附着力矩正比于路面附着系数,制动将是稳定的。但是制动力矩  $M_{BR}$  从点 1 继续增加至点 2 时,制动力矩和路面附着力矩的差值迅速扩大,使车轮进入非稳定范围。因此,从点 2 处应立即减压,降低制动力矩。在达到制动力矩等于路面附着力矩的点 3 以后,轮速开始以加速度上升。当轮速回升到点 4 处,车轮进入滑移率最佳值左右。此时,应重新发出增压指令,使制动力矩再次增加。如此减压、增压循环控制,直至车辆完全停止为止。图 4-6-4b) 上 1~4 点的轮速变化与图 4-6-4a) 的各压力控制点一一对应,它定性地显示了防抱死控制循环工作于峰值滑移率左右侧稳定区和不稳定区之间。按照以上方式调控制动压力时,从原理上讲可以分别采用滑移率或车轮圆周角加速度单独作为控制参数,但是为了提高 ABS 对不同路面的适应性,现代 ABS 均采用滑移率和车轮角加速度作为联合控制参数。

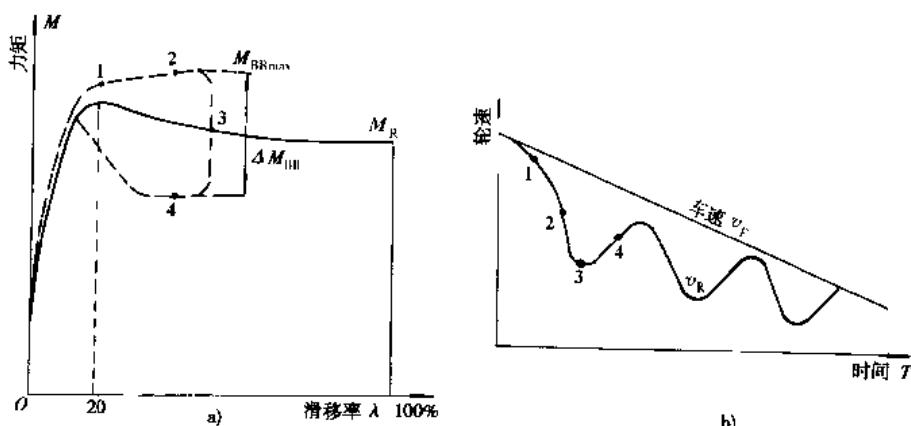


图 4-6-4 防抱死制动控制循环与轮速变化图

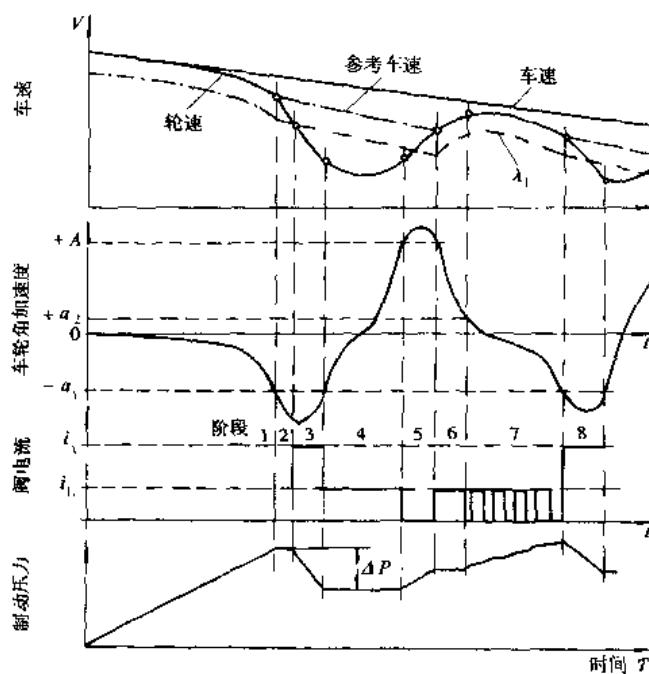
#### 4.6.2.2 ABS 控制逻辑与控制技术

##### 1) ABS 控制逻辑

逻辑门限值控制方法是当今世界各国著名 ABS 公司采用的实用技术。Bosch 公司采用的高  $\varphi$  和低  $\varphi$  路面控制逻辑如图 4-6-5 和图 4-6-6 所示。图 4-6-5 中综合地表达了一个防抱死控制循环(第一个循环)过程中的各个参数(制动压力、轮速、车轮圆周加速度、车速、参考车速、参考滑移率  $\lambda_1$  和电磁阀工作电流  $i$ )随时间  $T$  的特性和其相互关系,所采用的门限值控制参数有:车轮圆周角加、减速度  $+a_2$ 、 $-a_1$ 、 $+A$  和参考滑移率  $\lambda_1$ ,在相关阶段还有时间  $\Delta t$ ,作为辅助调控参数。其降压、保压或升压条件,按以下不等式确定:

降压:	$\omega_d \leq a_1, \lambda \geq \lambda_1$	只在第一个循环中出现;
	$\omega_d \leq -a_1$	除第一循环外的各个循环。
保压:	$\lambda \leq \lambda_1, \omega_d \leq -a_1$	只在第一循环阶段 2 出现;
	$-a_1 \leq \omega_d \leq A$	在降压阶段 3 之后;
	$a_2 \leq \omega_d \leq A$	在升压阶段 5 之后;
	$a_2 \geq \omega_d \geq -a_1$	在慢升压阶段 7 中的升压后。
升压:	$0 \geq \omega_d \geq -a_1$	只在第一个循环的阶段 1 出现;
	$\omega_d \geq A$	快速,在保压阶段 4 之后;
	$-a_1 \leq \omega_d \leq a_2$	慢速,慢升压阶段 7 的保压后。

正如控制条件所示, $+a_2$  在第二次出现时,是被作为慢升压的判断参数。实际应用中  $+a_2$ (在阶段 4 出

图 4-6-5 高  $\varphi$  路面的 Bosch 逻辑

现)也可以与时间辅助参数  $\Delta t_4$  一起,作为低附着系数路面的识别参数。

## 2) 实现控制逻辑的几个关键技术

为了实现 ABS 控制,得到最大的制动效能;车轮应当在峰值  $\varphi_p$  左右侧工作,也就是应当识别车轮是在稳定区还是在非稳定区转动。在稳定区采取持续增压是容易理解的,进入非稳定区是保压还是减压,涉及路面的  $\varphi_p$ - $\lambda$  附着特性和转动惯量两个主要因素。路面  $\varphi_p$ - $\lambda$  特性的变化和不同档位的使用都应当对控制作出相应的调节。因此,对于不同车辆需要在不同路面和气候条件下进行大量的试验,这也就是实现理想 ABS 控制的困难所在。实现控制逻辑的几个关键技术分别是:

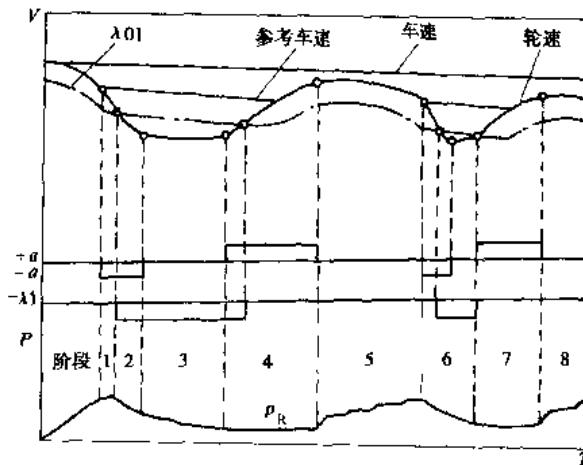
① 轮速的检测与计算。轮速是控制的信息源,一般按频率法或周期法或两者的综合进行测定。

② 角加、减速度计算。它是通过测定的轮速序列计算而得,是 ABS 主要控制参数之一。

③ 参考速度  $V_{REF}$  和滑移率  $\lambda$  计算。参考速度  $V_{REF}$  的正确算法是计算滑移率的关键,其计算原则是在各种不同的应急制动工况下,按最不易“抱死”车轮的最高轮速作为初速,例如可以选取减速率  $-a_1$  所对应的轮速作为参考速度  $V_{REF}$ ,在防抱死控制过程中则按预期确定的减速斜率计算参考速度  $V_{REF}$ (见图 4-6-6 中阶段 2~5)。

④ 路面附着状态识别。由于湿滑路面车轮最容易“抱死”,因此,它也是重要的控制参数,现代 ABS 系统一般是采用软件从轮速的回升速度率进行识别,也有按  $-a_1$  门限值控制点后保压过程中滑移率的增长速率进行识别。

⑤ 阶梯形制动压力脉冲控制技术。它是为了防止 ABS 控制频率与汽车传动系统共振而采取的技术措施,也同时改善了控制性能和汽车乘员的舒适性。

图 4-6-6 低  $\varphi$  路面的 Bosch 逻辑

### 4.6.3 轿车用液压 ABS

#### 4.6.3.1 ABS 系统在汽车上的配置

所谓 ABS 的配置,是指汽车车轮或车轴的制动力矩是否直接受控于防抱死制动系统和其控制方式,以及 ABS 轮速传感器、电磁阀的安装数量以及安装部位的设计形式。配置方法可以有多种多样,典型 ABS 的配置方式如图 4-6-7 所示。

图示 ABS 由四个轮速传感器(简称 4S)、三个电磁阀(简称 3M)和防抱死控制单元 ECU 组成。它采用前轮独立控制,后轮“低选”轴控制的三通道(4S/3M)系统。所谓“低选”是指当左右两个车轮处于不同附着系数路面上制动时,ECU 将根据低附着系数路面一侧测定的轮速进行控制。在当前技术条件下,三通道系统具有较大的性能价格比,故广泛地在前后双管路轿车上使用 4S/3M 的三通道系统,在 X 型交叉双管路轿车上使用 4S/4M 的三通道系统。对于不同车型结构、销售价和用户所要求的性能,可以有多种不同配置方式,当然 ECU 的软硬件跟随其配置也将随之而变。

当前市场上实用的配置方案,除上述三通道外,有以下几种典型方案:

①4S/4M 组成的四通道独立控制系统,见图 4-6-8a)。此系统在各种道路条件下都能充分利用路面的附着系数,具有较高的制动效能。但在左右不同质的“对开”路面上,由于后轴产生的侧偏力矩必须修正,增加了软硬件成本,性能价格比有所降低,一般也只适用于长轴距、大转动惯量(绕垂直轴)的高级豪华轿车。

②4S/2M 组成的二通道控制系统,见图 4-6-8c)。此系统一般前轴采用“高选”,以便充分利用地面制动力,缩短制动距离。后轴仍采用“低选”,以免引起侧滑,降低稳定性。

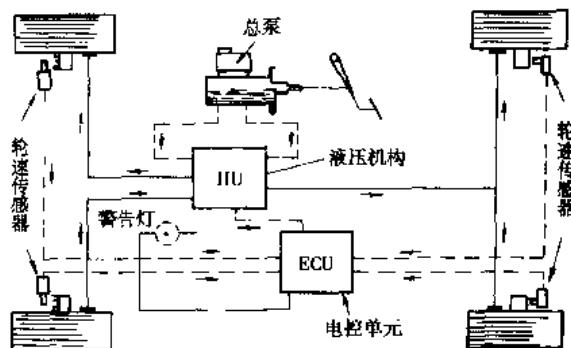


图 4-6-7 典型三通道 ABS 配置图

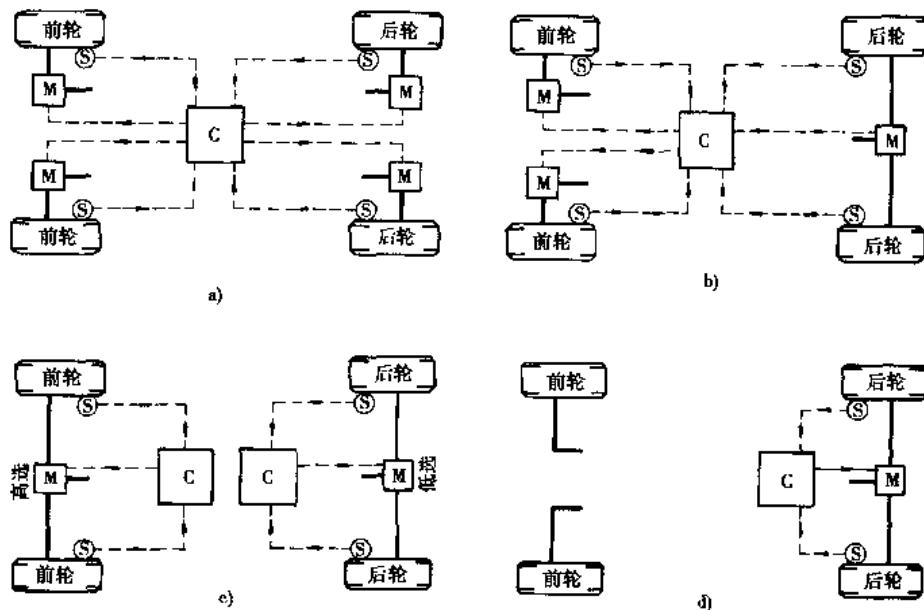


图 4-6-8 几种典型 ABS 配置方案

③2S/1M 组成的单通道系统,见图 4-6-8d)。此系统一般只安装在后轴,在各种高、低附着系数路面上,它也能满足直线制动的稳定性。在汽车转弯制动时,由于前轮为非受控车轮,丧失转向能力,故车辆将沿弯道切线方向行驶,而偏离期望的行驶方向。此系统对于后轴负荷变化较大,售价较低的轻型货车,在性能价格

比上具有优势。应当指出,随着电子工业的发展和ABS系统的大批量生产,这一优势已逐渐在降低。

#### 4.6.3.2 ABS 液压执行机构的构成与基本工作原理

进入20世纪90年代后,典型液压执行机构的工作原理如图4-6-9所示,它由 $2 \times 2$ 的加压和减压电磁阀、液压蓄能器、减振器、节流阀、单向阀和泵电机组成。该系统共有四种工况,即ABS未进入防抱死控制的传统制动工况(图4-6-9a),此时一旦驾驶员踩下制动踏板,高压制动液只经过常开的加压阀直接进入制动分泵,ABS系统的电磁阀并不工作。图4-6-9b)~d)为ABS进入防抱死控制后的减压、保压和加压工况。

①减压时,ECU发出指令,打开减压阀,分泵中的高压制动液经单向阀由液压泵输送回制动总泵,同时部分制动液储存于蓄能器。在高压制动液回流至制动总泵的过程中,减振器吸收与减小回流制动液的振荡波。

②保压时,ECU指令加压阀和减压阀同时关闭,蓄能器中的制动液以减压时间一回路流入总泵。

③加压时,ECU指令加压阀打开,使液压泵送出的高压制动液一方面输入加压阀,对受控车轮加压,同时也有部分制动液由蓄能器回流入制动总泵。这种减压、保压和加压时采用回流泵把制动液送回总泵的调压器,称为回流泵式调压器。

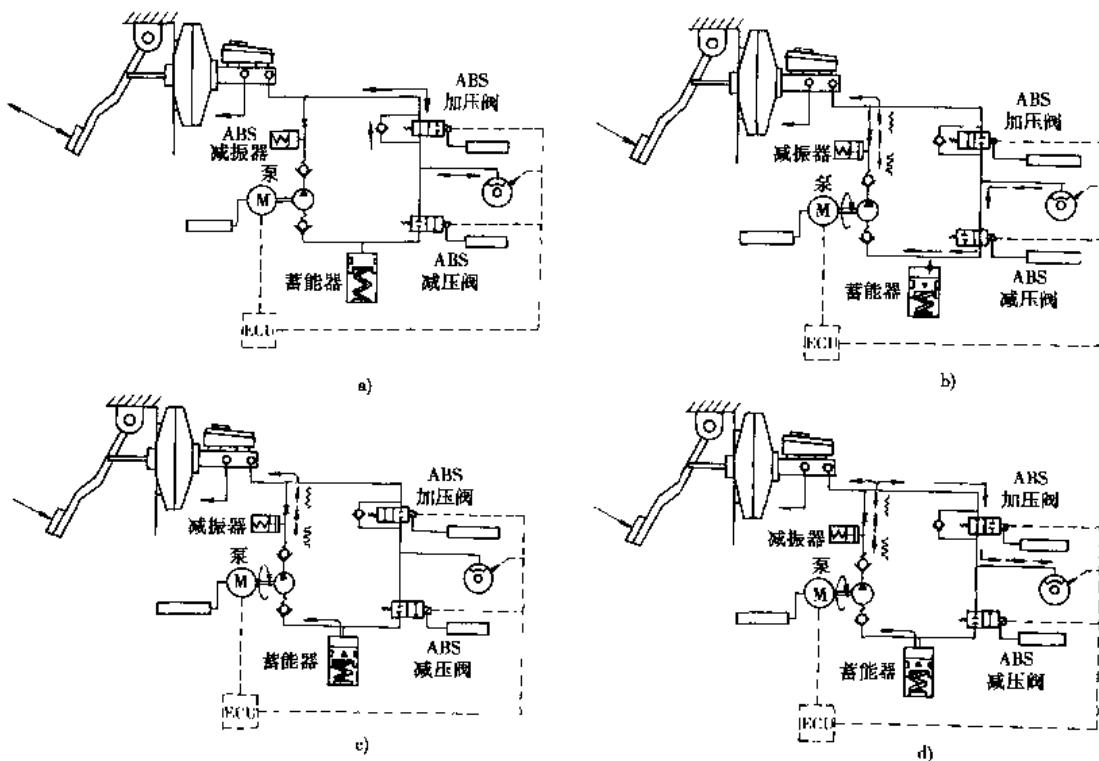


图4-6-9 ABS回流泵式调压器工作原理图

a) 基本制动工况; b) ABS减压工况; c) ABS保压工况; d) ABS加压工况

#### 4.6.4 轮速传感器和齿圈

齿圈安装于车轮或驱动轴差速器输入端,并跟随车轮或驱动轴一起转动。传感器固定于制动底板或转向节支架,以间隙方式对准齿圈,它相对于车轮和驱动轴静止不动。当齿圈转动时,传感器能产生正比于转速的交流感应信号。利用电磁效应制作的被动式轮速传感器,输出信号为近似正弦波。利用霍尔效应制作的主动式轮速传感器,输出信号为矩形波,其信号波形特性如图4-6-10所示。

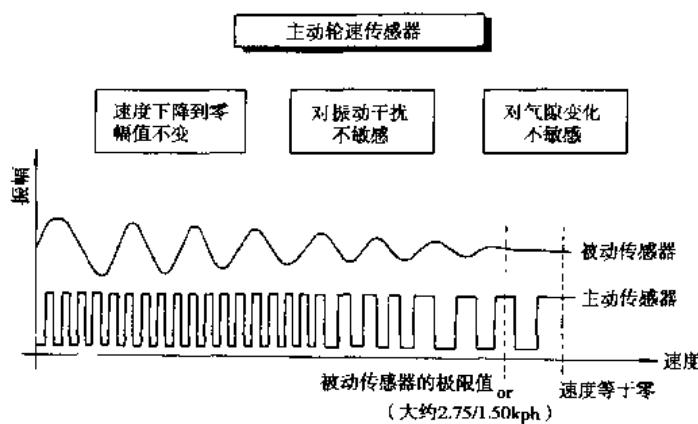


图 4-6-10 主动和被动轮速传感器波形特性

#### 4.6.5 ABS 工作时的某种工作特性

图 4-6-11 中压力特性曲线显示了 ABS 第一循环过程中升压、保压、减压和慢升压的工作过程，它较清晰地体现了图 4-6-5 所示 Bosch 控制逻辑的各个阶段。图 4-6-12 显示了在“对接”路面上前右轮和后轮的压力波形，其减速速度信号波形清楚地表明由高  $\varphi$  路面转变到低  $\varphi$  路面的过程。前(FR)后(RR)轮压力波幅值的显著差别，说明 ABS 根据制动过程中汽车载荷的转移，控制制动压力使前后轮都不致抱死。

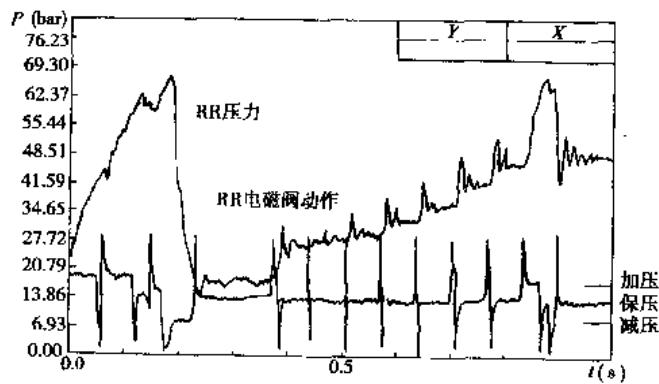


图 4-6-11 ABS 第一个控制循环压力及电磁阀动作

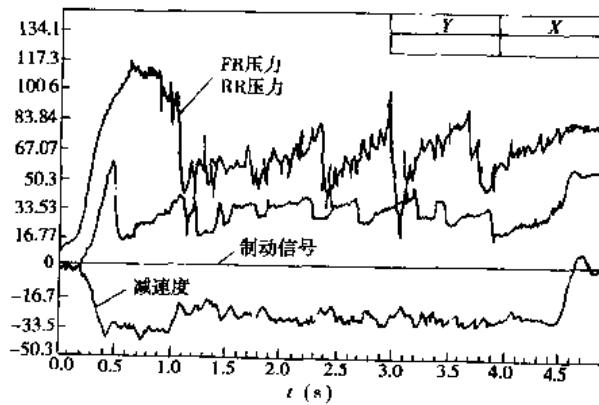


图 4-6-12 由高到低‘对接’路面控制特性

图 4-6-13 中表示了防抱死制动过程中典型的整车车速和轮速曲线，图中曲线 1 是用五轮测定的整车车速、曲线 2 是受控车轮的轮速、曲线 3 是由轮速经处理后求得的车速。

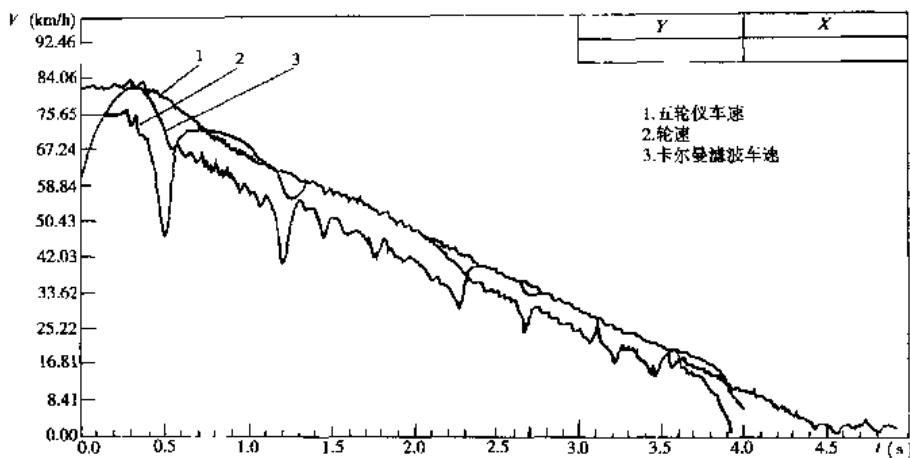


图 4-6-13 五轮仪车速、车速与轮速比较

#### 4.6.6 载货汽车气压 ABS

中吨位以上载货汽车通常采用气压制动系统，因此与之相匹配需采用气压 ABS 或气液混合型 ABS。此时气压作为促动源，液压机械作为执行机构。气压 ABS 的基本工作原理与液压 ABS 是类同的，同样通过加压、保压和减压完成对制动压力的控制。其控制方式可细分为以下三种：

- ①独立控制(IR)；
- ②修正的独立控制(IRM)；
- ③低选控制(SI)。

就其工作介质和车辆的用途来说，有某些明显不同，在控制上也就存在一些特有的问题。

①就 ABS 的工作介质而言，液压 ABS 的制动液是一种不可压缩的液体，当 ABS 系统发出控制指令后，制动管路压力的下降或上升与时间之间具有线性的工作特性。工作时它要求制动液有高的纯度和极精密的密封性，才能保证压力的正确有效控制。气压 ABS 的介质直接取自大气，可压缩性大，在接受到降压或升压控制指令后，则呈现指数函数的工作特性。因此，两者有不同的频响特性和滞迟特性。液压 ABS 调节器的固有频率一般可达 12~15Hz，而气压 ABS 一般仅能达 3~5Hz。气压升、降的指数特性，也使实时控制增加了困难。

②车轮及其驱动系统的惯量大，不易实现精确的控制。

③除通常的两轴四轮汽车外，可以有多种变形，如半挂车、挂车等三轴、多轴汽车和汽车列车，需要控制的车轴多。因此，ABS 的配置除有 4S/3M、4S/4M，还有 6S/3M、6S/4M 和 6S/6M 等。为保证控制的协调与一致，增加了控制的复杂性和难度。

图 4-6-14 所示为气液制动 ABS，采用 4S/3M 配置。前轴为低选轴控制，后轮为独立控制的三通道系统。图 4-6-15 所示为气制动 ABS，采用 4S/4M 配置。前轮为修正的独立控制，后轮为独立控制。图 4-6-16 为适用

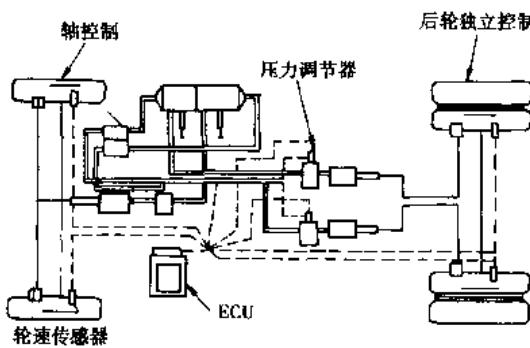


图 4-6-14 BENDIX 4S/3M 配置

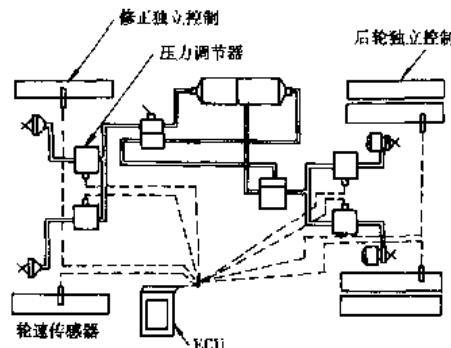


图 4-6-15 WABCO 4S/4M 配置

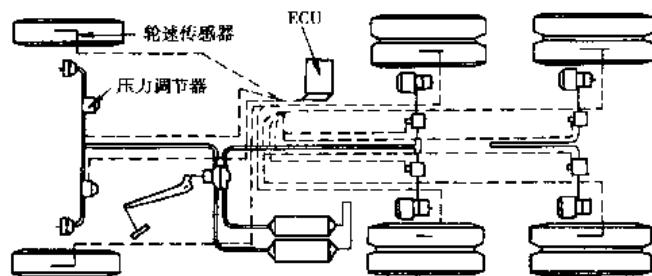


图 4-6-16 WARCO 6S/6M 配置

于三轴汽车的 6S/6M 配置。

克服以上技术困难的措施有：

①作为对前两个问题的对策，可以采用调节吸排气孔流量的控制阀（图 4-6-17 所示）来避免气压急剧上升，以实现图 4-6-18 所示 ABS 控制逻辑中  $t_2 \sim t_3$  时刻的控制。此吸排气孔流量的选择应不影响常规制动性能，但能抑制超过需要的吸排气量，使汽车减速度及加速度维持在一定范围内，ABS 工作时，其吸排气量仍能使 ABS 充分发挥性能。

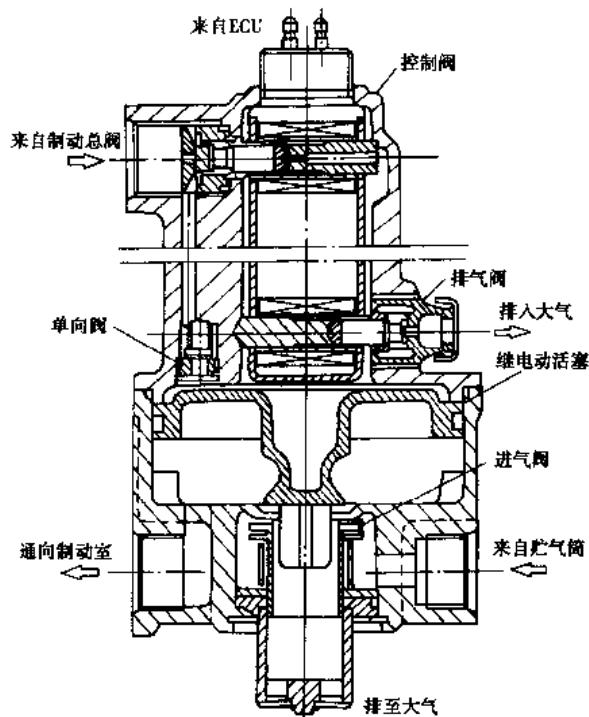


图 4-6-17 可调节吸排气的 BENDIX 调节器

②对后一问题应注意挂车与牵引车的转折和挂车的摆摆现象，因此，在挂车或牵引车上需要分别安装 ABS，并应使控制与主车协调一致。

（撰稿人：李修曾）

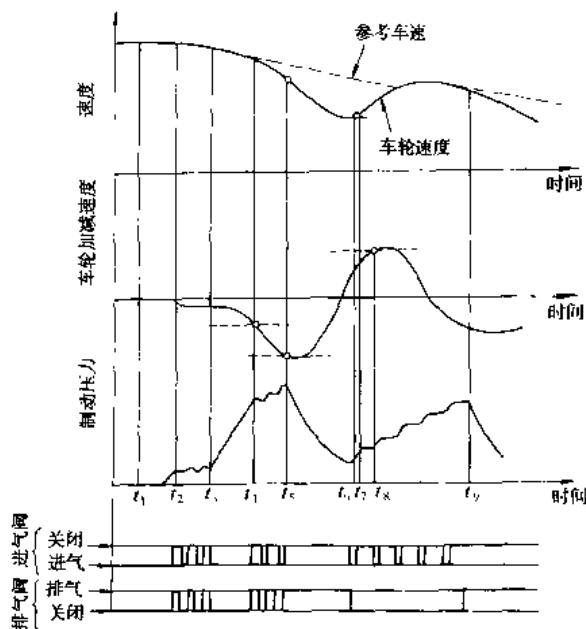


图 4-6-18 实现调节吸排气的控制逻辑

## 4.7 汽车行驶安全性发展动向

汽车的制动性能是保证汽车安全行驶的一项重要性能，汽车基础技术的发展也包含着制动装置的不断完善和现代化。但在现代汽车行驶的“人-汽车-环境”系统中，汽车行驶的安全性已不是单项技术措施的改善和提高所能解决的，而是以集车辆的基础技术、道路的基础设施和电子信息技术相结合形成一体的综合技术。

在发达的汽车工业国家，正有序地研制新型的汽车安全装置，开发适应汽车安全运行的交通系统。由于现代电子技术和计算机技术在汽车上得到广泛应用，涉及行驶安全性的防抱死系统（ABS）、安全气囊（SRS）和预防追尾碰撞的报警系统已在大批量生产的轿车上得到采用。预计到21世纪初，将研制成功对各种安全系统技术进行综合控制的安全系统，包括能确实回避危险性的自动制动系统和自动转向系统等的实用技术。

先进安全汽车（ASV）是一种为21世纪研究开发的试制车辆。图4-7-1表示了ASV的概念，其目的在于通过应用电子技术实现汽车的高智能化，提高驾驶汽车的安全性、预防事故和减轻受害程度。该汽车上安装了各种监视驾驶员、车辆和道路环境情况的传感器、供分析用的计算机和相应的控制装置，能实现辅助驾驶车辆。

传感器是识别环境的信息来源，主要是判断行驶环境中是否存在危险因素，如前后及侧方的车辆和障碍物、道路状况和交通信号等，确定它们之间的距离和相对速度等。在汽车上用于识别环境的传感器有CCD摄像机、激光雷达、超声波传感器和电波雷达，它们适用于不同的特征环境。CCD摄像机的测距方式不受被测对象反射特征的影响，并能通过图像处理认识物体，但检测的角度不能很大。激光雷达是发射多股激光束，依靠被测物体的反射接收时间来确定距离，采用扫描激光雷达可识别多辆前方车辆和四周的障碍物。超声波传感器依靠超声波的反射测定障碍物距离，但它受被测物的反射条件限制和空气流动的影响，只能用于近距离检测，如倒车的停车装置使用。电波雷达兼有超声波的波动特性和激光雷达的快速传输特性，可通过电波反射时间确定距离，也能利用发射波和接收波的频率差确定相对速度，缺点是不能测定一些难以反射电波，如树脂构成物的障碍物。

传感器接收的信息通过计算机进行状态分析，得出车辆在该行驶环境下的操纵条件，并通过警告或显示

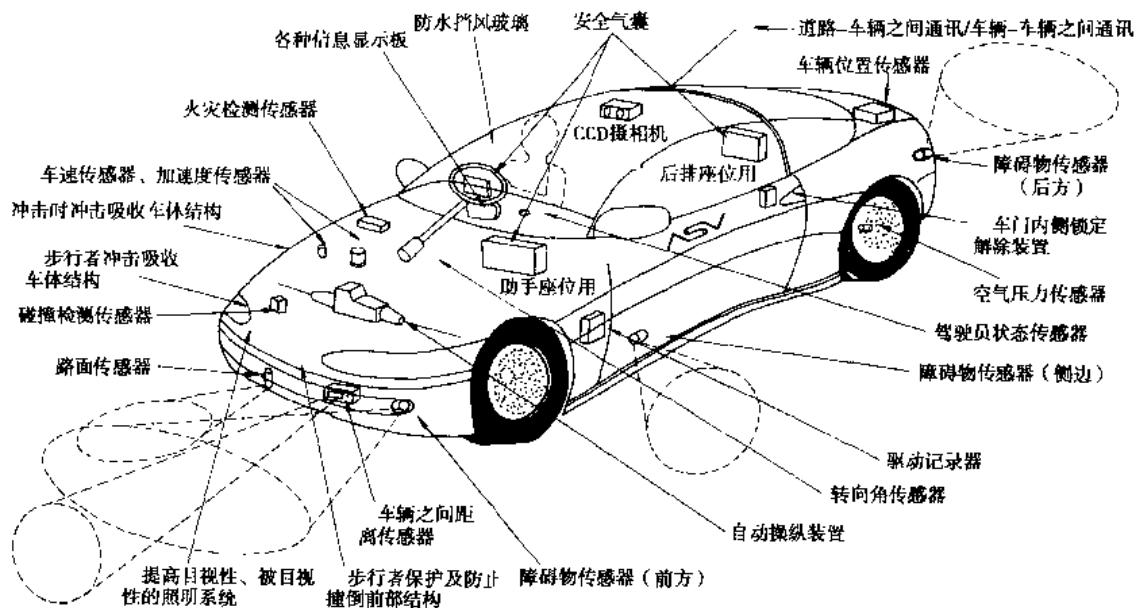


图 4-7-1 ASV 的概念

系统及时提醒驾驶员可能发生的危险，以便提前采取措施避免发生事故。在驾驶员不能及时作出反应时，控制系统能触发执行机构，自动实现车辆的制动、转向或调节气门等操作。

国外自 20 世纪 90 年代以来,在汽车安全性方面已进行了多方面的研究,主要安全技术包括:预防安全技术(信息显示和报警)、事故回避技术、全自动驾驶技术、碰撞安全技术(乘员保护和减轻对行人伤害)、防止灾害扩大技术和车辆基础技术。开发的系统有:碰撞检测与防护系统、车距保持系统、行驶路线改变时的事故避免系统、车道保持系统、弯道减速系统、自动停止警报和调节系统、超声波停车装置、驾驶盲区警报系统、夜视系统等项目,这些项目有的已取得实用成果并在部分车辆上安装应用。

### 参 考 文 献

1. 余志生. 汽车理论. 北京: 机械工业出版社, 1990.
  2. 张洪欣. 汽车设计. 北京: 机械工业出版社, 1989.
  3. [日] 自动车技术会, 小林明等. 汽车工程手册. 北京: 机械工业出版社, 1985.
  4. [日] 自动车技术会. 自动车技术手册. 日本: 自动车技术会发行, 1990.
  5. 邬惠乐, 张洪欣等. 汽车技术词典. 北京: 人民交通出版社, 1996.
  6. L·鲁道夫. 汽车制动系统的分析与设计. 张蔚林译. 北京: 机械工业出版社, 1985.
  7. 机械工程手册编辑委员会. 机械工程手册(第 69 篇). 北京: 机械工业出版社, 1981.
  8. [英] T·P·纽康姆等. 汽车制动文集. 吴植民等译. 北京: 人民交通出版社, 1984.
  9. 蒋崇贤, 何明辉. 专用汽车设计. 武汉: 武汉工业大学出版社, 1994.
  10. 唐宇明. 汽车转向制动系设计. 南京: 东南大学出版社, 1995.
  11. 杨松涛. 汽车安全性能. 长春: 吉林科学技术出版社, 1991.
  12. 黄显声. 重型汽车制动系. 北京: 人民交通出版社, 1987.
  13. 王宣编译. 电子控制防抱制动调节系统. 国外汽车, 1973.
  14. 清华大学安全节能国家重点实验室, 李修曾. IVECO 汽车匹配防抱制动系统, 1996.
  15. BOSCH Braking Systems for Passenger Cars.

16. Delphi Chassis ABS Product Overview, 1994.
17. 吴植民. 汽车构造. 北京: 人民交通出版社, 1990.
18. 崔靖等. 汽车构造. 西安: 陕西科技出版社, 1984.
19. [德] M·米奇克. 汽车动力学 A 卷. 陈荫三译. 北京: 人民交通出版社, 1992.
20. 姚海法. 采用自动制动控制的防尾追碰撞系统. 世界汽车, 1995.
21. 青木和彦. 自动車工學全書. 東京: 山海堂, 1980.
22. T·P·Newcomb. Cooling Rate of Brake Drums and Discs, 1965.
23. 青木和彦. 自動車選書, フ・-キ. 東京: 山海堂, 1987.
24. 杉谷達夫. アンチロツフフレーキ製御. カエレクトロニクス・サブシステム. 中日社, 1987.
25. 岩谷正人ほか. ABSかうみた 4WDの展望[4WD周辺の新技术および新製品]に関するシンポジウム, 1986.
26. 久保田仁ほか. アンチスキッドの最適製御技術について. 自動車技術, Vol. 42, NO. 2, 1988.
27. 西川達はか. 4WD車用4輪アンチロツフブレーキシステム. 自動車技術, Vol. 42, NO. 2, 1988.
28. 松浦謙. 制動エネルギーの回生について. 自動車技術, Vol. 32, NO. 5, 1978.
29. D·Scott et al. International Viewpoints – Flywheel buses advance in Europe. Automotive Engineering, Vol. 88, NO. 12, 1980.
30. N·Nakazawa et al. Development of a Braking Energy Regeneration System for City Buses. SAE Paper 876625.
31. D·Scott et al. International Viewpoints – Regenerative Braking for buses gives big fuel saving. Automotive Engineering, Vol. 92, NO. 10, 1984.
32. P·A·C·Medlicott. Development of a Lightweight, Low Cost Flywheel Energy Storage System for a Regenerative Braking Application. Intersoc. Energy Convers Eng. Conf., Vol. 20, No2, 1985.
33. D·Scott. International Viewpoints – Regenerative Braking System Could Cut Fuel Consumption. Automotive Engineering, Vol. 84, No. 5, 1976.
34. P·Wu et al. Fuel Economy and Operating Characteristics of a Hydropneumatic Energy Storage Automobile. SAE Paper 851678.
35. 庄继德. 汽车电子控制系统工程. 北京: 北京理工大学出版社, 1998.
36. 李东江, 宋良玉. 现代汽车电子控制技术. 北京: 科学技术文献出版社, 1998.
37. 明轩, 陈菊香. 国外汽车安全性研究动向. 上海汽车, 98, NO. 5.
38. 原田宏. 自動車の製御技術. 朝倉書店.

## 5 汽车操纵稳定性

### 5.1 操纵稳定性概述

#### 5.1.1 汽车的运动及坐标系

汽车的运动通常是指车身的运动。图 5-1-1 描述了车身在空间运动的六个自由度及坐标系。图中  $O-XYZ$  坐标系固定在地面上，称为惯性坐标系或大地坐标系， $C-xyz$  坐标系固定在车身上，原点  $C$  为车身质心， $x$  轴为车身纵向水平轴，方向向前， $z$  轴铅垂向上， $y$  轴水平向左，构成一个右手直角坐标系。车身的六个运动速度可以方便地在车身系内度量，其符号、名称及意义见表 5-1-1。

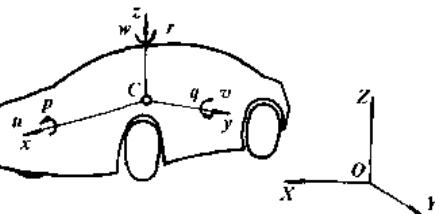


图 5-1-1 汽车的运动及其坐标系

表 5-1-1 车身的运动速度

符 号	名 称	意 义	符 号	名 称	意 义
$u$	纵向速度	车身质心速度沿车身系 $x$ 轴分量	$p$	侧倾角速度	车身角速度沿车身系 $x$ 轴分量
$v$	横向速度	车身质心速度沿车身系 $y$ 轴分量	$q$	俯仰角速度	车身角速度沿车身系 $y$ 轴分量
$w$	垂直速度	车身质心速度沿车身系 $z$ 轴分量	$r$	横摆角速度	车身角速度沿车身系 $z$ 轴分量

在车身的六个运动自由度中，横向运动、侧倾运动及横摆运动是操纵稳定性研究所最关心的。

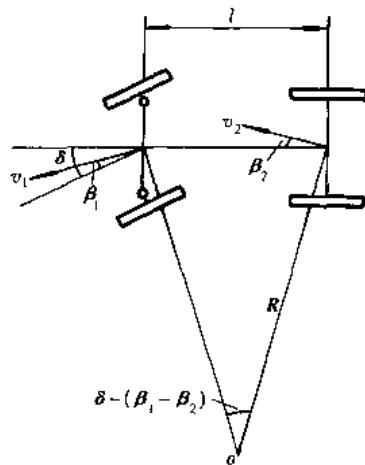


图 5-1-2 侧偏角不大时汽车的转弯半径

#### 5.1.2 汽车系统

汽车在作转向运动时，如图 5-1-2 所示，在轮胎侧偏角不大时，前轮转角  $\delta$  与转弯半径  $R$  之间有如下近似关系：

$$R = \frac{l}{\delta - (\beta_1 - \beta_2)}$$

式中： $l$ —轴距；

$\beta_1$ —前轮侧偏角；

$\beta_2$ —后轮侧偏角。

如果把前轮转角看成汽车系统的输入，并认为向心加速度是系统的输出，由于  $\beta_1 - \beta_2$  是向心加速度  $a_y = \frac{V^2}{R}$  的函数，因此有图 5-1-3 所示的侧偏角不大时的汽车系统的方框图。当  $\frac{d(\beta_1 - \beta_2)}{da_y} > 0$  时，如图 5-1-4 所示， $a_y$  增加使有效输入  $x = \delta - (\beta_1 - \beta_2)$  减小，这是负反馈，汽车术语中称这种负反馈特性为不足转向；当  $\frac{d(\beta_1 - \beta_2)}{da_y} < 0$  时， $a_y$  增加使有效输

入  $x = \delta - (\beta_1 - \beta_2)$  增大, 这是正反馈, 汽车术语中称这种正反馈特性为过度转向; 当  $\frac{d(\beta_1 - \beta_2)}{da_1} = 0$  时, 如图 5-1-4 中  $a_{\text{m}}$  附近,  $a_1$  增加或减少, 有效输入  $x = \delta - (\beta_1 - \beta_2)$  保持不变, 汽车术语中称这种特性为中性转向。

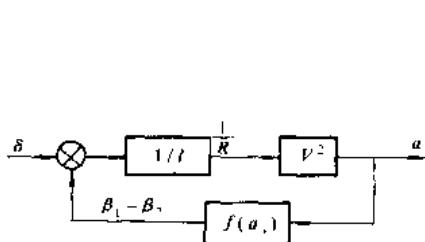


图 5-1-3 侧偏角不大时的汽车系统

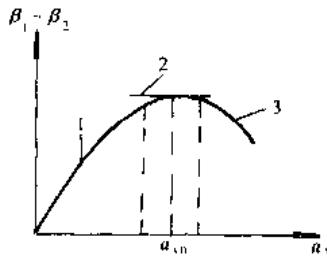


图 5-1-4 汽车的转向特性

1-不足转向；2-中性转向；3-过度转向

由于实际汽车是一个复杂的机械系统, 所以除了轮胎的侧偏现象以外, 还有其他一些因素可以造成汽车转向运动的反馈作用, 这些因素主要是:

- ①转向悬架系统的弹性;
- ②侧倾转向效应;
- ③车轮倾斜效应;
- ④空气动力的影响。

所有这些反馈因素, 一般说来, 随具体的结构和使用情况不同, 既可能是负反馈, 也可能是正反馈。凡是正反馈的转向特性, 都可称为过度转向特性; 凡是负反馈的转向特性, 都可称为不足转向特性。所以一般说来, 汽车的过度-不足转向特性, 应该包括上述各种反馈的综合效果。

近年来由于电子控制装置的采用, 如四轮转向系统, 电控悬架系统, 电控转向系统及驱动、制动力控制系统, 使汽车操纵稳定性有了大幅度的提高, 也使汽车系统由以往的纯机械系统变为带有智能装置的机-电系统。这种系统通过电子控制装置改变了上述各种因素的反馈特性。

### 5.1.3 驾驶员-汽车系统

汽车的运动是在驾驶员的操纵下实现的, 因此欲对汽车的运动性能作深入分析, 必须研究包括驾驶员特性在内的驾驶员-汽车系统, 如图 5-1-5 所示。图中汽车的输入  $x$  是驾驶员给汽车的转向指令(转向盘转角或力), 输出  $y$  是汽车的转向运动量(横摆角速度、转弯半径等)。驾驶员可以看作是由观测环节、执行环节和比较环节(图中的 $\otimes$ )三部分组成的调节器。整个系统的输入可以认为是道路输入。

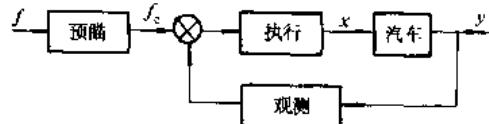


图 5-1-5 驾驶员-汽车系统

### 5.1.4 汽车的操纵稳定性

操纵稳定性是汽车的一种运动性能, 这种性能通过驾驶员在一定路面和环境下的操纵反映出来。通常认为汽车的操纵稳定性包含相互联系的两个部分: 一是操纵性, 二是稳定性。操纵性是指汽车能够确切地响应驾驶员转向指令的能力。稳定性是指汽车受到外界扰动(路面扰动或突然阵风扰动)后恢复原来运动状态的能力。两者很难断然分开, 稳定性好坏直接影响操纵性好坏, 因此通常只统称为操纵稳定性。

驾驶员-汽车系统在一定路面和环境下的操纵运动响应, 一方面取决于汽车的操纵稳定性, 另一方面也取决于驾驶员的行为特性和驾驶技术, 二者配合良好才能使驾驶员-汽车系统获得良好的操纵运动响应。

## 5.2 轮胎的力学特性

### 5.2.1 轮胎坐标系及轮胎六分力

以车轮平面(垂直于车轮旋转轴线的轮胎中分平面)与地平面的交线为 $x$ 轴,方向向前,以车轮自转轴线在地平面上的垂直投影线为 $y$ 轴,方向向左, $x$ 轴和 $y$ 轴的交点 $O$ 为原点,以过原点的铅垂线为 $z$ 轴,方向向上,建立如图5-2-1所示的轮胎坐标系。车轮中心(车轮旋转轴线与车轮平面的交点)相对地面的运动速度为 $V$ , $V$ 在水平地面上与 $x$ 轴的夹角 $\beta$ 定义为侧偏角,图中所示方向为正。车轮平面与 $xOz$ 平面的夹角 $\gamma$ 定义为侧倾角,图中所示方向为正。

轮胎胎面与地平面的接触区域称为印迹,轮胎坐标系的原点称为印迹中心,虽然它并不总是印迹图形的形心。一般情况下地平面通过印迹作用在胎面上的应力既有垂直于地平面的正应力 $q_z$ ,也有沿着地平面的剪应力 $q_y$ , $q_y$ 又可分解为X方向的纵向应力 $q_x$ 和Y方向的侧向应力 $q_y$ 。将印迹上各点的 $q_x$ 、 $q_y$ 及 $q_z$ 向原点 $O$ 简化,可得到沿轮胎坐标系各轴的三个力 $F_x$ 、 $F_y$ 和 $F_z$ ,及三个力矩 $M_x$ 、 $M_y$ 和 $M_z$ ,即六分力,其正方向如图5-2-1所示,其名称及意义见表5-2-1。

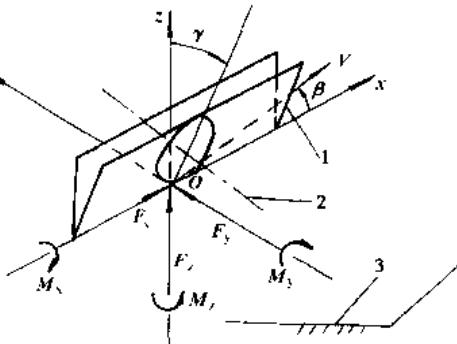


图 5-2-1 轮胎坐标系及六分力  
1-车轮平面;2-自转轴线;3-地平面

表 5-2-1 轮胎六分力

符 号	名 称	意 义
$F_x$	纵向力	地面对轮胎作用力沿轮胎坐标系 $x$ 轴分量
$F_y$	侧向力	地面对轮胎作用力沿轮胎坐标系 $y$ 轴分量
$F_z$	垂 直 力	地面对轮胎作用力沿轮胎坐标系 $z$ 轴分量
$M_x$	翻转力矩	地面对轮胎作用力矩沿轮胎坐标系 $x$ 轴分量
$M_y$	滚动阻力矩	地面对轮胎作用力矩沿轮胎坐标系 $y$ 轴分量
$M_z$	回正力矩	地面对轮胎作用力矩沿轮胎坐标系 $z$ 轴分量

### 5.2.2 轮胎的稳态侧偏特性

#### 5.2.2.1 简化理论模型

##### 1) 理论假设

这里对轮胎的结构特性、运动状态及胎面与地面间的附着条件作如下假设:

- ①胎体为刚性的,整个轮胎的弹性都集中于胎面层;
- ②胎面应力在印迹宽度方向均匀分布,忽略轮胎宽度的影响;
- ③轮胎作自由滚动,其纵向滑移与纵向力可以忽略;
- ④轮胎作缓慢侧偏,即侧偏角变化的频率很小可以忽略;
- ⑤轮胎的侧倾角为零;
- ⑥胎面与地面间在印迹上各点的侧向摩擦系数相同,且为常数。

##### 2) 印迹坐标系

以车轮平面在地平面上的投影线为  $x$  轴, 方向向后, 以印迹前端点(印迹上位于胎面中心线上的前端点)为原点, 以过原点与  $x$  轴垂直且指向车轮前进方向右方的轴线为  $y$  轴, 如此建立的坐标系称为印迹坐标系, 如图 5-2-2 所示。

设印迹长度为  $2a$ , 则在  $x$  轴上, 印迹始于  $x = 0$ , 止于  $x = 2a$ 。 $x$  轴上  $x = a$  的点为印迹中心, 即轮胎坐标系的原点。

为了方便起见, 相应于  $x$  轴定义一个无量纲的  $u$  轴, 如图 5-2-2 所示, 其上坐标  $u = x/a$ , 从而印迹区域为  $0 \leq u \leq 2$ 。

### 3) 垂直载荷分布函数

设印迹上的垂直应力  $q$  在胎宽方向上均布, 如图 5-2-2 所示, 在纵向具有如下函数形式:

$$q_z = \frac{F_z}{2a} \eta(u) \quad (5-2-1)$$

其中  $F_z$  为垂直载荷,  $\eta(u)$  称为垂直载荷分布函数, 它定义在  $0 \leq u \leq 2$  区间上, 当  $u < 0$  或  $u > 2$  时  $\eta(u) = 0$ 。图 5-2-3 给出了垂直载荷分布函数  $\eta(u)$  随垂直载荷变化的大致形状。

### 4) 印迹内无滑移区时的侧向力与回正力矩

当侧偏角  $\beta$  相对较小, 附着力较大时, 印迹内全部胎面附着在路面上, 此时侧向力  $F_y$  的大小为:

$$F_y = K_y \tan \beta \quad (5-2-2)$$

式中  $K_y$  称为侧偏刚度, 它定义为:

$$K_y = 2a^2 C_y \quad (5-2-3)$$

这里  $C_y$  为胎面的侧向分布刚度。侧向力  $F_y$  在轮胎坐标系内的实际方向和位置如图 5-2-4 所示。将  $F_y$  向印迹中心取矩有回正力矩  $M_z$  为:

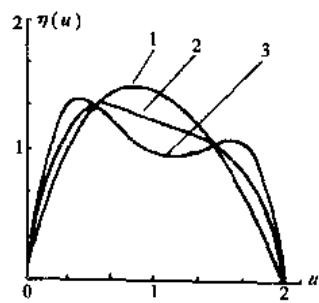


图 5-2-3 垂直载荷分布函数  
 $\eta(u)$  的基本形状  
1-空载; 2-重载; 3-超载

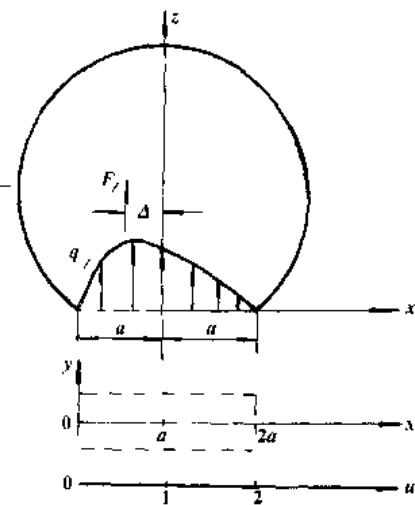


图 5-2-2 印迹坐标系与垂直载荷分布

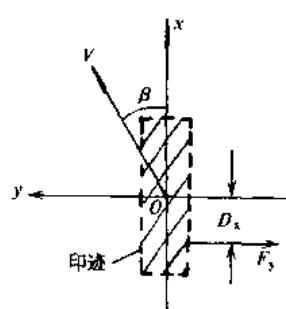


图 5-2-4 轮胎坐标系内侧向力  
的实际方向和位置

$$M_z = F_y D_x \quad (5-2-4)$$

式中:

$$D_x \approx a/3 \quad (5-2-5)$$

且  $D_x$  称为回正力臂或气胎拖距。

### 5) 印迹内有滑移区时的侧向力与回正力矩

当侧偏角  $\beta$  相对较大, 附着力较小时, 印迹内部分胎面甚至全部胎面与地面间发生相对滑移, 此时侧向力  $F_y$  的大小为:

$$F_y = \mu F_z \bar{F}_y \quad (5-2-6)$$

式中  $F_Y = F_Y / (\mu F_Z)$  为无量纲侧向力,  $\mu$  为侧向摩擦系数, 且有:

$$F_Y = -\frac{1}{4} \phi_Y u^*{}^2 + 1 - m_0(u^*)/2 \quad (5-2-7)$$

这里  $\phi_Y$  为相对侧滑率:

$$\phi_Y = \frac{K_Y \tan \beta}{\mu F_Z} \quad (5-2-8)$$

$u^*$  为印迹区间内附着区与滑移区临界点的无量纲坐标, 它由如下起滑条件确定:

$$\frac{\eta(u^*)}{u^*} = \phi_Y \quad (5-2-9)$$

$m_0(u^*)$  为:

$$m_0(u^*) = \int_0^{u^*} \eta(u) du \quad (5-2-10)$$

侧向力  $F_Y$  在轮胎坐标系内的方向和位置仍如图 5-2-4 所示, 此时气胎拖距  $D_X$  为:

$$D_X = D_X a \quad (5-2-11)$$

式中  $\bar{D}_X = D_X/a$  为无量纲气胎拖距, 且有:

$$\bar{D}_X = \frac{\frac{\phi_Y u^*{}^3}{6} + 1 - \theta - \frac{m_1(u^*)}{2}}{\frac{\phi_Y u^*{}^2}{4} + 1 - \frac{m_0(u^*)}{2}} \quad (5-2-12)$$

式中:  $m_1(u^*) = \int_0^{u^*} u \eta(u) du$

$$\theta = 1 - \frac{1}{2} \int_0^{u^*} u \eta(u) du \quad (5-2-13)$$

回正力矩也可以方便地用无量纲形式表示:

$$\bar{M}_Z = \frac{M_Z}{\mu F_Z a} = F_Y \bar{D}_X \quad (5-2-15)$$

#### 6) 两种简单对称分布载荷下的侧偏特性

由前面公式可知, 只要给定垂直载荷分布函数  $\eta(u)$ , 则无量纲侧向力  $F_Y$ , 无量纲气胎拖距  $\bar{D}_X$  及无量纲回正力矩  $\bar{M}_Z$  为  $\phi_Y$  的单变量函数。若  $\eta(u)$  为均匀分布, 即:

$$\eta(u) = \begin{cases} 1, & 0 \leq u \leq 2 \\ 0, & \text{其他} \end{cases} \quad (5-2-16)$$

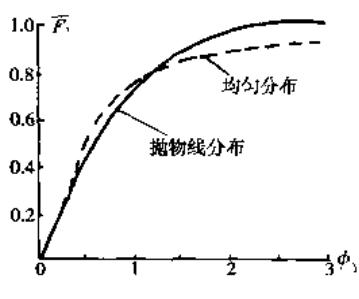
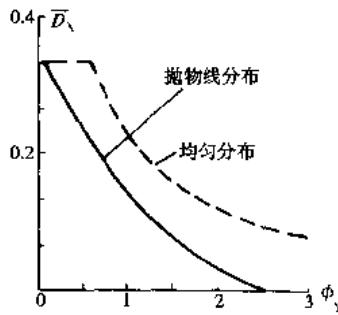
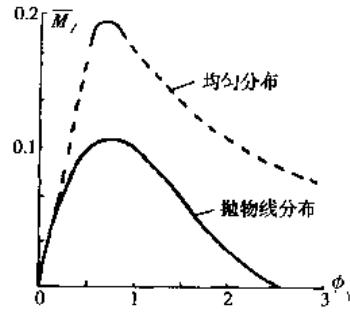
则有:

$$\bar{F}_Y = \begin{cases} 1 - \frac{1}{4\phi_Y}, & \phi_Y > \frac{1}{2} \\ \phi_Y, & \phi_Y \leq \frac{1}{2} \end{cases} \quad (5-2-17)$$

$$\bar{D}_X = \begin{cases} \frac{1 - \frac{1}{3\phi_Y}}{4\phi_Y - 1}, & \phi_Y > \frac{1}{2} \\ \frac{1}{3}, & \phi_Y \leq \frac{1}{2} \end{cases} \quad (5-2-18)$$

$$\bar{M}_Z = \begin{cases} \frac{1}{4\phi_Y} \left( 1 - \frac{1}{3\phi_Y} \right), & \phi_Y > \frac{1}{2} \\ \frac{1}{3}\phi_Y, & \phi_Y \leq \frac{1}{2} \end{cases} \quad (5-2-19)$$

其曲线如图 5-2-5、图 5-2-6 及图 5-2-7 中虚线所示。

图 5-2-5  $F_Y \sim \phi_Y$  关系图图 5-2-6  $D_X \sim \phi_Y$  关系图图 5-2-7  $M_Z \sim \phi_Y$  关系图

若  $\eta(u)$  为对称抛物线分布, 即:

$$\eta(u) = \begin{cases} \frac{3}{2}u(2-u), & 0 \leq u \leq 2 \\ 0, & \text{其他} \end{cases} \quad (5-2-20)$$

则有:

$$\bar{F}_Y = \begin{cases} \phi_Y - \frac{1}{3}\phi_Y^2 + \frac{1}{27}\phi_Y^3, & \phi_Y \leq 3 \\ 1, & \phi_Y > 3 \end{cases} \quad (5-2-21)$$

$$\bar{D}_X = \begin{cases} \frac{1}{3} - \frac{1}{3}\phi_Y + \frac{1}{9}\phi_Y^2 - \frac{1}{81}\phi_Y^3, & \phi_Y \leq 3 \\ 1 - \frac{1}{3}\phi_Y + \frac{1}{27}\phi_Y^2, & \phi_Y > 3 \\ 0, & \phi_Y > 3 \end{cases} \quad (5-2-22)$$

$$\bar{M}_Z = \begin{cases} \frac{1}{3}\phi_Y - \frac{1}{3}\phi_Y^2 + \frac{1}{9}\phi_Y^3 - \frac{1}{81}\phi_Y^4, & \phi_Y \leq 3 \\ 0, & \phi_Y > 3 \end{cases} \quad (5-2-23)$$

其曲线如图 5-2-5、图 5-2-6 及图 5-2-7 中实线所示。

均匀载荷分布与一些子午线轮胎在大载荷下的分布规律比较接近, 对称抛物线载荷分布与载荷不太大时斜交胎的载荷分布比较接近。实际载荷分布并不是对称的, 其重心总是比印迹中心偏前一个距离, 因此实际载荷分布规律多用非对称的高次多项式模拟。

### 5.2.2.2 一般理论模型

简化理论模型把轮胎的所有弹性都集中到胎面, 这种简化对揭示轮胎大部分力学特性是相当有效的。但是由于忽视胎体的变形规律, 造成对印迹上侧向切应力的表达不准确, 从而会造成侧向力与回正力矩计算的一些误差。用通过试验来识别模型参数的办法, 可以在某种程度上减小这些误差, 但对某些重要现象, 例如, 为什么实际上汽车, 特别是轿车轮胎的回正力臂常常明显大于  $a/3$  ( $a$  为印迹半长度), 以及为什么有些轮胎的无量纲侧向力曲线  $F_Y \sim \phi_Y$  曲折程度和随垂直载荷而变化的程度, 都超出了简化理论模型(包括各种可能的垂直载荷分布)所估计的范围等, 都不能给予圆满的解释, 而且也无法研究帘线层的力学特性对轮胎运动力学特性的影响。

图 5-2-8 给出了考虑胎体弹性后胎体和胎面的一般变形图。图中线 1 表示只发生胎体平移变形后胎面中心线和弹性圆环(子午线胎的带束或斜交胎的缓冲层)中心线所在的位置, 线 2 表示又发生胎体扭转变形后的位置, 线 3 表示弹性圆环发生侧向变形后其中心线所处的位置, 线 4 表示在上述三个变形基础上胎面又发生侧向变形后胎面中心线所处的位置, A 点为前端点, C 点为后端点, B 点为附着区(对应 AB 段)和滑移

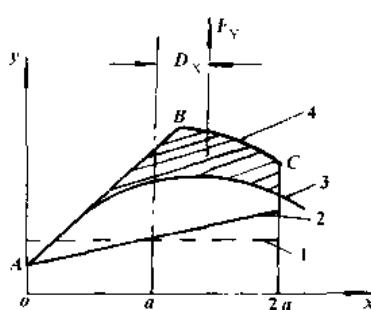


图 5-2-8 胎体和胎面的侧向变形

1-只发生胎体平移变形；2-发生胎体扭转变形；3-弹性圆环发生侧向变形；大。  
4-胎面又发生侧向变形

区(对应 BC 段)的分界点。阴影区代表胎面层变形大小，也间接地表征了胎面层侧向应力的大小。阴影区的面积即代表侧向力  $F_Y$  的相对大小，阴影区形心距印迹中心的距离即为气胎拖距。从胎体的一般变形模式和平直载荷分布的一般模式出发，可以推得侧向力、气胎拖距及回正力矩的一般表达式。

分析表明，在侧偏角相对较小，附着力较大时，关于胎体弹性的影响，有如下三个结论：

①胎体弹性使轮胎的侧偏刚度降低；

②定义相对侧偏刚度为侧偏刚度与垂直载荷之比，则胎体弹性使轮胎的相对侧偏刚度随垂直载荷的增加而下降；

③由于胎体弹性，轮胎的气胎拖距通常比  $a/3$  ( $a$  为印迹半长度)

### 5.2.2.3 半经验模型

理论模型可以用来研究轮胎的结构特征参数和使用参数对轮胎力学特性的影响，也可以用来解释实际中出现的各种现象，但一般说来，理论模型求解复杂，不便于在汽车动力学仿真中应用。这里介绍的轮胎稳态侧偏特性的半经验模型，一方面以理论模型为指导，另一方面又利用一定工况下的实验数据确定其拟合系数，具有既准确可靠又便于应用的优点。

图 5-2-9 给出了稳态侧偏特性半经验模型的方框图。图中侧偏角  $\beta$  和垂直载荷  $F_Z$  为输入，侧向力  $F_Y$  和回正力矩  $M_Z$  为输出，系数  $a_1 \cdots a_8$  和  $c_1 \cdots c_{10}$  为给定轮胎在下列条件下通过实验获得的特征参数：

- ①轮胎的结构、型号及胎压一定；
- ②运动状态为无侧倾角、自由滚动且缓慢侧偏；
- ③路面条件一定。

这些条件同时也决定了所建立的半经验模型的适用范围，即仿真给定轮胎在给定路面下的稳态纯侧偏特性。

表 5-2-2 按顺序给出了由输入( $\beta, F_Z$ )计算出输出( $F_Y, M_Z$ )所需的半经验公式，这里的侧偏角  $\beta$ 、侧向力  $F_Y$  及回正力矩  $M_Z$  都采用轮胎坐标系中的方向规定。

表 5-2-2 稳态侧偏特性半经验模型公式

所计算变量	所需公式
系数 $E_1$	$E_1 = \frac{0.5}{1 + \exp(- (F_Z - a_1)/a_2)}$
相对侧偏刚度 $\frac{K_Y}{F_Z}$	$\frac{K_Y}{F_Z} = \frac{1}{a_1 + a_4 F_Z + a_5 F_Z^2}$
侧向摩擦系数 $\mu_Y$	$\mu_Y = a_6 - a_7 F_Z + a_8 F_Z^2$
相对侧滑率 $\phi_Y$	$\phi_Y = \frac{K_Y \tan \beta}{\mu_Y F_Z}$
无量纲侧向力 $F_Y$	$F_Y = 1 - \exp(-  \phi_Y  - E_1  \phi_Y ^2 - (E_1^2 + \frac{1}{12})  \phi_Y ^3)$

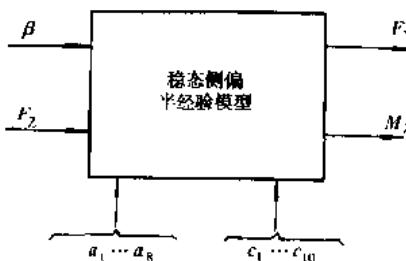


图 5-2-9 稳态侧偏特性半经验模型方框图

续上表

所计算变量	所需公式
侧向力 $F_Y$	$F_Y = -\frac{\phi_Y}{ \phi_Y } \mu_1 F_Z F_Y$ (若 $\phi_Y = 0, F_Y = 0$ )
气胎拖距初值 $D_{x0}$	$D_{x0} = c_1 + c_2 F_Z + c_3 F_Z^2$
气胎拖距终值 $D_x$	$D_x = c_4 + c_5 F_Z + c_6 F_Z^2$
系数 $D_1$	$D_1 = c_7 \exp(-F_Z/c_8)$
系数 $D_2$	$D_2 = c_9 \exp(F_Z/c_{10})$
气胎拖距 $D_X$	$D_X = (D_{x0} + D_x) \exp(-D_1  \phi_Y  - D_2  \phi_Y ^2) - D_p$
回正力矩 $M_Z$	$M_Z = -F_Y D_X$

### 5.2.3 轮胎的稳态纵滑特性

#### 5.2.3.1 简化理论模型

##### 1) 理论假设

这里对轮胎的结构特性、运动状态及胎面与地面间的附着条件作如下假设：

- ①胎体为刚性的，整个轮胎的弹性都集中于胎面层；
- ②胎面应力在印迹宽度方向均匀分布，忽略轮胎宽度的影响；
- ③轮胎沿车轮平面方向滚动，无侧偏；
- ④轮胎作缓慢纵滑，即纵向滑移率变化缓慢，其导数可以忽略；
- ⑤轮胎的侧倾角为零；
- ⑥胎面与地面间在印迹上各点的纵向摩擦系数相同，且为常数；

##### 2) 印迹内无滑移区时的纵向力

定义轮胎纵向滑移率  $S_x$  为：

$$S_x = \frac{V - \omega R}{|\omega R|} \quad (5-2-24)$$

其中  $V$  为轮心速度，如图 5-2-10 所示， $\omega$  为车轮自转角速度， $R$  为滚动半径。当纵向滑移率  $S_x$  相对较小，附着力较大时，印迹内全部胎面附着在路面上，此时纵向力  $F_x$  的大小为：

$$F_x = K_x S_x \quad (5-2-25)$$

其中  $K_x$  为纵滑刚度。当制动时， $S_x > 0, F_x$  的方向向后，如图 5-2-10 所示；驱动时  $S_x < 0, F_x$  的方向向前。

##### 3) 印迹内有滑移区时的纵向力

当纵向滑移率  $S_x$  相对较大，附着力较小时，印迹内部分胎面甚至全部胎面与地面间发生相对滑移，此时纵向力  $F_x$  的大小为：

$$F_x = \mu F_Z F_x \quad (5-2-26)$$

式中  $\mu$  为纵向摩擦系数， $\bar{F}_x = F_x / (\mu F_Z)$  为无量纲纵向力，且有：

$$\bar{F}_x = \frac{1}{4} \phi_x u^{*2} + 1 - \frac{m_0(u^*)}{2} \quad (5-2-27)$$

这里  $\phi_x$  为相对纵滑率：

$$\phi_x = \frac{K_x S_x}{\mu F_Z} \quad (5-2-28)$$

$u^*$  为印迹区间内附着区与滑移区临界点的无量纲坐标，它由如下起滑条件确定：

$$\eta \left( \frac{u^*}{u} \right) = \phi_x \quad (5-2-29)$$

$m_0(u^*)$  见式(5-2-10)。

将式(5-2-27)与式(5-2-7)比较可知,  $F_x \sim \phi_x$  与  $F_y \sim \phi_y$  的函数关系完全相同, 这使得有关侧偏特性的许多分析可以作为分析纵滑特性的借鉴, 而侧向力半经验公式可以作为纵向力半经验公式使用, 只要把有关变量作相应替换, 详见下述。

### 5.2.3.2 半经验模型

图 5-2-11 给出了稳态纵滑特性半经验模型的方框图。图中纵向滑移率  $S_x$  和垂直载荷  $F_z$  为输入, 纵向力  $F_x$  为输出, 系数  $a_1, a_2$  和  $b_1 \dots b_6$  为给定轮胎在下列条件下通过实验获得的特征参数:

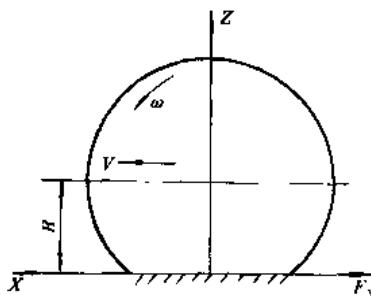


图 5-2-10 有纵滑的轮胎

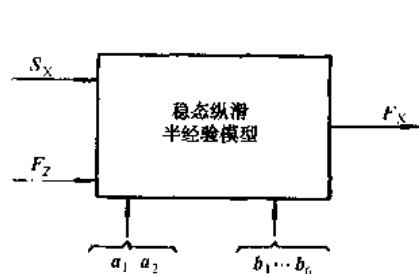


图 5-2-11 稳态纵滑特性半经验模型方框图

- ①轮胎的结构、型号及胎压一定;
- ②运动状态为无侧倾角、无侧偏, 且缓慢纵滑;
- ③路面条件一定。

这些条件同时也决定了所建立的半经验模型的适用范围, 即仿真给定轮胎在给定路面下的稳态纵滑特性。

表 5-2-3 按顺序给出了由输入( $S_x, F_z$ )计算出输出( $F_x$ )所需的半经验公式, 这里的纵向力  $F_x$  的方向采用轮胎坐标系中的方向规定, 其值当驱动( $S_x < 0$ )时为止, 制动( $S_x > 0$ )时为负。

表 5-2-3 稳态纵滑特性半经验模型公式

所计算变量	所编公式
系数 $E_1$	$E_1 = \frac{0.5}{1 + \exp(-(\bar{F}_z - a_1)/a_2)}$
相对纵滑刚度 $\frac{K_x}{F_z}$	$\frac{K_x}{F_z} = \frac{1}{b_1 + b_2 F_z + b_3 F_z^2}$
纵向摩擦系数 $\mu_x$	$\mu_x = b_4 + b_5 F_z + b_6 F_z^2$
相对纵滑率 $\phi_x$	$\mu_x = \frac{K_x S_x}{\phi_x F_z}$
无量纲纵向力 $\bar{F}_x$	$\bar{F}_x = 1 - \exp(- \phi_x  - E_1  \phi_x ^2 - (E_1^2 + \frac{1}{12})  \phi_x ^3)$
纵向力 $F_x$	$F_x = -\frac{\phi_x}{ \phi_x } \mu_x F_z \bar{F}_x$ (若 $\phi_x = 0, F_x = 0$ )

### 5.2.4 轮胎的稳态纵滑侧偏特性

#### 5.2.4.1 简化理论模型

##### 1) 理论假设

① 弹性胎体只发生侧向平移变形，其纵向平移变形、侧向弯曲变形和绕铅直轴的扭转变形可以忽略；弹性胎面可发生侧向和纵向变形；

② 胎面应力在印迹宽度方向均匀分布，忽略轮胎宽度的影响；

③ 轮胎的纵滑和侧偏状态变化缓慢；

④ 轮胎的侧倾角为零；

⑤ 胎面与地面间在印迹上各点的摩擦系数在同一方向上大小相同，且保持为常数；同一点在各个方向上的摩擦系数不同，设其符合摩擦椭圆概念（见后叙）。

##### 2) 方向摩擦系数

图 5-2-12 表示在印迹上的一点 P，垂直应力为  $q_z$ ，在纵向的最大附着应力为  $\mu_x q_z$ ， $\mu_x$  为纵向摩擦系数；在侧向的最大附着应力为  $\mu_y q_z$ ， $\mu_y$  为侧向摩擦系数；在与纵向成某一角度  $\theta$  的方向上，最大附着应力为  $\mu q_z$ ， $\mu$  称为该方向上的摩擦系数，把  $\mu q_z$  沿纵向和侧向分解为纵向分量  $q_{cx}$  和侧向分量  $q_{cy}$ ，则有如下椭圆方程：

$$\left( \frac{q_{cx}}{\mu_x q_z} \right)^2 + \left( \frac{q_{cy}}{\mu_y q_z} \right)^2 = 1 \quad (5-2-30)$$

##### 3) 相对纵滑率、相对侧滑率与相对总滑移率

当轮胎有纵滑即在驱动或制动时，侧向滑移率  $S_y$  为：

$$S_y = (1 + S_x) \tan \beta \quad (5-2-31)$$

相对侧滑率  $\phi_y$  为：

$$\phi_y = \frac{K_y S_y}{\mu_y F_z} \quad (5-2-32)$$

相对纵滑率  $\phi_x$  为：

$$\phi_x = \frac{K_x S_x}{\mu_x F_z} \quad (5-2-33)$$

相对总滑移率为：

$$\phi = \sqrt{\phi_x^2 + \phi_y^2} \quad (5-2-34)$$

则方向摩擦系数  $\mu$  为：

$$\mu = \sqrt{\left( \frac{\phi_x}{\mu_x} \right)^2 + \left( \frac{\phi_y}{\mu_y} \right)^2} \quad (5-2-35)$$

##### 4) 无量纲纵向力、无量纲侧向力与无量纲总切力

定义无量纲纵向力  $\bar{F}_x$  为：

$$\bar{F}_x = \frac{F_x}{\mu_x F_z} \quad (5-2-36)$$

无量纲侧向力  $\bar{F}_y$  为：

$$\bar{F}_y = \frac{F_y}{\mu_y F_z} \quad (5-2-37)$$

无量纲总切力  $\bar{F}$  为：

$$\bar{F} = \frac{F}{\mu F_z} \quad (5-2-38)$$

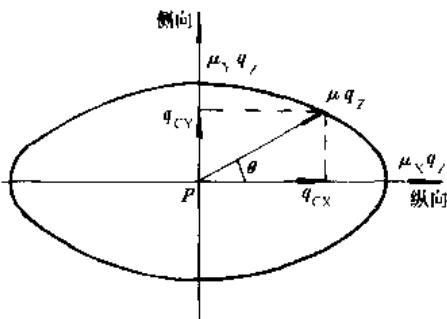


图 5-2-12 摩擦椭圆概念

式中

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (5-2-39)$$

$F$  为总切力，则有：

$$F_x = \frac{\phi_x}{\phi} F \quad (5-2-40)$$

$$F_y = \frac{\phi_y}{\phi} F \quad (5-2-41)$$

### 5) 印迹内无滑移区时的纵向力、侧向力及回正力矩

当相对总滑移率  $\phi$  较小时，印迹内全部胎面附着在路面上，此时纵向力、侧向力、回正力矩及气胎拖距为：

$$F_x = K_x S_x \quad (5-2-42)$$

$$F_y = K_y S_y \quad (5-2-43)$$

$$M_z = K_z D_x - F_x y_0 \quad (5-2-44)$$

$$D_x = \frac{a}{3} \quad (5-2-45)$$

这里  $y_0$  为胎体的侧向平移变形，如图 5-2-13 所示，图中标出的纵向力  $F_x$  和侧向力  $F_y$  的方向和位置是纵向滑移率  $S_x$  为正（制动）和侧向滑移率  $S_y$  为正时的真实方向和位置。

### 6) 印迹内有滑移区时的纵向力、侧向力及回正力矩

当相对总滑移率  $\phi$  较大时，印迹后部部分胎面甚至全部胎面与地面上发生相对滑移，此时无量纲总切力  $\bar{F}$  为：

$$\bar{F} = \frac{1}{4} \phi u^{*2} + 1 - \frac{m_0(u^*)}{2} \quad (5-2-46)$$

这里起滑点坐标  $u^*$  由如下起滑条件确定：

$$\frac{\eta(u^*)}{u^*} = \phi \quad (5-2-47)$$

纵向力  $F_x$  和侧向力  $F_y$  为：

$$F_x = \mu_x F_z \frac{\phi_x}{\phi} \bar{F} \quad (5-2-48)$$

$$F_y = \mu_y F_z \frac{\phi_y}{\phi} \bar{F} \quad (5-2-49)$$

回正力矩  $M_z$  表达式仍如式(5-2-44)所示，但气胎拖距  $D_x$  为：

$$D_x = a \left[ \frac{\frac{1}{6} \phi u^{*3} + 1 - \theta - \frac{m_1(u^*)}{2}}{\frac{1}{4} \phi u^{*2} + 1 - \frac{m_0(u^*)}{2}} - 1 \right] \quad (5-2-50)$$

### 7) 纵向力对初始侧偏刚度的影响

当存在制动或驱动时，定义轮胎有效初始侧偏刚度  $K_{Y_e}$  为：

$$K_{Y_e} = \frac{\partial F_y}{\partial \tan \beta} |_{\beta=0} \quad (5-2-51)$$

定义有效系数  $\lambda$  为：

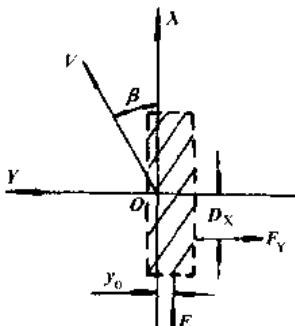


图 5-2-13 纵向力及侧向力在轮胎坐标系内的实际方向和位置

$$\lambda = \frac{K_{Yc}}{K_Y} \quad (5-2-52)$$

则有:  $\lambda = (1 + S_X) \frac{F}{\phi} |_{\phi=1/\lambda} \quad (5-2-53)$

图 5-2-14 给出了“双枪”9.00-20 轮胎在  $F_Z = 5kN$ ,  $K_Y = 10F_Z$ , 用三次多项式作为垂直载荷分布函数, 取偏布率  $\theta = 0.1$  时, 有效系数  $\lambda$  随无量纲纵向力  $\bar{F}_X$  的理论变化曲线。

#### 5.2.4.2 半经验模型

将稳态侧偏、稳态纵滑与稳态纵滑侧偏三种工况下的简化理论公式相比较可知,  $\bar{F}_Y \sim \phi_Y$ ,  $\bar{F}_X \sim \phi_X$  及  $F \sim \phi$  三个函数关系完全相同,  $\bar{D}_X \sim \phi_Y$  与  $D_X \sim \phi$  两个函数关系也完全相同, 这使得在建立稳态纵滑侧偏联合工况下的半经验模型时, 可以利用如下两点结论作为理论支持:

①可以将稳态侧偏半经验公式  $\bar{F}_Y \sim \phi_Y$ , 通过自变量、因变量的替换, 直接改为稳态纵滑侧偏半经验公式  $F \sim \phi$ , 类似地可以将稳态侧偏气胎拖距半经验公式  $\bar{D}_X \sim \phi_Y$  直接改为稳态纵滑侧偏气胎拖距半经验公式  $\bar{D}_X \sim \phi$ ;

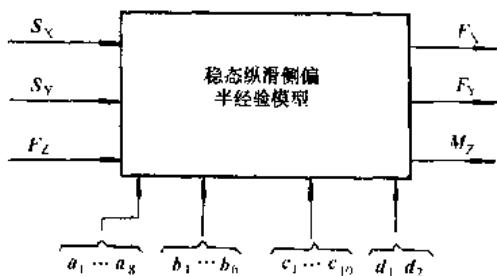


图 5-2-15 稳态纵滑侧偏特性半经验模型方框图

表 5-2-4 按顺序给出了由输入 ( $S_X$ 、 $S_Y$  及  $F_Z$ ) 计算出输出 ( $F_X$ 、 $F_Y$  及  $M_Z$ ) 所需的半经验公式, 其中  $C_{Y0}$  为胎体侧向变形刚度, 纵向力  $F_X$ 、侧向力  $F_Y$  及回正力矩  $M_Z$  的方向符合轮胎坐标系中的方向规定。

表 5-2-4 稳态纵滑侧偏特性半经验模型公式

所计算变量	所需公式
系数 $E_1$	$E_1 = \frac{0.5}{1 + \exp(-(F_Z - a_1)/a_2)}$
相对侧偏刚度 $\frac{K_Y}{F_Z}$	$\frac{K_Y}{F_Z} = \frac{1}{a_3 + a_4 F_Z + a_5 F_Z^2}$
侧向摩擦系数 $\mu_Y$	$\mu_Y = a_6 + a_7 F_Z + a_8 F_Z^2$
相对纵滑刚度 $\frac{K_X}{F_Y}$	$\frac{K_X}{F_Y} = \frac{1}{b_1 + b_2 F_Z + b_3 F_Z^2}$

续上表

所计算变量	所需公式
纵向摩擦系数 $\mu_x$	$\mu_x = b_4 + b_5 F_z + b_6 F_z^2$
相对侧滑率 $\phi_y$	$\phi_y = \frac{K_x S_1}{\mu_x F_z}$
相对纵滑率 $\phi_x$	$\phi_x = \frac{K_x S_2}{\mu_x F_z}$
相总滑移率 $\phi$	$\phi = \sqrt{\phi_x^2 + \phi_y^2}$
无量纲总切力 $F$	$F = 1 - \exp(-\phi - E_1 \phi^2 - (E_1^2 + \frac{1}{12}) \phi^3)$
纵向力 $F_x$	$F_x = -\frac{\phi_x}{\phi} \mu_x F_z F$
侧向力 $F_y$	$F_y = -\frac{\phi_y}{\phi} \mu_x F_z F$
气胎拖距初值 $D_{x0}$	$D_{x0} = c_1 + c_2 F_z + c_3 F_z^2$
气胎拖距终值 $D_e$	$D_e = c_4 + c_5 F_z + c_6 F_z^2$
系数 $D_1$	$D_1 = c_7 \exp(-F_z/c_8)$
系数 $D_2$	$D_2 = c_9 \exp(F_z/c_{10})$
气胎拖距 $D_x$	$D_x = (D_{x0} + D_e) \exp(-D_1 \phi - D_2 \phi^2) - D_e$
侧向变形刚度 $C_{y0}$	$C_{y0} = d_1 F_z + d_2 F_z^2$
侧向平移变形 $y_0$	$y_0 = F_y / C_{y0}$
回正力矩 $M_r$	$M_r = -F_y D_x - F_x y_0$

### 5.2.5 轮胎的非稳态特性

当汽车在车速不太低的正常驾驶条件和良好路面上行驶时，轮胎的运动状态近似表现为稳态，其特性可用前述稳态理论描述；但在一般工况下，尤其是汽车起动、紧急制动、急剧转向和前轮摆振等工况下，轮胎的特性表现为非稳态特性，须用非稳态理论描述。下面给出在非稳态条件下轮胎的侧偏和纵滑特性，其中包括了轮胎侧倾的影响。

图 5-2-16 给出了地面上作非稳态运动轮胎的状态描述，其中  $XOY$  为固定于地面上的坐标系， $xoy$  为固定在轮胎上的坐标系（轮胎坐标系）， $o$  为印迹中心，其在地面坐标系中的绝对坐标为

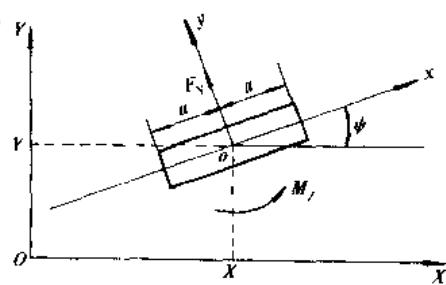


图 5-2-16 非稳态运动轮胎

( $X, Y$ ), 轮胎平面在地平面上的交线(即  $x$  轴)与地面坐标系  $X$  轴的夹角为  $\phi$ , 称为轮胎转动角, 轮胎印迹长度为  $2a$ 。定义印迹中心的名义侧向滑移速度  $V_{SYn}$  为:

$$V_{SYn} = V_r \left[ \phi - \left( \frac{dY}{dX} + R \frac{d\gamma}{dX} \right) - a \left( \frac{d\phi}{dX} + \eta_1 \frac{\sin \gamma}{R} \right) \right] \quad (5-2-54)$$

式中  $V_r = | \omega R |$ , 为车轮自转角速度  $\omega$  与轮胎滚动半径  $R$  乘积的绝对值,  $\gamma$  为轮胎侧倾角,  $\eta_1$  为侧倾角影响系数, 用于体现胎体变形对轮胎有效侧倾角的影响。

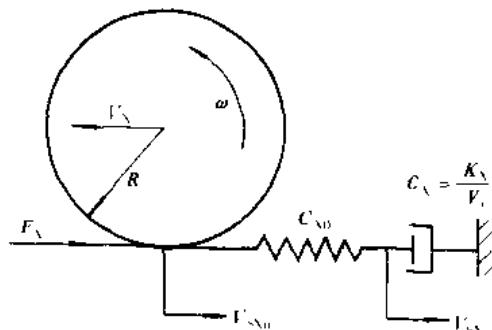
定义印迹中心的纵向滑移速度  $V_{SXn}$  为:

$$V_{SXn} = V_x - V_r \quad (5-2-55)$$

式中  $V_x$  为轮心的纵向速度, 即轮心在地面上速度在轮胎坐标系  $x$  轴方向的投影。

在假设侧向位移  $Y$  和转动角  $\phi$  较小条件下, 得到非稳态下轮胎的有效纵向滑移率  $S_x$  和有效侧向滑移率  $S_y$  为:

$$\begin{cases} V_{SX} + \frac{l_x}{V_r} \dot{V}_{SX} = V_{SXn} \\ V_{SY} + \frac{l_y}{V_r} \dot{V}_{SY} = V_{SYn} \\ S_x = V_{SX}/V_r \\ S_y = V_{SY}/V_r \end{cases} \quad (5-2-56)$$



式中  $l_x$  为纵向松弛长度,  $l_y$  为侧向松弛长度, 它们的定义式为:

$$\begin{cases} l_x = K_x/C_{x0} \\ l_y = K_y/C_{y0} \end{cases} \quad (5-2-57)$$

式中  $C_{x0}$  和  $C_{y0}$  分别为胎体的纵向和侧向变形刚度,  $K_x$  和  $K_y$  分别为轮胎在有效滑移率  $S_x$  和  $S_y$  处的纵滑刚度和侧偏刚度;

$$\begin{cases} K_x = \frac{\partial F_x}{\partial S_x} \\ K_y = \frac{\partial F_y}{\partial S_y} \end{cases} \quad (5-2-58)$$

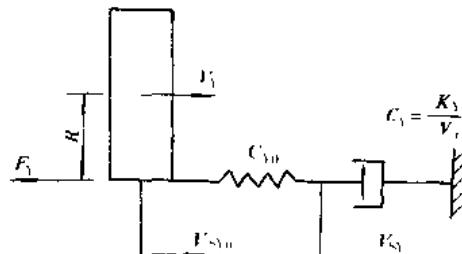


图 5-2-17 非稳态纵滑侧偏特性的物理模型

式(5-2-56)中的  $V_{SX}$  和  $V_{SY}$  可分别称为有效纵向滑移速度和有效侧向滑移速度。式(5-2-56)的物理模型如图 5-2-17 所示, 得到有效滑移率  $S_x$  和  $S_y$  之后, 即可利用稳态纵滑侧偏公式计算出非稳态工况下的纵向力、侧向力和回正力矩。

### 5.3 悬架的力学特性

除了轮胎的侧偏特性外, 悬架系和转向系也在相当大程度上影响汽车转向运动的侧偏和反馈。

汽车前后各轮的侧偏角, 可以由以下五部分组成:

$$\delta_i = \beta_i + \delta_{\varphi i} + \delta_{\eta i} + \delta_x + \delta_B \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (5-3-1)$$

式中:  $i$ ——车轮编号;

$n$ ——车轮数目;

$\beta_i$ ——轮胎的侧偏角;

$\delta_{\varphi i}$ ——侧倾转向角;

$\delta_{\eta i}$ ——侧向力转向角;

$\delta_x$ ——纵向力转向角;

$\delta_b$ ——悬架的垂直位移引起的转向角

轮胎的侧偏角取决于轮胎的侧偏特性、路面附着系数及外力状况,包括车轮负荷。其他四个组成部分分 $\delta_a$ 、 $\delta_{\chi_1}$ 、 $\delta_{\chi_2}$ 和 $\delta_e$ 将在本节和下一节中叙述。

### 5.3.1 车身的侧倾与纵倾

要确定侧倾转向角 $\delta_{\phi}$ 和垂直接头转向角 $\delta_b$ 必先确定车身的侧倾角 $\varphi$ 和垂直接头位移 $\Delta Z$ 。分析在纵向力和侧向力作用下车身的侧倾、纵倾和垂直接头位移时,应用力矩中心概念是比较方便的。力矩中心概念与以往的侧倾中心(Roll Centre)概念的区别在于:力矩中心概念没有作“车身不产生垂直接头位移而只产生角位移”的假设,因而不受这一假设的限制。在不少情况下这两种概念对计算侧倾角的结果是一致的。但是在有的情况下两者会出现差别,如力矩中心概念可以计算车身的垂直接头位移,而侧倾中心概念则算不出车身垂直接头位移。另外,力矩中心概念比侧倾中心概念严密,它既可以用来分析侧倾及其伴随的垂直接头位移,也可以用来分析汽车的纵倾及其伴随的垂直接头位移。用侧倾中心概念来分析纵倾时将产生很大误差。

在应用力矩中心分析车身的侧倾或纵倾的要点如下:

①首先将悬架弹簧加以简化——将悬架弹簧都转化到杠比等于1处,如图5-3-1和图5-3-6所示,并且认为弹簧的下端直接与地面相连,这样简化虽然对车身的位移分析没有影响,但却简化了导向杆系的约束反力的分析;

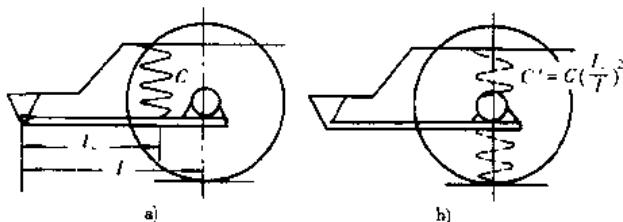


图 5-3-1 弹簧简化

a) 实际系统; b) 等效系统

②将各种各样复杂的导向机构都简化为等效的单臂式导向系统,如图5-3-2所示。

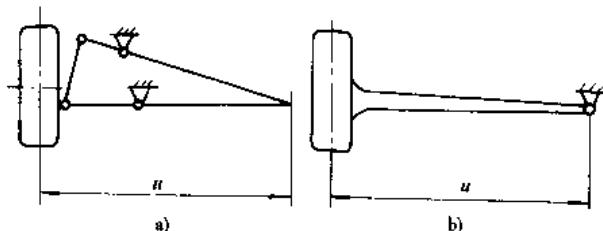


图 5-3-2 导向机构简化

a) 实际系统; b) 等效系统

③将车身所受的所有外力和惯性力,分为弹簧力和非弹簧力两类,两者互相平衡,只要求得非弹簧力的合力即知弹簧力的合力。由此可以确定各弹簧的位移,从而也就确定了车身的角度移和垂直接头位移。

④力矩中心是导向系约束反力的合力与中性面的交点,所谓中性面是车身上的一个垂直平面,如图5-3-3所示,作用在该平面上的所有垂直外力只引起车身的垂直上下移动而不产生角位移。只要两弹簧的刚度 $C_1$ 、 $C_2$ 和距离 $a$ 已经确定,即可确定中性面至弹簧1的距离:

$$a_1 = \frac{C_2}{C_1 + C_2} a \quad (5-3-2)$$

对于侧倾分析,一般左右弹簧对称。作用在对称面上的垂直接头只引起车身的垂直接头位移而不产生角位移,因此对称面就是中性面,导向系约束反力的合力与对称面的交点就是侧倾力矩中心。图5-3-4是一种带有斜

置横拉杆的非独立悬架系统,横向的约束就是横拉杆,约束反力的合力作用线就是横拉杆的中心线,横拉杆与对称面的交点  $O$ ,就是侧倾力矩中心,约束反力可在  $O$  点分解为垂直分力  $N_z$  与水平分力  $N_x$ ,  $N_z$  作用在中性面上,并且只引起车身的垂直位移而与车身的角位移无关,  $N_x$  与悬架上质量的惯性力  $\mu G'$  大小相等,方向相反,构成侧倾力偶,使车身产生侧倾,但与车身的垂直位移无关,使弹簧产生角位移的侧倾力矩为:

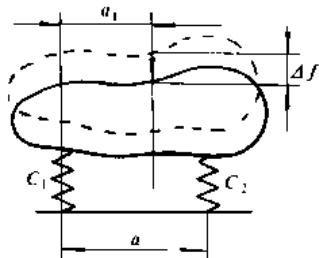


图 5-3-3 中性面

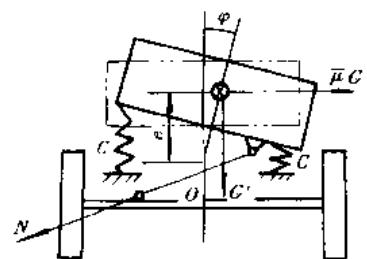


图 5-3-4 侧倾力矩中心

$$M = \bar{\mu} G' e + G' \varphi e \quad (5-3-3)$$

式中:  $G'$ ——悬架上的重量;

$G' \varphi e$ ——侧倾后悬架上质量重心外移所引起的力矩。

设  $C_\varphi$  为横向角刚度,则它由下式确定:

$$C_\varphi = \frac{C}{2} B_s^2 \quad (5-3-4)$$

其中  $B_s$  为有效弹簧距。

以上只表示单独的前悬架或后悬架的情况。由于车身接近于刚体,所以平衡条件是前后侧倾力矩之和与整车的弹簧力矩相等,即:

$$\mu G'_1 e_1 + G'_1 \varphi e_1 + \bar{\mu} G'_2 e_2 + G'_2 \varphi e_2 = \varphi \Sigma C_\varphi \quad (5-3-5)$$

其中  $\Sigma C_\varphi$  是包括前后悬架以及横向稳定器在内的总的横向角刚度,下标 1 与 2 分别表示前悬架与后悬架。

由此可得:

$$\varphi = \frac{G'_1 e_1 + G'_2 e_2}{\Sigma C_\varphi - (G'_1 e_1 + G'_2 e_2)} \cdot \mu \quad (5-3-6)$$

令

$$e = \frac{G'_1 e_1 + G'_2 e_2}{G'} \quad (5-3-7)$$

为整车力矩中心到悬架上质量重心的距离,如图 5-3-5 所示,则可得:

$$\varphi = \frac{G' e}{\Sigma C_\varphi - G' e} \cdot \bar{\mu} \quad (5-3-8)$$

式中:  $G'$ ——整车悬架上重量。

式(5-3-7)意味着整车的力矩中心,是前后导向机构约束反力的总合力与中性面的交点,即前后力矩中心连线与过悬架上质量重心的铅垂线的交点。根据(5-3-8)式有:

$$\varphi = \bar{\mu} \cdot Y_\varphi = \bar{\mu} / K_\varphi \quad (5-3-9)$$

其中

$$Y_\varphi = \frac{G' e}{\Sigma C_\varphi - G' e} \quad (5-3-10)$$

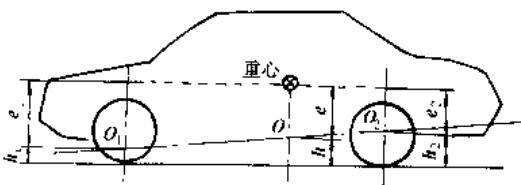


图 5-3-5 整车力矩中心

称为静态侧倾刚度；

$$K_q = \frac{\Sigma C_q}{G'e} - 1 \quad (5-3-11)$$

称为静态侧倾阻抗。

在离心力  $\bar{\mu}G$  作用下，车身前后部的垂直移动量为：

$$\Delta Z_i = \frac{N_{A_i}}{2C_i} = \frac{\bar{\mu}G_i \operatorname{tg}\alpha_i}{2C_i} = \bar{\mu} \cdot f_{si} \cdot \tan\alpha_i \quad (5-3-12)$$

式中： $f_{si}$  ——悬架静挠度；

$\alpha_i$  ——横拉杆与水平面的夹角。

图 5-3-6 是单横臂独立悬架的侧倾分析示意图。首先将悬架弹簧用等效弹簧来代替——等效弹簧的刚度  $C_e = i^2 C$  ( $i$  为杠杆比)，弹簧作用在车轮处，下端直接与地面相连，这样导向系统简化为两个二力杆，其约束反力必沿杆的方向。两杆中心线的交点在中性面上，因而，此两约束反力的垂直分力只引起垂直位移。水平分力与离心力构成侧倾力偶  $G'e\varphi$ ，由力矩平衡所得方程式与式 (5-3-5) 相同。

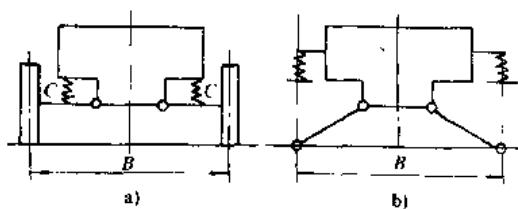


图 5-3-6 单横臂独立悬架侧倾分析  
a) 简化前; b) 简化后

架部分的惯性力则更为准确。为此，根据叠加原理，在式(5-3-3)右端加上由非悬架部分惯性力引起的约束反力矩，参见图 5-3-7。

$$M_{K_0} = \bar{\mu} \frac{G_K}{2} \cdot \frac{r_i}{u_i} (2u_i - B_i) \quad (5-3-13)$$

式中： $G_K$  ——相应轴的非悬架重量。

如果定义非独立悬架的  $u_i = \frac{B_i}{2}$ ，则上式对于独立悬架与非独立悬架都适用。其力矩平衡式为：

$$\Sigma C_q \cdot \varphi = \bar{\mu} G'e + \sum \frac{\bar{\mu} G_K}{2} \cdot \frac{r_i}{u_i} (2u_i - B_i) + G'e\varphi$$

得：

$$\varphi = \frac{G'e + \sum G_K \frac{r_i}{2u_i} (2u_i - B_i)}{\sum C_q - G'e} \cdot \bar{\mu} \quad (5-3-14)$$

式(5-3-14)是计入非悬架部分惯性力时计算侧倾角的公式。

对于非独立悬架，它与式(5-3-8)相同；对独立悬架，它比前者更为精确。

至于车身的纵倾，也可以按照力矩中心概念，求出前后导向系统约束反力的合力（照例，为了分析方便将等效弹簧的下端直接与地面相连），并将它在中性面上分解为垂直分力与水平分力，水平分力的大小与纵向惯性力相等，方向相反，构成纵倾力偶，使车身产生倾斜，而垂直分力引起车身垂直位移。

对分析汽车的转向运动来说，纵倾角本身通常对转向运动的影响不大，影响较大的是有时与纵倾有关的车身前后部的垂直位移，这种垂直位移可以造成垂直位移转向角  $\delta_h$ （通常是由悬架与转向系的干涉以及左右悬架的不对称等所引起的）。

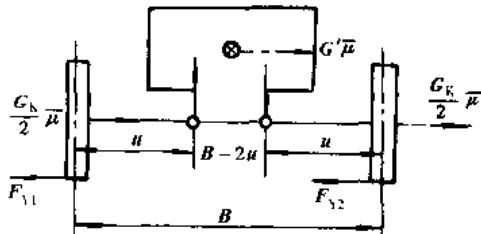


图 5-3-7 非悬架部分的惯性力

求车身前后的垂直位移时,通常也可以先求垂直负荷转移 $\Delta G$ 和导向系反力的垂直分力 $N_z$ ,令此两力之和作用在等效弹簧上,求弹簧的变形,如图5-3-8所示。比图5-3-8更复杂的导向系统也都可以简化为等效的单臂导向系统,并用同样的办法求出弹簧的变形。

### 5.3.2 车轮负荷的确定

因为轮胎的侧偏特性与各轮的垂直负荷有密切关系,因此,研究转向运动时,确定各轮的负荷有重要意义。

#### 5.3.2.1 在侧向力作用下车轮的负荷转移

当汽车转弯时,由于侧向力矩的作用,外轮负荷增大,内轮负荷减小,这就是所谓的负荷转移。当然这种负荷转移(包括前轮与后轮)所造成的对X轴(前进方向)的力矩应该等于侧向力所造成的力矩。但是前后轴分别转移多少与前后悬架的结构有密切的关系。

在横向惯性力 $G_i^x\mu_y$ 作用下,之所以会有内外轮负荷的转移,是因为横向惯性力与地面的反作用力不在同一高度而出现的力偶所造成的。悬架上质量的惯性力 $G_i^x\mu$ 、力矩的一部分( $G_i^x\mu$ 从重心移至力矩中心后产生的力矩),通过弹簧传到地面,产生了负荷转移,其值为 $\frac{C_{\mu_x}}{B_i}\varphi$ ;另一部分,是 $G_i^x\mu_y$ 从力矩中心移至地面上所产生的力矩,由导向系统直接传到地面,产生负荷转移,其值为 $\frac{G_i^x\mu_y h_i}{B_i}$ ( $h_i$ 为力矩中心高度)。非悬架质量的惯性力 $G_{k\mu}$ 产生负荷转移,其值为 $\frac{G_{k\mu}}{2}\frac{r_i}{u_i}\cdot\mu_y$ (对非独立悬架 $u_i = \frac{R_i}{2}$ )。因此,由横向惯性力引起的负荷转移值为:

$$\Delta G_i = \frac{C_{\mu_x} \cdot \varphi}{B_i} + \frac{G_i^x \mu_y h_i}{B_i} + \frac{G_{k\mu}}{2} \cdot \frac{r_i}{u_i} \mu_y \quad (i = 1, 2) \quad (5-3-15)$$

各轮的负荷变为:

$$\left. \begin{array}{l} Q_1 = Q_0 - \Delta G_1 \quad (\text{内轮}) \\ Q_2 = Q_0 + \Delta G_1 \quad (\text{外轮}) \end{array} \right\} \quad (5-3-16)$$

设计时,在重心高度、轮距以及非悬架重量与轮胎半径等已定的情况下,式(5-3-15)的第三项变化不大,前后轴的内外轮负荷的比例主要取决于两个因素:

①前、后悬架横向刚度的比值。很明显,在一定的侧倾角下,横向刚度大的,负荷转移就大,横向刚度小的,负荷转移就小。

②前后悬架力矩中心的高度。因为在力矩中心处约束反力的垂直分力,只使左右轮同时产生同样的负荷变化。因此,导向系约束反力的水平分力(作用在力矩中心处)与地面处轮胎侧向力所构成的力偶,通过导向系统(而不通过弹簧)造成负荷转移。显然力矩中心越高,这一部分负荷转移也越大。因为负荷转移将造成左右轮附着力总和的降低,从而总的侧偏刚度也有所下降(侧向力的大小越接近附着力越是如此)。因此,调整后轴负荷转移的比例可以改变汽车侧滑的性质和过度——不足转向特性。增大前后横向刚度的比例 $C_{\mu_x}/C_{\mu_y}$ 和增加前后力矩中心高度的比例,都可以减小在大离心加速度下的甩尾和过度转向的倾向。

#### 5.3.2.2 在纵向力作用下轮的负荷转移

在驱动力、制动力作用下,将产生前后轮负荷的转移。纵向力引起的前后负荷转移为:

$$\Delta G = \bar{\mu}_x G \cdot \frac{h_x}{L} \quad (5-3-17)$$

前后轮的负荷为:

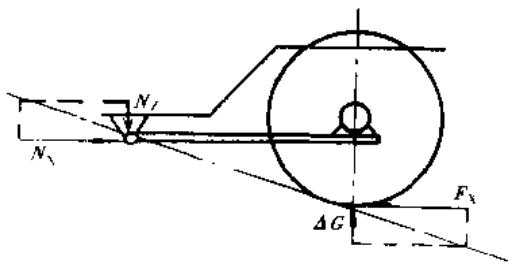


图5-3-8 纵向单臂导向系统

$$\left. \begin{aligned} G_1 &= G_{10} - \mu_X G \cdot \frac{h_E}{l_1} = G_{10} \left( 1 - \mu_X \frac{h_E}{l_1} \right) \\ G_2 &= G_{20} + \mu_X G \cdot \frac{h_E}{l_2} = G_{20} \left( 1 + \mu_X \frac{h_E}{l_2} \right) \end{aligned} \right\} \quad (5-3-18)$$

其中  $l_1, l_2$  为整个重心至前后轮的距离

### 5.3.2.3 计入空气作用力的各轮负荷的确定

随车速的增高, 空气作用力的数值明显加大, 在高速行驶时, 空气作用力是不可忽视的。若空气对车身作用的三个方向分力为: 纵向力  $P_{ax}$ 、侧向力  $P_{ay}$ 、垂直升力  $P_{az}$ ; 它们与地面上前轴中点的距离分别为  $h_{ax}, h_{ay}, h_{az}$ , 则包括各种纵向力与侧向力在内的各轮负荷的一般表达式为(注意负荷不可能为负值):

前内轮:

$$\begin{aligned} Q_{1,1} &= Q_{01,1} \left( 1 - \bar{\mu}_X \frac{h_E}{l_1} \right) - C_{q1} \cdot \varphi / B_1 \\ &\quad - \left( \frac{G_1 \cdot h_1}{B_1} + \frac{G_{k1} \cdot r_1}{2u_1} \right) \cdot \mu_Y \\ &\quad - \frac{P_{ax} \cdot h_{ax}}{2l} + \frac{P_{ay} \cdot h_{ay}}{B_1} \cdot \frac{l_2}{l} \\ &\quad - \frac{P_{az}}{2} \cdot \frac{l - l_a}{l} \end{aligned} \quad (5-3-19)$$

前外轮:

$$\begin{aligned} Q_{1,2} &= G_1 - Q_{1,1} - P_{ax} \cdot \frac{l - l_a}{l} - \bar{\mu}_X \frac{G h_E}{l} \\ &\quad - \frac{P_{ax} \cdot h_{ax}}{l} \end{aligned} \quad (5-3-20)$$

后内轮:

$$\begin{aligned} Q_{2,1} &= Q_{02,1} \left( 1 + \bar{\mu}_X \frac{h_E}{l_1} \right) - C_{q2} \cdot \varphi / B_2 \\ &\quad - \left( \frac{G_2 \cdot h_2}{B_2} + \frac{G_{k2} \cdot r_2}{2u_2} \right) \cdot \mu_Y \\ &\quad + \frac{P_{ax} \cdot h_{ax}}{2l} + \frac{P_{ay} \cdot h_{ay}}{B_2} \cdot \frac{l_1}{l} \\ &\quad - \frac{P_{az}}{2} \cdot \frac{l_a}{l} \end{aligned} \quad (5-3-21)$$

后外轮:

$$Q_{2,2} = G_2 - Q_{2,1} - P_{ax} \cdot \frac{l_a}{l} + \bar{\mu}_X \frac{h_E G}{l} + \frac{P_{ax} \cdot h_{ax}}{l} \quad (5-3-22)$$

### 5.3.3 独立悬架的举升效应和车轮侧倾

举升效应是指汽车车身在侧向力作用下产生垂直位移的现象。这种垂直位移将使独立悬架的车轮产生相应的侧倾角, 从而影响到轮胎的侧偏特性, 并且可能造成垂直位移转向。

因为任何复杂的独立悬架系统在作侧向力反应的分析时都可简化为等效的横向单臂式系统, 这一单臂与车身的铰链点就是各车轮与车身的横向平面上的瞬时转动中心, 即图 5-3-9 中的  $C_{ii}, C_{ii}$ 。设地面施加给内外轮的侧向力为  $F_{y1}, F_{y2}$  由侧偏角一致条件求得, 同时车身的侧倾角  $\varphi$  也已经求得, 那么, 按下述方法可以求得内外轮的导向角  $\theta_{ii}$  与  $\theta_{ii}$  以及举升量  $\Delta Z_{ii}$ 。由图 5-3-9 的几何关系有:

$$\rho_i (\sin \theta_{ii} - \sin \theta_{ii}) = (B_i - 2u_i) \sin \varphi \quad (5-3-23)$$

$$\rho_i(\sin\theta_{01} + \sin\theta_{02} - 2\sin\theta_{00}) = 2\Delta Z_i \quad (5-3-24)$$

另外,由于垂直力的平衡可得:

$$F_{v2}\tan\theta_{i2} - F_{v1}\tan\theta_{i1} = 2C_{ci} \cdot \Delta Z_i \quad (2-3-25)$$

式中:  $C_{ci}$  ——该轴的悬架刚度;

$\theta_{0i}$  ——直行或无侧向力时的导向角。

由上面三个方程联立可以求得一个未知数  $\Delta Z_i$ 、 $\theta_{i1}$  和  $\theta_{i2}$ 。在求得  $\theta_{i1}$  和  $\theta_{i2}$  后, 车轮的外倾角即可按下列式求得:

$$\gamma_{i,j} = \gamma_{0i,j} + (\theta_{i,j} - \theta_{0i,j}) \quad (5-3-26)$$

其中  $\gamma_{0i,j}$  为各轮的初始的外倾角;  $i=1,2$ , 分别表示前、后轮;  $j=1,2$ , 分别表示内外轮。

### 5.3.4 侧倾转向

先考察一下非独立悬架的侧倾转向现象。图 5-3-10 所示为纵置单臂式导向系统的悬架,也可以认为是其它各种悬架的等效系统。因为悬架的几何关系,车轮与车身的相对运动轨迹为  $d_1 d_0 d_2$ 。

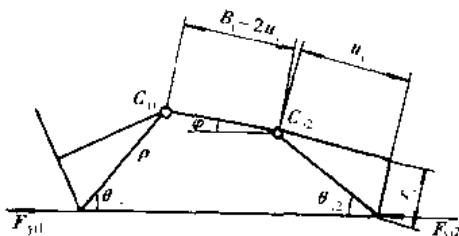


图 5-3-9 独立悬架的举升效应

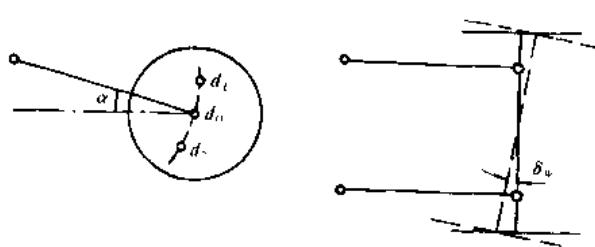


图 5-3-10 纵向单臂式导向系统的悬架

由于车身侧倾,外轮悬架压缩,轮心由  $d_0$  点移至  $d_1$  点,而内轮悬架伸张,轮心由  $d_0$  点移至  $d_2$  点。这样,车轴的中心线就转过一个角度  $\delta_q$ 。由几何关系可得:

$$\delta_q = \varphi \cdot \tan\alpha \quad (5-3-27)$$

传统的钢板弹簧悬架也可以简化为图 5-3-10 的等效系统,如图 5-3-11 所示。其等效铰链点与第一片轴心下一点的相对坐标为:

$$\left. \begin{aligned} X_0 &= -\frac{3}{4}l \cos\epsilon + \left(H + \frac{e}{2}\right) \sin\epsilon \\ Y_0 &= \left(H + \frac{e}{2}\right) \cos\epsilon - \frac{3}{4}l \sin\epsilon \end{aligned} \right\} \quad (5-3-28)$$

式中:  $l$  ——钢板弹簧前半段长度;

$e$  ——卷耳半径(按第一片中心线计算);

$\epsilon$  ——钢板弹簧的倾斜角。

不仅非独立悬架有侧倾转向效应,独立悬架也有侧倾转向效应。图 5-3-12 是斜置单臂或纵置单臂的独立悬架,其铰轴不是水平的,而是与水平面有一个夹角  $\alpha_d$ 。因为车轮是绕着转轴转动的,如果用右手定则的向量来定义车轮绕铰轴的转角  $\varphi_b$ ,则其方向与铰轴一致。其水平分量  $\varphi_x = \varphi_b \cos\alpha_d$ ,与车轮的回转方向是一致的,而垂直分量  $\varphi_y = \varphi_b \sin\alpha_d$  形成了车轮的转向运动。如车轮的单位垂直位移引起的纵向转角  $\frac{d\varphi_x}{d\Delta Z} = \frac{1}{l_{dx}}$  为已知(它等于纵向平面内的等效臂长  $l_{dx}$  的倒数),而  $\frac{\varphi_x}{\varphi_y} = \tan\alpha_d$

故得:

$$\varphi_x = \varphi_y \tan\alpha_d = \tan\alpha_d \cdot \frac{\Delta Z}{l_{dx}}$$

$$\varphi_s = \frac{B}{2l_{dx}} \cdot \varphi \tan \alpha_d \quad (5-3-29)$$

式中:  $B$ —轮距;  
 $\varphi$ —车身侧倾角。

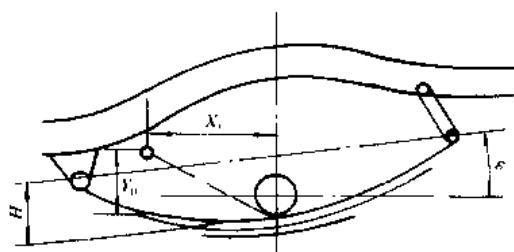


图 5-3-11 钢板弹簧悬架

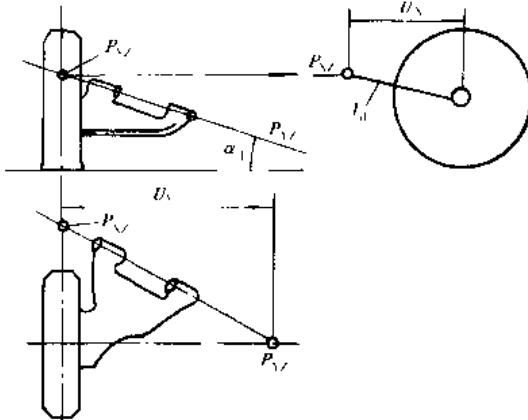


图 5-3-12 斜置单臂独立悬架

图 5-3-13 是另外一类独立悬架的侧倾转向效应。此类独立悬架与图 5-3-10 所示非独立悬架的纵向单臂系统相似。车轮垂直位移与侧倾角的关系是

$\Delta Z = \varphi \cdot \frac{B}{2}$ , 导向点的垂直位移是  $\Delta Z' = \Delta Z \cdot \frac{B_d - A}{2u}$ , 导向点的前后移动量是  $\Delta x' = \Delta Z' \cdot \tan \alpha_d$ , 侧倾转向角为  $\delta_\varphi = \frac{2\Delta x}{B_d - A}$ , 故得:

$$\delta_\varphi = \frac{B}{2u} \varphi \tan \alpha_d \quad (5-3-30)$$

若  $u = \frac{B}{2}$ , 则式(5-3-30)与式(5-3-27)相同。

值得注意的一点是, 前后轴侧倾转向特性与垂直载荷大小有关, 特别是后轴荷变化较大, 一般汽车(尤其是载货汽车)都是载荷增加时重心后移, 这使得大多数汽车具有不足转向性随载荷的增加而显著减小(甚至变为过度转向)的趋势。这种不利的倾向, 可以通过侧倾转向随载荷变化特性的适当设计来加以补偿。传统的钢板弹簧非独立悬架, 在载荷增大时弧高减小, 从而减小了“过度性”的侧倾转向(或增大了“不足性”侧倾转向)的程度, 这正好可以用来克服重载时的过度转向倾向。纵向单臂式(或等效的结构)后悬架, 只要铰支点(瞬时转动中心)在后轴的前方, 就有这种补偿重载时过度转向的倾向。如果这种补偿作用的大小适当, 则可以使各种载荷下汽车都具有适当的不足转向性。

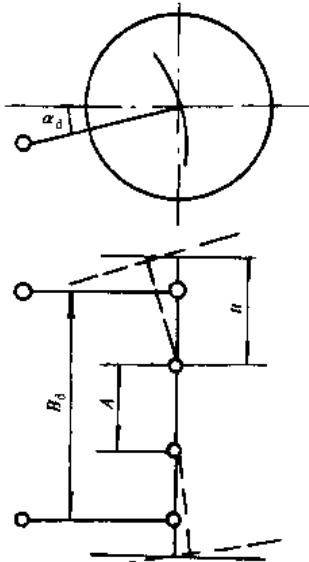


图 5-3-13 独立悬架

## 5.4 转向系的力学特性

转向轮的侧向力转向、纵向力转向、侧倾转向及垂直位移转向不但与悬架系统有关, 而且还与转向系的力学特性有关。在力输入运动中, 转向系的力学特性起着更重要的作用。

### 5.4.1 转向系的弹性与侧向力转向

汽车的转向运动,是依靠使转向轮(通常是前轮)产生一定转向角来实现的。转向轮的转角,是通过驾驶员操纵转向盘,经过转向机与一套杆系带动转向轮实现的。当转向轮没有转向助力时,转向盘转角 $\theta$ 与转向轮转角 $\delta$ 的比值 $i = \theta/\delta$ 叫做转向系的传动比。当转向轮作用着一定阻力矩时,同样的转向盘转角所产生的转向轮转角已经不是 $\delta$ 而是 $\delta' = \delta - \Delta\delta$ 。当转向盘不动时,由于车轮上侧向力的作用,也使转向轮转过一个角度 $\delta_1$ ,这个 $\delta_1$ 与 $\Delta\delta$ 都是由于转向系统与悬架系统的弹性和侧向力所引起的,所以叫做侧向力转向。如果转向系与悬架系弹性所产生的效果用一个等效的转向系综合刚度 $C_s$ 来代表,那么,由于转向系与悬架系的弹性造成的侧向力转向的模型,可以用图5-4-1来表示。 $C_s$ 表示转向系的综合刚度,由于主销的后倾或前移,使主销的穿地点与轮胎的印迹中心形成一个移距 $\xi$ ,通常叫做后倾拖距(caster trail)。另外,由于轮胎的滚动形成的印迹上轮胎应变的分布,使侧向力合力的作用点不在印迹中心上,而是后移一个距离,叫做气胎拖距(Pneumatic trail) $\xi'$ 。因此,侧向力 $F_y$ 与主销穿地点之间形成一个力臂 $\xi = \xi' + \xi''$ ,作用在转向系统上绕主销的力矩是:

$$M = F_y \cdot (\xi' + \xi'') \quad (5-4-1)$$

这时,即使转向盘转角 $\theta = 0$ ,转向轮也将有一个转向角:

$$\delta_1 = \frac{M}{C_s} = \frac{\xi}{C_s} \cdot F_y \quad (5-4-2)$$

这个附加的转向角,就叫做侧向力转向角(这里暂时认为左右轮的附加转角是相同的)。这个转向角与侧偏角相类似,也与侧向力成正比。因此在许多分析(特别是稳态分析)中,可以把这种附加转向角合并到轮胎侧偏角中,作为等效的综合侧偏角来处理。 $C_s/\xi$ 可以看成是与轮胎侧偏刚性等效的,可称为“转向系弹性侧偏刚度”。由式(5-4-2)可知,转向系弹性侧偏刚度与转向系综合侧偏刚度 $C_s$ 成正比,与总拖距 $\xi = \xi' + \xi''$ 成反比。

对于前轮转向的汽车,由于 $\delta_1$ 使前轮的综合侧偏角增大,使不少汽车 $\delta_1$ 值达 $2^\circ/g \sim 4^\circ/g$ 。大多数汽车的不足转向值 $\delta_1 - \delta_2$ 在 $2^\circ/g \sim 7^\circ/g$ 左右。由此可见,由转向系弹性所造成的侧向力转向,在整个汽车不足转向中占有很重要的地位。

虽然转向系的弹性在整车不足转向中常占很大的比重,但通常在汽车设计中并不追求这种弹性,因为转向系统刚度低时往往会造成另外一些消极的影响,主要有如下两点:

- ①转向系的刚度过低,会使汽车转向运动的动态反应变慢,转向盘显得迟钝。
- ②由于轮胎向正力矩在侧偏角增大到相当数值以后急剧下降直至接近于零,甚至为负值,因此,依靠转向系统弹性来获得必要的不足转向值,在较大的向心加速度下是危险的。在设计中必须充分注意气胎拖距不是一个恒定的数值,它是随向心加速度的增大(侧偏角的增大)而急剧下降的。在接近侧向力极限时,气胎拖距的稳定作用已不存在,而且可能还会出现消极的不稳定作用,在离心加速度小的时候,后倾拖距 $\xi$ 往往比气胎拖距 $\xi'$ 小得多。但是,它在紧急的大离心加速度的情况下,往往比气胎拖距更为重要。

### 5.4.2 转向系的综合刚度

转向系的弹性是由这样三部分的弹性所组成的(悬架导向系的弹性另行计算):

- ①转向机以上的弹性,主要是转向机轴,其刚度为 $C_1$ ;
- ②转向机与转向轮间的连接杆件和铰接点的弹性,其刚度为 $C_2$ ;
- ③与车身、车架有连接关系的部件的连接弹性,主要是转向机的固定刚度。在断开式转向梯形中还有与车身相接的摆臂的连接刚性,其刚度为 $C_3$ 。

整个转向系的模型如图5-4-2所示。设转向盘固定不动( $\theta = 0$ ),将车轮绕主销转过 $\delta$ 角时所需的力矩为

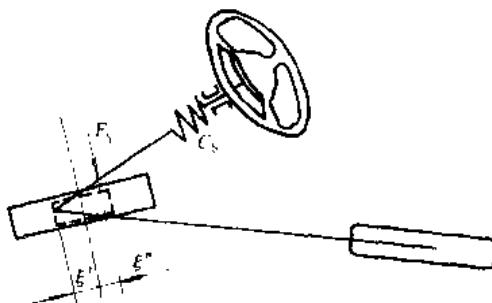


图5-4-1 侧向力转向简化模型

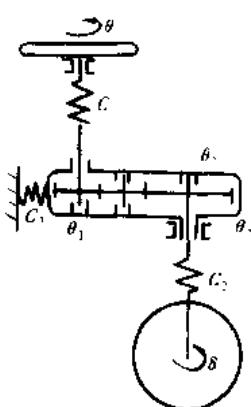


图 5-4-2 转向系模型

$M_2$  由刚度  $C_2$  造成的扭转角  $\Delta\theta_2 = M_2/C_2$ 。转向系的传动比用一对齿轮表示，其转角分别为  $\theta_1$  与  $\theta_2$ ，其比值  $\theta_1/\theta_2 = i$ ，即为转向系传动比。这时转向机轴上的扭矩为  $M_1 = \frac{M_2}{i}$ 。由刚度  $C_1$  造成转向机轴的扭角为  $\theta_1 = \frac{M_1}{C_1} = \frac{M_2}{iC_1}$ 。如果转向机等与车身的固定刚性很好，则前轮的转角为：

$$\delta = \theta_2 + \Delta\theta_2 = \frac{\theta_1}{i} + \frac{M_2}{C_2} = \frac{M_2}{i^2 \cdot C_1} + \frac{M_2}{C_2} \quad (5-4-3)$$

转向系的综合刚度为：

$$C_s = \frac{M_2}{\delta} = \frac{i^2 \cdot C_1 \cdot C_2}{i^2 \cdot C_1 + C_2} \quad (5-4-4)$$

如果转向机壳体与车身的固紧刚性  $C_3$  相对不是很大（通常如此），转向机所受的扭矩是  $M_2 - M_1 = M_2 \left(1 - \frac{1}{i}\right)$ 。在  $M_2$  作用下转向机转过的角度为  $\theta_3 = \frac{M_2}{C_3} \left(1 - \frac{1}{i}\right)$ ，故车轮转角为：

$$\begin{aligned} \delta &= \theta_2 + \theta_3 + \Delta\theta_2 \\ &= M_2 \left( \frac{1}{i^2 \cdot C_1} + \frac{i-1}{i \cdot C_3} + \frac{1}{C_2} \right) \end{aligned} \quad (5-4-5)$$

转向系的综合刚度为：

$$C_s = \frac{M_2}{\delta} = \frac{i^2 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3}{i^2 \cdot C_1 \cdot C_3 + i(i-1) \cdot C_1 \cdot C_2 + C_2 \cdot C_3} \quad (5-4-6)$$

当然，我们主要关心的是综合刚度  $C_s$ 。为确定  $C_s$ ，不一定要分别求出  $C_1$ 、 $C_2$ 、 $C_3$  的数值，直接在车轮上测得力矩  $M_2$  与轮角  $\delta$  来求  $C_s$  是比较方便的。但是，式(5-4-6)可以帮助我们分析综合刚度  $C_s$  的构成、理解影响  $C_s$  的因素和考虑改变  $C_s$  的可能措施。

### 5.4.3 转向-悬架杆系干涉引起的附加转角

一方面转向轮依靠悬架导向杆系来保证车轮与车身的相对运动关系，另一方面，转向机与转向轮之间的传动杆件也使车轮与车身之间有一定的相对运动关系。这两种运动关系是由两套独立的机构来实现的，因此，要想做到完全一致，几乎是不可能的。这种不一致的效果，就造成车身侧倾和垂直位移时的运动干涉，其干涉量只能靠转向轮的转角或转向盘的转角来补偿。图 5-4-3 所示是非独立悬架的转向轮的运动干涉情况。

如图 5-4-3a)所示，由于两种导向运动轨迹比较一致，因而干涉转向较小；如图 5-4-3b)所示，由于两种导向运动的轨迹不一致，因而干涉转向较大。这种转向系统，只在一侧通过一个纵拉杆与车轮相连。因此，只有在球销 A 处有车身与车桥的相对运动，才会造成干涉转向。当然，A 点的运动取决于车身垂直位移与侧倾位移的叠加（两者的方向可能相同，也可能相反）。

图 5-4-4 是独立悬架转向轮的干涉转向情况。如果垂直位移在 A 点处的干涉量为  $\eta = \frac{dy}{dz}$  则垂直位移  $\Delta z$  引起的附加转向角为：

$$\Delta\delta_z = \frac{\Delta y}{l} = \frac{\eta}{l} \cdot \Delta z \quad (5-4-7)$$

侧倾角  $\varphi$  引起的侧倾转向角为：

$$\Delta\delta_\varphi = \frac{B}{2} \cdot \frac{\eta}{l} \varphi \quad (5-4-8)$$

总的干涉转向角为

$$\Delta\delta = \Delta\delta_z + \Delta\delta_\varphi = \frac{\eta}{l} \left( \Delta z \pm \frac{B}{2} \varphi \right) \quad (5-4-9)$$

其中,  $B$  是轮距,  $\Delta z \pm \frac{B}{2} \varphi$  是  $A$  点的两种位移的叠加。第二项前的不同符号相应于外轮与内轮。可见, 在独立悬架的情况下, 左右轮的干涉转向角也是独立的。

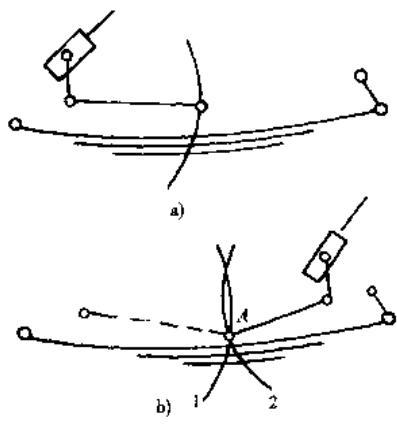


图 5-4-3 非独立悬架转向轮的运动干涉  
a) 两种导向轨迹比较一致; b) 两种导向轨迹不一致  
1—悬架导向轨迹; 2—转向杆导向轨迹

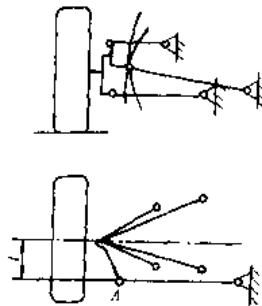


图 5-4-4 独立悬架转向轮的运动干涉

#### 5.4.4 前轮定位参数的作用——角反馈与力反馈

前轮定位参数是指主销的后倾角与前移量、主销的内倾角与内移量及前轮的外倾角与前束角。

##### 5.4.4.1 主销的后倾角与前移量

主销后倾角  $\alpha$  与前移量  $a$  的定义如图 5-4-5 所示。 $\alpha$  与  $a$  对操纵稳定性的影响主要是通过后倾拖距  $\xi'$  表现出来的。后倾拖距  $\xi'$  的存在使地面侧向力  $F_s$  造成了  $M' = \xi' \cdot F_s$  的回正力矩, 这一方面由杆系和转向机传到转向盘, 使驾驶员感到轮胎接地面的侧向力  $F_s$ , 这是转向轮的力反馈, 也就是“路感”的来源; 另一方面, 该回正力矩  $M'$  使车轮产生一个附加的转角  $\Delta\delta = \frac{F_s \xi'}{C_s}$ , 这是转向轮的角反馈。后倾拖距在汽车操纵稳定性中所起的作用, 就在于增加了力反馈与角反馈。由图 5-4-5 可知:

$$\xi' = a + \alpha \cdot r \quad (5-4-10)$$

大多数汽车前移量  $a = 0$ ,  $\xi'$  完全由主销后倾角所决定。但现在也有一些汽车  $a \neq 0$ , 这时主销后倾角  $\alpha$  不能充分说明反馈的程度。图 5-4-6 所示是 BMW2500 与 BMW2800 的滑柱连杆式前悬架与前轮定位情况。

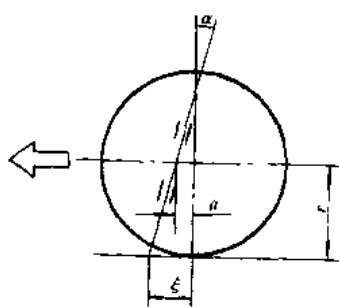


图 5-4-5 主销的后倾角与前移量

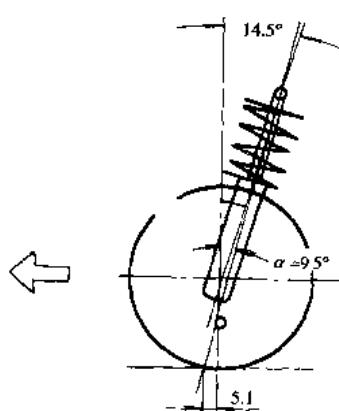


图 5-4-6 后倾拖距数值例子

滑柱后倾  $14.5^\circ$  使得主销后倾角为  $9.5^\circ$ ，但由于主销有很大的后移量，使后倾拖距  $\xi$  仍然保持与同类汽车接近的数值 ( $\xi = 5.1\text{mm}$ )，因而也保持与一般汽车大致相同的力反馈与角反馈程度。

#### 5.4.4.2 主销的内倾角与内移量

主销的内移量  $D$ ，通常指车轮中心与主销的水平距离。如图 5-4-7 所示，主销内倾角  $\beta'$  是指主销在横向平面内与垂直轴所成的角度。由于主销内倾，前轮转动时将使车身有抬高的倾向，这种系统位能的提高也产生前轮的回正力矩。设  $Q$  是轮荷， $\delta$  是前轮转角，则此回正力矩  $T_A$  为：

$$T_A = \frac{QD}{2} \sin 2\beta' \sin \delta \quad (5-4-11)$$

在  $\delta$  较小时

$$T_A \approx \frac{QD}{2} \cdot \sin 2\beta' \cdot \delta \quad (5-4-12)$$

每个车轮的等效的扭转刚度为：

$$C_s = QD \frac{\sin 2\beta'}{2} \quad (5-4-13)$$

这个回正力矩  $T_A$  与拖距  $\xi$  造成的回正力矩  $F_y \xi$  有着不同的特点。拖距  $\xi$  造成的回正力矩  $F_y \xi$  是与侧向力成正比的，或者说是与离心加速度成正比的。而由主销内倾与内移造成的回正力矩却与侧向力无关，因为离心加速度为  $\frac{V^2}{R}$ ，在转弯半径  $R$  一定时，它与车速的平方成正比。也就是说，由拖距  $\xi$  造成的回正力矩是与车速的平方成正比的，在低速时回正力矩很小，但是由主销内倾与内移造成的回正力矩却与车速无关。即在低速下具有与高速时一样的回正力矩。在高速行驶时， $F_y \xi$  比  $T_A$  要大得多，在低速行驶时  $T_A$  比  $F_y \xi$  大得多。因此可以说，拖距  $\xi$  主要在高速时起回正作用；而主销内倾与内移主要在低速时起回正作用。两者互相补充，使汽车在整个车速范围内都具有适当的回正作用。

#### 5.4.4.3 前轮的外倾与前束

汽车在静止状态时前轮往往就有一定的外倾角与前束角。外倾的主要设计意图，是使轮胎的接地点向内缩以减小偏距  $D_y$ （图 5-4-7），从而改进制动时的方向稳定性和转向轻便性。

但是这种经常存在的前轮外倾，会使左右轮经常作用着方向相反的与外倾角相对应的侧倾推力，使轮胎磨损增加。为了避免这种情况，就要想办法消除这个侧倾推力。消除的办法，是使汽车在直行时前轮就给一个前束角。使汽车在直行时左右轮就有一个大小相等方向相反的初始侧偏角，当然，这个初始侧偏角也会在左右轮胎印迹上造成方向相反的相应侧向力。适当选择前束角，可使前束引起的侧向力与车轮外倾引起的侧倾推力相互抵消，从而避免了额外的轮胎磨耗和动力的消耗。因此通常可以说，前束角是因外倾角的需要而存在的。

#### 5.4.5 汽车运动中车轮定位参数的变化

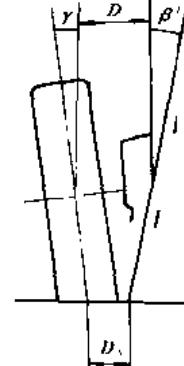


图 5-4-7 主销内倾角  
与内移量

在分析汽车的操纵稳定性时，不仅要考虑静止状态下的车轮定位参数，而且还要考虑汽车运动时，各轮特别是前轮定位参数的变化。

这些定位参数的变化值或增量可分为两大类。一类是由于车身与车轮的相对位移引起的几何增量，比如前述的车身侧倾时引起的车轮外倾角的变化、侧倾转向角，以及转向-悬架杆系干涉引起的附加转角；另一类是在各方向（纵向、侧向、垂向）力作用下引起的弹性增量，如下面要叙述的纵向力转向和侧向力转向。

由于悬架与转向系统的结构千差万别，这里只能讨论一些较主要和较典型的情况。

### 5.4.5.1 定位参数的几何增量

通常,我们要先求得车轮与车身相对运动时主销后倾角、车轮外倾角与前束角等的变化曲线,然后再求得在转弯或制动、加速时各轮与车身的相对位移。结合各定位角变化曲线,即可求得各定位参数的几何增量。

图 5-4-8 是纵向单臂式悬架的前桥,其导向臂的纵向有效长度为  $l_d$ ,当车轮与车身相对位移为  $\Delta Z$  时,主销后倾角的变化为:

$$\Delta\alpha = \frac{\Delta Z}{l_d} \quad (5-4-14)$$

后倾拖距的增量为:

$$\Delta\delta = \Delta\alpha \cdot r = \frac{r}{l_d} \Delta Z \quad (5-4-15)$$

当汽车制动或加速时,求得  $\Delta Z$  后即可按上式求得后倾拖距的增量  $\Delta\delta$ 。

当汽车转弯时,除了垂直位移  $\Delta Z$  外,还有车身的侧倾,这时各轮的垂直位移可以直接求得,也可以由举升量  $\Delta Z$  与侧倾角  $\varphi$  求得:

$$\Delta Z_1 = \Delta Z + \frac{B}{2} \varphi \quad (5-4-16)$$

$$\Delta Z_2 = \Delta Z - \frac{B}{2} \varphi \quad (5-4-17)$$

求得内外轮的垂直位移  $\Delta Z_1$ 、 $\Delta Z_2$  后,即可由式(5-4-15)求得内外轮的后倾拖距增量。

图 5-4-9 所示是最常见的双横臂前独立悬架,这种悬架中主销后倾角随车轮位移的变化规律,可以用作图法求得。而作为一阶近似,也可以认为车轮与车身铰接于瞬时转动中心  $P$  处,形成一个等效的纵向单臂式悬架,其臂长为  $l_d$ 。

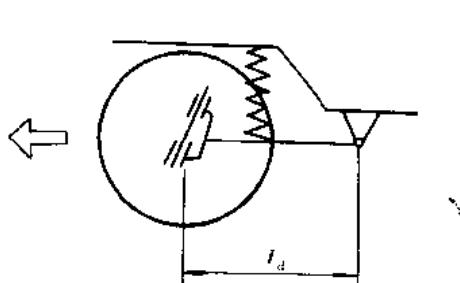


图 5-4-8 纵向单臂式悬架的前桥

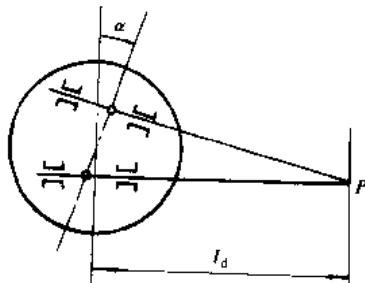


图 5-4-9 双横臂独立悬架

图 5-4-10 所示是斜置单臂导向系统的前独立悬架,它的主销后倾角的变化规律也相当于一个纵向单臂式悬架。轮胎与车身在纵向平面内的瞬时转动中心在实际摆动轴与过轮胎中心的纵向平面的交点处,它的纵向单臂长为  $l_d$ 。

对纵向单臂式悬架,如果铰支点在前轴的后方,则当悬架压缩时主销的后倾角与拖距将增大;当悬架伸张时主销的后倾角与拖距将减小。这种悬架的汽车,在转弯时由于车身的侧倾,使外轮的后倾拖距增大,内轮的后倾拖距减小,其绝对值大致相等。但是由于外轮的垂直负荷大于内轮,使外轮回正力矩的增加超过内轮。特别是接近侧滑极限时,回正力矩主要取决于外轮。回正力矩的增大,增大了侧向力转向。铰支点后置的纵向单臂或其等效机构的悬架,可以减小在离心加速度下的过度转向的倾向。

一种增加在接近侧滑极限时回正力矩的更为有效的方案,如图 5-4-11 所示。这是一种双纵臂的独立悬架系统。其下臂的支点在车轴之前,上臂的支点在车轴之后。因此,不论悬架处于压缩行程还是伸张行程,

由于主销的上球头总是向后移动,而下球头总是向前移动。因此,在侧倾和纵倾时,无论是内轮还是外轮,主销后倾角总是增大的。

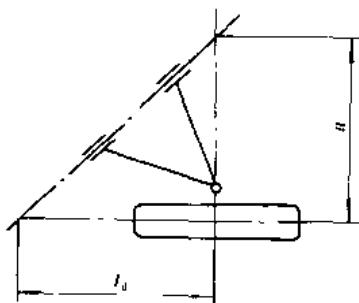


图 5-4-10 斜置单臂导向系统

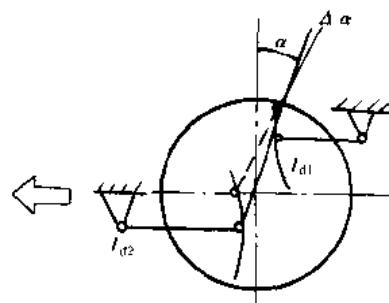


图 5-4-11 双纵臂独立悬架

一种方向不同的斜置双臂式独立悬架,在纵向平面内的运动特性可以达到与图 5-4-11 系统相同的效果,如图 5-4-12 所示,Benz 600 汽车前悬架,就是这种设计的一例。这种悬架,上下臂在横向平面内的等效长度为  $d_1$  与  $d_2$ 。

#### 5.4.5.2 定位参数的弹性增量

通常垂直力引起的弹性增量的数值很小,下面只讨论纵向力与侧向力引起的弹性增量。

##### 1) 纵向力引起的主销后倾角的变化

非独立的钢板弹簧前悬架在强烈制动时,由制动力矩造成钢板弹簧的卷曲变形使主销前倾,如图 5-4-13 所示,其变化量可达  $3^\circ \sim 5^\circ$  甚至更大。这在很大程度上影响了前轮的稳定性,且往往是前钢板弹簧悬架难以设计得较柔软的主要原因。有的轿车的双横臂独立悬架,由于导向系统刚度不高,在强烈制动时主销前倾变化量也可达到上述数值。

##### 2) 纵向力转向

由于横向偏距  $D_y$  的存在,如图 5-4-7 所示,使轮胎印迹上的纵向力  $F_x$  产生力矩  $F_x D_y$ 。这一力矩将使车轮产生一个附加的转角。对于非独立悬架的转向桥来说,如转向梯形的刚性较其它部分大得多,且左右轮的  $F_x$  和  $D_y$  都相等的话,左右轮纵向力的力矩  $F_x D_y$  大小相等,方向相反,互相抵消,因而不造成附加转向角。但是,如果左右轮的  $F_x$  不同(例如左右制动力不均匀或装防滑差速器的前驱动汽车,左右驱动力不同等),或车轮转动之后左右的  $D_y$  不同,都将出现纵向力转向。

如果转向梯形的刚度并不太大,除上述情况外,还会使转向轮的前束角发生变化。

对于独立悬架的转向桥,由于转向梯形和悬架导向机构的刚度较低,左右轮的附加转角往往不同,这时各轮纵向力转向角可计算如下:

$$\delta_{x1} = D_{11} F_{x1} D_{y1} + D_{12} F_{x2} D_{y2} \quad (5-4-18)$$

$$\delta_{x2} = D_{21} F_{x1} D_{y1} + D_{22} F_{x2} D_{y2} \quad (5-4-19)$$

其中  $D_{11}, D_{12}, D_{21}, D_{22}$  是相应的柔度系数。

在通常的情况下,纵向力转向效应是汽车设计者所不希望的。因为左右轮的制动力不同时,本来就造成一个使汽车向制动力大的一边转向的趋势,而纵向力转向效应也是使汽车向制动力大的一边转向,这就增加了制动时方向的不稳定性,这正是现代汽车设计中都尽量减小  $D_y$  值的原因。

近来有的轿车设计了“负偏距”,如图 5-4-14 所示,这样的汽车,制动力转向角的方向与两轮制动力不同,因所造成的力矩方向相反,从而可以增加制动时方向的稳定性。

由前面的分析可知,制动力转向现象的产生,有四个方面的原因:

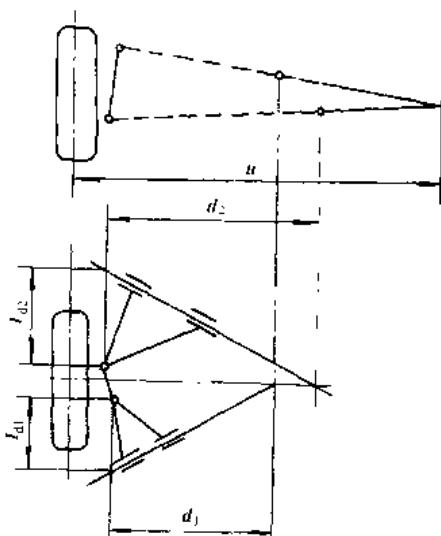


图 5-4-12 斜臂双臂式独立悬架

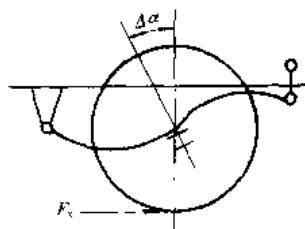


图 5-4-13 非独立的钢板弹簧前悬架

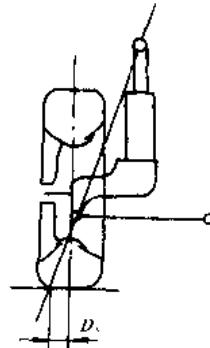


图 5-4-14 负偏距

①左右轮的制动力( $F_x$ )不等。这可能是由左右轮的制动传递系统的调整(如制动间隙等)不一致,或由左右轮负荷不均或路面附着系数不同所造成的。

②左右轮的偏距( $D_c$ )不同。通常,在设计上不会故意造成左右 $D_c$ 的不同。但是,汽车在实际行驶中,有一些因素会造成左右偏距的不同。例如车轮的侧倾角的变化会使 $D_c$ 有较大的变化,如图 5-4-15 所示。当然,车轮侧倾角的变化可以由左右轮负荷不同,使悬架产生不同的变形而造成的。而一种特别严重的情况是纵向力引起了车轮侧倾的显著变化。

图 5-4-16 所示是与红旗 CA770 相似的前悬架结构。由于上下臂是斜置的,且与车身铰接的跨距较小,故在制动力  $F_x$  的作用下,在上下球头处产生方向相反的纵向力(下球头向后,上球头向前)。

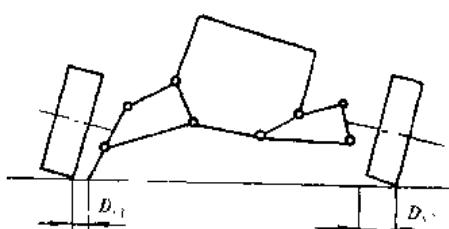


图 5-4-15 车轮侧倾角和偏距的变化

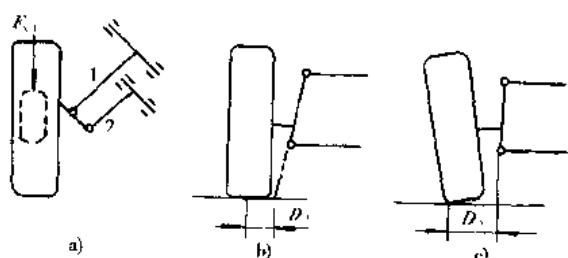


图 5-4-16 纵向力引起车轮侧倾

a)俯视图;b)未受制动力;c)受制动力之后

1-下臂;2-上臂

③左右轮绕主销的弹性不同,因而造成 $|\delta_{x1}| \neq |\delta_{x2}|$ ,从而引起了制动转向。

④由于制动力矩使悬架产生角变形,引起转向悬架系的干涉。

⑤侧向力引起的主销后倾角的变化

侧向力引起车轮外倾角和主销内倾角变化的现象,在结构刚性较差的前独立悬架中可能出现。例如图 5-4-16a)所示双斜臂独立悬架在侧向力作用下,由于是斜置导向臂,球销的侧向移动必然伴随有纵向的移动,因此在引起主销内倾角变化的同时,也必然引起主销后倾角的变化。

## 4) 偏向力转向

在 5.4.1 中讨论了简化模型下的偏向力转向角, 在那里仅考虑了转向系的弹性, 且认为左右轮偏向力和拖距相同。作一般的分析, 在考虑了左右悬架导向杆系弹性和转向梯形的弹性后, 可以按图 5.4.17 给出的模型求出左右轮的偏向力转向角如下:

$$\delta_{11} = d_{11} F_{y1} \xi_1 + d_{12} F_{y2} \xi_2 \quad (5.4-20)$$

$$\delta_{21} = d_{21} F_{y1} \xi_1 + d_{22} F_{y2} \xi_2 \quad (5.4-21)$$

其中  $d_{11}, d_{12}, d_{21}, d_{22}$  是相应的柔度系数。

实际上, 车轮上既有纵向力又有偏向力是更一般的情形, 此时两者的影响可以叠加起来考虑。在图 5.4.18 中, 由于导向系统的弹性(例如橡皮铰链点等)、非独立悬架在偏向力与纵向

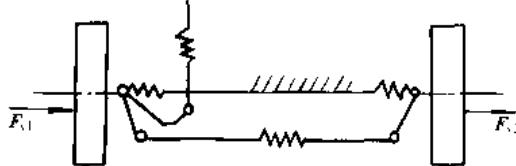
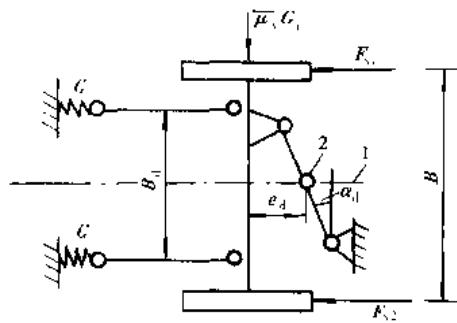


图 5.4.17 偏向力转向一般模型

图 5.4.18 纵向力和偏向力引起轴转向  
1-中性面; 2-力矩中心

力作用下会产生轴转向。此时应用力矩中心概念来分析则比较方便。首先由导向件的弹性情况确定中性面。图 5.4.18 中因左右对称, 中性面即对称面。两根纵拉杆已成为弹性元件, 因此约束反力全由横拉杆提供。横拉杆轴线(约束反力作用线)与中性面交点即是力矩中心  $O$ 。将弹性力以外的所有力向力矩中心简化, 可得到一个纵向力  $F_x$  和一个力偶  $M$ 。若  $F_{x1} = F_{x2}$ , 或无纵向力的情况下, 力偶为  $M = G_i \mu_y \cdot e_d$ , 纵向力为  $F_x = G_i \mu_y \tan \alpha_d$ , 轴的转角为:

$$\delta_y = \frac{M}{G_i \mu_y} = \frac{2 G_i \bar{\mu}_y e_d}{CB_d^2} \quad (5.4-22)$$

轴的纵向移动量为:

$$\Delta X = \frac{F_x}{2C} = \frac{2 G_i \bar{\mu}_y \tan \alpha_d}{2C} \quad (5.4-23)$$

当  $F_{x1} \neq F_{x2} \neq 0$  时, 也将  $F_{x1}$  与  $F_{x2}$  向力矩中心简化:

$$M = G_i \bar{\mu}_y e_d + \frac{B}{2} (F_{x1} - F_{x2}) \quad (5.4-24)$$

$$F_x = G_i \bar{\mu}_y \tan \alpha_d + F_{x1} + F_{x2} \quad (5.4-25)$$

因此得出轴的总转角为:

$$\delta = \frac{2 G_i \bar{\mu}_y e_d + B(F_{x1} - F_{x2})}{CB_d^2} \quad (5.4-26)$$

$$\Delta X = \frac{G_i \bar{\mu}_y \tan \alpha_d + F_{x1} + F_{x2}}{2C} \quad (5.4-27)$$

对于独立悬架的纵向力转向与偏向力转向, 也可以照此分析。最有代表性的是斜置单臂系统, 如图 5.4.19 所示。由于内外两个橡皮衬套的刚性未必相同, 设为  $C_1$  与  $C_2$ , 中性面是与铰轴线垂直的平面, 它距内铰链为  $\frac{C_2}{C_1 + C_2} \alpha$ , 距外铰链为  $\frac{C_1}{C_1 + C_2} \alpha$ 。作用在中性面内的力只能引起导向臂平移, 它与约束反力的交点即是力矩

中心。

在侧向力  $F_x$  与纵向力  $F_y$  作用下, 弹簧以外的力对力矩中心的力矩为:

$$M = -F_x \xi_x + F_y \xi_y$$

导向系统角刚度为:  $C_\theta = \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2} a^2$ , 故得:

$$\left. \begin{aligned} \delta_x &= \frac{\partial \delta}{\partial F_x} \cdot F_x, \quad \frac{\partial \delta}{\partial F_x} = \frac{\xi_x (C_1 + C_2)}{C_1 C_2 a^2} \\ \delta_y &= \frac{\partial \delta}{\partial F_y} \cdot F_y, \quad \frac{\partial \delta}{\partial F_y} = -\frac{\xi_y (C_1 + C_2)}{C_1 C_2 a^2} \end{aligned} \right\} \quad (5-4-28)$$

其他形式导向系统的分析均可照此进行, 这里不一一列举了。

#### 5.4.6 转向梯形的作用

汽车转向时内轮的转弯半径较小, 外轮的转弯半径较大。因此, 为减小转弯时前轮额外的轮胎磨耗和动力的消耗, 左右轮的转角必须有一个合理的关系, 这种关系是由转向梯形机构来保证的。图 5-4-20 是极低速转弯时, 左右轮的合理关系, 即:

$$l(\operatorname{ctg}\delta_2 - \operatorname{ctg}\delta_1) = W \quad (5-4-29)$$

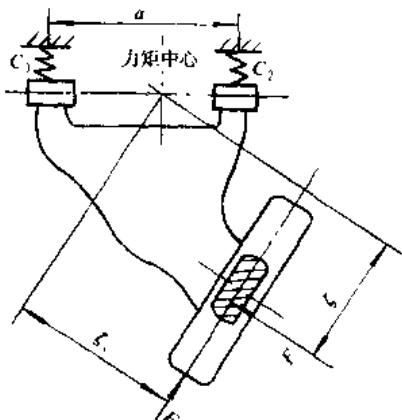


图 5-4-19 独立悬架的纵向力与  
侧向力转向

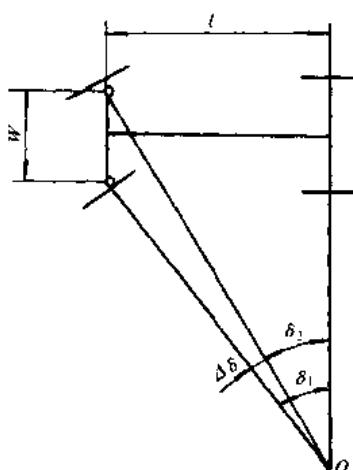


图 5-4-20 极低速转弯情形

实际上, 汽车的转向梯形机构并不能完全满足这种关系。这一方面是因为完全实现式(5-4-29)关系在机构设计上是很困难的; 另一方面也是因为这样做不是十分必要的。

式(5-4-29)是在前后轮都没有侧偏角(极低速转弯)的条件下得到的。在前后轮都有侧偏角的情况下, 这种内外轮转角差别的必要性也将减小。这是因为随着侧偏角的增加, 汽车的回转中心  $O$ (极低速下  $O$  点在后轴线上)向前轴方向移动。在前轮侧偏角与前轮转角接近的情况下, 只有左右轮转角相等时才能保证左右轮的侧偏角相等而没有附加的侧偏角和侧向力, 如图 5-4-21 所示。当然, 通常很难遇到如此剧烈的转弯。这只是说明在有侧偏角的情况下, 左右轮转角差的要求应略小于式(5-4-29)所确定的关系。现代汽车有减小转向梯形角的趋势, 有的汽车左右轮的最大转角相等, 这是因为希望获得尽量小的最小转弯半径(通常这是受内轮转角极限的限制, 而外轮转角往往还有不小的潜力)。转向梯形机构造成内外轮转角差对汽车运动的影响问题, 也可以这样来分析:

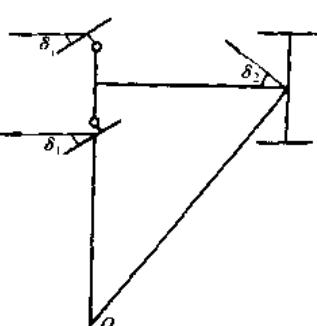


图 5-4-21 剧烈转弯情形

$$\left. \begin{array}{l} \text{内轮 } \delta = \hat{\delta} + \Delta\delta \\ \text{外轮 } \delta'' = \hat{\delta} - \Delta\delta \end{array} \right\} \quad (5-4-30)$$

式中:  $\Delta\delta = \frac{\delta' - \delta''}{2}$  是“前束角”;

$$\hat{\delta} = \frac{\delta' + \delta''}{2}$$
 是额定转向角。

因此,梯形机构的作用可以理解为:在产生转向角  $\hat{\delta}$  的同时,产生一个前束角  $\Delta\delta$ ,而  $\Delta\delta$  可对左右轮的侧向力进行一定的调配。

#### 5.4.7 转向力与路感

汽车转弯时,前轮上作用着相应大小的绕主销的力矩,通常统称为回正力矩。这个回正力矩除以传动比,就是驾驶员为了使汽车转弯所经常需要克服的力矩。除了回正力矩以外,驾驶员还需要克服主销的摩擦阻力矩、转向机的摩擦力矩(取决于转向机效率)、各个球头的摩擦力矩以及轮胎与地面的摩擦力矩等。

驾驶员在转向时所需的力量包括两个主要部分,一是回正力矩,二是摩擦力矩。如果问:“转向力大好还是小好?”可能大部分开过车的人都回答:“当然轻些好,但是太轻也不好。”转向轻意味着减少驾驶员的体力消耗,从这个意义上说,当然是越轻越好。但是转向力中还包含前轮侧向力的信息,使汽车的运动状态(包括车轮与路面的附着状态)与驾驶员手上的力有一种对应关系,这就是所谓的路感。如果这种路感很清晰,驾驶员就会感到心中有数。如果转向盘上的转向力太小了,路感也就没有了。从这个意义上说,转向力又不能太小。不过,更确切地说,原则上,转向力中与前轮侧向力有着对应关系的那一部分(回正力矩部分)不能太小,而与前轮侧向力无关的各种摩擦力矩则是越小越好。通常,如果逆传递的摩擦力太小,也会增大不平路面对转向盘的冲击。为了减小所谓的“反冲”,有时故意追求较低的转向机的“逆效率”,这种做法肯定要以减少路感为代价。转向系统干摩擦的存在,对转向力中的侧向力信息来说总是一种噪声,从而降低了转向力中的信噪比。理想的设计应该是尽量降低转向系统的干摩擦,以尽量提高信噪比;而为了减小路面冲击的传递,可以装设与速度成比例的液力阻尼器。因为转弯运动总是低频的,而路面冲击总是以高频为主的,这种阻尼器对低频信息没有影响,而对瞬时的高速冲击却可产生很大的阻力,从而使路面的冲击传不到转向盘上来。

此外,在回正作用(主要是拖距)小的情况下往往增加高速撒手运动(力输入运动)的振荡倾向。这就是为什么驾驶员往往把转向盘轻与“飘”联系在一起的原因。

### 5.5 车身的空气力特性

汽车在行驶中所受的外力,除了地面的作用力外,还有空气的作用力。它分为迎面阻力、升力、侧向推力及由这些力形成的纵倾力矩、侧倾力矩和横摆力矩。它们的大小,都大致与空气对汽车的相对速度的平方成正比。实际上,即使在无风的天气里,随着车速的增高,这些力和力矩对汽车操纵稳定性的影响也迅速增大,变得不可忽略。

空气作用力通过两种途径影响汽车的操纵稳定性,一种是直接途径,即空气的侧向推力与空气的横摆力矩,它们作用于汽车车身上,使汽车的受力状态发生改变,致使前后轮的侧向力发生改变,或使汽车产生侧向加速度及横摆角速度;另一种是间接途径,即由各种空气作用力的作用,使各轮的负荷发生变化,从而改变了轮胎的侧偏特性。特别值得注意的是各空气作用力与车身侧偏角的关系。侧偏角是指相对气流方向与车身纵轴线的夹角。在无风的情况下,此侧偏角就是汽车重心的侧偏角。因此,这些空气力与侧偏角的关系特性与轮胎的侧偏特性相类似,对操纵稳定性有重要的影响。

空气力对操纵稳定性的间接影响,还包括它们影响车身的垂直位移与侧倾,从而造成附加的垂直位移转

### 向效应及侧倾向转效应

空气作用的六分力与汽车运动状态的关系，主要是靠模型或实车的风洞试验求得。

在做风洞试验时，必须选一套参考坐标系来确定六分力的大小。通常，坐标的原点选在轴距中点的垂直面、纵向对称垂直面与过前后轴中心的水平面的交点，此三平面的交线为坐标轴线，纵向向前为x轴，侧向向左为y轴，垂直向上为z轴，所有的空气力都向这个坐标原点简化。这样，风洞试验所得的三个方向力——纵向阻力、侧向推力和升力都可认为作用在坐标原点上，三个力矩——侧倾力矩、纵倾力矩和横摆力矩，分别是绕x、y、z三个坐标轴的力矩。

### 5.5.1 空气阻力

空气阻力 $P_a$ 通常可用以下公式计算：

$$P_a = C_x \frac{\rho}{2} V^2 \cdot S \quad (5-5-1)$$

式中：S——汽车迎风面投影面积；

V——相对流速；

$\rho$ ——空气密度，标准状态下其值为 $1.225 \text{ kg/m}^3$ ；

$C_x$ ——空气阻力系数，由风洞试验确定，通常各类汽车的 $C_x$ 值范围如表5-5-1所示。

空气阻力对操纵稳定性的影响首先通过驱动力表现出来，因为空气阻力是靠驱动力来平衡的。因此，空气阻力的增大，意味着驱动轮上发出的驱动力也必须相应增大，在这增大的了驱动力的作用下，驱动轮的侧向有效附着系数和侧偏刚性将会降低，从而使高速时驱动轮的侧偏角急剧增大。

如果风洞试验坐标系的原点的离地高度等于车轮半径r，则作用在原点上的空气阻力 $P_a$ 与地面的驱动力形成的力偶为 $P_a \cdot r$ ，造成前后轮的垂直负荷转移，其转移量为：

$$\Delta G = \frac{P_a \cdot r}{I} \quad (5-5-2)$$

因此，汽车的前轴负荷因 $P_a$ 而减轻 $\Delta G$ ，而后轴负荷因 $P_a$ 而增大 $\Delta G$ ，这使得前轮的侧向最大附着力与侧偏刚性有所降低，而后轮的侧向最大附着力与侧偏刚性有所提高。

对大多数汽车来说，空气阻力随侧偏角的变化不大，但对长方形的客车来说， $C_x$ 随侧偏角 $\beta$ 的变化较大，如图5-5-1所示，各种汽车的 $\frac{dC_x}{d\beta}$ 值如表5-5-2所示。

表5-5-1 空气阻力系数 $C_x$ 值范围

车 型	赛 车、运动车	轿 车	载货汽车	客 车
$C_x$	0.20~0.40	0.30~0.50	0.40~0.60	0.50~0.80

表5-5-2 各种汽车的 $\frac{dC_x}{d\beta}$ 值

车 型	赛 车	轿 车	载货汽/卡	客 车
$\frac{dC_x}{d\beta}$	0.001~0.002	0.002~0.004	0.005~0.008	0.01~0.15

### 5.5.2 侧向力

空气侧向推力 $P_s$ 可按下式计算：

$$P_s = C_y \frac{\rho}{2} V^2 \cdot S \quad (5-5-3)$$

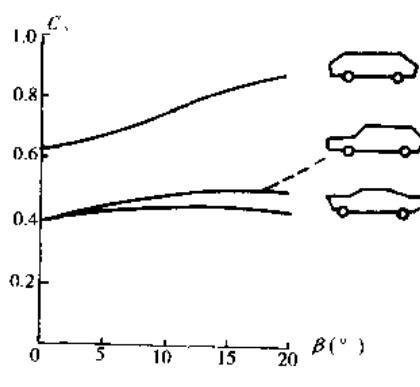
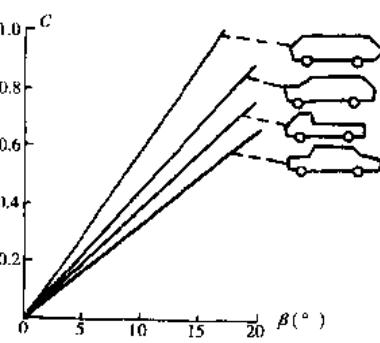


图 5-5-1  $C_x \sim \beta$  曲线

其中,  $C_y$  是侧向力系数, 它近似地与侧偏角  $\beta$  成正比, 即  $\frac{dC_y}{d\beta} = \text{常数}$ ,  $C_y|_{\beta=0} = 0$ , 如图 5-5-2 所示。因此式(5-5-3)可改写为:

$$\left. \begin{aligned} P_{ay} &= K_{ay} \cdot \beta \\ K_{ay} &= \frac{dC_y}{d\beta} \cdot \frac{\rho}{2} V^2 \cdot S \end{aligned} \right\} \quad (5-5-4)$$

当无风时,  $V$  就是车速。当  $V$  一定时,  $K_{ay}$  是常数, 它是空气侧向力与车身偏离角的比值。因此,  $K_{ay}$  可以认为是“空气侧偏刚性”。不过,  $K_{ay}$  值较大时, 汽车运动受横向风的影响较大, 因此, 一般还是希望  $K_{ay}$  小些。

图 5-5-2  $C_y \sim \beta$  曲线

### 5.5.3 升力

升力  $P_u$  按下面公式计算:

$$P_u = C_u \cdot \frac{\rho}{2} V^2 \cdot S \quad (5-5-5)$$

式中:  $C_u$  ——升力系数。

升力对操纵稳定性的影响主要表现在它能减小轮胎对地面的压力, 这使侧向最大附着力和侧偏刚性降低。升力减小轮胎对地面压力的效果, 与汽车重量减轻而使车轮负荷减少的效果完全不同。后者使离心力(在一定的向心加速度下)与对地面压力按同样比例减小, 因而不降低轮胎与地面的最大附着能力, 而且附着系数和相对侧偏刚性(单位垂直负荷的侧偏刚性)往往都有所提高。而升力引起的效果则不同, 离心力不变, 只是抵消了一部分附着重量, 使汽车的转向能力降低。现代的高速汽车, 特别是赛车, 在设计上都力求减小升力, 甚至有意造成负升力, 现代汽车的升力系数在  $-0.1 \sim +0.4$  的范围内。

近年来出现的一些赛车, 在车身的前、后部都装有“负冲角”的短翼, 藉以产生负升力, 提高轮胎对地面的压力, 并保证其前、后有适当的比例, 从而提高了最大侧向力与侧偏刚性, 并保证了适度的不足转向特性。这对高速汽车来说, 是提高转弯能力和操纵稳定性的非常有效的措施。

升力作用点与重心的相对位置所造成的纵向力矩, 与空气阻力造成的纵向力矩一起, 影响前、后轮负荷的转移。

### 5.5.4 横摆力矩

横摆力矩可按下式计算:

$$M_n = C_n \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot S \cdot l \quad (5-5-6)$$

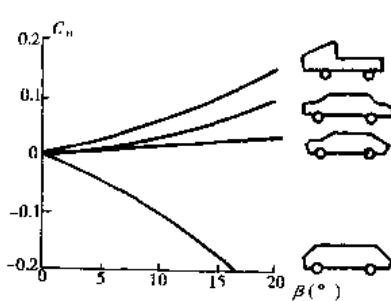
式中:  $l$  ——轴距;

$C_n$  ——是横摆力矩系数。

由于汽车外形左右对称, 空气阻力和升力对  $z$  轴没有力矩。因此, 空气的横摆力矩实际上是空气侧向推力对  $z$  轴的力矩。所以, 可将侧向力  $P_{ay}$  与横摆力矩简化为一个作用在某处的侧向力, 该点的  $x$  坐标为:

$$x_s = \frac{M_n}{P_{ay}} = \frac{C_n l}{C_y} \quad (5-5-7)$$

一些汽车的  $C_n$  与侧偏角  $\beta$  的关系如图 5-5-3 所示。



### 5.5.5 侧倾力矩

空气侧倾力矩  $M_a$  按下式计算:

$$M_{ax} = C_1 \cdot \frac{\rho}{2} V^2 S l \quad (5-5-8)$$

式中:  $C_1$ ——侧倾力矩系数

由于汽车外形对称, 空气阻力和升力对  $x$  轴没有力矩。因此, 空气侧倾力矩  $M_{ax}$  实际上是侧向推力  $P_{av}$  对  $x$  轴的力矩。所以, 可以将侧向推力  $P_{av}$  与侧倾力矩  $M_{ax}$  简化为一个作用在某点处的侧向力, 该点的  $z$  坐标为:

$$Z_a = \frac{M_{ax}}{P_{av}} = \frac{C_1 l}{C_y} \quad (5-5-9)$$

由此可见, 我们可以认为是  $P_{av}$  作用在  $x = x_a, z = z_a$  处, 而无需再考虑  $M_{ax}$  与  $M_{ay}$  的作用。一些汽车的  $C_1$  与侧偏角  $\beta$  的关系如图 5-5-4 所示。

### 5.5.6 纵倾力矩

空气纵倾力矩  $M_{ay}$  可按下式计算:

$$M_{ay} = C_m \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V^2 S \cdot l \quad (5-5-10)$$

式中:  $C_m$ ——纵倾力矩系数。

一些汽车的  $C_m$  与侧偏角  $\beta$  的关系如图 5-5-5 所示

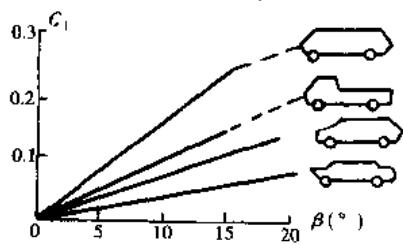


图 5-5-4  $C_1 \sim \beta$  曲线

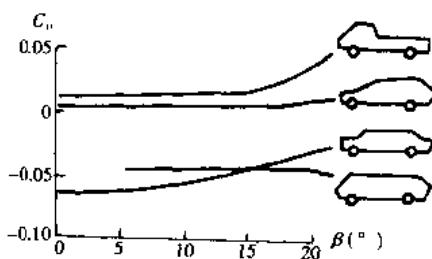


图 5-5-5  $C_m \sim \beta$  曲线

## 5.6 汽车转向运动性能的理论分析

### 5.6.1 二自由度汽车模型

二自由度汽车模型可以用来研究匀速前进汽车的侧向移动和横摆运动。建立模型时, 要对实际汽车作出以下简化假设:

- ①汽车作小曲率运动, 车轮转向角和侧偏角都不大;
- ②把整个汽车视为一个作平面运动的刚体, 其侧向加速度系数(侧向加速度与重力加速度之比)与路面摩擦系数的比值在 0.3~0.4 以下, 轮胎侧偏特性处于线性范围;
- ③忽略左右轮胎由于垂直载荷不同引起的侧偏特性的差别, 认为左右轮侧偏角相同;
- ④将由于悬架侧倾引起的车轮的侧倾转向角、因转向系和悬架导向杆系弹性造成的侧向力转向角与轮胎本身的侧偏角一起, 视为前轮或后轮的综合侧偏角, 从而可以将悬架和转向系弹性的影响包含在前、后轮的综合侧偏刚度中;
- ⑤转向系的惯性和阻尼可以忽略, 转向盘转角与前轮名义转角成比例关系。

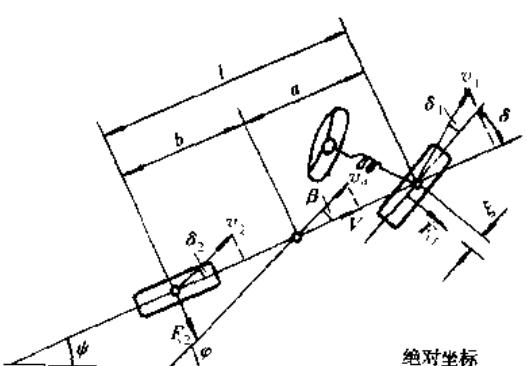


图 5-6-1 二自由度汽车模型

在以上假设下,可以将汽车近似看作一个二自由度线性系统,以前轮名义转角 $\delta$ 为输入,以横摆角速度 $r$ 和重心处侧偏角 $\beta$ 为输出,其模型简图如图5-6-1所示,其运动微分方程为:

$$\begin{cases} mV(\dot{\beta} + r) = -(K_1 + K_2)\beta + \frac{bK_2 - aK_1}{V}r + K_1\delta \\ I\ddot{r} = (bK_2 - aK_1)\beta - \frac{a^2K_1 + b^2K_2}{V}r + aK_1\delta \end{cases} \quad (5-6-1)$$

式中:  $m$ —整车质量;

$I$ —整车绕过质心铅垂轴的转动惯量;

$a$ —质心至前轴水平距离;

$b$ —质心至后轴水平距离;

$K_1$ —前轮综合侧偏刚度;

$K_2$ —后轮综合侧偏刚度;

$V$ —车速。

对上式进行拉氏变换,并令初始条件为零,解得传递函数为:

$$\begin{cases} \frac{r}{\delta}(S) = G_r \frac{\tau_1 S + 1}{T_2 S^2 + T_1 S + 1} \\ \frac{\beta}{\delta}(S) = G_\beta \frac{\tau_1' S + 1}{T_2 S^2 + T_1 S + 1} \end{cases} \quad (5-6-2)$$

式中  $G_r$  和  $G_\beta$  是稳态增益

$$\begin{cases} G_r = \frac{r}{\delta}(S)|_{S=0} = \frac{V}{l(1+KV^2)} \\ G_\beta = \frac{\beta}{\delta}(S)|_{S=0} = \frac{b - \frac{V^2}{C_2}}{l(1+KV^2)} \end{cases} \quad (5-6-3)$$

这里  $K$  为稳定性因数

$$\begin{cases} K = \frac{1}{I} \left( \frac{1}{C_1} - \frac{1}{C_2} \right) \\ C_1 = \frac{K_1 l}{mb} \\ C_2 = \frac{K_2 l}{ma} \end{cases} \quad (5-6-4)$$

式(5-6-2)中其余系数为:

$$\begin{cases} T_1 = \frac{V}{I} \frac{\frac{a+pb}{C_2} + \frac{b+qa}{C_1}}{1+KV^2} \\ T_2 = \frac{\eta V^2}{C_1 C_2 (1+KV^2)} \\ \tau_1 = \frac{V}{C_2} \\ \tau_1' = \frac{\eta}{\frac{C_2}{V} - \frac{V}{b}} \\ \eta = \frac{I}{mab} \end{cases} \quad (5-6-5)$$

在式(5-6-2)中,令  $S = j\omega$ ,即得复数形式的频率特性:

$$\begin{cases} \frac{r}{\delta}(j\omega) = \left| \frac{r}{\delta}(\omega) \right| e^{j\theta_r(\omega)} \\ \frac{\beta}{\delta}(j\omega) = \left| \frac{\beta}{\delta}(\omega) \right| e^{j\theta_\beta(\omega)} \end{cases} \quad (5-6-6)$$

其中  $\left| \frac{r}{\delta}(\omega) \right|$ 、 $\left| \frac{\beta}{\delta}(\omega) \right|$  为幅频特性：

$$\begin{cases} \left| \frac{r}{\delta}(\omega) \right| = G_r \sqrt{\frac{1 + \tau_1^2 \omega^2}{(1 - T_2 \omega^2)^2 + T_1^2 \omega^2}} \\ \left| \frac{\beta}{\delta}(\omega) \right| = G_\beta \sqrt{\frac{1 + \tau_1^2 \omega^2}{(1 - T_2 \omega^2)^2 + T_1^2 \omega^2}} \end{cases} \quad (5-6-7)$$

$\theta_r(\omega), \theta_\beta(\omega)$  为相频特性：

$$\begin{cases} \theta_r(\omega) = \arctg \tau_1 \omega - \arctg \frac{T_1 \omega}{1 - T_2 \omega^2} \\ \theta_\beta(\omega) = \arctg \tau_1 \omega - \arctg \frac{T_1 \omega}{1 - T_2 \omega^2} \end{cases} \quad (5-6-8)$$

例如，一辆小轿车， $C_1 = 73.774 \text{m}^2/\text{s}^2$ ， $C_2 = 110 \text{m}/\text{s}^2$ ， $a = 1.84 \text{m}$ ， $b = 1.88 \text{m}$ ， $\eta = 1.0$ ，由式(5-6-4)算得  $K = 1.21 \times 10^{-3} \text{s}^2/\text{m}^2$ 。当  $V = 10 \text{m}/\text{s}$  时，由式(5-6-3)算得横摆角速度的稳态增益  $G_r = 2.398 \text{rad}/\text{s}$ 。由式(5-6-5)算得  $T_1 = 0.202 \text{s}$ ， $T_2 = 0.01103 \text{s}^2$ ， $\tau_1 = 0.0909 \text{s}$ 。当  $V = 40 \text{m}/\text{s}$  时，算得  $T_1 = 0.3091 \text{s}$ ， $T_2 = 0.0674 \text{s}^2$ ， $\tau_1 = 0.3636 \text{s}$ 。

由式(5-6-7)与式(5-6-8)算得该车在这两种车速下横摆角速度的幅频特性与相频特性，如图 5-6-2 所示。可以看出，低速时 ( $V = 10 \text{m}/\text{s}$ )，幅频特性和相频特性都是单调下降的。在高速时 ( $V = 40 \text{m}/\text{s}$ )，幅频特性有一个明显的谐振峰 (在  $\omega = 3.3 \text{rad}/\text{s}$  处)。相频特性的低频段 ( $\omega < 1.6 \text{rad}/\text{s}$  时) 出现相位超前。

对汽车操纵运动的频率特性要求，也和一般随动系统类似：

- ①应有足够宽的通频带，以保证必要的反应速度，但也应注意通频带过宽会增大扰动误差；
- ②在有效通频带内，幅频特性宜平坦，不宜有明显的选择性 (谐振峰)，以免有过大的幅值失真；
- ③相频特性的绝对值宜尽量小，以免有过大的相位失真。

## 5.6.2 二自由度汽车模型的运动特征

运动特征与汽车操纵稳定性的好坏有密切关系，一般要求稳定性的临界车速要远离使用车速，希望汽车有相当快的反应速度 (例如希望反应时间不大于  $0.4 \text{s}$ )，有较高的自然频率 (例如  $0.6 \sim 1.2 \text{Hz}$ ) 以保证足够宽的通频带，以及希望过渡时间尽量短 (例如美国实验安全车要求在  $110 \text{km}/\text{h}$  车速下  $T_{0.95}$  不大于  $1.6 \text{s}$ ) 等。为了满足汽车对操纵稳定性的要求，需要分析这些指标与结构参数、使用参数的关系。

### 5.6.2.1 稳定条件与临界车速

令传递函数式(5-6-2)的分母为零，得二阶特征方程：

$$T_2 S^2 + T_1 S + 1 = 0 \quad (5-6-9)$$

稳定条件为  $S$  的各阶系数大于零，因参数  $C_1, C_2, \eta, l$  等均为正值，从式(5-6-5)可知，要使  $T_1 > 0, T_2 > 0$  的稳定条件为：

$$1 + KV^2 > 0 \quad (5-6-10)$$

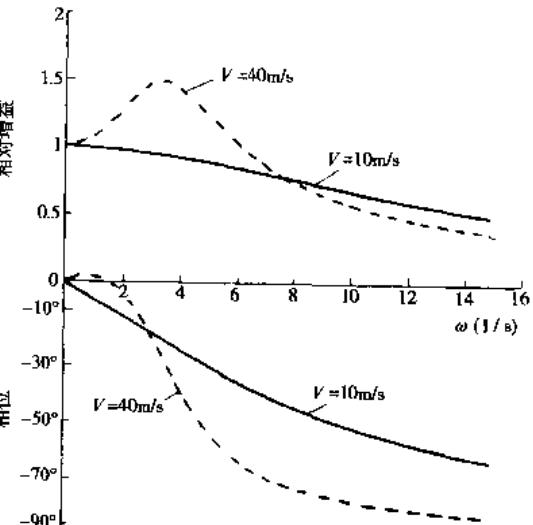


图 5-6-2 横摆角速度的幅频特性和相频特性

定义

$$V_c = \sqrt{\frac{1}{\eta - K}} \quad (5-6-11)$$

为临界车速,当  $V > V_c$  时系统不稳定(是恢复力为负值的零次项不稳定,运动是非周期的),只有过度转向的汽车( $K < 0$ )才有临界车速。对于不足转向的汽车, $K > 0$ ,  $V_c$  为虚数,即不存在临界车速。

### 5.6.2.2 名义自然频率 $\omega_0$

名义自然频率即无阻尼自然频率:

$$\omega_0^2 = \frac{1}{T_2} = \frac{C_1 C_2}{\eta} \left( \frac{1}{V^2} + K \right) \quad (5-6-12)$$

由单自由度振动系统的知识可知,  $\omega_0^2$  代表恢复力对系统惯量的相对值。 $\omega_0^2$  越大,说明系统的相对恢复力越大。当  $V > V_c$  时,相对恢复力( $\omega_0^2$ )变为负值(当然只有过度转向的汽车才有这种情况)。但是,  $\omega_0$  并不是实际的自然振动频率,由于系统存在阻尼,实际的自然振动频率将小于  $\omega_0$ ,由式(5-6-5)可知,当  $V \rightarrow \infty$  时,  $T_1 \rightarrow 0$ ,系统的阻尼为零,这时

$$\omega_0^2 |_{V \rightarrow \infty} = C_1 C_2 \frac{K}{\eta} \quad (5-6-13)$$

它与  $V \rightarrow \infty$  时的实际自然频率相吻合。

### 5.6.2.3 过渡时间 $T_e$ 与 $T_{0.05}$

由式(5-6-2)所决定的自然振动曲线的包络是  $A e^{-\frac{t}{T_e}}$ ,如图 5-6-3 所示,其中

$$T_e = \frac{2T_2}{T_1} = \frac{2Vl}{C_1 \left( b + \frac{a}{\eta} \right) + C_2 \left( a + \frac{b}{\eta} \right)} \quad (5-6-14)$$

显然,自然振动的振幅衰减到原来的  $\frac{1}{e}$  所需的时间就是  $T_e$ 。当  $\eta = 1$  时,

$$T_e = \frac{2V}{C_1 + C_2} = \frac{V}{C} \quad (5-6-15)$$

式中  $C = \frac{1}{2}(C_1 + C_2)$ 。通常  $\eta \approx 1$ ,故上式可对过渡时间长短作基本估计。

如果定义过渡时间  $T_{0.05}$  是振幅衰减到原来的 5% 所需的时间,则:

$$T_{0.05} = T_e \cdot \ln 20 = 3T_e \quad (5-6-16)$$

由式(5-6-14)、式(5-6-15)可知,车速  $V$  越高:过渡时间越长(成正比);平均侧偏刚性系数  $C$  越大,过渡时间越短。

### 5.6.2.4 实际自然频率

图 5-6-3 自然振动曲线及其包络

由振动学可知:

$$\omega_n^2 = \omega_0^2 - \left( \frac{1}{T_e} \right)^2 = \frac{1}{T_2} - \left( \frac{T_1}{2T_2} \right)^2$$

将式(5-6-12)、式(5-6-14)代入上式得:

$$\omega_n^2 = \frac{C_1 C_2}{\eta} \left( \frac{1}{V^2} + K \right) - \left[ \frac{C_1 \left( b + \frac{a}{\eta} \right) + C_2 \left( a + \frac{b}{\eta} \right)}{2Vl} \right]^2 \quad (5-6-17)$$

通常,  $\eta$  与 1 相差有限, 则  $\frac{C_1 + C_2}{2} \approx \sqrt{C_1 C_2}$ ,

$$\left[ \frac{C_1 \left( b + \frac{a}{\eta} \right) + C_2 \left( a + \frac{b}{\eta} \right)}{2\eta} \right]^2 \approx \frac{C_1 C_2}{\eta^2}$$

故得:

$$\omega_n^2 \approx \frac{C_1 C_2 K}{\eta^2} = \frac{1}{\eta^2} (C_2 - C_1) \quad (5-6-18)$$

由上述可知:

- ①增大  $C_2$  是使角输入运动自然频率提高的最有效措施;
- ②增大  $C_1$ (在  $C_2$  不变时也就是减小  $K$  值)使自然频率下降;
- ③增大  $\eta = \frac{I}{mab}$  与轴距  $l$  都使  $\omega_n$  降低。

#### 5.6.2.5 反应速度与反应时间 $T_f$

如果输入  $\delta$  是单位阶跃函数, 其拉氏变换为  $\delta(S) = \frac{1}{S}$ , 代入式(5-6-2)得横摆角速度反应的拉氏变换为:

$$r(S) \approx \frac{1}{S} G_r \frac{\tau_1 S + 1}{T_2 S^2 + T_1 S + 1}$$

单位阶跃角输入时, 横摆角速度对时间的导数  $\dot{r}(t)$  的拉氏变换为:

$$s r(S) = G_r \frac{\tau_1 S + 1}{T_2 S^2 + T_1 S + 1}$$

$r$  的起跃反应速度是  $t=0$  时  $\dot{r}(t)$  的值, 可根据初值定理求得:

$$\dot{r}_0 = \dot{r}(t) |_{t=0} = \lim_{s \rightarrow \infty} s^2 r(S) = G_r \frac{\tau_1}{T_2} \quad (5-6-19)$$

顾及式(5-6-5),  $r$  的起跃反应速度为:

$$\dot{r}_0 = \frac{C_1}{\eta \cdot l} \quad (5-6-20)$$

由上述可知:

- ①角阶跃输入时,  $r$  的起始反应速度与车速无关;
- ② $r$  的起始反应速度只与前轮的侧偏刚性系数  $C_1$  有关, 而与后轮侧偏刚性系数  $C_2$  无关,  $C_1$  越大, 反应越快(成正比);

③反应速度与  $\eta = \frac{I}{mab}$  及轴距  $l$  成反比。

另外, 若定义反应时间为  $T_f = \frac{r_0}{\dot{r}_0}$ , 它的物理意义如图 5-6-4 所示, 是按起始速度(维持  $\dot{r}(t)$  不变)到达稳态值所需的时间。由于单位阶跃反应的稳态值是  $r_0 = G_r$ , 顾及式(5-6-19)有:

$$T_f = \frac{T_2}{\tau_1} = \frac{\eta V}{C_1(1 + KV^2)} = \frac{V^2}{l} + C_1 \left( 1 - \frac{V^2}{C_2 l} \right) \quad (5-6-21)$$

对于中性转向的汽车,  $K=0$

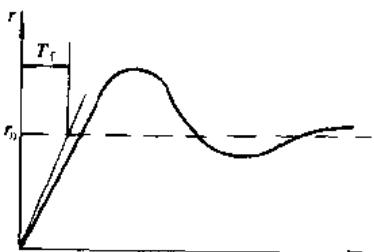


图 5-6-4 反应时间

$$T_f = \frac{\eta V}{C_1} \quad (5-6-22)$$

由式(5-6-21)可以看出:

- ①当稳定性因数  $K$  一定时, 增大  $C_1$ (当然也必须增大  $C_2$  才能维持  $K$  值不变), 使反应时间缩短;

②当  $C_2$  一定而改变  $C_1$  时, 只有当  $V < \sqrt{C_2 l}$  时, 增大  $C_1$  才使  $T_f$  缩短。例如前面 5.1 中计算的普通斜交帘线轮胎的汽车,  $C_2 = 110 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ,  $l = 3.72 \text{ m}$ ,  $\sqrt{C_2 l} = 20.2 \text{ m/s} = 72.7 \text{ km/h}$ , 即当  $V < 72.7 \text{ km/h}$  时, 增大  $C_1$  使  $T_f$  缩短, 而在  $V > 72.7 \text{ km/h}$  时, 增大  $C_1$  反而使  $T_f$  加长;

③为了考察车速改变时反应时间的变化趋势, 可令  $\frac{dT_f}{dV} = 0$ , 得  $V^2 = \frac{1}{K}$ , 因  $\sqrt{\frac{1}{K}} = V_k$  是特征车速, 故知当车速等于特征车速时, 反应时间最长。以  $V = \sqrt{\frac{1}{K}}$  代入式(5-6-21)得:

$$T_{f\max} = \frac{\eta}{2 C_1 \sqrt{K}} \quad (5-6-23)$$

当  $V < V_k$  时, 反应时间随车速增加而增长; 当  $V > V_k$  时反应时间随车速增加而缩短, 如图 5-6-5 所示;

④反应时间与质量分配系数  $\eta$  成正比。

#### 5.6.2.6 相对阻尼系数 $\xi$

相对阻尼系数即实际阻尼与临界阻尼之比, 亦称非周期系数, 由单自由度振动理论可知:

$$\xi = \frac{T_f}{2 \sqrt{T_2}} = \frac{C_1 \left( b + \frac{a}{\eta} \right) + C_2 \left( a + \frac{b}{\eta} \right)}{2 l \sqrt{\frac{C_1 C_2}{\eta} (1 + KV^2)}} \quad (5-6-24)$$

当  $\eta \approx 1$  时, 并顾及  $\frac{C_1 + C_2}{2} \approx \sqrt{C_1 C_2}$ , 得:

$$\xi \approx -\frac{1}{\sqrt{1 + KV^2}} \quad (5-6-25)$$

由上式可知,  $\xi$  随车速的增加而下降。对汽车本身参数来说, 基本上只取决于  $K$  值。增大  $K$  值(增大不足转向性), 使角输入运动的相对阻尼系数  $\xi$  下降,

振动倾向增大; 而减小  $K$  值(减小不足转向性), 则  $\xi$  增大, 振动倾向减轻。当  $K = \frac{1}{V^2}$  时,  $\xi \approx 0.707$ 。

定义  $V_k = \sqrt{\frac{1}{K}}$  为特征车速, 故可以说, 当车速等于特征车速时, 角输入运动的阻尼( $\xi = 0.707$ )是比较理想的(阻尼太大也不理想, 因为会使汽车反应变慢)。

如果在结构上能实现不足转向性随车速增加而下降, 特别是在高速区接近  $K = \frac{1}{V^2}$  规律, 则角输入运动的阻尼随车速增加而急剧下降问题可以得到较好的解决。

图 5-6-5 所示为前例汽车的各个运动特征随车速的变化情况。

#### 5.6.3 考虑车身侧倾和转向自由度的汽车模型

为研究转向系及悬架性能对汽车操纵运动的影响, 可以在线性二自由度模型基础上增加两个自由度, 一为前轮绕主销转向角  $\delta$ , 目的是要计入前轮绕主销运动的惯性及阻尼, 以及转向系的综合刚度; 二为车身侧倾角  $\varphi$ , 从而可以计入悬架弹性、阻尼以及前、后轴侧倾转向效应的影响。此模型的基本假设在二自由度模型假设(见 5.1)前三条基础上, 还有如下两点:

①忽略转向轮绕主销转动与整车运动及自身滚动间的耦合效应, 忽略转向盘至转向轮之间传动部件的惯性及阻尼;

②认为侧倾轴近似处于水平位置, 悬架弹性处于线性范围。

这样, 可以得到一个四自由度线性系统, 以转向盘转角  $\delta_{sw}$  为输入, 以横摆角速度  $r$ 、重心处侧偏角  $\beta$ 、车

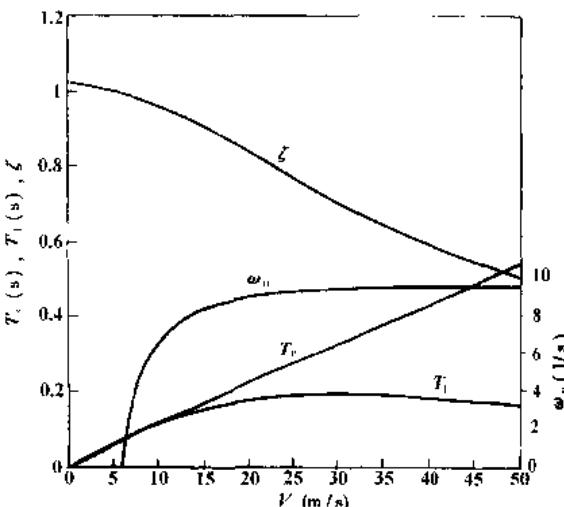


图 5-6-5 特征参数随车速的变化曲线

身侧倾角  $\varphi$  及前轮转向角  $\delta$  为输出, 其模型简图如图 5-6-6 所示, 其运动微分方程为:

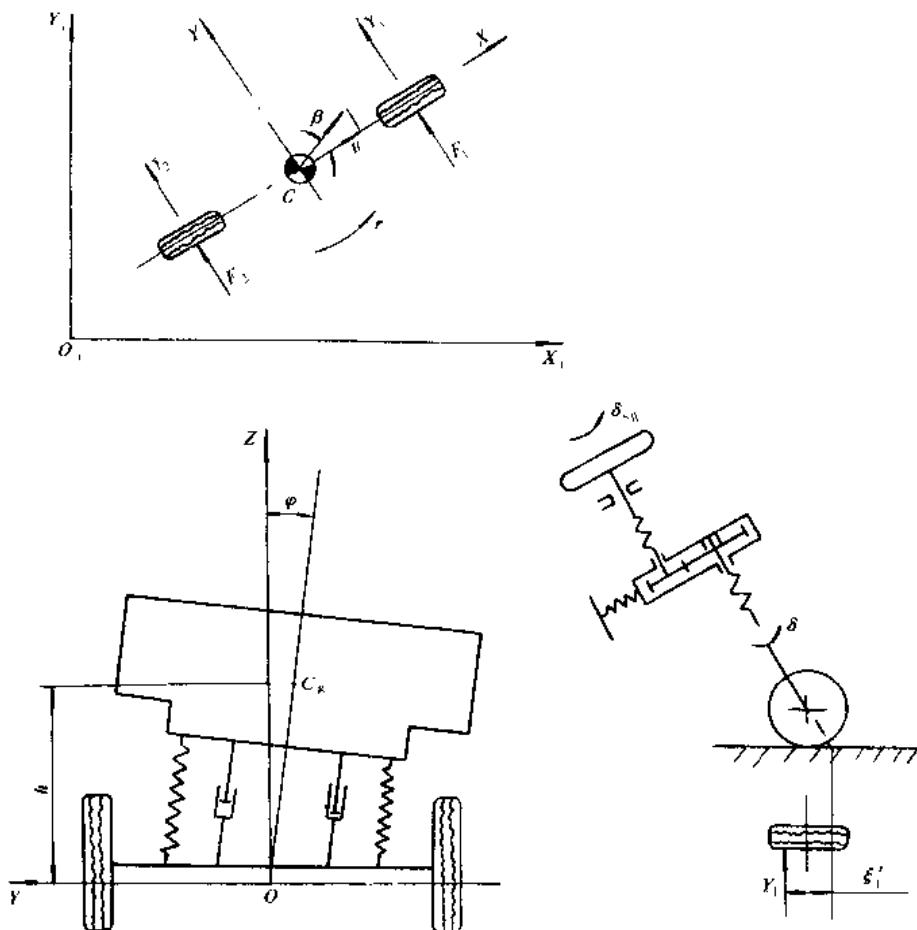


图 5-6-6 四自由度汽车模型

$$\left\{ \begin{array}{l} MV(r + \dot{\beta}) - M_s h \dot{P} = Y_1 + Y_2 \\ I_z \ddot{r} + I_{xz} \dot{P} = (a - \xi_1) Y_1 - (b - \xi_2) Y_2 \\ I_{xz} \dot{P} + I_{yz} \dot{r} - M_s h V(r + \dot{\beta}) = -(D_f + D_r) P - (C_{\varphi 1} + C_{\varphi 2} - M_s g h) \varphi \\ I_w \dot{\delta} + C_w \dot{\delta} = C_s \left( \frac{\dot{\delta}_{sw}}{i} - \delta \right) - Y_1 \xi_1 \\ Y_1 = K_1 \left( \beta + \frac{a}{V} r - \delta - E_r \varphi \right) \\ Y_2 = K_2 \left( \beta - \frac{b}{V} r - E_r \varphi \right) \\ \dot{\varphi} = P \end{array} \right. \quad (5-6-26)$$

式中:  $M$ —整车质量;

$M_s$ —悬架上质量;

$I_x$ —悬架上质量对车辆坐标系  $X$  轴的转动惯量;

$I_z$ —整车绕车辆坐标系  $Z$  轴的转动惯量;

$I_{xz}$ —悬架上质量对车辆坐标系  $X$  轴、 $Z$  轴的惯性积;

$I_w$ —两转向轮绕各自主销转动惯量之和;

- $h$ —悬架上质量质心至侧倾轴距离;  
 $\xi_1$ —前轮气胎拖距;  
 $\xi_2$ —后轮气胎拖距;  
 $\xi_1'$ —前轮侧向力对主销轴的力臂;  
 $K_1$ —前轮侧偏刚度;  
 $K_2$ —后轮侧偏刚度;  
 $C_{\varphi_1}$ —前悬架弹簧侧倾刚度;  
 $C_{\varphi_2}$ —后悬架弹簧侧倾刚度;  
 $C_s$ —转向系综合刚度;  
 $E_t$ —前悬架侧倾转向系数;  
 $E_r$ —后悬架侧倾转向系数;  
 $D_t$ —前悬架侧倾阻尼系数;  
 $D_r$ —后悬架侧倾阻尼系数;  
 $C_w$ —转向轮绕主销的阻尼系数;  
 $Y_1$ —前轮侧向力;  
 $Y_2$ —后轮侧向力;  
 $P$ —车身侧倾角速度;  
 $i$ —转向系传动比。

#### 5.6.4 侧风稳定性分析

行进中的车辆,在受到侧向风的袭扰作用时运动状态会发生改变,使其行驶稳定性受到影响。比较典型的事例是,城市街道两旁高大建筑间狭窄的通道里常常有速度很高的气流。当汽车驶过这一通道时,会受到高速气流的侧向扰动作用,其侧风稳定性问题便很突出。

当汽车经过侧风带时,所受到的空气六分力中,迎风阻力、升力及纵倾力矩通过改变轮胎的垂直负荷和纵向力,影响轮胎的侧偏特性而间接影响汽车的运动状态。

侧向推力和横摆力矩可以转化为作用于汽车前、后轴处的侧向推力  $F_1$  和  $F_2$ ,如图 5-6-7 所示。经实车风洞试验及理论分析发现,当汽车经过侧风带时, $F_1$  及  $F_2$  具有如图 5-6-8 所示的变化规律。侧倾力矩可以转化为  $F_1$  及  $F_2$  对侧倾轴的力矩,如图 5-6-7 所示。

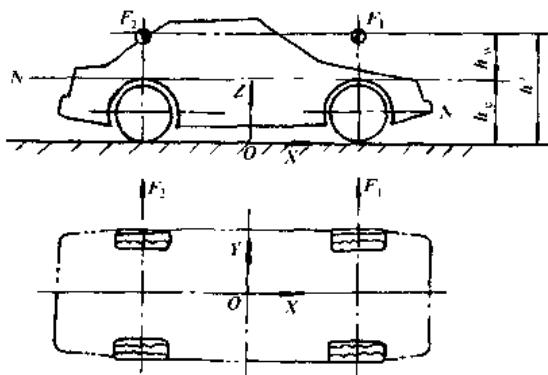


图 5-6-7 侧向推力

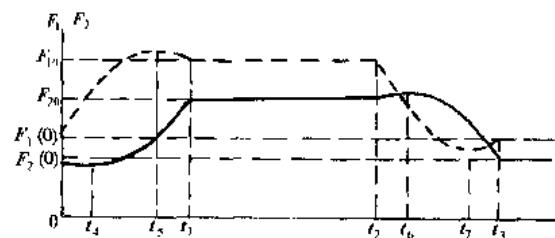


图 5-6-8 侧向推力的瞬变过程

研究表明,空气动力学参数中对侧风稳定性影响较大的是风压中心位置与侧向力系数,而侧倾力矩系数的影响不大。风压中心位于中性转向点附近时侧风稳定性较好,而侧向力系数越小越好。

一般说来,汽车的不足转向值增加,将使其侧风稳定性得到改善。然而不足转向值相同的汽车,若其质心位置或后轮侧偏刚度不同,则其侧风稳定性会有明显差别。在使用过程中,侧风稳定性对质心位置的变化最为敏感。为改善侧风稳定性,前后轴侧倾转向都应当是侧倾不足转向。

### 5.6.5 力输入模型和力输入运动

驾驶员通过转向盘转角和作用在转向盘上的力来控制汽车的行驶方向。因此,汽车的转向操纵运动基本分为两类:通过转向盘角输入指令的叫做角输入运动;通过转向盘力输入指令的叫做力输入运动。前面叙述了二自由度角输入运动模型及运动特征,这里叙述二自由度力输入运动模型及运动特征。

#### 5.6.5.1 微分方程、传递函数和频率特性

略去转向系统的惯量及干摩擦,此时作用在前轮上的转向力矩(转向盘力矩乘以传动比)  $T$  与  $F_z \xi$  相平衡,参见图 5-6-1,其力输入运动微分方程为:

$$\begin{cases} mV(\beta + r) = -\left[-\frac{T}{\xi} + K_2\left(\beta - \frac{b}{V}r\right)\right] \\ \dot{r} = bK_2\left(\beta - \frac{b}{V}r\right) + a\frac{T}{\xi} \end{cases} \quad (5-6-27)$$

对上式进行拉氏变换,并令初始条件为零,解得传递函数为:

$$\begin{cases} \frac{r}{T}(s) = \frac{l}{b\xi m V} \cdot \frac{\frac{V}{C_2}s + 1}{\frac{\eta l}{C_2}s^2 + \frac{\rho^2 + b^2}{Vb}s + 1} \\ \frac{\beta}{T}(s) = \frac{aC_2}{V^2} - \frac{a}{b} \cdot \frac{\frac{-\eta V}{V^2}s + 1}{\frac{C_2}{C_2}s^2 + \frac{\rho^2 + b^2}{Vb}s + 1} \end{cases} \quad (5-6-28)$$

其中  $p = \sqrt{\frac{l}{m}}$  为惯性半径,  $s$  为拉普斯变量,令  $s=0$  得力输入的稳态增益:

$$\begin{cases} \frac{r}{T}(0) = \frac{l}{b\xi m V} = \frac{1}{m_1 \xi V} \\ \frac{\beta}{T}(0) = \frac{aC_2/V^2 - a/b}{\xi K_2} \end{cases} \quad (5-6-29)$$

可以看出,  $\frac{r}{T}(0)$  与  $m_1 \xi, V$  成反比。在离心加速度不大的条件下(例如  $0.3g$ )下,可以通过测定稳态增益  $\frac{r}{T}(0)$ 、车速和前轴荷  $G_1$  来推定轮胎和主销的总拖距  $\xi$ 。实际上将式(5-6-29)的第一式改变一下形式,并顾及  $V \cdot r = \mu g$ , 可得:

$$\xi = \frac{T}{m_1 \mu g} = \frac{T}{G_1 \mu} \quad (5-6-30)$$

在  $\xi$  不变的情况下,如果转向系的干摩擦很小,则驾驶员手上感到的力矩是  $\mu \cdot G_1 \cdot \xi / i$  ( $i$  是转向系传动比)。

在式(5-6-28)中令  $s = j\omega$ , 即得力输入运动的复数频率特性。对力输入频率特性的要求与对角输入频率特性的要求类似。

#### 5.6.5.2 力输入运动的特征

对力输入运动特征指标的要求,与角输入运动类似。一般要求自然频率应足够高,对操纵性好的汽车约为  $1\text{Hz}$  或更高一些。要求相对阻尼不要降得太低。在高速行驶下,相对阻尼一般都不大。相对阻尼过低,容

易造成力输入谐振，在固有频率附近使汽车的转向反应过敏。现代汽车的力输入运动的相对阻尼系数，在 $V=60\text{km/h}$ 时，约为 $0.3\sim0.38$ ；在 $V=100\text{km/h}$ 时，约为 $0.15\sim0.2$ 。

### 1) 稳定条件

令式(5-6-28)的分母为零，即得力输入运动的特征方程：

$$\frac{\eta l}{C_2} s^2 + \frac{\rho^2 + b^2}{Vb} s + 1 = 0 \quad (5-6-31)$$

此二阶特征方程的各项系数均为正值（因 $C_2, \eta, l, b, V$ 等均为正数），故可知在转向系惯力与输入力相比小到可以忽略的前提下，力输入运动总是稳定的，它不存在象角输入运动那样的临界车速。

### 2) 名义自然频率 $\omega_0$

由振动学可知：

$$\omega_0^2 = \frac{C_2}{\eta \cdot l} \quad (5-6-32)$$

在系统阻尼不大时（车速高时）， $\omega_0$ 与实际自然频率相差无几。由上式可知， $\omega_0^2$ 与 $C_2$ 成正比，与 $\eta \cdot l$ 成反比。

### 3) 过渡时间 $T_e$ 与 $T_{0.05}$

类似前述角输入运动分析，力输入自然振动的包络是 $Ae^{-\frac{t}{T_e}}$ ，见图5-6-3，力输入运动的 $T_e$ 值为：

$$T_e = \frac{2V}{C_2 \left( a + \frac{b}{\eta} \right)} \quad (5-6-33)$$

通常 $\eta \approx 1$ 时

$$T_e \approx \frac{2V}{C_2} \quad (5-6-34)$$

就是说，振幅衰减至初始振幅的 $\frac{1}{e}$ 所需的时间约为 $\frac{2V}{C_2}$ 。

与式(5-6-15)比较可以看出，力输入运动的过渡时间，是角输入运动的约 $\left(1 + \frac{C_1}{C_2}\right)$ 倍，通常为1.5~2倍。振幅衰减至原来振幅的5%所需时间为：

$$T_{0.05} = \frac{6V}{C_2} \quad (5-6-35)$$

可见，力输入运动的过渡时间也与车速成正比。如欲缩短力输入运动（如撒手运动）的过渡时间，只有增大后轮的侧偏刚性系数 $C_2$ 。与角输入运动情况不同，改变前轮侧偏刚性系数 $C_1$ 对力输入运动没有影响。

### 4) 实际自然频率 $\omega_n$

由于阻尼因素的影响，力输入运动的实际自然频率 $\omega_n$ 也比 $\omega_0$ 小。 $\omega_n$ 可由下式求得：

$$\omega_n = \sqrt{\omega_0^2 - \frac{1}{T_e^2}} = \frac{C_2}{\eta \cdot l} \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot l}{C_2} - \frac{(1/\eta \cdot l + b/V)^2}{4V^2}} \quad (5-6-36)$$

当 $V \rightarrow \infty$ 时， $T_e \rightarrow \infty$ ， $\omega_n \rightarrow \omega_0$ 。

通常 $\eta \approx 1$ ，则

$$\omega_n \approx \sqrt{\frac{C_2}{l} - \left(\frac{C_2}{2V}\right)^2} \quad (5-6-37)$$

由以上两式可以看出，力输入运动的实际自然频率 $\omega_n$ 随车速的增高而有增大趋势。但在低速时这种趋势较明显，而高速时，以上两式根号下第二项已不重要，此时

$$\omega_n \approx \omega_0 = \sqrt{\frac{C_2}{\eta \cdot l}} \quad (5-6-38)$$

由式(5-6-38)可以看出：

①为了提高 $\omega_n$ ，主要的措施是提高后轮的侧偏刚性系数 $C_2$ ；

②当 $C_2$ 及 $\eta$ 一定时，小车( $l$ 小)比大车( $l$ 大)的自然频率高；

③当  $C_2$  与  $l$  一定时, 增大  $\eta$  可使  $\omega_n$  降低;

④  $\omega_n$  与  $C_1$  无关

### 5) 反应速度与反应时间

与角输入运动的分析方法一样, 参见图 5-6-4, 单位阶跃力输入时的反应速度为:

$$r_0 = \frac{1}{l\zeta\eta m_1} \quad (5-6-39)$$

可见, 单位阶跃力输入时, 反应速度与车速无关, 与前轴荷  $G_1 = m_1 g$ 、轴距  $l$ 、前轴总拖距  $\zeta$  以及质量分配系数均成反比。

### 反应时间

$$T_f = \frac{\eta l}{V} \quad (5-6-40)$$

可见, 力阶跃输入的反应时间与侧偏刚性系数  $C_1, C_2$  均无关系。它随车速的增加而成比例地缩短, 而且与  $\eta, l$  成正比。即  $\eta$  小和  $l$  小(小车)时力输入反应快。

### 6) 相对阻尼系数 $\xi$

$$\xi = \frac{\eta\mu + b}{2V} \sqrt{\frac{C_2}{\eta l}} \quad (5-6-41)$$

通常  $\eta \approx 1$ , 则:

$$\xi \approx \frac{\sqrt{C_2 l}}{2V} \quad (5-6-42)$$

由上述可知:

①增大后轮侧偏刚性系数  $C_2$ , 可以提高力输入运动(如撒手运动等)的相对阻尼系数  $\xi$ , 但  $\xi$  与前轮的侧偏刚性系数  $C_1$  无关;

②增大轴距  $l$  可使力输入运动的  $\xi$  增大;

③  $\xi$  与车速成反比;

④从式(5-6-42)可以看出,  $\eta$  对  $\xi$  的影响不大。

图 5-6-9 所示是  $\eta = 1, l = 3.72m$  时汽车撒手运动特征的计算结果: 实线相应于  $C_2 = 55m/s^2$ (普通斜交帘线胎), 虚线相应于  $C_2 = 85m/s^2$ (子午线胎)。这些计算结果与试验结果是比较吻合的。

图 5-6-10 所示是三部轿车的撒手稳定性试验结果。

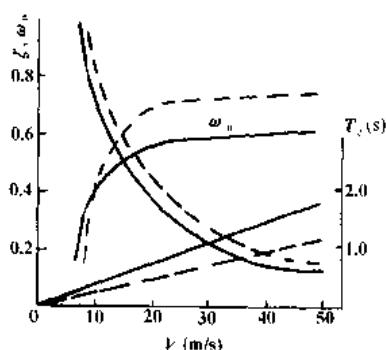


图 5-6-9 汽车撒手运动特征参数

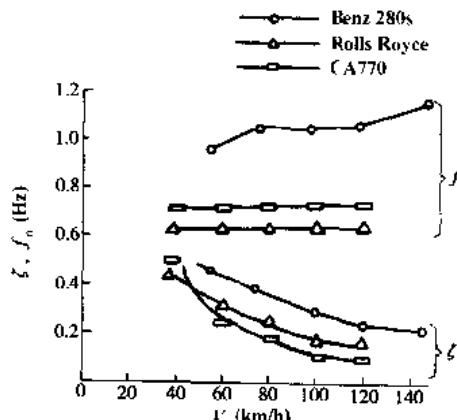


图 5-6-10 撒手稳定性试验结果

由于汽车转向系统难免有一定的间隙(有的汽车, 转向盘的间隙量可达  $\pm 15^\circ \sim 30^\circ$  甚至更多), 因此, 当汽车作直线行驶时, 尽管驾驶员保持转向盘不动, 汽车的前轮仍可在转向系间隙的范围内自由活动, 这时的汽车动力学模型近似于转向盘惯量为零的力输入运动系统。所以, 这里所分析的二自由度力输入运动对汽车

的直线行驶稳定性,特别是对高速直线行驶稳定性(因为车速越高,转向盘使用的角度越小,转向盘间隙的影响越大)有重要意义。

### 5.6.6 多自由度汽车模型

二自由度汽车模型把汽车看成是一个作平面运动的刚体,用横摆角速度和重心处侧偏角描述匀速前进汽车的转向运动(参见5.6.1),可以分析前、后轮侧偏刚度、重心在前后轴间位置、轴距、整车质量及横摆转动惯量对汽车系统输入与输出关系的影响,此时的输入可以是转向盘转角(角输入)或转向盘力矩(力输入),输出为横摆角速度或重心处侧偏角,也可以分析如图5-1-3所示的反馈回路的输入输出关系,即汽车运动与前后轮侧偏角差关系的影响。

四自由度汽车模型把汽车看成是由两个刚体组成的,下面一个作平面运动,上面一个相对下面的刚体作定轴转动,即侧倾(参见5.6.3),用横摆角速度、重心处侧偏角及悬架上质量侧倾角来描述匀速前进汽车的转向运动,在二自由度汽车模型基础上,还可以分析悬架上质量及惯性、悬架的侧倾刚度、侧倾阻尼、转向轮绕主销惯性、转向阻尼及转向系综合刚度对汽车系统输入与输出关系的影响,或分析对汽车系统内部如上所述反馈作用的影响。

由于实际汽车是一个复杂的多体系统,因此简单的模型不能全面地描述汽车的各种运动特征,也不能细致地分析汽车的质量、结构、弹性及阻尼特性对汽车系统输入输出关系的影响,或对汽车内部反馈作用的影响。例如,车身运动有六个自由度,各个车轮相对车身及地面的运动状态也发生变化,若把汽车视为由一个车身和四个车轮构成的,每个质量有六个自由度,则整个汽车有30个自由度。而汽车本身的特性,除前面列举的以外,还有如轮胎侧偏特性对轮荷的依赖性,及对驱动力、制动力的依赖性,车轮定位参数对车轮与车身间相对位置和车轮所受外力的依赖性,轮胎的非稳态特性,悬架机构几何关系的非线性,车身的空气动力学特性,欲分析这些特性对汽车运动的影响,必须建立多自由度的非线性的汽车模型。

对这种多自由度汽车模型的利用,只有依靠计算机进行数值分析,因此这种分析就不能象简单模型的理论分析那样,能得到普遍适用的结论,而必须针对具体车型而给出有针对性的个别适用的结论。

## 5.7 存在驱动或制动时汽车的转向运动

### 5.7.1 驱动或制动时的力学模型及运动方程式

建立汽车在驱动或制动时的转向运动模型,通常在如下两个前提条件下进行:

- ①整车质心高于轮胎接地面;
- ②轮胎与地面间的切向力可在零与附着极限之间整个范围内变化,轮荷和纵向力的变化将引起轮胎侧偏特性的变化。

在加速或减速运动场合,由于条件①,轮荷将在前后轮间移动,在存在侧向加速度时,左右轮荷也不同;由于条件②,当纵向力(驱动力或制动力)及轮荷变化较大时,侧向力及回正力矩与侧偏角的关系将受到很大影响。

图5-7-1为考虑车身六个运动自由度的模型简图,整车的六个运动方程为:

$$m \cdot \left( \frac{du}{dt} - v \cdot r \right) = \Sigma F_x \quad (5-7-1)$$

$$m \cdot \left( \frac{dv}{dt} + u \cdot r \right) = \Sigma F_y \quad (5-7-2)$$

$$m_s \cdot \frac{dw}{dt} + m \cdot g = \Sigma F_z \quad (5-7-3)$$

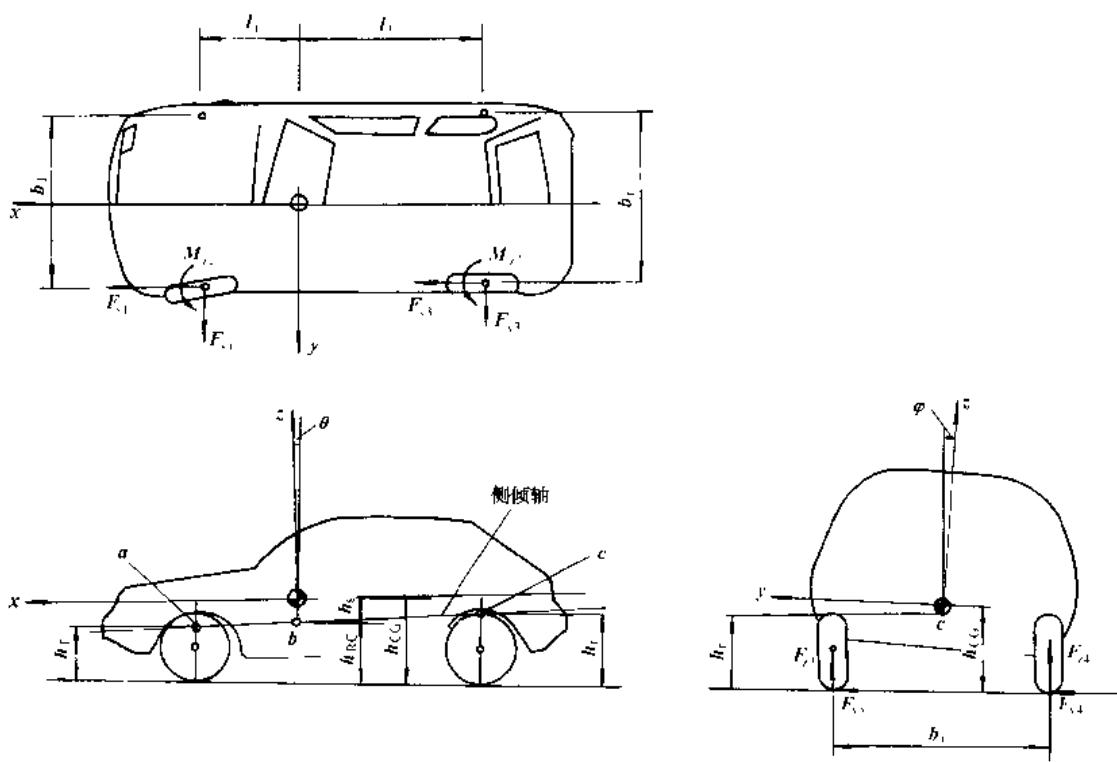


图 5-7-1 车身六自由度模型

$$\begin{aligned} I_s \cdot \frac{dp}{dt} - I_{\omega} \cdot \frac{dr}{dt} - m_s \left( \frac{dv}{dt} + ru \right) \cdot h_s \\ = (F_{x1} + F_{y2}) \cdot h_1 + (F_{x3} + F_{y4}) \cdot h_r + (F_{x1} - F_{y2}) \cdot \frac{b_l}{2} + (F_{x3} - F_{y4}) \cdot \frac{b_r}{2} \quad (5-7-4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_s \cdot \frac{dq}{dt} + m_s \cdot \left( \frac{du}{dt} - v \cdot r \right) h_s \\ = -(F_{x1} + F_{y2}) \cdot l_1 + (F_{x3} + F_{y4}) \cdot l_r - \sum F_{n_i} \cdot h_{nC} \quad (5-7-5) \\ - I_{\omega} \cdot \frac{dp}{dt} + I_s \cdot \frac{dr}{dt} \end{aligned}$$

$$= (F_{x1} + F_{y2}) \cdot l_1 - (F_{x3} + F_{y4}) \cdot l_r + (F_{y2} - F_{x1}) \cdot \frac{b_l}{2} + (F_{y4} - F_{x3}) \cdot \frac{b_r}{2} + \sum M_n \quad (5-7-6)$$

上述各符号的意义如表 5-7-1 所示。

表 5-7-1 整车模型中各符号意义

符 号	单 位	意 义
$u, v, w$	m/s	车身质心纵向、侧向及铅垂方向速度分量
$\varphi, \theta, \psi$	rad	车身的侧倾角、俯仰角及横摆角
$p, q, r$	rad/s	车身的侧倾、俯仰及横摆角速度
$F_x, F_y, F_n$	N	轮胎所受纵向、侧向及垂向力
$M_n$	N·m	轮胎回正力矩
$I_x, I_s$	kg·m <sup>2</sup>	车身绕 $x$ 轴、 $s$ 轴转动惯量

续上表

符 号	单 位	意 义
$I_z$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	整车绕 $z$ 轴转动惯量
$I_{\alpha}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	车身绕 $\alpha$ 轴, $z$ 轴的惯性积
$h$	$m$	整车质心离地高度
$h_{CC}$	$m$	车身质心离地高度
$h_s, h_r$	$m$	前、后轴侧倾中心离地高度
$h_s$	$m$	侧倾力臂
$h_{RC}$	$m$	车身质心处侧倾轴离地高度
$t_f, t_r$	$m$	前轴、后轴与车身质心间距
$b_f, b_r$	$m$	前、后轮距
$m, m_s$	$\text{kg}$	整车质量和车身质量
$g$	$\text{m/s}^2$	重力加速度
$a_x, a_y$	$\text{m/s}^2$	车身质心纵向和侧向加速度

由于考虑驱动和制动时涉及轮胎纵向力的计算,因此还需要建立四个车轮绕自转轴转动的运动方程,以便确定各轮上的纵向滑移率。对于驱动力的计算,需要考虑发动机输出转矩和传动系统结构;对于制动力的计算,需要考虑制动系施于车轮上的摩擦力矩。

如果忽略车身上下振动、侧倾、俯仰瞬态运动及次要因素的影响,则整车运动方程可简化如下:

$$m \cdot \left( \frac{du}{dt} - v \cdot r \right) = \Sigma F_x \quad (5-7-7)$$

$$m \cdot \left( \frac{dv}{dt} + u \cdot r \right) = \Sigma F_y \quad (5-7-8)$$

$$m \cdot g = \Sigma F_z \quad (5-7-9)$$

$$-m_s \cdot \left( \frac{dv}{dt} + r \cdot u \right) \cdot h_{CC} = (F_A - F_Z) \cdot \frac{b_f}{2} + (F_B - F_S) \cdot \frac{b_r}{2} \quad (5-7-10)$$

$$m_s \cdot \left( \frac{du}{dt} - v \cdot r \right) \cdot h_{CC} = - (F_d + F_Z) \cdot l_f + (F_B + F_S) \cdot l_r \quad (5-7-11)$$

$$I_z \cdot \frac{dr}{dt} = (F_{y1} + F_{y2}) \cdot l_f - (F_{y3} + F_{y4}) \cdot l_r \\ + (F_{x2} - F_{x1}) \cdot \frac{b_f}{2} + (F_{x4} - F_{x3}) \cdot \frac{b_r}{2} \quad (5-7-12)$$

上述方程仍然是非线性的,必须用迭代方法进行数值求解。如果在短时间内忽略车速的变化,则可以获得汽车在驱动或制动条件下转向运动的准稳态平衡

方程。图 5-7-2 给出了转向盘转角固定情况下,汽车做加速或减速圆周运动时的受力情况。假定车速保持不变,且侧倾、俯仰及横摆都处于稳态,则向心加速度也保持不变,从而可以建立如下准稳态平衡方程:

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} - \Sigma F_{x1} = 0 \quad (5-7-13)$$

$$m \cdot \frac{V^2}{R} - \Sigma F_{R1} = 0 \quad (5-7-14)$$

$$m \cdot g - \Sigma F_{z1} = 0 \quad (5-7-15)$$

$$m_s \cdot \left( \frac{V^2}{R} \cos \beta - \frac{d^2 x}{dt^2} \cdot \sin \beta \right) \cdot h_{CC} + \Sigma L = 0 \\ (5-7-16)$$

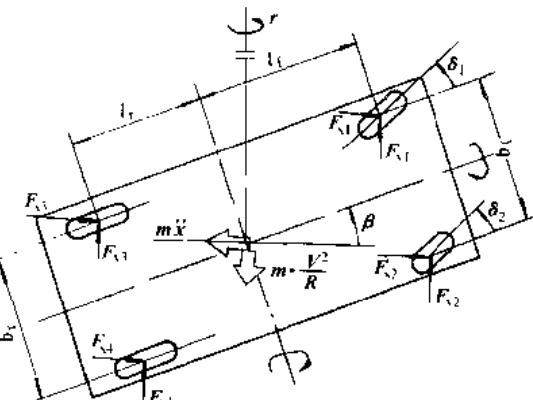


图 5-7-2 加减速转向运动时力的平衡

$$m \cdot \left( \frac{V^2}{R} \sin \beta + \frac{d^2 x}{dt^2} \cos \beta \right) + h_{\text{ff}} - \Sigma M = 0 \quad (5-7-17)$$

$$\Sigma N = 0 \quad (5-7-18)$$

这里  $\frac{d^2 x}{dt^2}$  为整车质心在其轨迹切线方向的加速度,  $V$  为车速,  $R$  为转弯半径,  $\beta$  为质心处侧偏角,  $\Sigma F_{\text{ff}}$  为质心轨迹切线方向合外力,  $\Sigma F_{\text{ff}}$  为法线方向合外力,  $\Sigma L$ ,  $\Sigma M$  及  $\Sigma N$  代表式(5-7-10)~式(5-7-12)右端的力矩。

由于车速假定不变, 则四个车轮也保持匀速旋转, 对于具体的驱动或制动方式, 可以建立各轮上的纵向力关系式或旋转角速度关系式。

各轮胎上的纵向力、侧向力与轮荷、侧偏角及纵向滑移率间的关系可由纵滑与侧偏联合工况下的模型表达。各轮负荷可由切向和法向加速度决定的轮荷转移和静负荷确定。各轮侧偏角可根据运动学关系, 由转向角及因转向系和悬架的弹性-运动学效应造成的转向角来确定。

在上述关系基础上, 给定车速、转向盘转角及切向加速度, 即可计算出汽车的法向加速度、转弯半径及横摆角速度等参数, 根据车速变化时或切向加速度变化时法向加速度或转弯半径的变化趋势, 即可判断出存在驱动或制动时汽车的转向性能, 此时不足转向和过度转向概念同样适用。

在小加速度范围内, 利用上述准稳态假设还可以获得稳定性因数的解析表达式。此时利用二自由度汽车模型, 忽略左右车轮受力状态的区别, 只考虑驱动或制动时轮荷在前后轮的移动和纵向力对侧偏刚度的影响, 则有:

$$K_t^* = \left( K_t - \frac{\partial K_t}{\partial F_z} \Delta F_z \right) \lambda_t \quad (5-7-19)$$

$$K_r^* = \left( K_r + \frac{\partial K_r}{\partial F_z} \Delta F_z \right) \lambda_r \quad (5-7-20)$$

这里  $K_t, K_r$  分别为前、后轮在匀速条件下的侧偏刚度,  $\frac{\partial K_t}{\partial F_z}, \frac{\partial K_r}{\partial F_z}$  为单位轮荷变化引起的前、后轮侧偏刚度变化量,  $\Delta F_z$  为驱动或制动时前后轮荷转移, 驱动时取正值, 制动时取负值,  $\lambda_t$  和  $\lambda_r$  为有效系数, 代表纵向力对前后轮侧偏刚度的影响, 在纵向力较小时有:

$$\lambda_t = 1 - (0.5 - E_{\text{ff}}) \frac{|F_{x1}|}{\mu F_d} \quad (5-7-21)$$

$$\lambda_r = 1 - (0.5 - E_{\text{fr}}) \frac{|F_{xr}|}{\mu F_a} \quad (5-7-22)$$

其中  $E_{\text{ff}}, E_{\text{fr}}$  是前、后轮胎参数(表 5-2-4), 考虑到前轴荷  $F_d = \frac{l_f}{l} mg$ , 后轴荷  $F_a = \frac{l_f}{l} mg$ , 前轮纵向力  $F_{x1} = c \cdot ma_x$ , 后轮纵向力  $F_{xr} = (1 - c) \cdot ma_x$ , 这里  $a_x$  为纵向加速度,  $c$  为驱动力或制动力在前后轮的分配系数, 轮荷转移  $\Delta F_z = \frac{h}{l} \cdot ma_x$ ,

$$K_t^* = K_t \left[ 1 - \left( \frac{\partial K_t}{\partial F_z} \frac{hm}{K_t l} + \frac{(0.5 - E_{\text{ff}}) cl}{\mu d_t g} \cdot \frac{|a_x|}{a_x} \right) a_x \right] \quad (5-7-23)$$

$$K_r^* = K_r \left[ 1 + \left( \frac{\partial K_r}{\partial F_z} \frac{hm}{K_r l} - \frac{(1 - c)(0.5 - E_{\text{fr}}) l}{\mu d_t g} \cdot \frac{|a_x|}{a_x} \right) a_x \right] \quad (5-7-24)$$

$$K_r^* = K_r \left[ - \frac{\partial K_r}{\partial F_z} \cdot \frac{hm(1 - c)(0.5 - E_{\text{fr}})}{K_r d_t g} \cdot \frac{|a_x|}{a_x} \cdot a_x^2 \right]$$

将其代入稳定性因数  $K$  的定义式  $\frac{m}{l^2} \left( \frac{l_f}{K_f} - \frac{l_t}{K_t} \right)$  中则有考虑驱动和制动时的稳定性因数  $K^*$  为:

$$K^* = K_0 + K_1 a_s + K_2 a_s^2 \quad (5-7-25)$$

式中:

$$K_0 = \frac{m}{l^2} \left( \frac{l_f}{K_f} - \frac{l_t}{K_t} \right)$$

$$K_1 = \frac{m}{l^2} \left[ \frac{hm}{l} \left( \frac{\partial K_f}{\partial F_z} \frac{l_f}{K_f^2} + \frac{\partial K_t}{\partial F_z} \frac{l_t}{K_t^2} \right) + \frac{l}{\mu g} \left( \frac{c(0.5 - E_{lf})}{K_f} - \frac{(1-c)(0.5 - E_{lt})}{K_t} \right) \frac{|a_s|}{a_s} \right]$$

$$K_2 = - \frac{hm^2}{\mu g l^2} \cdot \frac{|a_s|}{a_s} \left[ \frac{\partial K_f}{\partial F_z} \frac{c(0.5 - E_{lf})}{K_f^2} + \frac{\partial K_t}{\partial F_z} \frac{(1-c)(0.5 - E_{lt})}{K_t^2} \right]$$

可见,  $K_0$  为无驱动或制动时的稳定性因数, 当有驱动 ( $a_s > 0$ ) 或制动 ( $a_s < 0$ ) 时,  $K_1$  和  $K_2$  代表了纵向加速度对稳定性因数的影响。

### 5.7.2 驱动或制动时的转向特性

汽车的不足-过度转向特性取决于很多因素, 但轮胎的侧偏特性是最主要的。而轮胎的侧偏特性又受车轮上纵向力和垂直负荷的影响。由轮胎侧偏特性理论可知, 同一侧向力, 当轮荷较大时对应的侧偏角较小, 当纵向力较大时对应的侧偏角较大。

当汽车进行驱动或制动时, 不但使各轮上纵向力发生变化, 也通过轮荷移动使各轮上的垂直负荷发生变化。因此, 在分析驱动或制动时汽车的不足-过度转向特性时, 必须考虑纵向力和垂直负荷这两部分影响的综合效果。在湿路面上, 由于轮荷转移较小, 轮胎接地状态离附着极限很近, 因此纵向力的影响有决定性意义。

如果只考虑垂直负荷的影响, 则由于汽车加速时, 前轮荷减小后轮荷增大, 致使同一侧向加速度即前后轮侧向力不变的情况下, 前轮侧偏角增大而后轮侧偏角减小, 因而有增大不足转向的倾向; 汽车减速时, 前轮荷增大后轮荷减小, 致使前轮侧偏角减小后轮侧偏角增大, 因而有减小不足转向的倾向。

如果只考虑纵向力的影响, 则当前轮的驱动力或制动力分配较大时, 同一侧向加速度即前后轮侧向力不变情况下, 前轮侧偏角增大而后轮侧偏角减小, 从而有增加不足转向的倾向; 当后轮的驱动力或制动力分配较大时, 后轮侧偏角增大而前轮侧偏角减小, 因此有减小不足转向的倾向。

在其他影响汽车不足-过度转向的因素中, 须特别注意的是悬架的侧倾转向效应。例如正常圆周行驶情况下, 后轮具有不足转向倾向的设计, 在转弯制动工况下反而有过度转向倾向。这是因为后悬架的变形在制动时与正常圆周行驶时不同, 制动时由于车身前倾使后悬架大幅度伸张的缘故。

图 5-7-3 给出了干路面上, 转向盘转角一定时, 在各种驱动力分配比例下汽车做加速圆周运动的过程。可见, 总的趋势是因加速导致了不足转向倾向, 在此基础上, 后轮驱动力分配越大其

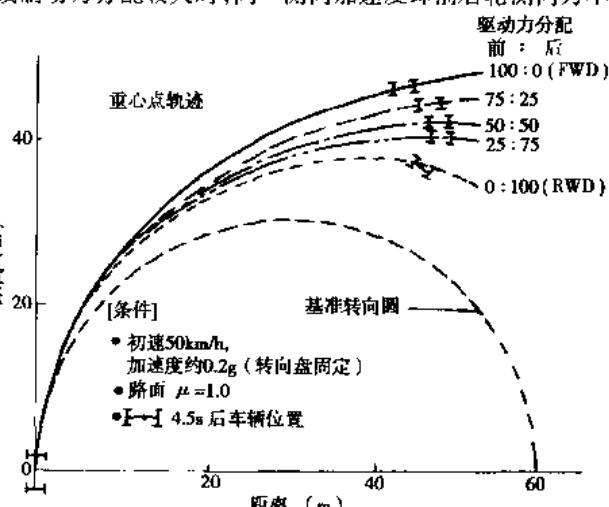


图 5-7-3 干路上各种驱动力分配下的加速圆周运动

不足转向倾向越小

图 5-7-4 给出了干路面上, 转向盘转角一定时, 在各种制动力分配比例下汽车做减速圆周运动的过程。可见, 总的趋势是因减速导致了过度转向倾向, 在此基础上, 前轮制动力分配越大其过度转向倾向越小。

图 5-7-5 给出了雪地上, 转向盘转角一定时, 在各种驱动方式下汽车做加速圆周运动的状态描述。可见, 与干路上不同, 驱动方式决定了转向特性, 后轮驱动汽车具有过度转向倾向, 前轮驱动汽车具有不足转向倾向, 四轮驱动车(前后驱动力分配相等)在两者之间。这是纵向力对轮胎侧偏特性的影响占主要地位的表现。

图 5-7-6 给出了结冰的面上, 前轮驱动和后轮驱动汽车稳态圆周行驶过程中加速踏板放松后的减速圆周运动过程。可见, 与干路上制动情形不同, 驱动方式决定了转向特性, 后轮驱动汽车具有过度转向倾向, 前轮驱动汽车具有不足转向倾向, 这是纵向力影响占优势的又一表现。

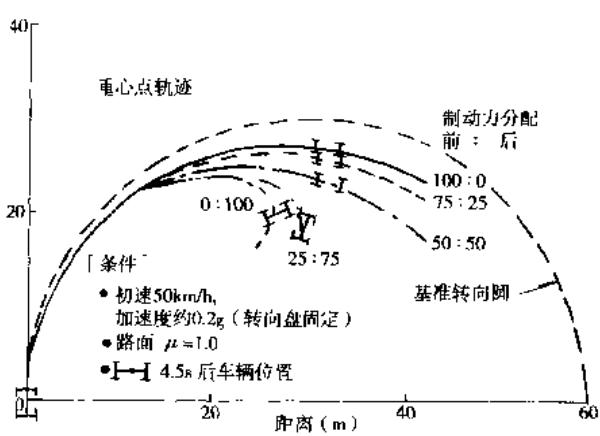


图 5-7-4 干路上各种制动力分配下的减速圆周运动

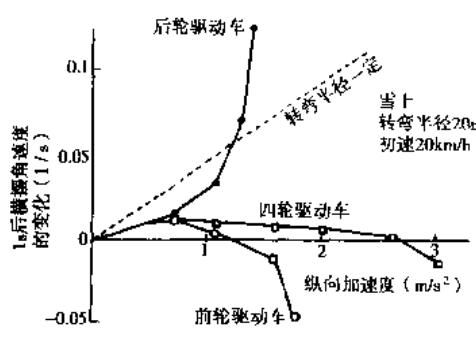


图 5-7-5 雪地上各种驱动方式下的加速圆周运动

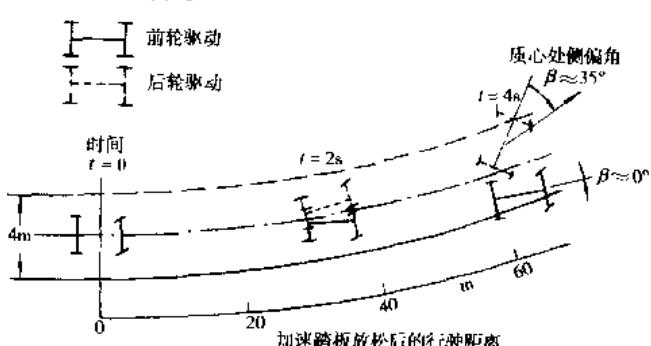


图 5-7-6 结冰路面上前轮驱动和后轮驱动汽车在加速踏板放松后的圆周运动

### 5.7.3 驱动力和制动力的控制

在直线行驶时, 驱动力过大使驱动轮过度滑转, 制动力过大使制动轮抱死拖滑, 这是因为轮胎与地面间作用力受制于附着极限, 即摩擦系数与轮荷之积。在转弯行驶时, 驱动力或制动力若与侧向力同时存在, 则其合力不能超过附着极限。通过控制驱动力的大小(如 ASR)和制动力的大小(如 ABS)可以保证轮胎与地面的接触状态处于极限工况以内。

在汽车转弯时, 驱动力或制动力的存在除会使轮胎越过附着极限因而造成行驶稳定性丧失外, 还会通过轮荷转移和纵向力使维持汽车侧向和横摆运动的侧向轮胎力受到干扰, 损害转向操纵性。通过驱动力或制动力的总量控制以及左右分配或前后分配控制, 可减小这种干扰对汽车转弯时操纵性能的损害。而在四个车轮上主动施加制动力(如 VDC)可望在各种工况下改善汽车的操纵稳定性。

## 5.8 操纵稳定性的主动控制

近年来, 随着电子、液压与传感技术的发展, 人们已有可能控制汽车在驱动、制动或转弯时的轮胎力和空气力, 或改变转向系与悬架系等汽车系统内部的固有特性, 从而直接或间接地改善汽车在驾驶员转向操纵或其他干扰作用下的操纵稳定性。

ABS(Antilock Braking System)控制轮胎的制动力,可以防止制动车轮抱死及制动稳定性的更丧失。

ASR(Anti-slip Regulation)控制轮胎的驱动力,可以避免驱动车轮滑转,提高驱动效能和安全性。

4WS(Four Wheel Steering)控制轮胎的侧向力,可以改善汽车转向操纵性能并提高抗侧向干扰能力。

ARC(Active Roll Control)主动改变悬架的抗侧倾特性,可以保证车身的正常姿势,并间接地改善汽车的转弯性能。

VDC(Vehicle Dynamics Control)控制四个车轮上纵向力的有无、大小、方向及分配,可以保证车辆在各种运动工况下的稳定性并提高操纵性能。

以上是主动控制技术中有代表性的例子,下面分别对后三种加以叙述。

### 5.8.1 四轮转向系统(4WS)

#### 5.8.1.1 基本的四轮转向系统

四轮转向车的理论研究通常采用线性二自由度汽车模型,如图 5-8-1 所示,其运动方程如下:

$$\begin{bmatrix} mV + 2(l_f k_f - l_r k_r)/V & mV \cdot s + 2(k_f + k_r) \\ l_z \cdot s + 2(l_f^2 k_f + l_r^2 k_r)/V & 2(l_f k_f - l_r k_r) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r \\ \beta \end{bmatrix} = 2 \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ l_f & -l_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_f \cdot \delta_f \\ k_r \cdot \delta_r \end{bmatrix} \quad (5-8-1)$$

这里  $\delta_f$  和  $\delta_r$  分别为前后轮转向角,  $k_f$  和  $k_r$  分别为前后轮(单轮)侧偏刚度,  $V$  为车速,  $m$  为整车质量,  $l_z$  为整车绕过质心铅垂轴的转动惯量,  $s$  为拉普拉斯微分算子,  $\beta$  为质心处侧偏角,  $l_f$  和  $l_r$  分别为质心至前后轴距离。

最简单的 4WS 是后轮转角与前轮转角成比例的方式:

$$\delta_r = k\delta_f \quad (5-8-2)$$

当认为转向悬架转角  $\delta_H$  与前轮转角  $\delta_f$  亦成比例关系时有:

$$\delta_f = \frac{\delta_H}{i_s} \quad (5-8-3)$$

此处  $i_s$  为转向系统传动比。将其代入式(5-8-1)中有:

$$\frac{r}{\delta_H} = \frac{2}{i_s \Delta} \begin{vmatrix} mV \cdot s + 2(k_f + k_r) & k_f + k_r \\ 2(l_f k_f - l_r k_r) & l_f k_f - l_r k_r \end{vmatrix} \quad (5-8-4)$$

$$\frac{\beta}{\delta_H} = \frac{2}{i_s \Delta} \begin{vmatrix} k_f + k_r & mV + \frac{2}{V}(l_f k_f - l_r k_r) \\ l_f k_f - l_r k_r & l_z s + \frac{2}{V}(l_f^2 k_f + l_r^2 k_r) \end{vmatrix} \quad (5-8-5)$$

$$\text{式中: } \Delta = \begin{vmatrix} mV \cdot s + 2(k_f + k_r) & mV + \frac{2}{V}(l_f k_f - l_r k_r) \\ 2(l_f k_f - l_r k_r) & l_z \cdot s + \frac{2}{V}(l_f^2 k_f + l_r^2 k_r) \end{vmatrix} \quad (5-8-6)$$

又考虑到侧向加速度  $a_y$  与横摆角速度  $r$  及质心处侧偏角  $\beta$  的关系为:

$$a_y = V(r + s\beta) \quad (5-8-7)$$

则有:

$$\frac{r}{\delta_H} = \frac{1-k}{i_s} G_r(0) \frac{1 + (1 + \lambda_r) T_r s}{1 + \frac{2\xi}{\omega_n} s + \frac{1}{\omega_n^2} s^2} \quad (5-8-8)$$

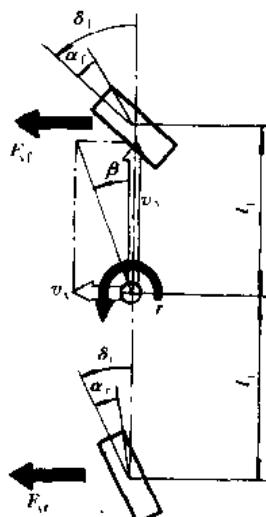


图 5-8-1 4WS 车二自由度模型

$$\frac{a_y}{\delta_H} = \frac{1-k}{l_s} G_{ay}(0) \frac{1 + (1 + \lambda_{ay1}) T_{ay1} s + (1 + \lambda_{ay2}) T_{ay2} s^2}{1 + \frac{2\xi}{\omega_n} s + \frac{1}{\omega_n^2} s^2} \quad (5-8-9)$$

式中:

$$G_r(0) = \frac{1}{1 + KV^2} \cdot \frac{V}{l}$$

$$\lambda_r = \frac{k}{1-k} \cdot \frac{T_r - T_r'}{T_r}$$

$$K = \frac{m(l_r k_r - l_f k_f)}{2l^2 k_f k_r}$$

$$T_r = \frac{ml_f}{2k_r l} V$$

$$T_r' = \frac{ml_r}{2k_r l} V$$

$$\xi = \frac{1}{2} \cdot \frac{(k_f + k_r) I_r + (k_f l_r^2 + k_r l_r^2) m}{\sqrt{m I_r k_f k_r l_r^2 (1 + KV^2)}}$$

$$\omega_n = \frac{2l}{V} \sqrt{\frac{k_f k_r (1 + KV^2)}{I_r m}}$$

$$G_{ay}(0) = \frac{1}{1 + KV^2} \cdot \frac{V^2}{l}$$

$$\lambda_{ay1} = \frac{k}{1-k} \cdot \frac{T_{ay1} + T_{ay1}'}{T_{ay1}}$$

$$\lambda_{ay2} = \frac{k}{1-k} \cdot \frac{T_{ay2} + T_{ay2}'}{T_{ay2}}$$

$$T_{ay1} = \frac{l_r}{V}$$

$$T_{ay1}' = \frac{l_f}{V}$$

$$T_{ay2} = \frac{I_r}{2k_r l}$$

$$T_{ay2}' = \frac{I_r}{2k_f l}$$

当比例系数  $k=0$  时上述公式即为前轮转向汽车的相应公式。由上述公式可见,稳定性因数  $K$ ,相对阻尼系数  $\xi$  及名义自然频率  $\omega_n$  都与前轮转向汽车相同。当转向盘转角为零并保持不动时,汽车对外部干扰如侧风的反应将与前轮转向汽车相同。当  $0 < k < 1$  即后轮与前轮具有同方向且较小的转角时,侧向加速度传递函数分子的一次项系数和二次项系数分别比前轮转向汽车大  $\lambda_{ay1}$  和  $\lambda_{ay2}$  倍,因此将使侧向加速度对转向盘转角输入的滞后减小,改善汽车的瞬态响应特性。对于横摆角速度反应,由于其传递函数分子的一次项系数与稳定性因数  $K$  有关,即中性转向汽车  $K=0$  时  $\lambda_r=0$ ,不足转向汽车  $K>0$  时  $\lambda_r<0$ ,因此中性转向时汽车的横摆角速度反应与前轮转向汽车相同,不足转向时横摆角速度对转向盘输入的滞后增大。

由于  $0 < k < 1$  时侧向加速度及横摆角速度的稳态增益均比前轮转向汽车下降  $1-k$  倍,因此为保证稳态增益不下降有必要减小转向系的传动比  $i_h$ 。

对于前轮转向汽车来说,由于车速越高系数  $T_{ay1}$  越小,即侧向加速度对转向盘转角输入的滞后越大,因此高速时后轮与前轮具有同向转角的 4WS 车更有意义,这也是 4WS 车设计的首要目的。

另一个目的是减小各种外部干扰对驾驶员驾驶操作的影响。具有代表性的方式是横摆角速度反馈方式:

$$\delta_r = kr \quad (5-8-10)$$

此时有:

$$\frac{r}{\delta_{ff}} = \frac{1}{i_s} G_r(0) \frac{1 + T_r s}{1 + kG_r(0) + \left(\frac{2\xi}{\omega_n} + kG_r(0)T_r\right)s + \frac{1}{\omega_n^2}s^2} \quad (5-8-11)$$

$$\frac{a_y}{\delta_{ff}} = \frac{1}{i_s} G_u(0) \frac{1 + (T_{u1} + k)s + T_{u2}s^2}{1 + kG_r(0) + \left(\frac{2\xi}{\omega_n} + kG_r(0)T_r\right)s + \frac{1}{\omega_n^2}s^2} \quad (5-8-12)$$

式中符号除  $k$  有所不同外,其余与前述意义相同。可见,特征方程有了变化:当  $k > 0$  时特征根将向实轴负方向移动,因此开环稳定性有所加强;当  $k > 0$  时名义自然频率有所增加,这将使车辆对转向盘转角输入的反应加快。

横摆角速度对转向盘转角传递函数分子的一次项系数未变,与前轮转向汽车相同,侧向加速度的一次项系数有所增加,这将使其滞后减小。图 5-8-2 给出了横摆角速度反馈 4WS 车在侧向风干扰下的仿真结果。

四轮转向的第三个目的是减小低速时的转弯半径,提高转弯的灵活性。图 5-8-3 给出了 4WS 车极低速下转弯的情形,转弯中心  $P$  距后轴中心  $O$  的横向距离  $x_0$  和纵向距离  $y_0$  为:

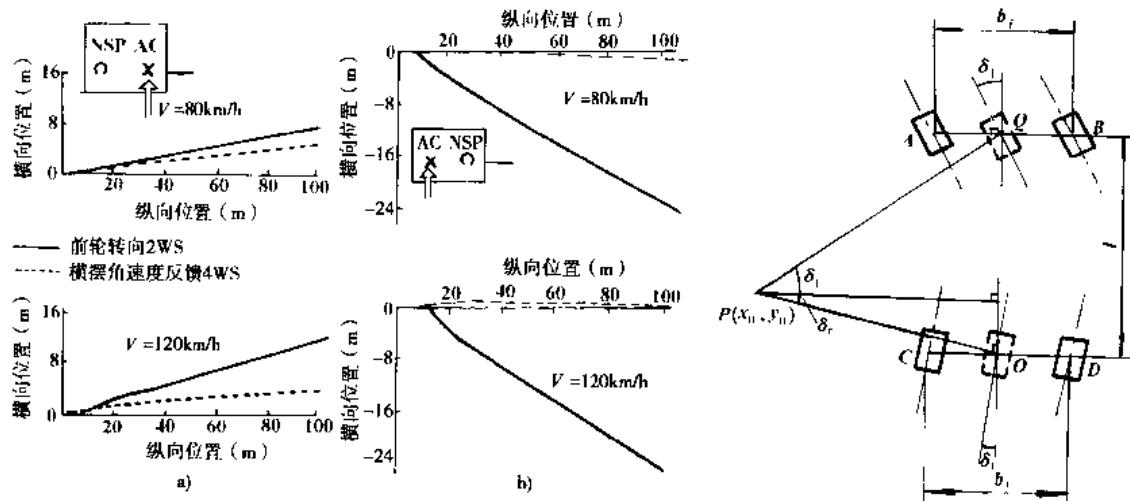


图 5-8-2 横摆角速度反馈 4WS 车对侧向风干扰的反应

a) 风压中心(AC)位于中性转向点(NSP)之前时; b) 风压中心(AC)位于中性转向点(NSP)之后时

图 5-8-3 4WS 车极低速时的转弯半径

$$\begin{cases} x_0 = \frac{l}{\tan\delta_f + \tan\delta_r} \\ y_0 = \frac{l\tan\delta_f}{\tan\delta_f + \tan\delta_r} \end{cases} \quad (5-8-13)$$

从而可以求出四个车轮的转弯半径。例如前后左轮转弯半径分别为:

$$\begin{aligned} R_f &= \overline{AP} = \sqrt{\left(x_0 - \frac{b_f}{2}\right)^2 + (l - y_0)^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{l}{\tan\delta_f + \tan\delta_r} - \frac{b_f}{2}\right)^2 + \left(\frac{l\tan\delta_f}{\tan\delta_f + \tan\delta_r}\right)^2} \end{aligned} \quad (5-8-14)$$

$$\begin{aligned}
 R_r = CP &= \sqrt{\left(x_0 - \frac{b_r}{2}\right)^2 + y_0^2} \\
 &= \sqrt{\left(\frac{l}{\tan\delta_f + \tan\delta_r} - \frac{b_r}{2}\right)^2 + \left(\frac{l\tan\delta_f}{\tan\delta_f + \tan\delta_r}\right)^2}
 \end{aligned} \tag{5-8-15}$$

若忽略轮距，则有：

$$R_f = \overline{AQ} = \frac{l}{\sin\delta_f + \tan\delta_r \cdot \cos\delta_f} \tag{5-8-16}$$

$$R_r = \overline{AO} = \frac{l}{\sin\delta_r + \tan\delta_f \cdot \cos\delta_r} \tag{5-8-17}$$

可见，由于后轮的逆向转角  $\delta_r$ ，使  $R_f, R_r$  减小且其差

$$\Delta R = R_f - R_r = \frac{l}{\sin\delta_f + \tan\delta_r \cdot \cos\delta_f} - \frac{l}{\sin\delta_r + \tan\delta_f \cdot \cos\delta_r} \tag{5-8-18}$$

也减小

### 5.8.1.2 其他四轮转向系统简介

#### 1) 质心处侧偏角为零的控制方式

由式(5-8-5)和式(5-8-6)有：

$$\frac{\beta}{\delta_H} = \frac{1}{i_s} \frac{G_M^0(0) + kG_{fr}^0(0) + [G_{fl}^0(0)T_\beta + kG_{fr}^0(0)T_\beta]s}{1 + \frac{2\xi}{\omega_n}s + \frac{1}{\omega_n^2}s^2} \tag{5-8-19}$$

式中：

$$G_M^0(0) = \frac{l_r - \frac{ml_f}{2k_f l}V^2}{l(1 + KV^2)}$$

$$G_{fr}^0(0) = \frac{l_f + \frac{ml_r}{2k_r l}V^2}{l(1 + KV^2)}$$

$$T_\beta = \frac{\frac{l_r}{2k_f l}}{l_r - \frac{ml_f}{2k_f l}V^2}$$

$$T_\beta = \frac{\frac{l_r}{2k_f l} \cdot V}{l_f + \frac{ml_r}{2k_r l}V^2}$$

若使质心处侧偏角  $\beta$  的稳态值为零，则由上式有：

$$k = -\frac{G_{fr}^0(0)}{G_{fr}^0(0)} = \frac{-l_r + \frac{ml_f}{2k_f l}V^2}{l_f + \frac{ml_r}{2k_r l}V^2} \tag{5-8-20}$$

可见此时要求前后轮转角比  $k$  随车速变化，图 5-8-4 给出了其大致趋势。若使质心处侧偏角的稳态值和瞬态值均为零，则令式(5-8-19)为零有：

$$k(s) = -\frac{G_{fl}^0(0)(1 + T_\beta s)}{G_{fr}^0(0)(1 + T_\beta s)}$$

$$= \frac{-l_r + \frac{ml_f}{2k_f l}V^2 - \frac{l_r}{2k_f l}Vs}{l_f + \frac{ml_r}{2k_f l}V^2 + \frac{l_r}{2k_f l}Vs} \quad (5-8-21)$$

## 2) 模型跟踪方式

这种控制方式的目标是使横摆角速度及侧向加速度响应与规范模型的响应一致,这个规范的数学模型是预先设定的,其效果通过实验加以确认。目标值设定为侧向加速度  $a_y$  与横摆角速度  $r$  的线性组合量:

$$D^* = da_y + (1-d)Vr \quad (5-8-22)$$

式中  $V$  为车速,  $d$  为加权系数,  $d=0$  时为横摆角速度跟踪;  $d=1$  时为侧向加速度跟踪。这种控制方式以规范模型的输出量  $D^*$  为理想追随目标,控制系统使实车的相应组合量与  $D^*$  尽可能一致。

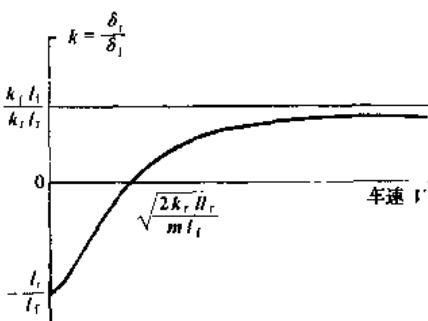


图 5-8-4 后轮对前轮转角比与车速间的关系

## 5.8.2 主动侧倾控制(ARC)

如果把传统的由弹簧、减振器、稳定杆及控制臂等组成的悬架称为被动悬架,那么把包含力发生器(或作动器)的悬架可称为主动悬架,因为它不是被动地吸收和贮存能量,而是可以根据需要按照人为的控制规则消耗或释放能量,从而提高乘坐舒适性和操纵稳定性。

主动悬架可以对车身的上下振动、前后俯仰及左右侧倾三个运动自由度加以控制,这里把主动悬架的功能之一即对侧倾的控制称为主动侧倾控制(通常只要求低频响应)。

汽车在转弯、路面不平或侧风干扰时车身会发生侧倾,侧倾会改变车身的姿势,影响驾驶员的视觉和乘员的舒适性,并导致车轮定位参数发生变化,引起车轮侧倾转向及侧倾外倾(或内倾),相伴的轮荷转移干扰轮胎的侧偏特性。

对于被动悬架,车身侧倾运动方程如式(5-6-26)中第三个方程所示。对于主动悬架,车身侧倾运动方程将变为:

$$\begin{aligned} I_{\varphi}\dot{\varphi} + I_{\varphi}\dot{r} + (D_f + D_r)r + (C_{\varphi 1} + C_{\varphi 2})\varphi \\ = M_{\varphi}hV(r + \dot{\beta}) + M_{\varphi}gh\varphi - M_{\varphi} \end{aligned} \quad (5-8-23)$$

此处  $M_{\varphi}$  代表由力发生器作用在车身上的绕侧倾轴的力矩。不同的力控制信号将产生不同的控制力矩  $M_{\varphi}$ 。例如,当  $M_{\varphi}$  与侧向惯性力成比例时有:

$$M_{\varphi} = \alpha \cdot M_s \cdot V(r + \dot{\beta}) \quad (5-8-24)$$

式中  $\alpha$  为常数。 $\alpha$  的大小及在前后轴的分配比例都将对汽车的稳态和瞬态转向特性产生影响。

## 5.8.3 汽车动力学控制(VDC)

汽车动力学控制(VDC)系统是一种新型主动安全控制系统,它安装在车辆的制动系和动力传动系内,利用车辆动力学状态变量反馈来调节各轮上纵向力的大小及匹配,从而使车辆获得优良的操纵稳定性。

ABS 和 ASR 的控制对象是车轮,而 VDC 的控制对象不仅仅是车轮,它扩展到整个车辆-车轮系统;VDC 所处理的工况也不局限于 ABS 和 ASR 工作的场合,还延伸到车轮自由滚动和部分制动时车辆状态进入临界范围的工况。因此,VDC 是一种更为先进的主动安全控制系统。

VDC 系统利用车辆的横摆角速度和重心处侧偏角来表征车辆的运动状态,通过单轨线性模型计算出在给定驾驶员操纵指令(转向盘转角、发动机力矩和制动压力)下的横摆角速度和侧偏角,并以此作为车辆状态的规范值,通过控制各轮上纵向力的大小及分配,使车辆的实际状态与规范状态的差别限定在给定范围内。

## 5.9 极限运动性能

当车辆转弯行驶时的侧向加速度较大时,或路面摩擦系数较小时,轮胎与路面的作用力接近或超过了附着极限,此时的状态称为极限运动工况。对极限运动性能进行理论分析时,由于轮胎特性的强非线性,很难获得解析解,因此多以数值分析为主。下面介绍的能量相平面法可以在全工况范围内(包括线性区与非线性区)全面地表达汽车的各种操纵特性。有关汽车结构和使用方面的一些重要参数,如前、后侧偏刚性、过度不足转向值、转弯能量级等,以及描述汽车运动过程和性质的一些参数,如前后轮胎侧偏角、瞬心位置、甩尾及飘移状况、结旋与解旋状况等都能在同一图上描绘出来。因此,这一方法对深入分析、了解及比较各种瞬态或准稳态响应试验及仿真结果都是很有效的手段。由于应用这一方法试验的前提是,需要有一个能足够精确地测定重心侧偏角动态过程的手段,因此在介绍了能量相平面法之后,还介绍了侧偏角瞬变过程的间接测定法。本节最后分析了汽车的抗侧翻性能。

### 5.9.1 识别汽车方向控制特性的能量相平面表示方法

许多与汽车行驶安全有关的方向控制问题,与极限状态下的运动特性有关。加之轮胎侧向力的严重非线性,往往使分析工作遇到困难。即使在侧向加速度较低的工况下,虽然轮胎侧向力是线性的,但由于转向系统的游隙、低刚度区以及迟滞作用(干摩擦)等,也必须考虑系统的非线性。在这种情况下,相平面分析方法对分析、评价转向性能比较有效。

#### 5.9.1.1 能量相平面

一辆质量为  $m$  的汽车以等速  $V$  直线行驶时,其总动能为移动动能(传动系旋转转动动能忽略不计),即前进动能:

$$TKE = \frac{1}{2} m V^2 \quad (5-9-1)$$

当汽车转弯时,除了出现横摆角速度  $r$  外,汽车绝对速度的方向也相对于汽车纵轴线有一侧偏角  $\beta$ 。如果汽车重心沿纵轴的前进速度保持为  $V$ ,则沿侧向的速度分量应为  $V \tan \beta$ 。这时汽车的总动能中除了前进动能  $TKE$  外,还有转弯动能  $CKE$ :

$$CKE = \frac{1}{2} m (V \tan \beta)^2 + \frac{1}{2} I_r r^2 \quad (5-9-2)$$

转弯动能对前进动能的相对值为

$$\frac{CKE}{TKE} = (\tan \beta)^2 + \left(\frac{\rho}{V}\right)^2 \quad (5-9-3)$$

这里  $I_r$  为整车绕过质心铅垂轴的转动惯量,  $\rho$  为相应的惯量半径:  $\rho = \sqrt{I_r/m}$ 。

通常  $\tan \beta \approx \beta$ (当  $\beta < 20^\circ$  时,其误差小于 4%),因此式(5-9-3)亦可写成

$$\frac{CKE}{TKE} = \beta^2 + \left(\frac{\rho}{V}\right)^2 \quad (5-9-4)$$

如果将汽车的运动过程表示在以  $\beta$  为横坐标,以  $\frac{\rho}{V}$  为纵坐标的平面上,绘成的曲线可看成是一种相平面曲线,如图 5-9-1 所示。该曲线上任一点  $P$ ,其坐标值为  $(x, y)$ ,对应的矢量的模  $(\bar{op}) = \sqrt{\beta^2 + \left(\frac{\rho}{V}\right)^2}$  就代表了转弯能量相对于前进能量的水平。例如,图 5-9-1 中曲线 1 所代表的运动过程的相对转弯能量级就比曲线 2 的高。

汽车在通常的行驶状态下,其转弯能量与直行能量的比值并不大,例如,一辆以  $V = 22.2 \text{ m/s}$  车速行驶的轿车,在进行侧向加速度为  $0.2g$  的转弯时,矢量模  $|\bar{op}|$  值大约只有  $0.01$ ,能量比为  $|\bar{op}|^2 = 0.0001$ 。就是说,转弯能量只占直线能量的  $0.01\%$ 。如果做侧向加速度为  $0.5g$  的急转弯时,相对能量约为  $0.1\%$ 。然而,当

汽车在低速行驶时,比值  $CKE/TKE$  则可能达到相当大的数值。

### 5.9.1.2 能量相平面上的车轮侧偏角

从汽车运动的几何关系有(图 5-6-1):

$$\left. \begin{aligned} \delta + \delta_1 &= \beta + \frac{\alpha r}{V} = x + \frac{a}{\rho} y \\ \delta_2 &= \beta - \frac{br}{V} = x - \frac{b}{\rho} y \end{aligned} \right\} \quad (5-9-5)$$

式中:  $\delta$ —名义转向角(转向盘转角与转向传动比之比);

$\delta_1, \delta_2$ —前、后轮折算侧偏角(包括轮胎侧偏角、侧倾转向角及弹性转向角);

$a, b$ —汽车重心至前、后轴的水平距离。

由式(5-9-5)可以看出,  $x + (a/\rho)y =$  常数和  $x - (b/\rho)y =$  常数两组曲线实际上就是  $\delta + \delta_1 =$  常数和  $\delta_2 =$  常数两组直线,如图 5-9-2 所示。直线与  $x$  轴的交点值,就是  $\delta + \delta_1$  值和  $\delta_2$  值。

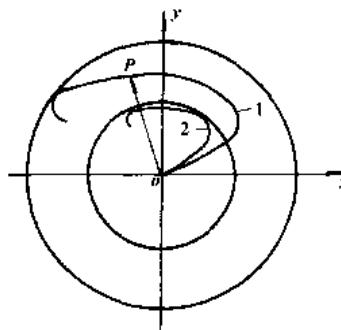


图 5-9-1 一种相平面曲线和能量级

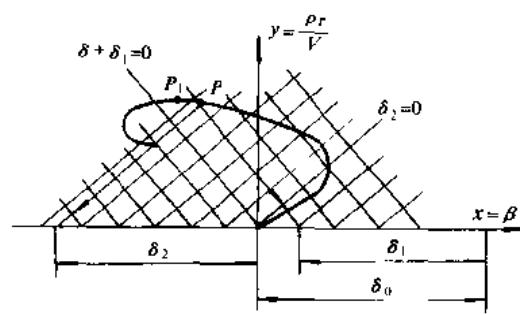


图 5-9-2  $\delta + \delta_1 =$  常数和  $\delta_2 =$  常数直线族

如果名义转向角  $\delta$  为已知(例如阶跃试验时,  $\delta = \delta_0$  为常数),那么,其运动各状态点的前、后轮侧偏角  $\delta_1$  和  $\delta_2$  就可以很方便地从这种能量相平面上由等侧偏角线与横坐标的交点得到。

### 5.9.1.3 能量相平面上直角坐标与极坐标的意义

#### 1) 直角坐标的意义

如前所述,能量相平面的横坐标值  $x$  代表重心处的侧偏角,具有明确的物理意义,但纵坐标  $y = \frac{\alpha r}{V}$  是横摆角速度  $r$  的无量纲值,而且,由于  $V/r = \rho_{ic}$ ,这里  $\rho_{ic}$  为汽车重心至汽车运动瞬心的距离,因而有:

$$y = \frac{\alpha r}{V} = \frac{\alpha}{\rho_{ic}} \quad (5-9-6)$$

即  $y$  为惯量半径与瞬心半径  $\rho_{ic}$  之比。

#### 2) 极坐标的意义

在极坐标中,矢量模的平方  $|\overline{op}|^2 = \frac{CKE}{TKE}$ ,就是转弯动能与前进动能之比。矢量  $\overline{op}$  的幅角  $\theta$  的意义可以从下面的关系看出。

如图 5-9-3 所示,瞬心偏距  $\lambda$  可以用下式算出:

$$\lambda = \rho_{ic} \cdot \beta \quad (5-9-7)$$

因为  $y = \frac{\alpha}{\rho_{ic}}$ ,如图 5-9-4 所示,则有:

$$\lambda = \rho \frac{x}{\sqrt{1+x^2}} = \rho \operatorname{ctg}\theta \quad (5-9-8)$$

就是说,幅角  $\theta$  的余切就是瞬心偏距与惯量半径之比,或者说从相迹的幅角即可确定各个行驶状态下的瞬心偏距。

对于给定相迹上的任意点  $P$ (图 5-9-4),可根据式(5-9-6)与式(5-9-8)来确定瞬心的位置。一般地说,对于第一象限的所有状态点,由于  $\beta \geq 0, 0 \leq \theta \leq \frac{\pi}{2}$ ,  $\operatorname{ctg}\theta \geq 0$ ,因而  $\lambda \geq 0$ ,这意味着运动瞬心位于重心之后;对于第二象限的所有状态点,由于  $\beta \leq 0, \frac{\pi}{2} \leq \theta \leq \pi$ ,  $\operatorname{ctg}\theta \leq 0$ ,因而  $\lambda \leq 0$ ,这意味着运动瞬心在重心之前。

另外,由式(5-9-2)可以看出,转向动能包括侧偏动能( $1/2 m(V \tan\beta)^2$ )与横摆动能( $1/2 I_r r^2$ )两部分,这两部分动能之比为模态能量

$$\frac{\text{侧偏动能}}{\text{横摆动能}} = \left(\frac{V \tan\beta}{\rho r}\right)^2 = (\operatorname{ctg}\theta)^2 \quad (5-9-9)$$

就是说,幅角  $\theta$  的余切说明侧偏与横摆模态能量之比。

由上述可以看出,能量相平面可以非常方便地表达出汽车运动的瞬心位置和前、后轮侧偏角的数值。

#### 5.9.1.4 能量相平面的一般特征

除上述坐标所代表的重要物理意义之外,能量相平面还具有一系列对识别汽车运动性质有用的特点,下面作一讨论。

##### 1) 稳态点

如果转向输入趋于一定的稳态值(如阶跃输入或其他最终趋于一定状态值的输入),能量相平面轨迹将趋于一个稳态点(如果运动是稳定的话)。就是说,汽车的稳态运动在能量相平面上表现为一个点,其坐标为  $(x_s, y_s)$ : 前、后轮侧偏角可以方便地从等侧偏线与横坐标的交点求得,如图 5-9-5 所示。

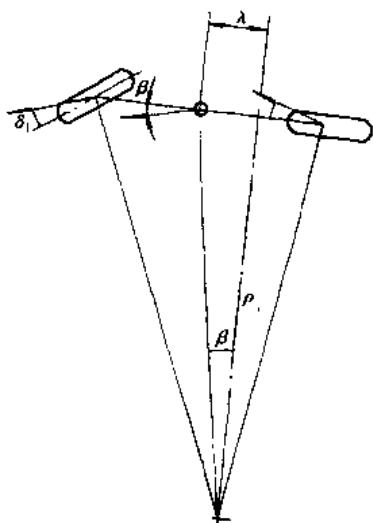


图 5-9-3 瞬心偏距示意图

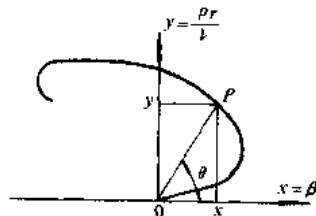


图 5-9-4 瞬心偏距极坐标图

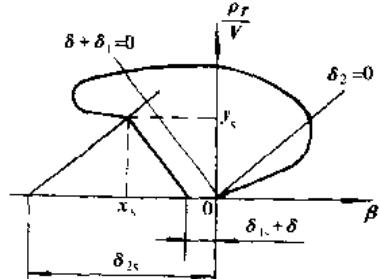


图 5-9-5 前、后轮侧偏角  $\delta_1$  与  $\delta_2$

##### 2) 最大点与超调量

图 5-9-6 给出了相迹上  $|y|$ 、 $|x|$ 、 $|\delta_1|$  及  $|\delta_2|$  获得最大值的点  $A, B, C, D$ 。 $r, \beta, \delta_1, \delta_2$  的超调量可分别按以下式确定:

$$\sigma_r = \frac{|\gamma|_{\max} - |\gamma_s|}{|\gamma_s|} = \frac{\Delta\gamma_{\max}}{|\gamma_s|} \quad (5-9-10)$$

$$\sigma_\beta = \frac{|x|_{\max} - |x_s|}{|x_s|} = \frac{\Delta x_{\max}}{|x_s|} \quad (5-9-11)$$

$$\sigma_{\delta_1} = \frac{|\hat{\delta}_1|_{\max} - |\hat{\delta}_{1s}|}{|\hat{\delta}_{1s}|} = \frac{\Delta\hat{\delta}_{1\max}}{|\hat{\delta}_{1s}|} \quad (5-9-12)$$

$$\sigma_{\delta_2} = \frac{|\hat{\delta}_2|_{\max} - |\hat{\delta}_{2s}|}{|\hat{\delta}_{2s}|} = \frac{\Delta\hat{\delta}_{2\max}}{|\hat{\delta}_{2s}|} \quad (5-9-13)$$

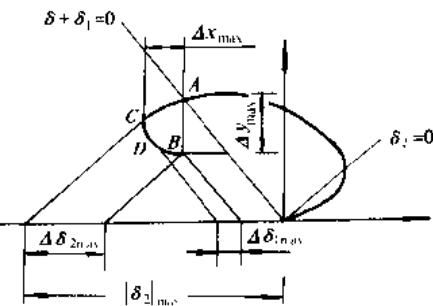


图 5-9-6 最大点和超调量

### 3) 相迹的斜率

对式(5-9-5)两边微分,得:

$$\left. \begin{aligned} d\hat{\delta}_1 &= dx + \frac{a}{\rho} dy - d\hat{\delta} \\ d\hat{\delta}_2 &= dx - \frac{b}{\rho} dy \end{aligned} \right\} \quad (5-9-14)$$

$$\frac{d\hat{\delta}_1}{d\hat{\delta}_2} = \frac{1 + \frac{a}{\rho} \frac{dy}{dx}}{1 - \frac{b}{\rho} \frac{dy}{dx}} - \frac{d\hat{\delta}}{d\hat{\delta}_2} \quad (5-9-15)$$

对于阶跃输入试验,  $\hat{\delta} = \hat{\delta}_0$ (除初始输入的很小一段时间间隔外),  $\frac{d\hat{\delta}}{d\hat{\delta}_2} = 0$ , 式(5-9-15)成为:

$$\frac{d\hat{\delta}_1}{d\hat{\delta}_2} = \frac{1 + \frac{a}{\rho} \frac{dy}{dx}}{1 - \frac{b}{\rho} \frac{dy}{dx}} \quad (5-9-16)$$

对于  $\frac{dy}{dx} = 0$  的状态点(如图 5-9-2 中的  $p_1$  点),按式(5-9-16)计算有  $\frac{d\hat{\delta}_1}{d\hat{\delta}_2} = 1$ 。这意味着在这个状态点下,汽车前、后侧偏角变化率相同,横摆角速度的变化率为零,在这一点之前或之后,  $\hat{\delta}_1$  和  $\hat{\delta}_2$  的变化率都不相等。在  $\frac{dy}{dx} > 0$  的状态点上,按式(5-9-16)计算  $\frac{d\hat{\delta}_1}{d\hat{\delta}_2} > 1$ 。这意味着前轮侧偏角绝对值的增长速度超过后轮。在  $\frac{dy}{dx} < 0$  的状态点上,按式(5-9-16)计算  $\frac{d\hat{\delta}_1}{d\hat{\delta}_2} < 1$ ,意味着后轮侧偏角绝对值的增长率超过前轮,发生甩尾的可能性在增长。

### 4) 能量相平面的四个象限和八个区域

稳态点位于不同象限,将与不同的运动形式相对应。

第一象限:  $x > 0, y > 0; \beta > 0, r > 0$

第二象限:  $x < 0, y > 0; \beta < 0, r > 0$

第三象限:  $x < 0, y < 0; \beta < 0, r < 0$

第四象限:  $x > 0, y < 0; \beta > 0, r < 0$

对于阶跃输入响应,设输入为正值,汽车运动的相平面轨迹总是处于第一和第二象限内。当车速较低时,相迹向右移动;当车速较高时,相迹向左移动;当车速低于一定的车速  $V^*$  时,全部相迹保持在第一象限;当车速高于  $V^*$  时,稳态点开始进入第二象限。 $V^*$  按下式确定:

$$V^* = \sqrt{C_2 b} \quad (5-9-17)$$

式中:  $C_2$ ——后轮相对侧偏刚度,  $C_2 = K_2/m_2$ ,  $K_2$  为后轮侧偏刚度,  $m_2$  为后轴承载质量  
此式由式(5-6-3)令  $\beta$  对  $\delta$  的稳态增益  $G_\beta = 0$  获得。

能量相平面上的两条特殊直线  $\delta_2 = 0$  与  $\delta + \delta_1 = 0$  将相平面划分为不同瞬心位置的上、下、左、右四个区域, 如图 5-9-7 所示。在  $\delta_2 = 0$  直线上的状态点,  $\operatorname{ctg}\theta = \frac{b}{\rho}$ , 由式(5-9-8)可知,  $\lambda = b$ , 即瞬心均位于后轴线上; 在  $\delta + \delta_1 = 0$  线上的状态点,  $\operatorname{ctg}\theta = -\frac{a}{\rho}$ , 由式(5-9-8)可知,  $\lambda = -a$ , 即瞬心均位于前轴线上。在上区与下区的状态点上,  $-\frac{a}{\rho} \leq \operatorname{ctg}\theta \leq \frac{b}{\rho}$ , 由式(5-9-8)可知,  $-a \leq \lambda \leq b$ , 即瞬心均位于两轴之间; 在左区, 当  $r \geq 0$  时,  $\operatorname{ctg}\theta \leq -\frac{a}{\rho}$ ,  $\lambda \leq -a$ , 即瞬心位于前轴之前, 当  $r \leq 0$  时,  $\operatorname{ctg}\theta \geq \frac{b}{\rho}$ ,  $\lambda \geq b$ , 即瞬心均位于后轴之后; 在右区, 当  $r \geq 0$  时,  $\operatorname{ctg}\theta \geq \frac{b}{\rho}$ ,  $\lambda \geq b$ , 即瞬心均位于后轴之后, 当  $r \leq 0$  时,  $\operatorname{ctg}\theta \leq -\frac{a}{\rho}$ ,  $\lambda \leq -a$ , 即瞬心位于前轴之前。

这样,  $\delta_2 = 0$ ,  $\delta + \delta_1 = 0$  两条特殊直线与  $x = 0$ ,  $y = 0$  两坐标轴将整个能量相平面分为八个区域, 如图 5-9-8 所示, 可见, 每个区域的运动形态各不相同(图 5-9-8 中  $\delta$  取同一方向)。

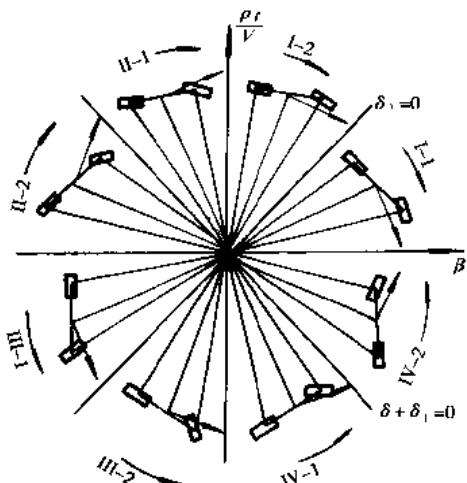


图 5-9-8

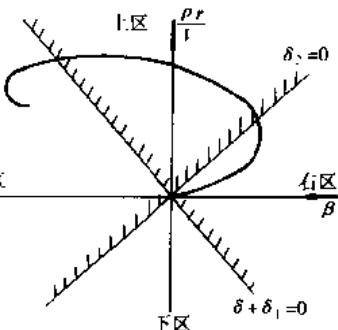


图 5-9-7 能量相平面的四个区域

- I-1:  $\lambda \geq b$ ,  $\beta \geq 0$ ,  $r \geq 0$ ,  $\delta + \delta_1 \geq 0$ ,  $\delta_2 \geq 0$
- I-2:  $0 \leq \lambda \leq b$ ,  $\beta \geq 0$ ,  $r \geq 0$ ,  $\delta + \delta_1 \geq 0$ ,  $\delta_2 \leq 0$
- II-1:  $-a \leq \lambda \leq 0$ ,  $\beta \leq 0$ ,  $r \geq 0$ ,  $\delta + \delta_1 \geq 0$ ,  $\delta_2 \leq 0$
- II-2:  $\lambda \leq -a$ ,  $\beta \leq 0$ ,  $r \geq 0$ ,  $\delta + \delta_1 \leq 0$ ,  $\delta_2 \leq 0$
- III-1:  $\lambda \geq b$ ,  $\beta \leq 0$ ,  $r \leq 0$ ,  $\delta + \delta_1 \leq 0$ ,  $\delta_2 \leq 0$
- III-2:  $0 \leq \lambda \leq b$ ,  $\beta \leq 0$ ,  $r \leq 0$ ,  $\delta + \delta_1 \leq 0$ ,  $\delta_2 \leq 0$
- IV-1:  $-a \leq \lambda \leq 0$ ,  $\beta \geq 0$ ,  $r \leq 0$ ,  $\delta + \delta_1 \leq 0$ ,  $\delta_2 \geq 0$
- IV-2:  $\lambda \leq -a$ ,  $\beta \geq 0$ ,  $r \leq 0$ ,  $\delta + \delta_1 \geq 0$ ,  $\delta_2 \geq 0$

##### 5) 稳态点的其他特性

稳态点的坐标值还包括如下重要信息:

###### (1) 加速度和曲率

在稳态点( $\beta = 0$ ,  $r = 0$ )重心的侧向加速度为:

$$a_y = \bar{\mu} g = rV = V^2 \cdot \frac{y_s}{\rho} \quad (5-9-18)$$

式中:  $\bar{\mu}$  —— 侧向加速度系数;

$y_s$  —— 稳态点的纵坐标值。

汽车重心运动的曲率半径为:

$$R = \frac{V}{r + \beta} = \frac{V}{r} = \rho_{ie} = \frac{\rho}{y_s} \quad (5-9-19)$$

即在稳态时重心轨迹曲率半径  $R$  与瞬心半径相等, 重心运动的曲率  $\frac{1}{R}$  等于稳态纵坐标  $y_s$  除以惯量半径  $\rho_{ie}$ 。

###### (2) 平均转向特性

$\frac{(\delta_1 - \delta_2)}{\mu}$  通常用来表示汽车转向特性(过度-不足转向值)。由式(5-9-5)得:

$$\delta + \delta_1 - \delta_2 = y_s \cdot \frac{l}{\rho} \quad (5-9-20)$$

当  $\delta = \delta_0 = \text{常数}$  时, 令

$$y_0 = \frac{\rho}{l} \delta_0 = \frac{\rho}{R_0} \quad (5-9-21)$$

式中  $R_0 = \lim_{t \rightarrow 0} R$ ,  $t = a + b$  为轴距。将式(5-9-21)代入式(5-9-20), 整理得:

$$\delta_2 - \delta_1 = |\delta_1| + |\delta_2| = \frac{l}{\rho} (y_0 - y_s) \quad (5-9-22)$$

其数值可按图 5-9-9 确定。

由式(5-9-18)确定的侧向加速度值和式(5-9-22)确定的  $\delta_2 - \delta_1$  值,可以用通常的数学表达式表示汽车的转向特性,其平均转向特性可表示如下:

$$U = \frac{\delta_2 - \delta_1}{\mu} = \frac{|\delta_1| + |\delta_2|}{\mu} = \frac{lg}{V^2} \left( \frac{y_0 - y_s}{y_s} \right) \quad (5-9-23)$$

在一定的转向盘角度  $\delta$  和车速  $V$  的情况下,  $y_s$  小(相距低),说明不足转向值大。

### (3) 平均侧偏刚性

因为在相平面上可以方便地确定前、后轮侧偏角  $\delta_{1s}, \delta_{2s}$ ,以及由式(5-9-18)确定侧向加速度  $a_y = \mu \beta$ ,由此可得前、后轮相对于其上质量的相对侧偏刚性系数:

$$C_1 = -\frac{\mu g}{\delta_{1s}} = -\frac{V^2}{\rho} \cdot \frac{y_s}{\delta_{1s}} \quad (5-9-24)$$

$$C_2 = -\frac{\mu g}{\delta_{2s}} = -\frac{V^2}{\rho} \cdot \frac{y_s}{\delta_{2s}} \quad (5-9-25)$$

由于在相平面上  $\delta_{2s}$  特别容易识别,因此  $C_2$  值是最容易确定的。一般来说,在恒定车速和稳定侧向加速度( $y_s$ 一定)的条件下,稳态点左移,则该有的  $C_2$  值小;稳态点右移,则  $C_2$  值大。

#### 5.9.1.5 相平面轨迹的一些特例

##### 1) 无侧偏轨迹

假设汽车上装有刚性轮胎,则在任何输入、任何车速下,相迹均与直线  $\delta_2 = 0$  重合,如图 5-9-10 所示,并且对于任意给定的转角  $\delta$ ,状态点将位于直线  $x - \frac{b}{\rho} y = 0$  与直线  $x + \frac{a}{\rho} y = \delta$  的交点上。

即使只有后轮是刚性的,前轮是弹性的,相迹线仍然与直线  $\delta_2 = 0$  重合,但稳态点将位于直线  $x - \frac{b}{\rho} y = 0$  与直线  $x + \frac{a}{\rho} y = \delta + \delta_1$  的交点上。

不难想象,对于前、后轮胎均为弹性的汽车,在阶跃输入之后,相迹将因  $|\delta_2|$  的增大而向左移动,后轮侧偏刚度越低,相迹越向左移动。

##### 2) 甩尾与飘移

如图 5-9-11 所示,如果相迹与直线  $\delta + \delta_1 = \text{常数}$  平行且向上移动,则表明前轮的侧偏速度不变,后轮的侧偏速度在增长,即一个甩尾过程;如果相迹与直线  $\delta_2 = \text{常数}$  平行且向下移动,则表明后轮的侧偏速度不变,前轮的侧偏速度在增长,即一个飘移过程。

##### 3) 结旋与解旋

如果相迹平行于  $y$  轴向上移动,如图 5-9-12 所示,这时  $\beta = 0$ ,即重心的侧偏速度不变,并且纵坐标  $y = \frac{r\rho}{V}$  在增大,表明横摆角速度  $r$  在增大,运动轨迹曲率随之增大,即汽车处于结旋(进入旋涡)的运动状态。

如果相迹平行于  $y$  轴向下移动,同样  $\beta = 0$ ,即重心侧偏速度不变,并且横摆角速度在减小,运动轨迹曲率随之变小,即汽车处于解旋(脱出旋涡)的运动状态。

##### 4) 不同侧偏刚性的相迹

图 5-9-13 绘出了具有正常不足转向特性的汽车( $C_1 = C_2 = 11g$ ,前、后轮胎相同,不足转向值主要由转向系弹性和侧倾转向性造成)阶跃输入响应的计算机仿真结果,图中  $b$  曲线是轮胎侧偏刚性降低 50% 后同一过程的仿真结果。由图 5-9-13 可以看出,由于轮胎侧偏刚性的降低,稳态点向左移动。 $a$  曲线的稳态点的

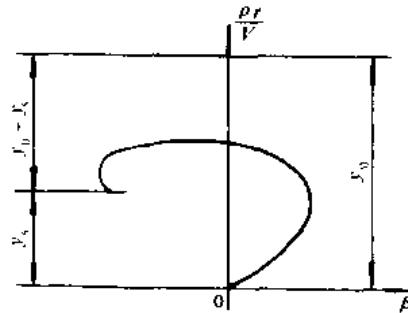


图 5-9-9

纵坐标值  $\frac{\rho r}{V}$  比曲线  $b$  的大, 表明曲线  $b$  的  $|\delta_1 - \delta_2|$  比曲线  $a$  的大。

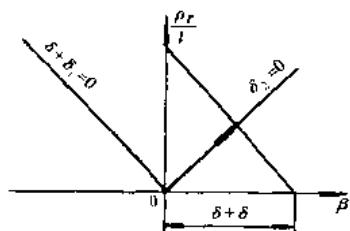


图 5-9-10 无侧偏轨迹

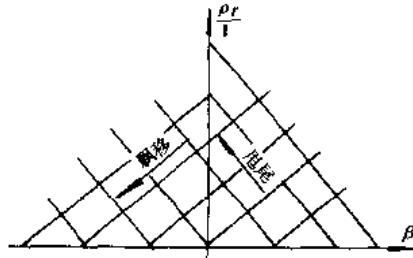


图 5-9-11 汽车的甩尾与飘移

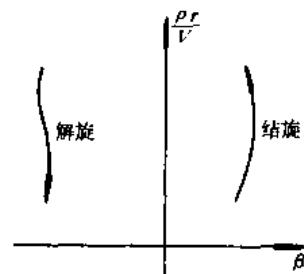


图 5-9-12 汽车的结旋与解旋

从能量观点来看, 侧偏能量  $\frac{1}{2} m(V \operatorname{tg} \beta)^2$  与横摆动能  $\frac{1}{2} I_z r^2$  的比值为  $c \operatorname{tg}^2 \theta$  (参看式(5-9-9))。在稳态情况下, 侧偏刚性较高的曲线  $a$  的  $c \operatorname{tg}^2 \theta = 1.36$ , 这表明大约有 57.6% 的转弯动能 (CKE) 分配在侧偏运动中; 侧偏刚性低的曲线  $b$  的  $c \operatorname{tg}^2 \theta = 13.44$ , 这表明侧偏动能约为横摆动能的 13 倍, 或者说侧偏动能为整个转弯动能的 93%。

### 5) 不同载荷分布下的相迹

特性与图 5-9-13 中  $a$  曲线相同的汽车(但重心位置不同)所做阶跃响应的仿真结果示于图 5-9-14 中, 图中曲线  $a$  相应于前轴荷为 80%, 曲线  $b$  相应于前轴荷为 30%。由图 5-9-14 可以看出, 重心偏前的曲线  $a$  表现出大的不足转向性, 按式(5-9-21)、式(5-9-23)计算, 得  $y_0 = 0.0192$ ,  $\bar{U} = \frac{|\delta_1 - \delta_2|}{\mu} = 0.0397 \text{ rad/g}$ ; 而重心后移的曲线  $b$ , 似乎不存在稳态点, 这是因为重心过分偏后引起了特别大的过度转向特性的缘故。

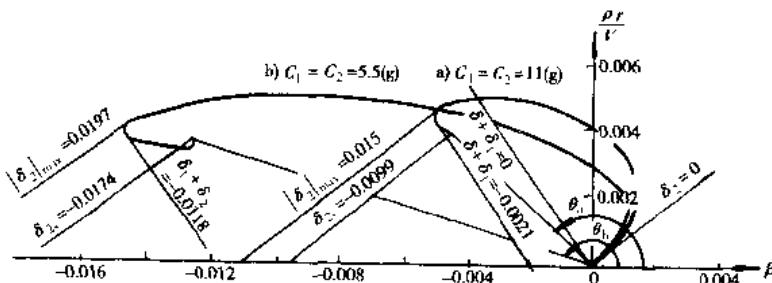
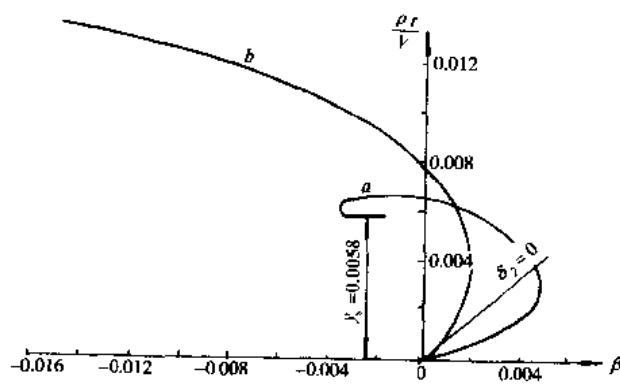
图 5-9-13 具有正常不足转向特性的汽车阶跃输入响应的  
计算机模拟结果(阶跃  $\delta_0 = 30^\circ$ ,  $V = 22.4 \text{ m/s}$ )

图 5-9-14

### 5.9.1.6 不同输入响应的能量相平面

下面讨论不同输入响应的能量相平面图,以说明这种相平面表示法的应用。

#### 1) 不同量级的阶跃输入试验与非线性判断

图 5-9-15 示出了不同量级的阶跃输入试验的相平面轨迹。曲线 A 对应于  $\delta_0 = 30^\circ$ , 曲线 B 对应于  $\delta_0 = 120^\circ$ , 即曲线 B 的输入值为曲线 A 的 4 倍。如果是线性系统,那么,由  $\delta_0 = 30^\circ$  的试验结果乘以 4 后所得的曲线 C 应该是  $\delta_0 = 120^\circ$  的相迹。但实际的  $\delta_0 = 120^\circ$  的相迹不是曲线 C,而是曲线 B。曲线 C 的相对转弯能量级为  $(0.046)^2 = 0.21\%$ , 曲线 B 的相对转弯能量级为  $(0.0775)^2 = 0.6\%$ , 后者约为前者的 3 倍。曲线 B 相迹与曲线 C 相迹之间的差异是该系统非线性的反映:  $|\delta_{2B}| = 0.0785$ ,  $|\delta_{2C}| = 0.0635$ ,  $|\delta_{2B}| > |\delta_{2C}|$ , 这表明当侧向加速度系数  $\bar{\mu}$  增大后,该系统侧偏角的增长值较线性系统大 0.015 弧度( $= 0.86^\circ$ ),如图 5-9-16 所示。

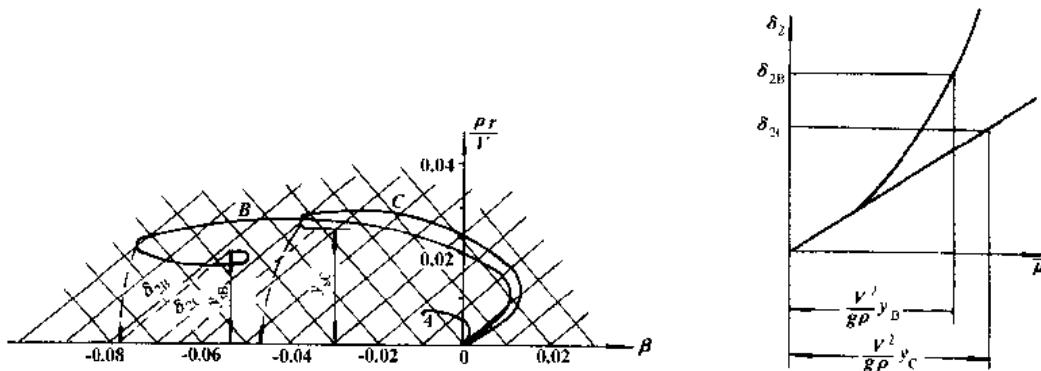


图 5-9-15 不同量级的阶跃输入试验结果

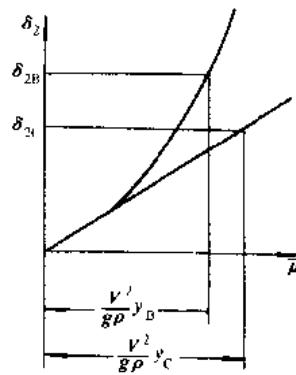


图 5-9-16 后轮侧偏角  $\delta_2$  与侧向加速度系数  $\bar{\mu}$  的关系

按式(5-9-23)计算或从图 5-9-15 中都可以得到  $y_{SB} < y_{SC}$ , 这表明曲线 B 的不足转向值比曲线 C 和曲线 A 的都大。换句话说,当  $\delta_0$  由  $30^\circ$  增至  $120^\circ$  时,前轮侧偏角的增长量比后轮侧偏角的要大。

如果进行更多量级的阶跃试验,由不同量级的相迹图就可以得到  $\delta_1 - \bar{\mu}$  和  $\delta_2 - \bar{\mu}$  曲线。

#### 2) 单正弦波输入运动的相平面图

单正弦波输入运动是一种类似移线的运动,图 5-9-17 所示是车速  $V = 22.2 \text{ m/s}$ 、转向盘转角幅值为  $120^\circ$  时相迹的一个例子。由该图可见,单正弦波运动的相迹形状是封闭的。根据前面对瞬心位置的讨论,在相平面上,直线  $\delta_2 = 0$  与直线  $\delta + \delta_1 = 0$  之间的上区和下区的各状态的瞬心位于轴距之内,而其左区和右区的瞬心皆在轴距之外(注意:右区的  $\delta$  方向已改变)。在正转转向盘的区域内,即第一、第二象限,后轮侧偏角的最大值为  $0.085$  弧度( $4.87^\circ$ ),相对转弯动能级为  $(0.062)^2 = 0.384\%$ ,以侧偏动能为主。在逆转转向盘的区域内,后轮侧偏角的最大值为  $0.102$  弧度( $5.85^\circ$ ),相对转弯能级为  $(0.08)^2 = 0.64\%$ ,仍以侧偏动能为主。这说明第二次转转向盘时,甩尾的危险性比第一次转转向盘时较大。

#### 3) 等速输入响应的相迹

等速输入试验是转向盘转角不断匀速地增大一种试验。这种试验的优点包含了侧向加速度从最低到最高的全部工况,因此,在全部侧向加速度范围内的轮胎、悬架及转向系统的特性都可在一次试验中反映出来。图 5-9-18 给出了这种试验的一种仿真结果,转向盘转角  $\delta_{sw}$  随时间  $t$  增长的规律为  $\delta_{sw} = 90t(\text{deg})$ ,  $V = 22.4 \text{ m/s}$ 。在这个等速试验中,尽管转向盘转角不断地增大,但横摆角速度与重心侧偏角却趋于一个稳定值。其原因是,这部前轮驱动的汽车,其前轮的侧偏角先达到饱和状态,此后转向盘角度继续增大对汽车运动的横摆角速度  $r$ 、曲率  $\frac{1}{R}$  及重心侧偏角  $\beta$  均无影响。但从整个过程来看,侧偏角出现了很大的超调。

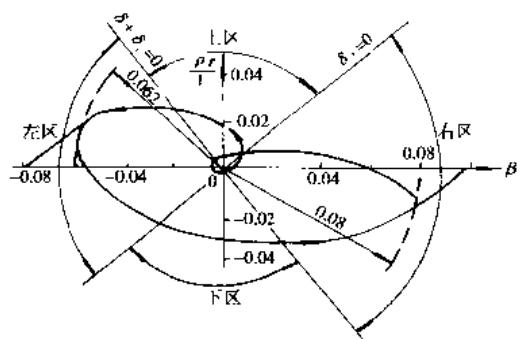


图 5-9-17 单正弦波输入运动的相平面图

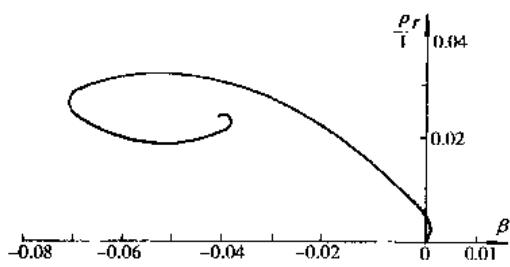


图 5-9-18 等速输入响应的相迹图

(  $\delta_{sw} = 90^\circ$ ,  $V = 22.4 \text{ m/s}$  )

## 4) 准稳态响应(慢等速输入)的相迹

如前所述,在稳态点( $\beta = 0, \dot{\beta} = 0$ )可以得到一系列便于识别汽车特性的简单关系。对于阶跃输入试验,一次试验只能得到一个稳态点,而且由于高量级的阶跃试验的不安全性、高侧向加速度的稳态点难以获得。

在等速输入响应的计算机仿真中发现,一个达到极限状态的过程时间大于20s的等速输入运动时间,已足以造成一个准稳态过程。由于 $\dot{\beta}$ 和 $\ddot{\beta}$ 很小,准稳态值与精确的稳态值之间的误差已经很小,通常在2%~3%以下。

图 5-9-19 是用慢等速输入响应得到的能量相平面上准稳态过程的相迹曲线。在试验中,转向盘输入函数为  $\delta_{sw} = 26t^\circ$ , 相应于名义转角按  $\delta = 1.86t^\circ$  变化, 相对误差为  $\frac{|\alpha_y - r\dot{\beta}|}{\alpha_{y\max}} < 2\%$

为了便于确定前轮侧偏角,将  $\frac{\partial r}{\partial \beta}$  与  $\delta$  的关系曲线也同图绘出。同时在图 5-9-19 中也表示出了确定  $\mu$ 、 $\delta_1$ 、 $\delta_2$  的方法,这样可以得到前、后轮胎折算侧偏角与侧向加速度的关系,如图 5-9-20 所示。由图 5-9-20 可以看出,  $\delta_1 - \mu$  曲线的起始段有一个低刚度区,这是转向系统非线性(低刚度)的反映。

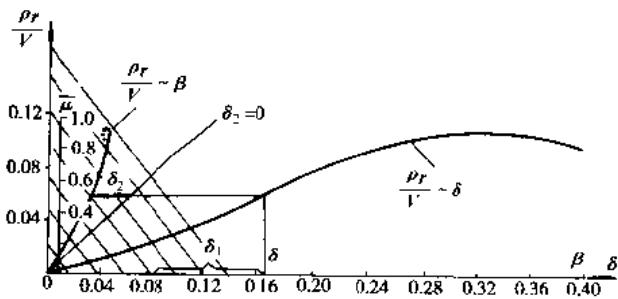
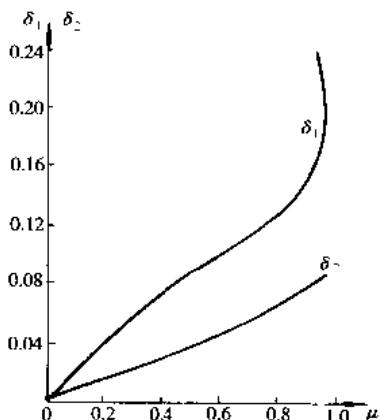
图 5-9-19 用慢等速输入响应得到的能量相平面上准稳态过程的相迹曲线 ( $\delta_{sw} = 26t^\circ$ ,  $V = 40 \text{ km/s}$ )

图 5-9-20 前、后轮侧偏角与侧向加速度的关系

## 5.9.2 汽车侧偏角瞬变过程的间接测定法

在汽车操纵稳定性和制动稳定性的研究中,汽车侧偏角是一个非常重要的运动变量,但由于缺乏一种有效的测定侧偏角的方法,在汽车运动性能的试验研究中往往不进行侧偏角的测定。为了研究汽车运动侧偏角的瞬变过程,下面介绍一种侧偏角的间接测定法。这一方法是利用侧偏角与横摆角速度、侧向加速度和车

速之间的动力学关系来确定侧偏角的数值的。这就避免了采用外加的测定机构(如采用小五轮)的动态响应引起的误差问题。但是,使这种间接测定法能获得必要精度的关键,还在于采用必要的数据优化处理方法。

汽车的侧偏角通常是在重心处定义的,即汽车重心的绝对速度与汽车纵轴线的夹角,可以用下式表示:

$$\beta = \arcsin(\nu/V) \quad (5-9-26)$$

式中:  $\nu$ —汽车重心的侧向速度;

$V$ —汽车重心的合成速度。

其实,对任何一点的侧偏角,也都可以按该点的绝对速度与汽车纵轴线的夹角来定义。如果  $\nu$  与  $V$  是任意点的侧向速度与合成速度,则式(5-9-26)可以用来计算任意点的侧偏角。

因为汽车转弯时的侧向加速度  $a_y = (\beta + r)V$ ,故有:

$$\dot{\beta} = \frac{a_y}{V} - r \quad (5-9-27)$$

式中:  $r$ —横摆角速度。

$r$ 、 $a_y$ 、 $V$  是通常操纵稳定性试验所测定的讯号,因此,从原则上说,不论是稳态过程还是瞬态过程都可以通过式(5-9-27)的积分来求侧偏角  $\beta$ ,即:

$$\beta = \int_0^t \left( \frac{a_y}{V} - r \right) dt \quad (5-9-28)$$

但是,直接应用上式来求侧偏角的时间历程时,往往很难获得令人满意的结果,这至少有以下三个原因。

首先,侧向加速度  $a_y$  不易测准,特别是车身侧倾对  $a_y$  的测定值有较大的影响。为了消除这种影响,就需要做以下的修正:

$$a_y = a_{ym} - g \cdot \sin\varphi \quad (5-9-29)$$

式中:  $a_{ym}$ —侧向加速度的测量值;

$a_y$ —侧向加速度的实际值;

$\varphi$ —车身侧倾角;

$g$ —重力加速度。

除了采用以上修正方法外,也可以将加速度传感器放在陀螺平台上进行测定。尽管如此,  $a_y$  信号还是难免有较大的误差。其次,积分造成了测量误差的积累。最后,由于  $\left( \frac{a_y}{V} - r \right)$  是两个相近数值相减的结果,其绝对值比  $\frac{a_y}{V}$  和  $r$  要小得多,因此,结果的信噪比比原信号  $a_y$ 、 $r$ 、 $V$  各自的信噪比小得多。

以上原因使得根据试验记录的  $r$ 、 $a_y$ 、 $V$  按式(5-9-28)直接计算的  $\beta$  往往出现不能容忍的误差。但是,用下面介绍的数据优化方法(特别是在试验时使终态的  $\beta=0$  条件得到满足),可以得到较满意的结果。

### 5.9.2.1 零终态时按最小总方差优化的方法

由于不少试验在终了时都回到直行状态,因此有一个用来估计误差的准确信息,即试验终了时  $\beta=0$ 。例如,脉冲试验、移线试验、单正弦输入试验等,都具有这种零终态(即终态  $\beta=0$ )条件。即使有些试验(如角阶跃试验等)记录不一定有零终态,但是,只要有意识地安排,都可以加上一个零终态,如角阶跃试验之后紧接着安排一个回正试验或反阶跃试验,如图 5-9-21 所示。这样,在有意识的安排下,零终态条件总是可以满足的。这样,终态下  $\beta=0$ ,就可以作为数据优化的约束条件。

设侧向加速度  $a_y$ 、横摆角速度  $r$  和车速  $V$  都已记录得到,以上三信号的误差相应为  $\epsilon_a$ 、 $\epsilon_r$  和  $\epsilon_v$ ,那么,测量值  $a_y^*$ 、 $r^*$ 、 $V^*$  与真实值  $a_y'$ 、 $r'$ 、 $V'$  之间存在以下关系:

$$\left. \begin{array}{l} a_y^* = a_y' + \epsilon_a \\ r^* = r' + \epsilon_r \\ V^* = V' + \epsilon_v \end{array} \right\} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (5-9-30)$$

这里,  $n$  是数据段的采样点。

设真实的侧偏角对时间的变化率为  $\dot{\beta}$ , 则根据式(5-9-27)计算的  $\dot{\beta}$  信号的误差为:

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_{\dot{\beta}_i} &= \dot{\beta}_i^* - x_i \\ x_i &= \frac{a_y}{V_i} - r_i \end{aligned} \right\} (i = 1, 2, \dots, n) \quad (5-9-31)$$

为使整个数据段范围内误差  $\epsilon_{\dot{\beta}}$  极小化, 我们定义一个目标函数:

$$J = \sum_{i=1}^n (\dot{\beta}_i^* - x_i)^2 \quad (5-9-32)$$

终端条件:

$$\sum_{i=1}^n \dot{\beta}_i^* \Delta t - \beta_a = 0 \quad (5-9-33)$$

这里  $\Delta t$  为采样时间间隔,  $\beta_a$  为终态侧偏角, 当  $\beta_a$  为已知时, 式(5-9-33)是优化数据的约束条件。

等式约束条件的优化问题, 可用拉格朗日乘子法化为无约束的优化问题, 其目标函数为:

$$F = \sum_{i=1}^n (\dot{\beta}_i^* - x_i)^2 + \lambda \left( \sum_{i=1}^n \dot{\beta}_i^* - \frac{\beta_a}{\Delta t} \right) \quad (5-9-34)$$

式中:  $\lambda$ ——拉格朗日乘子。

$\dot{\beta}_i^*$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) 的  $n$  个最优值, 是与  $F$  获得最小值相对应的, 可以由以下  $n$  个偏导数为零求得:

$$\frac{\partial F}{\partial \dot{\beta}_i^*} = 2(\dot{\beta}_i^* - x_i) + \lambda = 0 (i = 1, 2, \dots, n) \quad (5-9-35)$$

将  $i = 1$  到  $n$  的各式相加可得:

$$2 \sum_{i=1}^n \dot{\beta}_i^* - 2 \sum_{i=1}^n x_i + n\lambda = 0$$

顾及终端条件式(5-9-33)可得:

$$\lambda = \frac{2}{n} \left( \sum_{i=1}^n x_i - \frac{\beta_a}{\Delta t} \right) \quad (5-9-36)$$

$$\dot{\beta}_i^* = x_i - \frac{1}{n} \left( \sum_{i=1}^n x_i - \frac{\beta_a}{\Delta t} \right) (i = 1, 2, \dots, n) \quad (5-9-37)$$

如前所述, 只要有意识地安排, 各种试验都可以满足零终态条件, 即  $\beta_a = 0$ , 则有:

$$\lambda = \frac{2}{n} \sum_{i=1}^n x_i = 2\bar{x} \quad (5-9-38)$$

$$\dot{\beta}_i^* = x_i - \bar{x} \quad (5-9-39)$$

式中  $\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$  是各个  $x_i$  的平均值。

式(5-9-39)就是基于  $\dot{\beta}$  的误差最小和  $\beta_a = 0$  约束条件得到的优化后的  $\dot{\beta}(t)$  时间历程。再经数值积分即可得到侧偏角的时间历程  $\beta(t)$ , 其采样点值为:

$$\beta_i^* = \sum_{j=0}^{i-1} \dot{\beta}_j^* \Delta t \quad (5-9-40)$$

根据以上各式可以编成简单的计算机程序。在测得  $a_y$ 、 $r$ 、 $V$  信号后, 就可按此程序求出侧偏角的时间历程。由一辆重型载货汽车所做的双移线试验的记录结果, 按以上程序处理得到的侧偏角的时间历程示于图 5-9-22 中(侧向加速度已按式(5-9-29)进行了修正,  $a_y$ 、 $r$ 、 $V$  的稳态值用末端的 20 点平均值求得)。

用这样得到的侧偏角信号  $\beta$  作为横坐标, 用  $\frac{r\rho}{V}$  (其中  $\rho = \sqrt{\frac{I_z}{m}}$  为惯量半径) 为纵坐标可以得到能量相平面图, 如图 5-9-23 所示, 它与仿真计算所得的结果相当一致。

### 5.9.2.2 非零终态的一种处理方法

对于一些没有零终态条件的已有记录, 这也算是一种可行的方法。在这种情况下,  $\beta_a \neq 0$ , 但知其最终趋

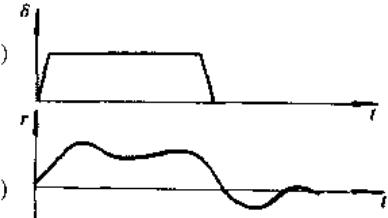


图 5-9-21 角阶跃试验的零终态处理

于稳态,即  $\beta_{st} = 0$ ,这可以用来作为优化试验记录的根据。

另外,根据实际情况,  $a_y$  的测量误差通常总比  $r$  的测量误差较大,因此假设  $r(t)$  的记录是可靠的。这样就只需对  $a_y$  与  $V$  的测量结果进行校正。对于误差的形式可作这样的假设:信号  $y = \frac{a_y}{V}$  的误差由两部分构成,一是零点误差(零点飘移),二是增益误差(增益飘移)。这样  $y = \frac{a_y}{V}$  的优化值  $y^*$  与  $a_y, V$  的实测值之间就有如下关系:

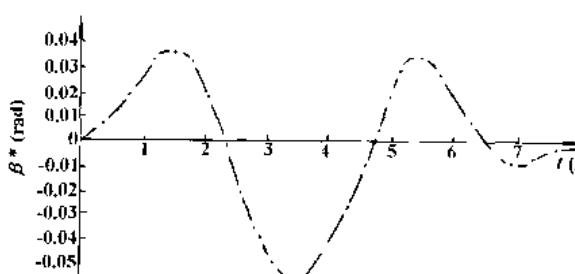


图 5-9-22 某重型载货汽车双移线试验的侧偏角时间历程

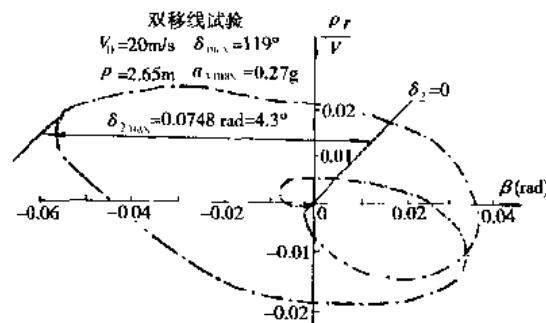


图 5-9-23 某重型载货汽车双移线试验的能量相平面图

$$y_i^* = y_{off} + k_y \cdot y_i \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (5-9-41)$$

其中  $y_{off}$  是  $y = \frac{a_y}{V}$  的零飘值,可用临试验前的一段记录确定。这样,进一步优化  $y = \frac{a_y}{V}$ ,就是根据  $\beta_{st} = 0$  条件来确定  $k_y$ ,即:

$$\begin{aligned} \dot{\beta}_{st} &= k_y \left( \frac{a_y}{V} \right)_{st} + r_{off} - r_{st} = 0 \\ k_y &= \frac{r_{st} - r_{off}}{a_{yst}} \cdot V_{st} \end{aligned} \quad (5-9-42)$$

代入式(5-9-41)可得优化的  $\left( \frac{a_y}{V} \right)$  即  $y_i^*$ 。

然后,按式(5-9-27)求优化后的  $\dot{\beta}_i$ ,即:

$$\dot{\beta}_i = y_i^* - r_i \quad (5-9-43)$$

最后进行数值积分得:

$$\beta_i = \sum_{j=0}^i (y_j^* - r_j) \Delta t \quad (5-9-44)$$

图 5-9-24 是一辆重型载货汽车的角阶跃试验的记录磁带输入计算机后,按这种程序处理得到的侧偏角时间历程。同一车辆的不同量级的处理结果绘成的能量相平面图绘于图 5-9-25 中。采用这种方法处理的原因,是因为已经记录在磁带中的数据并没有零终态,所以只得用式(5-9-41)~式(5-9-44)的方法来处理。从图 5-9-24 与图 5-9-25 的曲线形状看,与理论结果是基本一致的。它与不做任何处理直接由式(5-9-27)计算的结果(几乎没有规律性)有本质的区别。

从以上介绍的两种方法来看,后一种方法采取的假设多一些,但是在确实知道  $a_y, V$  的测量精度不如  $r$  时是可以采用的。然而在一般情况下,前一种优化方法是值得推荐的,因此象角阶跃试验等没有零终态条件的试验项目,最好在阶跃响应进入稳态后立即加上回正性试验或反阶跃试验。

这里所提供的方法,为测定汽车侧偏角的瞬态过程提供了一种有效的手段。

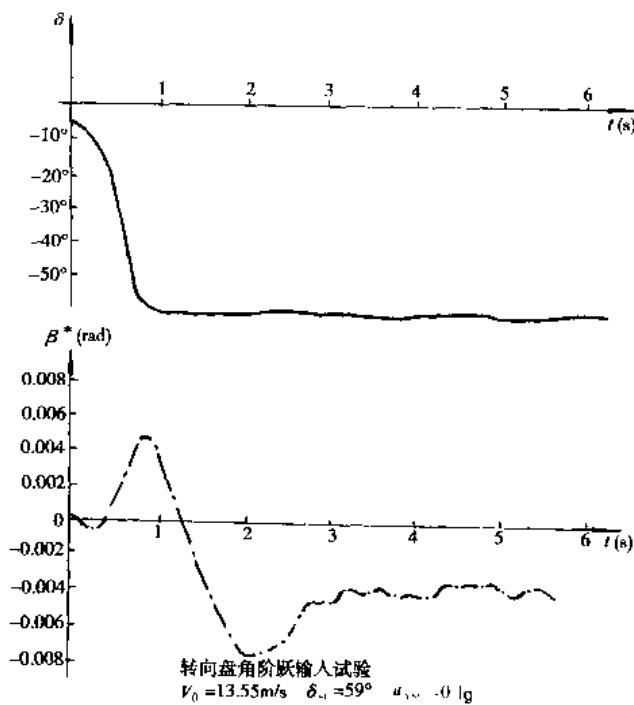


图 5-9-24 某重型载货汽车角阶跃试验的侧偏角时间历程

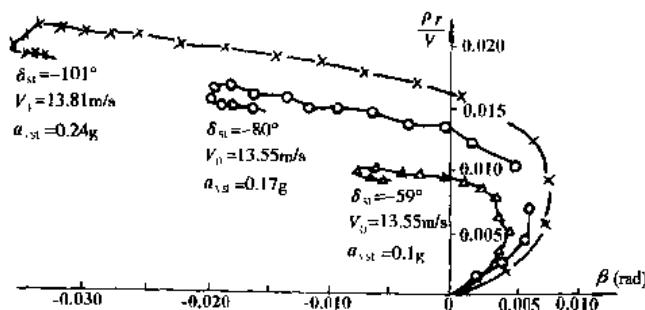


图 5-9-25 某重型载货汽车角阶跃试验的能量相平面图

### 5.9.3 汽车的抗侧翻性能

当汽车由于某种原因,其一侧车轮离开地面,整个汽车绕着另一侧车轮接地线发生不可恢复的转动时,汽车将发生侧翻。下面介绍三种侧翻形式及相应的侧翻条件。

一辆发生侧滑从而具有侧向速度 \$v\_y\$ 的汽车,如遇到路面凸起的障碍物,如图 5-9-26 所示,则可能发生侧翻,其速度条件为:

$$v_y^2 > 2g \cdot h_{CG} \left[ 1 + \left( \frac{B}{2h_{CG}} \right)^2 \right] \left[ \sqrt{1 + \left( \frac{B}{2h_{CG}} \right)^2} - 1 \right] \quad (5-9-45)$$

式中: \$g\$——重力加速度;

\$h\_{CG}\$——重心高度;

\$B\$——轮距。

在干燥路面上,如果汽车转弯时的侧向加速度较大,则因地面附着力较大,在发生侧滑之前可能发生侧

翻,在不计悬架弹簧变形时,其侧翻条件为:

$$a_y > \frac{S}{2h_{CG}} g \quad (5-9-46)$$

式中:  $a_y$ —侧向加速度;

$S$ —汽车左右车轮接地点连线在重心处的宽度,当前后轮距相等时即为轮距,如图 5-9-27 所示.

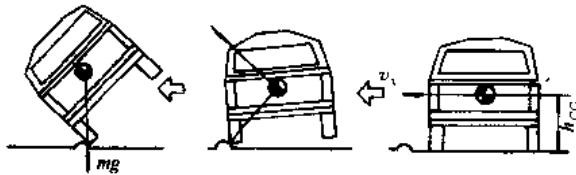


图 5-9-26 偏滑后遇到障碍物的汽车

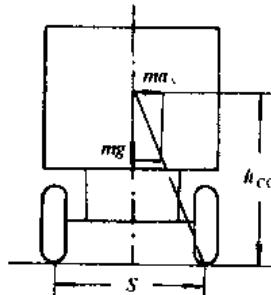


图 5-9-27 干燥路面上具有大侧向加速度的汽车

当考虑悬架弹簧变形时,可按 5.3.2 中式(5-3-16)确定内轮轮荷,使前后内轮轮荷都达到零时的侧向加速度将使汽车发生侧翻。

如果路面摩擦系数  $\mu$  较小,则侧向惯性力  $m a_y$ ,使汽车侧翻之前,先超过了最大附着力  $m g \mu$ ,从而发生侧滑:

$$a_y > \mu g \quad (5-9-47)$$

将上式与式(5-9-46)比较可知,如果  $\mu < \frac{S}{2h_{CG}}$ ,则汽车先发生侧滑;如果  $\mu > \frac{S}{2h_{CG}}$ ,则汽车先发生侧翻。

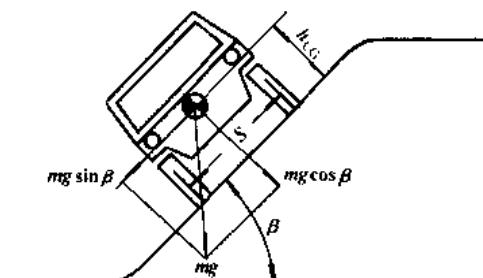


图 5-9-28

当汽车在侧坡上直线行驶时,如图 5-9-28 所示,如果坡度大到重力通过一侧车轮接地点连线时,则汽车将发生侧翻。

设侧坡角为  $\beta$ ,则侧翻条件为:

$$\tan \beta > \frac{S}{2h_{CG}} \quad (5-9-48)$$

如果轮胎与侧坡路面间的摩擦系数  $\mu$  较小,则在侧翻之前会发生侧滑,侧滑条件为:

$$\tan \beta > \mu \quad (5-9-49)$$

可见,与水平路面上的讨论相似,如果  $\mu < \frac{S}{2h_{CG}}$  则汽车先发生侧滑;如果  $\mu > \frac{S}{2h_{CG}}$ ,则汽车先发生侧翻。

由上述分析可见,加大轮距,减小重心高度,可以提高汽车的抗侧翻能力。

## 5.10 拖挂车辆的运动性能

拖挂车辆由带牵引力的部分(tractor)和不带牵引力的部分(trailer)组成,两者通过柱销连结。这种异于单车的结构将使其具有与单车不同的运动性能。图 5-10-1 给出了常见的半挂车(semi-trailer)和全挂车(full-trailer)的示意图。下面分析这两种拖挂车辆的运动性能。

### 5.10.1 拖挂车辆的力学模型和运动方程式

#### 5.10.1.1 多轮模型

半挂车的多轮模型如图 5-10-2 所示, 全挂车的多轮模型如图 5-10-3 所示。 $x$  轴沿前车(tractor)的纵向,  $y$  轴沿侧向, 同时也与前车的惯性主轴一致。模型中所用符号的说明见表 5-10-1, 表中同时给出了三种型号拖挂车辆的数据实例。

##### 1) 半挂车多轮模型

表 5-10-1 拖挂车辆模型中的符号说明

符 号	单 位	说 明	数 据 实 例		
			情 形 1	情 形 2	情 形 3
$m$	kg	前车(tractor)质量	1176	1038	6090
$m_t$	kg	后车(trailer)质量	490	525	4200 (8450)
$I_z$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	前车绕过质心铅垂轴转动惯量	1568	1507	13700
$I_{zt}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	后车绕过质心铅垂轴转动惯量	392	806	62860
$V_x$	$\text{m}/\text{s}$	重心前进速度			
$V_y$	$\text{m}/\text{s}$	重心侧向速度			
$\psi$	rad	横摆角			
$\Phi_t$	rad	前车与后车间夹角			
$\delta_s$	rad	各轮转向角			
$\alpha_s$	rad	各轮侧偏角			
$F_x$	N	各轮制动力			
$F_y$	N	各轮侧向力			
$P$	N	连接处前后力			
$S$	N	连接处侧向力			
$h$	m	前车重心高			0.84
$h_t$	m	后车重心高			1.51
$h_c$	m	连接销高度			1.25
$l_f$	m	重心至前轴距离	1.20	1.13	1.13
$l_t$	m	重心至后轴距离	1.22	1.34	2.03
$l_c$	m	重心至连接销距离	2.00	2.27	1.62
$l_{uf}$	m	后车重心至连接销距离	1.80	2.26	4.83(4.26)
$l_{tr}$	m	后车重心至后轴距离	0.30	0.22	3.10(3.67)
$K_t$	$\text{N}/\text{rad}$	前车前轮侧偏刚度	24500	29733	
$K_z$	$\text{N}/\text{rad}$	前车后轮侧偏刚度	34300	41464	
$K_b$	$\text{N}/\text{rad}$	后车半轮侧偏刚度	34300	35770	
B	m	轮距			

注: 1~6: 各车轮位置, f: 前车前轮, r: 前车后轮, d: 轮台(dolly), t: 后车(trailer), x: 纵向, y: 侧向, ( ) 内为最大载荷时数值。

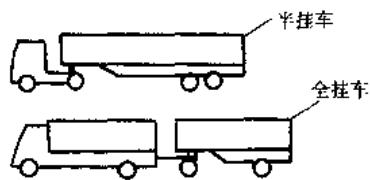


图 5-10-1 常见拖挂车辆形式

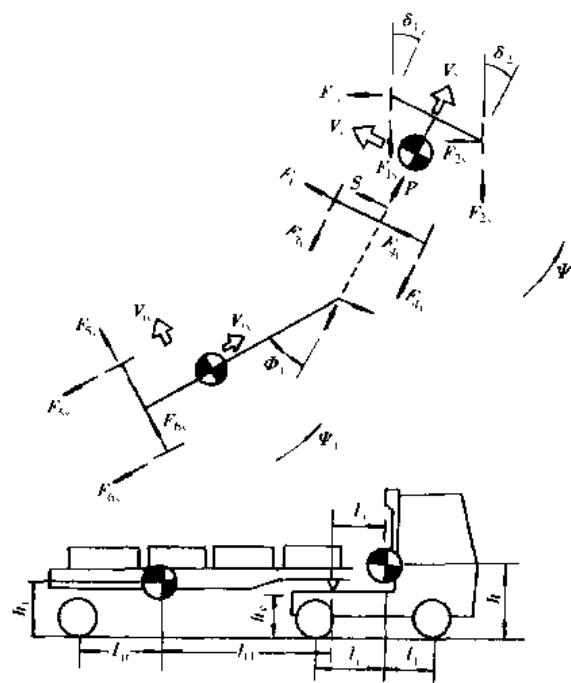


图 5-10-2 半挂车多轮模型

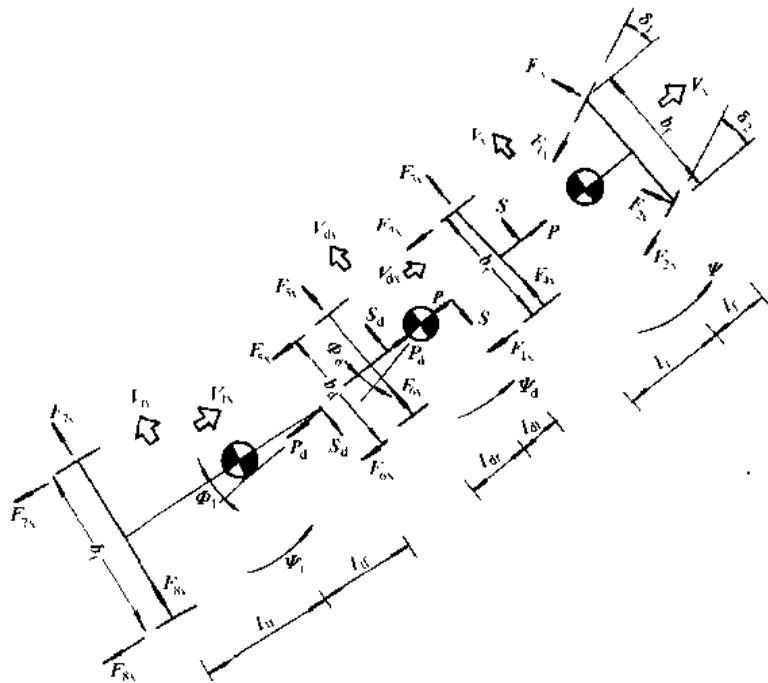


图 5-10-3 全挂车的多轮模型

如图 5-10-2 所示, 前车纵向运动方程为:

$$m(\dot{V}_x - V_y \dot{\psi}) = -(F_{1x} \sin \delta_1 + F_{2x} \sin \delta_2) - (F_{1y} \cos \delta_1 + F_{2y} \cos \delta_2) - (F_{3x} + F_{4x}) + P \quad (5-10-1)$$

前车侧向运动方程为:

$$m(\dot{V}_y + V_x \dot{\psi}) = (F_{1x} \cos \delta_1 + F_{2x} \cos \delta_2) - (F_{1y} \sin \delta_1 + F_{2y} \sin \delta_2) + (F_{3y} + F_{4y}) + S \quad (5-10-2)$$

前车横摆运动方程为：

$$\begin{aligned} I_t \ddot{\phi} = & l_f [ (F_{1x} \cos \delta_1 + F_{2y} \cos \delta) - (F_{1x} \sin \delta_1 + F_{2x} \sin \delta_2) ] - l_r (F_{3y} + F_{4x}) - l_c S \\ & + \frac{b_f}{2} [ (F_{1y} \sin \delta_1 - F_{2y} \sin \delta_2) + (F_{1x} \cos \delta_1 - F_{2x} \cos \delta_2) ] + \frac{b_r}{2} (F_{3x} - F_{4x}) \end{aligned} \quad (5-10-3)$$

类似地有后车的相应方程为：

$$m_t (\dot{V}_{tx} - V_{ty} \dot{\phi}_t) = - (F_{5x} + F_{6x}) - P \cos \Phi_t + S \sin \Phi_t \quad (5-10-4)$$

$$m_t (\dot{V}_{ty} + V_{tx} \dot{\phi}_t) = (F_{5y} + F_{6y}) - P \sin \Phi_t - S \cos \Phi_t \quad (5-10-5)$$

$$\begin{aligned} I_{tr} \ddot{\phi}_t = & - l_r (F_{5y} + F_{6y}) - l_{tr} (P \sin \Phi_t + S \cos \Phi_t) \\ & + \frac{b_t}{2} (F_{5x} - F_{6x}) \end{aligned} \quad (5-10-6)$$

前车与后车的连接条件为：

$$\dot{\phi}_t = \dot{\phi} - \Phi_t \quad (5-10-7)$$

$$V_{tx} = V_x \cos \Phi_t - (V_y - l_c \dot{\phi}) \sin \Phi_t \quad (5-10-8)$$

$$V_{ty} = V_x \sin \Phi_t + (V_y - l_c \dot{\phi}) \cos \Phi_t - l_{tr} \dot{\phi}_t \quad (5-10-9)$$

式(5-10-7)为夹角条件,式(5-10-8)与式(5-10-9)为速度条件。由以上方程可以解得  $V_x, V_y, V_{tx}, V_{ty}, P$  及  $S$ 。

## 2)全挂车多轮模型

如图 5-10-3 所示,前车纵向运动方程为:

$$m(\dot{V}_x - V_y \dot{\phi}) = - (F_{1x} \sin \delta_1 + F_{2y} \sin \delta_2) - (F_{1x} \cos \delta_1 + F_{2x} \cos \delta_2) - (F_{3x} + F_{4x}) + P \quad (5-10-10)$$

侧向运动方程为:

$$m(\dot{V}_y + V_x \dot{\phi}) = (F_{1x} \cos \delta_1 + F_{2y} \cos \delta_2) - (F_{1x} \sin \delta_1 + F_{2x} \sin \delta_2) + (F_{3y} + F_{4y}) + S \quad (5-10-11)$$

横摆运动方程为:

$$\begin{aligned} I_z \ddot{\phi} = & l_f [ (F_{1y} \cos \delta_1 + F_{2y} \cos \delta_2) - (F_{1x} \sin \delta_1 + F_{2x} \sin \delta_2) ] - l_r (F_{3y} + F_{4y}) - l_c S \\ & + \frac{b_f}{2} [ (F_{1y} \sin \delta_1 - F_{2y} \sin \delta_2) + (F_{1x} \cos \delta_1 - F_{2x} \cos \delta_2) ] + \frac{b_r}{2} (F_{3x} - F_{4x}) \end{aligned} \quad (5-10-12)$$

轮台的纵向运动方程为:

$$m_d (\dot{V}_{dx} - V_{dy} \dot{\phi}_d) = - (F_{5x} + F_{6x}) - P \cos \Phi_d + S \sin \Phi_d + P_d \quad (5-10-13)$$

侧向运动方程为:

$$m_d (\dot{V}_{dy} + V_{dx} \dot{\phi}_d) = (F_{5y} + F_{6y}) - P \sin \Phi_d - S \cos \Phi_d + S_d \quad (5-10-14)$$

横摆运动方程为:

$$I_{zd} \ddot{\phi}_d = - l_{dr} (P \sin \Phi_d + S \cos \Phi_d) - l_{dr} (F_{5y} + F_{6y}) - l_{dr} S_d + \frac{b_d}{2} (F_{5x} - F_{6x}) \quad (5-10-15)$$

后车纵向运动方程为:

$$m_t (\dot{V}_{bx} - V_{by} \dot{\phi}_t) = - (F_{7x} + F_{8x}) - P_d \cos \Phi_t + S_d \sin \Phi_t \quad (5-10-16)$$

侧向运动方程为:

$$m_t (\dot{V}_{by} + V_{bx} \dot{\phi}_t) = (F_{7y} + F_{8y}) - P_d \sin \Phi_t - S_d \cos \Phi_t \quad (5-10-17)$$

横摆运动方程为:

$$\begin{aligned} I_{zt} \ddot{\phi}_t = & - l_{tr} (F_{7y} + F_{8y}) - l_{tr} (P_d \sin \Phi_t + S_d \cos \Phi_t) \\ & + \frac{b_t}{2} (F_{7x} - F_{8x}) \end{aligned} \quad (5-10-18)$$

轮台与前车、后车与轮台间都由柱销连接,因而速度关系为:

$$V_{dx} = V_x \cos \Phi_d - (V_y - l_c \dot{\phi}) \sin \Phi_d \quad (5-10-19)$$

$$V_{bx} = V_{dx} \cos \Phi_t - (V_{dy} - l_{dr} \dot{\phi}_d) \sin \Phi_t \quad (5-10-20)$$

$$V_{dy} = l_x \sin \Phi_d + (V_y - l_c \dot{\psi}) \cos \Phi_d - l_{df} \dot{\psi} \quad (5-10-21)$$

$$V_{ty} = V_{dx} \sin \Phi_t + (V_{dy} - l_{dt} \dot{\psi}_d) \cos \Phi_t - l_{tf} \dot{\psi}_t \quad (5-10-22)$$

角度关系为：

$$\dot{\psi}_d = \dot{\psi} - \dot{\Phi}_d \quad (5-10-23)$$

$$\dot{\psi}_t = \dot{\psi}_d - \dot{\Phi}_t \quad (5-10-24)$$

### 5.10.1.2 车轴模型

当进行小角度转向时，侧向加速度较小，左右轮荷近似相等，侧偏角也大致相同，因此可以忽略轮距影响，各轮侧偏角取为轴距中点处的侧偏角，左右轮侧向力合成为一个侧向力。忽略左右转向轮转角的差别及左右轮纵向力的差别，则前述多轮模型可以转化为车轴模型。

### 5.10.2 拖挂车辆的运动稳定性

拖挂车辆的运动稳定性分析多采用车轴模型，参见图 5-10-2，各轴侧向力为：

$$F_{1y} + F_{2y} = 2 \cdot K_f \cdot \alpha_f \quad (\alpha_f = \alpha_1 = \alpha_2) \quad (5-10-25)$$

$$F_{3y} + F_{4y} = 2 \cdot K_r \cdot \alpha_r \quad (\alpha_r = \alpha_3 = \alpha_4) \quad (5-10-26)$$

$$F_{5y} + F_{6y} = 2 \cdot K_t \cdot \alpha_t \quad (\alpha_t = \alpha_5 = \alpha_6) \quad (5-10-27)$$

设  $\delta = \delta_1 = \delta_2$  为前轮转向角，则各轮侧偏角为：

$$\alpha_f = \delta - \frac{V_x}{V_s} - \frac{l_t}{V_s} \cdot \dot{\psi} \quad (5-10-28)$$

$$\alpha_r = \frac{l_x}{V_s} \cdot \dot{\psi} - \frac{V_x}{V_s} \quad (5-10-29)$$

$$\alpha_t = \frac{l_w}{V_s} \cdot \dot{\psi} - \frac{V_x}{V_s} \quad (5-10-30)$$

将式(5-10-25)~式(5-10-30)代入式(5-10-1)~式(5-10-6)即可得到半挂车的车轴模型，其简图如图 5-10-4 所示。令轮距及制动力为零，前车与后车间夹角  $\Phi$  很小，以致于有：

$$\sin \Phi \approx \Phi, \cos \Phi \approx 1 \quad (5-10-31)$$

忽略前后车的纵向加速度，即令：

$$\dot{V}_x = \dot{V}_s = 0 \quad (5-10-32)$$

则通过忽略  $V_y, \dot{\psi}, \Phi, \delta$  间微小乘积项，由式(5-10-1)~式(5-10-6)可得：

$$\begin{aligned} & (m + m_t) \cdot \dot{V}_y + 2 \cdot \frac{K_f + K_r + K_t}{V_s} \cdot V_y - m_t(l_{df} + l_c)\dot{\psi} \\ & + \left\{ (m + m_t)V_x + 2 \cdot \frac{l_t - K_f - l_c + K_t - (l_e + l_{df} + l_w) - K_t}{V_s} \right\} \cdot \dot{\psi} \\ & + m_t \cdot l_{df} \cdot \ddot{\Phi} + 2 \cdot \frac{(l_{df} + l_w) \cdot K_t}{V_s} \cdot \ddot{\Phi} + 2 \cdot K_t \cdot \ddot{\Phi} = 2 \cdot K_f \cdot \ddot{\delta} \end{aligned} \quad (5-10-33)$$

这是整个拖挂车辆的侧向力平衡方程。

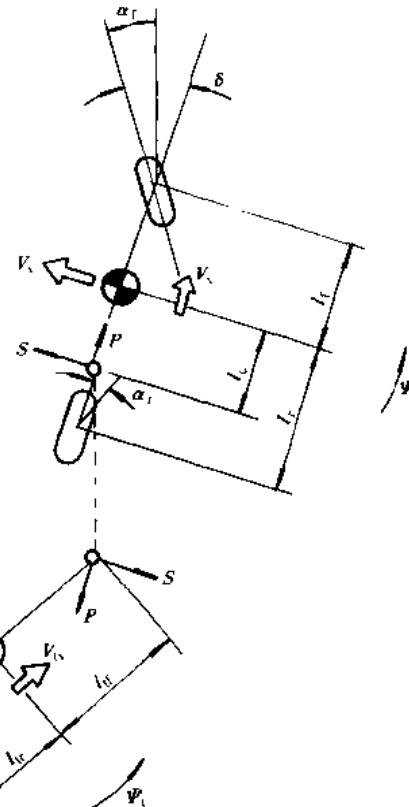


图 5-10-4 半挂车的车轴模型

$$\begin{aligned}
 & -m_t \cdot l_c \cdot V_x + 2 \cdot \frac{l_f K_f - l_r K_r}{V_x} \cdot V_y + (l_n + m_t \cdot l_n \cdot (l_c + l_n)) \cdot \ddot{\psi} \\
 & + \left\{ -m_t \cdot l_n \cdot V_x + 2 \cdot \frac{l_f^2 K_f + l_r^2 K_r + l_c(l_n + l_n + l_n) \cdot K_t}{V_x} \right\} \cdot \dot{\psi} = m_t \cdot l_n \cdot l_n \cdot \ddot{\Phi} \\
 & -2 \cdot \frac{l_c(l_n + l_n) \cdot K_t}{V_x} \cdot \ddot{\Phi} - 2 \cdot l_n \cdot K_t \cdot \ddot{\Phi} = 2 \cdot l_n \cdot K_t \cdot \ddot{\delta} \quad (5-10-34)
 \end{aligned}$$

这是前车的横摆力矩平衡方程。

$$\begin{aligned}
 & -m_t \cdot l_n \cdot V_x - 2 \cdot \frac{(l_n + l_n) \cdot K_t}{V_x} \cdot V_y + (l_n + m_t \cdot l_n(l_n + l_n)) \cdot \ddot{\psi} \\
 & + \left\{ -m_t \cdot l_n \cdot V_x + 2 \cdot \frac{(l_n + l_n) \cdot (l_n + l_n + l_n) \cdot K_t}{V_x} \right\} \cdot \dot{\psi} \\
 & - (l_n + m_t \cdot l_n) \cdot \ddot{\Phi} - 2 \cdot \frac{(l_n + l_n)^2 \cdot K_t}{V_x} \cdot \ddot{\Phi} \\
 & - 2 \cdot (l_n + l_n) K_t \cdot \ddot{\Phi} = 0 \quad (5-10-35)
 \end{aligned}$$

这是后车的横摆力矩平衡方程。

以上三个方程构成了匀速前进半挂车小角度转向时的线性三自由度运动方程。

在式(5-10-33)~式(5-10-35)中令

$$V_x = \dot{\psi} = \dot{\Phi} = \ddot{\Phi} = 0 \quad (5-10-36)$$

则可得到前车的横摆角速度  $\dot{\psi}$  与前轮转角  $\delta$  间的稳态关系式:

$$\frac{\dot{\psi}}{\delta} = \frac{1}{1 + KV_x^2} \cdot \frac{V_x}{l_f + l_r} \quad (5-10-37)$$

式中

$$K = \frac{m \cdot (l_n + l_n)(l_r K_r - l_f K_f) - m_t}{2 \cdot (l_n + l_n)(l_f + l_r)^2 \cdot K_t \cdot K_r} \quad (5-10-38)$$

为半挂车的稳定性因数,  $K < 0$  时存在临界稳定车速  $V_c$ :

$$V_c = \sqrt{-\frac{1}{K}} \quad (5-10-39)$$

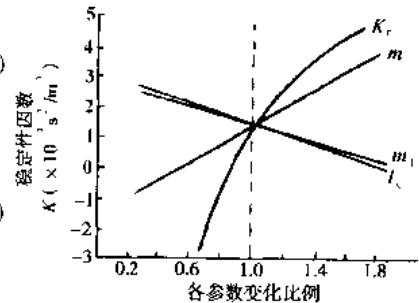


图 5-10-5 各参数对半挂车稳定性因数的影响

图 5-10-5 所示为稳定性因数  $K$  随车辆参数变化的实例, 基准数据为表 5-10-1 中的情形 I。由图可见, 当前车质量  $m$  和前车后轮侧偏刚度  $K_r$  增加时, 稳定性因数  $K$  增加; 而后车质量  $m_n$  及连接点至前车质心距离  $l_n$  增加时, 稳定性因数  $K$  减小。

## 5.11 驾驶员-汽车系统

汽车操纵稳定性的研究, 至少已经有 50 多年的历史。目前, 对汽车本身的研究似乎已相当深入。电子计算机的发展和对轮胎特性的深入研究, 使得已经有可能对汽车的动态响应作相当全面而逼真的仿真。人们提出了自由度越来越多的数学力学模型, 同时也提出了各种评价指标来评价汽车的操纵稳定性。然而, 一个关键的问题是, 通常不同评价指标所得出的结论并不一致, 甚至互相抵触。

近来, 人们逐渐认识到, 在广泛应用那些精巧的汽车模型时有一个基本的障碍, 那就是对驾驶汽车的驾驶员的特性缺乏基本的认识。因而, 人们只能知道汽车对一定的转向盘输入的响应如何, 却难以断定整个驾驶员-汽车系统的性能如何。

基于这种认识, 一些研究者开始进行驾驶员模型和驾驶员-汽车闭环系统的研究。初期, McRuer 等人做

了不少飞行员-飞机闭环控制的研究并推广到汽车上。但是这些工作有一个基本的缺点,就是忽视了驾驶员的前视作用,而且,系统中不少参数只能靠大量的统计试验来确定。

近年来,人们提出了几种最优预瞄闭环控制模型。Reddy 和 Ellis(1981)提出了一种模仿驾驶员行为的模型。这种模型的基本原则如下:假设驾驶员在任何时刻都注意前方距汽车的距离为  $d$  处。为确定适宜的转向盘转角,暂时冻结该瞬时  $t$  下的汽车状态,进行转向盘角度寻查,试算在该转向盘角度下经过行驶距离  $d$  后,汽车运动轨迹与预期轨道的误差是否在允许的范围内,如果是,则认为此时的转向盘角度就是冻结时刻  $t$  下的转向盘角度。如果误差不在允许的范围内,则继续寻查直到满足允许误差为止。通过这样逐点冻结寻查,来模仿驾驶员的控制行为。MacAdam(1980,1981)提出另一种方法来仿真驾驶员的行为,这种方法的思路与上述方法类似,但采用了直接优化方法。

下面以预瞄最优曲率模型和预测-跟随系统理论为基础,分析驾驶员-汽车闭环系统的运动性能。

### 5.11.1 驾驶员转向操纵行为模型

一个合格的驾驶员,其转向操纵动作不是一种无理的、不可捉摸的行为。无疑地,他发出控制汽车方向的指令,都是以一定原则作指导的。不难想像,这个原则的主要目标,是使汽车的运动尽可能地与预期的轨道相一致。另外,还有一些约束限制着驾驶员指令运动的范围。例如驾驶员的反应总是有一定的滞后;驾驶员动作的敏捷程度和操作力也有一定的限度;为了安全转弯,驾驶员在考虑转向的急剧程度时,总有一定的限制(向心加速度限制);转向盘的最大转角也有一定的限制等。

驾驶员的操作技术,是在反复实践和积累经验的基础上形成的。最初总是不善于准确地操纵汽车,但是经过各种路型各种车速和侧向加速度以及各种附着条件路面上的实践,终于能掌握一套在他生理限制的范围内相当熟练地控制汽车的本领。

#### 5.11.1.1 预期轨道方程

图 5-11-1 给出了路面上驾驶员操纵汽车跟踪预期轨道的俯视图,  $XOY$  为固定在地面上的绝对坐标系,原点为  $O$ ,  $xOy$  为可以绕原点  $O$  转动的相对坐标系,  $x$  轴始终与汽车的纵轴线平行,方向指向汽车行驶的前方,  $y$  轴始终指向汽车的左方。设汽车重心在地面绝对坐标系中的位置坐标为  $(X, Y)$ ,汽车航向角为  $\psi$ ,则汽车重心在相对坐标系中的坐标  $(x, y)$  为:

$$\begin{cases} x = X \cos \psi + Y \sin \psi \\ y = -X \sin \psi + Y \cos \psi \end{cases} \quad (5-11-1)$$

设经过圆滑修正和预瞄修正后的预期轨道中心线在绝对坐标系内的方程为  $Y_p = F(X)$ ,则可以利用同样的坐标变换关系将其转换为相对坐标系中的曲线方程

$$y_p = f(x) \quad (5-11-2)$$

驾驶员总是利用这个方程来判断汽车与预期轨道间的位置关系。

对于运动的汽车,其重心位置坐标  $(X, Y)$  及航向角  $\psi$  可通过运动微分方程解出,为时间  $t$  的函数,代入式(5-11-1)中可得到汽车重心在相对坐标系中的位置坐标  $(x, y)$  与时间的关系:

$$\begin{cases} x = x(t) \\ y = y(t) \end{cases} \quad (5-11-3)$$

将  $x = x(t)$  代入式(5-11-2)中则可得到:

$$y_p = f(t) \quad (5-11-4)$$

这是以汽车运行时间  $t$  表示的预期轨道中心线在相对坐标系中的曲线方程。

如果汽车做小角度转向运动,汽车的航向角变化很小,则由式(5-11-1)可得:

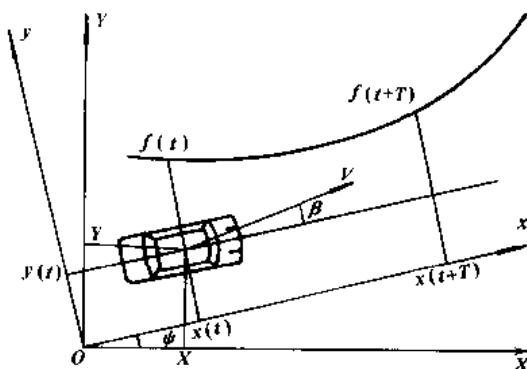


图 5-11-1 驾驶员操纵汽车跟踪预期轨道俯视图

$$\begin{cases} x \approx X \approx Vt \\ y \approx Y \end{cases} \quad (5-11-5)$$

这里  $V$  为车速, 此时不必进行坐标变换即可得到式(5-11-4)。

### 5.11.1.2 一个基本的驾驶员模型——单点位置预瞄模型

为了跟踪预期轨道  $f(t)$ , 驾驶员在当前时刻  $t$  首先选择一种预瞄策略, 即打算使汽车在未来时间内以怎样的方式逼近给定的预期轨道。最简单的一种预瞄策略是单点位置预瞄策略, 即驾驶员打算在  $T$  时间(预瞄时间)后, 使汽车的重心位于预期轨道上, 用数学方程表示为:

$$y(t+T) = f(t+T) \quad (5-11-6)$$

因为在通常的情况下, 驾驶员感到汽车的运动曲率与转向盘转角有最直接的关系, 故驾驶员很容易设想通过一个简单的定曲率的理想轨迹来使式(5-11-6)得以实现。在一定车速下这个最优曲率对应于一个最优侧向加速度  $\ddot{y}^*(t)$ , 相应的理想轨迹是:

$$\ddot{y}^*(t+\tau) = y(t) + \tau \dot{y}(t) + \frac{\tau^2}{2} \ddot{y}^*(t) \quad (5-11-7)$$

式中:  $\tau$  ——由  $t$  时刻算起的时间。

令  $\tau = T$  并将式(5-11-6)代入有最优侧向加速度为:

$$\ddot{y}^*(t) = \frac{2}{T^2} [f(t+T) - y(t) - Ty(t)] \quad (5-11-8)$$

相应的汽车运动最优曲率为:

$$\frac{1}{R^*} = \frac{\ddot{y}^*(t)}{V^2} = \frac{2}{T^2 V^2} [f(t+T) - y(t) - Ty(t)] \quad (5-11-9)$$

式中:  $R^*$  ——最优转弯半径。

在低速转弯或高速时预期轨道曲率变化较小, 系统在极低频域工作, 则汽车的运动简单地服从 Ackerman 几何关系, 即汽车轨迹曲率与转向盘转角成正比:

$$\frac{1}{R} = \frac{\delta_{sw}}{l} \quad (5-11-10)$$

式中:  $\delta_{sw}$  ——转向盘转角;

$l$  ——轴距;

$i$  ——转向系传动比。

为实现式(5-11-9)所示的最优曲率, 由式(5-11-10)可知转向盘的最优转角为:

$$\delta_{sw}^* = \frac{2il}{T^2 V^2} [f(t+T) - y(t) - Ty(t)] \quad (5-11-11)$$

假设驾驶员不存在反应滞后, 能完全实现上式要求的转向盘转角, 则驾驶员操纵汽车跟踪预期轨道的行为特性可由图 5-11-2 的方框图描述, 其中  $f(s)$  为  $f(t)$  的拉氏变换式,  $f_e(s)$  为  $f(t+T)$  的拉氏变换式,  $y(s)$  为  $y(t)$  的拉氏变换式, 其余各量  $\ddot{y}^*$ ,  $\delta_{sw}^*$ ,  $\delta_{sw}$  及  $\ddot{y}$  均为时间域内相应各量的拉氏变换式。 $I = 1$  代表一个理想环节, 表示驾驶员不存在神经反应滞后和手臂操纵反应滞后。

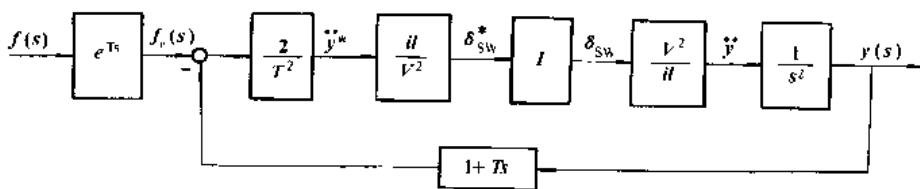


图 5-11-2 极低频域内的理想驾驶员模型

图 5-11-2 所示的驾驶员转向操纵行为模型, 适用于转向盘不必作突然改变的大多数正常驾驶的场合。

为适用于一般场合,可对图中从  $\ddot{y}^*$  到  $\dot{y}$  的三个环节加以一般化。首先,一般情形下汽车的动态特性不再满足式(5-11-10)所示的简单关系,汽车侧向加速度  $\dot{y}$  与转向盘转角  $\delta_{sw}$  间存在如上的传递函数关系:

$$\frac{\dot{y}}{\delta_{sw}}(s) = G_{ay} \frac{1 + T_{y1}s + T_{y2}s^2 + \dots}{1 + T_1s + T_2s^2 + \dots} \quad (5-11-12)$$

式中  $G_{ay}$  为侧向加速度对转向盘转角的稳态增益,  $T_{y1}, T_{y2}, T_1, T_2$  等是一些常数。

其次,实际驾驶员在把理想转向盘转角  $\delta_{sw}^*$  付诸实现的过程中,都存在神经反应滞后时间  $t_d$  和手臂反应滞后时间  $T_h$ ,因此图 5-11-2 中的理想环节 I 应由如下传递函数代替:

$$\frac{\delta_{sw}^*}{\delta_{sw}}(s) = \frac{e^{-t_d s}}{1 + T_h s} \quad (5-11-13)$$

在如上两种变更的情况下,根据预测-跟随系统理论,图 5-11-2 中理想转向盘转角  $\delta_{sw}^*$  与理想加速度  $\ddot{y}^*$  的关系变为:

$$\frac{\delta_{sw}^*}{\ddot{y}^*}(s) = C_0(1 + T_c s) \quad (5-11-14)$$

并称这一环节为驾驶员校正环节,相应的系数  $C_0$  与  $T_c$  称为驾驶员的校正参数,且有:

$$\begin{cases} C_0 = 1/G_{ay} \\ T_c = T_1 - T_{y1} + t_d + T_h - \frac{aT}{3} \end{cases} \quad (5-11-15)$$

式中  $a=0 \sim 1$ ,为跟随阶数(详见后叙)。此时,可用于一般场合的驾驶员转向操纵行为模型如图 5-11-3 所示,并称为单点位置预瞄模型。

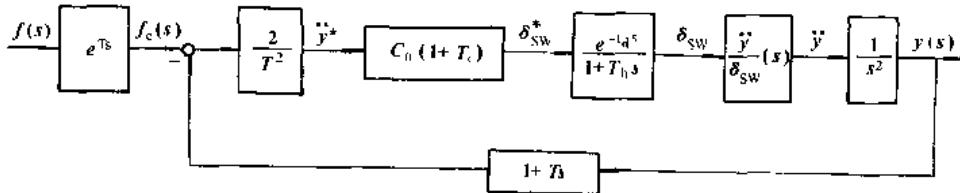


图 5-11-3 单点位置预瞄的驾驶员模型

### 5.11.1.3 点斜预瞄的驾驶员模型

前面介绍了单点位置预瞄策略,即驾驶员打算在  $T$  时间后使式(5-11-6)得以满足。经验表明,驾驶员常常既考虑  $T$  时间后汽车的位置,还考虑汽车在该位置处的方向,特别是在比较曲折的道路条件下更是如此。这种预瞄策略用数学方程描述为:

$$\begin{cases} y(t+T) = f(t+T) \\ \dot{y}(t+T) = \dot{f}(t+T) \end{cases} \quad (5-11-16)$$

即  $T$  时间后不但使汽车重心位于预期轨道上,还使重心点轨迹的斜率与预期轨道一致。

在这种预瞄策略下,期望的侧向加速度为:

$$\ddot{y}^*(t) = \frac{1}{C_y} [f_e(t) - y(t) - C_y \dot{y}(t)] \quad (5-11-17)$$

式中:

$$\begin{cases} C_y = \left(1 - \frac{\lambda}{3}\right) T \\ C_{\dot{y}} = \left(\frac{1}{2} - \frac{\lambda}{3}\right) T^2 \\ f_e(t) = f(t+T) - \frac{\lambda T}{3} \dot{f}(t+T) \end{cases} \quad (5-11-18)$$

这里  $0 \leq \lambda \leq 1$  为控制参数, 当取  $\lambda = 1$  时为严格的点斜预瞄策略, 计算经验表明, 由于汽车的惯性等原因, 这种严格的策略常会损害系统的稳定性。当令  $\lambda = 0$  时, 即蜕化为前述的单点位置预瞄策略。一般取  $0 < \lambda < 1$ , 这意味着驾驶员首先保证满足预瞄点的位置条件, 同时尽量兼顾预瞄点的斜率条件。对车速低和相对侧偏刚度较高的汽车, 可取较大的  $\lambda$  值; 对车速高和相对侧偏刚度较低的汽车, 可取较小的  $\lambda$  值。

此时的驾驶员模型如图 5-11-4 所示, 相应的校正参数为:

$$\begin{cases} C_0 = 1/G_{ay} \\ T_c = T_1 - T_{y1} + t_d + T_h - a \frac{1-\lambda}{3-2\lambda} T \end{cases} \quad (5-11-19)$$

式中  $a = 0 \sim 1$ , 为跟随阶数(详见后叙)。

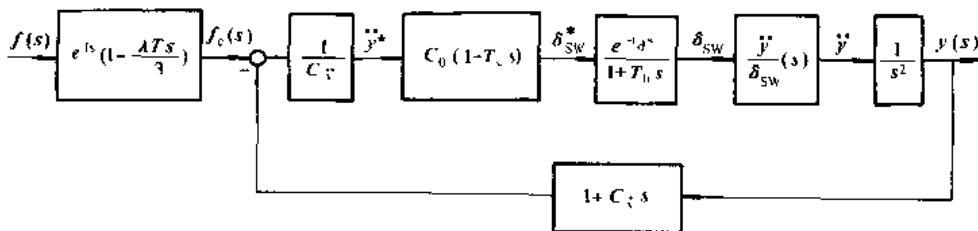


图 5-11-4 点斜预瞄的驾驶员模型

#### 5.11.1.4 一般预瞄策略下的驾驶员模型

上面介绍了单点位置预瞄策略和点斜预瞄策略, 更一般的预瞄策略可以在数学关系上统一地表达为使如下目标值

$$J = \int_{\tau_1}^{\tau_2} [f(t + \tau) - y(t + \tau)]^2 w(\tau) d\tau \quad (5-11-20)$$

为最小, 式中  $[\tau_1, \tau_2]$  代表未来的一个时间区段,  $\tau \in [\tau_1, \tau_2]$ ,  $t$  为当前时刻,  $t + \tau$  为未来时刻。 $w(\tau)$  为权函数,  $w(\tau)$  选得不同, 则可以得到各种不同的预瞄策略。上述单点位置预瞄策略等价于取  $w(\tau) = \delta(t - T)$ ,  $\delta$  为脉冲函数,  $T$  为预瞄时间, 而点斜预瞄策略等价于取  $w(\tau) = \delta(t - T) - \frac{\lambda T}{3} \delta(t - T)$ 。当取权函数  $w(\tau) = 1$  时, 意味着驾驶员打算使未来时间区段  $[\tau_1, \tau_2]$  内的平均轨道误差为最小。

因为在通常的情况下汽车的运动曲率与转向盘转角有最直接的关系, 故驾驶员很容易设想通过一个简单的定曲率的理想轨迹来使式(5-11-20)的目标函数  $J$  获得最小值。在一定车速下这个最优曲率对应于一个最优侧向加速度  $\ddot{y}^*(t)$ , 相应的理想轨迹是:

$$\ddot{y}^*(t + \tau) = y(t) + \tau \dot{y}(t) + \frac{\tau^2}{2} \ddot{y}^*(t) \quad (5-11-21)$$

代入式(5-11-20)并使目标函数  $J$  最小可得:

$$\ddot{y}^*(t) = \frac{1}{C_y} [f_c(t) - y(t) - C_y \dot{y}(t)] \quad (5-11-22)$$

式中:

$$\begin{cases} C_y = \int_{\tau_1}^{\tau_2} \tau^2 w(\tau) d\tau / \int_{\tau_1}^{\tau_2} \tau^2 w(\tau) d\tau \\ C_y = \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{\tau^4}{2} w(\tau) d\tau / \int_{\tau_1}^{\tau_2} \tau^2 w(\tau) d\tau \\ f_c(t) = \int_{\tau_1}^{\tau_2} \tau^2 w(\tau) f(t + \tau) d\tau / \int_{\tau_1}^{\tau_2} \tau^2 w(\tau) d\tau \end{cases} \quad (5-11-23)$$

这里  $f_c(t)$  为有效预期轨道输入, 它包含了驾驶员预瞄策略的全部信息。将上式中的  $f_c(t)$  式两边进行拉氏

变换有：

$$f_e(s) = P(s) \cdot f(s) \quad (5-11-24)$$

$$P(s) = \int_{\tau_1}^{\tau_2} \tau^2 w(\tau) e^{s\tau} d\tau / \int_{\tau_1}^{\tau_2} \tau^2 w(\tau) d\tau \quad (5-11-25)$$

这里  $f_e(s)$  和  $f(s)$  分别为  $f_e(t)$  和  $f(t)$  的拉氏变换， $P(s)$  称为预测器传递函数，将  $e^{st}$  展开为  $1 + ts + \frac{t^2}{2}s^2 + \frac{t^3}{6}s^3 + \dots$  并代入式(5-11-25)得：

$$\left. \begin{aligned} P(s) &= 1 + P_1 s + P_2 s^2 + P_3 s^3 + \dots \\ P_1 &= \int_{\tau_1}^{\tau_2} \tau^3 w(\tau) d\tau / \int_{\tau_1}^{\tau_2} \tau^2 w(\tau) d\tau \\ P_2 &= \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{\tau^4}{2} w(\tau) d\tau / \int_{\tau_1}^{\tau_2} \tau^2 w(\tau) d\tau \\ P_3 &= \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{\tau^5}{6} w(\tau) d\tau / \int_{\tau_1}^{\tau_2} \tau^2 w(\tau) d\tau \\ P_n &= \int_{\tau_1}^{\tau_2} \frac{\tau^{n+2}}{n!} w(\tau) d\tau / \int_{\tau_1}^{\tau_2} \tau^2 w(\tau) d\tau \end{aligned} \right\} \quad (5-11-26)$$

与式(5-11-23)对照可知，确定最优侧向加速度  $\ddot{y}^*(t)$  的两个系数  $C_y$  与  $C_z$  就是预测器传递函数  $P(s)$  的台劳展开式的一阶与二阶系数  $P_1$  和  $P_2$ 。

按照预测-跟随系统理论，一个根据未来输入信息进行跟随控制的系统，总可以看成是由一个预测器与一个跟随器相串联的系统，如图 5-11-5 所示，其中  $F(s)$  为跟随器传递函数。如果取式(5-11-26)中预测器传递函数  $P(s)$  展开式前  $n$  项的倒数作为  $F(s)$ ，则构成了一个理想的  $n$  阶预测-跟随系统。这个系统是可以保证复频率  $s$  的  $n$  阶以上小量可以忽略的理想低频跟随系统，即在低频域内有：

$$y(s) \approx f(s) \quad (5-11-27)$$

这里  $y(s)$  为汽车重心侧向位置  $y(t)$  的拉氏变换。

当阶数  $n$  取得过高时会使  $F(s)$  增加实部较大的极点，导致系统不稳定。计算经验表明，理想的预测-跟随系统应取  $n = 2 \sim 3$ ，即：

$$F(s) = \frac{y(s)}{f_e(s)} = \frac{1}{1 + P_1 s + P_2 s^2 \left(1 + a \frac{P_3}{P_2} s\right)} \quad (5-11-28)$$

其中  $a = 0 \sim 1$ ，为跟随阶数控制参数，当  $a = 0$  时为理想 2 阶预测-跟随系统，当  $a = 1$  时为理想 3 阶预测-跟随系统，当  $a = 0.5$  时为理想 2 阶半预测-跟随系统等。

这个系统的结构可以由式(5-11-28)和式(5-11-22)进一步细化为图 5-11-6 所示的系统，可见理想  $2 + a$  阶预测-跟随系统要求实际侧向加速度  $\ddot{y}$  对理想侧向加速度  $\ddot{y}^*$  的传递函数为：

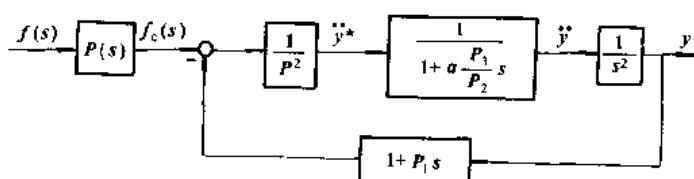


图 5-11-6 理想  $2 + a$  阶预测-跟随系统

$$\frac{\dot{y}^*(s)}{\dot{y}^+(s)} = \frac{1}{1 + \sigma \frac{P_3}{P_2} s} \quad (5-11-29)$$

驾驶员是通过控制转向盘转角  $\delta_{sw}$  来控制汽车转向的, 为使汽车获得上面所示的实际加速度, 驾驶员必须考虑汽车的动态特性式(5-11-12), 及自身的反应滞后特性式(5-11-13), 并采取相应的校正策略, 亦即根据最优侧向加速度  $\ddot{y}^*$  来确定合适的理想转向盘转角  $\delta_{sw}^*$ , 图 5-11-7 给出了驾驶员采用微分校正策略时的预瞄最优曲率模型, 图中传递函数  $C_0(1+T_c s)$  代表微分校正环节, 它的物理意义是驾驶员不但根据最优侧向加速度的大小判断出所需转向盘转角的大小, 还根据所需最优侧向加速度的变化率对理想转向盘转角  $\delta_{sw}^*$  的大小进行超前修正, 且为了使图 5-11-7 的系统尽量接近图 5-11-6 的理想  $2+a$  阶预测-跟随系统, 熟练驾驶员校正参数  $C_0$  和  $T_c$  的大小应满足:

$$C_0(1+T_c s) \doteq (1+T_h s) e^{1/\sigma} \left[ \frac{\dot{y}^*(s)}{\dot{y}^+(s)} \right]^{-1} / \left( 1 + \sigma \frac{P_3}{P_2} s \right) \quad (5-11-30)$$

式中“ $\doteq$ ”表示一阶近似, 从而有:

$$\begin{cases} C_0 \doteq 1/G_{ay} \\ T_c = T_1 - T_{yl} + t_d + T_b - \sigma \frac{P_3}{P_2} \end{cases} \quad (5-11-31)$$

而图 5-11-2, 图 5-11-3 及图 5-11-4 所示的驾驶员模型均为图 5-11-7 所示模型的特例。

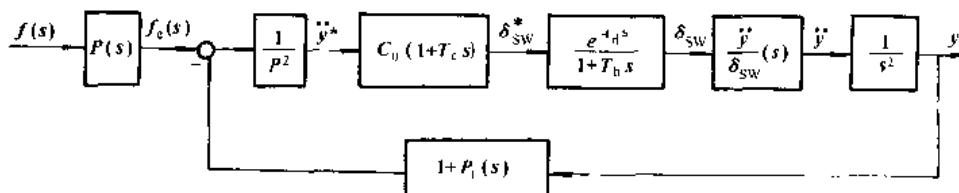


图 5-11-7 驾驶员采用微分校正的预瞄最优曲率模型

图 5-11-8 给出了驾驶员采用侧向加速度反馈校正策略时的预瞄最优曲率模型, 它与图 5-11-7 的区别是由  $\dot{y}^*$  至  $\delta_{sw}^*$  的传递函数改变了, 变成了由  $\dot{y}$  及  $\dot{y}^+$  确定  $\delta_{sw}^*$  的侧向加速度反馈校正环节, 它的物理意义是: 驾驶员不但根据所需的最优侧向加速度判断出所需的最优转向盘转角, 还根据他所感受到的汽车的实际侧向加速度与所需最优侧向加速度的差别随时对最优转向盘转角加以修正。且为了使图 5-11-8 的系统尽量接

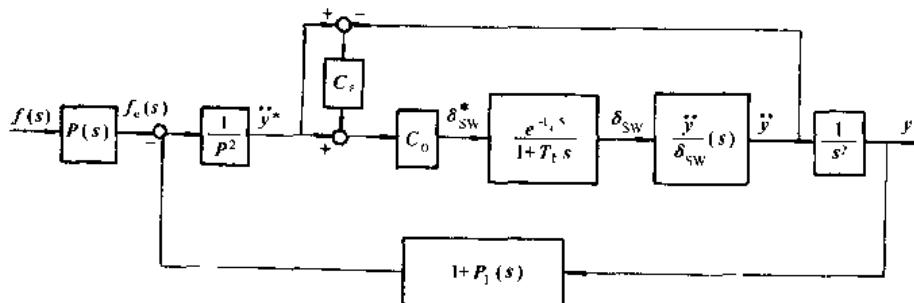


图 5-11-8 驾驶员采用侧向加速度反馈校正的预瞄最优曲率模型

近图 5-11-6 的理想  $2+a$  阶预测-跟随系统, 熟练驾驶员的校正参数  $C_0$  和  $C_a$  应满足:

$$\begin{cases} C_0 = 1/G_{ay} \\ C_a = \frac{aP_2}{P_3} (T_1 - T_{yl} + t_d + T_b) - 1 \end{cases} \quad (5-11-32)$$

综上所述, 驾驶员转向操纵行为模型包括三个环节, 即预瞄环节、校正环节和滞后环节, 其中滞后环节代表驾驶员自身的生理限制, 前两个环节代表驾驶员的积极主动的控制行为, 为定量地描述驾驶员的转向操

纵行为特性,需要确定各环节的特征参数。驾驶员的反应滞后时间通常在0.2~0.3s左右,一般取 $t_d=0.2s$ , $T_b=0.1s$ 。驾驶员的预瞄参数 $P_1$ 、 $P_2$ 、 $P_3$ 不仅取决于驾驶员所采用的预瞄策略,还取决于他对轨道跟踪误差、操纵转向盘的疲劳程度以及安全性的折衷考虑。驾驶员的校正参数 $a$ 、 $C_0$ 、 $T_c$ 或 $C_a$ 不仅与自身的滞后时间及预瞄参数有关,还取决于汽车的动力学特性参数 $G_{av}$ 与 $T_1-T_{y1}$ ,对于少自由度的线性汽车模型,它们可由解析法获得;对于多自由度的或非线性汽车模型,它们可由试验或仿真方法获得。

### 5.11.2 驾驶员-汽车闭环系统的运动性能

下面利用微分校正单点位置预瞄最优曲线模型模拟驾驶员的转向操纵行为,以某轿车为例,分析驾驶员-汽车闭环系统运动的稳定性和操纵性。

由培训驾驶员的过程可知,一个初学驾驶的人往往只注意眼前,即其预瞄时间 $T$ 或相应的预瞄距离很小,从而导致汽车行驶的轨迹左右摇摆即所谓“画龙”,这是由驾驶员操作引起的驾驶员-汽车系统运动不稳定的现象。分析指出,为保证驾驶员-汽车闭环系统的转向运动稳定,每一车速下都存在一个最小预瞄时间 $T_{cr}$ ,车速越高则所要求的 $T_{cr}$ 越大,其数值例子如图5-11-9中的直线所示,图中 $u$ 代表车速。当夜间或雾天行车时,驾驶员视野受到限制,迫使预瞄距离缩短预瞄时间减小,设 $D$ 表示最大预瞄距离,则最大可用预瞄时间 $T_u$ 与车速 $u$ 之间的关系为:

$$T_u = 3.6D/u \quad (5-11-33)$$

上式中 $D$ 的单位为米(m),车速的单位为千米/小时(km/h), $T_u$ 的单位为秒(s)。图5-11-9中给出了 $D=1m$ 、 $5m$ 、 $10m$ 三种情况下 $T_u$ 随车速的变化曲线(虚线),显然,最大预瞄距离 $D$ 一定的条件下,存在一个临界车速 $u_{cr}$ ,即图5-11-9中 $T_{cr} \sim u$ 曲线与 $T_u \sim u$ 曲线交点对应的车速。由于图5-11-9对应的汽车具有不足转向特性,因此这个临界车速是驾驶员-汽车闭环系统的一个运动特征,它不仅与汽车的参数有关,还取决于驾驶员的特性参数和道路的能见度。

为分析汽车参数对驾驶员-汽车闭环系统运动性能的影响,假设驾驶员技术熟练,总能以最优的方式驾驶汽车,这种最优是指以下指标最小:

$$J_1 = \left[ 1 + \left( \frac{T_e}{\hat{T}_e} \right)^2 + \left( \frac{Tu}{\hat{D}} \right)^4 \right] \sqrt{\frac{w_1 J_E^2 + w_2 J_{a_y}^2 + w_3 J_{\delta_{sw}}^2 + w_4 J_s^2}{w_1 + w_2 + w_3 + w_4}} \quad (5-11-34)$$

式中 $J_1$ 代表驾驶员-汽车闭环操纵系统主动安全性综合评价指标; $T_e$ 为校正时间, $T$ 为预瞄时间, $u$ 为车速; $\hat{T}_e$ 为 $T_e$ 的门槛值, $\hat{D}$ 为有效预瞄距离的门槛值,其大小取决于道路的能见度; $J_E$ 为轨道总方差,其大小为

$$J_E = \int_0^\infty \left( \frac{f(t) - y(t)}{\hat{E}} \right)^2 dt \quad (5-11-35)$$

这里 $\hat{E}$ 代表轨道误差( $f(t) - y(t)$ )的标准门槛值,通常取 $\hat{E}=0.3m$ 。 $J_{a_y}$ 为侧向加速度总方差,其大小为:

$$J_{a_y} = \int_0^\infty \left( \frac{a_y(t)}{\hat{a}_y} \right)^2 dt \quad (5-11-36)$$

这里 $a_y(t)$ 为汽车重心处的侧向加速度, $\hat{a}_y$ 表示侧向加速度的标准门槛值,通常取 $\hat{a}_y=0.3g$ ( $g$ 为重力加速度)。 $J_{\delta_{sw}}$ 为转向盘角速度总方差,其大小为:

$$J_{\delta_{sw}} = \int_0^\infty \left( \frac{\dot{\delta}_{sw}(t)}{\hat{\delta}_{sw}} \right)^2 dt \quad (5-11-37)$$

这里 $\dot{\delta}_{sw}(t)$ 为转向盘角速度, $\hat{\delta}_{sw}$ 为转向盘角速度的标准门槛值,通常取 $\hat{\delta}_{sw}=360^\circ/s$ 。 $J_s$ 为前轮侧向力系数(侧向力与轴载质量之比)总方差 $J_{s1}$ 与后轮侧向力系数总方差 $J_{s2}$ 中的较大者,其大小为:

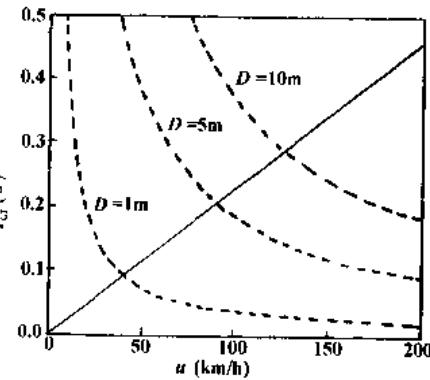


图 5-11-9 最小预瞄时间与车速间关系

$$\begin{aligned} J_s &= \max\{J_{s1}, J_{s2}\} \\ J_{s1} &= \int_0^\infty \left( \frac{S_1(t)}{\hat{S}_1} \right)^2 dt \\ J_{s2} &= \int_0^\infty \left( \frac{S_2(t)}{\hat{S}_2} \right)^2 dt \end{aligned} \quad (5-11-38)$$

这里  $S_1(t)$  和  $S_2(t)$  分别为前、后轮侧向力系数,  $\hat{S}_1$  和  $\hat{S}_2$  为其标准门槛值, 通常取  $\hat{S}_1 = \hat{S}_2 = 0.2 \sim 0.4 g$  (在滑路上可取为  $0.2 g$ ),  $w_1 \sim w_4$  为相应的权系数。

各个总方差都有明确的物理意义。轨道总方差  $J_E$  代表驾驶员-汽车系统跟随预期轨道的精度, 是保证行车安全的最重要的指标; 侧向加速度总方差  $J_y$  代表行驶过程中侧向加速度的相对大小, 它关系到是否容易翻车; 转向盘角速度总方差  $J_{\delta_w}$  代表驾驶员的忙碌程度(体力负担), 它间接地影响行车安全; 前后轮侧向力系数总方差中的较大者  $J_s$  代表前后轮侧向力对附着力的相对大小, 它关系到是否容易侧滑; 权系数  $w_1 \sim w_4$  可以这样选取: 对于重心高度较高的载货汽车, 可取  $w_1 = w_2 = w_3 = w_4 = 1$ ; 对于重心高度较低的轿车, 可取  $w_2 = 0, w_1 = w_3 = w_4 = 1$ 。

图 5-11-10 给出了某轿车稳定性因数  $K$  变化时评价指标  $J_T$  的变化曲线, 这里  $K$  由考虑了转向系综合刚度及前后悬架侧倾转向效应的前后轮综合侧偏刚度算得, 图 5-11-10 中实线为通过改变前悬架侧倾转向系数  $E_t$  实现  $K$  值变化的曲线, 两种虚线分别为通过改变后悬架侧倾转向系数  $E_r$  及质心位置  $al$  (汽车质心至前轴距离与轴距之比) 实现  $K$  值变化的曲线。由图 5-11-10 可见, 三条曲线都说明  $K$  值不是越大越好, 也不是越小越好, 而是有个最佳值, 这说明汽车的不足转向值要适当, 才能获得优良的驾驶员-汽车闭环操纵性能。图 5-11-10 也说明, 不能简单地用不足转向值的大小作为衡量汽车性能的尺度, 因为同一个  $K$  值(例如当  $K = 2.0 \times 10^{-3} s^2/m^2$  时) 对应的三条曲线上的  $J_T$  值是不同的。

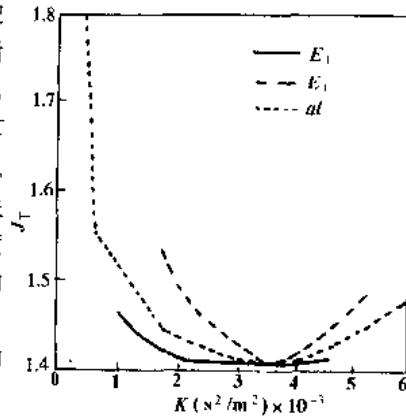


图 5-11-10 稳定性因数  $K$  对驾驶员-汽车闭环系统操纵性能的影响

## 参 考 文 献

1. 郭孔辉. 汽车操纵动力学. 长春: 吉林科学技术出版社, 1991.
2. 社团法人自动车技术会. 自动车技术ハンドブック.
3. Konghui Guo and Lei Ren. A Unified Semi-Empirical Tire Model with Higher Accuracy and Less Parameters. SAE Technical Paper, 1991, 1 ~ 4 March.
4. Guo K, Sui J. A theoretical Observation on empirical expression of tire shear forces. Proc of 14th IAVSD Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Ann Arbor, 1995.
5. 郭孔辉. 各向摩擦系数不同条件下轮胎力学特性统一理论模型. 中国机械工程, 1996, 7(4).
6. Konghui Guo, Lei Ren, Yongping Hou. A Non-steady Tire Model for Vehicle Dynamics Simulation and Control. 4th International Symposium on Advanced Vehicle Control. 1998, 9. Nagoya Japan Paper 060.
7. 郭孔辉. 关于悬架稳定性及其分析法问题的探讨. 第一届中国汽车年会论文集, 1993, 8.
8. 社团法人自动车技术会. 自动车工学便览, 1974.
9. Lin, B. Z. and Guo, K. H. Analysis and optimization of handling performance of a car performing a lane-change manoeuvre. Int. J. of Vehicle Design, Vol. 19, No. 2, pp. 199 - 212. 1998.
10. 郭孔辉, 林柏忠, 刘明辉. 高速汽车侧风响应仿真与影响侧风稳定性的结构参数分析. 吉林工业大学学报, 1994 年第 4 期.
11. 安部正人. 自动车の运动と制御. 山海堂, 1992.

12. M. Abe. A Theoretical Analysis on Vehicle Cornering Behaviors in Acceleration and in Braking, Proc. 9th IAVSD Symposium, 1985, 6.
13. [德]M. 米奇克. 汽车动力学, C 卷(第二版). 陈荫三译. 北京: 人民交通出版社, 1997.
14. Bosch. Automotive Handbook, 1996.
15. J. P. Pauwelussen, H. B. Pacejka, Smart Vehicle, Swets & Zeitlinger, 1995.
16. 佐野ほか: 後輪舵角をハンドル角の関数で制御する四輪操舵システム, 自动车技术会学讲演会前刷集 861032, p. 169 - 174(1986).
17. 佐藤ほか: ヨーレート・フィードバックによる後輪操舵の前後輪操舵車の运动特性について, 第9回交通安全公害研究所讲演, 1979.
18. 佐藤ほか: ヨーレート・フィードバックによる後輪操舵の前後輪操舵車の运动特性について, 交通安全公害研究所讲演集.
19. 阿賀ほか: アクティブ・コントロール技术による自动车の操・安性の向上, 自动车技术会学术讲演会前刷集 842058, p. 307-310(1984).
20. 山本ほか: 後輪のアクティブ制御による操舵 答特性・外乱安定性の向上, 自动车技术会学术讲演会前刷集 892128, p. 177 - 180(1989).
21. 永井ほか: 反想モデル追从制御による四輪操舵車の性能解析, 日本机械学会论文集(C编), Vol. 53, No. 496(1987).
22. 水井ほか: 反想モデル追从制御による四輪操舵システムの研究, 自动车技术会学术讲演会前刷集 872087, p. 455 - 460(1987).
23. 水井ほか: 反想モデル追从制御による四輪操舵システムの研究(第1报: 制御系设计と闭ループ特性), 自动车技术会论文集, No. 39(1988).
24. 寺西ほか: 反想モデル追从制御による四輪操舵システムの研究(第3报: 模型车による実験結果), 自动车技术会学术讲演会前刷集 891070, p. 287 - 290(1989).
25. 藤代: モデル追从制御と四輪操舵車, 自动车技术, Vol. 42, No. 3(1988).
26. 金井ほか: 四輪操舵車の研究動向, 計測と制御 Vol. 28, No. 3(1989).
27. 川原崎ほか: 日产油田アクティブサスペンションの開発, 自动车技术会学术讲演会前刷集 892132P-183-196(1989).
28. 田中ほか: アクティブ制御サスペンション, 自动车技术, Vol. 41, No. 5(1987).
29. K. Guo. A Study of a Phase Plane Representation for Identifying Vehicle Behavior, Proc of the 9th IAVSD Symposium, Linkoping, 1985.
30. 余志生. 汽车理论. 北京: 机械工业出版社, 1981.
31. D. J. Bickertaff. The handling properties of light trucks, SAE Paper 760710.
32. 伊丹ほか: セミトレーラ制動時の安定性, 三菱重工技報, Vol. 10. No. 3, p. 6(1973).
33. 近森ほか: セミトレーラの操縦性安定性試験法に関する一考察, 三菱重工技報, Vol. 10. No. 1, p. 86 - 91(1973. 1).
34. D. T. McRuer. A Review of Quasi-Linear Pilot Models. IEEE Trans. No. 5, Sept. 1967.
35. D. T. McRuer et al. New Approaches to Human-Pilot/vehicle Analysis. Systems Technology Inc. Report AFFDL-TR-67-150, Feb. 1968.
36. R. N. Reddy and J. R. Ellis Contribution to the Simulation of Driver-Vehicle-Road System. SAE Paper 810513.
37. C. C. MacAdam. An Optimal Preview Control for Linear Systems. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 1980, 9.
38. C. C. MacAdam. Application of an Optimal Preview Control for Simulation of Closed-Loop Automobile Driving. IEEE Trans on System, Man and Cybernetics, Vol. SMC 11, NO. 6, 1981, 6.
39. 郭孔辉. 驾驶员-汽车闭环系统操纵运动的预瞄最优曲率模型. 汽车工程, 1984, No. 3.

40. K. H. Guo and P. S. Fancher. Preview-Follower Method for Modeling Closed-Loop Vehicle Directional Control. Paper on 19th Annual Conference on Manual Control, May 23 – 25, 1983, Cambridge, Massachusetts.
41. Guo, K. H. Modeling Closed-loop Directional Control System by an Optimal Concept. Proceedings of Spring Convention of JASE, Paper 841016, May, 1984, Tokyo .
42. Gou, K. H. and Guan, H. Modeling of Driver-Vehicle Directional Control System. Vehicle System Dynamics, Vol. 22, No. 3-4, pp 141-184. 1993.
43. 郭孔辉.人-车-路闭环操纵系统主动安全性的综合评价与优化设计.汽车技术,1993, No.4.
44. 郭孔辉.预瞄跟随理论与人-车闭环系统大角度操纵运动仿真.汽车工程,1992, No.1.
45. T. Maeda, et al. Performance of Driver-Vehicle System in Emergency Avoidence. SAE Paper 770130.

# 6 汽车振动和平顺性

## 6.1 汽车振动

### 6.1.1 汽车振动的常用分析方法

汽车运动时,会遇到各种外力的干扰,引起多种复杂的振动。汽车作为一般机械,分析其振动可用如下几种方法。

#### 6.1.1.1 拉格朗日方程

对于振动系统,如果能用函数形式写出其势能及动能的表达式,可以用拉格朗日方程。

设由  $n$  个质点组成的系统,其  $n$  个独立的广义坐标为  $q_1, q_2, \dots, q_n$ ,若系统的约束条件是定常的,则系统的动能可表示为:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n m_i \dot{q}_i \dot{q}_j$$

系统的势能可表示为:

$$V = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n k_{ij} q_i q_j$$

如果写成矩阵形式,为:

$$\begin{aligned} \{\dot{q}\} &= \begin{Bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \vdots \\ \dot{q}_n \end{Bmatrix} \text{ 广义坐标列阵} \\ [M] &= \begin{bmatrix} m_{11} & \cdots & m_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ m_{n1} & \cdots & m_{nn} \end{bmatrix}^{-1} \text{ 质量矩阵} \\ [K] &= \begin{bmatrix} k_{11} & \cdots & k_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{n1} & \cdots & k_{nn} \end{bmatrix} \text{ 刚度矩阵} \end{aligned}$$

则有:

$$T = \frac{1}{2} \{\dot{q}\}^T [M] \{\dot{q}\}$$

$$V = \frac{1}{2} \{q\}^T [K] \{q\}$$

令  $L = T - V$ , 表示质点系的动能与势能之差,称为拉格朗日函数,于是有:

$$\frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right] - \frac{\partial L}{\partial q_i} = 0 \quad (6-1-1)$$

这就是保守系统的拉格朗日方程。

由拉格朗日方程,得:

$$[M]\ddot{q} + [K]q = 0$$

上列方程就是无阻尼多自由度系统自由振动的运动微分方程一般形式。

对于有阻尼系统利用表征系统阻尼性质的物理量耗散函数  $\Phi = \frac{1}{2}[\dot{q}]^T[C][\dot{q}]$  来考虑线性阻尼的影响,再利用拉格朗日方程,可得有阻尼多自由度系统振动运动微分方程的一般形式:

$$[M]\ddot{q} + [C]\dot{q} + [K]q = f$$

式中:  $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ ——分别是质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵;

$f$ ——激振力。

### 6.1.1.2 有限元法

计算机技术的发展,为复杂结构振动的分析提供了新的途径,发展了另一种更为实用而先进的方法——有限元法。

有限元法的基本思想是把连续体视为由有限个基本单元在结点处彼此相连接的组合体,把具有无穷多个自由度的连续结构振动问题变成为有限多个自由度的振动问题。有限元法的分析过程可以归纳为结构离散化、单元特性分析、坐标变换、边界条件处理和结构综合这几个基本步骤。

有限元法分析过程非常程式化,整个分析过程实现全部由计算机来完成。利用先进的有限元分析软件,依据其功能,适当地选取基本单元类型(板单元、梁单元等),网格疏密程度,并确定边界条件,建立起能充分反映出其几何形状、力学特性的有限元模型,如图 6-1-1 所示,即可自动形成质量矩阵  $[M]$ 、刚度矩阵  $[K]$  和阻尼矩阵  $[C]$ 。

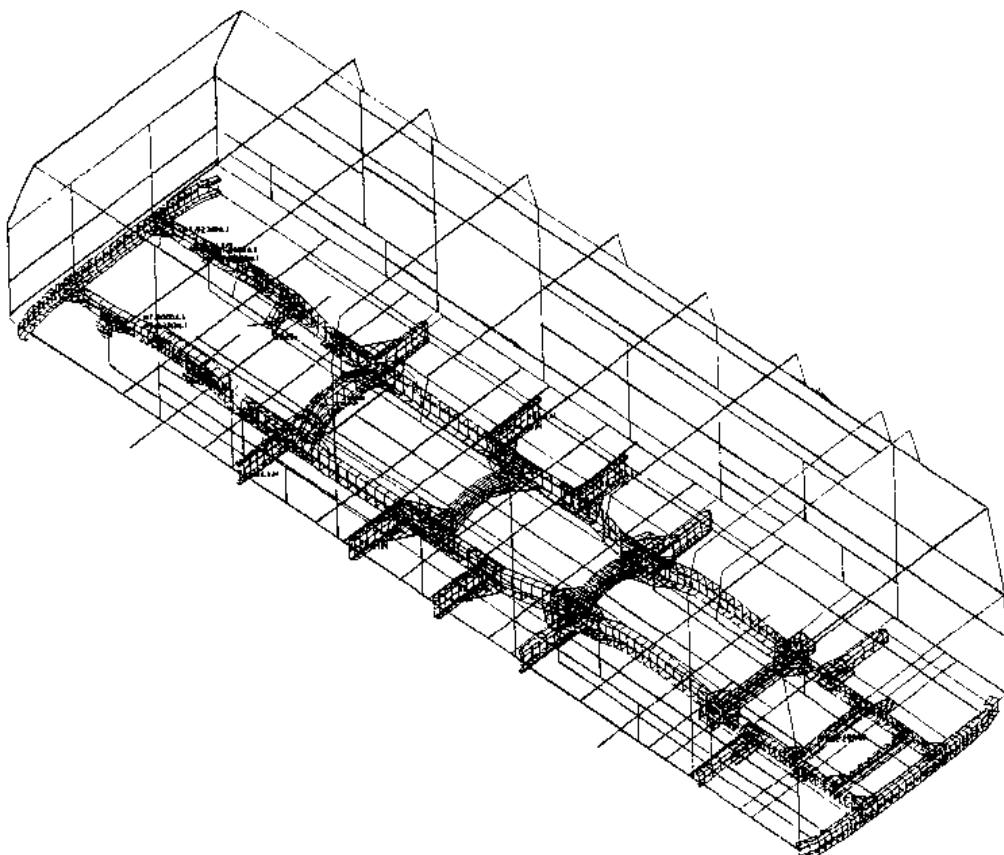


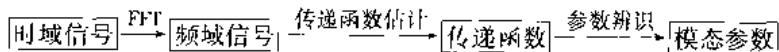
图 6-1-1 汽车车身骨架-车架有限元模型

### 6.1.1.3 试验模态分析

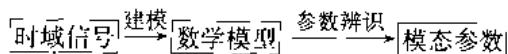
如果复杂构件难以离散化,就要利用模态分析技术来建立振动系统的数学模型。

通过模态分析的试验方法识别出振动系统的模态参数,即系统的固有频率、振型及阻尼,从而建立起分析模型。常用的模态参数识别方法有频域法和时域法,两者分析路线不同,如下列框图所示。

频域法:



时域法:



#### 1) 频域法

当对某一结构作激励,同时拾取激励点及响应点的时域信号,这些信号经模数(A/D)转换与快速富里叶(FFT)变换,变成频域信号,然后将频域数字信号进行运算,求得频响函数(传递函数),再按参数辨识方法辨识出模态参数。频域识别中曲线拟合法是当今模态参数识别的非常有效的方法。由于振动运动方程在频域内为代数方程形式,因此在频域内识别比较方便,此外从频域中识别阻尼和固有频率等参数比较直观,所以频域法发展较早,且较为成熟。

#### 2) 时域法

时域法比频域法发展较晚,20世纪70年代中Ibrahim首先提出由系统的自由衰减振动时域模型来识别系统模态参数(ITD法),从而推动了时域模态参数辨识方法的发展。ITD法的特征就是利用结构自由响应采样数据建立特征矩阵的数学模型,通过求解特征矩阵方程求得特征值和特征向量,再利用模态频率和模态阻尼与特征值之间的关系求得振动系统的模态频率及模态阻尼比。

时域识别是直接利用输入、输出的时间历程数据进行识别的,甚至可直接利用运行测试数据或环境激振响应数据进行识别,识别的方法还有ARMA时序法等。

### 6.1.1.4 动态子结构法——模态综合

对于大型复杂结构要作振动分析时,无论是试验还是计算,都是很艰巨的任务,工作量很大,采用动态子结构法,就可减小计算工作量或试验难度。

动态子结构方法主要有两大类:一类是利用子结构的传递特性建立起来的连接方法,称为机械导纳综合方法;另一类是利用子结构的模态特性和模态坐标建立起来的连接方法,称为模态综合法。

模态综合法的具体步骤如下:

①将整体结构分割为若干个子结构,子结构之间相互连接处称为界面

②建立子结构的模态集及模态坐标,模态集可以通过分析或试验方法得到,令 $[\phi]$ 为子结构模态矩阵,利用 $[\phi]$ 建立子结构物理坐标 $|x|$ 与模态坐标 $|p|$ 的联系(第一次坐标变换),有:

$$|x| = [\phi] |p| \quad (6-1-2)$$

③利用子结构界面上的连接条件(协调方程)将所有子结构的没有耦联的模态坐标 $|p|$ 变换到系统的耦联的广义坐标 $|q|$ 上,实现第二次坐标变换

$$|p| = [\beta] |q| \quad (6-1-3)$$

④将系统运动方程的解通过式(6-1-2)或式(6-1-3)两次坐标变换返回到物理坐标 $|x|$ 上,从而得到所需要的解。

在实际分析中,当子结构只取有限模态时,高阶模态的截断将影响组合结构的精度。为了弥补模态截断的影响,可用剩余柔度加以改进。

### 6.1.2 汽车发动机振动

发动机受其自身或来自地面的干扰,将在其支承上发生振动。

### 6.1.2.1 发动机在车架上的自由振动

为了减少发动机振动对车架的影响,汽车发动机都是用弹性支承安装在车架上的。汽车发动机的弹性支承一般都采用如图 6-1-2 所示的橡胶垫,安装时它的一端固定在发动机上,而另一端固定在车架上。橡胶垫在空间三维方向上都有弹性,但由于发动机的各支点位置相距较远,故常略去支承垫的扭转弹性,而把橡胶垫简化为沿空间三个有弹性轴的弹簧,此三轴称为橡胶垫的弹性主轴。当作自由振动分析时,阻尼可略去,常把橡胶垫假设为一种无阻尼的线性弹性元件,于是,发动机悬置系统,可简化为如图 6-1-3 所示的力学模型,并设定车架为绝对刚性,具有无限质量。

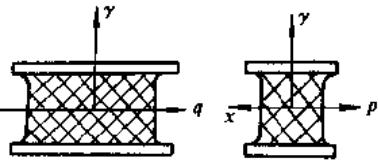
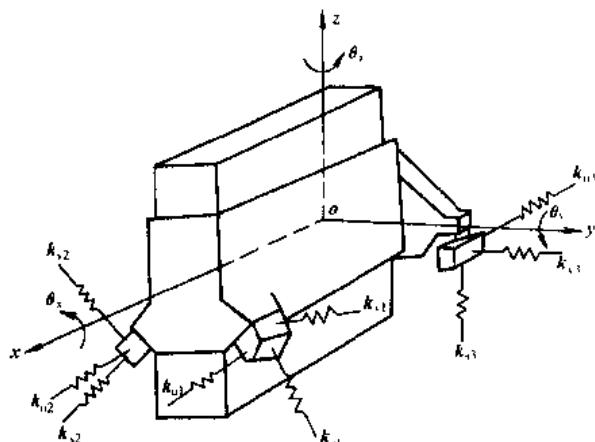
图 6-1-2 橡胶垫及其弹性主轴中  $p, q, y$ 

图 6-1-3 发动机悬置系统

从隔振的角度,汽车发动机总成及其悬置所组成的弹性系统,其固有频率通常为 6~20Hz,在此频率范围内发动机的振动只存在刚体模态,因此可以把发动机总成简化为空间刚体,其位置可用质心的 3 个直角坐标  $x, y, z$  以及绕过质心平行于定坐标轴的 3 个动坐标轴转角  $\theta_x, \theta_y, \theta_z$  来表示,因而发动机总成具有 6 个自由度,其广义坐标列矢量为:

$$\{q\}^T = [x \ y \ z \ \theta_x \ \theta_y \ \theta_z]$$

用拉格朗日方程可导出其 6 个振动微分方程,写成矩阵形式如下:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = 0$$

其中:

$$[M] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_x & -J_{xy} & -J_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & -J_{yx} & J_y & -J_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & -J_{zx} & -J_{zy} & J_z \end{bmatrix}$$

式中:  $m$ ——发动机总质量;

$J_x, J_y, J_z$ ——发动机的转动惯量;

$J_{xy}, J_{yz}, J_{zx}$ ——发动机的惯性积。

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & \cdots & K_{16} \\ K_{21} & K_{22} & & \vdots \\ \vdots & & & \\ K_{61} & \cdots & & K_{66} \end{bmatrix}$$

矩阵  $[K]$  中各元素  $K_{11}, K_{22}, \dots$  等计算公式见式(6-1-4), 支承橡胶垫布置后, 其弹性主轴的方向余弦见表 6-1-1:

$$\left. \begin{aligned} K_{11} &= \sum k_{11}, K_{22} = \sum k_{22}, K_{33} = \sum k_{33}, \\ K_{44} &= \sum (k_{22}c^2 + k_{33}b^2 - 2k_{23}bc), \\ K_{55} &= \sum (k_{33}a^2 + k_{11}c^2 - 2k_{13}ca), \\ K_{66} &= \sum (k_{11}b^2 + k_{22}a^2 - 2k_{12}ab), \\ K_{12} &= \sum k_{12}, K_{14} = \sum (k_{13}b - k_{12}c), \\ K_{15} &= \sum (k_{11}c - k_{13}a), K_{23} = \sum k_{23}, \\ K_{24} &= \sum (k_{23}b - k_{21}c), \\ K_{25} &= \sum (k_{12}c - k_{23}a), \\ K_{13} &= \sum k_{13}, K_{34} = \sum (k_{33}b - k_{23}c), \\ K_{35} &= \sum (k_{13}c - k_{33}a), \\ K_{16} &= \sum (k_{12}a - k_{11}b), \\ K_{26} &= \sum (k_{22}a - k_{12}b), \\ K_{36} &= \sum (k_{23}a - k_{13}b), \\ K_{45} &= \sum (-k_{12}c + k_{23}a + k_{13}b)c - k_{33}ab, \\ K_{56} &= \sum (k_{12}c - k_{23}a + k_{13}b)a - k_{11}bc, \\ K_{46} &= \sum ((k_{12}c + k_{23}a - k_{13}b)b - k_{22}ca), \\ k_{11} &= k_p l_1^2 + k_q l_2^2 + k_r l_3^2, k_{23} = k_{32} \\ &= k_p m_1 n_1 + k_q m_2 n_2 + k_r m_3 n_3, \\ k_{22} &= k_p m_1^2 + k_q m_2^2 + k_r m_3^2, k_{31} = k_{13} \\ &= k_p n_1 l_1 + k_q n_2 l_2 + k_r n_3 l_3, \\ k_{33} &= k_p n_1^2 + k_q n_2^2 + k_r n_3^2, k_{12} = k_{21} \\ &= k_p l_1 m_1 + k_q l_2 m_2 + k_r l_3 m_3 \end{aligned} \right\} \quad (6-1-4)$$

表 6-1-1 弹性胶垫的弹性主轴方向余弦

弹性主轴	坐标轴系			
		X	Y	
	P	$l_1$	$m_1$	$n_1$
	Q	$l_2$	$m_2$	$n_2$
$\gamma$		$l_3$	$m_3$	$n_3$

### 6.1.2.2 发动机的干扰力和力矩

#### 1) 惯性力引起的干扰力

曲柄连杆机构在运动过程中产生的惯性力是使发动机产生强迫振动的一个原因。

其惯性力是由旋转质量和往复质量所引起的。它变化的频率和发动机角速度  $\omega$  有关。可分成一级和二级。

对于直列单缸发动机, 旋转质量  $m_1$  的离心惯性力为一级, 其沿  $x$  和  $y$  轴的干扰力的分量是:

$$\begin{cases} P_x = m_1 r \omega^2 \cos \omega t \\ P_y = -m_1 r \omega^2 \sin \omega t \end{cases}$$

往复质量  $m_2$  的惯性力  $P_j$  由一级和二级惯性力组成(忽略二阶以上的惯性力):

$$P_j = P_{j1} + P_{j11}$$

即:

$$P_j = -m_2 r \omega^2 (\cos \omega t + \lambda \cos 2\omega t)$$

$$\lambda = r/l$$

多缸直列汽车发动机, 作用在整个缸体上的干扰力, 应是各个单缸体干扰力组成的一组空间力系, 如图 6-1-4 所示, 此力系可简化为图 6-1-5 所示的受力情况。由于气缸和曲柄布置的不同, 各缸惯性力相互合成或

抵消的结果,整个气缸会表现出不同的干扰力并可能形成干扰力矩。

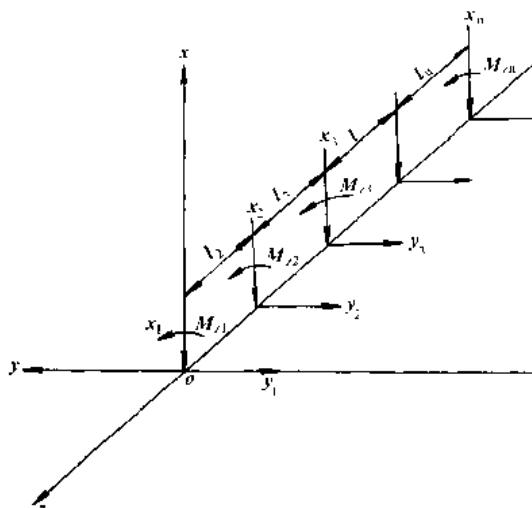


图 6-1-4 多缸直列汽车发动机受力情况

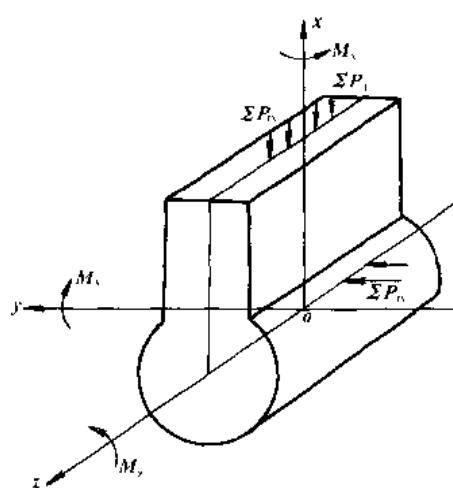


图 6-1-5 缸体受力情况

表 6-1-2 中列出几种不同缸数和布置的发动机存在的一级和二级不平衡惯性力和力矩。

表 6-1-2 不同缸数和布置的发动机存在的一级和二级不平衡惯性力和力矩

发动机型式 (四冲程)	曲柄布置	惯性力		力矩		发火次序
		1 级	2 级	1 级	2 级	
三缸直列	1 3 2			✓	✓	1-2-3
四缸直列	1 4 2 3	垂直				1-3-4-2 1-2-4-3
五缸直列	2 1 3 4 5			✓	✓	1-4-3-2-5
六缸直列	1.6 5.2 3.4					1-5-3-6-2-4
V6 120°	1 3 2			✓	✓	左 1 3 2 右 1 3 2
V8 90°	3 2 4		✓ (可以平衡掉)			左 1 4 3 2 右 1 4 2 3
八缸直列	1 3 2 4					1-6-2-5-8-3-7-4

### 2)发动机工作过程不均衡引起的干扰力矩

发动机经过进气、压缩、气体爆发(膨胀)、排气各过程，气缸内压力在周期性地变化，因此，作用在曲轴上的转矩亦呈周期性变化，成为很重要的干扰力矩。这个干扰力矩就单缸发动机来说，是曲柄转角 $\alpha$ 的周期函数。对于二冲程发动机，其周期是曲轴转一周( $360^\circ$ )的时间，而对于四冲程发动机则应是转两周( $720^\circ$ )的时间，利用富里叶分解可以把周期性变化的干扰力矩展开成富里叶级数，它是转矩的平均值 $M_0$ 和一系列具有不同振幅、不同频率、不同初相位的简谐力矩之和，若以发动机的角速度 $\omega_e$ 来表示其圆频率，则发动机转矩 $M_e$ 可写成：

$$M_e = M_0 + \sum M_r \sin(r\omega_e t + \phi_r)$$

式中 $r$ 为谐量阶次，对于单缸二冲程发动机， $r=1, 2, 3, \dots$ ；对于单缸四冲程发动机则 $r=0.5, 1, 1.5, 2, \dots$ ；而对于多缸发动机来说，其干扰力矩应是各单缸发动机谐量的代数和。由于各缸工作时间不同，某些简谐分量将被抵消，结果，对于直列四冲程四缸发动机其谐量阶次 $r=2, 4, 6, \dots$ ，直列六缸发动机， $r=3, 6, 9, \dots$

因此，一般直列四冲程发动机，其干扰力矩主谐量的频率可用下式计算：

$$f = \frac{n \cdot i}{120} \quad \text{Hz}$$

式中： $n$ ——发动机转速，r/min；

$i$ ——发动机缸数。

### 6.1.2.3 发动机悬置的设计

#### 1)发动机悬置的隔振分析

设计发动机悬置的目的是控制发动机激振力向底盘的传递，使悬置起到隔离振动的作用。发动机悬置系统隔振效果的好坏，主要是看支承处响应的大小，其数量指标是隔振系数，或传递率 $T$ ，即传给车架的激振力百分比，当 $T < 1$ 时，悬置才能起到隔振的作用。下面用单自由度模型来说明这个结论和应满足的条件。

如图6-1-6所示，若发动机作为单自由度系统，在干扰力 $F(t) = F_0 \sin \omega t$ 作用下，发动机传到车架上的合力的最大值 $F_{\max}$ 由下式计算：

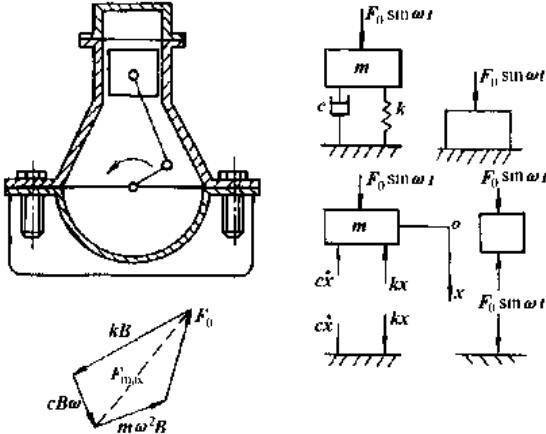


图 6-1-6 发动机隔振原理

$$F_{\max} = \max \{ \sqrt{(kx)^2 + (c\dot{x})^2} \} = \frac{\sqrt{1+4\xi^2\lambda^2}}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2+4\xi^2\lambda^2}} F_0$$

$$n = \frac{c}{2m} \quad p^2 = \frac{k}{m}$$

$$\lambda = \frac{\omega}{p} \quad \xi = \frac{n}{p}$$

隔振系数 $T$ 定义为：

$$T = \frac{F_{\max}}{F_0} = \frac{\sqrt{1+4\xi^2\lambda^2}}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2+4\xi^2\lambda^2}} \quad (6-1-5)$$

只有当 $T < 1$ 时，才有隔振效果，且 $T$ 越小，隔振效果越好。图6-1-7所示为根据式(6-1-5)绘出的 $T$ 随频率比 $\lambda$ 变化的曲线，由此曲线可看出：不论阻尼大小，只有当频率比 $\lambda > \sqrt{2}$ 时，才有隔振效果。

在对实际发动机悬置系统作隔振分析时，若通过计算支承响应来确定隔振系数，因为图6-1-3中模型忽略了车架(或车身)的影响，其计算误差较大。现多采用合理安排系统6个(主要是3个)固有频率，有效地实现隔离来自发动机及地面激励引起的振动。其基本要求如下：

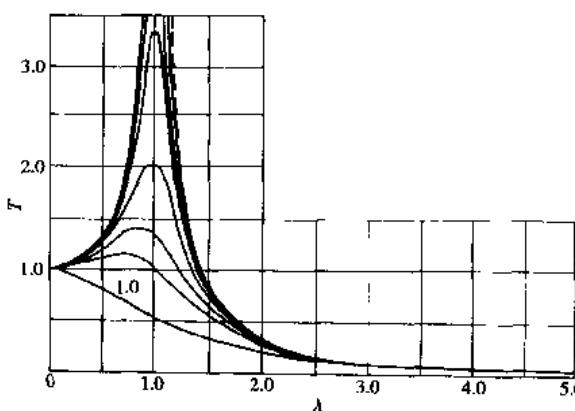


图 6-1-7 隔振系曲线

对发动机悬置参数进行优化设计,可以从不同的角度提出目标函数和约束条件来建立不同的数学模型,这些工作均与振动分析有关。

长期以来一直是以发动机固有频率为目标,以支承位置和支承刚度为变量进行优化的,它不涉及任何响应计算,只要求系统的固有频率有一合理的安排,而且要求系统的各振动模态尽量不耦合,使系统容易避开共振区。这种方法进行优化的好坏,仍取决于以往的经验。目前已能对悬置系统作比较精确的振动分析,发动机的隔振计算也有较为可靠的理论基础。理论和实践都表明:由于发动机的激振力并不作用在所有广义坐标上,且系统各模态并不完全耦合,故当发动机的激振频率接近于系统的各固有频率时,不一定都会造成共振。此外,即使发动机处在共振状态,由于各模态响应的综合结果,发动机上各点响应大小也并不完全一样。这说明即使发动机在共振区附近工作时,也有可能在发动机上选择到合适的支承位置,以达到较好的隔振效果。因此若模型精确,使支承处的响应最小作为优化设计的目标将是可取的。在这种情况下仍应对系统的固有频率作适当的控制,因为在满足怠速工况,支承响应最小的前提下,在优化过程中可能会出现系统的某些固有频率很低的情况,甚至可能与汽车前部悬挂质量的振动频率发生共振,也可能出现系统的某些固有频率很高,大大高于怠速工况的激振频率而接近于常用工作转速下的激振频率,使得汽车在常用车速范围内隔振效果很差,因此,对系统的固有频率上下限应有所规定。此外,发动机总成系统的某些频率可能与汽车上一些别的总成发生共振,对这样一些频率的范围也要有所控制。

### 3) 发动机悬置的布置和橡胶减振垫的形状。

汽车发动机常采用三点悬置或四点悬置,典型的布置方式如表 6-1-3 所示。常用的橡胶减振垫的形状如表 6-1-4 所示。由此可见,不同的形状,其各方向的弹性系数相差较大,因此,应根据发动机悬置系统特点来选择橡胶减振垫的形状。

表 6-1-3 FF 汽车发动机悬置的布置

序号	名称	图例
1	四点悬置	
2	对称三点悬置	

续上表

序号	名称	图例
3	不对称三点悬置	

表 6-1-4 橡胶减振垫的形状

名称	形状	弹性系数比	名称	形状	弹性系数比
柱形		$k_x/k_z = 0.1 \sim 0.2$ $k_y/k_z = 0.1 \sim 0.2$	V型		$k_x/k_z = 0.25$ $k_y/k_z = 0.5$
盒形		$k_x/k_z = 0.1 \sim 0.2$ $k_y/k_z = 0.1 \sim 0.2$	复合型		$k_x/k_z = 1$ $k_y/k_z = 5$
带隔板柱型		$k_x/k_z = 0.05 \sim 0.1$ $k_y/k_z = 0.05 \sim 0.1$	筒形		$k_x/k_z = 3 \sim 10$ $k_y/k_z = 3 \sim 10$
复合		$k_x/k_z = 0.3$ $k_y/k_z = 0.6$	带孔盒型		$k_x/k_z = 0.1 \sim 0.2$

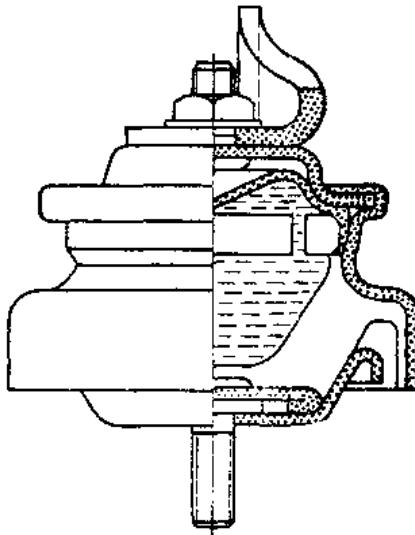
#### 4) 液体阻尼橡胶支承

虽然发动机悬置橡胶垫结构简单、价格低廉,能基本满足设计性能要求,但其性能仍不理想,不能满足人们对隔振和控制振动的更高要求。理想的发动机悬置特性应该是这样:

在低频时应有大的阻尼,防止发动机起动过程中有过大的振动;在高频作用时,应有小的阻尼以减小振动的传递,降低噪声;当发动机有大的幅度晃动时,阻尼应较大,振幅小时阻尼应较小。

悬置的动态刚度,随着频率的增加,刚度宜减小,可以减小噪声。当发动机有较大幅度振动时,动刚度也要减小,可以减小振动传递,以提高乘坐舒适性。

上述理想情况,只有液体阻尼橡胶支承(图 6-1-8)可能做到。20世纪 80 年代起国外轿车开始采用液体阻尼橡胶支承,现今我国部分中高档轿车也有使用。



### 6.1.3 汽车传动系扭转振动

#### 6.1.3.1 传动系扭转振动的当量系统

汽车的动力传动系统实际上是一复杂的弹性体扭转振动系统,有无限自由度。构成系统的组件不但几何形状复杂,而且运动也不相同,除作定轴转动外,还有作往复运动,和作平面运动的构件。这些因素给扭振计算带来了很大的困难,因此在计算之前,必须对实际系统进行简化。

根据简化前后系统的动能和势能保持不变的原则来建立当量系统。图 6-1-9 和图 6-1-10 所示是几个实

图 6-1-8 液体阻尼橡胶支承

际工程问题的简化模型示意。把所有与轴连在一起的运动质量,用一系列具有一定转动惯量的刚性圆盘来代替,并把轴段的转动惯量转化到相邻的圆盘上,或集中在轴的某一个新的圆盘上,把这些只有惯量而无弹性的圆盘,用只有弹性而无惯量的等效圆轴连接起来,就得到了实际系统的当量系统。由于这类简化系统的计算结果与实测的数据很接近,因此这种简化已在工程实际中广泛采用。

### 1) 等效圆盘转动惯量的计算

对于规则形状的物体,可以利用表 6-1-5 中的公式来计算其转动惯量,或通过三维实体造型由计算机软件直接获得;对于形状不规则的物体,例如对于连杆机构和齿轮传动系,则按动能相等的原则进行当量计算(表 6-1-6)。

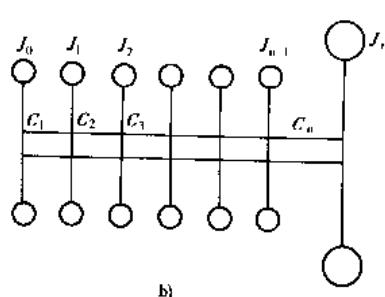
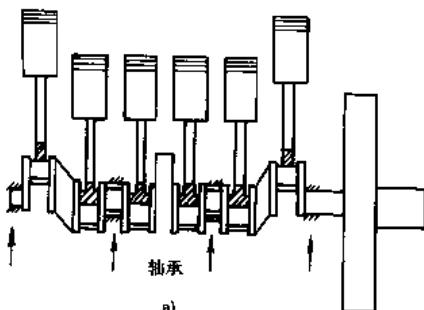


图 6-1-9 柴油发动机当量系统

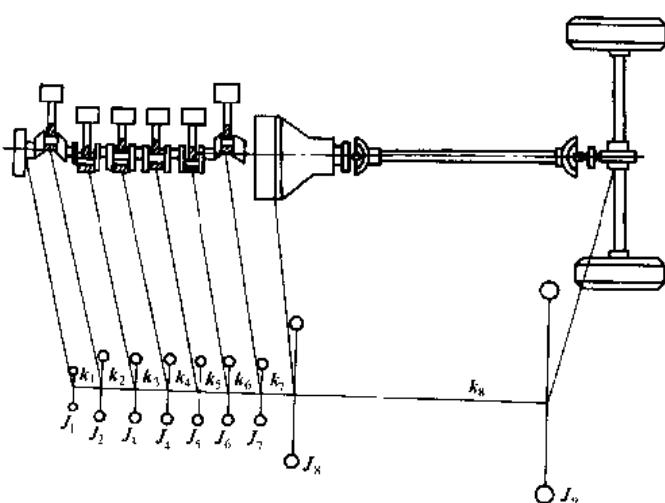


图 6-1-10 汽车传动系的当量系统

表 6-1-5 规则形状物体的转动惯量

质 量	简 图	转 动 惯 量
实心圆柱 $m = \frac{\pi \rho L D^2}{4}$		$J_x = \frac{\pi}{32} \rho L D^4$ $J_y = \frac{\pi \rho L D^2}{192} (3D^2 + 4L^2)$ $J_z = J_x$
空心圆柱 $m = \frac{\pi \rho L (D^2 - d^2)}{4}$		$J_x = \frac{\pi \rho L}{32} (D^4 - d^4)$ $J_y = \frac{\pi \rho L}{64} (D^4 - d^4) + \frac{\pi \rho L^3}{48} (D^2 - d^2)$ $J_z = J_y$

续上表

质 量	简 图	转 动 惯 量
长方体 $m = \rho ABL$		$J_x = \frac{\rho LAB}{12} (A^2 + B^2)$ $J_y = \frac{\rho LAB}{12} (A^2 + L^2)$ $J_z = \frac{\rho LAB}{12} (B^2 + L^2)$
空心长方体 $m = \rho L(AB - ab)$		$J_x = \frac{\rho L}{12} [AB(A^2 + B^2) - ab(a^2 + b^2)]$ $J_y = \frac{\rho L}{12} [AB(A^2 + L^2) - ab(a^2 + L^2)] J_x$ $= \frac{\rho L}{12} [AB(B^2 + L^2) - ab(b^2 + L^2)]$
实心圆台 $m = \frac{\pi \rho l}{12} (D^2 + dD + d^2)$		$J_x = \frac{\pi \rho l}{160} \frac{D^5 - d^5}{D - d}$ $J_y = \frac{\pi \rho l}{320} \left\{ \frac{D^5 - d^5}{D - d} + \frac{L^2[(D + d) + 4D^2d^2]}{D^2 + dD + d^2} \right\}$ $J_z = J_y$
球体 $m = \frac{\pi \rho l D^3}{6}$		$J_x = \frac{\pi \rho D^5}{60}$ $J_y = J_z = J_x$

表 6-1-6 复杂形状物体的转动惯量

名 称	简 图	转 动 惯 量
齿轮传动系		$J_2' = i^2 J_2$ $J_3 = i^2 J_3$ $i = n_2/n_1$
曲柄臂、平衡块等不规则部件		$J = \sum J_i = \sum \frac{\pi \rho}{2} h_i (R_i^4 - r_i^4) \frac{\alpha_i}{360}$ 式中： $R_i$ ——第 $i$ 个圆环的外半径； $r_i$ ——第 $i$ 个圆环的内半径； $h_i$ ——第 $i$ 个圆环的厚度； $\alpha_i$ —— $i$ 个圆环的圆心角

## 2) 等效轴扭转弹性常数的计算

$$K = \frac{1}{e} = \frac{\pi D^4 G}{32 L}$$

式中:  $L$ —等效轴长度;

$D$ —等效轴直径;

$K$ —等效轴的扭转刚度;

$e$ —等效轴的扭转柔度;

$G$ —等效轴的剪切弹性模量。

规则形状物体和复杂形状物体等效扭转弹性常数的计算公式见表 6-1-7 和表 6-1-8。

表 6-1-7 规则形状物体的柔度

轴段名称	简图	柔度
实心圆轴		$e = \frac{32L}{\pi GD^4}$
空心圆轴		$e = \frac{32L}{\pi G(D^4 - d^4)}$
实心圆锥轴		$e = \frac{32LK}{3\pi GD^4}$ $K = \frac{D}{d} \left[ 1 + \frac{D}{d} + \left( \frac{D}{d} \right)^2 \right]$
空心圆锥轴		$e = \frac{32}{3\pi G} \left[ \frac{K'_1 K'_2}{K'_2 D_2^4 - K'_1 d_2^4} \right]$ $K'_1 = \frac{D_2}{D_1} \left[ 1 + \frac{D_2}{D_1} + \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right]$ $K'_2 = \frac{d_2}{d_1} \left[ 1 + \frac{d_2}{d_1} + \left( \frac{d_2}{d_1} \right)^2 \right]$
偏心孔圆轴		$e = \frac{32L}{\pi G} \cdot \frac{K_3}{D^4 - d^4}$ $K_3 = 1 + \frac{16\xi^2 D^2 d^2 + 384\xi^4}{(D^2 - d^2)(D^4 - d^4)}$
矩形截面轴		$e = \frac{32L}{\pi G} \cdot \frac{(a^2 + b^2)}{3.1a^3 b^3}$

### 6.1.3.2 传动系扭转振动的固有特性

对于多圆盘的无阻尼扭振系统,可得扭转振动的运动微分方程组:

$$\left. \begin{array}{l} J_1 \ddot{\varphi}_1 + k_1(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - k_1(\varphi_1 - \varphi_2) + k_2(\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \\ \vdots \\ J_n \ddot{\varphi}_n - k_{n-1}(\varphi_{n-1} - \varphi_n) = 0 \end{array} \right\} \quad (6-1-6)$$

表 6-1-8 复杂形状物体的弹性常数

名 称	简 图	弹 性 常 数
齿轮传动系		$K_2' = l^2 \cdot K_2$ $e_2' = \frac{1}{l^2} \cdot e_2$
单位曲柄		<p>①威尔逊公式:适用于主轴径刚度较小、曲柄臂刚度较大的发动机曲轴  <math>e = \frac{32}{\pi G} \left[ \frac{h_j + 0.4D_j}{D_j^4 - d_j^4} + \frac{h_c + 0.4D_c}{D_c^4 - d_c^4} + \frac{R - 0.2(D_j + D_c)}{h_w B_e^3} \right] \text{ rad/N}\cdot\text{m}</math></p> <p>②卡特尔公式:适用于主轴径和曲柄臂刚度大的汽车、拖拉机发动机曲轴  <math>e = \frac{32}{\pi G} \left[ \frac{h_j + 0.8h_c}{D_j^4 - d_j^4} + \frac{0.75h_c}{D_c^4 - d_c^4} + \frac{1.5R}{h_w B_e^3} \right] \text{ rad/N}\cdot\text{m}</math></p> <p>③苏尔茨公式:适用于大型组合或半组合式曲轴  <math>e = \frac{32}{\pi G} \left[ \frac{h_j + 0.4D_j}{D_j^4 - d_j^4} + \frac{h_c + 0.4D_c}{D_c^4 - d_c^4} + \frac{0.8}{h_w B_e^3} \left( R - \frac{4}{3\pi} \cdot \frac{D_j^2 - d_j^2}{D_j^2 + d_j^2} \right) \right] \text{ rad/N}\cdot\text{m}</math></p> <p>④西马年科公式:适用于主轴径、连杆轴径重迭度大的中、高速发动机曲轴  <math>e = \frac{32}{\pi G} \left[ \frac{h_j + 0.6h_c \left( \frac{D_j}{h_j} \right)}{D_j^4 - d_j^4} + \frac{0.8h_c + 0.2D_c \left( \frac{B_e}{R} \right)}{D_c^4 - d_c^4} + \frac{R}{h_w B_e^3} \sqrt{\frac{R}{D_j}} \right] \text{ rad/N}\cdot\text{m}</math></p> <p>对于大型低速发动机:  <math>H_r = \sqrt[3]{\frac{B_{\max}^3 + B_{\min}^3}{2}}</math></p> <p>对于中、高速发动机:  <math>B_e = \sqrt[3]{\frac{2B_{\max}^3 \cdot B_{\min}^3}{B_{\max}^3 + B_{\min}^3}}</math></p> <p>式中: <math>D_j</math>—主轴颈的外径;  <math>d_j</math>—主轴颈的内径;  <math>h_j</math>—主轴颈的长度;  <math>D_c</math>—连杆轴颈的外径;  <math>d_c</math>—连杆轴颈的内径;  <math>h_c</math>—连杆轴颈的长度;  <math>R</math>—曲柄半径;  <math>h_w</math>—曲柄臂的厚度;  <math>B</math>—曲柄臂的宽度</p>

### 6.1.3.3 传动系扭转振动的干扰力矩

作用在发动机曲轴系统上的周期性干扰力矩，主要来源于以下三个方面：

- ①发动机气缸内燃气爆发压力产生的干扰力矩；
  - ②由于发动机曲柄连杆机构的质量及惯性力产生的干扰力矩；
  - ③由于接受功率的部件所吸收的转矩不是定值而产生的干扰力矩。
- 实际工程应用中，一般只考虑燃气压力所产生的干扰力矩  $M_G$ （参见 6.1.2.1）。

### 6.1.3.4 传动系扭转振动的共振分析

#### 1) 临界转速

当干扰力矩某一简谐分量的频率  $n_{\omega}$  与系统某一阶固有频率相等时，即：

$$n_{\omega} = P_k \quad k = 1, 2, \dots, n - 1$$

此时系统发生共振，振幅将变为无穷大，相应的频率和转速称为临界频率和临界转速。

#### 2) 临界转速谱

发动机在运转过程中，每个曲柄上作用的干扰力矩的各次圆频率  $n_{\omega}$  与其工作频率  $N_r$  和发动机转速  $n$  间存在如下关系：

$$n_{\omega} = r \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi N_r}{60}$$

$$m = N_r$$

对于一定的简谐力矩（ $r$  为一定值），其工作频率  $N_r$  随发动机转速成正比例变化。图 6-1-11 中通过坐标原点的各条射线，就是各次简谐力矩的工作频率随转速的变化曲线。

如果把自由振动计算出的单节固有频率  $N_1, N_2, \dots$

$$= \frac{60}{2\pi} p_1 \text{ 或双节固有频率 } N_{11} = \frac{60}{2\pi} p_2 \dots \text{ 绘在图}$$

6-1-11 中，它们与代表各次干扰力矩工作频率的射线相交，可得出无数个满足共振条件的交点（共振点），与这些交点相对应的转速称为临界转速（或共振转速），这种表示发动机临界转速的曲线叫做临界转速谱。

#### 3) 共振计算的范围

由临界转速谱可以看出，发动机由低速到高速的运转过程中，将会碰到很多临界转速。扭转轴系的任一固有频率，在不同的转速下均可与不同的干扰力矩发生共振，除这些共振外，还伴随有其他谐次的非共振振动出现。

但应指出，实际上对扭振系统造成危害的共振不多，这是因为：

①一般发动机都有一定的工作转速范围，不在此范围的临界转速可以不考虑。

②干扰力矩的幅值  $M_r$  将随着简谐次数的增加而减小，所以高频率的简谐力矩对轴系的振动影响不大，可以略去不计。一般最多只考虑到  $r = 12$  次。其次，轴系的固有频率也只计算到小于四阶即可，因为更高阶的固有频率只能与更高次的干扰力矩发生共振，而这些共振早已超出了发动机的工作转速范围。

③在多缸发动机中，只有那些具有较大相对振幅矢量和的简谐力矩，才有可能激起较大的振动，于是可以把具有较小相对振幅矢量和的简谐力矩略去不予考虑。

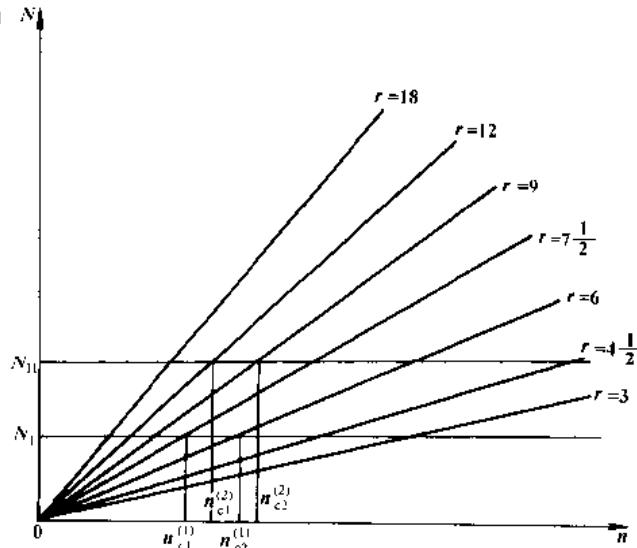


图 6-1-11 工作频率与转速关系

在计算中,通常把转速范围再扩大一些,以  $0.8n_{\min} \sim 1.2n_{\max}$  作为扭振计算的工作转速范围。

一般情况,系统的三阶固有频率最危险,有可能落入共振计算范围之内。

#### 6.1.3.5 扭转振动减振器

利用减振器可以有效地降低汽车传动系的扭转振动。传动系发生扭转共振时,其最大动载荷会超过发动机最大转矩的两倍以上,其后果,对于轻型客车主要是引起噪声,对于重型车辆则主要是降低了传动系的使用寿命。

传动系中的扭转减振器通常都装在离合器从动盘中,由于结构设计上的限制,离合器从动盘中的扭转减振器的角刚度不可能太小,因而对于轻型汽车传动系的三阶固有频率不易落到常用转速范围之外,只有采用双质量飞轮(图 6-1-12)才有可能解决。

#### 6.1.4 汽车传动系弯曲振动

汽车传动系的弯曲振动在很大的范围内对车辆振动和噪声有着重要影响,在低频范围内的刚体振动直接影响汽车的舒适性;在 50~250Hz 范围内的弹性体振动将会引起汽车的结构共振和声学共振。

使汽车传动系产生弯曲振动的激振力主要有:

- ① 传动轴不平衡产生的惯性力(与转速的一次方成正比)
- ② 发动机往复质量产生的惯性力(与转速的次方数取决于发动机的型式)
- ③ 由于万向节的安装角产生的力(与转速的二次方成正比)

##### 6.1.4.1 弯曲振动的多自由度简单模型

###### 1) 弯曲振动模型

为了分析简便,可把传动系看作为多个集中质量由弹性梁连接起来的弯曲振动模型。

图 6-1-13 所示为研究汽车传动系弯曲振动的 10 自由度力学模型,其有关参数的意义和取值如表 6-1-9 和表 6-1-10 所示。

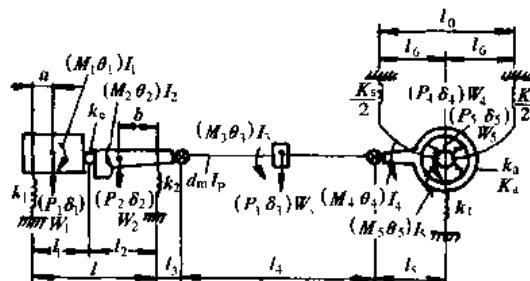


图 6-1-13 弯曲振动力学模型

###### 2) 弯曲振动的固有频率和振型

利用表 6-1-10 的参数计算出的汽车传动系弯曲振动的固有频率和振型如表 6-1-11 所示。

表 6-1-9 弯曲振动力学模型的参数

符 号	说 明	单 位
$\delta_1$	发动机体质心的上下位移	cm
$\delta_2$	变速器及伸出部分的质心上下位移	cm
$\delta_3$	传动轴质心的上下位移	cm
$\delta_4$	差速器壳质心的上下位移	cm
$\delta_5$	板簧重心的上下位移	cm
$\theta_1$	绕发动机体质心的纵摆角	deg
$\theta_2$	绕变速器及伸出部分质心的纵摆角	deg
$\theta_3$	绕传动轴质心的纵摆角	deg
$\theta_4$	绕差速器壳质心的纵摆角	deg
$\theta_5$	绕板簧质心的纵摆角	deg
$W_1$	发动机体的质量	kg
$W_2$	变速器及伸出部分的质量	kg
$W_3$	传动轴的质量 $\times 1/2$	kg
$W_4$	差速器壳的质量	kg
$W_5$	板簧及后轴壳的质量	kg
$I_1$	绕发动机体质心的转动惯量	$\text{kg} \cdot \text{cm}^2$
$I_2$	绕变速器及伸出部分质心的转动惯量	$\text{kg} \cdot \text{cm}^2$
$I_3$	传动轴的转动惯量	$\text{kg} \cdot \text{cm}^2$
$I_4$	绕差速器质心的转动惯量	$\text{kg} \cdot \text{cm}^2$
$I_5$	后轴壳和板簧全合成的转动惯量	$\text{kg} \cdot \text{cm}^2$
$P_h$	与 $\delta_h$ 有关的力	N
$M_j$	与 $\theta_j$ 有关的力矩	$\text{N} \cdot \text{cm}$
$k_1$	发动机前支承弹性常数	$\text{N}/\text{cm}$
$k_2$	发动机后支承弹性常数	$\text{N}/\text{cm}$
$K_e$	发动机体与变速器之间的等效旋转弹性常数	$\text{N} \cdot \text{cm}/\text{deg}$
$k_a$	后轴壳的弯曲刚度	$\text{N}/\text{cm}$
$K_t$	后轴壳的扭转弹性常数	$\text{N} \cdot \text{cm}/\text{deg}$
$k_t$	轮胎上下弹性常数	$\text{N}/\text{cm}$
$k_s$	板簧上下弹性常数	$\text{N}/\text{cm}$
$k_p$	传动轴的弯曲刚度	$\text{N}/\text{cm}$
$g$	重力加速度	$\text{cm}/\text{s}^2$
$\omega$	角振动频率	$1/\text{s}$
$t$	时间	s
$m_u$	传动轴的不平衡量	$\text{N} \cdot \text{cm}$
$t_p$	传动轴导管厚度	cm
$d_m$	传动轴平均直径	cm

表 6-1-10 弯曲振动力学模型参数的取值

符 号	参数值	单 位	符 号	参数值	单 位	符 号	参数值	单 位
$W_1$	156	kg	$K_r$	$3.43 \times 10^5$	N·cm/rad	$a$	17.7	cm
$W_2$	28.4	kg	$K_s$	$4.9 \times 10^4$	N/cm	$b$	37.5	cm
$W_4$	30	kg	$K_a$	$2.65 \times 10^7$	N/cm	$l_1$	50	cm
$W_5$	90	kg/N	$K_t$	5880	N/cm	$l_2$	54.5	em
$I_1$	88.34	kg/N	$K_c$	392	N/cm	$l_3$	13	cm
$I_2$	7.84	kg/N	$t_p$	0.16	cm	$l_4$	124	cm
$I_4$	3.53	kg/N	$d_m$	6.5	cm	$l_5$	22	cm
$I_5$	4.61	kg/N	$E$	$2.1 \times 10^5$	MPa	$l_6$	57.5	cm
$k_1$	3430	N/cm	$\gamma$	$7.85 \times 10^{-3}$	kg/cm <sup>3</sup>	$m_r$	0.2	N·cm
$k_2$	1470	N/cm	$g$	980	cm/s <sup>2</sup>			

表 6-1-11 传动系弯曲振动的固有特性

阶次	固有频率(Hz)	振型示意图	振型说明
1	8		动力装置的上下共振
2	11.4		后弹簧的下共振
3	13.2		动力装置的纵摆共振
4	19.6		后弹簧的回转共振
5	74		后桥壳的弯曲共振
6	86		动力装置的弯曲共振
7	129		传动轴的弯曲共振

### 3) 弯曲振动的影响因素

发动机和变速器间的等效扭转弹性系数  $K_e$ 、传动轴平均直径  $d_m$  和传动轴壁厚  $t_p$  对弯曲振动的影响如图 6-1-14~图 6-1-16 所示。

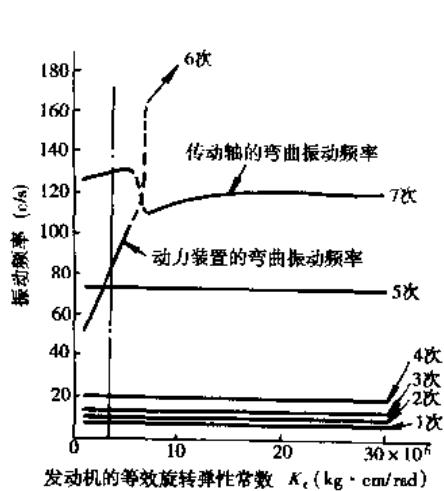


图 6-1-14 等效扭转弹性系数  $K_e$  对固有频率的影响规律

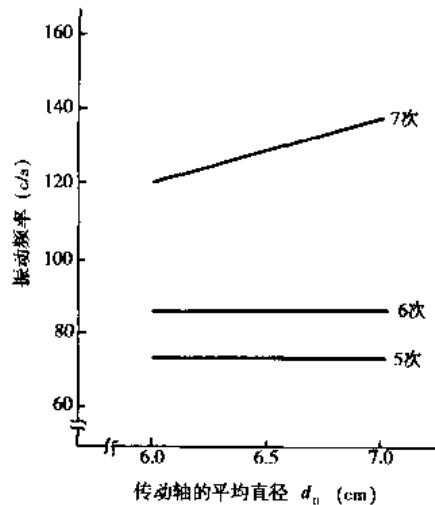


图 6-1-15 传动轴平均直径对固有频率的影响规律

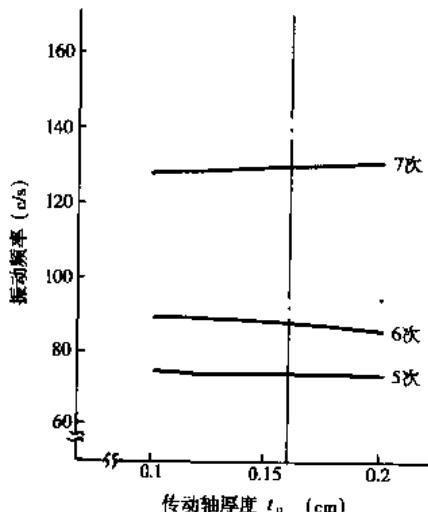


图 6-1-16 传动轴厚度对固有频率的影响规律

#### 6.1.4.2 计及弹性体振动复杂弯曲振动分析

为了能如实地反映出传动系的复杂结构特征, 可利用模态综合的方法, 对传动系的弯曲振动进行分析, 其基本步骤如下:

##### 1) 划分子系统

如图 6-1-17 所示, 把整个动力传动系看作是: 动力总成由四个悬置, 三根传动轴由两个中间支架支承在固定车架上, 后桥由两个后轮胎支承在路面上的弹性体。

为了模态综合的需要, 将动力传动系分为 5 个子系统, 并假设各子系统之间为铰接, 如图 6-1-18 所示。

##### 2) 对各子系统进行模态分析和参数识别

##### 3) 整体系统的模态综合

根据汽车动力传动系各总成、部件之间的连接方式及车架和地面的连接方式, 可利用自由界面法和弹性连接件耦合系统的综合法进行模态综合。

##### (1) 建立子系统方程

在略去各子系统的高阶模态后, 用模态坐标代替系统的物理坐标, 即得各子系统的用模态坐标  $|q^{(r)}|$  表示的矩阵形式的运动方程:

$$[I^{(r)}] \ddot{|q^{(r)}|} + [ \cdot, 2\xi_1^{(r)} \omega_1^{(r)}, \cdot ] \dot{|q^{(r)}|} + [ \cdot, \omega_1^{2(r)}, \cdot ] |q^{(r)}| = |Q^{(r)}|$$

式中:  $[I^{(r)}]$ ——单位矩阵,  $r=1, 2, \dots, n$ 。

将各式按序号排列起来, 写成如下形式:

$$[M] \ddot{|q|} + [C] \dot{|q|} + [K] |q| = |Q| \quad (6-1-7)$$

式中:  $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ ——系统在模态坐标下的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵。

## (2) 自由界面约束方程

由于各子系统之间存在的相互约束,使得各自的模态坐标并不完全独立,利用连接点位移协调条件,可得模态坐标 $\{\bar{q}_I\}$ 与独立模态坐标 $\{q_I\}$ 之间的转换矩阵 $[S]$ ,利用 $\{\bar{q}\} = [S]\{q_I\}$ 对式(6-1-6)进行变换可得:

$$[\bar{M}] \{\ddot{\bar{q}}_I\} + [\bar{C}] \{\dot{\bar{q}}_I\} + [\bar{K}] \{\bar{q}_I\} = \{\bar{Q}\}$$

式中: $[\bar{M}]$ 、 $[\bar{C}]$ 、 $[\bar{K}]$ ——自由界面综合后系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵

## (3) 弹性连接的耦合

如图 6-1-19 所示,设 A、B 两子系统之间用无质量的弹性元件连接,根据能量叠加原理,系统的总动能、总势能和总耗散能均等于各子系统及相连接的相应能量之和,因此可得整个系统的能量表达式为:

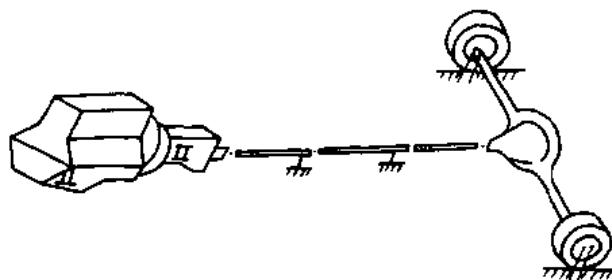


图 6-1-17 动力传动系模型

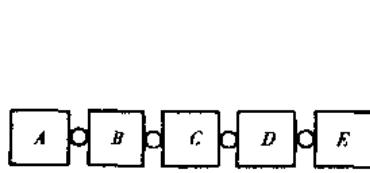


图 6-1-18 子系统划分简图

A-动力总成; B、C、D-分别为三根传动轴; E-驱动桥总成(包括车轮及轮胎)

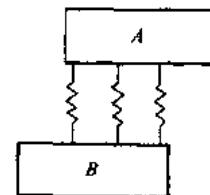


图 6-1-19 弹性连接耦合分析框图

总动能:

$$T = \frac{1}{2} \begin{Bmatrix} \dot{q}_I^A \\ \dot{q}_I^B \end{Bmatrix} ^T \begin{Bmatrix} \Delta M \\ \Delta C \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_I^A \\ \dot{q}_I^B \end{Bmatrix}$$

总势能:

$$V = \frac{1}{2} \begin{Bmatrix} q_I^A \\ q_I^B \end{Bmatrix} ^T \begin{Bmatrix} \Delta k \\ \Delta k \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} q_I^A \\ q_I^B \end{Bmatrix}$$

总耗散能:

$$D = \frac{1}{2} \begin{Bmatrix} \dot{q}_I^A \\ \dot{q}_I^B \end{Bmatrix} ^T \begin{Bmatrix} \Delta C \\ \Delta C \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_I^A \\ \dot{q}_I^B \end{Bmatrix}$$

利用拉格朗日方程得到综合后系统用模态坐标表示的运动方程为:

$$\begin{Bmatrix} \Delta M \\ \Delta C \\ \Delta k \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{q}_I^A \\ \dot{q}_I^B \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \Delta C \\ \Delta C \\ \Delta k \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} q_I^A \\ q_I^B \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \Delta k \\ \Delta k \\ \Delta k \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} q_I^A \\ q_I^B \end{Bmatrix} = \{\bar{Q}\}$$

式中: $[\Delta M]$ 、 $[\Delta C]$ 、 $[\Delta k]$ ——弹性连接件耦合后系统的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵。

利用以上理论和方法对某国产客车动力传动系统进行了弯曲振动固有特性的计算,同时还利用多点激振测试系统对该客车传动力系进行了试验模态分析,其部分计算和测试结果如图 6-1-20 所示。由此可见,两者比较一致。

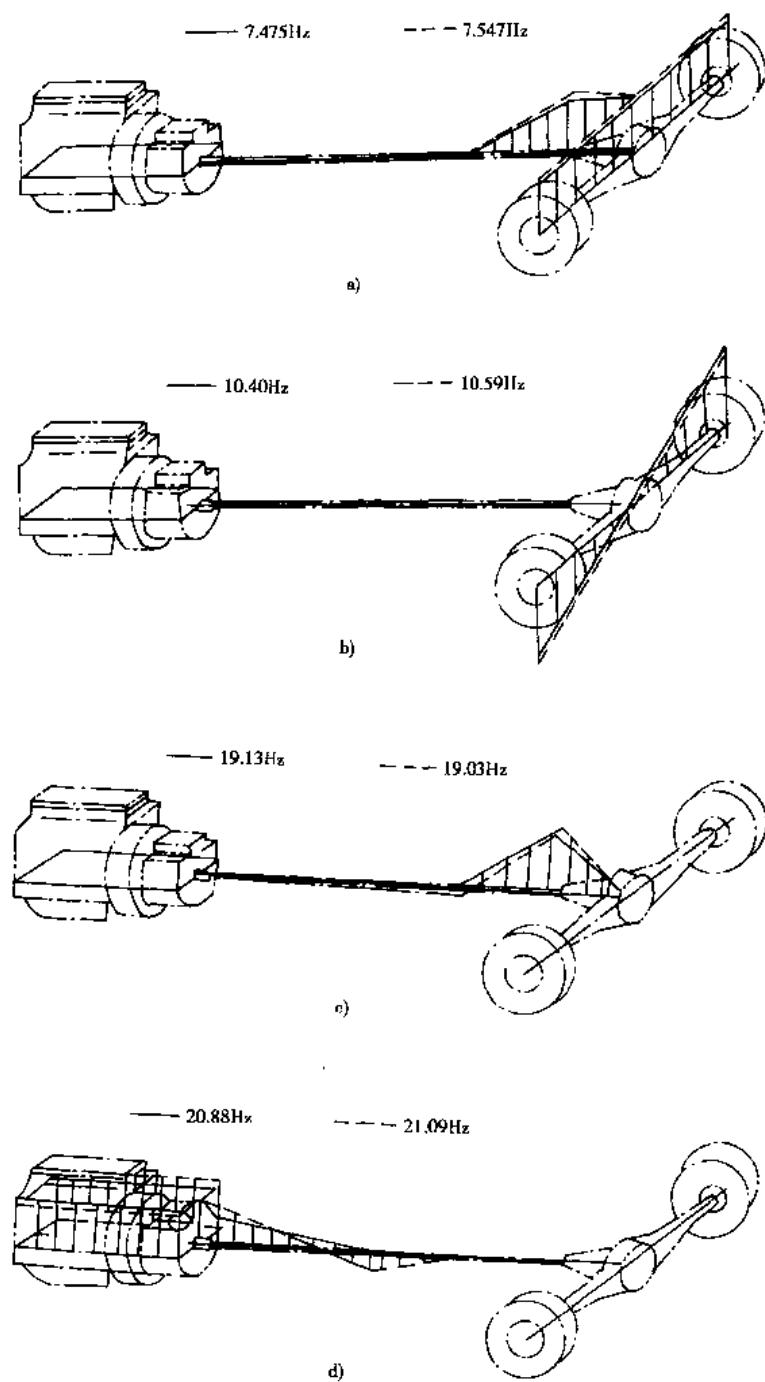


图 6-1-20 传动系弯曲振动固有特性的计算和测试结果

### 6.1.5 汽车前轮摆振

#### 6.1.5.1 前轮摆振现象及原因

##### 1) 前轮摆振现象

汽车行驶中,前转向轮有时会发生绕其主销作周期性的角振动,这就是所谓前轮摆振。但这一振动不仅有车轮的左右摆动,且兼有车轮上下跳动,因此,前轮发生摆振时,不只是转向系在振动,甚至连整个汽车都在振动。通常把包含车轮和车桥(非独立悬架的情况)在内的全部转向装置的振动总称为汽车前轮摆振。这样,前轮摆振主要由三个方面振动合成,它们是:

①横向振动 由于悬架和轮胎在横向有弹性,所以车桥总成相对于车身在横向也有振动。在图 6-1-21a 中以  $x$  表示这种横向振动的位移。

②前轮绕主销的角振动 如图 6-1-21a 所示,汽车在行驶时,前轮以主销为轴的左右振动称为绕主销的角振动  $\theta$ 。

③前桥绕汽车纵轴线的角振动 如图 6-1-21b 所示,前桥在垂直平面内,绕其中点的角振动称为前桥绕汽车纵轴线的角振动,  $\varphi$  为其振动角位移。

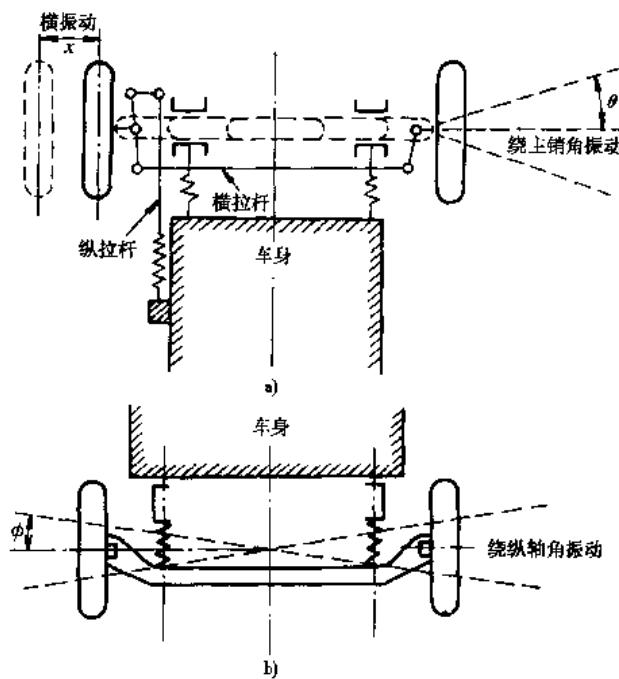


图 6-1-21 前轮摆振示意图

##### 2) 前轮摆振的原因

汽车前轮的摆振有强迫振动和自激振动,它们之间有明显区别,但就其发生摆振的本质而言,又有其共同的内在原因——能量输入。陀螺效应也是引起前轮摆振的一个重要原因。当汽车行驶在不平的路面,车轮平面将发生  $\frac{d\varphi}{dt}$  的偏转角速度,如图 6-1-22 所示。此时高速旋转车轮的动量矩  $J_K \frac{v}{R}$  的方向要发生变化。由于陀螺效应,将有一个陀螺力矩  $M_r$  作用在转向轮上,使转向轮绕主销转动,此陀螺力矩的大小为:

$$M_r = J_K \frac{v}{R} \frac{d\varphi}{dt}$$

陀螺效应引起的车轮绕主销的振动将随着车速的提高、车轮惯量的增大和车桥摆动角速度的增加而增

强。同样,车轮绕主销的振动也会因陀螺效应,反过来影响车桥的振动。

关于强迫振动型的前轮摆振,主要由于车轮不平衡的干扰,特别是当前轴转向系统等组成的摆振系统,因轮胎与地面的作用输入了能量,抵消了系统中部分阻尼,使之变得较小。这样,即使在不大的车轮不平衡质量作用下,当前轮摆动周期与干扰周期一致时,前轮将出现振幅明显的强迫振动现象。如果左、右两车轮的不平衡质量处于图 6-1-23 所示的斜对称位置时,会使车桥的振动更为严重。为了避免这种现象,无论装配新车或给旧车换胎时,都应对每个车轮进行平衡,使其不平衡度在容许的数值之内。一般轿车的车轮不平衡度不应大于  $4 \sim 5 \text{N} \cdot \text{cm}$ ,对高速轿车的车轮平衡则要求更高。

自激振动型的前轮摆振与强迫振动完全不同。自激振动的发生并不需要周期性的干扰力,但其干扰力是系统本身的位移、速度等的函数,且以自身的周期运动从外界获取能量。以具有粘性阻尼单自由度线性系统为例,若该系统被一振动速度  $\dot{x}$  为函数的力  $F(\dot{x})$  所激励,则该系统的运动微分方程式为:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(\dot{x})$$

整理成

$$m\ddot{x} + [c - F(\dot{x})] + Kx = 0$$

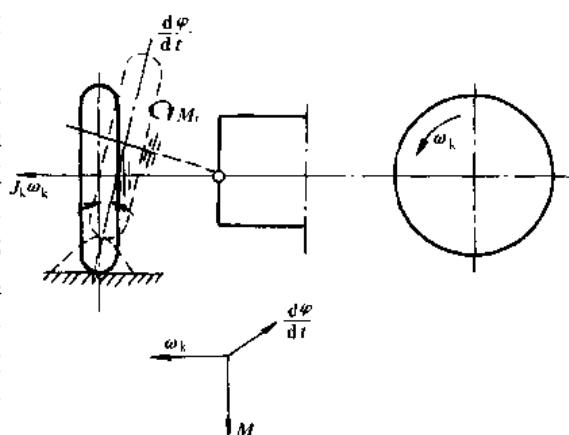


图 6-1-22 汽车前轮的陀螺效应

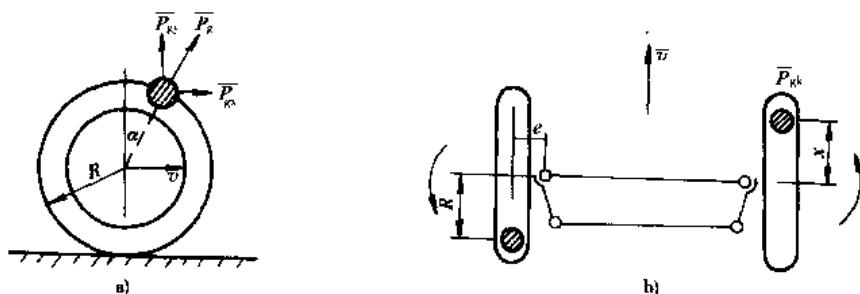


图 6-1-23 车轮不平衡

令  $c - F(\dot{x}) = \Phi(\dot{x})$ ,称之为视在阻尼。若  $F(\dot{x}) > c$  则  $\Phi(\dot{x}) < 0$ ,系统就成为负阻尼。当系统受到某种初始激励,就会以接近于某固有频率作振荡(自激振动)。大多数前轮摆振属于自激振动。当汽车在良好的路面上行驶,若系统不稳定,只要车轮受到一个偶然的冲击,就会产生一个初始偏转。当冲击消失后,车轮在何正力矩的作用下,变成了稳定持续的振动。要消除此摆振需采取制动减速等措施,否则摆振不会停止。

实际情况中,轮胎弹性恢复力和力矩常滞后于轮胎变形(侧偏角),即由于轮胎的迟滞特性,系统在振动时能量会由地面经弹性轮胎输入到车轮转向系统。能量输入到了一定程度,系统便变成了负阻尼系统,这是造成前轮摆振的最重要原因。理论研究表明,能量输入多少,不仅直接与控制能量输入的轮胎特性和地面摩擦特性有关,而且汽车前轴转向系统的动力学特性参数的匹配也对能量输入有着重要的控制作用。对于复杂的情况,汽车悬架以上结构的弹性体振动特性也对摆振的发生有着重要的影响。此外,动摩擦系数总比静摩擦系数小,两者差别随滑动速度增加而有所增加。摩擦是引起自激振动最典型的例子,由此可以解释由于前束调整不当,引起轮胎与路面之间较大的摩擦阻力成为引起摆振的一个原因。

#### 6.1.5.2 前轮摆振的影响因素分析初步

造成前轮摆振的综合因素很多,很复杂,目前尚无法用一个精确统一的模型对前轮摆振作出较为全面的分析。

现仅就只考虑阻尼和轮胎特性时,对前轮的摆振作一初步分析。

试验结果表明,前轮转向系统结构刚度对摆振有重要影响。此外,前轮定位参数、轮胎特性等也是影响摆振的重要因素。鉴于影响因素之间关系的复杂性,现只考虑轮胎侧向刚度  $p$ 、侧偏刚度  $K$  和轮胎拖距  $e$  三个主要参数对摆振的影响。由于陀螺效应,前桥和转向轮间的运动耦合很紧,必须予以考虑。悬架以上参数暂不予以考虑,而且认为转向盘是固定不动的。

这样将前轮摆振系统简化为如图 6-1-24 和图 6-1-25 所示的力学模型。

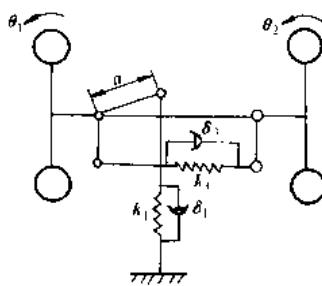


图 6-1-24 前桥简化机构

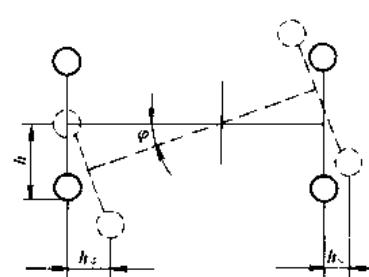


图 6-1-25 前轮摆振系统

为便于讨论,引用下列符号:

$J_1, J_2$ —左、右车轮绕过车轮平面轴(纵轴)的转动惯量;

$\delta$ —车轮绕主销运动的当量阻尼;

$k_1, \delta_1$ —转向机构系统的刚度和当量阻尼;

$k_2, \delta_2$ —悬挂刚度及减振器的阻尼;

$k_3, \delta_3$ —梯形机构的刚度及当量阻尼;

$k_b$ —轮胎的垂直刚度;

$J_0$ —车轮旋转极惯性矩;

$J_c$ —前桥绕纵轴的转动惯量;

$R$ —车轮作用半径;

$v$ —车速;

$L$ —主销延长线与地面交点至车轮

平面的距离;

$\gamma$ —主销后倾角;

$f$ —前轮滚动阻尼系数;

$p$ —轮胎侧向刚度;

$k$ —轮胎偏倚刚度;

$\eta = 1/k$ —轮胎偏倚柔度;

$e$ —轮胎拖距;

$Y_1, Y_2$ —左、右前轮的侧向力。

并令:

$$k_0 = b_2 k_3;$$

$$c_0 = b^2 \xi_3;$$

$$C_p = a^2 \delta_1;$$

$$k_p = a^2 k_1;$$

$$\delta_\varphi = 2d^2 \delta_2;$$

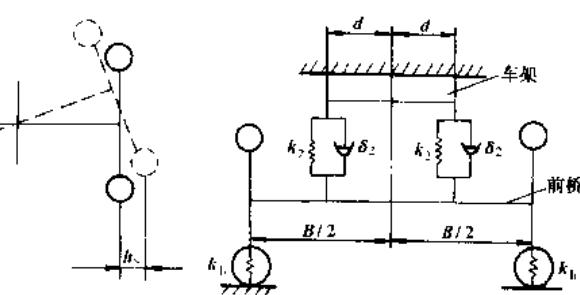


图 6-1-26 各种横拉杆刚度的  $\theta_1-v$  曲线

$$k_n = 2d^2 k_{2c}$$

则汽车前轮摆振的数学模型如下：

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\theta}_1 + (\delta + c_0 + c_p) \dot{\theta}_1 + (k_0 + k_p) \theta_1 - c_0 \dot{\theta}_2 - k_0 \theta_2 - J_0 \frac{v}{R} \dot{\varphi} \\ + \left[ \frac{B}{2} k_b L (\gamma - f) + \rho h R \gamma \right] \varphi + Y_1 (R \gamma + e) = 0 \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + (\delta + c_0) \dot{\theta}_2 + k_0 \theta_1 - c_0 \dot{\theta}_1 - k_1 \theta_1 - J_0 \frac{v}{R} \dot{\varphi} \\ + \left[ \frac{B}{2} k_b L (\gamma - f) + \rho h R \gamma \right] \varphi + Y_2 (R \gamma + e) = 0 \\ J_r \ddot{\theta}_1 + \delta \dot{\varphi} \dot{\varphi} + \left( k_n + \frac{B^2}{2} k_b + 2\rho h^2 \right) \varphi + J_0 \frac{v}{R} \dot{\theta}_1 + J_0 \frac{v}{R} \dot{\varphi} \dot{\theta}_2 \\ + Y_1 + Y_2 = 0 \\ Y_1 = \rho (v \dot{\theta}_1 - \eta p Y_1 + e \theta_1) \\ Y_2 = \rho (v \dot{\theta}_2 - \eta p Y_2 + e \theta_2) \end{aligned} \right\} \quad (6-1-8)$$

利用式(6-1-7)有关结构参数对前轮摆振的影响因素进行计算机仿真，可得出如下结论：

①前轮摆振幅值随横拉杆刚度的加大而减小，而系统的相对阻尼系数则随之而加大，如图 6-1-26、图 6-1-27 所示。

②前轮摆振幅值随转向机构刚度  $k_p$  的增加而减小，如图 6-1-28 所示。系统的谐振频率则随转向机构刚度的增加而提高，系统的相对阻尼系数也随转向机构刚度的增大而提高，如图 6-1-29 所示。相对阻尼系数与车速关系如图 6-1-30 所示。

③轮胎特性参数不但有重要的影响，而且其影响的规律也较复杂，如图 6-1-31 所示。当轮胎侧向刚度增大，偏离刚度减小时，摆振的幅值就下降。

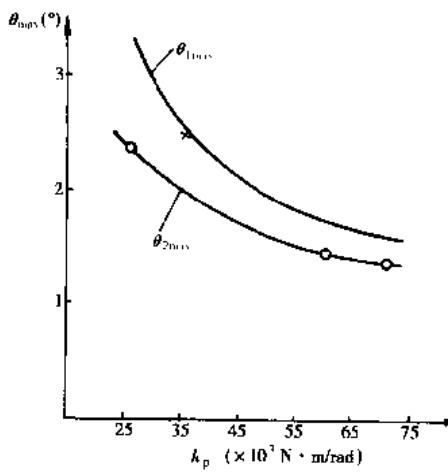


图 6-1-27 前轮摆振幅值与转向机构刚度关系

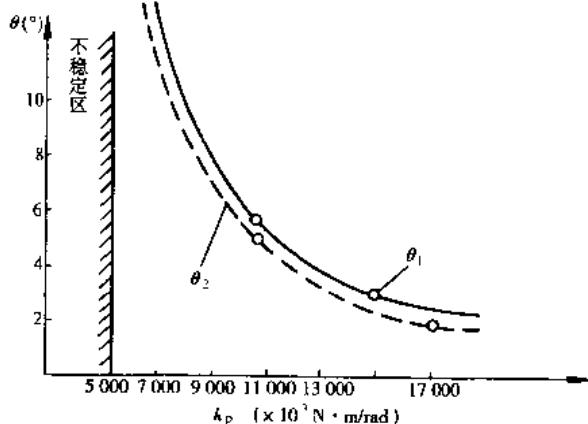


图 6-1-28 前轮摆振幅值与转向机构刚度关系

以上仿真计算结果与整车道路试验的结果一致。

### 6.1.6 车架和车身振动

车架和车身常受到下面一些振源的激励：

- ①具有宽频带的路面不平；
- ②车轮的不平衡；
- ③动力传动装置。

设计中要注意车架和车身的振避开一些子结构的振动,如:

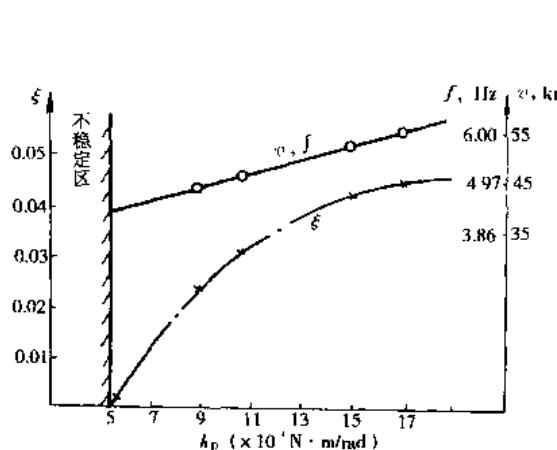


图 6-1-29 相对阻尼系数与转向机构刚度关系

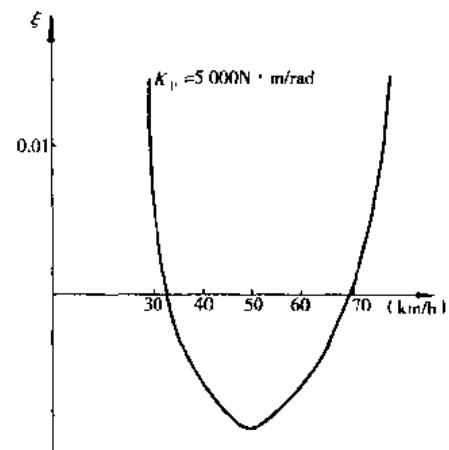
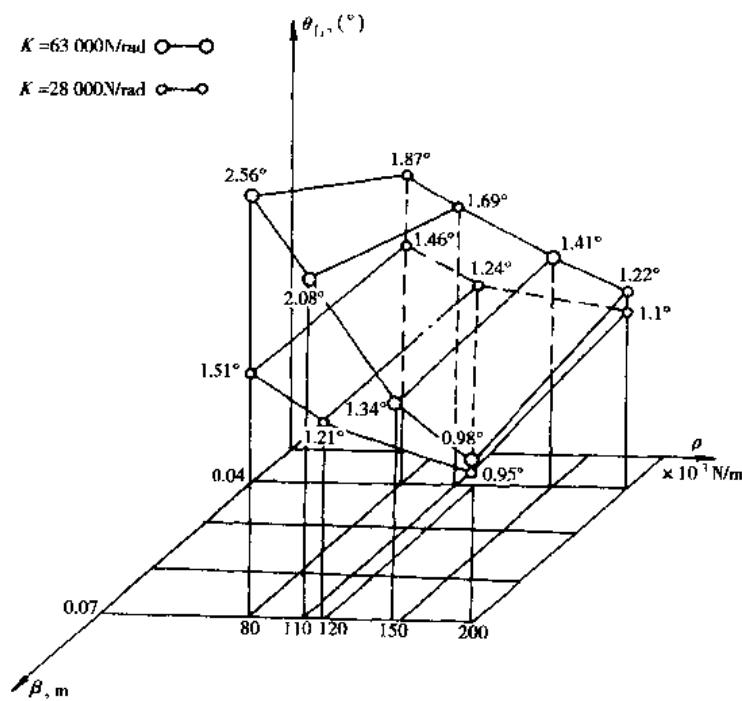


图 6-1-30 相对阻尼与车速关系

图 6-1-31 在  $v = 55\text{km}/\text{h}$  附近(第一共振峰)轮胎参数  $K$ ,  $\rho$ ,  $e$  和右轮共振振幅关系

- ①悬架以上车身振动频率: 1Hz 左右;
- ②动力总成在其悬置上的振动频率: 6 ~ 15Hz;
- ③非悬挂质量振动频率: 15Hz 左右;
- ④乘员座椅: 2 ~ 3Hz;
- ⑤对承载式车身要求的一扭频率: > 30Hz;
- ⑥对承载式车身要求的一弯频率: > 40Hz.

通过对振型图的分析,要注意应在振幅小的部位安装部件,如发动机悬置等。

现在对车架车身作振动模态分析时,都采用大型有限元分析软件,如 NASTRAN、ANSYS 等来完成。下面

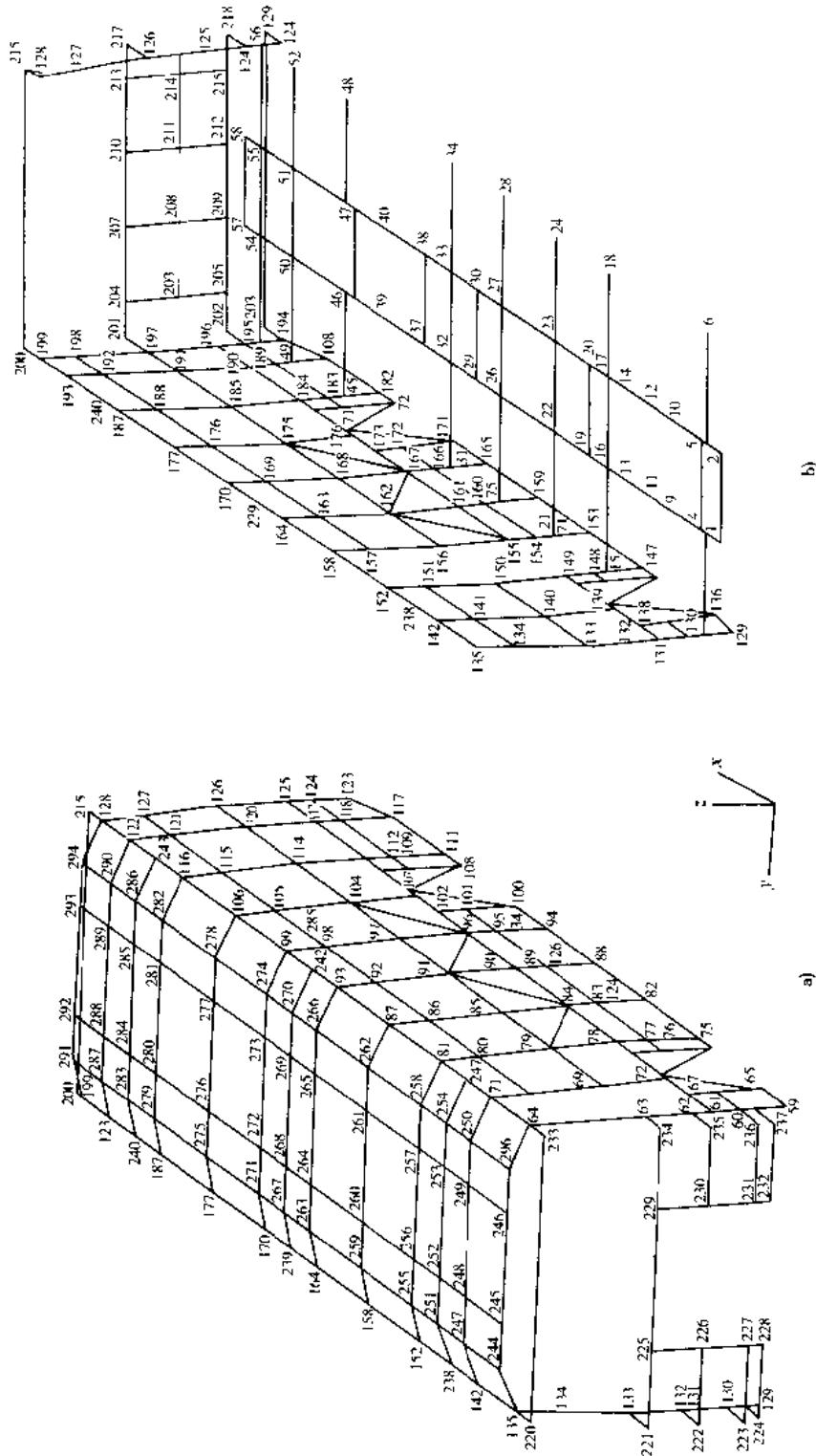


图 6-1-32 车身骨架有限元计算模型  
a) 前左、左侧围和顶盖; b) 后右、右侧围和底架

以大客车车身为例说明

大客车车身是由骨架和蒙皮组成，骨架是由异型钢管和型钢拼装成的空间薄壁杆系结构；蒙皮多数则是铆接或焊接在骨架上的。

利用有限元法对车身结构振动特性计算分析如下：

1) 车身骨架力学模型

因为车身骨架属于空间薄壁刚架结构，应以空间梁单元或空间薄壁梁单元来模拟(组合)骨架结构。

2) 车身蒙皮及骨架组合模型

当车身蒙皮与骨架紧密接合时，在模型中应计及蒙皮的作用。

对于蒙皮可以用应力膜元或壳单元进行模拟，膜元比壳单元简单。

将某国产大型客车车身骨架结构划分为490个梁单元，取节点349个，如图6-1-32所示，并分无蒙皮和有蒙皮两种情况进行有限元计算。

车身骨架模态计算结果见表6-1-11(头六阶弹性模态)和图6-1-33(一阶扭转)，图6-1-34和图6-1-35分别表示底架的水平一阶弯曲和垂直一阶弯曲。

车身骨架和蒙皮组合结构模态计算结果见表6-1-12、表6-1-13。

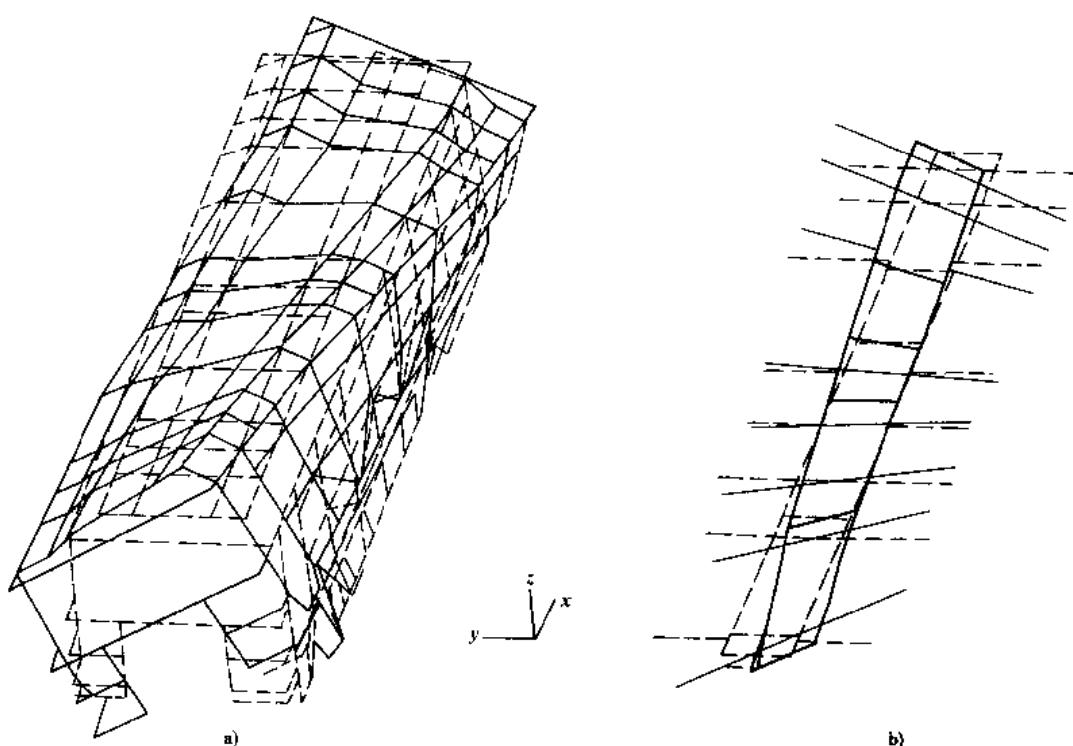


图 6-1-33 一阶扭转

表 6-1-12 无蒙皮时模态参数计算结果

模态阶数	振型	固有频率(Hz)	模态阶数	振型	固有频率(Hz)
1	一阶扭转	8.328	4	顶盖平移且弯曲	19.287
2	水平一阶弯曲	13.040	5	水平二阶弯扭组合	21.420
3	垂直一阶弯曲	17.123	6	垂直弯扭组合	21.877

表 6-1-13 有蒙皮时模态参数计算结果

模态阶数	振型	固有频率(Hz)	模态阶数	振型	固有频率(Hz)
1	一阶扭转	12.756	4	水平二阶弯曲	20.842
2	水平一阶弯曲	13.787	5	垂直一阶弯曲	22.054
3	顶盖与底架相错且水平弯曲	18.286	6	水平三阶弯曲	22.405

由计算结果还可看出,在加上蒙皮后车身车架的一阶扭转的频率由 8.328Hz 提高到 12.759Hz,提高约 53%,而一阶垂直弯曲频率由 17.123Hz 提高到 22.054Hz,提高约 29%。

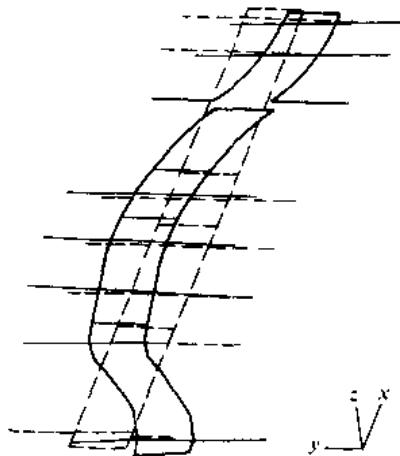


图 6-1-34 水平一阶弯曲

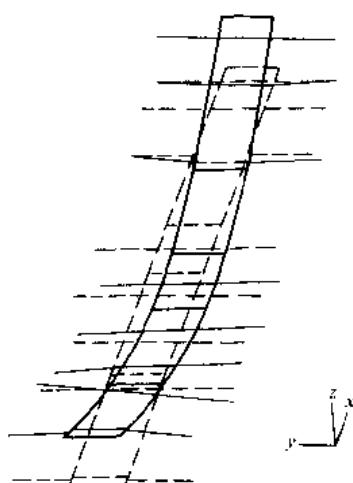


图 6-1-35 垂直一阶弯曲

(撰稿人:徐石安 金先龙)

## 6.2 汽车平顺性

汽车行驶时,路面不平度会激起汽车的振动。当这种振动达到某种程度时,会使乘客感到不舒服和疲劳,或使运载的货物损坏,这就是汽车的行驶平顺性问题。

汽车平顺性讨论的对象是“路面-汽车-人”构成的系统。系统的输入是路面纵剖面的变化,此输入经轮胎、悬架、车身和座椅等构件传到人体,再由人的生理、心理和机械等复杂因素的综合,最后产生的输出——人对振动的反应。

### 6.2.1 路面统计特性

#### 1)路面不平度函数

通常把路面相对基准平面的高度  $q$ ,沿道路走向长度  $l$  的变化  $q(l)$ ,称为路面纵断面曲线或不平度函数,如图 6-2-1 所示。

#### 2)路面功率谱密度

作为车辆振动输入的路面不平度,主要采用路面功率谱密度描述其统计特性。1984 年国际标准协会在文件中提出的“路面不平度表示方法草案”和国内由长春汽车研究所起草制定的

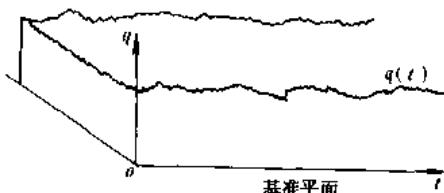


图 6-2-1 路面纵断面曲线

“车辆振动输入—路面平度表示方法”标准中，均建议路面功率谱密度  $G_q(n)$  用下式作为拟合表达式：

$$G_q(n) = G_q(n_0) \left( \frac{n}{n_0} \right)^W \quad (6-2-1)$$

式中： $n$ ——空间频率， $m^{-1}$ ；

$n_0$ ——参考空间频率， $n_0 = 0.1m^{-1}$ ；

$G_q(n_0)$ ——参考空间频率  $n_0$  下的路面谱值，称为路面不平度系数， $m^2/m^{-1}$ ；

$W$ ——频率指数。

对实测路面功率谱拟合时，为了减少误差，在不同空间频率范围可以选用不同的拟合系数进行分段拟合，但不应超过 4 段。

### 3) 路面不平度的分级

上述两个文件还提出了按路面功率谱密度把路面按不平程度分为 8 级，表 6-2-1 规定了各级路面不平度系数  $G_q(n_0)$  的范围及其几何平均值，分级路面谱的频率指数  $W=2$ 。表中还同时列出  $0.011m^{-1} < n < 2.83m^{-1}$  范围路面不平度相应的均方根值  $q_{ms}(\sigma_q)$  的数值。

表 6-2-1 路面不平度 8 级分类标准

路面等级	$G_q(n_0) \times 10^{-6} m^2/m^{-1}$			$\sigma_q \times 10^3 m$		
	$n_0 = 0.1m^{-1}$			$0.011m^{-1} < n < 2.83m^{-1}$		
	下限	几何平均值	上限	下限	几何平均值	上限
A	8	16	32	2.69	3.81	5.38
B	32	64	128	5.38	7.61	10.77
C	128	256	512	10.77	15.23	21.53
D	512	1024	2048	21.53	30.45	43.06
E	2048	4096	8192	43.06	60.90	86.13
F	8192	16384	32768	86.13	121.80	172.26
G	32768	65536	131072	172.26	243.61	344.52
H	131072	262144	524288	344.52	487.22	689.04

据统计，我国公路路面谱基本上在 A、B、C 三级范围之内，但比较差的 B、C 级路面占的比重较大。

### 4) 路面功率谱矩阵

对于如图 6-2-2 所示的后轮为双胎的双轴汽车，路面输入谱矩阵如下：

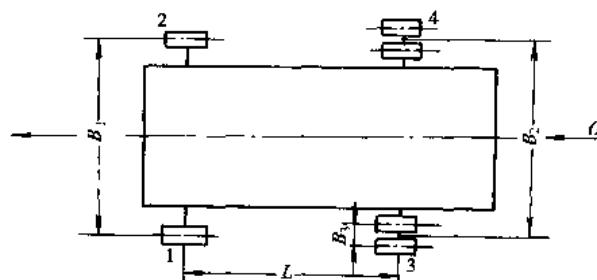


图 6-2-2 后轮双胎四轮车辆模型

$$[S_{\text{xy}}(n)] = \begin{bmatrix} 1 & \text{Coh}_{1,2}(n) & \frac{1}{2} [\text{Coh}_{1,3l}(n) + \text{Coh}_{1,3r}(n)] e^{-j2\pi nl} & -\frac{1}{2} [\text{Coh}_{1,4l}(n) + \text{Coh}_{1,4r}(n)] e^{-j2\pi nl} \\ 0 & 1 & -\frac{1}{2} [\text{Coh}_{2,3l}(n) + \text{Coh}_{2,4r}(n)] e^{-j2\pi nl} & \frac{1}{2} [\text{Coh}_{2,4l}(n) + \text{Coh}_{2,4r}(n)] e^{-j2\pi nl} \\ & & \frac{1}{2} [1 + \text{Coh}_{3l,3r}(n)] & \frac{1}{4} [\text{Coh}_{3l,4l}(n) + 2\text{Coh}_{3l,4r}(n) + \text{Coh}_{3r,4l}(n)] \\ & \text{共轭对称} & & \frac{1}{2} [1 + \text{Coh}_{4l,4r}(n)] \end{bmatrix} \cdot S_q(n) \quad (6-2-2)$$

式中:  $L$ ——轴距, m;

$\text{Coh}(n)$ ——两条车辙凝聚函数的平方;

$S_q(n)$ ——一条车辙的自谱;

下标  $i$ ——表示第  $i$  个车轮;

下标  $ir$ ——表示第  $i$  个车轮的右胎;

下标  $il$ ——表示第  $i$  个车轮的左胎。

上式包含了两种特殊情况:

①后轮为单胎但前后轮距不相等, 有:

$$\begin{cases} \text{Coh}_{1,3l}(n) = \text{Coh}_{1,3r}(n), & \text{Coh}_{1,4l}(n) = \text{Coh}_{1,4r}(n) \\ \text{Coh}_{2,4l}(n) = \text{Coh}_{2,4r}(n), & \text{Coh}_{2,3l}(n) = \text{Coh}_{2,3r}(n) \\ \text{Coh}_{3l,3r}(n) = \text{Coh}_{4l,4r}(n) = 1 \\ \text{Coh}_{3l,4r}(n) = \text{Coh}_{3r,4l}(n) = \text{Coh}_{3l,4l}(n) \end{cases}$$

则路面输入谱矩阵为:

$$[S_{\text{xy}}(n)] = \begin{bmatrix} 1 & \text{Coh}_{1,2}(n) & \text{Coh}_{1,3}(n) e^{-j2\pi nl} & \text{Coh}_{1,4}(n) e^{-j2\pi nl} \\ 0 & 1 & \text{Coh}_{2,3}(n) e^{-j2\pi nl} & \text{Coh}_{2,4}(n) e^{-j2\pi nl} \\ & \text{共轭对称} & 1 & \text{Coh}_{3,4}(n) \\ & & & 1 \end{bmatrix} S_q(n) \quad (6-2-3)$$

②后轮为单胎且前后轮距相等, 有:

$$\text{Coh}_{1,3}(n) = \text{Coh}_{2,4}(n) = 1, \quad \text{Coh}_{1,2}(n) = \text{Coh}_{3,4}(n) = \text{Coh}(n)$$

则路面输入谱矩阵可进一步简化为:

$$[S_{\text{xy}}(n)] = \begin{bmatrix} 1 & \text{Coh}(n) & e^{-j2\pi nl} & \text{Coh}(n) e^{-j2\pi nl} \\ \text{Coh}(n) & 1 & \text{Coh}(n) e^{-j2\pi nl} & e^{-j2\pi nl} \\ e^{j2\pi nl} & \text{Coh}(n) e^{j2\pi nl} & 1 & \text{Coh}(n) \\ \text{Coh}(n) e^{j2\pi nl} & e^{j2\pi nl} & \text{Coh}(n) & 1 \end{bmatrix} S_q(n) \quad (6-2-4)$$

5) 汽车匀速直线行驶时空间频率谱密度和时间频率谱密度的关系

空间频率  $n$  和时间频率  $f$  存在如下关系:

$$f = un$$

式中:  $u$ ——汽车行驶速度, m/s。

当汽车匀速直线行驶时, 路面输入为平稳随机过程, 则路面输入空间频率谱密度  $G_q(n)$  和时间频率谱密度  $G_q(f)$  之间存在如下关系:

$$G_q(f) = \frac{1}{u} G_q(n) \quad (6-2-5)$$

6) 汽车非匀速直线行驶时空间频率谱密度和时间频率谱密度的关系

当汽车非匀速直线行驶时, 路面输入为非平稳随机过程, 这时如果采用非平稳随机振动瞬时功率谱的概念, 即:

$$R_q(t, \tau) = E \left\{ q \left( t - \frac{\tau}{2} \right) \cdot q \left( t + \frac{\tau}{2} \right) \right\} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} G_q(n) e^{j2\pi n\tau} \mathrm{d}n$$

$$W_q(t, f) = \int_{-\infty}^{+\infty} R_q(t, \tau) e^{-j2\pi f\tau} \cdot d\tau$$

式中:  $R_q(t, \tau)$ ——非平衡随机过程的相关函数;

$W_q(t, f)$ ——非平衡随机过程的瞬时功率谱密度。

则路面输入空间频率谱密度  $G_q(n)$  和时间频率瞬时功率谱密度  $W_q(t, f)$  之间存在如下关系:

$$W_q(t, f) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} G_q(n) e^{j2\pi(f\tau - nt)} \cdot dn d\tau \quad (6-2-6)$$

$$\Delta\lambda = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} u(\eta) d\eta$$

$$\lambda = \sum \Delta\lambda$$

可以证明,当汽车速度  $u$  为常数时,  $W_q(t, f) = G_q(f)$ , 这说明  $G_q(f)$  是  $W_q(t, f)$  在  $u$  为常数时的特例。

## 6.2.2 汽车平顺性的力学模型和数学模型

### 6.2.2.1 平顺性力学模型概述

根据研究对象和研究目的的不同, 可以采用不同的平顺性力学模型, 如表 6-2-2 所示。

表 6-2-2 常用的汽车平顺性力学模型

序号	名称	力学模型
1	车身、车轮双自由度模型 自由度: ①车身垂直位移 ②车轮垂直位移	
2	双轴汽车双自由度模型 自由度: ①车身垂直位移 ②车身俯仰角位移	
3	双轴汽车四自由度模型 自由度: ①车身垂直位移 ②车身俯仰角位移 ③前轮垂直位移 ④后轮垂直位移	

### 6.2.2.2 平顺性的数学模型

建立了平顺性的力学模型以后,利用拉格朗日方程就可以推导出振动系统的运动微分方程,进而计算出振动系统的固有频率、振型和频率响应函数,然后计算出振动响应的功率谱和均方根值。常用的平顺性计算公式和几种常用平顺性力学模型的数学模型如表 6-2-3 和表 6-2-4 所示。

表 6-2-3 平顺性的常用计算公式

频率响应函数	$ H(j\omega) _{z=0} = \left  \frac{\dot{z}}{q} \right  = \omega \left  \frac{\ddot{z}}{q} \right  = \omega  H(j\omega) _{z=0}$
	$ H(j\omega) _{z=0} = \left  \frac{\dot{z}}{q} \right  = \omega^2 \left  \frac{\ddot{z}}{q} \right  = \omega^2  H(j\omega) _{z=0}$
	$ H(j\omega) _{z=0} = \left  \frac{\dot{z}}{q} \right  = \omega \left  \frac{\ddot{z}}{q} \right  = \omega  H(j\omega) _{z=0}$
	$ H(j\omega) _{z=0} = \left  \frac{\dot{z}}{q} \right  = \left  \frac{\ddot{z}}{q} \right  =  H(j\omega) _{z=0}$
响应功率谱密度	$G_z(\omega) =  H_j(\omega) _{z=0}^2 G_q(f)$
	$G_x(\omega) =  H_j(\omega) _{z=0}^2 G_q(f)$
	$G_z(\omega) =  H_j(\omega) _{z=0}^2 G_q(f)$
	$G_x(\omega) =  H_j(\omega) _{z=0}^2 G_q(f)$
	$G_z(\omega) =  H_j(\omega) _{z=0}^2 G_q(f)$
	$G_x(\omega) =  H_j(\omega) _{z=0}^2 G_q(f)$
响应均方根值	$\sigma_z^2 = \int_0^{+\infty} G_z(f) df$
	$\sigma_x^2 = \int_0^{+\infty} G_x(f) df \quad \sigma_z^2 = \int_0^{+\infty} G_z(f) df$

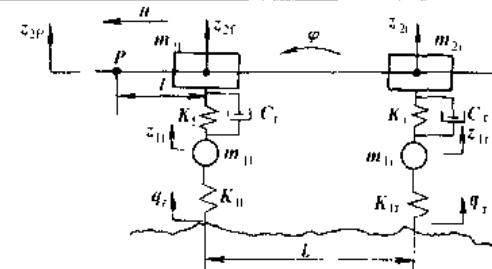
表 6-2-4 常用平顺性力学模型的数学模型

力学模型		
运动微分方程	$\begin{cases} m_2 \ddot{z}_2 + c(z_2 - z_1) + k(z_2 - z_1) = 0 \\ m_1 \ddot{z}_1 + c(z_1 - z_2) + k(z_1 - z_2) + k_r(z_1 - q) = 0 \end{cases}$	
固有频率	$\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2} (\omega_0^2 + \omega_0^2) \mp \sqrt{\frac{1}{4} (\omega_0^2 + \omega_0^2)^2 - \frac{k k_r}{m_1 m_2}}$ 式中: $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m_2}}$ (车身部分偏频) $\omega_r = \sqrt{\frac{k + k_r}{m_1}}$ (车轮部分偏频)	
固有振型	$\text{一阶振型: } \begin{pmatrix} z_{01} \\ z_{02} \end{pmatrix}_1 = \frac{\omega_0^2 - \omega_r^2}{\omega_0^2}$ $\text{二阶振型: } \begin{pmatrix} z_{01} \\ z_{02} \end{pmatrix}_2 = \frac{\omega_0^2 - \omega_r^2}{\omega_0^2}$	

续上表

频率响应函数	<p>(1) 车身垂直接头加速度频率响应函数  <math> H(j\omega) _{\zeta_2=0} = \omega^2 \gamma \left[ \frac{1+4\zeta_1^2 \lambda^2}{\Delta} \right]^{\frac{1}{2}}</math></p> <p>(2) 车轮垂直接头加速度频率响应函数  <math> H(j\omega) _{\zeta_1=0} = \frac{\omega^2 (1+\mu)^{-\frac{1}{2}}}{(1-\lambda^2)^2 + 4\zeta_1^2 \lambda^2 - \zeta_1^2}</math></p>	
	<p>式中: <math>\gamma = k_t/k</math>; <math>\zeta_1 = \frac{C}{\pi \sqrt{m_1 K}}</math>; <math>\lambda = \frac{\omega_0}{\omega_1}</math>; <math>\zeta_1 = \frac{C}{\pi \sqrt{m_1 (K + K_1)}}</math>  <math>\mu = m_2/m_1</math>  <math>\Delta = \left[ (1-\lambda^2) \left( 1 + \gamma - \frac{1}{\mu} \lambda^2 \right) - 1 \right]^2 + 4\zeta_1^2 \lambda^2 \left[ \gamma - \left( \frac{1}{\mu} + 1 \right) \lambda^2 \right]^2</math></p>	
力学模型	<p>图中: <math>m_{2f} = m_2 \frac{\rho_1^2}{aL}</math>  <math>m_{2r} = m_2 \frac{\rho_1^2}{bL}</math>  <math>m_{2t} = m_2 (1 - \epsilon)</math>  <math>\epsilon = \frac{\rho_1^2}{ab}</math>  <math>\rho_1 = \sqrt{\frac{I_1}{m_2}}</math></p>	
运动微分方程	<p><math>\begin{cases} m_2 \ddot{z}_{2f} + m_{2t} b (\ddot{z}_{2r} a + \ddot{z}_{2f} b) / L^2 + k_f \cdot \ddot{z}_{2f} = 0 \\ m_{2r} \ddot{z}_{2r} + m_{2t} a (\ddot{z}_{2r} a + \ddot{z}_{2f} b) / L^2 + k_r \cdot \ddot{z}_{2r} = 0 \end{cases}</math></p> <p>或</p> <p><math>\begin{cases} m_2 \ddot{z}_t + (k_f + k_r) z_t + (k_r b - k_f a) \varphi = 0 \\ m_2 \rho_1^2 \ddot{\varphi} + (k_f a^2 + k_r b^2) \varphi + (k_r b - k_f a) z_t = 0 \end{cases}</math></p>	
双轴汽车无阻尼双自由度振动系统	<p><math>\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2(1 - \beta_1 \beta_2)} \left[ \omega_{0f}^2 + \omega_{0r}^2 \mp \sqrt{(\omega_{0f}^2 - \omega_{0r}^2)^2 + 4\beta_1 \beta_2 \omega_{0f} \omega_{0r}} \right]</math></p> <p>式中: <math>\omega_{0f}^2 = \frac{k_f L^2}{m_2 (\rho_1^2 + b^2)}</math>  <math>\omega_{0r}^2 = \frac{k_r a^2}{m_2 (\rho_1^2 + a^2)}</math>  <math>\beta_1 = \frac{(1 - \epsilon) \frac{a}{L}}{\frac{b}{L} + \epsilon \cdot \frac{b}{L}}</math>  <math>\beta_2 = \frac{(1 - \epsilon) \frac{b}{L}}{\frac{a}{L} + \epsilon \cdot \frac{b}{L}}</math></p> <p>或</p> <p><math>\omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2} [\omega_f^2 + \omega_r^2 \mp \sqrt{(\omega_f^2 - \omega_r^2)^2 + 4\eta_1 \eta_2}]</math></p> <p>式中: <math>\omega_f^2 = \frac{k_f + k_r}{m_2}</math>  <math>\omega_r^2 = \frac{k_f a^2 + k_r b^2}{m_2 \rho_1^2}</math>  <math>\eta_1 = \frac{k_r b - k_f a}{m_2}</math>  <math>\eta_2 = \eta_1 / \rho_1^2</math></p>	

续上表

<b>力学模型</b> <b>双轴汽车双自由度振动系统</b>	
	<p>① 车身上任一点垂直振动加速度的频率响应函数</p> $\left  \frac{\ddot{z}_{2P}}{q_1} \right  = \left  \frac{\ddot{z}_{2f}}{z_{2f}} \right  + \left  \frac{\ddot{z}_{1f}}{q_1} \right  = \left  \frac{\ddot{z}_{2f}}{z_{2f}} \right  + \left  \frac{\ddot{z}_{1f}}{q_1} \right $ $\left  \frac{\ddot{z}_{2P}}{z_{2f}} \right  = L \frac{l}{L}$ <p>② 车身俯仰角加速度的频率响应函数</p> $\left  \frac{\ddot{\varphi}}{q_1} \right  = \left  \frac{\ddot{\varphi}}{z_{2f}} \right  \left  \frac{\ddot{z}_{2f}}{q_1} \right  = \left  \frac{\ddot{\varphi}}{z_{2f}} \right  \left  \frac{\ddot{z}_{1f}}{q_1} \right $ $\left  \frac{\ddot{\varphi}}{z_{2f}} \right  = -\frac{1}{a}$ <p>式中: <math>l</math>—车上任一点 <math>p</math> 到前轴的距离</p> <p>当 <math>\epsilon \approx 1</math> 时, 可用车身与车轮双自由度振动系统的频率响应函数来计算 <math>\left  \frac{\ddot{z}_{2P}}{q_1} \right </math></p>

### 6.2.2.3 结构参数对平顺性的影响

以双轴汽车双自由度振动系统为例, 分析结构参数对平顺性的影响规律。振动系统结构参数对幅频特性的影响如图 6-2-3~图 6-2-6 所示。

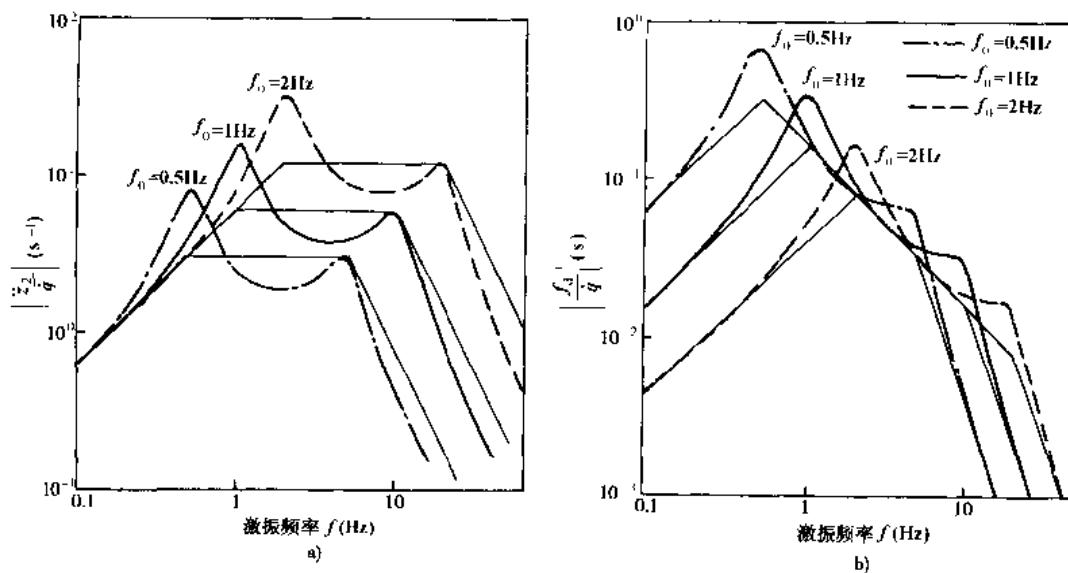
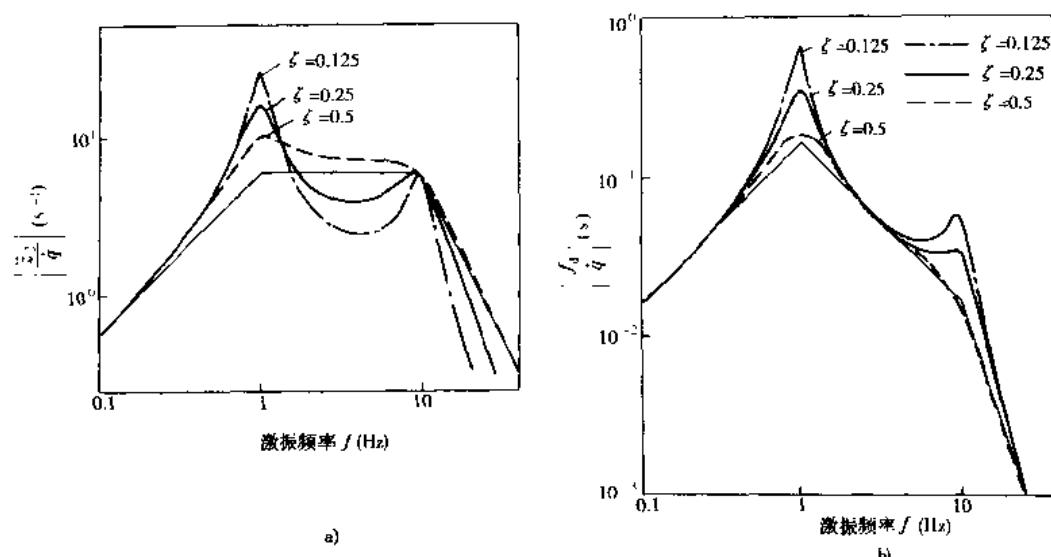
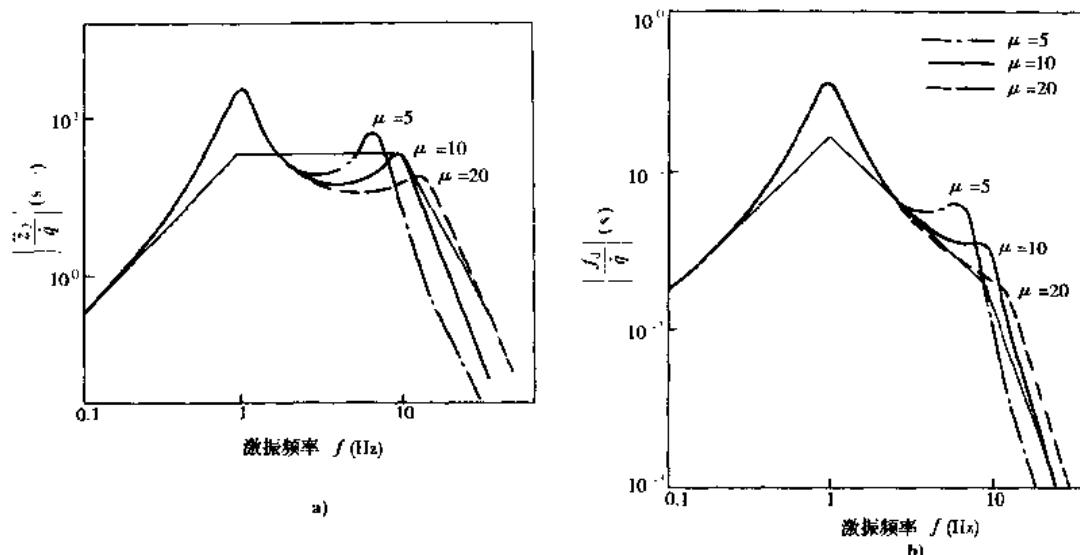


图 6-2-3  $f_0$  对  $\frac{|z_2|}{|z_{2f}|}$  和  $\frac{|z_1|}{|z_{1f}|}$  的影响

可得如下结论:

①  $f_0$  增加, 幅频特性  $|z_2/q_1|$  沿斜率 +1:1 方向向右上方平移, 而  $|z_1/q_1|$  沿斜率 -1:1 方向向右下方平移;

图 6-2-4  $\zeta$  对  $\hat{z}_2$  和  $f_d$  的影响图 6-2-5  $\mu$  对  $\hat{z}_2$  和  $f_d$  的影响

②  $\zeta$  增加, 幅频特性  $|\hat{z}_2/q|$  在低频共振区的峰值下降, 在高频共振区幅值变化很小, 而在低、高频两个共振区之间幅值增大,  $|f_d/q|$  在高、低频率两个共振区幅值均显著下降, 在两个共振区之间变化很小;

③  $\mu$  增加, 幅频特性  $|\hat{z}_2/q|$  和  $|f_d/q|$  的高频共振峰向高频方向移动, 而峰值下降;

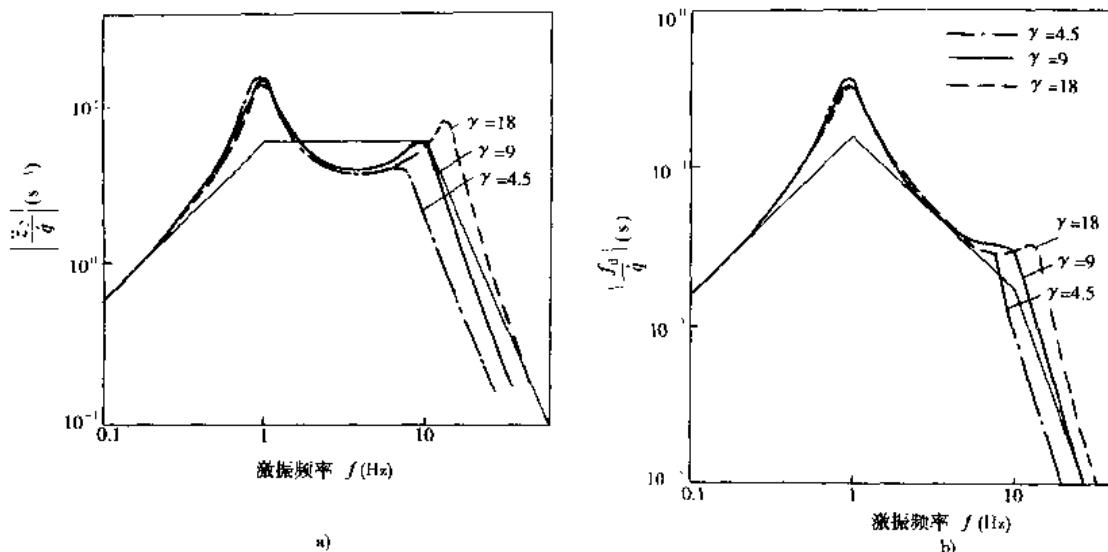
④  $\gamma$  增加, 幅频特性  $|\hat{z}_2/q|$  和  $|f_d/q|$  的高频共振峰向高频方向移动, 峰值增加。

#### 6.2.2.4 考虑弹性振动影响的平顺性分析方法

利用模态综合的方法, 可以建立包含车架和车身等弹性振动影响的汽车平顺性力学模型, 如图 6-2-7 所示, 将整车系统分解为若干个子系统:

在用模态综合法时, 常把车架作为一个主体子结构, 其余座椅、发动机、轮轴等都是通过弹性连接件安装到车架上的。首先对各部件进行分析, 然后再进行模态综合。

① 车架(包括车身的影响) 若只考虑垂直于车架平面的振动, 可求出车架的正规则化模态矩阵(利用有限元法或试验模态分析法):

图 6-2-6  $\gamma$  对  $z_2$  和  $f_d$  的影响

整车系统

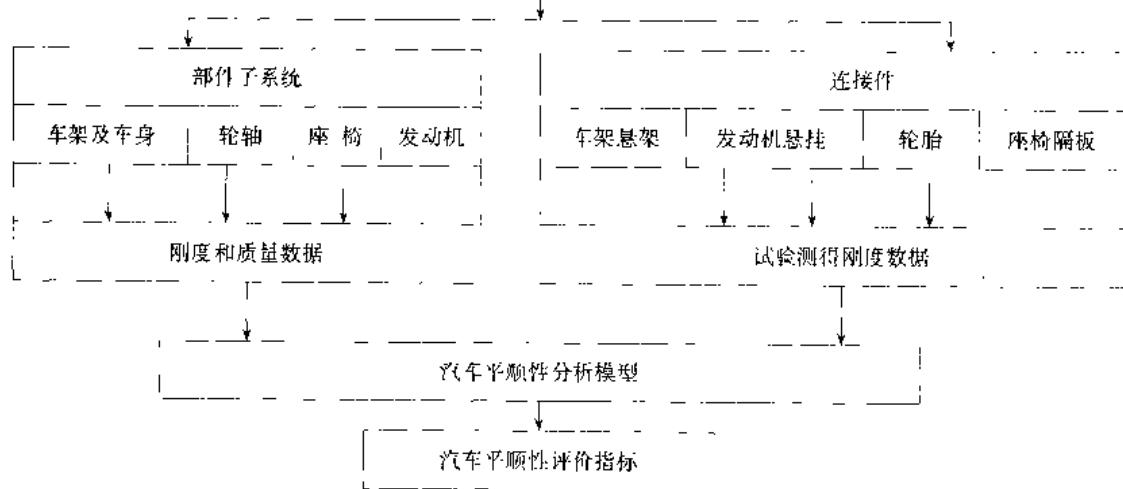


图 6-2-7 整车模态综合示意图

$$\begin{aligned} [\Phi] &= [\phi^{(1)} \quad \phi^{(2)} \dots \phi^{(n)}] \\ \Phi &= [\phi_k \quad \phi_a] \end{aligned} \quad (6-2-7)$$

$\phi_k$  表示前  $s$  阶 ( $i=1, 2, \dots, s$ ) 保留模态,  $\phi_a$  表示  $s+1$  至  $n$  阶载尾模态,  $n$  为车架自由状态的自由度。车架上各结点的坐标称为物理坐标, 它是由  $n$  个元素组成的列矢量  $|x|$ , 按照频率截取准则, 在某一截止频率范围内可略去高阶模态对物理坐标的贡献, 物理坐标和是  $|q_k|$  模态坐标的保留部分有如下关系:

$$|x| = [\phi_k] |q_k| \quad (6-2-8)$$

② 座椅 包括人体在内的座椅可简化成质量为  $m_s$  的集中质量, 并通过刚度  $k_s$  的隔振弹簧连接到车架的  $i$  结点处, 如图 6-2-8 所示。

③ 轮轴(车桥) 可简化为只有垂直位移  $y_B$  的集中质量  $m_B$ , 它与车架和路面的连接如图 6-2-9 所示。

④ 发动机 发动机可简化成质量  $m_e$ 、转动惯量为  $J_x, J_z$  的刚体。一般用 4 个或 3 个弹簧连接到车架上,

如图 6-2-10 所示,发动机的独立坐标可取质心位移  $y_r$ ,绕  $z$  轴和  $x$  轴的转角为  $\varphi_z, \varphi_x$ ,其位移坐标列阵为:

$$\{y_R\} = [y_r \quad \varphi_z \quad \varphi_x]^T$$

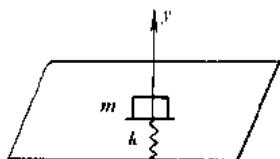


图 6-2-8 座椅和车架的耦合

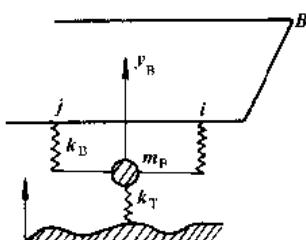


图 6-2-9 轮轴与车架和路面的连接

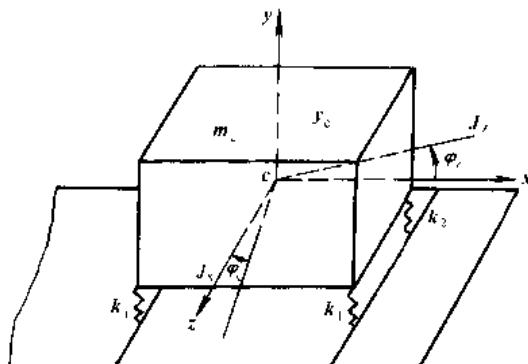


图 6-2-10 发动机和车架的耦合

将各部件的势能和动能表达为弹性结构的模态和刚性部件的独立坐标的二次型,这些坐标是一组独立的坐标。由于通过连接件的耦合可把各部件的运动组成为总系统的运动,因此可将模态坐标及刚体部件坐标之和取作系统的广义坐标  $\{u\}$ ,并把  $s$  个车架模态坐标  $\{q_k\}$ 、4 个车轴坐标  $\{y_B\}$ 、3 个发动机坐标  $\{y_R\}$ 、两个座椅坐标  $\{y_s\}$  依次排列为:

$$\{u\}^T = [q_k^T \quad y_B^T \quad y_R^T \quad y_s^T]$$

系统综合后的总自由度数为  $s + 4 + 3 + 2 = s + 9$ ,叠加各部件动能和势能,即得系统的总动能及总势能。

总质量矩阵及动能为:

$$[M] = \text{diag}[I \quad m_B \quad m_R \quad m_s]$$

式中:

$$[m_R] = \text{diag}[m_c \quad J_z \quad J_x]$$

$$T = \frac{1}{2} \{\dot{u}\}^T [M] \{\dot{u}\}$$

同样总刚度矩阵及势能为:

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{KK} & & & \text{对称} \\ K_{KB} & K_{BB} & & \\ K_{KR} & 0 & K_{RR} & \\ K_{KS} & 0 & 0 & K_{SS} \end{bmatrix}$$

$$V = \frac{1}{2} \{\dot{u}\}^T [K] \{\dot{u}\} + \{y\}^T [K_T] \{y\}$$

应用拉格朗日方程,即可得系统运动方程:

$$[M] \{\ddot{u}\} + [K] \{\dot{u}\} = [K_1] \{y\} \quad (6-2-9)$$

其中  $\{y\}$  为路面不平度在 4 个车轮触地处的位移输入,  $[K_1]$  为由轮胎刚度矩阵  $[K_T]$  扩展而来的,即:

$$[K_1] = \begin{bmatrix} 0 & \bar{K}_1 & 0 \\ 0 & 0 & \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

如需作动态响应计算,还应引入阻尼矩阵,其耗散函数的形成与刚度矩阵相似,只是更换相应的阻尼系数。

### 6.2.3 人体对振动的反应和平顺性的评价

#### 6.2.3.1 人体对振动的反应

机械振动对人体的影响,取决于振动的频率、强度、作用方向和持续时间,而且每个人的心理与身体素质不同,故对振动的敏感程度有很大差异。尽管 20 世纪 30 年代以来在这一方面进行了许多试验研究工作,但难以得到公认的评价方法和指标。直到 1974 年,国际标准化组织(ISO)在综合大量有关人体全身振动研究成果的基础上,制定了国际标准 ISO2631“人体承受全身振动评价指南”,后来对它进行修订、补充。从 1985 年开始进行全面修订,于 1997 年公布了 ISO2631—1:1997(E)“人体承受全身振动评价第一部分:一般要求”。此标准对于评价长时间作用的随机振动和多输入点多轴向振动环境对人体的影响时,能与主观感觉更好符合。

ISO2631—1:1997(E)标准规定了如图 6-2-11 所示的人体坐姿受振模型,在进行舒适性评价时,它除了考虑座椅支承面处输入点 3 个方向的线振动,还考虑该点 3 个方向的角振动,以及座椅靠背和脚支承面两个输入点各 3 个方向的线振动,共 3 个输入点 12 个轴向的振动。

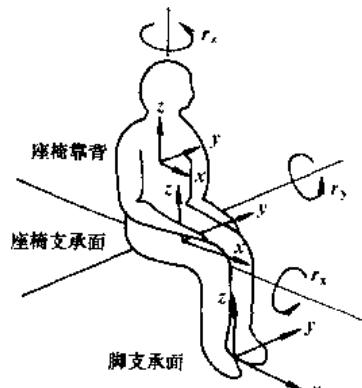


图 6-2-11 人体坐姿受振模型

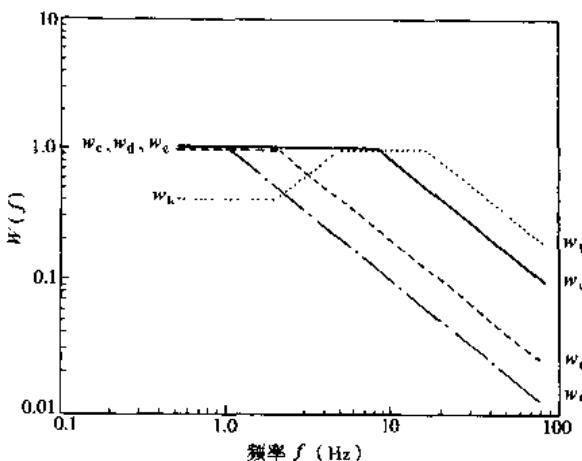


图 6-2-12 各轴向频率加权函数(渐进线)

此标准仍认为人体对不同频率振动的敏感程度不同,在图 6-2-12 上给出了各轴向 0.5~80Hz 的频率加权函数(渐进线),又考虑不同输入点,不同轴向的振动对人体影响的差异,还给出了各轴向振动的轴加权系数  $k$ 。表 6-2-5 给出了 3 个输入点 12 个轴向,分别选用哪一个频率加权函数和相应轴加权系数  $k$ ,并列出了辆欧洲轿车在城市公路上行驶时,实测的各轴向加权加速度均方根值  $a_w$ ,然后算出总的加权加速度均方根值  $a_{wn}$ 。

表 6-2-5 频率加权函数、轴加权系数  $k$  和在轿车上振动测量的结果

位置	坐标轴 名称	频率加权 函数	轴加权 系数 $k$	加权加速度值( $m \cdot s^{-2}$ ) $a_w$	峰值 系数
座 椅 支 承 面	$x_s$	$w_d$	1.00	0.080	5.0
	$y_s$	$w_d$	1.00	0.114	4.7
	$z_s$	$w_k$	1.00	0.407	5.5
	$r_x$	$w_r$	0.63	0.106	4.9
	$r_y$	$w_r$	0.40	0.085	5.0
	$r_z$	$w_c$	0.20	0.011	4.5

续上表

位置	坐标轴名称	频率加权函数	轴加权系数 $k$	加权加速度值 ( $m/s^2$ ) $a_w$	峰值系数
靠背	$x_b$	$w_c$	0.80	0.212	4.3
	$y_b$	$w_d$	0.50	0.087	4.4
	$z_b$	$w_d$	0.40	0.140	4.9
脚	$x_f$	$w_k$	0.25	0.090	5.4
	$y_f$	$w_k$	0.25	0.093	5.1
	$z_f$	$w_k$	0.40	0.319	6.2
$a_w = (\sum a_{wj}^2)^{1/2}$				0.628	

由表 6-2-5 上各轴向的轴加权系数可以看出,椅面输入点  $x_s, y_s, z_s$  3 个线振动的轴加权系数  $k=1$ , 是 12 个轴向中人体最敏感的, 其余各轴向的轴加权系数均小于 0.8。另外 ISO2631-1:1997(E) 标准还规定, 当评价振动对人体健康影响时就考虑  $x_s, y_s, z_s$  这三个轴向, 而  $x_s, y_s$  两个水平轴向的轴加权系数取  $k=1.4$ , 比垂直轴向更敏感。标准还规定靠背水平轴向  $x_b, y_b$  可以由椅面  $x_s, y_s$  水平轴向代替, 此时轴加权系数取  $k=1.4$ 。

椅面垂直轴向  $z_s$  的频率加权函数  $w_k$  最敏感频率范围标准规定为 4~12.5Hz, 4~8Hz 这个频率范围人的内脏器官会产生共振, 而 8~12.5Hz 频率范围的振动对人的脊椎系统影响很大。椅面水平轴向  $x_s, y_s$  的频率加权函数  $w_d$  最敏感频率范围为 0.5~2Hz, 大约在 3Hz 以下水平振动比垂直振动更敏感, 且汽车车身部分系统在此频率范围产生共振, 故应对水平振动给予充分重视。

### 6.2.3.2 平顺性的评价方法

ISO2631-1:1997(E) 标准规定当振动波形峰值系数 < 9(峰值系数是加权加速度时间历程  $a_w(t)$  的峰值与加权加速度均方根值  $a_w$  的比值) 时用基本的评价方法——加权加速度均方根值来评价振动对人体舒适和健康的影响。根据测量, 这一方法适用于正常行驶工况下的各种汽车包括越野汽车。

1) 基本的评价方法用基本的评价方法来评价时, 先计算各轴向加权加速度均方根值, 具体有两种计算方法。

① 对记录的加速度时间历程  $a(t)$  可通过相应频率加权函数  $w(f)$  的滤波网络得到加权加速度时间历程  $a_w(t)$ , 按下式计算加权加速度均方根值:

$$a_w = \left[ \frac{1}{T} \int_0^T a_w(t) dt \right]^{1/2} \quad (6-2-10)$$

式中,  $T$  为振动的分析时间, 一般取 120s。

频率加权函数  $w(f)$ (渐进线) 可用以下公式表示:

$$w_k(f) = \begin{cases} 0.5 & (0.5 < f < 2) \\ f/4 & (2 < f < 4) \\ 1 & (4 < f < 12.5) \\ 12.5/f & (12.5 < f < 80) \end{cases}$$

$$w_d(f) = \begin{cases} 1 & (0.5 < f < 2) \\ 2/f & (2 < f < 80) \end{cases}$$

$$w_c(f) = \begin{cases} 1 & (0.5 < f < 8) \\ 8/f & (8 < f < 80) \end{cases}$$

$$w_c(f) = \begin{cases} 1 & (0.5 < f < 1) \\ 1/f & (1 < f < 80) \end{cases}$$

②对记录的加速度时间历程  $a(t)$  进行频谱分析得到功率谱密度函数  $G_a(f)$ , 按下式计算:

$$a_w = \left[ \int_{0.5}^{0.8} W^2(f) G_a(f) df \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6-2-11)$$

③当同时考虑椅面  $x_s, y_s, z_s$  这 3 个轴向的振动时, 3 个轴向的总加权加速度均方根值按下式计算:

$$a_w = [(1.4a_{xw})^2 + (1.4a_{yw})^2 + a_{zw}^2]^{\frac{1}{2}} \quad (6-2-12)$$

④有些“人体振动测量仪”采用加权振级  $L_{aw}$ , 它与加权加速度均方根值  $a_w$  换算, 按下式进行:

$$L_{aw} = 20 \cdot \lg(a_w/a_0)$$

式中:  $a_0$  为参考速度均方根值,  $a_0 = 10^{-6} \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$

下面, 表 6-2-6 给出了加权振级  $L_{aw}$  和加权加速度均方根值  $a_w$  与人的主观感觉之间的关系。

表 6-2-6  $L_{aw}$  和  $a_w$  与人的主观感觉之间的关系

加权加速度均方根值 $a_w (\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	加权振级 $L_{aw} (\text{dB})$	人的主观感觉
< 0.315	110	没有不舒适
0.315 ~ 0.63	110 ~ 116	有一些不舒适
1.5 ~ 1.0	114 ~ 120	相当不舒适
0.8 ~ 1.6	118 ~ 124	不舒适
1.25 ~ 2.5	112 ~ 128	很不舒适
> 2.0	126	极不舒适

## 2) 辅助评价方法

当峰值系数  $> 9$  时, ISO263—1997(E) 标准规定用均 4 次方根值方法来评价, 它能更好地估计偶而遇到过大的脉冲引起的高峰值系数振动对人体的影响, 此时采用辅助评价方法——振动剂量值(VDV)。

$$VDV = \left[ \int_0^T a_w^4(t) dt \right]^{\frac{1}{4}} \text{ ms}^{-1.75}$$

(撰稿人: 金先龙 王仲范)

## 参 考 文 献

1. 小林明等. 汽车工程手册. 汽车工程手册编译委员会译. 北京: 机械工业出版社, 1984.
2. 郑兆昌. 机械振动. 北京: 机械工业出版社, 1986.
3. 吴业森等. 随机振动. 北京: 机械工业出版社, 1988.
4. 辛克维奇等. 有限元与近似法. 陶振宗等译. 北京: 人民交通出版社, 1989.
5. 余志生. 汽车理论. 北京: 机械工业出版社, 1989.
6. 何渝生等. 汽车振动学. 北京: 人民交通出版社, 1990.
7. M·米奇克. 汽车动力学. 桑杰译. 北京: 机械工业出版社, 1980.
8. 李渤仲. 船舶内燃机扭转振动. 北京: 北京科技出版社, 1983.
9. J·S·贝达特等. 相关分析和谱分析的工程应用. 凌福根译. 北京: 国防工业出版社, 1983.

10. 龚培康. 汽车拖拉机有限元法基础. 北京: 机械工业出版社, 1994.
11. H.P. 威鲁麦特. 车辆动力学模拟及其方法. 李宇译. 北京: 北京理工大学出版社, 1998.
12. 张洪欣. 汽车系统动力学. 上海: 同济大学出版社, 1996.
13. Bosch. 汽车工程手册. 北京: 北京理工大学出版社, 1997.
15. 吕振华等. 线性广义特征值问题在模态坐标中的矩阵摄动法. 振动工程学报, 1989(1).
16. 《振动与冲击手册》编辑委员会. 振动与冲击手册第一卷基车理论和分析方法. 北京: 国防工业出版社, 1988.
17. R.A. Muzechuk. Hydraulic Mounts-Improved Engine Isolation. SAE paper 840410
18. H.J. Dresl. Truck Clutches for the 90S-Higher Torques, Efficient Torsional Dampening and Electronic Control. SAE 892475.
19. Johnson. Computer Optimization of Engine Mounting System. SAE paper 790974.
20. 钱派为等. 汽车发动机悬置系统结构动态参数的选择与子系统匹配. 汽车工程, 1988(4).
21. 胡子正等. 汽车传动系扭转特征辨识. 汽车工程, 1992(1): 32~38.
22. 孙方宁. 汽车动力系弯曲振动的模态分析. 汽车工程, 1988(4): 40~48.
23. 王裴等. SY-62B 客车车身架计算机辅助设计的探讨. 汽车工程, 1986(2): 29~39.
24. 黄世霖等. 中型客车模态分析. 汽车工程, 1986(1): 32~40.
25. 黄金陵. 客车的承载式车身结构分析. 汽车工程, 1990(2): 44~52.
26. R.E. Alliston. Axial Stress Due to Torsion in Truck Frame Rail. SAE paper 770896.
27. 郑兆昌. 汽车结构动力分析的模态综合技术. 清华大学学报, 1981(3).
28. 金先龙. 非平衡随机振动信号的瞬时功率谱分析. 振动工程学报, 1990(3): 25~31.
29. 李承德. 整车系统多自由度模型及随机振动响应分析. 汽车工程, 1987(2): 26~41.
30. F.Diau. Structural Optimization of a Vehicle Using Finite Element Techniques. SAE paper 885135.
31. 傅志方. 振动模态分析与参数辨识. 北京: 机械工业出版社, 1990.
32. 陆际清等. 汽车发动机设计(第一册). 北京: 清华大学出版社, 1990.
33. 管迪华. 模态分析技术. 北京: 清华大学出版社, 1996.
34. 宋健. 导向轮轮胎和定位参数对汽车摆振影响的研究及整车横向动力学优化分析. 北京: 清华大学博士学位论文, 1989.
35. 霍尔斯特·皮佩特. 汽车车身技术. 吴贤明译. 北京: 科学普及出版社, 1992.

## 7 汽车噪声及其控制

### 7.1 概 述

汽车给世界带来了现代物质文明,但同时也带来了环境噪声污染等社会问题。当人暴露于噪声污染中时,噪声无论从生理上还是心理上,都在无时无刻地影响人的正常工作、生活和身体健康。有关试验和大量调查表明,高声级的噪声不仅损害人的听觉器官,还伤害神经系统、心血管系统、消化系统和内分泌系统等,引起生理病变。长时间暴露于噪声污染中也容易使人产生紧张、心情烦躁和疲劳等不良心理反应。为了保护环境,针对汽车噪声,各国政府已颁布了相关的法规,对其进行限制。在政府法规和市场竞争的双重激励机制下,各大汽车厂家也在积极地采取措施,尽量减少汽车给环境造成的噪声污染。

汽车是一个高速运动的复杂组合式噪声源。汽车发动机和传动系工作时产生的振动、高速行驶中汽车轮胎在地面上的滚动、车身与空气的作用,是产生汽车噪声的根本原因。

根据汽车噪声对环境的影响,可将汽车噪声分为车外噪声和车内噪声。车外噪声主要影响车外道路两旁的声学环境;车内噪声主要影响车内的声学环境。

车外噪声是指汽车各部分噪声辐射到车外空间的那部分噪声。能直接向车外辐射的汽车噪声源主要包括发动机噪声、排气噪声、轮胎噪声、制动噪声和传动系噪声等。

车内噪声是指车箱外的汽车各部分噪声通过各种声学途径传入车内的那部分噪声,以及汽车各部分振动通过各种振动传递路径激发车身板件的结构振动向车箱内辐射的噪声。这些噪声声波在车内空间声学特性的制约下,生成较为复杂的混响声场,从而形成车内噪声。传声的声学途径主要有通过车身板件及内饰材料的声透射,以及通过车箱缝隙的声漏射。通过声学途径传入车内的汽车噪声来自发动机噪声、排气噪声、空气动力学噪声、轮胎噪声和传动噪声等。通过振动途径激发车身板件振动的汽车激振源包括发动机振动、传动系振动和路面振动等。

无论是车外还是车内噪声,都来自汽车的各个噪声源。本章将对汽车的各个噪声源的发声原因和控制方式进行讨论。

#### 7.1.1 车外低噪声技术动向

##### 7.1.1.1 车外噪声控制对象,低噪声化技术

###### 1) 噪声的发生源

车外噪声包括受法规限制的车外行驶通过噪声及早晚间车辆的怠速噪声。应控制的车外噪声,按发生噪声的声源可分为:发动机噪声、传动系统噪声、排气系统噪声、轮胎噪声。在发动机噪声中,除发动机机体发生的机械声外,还包括进气系统噪声、冷却风扇噪声。

传动系统噪声是由发动机传来的振动引起离合器盖、变速器盖等辐射出的噪声,齿轮啮合激振引起壳体辐射出的噪声。排气系统噪声是由消声器支撑架及管道壳体振动辐射出的噪声,发动机振动及排气脉动作激励源而引起的辐射噪声,还包括由排气口出来的排气噪声。轮胎噪声是由轮胎与路面接触所引起的,它是由法规限制的匀速行驶噪声主要成分之一。在加速行驶时,降低轮胎噪声是很重要的。

###### 2) 降噪方法

降低噪声,并不是简单地降低声源强度或声的传播,而是要在满足各种制约条件要求下,提出不同方案,并作出最佳的选择。对发动机来说各种制约条件,系指排气净化、输出功率、燃油消耗及其他性能,此外还有

### 质量、成本等制约因素

为了降低噪声,应设计激振力小,或即使产生振动却不易形成噪声的结构。比如为了净化排放气体,采用了高压燃料喷射装置而导致了激振力增大,为此必须采取相应的低噪声结构设计措施。

对于隔声方法,因材料、位置、隔声结构等的不同其效果亦不同。一般都是在不改动各部件总成的基本结构和对其他性能的影响,尽可能小的条件下进行隔声的。在确定隔声方法之前,应仔细调查噪声特性,然后在保证轻量化的基础上采取成本最低的有效对策。

#### 3)发动机噪声的改善

下列方法可以降低发动机产生的噪声及由发动机振动引起的其他噪声:改造发动机燃烧过程以降低燃烧爆发的冲击;降低由此冲击产生的激振力引起的导致噪声的发动机各部件的振动;降低由活塞的上下运动、曲轴转动引起的不平衡力以及降低发动机机械振动等。

#### 4)降低辐射噪声

为了降低发动机、传动系统、排气系统表面产生的辐射噪声,不仅要降低激励力,而且应改善结构的振动特性,达到即使有激励力,也不易产生噪声的效果。例如通过用仿真计算方法推测发动机缸体、油底壳表面产生的辐射噪声,用振动特性优化方法,采取在轻量化基础上达到最佳效果的措施。

#### 5)降低排气噪声

在利用消声器降低排气出口的噪声方法方面,随着仿真计算方法精度的提高,可以达到在不增加排气阻力条件下改善消声效果的水平。另一方面在排气口对排气噪声施加相位差为180°的次级声源,达到降低噪声效果的主动消声器也正在开发研究中。

#### 6)降低轮胎噪声

随着轮胎测试技术及仿真技术的进步,其噪声的产生机理逐渐得到掌握。通过改善胎面形状、橡胶材质等,已使轮胎噪声有较大改善。由于等速行驶噪声中,轮胎噪声占主要部分,因此有必要同时对路面状况进行改善,但这方面的工作更为困难。

#### 7)测试技术、分析技术、数值仿真

通过测试技术及分析技术的提高,对噪声现象能更明确的理解,再结合用声全息方法探测声源,边界元法进行声场分析等成果,能够更合理有效地采取降低噪声措施。

### 7.1.1.2 改变道路表面结构

由于路面特性对轮胎噪声有很大的影响,在评价对法规的适应性时,出现了在规定路面上限制轮胎单独噪声级的趋势。

从通过实施排水性铺装后的路面可降低噪声级这一事实出发,正在研究如何通过改善路面特性达到降低车外噪声的方案,道路的结构、表面形状、铺装材质及表面粗糙度等变更后,通过得到其吸声率、时变性等特性,达到降低噪声的目的。

### 7.1.1.3 交通流量措施

只降低车辆噪声所能达到控制环境噪声的效果是有限的,因此有必要通过对道路、交通流量的改善从而达到更好的效果。

在交通流量大的地段、具有加减速多地形的地段等处,应设置隔声壁,并利用道路标识限制速度、加速度。要从根本上降低交通噪声,应使交通流畅及避免交通堵塞,为此要采取包括交通限制在内的综合性措施。

### 7.1.2 车内声学环境舒适化技术的动向

#### 7.1.2.1 低噪声化对象、低噪声化技术、轻量化对策

##### 1)低噪声化对象

降低感觉到的车内噪声,提高其舒适性,是通过实验或数值分析方法查明产生原因,确定设计方案的,即是首先将测量到的现象数量化,进一步把获取车辆或其结构部件的机械特性,借助于数值仿真分析,将其设计特性要求反映在设计图纸上。

车辆结构部件的机械特性主要包括以下内容:

发动机:振动、声辐射特性、支撑的隔振特性;

排气系统:振动、声辐射特性、消声器的排气噪声衰减特性、齿轮啮合激振力、扭转振动特性;

车身:振动、声响灵敏度、车内吸声特性、隔声特性、外部空气流动;

底盘:悬架系统的振动传递特性、轮胎的振动传递特性、轮胎胎面噪声。

### 2)低噪声化技术

作为实现低噪声化的技术,正确获得声·振动产生原因的技术是必须的。有关探明声·振动源,确定传递路径,寻找发声体的各种技术正不断地被开发出。首先,为了探明噪声·振动源,必须进行准确地测量及分析,作为实验方法可用试验模态分析及灵敏度分析正确获得振动现象,推断其产生原因,同时为了保证仿真的精度,需对其分析模型进行系统辨识。

通过用有限元法(FEM)或边界元件(BEM)这样的仿真分析,可以确定最佳设计方案,另一方面通过做与实物成比例的相似模型,再现噪声现象,再用实验方法确定其特性。同样是一种有效的方法,通过结构的灵敏度分析,可确认在适当位置上使用新型的降噪材料(减振、隔声、吸声)的有效性。

噪声·振动的主动控制技术使过去的技术概念发生了变化。通过对一次噪声或振动施加与其幅值大小相等,相位相反的二次声源或振动源,可自动地消除存在的振动噪声问题。虽然此项技术存在着成本偏高等问题,但如果处理得当,将是有效的一项技术。

### 3)轻量化对策

为了节约能源、保护大气环境,对汽车燃油经济性提出了越来越高的要求,而汽车轻量化则是降低油耗的一项重要措施。但是,结构的轻量化却导致各部件材料的振动噪声性能变差,因此必须考虑在最大程度上抑制这些不利因素。作为一项必要的技术是基于仿真的结构优化设计,其目的是使结构部件因轻量化而具有的固有频率能达到规定范围内要求的数值,并通过灵敏度分析使不重要部分的材料变薄,加强影响大的部分,以抑制结构应力的增大。即通过结构形状和材质的最佳选择,达到在不增加重量的原则下保持原有结构的性能,而上述的结构噪声主动控制技术是轻量化对策的有效方法之一。

#### 7.1.2.2 车内声场音质、主观评价指标、生理现象

##### 1)音质的主观表现

要创造舒适的声学环境,不仅需要实现低噪声化,而且应改善其声场音质,但是仅靠声压级来评价噪声的音质是不够的。为此应采用主观评价的方法来评价音质,开发能有效区分音质的技术。

SD(semantic Differential)法通过表现声音性质的专用语言,称为各种因子,来分析噪声的构成成分和评价噪声的音质。例如评价汽车怠速时的音质,对贡献率最大的第1主成分用“吵闹、嘈杂感”因子;第2主要成分用“金属、粗钝感”因子来表达。

##### 2)声音再现的模拟,通过对声音的加工来改善音质

在进行准确地评价声音时,为了确保声音的再现性,可采用现场记录的声音在室内真实地再现并评价的方法。对于即使声压不高但感觉不舒适的声音,可用数字滤波器对其频率成分进行变更,或对任一带宽的声压成分提高,以观察其对整体音质的影响程度。对于想了解加速时感到强劲的声音,反映机械状况的声音以及使人感到兴奋的声音等场合,可以对声音进行加工,掌握其变化的程度,预测音质改进的效果。

##### 3)表现音质的代用特性

通过测量声音,将其特性用图表或数值来表示,使过去只能靠主观感觉的音质用物理量来表达。音质的可视化及表现方法通过用计算机处理已变得可能,典型的数值化例子是通过在人耳位置或其他将特定位置放置的麦克风测量到的声音通过时域及频域的处理,可得声压的雨流图、声音的声强图及声全息图等。通过这些寻找得到的数值化结果与主观评价得到的感觉量之间的相关性强的量作为音质的评价指标。

### 7.1.3 汽车噪声法规的动向

#### 1) 新车、使用车、非法改装车

在环境噪声中对车辆产生的噪声限制越来越严格,按新车、使用车、非法改装车分别在下述各方面对噪声进行控制与限制:新车认证试验时的代表认定值及生产线上的质量管理值;使用车排气系统交换部品的认证制;非法改装车在排气系统是否装有非认证部品;道路上近场排气噪声值;强化对非法改装车的取缔。

#### 2) 各国的法规制、试验方法的一致性

世界各国都在为降低环境噪声而强化限制汽车的行驶噪声。比如,日本在1997年之前已3次对乘用车、商用车的规定值进行了修改。欧洲的EC也提出了更严格的要求,显示出与排放气体同样以控制日益严重的环境噪声问题。

在测定汽车的噪声强度时,各国采用不同的噪声测定试验方法,因此在判断限制值时,不能把它们直接比较评价。这将导致由于试验方法的不同,在对进口车合理审查的方面出现问题,和由于试验条件的不同而带来的混乱。因此,希望能在试验方法的一致性方面有所规定。

#### 3) 今后的动向

随着城市化的快速发展,为了达到人类与汽车的共存,必须保护好环境,由此必须合理地实施提高实效的法规及对应措施。除了强化过去实施的车辆行驶噪声限制,对违法的强制取缔措施。在日本还采用地区自治团体实施的改变区域交通形态的交通流量对策,进一步让使用者也积极地参与控制汽车噪声的行动。

正在研究开发的对排气及降低噪声均有效的电动汽车、混合动力汽车,也可能是降低环境噪声的一种有效措施。此外在道路方面,正在进行高速公路的结构、道路形状,铺装面材料等方面的改善。也正在具体地提出和实施交通运输模式的改变,有效的运输机械及道路的使用方法。

## 7.2 汽车噪声控制中常用的噪声计量方法

### 7.2.1 物理计量方法

噪声的物理计量是用声音物理量的声压、声强和声功率来描述噪声。在可听声范围内,这些物理量的变化范围很宽。如人耳能听到的最低声音的声压约为 $2 \times 10^{-5}$ Pa,声强为 $10^{-12}$ W/m<sup>2</sup>;而使人耳产生痛觉的声音声压为20Pa,声强为1W/m<sup>2</sup>,声压变化达 $10^6$ 倍;声强变化达 $10^{12}$ 倍。人们通常谈话的声功率约 $10^{-5}$ W,而喷气式飞机起飞时的声功率约 $10^6$ W,二者相差 $10^{10}$ 倍。由于人耳对声音的分辨能力不可能细化到如此高的倍数,因此有必要将这些物理量与某个基准量相比,然后取对数,将其规整到人耳的细化分辨能力范围内(约100倍左右)。取对数后的声压、声强和声功率分别称为声压级、声强级和声功率级,单位都用分贝(dB)表示:

#### 1) 声压级

声压是某种振动引起的大气压的波动部分,单位为“帕”(Pa);声压级是声压有效值与一个基准声压值之比的对数值,单位为“分贝”(dB)。声压级的定义如式(7-2-1)所示。

$$L_p = 20 \lg \frac{p_e}{p_0} \quad \text{dB} \quad (7-2-1)$$

式中: $L_p$ 为声压级,单位为dB; $p_e$ 为声压的有效值,单位为Pa; $p_0 = 2 \times 10^{-5}$ Pa为基准声压值,取人耳能听到的1kHz声音的最低声压值(即听阈声压值)。

声压级常用来度量汽车噪声的大小。如某汽车的车外加速噪声值为80 dB,就是指在车外测到的该车加速时的噪声声压级为80 dB。

#### 2) 声功率级

声功率是声源单位时间内向外辐射出的声能的有效值,单位为“瓦”(W);声功率级是声功率与基准声功率值之比的对数值,单位为“分贝”(dB)。声功率级的定义如式(7-2-2)所示。

$$L_W = 10 \lg \frac{W}{W_0} \quad \text{dB} \quad (7-2-2)$$

式中:  $L_W$  为声功率级, 单位为 dB;  $W$  是声功率值, 单位为 W;  $W_0 = 10^{-12} \text{W}$  为基准声功率值。

声功率级常用来衡量一辆汽车或一个总成的噪声辐射强弱。如某汽车发动机的声功率为 90 dB, 是指该发动机单位时间内向外辐射的声能与基准声功率之比为 90 dB。

### 3) 声强级

声强是用以表示空间上声能的传输量, 其定义为空间单位面积上传输的声功率有效值, 单位为“瓦/平方米” ( $\text{W}/\text{m}^2$ ); 声强级是声强与基准声强值之比的对数值, 单位为“分贝” (dB)。声强级的定义如式(7-2-3)所示。

$$L_I = 10 \lg \frac{I}{I_0} \quad \text{dB} \quad (7-2-3)$$

式中:  $L_I$  为声强级, 单位为 dB;  $I$  为声强值, 单位为  $\text{W}/\text{m}^2$ ;  $I_0 = 10^{-12} \text{W}/\text{m}^2$  为基准声强值 (即听阈声强值)。

声强级是一个向量, 常用来表示某特定位置的某个方向上汽车噪声声能辐射的大小。如在离汽车 1m 远的地方测得垂直车身向外的声强级为 90 dB, 是指在该处该方向上空间单位面积中汽车辐射的声功率与基准声强值之比为 90 dB。

### 4) 声级的叠加

由于声级 (声压级、声强级或声功率级) 是对数单位, 当求多个声级值的叠加结果时, 不能直接进行声级叠加, 而应根据能量叠加原则, 将各声压的平方 (或声强或声功率) 叠加后再取相应基准值之比的对数来得到声级的叠加结果。

由于均为比值求对数,  $n$  个声级 (声压级、声强级或声功率级) 的叠加, 都可以用统一的方法, 如式(7-2-4) 所示。

$$L = 10 \lg \left( \sum_{i=1}^n 10^{0.1 L_i} \right) \quad \text{dB} \quad (7-2-4)$$

式中:  $L_i$  为各分声级 (声压级、声强级或声功率级), 单位为 dB;  $L$  为总声级 (声压级、声强级或声功率级), 单位仍为 dB。

当分别测得各声源在同一位置的声级时, 无论是声压级或声强级或声功率级, 都可以用式(7-2-4)求得这些声源同时作用时在该位置的总声级。

## 7.2.2 相对的感觉计量方法

噪声不仅仅决定于其物理量级, 很大程度上还取决于人对声音的心理响应。

同时声音要通过人的感觉器官——人耳才能被人的大脑所反映。而人耳对声音的响应是非线性的, 即相同声压级不同频率的两个声音, 一般人听来的响亮度是不一样的。这就是人对声音的生理响应。

为了准确表示人对噪声的反映, 相对于某个标准量, 以人的感觉来使汽车噪声定量化有以下几种方法。

### 1) 响度级

一种声音听起来有多响, 这是人的主观反应, 将其定量化就是响度级。

定义以 1000Hz 纯音的声压级为标准响度级, 单位为“方” (phon), 其他频率声音的响度级则通过与标准响度级比较而确定。如某频率的声音的声压级为 90 dB, 但它听起来与 80dB、1000Hz 的纯音 (80 phon 标准响度级) 一样响, 就认为该声音的响度级为 80 phon。按类似方法, 通过实验人员的主观试听, 可确定各种频率的纯音在不同声压级时的响度级。

在声压级频率图上, 将同样响度级的各点连起来得到的曲线就是等响曲线。图 7-2-1 是经大量试验统计得到的一般人 (18 ~ 30 岁) 的等响曲线图, 即人耳听觉特性。从图中可见, 人耳对 4000Hz 左右的声音最敏感, 对低频声敏感程度大大降低。另外, 声压级越低, 人耳对声音响亮度的感觉随频率变化的特点就越明显。

### 2) 响度

虽然响度级能反映人耳对声音响亮度的感觉, 但它还不能直观反映人耳对声音响亮度的判断。试验表

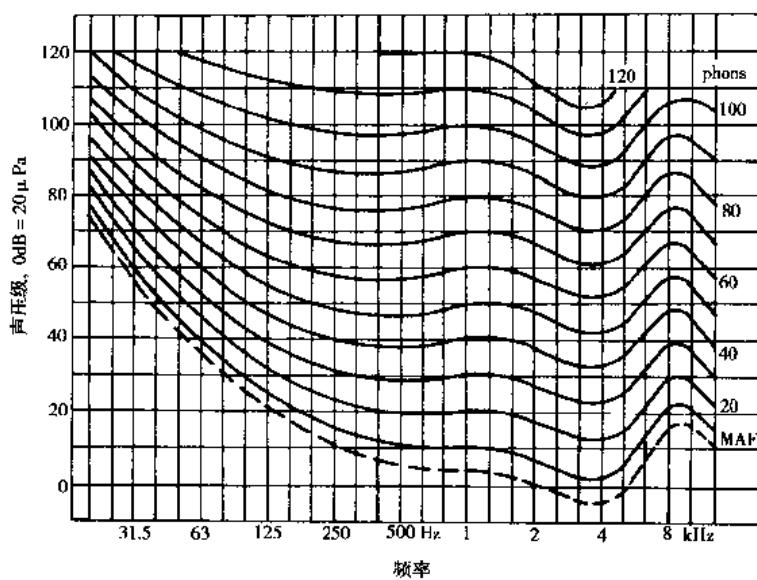


图 7-2-1 纯音等响曲线(人耳听觉特性)

明，当某声音听起来比 40 phon 的标准声音响亮一倍时，它的响度级却是 50 phon。这显然没有反应人耳的直观判断。

另一个声音的主观评价指标——响度，就能够直观反应人耳对声音响亮度的判断。响度的单位为“宋”(sone)，定义声压级为 40dB 的 1000Hz 纯音的响度为 1 sone(宋)，这也称标准响度。其他声音的响度也是通过实验人员的主观试听，通过与标准响度的声音比较而确定的。声音听起来比标准响度的声音(1sone)响几倍，其响度就为几宋。因此响度直接与主观感受相符。如某声音的响度是另一声音的 2 倍，则该声音听起来就比另一声音要响亮 1 倍。

虽然响度级和响度都是主观判断的试验结果，但两者之间却存在一定的关系，式(7-2-5)和(7-2-6)就是响度与响度级之间关系的经验公式。

$$N = 2^{0.1(L_N - 40)} \quad \text{sone} \quad (7-2-5)$$

$$L_N = 40 + 10 \log_2 N \quad \text{phon} \quad (7-2-6)$$

式中：N 为响度，单位为 sone； $L_N$  为响度级，单位为 phon。

### 7.2.3 物理计量与感觉计量相结合的计量方法

#### 1) 计权声级

响度和响度级虽然能定量描述人对噪声的主观感觉，但由于这两个量与声音的频率和声压级都有关系，要在噪声测量现场迅速方便地确定这两个量却比较困难。因此为了使声音的量度既能反映人耳听觉的主观感受，又能在噪声测量现场快速而方便地测定，参照人耳听觉特性，又建立了一套计权方法对直接测到的声压级加以修正。根据这套计权方法，还可以在声学测量仪器(如声级计)中设计计权网络(或称计权滤波器)，使测量和计权修正能同时完成。

#### (1) 计权标准

针对上述情况，国际电工组织(IEC)规定了噪声测量的 A、B、C 三种计权标准，见表 7-2-1。图 7-2-2 是表 7-2-1 数据的曲线形式，图中的 D 曲线是后来又增加的用于航空噪声测量的 D 计权标准。A、B、C 计权是分别参考人耳听觉特性(图 7-2-1)中的 40、70 和 100phon 等响曲线而制定的。它们分别反映了人耳对低声压级、中声压级和高声压级的响度感觉。

表 7-2-1 中的计权修正值  $\Delta L$  表示应在测到的声压级上直接叠加的分贝数(详见“(2)计权方法”)。经 A/B/C 计权得到的声压级就称为 A/B/C 计权声级，应在其单位后标注“(A/B/C)”以示区别。例如，用 A 计权方

式测得汽车驾驶员耳旁噪声的A计权声压级为80分贝,则应将该值记为80dB(A)。

在汽车噪声测量和分析中,A计权标准是最常用的,因为A计权结果不仅能反映人耳对噪声响度感觉的频率特性,而且与噪声对人的语言交谈干扰、听力损伤、健康危害以及烦躁程度都有很好的相关性。

表 7-2-1 计权标准修正值

1/3倍频程频率(Hz)		计权修正值ΔL(dB)			1/3倍频程频率(Hz)		计权修正值ΔL(dB)		
中心 频率	频率范围	A	B	C	中心 频率	频率范围	A	B	C
16	14.1~17.8	-56.7	-28.5	-8.5	630	562~708	-1.9	-0.1	0
20	17.8~22.4	-50.5	-24.2	-6.2	800	708~891	-0.8	0	0
25	22.4~28.2	-44.7	-20.4	-4.4	1000	891~1122	0	0	0
31.5	28.2~35.5	-39.4	-17.1	-3.0	1250	1122~1413	+0.6	0	0
40	35.5~44.7	-34.6	-14.2	-2.0	1600	1413~1778	+1.0	0	-0.1
50	44.7~56.2	-30.2	-11.6	-1.3	2000	1778~2239	+1.2	-0.1	-0.2
63	56.2~70.8	-26.2	-9.3	-0.8	2500	2239~2818	+1.3	-0.2	-0.3
80	70.8~89.1	-22.5	-7.4	-0.5	3150	2818~3548	+1.2	-0.4	-0.5
100	89.1~112	-19.1	-5.6	-0.3	4000	3548~4467	+1.0	-0.7	-0.8
125	112~141	-16.1	-4.2	-0.2	5000	4467~5623	+0.5	-1.2	-1.3
160	141~178	-13.4	-3.0	-0.1	6300	5623~7079	-0.1	-1.9	-2.0
200	178~224	-10.9	-2.0	0	8000	7079~8913	-1.1	-2.9	-3.0
250	224~282	-8.6	-1.3	0	10000	8913~11220	-2.5	-4.3	-4.4
315	282~355	-6.6	-0.8	0	12500	11220~14130	-4.3	-6.1	-6.2
400	355~447	-4.8	-0.5	0	16000	14130~17780	-6.6	-8.4	-8.5
500	447~562	-3.2	-0.3	0	20000	17780~22390	-9.3	-11.1	-11.2

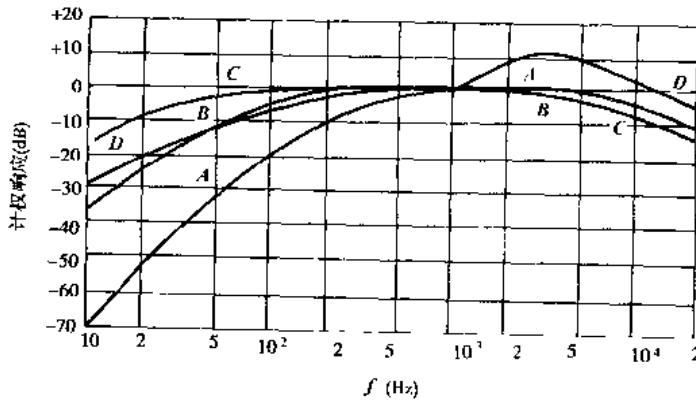


图 7-2-2 计权标准曲线

## (2)计权方法

计权声级是通过1/3倍频程声压级修正和声级能量叠加来完成的。以A计权为例,其计权方法如式(7-2-7)所示。

$$L_{PA} = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{(L_{Pi} + \Delta L_i)/10} \quad \text{dB(A)} \quad (7-2-7)$$

式中:  $L_{PA}$  为 A 计权声压级, 单位为 dB(A);  $L_i$  为  $1/3$  倍频带第  $i$  个频带的声压级,  $\Delta L_A$  为  $1/3$  倍频带第  $i$  个频带所对应的 A 计权标准修正值(见表 7-2-1), 单位为 dB。

B/C 计权方法与此类似, 只是将计权标准修正值换成相应的修正值即可。

计权声级不仅可以通过计算得到, 也可以通过在声学测量仪器(如声级计)中设计计权网络电路(也称计权滤波器)来实现, 电路的滤波特性只要能实现如图 7-2-2 所示的频响特性即可。这样在测量的同时就可以完成计权。

### 2) 等效连续声级

当环境噪声忽高忽低呈不稳定状态(如道路两旁的汽车交通噪声)时, 瞬时声级(如上述的 A 声级)就不能客观的反映噪声对人的较长时间作用结果, 等效连续声级就是通过噪声能量的时间平均来兼顾反映噪声的这种时间效应的, 因此等效连续声级也称“平均声级”。等效连续声级的计算以 A 计权声压级为基础进行能量的时间平均, 如式(7-2-8)或(7-2-9)所示。

$$L_{eqA} = 10 \lg \frac{\frac{1}{T} \int_0^T p_A^2 dt}{p_0^2} \quad \text{dB(A)} \quad (7-2-8)$$

或者  $L_{eqA} = 10 \lg \left( \frac{1}{T} \int_0^T 10^{\frac{L_{PA}}{10}} dt \right) \quad \text{dB(A)} \quad (7-2-9)$

式中:  $L_{eqA}$  为等效连续 A 声级, 单位为 dB(A);  $T$  为平均时间;  $p_A$  为 A 计权声压有效值;  $L_{PA}$  为 A 计权声压级, 对于交通噪声, 平均时间  $T$  一般取 30min 或 60min。

值得注意的是, 等效连续声级是与时间相关的。很明显, 对于交通噪声, 中午测到的等效连续声级与下午测到的等效连续声级是明显不一样的。

### 3) 累计分布声级

由汽车引起的道路交通噪声属非稳定噪声, 各个时间段的噪声声级具有非常明显的差别。累计分布声级就是通过时间统计概率来反映这种非稳定噪声的峰值噪声、背景噪声和平均噪声。

例如, 累计分布声级  $L_{10} = 85\text{dB(A)}$  就表示, 在统计时间范围内(如白天), 有 10% 的时间噪声的声压级超过了  $85\text{dB(A)}$ 。

常用的还有  $L_{50}$  和  $L_{90}$ , 其含义以此类推。 $L_{10}$  反映了统计时间内的峰值噪声,  $L_{90}$  反映背景噪声, 而  $L_{50}$  则反映一种平均噪声。

## 7.3 汽车噪声分析方法

汽车是一个复杂的噪声源。行驶中的汽车, 各个零部件都处于振动环境之中, 都是潜在的噪声源。一辆汽车产生的噪声, 无论是车内噪声, 还是车外噪声, 都是汽车上各个噪声源共同作用的结果, 不同噪声源各自产生的噪声互相之间却可能相差几到几十分贝。从声级的叠加原理(见式(7-2-4))可以知道, 两个声源如果其声级大小相差 10dB 以上, 较小的一个声源对总声级的贡献几乎可以忽略不计。如果在汽车噪声控制中, 没能找准主要噪声源, 而仅对较小的声源采取降低噪声措施, 对汽车整车噪声而言就不会有什么改进效果。

因此, 掌握有效的噪声分析方法, 分析得到汽车的主要噪声源是汽车噪声控制中很重要的一环。汽车噪声分析方法分为试验分析方法和模拟计算分析方法。由于汽车噪声的产生和传播机理都比较复杂, 边界条件难于确定, 模拟计算的准确度有限, 常用的还是试验分析方法。近年来随着一些大型有限元和边界元声学分析软件(如比利时 IMS 公司的 SYSNOISE 软件)的发展, 汽车噪声的模拟计算分析也有较大的发展。汽车噪声分析的试验分析方法主要有声强测量法、声全息方法、频谱分析法、声压测量法、消去法、表面振动测定法等; 汽车噪声模拟分析方法主要包括声学有限元方法和声学边界元方法等。

### 7.3.1 试验分析方法

汽车噪声的试验方法有针对整车和零部件的, 但对环境产生直接影响的主要体现为汽车的整车噪声,

再加上各个零部件组装成整车后各自的约束条件和工作环境发生了较大的变化,即使是分析零部件的噪声,也要在整车的约束条件和工作环境下,才能得到较为真实的结果。因此,在汽车噪声的试验分析方法中,整车的噪声试验分析占有比较重要的地位。

汽车的整车噪声分析方法分定置试验分析方法和行车试验分析方法。由于汽车噪声试验需要的设备比较多,试验时间相对较长,所以常用的还是定置试验方法。

汽车的整车噪声分析的定置试验要求应在低噪声转鼓上进行,但由于低噪声转鼓的造价很高,世界上只有少数几个实力雄厚的汽车厂家具备。因此,作为汽车整车噪声的初步分析,也有将整车置于不加载的仪表转鼓上,或将驱动桥悬空空转,或原地挂空档进行试验的。下面介绍的声强测量分析法(见 7.3.1.1)就是汽车噪声的定置试验分析方法。

汽车整车噪声分析的行车试验比较困难,特别是对于车外噪声分析。在行驶中的车上测车外噪声几乎是不可能的,在车外测行驶汽车的车外噪声一般只能得到一个最大值(如汽车车外加速噪声的测量)。汽车的运动和噪声测量的复杂性是造成试验困难的主要原因。最近发展起来的声全息运动噪声分析方法(见 7.3.1.2)就是针对像汽车这样的高速运动噪声源的分析手段,它能够在汽车行驶道路旁,迅速测得以正常速度(如 100 km/h)通过的汽车的整车车外声场分布。

### 7.3.1.1 声强测量分析法

声强是沿声传播方向单位面积通过的声功率,它不仅能反映噪声的大小,而且还表示噪声的辐射方向。声强测量正是利用声强的这一特性来分析汽车上主要噪声源之所在,对来自非测量方向的噪声干扰有较强的抵抗能力。这个优点使得汽车可以在室外场地上进行整车的近场(离表面约 10 cm)声强测量分析时受环境影响较小,避免使用造价昂贵的大型消声室。由于近场的声强测量具有较强的抵抗非测量方向的噪声干扰,因此,声强测量也可以用于车内的噪声分析。

声强测量目前一般采用双传声器法。它是用两个传声器,同时测量出测量方向(一般取汽车噪声辐射表面的垂直方向)上前后两点的噪声声压  $p_1(t)$  和  $p_2(t)$ ,并用式(7-3-1)计算该处测量方向的声强  $I_r$ :

$$I_r = \frac{\int_0^{\infty} \text{Im}[G_{12}(f)]}{2\pi f d} df \quad (7-3-1)$$

式中: $r$  表示声强测量方向;  $\text{Im}[\cdot]$  表示取虚部;  $G_{12}(f)$  为双传声器声压信号  $p_1(t)$  和  $p_2(t)$  的单边互功率谱密度函数;  $d$  为双传声器间距;  $f$  为频率,  $\rho$  为空气密度。

图 7-3-1 为声强测量法分析汽车车外噪声的一个实例。从图中可以明显地看出汽车后部主要噪声源的所在位置。

### 7.3.1.2 声全息分析法

声全息分析法是利用声波的衍射原理,在测量空间某个面上的噪声幅值和相位后,通过衍射原理重建被分析声源面上的声场分布。这样的测量分析原理很容易用来分析运动声源(如汽车在外表面声场)的声场分布,因为声源的运动就相当于固定的测量设备在对运动的声源进行扫描。当声源运动速度较高时,必须消除测量信号中由声源运动带来的多普勒效应。

用声全息原理测量分析汽车车外噪声的方法如图 7-3-2 所示。

如图 7-3-2 所示,汽车在测量传声器组(竖直一列)前 z 米处以正常行车速度 v 通过,传声器组所在的面称为全息面,汽车外表面通过的面称为声源面。传声器组测到的汽车通过时的噪声声压信号  $\hat{p}_i(t)$  经计算机进行多普勒效应消除、全息面上的全息重组和声源面上的声场重建等步骤,就可以获得正常行驶时汽车外表面上的噪声场分布。

式(7-3-2)是消除噪声声压信号中的多普勒效应的公式:

$$\hat{p}_i(t) = \tilde{p}_i(t) R_i (1 - M \cos \theta_i)^2 e^{ikR_i} \quad (7-3-2)$$

式中: $\hat{p}_i(t)$  是传声器组中第  $i$  个传声器的实测声压信号; $\tilde{p}_i(t)$  是消除多普勒效应后的声压信号, $M$  为汽车行驶的马赫数; $k$  为分析频率声波的波数; $R_i, \theta_i$  分别为第  $i$  个传声器与声源面间相对运动的距离和角度。

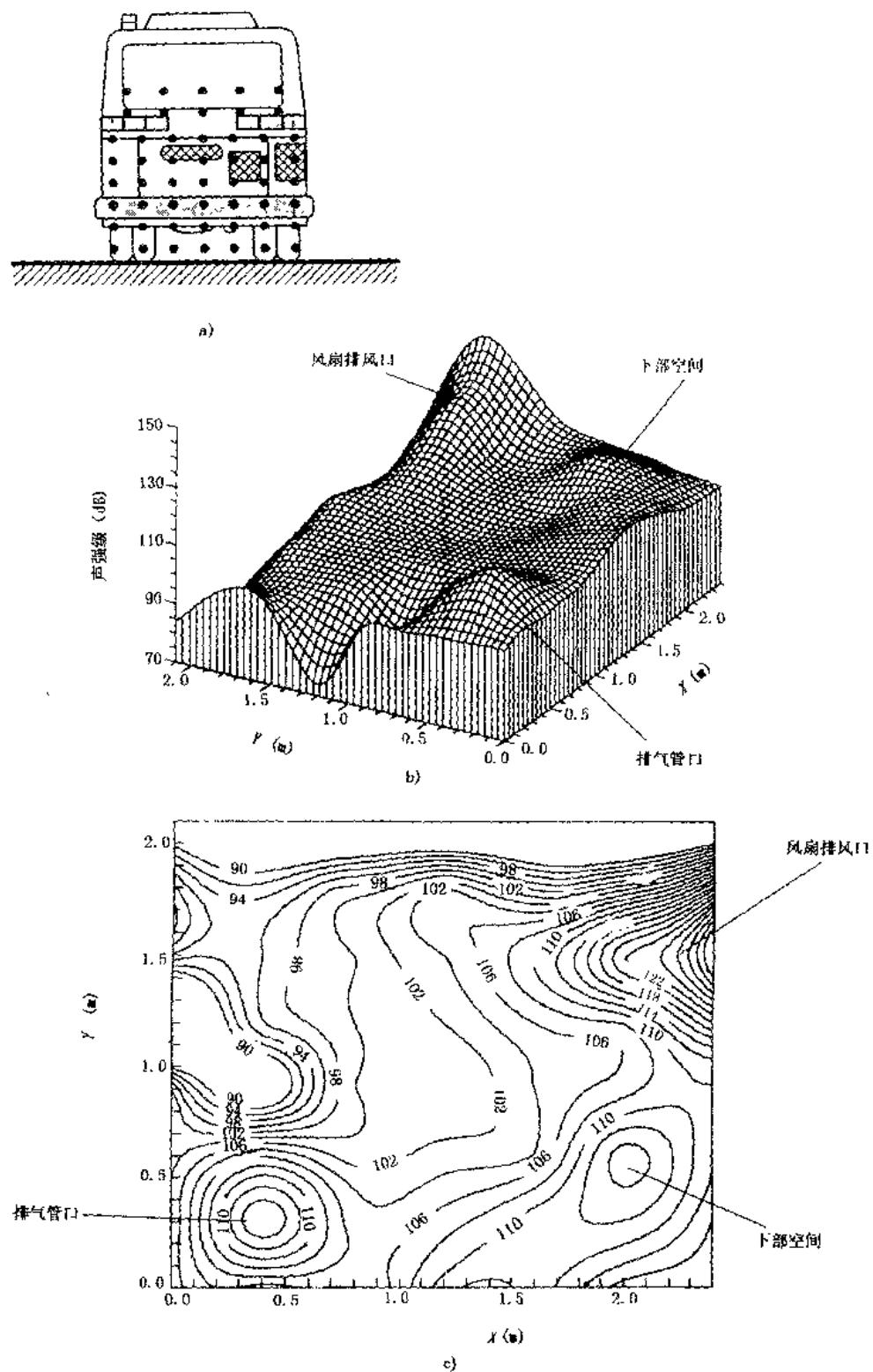


图 7-3-1 某大客车后部的噪声场分布的声强测点分布  
a)声强测点分布;b)声强级三维分布图;c)声强级等值线图(图中数据单位dB)

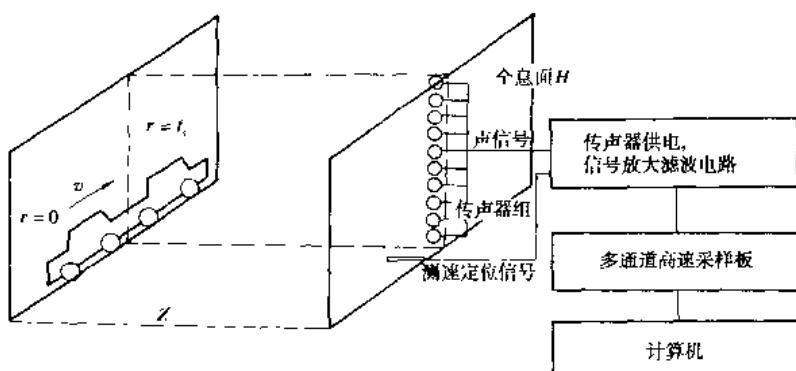


图 7-3-2 汽车噪声声全息测实验系统示意图

何参数。

式(7-3-3)是全息面上全息重组的公式。

$$H(x, y_i, f) = \frac{e^{-jkr}}{r} P_i(f) \quad (7-3-3)$$

式中:  $H(x, y_i, f)$  是全息函数, 它与全息面坐标  $x, y_i$  有关,  $y_i$  是第  $i$  个传声器垂直位置坐标;  $f$  为分析频率,  $P_i(f)$  是  $p_i(t)$  的频谱;  $r$  为全息面与声源面间的动点距离几何参数。

$$U(\zeta, \eta, f) = \frac{\Delta y}{2\lambda} \sum_{i=1}^N \int_0^L H(x, y_i, f) \frac{e^{-jkr}}{r} \left[ 1 + \left( 1 + \frac{1}{jkr} \right) \cos \varphi \right] dx \quad (7-3-4)$$

式中:  $U(\zeta, \eta, f)$  是声源面上的声场分布,  $\Delta y$  为传声器间距,  $\lambda$  为分析频率声波的波长,  $N$  为传声器个数,  $L$  为全息面长,  $\varphi$  为全息面与声源面间的动点角度几何参数。

汽车通过后, 就可以从传声器组测到的带有普勒效应的噪声声压信号中(见图 7-3-3a), 经过计算分析, 得到汽车行驶中的车外表面声场分布(见图 7-3-3b)。从车外表面的声场分布图上, 可以容易地找到汽车行驶中车外主要噪声源所在的位置。

如果使用宽带声全息技术, 还可以按各种频带划分(如 1/3 倍频带, 或全频带等)来显示声场分布, 这样就使得声全息分析方法可以按频带来分析主要噪声源, 更接近于实际应用。

### 7.3.1.3 噪声谱分析法

汽车上各种噪声源都有不同的频率特性, 如发动机噪声与气缸内燃烧的爆发频率有关、风扇噪声与扇叶频率有关, 进、排气噪声与进、排气门的开闭频率有关, 齿轮噪声与基节频率有关, 轮胎噪声与花纹频率有关等。噪声的频谱分析法就是利用汽车上各个噪声源产生的噪声频率的不同来判断哪个是主要噪声源的分析方法。

图 7-3-4 是一辆汽车的车外近距离噪声谱。

根据这辆车当时的工况, 可以算出发动机冷却风扇的频率正好在 250 Hz 左右, 正好与频谱图中的最高谐振频率吻合, 因此可以断定, 该处的主要噪声源为发动机的冷却风扇。

由于噪声频谱分析只能针对单个测点进行, 而主要噪声源的分析又是相对于整车而言的, 因此噪声的频谱分析法最好与其他的整车噪声场分析法(如声强测量分析法)结合起来运用。首先采用整车噪声场分析法找到主要噪声的发生位置, 然后再对该位置处的噪声进行频谱分析, 找出主要产生噪声的总成或部件。

在汽车的噪声谱中, 有时会遇到噪声谱峰值所对应的频率由几个噪声源共同发出的噪声所组成, 而不是由某个单独的噪声源所产生。在这种情况下, 为正确判断噪声源的主次, 可以适当配合其他方法或改变汽车、发动机等的运转工况, 重新获取噪声频谱, 分析这些频谱成分的变化, 从而识别出主要噪声源。

### 7.3.1.4 局部消去法

汽车行驶时, 有上百个机件在同时工作, 要判断哪部分辐射的噪声最大, 早期一般使用消去法。消去法

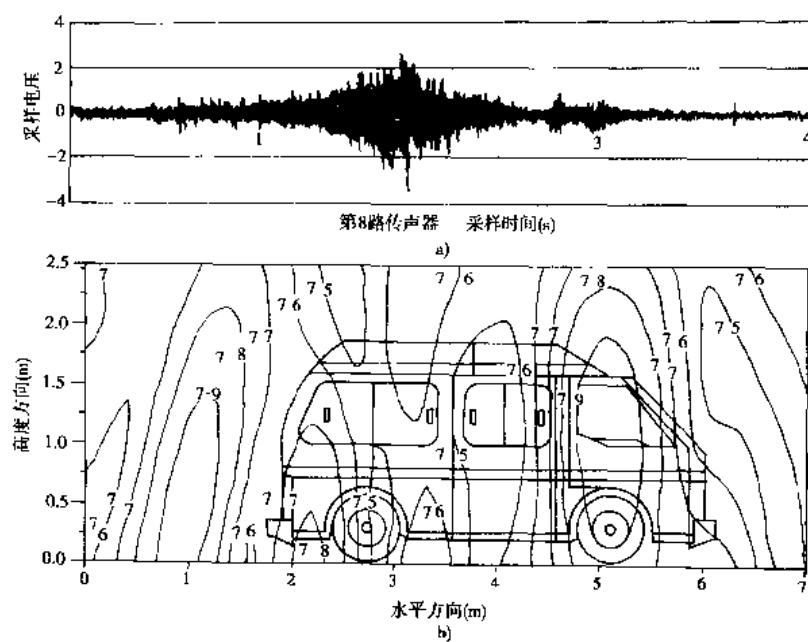


图 7-3-3 汽车高速行驶时的表面噪声场(90 km/h, 声全息方法)  
a)汽车通过时带有多普勒效应的噪声声压采样值;b)汽车表面 188Hz 噪声的声场分布(图中数据单位为 dB)

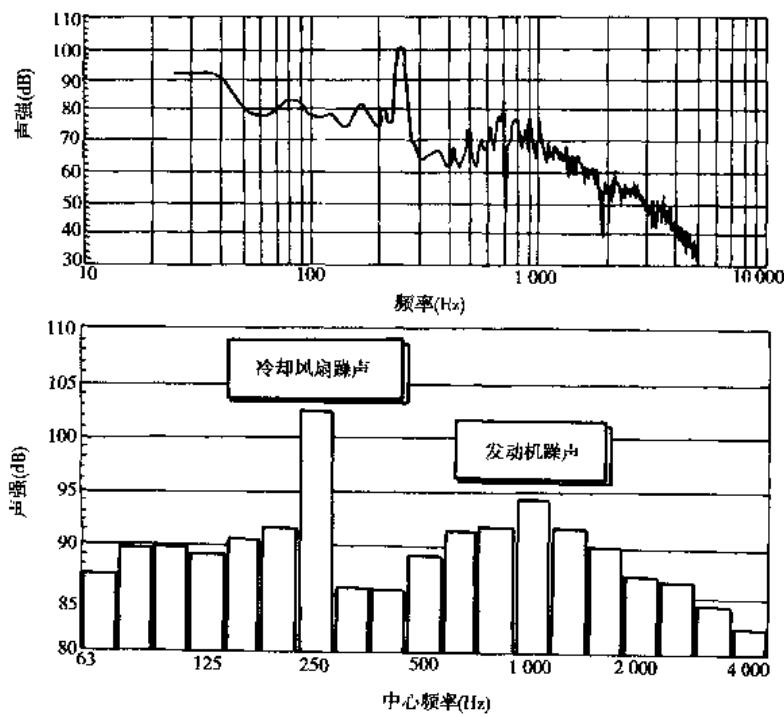


图 7-3-4 汽车的噪声谱  
上图:恒带宽谱;下图:1/3倍频程谱

就是首先测定试验对象(如汽车、发动机等)在一定条件下的总体噪声,然后对可能发出较大噪声的部分,或暂时停止其工作,或用铝覆盖等方法控制其噪声辐射。再按同样的条件测定试验对象的工作噪声,根据声级的叠加原理,从两次噪声的测试结果中可以算出这部分辐射的噪声大小。用同样的方法,可得到各个部分的

噪声辐射大小,从而找出主要噪声源。

在汽车上,有时要消去某部分的噪声,即暂停其工作或控制其噪声辐射是比较困难的,甚至是不可能的。因此该方法多用于汽车发动机各部分的噪声量级分析。在汽车噪声分析中,消去法的实施是比较费时费力的,但由于其他噪声分析方法当时还未得到很好的发展,所以消去法在早期还是得到过很多的应用。

### 7.3.1.5 表面振动测定分析

表面振动测定法是根据零部件噪声辐射表面的振动速度推算其噪声辐射的声压和声功率。由于根据表面振动速度推算噪声辐射需要严格的结构边界条件和声场条件,对实际汽车零部件的结构条件和测试条件一般都难于满足。因此,在应用该方法时,应注意它们的限制条件,当限制条件不能满足时,其结果只能作为参考,或根据实际情况另立经验公式进行修正。

在自由场平面波条件下,表面振动速度与紧邻振动表面处的声压之间的关系如式7-3-5所示。

$$p = \rho c u \quad (7-3-5)$$

式中: $p$ 为紧邻表面处的声压,单位为Pa; $\rho$ 为空气密度,单位为kg/m<sup>3</sup>; $c$ 为声速,单位为m/s; $u$ 为振动表面的平均振动速度,单位为m/s。利用7.2.1中的式(7-2-1)可进一步求得声压级。

已知紧邻表面的声压后,可得到该表面向外辐射噪声的声功率,如式(7-3-6)所示。

$$W = \delta p s u \quad (7-3-6)$$

式中: $W$ 为振动表面辐射的声功率,单位为W; $S$ 为振动表面面积,单位为m<sup>2</sup>; $\delta$ 为振动表面的声辐射系数,对于一般的汽车发动机机体,当振动频率在800~900Hz时,其声辐射系数 $\delta$ 超过1达到最大;当频率升高, $\delta$ 逐渐趋于1;当频率减小, $\delta$ 急剧下降。

对于汽车上的零部件来讲,都不止一个面在辐射噪声,即使是同一个面上,各处的表面振动速度也不一样。在这种情况下,可将整个外表面离散化,而将离散化得到的小面积上的振动速度看成常数,然后求总的声功率,如式(7-3-7)。

$$W = \sum_{i=1}^N W_i = \delta \rho c \sum_{i=1}^N \Delta S_i \bar{u}_i^2 \quad (7-3-7)$$

式中: $\Delta S_i$ 为表面离散化后得到的小面积, $\bar{u}_i$ 为 $\Delta S_i$ 上的表面振动速度, $N$ 为小面积数。求出声功率后,利用7.2.1中的式(7-2-2)可求得声功率级。

### 7.3.1.6 相干分析法

信号处理中,相干函数可以用来反映两个信号间的相关程度。利用这一原理,可以求取噪声信号与汽车上某个总成或部件表面的振动速度信号之间的相干函数,从而判断噪声是否主要来自该总成或部件。噪声信号 $p(t)$ 与表面振动速度信号 $v(t)$ 之间的相干函数由式(7-3-8)求得。

$$\gamma_{pv}^2 = \frac{|G_{pv}(f)|^2}{G_{pp}(f) G_{vv}(f)} \quad (7-3-8)$$

式中: $\gamma_{pv}^2$ 为噪声信号 $p(t)$ 与表面振动速度信号 $v(t)$ 之间的相干函数; $G_{pv}(f)$ 为 $p(t)$ 与 $v(t)$ 之间的单边互功率谱密度函数, $G_{pp}(f)$ 和 $G_{vv}(f)$ 分别为 $p(t)$ 和 $v(t)$ 的单边自功率谱密度函数。

噪声来源的判断准则如下:

- 1) 当 $\gamma_{pv}^2 = 1$ 时,说明噪声信号 $p(t)$ 完全由这个表面振动速度信号 $v(t)$ 引起。
- 2) 当 $\gamma_{pv}^2 = 0$ 时,说明噪声信号 $p(t)$ 与这个表面振动速度信号 $v(t)$ 无关。
- 3) 当 $0 < \gamma_{pv}^2 < 1$ 时,说明噪声信号 $p(t)$ 部分由这个表面振动速度信号 $v(t)$ 引起。

由于汽车噪声的构成比较复杂,一般来说,几乎总是 $0 < \gamma_{pv}^2 < 1$ 的情况。将几个总成或部件的表面振动速度信号 $v(t)$ 分别与同一个噪声信号 $p(t)$ 求相干函数 $\gamma_{pv}^2$ ,将几个结果互相比较,就可以清楚哪个总成或部件是主要噪声源。

### 7.3.1.7 声压分析法

声压是一个标量,空间某点处的声压往往受各个方向上存在的声源的影响,所以当从一点测到的声压很

难判断出其中的主要噪声源。但在一些特定的条件下,如下面介绍的近场测量法和通管测定法,在抑制了其他方向上的噪声干扰的影响,还是可以从声压的测量结果中,判断出主要噪声源。采用这样的方法识别主要噪声源时,操作比较复杂,效率也较低。但在没有其他更好的测量分析手段时,也可以一用。

### 1) 近场测量法

近场测量法,一般使用声级计,让声级计的传声器贴近被测零部件表面,以尽量减少非被测零部件噪声辐射的影响,并测到的声压级大小来确定噪声源部位和分辨主要噪声源。

### 2) 通管测定法

通管测定法是利用截面逐渐变化的通管,使其大端靠近某一发生的零部件,小端靠近声级计的传声器,而测出被测零部件的声压级,并通过测到的声压级大小来判断哪些零部件是主要噪声源。

为尽量防止外面噪声传入管内,通管一般用密度较大的材料(如铅)制成并在内部粘附防止声音反射的吸音材料。在和被测件接合处还放有聚氨酯类泡沫塑料等软质材料。

## 7.3.2 数值模拟方法

汽车噪声,源于汽车各个零部件的振动,而且由于汽车车身采用很薄的板金件,结构中的机械振动和空气中的声振动总是互相耦合的。要通过模拟计算求解汽车的噪声问题,也必须求解汽车的振动问题。汽车结构复杂,零部件多为不规则形状,因此任何连续的解析方法在这里都很难发挥作用,只有利用离散方法来求解。求解汽车噪声问题常用的方法有声学有限元法和声学边界元法。

### 7.3.2.1 声学有限元法

声学有限元法(Acoustic Finite Element Method,以下简称 AFEM)是将声传播的空气域(如汽车的内部空间)用有限单元离散化,根据声学波动方程,得到联立代数方程式,通过求解代数方程式得到声传播空气域中的声特性。通常,将声传播空气域周围的结构振动使用结构有限元进行离散化,同时考虑结构—空气耦合问题求解,在解得结构振动的同时,也解得空气中的声传播。

在汽车噪声控制中,声学有限元法主要用于分析汽车结构振动引起的车内噪声。为了求解其中的结构振动—声学耦合问题,需将结构动力方程、空气动力方程和空气连续性方程一起考虑。结构动力方程使用结构有限元法求解,空气动力方程和空气连续性方程在一定条件下转化为声学波动方程。考虑到空气边界阻尼的能量损耗,声学波动方程为:

$$\left[ \left[ \frac{\Delta p}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} + \left( \frac{\partial \Delta p}{\partial x} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \Delta p}{\partial y} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \Delta p}{\partial z} \frac{\partial p}{\partial z} \right) \right] dV + \int_S \frac{\Delta p}{\rho c^2} \frac{\partial p}{\partial t} ds = 0 \right] \quad (7-3-9)$$

式中:  $V$  为空气体积;  $\Delta p$  为声压增量,  $p$  为声压,  $\Delta p$  和  $p$  都是位置( $x, y, z$ )和时间  $t$  的函数;  $c$  为声速;  $\rho$  为空气密度;  $S$  为边界表面积;  $z$  为边界面上的声阻抗。

声学有限元法中,采用空气单元形函数,这样具有界面衰减的声学有限元状态方程如式(7-3-10)所示。

$$[M_e]\{\ddot{p}_e\} + [C_e]\{\dot{p}_e\} + [K_e]\{p_e\} + \rho_e[R_e]^T\{U_e\} = \{0\} \quad (7-3-10)$$

式中: $[M_e] = \frac{1}{c^2} \int_V \{N\}^T \{N\}^T dV$  为空气质量矩阵,  $\{N\}$  为空气单元形函数;

$[K_e] = \int_V \{B\}^T \{B\} dV$  为空气刚度矩阵,  $\{B\} = \{L\} \{N\}^T$ ,  $\{L\}^T = \left[ \frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right]$ ;  
 $[C_e]$  为空气阻尼矩阵;

$\rho_e[R_e] = \rho_e \int_S \{N\} \{n\}^T \{N\}^T dS$  为耦合质量矩阵(空气—结构界面耦合),  $\{N\}$  为结构单元形函数;  $\{p_e\}$  为节点声压向量;  $\{U_e\}$  为节点的位移向量;  $\{n\}$  为空气边界法矢量。

对于结构振动部分的求解,还应考虑界面上声压对结构界面的影响。考虑边界上声压影响的结构振动状态方程如式(7-3-11)所示。

$$[M_e]\{\ddot{U}_e\} + [C_e]\{\dot{U}_e\} + [K_e]\{U_e\} = \{F_e\} + \{F_e^H\} \quad (7-3-11)$$

式中: $[M_e]$  为结构质量矩阵;  $[C_e]$  为结构阻尼矩阵;  $[K_e]$  为结构刚度矩阵;  $\{F_e\}$  为结构外激励力。

$$\{F_p^P\} = \int_S N' \{p\} n dS \text{ 为界面声压引起的压力向量}$$

方程(7-3-10)和方程(7-3-11)完整地描述了结构振动—声学耦合问题,将两方程联立得结构振动—声学耦合问题的状态方程如式(7-3-12)所示

$$\begin{bmatrix} [M_s] & [0] \\ [M^k] & [M_s^P] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{U_s\} \\ \{P_v\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C_s] & [0] \\ [0] & [C_s^P] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{U_s\} \\ \{P_v\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_s] & [K^k] \\ [0] & [K_s^P] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{U_s\} \\ \{P_v\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F_s\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (7-3-12)$$

式中: $[M^k] = \rho_0 [R_v]^T$ ,  $[K^k] = -[R_v]$ 。

利用 AFEM,可以根据车内空间声学模型和车身结构模型求得车内声学模态频率及其声模态,以及车身结构的模态频率及其振动模态。利用这样的模型,还可以研究车身板件振动对车内声场特性的影响,车身振动模态对车内声场的模态灵敏度等。另外可从实验得到车身激励模型,计算出车内声场的声压分布和声压的频率响应,分析强迫振动的车身板件对车内声场的贡献及找出声学影响系数最大的板件。图 7-3-5 是车身和车内空间相互作用的分析实例,其中图 7-3-5a)为车身结构有限元分析模型,图 7-3-5b)为车内声场有限元分析模型,图 7-3-5c)是车身结构振动与空间声场联合作用时的声压级计算结果(AFEM)。

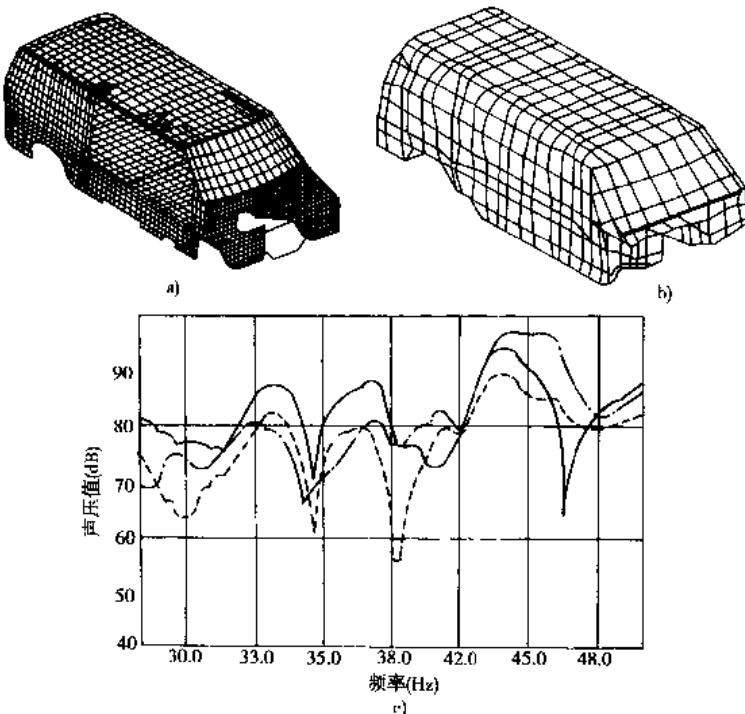


图 7-3-5 车身和车内空间相互作用的分析实例

### 7.3.2.2 声学边界元法

边界元法(Boundary Element Method,以下简称 BEM)只在研究区域的边界进行单元划分,将边界离散化,并通过联立方程式求解;而在研究区域的均匀介质内,则用连续的数学物理方程求解。BEM 根据格林定理将运动微分方程式转换为等价的边界积分方程。除单元划分与 FEM 有些类似外,从根本上 BEM 与 FEM 是完全不同的分析方法。

利用 BEM 分析问题,可将分析的维数减少一维,与需要全区域单元划分的 FEM 相比,BEM 具有如下优点:

- 1)分析模型的建立比较容易;
- 2)单元数减少、方程组缩小,矩阵减小,计算效率提高;
- 3)便于对结构辐射声场进行研究;

4) 对非匀质场较难处理,但对匀质无限场的处理却很容易

如针对汽车车外噪声的声学分析问题,就仅对汽车外表面进行单元离散化,而将车外噪声辐射的车外广大空域,看成一个连续均匀介质整体,其中的声传播问题,则直接利用波动方程求解。

BEM 被广泛应用于汽车结构声学领域的研究,包括汽车外部声场分析,如整车向外的辐射声场,发动机向外的辐射声场,排气系向外的辐射声场以及汽车内部声场的分析,如车箱内部声场,排气系内部的声场等。

图 7-3-6 为分析实例 其中左图为某驾驶舱的边界元模型,右图为声场计算结果与实测结果的比较。

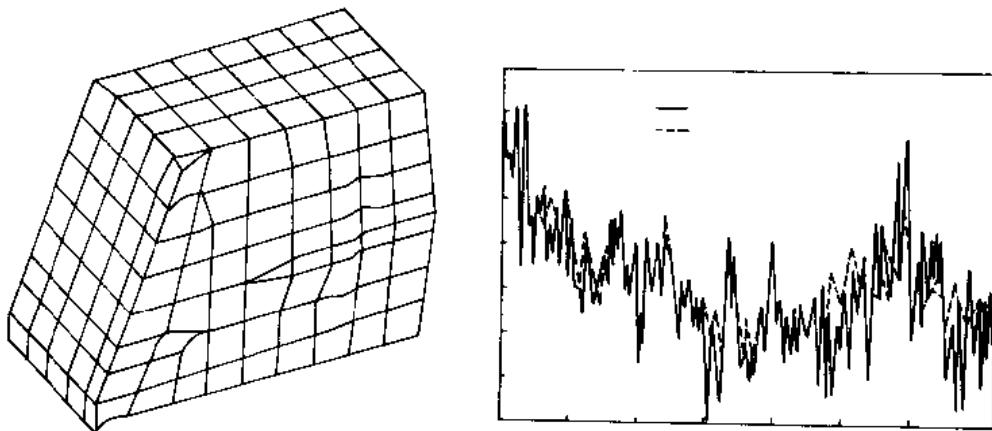


图 7-3-6 车内声场模型和声压级计算结果

### 7.3.3 车内噪声特性现代分析方法

汽车车内噪声不但增加驾驶员和乘员的疲劳,而且影响汽车的行驶安全。同时,汽车车内噪声作为汽车乘坐舒适性的重要评价指标,也是汽车产品商品性的重要因素,并在很大程度上反映生产厂家的设计水平及工艺水平。因此,控制汽车车内噪声到最低水平一直是汽车设计者努力追求的方向。对车内噪声特性进行研究是实现这一目标的关键环节,通常的分析方法有:传统声学方法、数值方法及实验方法。而综合数值分析和试验测试方法为一体的现代分析方法,将车内噪声特性的研究方法推向了一个新的高度。

#### 7.3.3.1 车内噪声传递特性的矢量合成分析法

矢量合成法主要是针对车内噪声现象中最常见的轰鸣声的要因分析方法。此方法通过考虑各噪声振动输入点与车内受声点的相互关系,输入传递路径的改善,用输入力间的相互平衡使其各自产生的声音互相抵消等手段进行车内噪声控制。

车内噪声由其发生机理及声学的性质可知,存在有因发动机引起的轰鸣声、透过声;驱动系引起的齿轮噪声、驱动系异响;路面引起的路面噪声;还有空气噪声等。对车内噪声影响很大的轰鸣声,是由发动机支承、乘坐室支撑等传递给车体,使车身覆盖板件激励而产生的固体声以及发动机噪声、排气噪声等直接穿透车身而形成空气传播声这两部分组成。这类噪声现象,可根据由各输入产生的噪声,考虑其大小及相位而形成的矢量和来表示。即车内噪声( $P$ )能以下式表达。

$$P = \sum_{i=1}^n P_i + \sum_{j=1}^m Q_j = \sum_{i=1}^n H_i F_i + \sum_{j=1}^m \beta_j S_j \quad (7-3-13)$$

$P_i$ :由  $i$  点传来的固体传播声; $Q_j$ :由  $j$  声源传来的空气传播声; $F_i$ : $i$  点的振动输入; $H_i$ :相对于  $i$  点振动输入力的车内噪声响应函数(声响感度); $S_j$ :声源的声压; $\beta_j$ :相对于  $j$  点噪声输入力的车内的噪声响应函数(遮声特性),如图 7-3-7 所示。

这些物理量, $H_i$ 、 $\beta_j$  通过单位输入力或噪声下声的响应的测量处理, $F_i$ 、 $S_j$  亦可通过直接或间接的测量

计算得到。矢量合成法在实际应用时,是建立在车身构造及车内声场满足线性系统条件的基础上,因此要求对于车体所承受的振动噪声输入力的测量以及从各输入点起至车内受声点之间的振动·声响传递函数(声响感度)的测量应有较高的精度。矢量合成法的概念上比较简明,但在理论及实际应用中存在许多不容忽视的问题,必须加以注意,否则实验分析结果没有多大意义。

### 7.3.3.2 车身结构·声场耦合系统噪声的要因分析

通过实验与分析相结合的方法,明确各传递路径引起的噪声在车内总噪声中所占的比例,以及车体结构对车内噪声影响最大的部分。这是为降低车内噪声,对各个要因采取有效对策的基础及前提。对于基于传递路径分析矢量合成法,通过考虑各输入力点与车内受声点的相互关系、输入传递路径的改善、用输入力间的相互平衡使各自产生的声响互相抵消等手段进行车内噪声控制。但是这种方法,对于引起车内噪声的另一主要因素——车身覆盖板件振动辐射噪声的场合,难于直接分析。因此,有必要开展汽车车内噪声的车身结构·声场耦合系统要因分析,通过对车内声场特性及车身

力输入 车身 车内声场 声响应 板板结构振动贡献率分析,达到有效控制车内噪声的目的。

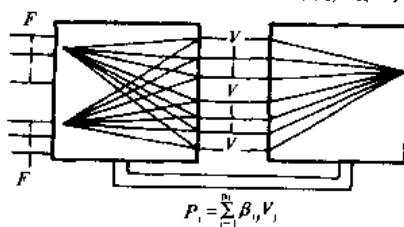


图 7-3-8 车身结构·声场的相互关系

由于车内轰鸣声不仅与车内声场特性有关,而且与围成车厢的壁板振动有直接的关系。所以在对车内声场特性确定后,有必要分析车身壁板结构的振动对车内总噪声的影响程度,这对于追寻发现噪声源并评价修改结构以减少车内噪声大小,具有重要作用。

其基本原理是将车身结构振动系统与车内声场系统联合起来考虑,其相互之间关系如图 7-3-8 所示。对于前面曾提到的声场·结构的耦合系统方程式:

$$[M_{sa}] \{ \ddot{p} \} + [K_{sa}] \{ p \} = \{ f \} \quad (7-3-14)$$

$$[M_{ua}] \{ \ddot{u} \} + [C_{ua}] \{ \dot{u} \} + [K_{ua}] \{ u \} - [A]^T \{ P \} = \{ f_s \} \quad (7-3-15)$$

忽略系统阻尼,设车身振动振幅为  $U$ ,车内噪声声压为  $P$ ,则结构·声场耦合系统方程式可写成如下矩阵形式:

$$\begin{bmatrix} M_{sa} & 0 \\ M_{ua} & M_{aa} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{U} \\ \ddot{p} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{sa} & K_{sa} \\ 0 & K_{aa} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U \\ p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_s \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7-3-16)$$

这里  $[M_{sa}]$  为车身结构的质量矩阵,  $[K_{sa}]$  为车身结构的 T 刚度矩阵,  $[M_{ua}]$  为车内声场的质量矩阵,  $[K_{ua}]$  为车内声场的刚度矩阵,  $[K_{aa}]$  为车内声场对车身结构振动的作用矩阵,  $[M_{aa}]$  为车身结构振动对车内声场的作用矩阵。

$$[K_{aa}] = -[A] \quad (7-3-17)$$

$$[M_{aa}] = (\rho c)^2 [A]^T \quad (7-3-18)$$

$[A]$  为结构·声场边界面的面积构成的连成矩阵。其元素可从对应于结构  $u_i$  和该点相应声场压力  $P_i$  的边界节点的表面积  $S_i$  得到。

$\rho c$  为声场的特征阻抗,而  $[F]$  为加于结构上的外力向量。

从(7-3-16)式可知,若知道车身壁板的振动加速度,将其代入(7-3-16)式下部,即可通过下式求解得到考虑了结构·声场耦合关系的声压  $P$ :

$$[M_{aa}] \{ \ddot{p} \} + [K_{sa}] \{ p \} = -[M_{ua}] \{ \ddot{U} \} \quad (7-3-19)$$

对于结构振动加速度  $\ddot{U}$ ,可以通过 FEM 方法计算求得,也可通过实验方法测得。  
设  $\{ F \} = -[M_{ua}] \{ \ddot{U} \}$

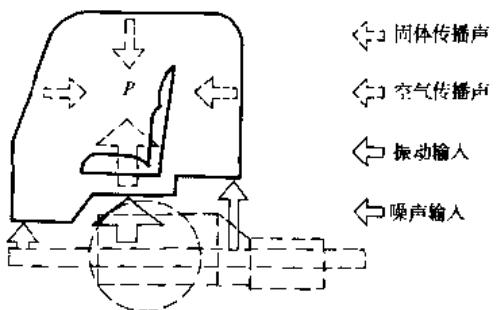


图 7-3-7 车内噪声的形成

则(7-3-19)式变为:

$$[M_{\text{in}}] \dot{P} + [K_{\text{in}}] P = F \quad (7-3-20)$$

根据前面所介绍的车内声场特性分析方法,用 FEM 方法或声的试验模态分析可求得:

$$\dot{P}_i = \sum_{k=1}^n \frac{[\Phi_k]^T F}{-\omega^2 m_k + j\omega c_k + k_k} \quad (7-3-21)$$

这里  $[\Phi_k]$  是声模态向量,  $m_k = [\Phi_k]^T [M_{\text{in}}]$ ,  $\Phi_k$  为  $k$  阶模态质量,  $k_k = [\Phi_k]^T [K_{\text{in}}]$ ,  $[\Phi_k]$  为  $k$  阶模态刚度,  $F$  为车身结构壁板振动对车内声场的输入,  $n$  为采用模态阶数。

如果将车身壁板分割成  $m$  点, 壁板  $i$  点的振动对车内声场的输入为  $F_i$ , 由壁板  $i$  点而产生的在车内  $l$  点的声压为  $P_h$ :

$$P_h = \sum_{i=1}^m \frac{\Phi_{ik} \Phi_{il} F_i}{-\omega^2 m_k + j\omega c_k + k_k} \quad (7-3-22)$$

其中  $F_i = \rho^2 c^2 S_i \ddot{U}_i$ 。

所以若所有壁板都振动, 则  $l$  点的声压为

$$P_l = \sum_{i=1}^m P_h \quad (7-3-23)$$

由上定义出  $i$  点壁板结构振动对车内所形成声压的寄与率为:

$$C_{ij} = \frac{P_h}{P_l} \quad (7-3-24)$$

且

$$\sum_{i=1}^m C_{ij} = 1$$

上式的壁板振动寄与率  $C_{ij}$  不一定都是正, 为负的情况也会出现。当  $C_{ij}$  为正的部位的振动被抑制时, 能够使其形成的车内噪声降低, 反之当  $C_{ij}$  为负的部位, 此时抑制其振动反而会使车内噪声增大。以上方法, 在形成车室内声场的壁板各点结构振动而产生的声压求出后, 再合成为总的声压, 从而可确定出壁板结构振动对车内噪声的寄与率大小, 并由此判断车身结构对车内噪声影响最大部位, 确定结构修改措施, 以控制车内噪声。

对于车内轰鸣声分析流程, 首先为求得车内声场的输入力, 对车身体进行激励, 在此状态下测量车身壁板的振动加速度。对于车内声场的传递特性, 通过采用车内空腔 FEM 模型计算声场特征值特征向量而求得。然后, 将两类数据在各频率的值进行矢量合成, 求得车内规定点的声压, 从而确定出车身各壁板处振动寄与率大小, 并对其对车内噪声影响程度进行评价。

在整个分析过程中, 最关键的问题是壁板振动的测定及车内声场传递特性的确定。对于壁板振动的测定。由于壁板振动是作为车内声场的输入, 为了提高其精度, 应增加其测点数目, 但过多又会带来测试计算时间增多。所以应根据实际车身结构尺寸以及噪声分析频率范围而定, 对于轰鸣声这样主要由车身结构整体振动引起的噪声, 壁板的测点可以不必选得过细。另外, 对于实际车室内装有各种内饰材料及附件, 而直接与车内声场相接触的是车内壁板, 所以对于壁板振动的测试, 应在里面安装传感器。

对于车内声场传递特性的确定, 在建立 FEM 模型时, 车辆座椅及仪表盘等位置应给予考虑, 留出相应空间, 同时需要考虑所分的网格应与车身壁板测点位置相匹配。在确定边界条件时, 从分析的简化出发, 可假设为刚性壁板。图 7-3-9 为采用寄与率分析方法对某货车的底板进行分析的结果(对应峰值频率 133Hz)。

对图 7-3-9 中寄与率高的部位采取减振措施, 在这些部位贴上减振材料, 上面的分析, 由此应显著降低车内噪声, 图 7-3-10 是实验验证结果, 由图 7-3-10 可知由于采取了壁板相应部位的减振措施后, 车内噪声已有显著下降。对于峰值频率为 133Hz 处的降噪效果为 9dB/kg, 在此种情况下, 使用的减振材料为 11.4kg, 而按通常在整个地板处全部贴上一层减振材料的效果相比, 其在 74Hz 处, 仅差 0.7dBA, 但是其使用减振材料减少了 7kg。

由上可得, 通过对车身壁板结构振动贡献率分析, 可以掌握对车内噪声影响最大的壁板部位, 为正确合理地进行结构修改, 为控制车内噪声指明了方向。

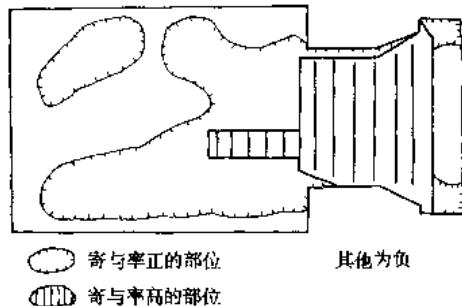


图 7-3-9 车内地板振动寄与率分析结果

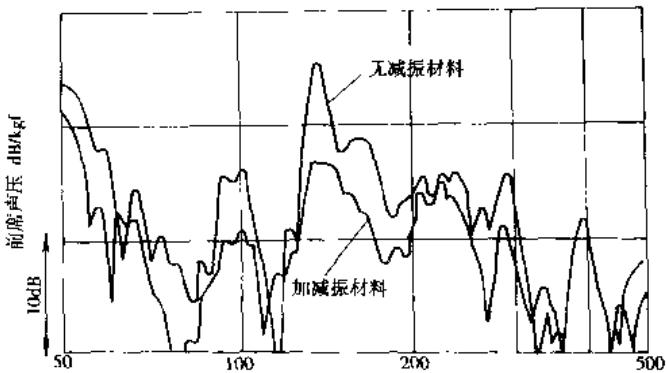


图 7-3-10 加减振材料后噪声的降低效果

### 7.3.3.3 车内噪声的灵敏度分析及动态修改

车内噪声的灵敏度分析及动态修改是通过利用原有试验结果数据对结构的小变动进行分析和预测，往往能从几种结构变动中，一次优化选择出最佳的设计修改，以提高汽车车内噪声特性。

#### 1) 车身结构·声场传递函数的灵敏度分析

车身结构支承点在  $i$  点被激励时，车内某点声压为  $p$ ，则  $p$  与激励力  $F_i$  之间的频响函数称之为车体结构·声场传递函数：

$$H_i(j\omega) = \frac{P}{F_i} = \frac{\rho\omega^2}{2\pi} \sum_{r=1}^n \left\{ \frac{\Phi_{ir}\Psi_r}{j\omega - \lambda_r} + \frac{\Phi_{ir}^*\Psi_r^*}{j\omega - \lambda_r^*} \right\} \quad (7-3-25)$$

这里： $\Psi_r = \sum_{k=1}^m \Phi_{kr} \Delta S_k \exp(-j\omega R_k) / R_k$   
 $\lambda_r = -\sigma_r + j\omega_r$

式中： $\rho$  为空气密度， $x$  为波数， $\omega_r$  为  $r$  阶固有角频率， $\sigma_r$  为  $r$  阶衰减系数， $\Phi_{ir}$  为  $r$  阶模态的  $i$  点成分， $\Delta S_k$  为测点的等价面积， $R_k$  为测点  $k$  至声压测点间的距离， $n$  为模态总阶数， $m$  为测点总数。

根据结构振动灵敏度分析原理，对于结构·声场函数  $H_i$  随测点结构参数  $P_a$ （质量或刚度）变化的偏微分如下：

$$\frac{\partial H_i}{\partial P_a} = -\frac{\rho\omega^2}{2\pi} \sum_{r=1}^n \left\{ \frac{1}{j\omega - \lambda_r} \frac{\partial Q_{ir}}{\partial P_a} + \frac{Q_{ir}}{j\omega - \lambda_r^*} \frac{\partial \lambda_r}{\partial P_a} + \frac{1}{j\omega - \lambda_r} \frac{\partial Q_{ir}^*}{\partial P_a} + \frac{Q_{ir}^*}{j\omega - \lambda_r^*} \frac{\partial \lambda_r}{\partial P_a} \right\} \quad (7-3-26)$$

这里，声场留数  $Q_{ir} = \Phi_{ir}\Psi_r$

对于结构参数为在  $a$  点的质量  $M_a$  时：

$$\begin{aligned} \frac{\partial Q_{ir}}{\partial M_a} &= \sum_{k=1}^m \left[ -2\lambda_r S_{r,ik} \frac{\partial [M_{kk}]}{\partial M_a} S_{r,ki} - \sum_{l=1, l \neq r}^n \frac{\lambda_r^2}{\lambda_r - \lambda_l} \left\{ S_{r,ik} \frac{\partial [M_{kk}]}{\partial M_a} S_{l,ki} + S_{l,ik} \frac{\partial [M_{kk}]}{\partial M_a} S_{r,ki} \right\} \right. \\ &\quad \left. - \sum_{l=1}^n \frac{-\lambda_r^2}{\lambda_r - \lambda_l^*} \left\{ S_{r,ik} \frac{\partial [M_{kk}]}{\partial M_a} S_{l,ki}^* + S_{l,ik}^* \frac{\partial [M_{kk}]}{\partial M_a} S_{r,ki} \right\} \right] \Delta S_k \exp(-j\omega R_k) / R_k \end{aligned} \quad (7-3-27)$$

这里，振动留数  $S_{r,ik} = \Phi_{ir}\Phi_{kr}$

$$\frac{\partial [M_{kk}]}{\partial M_a} = \begin{cases} 1 & (a = k) \\ 0 & (a \neq k) \end{cases} \quad (7-3-28)$$

通过式(7-3-26)、式(7-3-27)、式(7-3-28)，各测点的质量变更时，预测结构——声场传递函数值的变化，在某阶模态时，能够判断结构上使噪声最大程度降低的位置。有关刚度变化的分析，同上方法。

#### 2) 基于传递函数合成法的车内噪声灵敏度分析及动态修改

前面讨论的所有方法涉及到结构·声场模态参数识别问题，即需要进行 FEM 计算分析或对结构进行测试试验。然后进行系统参数识别并构造出完备的模态数据库后才能进行动力修改计算，其不足之处是对于

汽车车体这样复杂的结构,其模态偶合及选用当中的一些误差,如模态截尾、规则化、参数识别误差等将严重影响其正确性、可靠性及有效性。为克服这些不足之处,出现了在车内噪声特性分析中应用基于结构-声场传递函数合成的方法。

对于质量附加方式,如图 7-3-11a)所示。

结构 A 是原驾驶室结构,结构 B 为质量修改量,修改位置为 A 结构的 C 点,驾驶室原结构附加质量后被看作是在 c 点作用了一个由于惯性产生的附加力  $F_c^A$ ,当在原结构 b 点同时作用有激励力  $F_b^A$  时, a 点的声压响应为  $P_a^A$ , c 点的加速度响应为  $A_c^A$ ,则

$$\begin{cases} P_a^A = H_{ab}^A F_b^A + H_{ac}^A F_c^A \\ A_c^A = H_{cb}^A F_b^A + H_{cc}^A F_c^A \end{cases} \quad (7-3-29)$$

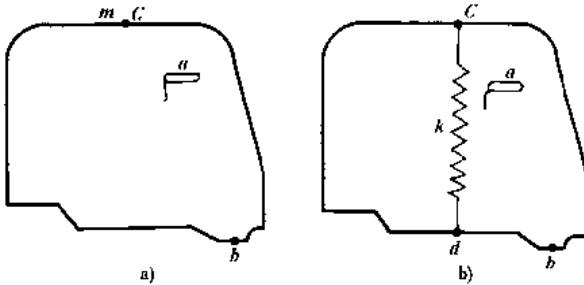


图 7-3-11 驾驶室结构修改方案

式中的  $H_{ij}$  ( $j = a, b, c$ ) 表示  $j$  点作用力,  $a$  点输出的声压传递函数。附加质量后, B 结构 C 点同样可看作受 A 结构的作用反力  $F_c^B$ ,因此 B 结构的加速度响应为:

$$A_c^B = H_{cc}^B F_c^B = H_{cc}^B (mA_c^B) \quad (7-3-30)$$

$$H_{cc}^B = \frac{1}{m}$$

当质量 B 附加于结构 A 后,在结构上有以下相容方程成立:

$$\begin{cases} F_c^A + F_c^B = 0 \\ A_c^A = A_c^B \end{cases}$$

∴ 由前式得

$$\frac{F_c^A}{A_c^A} = -m \quad (7-3-31)$$

即

$$\frac{P_a^A}{F_b^A} = H_{ab}^A = H_{ab}^A + \frac{H_{ac}^A F_c^A}{F_b^A}$$

由于  $P_a^A$  是  $b, c$  两点同时作用时的响应,  $c$  点的力就是附加质量产生的反力,故  $F_a^A/F_b^A = H_{ab}^A$  就是附加质量后  $b$  点输入  $a$  点输出的传递函数。将  $F_a^A$  除以式(7-3-29)第二式后并考虑到式(7-3-31)得:

$$\frac{A_c^A}{F_c^A} = H_{cb}^A F_b^A + H_{cc}^A \quad (7-3-32)$$

即

$$\frac{F_c^A}{F_b^A} = -\frac{H_{cb}^A}{H_{cc}^A + \frac{1}{m}}$$

∴

$$H_{ab}^m = H_{ab}^A - \frac{H_{ac}^A H_{cb}^A}{H_{cc}^A + \frac{1}{m}} \quad (7-3-33)$$

$$\frac{\partial H_{ab}^m}{\partial m} = -\frac{H_{ac}^A H_{cb}^A}{(1 + m H_{cc}^A)^2} \quad (7-3-34)$$

对于附加刚度的情况,附加刚度以弹簧 K 的形式如图 7-3-11b)所示,此时 A 结构等于  $c, d$  两点受外力  $F_c^A, F_d^A$ 。当在  $b$  点激振时有以下响应:

$$\begin{cases} P_a^A = H_{ab}^A F_b^A + H_{ac}^A F_c^A + H_{ad}^A F_d^A \\ A_c^A = H_{ab}^A F_b^A + H_{ac}^A F_c^A + H_{ad}^A F_d^A \\ A_d^A = H_{ad}^A F_b^A + H_{dc}^A F_c^A + H_{dd}^A F_d^A \end{cases} \quad (7-3-35)$$

考虑到 B 结构是一个弹簧,因此, B 结构的位移响应应可写为:

$$X_i^B - A_i^B = -\frac{\omega^2}{k} F_i^B \quad (7-3-36)$$

两结构的结合面有以下相容条件:

$$\begin{cases} F_i^A + F_i^B = 0 \\ F_d^A + F_d^B = 0 \\ F_i^B + F_d^B = 0 \\ A_i^A + A_i^B = 0 \\ A_d^B = A_d^A \end{cases} \quad (7-3-37)$$

解上几式,可得  $A$  结构附加刚度后的  $a, b$  两点间的传递函数  $H_{ab}^k$  为:

$$H_{ab}^k = \frac{P_a^A}{P_b^A} = H_{ab}^A - \frac{(H_{ac}^A - H_{ad}^A)(H_{cb}^A - H_{db}^A)}{(H_{cc}^A - H_{cd}^A) - (H_{dc}^A - H_{dd}^A) - \omega^2/k} \quad (7-3-38)$$

修改后结构对附加刚度的灵敏度为:

$$\frac{\partial H_{ab}^k}{\partial k} = \frac{(H_{ac}^A - H_{ad}^A)(H_{cb}^A - H_{db}^A)\omega^2}{[k[(H_{cc}^A - H_{cd}^A) - (H_{dc}^A - H_{dd}^A)] - \omega^2]^2} \quad (7-3-39)$$

这样根据式(7-3-34)、式(7-3-39),在原有结构上改变  $c$  及  $d$  点的位置,也就是分别在不同的点附加质量刚度,即可得到在给定修改  $m$  及  $k$  时的合成分车内结构-声场传递函数的灵敏度,修改后的传递函数。显然,等式右边仅与未修改的结构的传递函数及修改量  $m$  和  $k$  有关。因此,修改后的结果可用这两式直接估算,而无需重新进行模态试验。在车身开发过程中,针对其车内噪声性能的改进,往往能从几种结构变动中,一次优化选择出最佳的设计修改,这是非常具有实际意义的方法。

## 7.4 汽车噪声控制的基本原理

对于汽车噪声控制来说,控制噪声源和传播途径是最常用的控制方法。而本节主要对控制传播途径的几种措施及其原理进行论述。

### 7.4.1 隔声方法

隔声方法就是用某种隔声装置将声源与周围环境隔离,使其辐射的噪声不能直接传播到周围区域,从而达到控制噪声的目的。隔声的实质是尽量衰减从声源辐射出的空气声。常用的有隔声材料和隔声结构。

隔声材料或隔声结构的隔声性能一般采用传声系数或传声损失来表示。

传声系数是透射声能与入射声能之比,如式(7-4-1)所示:

$$\tau = \frac{E_t}{E_i} \quad (7-4-1)$$

式中:  $\tau$  为传声系数,  $E_t$  为透射声能,  $E_i$  为入射声能。

由于  $\tau$  的数值较小,而且变化范围很大(在  $1 \sim 10^{-6}$  之间),使用不方便。故一般采用入射声能  $E_i$  与透射声能  $E_t$  之比的对数来表示隔声装置的隔声能力,实际上这是入射声能与透射声能之间的分贝差,因此将其定义为传声损失,也称为隔声量,如式(7-4-2)所示。

$$TL = 10 \lg \frac{E_i}{E_t} \quad dB \quad (7-4-2)$$

式中:  $TL$  为传声损失(隔声量)。

对于不同的隔声结构,其隔声性能相差很大,现代汽车上常见的几种结构的隔声性能进行讨论。

#### 1) 单层隔板的传声损失

隔板是汽车上常见的材料,虽然其主要目的是用来构成车厢、驾驶室、行李舱等,但在汽车的噪声控制中,隔板的隔声性能却不容忽视。图 7-4-1 为单层隔板的隔声频率特性。

从图中可以看出，在低频段（劲度控制区），单层隔板的隔声量受板的弹性固有频率的影响，特别是在各阶固有频率附近，由于板的共振，板的隔声量较低。

在中频段（质量控制区），单层隔板的隔声量随频率每增加1个倍频程，隔声量提高6dB；同时隔板的隔声性能遵循质量定律，如式(7-4-3)和式(7-4-4)所示。

$$\text{垂直入射(入射角} = 0^\circ\text{:} \quad TL \approx 20 \lg m f - 42.5 \quad (7-4-3)$$

$$\text{随机入射(入射角} = 0 \sim 80^\circ\text{:} \quad TL \approx 20 \lg m f - 47.5 \quad (7-4-4)$$

式中： $m$  为隔板面密度，单位为  $\text{kg/m}^2$ ； $f$  为声波频率，单位为  $\text{Hz}$ 。从式(7-3-15)、式(7-3-16)可以看出，对一定频率的噪声，隔板的隔声量  $TL$  只与隔板的面密度  $m$  有关，即对于一块面积不变的隔板，质量越大，其隔声量就越大。这即为单层板隔声量的质量定律。

在高频段（临界频率控制区），单层板的隔声量受板的吻合频率的影响，由于吻合效应的存在，出现下降的低谷。吻合效应，即当噪声声波达到吻合频率时，由声波激起的板的弯曲振动的波长正好与空气中声波的波长吻合，这是板的声辐射增加，隔声量下降。单层隔板的吻合频率  $f_c$  可由式(7-4-5)计算。

$$f_c = \sqrt{\frac{3c^4 m (1 - \gamma^2)}{\pi^2 E t^3}} \quad \text{Hz} \quad (7-4-5)$$

式中， $f_c$  为吻合频率，单位为  $\text{Hz}$ ； $c$  为声速，单位为  $\text{m/s}$ ； $m$  为隔板面密度，单位为  $\text{kg/m}^2$ ； $\gamma$  为隔板材料的泊松比； $E$  为隔板材料的弹性模量，单位为  $\text{N/m}^2$ ； $t$  为隔板厚，单位为  $\text{m}$ 。隔板的吻合频率越低，对隔声越不利。

由图 7-4-1 还可看出，在劲度控制区和临界频率控制区阻尼的大小也有影响。

## 2) 双层隔板的隔声量

汽车上有采用双层隔板的地方，如车身、地板等，它们一般是由外隔板和内隔板组成。如果很好地利用这些双层隔板，可以起到很好的隔声作用。双层隔板的声作用原理如图 7-4-2 所示。

入射声  $P_1$  作用于第一层隔板 A，引起隔板 A 振动，并向空气夹层辐射噪声  $P_{t1}$ 。空气夹层中的声波在两隔板之间来回反射，形成激励第二层隔板 B 振动的声波，隔板 B 向另一边辐射噪声  $P_{t2}$ 。显然，透射声  $P_{t1}$  比入射声  $P_1$  要小得多。计算双层隔板隔声量  $TL$  的经验公式如式(7-4-6)所示。

$$TL = 20 \lg (m_1 + m_2) f - 42.5 + \Delta TL \quad \text{dB} \quad (7-4-6)$$

式中， $m_1$  和  $m_2$  分别为双层隔板各自的面密度，单位为  $\text{kg/m}^2$ ； $f$  为声波频率，单位为  $\text{Hz}$ ； $\Delta TL$  为双层隔板中间空气层的附加隔声量，如图 7-4-3 所示。

图 7-4-2 双层隔板的声作用原理示意图

图中虽然空气层的附加隔声量随空气层厚度的增加而增加，但当空气层厚度大于 10 cm 后，附加隔声量增加有限。

当在双层隔板中间填满吸声材料时，中间层的附加隔声量会大大增加。

当双层隔板中间为刚性连接时，空气层的附加隔声量会下降 2 dB 以上。

当双层隔板共振时，隔声量会大大下降。双层隔板的共振频率  $f_0$  如式(7-4-7)所示。

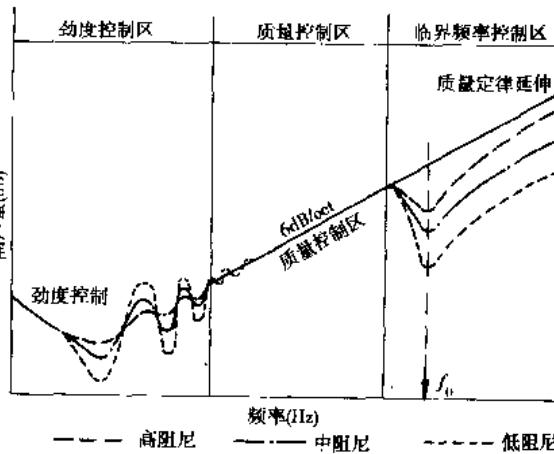


图 7-4-1 单层隔板的隔声频率特性曲线

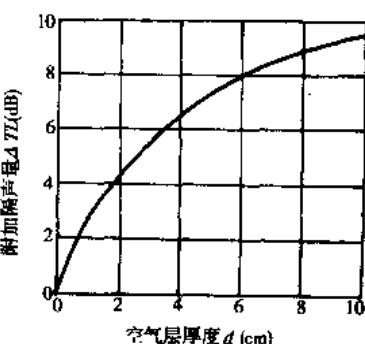
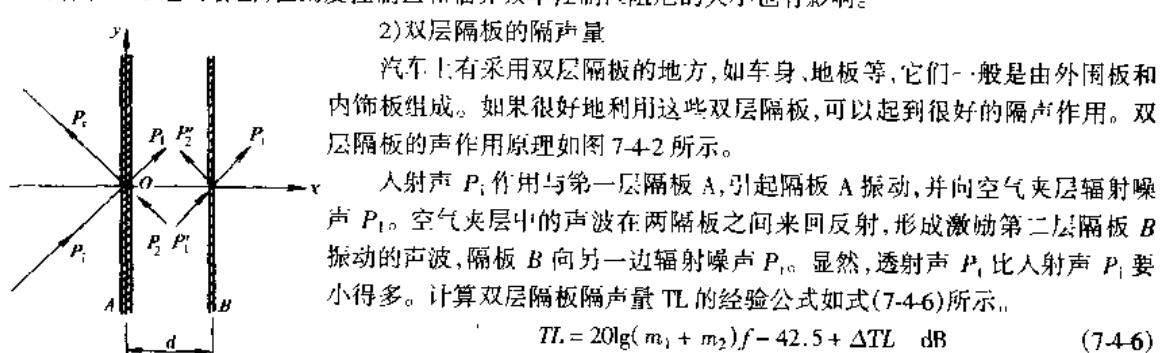


图 7-4-3 双层隔板的空气层附加隔声量

$$f_0 \approx 600 \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2 d}} \text{ Hz} \quad (7-4-7)$$

式中:  $m_1$  和  $m_2$  分别为双层隔板各自的面密度, 单位为  $\text{kg}/\text{m}^2$ ;  $d$  为双层隔板间空气层厚度, 单位为  $\text{cm}$ 。

对于由中间材料和面材构成的汽车车身, 可以考虑增加中间材料厚度和增加面材质量等方法来提高隔声量。汽车上提高隔声材料厚度的隔声效果实例如图 7-4-4 所示。

### 7.4.2 吸声方法

有限空间内的噪声都包括直达声和反射声两部分。如果在空间布置吸声材料, 降低声能的反射量, 就能达到降噪的目的。这种控制噪声的方法叫做吸声方法。

为评价材料和结构的吸声性能, 一般采用吸声系数来表示。吸声系数是材料表面吸收的声能与入射声能的比值, 即

$$\alpha = E_a / E_i \quad (7-4-8)$$

式中:  $\alpha$  为吸声系数;  $E_a$  为吸声材料或结构吸收的声能;  $E_i$  为吸声材料或结构的入射声能。根据采用的测量方法, 有三种吸声系数: 一定入射角的吸声系数  $\alpha_0$ ; 无规则入射吸声系数  $\alpha_{sr}$ ; 房间平均吸声系数  $\bar{\alpha}$ 。

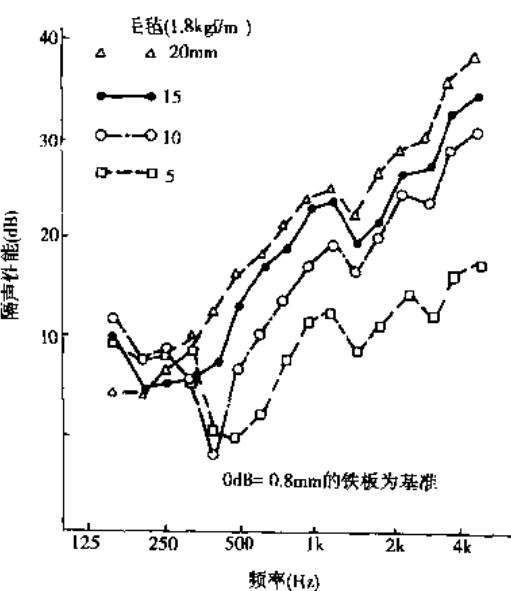


图 7-4-4 汽车隔声材料的隔声性能(厚度的影响)

采用吸声方法进行汽车噪声控制, 一般是指在控制某部件或总成噪声时采用什么吸声材料或吸声结构, 以降低噪声。所以下面将讨论常用的吸声材料和吸声结构的吸声性能及吸声机理。

#### 1) 吸声材料

吸声材料是指能够把入射到其上的声能大量吸收的材料。吸声材料之所以能吸声, 是由于这些材料表面富有细孔, 孔之间相互联通并深入材料内层, 当声波进入材料孔隙时, 引起孔隙中的空气和材料的细小纤维波动, 由于摩擦和粘滞阻尼作用, 将声能转变为热能而耗散掉。

常用的吸声材料有矿渣棉、石棉、玻璃棉、毛毡、木丝板等。

吸声材料的吸声性能与材料性质、入射声波频率和入射角度等因素密切相关。通常采用的材料吸声系数是指中心频率如 125、250、500、1000、2000 和 4000Hz 的 6 个倍频带下的吸声系数的算术平均值。

吸声材料的吸声系数通常采用实验测定, 常用的方法有驻波管法和混响室法。一般驻波管法用于测定声波垂直入射材料表面时的吸声系数, 混响室测定声波无规入射材料表面时的吸声系数。表 7-4-1 是常用材料的吸声系数, 测量方法采用的是驻波管法。

影响材料吸声效果的因素包括:

(1) 材料孔隙率:

孔隙率的定义为:

$$P = \frac{V_a}{V_m} \times 100\% \quad (7-4-9)$$

式中:  $V_a$  —— 材料中与大气相通的空气体积, 单位为  $\text{m}^3$ ;

$V_m$  —— 材料的体积, 单位为  $\text{m}^3$ 。

材料的孔隙率直接决定该材料的吸声性能, 一般情况下  $P > 70\%$ , 多数在 90% 左右。

(2) 材料的厚度

材料的厚度增加, 其低频吸声效果得到较大的改善, 而高频吸声效果变化不大。因此如果只要吸收高频成份的噪声, 只需要很薄的材料。

(3) 密度

表 7-4-1 常用材料的吸声系数

材 料 名 称	厚 度 (cm)	容 量 (kg/m <sup>3</sup> )	频 率 (Hz)					
			125	250	500	1000	2000	4000
石棉	2.5	0.21	0.06	0.06	0.5	0.46	0.52	0.65
工业毛毡	2	0.37	0.07	0.26	0.42	0.4	0.55	0.56
沥青矿棉毡	3	0.2	0.08	0.18	0.5	0.68	0.81	0.89
聚胺甲酸脂泡沫塑料	2	0.04	0.11	0.13	0.27	0.69	0.98	0.79
粗孔聚胺脂泡沫塑料	4	0.04	0.06	0.10	0.2	0.59	0.68	0.85
聚氯乙烯塑料	0.41	0.29	0.03	0.02	0.06	0.29	0.13	0.13
木板	3	0.52	0.05	0.07	0.15	0.56	0.9	-
甘蔗板	1.3	0.2	0.12	0.19	0.28	0.5	0.59	0.7
泡沫型穿孔软质纤维板	1.4	0.22~0.4	0.03	0.11	0.18	0.44	0.55	0.52
硬聚氯乙烯泡沫塑料板	2.5	0.01	0.04	0.04	0.17	0.56	0.28	0.58

适当增加容重,可以提高材料中低频吸声效果,但效果比不上增加材料厚度明显。

#### (4) 使用条件

使用条件,如:温度、湿度、空气清洁度等也影响到材料的吸声效果。

#### 2) 吸声结构

吸声材料可以有效吸收中、高频声音,但存在低频性能差的缺点,通常将吸声材料与吸声结构配合使用,或将吸声材料做成一定形状的吸声结构,从而达到控制宽频带噪声的目的。

#### (1) 薄板共振吸声结构

薄板在声波的交变压力激发下产生振动而产生弯曲变形,板的内部摩擦损耗将机械能转变为热能。当声波频率为板的共振频率时,薄板产生强烈共振,此时消耗声能最大。这种结构适宜于低频噪声的吸收。

影响薄板吸收的因素包括材料的物理常数、吸声结构的组成形式和尺寸、吸声结构的安装方式等。

#### (2) 穿孔板式共振吸声结构

在吸声板上钻穿许多小孔,然后与板后面的织物、空气层和刚性壁面构成穿孔板式共振吸声结构,见图 7-5-9 所示。这种吸声结构相当于许多单腔共振吸声器的组合,空气层相当于振动系统的弹簧,板起质量作用。当入射声波频率和系统固有频率一致时,孔的空气柱振动速度最大,因摩擦损失而吸收较多的声能。穿孔板的吸声性能有明显的选择性,在其振频率附近吸声性能很好,而其他频率处吸声性能下降很快,见图 7-4-5 所示。

穿孔板的共振频率取决于板厚、孔径、穿孔率、板后空气层厚度,计算公式如式(7-4-10)所示。

$$f_0 = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{P}{hL_k}} \quad \text{Hz} \quad (7-4-10)$$

式中:  $P$  为穿孔率;  $c$  为声速;  $h$  为空气层厚度;  $L_k = L + \frac{\pi r}{2}$  为穿孔板有效长度。

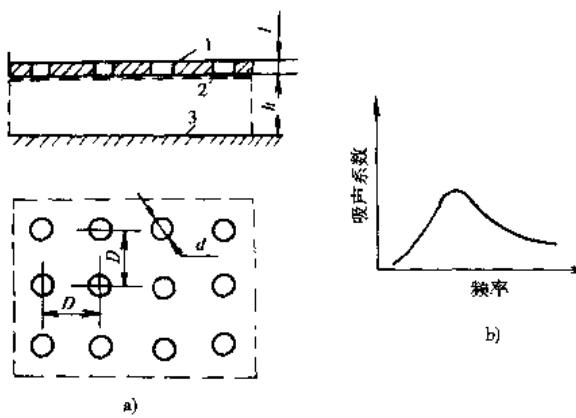


图 7-4-5 穿孔板式共振吸声结构及其吸声特性

a) 吸声结构; b) 吸声特性  
1-穿孔板; 2-板背面的织物; 3-刚性壁面

在设计时,除确定穿孔板式共振吸声结构的共振频率外,还要求求出吸声系数和带宽。

### 7.4.3 减振降噪方法

振源把它的振动传给机架,在机架中以弹性波的形式进行传播,并引起安装在机架上的其它零部件的振动,而这些零部件又向空气中辐射出噪声,这就是固体传声。若在该传播途径上装上弹性元件,隔绝或衰减振动的传播,达到降噪的目的,这就是减振降低噪声。

由振动理论知,单自由度的有阻尼强迫振动的微分方程及其解分别为

$$m\ddot{x} + \delta\dot{x} + kx = F_0 \sin \omega t \quad (7-4-11)$$

$$x = A_1 e^{-at} \sin(\sqrt{\omega_n^2 - a^2} t + \varphi_1) + A \sin(\omega t - \varphi_2) \quad (7-4-12)$$

式中: $m$  为物体质量; $k$  为弹簧刚度系数; $x, \dot{x}, \ddot{x}$  分别为物体的位移、速度、加速度; $\delta$  为阻尼系数; $F_0$  为激振力幅值; $\omega$  为激振力圆频率; $\omega_n$  为系统的固有频率, $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ ;  $a = \frac{\delta}{2m}$  为衰减系数; $\varphi$  为初相位; $A$  为振动位移的最大幅值。令  $q = \frac{F_0}{m}$  则有

$$A = \frac{q}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + 4a^2\omega^2}} \quad (7-4-13)$$

微分方程的解由两部分组成,第一部分随时间很快衰减,称为瞬态解。第二部分在长时间内不消失,称为稳态解。若令频率比  $\lambda = \frac{\omega}{\omega_n}$ , 阻尼比  $\xi = \frac{a}{\omega_n}$ ; 及  $A_0 = \frac{q}{\omega_n^2} = \frac{F_0}{k}$ , 为在  $F_0$  作用下系统的静变形,则有

$$\frac{A}{A_0} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \lambda^2)^2 + 4\xi^2\lambda^2}} \quad (7-4-14)$$

定义  $T_A = \frac{A}{A_0}$  为传递率(也称传递系数、传递比),表示传递给机架的力的幅值  $A$  与干扰力幅值  $A_0$  之比,则  $T_A$  可表示为

$$T_A = \frac{1 + 4\xi^2\lambda^2}{(1 - \lambda^2)^2 + 4\xi^2\lambda^2} \quad (7-4-15)$$

图 7-4-6 给出了  $T_A$  与  $\xi, \lambda$  的关系,即  $T_A$  的幅频特性曲线。由图可知:

- 1)  $\lambda < 1$  时,  $T_A \approx 1$ , 系统与机架一起振动,与未装减振元件一样。
- 2)  $\lambda < \sqrt{2}$  时,  $T_A > 1$ , 此时减振系统起放大作用,当  $\lambda \approx 1$  时,  $T_A$  值最大,产生共振。
- 3)  $\lambda > \sqrt{2}$  时,  $T_A < 1$ , 且随着  $\lambda$  的增加而下降,系统才真正起减振作用。
- 4)  $\lambda > 2$  时,  $T_A$  下降缓慢,且此时意味着弹性元件要设计得非常柔软、静挠度大,稳定性差,故  $\lambda$  太大无必要,一般取  $\lambda = 2.5 \sim 5$ 。
- 5)  $\lambda < \sqrt{2}$  时,  $\xi$  增大,有利于抑制共振;相反,当  $\lambda > \sqrt{2}$  时,  $\xi$  增大,使  $T_A$  有增大的趋势。故确定  $\xi$  时应综合考虑,一般取  $\xi = 0.05 \sim 0.2$ 。

对于多自由度系统,可对复杂的振动问题进行简化,确定其主要干扰力的作用方向,把它当作单自由度来处理。也可利用计算机进行矩阵运算,对多自由度系统振动问题进行分析,或借助模态分析的方法求得系统的动态特性,找出问题的关键,具体加以解决。

工程上应用的隔振弹性支承分为两类:一类是隔振垫层,它利用弹性材料本身的自然特性,其形状尺寸

按具体需要拼接或剪切而成,常用的有毛毡、软木、橡皮、弹性纤维和泡沫塑料等;另一类为隔振器,它是专门制造具有一定形状和规格的弹性元件,常用的有弹簧隔振器、橡胶隔振器、金属橡胶组合隔振器、空气弹簧隔振器等,图7-4-7所示的是常用的隔振器形式。

在设计与选用隔振器时,要注意确定振动激励的性质、规定振动隔离的性能指标、选择合适的振动控制方法、分析计算振动隔离系统,并依据载荷性质、安装空间等选择合适的隔振器和安装方式。

#### 7.4.4 阻尼方法

汽车、船舶和飞机等的壳体,都是由金属薄板制成的,这些薄板受激而振动时,往往辐射噪声成为机器主要噪声源。同时汽车和发动机运行时产生的机械噪声也是由于其各部件的振动及其相互作用产生的。为有效降低或控制这些噪声,根本方法就是采用阻尼减振和隔振法来减小机械系统的振动。

##### 1) 阻尼隔振

对于阻尼隔振措施,主要分为积极隔振和消极隔振,虽然概念不同,但两者的原理是相同的,都是把需要隔离的机械或部件安装在带有弹性的隔振器上,使振动隔离,达到降低噪声的目的。其基本原理和相应的措施已在上一节详细论述了。

##### 2) 阻尼减振

阻尼减振降低噪声是在发生振动的金属薄板上涂贴阻尼材料,通过抑制其振动降低噪声的方法。其原理是阻尼层减少了金属薄板弯曲振动的幅度,从而减少板的辐射噪声。当金属薄板受激发而产生弯曲振动时,其振动能迅速传递给紧密涂贴在上面的阻尼材料,引起阻尼材料内部相应错动和摩擦,从而使振动能量变为热能而损耗,最终实现减少振动降低噪声。

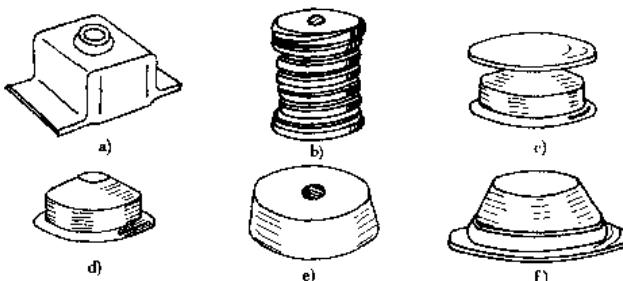


图 7-4-7 常用隔振器形式

通常阻尼涂层与金属板面的结合方式有两种,一种是自由阻尼层,另一种是约束阻尼层。图 7-4-8 为常用的阻尼层形式。理论分析和试验表明,一般阻尼材料厚度不低于基板两倍尺寸厚度。且涂刷时分多次进行,每次涂刷不宜过厚。

常用阻尼材料是粘弹性阻尼材料,它是一种高分子材料,有橡胶型、泡沫型和压敏型 3 种。其基本成分是以沥青、环氧树脂、水溶物和乳胶为基底,再加上填料和各种添加剂配置而成。

#### 7.4.5 主动噪声控制方法

噪声的主动控制亦称有源消声,它是根据两个声波的相干性或声波辐射抑制的原理,通过人为地制造

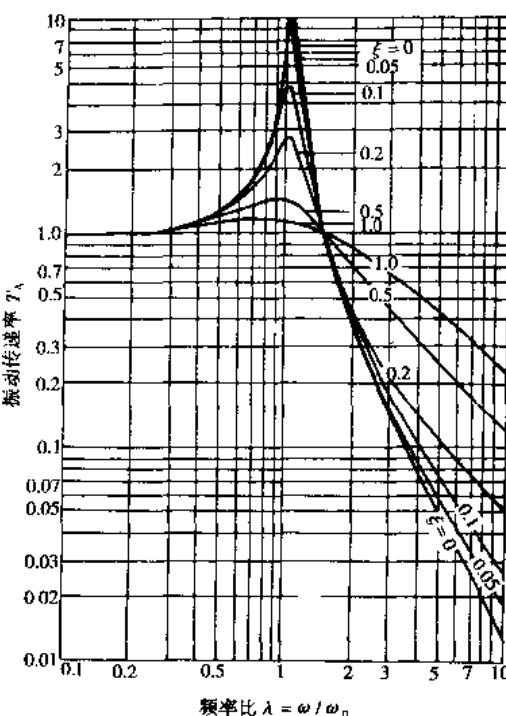


图 7-4-6 传递率的幅频特性曲线

一个控制声源，使其发生的声音与原来的噪声源辐射噪声大小相等、相位相反的声波，使二者作用结果互相抵消，从而达到降低噪声的目的。在噪声控制过程中，采用吸声材料或隔振构件的无源消声方法具有体积庞大、低频效应差等缺点，而有源消声却有体积小、成本低、便于设计和控制以及低频降噪效果好等优点。因而有源消声法引起愈来愈多的人重视。

有源消声这一概念最早于 1934 年由美国的 Paul. Lucy 提出，直到 1953 年才由美国的 RCA 公司实现了第一个实验装置，以后大致经历了由单极到多极这一发展过程。70 年代左右，法国的 Jessel 和英国的 Swinbanks 分别提出了三极子结构和双极子结构。在这段时期，对三维空间有源消声的研究有了些进展，并大力开展了以下两种类型的实验研究工作：一类是根据 Huygens 原理进行的可行性论证，对声场的有源吸收进行研究；另一类属于直接合成声源激励信号，次级声场与初级声场抵消以建立无噪声空间。总之，70 年代以来，随着电子工业的飞速发展，主动消声的研究取得了突破性的进展。其中管道主动消声的研究达到了相当的水平，并有了成功的应用，Jessel 等人也从 Huygens 原理出发，逐步完善了空间主动消声基本理论体系。

进入 80 年代以来，研究重点开始转向结构比较简单的单级系统，并在主动消声的工程应用方面做了大量工作。噪声主动控制在汽车上的应用研究也是从 Essex 大学开发的用于周期性噪声与振动控制的 Essex 有源抑制系统开始的，并率先用于降低柴油机低频噪声。1983 年挪威 T. Berge 在柴油机驾驶室内采用了有源消声装置，取得了在点火频率处降低噪声 15.7dB 的良好效果。1987 年英国在轿车中采用自适应系统进行了试验，在 3000~6000r/min 转速范围内取得了明显的效果。在这段时间内，M. D. Crocker 对内燃机排气的有源降噪设计以及 M. Nadim 对汽车驾驶室的定域有源消声试验等也做了大量有成效的工作。近年来，我国学者对噪声主动控制也相当重视，许多研究单位都在开展这方面的研究工作。

近 10 年来，有源消声技术发展很快，尤其对管道噪声控制方面，已进入实用阶段。但是要将有源消声技术作为一种较为通用的噪声控制手段，还有许多困难。如消声系统中电子装置复杂，电路信号幅度相位失真，限制降噪量提高、降噪区非控参数的引入还带来了不恒定因素和影响语音讯号的传播等困难。要解决这些困难，便要求有源消声采用自适应技术，特别是在高速低廉的数字信号处理芯片不断涌现的情况下，使得自适应有源消声的前景变得非常诱人。

自适应主动消声系统，实际上是一个自适应滤波系统，它是以最小均方误差为设计准则的。自适应滤波器的自适应过程的实际目的是寻求最佳的滤波系数，但需要知道一些相关矩阵，这种方法不但工作量大，有时还不可能计算。因此，一般多采用 Widrow - Hoff 的不需要求相关矩阵和传递矩阵的算法来求最佳滤波系数，它是一个简单而有效的最优化最速下降法。这种方法最初是在电力系统中用作信号的抵消或放大，后来逐渐才在其他领域中应用。

自适应滤波器（如 FIR 滤波器）能自动调节它的权系数来满足最小均方差准则。自适应有源消声要求自适应滤波能实时完成，因此，自适应算法的计算量要小。常用的 LMS 算法能较好的满足这个要求。但是在噪声功率未知和随时间变化的情况下，用 LMS 算法时很难选择收敛因子来保证自适应过程的稳定性，很可能使自适应过程发散，而导致次级扬声器啸叫。为此常采用 NLMS 算法，这种算法能自动地选取收敛因子来满足稳定性的要求。NLMS 算法是维纳纳的无偏估计，它所有的稳定性和瞬态特性与 LMS 相比并无差别，该算法的计算量与 LMS 算法相比增加也不多。同时由于 NLMS 算法能自动选取收敛因子，它比 LMS 算法较少依赖先验知识，所以其权重系数失调量比 LMS 的大。

在汽车工程上使用的电子消声器就是一种主动消声装置，它是在原来的噪声场中，利用电子设备再产生一个与原来的声压大小相等、相位相反的声波，使其在一定范围内与原噪声相抵消的装置。图 7-4-9 是一个在汽车排气系统上使用的电子消声器的基本原理图。电子消声器是由传感器、反相装置、功率放大器和扬声

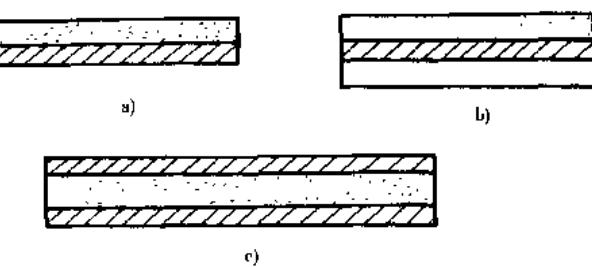


图 7-4-8 阻尼层形式  
a) 单面自由阻尼层；b) 双面自由阻尼层；c) 约束阻尼层

器等部件所组成。通过调节系统的频率响应和相位,利用反馈系统产生一种与原声压大小相等、位相相反的干涉声源,来达到消除噪声的目的。由于采用了步长参数可变的同步自适应滤波控制算法,该电子消声器可用于车辆加减速行驶工况下的噪声主动控制。经实验表明,该车能达到较好的排气噪声效果,其实验结果如图 7-4-10 所示。

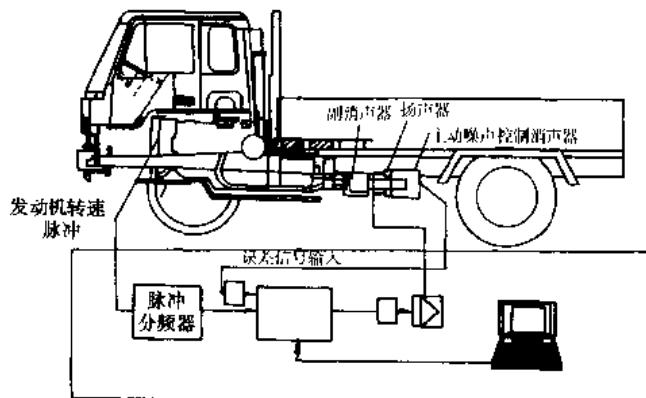


图 7-4-9 货车排气主动消声器实验装置示意图

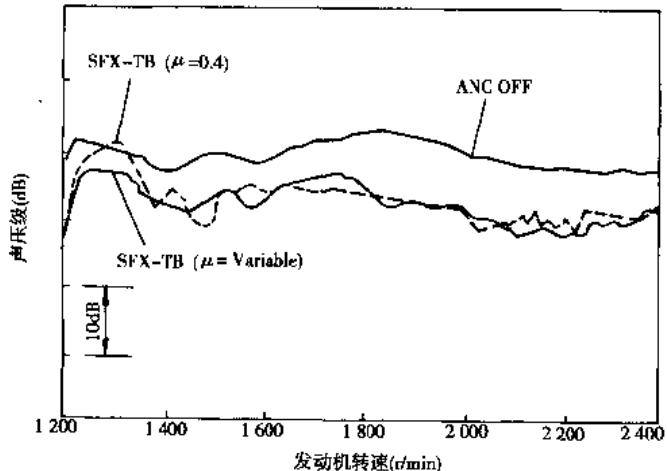


图 7-4-10 排气噪声控制结果  
ANC-主动噪声控制;SFX-同步 FX 法;TB-基于时间采样法; $\mu$ -步长参数

## 7.5 发动机噪声

为有效控制汽车噪声,首先必须确定汽车的各种噪声源、噪声特性与产生机理以及影响噪声大小的因素。

发动机噪声是汽车的主要噪声源,可按两种方式分类:按照噪声辐射的方式分类,可将汽车发动机的噪声源分为直接向大气辐射以及通过发动机表面向外辐射的两大类;按发动机表面噪声产生的机理,可分为燃烧噪声和机械噪声。

### 7.5.1 发动机燃烧噪声及其控制

#### 7.5.1.1 发动机燃烧噪声产生机理及特性

发动机的燃烧噪声是指混合气燃烧产生的缸内气体压力直接激振发动机结构,引起结构振动,并通过外

部和内部传播途径传到发动机表面,由发动机表面辐射形成的空气声。

燃烧噪声由缸内变化的压力所引起,如果压力保持不变,将不产生噪声。缸内压力的交变特性主要由压力增长率  $dP/dt$  表征。根据实验得知燃烧噪声声强与缸内压力的关系如式(7-5-1):

$$I \propto \left[ P_{\max} \left( \frac{dP}{dt} \right)_{\max} \right]^2 \quad (7-5-1)$$

式中:  $I$  为燃烧噪声声强;  $P_{\max}$  为缸内压力最大值;  $\left( \frac{dP}{dt} \right)_{\max}$  为缸内压力升高率的最大值。

与汽油机相比,柴油机的缸内压力较高,且压力增长率最大值远高于汽油机,所以柴油机的燃烧噪声远远大于汽油机。而柴油机之中,又以直喷式(DI)柴油机的缸内压力和压力增长率最大,图 7-5-1 为汽油机和两种柴油机缸内压力频谱。由此可知,直喷式柴油机的燃烧噪声较汽油机的大许多,因而只讨论直喷式柴油机的燃烧噪声。

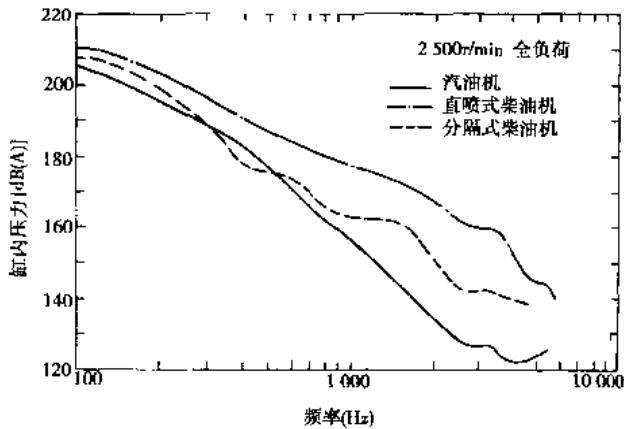


图 7-5-1 汽油机、直喷式柴油机和分隔式柴油机的缸内压力频谱

影响直喷式柴油机燃烧噪声的因素很多,包括燃烧过程、结构参数以及各种工况,下面详细讨论各种影响因素。

#### 1) 滞燃期对燃烧噪声的影响

在空间雾化直喷式柴油机中,滞燃期较长意味着滞燃期内积聚的可点燃燃油量增多,无论其工况如何,燃烧噪声都将加剧,如图 7-5-2 所示。但在油膜蒸发直喷式柴油机中还要考虑油膜蒸发率对燃烧噪声的影响,不能仅仅根据滞燃期长短判定燃烧噪声的大小。

#### 2) 缸内气体温度对燃烧噪声的影响

进气温度越高,供油越迟,则缸内燃气温度越高,滞燃期越短。对于空间雾化直喷式柴油机来说,将降低燃烧噪声;但对于油膜蒸发直喷式柴油机而言,对燃烧噪声并无影响。

#### 3) 缸壁温度对燃烧噪声的影响

负荷增大,或者冷却液温度升高,将使缸壁温度升高,从而引起缸内气体温度升高,导致滞燃期缩短,燃烧噪声降低。

#### 4) 增压对燃烧噪声的影响

增压使进气温度升高,因此能降低空间雾化直喷式柴油机的燃烧噪声。

#### 5) 压缩比对燃烧噪声的影响

提高压缩比可使滞燃期内的燃气温度升高,故能缩短滞燃期,见图 7-5-3。减少空间雾化直喷式柴油机在滞燃期内积聚的可点燃油量,使放热率的最大值降低,因而降低燃烧噪声。

#### 6) 喷油压力对燃烧噪声的影响

喷油压力对燃烧噪声的影响通过两个方面体现出来。首先,在其他条件相同的情况下,喷油压力提高后则喷油速率提高,滞燃期内喷入的燃油量增加。其次,高压喷射使燃油与空气的混合得到改善,特别是在空

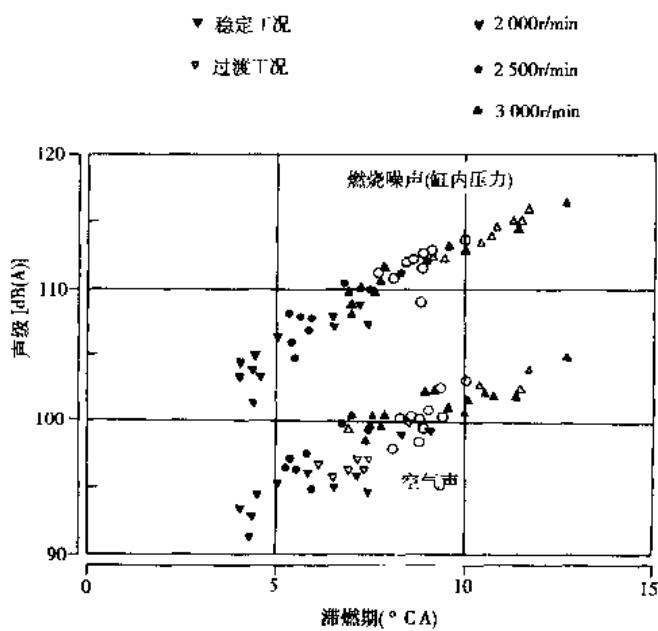


图 7-5-2 空间雾化直喷式柴油机燃烧噪声与滞燃期的关系

间雾化燃烧系统直喷式柴油机中使可点燃燃油量的生成速率提高。这两个因素都促使滞燃期内积聚的可点燃燃油量增加，燃烧噪声加刷。

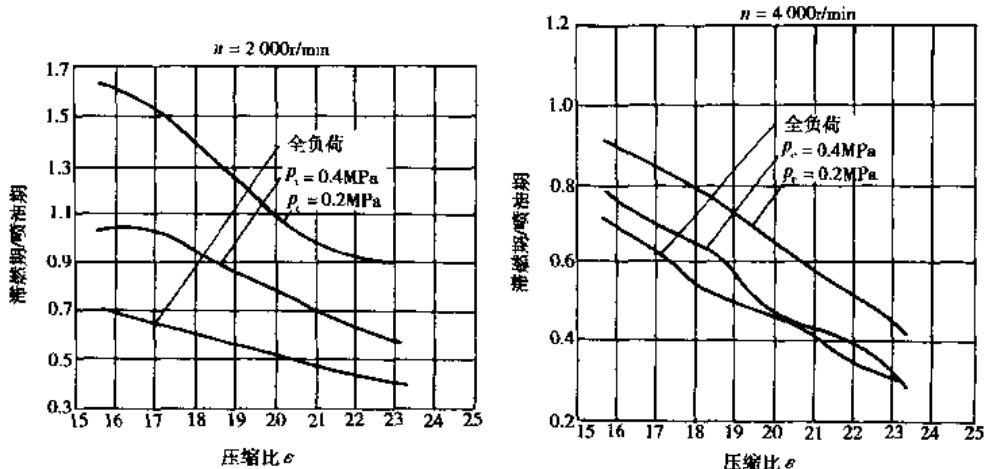


图 7-5-3 滞燃期与压缩比的关系

#### 7) 喷油孔面积对燃烧噪声的影响

在喷油系统其他参数都不变的条件下缩减喷油孔面积可以提高喷油孔的阻力，降低喷油速率，从而减少了滞燃期内喷油量，降低空间雾化直喷式柴油机燃烧噪声。显然这也会影发动机的输出功率。

#### 8) 转速对燃烧噪声的影响

在其他条件不变的情况下，转速提高，喷油时间也缩短，喷油速度提高，滞燃期内喷入的燃油量增加，缸内压力最大值和压力增长率最大值都增大，燃烧噪声增强。

#### 9) 负荷对燃烧噪声的影响

空间雾化直喷式柴油机当负荷增大时，一方面缸壁温度升高，滞燃期缩短；另一方面每循环喷入的燃油量增多，喷油阀开启时间增大。只要喷油阀开启时间还小于滞燃期，那么就意味着滞燃期喷入的燃油量增

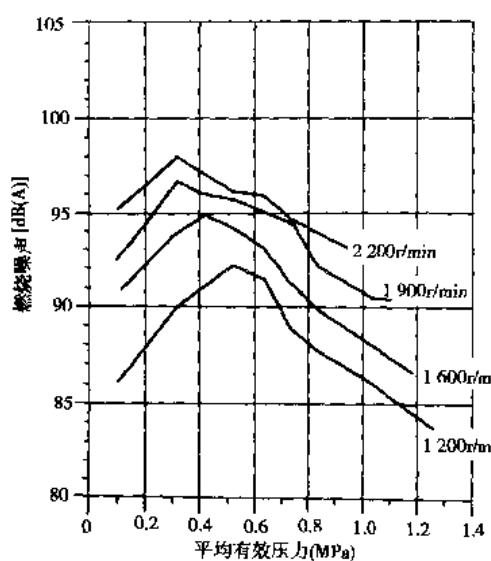


图 7-5-4 某空间雾化直喷式增压柴油机燃烧噪声与转速和负荷的关系

大,即燃烧噪声随负荷增大而增强。图 7-5-4 为试验测得的燃烧噪声与转速和负荷关系,起初噪声随负荷加大而增大,但接近中负荷时,噪声达最大值,随后,噪声随负荷加大而逐步减小。

### 7.5.1.2 发动机燃烧噪声控制

前面指出,柴油机(特别是直喷式柴油机)的燃烧噪声明显大于汽油机燃烧噪声,下面介绍直喷式柴油机燃烧噪声的控制措施。

#### 1) 隔热活塞

采用隔热活塞可提高缸壁温度,缩短滞燃期,降低直喷式柴油机的燃烧噪声。图 7-5-5 为不同有效压力下隔热活塞的燃烧室温度和燃烧噪声的关系。

#### 2) 延迟喷油定时

一般而言,喷油时间早则燃烧噪声大,而喷油时间适当延迟,可以减小燃烧噪声。其原因在于气缸内压缩温度和压缩压力是随曲轴转角而变化的,喷油时间的早晚对着火延迟期(即滞燃期)长短的影响将通过压缩温度和压力而起作用。

如果喷油早,则燃料进入气缸时的空气温度和压力低,这时着火延迟期变长。相反,适当推迟喷油时间可使着火延迟期缩短,燃烧噪声减少。但如果喷油过迟,燃料进入气缸时的空气温度和压力反而变低,从而又使着火延迟期延长,燃烧噪声增大,所以有一个最佳喷油延迟时间。

#### 3) 预喷

预喷,就是将一个循环一次喷完的燃油分成两次喷。第一次先喷入其中的一小部分,提前在主喷之前就开始进行点燃的预反应,如此可减少在滞燃期内积聚的可燃油量。这是降低直喷式柴油机燃烧噪声的最有效措施,预喷间隔和预喷量对燃烧噪声的影响如图 7-5-6 所示。

#### 4) 改进燃烧室结构形状和参数

燃烧室的结构形状与混合气的形成和燃烧有密切关系,不但直接影响柴油机的性能,而且影响着火延迟期、压力升高率,从而影响燃烧噪声。根据混合气的形成及燃烧室结构的特点,柴油机的燃烧室可分为直喷式和分隔式两大类。常用的直喷式燃烧室有开式、半开式和球形燃烧室等,常用的分隔式燃烧室有涡流室和预燃室。

在其他条件相同的情况下,直喷式燃烧室中的球形和斜置圆桶形燃烧室的燃烧噪声最低,分隔式燃烧室的燃烧噪声一般也较低,ω 形直喷式燃烧室和浅盆形直喷式燃烧室的燃烧噪声最大。

通过燃烧室结构参数的调节也可降低燃烧噪声,如在涡流室式发动机中,喷油嘴的喷油方向越偏离涡流室中心而指向涡流下游,附着于缸壁面的燃料就越多,燃烧也越平静,噪声就越小。

#### 5) 调节喷油泵

喷油率对燃烧噪声的影响很大,试验表明,喷油率提高一倍,燃烧噪声就会增加 6dB,故可以减少喷油泵

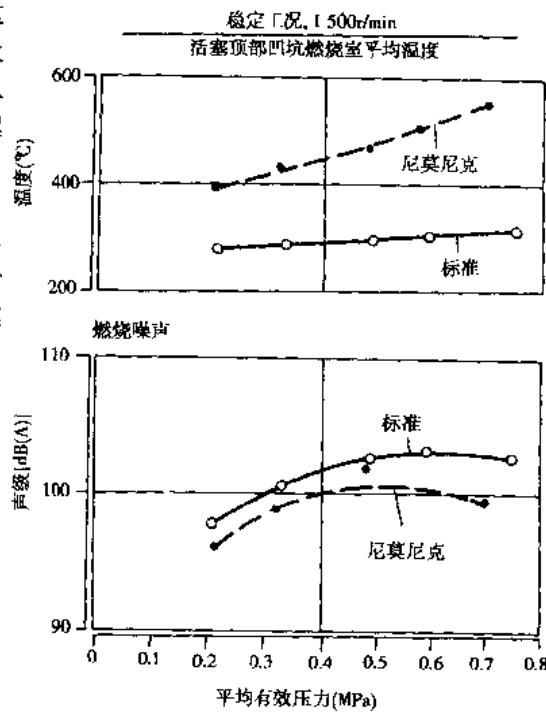


图 7-5-5 隔热活塞的燃烧室温度和燃烧噪声

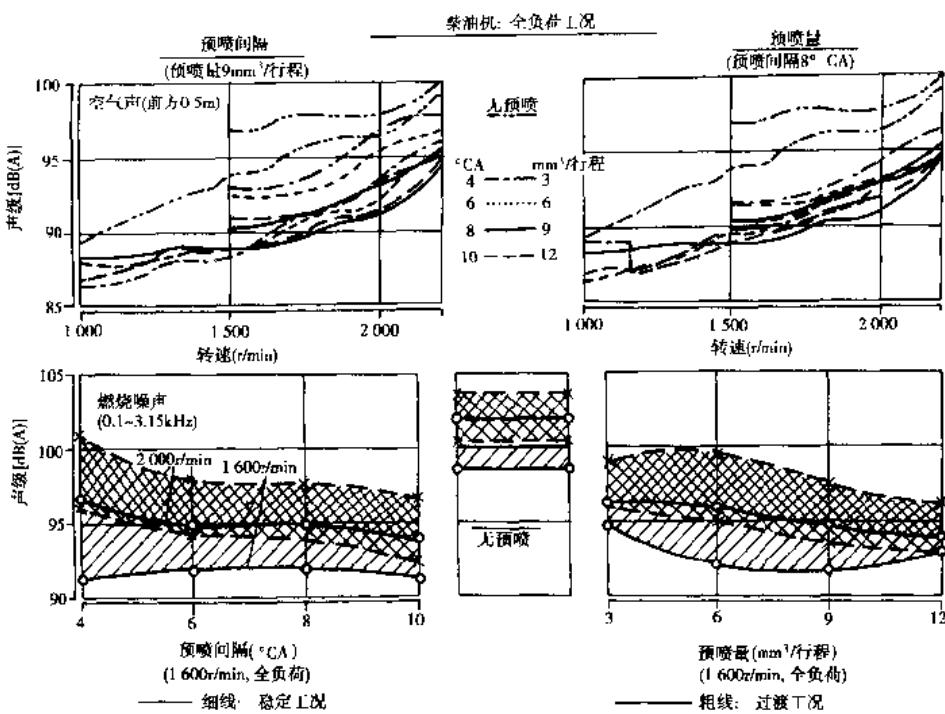


图 7-5-6 柴油机稳定工况和过渡工况下预喷间隔和预喷量对燃烧噪声的影响

供油率的方法来减少燃烧噪声，但应注意高速性能的恶化和增加怠速噪声的问题。

#### 6) 废气再循环(EGR)和进气节流

EGR 和进气节流对降低发动机燃烧噪声是显著的，特别当发动机温度较低时，效果更明显。因为提高废气再循环率就可减少燃烧率，使发动机获得平稳的运转，而进气节流可使气缸内的压力降低和着火时间推迟，所以两者结合就能有效降低燃烧噪声。同时进气节流还可以对减少柴油机所特有的角速度波动和横向摆振起到作用。EGR 和进气节流对燃烧噪声的影响如图 7-5-7 所示。

#### 7) 采用增压技术

柴油机增压后可使进入气缸的空气充量密度增加，使压缩终了时气缸内的温度和压力增高，从而改善了混合气体的着火条件，使着火延迟期缩短。增压压力越高，着火延迟期越短，压力升高率越小，从而降低燃烧噪声越多。大量试验表明，增压可使直喷式柴油机燃烧噪声降低 2~3dB。

#### 8) 提高压缩比

提高压缩比可以提高压缩终了的温度和压力，缩短着火延迟期，降低压力升高率，使燃烧噪声降低。但压缩比增大也会使气缸内压力增加，活塞敲击声增大，因此提高压缩比不会有明显效果。

#### 9) 改善燃油品质

燃油品质(十六烷值、碳氢组分、密度和蒸发率等)不同，喷入燃烧室后使着火前的物理、化学准备过程发生变化，从而导致着火延迟时间不同。十六烷值高的燃料着火延迟较短，压力升高率低，燃烧过程柔和，燃烧

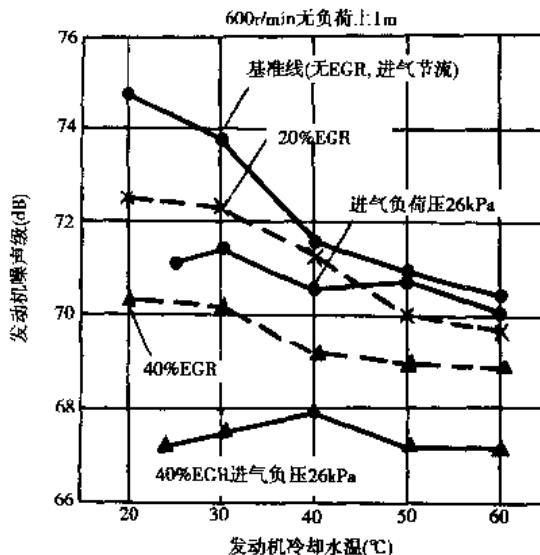


图 7-5-7 EGR 和进气节流降低燃烧噪声的效果

## 噪声小

### 10) 电子控制

电子控制的柴油机，无论是采用直列泵、分配泵或其他喷油装置的柴油机，都能根据转速、负荷、进气温度、EGR率、增压压力、燃油温度、冷却液温度等精确控制喷油定时，进而控制燃烧噪声。

### 11) 其他控制措施

除改善燃烧过程降低燃烧噪声外，还可通过控制噪声的传播途径来降低噪声。常采用的措施有：提高机体及缸盖的刚性，采用隔振、隔声措施，减少活塞、连杆曲柄机构各部分的间隙，增加油膜厚度，在保持功率不变的情况下采用较小的气缸直径，增加缸数或采用较大的S/D(行程/缸径)值，改变薄壁零件的材料和增加阻尼等。

## 7.5.2 发动机机械噪声

### 7.5.2.1 发动机机械噪声产生机理及其特性

发动机的机械噪声是指在气体压力和惯性力的作用下，使运动部件产生冲击和振动而激发的噪声，主要有：活塞敲击噪声、齿轮啮合噪声、配气机构噪声、供油系噪声、不平衡惯性力引起的机体振动和噪声、轴承噪声等。

#### 1) 活塞敲击噪声

当活塞在上、下止点附近时，连杆的位置发生变化，活塞所受侧向力的方向也由一侧变向另一侧，侧向力方向的周期变化，必然导致活塞从一侧移向另一侧的横向运动，造成对缸壁推力面的敲击。

影响活塞敲击噪声的主要因素包括：活塞销孔的偏置，活塞冷态配缸间隙，活塞刚度等。

#### 2) 齿轮啮合噪声

发动机中很多部件采用齿轮传动，如正时齿轮、喷油泵齿轮、分电器以及动力输出装置等。而齿轮传动将会带来噪声，其中最主要的是正时齿轮噪声。

由于正时齿轮主要是传递运动，轮齿的受力较小。因此，正时齿轮对齿轮的制造误差比较敏感，有时甚至比其他传动齿轮误差较小的情况下，也会产生较大的噪声。

#### 3) 配气机构噪声

发动机配气机构由于零件多、刚度差，易于激发起振动和噪声。在配气机构中，凸轮和挺杆间的摩擦振动、气门的不规则运动、摇臂撞击气门杆尾部以及气门落座时的冲击均会发出噪声。

发动机低转速时，气门机构的惯性力不大，可将其看成多刚体系统，噪声主要源于刚体的摩擦和碰撞。大的噪声出现在凸轮顶部上推从动杆的时刻，在气门开启和关闭时刻附近也有较大的噪声。气门开启的噪声主要是由施加于气门机构上的撞击力造成的，而气门关闭时的噪声则是由于气门落座时的冲击产生的，气门的噪声级和气门运动的速度成正比。

发动机高转速时，气门机构的惯性力相当大，使得整个机构产生振动。气门机构实际上是一个弹性系统，工作时各零件的弹性变形会使位于传动链末端气门处的运动产生很大的畸变，造成气门的运动有时滞后于挺杆，使传动链出现脱节，气门关闭不正常，产生“飞脱”和“反弹”等不规则运动现象。发动机的高速运转会加剧这种不规则运动，增加气门撞击的次数和强度，从而产生强烈的噪声，严重时还会使发动机的正常工作遭到破坏。

影响配气机构噪声的因素有润滑的好坏，气门的间隙，发动机转速，凸轮的形线和配气机构零件的刚度和重量等。

#### 4) 供油系噪声

供油系是柴油机的噪声源之一，其噪声主要是由于喷油泵和高压油管振动所引起，可分为流体性噪声和机械噪声。

流体性噪声包括：

(1) 液压泵压力脉动激发的噪声。这种压力脉动将激发泵体产生振动和噪声，同时还将使燃油产生很大

的加速度,从而冲击管壁而激发噪声。

(2)空穴现象激发的噪声 在油路中,高压力急速脉动的情况下,油中含有空气会不断地形成气泡又破灭,产生空穴噪声。

(3)喷油系统管道的共振噪声。当油管中供油压力脉动的频率接近或等于管道系统的固有频率时,将产生共振激发噪声。

机械噪声包括喷油泵凸轮和滚轮体之间的周期性冲击和摩擦引起的噪声,特别是当恢复弹簧的固有频率和这种周期性的冲击接近时,会产生共振,使噪声加剧。

#### 5)不平衡惯性力引起的机体振动和噪声

发动机中的活塞-曲柄连杆机构在运转过程中将产生往复惯性力和离心惯性力。各阶往复惯性力作用在气缸中心线上并随曲轴转角的不同而改变自身的大小和方向,离心惯性力虽然大小不变,但自身的方向随曲轴位置而定。发动机运转过程中这些周期性变化的力将通过曲轴颈传给缸体,引起振动和噪声。

影响这些噪声的因素为:

- (1)发动机的结构参数:缸径、行程、缸心距、缸数、冲程数、材料等;
- (2)动力参数和燃烧情况等。

### 7.5.2.2 发动机机械噪声控制

发动机的机械噪声是指由于气体压力和机件惯性的作用,使相对运动零件之间产生撞击和振动而激发的噪声。发动机机械噪声包括前述的活塞敲击噪声,齿轮啮合噪声,配气机构噪声,供油系统噪声,不平衡惯性力引起的机体振动和噪声,轴承噪声等。下面将对具体的噪声控制措施进行分析。

#### 1)活塞敲击噪声的控制措施

##### (1)活塞销孔偏置

一般的活塞销孔穿过活塞中心,如果将活塞销孔适当地朝主推力面偏移一点,可降低活塞的敲击噪声。因为当活塞运行到上止点时,由于活塞销孔偏向主推力面,使活塞所受合力不通过活塞销孔,而对活塞产生一个力矩,它将迫使活塞裙部率先脱离次推力面靠近主推力面。而当活塞下行时,侧向力易向,活塞便贴向主推力面。这样,活塞横向运动分成两步进行,减小了撞击作用,降低了噪声。该措施的降噪效果与发动机的转速、负荷有关。

##### (2)减小活塞冷态配缸间隙

铝合金活塞的热膨胀系数比铸铁活塞大,装入缸套时须留较大间隙。减小活塞冷态配缸间隙可以降低活塞对缸壁的敲击力,从而降低活塞敲击噪声。其具体措施如下:

###### ①采用调节活塞

现在发动机几乎都采用调节活塞,而调节这些活塞的配缸间隙的方法却很多,如:

I)采用横向隔热槽。即活塞裙部仅仅通过活塞销座及销座悬接部分来与活塞顶部相连,裙部的其余部分通过一个水平的横向隔热槽与活塞顶部隔开。这样就隔断了热流,降低了裙部温度,减小了裙部的热膨胀。同时活塞顶部较大的热膨胀只能在活塞销的轴线方向上传递并影响裙部,所以可以减少裙部的配缸间隙。

II)活塞销座镶调背钢件。即在铝合金活塞的活塞销座内铸入热膨胀系数比铝合金小的调节钢件,以阻碍裙部向推力面上的热膨胀,从而减小裙部的配缸间隙。具体结构又分为:恒温钢片活塞和热膨胀自动调节活塞,如图 7-5-8 所示。镶钢件的形状可以是环状或片状。

恒温钢片活塞采用含 Ni33%~36% 的低碳钢片,铸在活塞销座的中心。热膨胀自动调节活塞的钢片则铸在活塞销座铝层的内侧。图 7-5-9 是德国 Mahle 公司的三种调节活塞实例。

III)裙部镶钢筒。这会使活塞受热时,最初只是钢筒内侧的铝膨胀直到填满钢筒内侧的缝隙,同时钢筒外侧的铝和钢筒逐步消除热应力,然后活塞才会因膨胀而增大尺寸。因而使活塞总的膨胀量大为减小,可以减小活塞的冷态配缸间隙。

###### ②采用椭圆锥体裙部

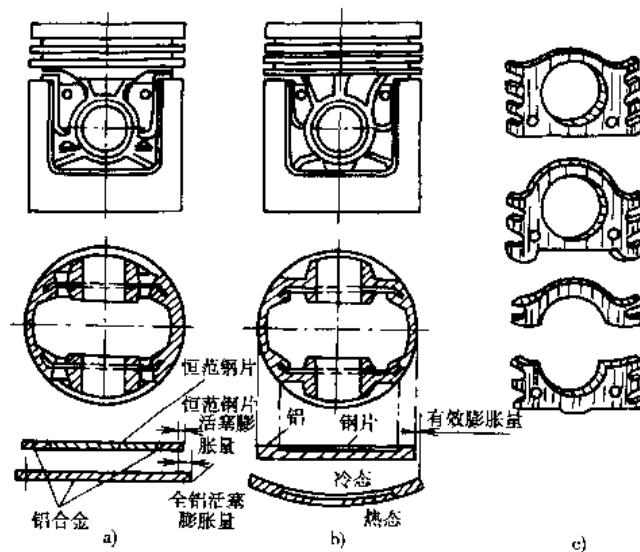


图 7-5-8 调节活塞示例  
a) 恒范钢片活塞; b) 热膨胀自动调节活塞;c) 钢片结构

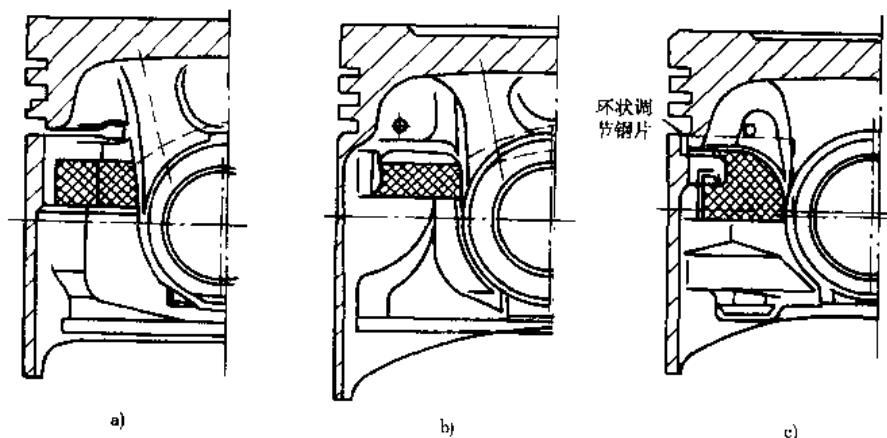


图 7-5-9 德国 Mahle 公司的 3 种调节活塞  
a) 有横向隔热槽;b) 没有横向隔热槽;c) 折表

采用椭圆锥体裙部,可以使活塞销轴线方向上活塞有较大的冷态配缸间隙,并不会咬缸。

### ③组合式活塞

组合式活塞的头部和裙部在活塞销处分开为两部分,由活塞销将两者连接起来,结构如图 7-5-10 所示。这样阻隔了从头部传到裙部的热流,减小了裙部的热膨胀,从而可减小冷态配缸间隙。

### ④改进活塞材料

采用热膨胀系数较小的材料。铸铁活塞热膨胀小,但重量较大,多用于大型中低速柴油机。也可采用组合式铸铁活塞,即顶部为铝、裙部为铸铁。

### (3)减少活塞环数量

活塞环与缸壁间的摩擦会引起缸壁振动,增加噪声。活塞环数量增多则这类噪声加剧。同时,活塞环数目增多,传热加剧,活塞温度降低,间隙增大,撞击噪声增大。所以,活塞环数量应尽可能地减少。

### (4)选用好的润滑油

润滑油有阻尼和吸声作用,减少摩擦引起的振动。因此,选用好的润滑油可以降低活塞敲击噪声。

### (5)增加缸套的刚度

通过使缸套增厚或加筋提高缸套刚度,可减少其振动和噪声。

### 2) 齿轮啮合噪声控制

发动机中的齿轮噪声主要是正时齿轮噪声,由于正时齿头部轮廓齿变形较小,对齿轮制造误差比较敏感。因此,改善正时齿轮噪声的主要原则是提高齿轮的柔性,降低啮合对制造误差的敏感度。如增加齿高,减小模数以及采用非金属材料制造齿轮,都是降低噪声的有效方法。

### 3) 配气机构噪声控制

影响配气机构噪声的主要因素是凸轮型线、气门杆间隙和配气机构的刚度。因此,应采取以下措施来控制配气机构噪声:

#### (1) 减小气门间隙

减小气门间隙可减小因间隙存在而产生的气门开、闭时的撞击,从而减小噪声。同时,为保证气门正常工作,还要有必要的气门间隙。采用液力挺杆可以从根本上消除气门间隙,从而消除传动中的撞击,并能有效控制气门落座速度,降低配气机构噪声。

#### (2) 选用性能优良的凸轮型线

设计凸轮型线时,除保证气门最大升程、气门运动规律和最佳气门正时外,还要使挺杆在凸轮型线缓冲范围内的运动速度很小,从而减小气门在始升和落座时的速度,降低因撞击带来的噪声。

#### (3) 提高配气机构刚度

将配气机构传动链各元件的刚度及其支承座刚度提高,可使机构的固有频率提高,缩小气门运动的畸变,减小振动,从而达到降噪目的。

#### (4) 减轻驱动元件质量

在相同发动机运转速度下,减轻配气机构驱动元件质量即减小了惯性力,从而降低配气机构所激发的振动和噪声。缩短推杆长度是减轻机构质量并提高刚度的一项有效措施。在高速发动机上,应尽量把凸轮位置接近气门甚至取消推杆。

#### (5) 提高凸轮加工精度和减小表面粗糙度值

#### (6) 合理使用

#### 4) 轴承噪声控制

提高轴承噪声,首先是要提高轴承制造精度,保证轴承内外滚道和滚动体表面无波纹和其他缺陷,以及轴承各部分尺寸的准确;其次是提高轴承座的精度和刚性;最后在使用时确保无杂质和锈斑。

## 7.5.3 发动机空气动力噪声

### 7.5.3.1 发动机空气动力噪声产生机理及其特性

发动机的空气动力噪声是由于气体扰动以及气体与其他物体的相互作用而产生的,它包括进气噪声、排气噪声和风扇噪声等,在发动机总噪声中占有重要分量。

#### 1) 进气噪声

发动机工作时,高速气体经空气滤清器、进气管、气门进入气缸,在此气流流动过程中,会产生一种很强的空气动力噪声。随着转速的升高,吸入的空气流速增大,气流通道内的紊流、涡流增强,管道内的压力脉动强度也增强,从而进气噪声随之升高,但它基本上与负荷的变化无关。

进气噪声主要包括:周期性压力脉动噪声、涡流噪声、气缸的赫姆霍兹共振噪声和进气管的气柱共振噪声。

#### (1) 周期性压力脉动噪声

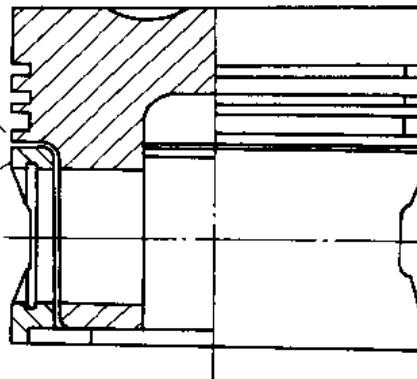


图 7-5-10 组合式活塞

空气进入进气管后，在气门的开闭过程中，发生周期性压力脉动，引起空气密度的周期性变化，产生脉动噪声，其主要频率如式(7-5-2)所示。

$$f = \frac{ni}{60\tau} \quad \text{Hz} \quad (7-5-2)$$

式中： $n$  为发动机转速，单位为 r/min； $i$  为气缸数； $\tau$  为冲程系数，四冲程发动机  $\tau = 2$ ，二冲程发动机  $\tau = 1$ 。

该噪声在 300Hz 以下出现峰值，同时还会出现 2 阶、3 阶的高次谐波分量。

### (2) 涡流噪声

当高速气流进入气缸时，由于在气流通道内有气门、气门导管、进气管内的毛刺、尖棱、砂眼等障碍物，气流受阻形成涡流，产生涡流噪声。它是一种高声强噪声源，其声功率与气流流速的四次方甚至八次方成正比。

在气门的开闭过程中，由于气流流速、气流流通面积、障碍物的尺寸是变化的，涡流噪声的频率也随之发生变化。同时，由于其他各种障碍物的存在，所产生的涡流噪声的频率成分很复杂。因此，涡流噪声是一种频谱很复杂的宽带噪声。

### (3) 气缸的赫姆霍兹共振噪声

发动机的气缸可看成一个赫姆霍兹共振腔。其共振来源于气缸内气体压力波的激发，共振频率的大小与发动机的转速无关，只取决于气缸容积、进气管长度和直径。

当气缸内的气体压力脉动的激发频率等于发动机的各阶赫姆霍兹共振频率时，气缸内将发生赫姆霍兹共振，此时的辐射声能最大。

### (4) 进气管的气柱共振噪声

当进气门关闭时，进气管变成了一端封闭一端开口的等截面管，构成了一个气柱共振系统。当声源的激振频率与气柱的某一阶固有频率接近时，气柱便发生共振，使管道强烈振动并辐射噪声。进气管的气柱固有频率  $f$  由式(7-5-3)计算：

$$f = \frac{(2i-1)c}{4l} \quad \text{Hz} \quad (7-5-3)$$

式中： $i$  为谐波次数； $c$  为空气中的声速，单位为 m/s； $l$  为进气管的长度，单位为 m。

### 2) 排气噪声

排气噪声是汽车上能量最大的噪声源。它的噪声往往比发动机整体噪声高 10~15dB(A)。排气噪声主要是在排气开始，废气以脉冲形式从排气门间隙排出，并迅速从排气口冲入大气，所形成的能量很高、频率很复杂的噪声。它的基频是发动机的发火频率，由公式(7-5-4)计算。

$$f_k = \frac{ni}{60\tau} k \quad \text{Hz} \quad (7-5-4)$$

式中： $k$  为谐波次数； $n$  为发动机的曲轴转速，单位为 r/min； $i$  为气缸数； $\tau$  冲程系数，二冲程  $\tau = 1$ ，四冲程  $\tau = 2$ 。

除基频噪声及其高次谐波噪声外，排气噪声与进气噪声一样还包括排气管和进气歧管中存在的气柱共振噪声、气门杆背部的涡流噪声、赫姆霍兹共振噪声、排气管管道内壁面处的紊流噪声等。此外，排气噪声还包括废气噪声和冲击噪声。

在相同条件下，柴油机的排气噪声要比汽油机大，二冲程发动机的排气噪声比四冲程发动机大。

影响排气噪声的因素为：发动机的功率，排量，转速，平均有效压力，排气口的形状、尺寸等。图 7-5-11 为各种影响因素对排气噪声的变化。

### 3) 风扇噪声

风扇噪声在空气动力性噪声中，一般小于进、排气噪声。但在风冷发动机中，风扇噪声可能成为主要噪声源。风扇噪声主要由旋转噪声和涡流噪声所组成。

旋转噪声主要是由于旋转叶片周期性扰动空气，引起空气的压力脉动发出的噪声，它的基频由式(7-5-5)计算。

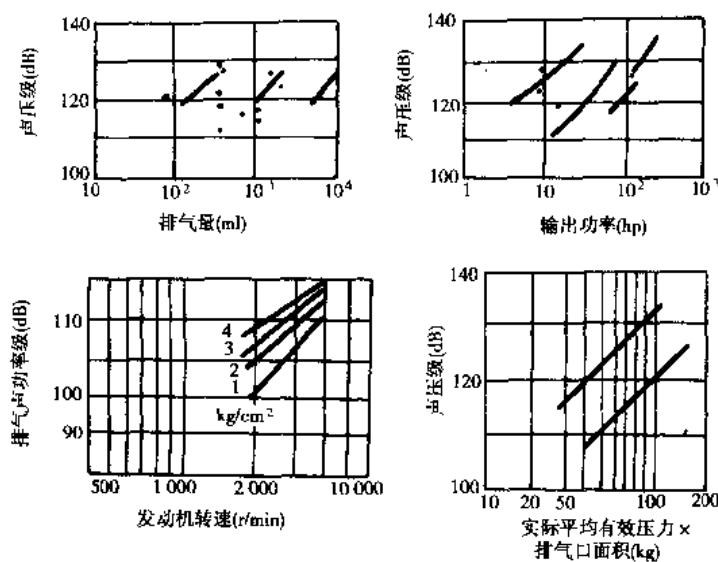


图 7-5-1：轴功率、转速、平均有效压力、排气口面积与排气噪声的关系

$$f_c = \frac{nz}{60} \quad \text{Hz} \quad (7-5-5)$$

式中：n 为风扇转速，单位为 r/min；z 为风扇的叶片数。

涡流噪声是由于风扇旋转时使周围的空气发生涡流，这些涡流由于粘滞力的作用又分裂成一系列的小涡流。这使得空气发生扰动，形成压力波动，从而激发出噪声。涡流噪声一般是宽带噪声，其主要峰值频率由式(7-5-6)计算。

$$f = k \frac{V}{d} \quad \text{Hz} \quad (7-5-6)$$

式中：K 为常数，一般为 0.15~0.22 之间；V 为风扇圆周线速度，单位为 m/s；d 为叶片在气流入射方向上的厚度，单位为 m。

当该涡流引起的振动频率和叶片的固有频率接近时，将产生共振，噪声增大。

影响风扇噪声的因素为：

(1) 风扇的转速、直径和静压：风扇的转速越高，直径越大，风扇的扇风量就越大，噪声也就越大。风扇的静压对其噪声也有一定的影响。

(2) 风扇效率：风扇效率越低，消耗功率越大，风扇噪声越大。

(3) 风扇的叶片形状、材料和叶片数：风扇的叶片形状直接影响叶片附近的涡流强度，从而影响风扇的效率。增加叶片数，可以增加风扇的风量，降低风扇的转速，从而降低风扇的噪声。

(4) 风扇、散热器、风罩的相对位置：适当选择风扇与散热器之间的距离，以及风扇与风罩之间的间隙，对降低风扇噪声很有意义。

### 7.5.3.2 发动机空气动力噪声控制

发动机空气动力噪声的控制，可以对噪声源本身采取措施，但由于这种方法涉及到发动机本身的设计和总布置，且降噪量有限，所以主要采用加装消声器和隔振装置来进行控制。

#### 1) 发动机进气噪声控制

控制进气噪声的主要技术是采用进气消声器。对于噪声指标要求不高的车辆，通常是在空气滤清器的设计过程中，既考虑它的滤清效果，又使它具有较好的消声效果。而对噪声指标要求较高的车辆，往往另加进气消声器。

通常采用的进气消声器有阻性、共振型、扩张型消声器和阻抗复合式消声器。其设计原理可参阅排气消

声器的设计,图7-5-12为两种典型的进气消声器的结构示意图

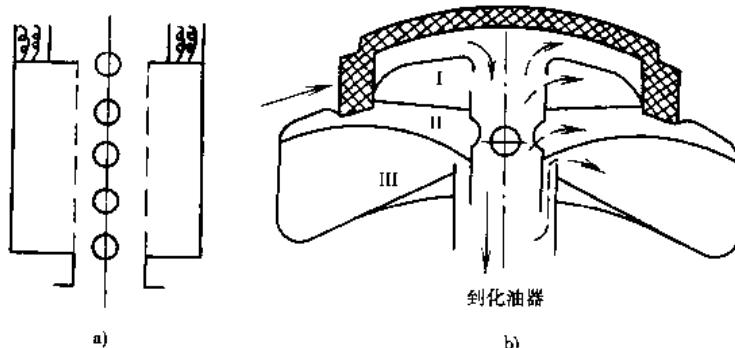


图7-5-12 两种进气消声器的结构示意图

## 2) 排气噪声的控制

对排气噪声的控制可以从噪声源本身和气流通道上采取措施加以控制。一方面可以对噪声源本身采取措施,这需要从噪声源机理分析入手,采取相应的对策,但这些措施往往又要涉及到排气系统,如凸轮轴、气门机构以及气缸盖子的设计,而这些又要影响到内燃机其他方面的性能,因而需要综合考虑并进行大量的实验研究。因此主要工作仍集中在不改变发动机性能和排气系统不作大的改变的情况下,采取一些措施来降低声源噪声。

### (1) 加装排气消声器

加装排气消声器是控制排气噪声的最有效的方法,它不仅易于实现,而且对发动机性能影响不大。传统排气消声器分为阻性、抗性和阻抗复合型三类,其消声效果与其具体结构密切相关,但存在低频段消声效果较差的缺点。研究开发具有良好性能的消声器,一直成为噪声控制工程中一项重要课题。按照以往的经验或不得简单计算公式,已不能满足设计要求,而发展消声器的理论显得愈来愈重要。

只有良好的理论模型才能优化消声器的设计,在设计排气消声器时应注意以下几方面:

#### ① 对排气消声器的要求

I) 消声性能好,在排气噪声的整个频率范围内,应有足够的消声量,同时力求避免产生气流再生噪声;  
II) 阻力损失小,即消声器消耗内燃机的功率要尽可能小;  
III) 能耐高温、耐腐蚀,机械性能好,工作可靠,使用寿命长;此外,消声器壳体及内部隔板刚度要好,以防激发强烈振动,辐射出噪声;

IV) 消声器的外形尺寸应与整车协调,如轿车车架底部空间紧张,消声器往往不得不做成扁平的形状;  
V) 结构简单,工艺性好,成本低。

#### ② 排气消声器性能的评价指标

目前,国内外评价消声性能主要使用两个指标,即消声量和功率损失。

#### ③ 消声量的评价指标

评价排气消声器的消声量常使用插入损失和传递损失。

插入损失  $L_{pl}$  定义为安装消声器前后在某固定测点处测得的计数声级(或总声压级、频带声压级)之差。

$$L_{pl} = L_{p1} - L_{p2} \quad \text{dB} \quad (7-5-7)$$

式中:  $L_{p1}$ 、 $L_{p2}$  为安装消声器前后在某测点处测得的计数声级。

由于插入损失现场测量,非常实用,被 GB4759-84《内燃机排气消声器测量方法》规定作为消声器批次评价指标。在测量插入损失时需注意本底噪声的影响,同时应在未装消声器时,于排气管口加装一段与消声器等长的空管,以保证在安装消声器前后测点不变时测距也不变。

插入损失不仅与消声器的消声性能有关,而且与声源特性、消声器出口端阻抗有关。

传递损失  $L_{tr}$  定义为消声器入口和出口处的声功率级之差,它反映了消声器入口的人射声能与出口的

透射声能之比,即

$$L_{\text{tr}} = 10 \lg \frac{W_1}{W_2} = L_{\text{w1}} - L_{\text{w2}} \quad \text{dB} \quad (7-5-8)$$

式中:  $W_1$ 、 $W_2$  为消声器入口和出口的声功率;  $L_{\text{w1}}$ 、 $L_{\text{w2}}$  为入口和出口的声功率级。

传递损失的特点是仅反映消声器本身的传递特性,而不受声源管道系统和消声器出口尾端的影响,即与声源、消声器出口端隔绝无关。因此传递损失和插入损失在数值上略有差异。

一般不直接测量功率级,而是通过声压级的测量,然后再计算出传递损失。如可在消声器入口处开孔,由于孔处测得的声压级近似地计算出声功率级。但由于内燃机排气高速、高温的影响以及本底噪声的影响给测量工作造成困难。

## II) 功率损失的评价指标

为了考查排气消声器对内燃机性能的影响,通常采用功率损失来评价。消声器的功率损失比  $R_N$  是内燃机在标定工况下不使用消声器的功率  $N_{\text{el}}$ ,与使用消声器时的功率  $N_{\text{el2}}$  的差值和不使用消声器时功率  $N_{\text{el}}$  的百分比,即

$$R_N = \frac{N_{\text{el}} - N_{\text{el2}}}{N_{\text{el}}} \times 100\% \quad (7-5-9)$$

在测量消声器功率损失比时,应遵照有关内燃机台架试验方法的标准规定进行。此外应注意在装换消声器前后尽量保证实验环境、机器状态不发生变化,以免造成误差。一般要求功率损失比  $R_N < 5\%$ 。

消声器还可以用压力损失来评价其空气动力性能。压力损失是由于消声器内壁和气流磨擦、管道弯头、穿孔板及管道截面突变所致。压力损失一般用消声器入口和出口的全压差来表示。压力损失越大,消声器消耗内燃机功率也越大,同时也将造成排气背压,排气温度的升高。

### ③ 排气消声器的设计步骤与依据

消声器设计应按如下步骤进行:

- 找出相应使用条件下的噪声控制标准;
- 按照汽车内燃机排气噪声频谱确定消声器必需的消声量频率特征;
- 根据消声器必需的消声特性及装配要求,参照现有同类型消声器结构和试验资料,采用消声器消声理论模型和功率损失模型对消声器的消声量和功率损失进行预测,确定消声器的结构参数;
- 消声器图纸设计、制造;
- 进行消声器的内燃机台架试验和整车噪声试验;
- 对消声器结构进行改进、完善,投入生产。

发动机排气噪声是一种宽频带噪声,因此在设计消声器时,必须知道在各个频率成分上所必需的消声量。现有噪声控制标准中仅规定了 A 声级的数值。但是只给出 A 声级,而不对排气噪声作频谱分析,这并不能找出在哪一个频率成分上有必需消减的噪声作频谱分析,这并不能找出在哪个频率成分上有必需消减的噪声峰值,从而有选择地进行消声。这一问题可以通过将噪声评价数学系 NR 曲线和内燃机实测的排气噪声频谱进行比较来解决。根据有关的噪声控制标准的 A 声级  $L_A$ ,利用关系  $NR = L_A - 5$ ,将规定的 A 声级换算成容许的 NR 数。NR 曲线上对应容许 NR 数的噪声强度值和强度值和排气噪声倍频程频谱各中心频率上噪声强度相关的数值即为在相应中心频率上满足 NR 标准,也满足 A 声级标准的必需声量。设在距离  $r_1$  处实测的频谱图某频率的声压级为  $L_{\text{pt}}$ ,则相应的声功率级为

$$L_{\text{w1}} = L_{\text{pt}} + 20 \lg r_1 + K \quad \text{dB} \quad (7-5-10)$$

同样在距离  $r_2$  处该频率所允许的声压级为  $L_{\text{pt2}}$ ,此  $L_{\text{pt2}}$  可由 NR 曲线上求得,则允许声功率级为

$$L_{\text{w2}} = L_{\text{pt2}} + 20 \lg r_2 + K \quad \text{dB} \quad (7-5-11)$$

式中:  $K$  为修正系数。

因此满足噪声控制标准所必需的该频率上的消声量为

$$\Delta L = L_{\text{w1}} - L_{\text{w2}} \quad \text{dB} \quad (7-5-12)$$

分别对倍频程中心频率都求出相应的消声量,即可绘制出排气噪声必需的消声量频率特性。排气噪

必需的消声量频率特性不但是排气消声器设计的基本依据,而且对确定消声器的合理结构方案、消声器的评价,以及实现有选择消声等方面均可提供许多有用的数据资料。

由于人耳对高频噪声较敏感,故可用内燃机标定工况下的排气噪声倍频程频谱作为消声器设计时使用的频谱。同时还应当指出,内燃机尚有其他的噪声源,为使整机满足相应噪声控制标准,所设计消声器的实际消声换代量应大于必需的消声量,且其消声量频率特性要尽可能与必需的消声量频率特性的趋势相一致。

如前面所介绍,现在国际上正在研究主动消声器,它是用扬声器发出反相声以抵消排气口处的噪声,达到消声目的。虽然需要一定的能量驱动扬声器,但没有压力损失,尤其在低频段有特别好的效果。因此它同时解决了降低排气噪声和提高发动机动力性两个问题。可用于汽车的主动排气消声器已进入实验阶段,图 7-5-13 是在某汽车上排气消声的应用实例,其最大消声量达到了 30dB。

#### (2) 减小排气歧管的结构振动

可通过改进排气歧管结构来改善振动特性和隔离排气歧管传递的振动。在变更排气歧管结构来改善振动特性方面,可通过缩短排气歧管的后部的悬臂长度来实现。因为排气歧管用螺钉固定在气缸盖上,气缸盖的振动直接传到排气歧管。而排气歧管的后部是一个较长的悬臂,与排气管连接处的振幅是相当大的。将悬臂长度缩短了 63% 的短排气歧管与原歧管相比,扑振频率是原先的 3.5 倍,这意味着短排气歧管尾部的振幅降低不少。测量出的短排气歧管尾部的振动加速度也较小,故使得排气管的辐射噪声下降了。在通过隔离排气歧管传递的振动方面,隔振是一种有效的降低噪声的方法,将软弹性管装在排气歧管和前排气管之间,以便隔离由排气歧管传来的振动。此外,在排气歧管上采用隔声罩也可以有效地降低噪声。

#### (3) 改进排气歧管的布置

使通过管口的气流的流动方向与管的轴线方向的夹角保持最佳角度,防止排气歧管在气流作用下发生共振。

#### (4) 合理设计各歧管的长度

排气歧管的共振频率与其长度有密切关系,合理设计各歧管的长度,可以将各自的共振频率错开,有利于降低排气噪声。

#### (5) 合理设计歧管的结构

使各排气歧管的管口以及各管连接处有较大的过渡圆角,同时减小截面积突变,避免管口存在尖锐的边缘,以降低声共振。

#### (6) 提高排气通道各部件表面光洁度

降低排气门杆、气门、歧管和排气道内壁面的表面粗糙度,以减小紊流附面层中的涡流强度,降低噪声。

#### (7) 在保证排气门刚度和强度的条件下,尽可能地减小排气门杆直径,

#### 3) 风扇噪声的控制

可以通过以下措施来控制风扇噪声:

(1) 适当选择风扇与散热器之间的距离。这样既能很好的发挥风扇的冷却能力,又能使噪声最小。试验表明,载重汽车风扇和散热器之间的最佳距离为 100~200mm。

(2) 改进风扇的叶片形状。因风扇叶片附近涡流的强度与叶片形状有密切关系,故可改进叶片形状,使之有较好的流线型和合适的弯曲角度,从而降低涡流强度,达到控制噪声的目的。

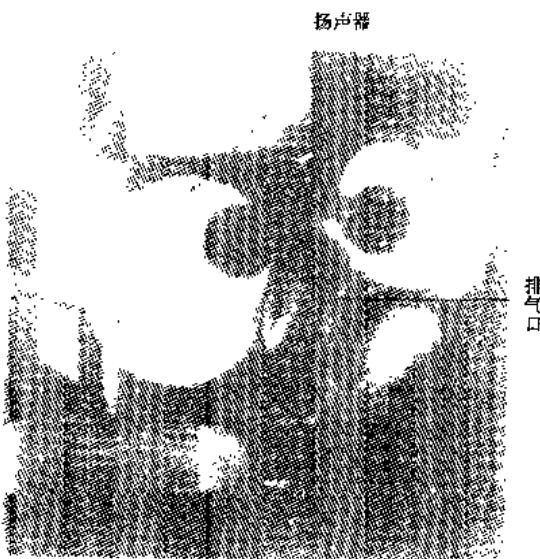


图 7-5-13 车载主动消声器实例

(3)选择合适的风扇叶片材料。试验表明,铸铝叶片比冲压钢板叶片的噪声小,有机合成材料叶片比金属叶片噪声小,所以合适选择叶片材料可降低风扇噪声。

(4)加装风扇离合器。汽车行驶过程中需要风扇工作的时间一般不到10%,因此加装风扇离合器使风扇仅在必要时工作,不仅可以减少发动机功率损耗,还可降低噪声。

(5)使风扇叶片非均匀分布。因为叶片均匀分布的风扇,往往会使声能集中在很窄的频带上,产生一些声压很高的噪声,而叶片非均匀分布,可以有效降低风扇噪声频谱中突出的线状频率尖峰,使噪声频谱变得平坦,从而降低噪声。

## 7.6 底 盘 噪 声

汽车底盘噪声主要包括以下几方面:变速器、驱动桥噪声、传动轴噪声、轮胎噪声、制动器的鸣叫声等。底盘噪声一般在汽车行驶速度较高时对汽车总噪声影响较大,而且以轮胎噪声为主。

### 7.6.1 传动系噪声

#### 7.6.1.1 传动系噪声产生机理及其特性

在传动系中,可能成为噪声源的机构总成包括变速器、分动器、传动轴、差速器和轮边减速器等。它们产生的噪声既有内部齿轮和轴承运转引起的噪声,也有其他机构传递过来的噪声。尽管每个声源的噪声水平不高,但作为整体来看却不能忽视。

##### 1) 齿轮噪声

齿轮噪声根据激励源不同分为齿轮直接噪声和间接噪声。由于间接噪声及相关振动很难归一化处理,所以一般只研究齿轮的直接噪声。它也根据形成机理分为分度圆冲击噪声、啮合冲击噪声、不平衡振动噪声、瞬态自激振动噪声。

齿轮啮合噪声主要来自于齿轮啮合刚度的变化。由于齿轮啮合的重叠系数一般为非整数,所以传动时啮合的齿轮对数是多一对、少一对地交替进行,这样使得啮合刚度产生周期性变化,其变化频率为齿轮的基本频率。除了啮合刚度发生变化引起的齿轮系激励外,还有以下两种激励力:啮合齿轮的两齿面的接触点上存在相对滑动速度,且方向交变,因此产生方向交变的滑动摩擦力;由于齿轮的制造误差、安装误差、齿轮受力变形和轴系扭转等,齿与齿之间发生撞击力。

##### (1) 分度圆冲击噪声

在齿轮工作过程中,啮合齿面处存在一个滑动速度换向,齿面间相对摩擦力在节点处也相对改变方向,因此产生冲击力,称为节线冲力。它是形成分度圆冲击噪声的激励力。节线冲力的大小与持续时间取决于齿轮间传递的力、摩擦系数及相对滑动速度的大小。齿轮传递功率越大、齿面粗糙程度和转速越高,齿轮节线冲力越大,形成的噪声越大。

##### (2) 啮合冲击噪声

齿轮的轮齿在受力运转中总会产生变形,再加上齿轮制造误差、安装误差等的影响,使齿轮啮合和分离时产生碰撞和冲击,由此而形成的噪声便是啮合冲击噪声。

分度圆冲击噪声和啮合冲击噪声的频率与齿轮转速、齿数和性质等有关,噪声的基频为齿轮的啮合频率,如式(7-6-1)所示。

$$f_r = \frac{nz}{60} \quad \text{Hz} \quad (7-6-1)$$

式中:  $z$  为齿轮齿数;  $n$  为齿轮转速,单位为  $\text{r}/\text{min}$ 。

##### (3) 不平衡振动噪声

齿轮和相关旋转件的安装和制造偏心将引起不平衡惯性力,造成齿轮与转速一致的低频振动和不平衡振动噪声,其频率由式(7-6-2)计算。

$$f_r = \frac{n}{60} \quad \text{Hz} \quad (7-6-2)$$

式中:  $n$  为齿轮转速, 单位为  $r/min$ 。

#### (4) 自激振动噪声

齿轮在受到激振力作用时, 会产生瞬态自激振动, 从而辐射出噪声。当激振频率与齿轮固有频率互为整数倍时, 将产生强烈共振, 使噪声加大。

齿轮系的激励源主要有啮合刚度变化引起的激励、变形啮合的冲击激励、齿面摩擦力变向的激励、齿轮加工误差(如基节误差、齿形误差等)引起的激励。

影响齿轮噪声的因素包括:

① 齿轮的设计参数: 结构、材料、啮合率、压力角、模数、修缘、齿轮轴和轴承等, 图 7-6-1 为齿轮各种参数对齿轮噪声的影响;

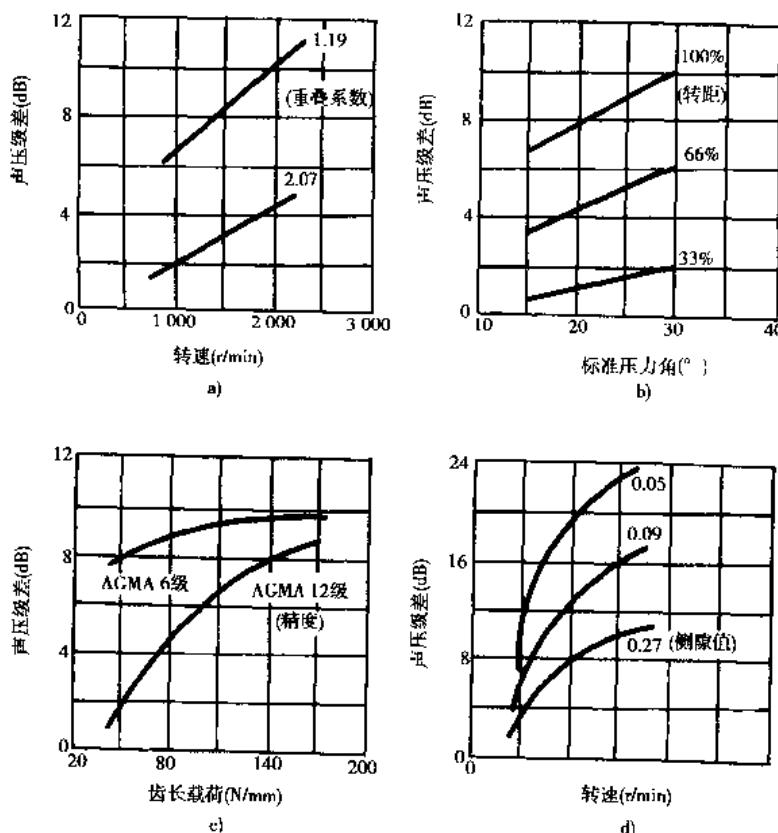


图 7-6-1 齿轮参数对齿轮噪声的影响

a) 重叠系数; b) 压力角; c) 齿宽; d) 侧隙

- ② 齿轮的结构和形状: 直径、齿宽、轮体形状;
- ③ 加工精度: 各种误差、齿面光洁度、加工手段及热处理方法等, 图 7-6-2 为齿形误差对齿轮噪声的影响;
- ④ 装配情况: 齿隙、接触面、位置准确度、装配力矩等, 图 7-6-3 为安装误差对齿轮噪声的影响;
- ⑤ 使用条件: 转速、负荷、润滑和使用场合等, 图 7-6-4 为润滑对齿轮噪声的影响。

⑥ 齿轮材料和结构。

#### 2) 轴承噪声

汽车传动系中的轴承在工作中不可避免地产生轴承噪声, 其中滚动轴承的噪声较大。

滚动轴承噪声是因为其工作中的振动和摩擦而产生的。质量和安装良好的滚动轴承的噪声通常是相当

小的,但如果轴承几何形状有较大的误差、表面质量较差、安装使用不当,则会使轴承噪声加剧。

轴承振动产生的原因,主要有轴和轴承的偏心引起的不平衡力、几何形状误差造成的零件间作用力波动、表面质量引起的摩擦力局部变化、外界负荷波动和振动的输入等。轴承摩擦产生的原因,主要有表面质量误差大、径向间隙小及润滑不良等。

影响轴承噪声的因素有轴承的精度、安装预紧力和使用条件。

#### 3) 传动轴噪声

发动机的转矩变动和振动,变速器及驱动桥等振动的输入,方向盘输入和输出转速、转矩的不均衡性,传动轴本身的不平衡等,都是引起传动轴振动噪声的主要原因。

传动轴噪声的扩散传播主要有两个途径,一是经传动轴的中间支承、变速器和后桥传给车身及其他部件,引起更广泛的振动和噪声;二是经周围空气直接向外辐射噪声。由于传动轴生产时都经过专门的动平衡,传动系的振动也由专门的共振减振器进行抑制,所以实际上传动轴的噪声能量很小,不占主导地位。

传动轴平衡的好坏是影响其振动噪声的主要因素。

#### 4) 变速器及驱动桥噪声

汽车变速器、驱动桥及其中的齿轮转动,是汽车传动系主要的动力扭振系统,它除了产生齿轮噪声、轴承噪声外,还激发壳体的表面振动而辐射噪声。特别是当齿轮的啮合频率及其轴承的振动频率与箱体的固有频率重合或接近时,将产生共振而辐射出较强的噪声。变速器、驱动桥和发动机的油底壳等壳形零件,都是与空气接触面积最大的振动体,它们是机械噪声的重要辐射体,它们的振动越大,辐射的噪声也越强。壳体零件的辐射噪声分为一次空气辐射声和二次空气辐射声。

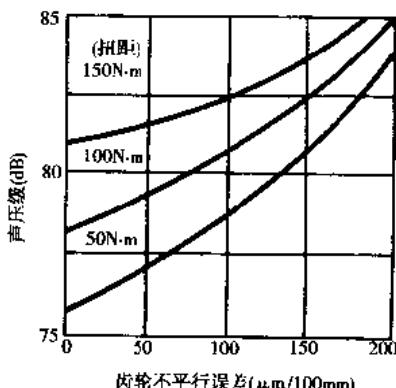


图 7-6-3 安装误差对齿轮噪声的影响

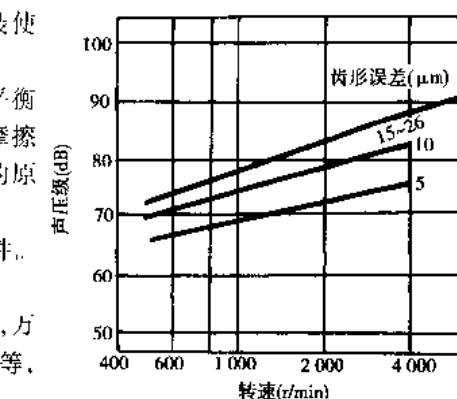


图 7-6-2 齿形误差对内轮噪声的影响

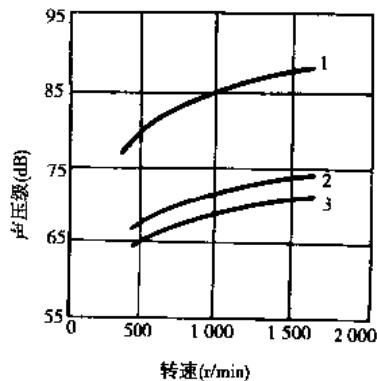


图 7-6-4 润滑对齿轮噪声的影响

#### 5) 传动系的弯曲共振和扭转共振

传动系共振有弯曲共振和扭转共振两种类型,但无论哪一种共振,都会使传动系振动加剧、噪声辐射增加。一般来说,弯曲共振比扭转共振的频率带宽,频率相对较高,约为 100~200Hz,而扭转共振不仅频带窄,频率较低,约为 50~80Hz。多数情况下,这两种共振是同时发生的,因而引起的振动既有线性的,也有非线性的,情况十分复杂。

传动系的弯曲共振是传动轴转速接近于传动系弯曲共振频率转速时,传动系横向振动大幅度增加的一种现象。弯曲共振频率与发动机、变速器、减速器、悬架弹簧及传动轴等组成动力总成的结构有关。其激振力,可能是发动机的不平衡力、传动轴不平衡的弹性弯曲等。

当发动机转矩主谐量的频率和传动系固有频率相同时,传动系便发生扭转共振,造成传动系零件振幅和所受载荷显著加大,甚至在传动系中出现反转矩,加重齿轮啮合冲击,产生强烈的齿轮啮合冲击,产生强烈

噪声、

### 7.6.1.2 传动系噪声控制

控制传动系噪声，主要是对各传动齿轮、箱体结构、传动轴等采取措施，在结构设计、制造质量及使用条件上做工作。

#### 1) 齿轮噪声控制

控制齿轮啮合噪声，主要从齿轮参数、齿轮的结构和形状、齿轮的精度和光洁度、齿轮材料等方面采取相应的措施。

##### (1) 选择最佳的齿轮参数

① 选择最佳模数。模数大则齿轮受载变形小，可降低噪声小，但模数大会导致制造误差大，增大噪声，所以在强度许可条件下应尽量选用较小的模数。

② 适当加大齿高齿数。提高齿高减小模数，可以提高齿轮的重合度系数，特别对于正时齿轮，由于传递扭矩很小，可以较大加大齿高，减小噪声。

③ 选择最佳压力角。压力角过大可使轴的弯曲振动增大，压力角过小齿轮弹性变形较大，两侧都将导致齿轮啮合时的撞击增大，所以压力角应选择适中。

④ 选择最佳螺旋角。斜齿轮传动比较平稳，随着螺旋角增大，噪声降低，但超过40°后噪声将不再变化。

⑤ 选择最佳啮合系数。啮合系数在1.1~1.9之间，噪声差别不大。但达到2以后，噪声降低2~4dB，所以一般啮合系数略大于2，甚至约大于3最好。对于2以上的啮合系数，为使啮合更平稳，啮合系数应接近整数而又比整数稍大。

⑥ 选择最佳齿侧间隙。齿侧间隙控制在0.2mm以下时，齿轮噪声变化不大，但超过0.2mm后，噪声加剧。当太小时，由于润滑油和空气在高速运行从齿间高速挤出，将产生很高的噪声。

##### (2) 选择合适齿轮的结构和形状

选择尽可能小的齿轮直径、适当的齿宽和整体形轮体，可保证齿轮啮合噪声较小。

##### (3) 严格控制齿轮的制造精度

由于齿轮的基节偏差、齿形误差、齿面误差、周向累计误差各种误差将造成齿轮啮合过程中振动、冲击增大，从而导致噪声增大。所以在加工过程中严格控制齿轮的精度，可以降低齿轮啮合冲击噪声。

##### (4) 正确安装和合理使用

安装时要保证装配的精度要求，各部的间隙应调整适当。使用时选用好的润滑油保证齿轮有良好润滑。

##### (5) 减小轴系的振动

轴系的弯曲振动和扭转振动都会加剧齿轮振动，导致噪声加大。因此，减小轴系的振动能降低齿轮振动噪声。

具体的措施包括：避开轴系共振，加装减振器，将正时齿轮布置在曲轴扭转振动振幅最小的地方等。

##### (6) 采用新型的材料和结构

若提高齿轮材料内部的阻尼，则其噪声将大为减小。所以在对强度要求不高的汽油机上，可采用尼龙、酚醛夹布层塑料等材料制作正时齿轮。也可采用弹性隔振齿轮，即在齿轮的轮体和齿圈之间加橡胶用于隔振。

##### (7) 齿轮修缘

对齿轮进行适当的修缘，可消去齿顶和齿根产生干涉的部分，降低齿轮啮合的噪声。

#### 2) 轴承噪声控制

为了降低轴承噪声，可以从轴承类型的选择、加工质量、安装精度和隔声等方面采取措施：

(1) 优先选用球轴承。理想工作状态下球轴承为点接触，其噪声水平较滚子轴承低得多。

(2) 提高加工质量，确保零件精度。为降低噪声，特别要确保轴承的几何精度，以降低滚动体与滚道之间的摩擦和冲击。

(3) 确保安装精度。要求轴承安装时的安装位置准确和安装方法正确，其次要保证装配间隙，并给予适

当的预紧力。

(4)正确使用、维护良好 保证轴承工作时有良好的润滑，也可降低工作噪声。

(5)对轴承进行屏蔽消除再生噪声。为防止轴承噪声传播和振动向外传递，可在轴承外环上加装隔振衬套等措施来屏蔽轴承噪声。

### 3)传动轴噪声控制

要控制传动轴噪声，必须先控制因动平衡和弹性弯曲所致的传动轴振动，而提高传动轴平衡度和刚度是最基本的途径。

为保证传动轴的平衡度，应保证传动轴凸缘与轴管焊接正确；采用钢板卷制对焊成圆为轴管，以保证管壁均匀；以及提高轴管加工质量等。最后还应该对装配好的传动轴总成进行动平衡，如装配存在不平衡质量，则应进行校正。

为减小传动轴工作时的弹性弯曲，应适当提高传动轴的刚度，控制措施包括材料的合理选择、结构设计的改进等。

形成传动轴噪声的另一个激励源是不等速万向节带来的传动轴转矩、转速波动。为控制降低传动轴噪声，对万向节可采取如下措施：用等速万向节代替不等速万向节以减小传动轴工作时的激振力；将万向节夹角限制在 $5^{\circ}$ 以内，以防止万向节输出端转矩变动过大而产生振动。如因结构所限必须增大夹角，可以采用等速万向节。

对传动轴噪声造成影响的还有传动轴的中间支承。为降低噪声，传动轴中间支承可采用摆动结构。因为当传动轴与发动机发生轴向窜动时，这种支承装置可前后摆动，阻止轴向力能传给轴承，加上支承座与吊耳轴均采用橡胶衬套，也可承受摆动力，最终有利于降低传动轴噪声。

控制传动轴噪声还应在使用中保持各润滑点润滑正常，避免磨损而使间隙增大，增大噪声。

### 4)变速器及驱动桥噪声

控制变速器的噪声，可采取如下措施：

(1)提高箱体刚度，避免共振。首先其结构设计必须紧凑，同时可通过增加壁厚，合理布置肋条、肋板，把箱体内表面设计成弧形，转角采用大圆弧过渡等增加箱体刚度。

(2)提高箱体的密封性。设计时应尽量减少通向外界的孔道数目和大小，防止齿轮噪声直接向外传播，起到隔声作用。

(3)选择高内阻材料制造箱体，减小箱体的共振辐射声。

(4)在壳体表面涂阻尼材料降低表面声辐射。

(5)对汽车变速器、分动器等进行隔振和屏蔽，阻止噪声传播。

对于驱动桥噪声的控制，主要是在设计和制造时，对驱动桥作振动计算和振动特性的测试，以避免驱动桥共振产生噪声。

### 5)传动系的弯曲共振和扭转共振所引起噪声的控制

控制汽车传动系在其工作转速范围内的强烈振动，从而消除噪声的合理方法和措施为：

(1)采用中间支承的分段式万向传动。这样可使传动轴的共振不会与其工作转速频率范围相重合，同时也增加了传动系中各总成壳体的抗弯强度，避免了传动系内的共振；

(2)采用各种类型的振动能量动力吸收器；

(3)在万向传动的轴管内装入橡胶和尼龙填充物；

(4)在轴管壁上涂抹高损耗系数的覆盖层；

(5)在万向传动中的花键联接处采用尼龙和其他耐磨聚合物覆盖层等。

## 7.6.2 轮胎噪声

### 7.6.2.1 轮胎噪声产生机理及其特性

轮胎噪声一般由轮胎花纹元件间的空气流动和轮胎四周空气扰动构成的空气噪声，胎体和花纹元件振

动而引起的轮胎振动噪声和路面不平造成的路面噪声等3部分组成。在特殊的行驶条件下,轮胎还会产生振鸣声和溅水声等。

不同轮胎噪声的形成机理各不相同,形成噪声的能量大小和对轮胎噪声的贡献主次也不同。

### 1)空气泵吸效应

轮胎滚动时,接地而处的花纹与路面形成空腔。当轮胎接触地面时,小空腔的气体受到压缩突然向大气中喷出;当轮胎滚离地面时,受压缩的花纹元件舒展使空腔容积增大而形成一定的真空间隙将空气吸入,这两个过程称为轮胎的空气泵吸效应。在轮胎滚动过程中,空气泵吸效应周期性变化,在空气中形成疏密波而辐射噪声。

在空气泵吸过程中,由于空气流动速度很高,轮胎向外辐射的噪声能量也很大。通常认为该效应是形成轮胎噪声的最重要的因素之一。轮胎的泵吸效应是周期性变化的,因而等沟槽轮胎所形成的噪声基频如式(7-6-3)。

$$f = \frac{vn}{7.2\pi R} \text{ Hz} \quad (7-6-3)$$

式中: $v$ 为汽车行驶速度,单位为km/h; $n$ 为轮胎圆周上的沟槽数; $R$ 为轮胎的有效半径,单位为m。

### 2)弹性振动噪声

轮胎弹性振动也是轮胎噪声最重要的来源,它分为胎面振动和胎体振动两个方面。

在轮胎滚动过程中,当花纹与地面接触时,花纹与路面产生冲击并发生变形;当花纹滚离地面时,它从一个高的应力状态被释放,这使得花纹产生振动并辐射噪声。

同时由于轮胎不是理想的圆形,路面也不完全光滑,而且轮胎在制造过程中还存在偏差,因而在轮胎滚动过程中力的波动会叠加在载荷和摩擦力上,使胎体振动变形。一般胎体振动在径向、圆周方向和轴向都有复杂的份量,对于辐射噪声源来说,径向振动是最重要的因素之一。振动辐射噪声的位置,主要是轮胎接地的部分,如图7-6-5所示。

### 3)空气共鸣效应

轮胎表面的花纹沟槽容积形成类似共振管结构的共鸣腔,轮胎振动使该容积中的空气流动,并在一定频率下激励空气共振,从而辐射噪声。空气共鸣效应的发生频率不受轮胎结构的影响,一般在1~2kHz范围内。

### 4)周边空气扰动噪声

由于轮胎转动会造成其周边空气扰动,因此会产生噪声。周边空气扰动所发出声功率如式(7-6-4)所示。

$$P = rS(v/c)^{5.5} \text{ W} \quad (7-6-4)$$

式中: $r$ 为轮胎圆周速度,单位为m/s; $S$ 为轮胎外表面面积,单位为m<sup>2</sup>; $c$ 为空气中声速,单位为m/s; $r$ 为介于500~5000(W/m)间的常数。

### 5)振鸣声

汽车在平滑路面上起步、急制动或急转弯时,轮胎与地面接触面发生局部自激振动而辐射噪声,其频率一般为0.5~1kHz。振鸣声的大小与特性取决于轮胎花纹刚度、橡胶及路面性质的因素。

影响轮胎噪声的因素有:

(1)设计因素:轮胎种类与结构、花纹设计、轮胎材料等,图7-6-6为两种轮胎噪声频谱的对比;

(2)使用因素:轮胎滚动速度、载荷、气压、路面状况、转向角等,图7-6-7为行驶车速与轮胎噪声的关系。

表7-6-1为不同路面状况对轮胎噪声的影响。

## 7.6.2.2 轮胎噪声控制

轮胎噪声主要是由路面与轮胎间的空气流动,以及轮胎的振动造成的。为控制轮胎噪声,主要针对这两

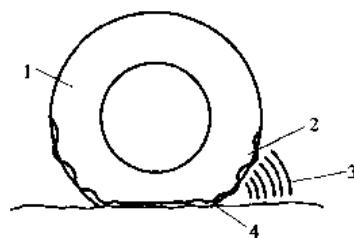


图7-6-5 轮胎振动变形而辐射噪声

1-轮胎;2-圆周方向振动变形;3-辐射噪声;4-粗糙路面

个方面采取措施。

表 7-6-1 路面状况对轮胎噪声的影响

路面状况	噪声级(dB(A))
光滑混凝土路面	70
光滑柏油路面	72
磨损混凝土路面	72
粗糙混凝土路面	78

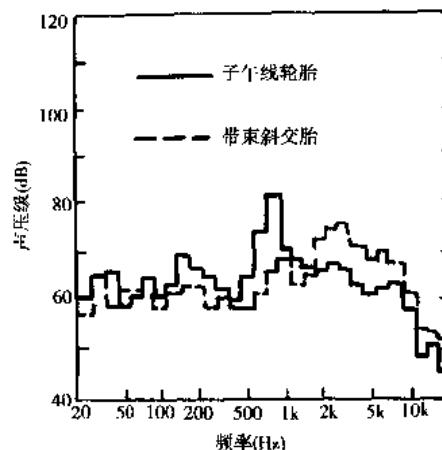


图 7-6-6 子午线轮胎与带束斜交轮胎的噪声频谱对比

### 1) 改进轮胎结构和材料

首先可以改进轮胎结构尺寸、降低花纹接地宽度与轮胎直径的比值，便可大幅度降低轮胎噪声。其次，可选用高密度软橡胶制作胎面的横向花纹，降低轮胎噪声。

### 2) 改进轮胎花纹

合适的花纹可以减小空气泵吸容积和作用，降低花纹与胎体振动，从而降低轮胎噪声。

通常花纹与花纹之间的沟槽宽度、位置、角度和形状，对轮胎噪声有一定影响。花纹沟槽过宽或过窄，或者沟槽趋向于垂直轮壁的情况下，轮胎噪声都有所增加。所以一般采用变节距花纹，使沟槽在轮胎周向排列不均匀，即在轮胎面上配置两种以上不同节距的花纹，使轮胎花纹噪声的突出峰值明显降低，从整体上降低轮胎噪声。

为进一步降低轮胎噪声，还可在花纹沟槽间填入适当性能的软橡胶，或适当降低花纹刚度、合理组织花纹等。

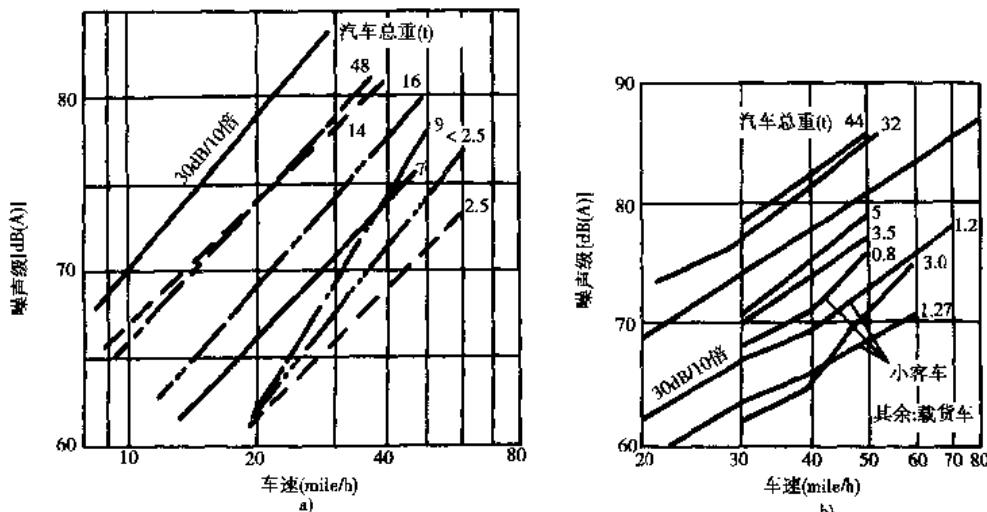


图 7-6-7 汽车车速与轮胎噪声的关系

### 3) 控制传播途径

控制轮胎噪声的传播途径是一种有效的降低噪声方法，可分为：

(1) 在轮胎至车身的振动传播途径中，加入阻尼隔离材料，可减少轮胎振动向车身的传动，达到控制间接

### 噪声产生的目的

(2) 对轮胎进行屏蔽或部分屏蔽。该措施有相当好的降噪效果,关键是减少屏蔽罩与地面的间距,以使噪声能在内部被吸收。同时为不影响轮胎散热通常可采用局部屏蔽方法,即在轮胎噪声的主要辐射点和主要传播方向上加以屏蔽。

#### 4) 合理选择轮胎

根据汽车使用地区和使用条件的不同,应合理选择轮胎结构与花纹形式,这样可降低轮胎噪声。通常在满足使用要求的条件下,应优先选用子午线轮胎和纵向花纹或接近于纵向花纹的轮胎。选择轮胎时,要同时考虑牵引、抗滑、耐磨、耐撕裂、排水性和低噪声性能等。

#### 5) 合理使用

在汽车使用中,应适时对轮胎相应机构、转向系等进行调整,并注意驾驶均可降低轮胎噪声。

#### 6) 改善路面状况

路面状况接对轮胎噪声有较大影响,因此,为减小轮胎噪声,可通过改善路面质量,减少弯道与坡道数量来实现。

#### 7) 提高轮胎制造质量

综合采用上面介绍的几种方法时,轮胎噪声可降低 13~15dB(A),再进一步改进花纹设计和路面状况,则轮胎噪声可降低 20~25dB(A)。

### 7.6.3 制动系噪声

#### 7.6.3.1 制动系噪声产生机理及其特性

汽车制动而产生的噪声主要有制动器的鸣叫声、轮胎与地面摩擦声及车身板件振颤声等,但制动噪声一般指制动器工作时的鸣叫声。一个设计合理、装配正确,保养良好的制动器是没有或只有很小的噪声,但在某些条件下,制动噪声也相当严重。

制动噪声源于制动器的振动。对于鼓式制动器而言,主要是由于蹄片与制动鼓的接触恶化,摩擦系数随滑动速度变化,从而激发振动并辐射噪声。同时,变化的摩擦力还有可能激发制动器某些构件共振,产生较强烈的噪声。

对于盘式制动器,制动噪声主要是由于衬块的振动激励盘体作轴向振动而产生的。在某些情况下,制动钳振动对制动噪声也有很大的贡献。

制动器可能产生使人难以忍受的高频噪声即制动尖叫声。鼓式制动器比盘式制动器更容易产生制动尖叫声。对于鼓式制动器来说,尖叫声发生在制动蹄摩擦片的端部和根部与制动鼓接触的情况下;而盘式制动器尖叫声通常发生在很低的压力下。此外,当制动器经过剧烈工作后冷却下来,尖叫声最有可能发生。并且尖叫声一旦发生,在同样条件下重复制动会导致尖叫声增大。

影响制动噪声的因素为:

- 1) 制动器结构:制动器结构对制动噪声的影响主要体现在各部件的刚度、质量、摩擦材料的摩擦系数和特性等;
- 2) 制动压力:图 7-6-8 为制动压力对制动噪声的影响;
- 3) 制动蹄片温度:表 7-6-2 为某汽车制动蹄片温度对制动噪声的影响;
- 4) 制动初速度和制动减速度:图 7-6-9 为制动初速度对制动噪声的影响;
- 5) 使用维护。

表 7-6-2 制动蹄片温度对制动噪声发生比例的影响

蹄片温度(℃)	70	120	150
热态前	33%	53%	40%
热态后	80%	93%	100%

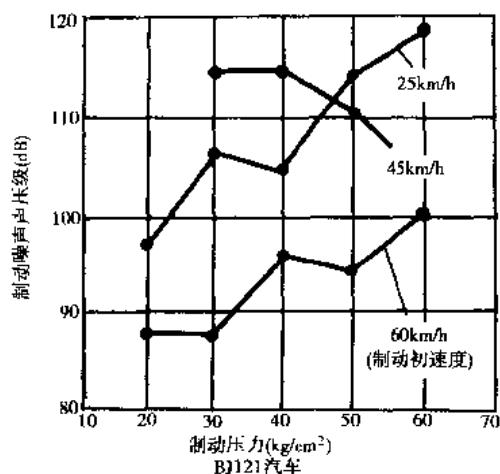


图 7-6-8 制动压力对制动噪声的影响

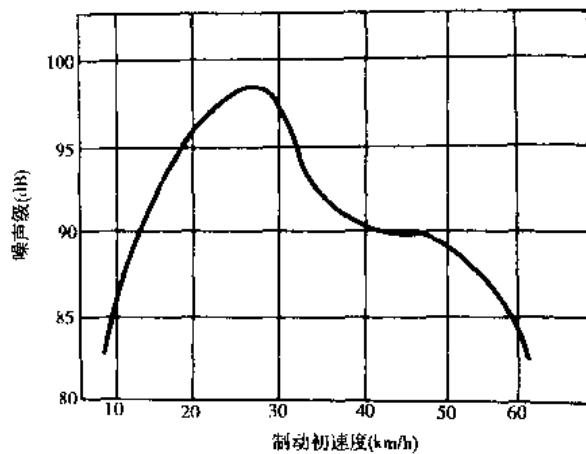


图 7-6-9 为制动初速度对制动噪声的影响

### 7.6.3.2 制动系噪声控制

控制制动噪声可以从设计、制造、使用及维护维修等各个方面采取措施，但最重要的是要从设计和制造方面对其进行控制。在设计上控制噪声的措施主要是优化制动器结构参数与合理选用材料，而制造上主要是提高加工质量和装配精度，其具体措施详述如下。

#### 1) 减小制动蹄刚性

减小制动蹄刚性，将使其振动固有频率降低，并能改善摩擦衬片与鼓间的压力分布和接触状况，从而降低制动噪声。图 7-6-10 所示的为降低制动蹄刚性的几个实例。

#### 2) 增加制动鼓刚性

制动鼓的固有振动频率与噪声的关系如图 7-6-11 所示，从图可知增加固有频率可使噪声降低，因此增加制动鼓刚性可起到控制噪声的作用。但此措施只对消除低频噪声有效，对高频噪声无效。

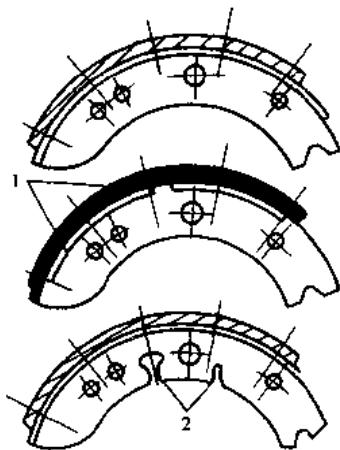


图 7-6-10 降低制动蹄刚性的实例

1-在蹄的销板圆周设槽；2-在蹄的销板上设缺口

#### 3) 合理匹配制动鼓与制动蹄的刚性

合理选取鼓和蹄两者的刚性，避免装配在一起后由于固有频率相近导致共振而加剧制动噪声。但设计时应注意，装配后鼓和蹄的固有频率并不是单件时的固有频率，而是具有约束的固有频率，二者都有所增高。

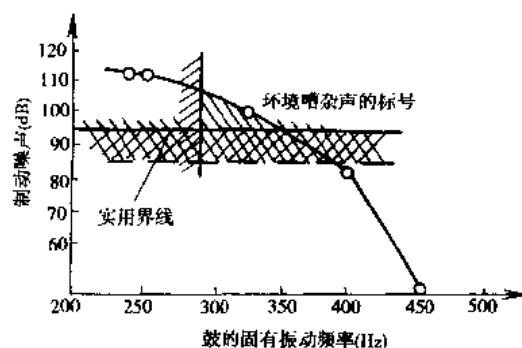


图 7-6-11 制动鼓固有频率与噪声的关系

且鼓的固有频率增长较蹄的略高些。因此,在设计制动器时,可让鼓的固有频率比蹄的高,这样可能会降低制动噪声。

#### 4)增加制动鼓与制动蹄对振动的衰减。

在制动鼓与制动蹄之上,或者在与之接触的部分(如分泵、支承等)采取附尼措施或加装减振材料,可以衰减其振动,降低噪声。图 7-6-12 所示为采取这种措施的实例。采取以上结构措施后,制动器鸣叫声可降低 10dB 以上。

#### 5)改善摩擦衬片的特性和衰减振动的能力

影响摩擦衬片特性的因素有摩擦材料的摩擦系数及其温度特性、制动鼓与蹄的刚性匹配与分布、接触面上的压力分布、支承角度及摩擦衬片的包角等。

改善摩擦衬片的摩擦特性的措施主要有:降低摩擦材料的摩擦系数,降低蹄的刚性以改善其压力分布,适当减小摩擦片的包角,改进主要零件的结构等(图 7-6-12),但有些措施可能带来副作用,此时须采取适当的补救措施,以保证足够的制动效能。

同时还要注意摩擦材料的物理性能,因为它决定摩擦衬片对振动的衰减。

#### 6)盘式制动器优化结构措施

增大制动盘对振动的衰减、限制摩擦衬片的振动以及控制振动的传播,是盘式制动器优化结构的主要措施。增大盘衰减的部分措施如图 7-6-13 所示。

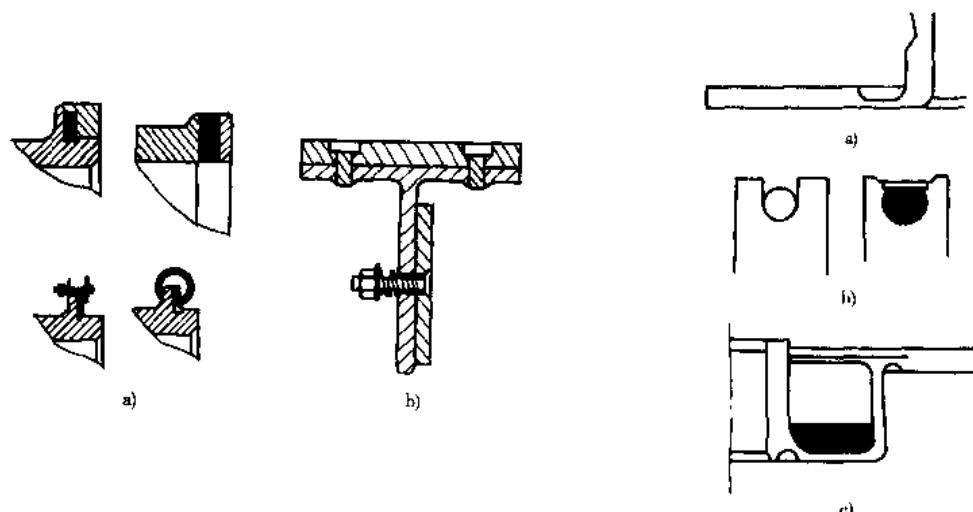


图 7-6-12 增加制动器振动衰减的结构实例

a) 制动鼓; b) 制动蹄

此外,还可以选用内部衰减大的材料作盘,以达到衰减其振动和噪声的目的。

#### 7)提高维护、修理质量,正确使用制动器

汽车使用过程中,很难通过改变制动器的结构来减小和消除制动噪声,只能通过正确的驾驶操作、适时的维护和修理来防止和消除制动噪声。

图 7-6-13 增加盘衰减的实例

a) 在根部开一环槽; b) 衰减环; c) 衰减砂

## 7.7 车身噪声

车身噪声主要包括:车身结构噪声和车内噪声部分,两者产生的机理相差较大,下面将对其进行详细论述。

### 7.7.1 车身结构噪声

#### 7.7.1.1 车身结构噪声产生机理及其特性

车身结构噪声主要由两部分组成,一是车身振动噪声,二是空气与车身之间的冲孔和摩擦噪声。前者受车身

结构形式、发动机安装方式、各种激励源特性等多种因素影响；后者受车身外形结构和汽车行驶速度的影响。

#### 1) 车身结构振动噪声

车身是由骨架和板件组成的复杂结构体，在发动机振动和路面不平的激励下，其振动状态十分复杂。车身振动是由非悬挂质量共振、车身的一阶弯曲共振、发动机垂直振动以及悬挂质量纵向角振动合成的。车身横向振动是由于左右车轮的逆向振动而引起的悬架质量横向角振动的共振和车身的扭振共振。这些振动相互影响，使车身实际振动状态更为复杂。

研究表明，车身振动噪声的频率为20~300Hz，其中以车身骨架结构振动产生的噪声在20~30Hz的低频范围，以板件振动产生的噪声在30~300Hz的低、中频范围内。

从车身结构形式看，由于承载式车身直接承受路面的冲击，所以比非承载式车身更容易产生振动噪声。若车身刚度不足，则固有频率降低，汽车行驶中容易产生车身共振，从而引起较大的噪声。

此外，发动机、底盘与车身隔振措施不当也容易激起车身振动，加剧噪声。

#### 2) 空气动力学噪声

汽车行驶时，车身内、外总会存在不同程度的空气动力学噪声，它包括空气通过车身缝隙或孔道进入车内而产生的冲击噪声、气流流过车身外面凸起物而产生的涡流噪声、空气与车身的摩擦声3个方面。由于空气阻力与汽车行驶速度的平方成正比，因而汽车高速行驶时，空气动力学噪声较大。

空气动力学噪声虽然因轿车、货车和客车之车型不同而产生部位各异，但无论何种汽车，如果车身外表面制造粗糙、车身流线型差、车窗调整装配不当、车外凸起件多等，都会增大车身的空气动力学噪声。

### 7.7.1.2 车身结构噪声控制

车身结构噪声主要是由车身结构振动和车身与空气冲击、摩擦形成的，而两者都与车身结构密切相关，所以对其进行控制主要是改进车身的设计。

#### 1) 改进车身结构

车身结构在较宽的频带范围内存在很多共振区域，设计时很难同时满足悬挂、驱动系统以及低噪声的要求。其解决方法是在车身设计时，避免发动机、底盘的共振频率或激振力频率与车身各板件的共振频率相一致，同时将车身外板、车顶、地板的共振频率互相错开，防止整体共振。另一协调的方法是提高车身受力点附近的刚性，使振动减小降低噪声。

车身上的板件由于在外力作用下极易产生振动而辐射噪声，并且辐射效率较高，因此也是主要控制对象。对板件结构一般采取以下措施控制其振动和噪声：

- (1) 增加板件的刚度。在板件上设置加强筋和加强肋提高其刚度，减弱板件振动；
- (2) 增加板件的阻尼。在板件上加装阻尼带或粘贴减振材料，增加板件对振动的衰减；
- (3) 降低板件的辐射效率。在板件上阻尼层，降低其辐射效率。

#### 2) 减少振动输入

车身本身没有激励源，其激励一般是外部振动的输入，包括来自发动机的振动输入和路面不平激励通过悬架传来的振动输入，并经车身结构放大。并且当路面激励使车身振动时，车身振动会引发发动机振动，而发动机振动又会反过来传给车身，这样形成“反馈”现象。为减少振动输入，一般采用弹性阻尼支承固定车身，并对发动机等进行隔振。为避免“反馈”现象，一般通过试验方法确定发动机的安装位置和支承刚度，错开各部件和整体的频率。

#### 3) 改进车身外形

为降低车身表面空气流动噪声以及减少行驶阻力，一般采用流线型车身并尽量减少凸出部件。对于必须暴露在外的部件（如后视镜）也要尽可能地将其设计成流线型。因为这样可以减少空气涡流，减少空气与车身表面的摩擦和冲击，从而降低空气动力噪声。

### 7.7.2 车内噪声

汽车内部的噪声不但增加驾驶员和乘客的疲劳，而且影响汽车行驶安全，因此，控制车内噪声到最低水

平一直是汽车设计者努力追求的方向。车内噪声在很大程度上反映了生产厂家的设计水平及工艺水平。近年来,在汽车向高速化、轻量化发展过程中,包括货车在内,对其行驶的舒适性也提出了越来越高的要求。车内的噪声特性已成为产品商品性的重要因素,车内的低噪声设计已成为产品开发中的重要任务之一。国外的汽车噪声已降到相当程度,仍在继续努力。以日本为例,图 7-7-1 是日本国内汽车的车内噪声级的改善趋势图。

从图 7-7-1 可看出,对于大型货车的车内噪声,在车速为  $V = 80 \text{ km/h}$  匀速行驶时,1980 年为 76dB,1990 年为 66dB,即以每年 1dB 的趋势在下降,3 年间降 3dB,也就是说声能在 3 年间减少了 50%。

应该指出车内噪声级与乘坐室的振动级一样,已成为判断汽车舒适性的主要指标。汽车的车内噪声主要取决于乘坐室的减振隔声性。重量轻的承载式车身结构和类似的减轻汽车重量的措施被认为是增大内部噪声,特别是低频噪声的原因。这种低频噪声在广泛的车速范围内发生,而内部测试表明它在 20~200Hz 的频率范围的成分占优势。早先的试验已表明壁板运动和测得的噪声有紧密的关系,且乘坐室空腔的共振亦会放大噪声。这个问题最实际的解决方法是修改汽车结构。因此,利用现代的噪声分析方法,在汽车开发阶段掌握车内噪声特性,然后根据低噪声设计的要求对汽车结构进行修改,这样经过一系列的计算、实验、分析、修改,最后使得车内声场的声学设计达到最优水平,能最大限度地改善汽车乘坐舒适性,减轻驾驶员以及乘客的疲劳。

### 7.7.2.1 车内噪声产生机理及其特性

#### 1) 车内噪声的组成及产生

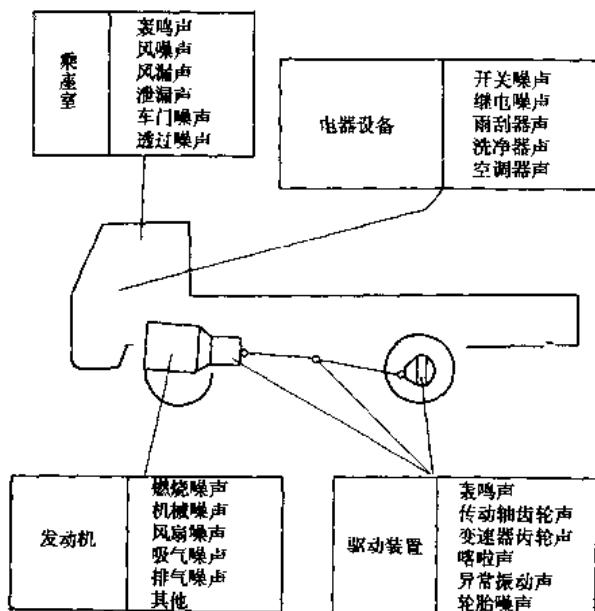


图 7-7-2 汽车噪声组成

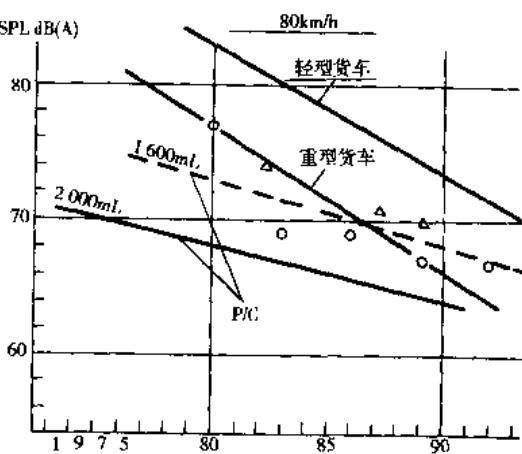


图 7-7-1 车内噪声级的改善趋势图

汽车本身就是一部含有多种声源的机器。在其运行过程中出现的噪声,按典型总成分类如图 7-7-2 所示。

由图 7-7-2 所示,对车内噪声而言,其主要声源有:进气噪声、排气噪声、发动机燃烧噪声、冷却风扇噪声、传动系齿轮噪声及其机械和液压噪声等,分别由发动机、驱动系统、路面不平、空气噪声等因素引起。

就声学的观点而言,汽车乘坐室不是一个独立的噪声源,而是一种“隔声罩”,起着隔绝外部噪声对车内影响的作用。但由于结构、造价等因素的制约,汽车的乘坐室,并未能加工成一个完美的隔声罩,或多或少地有外部噪声传入;此外,乘坐室壁板多种因素激发引起振动,成为新的噪声源。车内噪声产生的机理如图 7-7-3 所示。

由上图可以看出,形成车内噪声的过程是汽车在工作过程中,存在着振动噪声源:发动机噪声、进气排气噪声、发动机的振动、转矩的变动、齿轮啮合误差及齿轮的敲击、路面/轮胎产生的

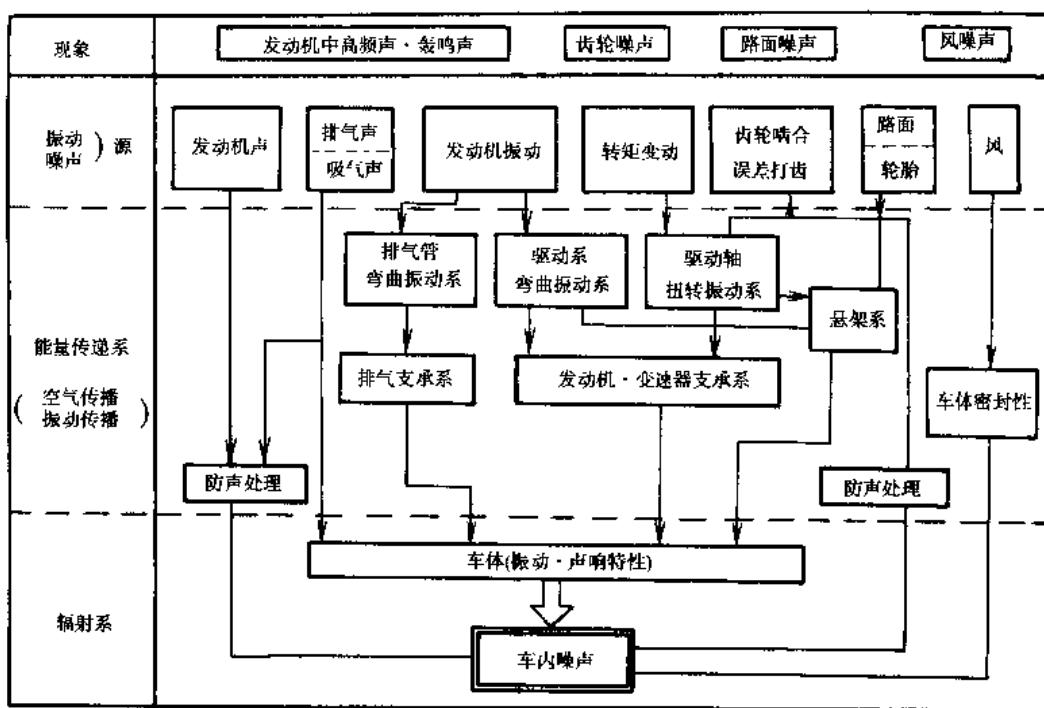


图 7-7-3 车内噪声产生机理

噪声、风所引起的噪声。这当中的噪声源所辐射的噪声，在乘坐室周围的空间，形成了一个不均匀的声场。乘坐室外部的噪声，要向车内传播，这种传播是按空气声传播的规律进行的，具体途径有两个：第一个途径是通过乘坐室壁板（包括地板、顶板和四周的侧板）、门窗上所有的孔、缝，直接传入车内（由于乘坐室内布置操纵杆件及各种仪表的需要，乘坐室壁上出现孔缝，几乎是不可避免的）；第二个途径是，车外的声波作用于乘坐室壁板，激发壁板振动，并向车内辐射噪声，这种辐射声的强度与壁板的隔声能力有关，也就是说它服从质量定律的规律。

图 7-7-3 中引起车内噪声的振动源，主要指发动机。传动系以及其他机构工作所产生的振动以及汽车行驶时由地面激励而产生的振动。因后者频率很低，对于激发噪声影响较小。上述振动源产生的振动，通过汽车的车架等，传递到乘坐室与车架的联接处，激发乘坐室壁板产生强烈的振动，并向车内辐射强烈的噪声，即所谓的固体传声。应该指出，由车架传给乘坐室壁板的振动，与前述车外声波激发起的乘坐室壁板的振动，实际上是叠加在一起的，用一般的测试方法，也难以把它们区别开来。但是它们的传播途径不同，因而所采取的降噪措施也不同。

由于乘坐室的壁板主要是由金属板件和玻璃构成的，这些材料都具有很强的声反射性能。在乘坐室车门、窗均关闭的情况下，前述传入车内的空气声，以及壁板振动辐射的固体声，都要在密闭的空间中进行多次反射，使车内声场接近于扩散声场，所以，乘坐室内的噪声，实际上是直达声与多次反射声叠加的结果。这也是在未加降噪措施的情况下，有的车辆安装乘坐室后的室内噪声，反而比不装乘坐室时噪声高的原因之一。

通过上述分析，车内噪声可用下式来描述：

$$I_C = I_A + I_S + I_R \quad (7-7-1)$$

$$I_T = I_D + I_S + I_R \quad (7-7-2)$$

式中： $I_C$  为车内噪声的总声强； $I_A$  为传入车内的空气声的声强  $I_A = I_T + I_D$ ； $I_T$  为车外噪声透过乘坐室壁面进入车内的声强； $I_D$  为车外噪声从壁面上的孔、缝漏入车内的声强，在某些车辆上，还包括仪表板、变速器盖、提升器盖等直接暴露在车内的那一部分表面所辐射的声强； $I_S$  为发动机和底盘的振动传给乘坐室后，壁面

板振动所辐射的声强;  $I_R$  为上述噪声在车内封闭空间中多次反射, 所形成的混响声强。

### 2) 车内噪声强度及频率结构

由上分析可知, 车内噪声主要是由空气声、固体声组成。下面再进一步分析在各种工况下这两类声音对车内总噪声所作的贡献, 从而确定主要噪声源。

图 7-7-4 表示了某货车驾驶室内噪声分布状况。由图可知, 在通常匀速行驶的情况下, 空气声与固体声的强度大致相同; 而在加速或减速行驶时, 固体声所占的比例均超过空气声。

为了确定固体声和空气声的主次, 需将  $I_s$  与  $I_A$ 、 $I_R$  之和进行比较。因在试验技术上有一定的困难, 常采用分项测试方法。先在同一运转工况下, 利用堵塞与不堵塞驾驶室上所有孔缝进行对比测试的办法, 判明驾驶室上初缝传声(即  $I_R$ )占车内噪声总能量的比率, 通常这部分噪声处于次要地位。再在车辆停车的情况下, 利用外部声源对驾驶室进行空气激励测定壁板的振动量值,(此时至壁板振动的大小, 即表征着  $I_A$  的大小), 并与车辆运转时测得的

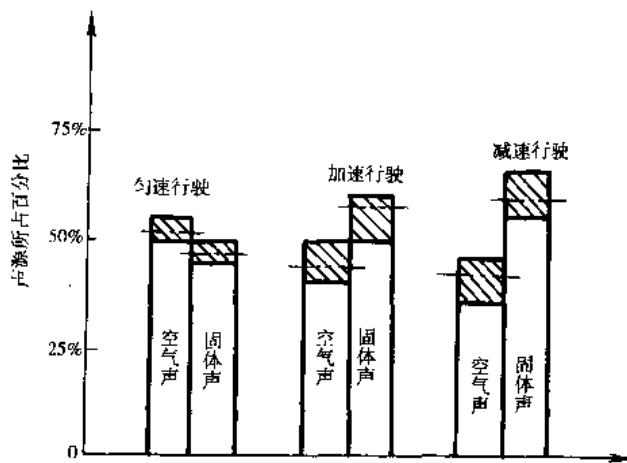


图 7-7-4 某货车驾驶室内各噪声源所占的比例

至壁板振动量值(此振动量值表征着  $I_A$  和  $I_R$  之和的大小)进行对比。表 7-7-1 为某车辆的试验分析结果。

由表 7-7-1 里可知, 发动机和底盘传给驾驶室的振动, 远远超过由空气声激发的空壁振动。虽然无法判明该车驾驶室中  $I_s$  超过  $I_A$  的具体量值, 但可以肯定, 在该驾驶室中  $I_s$  占第一位, 而  $I_A$  是属于第二位的。由此可知, 在对该车驾驶室采取降噪措施时, 应优先治理固体声, 即采取有效隔振或阻尼减振措施, 在此基础上, 再进一步治理空气声, 即进行有效的隔声; 同时辅以吸声措施, 以降低车内的混响声。

另一方面, 为了控制固体传播产生的噪声及空气传播产生的噪声, 还必须分清此两类噪声的频率结构。图 7-7-

### 5 为汽车上典型的车内噪声频谱图

由图可见, 大约在 400Hz 以下, 特别是 250Hz 以下, 固体声占优势; 而在 400Hz 以上, 特别是在 500Hz 以上, 空气声占主要地位。知道了固体声和空气声的频率结构, 就为控制这些噪声明确了方向。

表 7-7-1 某车驾驶室壁在两种工况下振动量值的对比

测点在驾驶室中的位置	驾驶室壁板振动加速度级/DB	
	发动机停转, 外部声源激振时	挂上八档原地空转时
仪表板	54.2	91.5
左侧壁板中部	58.5	91.5
后壁板中部	56.1	92.5
右侧壁板中部	56.0	94.5
驾驶室右前支承处	-	90.0

续上表

测点在驾驶室中的位置	驾驶室壁板振动加速度级/DB	
	发动机停转、外部声源激振时	挂上八档原地空转时
右侧门中板	55.0	91.0
右侧玻璃窗中部	-	82.0
前玻璃窗中部	-	91.0
右侧地板中部	-	93.0
顶板中部	56.0	-

### 3) 车内轰鸣声及其产生的机理

车内轰鸣声(Booming Noise)是车内噪声的主要表现之一,是汽车乘坐室声学设计时,首先需要加以控制的噪声对象。当汽车以某些特定的速度行驶时,或其发动机以某些特定的转速运转时,在乘坐室产生了很大的峰值噪声,这种噪声称之为车内轰鸣声。它使乘坐人员感到压抑、烦躁、易于疲劳,严重地影响了汽车乘坐舒适性。轰鸣声具有如下特征:

(1)在频谱图上与其相邻的频率成分相比,具有很高的声压级峰值,如图 7-7-6 所示,且峰值频带很窄,接近于纯音。

(2)具有明显的代频性质,一般在 20~200Hz 范围内。

(3)伴随着轰鸣声的出现,往往在乘坐室内产生驻波,出现轰鸣声峰值频率,还与乘坐室的形状和尺寸有关。

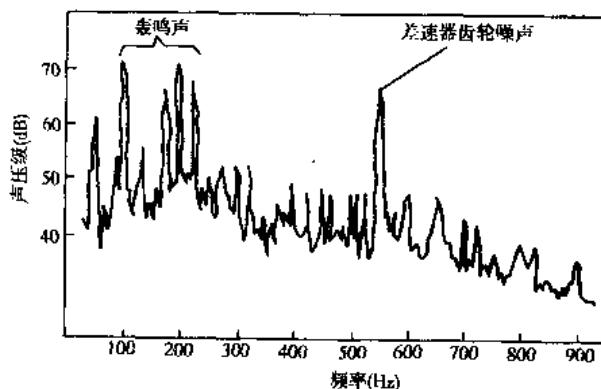


图 7-7-6 典型汽车车内轰鸣声状况(在发动机 3000r/min 下测得)

某车发动机以 1750r/min 的转速运转时,发现驾驶室内出现了轰鸣声,此时室内噪声及驾驶室前壁板的振动状况如图 7-7-7、7-7-8 所示。由图 7-7-8 可知,在 1750r/min 时,驾驶室壁板振动出现了峰值,此时发动机等对驾驶室的振动激励频率与驾驶室壁板的固有频率相接近,引起壁板的共振,致使壁板向室内辐射强烈的噪声,通过计算,这一共振频率为 58Hz,与图 7-7-6 中 1/3 倍频程中心频率 50Hz 的声压级峰值相对应。此外,在驾驶室这一封闭空间内的空气柱必然也有其自身的固有频率;当传入驾驶室的空气声和固体声的激励频率,与室内空气柱的固有频率相接近时,将会引起空气柱的共振。这种气柱共振的表现是在驾驶室内形成驻波。随着驻波的出现,将使室内局部地方的声压级很高,若在各个传播方向上产生的各阶驻波数越多,则室内越趋向于扩散声场,将使整个室内声压级大大提高。经实测,此车在驾驶室的前后方向(长度方向)产生驻波,若以,  $l_x = 1.55m$ ,  $n_x = 1$ ,  $n_y = n_z = 0$  代入:

$$f_c = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2} \quad (7-7-3)$$

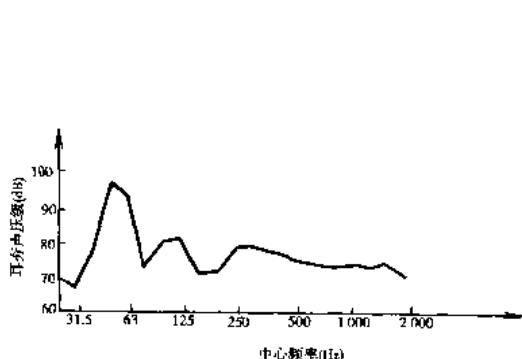


图 7-7-7 车内轰鸣声频谱

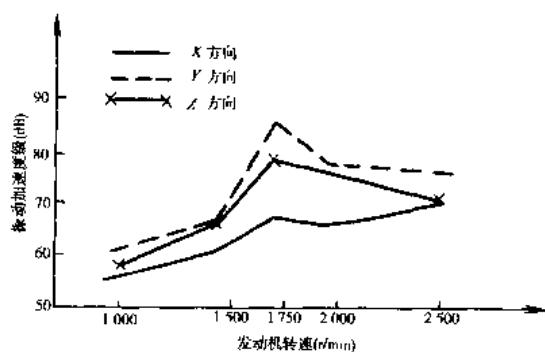


图 7-7-8 前壁板振动情况

则得  $f_n = 113\text{Hz}$ , 正好与图 7-7-6 中 1/3 倍频程中心频率 125Hz 处的声压级相对应。即发动机以 1750rpm 的转速动转时, 由于往复惯性力引起的振动二次谐波(频率为 116Hz)的激励, 激发起室内为前后方向上的气柱共振, 因而出现了图 7-7-6 中 125Hz 处的峰值。综上所述, 汽车在特定的车速下或特定的发动机转速下运行时, 由于车身壁板的共振, 向室内辐射强烈的噪声; 又由于室内气柱产生共振, 使室内声压级升高, 上述两种结果的叠加, 产生了驾驶室内的轰鸣声。

由于车内形状和尺寸通常是根据各种使用条件而确定, 不易轻易改变; 且车内的内饰件已起到吸声的作用。所以, 控制车内轰鸣声, 主要还是从结构振动的角度, 通过把握振动的传递路径及车身壁板振动特性对车内噪声的影响程度, 在此基础上对车内噪声影响程度高的部位振动加以控制, 从而达到降低车内噪声的目的, 这也正是本文研究的重点。

#### 4) 车身结构振动与车内噪声

汽车行驶时, 由驱动汽车的发动机、动力传动装置等所产生的激励力以及在道路上行驶时由路面不平所产生的激励力等传递到车身, 最终形成车内噪声, 如表 7-7-2 所示。

表 7-7-2 车身结构振动与车内噪声关系

车身的弹性振动	频率(Hz)	相关主要的振动现象	振动噪声现象
车身结构 一阶弯曲共振	5~30	发动机支承刚体振动、悬架弹簧上下共振、转向系共振 发动机支承刚体振动、排气管系振动、转向系共振 发动机支承刚体振动、驱动系 1、2 阶振动 悬挂扭曲共振、车室空腔共振	晃动 怠速时振动 加速时冲击振动 低频轰鸣声
车身结构 一阶扭振	5~30	悬挂共振、座椅左右共振 发动机支承刚体振动、驱动系 1、2 阶振动	回转振动 加速时冲击振动
车架结构 一阶弯曲共振	~10	驱动系 1 阶扭振	端振
壁板共振	30~50 50~100 100~200 200~	悬挂扭曲共振、车室空腔共振、弹簧上下振动 悬挂弹性振动、驱动系扭振、排气管弯曲振动、车室空腔共振 传动系振动、排气管振动、车室空腔共振 发动机支承结构振动、排气管支承结构振动	低频轰鸣声 中频轰鸣声 高频轰鸣声 发动机噪声

### (1) 环路上行驶时的低频轰鸣声

路面的凹凸不平使轮胎承受强迫位移变形，由此使悬架系的振动发生，再传入车身。其中，由后悬架的振动通过后支承传递给车身，引起整车弯曲振动从而产生 20~50Hz 的轰鸣声。

车内空腔气柱共振频率已由车内尺寸大小基本决定，没有修改的余地，因此必须注意调整使悬架的共振频率不接近车身弯曲共振频率。作为悬架系统的共振及向车身传递振动的重要部位及特性有：轮胎纵向弹性系数、悬架臂端弹性系数、减振器端弹性系数，若有右侧壁板中部副车架的车辆，其车身支承端的弹性系数亦很重要。

另一方面，由于对同一输入力，存在着易产生及不易产生车内噪声的部位，所以在悬架的连结位置选取时，应通过考虑车身的振动模态、声响感度后，慎重地决定。

### (2) 低速轰鸣声

对于 FR 车的场合，在低速区域由发动机转矩的变化而成为扭转振动的激励源，驱动系的扭转振动，后悬架的扭曲共振等增幅振动通过车架传递，引起车身整体的弯曲振动，最后形成车内低速轰鸣声。

由于四缸四冲程的发动机，曲轴的 2 次回转成分（爆震 1 次成分）的振动较大，而装六缸以上发动机的车辆，其转矩变化较小，所以发生轰鸣声的情况少。作为其对策，一般方法是将后悬架的扭曲共振移到常用车速以下（约 35Hz 以下）。还有降低由橡胶支承决定的后轮扭曲刚度，或使轮胎转动轴周围的支承的惯性矩增大。此外，为减少激励源的发动机回转变动，在飞轮上采用扭振减振器或降低离合器盘的扭转刚度。

### (3) 中速轰鸣声

在中速区域，FR 车的场合，作为激振力有发动机转矩的变动、回转体的非平衡。作为相关驱动系的振动，前者有驱动系的扭转 4 次振动，后者有后轮悬架的扭曲振动。由发动机的转矩变化而引起驱动系的扭转 4 次振动（40~80Hz），从而有可能产生车内轰鸣声。在此频率范围内，若与桥壳 1 阶弯曲振动、悬架元件、付车架等的振动接近，或者与车室内的空腔气柱共振相重合，车内轰鸣声将变得更大。

对于回转非平衡影响大的因素主要是驱动轴，其回转 1 阶频率成分引起的激励力。由此力，引起了后轮悬架系的扭曲振动，从而产生了车内轰鸣声。

在 FF 车的场合，发动机转矩的变动，而产生了驱动系 4 阶扭转振动（约 100Hz），由于是高转速激励力小，几乎不产生车内轰鸣声。但是，对于驱动轴、悬架元件等的弯曲振动在此频率内，由于它们的影响，有时也可能产生车内轰鸣声。目前围板、顶板、前座地板、后窗玻璃的振动对车内轰鸣声有很大影响。

在此中速区域内，进排气系统的脉动声也有可能使车内轰鸣声变严重。

作为车身部分，为了使上述各部位的振动降低，必须考虑车身骨架的配置及加强筋的选取。同时，尽量使驱动系、悬架系振动的峰值频率与车身各壁板的共振频率错开。

### (4) 高速轰鸣声

在高速区域，发动机活塞连杆等引起的惯性力及惯性力偶作为激振源起支配作用。

FR 车的场合，此激励力引起的驱动系 1 阶、2 阶弯曲振动发生，主要通过后悬架由后车身传递振动，导致后车身、主车身的地板振动，形成车内轰鸣声。FF 车的场起传给车身振动的过程中，若引起车身共振，会产生较大的车内轰鸣声。

作为对策，最好的办法是将强迫力减少。对于四缸发动机，其回转 2 阶频率成分是主要对象，可采用发动机转动的 2 倍转速的平衡机构去消去此激励力。在高速轰鸣声（100~200Hz）的范围内，存在车身骨架的局部共振及壁板的共振。对于这些车身方面的共振，有必要通过提高刚度、移动 200Hz 以上，或者使车身共振的激励力，与传动系的振动峰值、车内声响感度的峰值等之间很好的协调，达到控制高速轰鸣声的要求。

## 7.7.2.2 车内噪声控制

### 1) 车内噪声被动控制

汽车车内噪声控制是一项复杂的工作，达到控制目的的途径很多，但归纳起来主要是减弱声源强度、隔绝传播途径和吸声处理 3 个方面。

#### (1) 减弱噪声源

降低汽车上任何一个声源的噪声能量,对降低车内噪声都是有利的,尤其是降低发动机噪声和底盘噪声,对车内噪声的降低更具有重要意义。

对发动机采取屏蔽和隔振措施,可以降低其辐射声能和振动输入能量。对发动机的屏蔽一般采用不同厚度的双层板隔声罩,并在隔声板上进行阻尼和吸声处理,同时考虑隔声罩的耐热性能。

而对发动机进行隔振的性能主要取决于隔振装置的性能,目前采用的隔振装置有普通橡胶隔振器、双层隔振器、液压隔振器、空气隔振器和金属丝网的非线形隔振器等。

### (2)隔绝传播途径

隔绝噪声和振动向车内的传播途径,是控制车内噪声的重要方法。通常利用具有弹性和阻尼的材料来对车身进行隔振,改善振源和车身之间的振动传递关系;同时利用防声涂料、阻尼粘胶等材料来改善车身壁板的隔声性能;并通过减小乘坐室壁板的孔缝数目和尺寸提高密缝性,削弱或阻断气体传声。

#### ①隔振

汽车车身的隔振处理,主要在车身与车架的安装支承点(对于非承载式车身)或车身与发动机、传动系各总成的连接处(对于承载式车身)加橡胶垫或液压悬臂等弹性阻尼环节,削弱各振源向车身的振动传导。通常车身的隔振可采取优化支承结构、改善减振器性能、改进车身结构动态特性的优化设计、对车身涂防振涂料等措施来实现。

对强烈振源一般需要进行特别的处理来满足车身隔振的要求,如发动机的支承设计应充分考虑隔振性能要求。对变速器、传动轴等运动部件的支承,也应考虑引入弹性阻尼环节,避免引起汽车结构的强烈振动。

#### ②隔声

发动机作为影响车内噪声的主要声源,一方面需要对其本身进行屏蔽,另一方面需要在乘坐室内进行隔声处理,所以乘坐室隔声的重点一般是前壁和前围,当然乘坐室的隔声处理还可以有效阻止轮胎噪声、传动系噪声和高速风噪声的传入。

因为壁板的隔声性能受质量定律的支配,所以隔声对高频噪声较为有效,对低频噪声效果较差,尤其是30~50Hz的噪声。为了确保低频隔声性能足够好,应选用面密度和阻尼均大的隔声材料,同时还应考虑采用什么样的隔声结构。一般来说隔声结构的选择应同时考虑所隔噪声的特性、隔声材料与结构的性能和成本,实际汽车使用时,一般采用双层壁结构,并在两层壁之间填充黄麻纤维、毛毡、聚氨酯泡沫、玻璃棉等吸声材料,以进一步提高隔声性能。

设计乘坐室隔声结构时,应重点研究发动机辐射噪声的频谱特性。一般情况下,对于汽油机,200~4000Hz频率范围是必须注意的隔声频域;而柴油机则以1000~4000Hz频率范围的隔声最为重要。图7-7-9和图7-7-10是轿车和货车乘坐室隔声结构的典型例子。由图可知,乘坐室隔声结构一般都是根据阻尼减振、隔声和吸声等多项要求,在不同位置适当组合吸声、隔振材料而构成。对声学环境要求较高的轿车,一般采用多到四层的隔声结构。

#### ③提高乘坐室密封性

各种噪声向车内传播,主要通过打开的车窗、车身壁板上缝隙与孔道等。从理论分析可知,当乘坐室存在一定面积的缝隙时,即使采用最好的隔声材料和结构,也会使总隔声量受到很大影响。所以说这些通道将使车身壁板的隔声能力大打折扣,因此,必须堵塞各种缝隙,并尽量减少孔道数目以提高乘坐室密封性。

对于必需保留的孔道,也应注意其隔声处理,可通过压力试验选择泄漏最小的孔道结构和隔声方案。对于无相对运动件的缝隙,可用高粘度密封胶加以密封,常用的密封胶有乙烯基塑料、KFU30-160(聚氨酯)、LM-1(聚硫橡胶)及JLC-2等。

### (3)吸声处理

在乘坐室壁板上使用吸声材料,可以有效降低乘坐室内混响作用,降低车内噪声。汽车上常用的吸声材料分为多孔质材料、孔板结构体和膜状材料。由于吸声材料的布置需靠近目标声源,以减少材料的消耗,所以现代汽车乘坐室内的内饰材料都充分考虑了吸声要求。

乘坐室的吸声处理,重点在顶棚结构,此外地板和侧壁也需要做吸声处理。汽车吸声处理过程中,在选用内饰、衬垫时应尽可能使用本身具有吸声性能的材料,同时对隔声性能加以考虑,以实现用最小的材料最

简单的结构来控制车内噪声的目的。

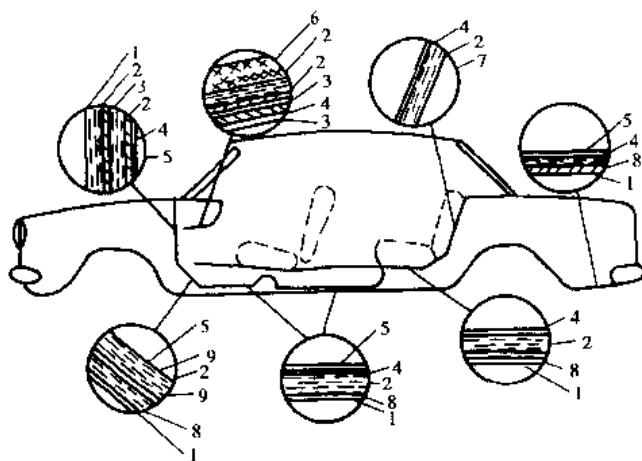


图 7-7-9 轿车车身隔声结构

1-薄钢板；2-毛毡；3-纸板；4-含浸胶毛毡；5-乙烯脂板；6-玻璃棉；7-高压制板；8-熔着性防振材料；9-沥青毡

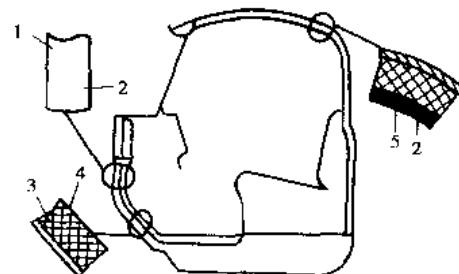


图 7-7-10 货车驾驶室隔声结构

1-层状隔声板；2-纸质包层；3-油毛毡；4-橡皮；5-细玻璃棉

#### (4) 控制乘坐室共鸣和风振

乘坐室壁板使用吸声材料和阻尼材料，可有效降低乘坐室空腔共鸣噪声的峰值。而汽车的风振噪声，应采取防止边缘声的产生等方法加以控制。具体措施是在车窗部分设置适当的覆盖物，防止卡门涡流对窗框的冲击，避免边缘声的形成，利用吸声材料减少车身共振峰值等。

现在国际上一般先通过 FEM、BEM 方法进行车内声场的分析和预测，并在此基础上设计出满足要求的车身结构。最后再通过样车试验后确定最终的车身结构，以满足控制车内噪声的要求。

#### 2) 车内噪声主动控制

汽车车内噪声主动控制是指在车内声场中引入受控制的声激励源来产生反噪声场，通过声场的相互作用降低车内噪声的控制方法。对于车内噪声的主动噪声控制，国际上也正处于理论可行性研究阶段。对于车内噪声的主动控制，一般分为两大类：

一种方法是针对由旋转强迫激励力引起周期噪声的主动控制方法。对汽车来讲，就是与发动机旋转同时发生的低阶共振模态所引发的车内噪声的控制，也就是所谓的嗡嗡声的控制，其控制系统如图 7-7-11 所示。

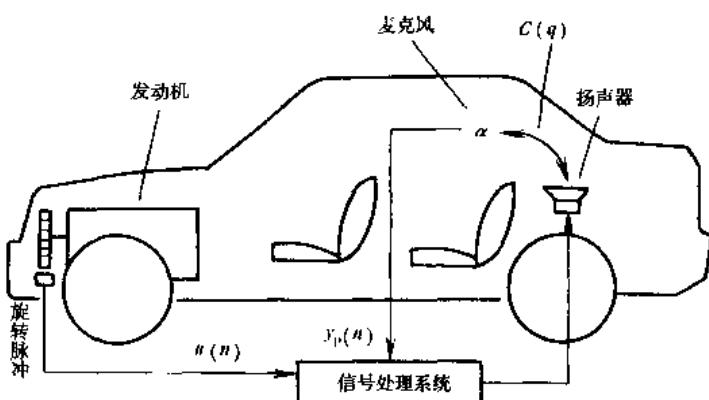


图 7-7-11 对嗡嗡声的主动噪声控制

控制系统中，从激励源—发动机引出旋转脉冲信号，并根据它合成噪声控制声波，并由扬声器放出以抵消车内的嗡嗡声。控制系统采用的是使监控传声器处的噪声最小的反馈控制。

另一种方法是针对宽带随机噪声的控制方法。它首先需要得到检测传声器与扬声器之间的传递函数，再通过控制系统计算出与输入声波反相的控制声波，最后由扬声器放出抵消随机噪声，其系统如图 7-7-12 所示。

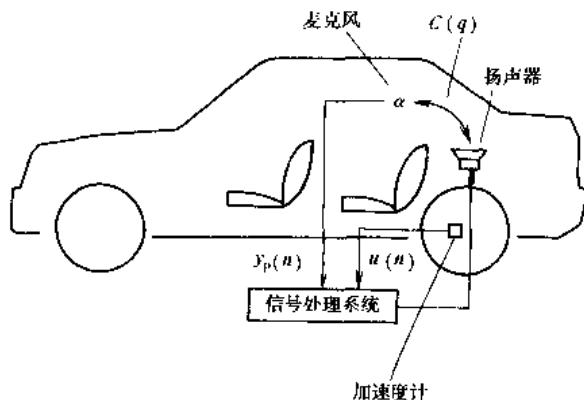


图 7-7-12 针对随机噪声的主动噪声控制

由于从扬声器输出的声音直接进入检测传声器，因此在控制电路中要对这一特性进行补偿。但是，若反馈增益太大时，会产生正反馈啸叫。因此如何终止啸叫也成为使用这一控制方法必须解决的问题。

目前为止，车内噪声的主动控制还存在一些问题，其中最重要的是局部噪声反而增加的现象。

由于受车身板件的振动模态制约，从扬声器发出的控制声波可以同某个位置噪声反相而将其抵消，但也同时会与另一位置的噪声同相使其增强。为适应这些模态，需要更多的扬声器和控制电路来实现控制，而实际应用时这些都是比较难实现的。

## 参 考 文 献

1. 马大猷等. 噪声控制学. 北京: 科学出版社, 1987.
2. 马大猷, 沈壕. 声学手册. 北京: 科学出版社, 1987.
3. 杜功焕等. 声学基础. 上海: 上海科学技术出版社, 1981.
4. 周湧麟, 李树珉. 汽车噪声原理、检测与控制. 北京: 中国环境科学出版社, 1992.
5. 钱人一. 汽车发动机噪声控制. 上海: 同济大学出版社, 1997.
6. 何渝生. 汽车噪声控制. 北京: 机械工业出版社, 1995.
7. 秦文新, 程熙等. 汽车排气净化与噪声控制. 北京: 人民交通出版社, 1999.
8. 张建寿, 谢永絮等. 机械和液压噪声及其控制. 上海: 上海科学技术出版社, 1987.
9. 杨庆佛. 内燃机噪声控制. 西安: 山西人民出版社, 1985.
10. 杨玉致. 机械噪声测量和控制原理. 北京: 轻工业出版社, 1984.
11. 方丹群, 王文奇, 孙家麒. 噪声控制. 北京: 北京出版社, 1986.
12. 徐凡. 汽车振动和噪声控制. 北京: 人民交通出版社, 1987.
13. 赵松龄等. 噪声的降低与隔离. 上海: 同济大学出版社, 1989.
14. 黎志勤, 黎苏. 汽车排气系统噪声与消声器设计. 北京: 中国环境科学出版社, 1991.
15. 倪乃琛, 沈保罗. 噪声和电声测量技术. 上海: 同济大学出版社, 1989.
16. 连小珉. 计算机辅助声强测量研究与汽车主噪声源识别. 北京: 清华大学博士学位论文, 1996.
17. 杨殿阁, 郑四发, 连小珉等. 用于声源识别的声全息重建算法的研究. 《声学学报》, 2001.
18. 刘起元等. 声强测量技术在汽车噪声控制中的应用. 汽车工程, 1992(2).
19. 邓兆祥等. 声强测量技术及其在内燃机噪声源识别中的应用. 内燃机, 1994(2).
20. 杨殿阁等. 用于声源识别的声全息重建方法的研究. 声学学报, 已收录.

21. 许国贤. 车辆内部噪声自适应有源控制理论及技术研究. 北京: 清华大学博士学位论文, 1995.
22. Haruki Yashiro, Ken-ichiro Suzuki, Yoshihiro Kajio, Ichiro Hagiwara, and Akira Arai An application of structural-acoustic analysis to car body structure. 1985 Transactions of the Society of Automotive Engineering, 777-784.
23. Shung H. Sung and Donald J. Nefske, Component mode synthesis of a vehicle structural-acoustic system model. AIAA Journal Vol. 24, No. 6, June 1986.
24. L. I. Nagy, M. Dede, G. C. Campbell and S. G. Borders Acoustic analysis of a light truck cab. 1988 Transactions of the Society of Automotive Engineering, 987-1001.
25. S. C. Jasuja and R. C. Kosik, Application of CAE analyses for improved NVH performance of the new 1992 Econoline. 1992 Transactions of the Society of Automotive Engineering, 1125-1135.
26. A. F. Seybert, T. Hu, D. W. Herrin and R. S. Ballinger, Interior noise prediction process for heavy equipment cabs. 1997 Transactions of the Society of Automotive Engineering, 2824-2828.
27. Yunji Suzuki, Tsutomu Nishida, A Study on Brake Noise of Medium Class Trucks and Buses. SAE Papers 891278.
28. Myung Ho Sung and Others, An Effective Method for Interior Noise Reduction of a Passenger Car. SAE Papers P12571.
29. Lawrence J, Oswald and Artemis Arambages. The noise of Cross Groove Tire Tread Pattern Elements. SAE 850988.
30. Manfred Stiglmeier and hans Jurgen Drewitz. Engine Encapsulation on 6 ~ 10 Ton Trucks. SAE 850974.
31. Keqiang Li, Takaharu TNAKA Development of An Adaptive Control Simulation System for Vehicle Exhaust Noise Reduction, Internatinal Journal of JSME Review, Vol 22, No. 2, 2001.
32. 李克强, 米仓贞雄等. トラック・キャブ音響特性に関する実験法の研究, Proceedings of JSME Conference, 1993, 2: Paper No. 9306435.
33. 日本自動車技術会. 汽车技术手册(基础篇), 1991.

## 8 交 通 工 程

### 8.1 综 述

#### 8.1.1 交通工程学的定义与内容

##### 8.1.1.1 交通工程学的定义

交通工程学是研究道路交通中人、车、路、环境之间的关系，探讨道路交通规律，建立交通规划、设计、控制和管理的理论和方法，以及有关的设施、装备、法律和法规等，使道路交通更加安全、高效、快捷、舒适的一门技术科学。

##### 8.1.1.2 交通工程学的内容

交通工程学的研究对象主要有以下几个方面：

###### 1) 交通特性

###### (1) 车辆的交通特性

车辆的交通特性主要研究各种车辆在行驶过程中的性能(动力性能、稳定性、可靠性、操纵特性、通过性和经济性等)，研究成果将可为道路设计、交通设施、交通管理、交通安全和环境保护提供依据。

###### (2) 人的交通特性

主要研究行人、乘客、驾驶员以及与道路交通有关的参与者(例如驾驭畜力车的人等)的生理、心理特性。

###### (3) 道路的交通特性

道路是交通的基础，对路网形态、结构、几何线形、路基路面的质量的研究，可为交通规划、交通流特性、道路通行能力、道路服务水平、交通安全、交通管理等提供参考。

###### 2) 交通流研究

主要调查研究交通的流量、流速、密度。交通调查是为交通流研究服务的，通过对交通流的时间、空间特性的研究，可为交通规划、交通管制、交通安全措施提供基础资料。

###### 3) 道路通行能力

研究各种道路的路段及各式交叉口所能通过的交通流量。通行能力是度量某条道路能够疏导车辆的能力的一项定量指标，可作为交通规划、道路规划、道路设计和交通管制的重要依据，又是评定道路服务水平的重要指标。

###### 4) 道路交通规划

主要研究交通发展与国民经济发展、土地利用和人口增长之间的关系，研究交通运量的发生、分布、流向等发展的规律，从而合理划分交通方式和交通流量，采取相应的工程措施。

###### 5) 交通工程设计的研究

主要研究道路或交叉口的交通工程设计，包括停车站场的设置、交通管理设施、交通安全构筑物、交通检测与监控设施、通讯设备、事故处理中心、加油站和其他与交通有关的必要设施。

###### 6) 交通管理与控制

主要研究交通组织、指挥、控制及管理交通的办法、措施、设备。研究保障交通安全畅通的规则、条例、规定等法规和协调人、车、路之间的关系，以充分发挥路网及道路与交叉口的交通潜力，保障交通安全畅通。

### 7)交通安全

研究产生交通事故的机理和规律,分析各种影响因素的制约关系,探讨如何减少交通事故,提高交通安全度。

### 8)交通环境保护

研究在道路交通中产生的有害气体、噪声、振动和其他公害的原因、特性、危害程度的评价指标和降低或防治公害的措施。

### 9)现代交通体系的研究

## 8.1.2 交通工程学的历史、现状和发展

交通工程学是伴随着汽车工业和道路交通事业的发展而发展起来的。

美国是世界上拥有汽车最多的国家,也是道路交通最发达的国家。1921年就命名了交通工程师;1930年成立了世界上第一个交通工程师协会,后来成为交通学诞生的标志。

交通工程学创立的初期,主要是交通管理,诸如给驾驶员发执照,设立交通标志,安装手动信号机,进行路面画线等。

20世纪40年代,交通工程人员开始意识到,只靠交通管理,无法根治交通问题,修建道路若不以交通量大小为依据则有很大的盲目性。于是交通工程学增添了交通调查、道路规划的内容。

进入50年代以后,各工业发达国家,为了尽快恢复第二次世界大战期间受到破坏的经济体系,大规模修建公路。公路的新建和改建,特别是高速公路的建设,刺激了汽车工业的发展,各国汽车拥有量很快增加。因此,在这个时期,道路通行能力、线形设计、立体交叉设计、工程建设项目可行性研究、停车问题就成了交通工程学的研究课题。

进入60年代,由于汽车数量激增,美国、英国、法国、前联邦德国、日本等国的每公里公路平均汽车密度逐渐趋于饱和,交通拥挤、阻塞现象严重,交通事故与日俱增。为了疏导交通,减少交通事故,提高车速,增加道路通行能力,1967年,美国联邦公路总署提出一个增加通行能力和提高交通安全的交通管理计划(Traffic Operations Program to Increase Capacity and Safety)。于是,交通工程技术人员开始更为深入地研究车流特性,倡导“交通渠化”,用计算机控制交通,改进道路线形设计,注意使各元素之间保持协调,更多地考虑道路对所在地区带来的影响,如空气污染、噪声干扰、城市景观、环境协调等。在此期间,交通规划已形成了系统的理论和明确的规划方法。

70年代,由于能源危机引发,石油价格急剧上涨。而且大量汽车排出的废气、引起的噪声,已明显地危及人们的健康,这就迫使工业发达国家对交通进行综合治理。1975年9月,美国的城市公共交通局和联邦公路总署提出交通系统管理,即TSM(Transportation System Management)。该项管理旨在节约能源、改善交通环境、充分利用现有道路的空间、控制车辆和车辆出行、协调各种交通方式,力求达到整体效率最高。

80年代以后,在工业发达国家,多数城市的发展已经定型,大规模进行交通规划的时代已经过去;交通工程的研究问题,多集中于交通管理方面。在此期间,着力创建新交通体系,研制新型车辆,实现交通新体系与交通控制、管理的自动化,以提高道路交通的安全度和通行能力。

为了解决现代交通问题,90年代提出智能运输系统(ITS)的概念,就是将先进的信息技术、计算机技术、数据通信技术、传感器技术、电子控制技术、自动控制理论、运筹学、人工智能等综合运用于交通运输、服务控制和车辆制造,加强车辆、道路、使用者三者之间的联系,从而形成一种定时、准确、高效的综合运输系统。1994年在法国巴黎召开了第一次ITS世界会议,以后每年召开一次。在我国至今也已先后召开过多次ITS多国会议或ITS世界研讨会。

目前,交通工程学大致的研究方向主要集中在交通控制和管理、车辆安全和控制、旅行信息服务、交通中人的因素、交通模型开发、行政和组织问题、通信和广播技术、系统等方面。这些主要的研究方向是希望通过ITS的研究开发,用系统的观点来对待运输系统,使现在独自存在的车辆和道路设施及使用者能结合成一个整体,协同作用,最终形成一个快速、安全、方便、舒适、准时的大交通运输体系。

(撰稿人:王建军)

## 8.2 交通流的基本特性

凡在道路上通行的车辆和行人都有类似空气和液体那样的流动特点,如流量、流速和密度等性质,因此,将在道路上通行的车流和人流通称为交通流。交通流必须具备两个条件:一是在道路上,二是在通行中。

行驶在道路上的各种车辆,由于出行目的不同、车型不同、行驶路线各异,其运行状态随道路条件、交通环境和驾驶员特点而有不同变化。尽管这种变化非常复杂,但通过大量观测分析,各种交通运行状态都会呈现一定特征性倾向。交通流运行状态的定性定量特征即称为交通流特性,用以描述和反映交通流特性的一些物理量称为交通流参数。

通常描述汽车交通流特性有三大参数:交通量、车速和交通密度。

### 8.2.1 交通量特性

交通量是指在单位时间内,通过道路某一地点、某一断面或某一条车道的交通实体数,也称为交通流量或流量。按交通类型分,有机动车交通量、非机动车交通量和行人交通流量,一般不加说明则指机动车交通量,且指来往两个方向的车辆数。

交通量是一个随机数,不同时间、不同地点的交通量都是变化的。

交通量随时在变化,在表达方式上通常取某一时间段内的平均值作为该时间段的代表交通量。如果以辆/日为单位,平均交通量可表达为:年平均日交通量、月平均日交通量或周平均日交通量。

其中,年平均日交通量在城市道路与交通工程中是一项极其重要的控制性指标,用作道路交通设施的规划、设计、管理等的依据。

#### 1) 交通量的时间分布特性

①月变化:一年内各月交通量的变化称为月变化。

②周变化:交通量的周变化是指一周内各天的交通量变化,因此也称日变化。

③时变化:表示各小时交通量变化的曲线,称为交通量的时变图,如图 8-2-1 所示。

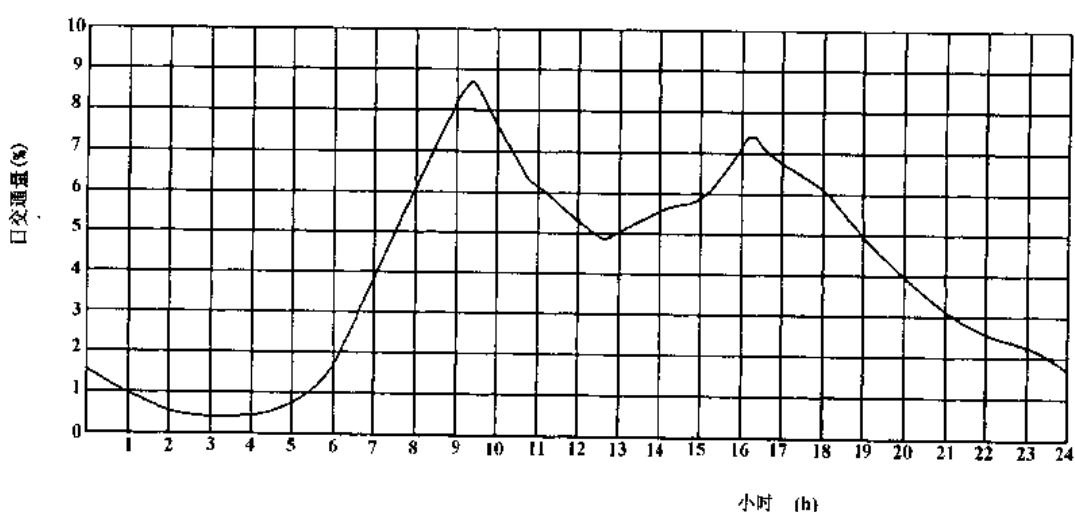


图 8-2-1 24h 交通量时变图

根据美国的研究认为,在道路设施规划设计时,选择第 30 位最高小时交通量是最合适的,所谓第 30 位最高小时交通量(30HV)就是将一年中测得的 8 760 个小时交通量,从大到小按序排列,排在第 30 位的那个。

城市道路中短时间交通量往往会造成交通阻塞,如最大15min交通量可达小时交通量的40%,最大5min交通量可达小时交通量的20%。对于行人过街与车辆交叉,短时间交通量是十分重要的。

### 2) 交通量的空间分布特性

交通量的大小除了随时问而变化外还随空间的不同而变化。这种随空间位置而变化的特性称为空间分布特性,一般是指同一时间或相似条件下,随地域、城乡、路线、方向、车道等的差别而变化的情况。

### 8.2.2 车速特性

行车速度既是道路规划设计中的一项重要控制指标,又是车辆运营效率的一项评价指标,对于运输经济、安全、迅速、舒适具有重要意义。在不同的使用目的中有不同的车速定义,如:地点车速、行驶车速、运行车速、行程车速、临界车速、设计车速等。

行车速度的统计分布特性:

行车速度与交通量一样,也是一个随机变量。研究表明在乡村公路和高速公路路段上,运行车速一般呈正态分布,在城市道路或高速公路匝道口处,车辆比较集中,一般呈偏态分布,如皮尔逊III型分布。

表征车速统计分布特性的特征车速常用以下几种:中位车速(50%位车速)、85%位车速、15%位车速和车速波动幅度等。

### 8.2.3 交通密度特性

交通密度表示道路上车辆的密集程度,即在某一瞬时内每单位长度一条车道上的车辆数。交通量大,交通密度也大,但是,当道路上交通十分拥挤时,车流处于停滞状态,交通量等于零,用交通量则难以表示交通流的实际特性,这时用交通密度就能作出较好的评价。

### 8.2.4 交通流三参数的关系

交通量  $Q$ 、行车速度  $V$ 、车流密度  $K$  是表征交通流特性的三个基本参数。

此三参数之间的基本关系为:

$$Q = V \cdot K$$

式中:  $Q$ —平均流量,辆/h;

$V$ —空间平均车速,km/h;

$K$ —平均密度,辆/km。

$Q$ 、 $V$ 、 $K$  三个交通流参数作为一条三轴空间曲线,可分别在三个平面上反映,如图 8-2-2 所示。它们的相应坐标值在相邻的平面上是相对应的。

由图 8-2-2 可以看出:

当  $K=0$  时,  $V=V_f$ ,  $Q=0$ , 为自由流状态;

当  $0 < K < K_m$  时,  $V_m < V < V_f$ ,  $Q < Q_m$ , 为非拥挤状态;

当  $K=K_m$  时,  $V=V_m$ ,  $Q=Q_m$ , 为临界状态;

当  $K_m < K < K_j$  时,  $0 < V < V_m$ ,  $Q < Q_m$ , 为拥挤状态;

当  $K=K_j$  时,  $V=0$ ,  $Q=0$ , 为阻塞状态。

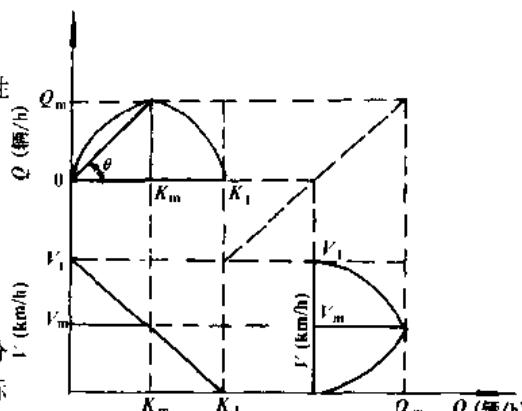


图 8-2-2  $Q-V$ 、 $K-V$ 、 $Q-K$  关系曲线图

(撰稿人:王建军)

### 8.2.5 交通流理论

交通流理论是运用物理学和数学的方法来描述交通特性的- -门边缘科学,是交通工程学的基础理论。它用分析的方法阐述交通现象及其机理,从而使我们更好地认识交通特性及其本质,为城市道路与公路的规划设计和运营管理提供理论依据。

目前交通流理论尚无统一、成熟的体系，常用的有以下几种理论，即：统计分布理论、排队论、车辆跟驰理论和流体动力学模拟理论。

#### 8.2.5.1 交通流的统计分布特性

交通流中一定的时间内到达某一断面处的车辆数是随机的，但有其一定的规律，这种规律属一种离散型分布，在交通流中车辆到达的时间间隔的规律则是一种连续型分布。运用这些描述不同的交通流状况的分布模型，我们可以用有限的已知数据来预测未来的交通状况，有效地解决交通流中某些实际问题。

例如，在信号灯配时设计时，需要预测一个信号周期内到达的车辆数；在设计行人交通管制系统时，要求预测大于行人穿越时间的车头时距频率；在对交通流进行计算机模拟时，首先必须建立车辆到达模型。交通流的统计分布特性知识为解决这些问题提供了有效的手段。

##### 1) 离散型分布

通过大量的交通观测，交通流在一定的观测周期中到达的车辆数服从泊松分布、二项式分布、负二项式分布等离散型分布。在一定的路段上分布的车辆数也服从这些离散型分布规律。

##### 2) 连续型分布

在同一条车道上的车流，前后两辆车的车头之间相隔的距离或时间间隔称为“车头间隔”。交通流中的车头间隔概率分布通常服从连续型分布。另一些情况，例如速度，也属于连续分布。常用的有如下三种形式的连续性分布：负指数分布、移位负指数分布和爱尔朗(Erlang)分布。

#### 8.2.5.2 排队模型

排队论也称随机服务系统理论，是研究服务系统因需求拥挤而产生等待(即排队)的现象，以及合理协调需求与服务关系的一种数学理论。在交通工程中，排队论在研究车辆延误、通行能力、信号灯配时及停车场、收费站、加油站等交通设施的设计与管理诸方面得到广泛应用。

#### 8.2.5.3 车辆跟驰理论

车辆跟驰理论是探究在无法超车的单一车道上车辆列队行驶时，车辆跟驰状态的一种数学模型。当单车道行驶时，车间间距不大，后车速度受到前车速度的制约，驾驶员必须按前车动态控制车速，车流处于非自由行驶状态，而具有制约性、延迟性和传递性。根据这些特性建立的跟驰模型，可用来判断交通流的稳定性，研究车队的运行特性，检验管理技术和通信技术，以便在稠密交通时使尾撞事故减到最低限度。

#### 8.2.5.4 流体动力学模拟理论

该理论运用流体动力学的基本原理，模拟流体的连续性方程，建立车流的连续性方程。把车流密度的疏密变化，比拟成水波的起伏而抽象为车流波。当车流因道路或交通状况的改变而引起密度的改变时，在车流中产生车流波的传播，例如车流遇到红灯、上下桥梁，都会产生流集散波。通过分析车流波的传播速度，以寻求车流流量和密度、速度之间的关系，并描述车流的拥挤—消散过程。因此，该理论又可称为车流波动理论。

(撰稿人：张生瑞)

### 8.3 道路及其通行能力

#### 8.3.1 道路分类

道路按照其所处的地区不同可以分为公路、城市道路、厂矿道路、林区道路、乡村道路等。通常，把位于城市及其郊区以外的道路，称为公路；而位于城市范围以内的道路，则称为城市道路。

### 8.3.1.1 公路

#### 1)公路的技术等级

在交通部《公路工程技术标准》(JTJ 001—1997)(以下简称《标准》)中,把公路按其交通量、任务及性质分为高速公路、一级公路、二级公路、三级公路、四级公路5个等级,在各等级中又根据地形规定了不同的计算行车速度及其相应的工程技术标准。

高速公路为专供汽车分向、分车道行驶并全部控制出入的干线公路。

一级公路为供汽车分向、分车道行驶的公路,一般能适应按各种车辆折合成轿车的远景设计年限平均昼夜交通量为15 000~30 000辆。

二级公路一般能适应按各种车辆折合成中型载货汽车的远景设计年限平均昼夜交通量为3 000~7 500辆。

三级公路一般能适应按各种车辆折合成中型载货汽车的远景设计年限平均昼夜交通量为1 000~4 000辆。

四级公路一般能适应按各种车辆折合成中型载货汽车的远景设计年限平均昼夜交通量为:双车道1 500辆以下,单车道200辆以下。

各级公路的主要技术指标如表8-3-1所示。表中的计算行车速度亦称设计车速,它是指在通常的道路、交通与气候条件下,在保证一定行驶舒适度的情况下,车辆能够安全行驶的最高车速。

#### 2)公路的行政等级

国家《公路管理条例实施细则》规定:公路分为国家干线公路(简称国道)、省、自治区、直辖市干线公路(简称省道),县公路(简称县道),乡公路(简称乡道)和专用公路五个行政等级。

#### 3)公路网的组成

我国公路网按行政体制由国道、省道、县道和乡道组成。其中,国道网方案于1964年开始编制,1981年由国家经委、计委和交通部颁发试行。该方案共有国家干线公路70条,布局分三类。

①第一类由首都向四周各省放射,共12条,编号为101、102、……112;

②第二类由南北走向的纵线组成,共28条,编号为201、202、……228;

③第三类由东西走向的横线组成,共30条,编号为301、302、……330。

目前,我国正在加紧建设以高速公路为主体、“五纵七横”为重点的公路国道主干网。预计2005年公路通车里程将达到160万km,其中高速公路2.5万km。

表8-3-1 各级公路主要技术指标汇总

公路等级	高速公路						一	二	三	四	
	120	100	80	60	100	60					
计算行车速度 (km/h)	8	6	4	4	4	4	4	2	2	2	1或2
车道数	0.75	0.75	0.75 (0.50)		0.75	0.50	1.50	0.75	0.75	0.75	0.50或1.50
左侧基 宽度 (m)	右侧路缘带	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50					
行 车 道	4× 3.75	3× 3.75	2× 3.75	2× 3.75	2× 3.50	2× 3.75	9.00 (14.00)	7.0	7.0	6.0	3.50或6.00
中央分隔带宽度(m)	3.00 (2.00)	2.00 (1.50)	1.50	1.50	2.00 (1.50)	1.50					
左侧路缘带	0.75 (0.50)	0.75 (0.50)	0.50 (0.25)	0.50 (0.25)	0.50 (0.25)	0.50 (0.25)					

续上表

公路等级		高速公路										一		四	
路基 总宽 (m)	一般值	42.50	35.00	27.50	26.00	24.50	22.50	25.50	22.50	12.00	8.50	8.50	7.50	6.50	
	变化值	40.50	33.00	25.50		24.50	23.00	20.00	24.00	20.00	17.00			4.50或7.00	
		~	~	~		43.00	35.50	28.00							
最小平 曲线半 径(m)	极限最小半径	650		400	250	125	400	125	250	400	125	30	60	15	
	一般最小半径	1000		700	400	200	700	200	400	100	200	65	100	30	
	不设超高的最小半径	5500		4000	2500	1500	4000	1500	2500	600	1500	350	600	150	
行车 视距 (m)	停车视距	210		160	100	75	160	75	110	40	75	30	40	20	
	超车视距									550	200	350	150	200	100
										(350)	(150)	(250)	(100)	(150)	(70)
最小缓和曲线长度(m)		100		85	70	50	85	50	70	35	50	25	35	20	
最大纵坡(%)		3		4	5	5	4	6	5	7	6	8	6	9	
桥梁设计车辆荷载		汽车——超20级 挂车——120				汽车——超20级 挂车——120				汽车——20级 挂车——100				汽车——30级 挂车——100	
										汽车——10级 挂车——50					

注:表列数值及变化应按有关条文规定选用。

右侧路缘带包含在右侧硬路肩内,路基总宽不计右侧路缘带宽度。

### 8.3.1.2 城市道路

根据道路在城市道路网中的地位、交通功能及对沿线建筑物的服务功能,在我国《城市道路设计规范》(CJJ 37—1990)中,将城市道路分为以下四类:

#### 1) 快速路

快速路在特大城市或长度超过30km的带形城市中设置,它主要为城市远距离交通服务。

#### 2) 主干路

主干路是为连接城市各主要分区的干线道路,以交通功能为主。

#### 3) 次干路

次干路是城市中数量较多的一般交通性道路,配合主干路组成城市干道网,起联系各部分和集散交通的作用。

#### 4) 支路

支路是次干路与街坊路的连接线,用来解决局部地区交通问题,以服务功能为主。

此外,根据城市的不同情况,还可规划自行车专用道、有轨电车专用道、商业步行街、货运道路等专用道路。

除快速路外,每类道路按照所在城市的规模、设计交通量、地形等分为I、II、III级。

特大城市及大城市应采用各类道路中的I级标准;中等城市应采用II级标准;小城市应采用III级标准。各类各级城市道路的主要技术指标见表8-3-2。

表 8-3-2 城市道路分类及主要技术指标

项目 类别	级别	设计车速 (km/h)	双向机 动车道 数(条)	机动车道宽度 (m)	分隔带设置	横断面 采用形式
快速路		60	≥4	3.75~4	必须设	双、四幅路
主干路	I	50~60	≥4	3.75	应设	单、双、三、四
	II	40~50	3~4	3.5~3.75	应设	单、双、三
	III	30~40	2~4	3.5~3.75	可设	单、双、三
次干路	I	40~50	2~4	3.5~3.75	可设	单、双、三
	II	30~40	2	3.5~3.75	不设	单幅路
	III	20~30	2	3.5	不设	单幅路
支路	I	30~40	2	3.5	不设	单幅路
	II	20~30	2	3.25~3.5	不设	单幅路
	III	20	2	3.0~3.5	不设	单幅路

### 8.3.2 道路线形和路面

#### 8.3.2.1 道路线形

所谓线形，是立体描述道路中心线的形状，其中，平面描述的道路中心线形状称为平面线形，立体描述的道路中心线形状称为纵断面线形。道路线形设计原则为：

- ①对汽车的行驶，在力学上应安全、反应良好；
- ②从地形等条件看，经济上要合理；
- ③从驾驶员的视觉和驾驶心理来看，反应良好；
- ④与环境或景观的协调和谐。

##### 1) 平面线形

平面线形可分为直线、圆弧线、缓和曲线三种线形。高速公路、一级公路、汽车专用二级公路和二、三级公路平面线形要素有直线、圆曲线、顺旋线三种。

四级公路平面线形要素有直线、圆曲线两种。

直线线形不宜过短，其最小直线长度为：

当计算行车速度大于 60km/h 时，同向曲线间最小直线长度(以 m 计)以不小于行驶速度(以 km/h 计)的 6 倍为宜；反向曲线间最小直线长度(以 m 计)以不小于行车速度(以 km/h 计)的 2 倍为宜。

圆弧线也是常选用的一种线形，一定的曲率半径可以给驾驶员适当的紧张感。有关圆弧线的半径和最小长度设计规定值参见表 8-3-3。

表 8-3-3 各级公路圆曲线最小半径

公路等级	汽车专用公路								一般公路								
	高速公路				一		二		三		四						
地形	平原	重丘	山岭	平原	山岭	平原	山岭	平原	山岭	平原	山岭	平原	山岭	平原	山岭	平原	山岭
一般最小半径(m)	1 000	700	400	200	700	200	400	100	400	100	200	65	100	30			
极限最小半径(m)	650	400	250	125	400	125	250	60	250	60	125	30	60	15			

缓和曲线是路线弯曲曲线中除圆弧线外的那部分。比如，在直线与圆弧线连接处，车辆由直线进入曲线

时,驾驶员会突然受到离心力,为缓和这种感觉,就需要设置缓和曲线。

缓和曲线作为线形,有三次抛物线、双扭曲线、回旋曲线等,我国用回旋曲线较多。

## 2) 纵断面线形

纵断面线形主要指表示道路前进方向上坡、下坡的纵向坡度和两个坡段的转折处插入的竖曲线两类。

### (1) 纵向坡度

纵向坡度的标准值,要在经济容许的范围内,按尽可能较少地降低车辆速度的原则来确定,与其他路段一样,需要努力保证与设计车速一致的行驶状态。

我国规定各级公路的最大纵坡值应不大于表 8-3-4 的规定。

表 8-3-4 各级公路最大纵坡

公路等级	汽车专用公路						一般公路					
	高速公路									四		
地形	平原	重丘	山岭	平原	山岭	平原	山岭	平原	山岭	平原	山岭	平原
	微丘	重丘	山岭	平原	重丘	微丘	重丘	平原	重丘	平原	重丘	微丘
最大纵坡度(%)	3	4	5	5	4	6	5	7	5	7	6	8
												6
												9

### (2) 坡长

各级公路不同纵坡时的最大坡长可按表 8-3-5 选用。

表 8-3-5 各级公路纵坡长度限制(m)

公路等级	汽车专用公路						一般公路					
	高速公路									四		
地形	平原	重丘	山岭	平原	重丘	平原	山岭	平原	山岭	平原	山岭	平原
	微丘	重丘	山岭	平原	山岭	微丘	重丘	平原	重丘	平原	重丘	微丘
纵坡 坡度 (%)	2	1500										
	3	800	1000	1000								
	4	600	800	900	700	800	700	1000	1000	800	800	
	5	600	700	500	500	500	800	700	800	700	700	800
	6		500	300		300		500		500	400	700
	7					300		300		500		500
	8									300		300
	9											300

### 8.3.2.2 道路路面

路面按力学特性分为柔性和刚性两类。各种沥青路面与碎石路面都属于柔性路面,它具有一定的抗剪和抗弯能力,在重复荷载作用下容许有一定的变形。

水泥混凝土路面属于刚性路面,它具有较大的刚性与抗弯能力,能直接承受与分布车辆载荷到路基的路面结构,承载能力取决于路面本身的强度,如铺设适当的基层可为刚性路面提供良好的支承条件。

道路除应有强度足够的路面结构外,还要有路面行车质量,也就是路对驾驶的便利程度。例如汽车驾驶操作是否自如、乘客是否舒适、行驶费用高低以及轮胎与路面间产生的抗滑性能等。

由于现代汽车减振系统的改进,因路面凸凹不平引起的振动与冲击已有所缓解,路面行车质量明显提高。但是随着汽车性能不断地提高,高速公路上的汽车经常以 100km/h 的速度行驶,为了获得良好的舒适性与安全性,对路面的平整度、抗滑性的要求越来越高。

我国沥青路面平整度采用连接式路面平整度仪或三米直尺控制施工质量。

路面粗糙度可用车辆纵向紧急制动距离、纵向摩擦系数和横向摩擦系数来表示。

路面构造深度是用于评定路面表面的宏观粗糙度、路面表面的排水性能及抗滑性能的指标。路面构造深度愈小表明路面愈光滑,且在一般情况下,摩擦系数变小,丧失渗水、排水的功能,容易产生汽车滑水现象,造成严重的交通事故。因而路面必须保持一定的粗糙度。目前国内新推广的等粒径石子沥青路面(SMA路面)可以在一定程度上解决小雨时路面与车轮的排水问题,从而减少交通事故。

为保证汽车安全行驶,路面必须有较大的摩擦系数。我国用摆式仪测定摩擦系数,它可以测定路面干燥与湿润条件下的纵向、横向的摩擦系数。

表 8-3-6 所示的环境不良路段指高速公路的立交、加速与减速车道;其他各级公路指交叉路口、急弯、陡坡或集镇附近。表中数值对低级公路或年降雨量不大于 500mm 地区可用低值,反之用高值。年降雨量不大于 100mm 的干旱地区可不考虑抗滑要求。括号内数值适用于易形成薄冰的路段。

表 8-3-6 沥青路面抗滑标准

指标 值	路段分类	一般公路		环境不良路段	
		摩擦系数	构造深度 (mm)	摩擦系数	构造深度 (mm)
公路等级	高速公路、一级公路	0.52~0.55	0.6~0.8	0.57~0.60	0.6~0.8 (1.0~1.2)
	二级公路	0.47~0.50	0.4~0.6	0.52~0.55	0.3~0.5 (1.0~1.2)
	三、四级公路	≥0.45	0.2~0.4	≥0.50	0.2~0.4 (1.0~1.2)

我国水泥混凝土路面要求拉毛或压槽深度为 1~2mm,以满足抗滑要求。

轮胎与路面间的摩擦系数随车速增高而减小,最小摩擦系数出现在汽车车轮与路面的滑移率为 15% 的时候。干燥路面上的车速增高,摩擦系数稍稍减小;潮湿路面上随着车速增高,摩擦系数明显地减小。

在研究中发现,公路开通初期路面摩擦系数较大,由此引发的事故极少,但使用一段时间后,路面由于磨损,摩擦系数下降较多,由此引发的事故也逐渐增多,特别是在弯道、坡道处,常发生严重交通事故,这种路面雨天事故率明显升高。提高这些路面的摩擦系数,有利于减少交通事故。表 8-3-7 列出了成渝高速公路重庆段典型路面的摩擦系数和路面构造深度。由表中数据可知路面的干湿摩擦系数相差很大,可达 40% 左右。

表 8-3-7 成渝高速公路重庆段典型路面实测摩擦系数和路面构造深度

重庆成渝 高速公路	缙云山隧道 左线入口 (沥青路面)		缙云山隧道 右线入口 (沥青路面)		右线 317km (沥青路面)		左线 300km+400km (沥青路面)		左线 300km~100km (沥青路面)		
	车道	行车	超车	行车	超车	停车	行车	超车	停车	行车	超车
路面摩 擦系数 (干)	0.75	0.71	0.56			0.63	0.87	0.73	0.80	0.79	0.75
路面摩 擦系数 (湿)	0.46		0.32			0.45	0.43	0.45	0.54	0.44	0.46
路面构造深度 (mm)	1.6	1.7	0.3			0.6	0.3	0.5	0.77	0.85	
										0.53	0.4
											0.3

(撰稿人:虞明)

### 8.3.3 道路通行能力

道路通行能力是指在一定的道路、交通、环境条件下,道路上某断面或某一点在单位时间内所能通过的最大车辆数,其单位通常为辆/h。

道路通行能力是道路的一种性能,是度量道路疏导车辆能力的物理量,故又称为道路容量。当道路上的交通量小于通行能力时,驾驶员驱车前进就会有一些驾驶自由,有变换车速、转移车道和超车的可能性。交

通量等于或接近于通行能力时,车辆的自由度就逐渐降低,直至以同一车速列队行进,如遇干扰就会减速、拥挤、甚至阻塞,从而导致交通混乱。

根据车辆运行状态的特征不同,道路通行能力可分为路段通行能力、交叉口通行能力、匝道和匝道连接点通行能力和交织段通行能力等。

影响道路通行能力的因素主要有道路条件、交通条件、管制条件、环境条件、气候条件和规定运行条件等。

服务水平亦称服务等级,是指道路使用者从道路状况、交通条件、道路环境等方面可能得到的服务程度或服务质量,如可以提供的行驶速度、舒适、方便、驾驶员的视野及经济、安全等方面所能得到的实际效果与服务程度。

评价服务水平的指标有:行驶速度和运行时间、车辆行驶时的自由程度、交通受阻或受干扰的程度、行车的安全性、行车的舒适性和方便性、乘客的满意程度及经济性等。

根据道路为驾驶员和乘客所提供的服务质量的高低,服务水平可划分为不同的等级,其服务质量范围可以从自由运行、高速、舒适、方便、完全满意的最高水平到拥挤、受阻、走走停停、难以忍受的最低水平。

我国在1994年颁布的《公路路线设计规范》中,将公路服务水平分为四级,其高速公路和一级公路基本路段服务水平分级指标见表8-3-8。

表8-3-8 高速公路和一级公路基本路段服务水平分级

服务水平 等级	密度 辆/(km· 车道)	计算行车速度 120km/h			计算行车速度 100km/h			计算行车速度 80km/h			计算行车速度 60km/h		
		a		b	a		b	a		b	a		b
		车速 (km/h)	V/C	最大服 务交通 量	车速 (km/h)	V/C	最大服 务交通 量	车速 (km/h)	V/C	最大服 务交通 量	车速 (km/h)	V/C	最大服 务交通 量
一	≤12	≥94	0.56	1 100	≥81	0.49	1 000	-	-	-	-	-	-
二	≤19	≥86	0.81	1 600	≥75	0.69	1 400	≥69	0.67	1 300	≥53	0.59	1 000
三	≤26	≥73	0.94	1 900	≥66	0.85	1 700	≥64	0.83	1 600	≥50	0.76	1 300
四	≤42	≥48	1.00	2 000	≥48	1.00	2 000	≥45	1.00	1 900	≥40	1.00	1 700
	>42	<48	d	d	<48	d	d	<45	d	d	<40	d	d

注: a. 车速指平均运行车速;

b.  $V/C = \text{最大服务交通量}/\text{通行能力}$ ;

c. 在理想条件下,各级服务水平通行的最大交通量,辆/(h·车道);

d. 在第四级服务水平下半部,交通处于强迫流情况下, $V/C$ 及交通量变化很大且频繁,但最大不会超过第四级服务水平上半部的  $V/C$  及最大服务交通量。

我国公路设计中采用的服务水平原则是:高速公路采用二级,不控制进入的汽车多车道的道路段在平原微丘的乡区采用二级,其他路段采用三级。

### 8.3.4 路段通行能力

路段是指相邻两交叉口之间的连接道路。如果不考虑信号灯、标志和其他因素的影响,路段上的车辆运行状态通常可视为连续的交通流。路段通行能力是分析道路通行能力的重要组成部分,可按基本通行能力、可能通行能力和设计通行能力三步来测算。

#### 8.3.4.1 基本通行能力

基本通行能力是指道路与交通处于理想情况下,每一条车道(或每一条道路)在单位时间内能够通过的最大交通量,记为  $C_B$ 。

作为理想的道路条件,主要是指车道宽度应不小于3.65m,路旁的侧向余宽不小于1.75m,纵坡平缓并有

开阔的视野、良好的平面线形和路面状况。

作为理想的交通条件，主要是车辆组成为单一的标准型汽车，在一条车道上以相同的速度，连续不断地行驶，各车辆之间保持与车速相适应的最小车头间隔，且无任何方向的干扰。

在这样理想条件下建立的车流计算模式所得到的最大交通通过量，即为基本通行能力，亦称理论通行能力。

表 8-3-9 为美国和日本关于基本通行能力的规定及适用于我国的建议值。

表 8-3-9 美、日对地基本通行能力的规定及我国的建议值

道路断面形式	计算单位	基本通行能力(辆/h)		
		日本的道路技术 标准	美国公路通行 能力手册	我国建议采用值
双向双车道	双向往返合计	2 500	2 000	2 000(轿车) 1 000(中型货车)
多车道	平均每一条车道	2 500	2 000	上列数值可视 情况适当折减

#### 8.3.4.2 可能通行能力

可能通行能力是指在实际的道路和交通条件下，单位时间内通过的道路某断面或某一点的最大可能交通量，它是道路的实际最大容量，记为  $C_p$ 。实际上，完全理想的状况是不存在的。这种实际条件与理想条件的差异，将会造成道路理论上的最大容量——基本通行能力折减，故我们可用下式来确定可能通行能力：

$$C_p = C_b \cdot \gamma_1 \cdot \gamma_2 \cdot \gamma_3 \cdot \gamma_4 \cdot \gamma_5 \quad (8-3-1)$$

式中： $C_b$ ——基本通行能力，辆/h；

$\gamma_1$ ——车道宽度折减系数；

$\gamma_2$ ——侧向净空折减系数；

$\gamma_3$ ——纵坡度折减系数；

$\gamma_4$ ——视距不足折减系数；

$\gamma_5$ ——沿途条件折减系数。

各种情况下的折减系数取值可从有关文献中查得。

#### 8.3.4.3 设计通行能力

设计通行能力也称实用通行能力，是指道路根据使用要求的不同，在不同服务水平条件下具有的通行能力，也就是要求道路所承担的服务交通量，通常作为道路规划和设计的依据。只要确定了道路的可能通行能力，再乘以给定服务水平的服务交通量与通行能力之比，就得到设计通行能力。

当在一个方向上的车行道有两条或多于两条时，因车辆经常由外侧车道转入内侧车道或由内侧驶出通过外侧车道，这种车道转移常常影响正常行驶的汽车，主要是外侧车道受干扰最大，故处于不同位置的车行道所受干扰不同，受影响的程度也不同。

通常以靠近路中线或中央分隔带的车行道为第一条车行道，其通行能力为 1(即 100%)；第二条车行道的能力为第一条车道的 0.8~0.9；第三条车道的通行能力则为 0.65~0.8；第四条车道的通行能力则为 0.5~0.65。

#### 8.3.5 交叉口通行能力

##### 8.3.5.1 无信号交叉口通行能力

在无信号交叉口，按照交通规则，主要道路上的车辆优先通行，通过交叉口不用停车，而次要道路上行驶

的车辆,让主要道路上的车辆先行,寻找机会,穿越主要道路上车流的空档,通过交叉口。

主要道路上能够通过的车辆数,按路段通行能力计算,必要时可考虑支路交通干扰引起的折减。次要道路上能够通过的车辆,受下列因素影响:主要道路上车流的车头间隔分布;次要道路上车辆穿越主要道路车流所需时间;次要道路上车流的车头时距大小;主要道路上车流的流向分布。次要道路的通行能力可根据间隔接受理论计算出来,见表 8-3-10。

表 8-3-10 次要道路通行能力(辆/辆数/h)

次要道控制方式	车头时距(s)		主要道路双向交通量				
	$\alpha$	$\beta$	800	1 000	1 200	1 400	1 600
停车标志	9	5	160	110	70	50	30
	8	5	200	140	100	70	50
	7	5	250	190	140	110	80
让路标志	8	3	275	190	130	90	60
	7	3	345	250	185	135	95
	6	3	-	335	255	195	150

注: $\alpha$ —可供次要干道车辆穿越的主要干道车流的临界车头时距,s;

$\beta$ —次要干道上车辆间的最小车头时距,s;

次要道通行能力很少超过主要道路交通量的 1/2;

无信号交叉口的通行能力为主要道路通行能力与次要道路通行能力之和。

### 8.3.5.2 信号交叉口通行能力

当车流量增大到一定值时,车辆穿插通过交叉口是极困难的,当通过量无法按需求均衡时,就需要在交叉口设置信号灯,从时间上将相交车流分开。因此,信号控制交叉口通过能力实质是在有效绿灯时间内通过的最大交通量,它与信号控制设计有密切关系。

#### 1) 一条直行车道的通行能力

$$C_s = \frac{3600}{T} \left( \frac{t_g - t_0}{t_i} + 1 \right) \alpha \quad (8-3-2)$$

式中:  $T$ —信号灯周期,s;

$C_s$ —一条直行车道的设计通行能力,辆/h;

$t_g$ —绿灯相位时间,s;

$t_0$ —绿灯损失时间,s,对于混行车道  $t_0 = 2.3s$ ;

$\alpha$ —折减系数由于混合交叉引起的干扰,建议采用 0.9;

$t_i$ —直行通过停车线的车头时距,s。根据实测  $t_i = 2.5s$ ,  $t_{i\max} = 3.5s$ ,  $t_{i\min} = 1.5s$ , 若为混行车道,  $t_i$  可按表 8-3-11 取值。

表 8-3-11 混合车流中不同比例时,平均车头间隔  $t_i$

大型车:小型车	0:10	1:9	2:8	3:7	4:6	5:5	6:4	7:3	8:2	9:1	10:0
实测 $t_i$ 平均值(s)	2.50	2.58	2.65	2.96	3.12	3.26	3.30	3.34	3.42	3.46	3.50

#### 2) 混合行驶车道的通行能力

混合行驶车道有三种组合形式,即直右车道、直左车道和左直右混行车道,其通行能力分别用  $C_{SR}$ 、 $C_{SL}$ 、 $C_{LSR}$  表示,计算公式如下:

$$C_{SR} = C_s \quad (8-3-3)$$

$$C_{SL} = C_s \quad (8-3-4)$$

$$C_{sl} = C_s K_l = C_s (1 - 0.5 P_l) \quad (8-3-5)$$

式中:  $K_l$ —左转车影响系数;

$P_l$ —左转车占进口交通量的比例

### 3) 交叉口设计通行能力

$$C = \sum_{i=1}^n C_{si} \quad (8-3-6)$$

式中:  $C$ —交叉口设计通行能力,辆/h;

$C_{si}$ —第  $i$  条进口道的设计通行能力,辆/h;

$n$ —交叉口进口道数。

## 8.3.6 高速公路通行能力

高速公路是具有 4 个或 4 个以上车道,并设有中央分隔带,全部立体交叉,并且具有完善的交通安全设施、管理设施、服务设施,全部控制出入,可供汽车高速行驶的公路。高速公路主要由基本路段、交织路段、匝道和匝道连接处三部分组成,如图 8-3-1 所示。

高速公路路段通行能力的确定方法同前,这里着重介绍交织段以及合流点与分流点的通行能力。我国高速公路起步较晚,对其通行能力的研究还不成熟,本节简单介绍美国《道路通行能力手册》(Special Report 209 Highway Capacity Manual) 的分析计算方法。

### 1) 合流部分的通行能力

合流部分的交通流量来自高速公路的原有交通量和匝道部分交通量的总和,这部分的交通量随车道分布而产生变化。根据美国的观测分析,高速公路的外侧车道交通量是匝道交通量和高速公路本身交通量的函数,要求有足够的连接长度,以保证车辆驶入时不发生交织困难。高速公路外侧车道的交通量、匝道的交通量和高速公路的交通量的关系如图 8-3-2 所示,计算公式如下:

$$V_1 = 136 + 0.345 V_f - 0.115 V_r \quad (8-3-7)$$

式中:  $V_1$ —高速公路外侧车道交通量,辆/h;

$V_f$ —高速公路总交通量,辆/h;

$V_r$ —匝道交通量,辆/h。

### 2) 分流部分的通行能力

高速公路与出口匝道连接部分就是车流的分流部分(图 8-3-2),分流部分的通行能力也可采用合流部分通行能力的分析方法,根据美国的观测分析,  $V_f$ 、 $V_r$  和  $V_1$  三者有如下的关系:

$$V_1 = 165 + 0.345 V_f + 0.52 V_r \quad (8-3-8)$$

式中:  $V_1$ —高速公路外侧车道的交通量,辆/h;

$V_f$ —高速公路一个方向的总交通量,辆/h;

$V_r$ —匝道交通量,辆/h。

### 3) 交织路段通行能力

车辆相互交织,一定会影响通行能力,首先必须确定影响系数,为了与其他正常路段采用同样方法进行分析,将总交通量换算成按比例增加的交通量。由此考虑交织的影响,受交织影响后的总交通量(辆/h)的计

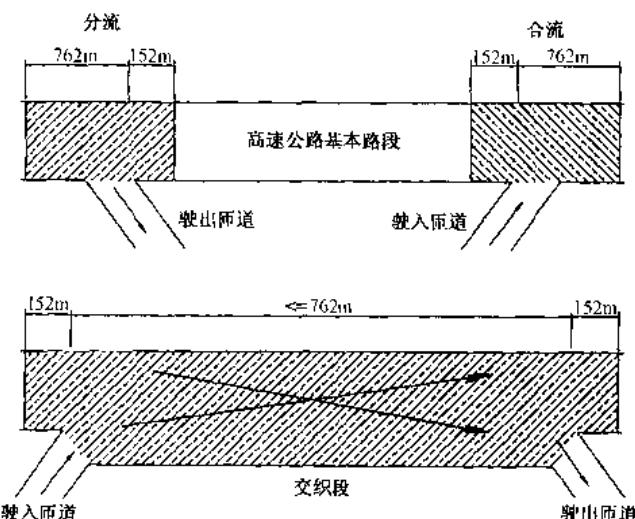


图 8-3-1 高速公路组成和影响范围

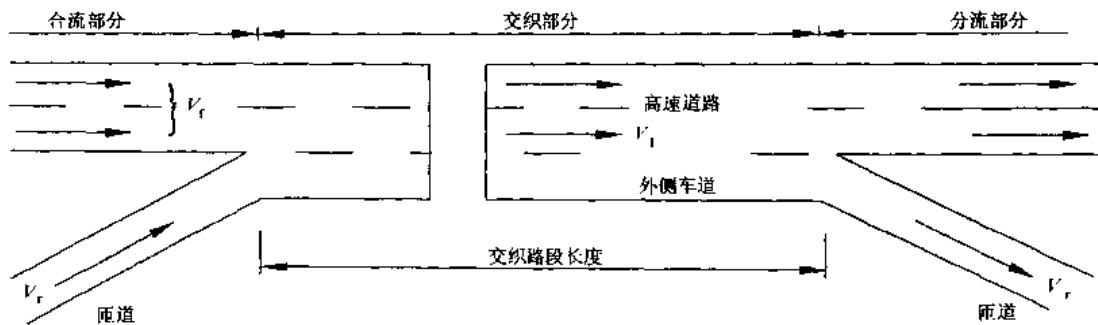


图 8-3-2 合流、分流、交织示意图

算方法如下：

$$C_w = C_{w1} + KC_{w2} + C_{01} + C_{02} \quad (8-3-9)$$

式中： $C_w$ ——受交织影响后的总交通量，辆/h；

$C_{w1}$ ——交织交通流中较大的一股车流量，辆/h；

$C_{w2}$ ——交织交通流中较小的一股车流量，辆/h；

$C_{01}, C_{02}$ ——不交织的交通量，辆/h；

$K$ ——交织影响系数，范围为 1~3；条件越好，越接近 1。

交织路段所需的车道数  $N_w$  计算如下：

$$N_w = \frac{C_w}{SV} = \frac{C_{w1} + KC_{w2} + C_{01} + C_{02}}{SV} \quad (8-3-10)$$

式中： $N_w$ ——交织路段车道数；

$SV$ ——驶入驶出交织路段的一条车道的服务交通量，辆/h。

上述计算公式在美国《道路通行能力手册》中均有详细介绍，应用时可参考有关部分内容。

(撰稿人：韩荣良 周伟)

## 8.4 道路交通规划

道路交通规划是研究社会、经济发展与道路交通的关系，确定道路交通发展建设目标及其实施步骤的综合性工作。其目的是保证道路交通供给的有序协调发展，避免建设的盲目性和低效益，为宏观管理提供科学的决策依据。

### 8.4.1 道路交通规划的基本程序

依据道路所处的地域和范围，可将道路交通规划分为公路网规划、城市道路网规划、停车场规划等。

一般而言，交通规划的基本程序总是包含以下几个主要步骤，这就是：

调查→分析→预测→规划(方案)→评价

#### 1) 调查

调查的目的在于收集和了解规划区域内所有与交通有关的资料数据，为后续的分析评价和发展预测奠定基础。调查的内容通常包括社会经济、综合运输、基础设施、交通状况、建设资金等五个方面，必要时，还需作起讫点调查(OD 调查)，以全面了解人员和货物的出行状况。

#### 2) 分析

分析包含两方面内容：一是道路交通的现状分析；二是道路交通需求与社会经济发展的相关分析。现状

分析的目的，在于发现现存的主要矛盾和找出解决问题的有效途径，通常是依据调查数据，通过计算路网的道路与交通特征参数来完成，这些参数包括网流量、网车速、网容量、饱和度、里程饱和率、交叉口延误等，通过分析这些参数的具体数值，就可明确路网的交通状态。

相关分析的目的，在于探寻社会经济发展与交通需求增长的内在关系，从而根据社会经济发展的要求，明确道路交通发展建设的目标和速度，相关分析的方法有统计分析、灰色关联分析、主成分分析等多种，可根据实际情况灵活选用。

### 3) 预测

道路交通规划中的预测主要包含社会经济发展预测和交通需求预测。社会经济发展预测常依据调查的历史数据，采用惯性原理或类比方法进行，也可依据社会经济发展规划加以确定；而交通需求预测则常采用出行产生、出行分布、交通方式划分和交通量分配这四步模式来进行。

实际上，进行预测时无论是资料收集和处理、预测技术选择，还是对预测模型和结果的分析处理，都需要预测者进行主观判断和灵活处理，它既无统一格式，也没有固定的方法，全靠预测工作者的知识、经验和能力的充分发挥和灵活运用。

### 4) 规划

规划就是方案设计，它是道路交通规划的核心工作。规划方案一般应包括三个方面的内容：一是道路发展建设的合理规模确定，二是道路网的布局优化，三是建设项目的实施计划。道路网的规模用总里程以及各等级道路里程所占的比重（也称道路网的技术等级结构）来反映，总里程代表了量的供给，等级结构则代表了质的水平。

布局优化就是依据区域经济节点的分布、交通流分布以及自然地理条件，进行道路的网路设计，科学地安排各条路线的走向并对其进行功能、地位和作用的划分。实施计划就是建设项目的排序，它是联系规划与建设的纽带。对于建设项目的序列安排，通常是依据项目所在路线的地位、功能、作用以及预测交通量的大小来确定其紧迫程度，同时还需顾及政治、军事等方面的特殊要求以及资金条件的限制。

方案设计总的要求是应达到规模适度、四通八达、结构合理、效益最佳。

### 5) 评价

评价包括规划方案的技术评价、经济评价、社会环境影响评价及建设实施的可能性评价。

综合评价的方法有价值分析、模糊评判、层次分析、专家打分等多种，其要点在于建立较为完备的评价指标体系，科学地确定评价标准以及各指标的权重。实际工作中，能够直接量化的指标应尽可能直接数量化，不能直接量化的定性分析指标亦可通过专家打分的办法间接数量化。

## 8.4.2 交通调查与分析

### 8.4.2.1 交通调查的内容与目的

交通调查是用客观的手段，测定道路交通流及其有关现象，并进行分析，从而了解与掌握交通流的规律。道路交通调查涉及人、车、路与环境等综合交通系统中的各个方面，主要内容有：交通量调查、地点车速调查、车流密度调查、道路通行能力调查、行车延误调查、起讫点调查、车辆停放调查、交通事故调查、行人交通调查、交通环境调查（交通噪声调查、车辆废气调查）等。以下重点介绍交通量调查、地点车速调查和起讫点调查。

### 8.4.2.2 交通量调查

#### 1) 区域交通量调查

系指以掌握某一区域的交通量大小及变化为目的，在区域内各不同路段及不同交叉口处进行的交通量调查。

#### 2) 小区边界线交通量调查

对客货业务繁忙地区，如特定经济区、城市及城市圈等需要作小区边界线交通量调查。调查时将地区包

围线(小区边界线)与进入该地区道路的相交处作为调查点,分别调查进入和驶出小区方向的交通量,这一调查与起讫点和其他交通调查同时进行。

### 3) 核查线调查

这种调查是以河流、丘陵、铁道等地形及地物边界线或其他人为设立的检查线为分界线,调查分界线两侧区域相互往来穿过检查线的交通量。这种调查一般是为了检验起讫点调查资料的可靠性。

### 4) 特定地点的交通量调查

这种调查是为满足交通管理与信号控制的需要而在特定地点进行的交通量调查。一般调查各周日的平均交通量,如星期三平均日交通量、星期六平均日交通量,以及某周日的高峰小时交通量等。

## 8.4.2.3 车速调查

车速调查有地点速度调查和区间速度调查两类。

### 1) 地点速度调查

#### (1) 调查地点与时间

调查地点一般应选择视野条件好,不受其他信号等因素影响的路段,并应避开交通异常时间。

#### (2) 调查抽样率

地点车速调查,常用随机抽样方法。调查总样本数量不应少于 150 辆,其中单一车种不应少于 50 辆,且测速时段不宜过短,一般应在 1h 以上。此外,调查时应避免人为的主观选择,保证抽样的随机性。

#### (3) 调查方法

地点速度的调查方法很多,几种常用的方法有:人工测定法、使用测速仪测定法和车辆感应器测定法等。

### 2) 区间速度调查

#### (1) 调查区间与时间

对于一般目的的区间车速调查,调查区间应选择在主要交叉口之间无大量出入车辆的路段,且区间的起讫点应选在无交通阻塞处;当为交通管理目的时,应在拟定管辖地区选择;当为评价交通措施效果时,事前、事后调查应选择相同路段。

调查时间的选择,可分上午、下午高峰与白天和夜晚非高峰等 4 个时段,每次应连续 1h 以上,且应避开节假日、假日及天气不良时间。而在进行事前、事后调查时应选择相同季节、相同周日及相同天气条件。

#### (2) 调查方法

区间速度的调查要实测车辆通过某一已知长度路段的时间,有多种方法。几种常用方法有:试验车观测法、车辆牌照对照法和试验车跟车法等。

## 8.4.2.4 交通量调查

起讫点调查,又称 OD 调查,取自两个英文单词 Origin(起点)和 Destination(终点)的第一个字母。它在交通规划、公路可行性研究中占有极为重要的地位,其目的是收集研究区域内客流和货流的交通特性、获得各类出行的分布与数量方面的资料,从中推算远景年的交通量,为交通规划、公路可行性研究提供基础数据。

通常,OD 调查可分为两类:客流 OD 调查与货流 OD 调查。前者的调查重点为起讫点分布、出行目的、出行方式、出行时间、出行距离、出行次数等;后者的调查重点为货源点与吸引点分布、货流分类数量与比重、货运方式分配等。

OD 调查的方法有:

①家访调查 对居住在调查区的住户进行抽样家访。由调查员当面了解该户全体成员全天的出行情况。

②发(收)表调查 将调查表格发给机动车驾驶员,由他们填写后回收。

③路边询问调查 在主要道路或城市出入口上设调查点,让车辆停下,询问该车的起讫点以及其他出行资料。抽样率可取 20%~50%。

④明信片调查 和发(收)表调查类似。将已付寄回邮资、印有调查项目的明信片在不同地点分发给驾

驶员(或车主) 明信片上预先印好表示调查站的代号。明信片的不同颜色代表车辆的不同分类。采用此方法需有大于 20% 的回收率方为有效。

③工作出行调查 对调查区内的职工抽样进行居住地点和工作地点的调查,由于这项资料可从工作单位的现成档案中抄得,因此大大减轻调查的工作量。虽然这只限于工作出行,但却是城市客流的主体,故对于公共交通规划特别适用。

#### 8.4.3 道路交通需求分析

道路交通需求分析就是依据社会经济和土地利用的发展变化情况,科学地分析交通需求的变化趋势,最终预测确定路网中各路段的交通量。交通量预测不同于其他问题,不仅有数量的大小,而且有流动的方向。国际上通行的办法是将人们的交通行为划分为从哪儿来、到哪去、乘什么交通工具、走哪条路线等 4 个环节,由此而建立出行产生、出行分布、方式划分和交通量分配等四步模型,从全过程完成交通需求的分析预测。详见有关的参考文献。

#### 8.4.4 道路网建设规划方案设计

##### 8.4.4.1 城市道路网络设计

城市道路网是城市的骨架,在很大程度上影响着城市的发展方向和规模。城市道路网布局决定了商业区、住宅区的交通条件,决定了城市电力、通信、燃气、上下水、地铁、轻轨等公共设施的布局骨架。城市道路网的布设,有方格网、线形或带形、环行放射式、交通走廊式、方格环形放射式、手指式、星状放射式等基本类型。布局的出发点有充分发展轿车、限制市中心发展、保持市中心强大、运输综合费用最小、限制交通的战略等。通常在布设时要考虑以下几点:

- ①城市总体布局与区域规划。
- ②城市的历史与自然环境。
- ③城市地形与土地利用。
- ④城市规模、性质。

##### 8.4.4.2 公路网布局方案设计

公路网布局也要从区域产业分布、土地开发等角度,结合区位需求进行布设。我国在近十余年来实践表明效果不错的一种方法是逐层展开路网布局方法。

其基本概念是:首先确定路网必须连通的控制点——节点,通常为规划范围内重要的城镇、厂矿和运输枢纽。对节点的重要性,也就是节点的社会经济活动总量作出评价和排序,一般可按“很重要”、“较重要”、“一般”三个层次划分。再根据节点的层次和连通节点的路段,逐层开发最优树布设,并在此基础上形成区域公路网布局。若国道主干线、国道与优化网络有较大差异(未从很重要节点通过)时,可认为更大范围的联系需求与本区域经济格局有差异,一般应将国道主干线、国道也作为区域路网的干线道路;考虑区域经济开发、国防建设的需求,增加因特殊要求而需增加的道路,并对路网进行适当调整。

(撰稿人:王元庆 王志 周伟)

##### 8.4.4.3 交通规划建设的国防要求

交通规划建设应充分考虑国防和军事上的要求。主要包括以下几个方面:

①改善国防公路网布局 国防公路网是指根据国防需要,在国家公路干线网基础上选定或专门修建的公路而构成的网络体系。包括沟通战略区域,连接战区方向、指挥枢纽、军事基地、部队驻地,形成干支相连、纵横贯通、便于其他运输方式转换和衔接的道路体系。

②提高通行能力 一般讲,国防公路等级不小于 3 级,边海防公路等级不小于 4 级。对于经常有重武器装备通行的路段,应适当提高其桥涵建筑物及平纵横面设计标准。道路桥梁立交时,其下净空应满足特大型

武器装备通行的要求。

③有利于防护和抢修 修建高速公路时,尽量避免高路坡,中间隔离带每间隔一定距离设一段活动隔离带,重点桥梁两端修建或预设计出入口,重点立交桥两端进行迂回路预设计。公路主要设备和重点建筑物在总体布置上便于疏散、隐蔽,在结构设计上提高其抗炸、抗毁能力。重点公路线路尽量避开水网、稻田或泥沼地段。

(撰稿人:虞明)

#### 8.4.5 停车场规划

停车场是供车辆停放的场所。停放是车辆使用中的重要状态之一,只有设置好城市内的停车场,才能避免车辆的乱停乱放,保障道路畅通、市容美观,减少交通事故,提高道路通行能力。伴随中国机动化的迅速发展,城市中心区停车问题日益引起人们的重视。停车场规划要从管理体制与制度、停车场建设资金的有效供给、停车场泊位需求及供给、场地布设等综合考虑,管建并重,才能使城市停车步入良性循环。

停车场规划是城市总体规划及城市道路交通规划的组成部分之一,在城市分区详细规划中,要对总体规划中提到的停车场提出布置要求、用地控制性坐标和标高。

##### 1)城市总停车面积估算

可以按城市机动车拥有量或总人口用表 8-4-1 所示公式测算,系数取值如表 8-4-2、表 8-4-3 所示。

表 8-4-1 城市总停车面积估算公式

公式	字母含义
$F = m \cdot a \cdot n$	$F$ —规划期末城市总停车面积( $m^2$ ); $m$ —规划期末城市机动车拥有量(辆),应按表 8-4-2 换算成当量轿车; $n$ —使用停车场车辆百分率,介于 5%~15%; $a$ —轿车单位停车面积,可查表 8-4-3。
$F = p \cdot b$	$F$ —规划期末城市总停车面积( $m^2$ ); $p$ —规划期末人口数( $P$ ); $b$ —城市人均停车面积,一般为 $0.6\sim1.0m^2/P$ 。

表 8-4-2 停车场设计外廓换算系数  $m$

车型	微型汽车、三轮摩托车	轿车	中型车	大型车	铰接车	二轮摩托车	自行车	人力三轮车
换算轿车	0.7	1.0	2.0	2.5	3.5	0.1	0.06	0.2
换算自行车	—	—	—	—	—	1.5	1.0	3.0

表 8-4-3 轿车单位停车面积

停车方式	平行式	斜列式				垂直式	
		30°	45°	60°	60°		
前进停车	前进停车	前进停车	前进停车	后退停车	前进停车	后退停车	
单位停车面积( $m^2$ )	33.6	34.7	28.8	26.9	26.1	30.1	25.2

##### 2)各类建筑配建停车场泊位指标

各类建筑应考虑服务对象、性质、车辆到达和离去特征、土地利用布局等因素确定配建泊位,无实际资料时可参照表 8-4-4。

表 8-4-4 各类建筑配建的停车场车位指标最小值<sup>④</sup>

建筑类别	车位指标单位	机动车位数 <sup>⑤</sup>		非机动车位数 <sup>⑥</sup>	
		I	II	I	II
旅馆 <sup>⑦</sup>	大城市	每客房	0.20	0.08	0.05
	中小城市	每客房	0.18	0.16	0.04

续上表

建筑类别	车位指标单位	机动车位数		非机动车位数	
		I	II	I	II
饮食店	每百平方米建筑面积	1.70		3.60	
办公楼 <sup>①</sup>	每百平方米建筑面积	0.40	0.25	0.40	2.0
商业场所 <sup>②</sup>	每百平方米建筑面积	1.50	0.30		7.5
体育馆(场) <sup>③</sup>	每百座位	2.50	1.00	20.0	20.0
影剧院 <sup>④</sup>	每百座位	3.00	0.80	30.0	20.0
展览馆	每百平方米建筑面积	0.20		1.50	
医院	每百平方米建筑面积	0.20		1.50	
游览场所 <sup>⑤</sup>	每百平方米建筑面积	0.12	0.08	0.50	0.20
火车站	高峰日每千旅客	2.00		4.00	
客运码头	高峰日每千旅客	2.00		2.00	
长途汽车站	高峰日每千旅客	2.00		3.00	
航空港	高峰日每千旅客	2.00			
图书馆	高峰日每千旅客	15.00			
住宅 <sup>⑥</sup>	每50户	0.50			1.50

注:①车位指标不包括本部门职工所用的停车位,这部分停车位(自行车车位/每个职工)应不小于本单位职工人数的30%。

②机动车车位数以轿车车位为计算当量车位。

③非机动车车位数以自行车车位为计算当量车位。

④I—接待外国人和港澳台侨为主,II—接待国内旅客为主。

⑤I—中央、省级机关、外贸机构及外国驻华办事机构,II—其他机构。

⑥I—接待外国人和港澳台侨为主,II—其他商业场所。

⑦I—体育馆座位≥4 000座、体育场座位≥15 000座,II—体育馆座位<4 000座、体育场座位<15 000座。

⑧I—省、市级和相当于省、市级的影剧院,II—一般影剧院、文化宫。

⑨I—名胜古迹、古典园林、郊区风景旅游点,II—一般城市公园。

⑩I—国内高级住宅以及外国人、港澳台侨使用的住宅,II—普通住宅。

(撰稿人:王元庆 王志 周伟)

## 8.5 交通管理与控制

所谓交通管理就是按照既定的交通法规,根据道路的交通情况,运用各种手段、方法和工具,采取某些限制措施,科学地组织、指挥交通。所谓交通控制就是运用现代化的信号装置、通讯设施、遥控、遥测及电脑设

备等对动态的交通准确地调度,使其安全通畅地运行,两者结合起来就构成交通的管理系统。

### 8.5.1 交通管理的基本方法

#### 1) 交通分离

在道路上运行的各种交通方式如机动车、行人、自行车、畜力车等进行空间分离、时间分离、法规分离和物体分离,达到各行其道的目的。

#### 2) 交通流调整

交通流调整主要是指时间性交通流调整和空间性交通流调整。时间性交通流调整包括错开上下班时间,分区分系统的星期休息日,组织夜间施工、货物运输,设置定时、限时的单行线,封闭道路,设置定时的公共汽车、自行车专用道等。

空间性交通流调整包括开辟环路、干道以吸引交通流,开辟过境交通专线,实行单向交通、环行交通,实行可变车道控制,禁止车辆在某些路口左转弯、设置公共汽车、自行车专用道路系统等。

#### 3) 交通流优先

交通流优先是对道路上或某车道上的某种交通给予特殊待遇,使其只有优先使用道路的权力。

#### 4) 交通流速度限制

交通流速度限制的实施是通过交通法规规定各类车辆在不同等级道路上的最高行驶车速,或某区域、某路段机动车流速度的限制。

#### 5) 交通总量削减

交通管理应使道路既要满足交通要求,又要使道路交通最省时、缩短行程,还应设法减少交通量,使之畅通。这就需要合理布局,采用诸如优先发展公共交通等措施。

### 8.5.2 交通法规与道路交通标志

#### 8.5.2.1 交通法规

##### 1) 道路交通法规的含义

道路交通法规是国家在道路交通管理方面制定的维护交通秩序,保障交通安全、畅通的规则、规定、办法和技术标准等的总称。道路交通法规是由立法机关正式颁布的一种带强制性的行政法规,不仅具有严肃的法律性质,而且具有科学依据,是调节人、车、道路相互之间关系的准则,是一切参与道路交通活动的部门、单位和个人都必须遵循的行为规范,也是国家各级交通管理部门执法管理交通的职权依据。

##### 2) 交通法规的作用

制定和实施交通法规的根本作用是为了建立和维护有利于人民利益的交通秩序和在交通管理活动中形成的各种社会关系,其作用主要是:

- ①指引作用 它告诉人们可以做什么、不能做什么、必须做什么;
- ②评价作用 可用以判断、衡量人们的交通行为是合法还是违法;
- ③预测作用 人们可以预测到或预见到自己的交通行为是否合法,会产生什么样的法律后果;
- ④教育作用 通过法律制裁或法律褒奖使人们从中受到教育;
- ⑤强制作用 它能对企图越轨的人产生一种心理强制,从而起到一种预防的作用。

##### 3) 交通法规的内容

《中华人民共和国道路交通管理条例》主要包括下列内容:

- ①总则。说明制定交通法规的目的和指导思想,确定适用范围,指出权利和义务并规定通行原则。
- ②交通信号、交通标志和交通标线。
- ③车辆牌照、灯光、音响、制动、检验。
- ④驾驶员应具备的条件、培训、审核。

- ⑤车辆装载(货物、乘客)的规定。
- ⑥各种车辆运行、驾驶、停放的规定。
- ⑦行人和乘客必须遵守的规定。
- ⑧道路使用与管理的规定。
- ⑨交通违章处罚和事故处理的规定。
- ⑩附则。

#### 8.5.2.2 道路交通标志

道路交通标志就是指把交通指示、交通警告、交通禁令和指路等交通管理与控制法规用文字、图形或符号形象化地表示出来，设置于路侧或道路上方的交通管理设施。见“中华人民共和国标准 GB5768—1999《道路交通标志和标线》。”

#### 8.5.3 高速公路的交通控制

高速公路交通管理的目的在于平时预防自然拥塞，如当交通量超过道路通行能力时，就实行进入控制，禁止车辆驶入高速公路；万一发生交通事故等紧急情况，迅速解除由此产生的拥塞情况，如实行控制驶出，禁止驶入等措施。另外，随着高速公路的使用，常对其周围环境造成影响和损害。为了保护环境，应在交通情况对环境和人群将会造成危害时，实施交通控制。

高速公路由于除匝道处外，不能直接出入，因此高速公路应以匝道处的控制为中心，即出入口处的控制。控制出入口可以保持车速-密度-间距的最佳组合。

高速公路的交通控制通常是利用监控系统来完成，该系统一般由控制系统、监视系统、情报系统、传输系统、中心控制和显示系统等五个部分组成。

##### 1) 控制系统

包括：高速公路干道本身的控制；驶出匝道控制；驶入匝道控制。

##### 2) 监视系统

监视作为获悉发生偶然事件的一种手段，能帮助管理人员迅速采取行动，这些行动措施包括：在发生偶然事件后，提供紧急服务（如消防、警察、救护等）；在车辆发生故障的情况下，提供修理服务；在偶然事件可能影响的范围内，为汽车驾驶者提供情报服务。

监视系统一般采用的方法有：

电子监视；工业电视；航空监视；电话系统；驾驶员援助使用系统；民用频道无线电发报机；警察和公路巡逻车。

##### 3) 情报系统

即信息系统，使用最多的是视觉和听觉传递。常用的情报系统可分为：可变情报系统、汽车内显示、无线电系统等。

##### 4) 传输系统

传输系统是控制设备的原始交通情报收集和控制指令发送确认的通道，系统的类型取决于传输距离。信息传输的方法可以分为四类，即：直达电缆、电话线、无线电和微波等。

##### 5) 中心控制和显示系统

① 中心控制：大多数自动交通控制系统的心脏（即控制中心）是一台电子计算机。计算机的功能是分析处理检测器的情报，控制信号和可变情报标志，为显示和记录设备提供情报数据。

② 中心显示：为一大型地图，它可提供系统运行的直观显示，在控制地区的地图上可显示出在高速干道、匝道和周围道路上的交通情况；车辆停驻、通过检测器的感应显示；以及以不同颜色灯光显示道路平均占有率等。

高速公路交通控制的流程如图 8-5-1 所示。

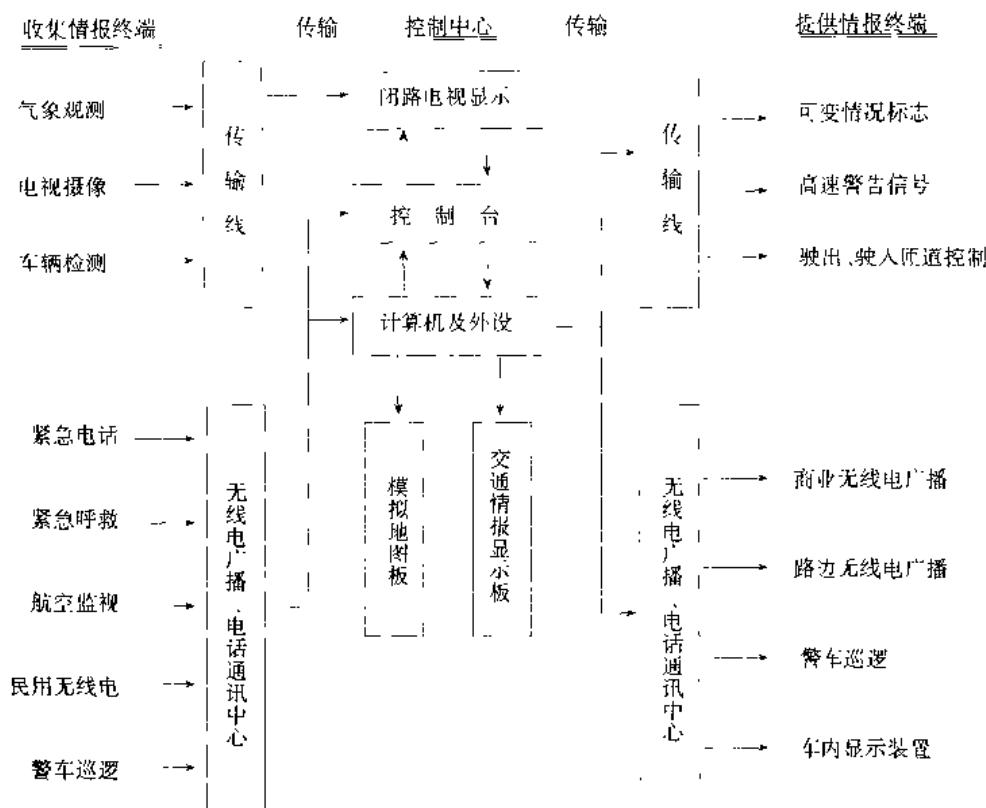


图 8-5-1 高速公路交通控制系统流程

(撰稿人:王建军)

## 8.6 道路交通安全

### 8.6.1 交通事故

交通安全是国民经济发展和社会安定的重要方面,也是道路交通管理的两项基本任务(安全和通畅)之一。据有关专家预测,到2000年,全球百年内的交通事故死亡人数将达到三千多万人,每年有将近60万人死于道路交通事故,受伤人数将达2000万人。我国交通安全情况也很严重,统计资料显示,1999年交通事故死亡人数已超过8.3万人,居世界第一位。同发达国家相比,我国仍是一个交通事故比较严重的国家。图8-6-1示出了1970~1999年我国交通事故次数、死亡人数的统计数据。

交通事故一直被认为是很难控制的随机事件,是不可能被消灭的,但增加硬件设施的建设,加强对交通安全的研究,不断提高管理水平,增加管理手段中的高科技含量,努力把事故数降下来,还是能够做到的。

根据《道路交通事故处理办法》(1991年国务院发布),道路交通事故是指车辆驾驶人员、行人、乘车人及其他在道路上进行与交通有关活动的人员,因违反《中华人民共和国道路交通管理条例》和其他道路交通管理法规、规章的行为(以下简称违章),过失造成人身伤亡或财产损失的事故。

我国道路交通事故等级划分(1991年公安部《通知》):

①轻微事故:是指一次造成轻伤1~2人;或机动车事故财产损失不足1000元,非机动车事故损失不足200元的事故。

一般事故:是指一次造成重伤1~2人;或轻伤3人以上10人以下;或财产损失不足3万元的事故。

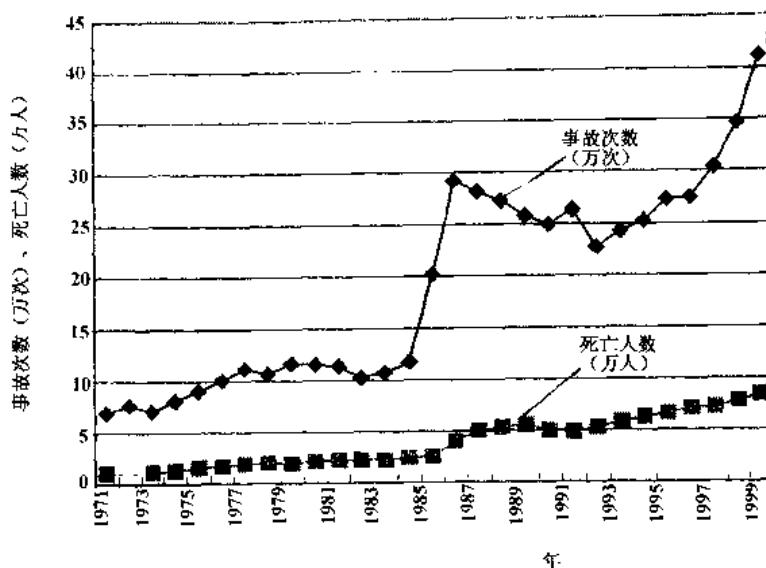


图 8-6-1 1970~1999 年我国交通事故次数、死亡人数统计

重大事故：是指一次造成死亡 1~2 人；或重伤 3 人以上 10 人以下；或财产损失 3 万元以上不足 6 万元的事故。

特大事故：是指一次造成死亡 3 人以上；或重伤 11 人以上；或死亡 1 人、同时重伤 8 人以上；或死亡 2 人、同时重伤 5 人以上；或财产损失 6 万元以上的事故。

### ② 道路交通事故统计规定：

死亡，以事故发生后 7 天内死亡为限；重伤，按司法部、最高人民法院、最高人民检察院、公安部发布的《人体重伤鉴定标准》执行；轻伤，按最高人民法院、最高人民检察院、公安部、司法部发布的《人体轻伤鉴定标准(试行)》执行；财产损失，是指道路交通事故造成的车辆、财产直接损失折款，不含现场抢救(险)、人身伤亡善后处理的费用，也不含停工、停产、停业等所造成的财产间接损失。

不列入统计范围的事故包括：轻微事故；厂矿、农场自建的不通行社会车辆的专用道路，用于田间耕作供农具行走的机耕道，机关、学校、单位大院内、火车站、汽车总站、机场、货场内道路上发生的事故；参加军事学习、体育竞赛、断路施工的车辆自身发生的事故；在铁路道口和渡口发生的事故；蓄意驾车行凶杀人、自杀，精神病患者、醉酒者自己碰撞车辆发生的事故；车辆尚未开动发生的人员挤摔伤亡事故；由于地震、台风、山洪、雷击等不可抗拒的自然灾害造成事故。

## 8.6.2 交通安全评价

交通安全评价，是根据交通事故调查获得的原始资料，对事故现象进行统计和分析，通过一系列评价指标从量上客观地反映交通的安全程度，并找出事故发生的规律和原因，以便有效预防。

### 8.6.2.1 交通事故调查

交通事故调查有事故现场调查和事故统计调查两种。事故现场调查是事故统计调查的基础工作，事故统计调查是对事故进行统计分析的基础工作。

#### 1) 事故现场调查

现场调查的内容有时间调查、空间调查、身心调查、车辆与交通环境调查及后查调查五个方面。通过对车、路与伤亡人员的技术检验和对当事人及相关人员的讯问与访问，绘制出事故现场图，写出现场调查记录，并填写事故登记表。

#### 2) 统计调查

交通事故统计调查是交通管理部门通过事故登记表和事故统计报表,按照一定程序完成的。在进行事故统计调查时,一定要确保资料的准确、全面和及时,为此,除现场调查人员要真实全面地记录事故的有关信息之外,统计调查人员还应对调查获得的原始资料进行认真地审核和整理。

### 8.6.2.2 交通事故评价指标

交通事故的评价指标主要有绝对指标和相对指标两种,此外还有以平均指标和动态指标用于分析比较。

#### 1) 绝对指标

绝对指标也称四项指标,即交通事故发生次数、因交通事故造成死亡人数、因交通事故造成受伤人数、因交通事故造成直接经济损失数。

绝对指标用来反映事故总体规模和水平的绝对值数量。根据所反映的时间状况的不同,绝对指标可分为时点指标和时期指标,前者反映某一时刻上的规模和水平,后者反映某一时间间隔的累积总量。

绝对指标是认识事故总体的起点,又是计算其他几种指标的基础,在事故统计分析中具有重要意义。

#### 2) 相对指标

相对指标是通过事故总体中的有关指标进行对比而得到的,如万车死亡率、10万人死亡率、万名驾驶员肇事死亡率等。利用相对指标可深入地认识交通事故的发展变化过程、内部构成、对比情况、事故强度等。此外,还可把一些不能直接进行对比的绝对指标放在共同基础上来分析比较。

我国现今沿用事故次数等4项指标与前一年度同期对比,这虽有必要,但难以客观地评价某地的交通安全度,也不利于有针对性的采取措施,有待改进。

对此,我国目前增设了一些评价指标,主要有发展速度指标或增减速度指标、结构相对比较指标、万车死亡率、10万人死亡率、自行车10万车死亡率等。

计算事故率的通用公式是:

$$\text{事故率} = \frac{\text{事故总量}}{\text{显示数}} \times \text{基数}$$

式中:事故总量(数)——事故次数、受伤人数、死亡人数、财产损失;

显示数——总的人口数、车辆数、车公里;

基数——10万人口,万辆注册车辆。

例如:

$$\text{万车死亡率} = \frac{\text{全部死亡人数}}{\text{机动车数}} \times 10^4 (\text{人}/\text{万台车})$$

$$10 \text{万人死亡率} = \frac{\text{全部死亡人数}}{\text{人口数}} \times 10^5 (\text{人}/10 \text{万人})$$

(撰稿人:虞明)

### 8.6.3 交通安全的改善

道路交通是包含有四个主要因素(道路使用者、车辆、道路和控制设施)的开放式复杂系统,解决交通安全问题最基本的方法就是在政府部门的直接领导下,运用系统工程理论,依靠法规、教育及工程三个方面措施来保证道路交通实现安全通畅的目标。

#### 1) 加强驾驶员的培训和管理

从交通事故发生原因的分析中可以看出,有80%~85%的交通事故是由于人的违规行为造成的。这些行为主要可以归纳为超速行驶、违章驾车、疏忽大意、措施不当、疲劳驾驶、酒后驾车、判断失误等。

国内外对交通事故的调查研究表明,在驾驶人群中存在事故倾向性(Accident Proneness)问题,即在相同危险程度条件下连续工作的一群人中,事故总比较集中发生在少数人身上。并由此建立了一种驾驶适宜性理论。而驾驶员的驾驶适宜性是由驾驶员的先天素质和后天学习的技能构成的。所以如果能了解这些规律,在培训、管理等各个环节有针对性地采取相应的措施,就会有助于降低交通事故率。例如,日本交通运输系统、警察及保险系统应用驾驶适宜性理论及据此开发的检测仪器对职业驾驶员开展轮训检测、对事故驾驶

员进行再教育检测、对加入保险的驾驶员进行入保检测。经过长期努力、有效地抵制了交通事故的发生，使日本成为交通事故各项指标最低的国家之一。

### 2) 提高车辆的安全性

从车辆方面提高交通安全性能，可以从改善车辆结构性能和使用两个方面来考虑。在车辆结构性能上可分为主动安全性和被动安全性。主动安全性就是预防交通事故的性能；被动安全性就是指发生交通事故后尽量减轻伤害的性能。

在运行中的车辆不发生故障和不在故障状态下工作是安全运行的基本条件。据我国典型调查表明，现有运行车辆中有50%左右属于机构失调、带病运行，特别是个体车辆更为严重。因此应强化营运车辆的技术管理，坚持定期诊断制度和视情维修制度，确保车辆的技术状况完好。

在车辆的机械事故中，以制动系统和转向系统故障引发的交通事故比例最大，见表8-6-1。

表 8-6-1 1995 年我国交通事故中机械故障事故数统计表

故 障 种 类	制 动 失 效	制 动 不 良	转 向 失 效	灯 光 失 效	其 他
事故次数	3 545	5 442	1 299	688	2 520

### 3) 改善道路交通安全条件

道路交通安全条件是指道路系统保证交通安全的技术条件，为此需要注意：

- ①重视道路交通规划，形成一个道路交通各要素相互协调的交通环境。
- ②注意改造现有的标准较低的道路。
- ③完善道路交通安全设施，包括：交通标志、标线、安全护栏、防眩设施、隔离栅和防护设施、视线诱导标（反射器）和道路照明等。
- ④加强道路的日常养护。

### 4) 建立良好的交通环境

- ①开展交通安全教育，提高全民的交通安全意识。
- ②合理利用道路设施。
- ③改善交通管理，运用卫星定位装置等技术适时处理交通流信息。

表8-6-2所示为交通安全改善项目的示例。

表 8-6-2 交通安全改善项目示例

因 素	事 故 前	事 故 中	事 故 后
人	驾驶训练 交通安全教育 交通管理	使用安全带 使用头盔	对违章者的处分和再教育 伤害者的治疗
汽车	可靠性 视野性 行驶性能	乘员约束装置 车体结构 对行人的保护措施	防止火灾 紧急脱出性
道路交通环境	道路结构 道路安全设施 交通规划	防护栏 路旁结构物	紧急联系设施 急救医疗体系 赔偿制度

## 8.7 道路交通环境保护

### 8.7.1 汽车噪声污染及其防治

城市环境噪声的主要构成有:交通噪声、生产噪声、建筑施工噪声和社会噪声等。在一些大城市中,交通噪声约占城市噪声的75%。因此汽车噪声的防治对于改善城市生态环境有着十分重要的意义。

#### 8.7.1.1 交通噪声的计量

测量噪声常用的仪器是声级计,声级计上一般都设置A、B、C三个计权网络,其中A网络是模拟人耳等响曲线设计的,测得的噪声值很接近人耳的感觉,其读数值称为A声级,记为dB(A)。

《公路建设项目环境影响评价规范(试行)》规定,交通噪声评价量为等效连续A声级,即一定时间段内的噪声连续测值的A计权值,写作 $L_{Aeq}$ ,见表8-7-1。

表8-7-1 城市区域环境噪声标准(GB3096—1993) 等效声级: dB(A)

类 别	昼 间	夜 间	适 用 区 域
0	50	40	特别需要安静的地区
1	55	45	居住、文教机关地区
2	60	50	居住、商业、工业混合区
3	65	55	工业区
4	70	55	交通干线两侧区域

#### 8.7.1.2 公路噪声污染防治措施

##### 1) 改良汽车性能

从汽车噪声发生的机理入手,改善汽车技术性能,减少发动机的进气噪声、排气噪声、风扇噪声和燃烧噪声,以及车体振动噪声、制动摩擦噪声和轮胎噪声,减小噪声的发生源,同时要严格车辆报废制度,加速汽车更新。

##### 2) 道路设计

道路设计主要是采用光滑路面,减小路面坡度、弯度,以及公路选线尽量远离学校、医院以及较大居民点等措施。高速公路距学校、医院距离应大于100m,二级以上公路距学校、医院距离应大于60m。

##### 3) 公路声屏障设计

声屏障是建筑在公路和沿线居民区之间的实体保障物,声波传播过程中遇到屏障时,一部分被反射,一部分被吸收,还有一部分被透射、绕射(图8-7-1)。有效的声屏障一般能降低噪声5~15 dB(A)。

##### 4) 绿化

树木有良好的隔音和吸音的作用。

##### 5) 加强交通管制

通过合理的交通控制使道路交通畅通,避免不必要的喇叭声、制动声和起动声。某些道路禁止鸣喇叭,限制大型货车进入,控制噪声强度。

### 8.7.2 汽车废气污染及其防治

随着社会发展,机动车交通量迅速增加。这些机动车排出的大量废气对周围环境造成的污染日益引起人们的关注。

#### 1) 汽车废气主要污染物

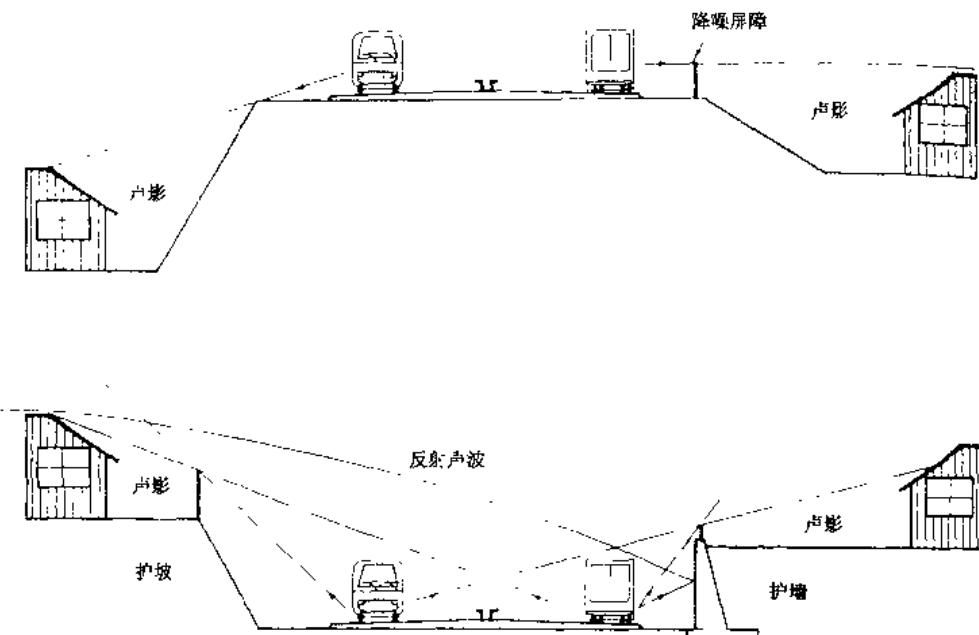


图 8-7-1 降噪屏障效果示意图

废气污染物主要是内燃发动机中石油制品燃烧后所排出的。主要有：一氧化碳(CO)、氮氧化物(NO<sub>x</sub>)、碳氢化合物(HC)、烟尘和粉尘微粒。在禁止使用含铅汽油前还有铅化物。

这些废气会对在具有大量车辆运行地区的周边活动人群的健康带来不同程度的危害。

#### 2) 汽车废气污染防治措施

内燃机机动车的排放物污染问题已引起国家和社会的高度重视。国家首先从严格限制机动车的尾气排放着手，公布了各种法规条例，逐步加严控制指标。同时禁止使用含铅汽油，大力推广不以石油燃料为动力的机动车辆。这些都是力求从根本上解决的措施。

汽车尾气排放物形成的污染主要是在道路沿线。为此在交通规划中可采取以下防范措施：

- ① 线路设计：公路选线尽量远离学校、医院及较大居民点。
- ② 防污染设计：栽植绿化林带，选用具有吸收污染物性能的植物栽种在道路沿线。
- ③ 加强通风：隧道和停车库应考虑采用强制通风。

### 8.7.3 公路交通环境影响评价

公路交通环境影响评价(Environmental Impact Assessment of Highway and Traffic)是指对公路建成营运后，由于汽车尾气、噪声和路面污染物对周围环境的污染，以及公路交通对经济、安全、通行、交往、自然景观等方面的作用和导致的环境变化，和由此引起的经济效益进行评估，并进行各种替代方案的比较(包括不行动方案)，提出各种减缓措施，把对环境的不利影响减少到最低程度的活动。

#### 1) 一般规定

① 高速公路、一级公路和经过水源保护区、自然保护区、风景名胜区、文物古迹保护区、经济林带、大中城市的二级公路，以及具有特殊意义的公路，应编制《公路建设项目环境影响报告书》，对公路建设项目产生的污染和对环境的影响进行全面、详细的评价；

② 公路建设规模较小、沿线环境状况比较简单的二级公路及其他具有特殊意义的公路，对环境可能造成轻度影响，应当编制环境影响报告表。

#### 2) 评价内容

公路环境影响评价内容一般为：生态环境影响评价，环境噪声影响评价，水环境影响评价，社会环境影响

分析,空气质量影响评价、公路景观与旅游环境影响分析等。评价程序及方法见有关专业文献。

(撰稿人:刘珊)

## 8.8 智能运输系统 ITS

### 8.8.1 智能运输系统的定义

智能运输系统(Intelligent Transportation Systems,简称ITS)的定义和理解是各种各样的,以欧洲和日本为代表的的观点是将ITS作为整个社会和经济信息化的一部分,目前在欧洲将ITS称为“信息技术在运输领域中的应用”,这些国家是从道路交通信息化的角度来推动ITS的发展;而美国则是将ITS分成了由政府主导和提供的智能运输基础设施(Intelligent Transportation Infrastructure,简称ITI)及民间厂商提供的应用产品两部分。根据美国交通工程师协会的建议,将ITS定义为:把先进的检测、通信和计算机技术综合应用于各种运输系统特别是汽车和道路而形成的综合交通运输系统。通常,ITS可以简单理解为运输系统的信息化。

### 8.8.2 智能运输系统的发展概况

从ITS的发展历史来看,各国普遍认为起步于20世纪60~70年代的交通管理计算机化就是ITS的萌芽,随着社会的发展和技术的进步,从交通管理和交通工程逐步发展成ITS。但是ITS与传统意义上的交通管理和交通工程有着本质的区别。ITS强调系统性、信息交流的交互性以及服务的广泛性,其核心技术是电子技术、信息技术、通信技术和系统工程。

自20世纪80年代末以来,西欧、北美和日本竞相发展智能运输系统,成立了许多机构,制订并实施了多项开发计划。如美国的ITS协会(ITS American)、欧洲共同体的交通信息技术实施协调组织(ERTICO)、日本的车路交通智能协会(VERITS)以及ITS国际标准化机构ISO/TC204等。1986年,欧洲启动智能运输系统研究的第一批项目,基于智能汽车系统的PROMETHEUS和基于智能路的DRIVE项目。于此同时日本开发RACS试验研究,稍后美国开始启动PATHFINDER和“机动2000”项目。继“PATH”和“SMARTCORRIDOR”之后,美国已于1997年在加利福尼亚州的圣地亚哥实施了一个“自动高速公路系统”(AHS)的现场试验及示范,探讨AHS的可行性,以利用先进技术提高现有道路设施的安全性、畅通性与舒适性。

1998年6月出台的指导美国21世纪交通发展的TEA21法案(Transportation Equity Act for the 21st Century)将进行为期6年的时间,投资约2180亿美元,其中ITS项目投资12.8亿美元。截止1998年底,在全国超过100个的ITS现场试验已完成或正在进行中。它不但重视智能车的研究与开发,更重视聪明路的研究与实施。无论从ITS的理论研究还是开发、实施项目的数量和质量、研发的投入与规模,都处于领先地位。

日本的有关智能车的开发与使用,特别是基于数字地图的道路交通信息系统和线路引导的开发与应用在世界上名列前茅。另外,日本十分重视自动收费系统的研发,并已开始投入使用。

近年来,欧洲在DRIVE II的基础上进行了一系列与ATT相关的通信技术的研究试验,其目的是建立全欧无线数据系统(RDS)、短程专用通信系统(DSRC)及大范围双向的全球移动通信系统(GSM)。正在进行的试验中较著名的有37家机构共同参加的SOCRATES(System of Cellular Radio for Traffic Efficiency and Safety)、APPLE(Advanced Pilot Project for London and Europe)、CITIES(Cooperation for Integrated Traffic Management and Information Exchange System),以及ROMANSE(Road Management System)等。另外,欧洲近年也开始注意欧洲结构框架的研究与开发。

除美国、日本、欧洲之外,一些工业化国家和发展中国家也开始了ITS的开发和研究,成立了相应的协调机构,制定长远的发展规划,如ITS Canada、ITS Australia负责领导和组织本国的ITS研究、开发与实施计划。韩国制订了全面的ITS框架结构和发展计划,新加坡已在全国推行不停车电子收费,中东如以色列等国也开始讨论与实施本国的ITS计划。

我国在 20 世纪 90 年代初开始关注国际上 ITS 的发展。实际上中国在 70 年代末就开始在交通运输和管理中应用电子信息技术。1986~1995 期间交通部门在城市交通管理、高速公路监控系统、收费系统、安全保障系统等方面取得多项科研成果，开发了多种专用设备，制定了一系列的标准和规范，这些都可看作是今天进行 ITS 研究和开发的基础。从 1995 年开始我国即组团参加 ITS 世界大会，并在交通部成立了智能运输系统工程研究中心，开展了智能运输系统发展战略研究、GPS 定位与导航系统研究、基于 GPS 的路政车辆管理系统等项目的研究。交通部已将发展 ITS 列入“九五”计划和 2010 年长期规划。在加强与国际交流的同时，我国还参加了国际标准化组织的部分工作。

### 8.8.3 ITS 的组成

ITS 是由若干高科技开发项目组成的，目前以公路交通为主要研究方向。由于 ITS 正处于开发试验阶段，其功能和规模不断发展壮大，对其构成的描述也不尽相同，这里仅给出美国 ITS 系统的组成内容。

在 1994 年提出的智能运输系统被称为智能车路系统(IVHS)，其研究内容主要集中在“先进的交通管理系统”(ATMS)、“先进的出行者信息系统”(ATIS)、“先进的车辆控制系统”(AVCS)、“先进的公共交通系统”(APTS)、“商业车辆运营系统”(CVO)、“自动高速公路系统”(AHS)和以安全防范为主的“先进的城乡运输系统”(ARTS)等 7 个方面，见表 8-8-1。

表 8-8-1 ITS 中各子系统的基本组成元素

子系统名称	基 本 组 成 元 素
先进的交通管理系统(ATMS) (Advanced Traffic Management Systems)	视频检测器、环形线圈检测器 悬臂式非成像检测器(红外、超声波、微波等) 图像处理系统 可变情报标志、匝道调节装置 先进的系统控制器 专用通信线路、广谱无线电通信 微波数据链路 移动电话、应急电话、公路诱导无线电、流动巡逻车、流动拖曳车、直升飞机 合乘车道、可逆车道、收费道路、聪明通道 综合的、广域的交通管理中心 自动车辆识别装置
先进的出行者信息系统(ATIS) (Advanced Traveler Information Systems)	电子地图及显示装置 实时交通阻塞信息 基于实时数据的动态线路引导 电子广告 自动收费 紧急呼救设备 与交通管理中心双向通信的流动探测车
商业车辆运营系统(CVO) (Commercial Vehicle Operation, Fleet Management)	动态称重 自动车辆识别及记录跟踪 线路优选算法 电子地图及显示系统 载货汽车危险(翻车、陡坡、高度、宽度及视距限制)警告 实时交通阻塞信息 动态线路引导 通行费、税费、清关费自动计账

续上表

子系统名称	基 本 组 成 元 素
先进的车辆控制系统(AVCS) ( Advanced Vehicle Control Systems)	驾驶员状态监视 车况监测 车载信息显示装置 四轮驱动 七动悬架装置 自适应巡航控制 自动间距及车道保持 夜视增强装置 障碍物探测雷达
先进的公共交通系统(APTS) ( Advanced Public Transportation Systems)	高速轻轨 市内、市际公共汽车、旅馆(群)、旅客服务车(Shuttle Service) 轿车/面包车合乘 磁悬浮列车 换乘优化 老年人服务车 月票及紧急呼救双功能卡 动态公共汽车路线
先进的城乡运输系统(ARTS) ( Advanced Rural Transportation Systems)	驶近慢车时车载装置自动警告系统 救援车辆驶近时自动告警系统 车载碰撞报警系统 车载车辆、牲畜、野生动物检测技术及防撞系统 车载危险弯道、低桥、强风、不稳路肩及雾报警系统 路侧装置 从控制中心或路侧发射机接受事故发生警告及引导信息
自动高速公路系统(AHS) ( Automated Highway Systems)	车辆的横、纵向自动控制 自动组队、汇入、驶出车队技术 车辆与车辆通信技术 车辆自动驾驶技术, 车辆影像系统 语音自动识别系统 道路智能设施 道路动力提供设施 道路车辆引导技术

#### 8.8.4 ITS 的目标

美国提出的国家 ITS 项目及其框架结构的主要目标是：

“建立一个旨在通过人、货物及信息的安全、高效地流动以提高运输效率的系统，实现快速机动性及提高燃油效率、降低污染，增加运营效率。该系统必须满足政府、个人以及欲参加开发竞争和将运输技术市场化的公司的利益”。ITS 的具体目标如表 8-8-2 所列。

表 8-8-2 ITS 的目标体系

大 目 标	子 目 标
提高运输系统的运营效率和通行能力	增加运营效率 提高车速、降低停车次数 减少换乘点的延误 降低基础设施的运营价格 增加私车乘载率、鼓励使用公共交通 降低私车及公交车运营价格 方便车费缴纳、降低车票价格政策 减少货物运输价格、增加货物吞吐量
提高个人的机动性及运输系统的方便性和舒适性	增加个人旅行机会 减少个人旅行费用,包括:增加信息,方便使用公共交通及合乘;旅行时间信息的可靠性及低价;增加舒适性,减少紧张、疲劳及迷惑;提高安全性 通过预测系统提高控制制度 降低货运费用,包括:更可靠的即时派送,降低运输时间及价格;减少驾驶员疲劳与紧张,保证货物安全 危险货物跟踪 减少交易费用
改善运输系统的安全性	提高个人的安全性 减少事故的数目及严重度 降低货物的被盗次数 减少伤亡人数
降低能耗、改善环境	减少由于阻塞引起的废气排放和燃油消耗 降低噪声污染 减少邻居交通侵入
提高全社会现有及未来的劳动生产率	提高事故/阻塞信息的共享 降低信息采集价格 增强路网投资、管理、运营的协调与一致 提高系统随系统要求及技术的更新的适应能力

(撰稿人:姜紫峰)

### 8.8.5 ITS 标准化国际性组织及活动

与 ITS 相关的国际标准化组织及其关系见图 8-8-1。

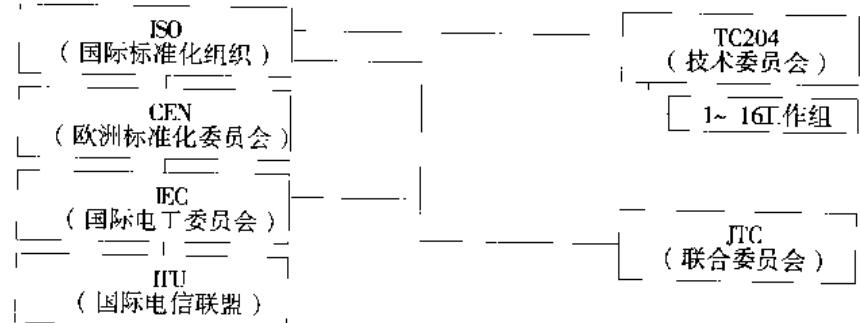


图 8-8-1 国际 ITS 标准化组织及关系

国际标准化组织 ISO/TC204,全称“交通情报与控制系统技术委员会”,成立于1992年,是目前ITS领域最权威的国际标准化组织,最初设16个工作组(WG),后将WC4和WC12并入WG1,目前以14个工作组开展工作。ISO/TC204技术委员会组织结构见表8-8-3。

表 8-8-3 ISO/TC204 技术委员会组织结构

组别	名称	主席国	组别	名称	主席国
WG1	系统构筑分会	英国	WG9	交通管理分会	英国
WG2	质量与可靠性分会	美国	WG10	旅行情报分会	澳大利亚
WG3	数据库分会	日本	WG11	卫星导行、路线引导分会	德国
WG4	车辆识别分会(已并入WG1)		WG12	停车场管理分会(已并入WG1)	
WG5	道路收费分会	荷兰	WG13	人—机联系分会	美国
WG6	货物运输管理分会	加拿大	WG14	车辆控制分会	日本
WG7	车辆通行管理分会	美国	WG15	高频通讯分会	德国
WG8	公共交通分会	美国	WG16	宽频通讯分会	美国

欧洲标准化委员会CEN/TC278,成立于1991年,职能与ISO/TC204相近,ISO与CEN签订的维也纳协议,确定CEN和ISO工作组的标准研究成果可以互换,并就具体技术领域开展工作的主导权进行了分工。

我国于1995年开始以P成员身份参与ISO/TC204活动。目前,ISO/TC204中国秘书处的日常工作由交通智能运输系统工程研究中心承担。

截止2000年,由ISO/TC204直接负责制订的标准已有12项。

(撰稿人:冯超)

## 参考文献

1. 徐吉谦,过秀成.交通工程学基础.南京:东南大学出版社,1995.
2. 中国公路学会《交通工程手册》编委会.交通工程手册.北京:人民交通出版社,1998.
3. 高速公路丛书编委会.高速公路交通工程及沿线设施.北京:人民交通出版社,1999.
4. 黄卫,陈里得.智能运输系统(ITS)概论.北京:人民交通出版社,1999.
5. 刘小明,赵同安.中国道路交通及智能运输系统发展策略.交通工程,1998(2).
6. 李作敏.交通工程学.北京:人民交通出版社,2000.
7. 朱永明.简明交通工程学.北京:人民交通出版社,1999.
8. 刘建军.交通工程学基础.北京:人民交通出版社,1995.
9. 西安公路交通大学交通工程研究所.交通工程讲义,1991.
10. 邵春福等.交通工程学.北京:人民交通出版社,1994.
- 11.[美]丹尼尔等.交通流理论.蒋横等译.北京:人民交通出版社,1983.
- 12.Gipps, P. G., Traffic Flow Theory, Dept. of Civil Engg., Monash Univ., Australia, 1984.
- 13.Leutzbach, W., Introduction to the Theory of Traffic flow, Springer-Verlag, 1988.
- 14.May, A. D., Traffic Flow Fundamentals, Prentice-Hall, Inc., 1990.
- 15.任福田等.交通工程学导论.北京:中国建筑工业出版社,1987.
- 16.徐光辉.随机服务系统.北京:科学出版社,1980.
- 17.周伟.无信号交叉口支路车辆穿插通行能力的探讨.西安公路交通大学学报,1990.

18. 周伟,张生瑞,李继锐.单通道可变输入流的交通随机服务系统分析,中国交通研究与探索,北京:中国铁道出版社,1997.
19. 张生瑞,李继锐.一类可变服务率的车辆排队特征分析,西安公路交通大学学报,1997.
20. Denos C. Gazis, Traffic Science, wiley-interscience(New York), 1974.
21. [美]华兴著.排队论与随机服务系统,上海翻译出版公司,1987.
22. 李江.现代道路交通管理,北京:人民交通出版社,2000.
23. 杨兆升.交通运输系统规划,北京:人民交通出版社,1998.
24. [美]美国交通研究委员会.道路通行能力手册,任福田等译,北京:中国建筑工业出版社,1991.
25. 严宝杰.交通调查分析,北京:人民交通出版社,1994.
26. 交通部公路规划设计院.公路交通调查指南,北京:人民交通出版社,1990.
27. 高速公路丛书编委会.高速公路规划与设计,北京:人民交通出版社,1998.
28. 肖秋生,徐慰慈.城市交通规划,北京:人民交通出版社,1990.
29. 陆化普等.交通规划理论与方法,北京:清华大学出版,1998.
30. 陈发智.交通基本建设贯彻国防要求技术政策,北京:中国国防交通协会,2000.
31. 中华人民共和国国家标准《道路交通标志和标线》GB5768-1999,国家质量技术监督局,1999.
32. 徐吉谦.交通工程总论,北京:人民交通出版社,1991.
33. 杨佩昆.交通管理与控制,北京:人民交通出版社,1995.
34. 李百川.道路交通事故预防心理学,西安:西安交通大学出版社,1998.
35. 日车交通心理学会.人と車の心理学,清文社,1993.
36. 李百川等.驾驶适宜性理论及检测研究报告,1998.
37. [日]左藤武主编.汽车的安全,北京:机械工业出版社,1998.
38. 交通行业岗位培训教材编委会编.道路交通概论,北京:人民交通出版社,1996.
39. 胡智庆,郁冠中.道路交通安全指南,北京:金盾出版社,1992.
40. 邵毅明.高等级公路交通安全管理,北京:人民交通出版社,1999.
41. JTJ005-1996,公路建设项目环境影响评价规范(试行),北京:人民交通出版社,1996.
42. JTJ/T006-1998,公路环境保护设计规范,北京:人民交通出版社,1998.
43. 张长春,孙平.汽车·环境与健康,北京:中国环境科学出版社,1995.
44. 林肇信等.环境保护概论(修订版),北京:高等教育出版社,1998.
45. 张志杰.环境污染生态学,北京:中国环境科学出版社,1989.
46. 吴海燕.高等级公路建设与管理,北京:人民交通出版社,1998.
47. U.S. Department of Transportation Advanced Public Transportation system: The State of the Art Update '96, FHWA-JPO-96-0033
48. Ian Nuttall. Traffic Technology International'97, UK and International Press, 1997.
49. Ian Nuttall. Traffic Technology International'98, UK and International Press, 1998.

## 9 汽车碰撞安全性

汽车安全性分为主动安全性与被动安全性。

汽车主动安全性系指汽车防止事故发生的能力。主动安全性包括汽车的照明、前后视野、制动与操纵稳定性等性能。

汽车被动安全性系指发生事故时，汽车保护乘员的能力。

汽车被动安全性常称为碰撞安全性。

汽车碰撞安全性决定于汽车的结构安全性与乘员约束保护系统。

下面主要讨论乘员保护与汽车碰撞和乘员响应的模拟计算两方面的问题。

### 9.1 汽车交通事故

从全世界的统计数字来看，每年因道路交通事故而死亡的人数已高达 50 万人，受伤的人在 1 000 万人以上。我国是世界上交通事故最多的国家之一，近几年，每年的交通事故都有数十万起，直接经济损失十几亿元（表 9-1-1）。从图 9-1-1 中可以看出，自 1995 年以来，我国交通事故呈上升趋势，死亡事故每年均在递增。

表 9-1-1 1995 年后我国交通事故统计

年份	交通事故数	死亡人数	受伤人数	直接经济损失(亿元)
1995	271 843	71 500	159 000	15.2
1996	287 685	73 655	174 447	17.2
1997	304 217	73 861	190 128	18.5
1998	346 129	78 067	222 721	19.3

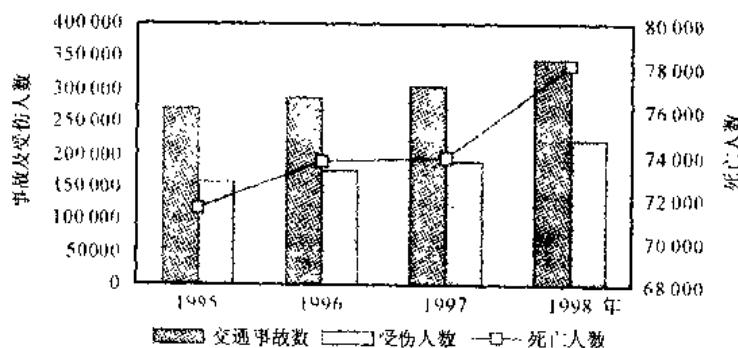


图 9-1-1 我国 1995 年后交通事故趋势

交通事故不仅造成巨额的直接经济损失，而且导致残疾人口上升和家庭不幸等诸多社会问题。

发生事故的原因包括驾驶员、行人、车辆、气候和道路环境等一系列复杂因素，需要全面、综合地考虑和解决。世界各国已经从法律法规的建立、道路设施的建设、交通安全教育、交通管理系统完善、提高汽车产品安全性等多方面采取措施，并在减少交通事故和人员伤亡等方面取得了良好的效果。

### 9.1.1 交通事故统计

评价一个国家交通事故的严重程度，一般可以用年万车死亡人数（平均每年每万辆机动车的致死人数）和年10万人死亡数（平均每年每十万人在交通事故中的死亡人数）来衡量，表9-1-2列出一些国家道路交通事故的有关数据。

表9-1-2 1995年一些国家道路交通事故状况

	美国	德国	法国	意大利	日本	韩国	中国
交通事故次数	—	2 220 000	19 926	170 000	760 534	248 865	271 843
死亡人数	41 798	9700	8 412	6 600	10 679	10 323	71 494
受伤人数	3 386 000	530 000	181 403	240 000	922 677	331 747	159 308
年万车死亡人数	2.13	1.9	3.5	1.9	1.6	12.2	22.5
年10万人死亡数	15.91	12.0	14.5	12.0	8.5	23.0	5.9

世界各国对交通事故死亡的定义也是有差别的，如表9-1-3列出了几个国家对交通事故死亡的定义，只有在交通事故后规定的时间范围内死亡，才被定义为并计入交通事故死亡。

表9-1-3 一些国家对交通事故死亡的定义

国家	美国	德国	法国	意大利	日本	英国	中国
事故发生后时间(天)	30	30	6	7	1	30	7

近年来，我国各种机动车的保有量增长很快，1997年已达4 209.3152万辆，机动车驾驶员5 206万名，比1996年分别增长16.61%和22%；道路交通事故的数量和死亡人数也不断增加，从1987年至1997年的10年间，事故数量和死亡人数分别增加了20.4%和38.2%，1997年已分别达到304 217起和73 861人（图9-1-2），交通事故死亡总数比上年增加0.3%。

虽然我国年万车死亡人数由1996年的20.4人/万车下降到17.3人/万车，但平均每天仍有203人死于交通事故，是世界上交通事故最多的国家之一。1998年交通事故所造成的直接经济损失高达19.3亿元。

### 9.1.2 我国交通事故的特征

可以从以下几个方面分析我国交通事故的主要特征。

#### 1) 各种交通工具的死亡人数分布

表9-1-4列出1997年我国交通事故中使用不同交通工具死亡人数及其比例，并与美国（1995）、日本（1986）、德国（1986）的相应数据进行对比，从中找出我国交通事故的特点。

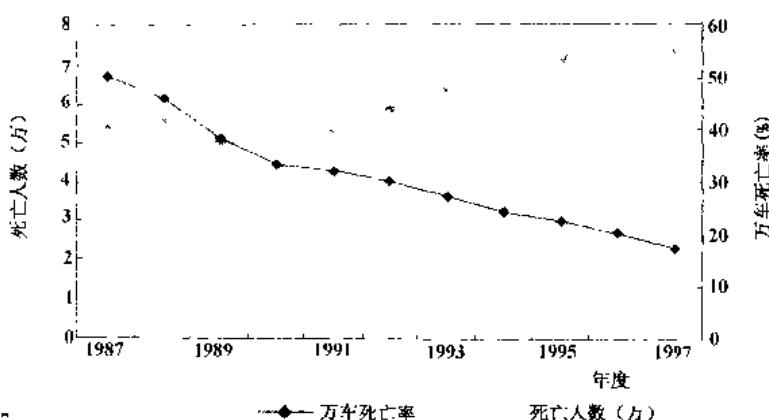


图 9-1-2 1987~1997 年我国道路交通事故死亡人数和万车死亡率的变化

表 9-1-4 4 国道路交通事故中不同的交通方式死亡人数的情况

项目	中国 (1997)	美国 (1995)	日本 (1986)	原联邦德国 (1986)
死亡人数(人)	73 861	41 798	12 458	8 948
汽车	32.6	76.3	35.7	53.1
摩托车	14.0	5.3	24.8	13.8
自行车	21.1	2.0	10.3	9.2
行人	26.5	13.4	28.9	22.9
其它	3.4	3.0	0.3	1.0

由此可以看出,1997 年我国交通事故死亡人数中驾乘汽车的占 32.6%、骑自行车和步行者占 26.5% 和 21%,这反映出我国道路的混合交通现象十分严重;其次是骑乘摩托车和采取其它交通方式(拖拉机、农用车、畜力车等)的人员死亡人数亦不容忽视,这些都应是交通事故的重要研究对象。

## 2) 各年龄段死亡人数比例

图 9-1-3 显示 1997 年中国道路交通事故死亡者的年龄比例。

图 9-1-4 为美国、日本和德国等类似年龄段死亡人数的情况。

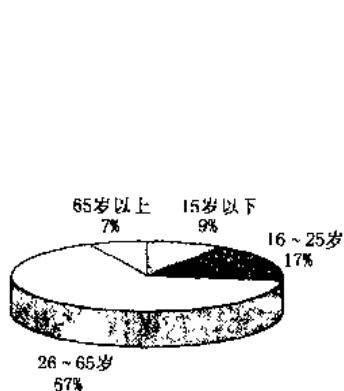


图 9-1-3 我国 1997 年交通事故死亡者的年龄比例

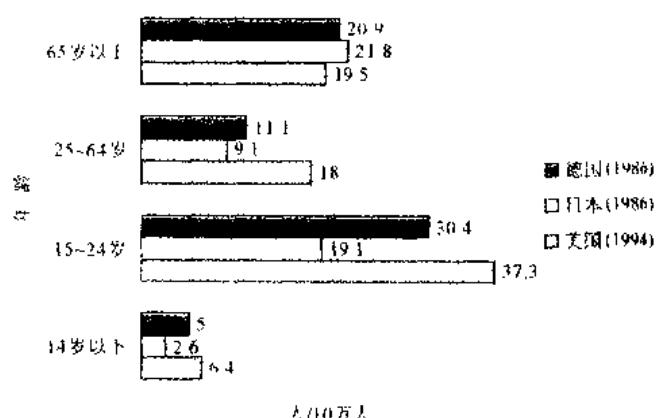


图 9-1-4 各国家不同年龄段交通事故死亡人数总人口比例 (人/10 万人)

从图中可以看出,16~25岁、26~65岁是我国交通事故死亡比例较高的两个年龄段。除15岁以下年龄段外,各年龄段交通事故死亡人数占人口的比例大体相当,均明显低于其他3国;美、日、德国等3国的25~64岁年龄段的死亡人数占人口的比例都较低,而15~24岁和65岁以上则要高出许多。近年来,由于社会老龄化趋势,高龄人口的交通事故愈来愈引起世界各国的重视;婴幼儿身体较弱,发生交通事故时死亡率也较高,这也是各国注意对婴幼儿采取特殊乘员保护装置的原因。

### 3)城市道路和公路上的交通事故数量与死亡人数比例

从图9-1-5可以看出,1997年我国交通事故的63.84%发生在公路上,公路交通事故的死亡人数占78.1%,这说明由于公路上车辆行驶速度高,更容易导致事故的发生。

### 4)不同事故形态的比例

图9-1-6列出1997年我国道路交通事故中不同的事故形态次数、死亡人数的比例,从中可以看出,正面碰撞事故中死亡的人数占首位,侧面碰撞次之。

### 5)气候与路面因素

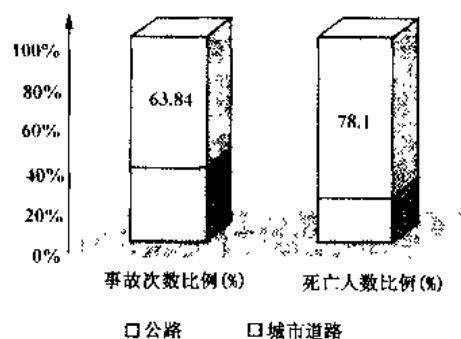


图9-1-5 1997年我国城市道路与公路交通事故比例

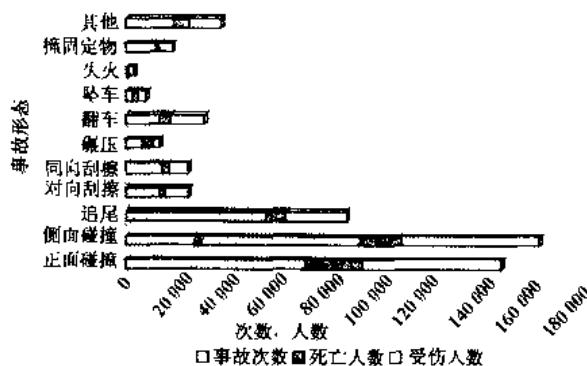


图9-1-6 1997年各类事故形态状况

气候、路面和车辆视野状况对交通事故影响也比较明显,根据1997年统计数据,夜间无路灯照明情况下发生事故的次数占总数的16.85%,死亡人数占总数的26.79%;沥青路面发生的事故数占总数的61.93%,死亡人数占总数的62.01%;雨天发生的事故数占总数的13.52%,死亡人数占总数的11.01%;潮湿路面发生的事故占总数的7.55%,死亡人数占总数的6.34%。

## 9.2 国际汽车碰撞安全法规及 我国的法规现状

世界各发达国家都对汽车碰撞安全性提出了强制性要求,并建立了各自的法规。法规中比较有代表性的是美国的联邦机动车安全法规(FMVSS)和欧洲法规(ECE和EEC),其他如日本、加拿大、澳大利亚等国家的法规基本上是参考美国和欧洲的法规制定的。我国对汽车实行了38项强制性安全法规,其中包含了对座椅、安全带固定点、安全带总成等的要求。在1989年我国对整车碰撞安全性也制定了国家标准(GB/T11551汽车乘员碰撞保护、GB/T11557—89防止汽车转向机构对驾驶员伤害等),但没有强制实施。中国已于2000年1月1日实施了“关于正面碰撞乘员保护的设计规则(CMVDR294)”。其他汽车碰撞安全法规也将陆续颁布实施。

### 9.2.1 美国法规与欧洲法规

美国是最早开始机动车被动安全性研究的国家。迄今为止,在联邦机动车安全法规(FMVSS)中,有关被动安全性的法规有26项,已经形成了完整的体系,见表9-2-1。其内容包括了被动安全性的各个方面。

表 9-2-1 美国 FMVSS 中有关被动安全性的法规

法规编号	内 容
201	乘员撞车体内饰件(occupant protection in interior impact)
202	头部约束(head restraints)
203	驾驶员撞转向机构(impact protection for the driver from the steering control system)
204	转向机构后移量(steering control rearward displacement)
205	窗玻璃材料(glazing material)
206	门锁及约束部件(door locks and door retention components)
207	座椅系统(seating systems)
208	乘员碰撞保护(occupant crash protection)
209	安全带部件(seat belt assemblies)
210	安全带固定点(seat belt assembly anchorages)
211	保留(reserved)
212	挡风玻璃安装(windshield mounting)
213	儿童约束系统(child restraint systems)
214	侧撞保护(side impact protection)
215	保留(reserved)
216	顶部碰撞保护(roof crash resistance)
217	公共汽车紧急出口和车窗定位及开启(bus emergency exits and window retention and release)
218	摩托车头盔(motorcycle helmets)
219	挡风玻璃区域的侵入(windshield zone intrusion)
220	轿车翻滚保护(school bus rollover protection)
221	轿车车身连接点强度(school bus body joint strength)
222	轿车乘员座椅和碰撞保护(school bus passenger seating and crash protection)
223	追尾碰撞防护装置(rear impact guards)

续上表

法规编号	内 容
224	追尾碰撞保护(rear impact protection)
301	燃油系统完整性(fuel system integrity)
302	内饰材料易燃性(Flammability of interior materials)
303	压缩天然气汽车的燃料系统完整性(fuel system integrity of compressed natural gas vehicles)
304	压缩天然气燃料容器完整性(compressed natural gas fuel container integrity)

欧洲从 20 世纪 60 年代后期开始制定被动安全性法规,他们参照美国法规并根据自身特点加以修正,经过多年的研究、实施,如今也形成了比较完善的被动安全性法规体系。此体系除了侧撞安全法规以外,其他各项与美国的法规无本质区别。表 9-2-2 列出了欧洲法规对整车碰撞安全性的各项规定和发布年份。

表 9-2-2 ECE 法规对整车碰撞安全性的各项规定及发布年份

法规编号	内 容	发布年份
12	防止转向机构对驾驶员伤害的认证规定	1969 年
29	商用车辆驾驶室乘员防护认证规定	1974 年
32	追尾碰撞中被撞机动车辆结构特性认证规定	1975 年
33	正面碰撞中被撞机动车辆结构性能认证(不包括转向轮中心在全车长 1/4 内的汽车)	1975 年
94	前撞乘员防护认证规定	1995 年
95	侧撞乘员防护认证规定	1995 年
34	燃油系统完好规定	1979 年

由于欧洲采用产品认证制度,因此 ECE 和 EEC 法规对各项安全指标均制定有便于理解和操作的详细试验方法,要求进行的试验次数也较少。而美国采用残缺产品回收制度,FMVSS 法规主要针对最终指标,且其技术发达,实施时间长,故法规先进、成熟、要求严格。FMVSS 在实施细则中还详细规定了各项试验方法,试验内容较多,要求较高,例如在 1997 年颁布的 208 法规对气囊作出了有关规定,而欧洲法规尚未有引入相应规定。

欧洲法规对整车碰撞安全性的各项规定与美国相应法规主要内容对比见表 9-2-3~表 9-2-9。

表 9-2-3 防止转向机构向驾驶员伤害的认证规定

欧洲 ECE R12	美 国 FMVSS203,204
<p>要求:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>没有假人的 48.3km/h 正面障碍壁 90°碰撞试验时,转向盘向后移动不能超过 12.7cm,也不能向上超过 12.7cm</li> <li>在人体模块碰撞试验中(24.1km/h),力不能越过 11 110N</li> <li>在头形冲击锤试验中(24.1km/h),冲击锤的加速度不能超过 80g·3ms,峰值不能超过 120g</li> <li>结构设计要求:……</li> </ol>	<p>要求:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>人体模块试验,速度 15mph(24.1km/h),力不超过 2 500lb(11 123N)</li> <li>30mph(48.3km/h)90°撞障碍壁,转向盘水平后移量不超过 5in</li> <li>结构设计要求:……</li> </ol>

表 9-2-4 商用车辆驾驶室乘员防护认证规定

欧洲 ECE R29	美 国
<b>要求:</b>	
1. 可选择附录二的全部试验或试验 A 和试验 B 2. 在摆锤试验中, 驾驶室逃逸空间应符合要求, 假人空间符合要求 3. 试验中驾驶室不能脱离固定位置 车门不能撞开, 试验后应能不用工具而打开;……	无对应的单独条款, 包含在 FMVSS208 之中
<b>试验:</b>	
1. 摆锤 $1\ 500 \pm 250\text{kg}$ , 碰撞面为半空的长方形, 宽 $2\ 500\text{mm}$ , 高 $800\text{mm}$ , 摆臂长 $3\ 500\text{mm}$ 2. 摆锤质心低于 R 点 $150\text{mm}$ 但不高于地面 $400\text{mm}$ , 与最前端接触 3. 冲击能量: 对 $7\ 000\text{kg}$ 以下的车辆为 $3\ 000\text{kgfm}$ , 否则为 $4\ 500\text{kgfm}$ ( $1\text{kgfm} \approx 9.8\text{J}$ ) 4. 顶棚强度和后墙强度	

表 9-2-5 追尾碰撞中被撞机动车辆结构特性认证规定

欧洲 ECE R32	美 国
<b>要求:</b>	
1. 不允许有可能会造成乘员伤害风险的变形 2. 最后排座椅 R 点在地板上的投影相对于汽车不变形区域的后移量不大于 $75\text{mm}$ 3. 碰撞时侧门不能被撞开。碰撞后, 侧门应能不使用工具而打开。无刚性顶棚的车除外	无相应标准
<b>试验:</b>	
1. 使用移动壁或摆锤 碰撞速度为 $35 \sim 38\text{km/h}$ 移动壁或摆锤总质量为 $1\ 100 \pm 20\text{kg}$ , 需有防止二次碰撞的装置 2. 车况: 加燃油 $90\%$ , 其他液体如制动液、冷却液等可放空。可挂档, 施加制动	

表 9-2-6 正面碰撞中被撞机动车辆结构性能认证

(不包括转向轮中心在全车长  $1/4$  内的汽车)

欧洲 ECE R33	美 国
<b>要求:</b>	
1. 碰撞速度 $48.3\text{km/h}$ , $90^\circ$ 障碍壁前碰撞, 无假人 2. 碰撞后通过座椅 R 点的横向平面和通过仪表板最后边投影线的横向平面间的距离不小于 $450\text{mm}$ , 确定平面位置时不考虑按钮、开关等影响, 在通过座椅中心线的纵向平面每边的 $150\text{mm}$ 范围内确定 3. 碰撞后通过座椅 R 点的横向平面与通过制动踏板中心的横向平面间的距离不小于 $650\text{mm}$ 4. 放脚位置空间的左右隔板的间距不小于 $250\text{mm}$ 5. 汽车地板与顶棚的距离减少量不超过 $10\%$ 6. 碰撞时汽车的侧门不能被撞开 7. 碰撞后, 侧门应能不使用工具而打开。无刚性顶棚的车除外	无相应标准, 部分内容包含在 208 中

表 9-2-7 前碰撞乘员防护认证规定

欧洲 ECE R94	美国 FMVSS 208
<p>要求:</p> <p>1. HPC ≤ 1 000 2. ThPC ≤ 75mm 3. FPC ≤ 10kN 4. 碰撞过程中门不能撞开,也不能由于碰撞而锁上。撞后不用工具应能将门打开 5. 释放约束系统的力 ≤ 60N, 假人能顺利移出 6. 燃油泄漏量 ≤ 30g/min</p>	<p>要求:</p> <p>1. HIC ≤ 1 000 2. 胸部加速度 ≤ 60g(气囊试验时为 80g) 3. 胸骨压缩量 ≤ 75mm 4. 大腿力 ≤ 10kN 5. 假人在车内 6. 1996 年 9 月 1 日后生产的汽车必须安装气囊。2001 年前生产的低功率气囊试验中假人颈部伤害指标: a. 弯曲扭矩: 190 N·m SAE Class 600 b. 外翻扭矩: 57 N·m SAE Class 600 c. 轴向拉力: 3 300N 峰值, SAE Class 1 000 d. 轴向压効: 4 000N 峰值, SAE Class 1 000 e. 轴向剪力: 3 100N 峰值, SAE Class 1 000</p>
<p>试验内容:</p> <p>障碍壁前碰撞试验,60°夹角。在汽车中心线与障碍壁的交点两侧各 350mm 处固定防滑装置。前面板的角度应使得汽车的驾驶人员侧先与障碍壁接触。碰撞速度为 48~50km/h</p>	<p>试验内容:</p> <p>1. 障碍壁前碰撞试验,碰撞速度 30mph(1mph = 1.609km/h), 90° ± 30° 内, 满足要求 1, 2, 3, 4, 5 2. 侧撞试验, 20mph, 平板移动壁, 90°。满足要求 1, 2 3. 滚翻试验, 30mph, 满足要求 6 4. 有关低功率气囊试验, 对不使用安全带的假人, 可用滑车试验</p>

表 9-2-8 侧撞乘员防护认证规定

欧洲 ECE R95	美国 FMVSS 214
<p>要求:</p> <p>1. 在驾驶员侧试验,除非汽车两边的结构明显不同会影响试验结果。 头部 HPC ≤ 1 000 胸部肋骨变形 RDC ≤ 42mm。 软组织指标 VC ≤ 1.0m/s, VC = max(D/0.15 · dD/dt), D——肋骨变形 腹部力不大于 2.5kN 内力(4.5kN 外力) 2. 碰撞过程门不能撞开 3. 碰撞后, 不用工具应能将门打开足够的程度, 供正常进出、释放假人、移出内部设备, 不能有对人体有伤害风险的变形 4. 燃油泄漏量不大于 30g/min。若燃油与其他液体混合且不能区分, 则全部记录在内</p>	<p>要求:</p> <p>1. 动态碰撞试验要求 HIC 无要求 胸部加速度 85g 骨盆加速度 130g 胸骨位移、燃油泄漏: 无要求 撞击边车门不能脱离; 非撞击边车门关闭 2. 静态压缩试验要求 无座椅时: 初始阻力 2 250lb, 中间阻力 3 500lb, 峰值 7 000 lb 有座椅时: 初始阻力 2 250lb, 中间阻力 4 375lb, 峰值 12 000 lb</p>

续上表

欧洲 ECE R95	美国 FMVSS 214
<p>试验：</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 欧洲侧撞假人，可变形的移动壁，有避免二次碰撞的装置，移动壁中心线与汽车的中心线垂直</li> <li>2. 碰撞点：移动壁的中心通过座椅的 R 点，偏差为 <math>\pm 25\text{mm}</math></li> <li>3. 碰撞速度 <math>50 \pm 1\text{km/h}</math></li> </ol> <p>注：<math>1\text{m} = 2.54\text{cm}</math>  <math>1\text{lb} = 16\text{oz} = 0.454\text{kg}</math></p>	<p>试验：</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 可变形移动壁碰撞试验，美国侧撞假人，速度 <math>33.5\text{mph}(53.9\text{km/h})</math> 碰撞方式 <math>27^\circ</math> 接近，<math>90^\circ</math> 碰撞面接触          变形移动壁左边缘距离轴距轴心点 <math>37\text{in}</math>。若车轴距大于 <math>114\text{in}</math>，则为前轴后面 <math>20\text{in}</math>（误差 <math>\pm 2\text{in}</math>）          离地间隙 <math>11\text{in}(279\text{mm})</math>。</li> <li>2. 侧面静压试验</li> </ol>

表 9-2-9 燃油系统完好性规定

欧洲 ECE R95	美国 FMVSS 301
<p>要求：</p> <p>油箱静压试验：<math>0.3\text{kN/cm}^2(1\text{kgf/cm}^2 \approx 9.8 \times 10^{-4}\text{N/cm}^2)</math> 维持 <math>1\text{min}</math>          动态试验：前碰撞和被追尾碰撞试验，泄漏量不超过 <math>30\text{g/min}</math></p> <p>试验：</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 静压试验</li> <li>2. 障碍壁前碰撞试验：<math>90^\circ</math>，速度为 <math>48.3 \sim 53.1\text{km/h}</math></li> <li>3. 后碰撞试验：速度为 <math>35 \sim 38\text{km/h}</math>，摆锤或移动壁，<math>90^\circ</math></li> </ol>	<p>要求：</p> <p>碰撞开始至汽车停止不超过 <math>1\text{oz}.</math> <math>1\text{min}</math> 内不超过 <math>1\text{oz}.</math> <math>5\text{min}</math> 内不超过 <math>5\text{oz}.</math> <math>25\text{min}</math> 内每分钟的时间间隔不超过 <math>1\text{oz}.</math> 回转台试验……</p> <p>试验：</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. 前障碍壁碰撞试验：<math>90^\circ \pm 30^\circ, 30\text{mph}</math></li> <li>2. 后移动壁碰撞试验：<math>90^\circ, 30\text{mph}</math></li> <li>3. 侧面移动壁碰撞试验：<math>90^\circ, 20\text{mph}</math></li> <li>4. 移动壁碰撞试验：<math>30\text{mph}</math>，移动壁碰撞面具有汽车轮廓，任意角度，任意位置</li> </ol>

## 9.2.2 欧洲各安全法规间关系分析

被动安全性法规的最终目标是减少乘员的伤害风险。碰撞事故的形态主要有前碰撞、侧面碰撞、追尾碰撞、汽车滚翻。乘员伤害主要由以下 4 种原因造成：

- ① 碰撞时汽车结构变形；
- ② 乘员与车内结构二次碰撞，或肢体的运动过度（如头部剧烈运动造成颈部伤害）；
- ③ 由于碰撞后汽车结构破损而使人体的某些部分越出车外；
- ④ 碰撞后起火。

因此，被动安全法规基本上围绕这些方面提出要求。

与汽车整车碰撞安全性有关的 7 项 ECE 法规可分为三个部分：第一部分，是由 R12 防止转向机构对驾驶员伤害的认证规定、R32 追尾碰撞中被撞机动车辆结构特性认证规定、R33 正面碰撞中被撞机动车辆结构性能认证（不包括转向轮中心在全车长  $1/4$  内的汽车）、R34 燃油系统完好认证规定共 4 项组成。第二部分，是

R29 商用车辆驾驶室乘员防护认证规定。第三部分是 R94 前碰撞乘员防护认证规定和 R95 侧撞乘员防护认证规定。

第一部分法规(4项)和第二部分法规(1项)制定于20世纪70年代，受当时试验设备和技术所限，法规试验中没有采用假人，没有关于假人伤害指标的要求，只对汽车结构进行了规定。第一部分法规的各项试验有一些是相互重叠的，即一次试验可以测得几项法规要求的指标，如表9-2-10所示。

表9-2-10 第一部分法规试验内容

试验	适用法规
人体模块试验	R12
头型冲击锤试验	R12
无假人 48.3km/h 障碍壁 90°正面碰撞试验	R12, R33, R34
无假人 35~38km/h 移动壁或摆锤后碰撞试验	R32, R34
油箱静压试验	R34

从上述规定中可以看出，如果试验方法制定得当，难度最大，试验费用最高的前碰撞和后碰撞两项试验可以同时检验法规的4项有关要求。

第二部分的试验是独立的。

第三部分的2项法规制定于1995年，前碰撞试验中采用了Hybrid III型假人，侧撞试验中采用了欧洲侧撞假人。可以认为R94是R33的更新版，R94可以取代R33，即如果一辆车通过了R94的认证，它应当可以满足R33的要求。另外在R94中增加了燃油泄漏的测量，可以替代R34中正面碰撞的燃油泄漏要求。R95侧撞乘员保护是新增加的法规，其中也有燃油泄漏的规定。欧洲法规与美国法规指定不同的侧撞假人，此问题还有待解决。

由于欧洲汽车撞行人事故比较多，因此制定了汽车撞行人的保护法规。欧共体指令74/483/EEC涉及检验汽车前部的行人安全性能的试验方法，是目前较为系统的行人保护法规如表9-2-11所示，该指令于1998年生效，适用于新车定型试验，并从2001年10月起适用于所有上路车辆。该指令要求检验所有参与车辆和行人之间相互作用的部件，其试验包括：

### 1) 小腿冲击锤撞击保险杠试验

保险杠试验要求小腿冲击锤以40km/h的速度自由飞行至少700mm，并垂直撞击车辆前部保险杠。要求进行的三次试验包括一次撞击保险杠中间的1/3区域，另两次分别撞击两侧的1/3区域。小腿冲击锤模拟50%成年人的下肢，由两段分别代表大腿和小腿的刚性部分组成，中间用一个可变形的金属棒(代表膝关节)连接。

### 2) 大腿冲击锤撞击发动机盖前缘试验

发动机盖前缘试验，要求大腿冲击锤以特定的速度和撞击角度，撞击发动机盖前缘。冲击锤的质量、撞击的速度和角度由车体的发动机盖前缘高度、保险杠突出量和保险杠高度等外形参数确定。发动机盖前缘试验应在二个区域进行，一次在中间的1/3区域，另外两次分别在两侧的1/3区域。

### 3) 成人及儿童头部冲击锤撞击发动机盖上表面试验

发动机盖上表面试验要求使用分别代表儿童和成年人头部的冲击锤进行，头部冲击锤以40km/h的速度，沿与水平线呈65°(成年人)或50°(儿童)的方向撞击发动机盖上表面确定的范围内。试验区是按前部展开距离确定的，并相应于不同的头部冲击锤分别为1000~1500mm(儿童)和1500~2100mm(成人)。

表 9-2-11 行人保护试验内容及评价指标

	保险杠试验	发动机盖前缘试验	发动机盖上表面试验
试验参数	撞击速度 $v = 40 \text{ km/h}$ $m = 13.4 \text{ kg}$	撞击速度 $v = f(a, b)$ $20 \sim 40 \text{ km/h}$ $m = f'(a, b) 10 \sim 15 \text{ kg}$	撞击速度 $v = 40 \text{ km/h}$ $m_{\text{儿童}} = 2.5 \text{ kg}$ $\alpha = 50^\circ$ $WAD = 1000 \sim 1500 \text{ mm}$ $m_{\text{成人}} = 4.8 \text{ kg}$ $\alpha = 65^\circ$ $WAD = 1500 \sim 2100 \text{ mm}$
评价指标	膝部弯曲角 $\leq 15^\circ$ 膝部剪切位移 $\leq 6 \text{ mm}$ 小腿加速度 $\leq 150 \text{ g}$	碰撞冲击力 $\leq 4 \text{ kN}$ 碰撞弯矩 $\leq 220 \text{ Nm}$	HPC $< 1000$

### 9.2.3 美国各法规关系分析

美国的法规要求非常严格。由于美国实行的是残缺产品回收制度,考虑到不同汽车结构布置形式的不同,其最危险的碰撞状态也各不相同,故法规对各种情况都考虑在内,规定了很宽的试验条件范围。如在301燃油系统完好检验中,规定的试验有正碰撞、侧碰撞、后碰撞、任意位置任意角度的碰撞,无论油箱布置在汽车的何处,其最危险的事故形式都处于法规的控制之下。在208乘员保护中,侧撞和滚翻试验比较确定,而前碰撞试验则规定了 $90^\circ \pm 30^\circ$ 的夹角,其最危险的碰撞角度由厂家根据不同的车确定。对于侧撞事故,专门制定了214侧撞法规。对于后碰撞事故,美国法规只是对座椅头枕的强度进行了规定。由于在美国较少发生汽车撞行人的事故,故没有汽车撞行人保护的有关法规。

### 9.2.4 我国被动安全法规的现状

由于我国目前实施的是产品认证制度,与欧洲相同,因此参考欧洲的被动安全法规来制定我国的被动安全法规显得顺理成章。我国强制实施的38项汽车法规基本上都是按照欧洲法规并结合我国自身情况制定的。但欧洲的被动安全法规不如美国的完善,且我国的情况与欧美都不尽相同,因此在1998年9月的讨论中,以欧洲法规为蓝本,参考美国法规并考虑到我国的国情,集编了中国汽车整车碰撞安全法规(表9-2-12、表9-2-13)。

#### 9.2.4.1 法规项目

表 9-2-12 中国准备实施的法规将包含的项目

法 规 编 号	内 容
R12	前碰撞转向机构及汽车结构特性的认证规定
R29	商用车辆驾驶室乘员防护认证规定
R94	前碰撞乘员防护认证规定
R95	侧碰撞乘员防护认证规定
R34	燃油系统完好性认证规定

## 9.2.4.2 法规试验内容

表 9-2-13 法规、试验内容

法 规 编 号	法 规	试 验 内 容
R12	前碰撞转向机构及汽车结构特性的认证规定	1. 人体模块转向盘冲击试验 2. 头形冲击锤冲击试验 3. 48.3km/h 障碍壁前碰撞试验: 90°, 检验汽车转向盘后移量、上移量和汽车结构变形
R29	商用车辆驾驶室乘员防护认证规定	摆锤冲击试验
R94	前碰撞乘员防护认证规定	48.3km/h 障碍壁前碰撞试验: 90°, 测量假人损伤指标、燃油泄漏等
R95	侧碰撞乘员防护认证规定	1. 侧门静压试验 2. 48.3km/h 变形移动壁侧碰撞试验; 测量假人损伤指标、燃油泄漏等 (待条件成熟后再实行)
R34	燃油系统完好性认证规定	1. 油箱静压试验 2. 48.3km/h 障碍壁前碰撞试验: 90° 或 60° 3. 35 ~ 38km/h 刚性移动壁或摆锤后碰撞试验 4. 48.3km/h 变形移动壁侧碰撞试验(如果实行 R95 侧面碰撞试验, 则执行此项试验。如果不执行 R95 侧面碰撞试验, 可用 35 ~ 38km/h 刚性移动壁或摆锤侧碰撞试验来代替)

说明: R12, R94, R34 的前碰撞试验中, 汽车中心轴线与障碍壁的夹角全部采用 90°。其中 R94 号法规已以中国机动车设计规则 CMVDR294“关于正面碰撞乘员保护的设计规则”的形式发布实施。在 R95 侧碰撞乘员保护中, 要实施法规, 必须确定使用美国侧碰撞假人还是欧洲侧碰撞假人, 还需确定中国汽车前部的平均刚度用于确定变形移动壁的变形特性, 因此侧撞法规将在下一步实施。

## 9.2.4.3 参考欧洲法规制定汽车撞行人的有关法规

目前, 欧洲已经通过有关在汽车撞行人事故中保护行人的法规并开始实施。在中国, 汽车撞行人占事故中很大的比重, 有关部门已经开始研究制定相应法规。

## 9.3 乘 员 保 护

## 9.3.1 概述

## 9.3.1.1 碰撞事故中乘员伤害原因及相对对策

汽车发生碰撞事故一般是指汽车和外部事物之间的碰撞, 称为一次碰撞。乘员与汽车内部结构的碰撞, 称为二次碰撞。

乘员的伤害主要是由下述几种原因造成的：第一，在碰撞时，汽车结构发生变形，汽车构件侵入乘员生存空间，使乘员受到伤害；第二，碰撞时，由于汽车结构破损等原因，使得乘员的部分身体或全部身体暴露到汽车外面而受伤；第三，当汽车结构设计较好时，尽管汽车构件没有侵入乘员生存空间，乘员身体也没有暴露到汽车外部，但在碰撞的作用下，汽车的速度急剧减小，这时乘员由于惯性作用继续移动，与汽车内部结构（如转向盘、仪表板等）发生碰撞而造成伤害。在第三种情况下乘员受到的伤害是直接由二次碰撞造成的。

提高汽车的被动安全性，可从下面两个方面采取对策：第一，提高汽车结构的安全性，即使汽车前端碰撞部位的塑性变形尽量大，吸收较多的碰撞能量，降低汽车减速速度的峰值，尽量减缓一次碰撞的强度；同时使汽车乘员舱部分有足够的强度和刚度，确保汽车乘员的生存空间，保证发生事故后乘员能够顺利逃逸和碰撞时乘员身体不暴露到车外；第二，使用乘员保护系统，即使用安全带、安全气囊等乘员保护装置对乘员加以保护，通过安全带的拉伸变形和气囊的排气节流阻尼吸收乘员的动能，使猛烈的二次碰撞得以缓冲，以达到保护乘员的目的。

因此，提高汽车的被动安全性，要从汽车结构设计和乘员保护系统两个方面入手。汽车结构设计方面要考虑车身、车架、座椅、转向机、内饰等。乘员保护系统则应考虑使用安全带、气囊等。

### 9.3.1.2 研究乘员保护系统的有关试验及假人伤害评价指标

实际事故中汽车的碰撞形式是各式各样的，大体可分为发生在车头区域的前碰撞（正面碰撞）、侧面碰撞、追尾碰撞、滚翻等。每种碰撞又有不同的类型。对于前碰撞，大致有如下几种类型：

- ①正面全宽碰撞，即车与墙正面相撞或车与车正面相撞（两车没有错开）；
- ②正面偏置碰撞，也是车与车正面相撞，但两车的碰撞面不是全部的车头；
- ③斜撞，即车与墙壁成一定角度碰撞；
- ④车撞树或电线杆；
- ⑤小车追尾撞入大车的下面；
- ⑥小车骑乘到地面凸起物如石头上。

这些碰撞发生时，其碰撞强度、减速度波形、车体变形等都是不一样的。

针对不同的碰撞方式，研究和评价乘员保护系统时，需进行各种碰撞试验。前碰撞一般进行障碍壁碰撞试验。汽车以48.3km/h(30 mph)的速度与钢筋混凝土的障碍壁发生碰撞，汽车速度与障碍壁成 $90^\circ \pm 30^\circ$ 的夹角。

侧面碰撞试验是用移动壁碰撞汽车。美国和欧洲的标准有所不同。

追尾碰撞一般为移动壁碰撞试验。

美国FMVSS中，为发展低能量气囊，还规定了替代整车试验的气囊滑车试验，并在试验中增加了假人颈部的伤害指标。

碰撞试验中，乘员碰撞保护的定量分析主要取决于试验假人的伤害评价指标。试验用假人一般使用50百分位的混合假人。主要的伤害评价指标各个国家基本相同，主要有如下几项：

- ①假人头部的合成加速度应使下值不超过1 000：

$$HIC = \left[ \frac{1}{(t_2 - t_1)} \int_{t_1}^{t_2} a \cdot dt \right]^{2.5} (t_2 - t_1)$$

式中：HIC为头部损伤指数，是英文 Head Injury Criteria 的缩写；

$a$ 为假人头部质心处的合成加速度，其值为重力加速度 $g$ 的倍数；

$t_1, t_2$ 为碰撞过程中所选择的两时刻，单位为s。它们应使HIC计算结果达到最大值。

- ②当作用时间超过3ms时，假人胸部质心合成加速度 $a_{max}$ 应不大于60g。

③大腿骨所受的轴向力 $\leq 10\ 000N$ 。

④胸骨相对脊椎的位移 $\leq 75mm$ 。

- ⑤假人颈部伤害指标：

弯曲扭矩：190N·m；

外翻扭矩:57N·m;  
轴向拉力:3 300N 峰值;  
轴向压力:4 000N 峰值;  
轴向剪力:3 100N 峰值。

### 9.3.2 安全带

#### 9.3.2.1 安全带的种类

现在安全带一般由卷收器和织带及锁扣等组成。其中两点固定式仅限制乘员腰部的,称为腰带;两点固定式仅限制乘员上半身的,称为肩带;三点固定式同时限制乘员的腰部和上半身,称为腰肩联合带。一般前排乘员和后排两侧乘员的安全带为三点式安全带,后排中间乘员的安全带为腰带。

按照安全带的使用方式,分为主动安全带和被动安全带。被动安全带不需要乘员的干预,通常由车门的开启和关闭来控制。当打开车门时,安全带自动放开;当关闭车门后,安全带自动施加至乘员身上。受结构复杂性等方面的限制,通常被动安全带仅为肩带。主动安全带需要乘员的主动操作才能起作用,即需要乘员自行佩戴安全带。

安全带主要靠织带的拉伸变形吸收能量,减缓二次碰撞的强度。其中肩带的拉伸变形量可达40%。

安全带的主要区别在于卷收器不同。按卷收器的类型,可分为如下几种:

- ①无锁式;
- ②手调式;
- ③自锁式;

④紧急锁止式,紧急锁止式是目前我国使用最为广泛的一种安全带。它要求卷收器对织带的拉出加速度敏感;当以0.7g的加速度拉出,织带在拉出25mm内锁止;以2g加速度拉出,拉出50mm内锁止。对汽车行驶状态(汽车的减速度)敏感,当汽车受到0.7g的减速度时,织带在拉出25mm内锁止。对汽车的倾斜角度敏感,卷收器倾斜12°以下不锁止,27°以上锁止。

⑤预紧式,预紧式安全带是近年来发展的一种安全带。一般,为了乘员的舒适,安全带的预紧力不能太大,安全带与人体之间总有一定的间隙,当乘员衣服较厚时,此间隙会较大。在碰撞时,此间隙将减小安全带的有效作用范围,降低安全带的效能。预紧式安全带使用预紧器,在碰撞达到一定强度时,启动预紧器,带动锁扣回缩或卷收器回转,使得安全带缩短一定距离,有效消除间隙,提高安全带的作用。

⑥限力式,限力式也是近年来发展的一种安全带。在发生碰撞时,安全带常常施加很大的拉力,限制乘员的运动。特别当碰撞车速较高、强度很大时,安全带对人的作用力可能达到足以伤害人体的程度。限力式安全带即是在卷收器或锁扣等部位增加限力机构,当织带所受的力达到一定值时,允许卷收器或锁扣等部位移动,从而使得安全带有效长度变长,防止织带拉力过大对人体造成伤害。

#### 9.3.2.2 预紧式安全带的工作原理

预紧式安全带是在普通安全带上增加预紧器构成的。预紧器可以与锁扣结合在一起(锁扣预紧器),也可以与卷收器结合在一起(卷收器预紧器),如图9-3-1所示。

锁扣预紧器的机构原理如图9-3-2所示。此预紧器使用火药作为动力。锁扣上面与织带相连,下面由钢丝绳与预紧器内的活塞相连。发生碰撞时,通过点火设备点爆安装在预紧器上的火药,火药燃烧产生气体充人气室内。活塞在气体的压力下向右移动,通过钢丝绳将锁扣向下拉回约80mm,消除安全带与乘员间的间隙。在活塞中安装有钢球,使得活塞



图9-3-1 卷收器预紧器与锁扣预紧器及其布置形式

只能向右移动,防止在安全带的拉力下活塞向左移动。

图 9-3-3 为锁扣预紧器的另一种结构形式。动力单元提供拉力,通过软轴拖动单向锁止机构在锁止钢管中单向移动、从而拖动锁扣收回,减少间隙。锁止机构采用齿条棘爪机构。动力单元可以使用弹簧(冷式)、也可以使用火药(热式)。

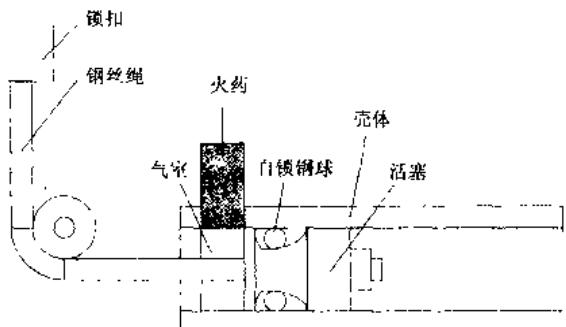


图 9-3-2 锁扣预紧器原理图



图 9-3-3 锁扣预紧器原理图

图 9-3-4 为一种卷收器预紧器的原理图。它安装在卷收器的侧面,使用火药作为动力。发生事故时,点燃火药,推动齿条移动,从而带动卷收器回卷。图 9-3-4a) 为串级点火,图 9-3-4b) 为并联点火。

预紧式安全带的关键技术之一是点爆条件。由于汽车碰撞的形式不同、强度不同,准确点爆是基本要求。在汽车过坑、台阶、减速带、各种粗糙路面时,不能点爆。某些种类的预紧器带有机械式的控制器,由机械机构触发;多数预紧器由电子式控制器触发。如果汽车装备了气囊且使用智能控制器,则预紧式安全带的控制一般都由气囊控制器完成。例如由气囊控制器控制两个气囊和两个预紧式安全带,分两级控制:当碰撞强度达到第一级、未达到第二级时,点爆预紧式安全带;达到第二级时,点爆气囊。

### 9.3.2.3 限力式安全带工作原理

图 9-3-5 为限力式安全带工作原理图。限力机构采用槽型支架方式。当安全带的拉力超过一定限值时,轴销将支架挤压变形,使卷收器沿支架的槽向上滑动,从而起到限制安全带拉力的作用。

### 9.3.2.4 有关法规及试验方法

我国的国家标准中详细规定了安全带的试验方法。主要有安全带模块环境试验(热、湿、粉尘等)、性能试验(安全带静态试验、安全带的动载试验)。动载试验在碰撞试验台上进行。试验采用 50 百分位美国或欧洲假人,按实车环境布置座椅和安全带。滑车速度为 48km/h,减速度波形在要求范围内。图 9-3-6 为清华大学进行的某次安全带试验的滑车碰撞波形和 ECE 标准要求。碰撞速度为 48km/h。

### 9.3.3 安全气囊技术

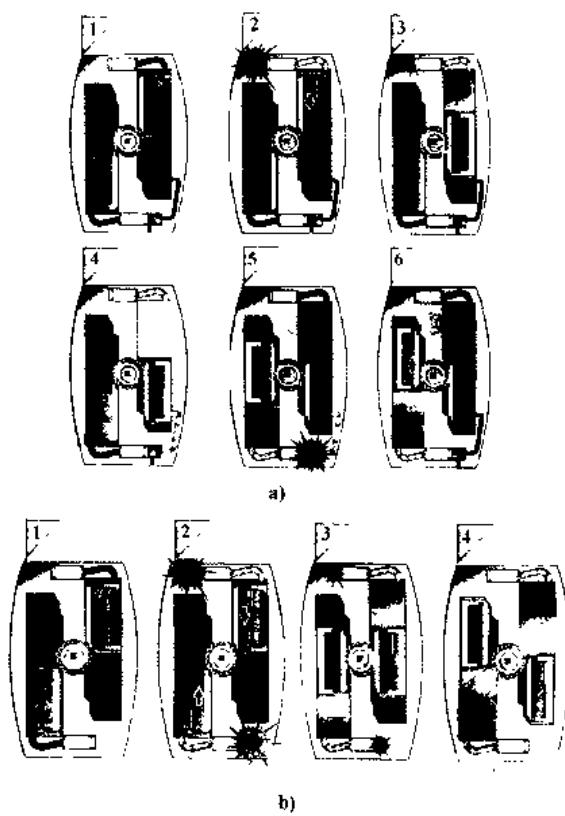


图 9-3-4 卷收器预紧器原理图

a) 串联点火; b) 并联点火

### 9.3.3.1 国内外气囊的研究发展状况

汽车安全气囊作为汽车被动安全性研究的成果,是随着汽车被动安全性研究的深入而发展的。美国通用汽车公司在 1974~1976 年间安装了大约一万套气囊系统,但是,由于技术上的原因又停止了生产。其原因有以下几个方面:

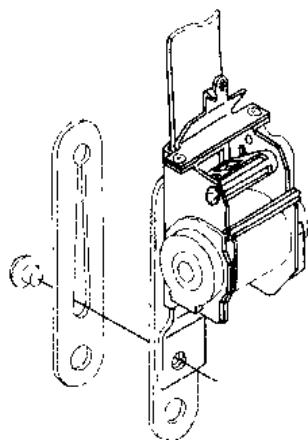


图 9-3-5 限力式安全带原理图

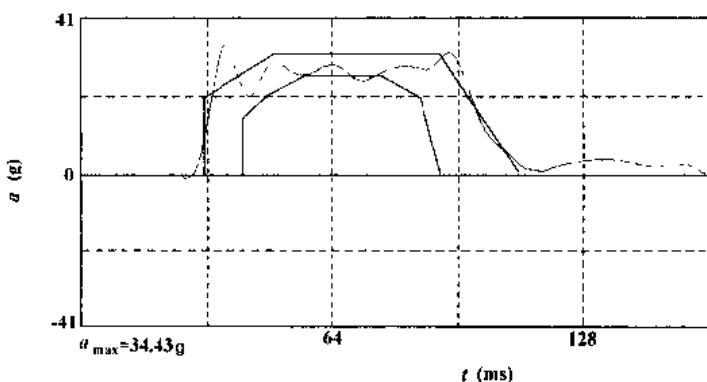


图 9-3-6 安全带试验滑车减速度波形

①20世纪70年代初,汽车工程师还没有足够的经验去解决汽车发生碰撞事故时对乘员保护的许多技术问题。汽车本身设计也没有考虑安全气囊的问题。虽然经过多年的试验,但始终存在许多难以解决的技术问题。消耗的人力、物力和资金都非常大。

②对事故发生时,人体的损伤研究还不完善,受伤机制还不清楚,因此在确定人体最大容许损伤标准上有技术上的困难。而且这也需要汽车生产厂和政府的合作,需要做大量的动物试验,以及用新鲜的尸体做撞击试验。

③安全气囊本身的技术还不完善。由于技术复杂,汽车生产厂担心一旦出现差错,将对汽车乘员造成伤亡,因此对安全气囊的安装采取谨慎态度。

④公众对于汽车的安全意识不强。1979年美国交通部进行民意测验,人们普遍认为下一年中每100辆汽车中只可能发生1次事故。实际上,一年中,平均每10辆车中就会发生1次事故。这表明,对安全气囊是否会被广泛接受还有疑问。

⑤70年代初,安全气囊的价格被认为难以接受。当时大部分汽车价格低于10000美元,而一套安全气囊的价格则需500~600美元,甚至1000美元。

由于上述原因,安全气囊一直未能迅速普及。直到90年代后,由于碰撞试验技术的发展,公众对于安全的要求以及安全气囊系统需要的电子技术提高,加上安全气囊对于人体的保护效果显著,因此该产品得到推广和普及。从1970年到1990年的20年间,欧美关于安全气囊方面的专利只有106项,而从1990年到1994年4月,有专利464项。在美国,到1995年,前排乘员的气囊安装率已超过60%。美国法规规定在1997年9月1日以后出厂的轿车中应100%安装驾驶员侧和前排乘员侧气囊。

我国对汽车安全气囊技术很重视,国家已将其列入重点发展项目,国内几家单位正加紧气囊系统的研究工作,气体发生器及气囊控制系统的试验样品已经出现,并进行过初步的模拟碰撞试验和实车碰撞试验,一批新车型上均开始安装气囊。

### 9.3.3.2 气囊工作原理、组成与分类

#### 1) 工作原理

汽车安全气囊的基本思想是:在发生一次碰撞后、二次碰撞前,迅速在乘员和汽车内部结构之间打开一个充满气体的囊袋,让乘员扑在气囊上。通过气囊的排气节流阻尼吸收乘员的动能,使猛烈的二次碰撞得以缓冲,以达到保护乘员的目的。

安全气囊系统主要由传感器、控制器、气体发生器和气囊等组成,如图9-3-7所示。

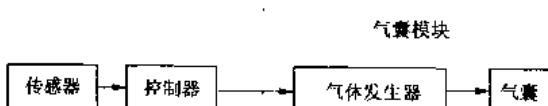


图9-3-7 安全气囊系统组成

其工作原理为:传感器感受汽车碰撞强度并将信号传给控制器,控制器接收并处理传感器的信号,当控制器判断有必要打开气囊时,立即发出点火信号触发气体发生器,气体发生器点火后迅速产生大量气体,在乘员和汽车内部结构之间展开一个充满气体的气囊,使得在发生碰撞事故时,乘员能够与比较柔软的气囊相接触,而不是与坚硬的汽车结构猛烈

碰撞,从而达到减少伤害、保护乘员生命安全的目的。现在美国、欧洲等先进国家除了在转向盘上、仪表板安装前碰撞气囊外,还在后排座椅配备前碰撞安全气囊;在座椅侧面或车身上配备侧碰撞气囊;在汽车顶部配备滚翻气囊。这样汽车一旦发生了碰撞事故,如正面碰撞、侧撞以及汽车的翻滚等,能够全方位的起到保护乘员的作用。

#### 2) 组成与分类

##### (1) 传感器

目前主要有机械式、机电式、电子式等几种。

①机械式与机电式传感器 20世纪70年代GM公司采用的两种传感器如图9-3-8所示。这两种传感器由弹簧、质量块构成,当它承受一定时间及一定强度的加速度时,质量块由于惯性作用,触发机械开关,从而

点爆气囊。

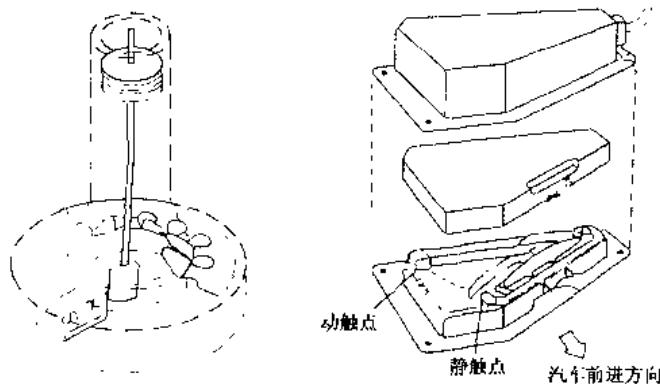


图 9-3-8 GM 公司 70 年代的两种传感器

图 9-3-9 所示的传感器由磁性底座代替弹簧，其原理与图 9-3-8 相同，它对于加速度有一个阈值要求，抗干扰性更好。

对于前两种传感器，其等效原理图如图 9-3-10 所示，并可作如下分析：

$$ma = f(t) - g(x)$$

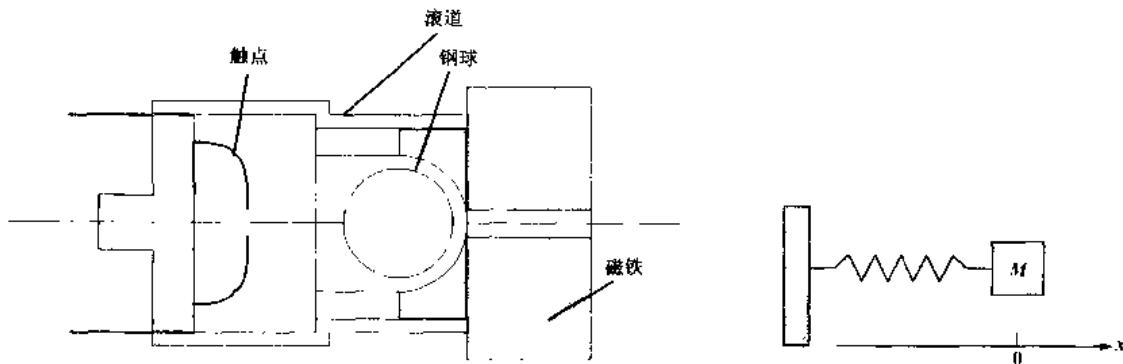


图 9-3-9 BREED 公司的传感器

图 9-3-10 传感器等效原理图

式中： $f(t)$ ——车体减速度的等效力；

$g(x)$ ——弹簧的弹性力。

不妨设弹簧为线性，则：

$$g(x) = kx$$

$$ma = f(t) - kx$$

上述为二阶系统，其阶跃响应如图 9-3-11a)。如果系统的输入为脉冲信号，如图 9-3-11b)，其响应为：

$$x(t) = x(t - t_1)$$

由图 9-3-11 可以看出，当系统阻尼很小或无阻尼且系统时间常数小于输入脉宽时，其原理接近于加速度触发；当系统阻尼较大时，其原理等价于速度减量触发。

②电子式传感器 电子式传感器主要有压电式、压阻式、电容式。

压电式由质量块、弹簧及压电晶体组成，当晶体承受压力时，便输出电荷量。

压阻式由在硅梁上制成的硅片电阻构成桥路，硅梁变形时，桥路中电阻变化而引起输出电压变化。

电容式由硅栅组成的电容极板组成。硅栅变形时，引起电容变化。

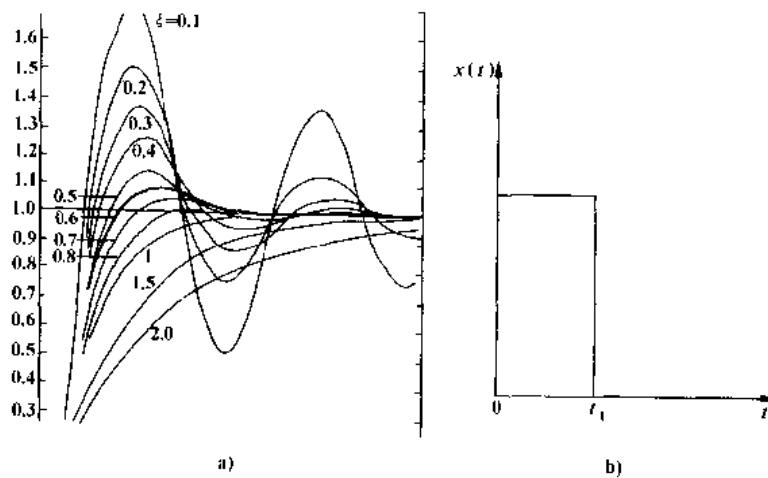


图 9-3-11

a)阶跃响应;b)输入脉冲信号

电子式传感器输出连续量,而机械式传感器输出开关量。

③集成式传感器 此种传感器多采用电容式和压阻式。以 Motorola 公司的 MMAS40G 为例,它是电容式的集成传感器,其优点是集成度高,其内部集成有电容加速度传感,低通滤波器,温度补偿等模块;接口简单,可靠性高;具有自测试功能,可及时发现异常现象。

## (2) 传感方式

传感方式有多点式和单点式。图 9-3-12 所示为本田汽车公司安全气囊系统的布置示意图,是目前正在使用中多点传感汽车安全气囊系统的典型配置。它共有 3 个传感器:一个机电式左挡板传感器,一个机电式右挡板传感器和诊断模块中的一个电子传感器。驾驶员侧和乘客侧各有一个气囊。两个挡板传感器中只要有一个闭合,诊断模块就对电子传感器送来的信号进行处理和判断,当认为有必要点火时,就发出点火信号使气囊充气。单点传感式安全气囊系统采用单个电子式传感器,并且传感器和点火控制模块以及诊断模块都集成在一起。目前,由于点爆控制算法越来越完善,单点传感式气囊系统正在逐步取代多点传感式气囊系统。多点式和单点式的比较见表 9-3-1。

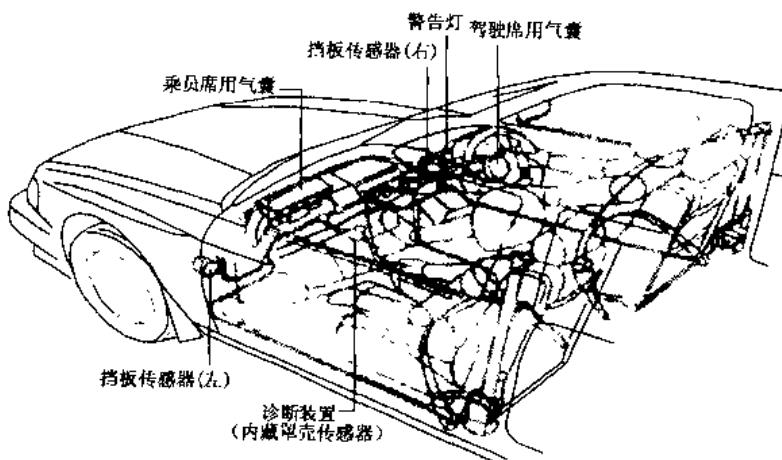


图 9-3-12 气囊传感器布置方式

表 9-3-1 单点式和多点式的比较

指 标	分 布 式	单 点 式
实践:	许多车辆已安装 目前看来可靠 无法确切评定	有许多车辆安装 可靠 可确切评定
尺寸	由于有引线、体积大	体积小并可更小
成本	高	低
可靠性	目前可靠性尚可 但其缺陷无法观测	由于其可观测, 可靠性会进一步提高
与车体的集成	与车体设计同步进行	设计局限小
对未来系统的适应性	如已集成完毕, 需改动	易集成
性能:	好 对于障碍物碰撞好, 其他形式未知 性能未知	好 好 好
——高速碰撞 ——临界速度碰撞 ——重叠事件		
建模:	全部建模困难 在无机械扰动的情况下易建模 必须使用有效的有限元法	全部建模好 易建模 已发展建模方法
——传感器 ——车体		

### (3)控制系统

控制系统是气囊系统的核心部件, 其控制机理是各生产厂家严格保密的核心技术。气囊控制系统要能准确判断出正撞、偏撞、斜撞、撞树等各种复杂情况的碰撞强度, 并准时点爆气囊。控制系统主要有机械式、模拟电子式、智能式几种。机械式控制系统主要用于低成本的气袋系统, 但其应用正在减少。现在大部分都采用带微处理器的智能控制系统, 对电子式传感器测量得到的信号进行处理, 输出点爆信号, 其原理框图如图9-3-13所示。图中安全传感器是一机电式传感器, 它在超过  $3g$  的加速度时闭合, 主要是为了提高系统的抗干扰性。

气囊控制器一般具备如下特性:

- ①在不影响系统可靠性的前提下, 尽量采用集成元件, 元器件的个数应尽量少;
- ②元件及电路应为可在线测试的;
- ③减少耗电, 使系统在主电源掉电情况下可继续工作;
- ④储存故障代码, 以备事后诊断。

图 9-3-14 所示为美国 TRW 公司的气囊控制器的实物图。

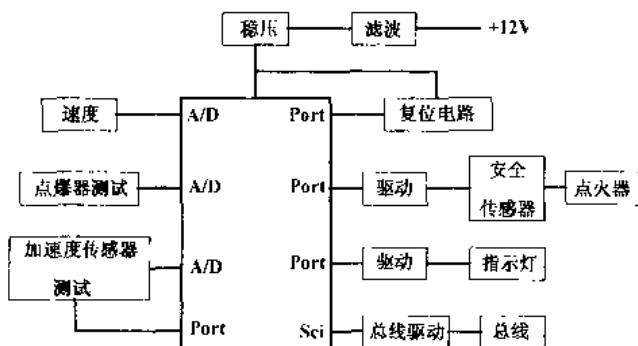


图 9-3-13 控制器原理图

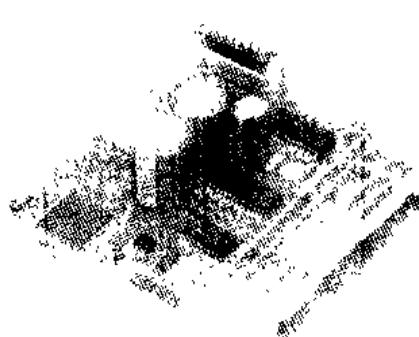


图 9-3-14 TRW 公司气囊控制器

#### (4) 气囊的形式

气囊的形式有两种，一种体积比较大的，以美国国内市场为主，即使乘客不系安全带也能起到良好的保护作用，这是因为美国一些地方法规对安全带的佩戴没有强制性要求；另一种体积较小的，与安全带配合使用，是将安全气囊与三点式安全带共同组成一个乘员保护系统，使之达到最佳的乘员保护效果。这种气囊主要在欧洲市场应用，因为欧洲对安全带的佩戴有强制性要求。

#### (5) 气体发生器

气体发生器有压缩气体式(冷式)、燃烧式(热式)、混合式三种。压缩气体式主要与机械式传感器及控制器连用。由于其产气量少、充气速度慢等缺点，应用较少。燃烧式是通过燃烧剂(推进剂)燃烧产生大量气体，产气量大，容易控制，应用较多。燃烧剂有叠氮化钠等种类。叠氮化钠燃烧产生无害的氮气，但产生大量的热量和固体颗粒，所以要采取降温、过滤等相应措施。H<sub>2</sub>叠氮化钠融于水后有毒，对环保不利。各气袋生产厂家都在发展新型的燃烧剂。可燃气体式是其中的一种，它将氧气和氢气按一定比例混合加压储存在储气瓶中。它燃烧后产生水，没有固体颗粒，燃烧前也无毒，是一种理想燃烧剂。混合式是用少量的燃烧物质产生足够的热量，使得压缩气体迅速膨胀而充满气囊。其产气量大，而产生的热量少，是今后的发展方向。为防止火药产生的热量对乘员造成伤害，有些气囊内部涂有隔热涂层。

混合式气体发生器性能上的优势：

- ① 对温度的敏感性较低，低温条件下性能变化不大；
- ② 通过调整，容易满足客户对峰值压力、压力上升曲线、溢出气体的速度等性能的要求；
- ③ 对环境有利，无毒性材料，有优异的抗老化性能；
- ④ 气体发生器表面温度低，在气体发生器作用后，其表面温度最多上升75℃，塑料件可与气体发生器接触；
- ⑤ 溢出的气体无害，所产生的少量非毒性颗粒中，92%的颗粒是KCl，产出的颗粒浓度比采用叠氮化钠等燃烧剂的热式气体发生器低；
- ⑥ 优异的燃烧剂在车体中可存放15年无变化，不会吸湿。

气体发生器有单级和两级气体发生器。单级气体发生器有一个产气部件，两级气体发生器有两个相互独立的产气部件，适当组合两个部件的工作时间，即可获得不同的充气特性，适用于智能乘员保护系统。

气体发生器的性能通常用容器试验来评价。将气体发生器放置在体积一定的密闭容器内，触发气体发生器，测量容器的压力和温度，从而推算出气体发生器的参数。对司机侧气囊的气体发生器，容器的体积有1ft<sup>3</sup>和60L；对乘员侧气囊的气体发生器，容器体积为60L或100L。目前的趋势是对各种气体发生器均使用60L的容器进行试验。图9-3-15为TRW公司的一种混合式乘员侧气囊气体发生器的结构示意图及容器试验的压力曲线。

#### (6) 气囊的类型

针对不同撞车方位，保护乘员不同部位来分，有正面碰撞气囊、侧面碰撞气囊、膝部气囊、翻滚气囊等。

在国外汽车安全气囊系统中，气体发生器和气囊都已标准化，可根据不同的车型进行选购。而其中的控制系统则为各生产厂家所保密。这也正是安全气囊系统的关键技术。它决定着气囊何时开始准确无误地点爆。所以，国内生产厂家的工作重点应放在控制系统的硬件及控制算法研究上。

### 9.3.3.3 气囊控制系统关键技术要求

#### 1) 碰撞判断准确

如前所述，汽车的碰撞形式是各式各样的，其碰撞强度、减速度波形、车体变形等都是不一样的，但都要

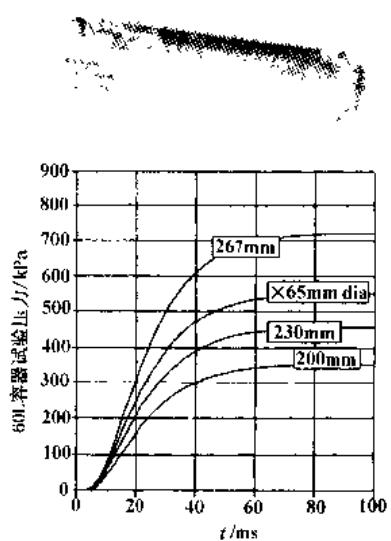


图9-3-15 混合式气体发生器结构及容器试验压力曲线

求气囊系统能准确地判断出强度如何，并能准确控制气囊点爆。

目前气囊系统有两种形式，一种是与安全带配合使用；当低速碰撞时，主要是安全带对乘员起保护作用，当发生高速碰撞时，才启动气囊对人进行保护，此时气囊主要保护人的面部，又称之为“面囊”。第二种是单独起保护作用；发生碰撞时，气囊要保护人的头部和胸部。第二种气囊的体积较大（对驾驶员侧气囊为60L以上），充气时间长，充气量大启动气囊的碰撞车速较低，造价高。第一种气囊的体积较小（对驾驶员侧气囊为40L左右），充气量小，充气时间短，启动气囊的碰撞车速高，造价低。就我国情况看，第一种气囊更适合我国国情。

气囊的点爆车速与各个国家的事故形式有关。通常是根据大量的事故统计数据，总结出不同车速的碰撞事故对乘员造成的伤害程度，据此确定何种车速需启动气囊对乘员进行保护。目前从国外的资料中可以得知，对使用安全带的“面囊”来说，一般规定：车速在20km/h以下正面撞墙时，气囊不点爆；30km/h以上正面撞墙时，气囊一定点爆；20~30km/h之间为点火的模糊区，气囊可点爆也可不点爆。对不使用安全带的气囊，一般是当车以12.8km/h(8 mph)的速度正面撞墙时气囊不点爆，20.9km/h(13 mph)正面撞墙时气囊要点爆。如果高速碰撞时气囊没有点爆（漏点火），会造成乘员的严重伤害，是绝对不允许的。

### 2) 点火时刻准确

以驾驶员侧气囊为例。气囊点爆后、气体发生器的充气时间约是30ms（毫秒）。对处于正常位置的50百分位假人而言，最佳情况是发生碰撞时，气囊刚刚充满气体后，人的头部即与气囊接触，这样保护作用最好。如果人头部接触到气囊时，气囊尚未充气完毕（迟点火），则气囊不仅不能起到缓冲吸能作用，巨大的爆炸力反而会将人打伤。如果气囊充气完毕后很长时间人的头部才与气囊接触（早点火），由于气囊节流小孔的排气作用，气囊中没有足够的气体压力，同样会影响对人的保护作用。

目前国外普遍采用的是5in-30ms准则。由于人头部离转向盘的距离约为12in，气囊充满气体时的厚度约为7in，因此人的头部移动5in后即与气囊接触，此时气囊应充满气体，而气囊充满气体的时间约为30ms。所以汽车碰撞过程中，乘员头部向前移动5in时的前30ms为最佳点火时刻，如图9-3-16所示。横坐标为时间，纵坐标为乘员头部位移。 $t_1$ 为汽车碰撞开始时刻， $t_3$ 为乘员头部移动5in的时刻， $t_2 = t_3 - 30\text{ms}$ ， $t_2$ 即为最佳点火时刻。

在我国，由于各种车的尺寸不同，人的平均身高、上身的长度与外国人也不相同，因此对此项准则要通过大量的数据统计和试验测试进行确定。

如果乘员乘坐位置偏离了正常位置，如驾驶员离转向盘过近或过远，称为离位乘员。气囊对离位乘员可能会有较强的伤害作用。以驾驶员侧气囊为例，根据美国有关机构的尸体试验结果，如果气囊点爆时人体胸部靠在转向盘上，气囊会将其肋骨打断。气囊对离位儿童乘员的伤害尤为严重。因此美国在推行低能量气囊，即延长气囊的充气时间，减少气囊爆出时的侵略性。此时气囊的充气时间大于30ms，气囊的点爆时间要提前。

### 3) 抗粗糙路面干扰能力强

气囊系统是一次性使用的安全防护系统，若意外点爆，除了会造成经济损失，由于气袋点爆时的巨大声响和体积，会对乘员造成惊吓，可能会引发不必要的事故。因此必须具有高的抗粗糙路面干扰能力。根据清华大学的总结，当汽车以20~60km/h的速度通过下述路面时，气囊不应点爆：上下110mm高的台阶、铁路铁轨、国标路面，计有扭曲路面、坑洼路面、石块路面、搓板路面、卵石路面等。以上这些情况都会产生较大的汽车减速度，气囊不能点爆。

### 4) 高可靠性与工作稳定性

由于汽车的工作环境比较复杂，气囊必须有较高的工作可靠性和稳定性。如汽车在积水道路行驶，汽车

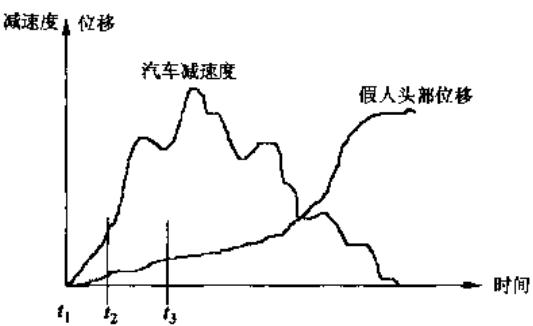


图9-3-16 假人头部位移及汽车减速度曲线

在高温气候中行驶、汽车在寒冷的地区使用、汽车在高海拔的地区使用、汽车在强电磁干扰环境中等。这些环境都不能引起气囊系统的失效。另外，某些时候汽车上的蓄电池电压可能偏低，在发生碰撞时、可能在碰撞的最初时刻即将蓄电池破坏，使气囊系统失去电源，因此气囊系统要有很宽的工作电源范围，并且当电源失掉后，应能有数毫秒的持续工作能力。

#### 9.3.3.4 气囊点爆控制算法介绍

早期的机械式传感器集传感与算法于一体，由于其自身对于信息采集、处理灵活性的限制，大部分采用加速度峰值法或速度变量法。自从采用电子式和集成式传感器以来，已发展了很多算法，现在使用的有速度变化量法、加速度坡度法、比功率法等，并且还在不断地发展。

##### 1) 加速度峰值法

通过测量汽车上的加速度信号，当加速度达到预定的阈值时就点爆气囊。由于加速度信号变化非常快，而且与汽车结构的振动有关，容易受到外界的干扰，一般用于机械式传感的气囊系统，起爆车速定的比较高，以提高抗干扰性能。采用电子式传感器的安全气囊系统很少采用这种方法。

##### 2) 速度变量法

通过对加速度信号进行积分运算得到碰撞过程中的速度变化量，当速度变化量大于预先设定的阈值时就发出点火信号。由于速度变化量曲线比加速度曲线平滑得多，所以这种算法有较强的抗干扰能力。速度变化量法要求确定开始进行积分的时刻，一般是通过加速度阈值来确定碰撞的起始时刻。当检测到加速度值超过设定阈值时，系统认为有碰撞发生，开始进行点火评价，比较积分结果与预先设定，决定是否点火。

##### 3) 加速度坡度法

使用加速度峰值法作为判断指标，抗干扰能力差；而速度变化量作为指标，又对碰撞不够敏感。加速度坡度法对加速度信号求导，得到加速度变化量作为点火判断指标。这种算法需对加速度进行很好的滤波。

##### 4) 比功率法

碰撞过程中的动能为： $E(t) = \frac{1}{2}mv^2$ ，对其进行求导得到功率：

$$P(t) = dE(t)/dt = v(t)a(t)$$

再求导得到比功率：

$$dP(t) = v(t)J(t) + a(t)a(t)$$

式中：  $P(t)$ ——碰撞过程中的功率；

$E(t)$ ——碰撞过程中的能量；

$a(t)$ ——碰撞过程的加速度；

$v(t)$ ——碰撞过程的速度；

$J(t) = da(t)/dt$ ——加速度坡度；

$dP(t)$ ——比功率。

使用比功率作为指标量进行点火条件判断，该指标中综合了加速度、速度变化量、加速度坡度三个量，对不同碰撞波形具有更好的适应能力，但算法复杂。同样要求对加速度进行较好的滤波。

由于实际碰撞过程中初始车速是未知的，故碰撞算法中的实际车速  $v(t)$  无法准确计算。设初始车速为  $v_0$ ，碰撞过程的速度变化量  $\Delta v = \int_0^t a(t)dt$ ，则：

$$v(t) = v_0 + \Delta v$$

则有：

$$dP(t) = v(t)J(t) + a(t)a(t) = v_0J(t) + \Delta vJ(t) + a(t)a(t)$$

计算中可将  $v_0J(t)$  去掉。

##### 5) 移动窗算法

采用一定的窗宽度，对窗内的加速度信号进行积分。窗随着时间变化在时间轴上移动，窗的右边界即是

加速度的当前时刻，积分公式为：

$$S(t, u) = \int_{t-w}^t a(t) dt$$

式中： $a(t)$ ——加速度信号；

$t$ ——积分当前时刻；

$w$ ——窗宽；

$S$ ——积分结果

当积分值大于设定的阈值时，即点爆气囊。此方法是速度变量法的一个变形。当窗宽较大时，如大于30ms，因气囊点爆的时间一般不可能晚于碰撞开始后30ms，则此算法等同于速度变量法。

#### 6) 神经网络算法

构造一个神经网络系统，利用神经网络的自学习功能，输入碰撞波形和点火条件，对网络进行训练。此种算法理论上是可行的，只要选择阶数适当，构造出的神经网络可适应任何系统。但由于实际碰撞试验的次数所限，输入的训练样本受到限制，实现起来有一定困难。

#### 7) 基于速度的判别算法

上述各种算法都是基于时间的算法，这种方法是近年提出的基于速度的算法。由加速度传感器测得汽车的加速度信号，由硬件和软件进行低通滤波、积分计算汽车的速度，以速度为横坐标，计算加速度、加速度的平方、加速度平方的积分值等。计算结果中任一项超过某种标准，则点爆气囊。这种算法消除了由于积分起始点判断不准而引起的计算误差。

#### 8) 速度预测算法

此种算法的前提是能检测到汽车碰撞前的速度，从而可以对碰撞强度及碰撞形式有准确的计算预测。速度的测量可以由车载雷达提供（有文献研究了雷达在汽车上的应用），也可以对现有汽车的速度表进行改装来测量。对新型汽车，速度的测量并不是很困难的事，此种算法对未来汽车有一定的意义。

总之，在点火算法上，没有普遍的算法，各种算法都是适应不同碰撞波形而开发的，而且每一种方法的阈值参数确定也并未系统化。

### 9.3.3.5 气囊的试验方法

根据 ISO/WD 12097 和 ISO/DP 12097 标准，气囊试验是分别对气体发生器和气囊组件进行的环境测试和性能测试。

#### 1) 对气体发生器的试验

在环境测试中，有跌落测试、机械冲击测试、真空测试、振动与温度同时作用测试和热度湿度循环。它模拟了气囊在整个寿命周期中经历的环境状况，包括运输、储存、安装和维修。在模拟中，采用比现实环境更严格的测试水平以加速其老化和降级过程。

其中跌落测试和机械冲击测试反映了搬动、运输和固定等情况，它主要发生在寿命周期的早期阶段。

真空测试模拟在部分增压的飞机中运输及在海拔高度较高的地方驾驶的情况。

振动与温度同时作用测试用于模拟振动和温度的共同作用，它发生于寿命周期中在车上的阶段。行驶中的动态载荷可以被典型地描述为宽带随机振动，它在一些特征频率范围有增大的振动量级。这些载荷可能会引起摩擦、磨损、疲劳及其他破坏作用。对测试样品在不同温度下施加振动是很重要的，因为许多材料，例如聚合物，它们的机械性能随温度的变化而变化。模拟振动与温度的方式可模拟适当的实车环境。

热湿测试模拟气候变化的影响，特别重要的是当气体发生器的温度低于周围空气的结露温度期间水对气体发生器内部的渗透，并引起电气失效及材料的膨胀、收缩、腐蚀及加快生物损坏和腐烂。

对一组 8 个气体发生器样品中的 3 个进行环境测试，包括：

跌落测试：在气体发生器的 3 个主轴、6 个方向上进行自由落体试验。

机械冲击测试：对气体发生器施加一定强度及一定脉宽的半正弦脉冲（试验参数见表 9-3-2）

表 9-3-2 对气体发生器的试验参数

	驾驶员用气囊	乘员用气囊	其他类型气囊
峰值加速度 $a$	100g	40g	
脉冲时间 $D$	6ms	6ms	数值待定

真空测试:将气体发生器放置于高海拔模拟容器中 1h。

振动与温度同时作用测试:在温度循环的同时,对样品施加随机振动载荷。

热度湿度循环:对样品进行 30 次热湿温度循环。

环境测试后进行性能测试,包括:

静电放电测试:对气体发生器进行静电放电,以检验气体发生器被静电放电点爆的能力。

容器测试:对气体发生器在规定温度下一定体积的封闭容器内点爆,然后对容器压力、气体浓度及残余物进行测量和分析。

焚烧测试:对气体发生器加热到它点爆以检验其外壳是否有破损。

触发装置:对触发装置进行统计测试。

爆炸测试:对气体发生器的燃烧室施加一定载荷,以检验气体发生器壳体的强度。

## 2) 对气囊组件的试验

在环境测试中,有跌落测试、机械冲击测试、粉尘测试、振动与温度同时作用测试、热度湿度循环、烟雾测试、太阳辐射测试和温度冲击测试。它模拟了气囊在整个寿命周期中经历的环境状况,包括运输、储存、安装和维修。在模拟中,采用比现实环境更严格的测试水平以加速老化和降解过程。

其中跌落测试和机械冲击测试反映了搬动、运输和固定等情况,它主要发生在寿命周期的早期阶段。

粉尘在寿命周期的每个阶段都有可能渗入,因为其主要是由研磨粒子引起的损伤,而机械冲击可能导致裂缝或密封失效,所以此测试需在振动测试之前,并在机械冲击之后。

振动与温度同时作用测试用于模拟振动和温度的共同作用,它发生于寿命周期中在车上的阶段。行驶中的动态载荷可以被典型地描述为宽带随机振动,它在一些特征频率范围内有增大的振动量级。这些载荷可能会引起摩擦、磨损、疲劳及其他破坏作用。对测试样本在不同温度下施加振动是很重要的,因为许多材料,例如聚合物,它们的机械性能随温度的变化而变化。模拟振动温度的方式同时也模拟适当的实车环境。

热湿测试模拟气候变化的影响,特别重要的是当气体发生器的温度低于周围空气的结露温度期间水对气体发生器内部的渗透,并引起电气失效及材料的膨胀、收缩、腐蚀及加快生物损坏和腐烂。

烟雾可以看作是任何化学变化的加速试剂,尤其是腐蚀。同时应注意模块材料的相容性。

阳光辐射模拟和温度冲击模拟用于决定高分子部位的老化行为,元件需要进行复合分组,因此应建立一个元件中或多个元件之间不同材料的相互作用。此试验用于评估由于辐射、热/冷和湿度共同作用而引起的各种热膨胀所引起的各种特性的变化。

对 19 个气体发生器中的 10 个进行环境测试:

跌落测试:在气囊组件的 3 个主轴、6 个方向上进行自由落体试验。

机械冲击测试:对气囊组件施加一定强度及一定脉宽的半正弦脉冲(表 9-3-3)

表 9-3-3 对气囊组件的试验参数

	驾驶员用气囊	乘员用气囊	其他类型气囊
峰值加速度 $a$	100g	40g	
脉冲时间 $D$	6ms	6ms	数值待定

粉尘测试:将气囊组件放置于粉尘环境中,以测试其对粉尘的抵抗力。

振动与温度同时作用测试:在温度循环的同时,对样品施加随机振动载荷。

热度湿度循环:对样品进行 30 次热湿温度循环。

烟雾测试:对样品进行 3 次烟雾喷雾循环,以检验气囊组件承受腐蚀的能力。

阳光辐射模拟:按照一定的辐射光谱分布,对样品进行阳光辐射模拟。

温度冲击测试:对气囊组件进行300次高温低温循环,以检验组件的裂隙承受较大温度变化的能力。

环境测试后进行性能测试,其中需记录气体发生器引信电阻、点爆时间和点爆电流曲线、气囊充气时间、气囊盖打开时间。

静态点爆测试:将驾驶员气囊或前排乘员气囊按照其在实车情况下的安装方式安装。依据其自身点爆条件进行点爆,点爆后要求:无爆出碎片击中正常坐姿乘员,气囊表面与人接触部分不能撕裂或烧穿及气囊外观应完整无损。

容器测试:对气囊组件在规定温度下一定体积的封闭容器内点爆,然后对容器压力、气体浓度、温度及残余物进行测量和分析。要求:压力对时间的曲线应在规定范围内,保持充气器的完整。

袋子测试:囊体积、织物通透性、织物可见性、接缝强度、织物强度、织物撕裂强度应在容许误差内。

### 9.3.3.6 气囊系统试验

#### 1) 静态试验

气囊静态试验按照9.3.3.5所述试验进行,检验气体发生器和气囊组件的技术性能。

#### 2) 动态试验

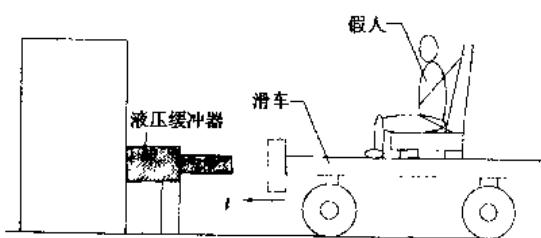


图 9-3-17 冲撞型模拟碰撞试验台

车为一沿导轨滑动的刚性小车,由动力装置加速到规定速度,与模拟缓冲吸能装置碰撞。缓冲装置模拟实车的碰撞过程,采用液压缓冲吸能装置实现不同的碰撞波形,调节液压缓冲器节流小孔的配置可调节碰撞波形,使之与实车碰撞相似或符合法规要求。

气囊系统总是针对特定车型设计的。对气囊模块进行试验时,首先按照此车型的实车环境布置滑车。即采用实车的仪表板、防火墙、转向盘、挡风玻璃、座椅等部件,按设计尺寸安装到滑车上;对刚度和强度不足之处另外设加强支撑,使得此试验环境能多次使用。图9-3-18所示为清华大学使用的两种车身环境的滑车,9-3-18a)图为富康车身环境,9-3-18b)图为BJ2020S车身环境。将被试气囊组件部件、假人等按实车尺寸安装到滑车上,按实车波形调节缓冲器,然后就可进行碰撞试验了。

试验一般包括如下几个内容:对同一碰撞车速,在碰撞开始后的不同时刻点爆气囊,根据假人伤害指标、假人与气囊的配合情况,检验气囊的保护效果,确定最佳点火时刻的范围;检验不同碰撞车速下气囊的保护作用;检验气囊控制器点爆气囊的条件。图9-3-19为清华大学进行的气囊滑车试验的序列图像。

发射型模拟碰撞试验台是用预先积蓄好的能量将安装有试验品的平台射出,给予加速冲击,因为加速度方向与实车撞车时的减速冲击正好相反,故试验品放置的方向应与平台发射方向相反以模拟汽车碰撞过程。HYGE冲击试验机是典型的发射型模拟碰撞试验设备,如图9-3-20所示。

#### (2) 整车碰撞试验

动态试验主要检验气囊模块的保护性能、气囊控制器的点爆条件和气囊系统与具体车型的匹配。动态试验分为滑车试验和实车试验。

##### (1) 滑车试验

滑车碰撞试验台有冲撞型(弹射式、减速式)和发射型(反推式、加速式)两种。冲撞型模拟碰撞试验与实车碰撞试验过程相仿。清华大学的模拟碰撞试验台如图9-3-17所示。它由动力装置、滑车、试验部件、假人、导轨、模拟缓冲吸能装置组成。滑车为一沿导轨滑动的刚性小车,由动力装置加速到规定速度,与模拟缓冲吸能装置碰撞。缓冲装置模拟实车的碰撞过程,采用液压缓冲吸能装置实现不同的碰撞波形,调节液压缓冲器节流小孔的配置可调节碰撞波形,使之与实车碰撞相似或符合法规要求。



b)

图 9-3-18 不同车身环境的滑车

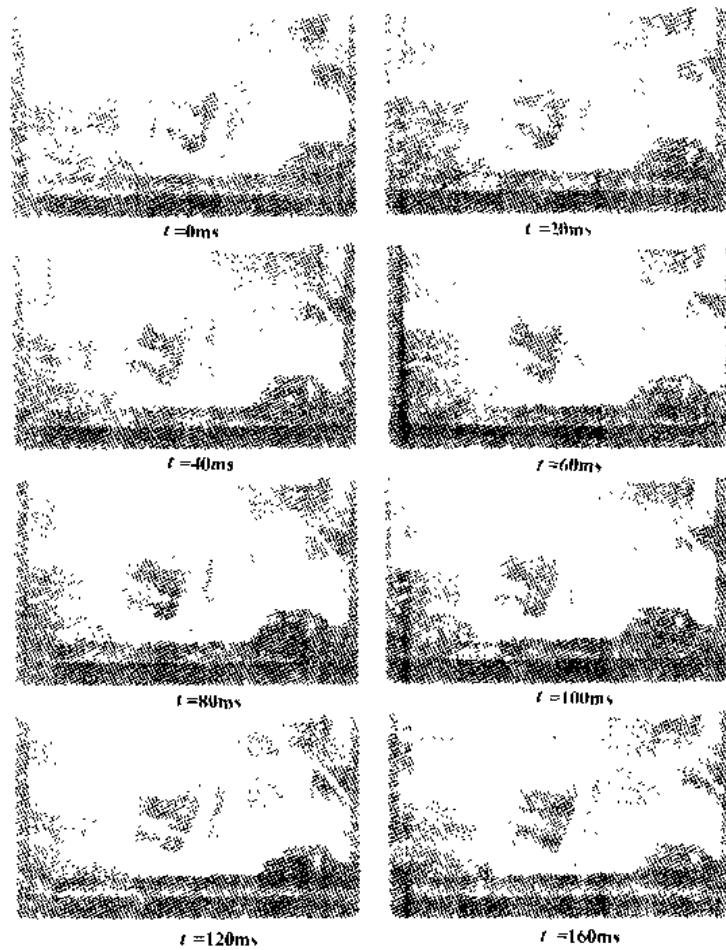


图 9-3-19 碰撞过程序列图像

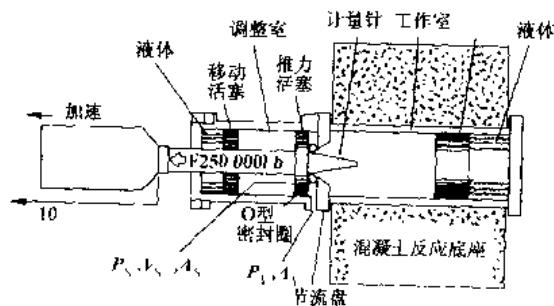


图 9-3-20 液压伺服式汽车模拟碰撞试验台

整车碰撞试验是综合评价汽车整车安全性能的基本试验方法，一般用于下列目的：

- ① 车辆安全性能的综合评价；
- ② 安全系统和整车的关系（不用实车则无法评价）；
- ③ 取决于车身变形后的乘员生存空间的评价；
- ④ 设定模拟碰撞试验的碰撞环境；
- ⑤ 再现实际事故过程。

整车碰撞试验的试验台主要由动力装置、障碍壁等组成。动力装置将汽车加速到规定车速，与障碍壁碰撞。障碍壁的质量为不小于75t，表面覆盖规定厚度的木板。

气囊系统的整车碰撞试验，通常要进行多次。例如，对于使用安全带的气囊系统，要进行两轮试验。第一轮试验，进行20km/h车速的正面碰撞（气囊应不爆）；30km/h车速的正面碰撞；30°斜撞；偏置碰撞（气囊应点爆）；48km/h车速的正面碰撞（气囊应点爆），获得汽车结构安全特性及碰撞波形。用获得的试验结果来改进结构设计和设置滑车碰撞试验环境，进行滑车试验，改进、优化气囊系统。第二轮试验，重复第一轮试验的各种情况，检验气囊的保护效果、气囊控制系统的工况情况。

图 9-3-21 所示为在清华大学进行的富康轿车整车气囊碰撞试验的序列图像。

### (3) 数据采集与处理

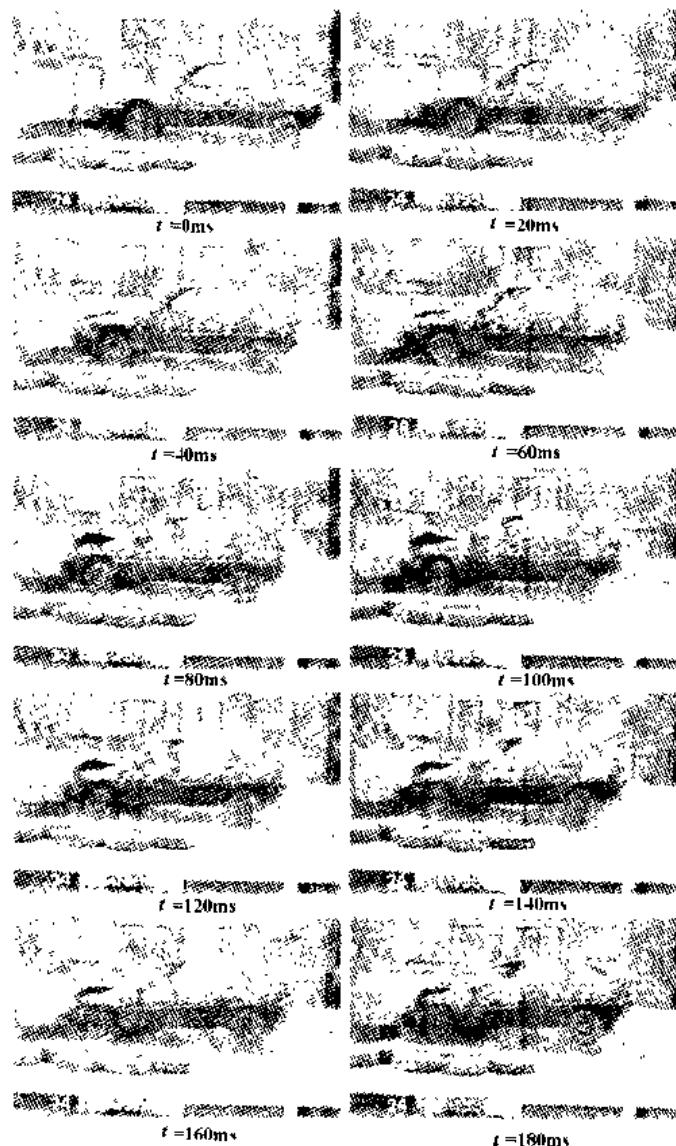


图 9-3-21 富康轿车整车气囊碰撞试验序列图像  
(右侧斜撞 30°)

碰撞试验数据采集有电测量和图像测量两方面。

电测量主要测量汽车碰撞过程中车体和假人的速度、加速度、位移、力等信号。传感器主要有压电式、压阻式、电容式等。电测量系统必须符合 SAE J211 中关于频率范围的要求。数据记录与采集系统由磁带记录仪、数据采集系统等组成。电测数据需按 SAE J211 标准采样、模拟滤波和数字滤波。例如滑车加速度信号要使用 100Hz 模拟滤波和 60Hz 数字滤波，采样频率要达到模拟滤波的 8 倍。电测量系统框图如图 9-3-22 所示。

图像采集主要有高速摄影（使用胶片）、数字高速摄像等方式。由于汽车碰撞过程是高速、大变形、瞬时过程，通过图像实现位移和变形的测量是最佳选择。摄像速度要求达到 1 000 帧/s。使用高速摄影需用胶片阅读机进行分析。使用数字高速摄像则可将试验图像直接输入计算机，便于实现数据处理自动化。目前清华大学已开发出一套先进的汽车碰撞序列图像处理软件。

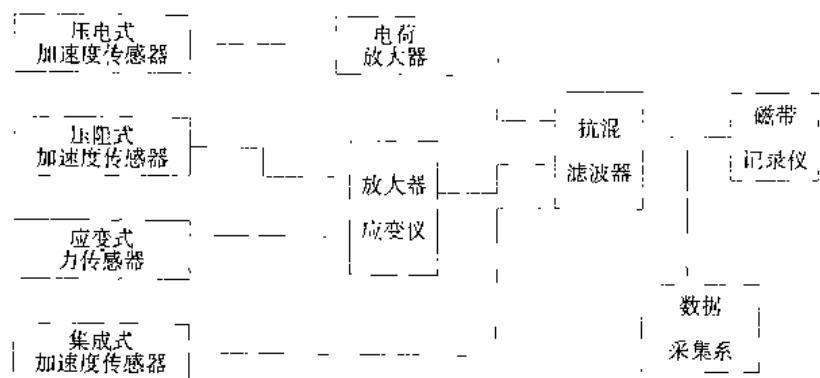


图 9-3-22 电测量系统框图

### 9.3.3.7 气囊模拟计算技术

由于气囊的实车碰撞试验及模拟碰撞试验都是成本比较昂贵的试验，费工、费时，因此，利用计算机模拟气囊工作情况、模拟气囊与假人的相互作用得到了广泛的发展。

模拟计算使用的软件有 MADYMO、DYNA3D、PAM-CRASH、DATRAN 等。MADYMO 是多刚体模拟计算软件，在气囊与假人相互作用的模拟计算中，假人用多刚体模型，而对气囊则采用有限元模型。DYNA3D、PAM-CRASH 和 DYTRAN 是有限元软件，气囊和假人均使用有限元模型。有文献对 OEM 的驾驶员侧气囊与安全带系统通过模拟计算进行优化匹配，使伤害水平减少了 33%。还有的文献使用有限元的 Hybrid III 型假人模型对气囊系统进行了模拟计算分析。

#### 1) 气囊展开过程数学模型

目前广泛采用的气囊展开过程数学模型有两种：均匀压力模型和计算流体模型。

MADYMO、DYNA3D、PAM-CRASH 使用的气囊展开过程数学模型都是均匀压力模型。其核心内容有以下几点：

①采用体积控制模型。气囊的体积是由组成气囊的所有单元所形成的多面体决定的。如果气囊模型上有洞，则用一个平面来封闭它。

②气体发生器的特性用排出气体的质量流量和温度来描述，它们都是时间的函数。由此可计算出气体发生器排放到气囊内的气体总量。设气囊内的温度和压力是均匀的，则可计算出气囊内的当前压力和温度，从而计算出气囊的展开过程。

③由于气囊内部的压力和温度是均匀的，因此气体发生器的位置和节流排气孔的位置没有意义。只要在计算公式中设定节流排气孔的排气量即可。

实际上，气囊的展开过程是剧烈的湍流过程，气囊内部的压力和温度不是均匀的，各点的压力和温度都

不相同。采用均匀压力模型模拟气囊的展开过程有一定的误差。尤其是在气囊初始展开的前 30ms 中,气体发生器对位于它的排气口处的气囊织物具有很强的冲击作用。为此,在 DYNA3D 等软件中,又加入了 jet 选项,模拟气体发生器喷射对气囊织物的冲击。

DYTRAN 中的气囊模型是计算流体模型,可以模拟气囊内部气体流动的情况,具有较高的精确度。在此模型中,气体发生器的位置、气囊节流排气孔的位置均需准确定义。

## 2) 气囊有限元模型及建模方法

1990 年前后的气囊模拟计算主要模拟气囊与正常位置乘员之间的相互作用,当乘员接触到气囊时,气囊已经充满气体,因此气囊展开的前 30ms 没有很大意义,故气囊模型一般不进行折叠。如驾驶员侧气囊,仅将其展平,放置在转向盘上。现在,气囊与离位乘员的相互作用变得越来越重要,要模拟气囊与离位乘员的相互作用,气囊的有限元模型必须是折叠的。图 9-3-23 所示为精确折叠的驾驶员侧气囊有限元模型及用 DYNA3D 计算的展开过程。

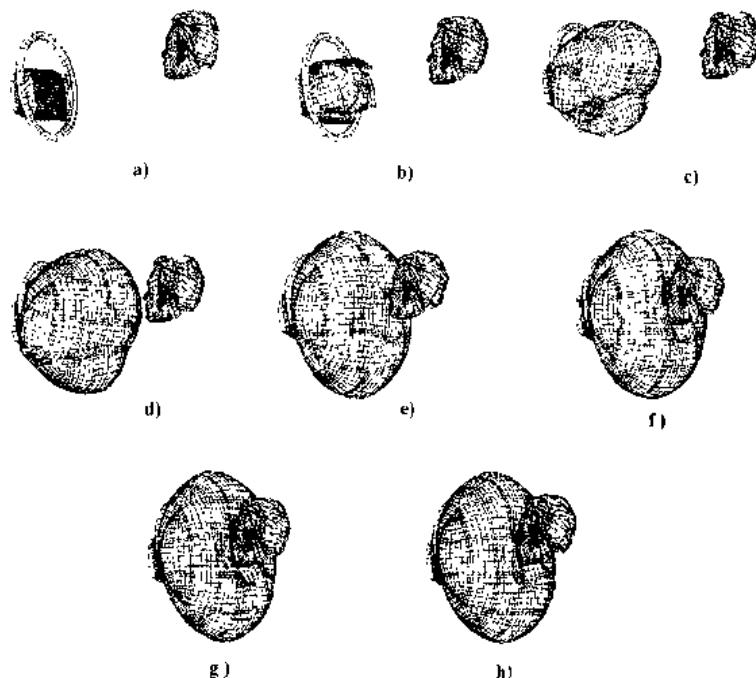


图 9-3-23 驾驶员侧气囊模拟计算结果

DYNA3D, MADYMO, PAM-CRASH 使用的气囊模型都是有层间距的,即气囊的两层织物的单元之间有一定的距离,通常为织物厚度的两倍。这样的模型没有初始接触问题,但在多层折叠时,会使外层织物的单元拉长,从而影响模型的几何精度,如图 9-3-24。

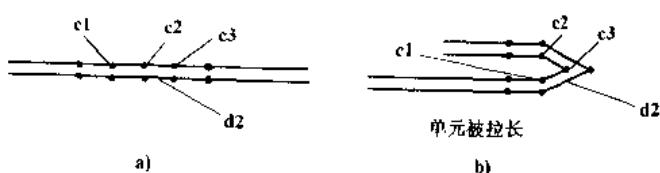


图 9-3-24 有层间距气囊模型的折叠

a) 折叠前; b) 折叠后

DYTRAN 使用的模型层间距为零,即气囊两层织物的单元间距为零。这样就避免了折叠过程中单元拉长变形等问题,但却又带来了初始接触问题,需要仔细定义初始接触。

气囊模型使用的单元为膜单元。材料特性为织物，其特点是不能承受弯矩和压力，仅能承受拉力和剪切力。

对于驾驶员侧气囊，由于它在几何上是可以展平的，因此建立折叠的有限元模型并不困难。但对于乘员侧气囊，由于它在几何上是三维的，且通常是不可展平的，除非引入无数个皱褶，建立它的折叠模型十分困难。在 PAM-CRASH 和 MADYMO 中引入了 Initial Metric 方法，用近似的方法来建立乘员侧气囊模型。

### 9.3.3.8 智能化保护系统

如 9.3.1.3 中所述，在发生事故时，气囊对保护乘员的生命安全有着显著的作用，但同时也有副作用，会造成对乘员的伤害。气囊是按正常乘坐位置的第 50 百分位的乘员设计的。对成人而言，造成伤害的主要原因是乘员离位，即在气囊爆出时乘员过分靠近气囊。对儿童和第 5 百分位的女性假人来讲，除了乘员离位外，另一原因是按成人体重设计的气囊能量太大。因此，如何发挥气囊的保护作用，避免或减少气囊的副作用，成为目前急待解决的问题。

智能保护系统是世界各国气囊厂家和汽车生产商所致力研究的新型乘员保护系统。它将安全带、气囊、乘员感知系统、碰撞预测系统等集成在一起，成为完善的保护系统，能在各种情况下对乘员起到最佳保护作用。乘员感知系统包括乘员存在探测和乘员位置传感两个方面。

#### 1) 乘员存在探测系统(OSS)

其作用包括：

- ①当有反向儿童座椅时，气囊不点爆；
- ②当乘客座无人乘坐时，气囊不点爆。

乘员存在探测可运用座椅承重传感器、电感变化原理、超声波测距、电容变化原理等来实现。

目前使用的气囊控制器从其机理而言，属于开环系统。如果使用乘员位置感应系统，就有可能根据乘员的位置变化而进行反馈控制。

如前所述，对驾驶员侧气囊而言，气囊的充气过程大约是 30ms。一般而言，轿车乘员与转向盘之间的距离为 12in，所以，乘员头部前移 5in，这一时刻的前 30ms 为最佳点火时刻。

实际上，驾驶员倾向于离转向盘更近的坐姿。根据资料表明：虽然大多数乘员距离转向盘 12in，但仍有 2% 的乘员距离转向盘小于 6in，而 10% 的乘员距离转向盘小于 9in。同样地，大约有 1% 的乘员距离转向盘 24in，而 18% 的乘员距离转向盘 18in。目前控制系统得到的加速度信号表征了车与障碍物的碰撞，即第一次碰撞。而关于乘员与车内结构件二次碰撞的信息仅依靠假设来预测（50% 的男性假人处于正常坐姿）。乘员是否离位、乘员是否由于前次制动而已经俯在转向盘上等对于气囊触发至关重要的信息未能得到。乘员距离转向盘的远近可能导致最佳点火时间在很大范围内波动。试验表明，与正在充气展开的气囊相撞，乘员可能被严重伤害。

#### 2) 乘员位置传感系统

其作用包括：

- ①当乘员离转向盘太近时，屏蔽气囊并发出报警；
- ②当乘员离转向盘较近，但仍在气囊膨胀区以外，提前触发气囊；
- ③当乘员离转向盘较远，应延缓触发；
- ④如果使用多级触发气囊，选择气囊的点火级数；

⑤将乘员信号与碰撞强度信号综合构成智能安全约束系统 (ISRS)，使安全带、正面气囊、侧面气囊等其余被动安全设施协调作用，达到最佳保护效果；

⑥进一步，乘员的信号也可用于调节车内温度、音响等，提高乘员的舒适性。

综合有乘员位置感应系统的气囊控制系统如图 9-3-25 所示。

目前构成乘员位置感应系统有如下几种技术方案：红外线式、超声波式、激光式、雷达式。

**激光式：**用激光束照射到待测物体上，再利用测光仪器（例如 CCD 和扫描系统）来确定乘员的位置。其缺点是成本太高。随着激光技术的发展，其前景较乐观。需注意的是防止激光射入乘员眼中造成伤害。

**雷达式：**这个系统与激光式有类似的特性，需注意的是它对于乘员尤其是儿童的健康是否有危害。

**超声波式:**由于声波的传播速度局限,超声波的响应时间在4ms左右,它给出的信息量不如雷达和激光,但它的价格较便宜。

**碰撞预测系统**是未来汽车的理想装备。它采用雷达、红外线、可见光等多种传感器,在汽车运行中探测汽车运动方向上的障碍物。如果发现有碰撞的可能,即发出警报并自动采取减速等措施,从而避免碰撞的发生。

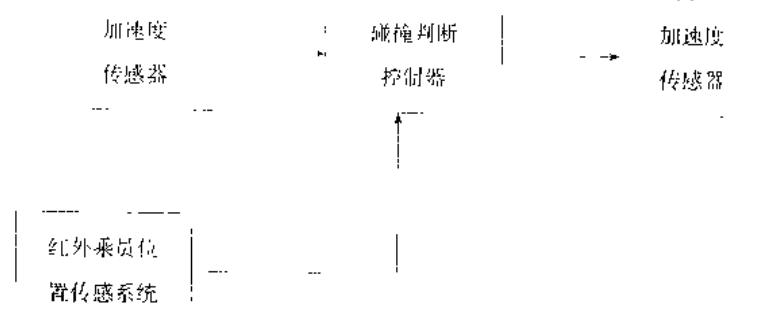


图 9-3-25 带有乘员位置传感系统的控制器

## 9.4 汽车碰撞和乘员响应的模拟计算

### 9.4.1 概述

早期在汽车被动安全研究中采用的研究手段主要是试验的方法,而汽车结构耐撞性和各种安全约束保护系统性能的检测几乎都依靠试验手段和研究人员的经验来实现,并需要经历很长的周期和花费大量的资金,结果还不一定理想。

电子计算机技术的迅速发展和计算方法的日益完善,标志着以分析计算和试验验证相结合的研究阶段的开始。这种研究方法的优点是:

首先不必等待新产品制造出来,在其初期的设计阶段就可对产品的安全性作出初步的评价,可尽早地发现问题和解决问题,因此极大地降低了开发的费用和缩短了开发的周期。

其次由于每辆汽车和每个零部件都不完全相同,因此一些关键性的差别如零件铸造时的缺陷都会影响到试验的结果,而在计算机上建模计算就不存在这样的问题。

此外即使采用三维高速摄像的手段,也很难得到汽车内部的某些关键部件的变形情况,而采用模拟计算的方法不仅重复性好、存储的信息量大,而且还可将汽车沿任意截面剖开,观察其内部零部件的变形情况和应力应变分布状况。在再次提出改进方案后,能够快捷地修改模型,经过计算对比模型中有关零部件修改前后的变形情况,而不必等待模具的加工和样品的制造。

还应当注意到,采用模拟计算并不意味着放弃试验技术,设计阶段模拟计算得到的结果只是对汽车及其零部件耐撞性的预先评估,在产品设计和开发过程中具有指导意义,只有最终的产品试验才能真实反映汽车及其零部件发生碰撞时的变形过程,并且模型中的参数要根据一些相关的试验获得,模型的正确性还要由试验来验证,只有通过验证的模型才是可行的,因此试验技术与模拟计算的关系是相辅相成的。

目前在汽车被动安全研究领域中,模拟计算采用的方法主要是多刚体动力学法和动态大变形非线性有限元法。多刚体动力学法采用一些刚体且无质量的弹簧、阻尼以及各种动态校来描述系统的动态响应,与传统的汽车动力分析相比,它可以对大位移系统做运动分析,能够更好地处理非线性问题,建模方便并且计算速度快,缺点是不能得到车与人体的各个部分的详细的变形情况,不能对结构的耐撞性进行分析。在被动安全研究中可用于研究人体和车辆各个部分在碰撞过程中的动态响应、事故的分析和再现。

动态大变形非线性有限元法(以下简称为非线性有限元法)与传统的有限元法的区别在于考虑到了结构

的几何非线性和材料非线性，且不局限于小变形系统，因此十分适合于处理碰撞接触问题。它是将连续的空间系统进行离散化，实际结构中的各个部件是通过节点联系在一起，可以用于人体和车辆的详细建模，能够得到各个部件中的变形情况、速度和加速度分布、应力应变分布，缺点是计算时间过长。为此，目前在汽车被动安全研究中采用的多刚体动力学法和非线性有限元法的混合建模和计算，突出了有限元的特点又通过局部的多刚体的处理提高了计算速度，在实际应用中取得了满意的效果。

### 9.4.2 非线性有限元法

汽车碰撞是一个动态的大位移和大变形的过程，接触和高速冲击载荷影响着碰撞全过程，系统具有几何非线性和材料非线性等多重非线性。一般的线性有限元方法都基于线性的位移的系统，对于上述系统的模拟计算则需采用动态大变形非线性有限元方法。

#### 9.4.2.1 有关接触碰撞问题模拟计算的发展过程

研究汽车的碰撞过程实际上是涉及到对接触碰撞问题的研究。回顾其发展的历史，主要可分为三个阶段：在第一个研究阶段中，牛顿第一定律和库仑定律被公认为是这一阶段中最伟大的两个成果，至今其基本思想仍在理论分析中广泛地被采纳。被研究的对象只局限于刚体和简单的弹性体，且只能获得系统总体的特性（如总的接触力），而得不到这些力在接触面上是如何分布的。因此在这一阶段中对接触碰撞问题的分析和计算是有其局限性的。

随着力学和工程技术的发展，对于接触问题有了进一步的研究，可以获得局部特性如接触面上的应力分布。最早赫兹进行了球体之间的接触研究，随后又有许多研究人员涉及这一领域，研究不同形状的弹性体在不同条件下的接触问题。这一时期被认为是第二个研究阶段，这一阶段的研究特点是能够采用数学或力学的方法得到接触物体近似的运动和变形，但每一种研究方法仅用于特定的问题，还不能广泛地应用到实际工程应用中。

上述这两个阶段的研究归根到底是属于经典力学的研究范畴，不能很好地解决实际问题。随着计算机技术和计算力学的发展，越来越广泛地采用数值计算的方法来处理接触问题，因此第三阶段属于数字化研究阶段。在众多方法中，有限元法使用得比较广泛和成功。采用有限元方法可以计算具有复杂几何外形、任意材料特性以及以任意方式变形的接触系统，接触问题的解决方法最终归结为求解代数方程系统而不是寻求一个近似的结果。

#### 9.4.2.2 非线性有限元法的基本理论和计算方法

目前在汽车被动安全研究中，应用比较成功的理论和计算方法是由美国 Lawrence Livermore 国家试验室在 20 世纪 70 年代开发的，其他许多软件都是以该理论为核心并不断加强和改进。下面简要地介绍该理论。

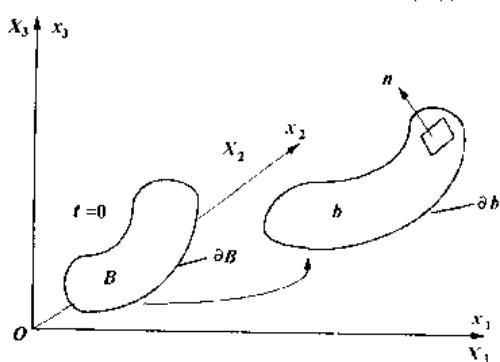


图 9-4-1 空间构型的变换

对应不同的边界分别满足：

考虑空间物体（图 9-4-1），在初始时刻  $t = 0$ ，构型为  $B_0$ ，其上任一点在固定坐标系中的坐标为  $X_\alpha$  ( $\alpha = 1, 2, 3$ )，在任一时刻  $t$  移动到一个新的位置  $x_i$  ( $i = 1, 2, 3$ )，应用拉格朗日物质描述的方法有：

$$x_i = x_i(X_\alpha, t) \quad (9-4-1)$$

对应时刻  $t = 0$  有初始条件：

$$x_i(X_\alpha, 0) = X_\alpha \quad (9-4-2a)$$

$$\dot{x}_i(X_\alpha, 0) = v_i(X_\alpha) \quad (9-4-2b)$$

其中： $v_i$  为初始速度。

运动微分方程为

$$\sigma_{ij,i} + \rho f_i = \rho \ddot{x}_i \quad (9-4-3)$$

1)力边界条件  $\partial b_1$ :

$$\sigma_{ij} n_i = t_i(t) \quad (9-4-4)$$

2)位移边界条件  $\partial b_2$ :

$$x_i(X_a, t) = D_i(t) \quad (9-4-5)$$

3)接触内边界条件  $\partial b_3$ :

$$(\sigma_{ij}^+ - \sigma_{ij}^-) n_i = 0 \quad (x^+ = v^-) \quad (9-4-6)$$

其中:  $\sigma_{ij}$  为应力张量;  $\rho$  为物体密度;  $f_i$  为体积力;  $\ddot{x}_i$  为加速度;  $n_i$  为边界外法向的单位向量。

质量守恒定律可描述为:

$$\rho V = \rho_0 \quad (9-4-7)$$

其中:  $V$  为相对体积;  $\rho_0$  为参考密度。

变形梯度矩阵  $F_{ij}$  可表示为:

$$F_{ij} = \frac{\partial x_i}{\partial X_j} \quad (9-4-8)$$

能量方程为:

$$\dot{E} = VS_{ij}\dot{\varepsilon}_{ij} - (p + q)\dot{V} \quad (9-4-9)$$

其中  $S_{ij}$  和  $p$  分别为偏应力张量和压力:

$$S_{ij} = \sigma_{ij} + (p + q)\delta_{ij} \quad (9-4-10)$$

$$p = -\frac{1}{3}\sigma_{ii}\delta_{ij} - q = -\frac{1}{3}\sigma_{kk} - q \quad (9-4-11)$$

$q$  为体积粘度,  $\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & i=j \\ 0 & i \neq j \end{cases}$ ,  $\dot{\varepsilon}_{ij}$  为应变率张量

平衡方程的等效积分形式为:

$$\int_V (\rho \ddot{x}_i - \sigma_{ij,i} - \rho f_i) \delta x_i dV + \int_{\partial b_1} (\sigma_{ij} n_j - t_i) \delta x_i dS + \int_{\partial b_3} (\sigma_{ij}^+ - \sigma_{ij}^-) n_j \delta x_i dS = 0 \quad (9-4-12)$$

其中  $\delta x_i$  在  $\partial b_2$  上满足所有边界条件, 积分在当前构型下进行。

应用散度定理, 有:

$$\int_V (\sigma_{ij} \delta x_i)_j dV = \int_{\partial b_1} \sigma_{ij} n_j \delta x_i dS + \int_{\partial b_3} (\sigma_{ij}^+ - \sigma_{ij}^-) n_j \delta x_i dS \quad (9-4-13)$$

注意到:

$$(\sigma_{ij} \delta x_i)_j - \sigma_{ij,j} \delta x_i = \sigma_{ij} \delta_{ij} \quad (9-4-14)$$

可导出平衡方程的弱形式:

$$\delta \Pi = \int_V \rho \ddot{x}_i \delta x_i dV + \int_V \sigma_{ij} \delta x_{i,j} dV - \int_V \rho f_i \delta x_i dV - \int_{\partial b_1} t_i \delta x_i dS = 0 \quad (9-4-15)$$

假设将具有内部节点相连的有限元网格体系加到一个参考的环境中, 其节点位置随时间的变化关系为:

$$x_i(X_a, t) = x_i(X_a(\zeta, \eta, \xi), t) = \sum_{j=1}^k \phi_j(\zeta, \eta, \xi) x_j^i(t) \quad (9-4-16)$$

其中:  $\phi_j$  为参数坐标系  $\zeta, \eta, \xi$  中的插值函数;  $k$  为单元节点数;  $x_j^i$  为第  $j$  个节点沿  $i$  方向的节点坐标。

对于  $n$  个单元, 可近似得到:

$$\delta \Pi = \sum_{m=1}^n \delta \Pi_m = 0 \quad (9-4-17)$$

再结合(9-4-16)式可得:

$$\sum_{m=1}^n \left\{ \int_{V_m} \rho \ddot{x}_i \phi_i^m dV + \int_{V_m} \sigma_{ij}^m \phi_{i,j}^m dV - \int_{V_m} \rho f_i^m dV - \int_{\partial b_1} t_i^m dS \right\} = 0 \quad (9-4-18)$$

其中:

$$\phi_i^m = (\phi_1, \phi_2, \dots, \phi_k)^m \quad (9-4-19)$$

方程(9-4-18)的矩阵形式为:

$$\sum_{n=1}^N \left\{ \int_{V_n} \rho N^T N a dV + \int_{V_n} B^T \sigma dV - \int_{V_n} \rho N^T b dV - \int_{\partial V_n} A^T t dS \right\}^m = 0 \quad (9-4-20)$$

其中: $N$  为插值函数矩阵; $\sigma$  为应力向量;

$$\sigma^t = (\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}, \sigma_{xy}, \sigma_{xz}, \sigma_{yz}) \quad (9-4-21)$$

$B$  为位移矩阵, $a$  为节点加速度向量:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} = N \begin{bmatrix} a_{x1} \\ a_{x2} \\ \vdots \\ a_{xk} \end{bmatrix} = Na \quad (9-4-22)$$

$b$  为体积载荷向量, $t$  为面力:

$$b = \begin{bmatrix} f_x \\ f_y \\ f_z \end{bmatrix}, t = \begin{bmatrix} t_x \\ t_y \\ t_z \end{bmatrix} \quad (9-4-23)$$

在碰撞的模拟计算中采用的是显式积分的方法,而显式积分法采用的是中心差分的方法,其关系表达式为:

$$\dot{x}_{n+1/2} = \dot{x}_{n-1/2} + \Delta t \cdot \ddot{x}_n \quad (9-4-24)$$

$$x_{n+1} = x_n + \Delta t \cdot \dot{x}_{n+1/2} \quad (9-4-25)$$

节点的位移为已知量,内力为已知量,如果质量矩阵为对角矩阵(而通常的质量矩阵是非对角矩阵,可采用集总(lumping)的技术处理使之对角化),则可得到非关联的微分方程组,免去了求解联立方程组的繁杂过程,使计算变得简单、迅速。

中心差分法像其他的显式积分方法一样具有较好的条件稳定性,但重要的是确定一个正确的时间步长,可以推出时间步长应满足:

$$\Delta t \leq 2/\omega_{max} \quad (9-4-26)$$

其中: $\omega_{max}$  为单元网格中的最大频率。

公式(9-4-26)叫做 Courant 准则,对于线性的两节点单元  $\omega$  可表示为:

$$\omega^2 = 4c^2/T^2 \quad (9-4-27)$$

其中: $c$  为扩散波的速度, $T$  为单元长度。

这就要求最小的时间积分步长足够小,以至于不会穿过最小单元。对于线性弹性材料来说,声速是材料的弹性特性和密度的函数,临界时间步长依赖于最小单元的尺寸以及模型的材料密度和弹性特性。对于非线性系统一般得不到一个通用的稳定准则。但对于实际应用中的大多数非线性问题,将 Courant 准则降低 10% 被证明是可行的。

在汽车碰撞模拟计算中接触问题的处理是一个重点。接触不仅发生在车与外界环境之间、汽车的各个部件之间,而且汽车的某一个部件都可能发生接触碰撞。常用的接触计算方法有接触搜索法、接触界面法、拓扑法和级联算法等。对于接触力的计算主要采用惩罚函数法和拉格朗日乘子法,以及防御节点法。

#### 9.4.2.3 目前在汽车被动安全研究中常采用的有限元软件

目前在模拟汽车碰撞方面,国外的研究机构和院校推出了许多有限元模拟计算软件,但在实际应用中常

采用的有限元软件有 DYNA3D( LS-DYNA3D 和 OASYS-DYNA3D )、PAM-CRASH 和 MSC/DYTRAN。上述软件的核心部分都是以美国 Lawrence Livermore 国家试验室在 20 世纪 70 年代开发出的 DYNA 公开版本的理论为基础。通过实际应用表明,它们在分析和研究结构三维动态大变形方面具有较强的功能,特别是在汽车被动安全领域的研究十分成功。

LS-DYNA3D 软件 1976 年起源于美国的 Lawrence Livermore 国家实验室,早期主要应用于模拟较重物体的低速冲击过程,在 1989 年该软件转由 LSTC(Livermore Software Technology Corporation)公司专门开发,并且汽车安全性的研究成为其主要研究对象之一。为适应于汽车技术的进步和用户的需要,该软件不断地改进和发展,历经了许多版本已趋于成熟,并通过了试验的验证。在目前的版本中已经包括了一百多种材料的模型,其中还包含汽车上常使用的不同的橡胶、玻璃、泡沫等材料;在 90 版以后增加了安全带和气囊的模型;该软件具有与 CAL3D 和 MADYMO 等多刚体软件的接口,并允许用户输入自定义的材料特性,此外该软件还可再 COS、VAX/VMS、IBM、UNIX、WINDOWS 等多种操作系统下使用,更增强了它的使用范围。1986 年,LS-DYNA3D 首次成功地模拟了整车的碰撞大变形过程,1991 年 MVMA(美国机动车制造者协会)的 T. B. Khalil 和 LSTC 公司的 J. O. Hallquist 等人计算了有限元模型的气囊与人体的接触过程,其中人体是采用多刚体的模型。在以后为了研究人体在碰撞过程中的损伤,采用 LS-DYNA3D 软件建立了人体各个不同部位的有限元模型,如以制造模型人而闻名的美国 FTSS(First Technology Safety Systems)和 Arup(Ove Arup&Partners International Limited)在 1995 年联合使用 LS-DYNA3D 软件建立了 Hybrid III 假人的模型并通过了试验的验证。

OASYS-DYNA3D 软件是由英国的 OASYS 公司开发的,其软件的内核来源于 LSTC 的 LS-DYNA3D,并在它的基础上增加了一些新的内容,特别是功能强大的后处理软件系统是其他有限元后处理软件所不及的。它的前处理与 LS-DYNA3D 一样还需要其他前处理软件的支持,但在假人约束系统建模方面十分便利。

PAM-CRASH 软件起源于法国,从 1982 年起被用来进行汽车耐撞性的研究,在 1985 年首次成功地模拟了整车碰撞过程。1989 年德国的 R. Hoffman 等人建立了 PAM-CRASH 的气囊有限元模型;1990 年该软件有了与 MADYMO 软件之间的接口程序 PAM-CVS;1991 年福特公司的 V. Laksh Minaragan 和法国的 D. Lasry 又模拟了折叠气囊的充气展开过程。近几年来,PAM-CRASH 软件不断地得到改进和发展,它不仅融入了 DYNA 的基本特征,而且还有其独特之处,在汽车被动安全研究领域(特别是在欧洲)拥有很多的用户。

MSC/DYTRAN 软件也是由 DYNA 的基本理论发展起来的,其拥有的用户不如 LS-DYNA 和 PAM-CRASH 多。在安全气囊的模拟方面它有其独特之处,当气体进入到气囊中时,它可以建立可分离的有限元模型,并与气囊膜单元之间相互作用,这样可较好地模拟气体快速充入到气囊内的惯性特性。

#### 9.4.2.4 动态非线性有限元法在汽车被动安全上的应用

##### 1) 应用 LS-DYNA3D 有限元软件建立假人的模型

假人有限元模型的建立对研究发生碰撞时乘员与车之间的关系是十分重要的,所建立的有限元模型不仅要求准确,而且还要经过一系列试验的验证,这需要投入大量的资金进行几百次的材料试验、结构研究和部件试验。

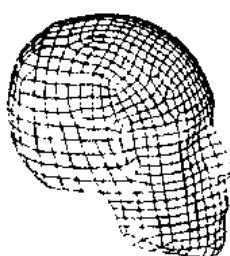


图 9.4.2 假人头部的有限元模型

以 LS-DYNA3D 软件为例,目前认可的乘员有限元模型包括:瑞典 ERAB 公司的正撞混型假人的有限元模型;美国 ETA 公司的混型正撞假人、侧撞美国和欧洲假人的有限元模型;FTSS 公司和 ARUP 公司联合开发的混型正撞假人家族的有限元模型;英国 OASYS 公司的侧撞美国和欧洲假人的有限元模型;以及德国 FAT 公司的侧撞美国和欧洲假人的有限元模型。此外,还有用于零部件试验的头部有限元模型(美国 ETA 公司和 FTSS 公司)。本文以 1995 年美国的 FTSS 公司和英国的 ARUP 公司应用 LS-DYNA3D 软件联合开发的混型第 50 百分位假人为例,介绍其有限元模型的建立过程。

对于人体的头部(图 9.4.2),其铝制的头骨为固体单元,乙烯橡胶的皮肤为粘弹性的固体单元,并且头骨与皮肤由节点相连,头部模型建成后进行了试验验证,包括 3 种不同高度不同类型平面的跌落试验以及头部与转向盘的碰撞试

验。

对于人体的其他部位(颈部、胸部、腹部、腰椎、骨盆、四肢)也都采用 LS-DYNA3D 建立了精确的有限元模型,并进行了各种试验验证。最后将假人的各个部分组合在一起,构成一个完整的有限元模型(图 9-4-3)。由于各个部分连接后会产生一些局部的误差,这就需要对模型进一步地调整和修正。最后还要进行整个假人的验证试验,首先进行假人胸部的摆锤撞击试验,并将测得的假人头部和胸部的纵向加速度值与有限元模型计算值进行对比;其次要进行假人在安全带(包括肩带和腹带)约束系统下,30km/h 车速的滑车正撞试验,以验证建立的假人有限元模型的正确性;最后还要进行假人在无安全带约束系统下与气囊相撞的滑车试验。

## 2) 采用非线性有限元方法对整车进行建模计算和耐撞性分析

车辆结构的设计必须包括耐撞性能的评价和对碰撞能量吸收的控制。与诸如刚度、强度和振动等通常的结构设计要求不同,车辆结构耐撞性是较难分析的。由于各种撞击变形模式和乘员防护之间的关系是高度非线性的,并且材料中也存在着较强的非线性,一般的线性有限元软件难以实施,而运用三维动态显式的非线性有限元软件进行模拟计算,可获得满意的效果。

车辆结构中的薄壁构件一般是主要的承载构件,在结构上作为梁或梁柱。薄壁梁构件的横断面是在车辆结构设计中要充分分析的主要断面。一般说来,薄壁断面构件承受轴向、剪切、弯曲和扭转负荷,或这些负荷的组合。这些薄壁构件,如前翼子板、发动机罩和车门外壁等是高度非线性的,对所施加的边界条件极为敏感,在结构耐撞性设计中,需要考虑它们不同程度的塑性变形,特别是当结构发生褶皱变形时它能吸收更多因撞击加载引起的能量。在车辆结构障碍物冲击的最佳设计中,必须考虑两个主要的耐撞性条件,第一个条件是保持驾驶室的完整性;第二个条件是尽可能减小受安全约束保护的乘员在给定的撞击条件下和在驾驶室的空间限制范围内的碰撞速度。第一个条件限制了车辆可能允许的最大正面变形,以便使气缸体不突进驾驶室;第二个条件要求采用最大可能的车体前部变形和最小的车辆回弹速度,以便减小车内乘员的损伤。此外还应考虑在整车碰撞时某些零部件或子结构的变形,如内部吸能装置(转向柱和仪表板)的变形以减轻乘员的二次碰撞;驾驶室前部和挡风玻璃立柱的变形过大将导致转向柱突入驾驶室内;抗扭箱梁过大的挤压变形将引起驾驶室地板的变形。

图 9-4-4a) 和图 9-4-4b) 分别表示了汽车在发生正撞、尾撞和侧撞时,汽车结构设计中的各种因素对驾驶员和乘员的影响。

整车的模拟计算主要包括正撞(包括偏撞)、侧撞和尾撞。整车的模型一般推荐化分为 30 000~60 000 个单元(主要考虑计算时),最小的单元尺寸推荐为 7~10mm。根据不同的碰撞方式,在建立模型时,结构的单元形式和材料的选取可区分对待并且单元数也不同。

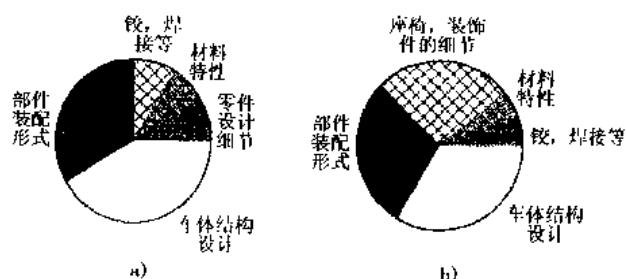


图 9-4-4 撞车时各种因素对乘员安全的影响

a) 正撞和尾撞; b) 侧撞

图 9-4-5 是在不同碰撞方式下整车不同部位推荐的单元数。

表 9-4-1~表 9-4-3 列出了在整车不同方式碰撞时,不同部件单元形式的选取。

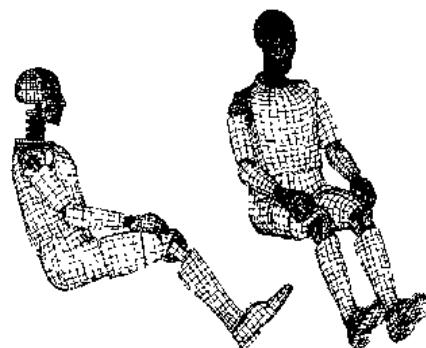


图 9-4-3 假人全身的有限元模型

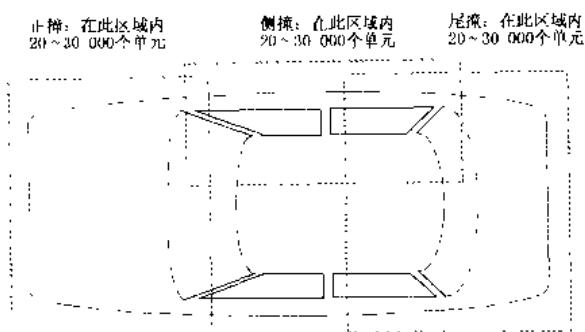


图 9-4-5 在不同碰撞方式下整车不同部位推荐的单元数

表 9-4-1 与障碍壁正值

部件名称	选取单元形式
障碍壁	刚体或可压溃的固体
车身部分	前部为板单元、后部可处理为刚体结构(不包括车顶部),可以B柱为分界线
发动机和变速箱	刚体,但前部可作为板单元
副车架	板单元
悬架臂	梁单元杆状模型
轮胎	刚性轮毂和橡胶轮胎
散热器	固体单元或简化为障碍壁到发动机之间的弹簧
挡风玻璃	板单元
保险杠	板单元
车门	从铰链机构到门锁位置采用弹簧或梁单元
发动机悬置	弹簧单元
各种支架	较大支架,如发动机悬置支架为划分成网格的刚体结构,其他支架部分可表示为小的刚体块
转向柱	刚体和铰联接

表 9-4-2 与障碍壁侧撞

部件名称	选取单元形式
障碍壁	前部主要为可压溃的固体单元,但其前端外表面处理为板单元,后部为刚体
车身部分	可变形的板单元,前部和后部结构的网格划分可粗糙一些,但不能处理为刚体
受碰撞一侧车门	可变形的板单元,包括侧面立柱和加强部分,要保证网格的划分质量
门锁和铰链	可处理为刚性的固体和弹簧结构,在绕Z轴的旋转方向上应使铰链部分有足够的刚度
非受撞一侧车门	可变形的板单元,但结构的网格划分可粗糙一些,且铰链和门锁的联接为梁单元
前部座椅	非常重要的一个部分。座椅的金属骨架部分为梁单元或板单元,泡沫部分为固体单元,在一些情况下,泡沫的形状对丁座椅与假人的接触十分重要
B柱部分	座椅安全带卷收器为刚体结构

续上表

部件名称	选取单元形式
车门的装饰部分	应注意与假人接触部分的模型形状要正确
车门的内饰	开门手柄和车窗机械部分作为刚体处理,这些部分会影响到与假人接触的计算时间
发动机悬置	刚体质块和弹簧
侧撞假人	可变形的侧撞假人。如果模拟计算只是为了预测结构的耐撞性,假人只需给出由质量和刚度表示的简化形式

表 9-4-3 与障碍壁尾撞

部件名称	选取单元形式
障碍壁	刚体
车身部分	变形的板单元,在 B 柱以前的部分可作为刚体
油箱	变形的板单元
燃油注入管	弹簧和梁单元
悬架部分	一般可处理为刚体或变形的梁单元,但如果与油箱发生接触,则模型应改为变形的板单元
排气管	通常消音器作为刚体和变形的梁单元,但还要注意与油箱的接触
保险杠	刚性的板单元
后轮和备胎	刚性的轮毂和可变形的橡胶轮胎

图 9-4-6 和图 9-4-7 分别为整车的有限元正撞和侧撞模型。

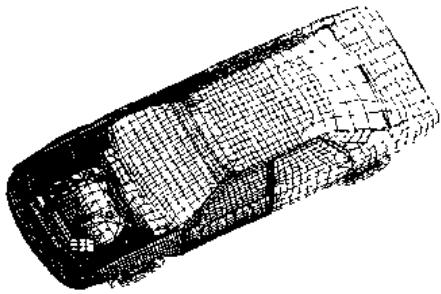


图 9-4-6 FORD 汽车公司的 TAURUS 整车前撞有限元模型

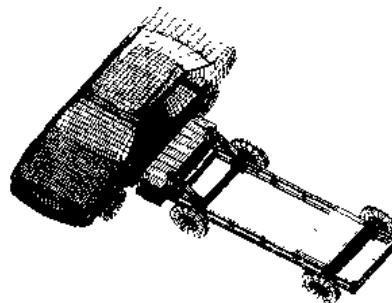


图 9-4-7 FORD 汽车公司的 TAURUS 整车侧撞有限元模型

### 9.4.3 多刚体动力学法及多刚体有限元耦合模拟计算

在汽车被动安全研究中,对于受害者的模拟计算多采用多刚体的假人模型,这主要是由于有限元假人模型的单元数目过大,需要占用大量的 CPU 时间;此外在模拟法规试验中最终需要得到的只是假人头部、胸部和大腿等部位总体的响应和受力,因而在假人建模时采用多刚体模型已经能够满足要求。只有在研究人体损伤并且需要得到加速度和载荷的分布时,才建立假人局部或整体的有限元模型。

为了克服有限元模型过大的弊端,提高计算的速度,当前出现了采用多刚体动力学法和非线性动态有限元法进行耦合计算。前面提到的 LS-DYNA3D 有限元模拟计算软件一方面在输入模型中具有刚体定义部件,

另一方面该软件还具有与多刚体动力学计算软件 CAL3D 和 MADYMO 的接口;在下面介绍的多刚体动力学计算软件 MADYMO 中,同时具有多刚体和有限元处理模块。

#### 9.4.3.1 多刚体运动学的基本理论和计算方法

对于多刚体系统,在进行运动学分析时会遇到系统各部件的大位移运动和空间非线性,在构造动力学方程时面临繁重的代数和微分运算,而且构造出来的动力学微分方程一般不可能通过解析积分求解。现代计算机技术的飞速发展使得数值计算能力有了极大的提高,建立适合于计算机数值计算的多刚体系统动力学方法对于解决多刚体动力学问题就显得非常重要。

多刚体动力学是近 20 年来在经典刚体力学、分析力学和计算机技术基础上发展出来的力学分支,它以多刚体为研究对象,建立所研究系统的数值模型,对它们进行运动分析和动力分析。下面就简要介绍多刚体系统动力学的基本概念、理论和方法。

#### 9.4.3.2 多刚体系统运动学的理论基础

运动学是指表达各物体位形和运动状况的坐标、速度、加速度之间的互相关系,不涉及力的作用。运动学是动力学问题的基础。

##### 1) 表达刚体空间位置和运动的广义坐标

在笛卡尔坐标系中 3 个互相垂直的单位矢量  $e_1, e_2, e_3$  构成矢量基:

$$[e] = [e_1 \ e_2 \ e_3]^T$$

分别称  $e_1, e_2, e_3$  为 3 个方向的基矢量。空间任一矢量  $r$  均可表达为:

$$r = [e]^T[r]$$

称  $[r] = [r_1 \ r_2 \ r_3]^T$  为  $r$  在矢量基  $[e]$  中的坐标。

与惯性空间固连的矢量基称为惯性基  $[e^0]$ , 与运动物体  $i$  固连的矢量基称为连体基  $[e^i]$ 。空间任一矢量既可在惯性基  $[e^0]$  中表达,也可在连体基  $[e^i]$  中表达,即:

$$r[e^0]^T[r^0] = [e^i]^T[r^i]$$

惯性基与连体基之间以及两个连体基之间存在着下面的变换关系:

$$[e^i] = [A^{i-0}][e^0]$$

$$[e^i] = [A^{i-j}][e^j]$$

其中变换系数矩阵  $[A^{i-0}]$  称为连体基  $[e^i]$  在惯性基  $[e^0]$  中的方向余弦阵,变换系数矩阵  $[A^{i-j}]$  称为连体基  $[e^i]$  在连体基  $[e^j]$  中的方向余弦阵。

两个矢量基之间的关系既可用方向余弦阵表达,也可用其他量的形式来表达,例如欧拉角、布里恩角或欧拉参数。它们之间存在着相互转换的关系。

任一刚体  $i$  的空间位置都可由其质心位置矢量  $r_i$  和其连体基  $[e^i]$  唯一确定。

##### 2) 刚体的绝对角速度

刚体  $i$  绝对角速度是指刚体  $i$  的连体基相对惯性基的角速度,用  $\omega_{i-0}$  表示,而  $\omega_{i-0}$  也可分别用方向余弦阵、欧拉角、布里恩角或欧拉参数表达。

$$\text{令矢量 } \omega_{i-0} = [e^i]^T[\omega_{i-0}] = [e^i]^T \begin{bmatrix} \omega_{i-0}^1 \\ \omega_{i-0}^2 \\ \omega_{i-0}^3 \end{bmatrix} \quad (9-4-28)$$

$$\text{张量 } \omega_{i-0} = [e^i]^T[\tilde{\omega}_{i-0}][e^i]$$

$$= [e^i]^T \begin{bmatrix} 0 & -\omega_{i-0}^3 & \omega_{i-0}^2 \\ \omega_{i-0}^3 & 0 & -\omega_{i-0}^1 \\ -\omega_{i-0}^2 & \omega_{i-0}^1 & 0 \end{bmatrix} [e^i] \quad (9-4-29)$$

则:

$$\begin{aligned}
 [\omega_{i-0}] &= [A^{1-0}] [A^{1-0}]^T \\
 [\omega_{i-0}] &= \begin{bmatrix} \sin\varphi_2 \sin\varphi_3 & \cos\varphi_3 & 0 \\ \sin\varphi_2 \cos\varphi_3 & -\sin\varphi_3 & 0 \\ \cos\varphi_2 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\phi}_1 \\ \dot{\phi}_2 \\ \dot{\phi}_3 \end{bmatrix} \\
 &= \begin{bmatrix} \cos\theta_2 \cos\theta_3 & \sin\theta_3 & 0 \\ -\cos\theta_2 \sin\theta_3 & \cos\theta_3 & 0 \\ \sin\theta_2 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_3 \end{bmatrix} \\
 [\omega_{i-0}] &= 2 \begin{bmatrix} -q_1 & q_0 & q_3 & -q_2 \\ -q_2 & -q_3 & q_0 & q_1 \\ -q_3 & q_2 & -q_1 & q_0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q}_0 \\ \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{9-4-30}$$

3)刚体上任一点的绝对速度

刚体  $i$  上任一点  $p$  的绝对速度可表示为:

$$\dot{r}_p = \dot{r}_i + \omega_{i-0} \times \rho_p$$

其中:  $\dot{r}_p$  为  $P$  点的矢径,  $r_i$  为刚体  $i$  的质心矢量,  $\rho_p$  为质心和点  $p$  间的矢量。

4)刚体的绝对角速度与相对角速度的关系

刚体  $i$  的绝对角速度等于刚体  $i$  相对刚体  $j$  的相对角速度与刚体  $j$  的绝对角速度之和, 即:

$$\omega_{i-0} = \omega_{i-j} + \omega_{j-0}$$

5)刚体的动量、动量矩及动能

质点系的绝对动量  $Q$ 、绝对动能  $T$  及质点系相对空间某一点的绝对动量矩  $H$  分别定义如下:

$$\begin{aligned}
 Q &= \sum_y m_y \dot{r}_y \\
 H &= \sum_y \rho_y \times m_y \dot{r}_y \\
 T &= \frac{1}{2} \sum_y m_y \dot{r}_y^2
 \end{aligned} \tag{9-4-31}$$

其中:  $m_y$  为质点质量;  $r_y$  为质点相对惯性坐标系原点的矢量;  $\rho_y$  为质点相对空间某一点的矢量。

由以上定义刚体  $i$  的绝对动量、相对质心的绝对动量矩、刚体的绝对动能可分别表达如下:

$$\begin{aligned}
 Q_i &= m_i \dot{r}_i \\
 H_i &= J_i \cdot \omega_{i-0} \\
 T_i &= \frac{1}{2} m_i \dot{r}_i^2 + \frac{1}{2} \omega_{i-0} \cdot J_i \cdot \omega_{i-0}
 \end{aligned} \tag{9-4-32}$$

其中:  $m$  为刚体  $i$  的质量;  $\omega_{i-0}$  为刚体  $i$  的绝对角速度;  $r_i$  为刚体  $i$  质心相对惯性坐标系原点的矢量;  $J_i$  为刚体相对质心的惯性张量。惯性张量的定义如下:

$$J_i = \int_m (\rho_y^2 E - \rho_y \cdot \rho_y) dm \tag{9-4-33}$$

其中:  $E$  为单位张量即  $E = [e] [e]$ ;  $\rho_y$  为刚体上的点相对刚体质心的矢量。

#### 9.4.3.3 多刚体系统动力学基本原理和计算方法

##### 1)多刚体系统动力学基本原理

## (1)牛顿第二定律

对于质量为  $m_\gamma$ , 相对惯性坐标系原点矢量为  $r_\gamma$  的质点, 若其受力为  $f_\gamma$ , 则:

$$f_\gamma = m_\gamma \ddot{r}_\gamma \quad (9-4-34)$$

## (2)刚体的牛顿-欧拉方程

刚体的动量定理、动量矩定理如下二式:

$$\dot{Q}_i = F_i$$

$$\dot{H}_i = M_i$$

其中:  $Q$  为刚体  $i$  的绝对动量,  $H_i$  为刚体  $i$  相对其质心的绝对动量矩,  $F_i$  为作用在刚体  $i$  上的合力,  $M_i$  为作用在刚体  $i$  上相对其质心的合力矩。

将刚体  $i$  的绝对动量、相对质心的绝对动量矩表达式代入以上二式则得到刚体的牛顿-欧拉方程:

$$\begin{cases} m_i \ddot{r}_i = F_i \\ \int_i \dot{\omega}_{i-0} + \omega_{i-0} \times \int_i \ddot{r}_i \cdot \omega_{i-0} = M_i \end{cases} \quad (9-4-35)$$

## (3)达朗伯原理

对于质量为  $m_\gamma$ , 相对惯性坐标系原点矢量为  $r_\gamma$  的质点:

$$f_\gamma + R + f_\gamma = 0$$

其中:  $f_\gamma$  为主动力,  $R$  为约束反力,  $f_\gamma$  为达朗伯惯性力  $f_\gamma = -m_\gamma \ddot{r}_\gamma$ 。

## (4)虚位移原理

系统静平衡的充分必要条件是主动力在任何虚位移上做功之和等于零。对于系统的静平衡, 虚位移原理又称虚功原理,  $\sum_\gamma (f_\gamma \cdot \delta r_\gamma) = 0$ ; 对于系统的动平衡虚位移原理又称达朗伯-拉格朗日原理,  $\sum_\gamma ((f_\gamma - m_\gamma \ddot{r}_\gamma) \cdot \delta r_\gamma) = 0$

## (5)虚功率原理、高斯原理

虚功率原理又称若丹原理, 表达式是:

$$\sum_\gamma ((f_\gamma - m_\gamma \ddot{r}_\gamma) \cdot \delta \dot{r}_\gamma) = 0$$

其中:  $\delta \dot{r}_\gamma$  为若丹速度变分, 是指系统各质点位置保持不变, 在同一时刻约束允许发生的速度变分。

高斯原理表达式是:

$$\sum_\gamma ((f_\gamma - m_\gamma \ddot{r}_\gamma) \cdot \delta \ddot{r}_\gamma) = 0$$

其中:  $\delta \ddot{r}_\gamma$  为高斯加速度变分, 是指系统各质点位置和速度都保持不变, 在同一时刻约束允许发生的加速度变分。

## 2)多刚体动力学的计算方法

目前在多刚体系统动力学研究领域中, 从不同的角度出发提出了各种计算方法。从刚体的动量定理和动量矩定理出发得到矢量力学方法(R/W法);从虚位移原理出发得到二类拉格朗日方程;从虚功率原理出发得到凯恩方法;从高斯原理出发得到变分方法。

## (1)罗伯森-维滕伯格方法

矢量力学方法以牛顿-欧拉方程为代表, 直接从矢量形式的牛顿力学基本原理出发建立动力学方程, 矢量力学具有几何直观性, 但随着组成系统刚体数目的增多, 刚体间联系状况和约束方程的复杂化, 刚体间未知的约束力将使方程难以求解。所以刚体间的联系状况和约束方式的描述以及约束反力的消除, 是利用矢量力学的方法解多刚体动力学问题的重点。作为多刚体力学理论最杰出的贡献, 维滕伯格和罗伯森于1969年创造性地将图论引入多刚体系统动力学。利用图论的一些基本概念和数学工具成功地描述了各刚体间的联系状况, 从矢量力学方法出发导出不含约束力且适合于任意多刚体系统的普遍形式的动力学方程——R/W方程。

在R/W方法中先建立系统的有向图, 得到系统的通路阵[T], 于是系统中各刚体的质心位置可以用下

式表达:

$$[\dot{r}] = r_0 \cdot I_a - ([C][T])^T [I_a]$$

利用动量定理和动量矩定理列写每个刚体的动力学方程得到:

$$[m][\ddot{r}_i] = [F] + [S][x^e] \quad (9-4-36)$$

$$[\dot{H}] = [M] + [C] \times [X^e] + [S] \times Y \quad (9-4-37)$$

其中: $[m]$ 为对角质量阵 $[m] = \text{diag}[m_1 m_2 \cdots m_n]$ ;  $[S]$ 为关联矩阵;  $[\dot{r}_i] = [\dot{r}_{i1}, \dot{r}_{i2}, \dots, \dot{r}_{in}]$ ;  $[x^e]$ 为约束反力;  $[Y]$ 为约束反力矩;  $[H]$ 为动量矩;  $[F]$ 为主动力;  $[M]$ 为主动力矩。

从式(9-4-36)可得:

$$[X_f] = [T]([m][\dot{r}] - [F]) \quad (9-4-38)$$

其中: $[T]$ 为 $[S]$ 的逆矩阵称为通路矩阵。

代入(9-4-37)可得:

$$[\dot{H}] - [C][T] \times ([m][\dot{r}] - [F]) = [M] + [S][Y] \quad (9-4-39)$$

上式中消除了约束反力,再将各刚体的质心位置代入上式,整理后最终得到下式:

$$\sum_{i=1}^n \overset{\leftrightarrow}{K}_{ij} \cdot \overset{\rightarrow}{w}_j = M_i^* + M_i + \sum_{a=1}^n S_{ia} \cdot Y_a \quad (9-4-40)$$

其中:

$$\overset{\leftrightarrow}{K}_{ij} = \begin{cases} \overset{\leftrightarrow}{K}_i & (i = j) \\ M(b_{ji} \cdot d_{ij} \overset{\leftrightarrow}{E} - b_{ji} d_{ij}) & (S_i < S_j) \\ M(d_{ji} \cdot b_{ji} \overset{\leftrightarrow}{E} - d_{ji} b_{ji}) & (S_j < S_i) \\ 0 & (\text{其他}) \end{cases} \quad (9-4-41)$$

$\overset{\leftrightarrow}{K}_i$ 为增广体*i*对其内铰接点的惯性张量。

$$M_i^* = -w_i \times \overset{\leftrightarrow}{k}_i \cdot w - M \left\{ \sum_{j: S_j < S_i} d_{ij} \times [w_i \times (w_j \times b_{ji})] + b_{ji} \times [-\dot{r}_0 + \sum_{j: S_j < S_i} w_j \times (w_i \times d_{ji})] \right\} - \sum_{j: S_j < S_i} d_{ij} \times F_j \quad (9-4-42)$$

$M$ 为增广体质量,即刚体系统总质量。

$S_j < S_i$ 表示*j*在*i*与0之间的路上, $S_i < S_j$ 表示*i*在*j*与0之间的路上。

$$d_{ij} = ([C][T])_{ij} = \sum_{a=1}^n T_{ai} \cdot S_{ia} \cdot C_{ia} \quad (9-4-43)$$

$$d_{ji} = ([C][T])_{ji} = \sum_{a=1}^n T_{ai} \cdot S_{ia} \cdot C_{ja} \quad (9-4-44)$$

罗伯森-维滕伯格方法较好地解决了矢量力学中刚体的联系状况和约束方式的描述,以及约束反力的消除,得到的最终方程较简单,有较直观的几何意义,编写程序也较为方便。

## (2)拉格朗日方法

分析力学方法以拉格朗日方程或阿沛尔方程为代表,采用了广义坐标或伪坐标从而摆脱了矢量工具,可以用纯粹的分析方法代替几何方法来研究。分析力学方法由于直接利用达朗伯原理和虚位移原理建立动力学普遍方程,因而避免了不作功之理想约束力的出现并有可能使未知变量的数目减小到最低程度。但以拉格朗日函数或吉布斯函数为代表的各种动力学函数的计算及求导很烦琐,对于复杂多自由度系统计算工作量很大。

多刚体系统中任一刚体*B<sub>i</sub>*的动能*T<sub>i</sub>*的表达式:

$$T_i = \frac{1}{2} m_i \dot{r}_{ci}^2 + \frac{1}{2} \omega_i^T j_{ci} \omega_i \quad (9-4-45)$$

其标量形式为：

$$T_i = \frac{1}{2} [\dot{r}_{ci}]^T m_i [\dot{r}_{ci}] + \frac{1}{2} [\omega_i]^T [j_{ci}] [\omega_i] \quad (9-4-46)$$

其中： $[\dot{r}_{ci}]$  为刚体质心速度； $\dot{r}_{ci}$  在惯性基中的坐标列阵； $[\omega_i]$  为刚体绝对角速度  $\omega_i$  在刚体连体基中的坐标列阵； $[j_{ci}]$  为惯性张量； $j_{ci}$  在刚体连体基中的惯量矩阵。

利用关系式  $[\dot{q}_i] = \frac{1}{2} a^T [\omega_i]$ ，其中  $a^T = \begin{bmatrix} -q_1 & -q_2 & -q_3 \\ q_0 & -q_3 & q_2 \\ q_3 & q_0 & -q_1 \\ -q_2 & q_1 & q_0 \end{bmatrix}$ ，则刚体  $B_i$  的动能表达成欧拉系数形式为：

$$T_i = \frac{1}{2} [\dot{r}_{ci}]^T m_i [\dot{r}_{ci}] + 2 [\dot{q}_i]^T [G_i]^T [j_{ci}] [G_i] [\dot{q}_i] \quad (9-4-47)$$

### ①多刚体系统动力学方程 I

设所研究多刚体系统由  $n$  个刚体  $B_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) 组成，确定系统位形的笛卡尔广义坐标为： $X = [x_1^T, x_2^T, \dots, x_n^T]^T$ ，其中  $x_i = [r_{ci}^T, q_i^T]^T$ ， $r_{ci}$  为刚体  $B_i$  质心  $c_i$  对惯性基的矢径在惯性基中的坐标列阵， $q_i$  为欧拉参数列阵。

系统受到  $m + n$  个完整约束：

$$\Phi(x) = \begin{bmatrix} \Phi^K(x) \\ \Phi^P(x) \end{bmatrix} = 0 \quad (9-4-48)$$

其中： $\Phi^K(x)$  为  $m$  个铰链约束； $\Phi^P(x)$  为  $n$  个欧拉参数规范约束。

对每个刚体  $B_i$  都可写出对应于  $t$  个广义坐标  $[r_{ci}^T q_i^T]$  的  $t$  个带乘子的二类拉格朗日方程：

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_i}{\partial \dot{r}_{ci}} \right) - \frac{\partial T_i}{\partial r_{ci}} + \Phi_{r_{ci}}^T \lambda = Q_i(r_{ci}) \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_i}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T_i}{\partial q_i} + \Phi_{q_i}^T \lambda = Q_i(q_i) \end{cases} \quad (9-4-49)$$

其中： $T_i$  为刚体  $B_i$  的动能； $\Phi_{r_{ci}}$  为约束阵对  $r_{ci}$  求偏导； $\Phi_{q_i}$  为约束阵对  $q_i$  求偏导； $Q_i(r_{ci})$  为作用于刚体  $B_i$  的主动力对应于  $r_{ci}$  的广义力； $Q_i(q_i)$  为作用于刚体  $B_i$  的主动力对应于  $q_i$  的广义力。

将动能  $T_i$  的表达式(9-4-47)代入式(9-4-49)，则得到：

$$\begin{cases} m_i \ddot{r}_{ci} + \Phi_{r_{ci}}^T \lambda = Q_i(r_{ci}) \\ 4 G_i^T J_{ci} G_i \ddot{q}_i + \Phi_{q_i}^T \lambda = Q_i(q_i) - 8 \dot{G}_i^T J_{ci} G_i \dot{q}_i \end{cases} \quad (9-4-50)$$

合成矩阵形式为：

$$M_i \ddot{x}_i + \Phi_{x_i}^T \lambda = Q_i^* \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (9-4-51)$$

其中： $\ddot{x}_i = [\ddot{r}_{ci}^T \quad \ddot{q}_i^T]^T$ ， $\Phi_{x_i} = [\Phi_{r_{ci}} \quad \Phi_{q_i}]$ ， $M_i = \begin{bmatrix} m_i & 0 \\ 0 & 4 G_i^T J_{ci} G_i \end{bmatrix}_{7 \times 7}$  称为广义质量矩阵；

$$Q_i^* = \begin{bmatrix} Q_i(r_{ci}) \\ Q_i(q_i) - 8 \dot{G}_i^T J_{ci} G_i \dot{q}_i \end{bmatrix}_{7 \times 7} \quad \text{称为修正的广义力列阵。}$$

对于整个系统则有：

$$M \ddot{x} + \Phi_x^T \lambda = Q^* \quad (9-4-52)$$

其中： $\ddot{x} = [\ddot{x}_1^T \ddot{x}_2^T \cdots \ddot{x}_n^T]^T$ ， $\Phi_x = [\Phi_{x_1} \quad \Phi_{x_2} \cdots \Phi_{x_n}]$ ， $M = \text{diag}[M_1 M_2 \cdots M_n]_{7n \times 7n}$ ，称为广义质量对角阵； $Q^* =$

$[Q_1^T Q_2^T \cdots Q_{m+n}^T]$  称为广义力列阵。

上述方程 $\{x\}$ 、 $m+n$ 个约束方程组成混合的微分-代数方程组，共有 $7n+m+n$ 个方程可以求解全部广义坐标 $x$ （共 $7n$ 个）和拉格朗日乘子（共 $m+n$ 个），初值条件是 $x(t_0)=x^0$ ， $\dot{x}(t_0)=\dot{x}^0$ ，当然这些初值必须是满足约束方程的初值。

这种使用笛卡尔广义坐标并借助不定乘子将约束方程附加到动力学方程的方法，列写动力学方程简单，方程间耦合程度低，但由于选用了 $n$ 组数目相当大的广义坐标，最终建立的动力学模型是一组数目相当大的微分-代数混合方程组，求数值解有较大的困难。

对于多刚体乘员约束系统这一特定问题，我们可以不用拉格朗日乘子法而用嵌入约束法，即选择一组满足约束条件的独立广义坐标，直接将约束嵌入动力学方程，导出一组不含乘子且方程数目等于系统自由度数目的动力学方程，下面就讨论这种方法。

### ②多刚体系统动力学方程 II

对于 $n$ 个刚体 $B_i$ （ $i=1, 2, \dots, n$ ）组成的乘员模型，由于刚体间以球铰连接，所以用下述一组满足约束的广义坐标，作为确定系统位形的独立广义坐标：

$$X = [r^T \theta_1^T \theta_2^T \cdots \theta_n^T] = [x_1 x_2 \cdots x_{3n+3}]^T \quad (9-4-53)$$

其中： $r$  为刚体 $B_1$  质心  $C_1$  对惯性基的矢径在惯性基中的坐标列阵； $\theta_i^T$  为刚体 $B_i$  的连体基 $[e^i]$  相对于惯性基的布里恩角列阵； $\theta_i^T$  为刚体 $B_i$  的连体基相对于其邻接内刚体 $B_j$  的连体基 $[e^j]$  的布里恩角列阵。

于是整个系统的第二类拉格朗日方程为：

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_k} = Q(x_k) \quad (k = 1, 2, \dots, 3n+3) \quad (9-4-54)$$

其中： $T$  为系统总动能，即  $T = \sum_{i=1}^n T_i$ ， $Q(x_k)$  为系统对应于  $x_k$  的广义力，利用独立广义坐标  $x$  列写  $r_i$  及  $w_i$  的表达式  $r_i = r_{ei}(x)$ ， $w_i = w_{ei}(x)$ ，再通过式(9-4-46)将系统总动能  $T$  表达为  $T = T(\dot{x}, x)$ ，则可代入(9-4-54)求解。

由于刚体铰链中有扭转弹簧和阻尼器，所以在求广义力时不仅要考虑外界作用于刚体的主动力，还应考虑邻接刚体  $B_i$  和  $B_j$  之间的扭转内力：

$$\begin{cases} Q(\theta_i) \delta \theta_i = \delta u \\ \delta u = \sum_y F_y \delta \gamma_y + K_i \theta_i \delta \theta_i + C_i \dot{\theta}_i \delta \theta_i \end{cases} \quad (9-4-55)$$

则：

$$Q(\theta) = \sum_y F_y \frac{\partial \gamma_y}{\partial \theta_i} + K_i \theta_i + C_i \dot{\theta}_i \quad (9-4-56)$$

其中： $\delta \theta_i$  为  $\theta_i$  的虚位移； $\delta u$  为因  $\delta \theta_i$  引起的虚功； $F_y$  为外界主动力； $\delta \gamma_y$  为外界主动力的作用点因  $\delta \theta_i$  引起的虚位移； $K_i$  为刚体  $B_i$  与其邻接内刚体  $B_j$  之间铰链的扭转弹簧系数； $C_i$  为刚体  $B_i$  与其邻接内刚体  $B_j$  之间铰链的扭转阻尼系数。

用这种方法列出的系数动力学方程组大大缩减了变量和方程的数目，广义力也明确易求，唯一的困难在于系统总动能要用独立广义坐标表达，且求导数的工作量较大。

### (3) 凯恩方法

凯恩方法是以凯恩方程代表，利用广义速率代替广义坐标描述系统的运动，并将矢量形式的力与达朗伯惯性力直接向特定惯性基矢量方向上投影以消除理想约束力。与分析力学方法相比，它可以避免计算及求导动力学函数而直接导出动力学方程，计算工作量明显减少。与矢量力学相比，方程中不出现理想约束力，因而兼有矢量力学和分析力学的特点。但凯恩方法需要选择恰当的广义速率才能使偏速度、偏角速度及广义力、惯性力的表达式不至于太复杂，同时这种方法需对每一个具体的多刚体系统作具体处理。

#### ① 广义速率、偏速度和偏角速度。

具有 $N$ 个自由度的完整力学系统相对惯性参数基的运动可以用 $N$ 个独立广义坐标 $q_j$ （ $j=1, 2, \dots, N$ ）来描述，也可以用 $N$ 个独立广义坐标 $u_r$ （ $r=1, 2, \dots, N$ ）来描述。一般地这 $N$ 个独立广义速率可以用独立广义坐标导数 $\dot{q}_j$ 的线性组合来表示：

$$u_r = \sum_{j=1}^n r_{ij} \dot{q}_j + z_r (r = 1, 2, \dots, N) \quad (9-4-57)$$

反之,独立广义坐标的导数  $\dot{q}_j$  也可用独立广义速率表示:

$$\dot{q}_j = \sum_{r=1}^N \omega_{jr} u_r + x_j (j = 1, 2, \dots, N) \quad (9-4-58)$$

针对人体多刚体模型,可选取刚体 1 的质心速率及刚体 1 到 N 的绝对角速率这  $3N+3$  个独立广义速率,即令:

$$u = [\dot{r}_1^T \omega_1^T \omega_2^T \cdots \omega_N^T]^T \quad (9-4-59)$$

广义速率确定之后,组成系统的任意质点  $p_\gamma$  相对惯性基的绝对速度  $v_\gamma$  及任意刚体  $B_i$  的绝对角速度  $\omega_i$ ,均可唯一地表示为  $u_r$  的线性组合:

$$v_\gamma = \sum_{r=1}^N v_\gamma^{(r)} u_r + r_\gamma^{(i)} \quad (9-4-60)$$

$$\omega_i = \sum_{r=1}^N \omega_i^{(r)} u_r + \omega_i^{(i)} \quad (9-4-61)$$

其中:  $v_\gamma^{(r)}, v_\gamma^{(i)}, \omega_i^{(r)}, \omega_i^{(i)}$  均为  $q_j (j = 1, 2, \dots, N)$  的函数,  $v_\gamma^{(r)}$  称为质点  $P$  的第  $r$  个偏速度,  $\omega_i^{(r)}$  称为刚体  $i$  的第  $r$  个偏速度,并由运动学关系求得。

### ②广义主动力与广义惯性力

对于任意个质点  $P_\gamma$  组成的质点系,其  $v_\gamma$  为  $P_\gamma$  相对惯性基的矢径,  $f_\gamma$  为作用于  $P_\gamma$  的主动力,  $f_\gamma^*$  为  $P_\gamma$  的达朗伯惯性力  $f_\gamma^* = -m_\gamma r_\gamma$ ,  $v_\gamma^{(r)}$  为  $P_\gamma$  相对惯性基的第  $r$  个偏速度,则定义以下标量为质点系的广义主动力  $F^{(r)}$  及广义惯性力  $F^{*(r)}$ ,如  $F$ :

$$F^{(r)} = \sum_\gamma f_\gamma \cdot v_\gamma^{(r)} \quad (r = 1, 2, \dots, N) \quad (9-4-62)$$

$$F^{*(r)} = \sum_\gamma f_\gamma^* \cdot v_\gamma^{(r)} \quad (r = 1, 2, \dots, N) \quad (9-4-63)$$

可以证明理想约束力  $f_\gamma^n$  满足下式:

$$\sum_\gamma f_\gamma^n \cdot v_\gamma^{(r)} = 0 \quad (r = 1, 2, \dots, N) \quad (9-4-64)$$

刚体  $B_i$  作为特殊质点系,其广义主动力和广义惯性力可表达为:

$$F_i^{(r)} = F_i \cdot v_i^{(r)} + M_i \cdot \omega_i^{(r)} \quad (r = 1, 2, \dots, N) \quad (9-4-65)$$

$$F_i^{*(r)} = F_i^* \cdot v_i^{(r)} + M_i^* \cdot \omega_i^{(r)} \quad (r = 1, 2, \dots, N) \quad (9-4-66)$$

其中:  $v_i^{(r)}$  为刚体  $B_i$  质心  $C_i$  的第  $r$  偏速度;  $\omega_i^{(r)}$  为刚体  $B_i$  的第  $r$  偏速度;  $F_i, M_i$  分别为刚体  $B_i$  上作用的主动力的主矢和相对质心  $C_i$  的主矩;  $F_i^*, M_i^*$  分别为刚体  $B_i$  的惯性力主矢及相对质心  $C_i$  的主矩。

进一步的整个刚体系统的广义主动力和广义惯性力可表达为:

$$F^{(r)} = \sum_{i=1}^n F_i^{(r)} \quad (r = 1, 2, \dots, N) \quad (9-4-67)$$

$$F^{*(r)} = \sum_{i=1}^n F_i^{*(r)} \quad (r = 1, 2, \dots, N) \quad (9-4-68)$$

### ③多刚体系统动力学方程 III

由达朗伯原理及虚功率原理导出若丹形式动力学普遍方程:

$$\sum_{\gamma=1}^n (m_\gamma \ddot{r}_\gamma - f_\gamma) \cdot \delta \dot{r}_\gamma = 0 \quad (9-4-69)$$

由于  $f_\gamma^* = -m_\gamma \ddot{r}_\gamma$ , 则上式改写为:

$$\sum_{\gamma=1}^n (f_\gamma + f_\gamma^*) \cdot \delta \dot{r}_\gamma = 0 \quad (9-4-70)$$

由于式(9-4-60),则:

$$\delta \dot{r}_\gamma = \sum_{r=1}^n r_\gamma^{(r)} \delta u_r \quad (9-4-71)$$

将式(9-4-71)代入式(9-4-70),得到:

$$\sum_{\gamma=1}^n (f_\gamma + f_\gamma^*) \cdot \sum_{r=1}^n r_\gamma^{(r)} \delta u_r = 0 \quad (9-4-72)$$

改变求和顺序:

$$\sum_{r=1}^n \sum_{\gamma=1}^n (f_\gamma + f_\gamma^*) \cdot r_\gamma^{(r)} \delta u_r = \sum_{r=1}^n (F_r^{(r)} + F_r^{*(r)}) \delta u_r = 0 \quad (9-4-73)$$

因  $\delta u_r$  为独立变分,所以对于每个刚体  $B_i$  有:

$$F_i^{(r)} + F_i^{*(r)} = 0 \quad (9-4-74)$$

于是对于整个多刚体系统有如下方程:

$$F_r^{(r)} + F_r^{*(r)} = 0 \quad (r = 1, 2, \dots, N) \quad (9-4-75)$$

此方程称为凯恩方程。

凯恩方程中由于引入了偏速度的概念,使得理想约束力与偏速度正交,因而方程中不出现理想约束力,同时又不用计算和求导系统动能函数,因而兼有矢量力学与分析力学的好处。但这种方法需要细心选择恰当的广义速率,才能使偏速度和偏角速度的表达不至于太复杂,同时广义惯性力的表达式较为复杂。

#### (4) 变分方法

以上三种方法都必须建立系统的动力学方程,而变分法则无需建立动力学方程。它根据高斯最小约束原理将真实运动与可能发生的运动加以比较,从而判定真实运动。所谓真实运动就是系统在给定的初始状态以及给定的约束及主动力作用下实际发生的运动。所谓可能运动是指那些与真实运动具有某些相同条件,系统可能发生而实际上并未发生的运动。在一般情况下真实运动是唯一的,可能运动则不止一个。变分方法即在于理想真实运动所应满足的条件,通常为某一函数或泛函的极值条件,利用这一条件可直接根据系统在每个时刻的坐标及速度解出该时刻加速度以确定系统的运动规律。变分法有利之处在于可利用现有的各种有效的数学方法,如罚函数法、拉格朗日乘子法来寻求函数或泛函的极值。

变分方法的基础——高斯最小约束原理可表述如下:

讨论  $n$  个质点  $P_\gamma$  ( $\gamma = 1, 2, \dots, n$ ) 组成的系统,定义系统约束  $Z$  为:

$$Z = \frac{1}{2} \sum_{\gamma=1}^n m_\gamma \left( \dot{r}_\gamma - \frac{f_\gamma}{m_\gamma} \right)^2 \quad (9-4-76)$$

其中:  $m_\gamma$  为质点  $P_\gamma$  的质量;  $r_\gamma$  为质点  $P_\gamma$  相对惯性基的矢径;  $f_\gamma$  为作用于质点  $P_\gamma$  的主动力;  $\delta Z$  被称作高斯加速度变分。

在任一时刻系统的真实运动与位置、速度、约束条件及主动力均相同但加速度不同的可能运动比较,其约束  $Z$  具有最小值,即  $\delta Z = 0$ ,把  $Z$  的表达式代入,则得到高斯形式的动力学普遍方程式:

$$\sum_{\gamma=1}^n (m_\gamma \ddot{r}_\gamma - f_\gamma) \cdot \delta \dot{r}_\gamma = 0 \quad (9-4-77)$$

因而高斯最小约束原理与动力学普遍方程是等价的。

下面是用高斯最小约束原理解多刚体系统问题。多刚体系统内任意刚体  $B_i$  的约束  $Z_i$  可表达为:

$$Z_i = \frac{1}{2} [m_i \ddot{r}_{ci}^2 + \dot{\omega}_i \cdot \dot{J}_{ci} \cdot \dot{\omega}_i + 2 \dot{r}_{ci} \cdot \ddot{r}_{ci} F_i - 2 \dot{\omega}_i \cdot (M_i - \varepsilon_i)] \quad (9-4-78)$$

其中:  $m_i$  为  $B_i$  的质量;  $r_{ci}$  为  $B_i$  质心  $C_i$  相对惯性基的矢径,  $\omega_i$  为  $B_i$  的绝对角速度;  $J_{ci}$  为  $B_i$  的相对质心的惯性张量;  $F_i$  为作用于  $B_i$  上的主动力相对  $C_i$  的主矢;  $M_i$  为作用于  $B_i$  上的主动力相对  $C_i$  的主矩  $\varepsilon_i$  被定义为:

$$\varepsilon_i = \omega_i \times (\dot{J}_{ci} \cdot \omega_i)$$

为区别系统的外力与对刚体间通过铰链作用的弹簧阻尼器内力,  $F_i$ ,  $M_i$  分别表示为:

$$F_i = F_i^k - \sum_{j=1}^n S_{ij} F_j^k$$

$$M_i = M_i^p + \sum_{j=1}^m (S_{ij} M_j^a + C_{ij} \times F_j^a) \quad (9-4-79)$$

其中:  $F_i^p, M_i^p$  分别为作用在  $B_i$  的外力和对质心  $C_i$  的主矢及主矩;  $F_j^a, M_j^a$  分别为与铰链  $j$  关联的内侧刚体  $B_j^+$  作用于其外侧刚体  $B_j^-$  的主动力, 相对于连接  $B_j^+$  和  $B_j^-$  的铰点  $j$  的主矢及主矩;  $S_{ij}$  为关联矩阵的元素;  $C_{ij}$  为刚体铰矢量阵  $C$  的元素。

若定义:

$$m = \text{diag}[m_1, m_2, \dots, m_n]$$

$$\mathbf{j} = \text{diag}[j_{c1}, j_{c2}, \dots, j_{cn}]$$

$$r_c = [r_{c1}, r_{c2}, \dots, r_{cn}]$$

$$\omega = [\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n]$$

$$F = [F_1, F_2, \dots, F_n]$$

$$M = [M_1, M_2, \dots, M_n]$$

$$F^a = [F_1^a, F_2^a, \dots, F_n^a]$$

$$M^a = [M_1^a, M_2^a, \dots, M_n^a]$$

$$F^e = [F_1^e, F_2^e, \dots, F_n^e]$$

$$M^e = [M_1^e, M_2^e, \dots, M_n^e]$$

$$\epsilon = [\epsilon_1, \epsilon_2, \dots, \epsilon_n]$$

则系统总约束为:

$$Z = \sum_{i=1}^n Z_i = \frac{1}{2} (\dot{r}^T \cdot m \ddot{r} + \dot{\omega}^T \cdot \dot{\omega}) - \dot{r}^T \cdot F - \dot{\omega}^T \cdot (M - \epsilon) \quad (9-4-80)$$

式中:  $F = F^e - SF^a$ ;

$$M = M^e - SM^a - C \times F^a.$$

组成多刚体系统的各刚体的线位移、角位移、线速度、角速度、线加速度都不是独立变量, 其变化受到铰链运动学约束的限制, 计算系统约束时可选用独立广义坐标表示角加速度和加速度, 也可保留多余坐标, 同时列出铰运动学约束条件。此时的约束条件应表示为加速度和角加速度形式, 对于人体系统中的铰约束条件应求两次时间导数。

当系统的结构、各刚体的质量几何以及起始时刻各刚体的位置质心速度及角速度都给定后, 就可计算使得约束  $Z$  在约束条件下取得极小值的各刚体质心加速度和角加速度, 这是条件极值问题, 可以用各种方法求解。如惩罚函数法或拉格朗日乘子法等。在求得该时刻的质心加速度和角加速度后, 按规定的时间步长积分算出下一瞬时质心速度及刚体角速度, 再积分得到各刚体的位置, 如此反复迭代就可求得整个运动过程的规律。

变分方法不用列写系统动力学方程, 在真实运动与可能运动的约束值比较中, 判断真实运动, 将问题归结为求条件极值问题。可能存在的问题是, 如果系统中刚体总量较多, 则条件极值问题中的参变量就较多, 多元条件极值的解法有待进一步研究。

### 3) 汽车被动安全研究中有关多刚体动力学法的计算软件

#### (1) 发展历史

国际上早在 20 世纪 60 年代中期就开始了碰撞受害者模拟计算的研究。从 20 世纪 60 年代末到 70 年代中陆续开始出现了一些以刚体动力学理论为基础的乘员碰撞模拟计算机软件。这些软件中最为著名并且在后来得到不断发展和较为广泛使用的有三套: MVMA2D、CAL3D 和 MADYMO。它们在许多大汽车公司的碰撞安全性研究中被作为分析工具。福特公司安全部的 P. Prasad, 于 1984 年对这三套软件的特点进行了描述和比较。1984 年之后这三套软件各自又有了不同程度的改进和完善。20 世纪 90 年代初有限元法开始在乘员碰撞模拟计算中应用, 运用动态显式非线性有限元方法研究乘员被动约束装置, 主要是气囊有限元模型的建

立和应用,乘员人体依然是多刚体铰接模型

MVMA2D 碰撞受害者模拟模型的起源可以追溯到 1966 年 McHenry 和 Naab 在 Cornell 航空实验室研究的模型。在 AMA 的赞助下,该模型得到发展,Segal 于 1971 年发表了其发展的结果,这时的模型被称为 ROS (Revised Occupant Simulation Model)。ROS 被 GM 公司的 Danforth 和 Randal 发展成为 MODROS, 并发表于 1972 年。在 HSRI 的 Robbins, Bennett 和 Bowman 又发展了 MODROS, 在 1972 年到 1974 年间研究完成了 MVMA2DIIL, 并于 1974 年的第十八次汽车碰撞会议上发表。从 1974 年起 GM 公司和 HSRI 都对它进行了调试和增补, 发展了安全带模拟算法, 在气囊和吸能方向杆模拟方面也进行了努力, 但其终究是二维模型, 在使用上有较大的局限, 现已经被淘汰。

CAL3D 又称 CVS/ATB(Crash Victim Simulator/Articulated Total Body)模型, 起源于 1970 年, 当时为了制定汽车安全标准以最大限度地减小汽车碰撞中乘员的伤亡, 在 MVMA(美国汽车制造者协会)和 NHTSA(国家公路交通安全部)的提议下, CALSPAN 公司开始研究碰撞受害者的计算机模拟。当时的研究成果发表于 1971 年 7 月和 1972 年 12 月的 CALSPAN 报告上。其早期的程序被称作 CAL3D I 版和 CAL3D II 版。在该模型中乘员由具有固定的 40 个自由度的 15 个部分组成, 并有一个接触模型用来产生作用于乘员身上的外力, 约束系统包括粗略的安全带和气囊模型。其后 CALSPAN 公司与 NHTSA 继续研究该模型, 得到改进的程序版本, 该版本被称为 CAL3D III, 表发表于 1974 年的 DOT 报告和 NTIS 的 PB 报告上。此时最初版本中固定数目的多刚体模型被推广到任意数目的多刚体系统, 并且由于引入“虚铰”的概念, 使软件不仅能够模拟实际连接着的多刚体系统, 也能够模拟没有实际连接着的多个多刚体系统的互相作用。到 20 世纪 70 年代中期, 为了减少飞行员从飞机弹射出来过程中所受的伤害, 美国空军也对 CAL3D 模型产生了兴趣, 由 AFAMRL(空军航天航空医学研究实验室)发起, CALSPAN 公司又增加了 CAL3D 模拟人体和更广泛约束系统的功能。当时的研究成果发表于 1975 年和 1980 年的 AFAMRL 报告及 NTIS 的 AD 报告中。稍后就形成了 CAL3D IV 版(又称 CVS \ ATB20 版)。关于该版本的完整文献发表于 1982 年的 DOT 报告中, 由于 CAL3D IV 完整文献的公开使得它在世界上拥有较多的用户。在使用中不同的用户又对 CAL3D IV 不断进行了改进, 主要包括: 允许汽车的角位移、增加铰接头形式、改进接触算法、运用超椭球模拟肢体与车内表面、改进约束带与气囊模型、建立改进的方向杆模型等。这些改进都被包括在 1988 年形成的 CVS \ ATB40 版中。

MADYMO(Mathematical Dynamic Model)碰撞乘员模拟程序由二维版本和三维版本两个版本组成。两个版本有几乎相同的格式, 最初在 1975 年由荷兰的 TNO 公路汽车研究学会完成。从那时起, 软件在 TNO 进行了重要的调试与优化。在 1979 年, Wismans 和 Maita 等人给出了关于它的最初文献, 即将模型的响应与乘员为儿童假人及未成年人尸体的台车实验结果作对比。MADYMO 到 1983 年形成了 3.0 版, 到 1988 年形成了 4.2 版, 附有六卷文献, 目前已在美国、加拿大、日本及欧洲广泛使用, 并已成为一项工业标准, 尤其用于约束系统产品的初次开发阶段。目前, MADYMO 已发展到 5.3 版, 并成功地将有限元与多刚体系统耦合, 成为了一个刚体与有限元结合的数学模拟软件。

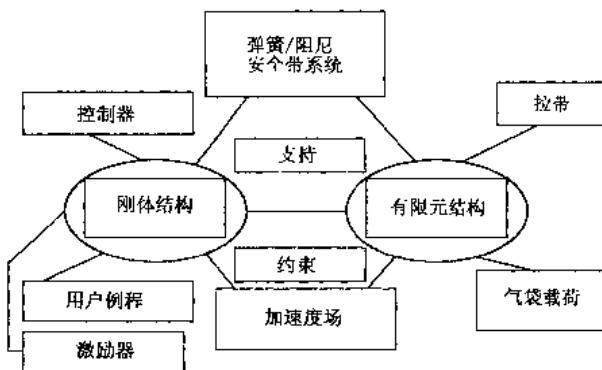
## (2) 主要碰撞受害者模拟计算软件的特点

MVMA2D 和 MADYMO2D 只能描述人体的二维运动, CAL3D 和 MADYMO3D 都可以描述人体的三维运动。在 MVMA2D 模型中, 人体用 8 个刚体和 2 个柔性物来描述, CAL3D 和 MADYMO 模型中人体可用任意多个刚体和铰链来描述, 但建议用 15 个刚体来描述假人的三维运动。在所有这些模型中铰接系统不能有闭合回路, 也就是不能从一个刚体出发通过一个铰链又从另一个铰链返回到同一刚体。这样连接起来的树状结构多刚体系统的运动方程, 在 MVMA2D 和 MADYMO 中用拉格朗日方法推导, 在 CAL3D 中用牛顿-欧拉方法推导。运动方程的数值解 MVMA2D 和 MADYMO 中用龙格-库塔法, 在 CAL3D 中用向量指数积分。在 CAL3D 和 MADYMO3D 模型中刚体用椭球或超椭球来代表, 在 MVMA2D 模型中刚体用椭圆来代表, 在 MADYMO2D 中刚体用椭圆或超椭圆来代表。

在所有这些模型中连接相邻刚体的铰链间可以有非线性扭矩弹簧和阻尼以及干摩擦。MVMA2D 和 MADYMO2D 中只有柱铰, CAL3D 中有柱铰、万向节、球铰和滑移铰, 在早期 MADYMO3D 中只有球铰, 目前总共有 8 种铰形式。MVMA2D 和 MADYMO 中以布里恩角为转动的广义坐标, CAL3D 中以欧拉参数为转动的广义坐标。在所有这些模型中都包括由安全带和气囊组成的约束系统。环境通过接触平面与人体作用, 接触平面在接触

中产生作用于人体肢体的力，另外约束系统也对人肢体产生力的作用。在所有这些模型中用椭圆或椭球来判断接触。用椭圆或椭球对平面的穿透大小与程度来决定接触的非线性弹簧力、阻尼以及摩擦力。对于多刚体系统运动方程的求解方法，MADYMO 中使用四阶定步长或五阶变步长的龙格-库塔方法来求解。

对于 MADYMO3D 中的有限元模块，它将实际的连续体分为有限个体积、面、线，称之为单元。这些单元通过离散节点相互作用，这样可将复杂的连续体转化为由相对简单的有限个单元组成的系统来进行分析，在 MADYMO 中可提供梁元、薄膜元、桁架元、板壳元、六面体单元等等常见且实用的单元类型及其相应的单元材料特性。其有限元模块采用的计算方法与前面介绍的非线性有限元软件 LS-DYNA3D 所采用的计算方法基本一致。在 MADYMO 软件中加入了多刚体系统与有限元模块之间的耦合，它们之间的相互关系由图 9-4-8 所示。多刚体系统与有限元模块中间的耦合，对于其有限元部分和其多刚体部分的运动方程，允许使用不同的时间积分方法。所有使用的积分方法是条件稳定的，所以对所使用的时间步长就有所限制。为了增加整个分析过程的效率，有限元模块相对于多刚体模块，使用针对不同模块而定的不同的正常时间步长来进行子循环。除此之外，MADYMO 还提供了接口，以便于用户加入自己的例程代码，以实现特殊的建模目的。



#### 9.3.3.4 应用实例

图 9-4-8 MADYMO 结构示意图

以下是依据实际的台车碰撞实验，建立的多刚体和有限元的混合模型。利用 MADYMO 软件中的多刚体和有限元模块进行了数学模拟计算，最终得到了混合 III 型假人在碰撞过程中的动态响应和损伤指标。

模型中乘员使用了目前国际通用的 ATD 混合 III 型假人(ATD Hybrid III Dummy)(表 9-4-4)，其模型用 32 个刚体(body)组成，如下表所示。整个假人模型包括 53 个椭球(ellipsoid)，它们分属于不同的刚体，其基本的几何与力学参数从 MADYMO 的假人数据库中提取。

在模型中的约束系统使用了三点式安全带和 SRS 系统——气囊系统。安全带及气囊均采用有限元方法来进行模拟，其中三点式安全带采用非线性一点膜单元(MEM3NL)建模，安全带通过带扣、卷收器及车门立柱上固定点与车体联结；而气囊则采用线性三点薄膜元(MEM3)建模，安装在转向盘上。气囊传感器于碰撞发生后 16ms 产生触发信号，触发气体发生器，使气囊充气，以保护乘员。

表 9-4-4 ATD Hybrid III 假人各部分构成

1. 下躯干	9. 颈部	17. 右下臂	25. 右上胫骨
2. 腹部	10. 摆面	18. 左手	26. 左中胫骨
3. 腰椎	11. 头部	19. 右手	27. 右中胫骨
4. 脊椎	12. 左锁骨	20. 左大腿	28. 左下胫骨
5. 上躯干	13. 右锁骨	21. 右大腿	29. 右下胫骨
6. 肋骨	14. 左上臂	22. 左膝	30. 左脚
7. 下颌部固结点	15. 右上臂	23. 右膝	31. 右脚
8. 下颈部传感器	16. 左下臂	24. 左上胫骨	32. 胸骨

模型中乘员所坐的座椅由座椅垫(seat cushion)、座椅靠背(seat back)、头枕(head rest)等组成。台车环境除座椅之外,还包括地板(floor plane)、脚踏板(toepan)、限位板(foot stop plane)、车窗(windshield)、转向盘(steering wheel)、仪表板(dashboard)等。其中,脚踏板定义为与地板成一定角度的板,供乘员放置脚。限位板与脚踏板相垂直,保护脚部以避免乘员脚部过分向上运动。护膝用于保护乘员膝盖及小腿。在模型中定义了相应部件的(如座椅、地板、脚踏板、仪表板等)刚度、阻尼的加载及卸载曲线、迟滞模型及其与乘员接触表面的摩擦。

接触可按接触类型来区分,对于乘员与约束系统及环境的作用,定义了如下的接触(表9-4-5、表9-4-6、表9-4-7、表9-4-8、表9-4-9):

表9-4-5 平面与椭球的接触

1. 坐垫与下躯干的接触	9. 脚踏板与右脚跟的接触
2. 座椅靠背与下躯干的接触	10. 地板与左脚跟的接触
3. 座椅靠背与上躯干的接触	11. 地板与右脚跟的接触
4. 脚踏板与左脚的接触	12. 左手与仪表板的接触
5. 脚踏板与右脚的接触	13. 右手与仪表板的接触
6. 限位板与左脚的接触	14. 左下臂与仪表板的接触
7. 限位板与右脚的接触	15. 右下臂与仪表板的接触
8. 脚踏板与左脚跟的接触	

表9-4-6 椭球与椭球的接触

1. 下颌与左上躯干的接触	5. 转向盘与左下臂的接触
2. 下颌与右上躯干的接触	6. 转向盘与右下臂的接触
3. 转向盘与头部的接触	7. 转向盘与左手的接触
4. 转向盘与胸骨的接触	8. 转向盘与右手的接触

表9-4-7 气袋与椭球的接触

1. 头部与气囊的接触	7. 左手与气囊的接触
2. 颈部与气囊的接触	8. 右手与气囊的接触
3. 肋骨与气囊的接触	9. 左下臂与气囊的接触
4. 腹部与气囊的接触	10. 右下臂与气囊的接触
5. 肩部与气囊的接触	11. 左上臂与气囊的接触
6. 方向盘与气囊的接触	12. 右上臂与气囊的接触

表9-4-8 肩带与椭球的接触

1. 肩部与肩带的接触	6. 上躯干与肩带的接触
2. 颈部与肩带的接触	7. 上臂与肩带的接触
3. 轴环处与肩带的接触	8. 下躯干与肩带的接触
4. 胸骨与肩带的接触	9. 腹部与肩带的接触
5. 肋骨与肩带的接触	

表9-4-9 腹带与椭球的接触

1. 下肋处与腹带的接触	5. 左臀部与腹带的接触
2. 下腹部与腹带的接触	6. 右臀部与腹带的接触
3. 中腹部与腹带的接触	7. 骨盆与腹带的接触
4. 上腹部与腹带的接触	

为了便于研究问题,在模型中将乘员的环境视为惯性空间,而对系统的外部作用为两个加速度场,一个是重力加速度场  $g$ ,作用于人体且方向垂直向下;另一个则是碰撞过程中人体所受到的水平方向的减速度  $a_x$ ,方向取为正向。在模拟结果中将水平方向的减速度  $a_x$  除去,以得到最终的模拟结果。其中水平方向的减速度采用本试验室进行的台架试验所得到的减速度波形数据。计算中还涉及了乘员的初始状态及与座椅作用下的预平衡位置。

图 9-4-9 至图 9-4-12 为整个碰撞过程乘员与外界作用的动态过程显示及模拟结果。

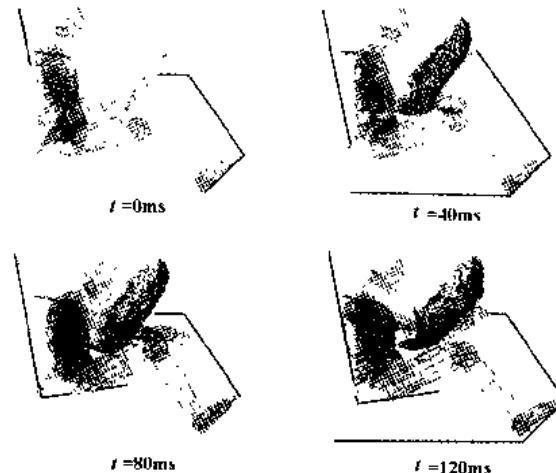


图 9-4-9 碰撞过程中乘员的动态响应

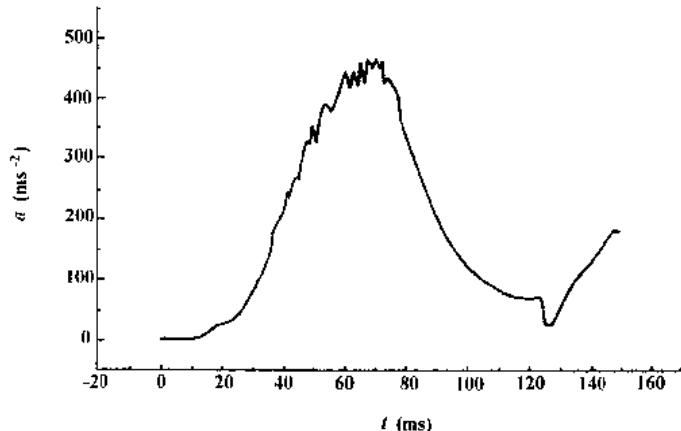


图 9-4-10 碰撞过程中乘员头部合成加速度的模拟结果

#### 9.4.4 汽车碰撞人体的运动响应模拟计算及初步验证

本节介绍清华大学汽车碰撞试验室依据多刚体动力学方法,设计完成的“汽车碰撞人体运动响应”软件系统 MUL3D。这里通过运用该软件对真实的车撞行人交通事故进行的模拟计算,初步验证其正确性和实用性。1995 年 7 月 5 日在北京京通快速路上发生了一次车撞行人的交通事故,中央电视台记者偶然拍摄到该交通事故的整个过程并对之进行过报道。下面运用 MUL3D 软件对之进行模拟计算和分析。

##### 9.4.4.1 系统定义

按照数据的 4 个层次,定义模拟计算的车撞行人全局如表 9-4-10 所示:

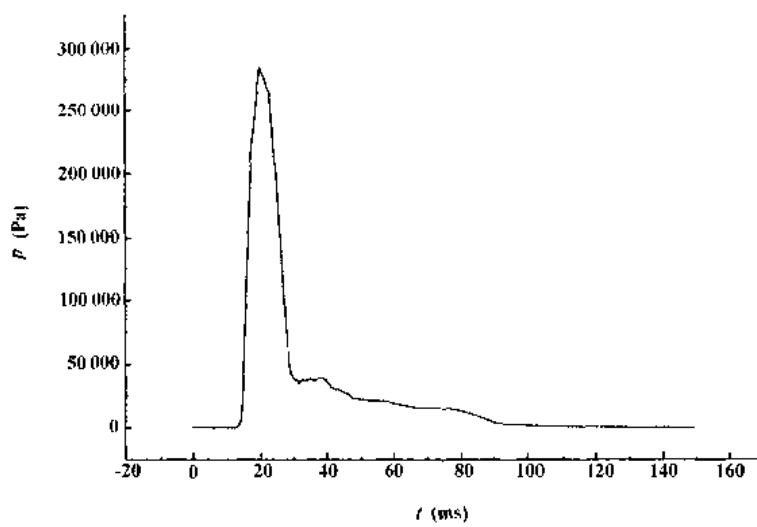


图 9-4-11 碰撞过程中气囊的压力时间历程

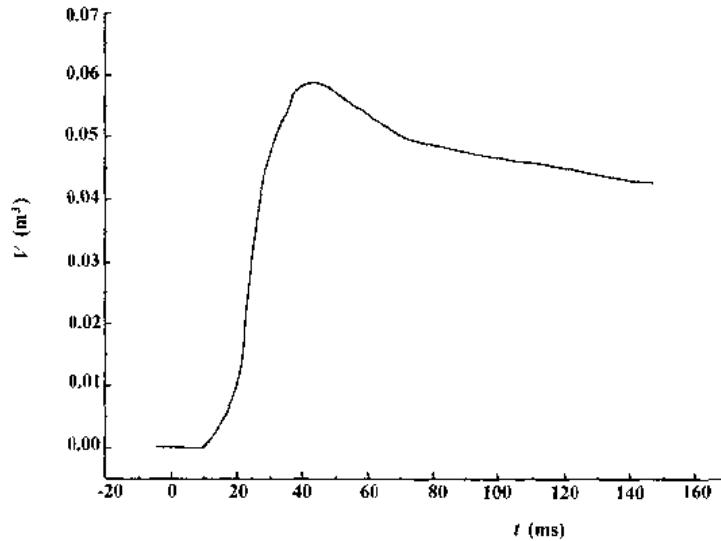


图 9-4-12 碰撞过程中气囊的体积变化

表 9-4-10 系统定义

全局: 车撞行人	系统 2: 地面	物体 0: 地面	形状 0: 地面平面
	系统 1: 车体	物体 0: 车体	形状 0: 前挡风平面
			形状 1: 发动机罩平面
			形状 2: 发动机罩前平面
系统 0: 人体	物体 0: 臀部	形状 0: 臀部椭球	
	物体 1: 腰腹部	形状 0: 腰腹部椭球	
	物体 2: 胸部	形状 0: 胸部椭球	
	物体 3: 颈部	形状 0: 颈部椭球	

续上表

	物体 4: 头部	形状 0: 头部椭球
	物体 5: 左上臂	形状 0: 左上臂椭球
	物体 6: 左下臂	形状 0: 左下臂椭球
	物体 7: 右上臂	形状 0: 右上臂椭球
	物体 8: 右下臂	形状 0: 右下臂椭球
	物体 9: 左大腿	形状 0: 左大腿椭球
		形状 1: 左大腿平面
	物体 10: 左小腿	形状 0: 左小腿椭球
		形状 1: 左脚椭球
		形状 2: 左小腿平面
	物体 11: 右大腿	形状 0: 右大腿椭球
	物体 12: 右小腿	形状 0: 右小腿椭球
		形状 1: 右脚椭球
		形状 2: 右小腿椭球

表中, 系统 2: 地面, 只有一个物体, 该物体的父物体为惯性坐标系, 该物体与父物体间的铰为自由铰, 该物体的运动已知, 所有加速度与角加速度为零。

系统 1: 车体, 只有一个物体, 该物体的父物体为惯性坐标系, 该物体与父物体间的铰为自由铰, 假设该物体的运动已知, 所有角加速度为零, 沿惯性坐标系  $x, z$  向的加速度为零, 沿惯性坐标系  $y$  向的加速度为  $-6\text{m/s}^2$  (汽车制动产生的减速度)。该物体有 6 个平面形状, 其中发动机罩平面和保险杠前平面用于定义该物体与人体系统的碰撞接触。

系统 0: 人体, 共有 13 个物体, 各物体的父物体列于表 9-4-11 中, 其中明确定义了人体系统各物体间的铰接关系。

图 9-4-13 为车撞行人的 3 个系统的二方向示意图。

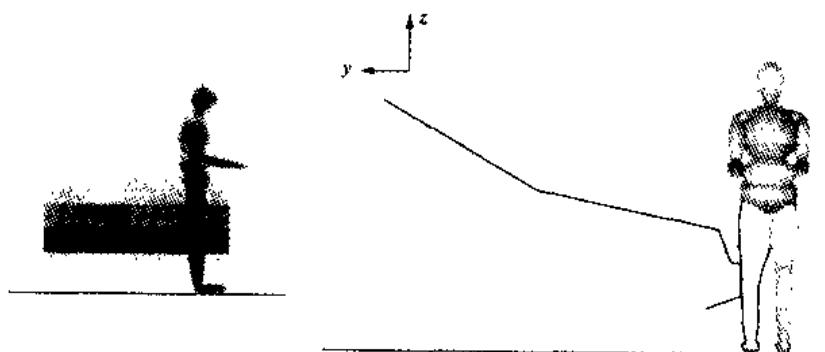


图 9-4-13 车撞行人全属包括的三个系统: 地面、车体、人体

另外在全局中定义碰撞接触如表 9-4-12 所示。

表 9-4-11 人体系统各物体间的铰接关系

当前物体	父物体	铰形式
0 髋部	-1 惯性坐标系	自由铰
1 腰腹部	0 髋部	球铰
2 胸部	1 腰腹部	球铰
3 颈部	2 胸部	球铰
4 头部	3 颈部	球铰
5 左上臂	2 胸部	万向节
6 左下臂	5 左上臂	柱铰
7 右上臂	2 胸部	万向节
8 右下臂	7 右上臂	柱铰
9 左大腿	0 髋部	球铰
10 左小腿	9 左大腿	柱铰
11 右大腿	0 髋部	球铰
12 右小腿	11 右大腿	柱铰

表 9-4-12 碰撞接触

碰撞接触 A 方	碰撞接触 B 方
保险杠前平面	左小腿椭球
保险杠前平面	右小腿随球 1
左大腿平面	右大腿椭球
左小腿平面	右小腿椭球 2
发动机罩平面	左大腿椭球
发动机罩平面	左上臂椭球
发动机罩平面	左下臂椭球
发动机罩平面	胸部椭球
发动机罩平面	头部椭球

#### 9.4.4.2 参数值设定

对于地面系统和车体系统,由于它们的运动已知,即在各时刻的加速度和角加速度已知,不必对它们列写达朗伯方程,所以它们中各物体的质量、主惯性矩在模拟计算中并不需要,可以任意给定。

地面系统和车体系统中各物体的父铰坐标系在父物体坐标系中的方位、当前铰坐标系在当前物体坐标系中的方位、当前铰坐标系在父铰坐标系中的方位的初始值需要给出。

地面系统和车体系统中各形状的类型、尺寸、各形状坐标系在各自所固结的物体的当前物体坐标系中的方位的初始值需要给出。

关于人体系统各物体的质量几何各参数值,参考荷兰 TNO 的 MADYMO3D 和美国 CALSPAN 的 CAL3D 对汽车碰撞实验标准假人混合 II 型、混合 III 型的测定值给定。具体包括以下几个方面:

- ①人体系统各物体的质量、主惯性矩。
- ②人体系统各物体的父铰坐标系在父物体坐标系中的方位、当前铰坐标系在当前物体坐标系中的方位、当前铰坐标系在父铰坐标系中的方位。系统各物体的父铰坐标系、当前铰坐标系、当前物体坐标系方位的如图 9-4-14 所示。
- ③人体系统各形状的类型、尺寸、各形状坐标系在各自所固结的物体的当前物体坐标系中的方位。各形状坐标系的方位如图 9-4-14 所示。

以铰间广义坐标的形式为每个独立的铰间广义坐标(除了自由铰)指定其相应的弹性、阻尼,将这些弹性阻尼力作为人体系统各铰间的广义力。由于在人体系统中只定义了柱铰、球铰、万向节,因此这些广义力具有力矩的单位。各铰间广义坐标与广义力关系列表的具体数值也需要给出,下面仅以左上臂与左下臂间的铰为例加以说明。

左上臂与左下臂间的铰为柱铰,其独立的铰间广义坐标为  $\theta_1$ 。对于人体,该  $\theta_1$  的取值有一定的范围,因而当该  $\theta_1$  接近其取值边界时相应的铰间广义力有较大值,以保证在人体的运动过程中该  $\theta_1$  在其取值范围之内,该  $\theta_1$  与相应的铰间广义力关系如图 9-4-15 所示。人体系统中其他的铰与之类似。

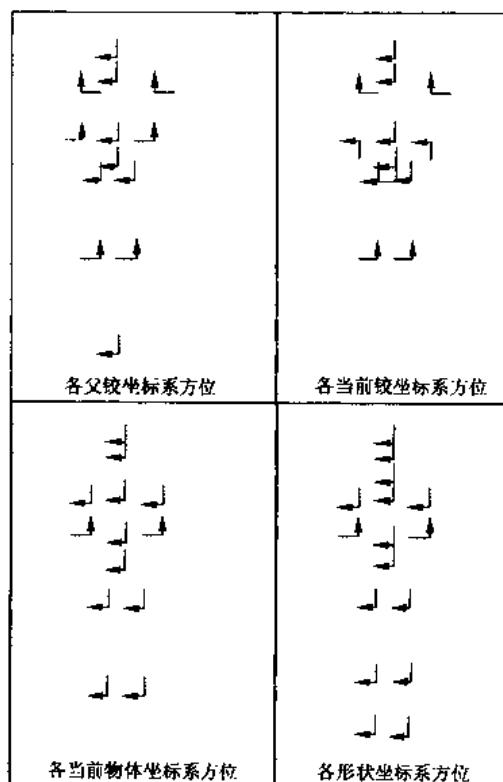


图 9-4-14 坐标系方位

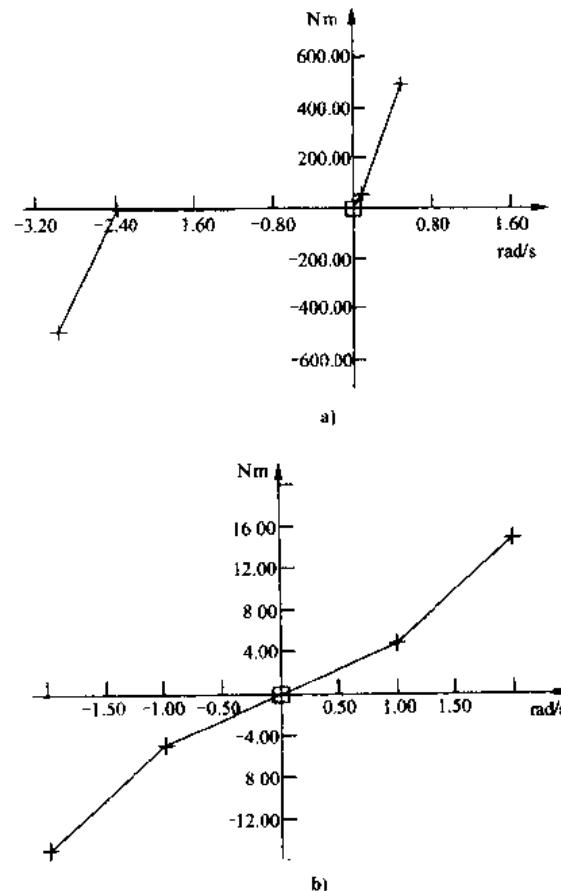


图 9-4-15

a) 左上臂与左下臂的铰间弹性力矩;b) 左上臂与左下臂的铰间阻尼力矩

广义坐标初始值包括在模拟计算开始时刻的广义坐标和广义坐标的速度。

各物体的当前铰坐标系在父铰坐标系中的方位即是开始时刻的广义坐标，这些广义坐标值由拍摄到的交通事故影像中碰撞瞬间人体的姿态及与车体的相对位置估测得到（对模糊不清的地方进行了适当推测）。

对于各系统的各物体的广义坐标速度初始值进行如下假设：

假设车体系统的物体 O：车体的广义坐标  $r_{O-IP}$  的速度为 14m/s，即车体以 14m/s 的速度从人体侧面撞击人体；

假设人体系统的物体 O：臀部的广义坐标  $r_{O-IP}$  的速度为 0.5m/s，即人体以 0.5m/s 的速度横穿马路。

假设其他的所有广义坐标速度初始值为 0。

计算控制参数如下设定：时间步长选择 0.0005s，开始时刻 0.000s，终止时刻 1.200s，积分方法选用四阶龙格

-库塔法，每 0.010s 输出一次计算的图形结果，每 0.001s<sup>-1</sup> 输出一次计算的曲线参数结果。

#### 9.4.4.3 计算结果分析

下面讨论几个关于人体系统的宏观参数曲线，以便于与真实的车撞行人事事故对比，这些宏观参数曲线包括系统质心位置、系统总动量、系统相对系统质心的总动量矩、系统动能、系统重力势能。

从系统总动量曲线图 9-4-16) 可以看出，车撞行人过程中，由于车体从纵向撞击人体，人体受到纵向和高度方向的撞击力，因而在纵向和高度方向的动量在较短的时间内有较大的变化，而在横向则没有受到撞击力因而保持原来的动量不变。当撞击完成后，纵向没有再受力因而纵向动量不再变化，而高度方向继续受到重力的作用因而高度方向动量不断减小，约在 0.64s 时高度方向动量减小到零，说明人体系统在该时刻由上升转向回落，人体系统质心位置 z 方向曲线更清楚地显示了这一点。

人体系统质心位置曲线(图 9-4-17)说明人体系统在空间的 3 个方向上都有移动，人体质心由原来 0.94m 的高度被挑高到约 2.59m 后向地面回落。

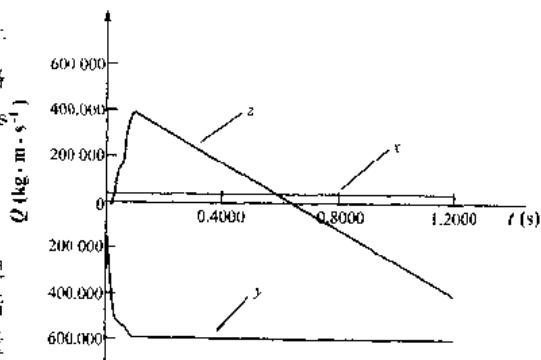


图 9-4-16 人体系统总动量

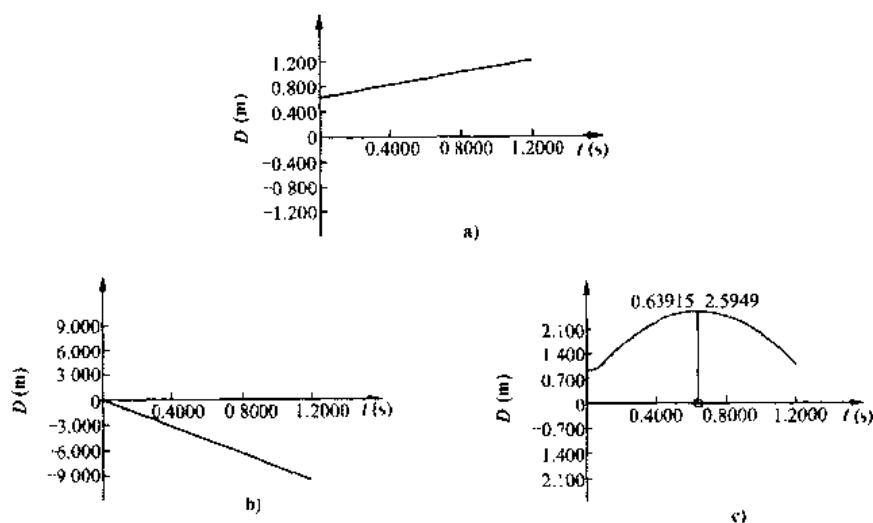


图 9-4-17 人体系统质心位置  
a) x 方向；b) y 方向；c) z 方向

从人体系统相对系统质心总动量矩曲线(图9-4-18)可以看出,在车撞行人的过程中,人体系统主要绕惯性坐标系的x轴转动,人体与车体碰撞接触的先后是左小腿椭球、右小腿椭球、左大腿椭球、左下臂椭球、左上臂椭球、胸部椭球和头部椭球,前二者使得人体系统主要绕x轴负方向转动,后四者使得人体系统主要绕x轴正方向转动,所以系统在x轴方向的总动量矩在碰撞初期有较大下落,紧接着后四者的碰撞接触抵消了部分下落,使系统在x轴方向的总动量矩有所回升。当这些碰撞接触完成后,人体系统不再承受绕系统质心的力矩,于是系统相对系统质心总动量矩各方向都保持不变,即系统总动量矩守恒。

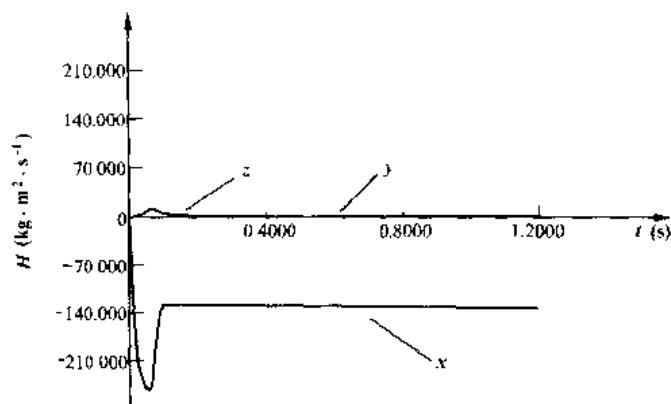


图9-4-18 人体系统相对系统质心总动量矩

人体系统动能包括系统的转动动能和平动能,在碰撞瞬间人体系统获得了较大动能,之后由于人体系统质心上升,重力作负功,人体系统动能减少,达到最高点人体系统质心下降重力作正功,人体系统动能又开始增加。人体系统的重力势能与人体系统质心在高度方向的位置一致(图9-4-19)。

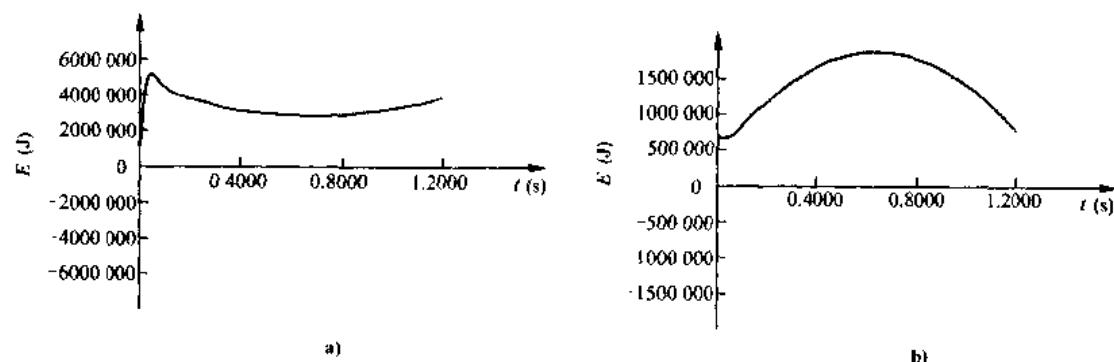


图9-4-19  
a)人体系统功能; b)人体系统重力势能

#### 9.4.4.4 模拟计算结果与真实的车撞行人事故对比

模拟计算得到的人体运动姿态与拍摄到的真实的被撞行人的运动姿态接近,在真实情况中行人主要绕惯性坐标系x轴转动,在1.2s时间内转动约690°,而模拟计算中人体系统则转动约650°。在1.2s时间内真实情况和模拟计算的人体前方始终是惯性坐标系X轴的正方向。计算所得人体相对系统质心总动量矩X轴分量远大于其他轴分量,也显示出人体主要绕X轴转动。

通过使用图像运动分析软件SIMA对拍摄到的车撞行人影像进行数字化分析,可以进行定量的比

较。

对拍摄到影像的每一帧中的人体臀部中心进行标识,得到人体臀部中心的高度位置曲线。将该曲线与模拟计算得到人体臀部质心位置 $z$ 方向曲线重叠,可以看出它们相当接近,峰值时间和峰值分别约为(0.660s, 2.52m)和(0.694s, 2.54m),两曲线最大差别处相差0.28m(图9-4-20)。

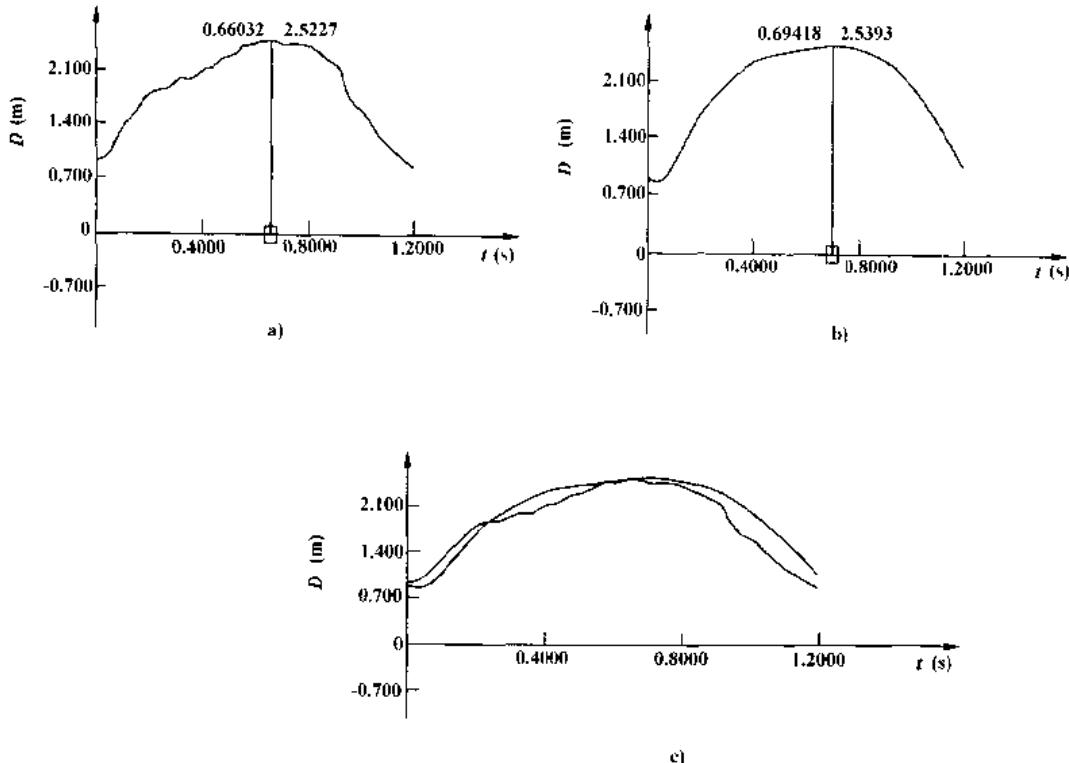


图 9-4-20

a)图像运动分析得到人体臀部中心的高度位置曲线;b)MUL3D 模拟计算得到人体臀部质心的高度位置曲线;c)图像运行分析和 MUL3D 模拟计算得到人体臀部中心的高度位置对比

#### 9.4.4.5 模拟计算结果与 MADYMO3D 模拟计算结果的对比

在 MADYMO3D 5.2 版中,附带有一个车撞行人模拟计算的算例,在该算例中忽略人体的上下臂,将人体作为一个 9 刚体的系统,人体的上下臂的质量惯性调整到胸部。比照 MUL3D 对真实车撞行人事故的假设,仅修改该算例中的车外形、各广义坐标初始值以及碰撞接触定义,进行模拟计算,得到的结果和 MUL3D 对比如下:

由 MUL3D 和 MADYMO3D 模拟计算得到的人体运动姿态接近,在 MADYMO3D 模拟计算中人体系统主要绕惯性坐标系  $X$  轴转动,在 1.2s 时间内转动约 600°。而 MUL3D 模拟计算中人体系统则转动约 650°。二者模拟计算都显示人体前方始终是惯性坐标系  $x$  轴的正方向。

比较 MUL3D 和 MADYMO3D 模拟计算得到的几个参数曲线(图 9-4-21)也说明二者计算结果相当接近(左为 MUL3D 计算,中为 MADYMO3D 计算,右为二者在同一比例下叠加对比)。

#### 9.4.4.6 小结

我国的人口密度大,人车混行的交通状况十分严重,行人伤害事故在交通事故中占较大比例,据 1995 年统计为 26.4%。用计算机模拟车撞行人的运动过程具有十分重要的实际意义。本实例运用自行开发的 MUL3D 软件系统,分析了 1995 年中央电视台记者偶然拍摄到的一次真实车撞行人交通事故,克服了许多参

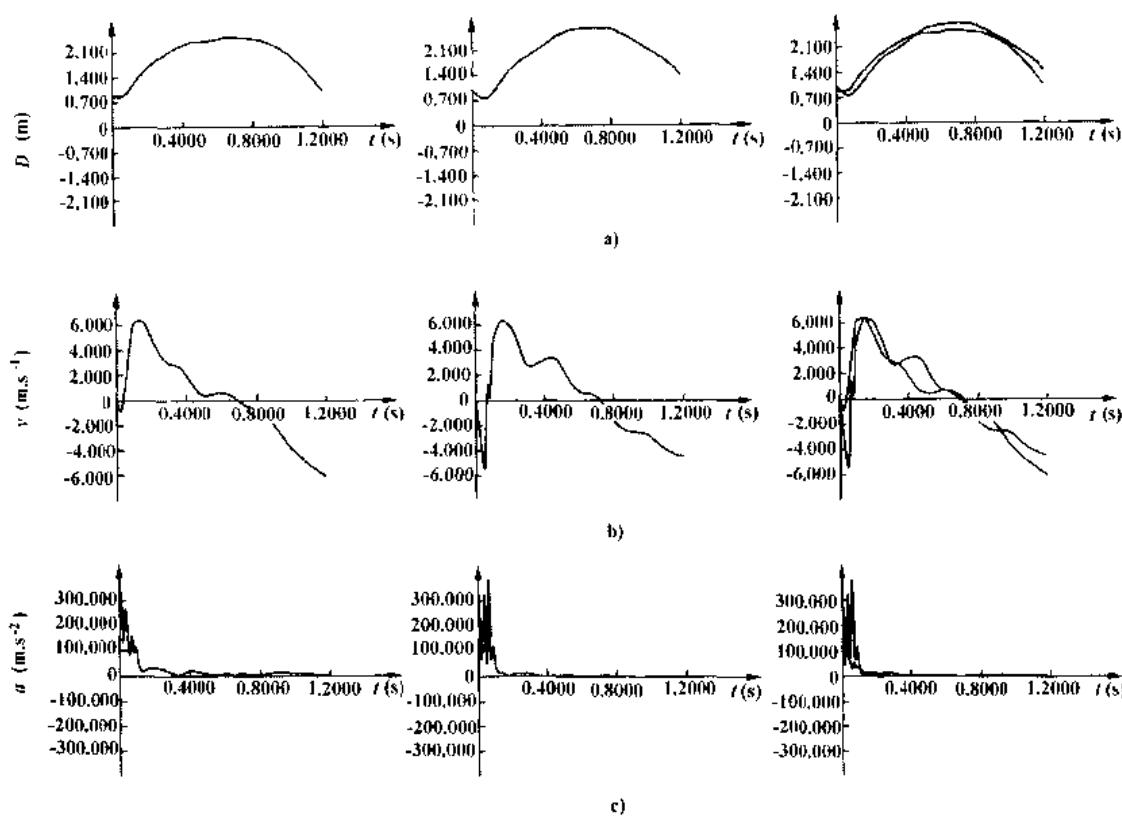


图 9.4-21

a)臂部质心 Z 方向位移曲线对比;b)臂部质心 Z 方向速度曲线对比;c)臂部质心合成加速度曲线对比  
数无法知晓的困难,进行了国内首次车撞行人的模拟计算,并与真实车撞行人交通事故对比。

MUL3D 模拟计算结果与真实情形相符合,同时也与国际著名的 MADYMO3D 模拟计算结果相近,说明本实例所用的多刚体系统动力学方法和“汽车碰撞人体运动响应”软体系统 MUL3D 的正确且具有实用价值。

(撰稿人:黄世霖 张金换 王晓冬)

### 参 考 文 献

1. 欧共体指令 74/483/EEC 草案的修订稿。
2. 刘学军,黄世霖.行人保护研究的回顾.1997 年汽车安全技术学术年会论文选编,1997.
3. 黄存军,王震台.MADYMO 混合 III 型假人模型下肢的评估与改进.1997 年汽车安全技术学术年会论文选编,1997.
4. 朱西产.运用计算机模拟技术研究汽车碰撞安全性.世界汽车,1997,3.
5. 刘希柏.关于行人交通事故的研究.汽车运输研究,1996,5.
6. 杨春基.世界汽车被动安全法规现状及其未来发展.汽车法规与认证,1995 年试刊第 4 期.
7. 公安部交通管理局编.中华人民共和国道路交通事故统计资料汇编(1996),1996.
8. 裴新.五种车架耐撞性的模拟计算报告,1997,6.
9. 裴新.汽车正撞过程的模拟和儿童假人颈部模型的建立及验证.清华大学博士后研究报告,1998.

10. 朱西产, 袁健. 汽车安全标准中部件碰撞仿真试验项目的计算机仿真. 1997 年汽车安全技术学术年会论文选编, 1997.
11. 贾宏波等. 车身碰撞技术在红旗轿车车身开发中的应用. 汽车工程, 1998, 5.
12. 陆秋明. 汽车碰撞过程动力学分析与图像运动分析的研究. 清华大学博士论文, 1998, 2.
13. 王勛成, 邵敏编著. 有限单元法基本原理和数值方法. 北京: 清华大学出版社, 1997.
14. 世纪制造企业战略. 里海大学亚科卡研究所, 1994.
15. 钟志华. 汽车耐撞性分析的有限元法. 汽车工程, 1994, 1.
16. M. M. 凯墨尔著. 现代汽车结构分析. 陈砾志译. 北京: 人民交通出版社.
17. 陆秋明. 汽车碰撞环境中乘员三维动态响应模拟. 清华大学硕士学位论文, 1999, 10.
18. 荆仁杰, 叶秀清, 徐胜荣等. 计算机图像处理. 杭州: 浙江大学出版社, 1988.
19. 田捷, 沙飞, 张新生. 实用图像分析与处理技术. 北京: 电子工业出版社, 1995.
20. 刘延柱, 洪嘉振, 杨海兴. 多刚体系统动力学. 北京: 高等教育出版社, 1989.
21. H. 库德里雅绍夫著. 张汉玺译. 特种摄影. 北京: 文化艺术出版社, 1985.
22. 孙建民主编. 电气照明技术. 北京: 中国建筑工业出版社, 1998.
23. 李恭慰, 张绍纲等编著. 混光照明设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1990.
24. 石野幸三著. 室内照明计算方法. 肖辉乾, 庞蕴凡译. 北京: 计量出版社, 1984.
25. 卡意莱斯 MA, 马斯登 AM 著. 光源与照明. 陈大华等译. 上海: 复旦大学出版社, 1992.
26. NHTSA document, 1997.
27. Nieboer JJ, Wismans J. Status of the MADYMO 2D Airbag Model. SAE 881729.
28. Hoffmann Rainer, Ulrich Dirk. Finite Element Analysis of Occupant Restraint System Interaction with PAM-CRASH. SAE 902325.
29. He Simon Xunnan. Advanced Finite Element Analysis in the Structural Design of Airbag Modules. SAE 970773.
30. Wang J T, Nefske Donald J. A New CAL3D Airbag Inflation Model. SAE880654.
31. LS-DYNA3D Theoretical Manual, 1993.
32. Sheng Jianping. Air Bag Deployment forces on Out-of-Position Occupant-Experimental and Analytical Investigations. SAE 970489.
33. Tanavde Anand S, Gudipaty Krish. Simulation of Seat Integrated Side Airbag Deployment. SAE 970127.
34. Keer Tim, Wilks Martin. The Folding and Deployment of Side Airbag. 4 # LS-DYNA Users Conference in Japan, 1997.
35. Tanavde Anand S, Khandelwal Himanshu. Airbag Modeling Using Initial Metric Methodology. SAE 950875.
36. MacLaughlin Thomas F. Pedestrian Head Impact Against the Central Hood of Motor Vehicles Test Procedure and Results. SAE 902315.
37. Kajzer Janusz. Examination of Different Bumper System Using Hybrid II, RSPD Subsystem and Cadavers. SAE 922519.
38. Yang Jikuang, Kajzer Janusz. Computer Simulation of Impact Response of the Human Knee Joint in Car-Pedestrian Accidents. SAE 922525.
39. Sakurai Minoru. Experimental Consideration on Headform Impact Test for Pedestrian Protection. SAE 930095.
40. MacLaughlin Thomas F, Wiechel John F. Head Impact Reconstruction-HIC Validation and Pedestrian Injury Risk. SAE 930895.
41. Otte D. Design and Structure of the Windscreen as Part of Injury Reduction for Car Occupants, Pedestrians and Bicyclists. SAE 942231.
42. Otte D. Influence of the Fronthood Length for the Safety of Pedestrians in Car Accidents and Demands to the Safety of Small Vehicles. SAE 942232.
43. BERMONDF. Mathematical Simulation of The Pedestrian Leg In Lateral Impact, INRETS.

44. Yang Jikuang, Kajzer Janusz. Computer Simulation of Shearing and Bending Response of the Knee Joint to a Lateral Impact. SAE 952727.
45. Dickison Mike. Development of Passenger Cars to Minimize Pedestrian Injuries SAE 960098.
46. Ishikawa Hirotoshi. Simulation of Car Impact to Pedestrian Lower Extremity. Japan Automobile Research Institute.
47. Barke Mark E. Virtual Test Lab for Automotive Bumper Test Simulation Using LS-DYNA. Thesis, 1997.
48. Vellatrhottam G. An up-front Analysis Driven Design Process for Product Development. SAE 971539.
49. Shkolnikov MB. Numerical Simulation of a Vehicle Side Impact Test: Development Application and Design Iterations. SAE 960101.
50. Khalil T B, Bennett JA. Non-Linear Element Analysis in Crash-worthiness of Automotive Shell Structures—An Overview. Research Publication GM-R-6743. GMR esearch Laboratories.
51. Anand S, Tanavde and krish Gudipaty. Simulation of Seat Integrated Side Airbag Deployment. SAE 970127.
52. 陶沙,于长吉.汽车安全行驶与事故分析.辽宁:大连理工大学出版社,1997.
53. 王晓冬.安全气袋模拟计算方法及路面干扰试验研究.清华大学博士论文,2000,5.
54. ECE 安全法规:R12, R29, R32, R33, R94, R95.
55. Federal Motor Vehicle Safety Standard,49CFR, Part571.201 ~ 571.304.
56. 尹武良.汽车安全气袋控制系统的开发研究.清华大学博士论文,1999.
57. 中国机动车设计法规 CMVDR294.1999.
58. 王晓冬,张金换等.安全气袋点火控制算法对比分析.第八届全国信号处理学组委员会联合学术会议论文集.航空工业出版社,1997.

## 10 汽车排气污染及其控制

### 10.1 概述

#### 10.1.1 城市大气污染的发生

20世纪世界的工农业飞速发展，人类创造了历史上前所未有的物质文明，同时也出现了大气污染、水污染等环境灾害。

大气污染主要来自燃料(煤、石油、天然气等)燃烧生成的烟气、工业生产和机动车内燃机排放的废气。随着工业的发展、使用能源的变换，出现的大气污染基本上有两种型式：煤烟型污染与机动车排放污染。

例如，在1930年12月，比利时Mense市出现了连续三天以二氧化硫为主的污染大雾；1952年12月，英国伦敦出现了连续五天，由二氧化硫与总悬浮颗粒物(TSP)构成的烟雾事件。它们都是由于燃烧煤炭引起的煤烟型污染事件。

1943年，美国洛杉矶出现了著名的“烟雾事件”，造成数百人死亡、数万人受害、树木枯死、农作物减产。直到1952年，哈根·斯密特(A.J. Haagen Smit)教授才阐明了这种烟雾是由汽车发动机、石油、橡胶工业排放到大气中的碳氢化合物与氮氧化物，在一定浓度条件下，经阳光紫外线的照射发生光化学反应而产生的“光化学烟雾”。在70年代中，日本东京都也不止一次地发生过光化学烟雾事件。

为了防止严重的大气污染事件，英国政府于1956年通过了《清洁空气法》，其主要内容是对煤烟型污染的控制。经过20余年的努力，80年代绝大多数发达国家基本上解决了煤烟型空气污染问题。1968年美国国会通过了《清洁空气法》修正案，主要内容是增加了对汽车排放污染物控制的要求。随后，日本与欧洲也逐渐加强了对汽车排放的控制。经过几十年的努力，目前美国一辆轿车的排放污染物—一氧化碳、碳氢化合物、氮氧化合物已削减到60年代末进行排放污染治理汽车的4%、2%与10%以下了。

我国早期的大气污染属煤烟型，现在则是煤烟与机动车排放的混合性污染。我国现生产轿车的排放清洁程度已达到欧洲90年代初水平，预计到2010年将与当代世界水平接轨。

#### 10.1.2 汽车排放污染物的危害

造成城市空气污染的主要污染物为：总悬浮颗粒(TSP)、二氧化硫(SO<sub>2</sub>)、氮氧化物(NO<sub>x</sub>)、臭氧、一氧化碳(CO)；重金属化合物如铅化合物、镉化合物等；有机污染物如苯、苯并[a]芘(B[a]P)及氟化物等。与汽车排放相关的污染物有：一氧化碳(CO)、氮氧化物(NO, NO<sub>2</sub>)、碳氢化合物(CH)、铅化合物、微粒(含炭烟)、二氧化硫(SO<sub>2</sub>)等。

下面介绍与机动车排放有关污染物的危害性。

##### 1) 一氧化碳

一氧化碳(CO)是无色、无臭的有毒气体，虽然它对人的呼吸道无直接作用，但被吸入人体后，就能以比氧强210倍的亲和力同血液中的血红蛋白结合，形成碳氧血红蛋白，阻碍血液向心、脑等器官输送氧气，这时人会发生恶心、头晕、疲劳等缺氧症状，严重时会窒息死亡。患有心血管病的人对一氧化碳尤其敏感，长时间处在一氧化碳浓度较高的环境中，会促使动脉硬化，加重心肌梗塞症状。一氧化碳与血红蛋白的结合是可逆的，因此一旦碳氧血红蛋白消失，急性症状也随之消失，但仍存在慢性中毒的问题。慢性中毒主要表现在中枢神经受损，出现记忆力衰退等症状。环境中各种CO浓度的毒性如表10-1-1所示。由于CO在大气底层停留时间较长，其累积浓度常易超过允许值，因此要特别重视大气中CO的危害性。

表 10-1-1 各种浓度 CO 的危害

CO 体积分数, $10^{-6}$	危 害
10	人慢性中毒、贫血、心脏病病人及呼吸道病人病情恶化
30	4~6h 人体内形成碳氧血红蛋白, 阻碍血液输送氧气
100~120	在 1h 内使人中毒、头痛、恶心
1 000	使人窒息死亡

注:①单位排气体积中排放污染物的体积,称为排放物的体积分数,通常以%和  $10^{-6}$ (百万分比)表示。 $10^{-6}$ 亦常称为 ppm。质量浓度常以  $\text{mg}/\text{m}^3$  或  $\mu\text{g}/\text{m}^3$  等来计量。

### 2) 氮氧化物( $\text{NO}_x$ )

$\text{NO}_x$  是氮氧化物的总称,包括  $\text{NO}$ 、 $\text{NO}_2$ 、 $\text{N}_2\text{O}$  等。内燃机排气中的  $\text{NO}_x$  主要是  $\text{NO}$  及  $\text{NO}_2$ , 其中  $\text{NO}$  占其总量的 90%~95%。 $\text{NO}$  在排入大气时与氧作用,会转变成  $\text{NO}_2$ 。 $\text{NO}$  的毒性比  $\text{NO}_2$  的小,经动物实验,其毒性仅为  $\text{NO}_2$  的 1/5。 $\text{NO}$  是无色、无刺激、不活泼的气体,只有在高浓度情况下吸入较多的  $\text{NO}$ , 才会造成中枢神经系统的障碍。 $\text{NO}_2$  是一种赤褐色带刺激性的气体,被人体吸收后会变为硝酸,硝酸与血红蛋白结合会变成变性血红蛋白,因而降低了血流的输氧能力,这对心、肝、肾等都有不良影响。 $\text{NO}_2$  各种浓度下对人体的危害见表 10-1-2。

$\text{NO}_x$  的另一大危害是它参与光化学反应会形成臭氧、醛和过氧酰基硝酸盐(PAN)。臭氧有一种独特的臭味,氧化力极强,会使植物变黑,橡胶发裂。动物在臭氧 1ppm 浓度环境中停留 4h, 就会出现轻微肺气肿现象。PAN 的危害程度低于臭氧,但大于  $\text{NO}_2$ 。

表 10-1-2 各种浓度  $\text{NO}_2$  的危害

$\text{NO}_2$ 体积分数( $10^{-6}$ )	危 害	$\text{NO}_2$ 体积分数( $10^{-6}$ )	危 害
5	被人感知	300~500	气管发炎
10~20	有强烈的刺鼻味	大于 500	几分钟内就会出现肺浮肿而死亡
50~300	头痛出汗		

### 3) 未燃碳氢化合物(HC)

未燃碳氢化合物(HC)包括未燃和未完全燃烧的燃油、润滑油及其裂解产物和部分氧化产物,如多环芳香族、醛、酮、酸等在内的两百多种成分,有时简称为未燃烃。人体内吸入较多的未燃烃,会破坏造血机能,造成贫血、神经衰弱,并会降低肺对传染病的抵抗力。

未燃烃对人体的危害,往往不取决于其总量的浓度,而取决于其中有毒成分的浓度及毒性。例如甲烷对人体是无害的,而甲苯则对人的眼睛、上呼吸道及中枢神经都有危害。

碳氢化合物的另一危害是它与  $\text{NO}_x$  经光化反应后会形成臭氧。

### 4) 微粒(含炭烟)

燃用无铅汽油的汽油机可以认为不产生微粒。柴油机排放的微粒由燃烧时生成的含碳粒子(炭烟)及其表面上吸附的多种有机物质组成。

微粒的直径大约在  $0.1\sim 10\mu\text{m}$  之间。微粒的危害性与粒径大小及其组成有关。其中对人体和大气环境危害最大的是  $2.5\mu\text{m}$  左右的微粒,它悬浮于离地面 1~2m 的高度,容易被人体吸入,深入呼吸道及肺组织,并在其中沉积,从而引起人体肺组织等的病变。

### 5) 醛类

醛类是燃料未完全氧化的产物,以通式  $\text{RCHO}$  表示,它包括甲醛( $\text{HCHO}$ )、乙醛( $\text{CH}_3\text{CHO}$ )、丙醛( $\text{C}_2\text{H}_5\text{CHO}$ )、丙烯醛( $\text{C}_2\text{H}_3\text{CHO}$ )、丁醛( $\text{C}_3\text{H}_6\text{CHO}$ )等,其中主要甲醛及丙烯醛,会使排气产生臭味和具有较强的刺激性。长时间受浓度较大的甲醛的作用,将使眼睛、上呼吸系统及中枢神经受到损害。

### 6) 二氧化硫( $\text{SO}_2$ )

二氧化硫( $\text{SO}_2$ )是一种无色的气体,对人体的呼吸系统具有刺激性。当 $\text{SO}_2$ 的浓度达到8ppm时,人开始感到难受。它会使呼吸道内腔缩小,阻力增加,呼吸量减少,并刺激鼻喉,引起咳嗽。如浓度进一步增大,则会引起呼吸困难、呼吸道红肿、胸闷,形成支气管炎、哮喘病甚至肺气肿等。

一般排出的 $\text{SO}_2$ 在大气中只停留一周左右时间,但当它遇到水汽,变成硫酸烟雾后,就能长时期停留在大气中,硫酸烟雾的毒性比 $\text{SO}_2$ 大10倍。这对人和环境具有极大危害。

### 10.1.3 大气质量标准

为了保护大众健康和生态环境,世界卫生组织(WHO)和许多国家都制定了空气质量标准来控制主要污染物在大气中的含量。我国于1996年10月1日开始实施修改后的环境空气质量标准 GB3095—1996,在一般城市中执行二级标准,见表10-1-3。

表 10-1-3 我国大气质量二级标准限值

(浓度值单位: $\mu\text{g}/\text{m}^3$ (Pb, B[a]P),  $\text{mg}/\text{m}^3$ (其余))

污染物名称	取值时间	限值	污染物名称	取值时间	限值
TSP	年平均	0.20	$\text{NO}_2$	年平均	0.04
	日平均	0.30		日平均	0.08
$\text{PM}_{10}$	年平均	0.10		1h 平均	0.12
	日平均	0.15	CO	日平均	4.00
$\text{SO}_2$	年平均	0.06		1h 平均	10.00
	日平均	0.15	$\text{O}_3$	1h 平均	0.16
NO <sub>x</sub>	年平均	0.05		季平均	0.50
	日平均	0.10		年平均	1.00
	1h 平均	0.15	Pb	日平均	0.01
			B[a]P		

由于不同的污染物对人体健康有不同的影响,因此,这些污染物的浓度采样时间也不尽相同,有些污染物的短时间高浓度危害较大,而另外一些污染物则主要是长期累积效应。当然,也有污染物是长期和短期浓度均需加以控制的。空气质量标准是基于对所有人群,包括敏感人群在内,暴露在此浓度下不会产生可察觉的副作用的限值,因此,这些标准值不是严格不能违背的,在轻度超标情况下,正常人应该不会受到明显的危害。WHO的欧洲地区办公室给欧洲提出的空气质量指导值见表10-1-4和表10-1-5。

表 10-1-4 WHO 建议的欧洲  $\text{SO}_2$  和悬浮颗粒物指导值( $\mu\text{g}/\text{m}^3$ )

采样时段	$\text{SO}_2$	黑烟	总悬浮颗粒物	可吸入微粒	采样时段	$\text{SO}_2$	黑烟	总悬浮颗粒物	可吸入微粒
10min	500	—	—	—	24h	125	125	120	70
1h	350	—	—	—	1年	50	50	60~90	—

表 10-1-5 WHO 建议的欧洲  $\text{NO}_2$ 、 $\text{O}_3$ 、CO 指导值( $\mu\text{g}/\text{m}^3$ )

采样时段	$\text{NO}_2$	$\text{O}_3$	CO	采样时段	$\text{NO}_2$	$\text{O}_3$	CO
30min	—	—	88 000	8h	—	100~120	25 000
1h	400	150~200	50 000	24h	150	—	10 000

### 10.1.4 城市大气污染状况

下面介绍城市中各种与机动车相关的大气污染物造成的大气污染情况。

#### 1) 悬浮颗粒物

悬浮颗粒物是来自多种排放源的有机和无机物质的混合物，其颗粒有大有小。其中柴油机排放的黑烟是以碳为主的微粒，直径在 $0.1\sim10\mu\text{m}$ 之间。悬浮颗粒体中的较粗颗粒，一般是土壤碎粒和工业及道路上产生的扬尘，也常按颗粒直径大小而分为 $\text{PM}_{10}$ (粒径小于 $10\mu\text{m}$ 的部分)与 $\text{PM}_{2.5}$ (粒径小于 $2.5\mu\text{m}$ 的部分)等。只有细颗粒才能被吸入人的肺部，因此 $\text{PM}_{10}$ 或 $\text{PM}_{2.5}$ 的浓度才与人的健康直接相关，所以 $\text{PM}_{10}$ 、 $\text{PM}_{2.5}$ 的浓度是更好的评价空气质量的指标。

由于颗粒的组成非常复杂，其表述与测量方法多种多样。根据其测量方法可分为总悬浮颗粒(TSP)和黑烟。TSP是用称重法测得的，黑烟浓度是用滤纸烟度法测得的。由于称重法可以检测烟度法测不出的一些粒子，如硫酸盐颗粒，所以TSP比黑烟的数值较大。

欧洲城市地区用称重法得到的颗粒物年均浓度在 $50\sim150\mu\text{g}/\text{m}^3$ 之间。一些悬浮颗粒物浓度较高的发达国家城市中的年均浓度如表10-1-6所示。

表 10-1-6 一些发达国家城市的悬浮颗粒物年均浓度( $\mu\text{g}/\text{m}^3$ )

城 市	雅 典	里 斯 本	柏 林	汉 密 尔 顿	芝 加 哥	里 约 热 内 卢
年均浓度	>200*	120*	104~116	>90	100	100~120
测定年份	1986 年	1986~1997	1986~1997	4 年日均值	4 年平均	4 年平均

注：带\*者为滤纸烟度法测定的结果，其余为称重法测定的结果。

我国城市颗粒物污染主要来自燃煤排放，北方城市比南方城市严重，一年中春冬两季污染浓度最高。1995年北京和广州市区颗粒物浓度分别达 $377\mu\text{g}/\text{m}^3$ 和 $295\mu\text{g}/\text{m}^3$ ，已超过国家二级标准( $200\mu\text{g}/\text{m}^3$ )。如以世界卫生组织(WHO) $60\sim90\mu\text{g}/\text{m}^3$ 的标准来衡量，两城市分别超标3~5倍。近年来环境质量统计表明，总悬浮颗粒物是我国城市空气中污染最严重、影响范围最广的污染物。表10-1-7所示为我国城市的总悬浮颗粒物污染年均浓度统计结果。

表 10-1-7 我国城市总悬浮颗粒物年均浓度统计结果

年 度	> $500\mu\text{g}/\text{m}^3$ 的城市名称	> $300\mu\text{g}/\text{m}^3$ 的城市比例(%)	> $200\mu\text{g}/\text{m}^3$ 的城市比例(%)
1997	兰州、安阳、吉林、大同、延安、太原	41.9	72.0
1996	吉林、万县、兰州、怀化、安阳、大同、焦作、延安、西宁、太原	46.6	75.0
1995	兰州、吉林、太原、焦作、万县、乌鲁木齐、宜昌、汉中、安阳	52.6	79.5

#### 2) 氮氧化物( $\text{NO}_x$ )

氮氧化物是 $\text{NO}_2$ 和 $\text{NO}$ 的统称，常表示为 $\text{NO}_x$ 。汽车尾气中直接排放的氮氧化物基本上是 $\text{NO}$ ，随后在大气中被氧化为 $\text{NO}_2$ 。氧化过程需要几个小时，但当空气中有臭氧等强氧化剂存在时，过程会变得很快。 $\text{NO}$ 本身是无害的，而 $\text{NO}_2$ 是一种刺激性很强的污染物。

城市区域的 $\text{NO}_2$ 年均浓度一般为 $20\sim90\mu\text{g}/\text{m}^3$ ，美国洛杉矶的15个监测站测得的年均 $\text{NO}_2$ 浓度在 $100\mu\text{g}/\text{m}^3$ 左右，高浓度的 $\text{NO}_2$ 一般出现在上下班高峰时段，如在伦敦中心区的道路边， $\text{NO}_2$ 最大小时浓度超过 $600\mu\text{g}/\text{m}^3$ ，而记录中的最大小时浓度曾高达 $3\,000\mu\text{g}/\text{m}^3$ (1982年)。

除一些大城市以外，近年来我国氮氧化物污染的全国总体浓度水平还不高。表10-1-8所示为1997年度我国部分城市氮氧化物浓度的统计结果，其年均值在 $13\sim140\mu\text{g}/\text{m}^3$ 之间。

表 10-1-8 我国部分城市氮氧化物浓度年均值统计(1997 年)

城 市	浓度( $\mu\text{g}/\text{m}^3$ )	城 市	浓度( $\mu\text{g}/\text{m}^3$ )
北京	133	广州	140
济南	82	上海	105
乌鲁木齐	78	武汉	84
郑州	75	沈阳	73
重庆	67	杭州	66
兰州	65	深圳	60
青岛	64	南京	51
成都	50	太原	57
西安	54	长春	53
福州	43	大连	53
呼和浩特	52	天津	49
昆明	39	石家庄	48
长沙	39	贵阳	37
银川	44	哈尔滨	43
南昌	32	西宁	37
桂林	21	拉萨	18
海口	13	厦门	26
个旧	15	嘉峪关	20

由于近地面的氮氧化物主要来自机动车的排放,其平均浓度反映了机动车排放物污染的程度。因此,可以认为我国大城市机动车已成为一种主要污染源。在许多城市的交通干道附近,以氮氧化物为特征的机动车排放,已造成严重的局部空气污染(表 10-1-9)。

表 10-1-9 我国部分城市交通道路大气污染监测结果(1994 年)

城市	氮氧化物浓度( $\mu\text{g}/\text{m}^3$ )	一氧化碳浓度( $\text{mg}/\text{m}^3$ )	铅浓度( $\mu\text{g}/\text{m}^3$ )
重庆	500	17.7	—
合肥	100	13.4	1.35
天津	270	19.7	0.2
包头	170	5.9	0.94
南宁	480	--	--
西安	140	16.4	1.7
南昌	250	--	1.13
武汉	330	10.2	--
长沙	250	11.3	0.47
北京	600	31.0	1.5
郑州	240	16.6	2.58
济南	290	12.0	0.60

应说明的是,目前我国大气环境质量国家标准对氮氧化物的限值偏严,因此以此限值为依据进行超标率判定不尽合理。

### 3) 一氧化碳(CO)

城市中的 CO 大部分来自机动车排放

有关 CO 浓度的数据相对较小,这是因为高浓度的 CO 一般都出现在道路两侧区域,离道路较远处,浓度值下降较快,其污染范围相对有限。

CO 的自然背景浓度在  $0.01 \sim 0.2 \text{ mg/m}^3$  的范围内。在受到污染的大气中,其 8h 平均浓度常在  $18 \text{ mg/m}^3$  以下,但小时浓度峰值可达  $84 \text{ mg/m}^3$ 。

表 10-1-9 给出了我国部分城市道路环境中的 CO 浓度监测结果,可以看出大部分都是超标的,表明我国城市道路环境 CO 的污染是较为严重的。

### 4) 二氧化硫( $\text{SO}_2$ )

二氧化硫( $\text{SO}_2$ )主要来自含硫化石燃料(如煤和石油中较重的组分)的燃烧过程

过去 20 年中,发达国家改变了燃料结构,使用更清洁的燃料(天然气、核能等), $\text{SO}_2$  排放量明显减少。

欧洲大城市的  $\text{SO}_2$  年均浓度已从 10 年前的  $100 \sim 200 \mu\text{g/m}^3$ ,降至目前的  $100 \mu\text{g/m}^3$  以下。例如伦敦地区,60 年代初为  $300 \sim 500 \mu\text{g/m}^3$ ,到了 80 年代已降至  $20 \sim 50 \mu\text{g/m}^3$ 。

1997 年我国 94 个城市空气中  $\text{SO}_2$  年平均浓度值在  $3 \sim 248 \mu\text{g/m}^3$  之间,全国平均值为  $66 \mu\text{g/m}^3$ 。94 个城市中共有 41 个城市超过国家二级空气质量标准(平均浓度  $60 \mu\text{g/m}^3$ ),其中北方城市年平均值为  $72 \mu\text{g/m}^3$ ,高于全国平均水平,见表 10-1-10。

表 10-1-10 我国城市  $\text{SO}_2$  浓度年均值统计

年 度	大于 $150 \mu\text{g/m}^3$ 的城市	大于 $100 \mu\text{g/m}^3$ 的城市比例(%)	大于 $60 \mu\text{g/m}^3$ 的城市比例(%)
1997	太原、宜宾、重庆、贵阳、济南、大同、淄博	24.2	42.6
1996	贵阳、重庆、宜宾、淄博、太原、大同、济南、青岛、石嘴山、洛阳	26.1	50.0
1995	贵阳、重庆、宜昌、太原、宜宾、淄博、大同、青岛、洛阳	27.3	54.5

### 5) 臭氧

城市臭氧污染也常叫做对流层臭氧问题,它不是由污染源直接排放的一次污染物,而是由一次污染物在大气中经一系列光化学反应而形成的二次污染物。臭氧是光化学烟雾的代表性污染物。由于机动车排放出大量的 HC 与  $\text{NO}_x$ ,因而机动车排放是臭氧污染的重要来源。光化学烟雾通常只在一定气象条件下形成,因此臭氧超标有强烈的季节性,一般发生在春末、夏初。

不能将对流层臭氧与人类要保护的平流层臭氧相混淆,后者处于离地面高度 10km 的大气平流层内,能吸收太阳的紫外线辐射,保护地球上动植物的生长。

自然背景的臭氧浓度日平均值通常在  $40 \sim 60 \mu\text{g/m}^3$ ,当出现严重的光化学过程时,欧洲乡村地区小时最大臭氧浓度会超过  $300 \mu\text{g/m}^3$ ,城市地区则超过  $350 \mu\text{g/m}^3$ 。在美国,小时平均臭氧浓度会超过  $400 \mu\text{g/m}^3$ ,高浓度臭氧通常连续出现若干天,每天持续 8~12h。

我国的一些大城市也常出现臭氧超标现象,如北京、兰州、上海、广州、成都等。从北京看来,臭氧超标天数已从 80 年代的每年 40 天增加到近年的 70 天左右;1993 年夏季臭氧小时超标达 530 次,最高浓度为

394 $\mu\text{g}/\text{m}^3$ ,看来光化烟雾污染也并非离我们很远了。

### 10.1.5 机动车污染排放物分担率

一般用某污染源污染物排放分担率来表明该污染源对城市大气污染影响的程度，它是改善空气质量，制定大气污染控制宏观决策的一个重要依据。

机动车污染排放物分担率是研究区域内机动车排放污染物总量  $Q_m$  与该区域内污染物排放总量  $Q_t$  的百分比，其表达式为：

$$\eta_m = \frac{Q_m}{Q_t} \times 100\%$$

机动车排放污染物总量决定于：城市保有车辆的整体特征（车型、数量、车龄分布等），车辆与燃料特性（发动机类型、排放控制系统水平、燃料特性与质量，检查维护（I/M）制度的实施范围与效果等），车辆运行使用特征（海拔高度、气候情况、车辆运行规律、交通堵塞情况等）。

表 10-1-11 给出了一些发达国家的机动车污染排放物分担率。

表 10-1-11 一些发达国家的机动车污染物排放分担率（%）

国别	NO <sub>x</sub>	CO	VOCs <sup>1</sup>	PM	CO <sub>2</sub>
美国	43	67	33	17	33
英国	49	80	32	25	—
日本	44	95	95	50	37
加拿大	61	66	37	—	—
法国	76	71	60	—	48
意大利	52	91	87	—	—

注：① VOCs 为 Volatile Organic Compounds 的缩写，即挥发性有机化合物。

### 10.1.6 “温室效应”和“臭氧保护层破坏”与汽车的关系

当今世界关注的全球“温室效应”和“臭氧保护层破坏”，都与汽车排放的污染物有关联。

CO<sub>2</sub> 是造成全球温室效应的主要物质。汽车每烧 1kg 汽油，大约排放 3.12kgCO<sub>2</sub>（含碳 0.87kg）。1990 年全球运输工具（包括汽车、飞机、轮船等）排放的 CO<sub>2</sub> 约占世界一次能源排放总量的 25%，全部能源排放总量的 22%。汽车消耗的燃油约占全世界石油消耗量的 1/3，排放的 CO<sub>2</sub> 约为全球化石燃料（石油、煤）燃烧所排放的 CO<sub>2</sub> 的 14%。全世界每年排放 CO<sub>2</sub> 300 亿吨以上，汽车占 7%。某些发达国家，汽车排放的 CO<sub>2</sub>，已占这些国家总排放量的 20%~30%。由于 CO<sub>2</sub> 对温室效应的贡献率占 1/2（表 10-1-12），因此汽车排放的 CO<sub>2</sub> 对全球温室效应的贡献率约为 3.5%。

汽车排放的温室气体除 CO<sub>2</sub> 外还有 CH<sub>4</sub>、N<sub>2</sub>O 等，另外空调器也会泄漏 CFC，它们对温室效应的贡献率如表 10-1-12 所示。

表 10-1-12 各种温室气体对温室效应的贡献率

温室气体	温室效应贡献率（%）	暖化指数 <sup>②</sup>
CO <sub>2</sub>	50	1
CH <sub>4</sub>	18	10~80
N <sub>2</sub> O	8	200~400
O <sub>3</sub>	4	小
CFC	20	10 000

注：② 暖化指数为每单位质量的热量吸收能力。

在汽车及其使用燃料的生产制造过程中也排放各种温室效应气体,因此,由汽车产生的温室效应总贡献率要大得多。以轿车为例,其运行过程中排放的其他温室效应气体,所产生的温室效应约为排气管排出的CO<sub>2</sub>的10%。轿车生产过程中排放的各种温室气体的温室效应,相当于排气中CO<sub>2</sub>的10%~15%。而空调器释放的CFC又相当于汽车排放的CO<sub>2</sub>的10%~15%。汽车用的燃料在开采、提炼、生产和运输过程中排放气体的温室效应,占汽车整个运作过程中所产生的温室效应的10%~20%。因此,就汽车整个运作过程而言,对温室效应的贡献率超过5%。汽车发达国家力图在2000年将汽车排放的CO<sub>2</sub>维持在1990年的水平,到2010将进一步降低。

1987年大约48%新生产的轿车、载货车和公共汽车装有采用氟里昂(CFC-12)作致冷剂的空调器,这些致冷剂在空调机的制造、使用、修理和充填过程中,有一部分释放到大气中,成为破坏同温层臭氧层的重要物质。汽车空调器用的CFC-12每年约消耗12万t,约占全球CFC-12消耗总量的28%。汽车座椅、装饰件和铸造所用发泡材料也消耗CFC,但数量较少。根据蒙特利尔条约,20世纪末、新汽车用的CFC将全部被替换。

从表10-1-12可以看出,CFC也是造成全球温室效应的主要物质之一。

(撰稿人:许拔民)

## 10.2 排气污染物的生成机理与影响污染物生成的主要因素

汽车发动机在燃烧过程中产生的有害成分主要为一氧化碳(CO)、碳氢化合物(HC)、氮氧化物(NO<sub>x</sub>)、硫氧化物(SO<sub>x</sub>)、铅化合物和微粒等。其中,硫氧化物和铅化合物可以通过降低燃料中的含硫量以及采用无铅汽油来有效控制。目前排放法规限制的是CO、HC、NO<sub>x</sub>和微粒4种,还有一些目前各法规尚未限制的排气有害成分,如甲醛、乙醛、苯、乙酰甲醛、丁二烯和柴油机排气臭味等。以下主要介绍上述4种排放法规限制的有害排放成分的生成机理及影响它们生成的主要因素。

### 10.2.1 排气污染物生成机理

#### 1) 氮氧化物(NO<sub>x</sub>)

汽车发动机燃烧过程中主要生成NO,另有少量的NO<sub>2</sub>,统称NO<sub>x</sub>。其中NO占绝大部分,NO<sub>2</sub>的生成量随过量空气系数Φ<sub>a</sub>而变。对于汽油机,其Φ<sub>a</sub>较小,一般NO<sub>2</sub>/NO<sub>x</sub>=1%~10%;而对于柴油机,由于其Φ<sub>a</sub>较大,一般NO<sub>2</sub>/NO<sub>x</sub>=5%~15%。燃烧过程中产生的NO经排气管排至大气中,在大气条件下缓慢地与O<sub>2</sub>反应,最终生成NO<sub>2</sub>,因而在讨论NO<sub>x</sub>在燃烧中的生成机理时,一般只讨论NO<sub>x</sub>。

NO的生成有高温NO、激发NO和燃料NO三种生成途径,其各自的反应机理如表10-2-1所示。

#### (1) 高温NO(Thermal NO)的生成

在高温条件下O<sub>2</sub>分子裂解成O原子,通过(1)式和(2)式生成NO。这一生成机理是由前苏联学者捷尔杜维奇(Zeldovich)于1946年提出的,因此也称为捷氏反应机理(Zeldovich reaction)。其后又有人提出了(3)式,合在一起称为扩大的捷氏反应机理(Extended Zeldovich Reaction)。其中式(1)和式(2)都是强烈的吸热反应,如表10-2-1中所示,只有在大于1600℃的高温下才能进行,因此也称为高温NO生成机理。

表10-2-1 NO生成机理

生成途径	高温NO	激发NO	燃料NO
反应过程	(O <sub>2</sub> →2O) N <sub>2</sub> +O→N+NO N+O <sub>2</sub> →O+NO N+OH→H+NO	C <sub>n</sub> H <sub>2n</sub> →CH <sub>2</sub> , CH <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> +N <sub>2</sub> →HCN+NH CH+N <sub>2</sub> →HCN+N HCN→CN+NO NH→N+NO	Fuel N ↓ HCN, NH <sub>3</sub> ↓ NO
	(1)		
	(2)		
反应温度(℃)	>1600		≤1600

#### (2) 激发NO(Prompt NO)的生成

激发 NO 的生成机理是 70 年代初才被提出来的。如表 10-2-1 中所示,首先由碳氢化合物裂解出的 CH 和 CH<sub>2</sub> 等与 N<sub>2</sub> 反应,生成 HCN 和 NH 等中间产物,再经过生成 CN 和 N 的反应,最后生成 NO。这与捷氏生成机理中 NO 的产生以高温为前提条件是不同的,激发 NO 的生成过程是由一系列活化能不高的反应组成,因此并不需要很高的温度就可进行。内燃机中,在  $\phi_a$  小于 1 的过浓条件下容易产生激发 NO。例如,有人曾采用激光诱导荧光法,在汽油机燃烧火焰前锋面上测到了大量激发 NO,并且随  $\phi_a$  的减小其发生量增大。但就燃烧过程中 NO 生成总量来看,激发 NO 只占很小的比重。有关激发 NO 生成中详细的化学动力学反应过程尚不十分明了。

### (3) 燃料 NO(Fuel NO)的生成

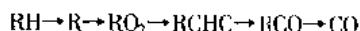
燃料 NO 的生成机理如表 10-2-1 所示,燃料中的氮化合物分解后生成 HCN 和 NH<sub>3</sub> 等中间产物,并逐步生成 NO。这一反应过程在温度小于 1600°C 条件时就可进行。汽油可看作基本不含氮,一般车用柴油的含氮率为 0.002%~0.03%,因而就目前的排放法规限值水平来看可以不考虑燃料 NO。

综上所述,汽车发动机产生 NO 的三个途径中,燃料 NO 的生成量极小,可忽略不计;激发 NO 的生成量较少,也常不考虑;因此可以认为,NO 主要是通过高温生成过程产生的。

根据高温 NO 反应机理,产生 NO 的三要素是温度、氧浓度和反应时间。在足够的氧浓度条件下,温度越高,反应时间越长,则 NO 的生成量越大。温度不仅影响 NO 的化学平衡浓度,更重要的是影响生成速度,因为 NO 的生成速度要比其他成分慢得多。

### 2) 一氧化碳(CO)

CO 是一种不完全燃烧的产物,其生成机理比较复杂,若以 R 代表碳氢根,则燃料分子 RH 在燃烧过程中生成 CO 要经历如下反应:



CO 的生成主要受混合气浓度的影响,当过量空气系数  $\phi_a$  小于 1 时,由于缺氧,燃料中的 C 不能完全氧化成 CO<sub>2</sub>,CO 作为其中间产物生成;在  $\phi_a$  大于 1 时,理论上不应有 CO 产生,但由于实际中混合不均匀造成局部区域的  $\phi_a$  小于 1 而产生 CO。另外,已成为燃烧产物的 CO<sub>2</sub> 和 H<sub>2</sub>O 在高温时产生热离解反应,由此生成 CO;在排气过程中,未燃碳氢化合物 HC 的不完全氧化也会产生少量 CO。

燃烧终了时的 CO 浓度一般取决于燃气温度,但由于发动机膨胀过程中缸内温度下降很快,以至于温度下降速度远快于气体中各成分建立新的平衡的速度,即产生“冻结”现象,使实际的 CO 浓度要高于排气温度相对应的化学平衡浓度。根据经验,汽油机排气中的 CO 浓度近似等于 1700K 时的 CO 平衡浓度。

### 3) 碳氢化合物(HC)

汽车排放的 HC 成分极为复杂,估计有 100~200 种成分,包括芳香烃、烯烃、烷烃和醇类,它们来自未燃的燃油和润滑油。不同排放法规对 HC 排放的定义有所不同,如表 10-2-2 所示,可分为总碳氢化合物(THC, Total Hydrocarbon)、无甲烷碳氢化合物(NMHC, Non Methane Hydrocarbon)以及无甲烷有机气体(NMOG, Non Methane Organic Gas)。美国采用 NMHC 作为 HC 排放的评价指标,而中国、日本和欧洲等大部分国家都将 THC 作为 HC 排放的评价指标。以下如无特殊说明,HC 排放意指 THC 排放。

表 10-2-2 不同排放法规对 HC 的定义

名 称	定 义	适 用 范 围
总碳氢化合物 THC	所有碳氢化合物成分的总量	中国、欧洲和日本等国法规
无甲烷碳氢化合物 NMHC	除去甲烷的碳氢成分 NMHC = THC - γ × CH <sub>4</sub>	美国联邦及其他适用国法规
无甲烷有机气体 NMOG	无甲烷碳氢化合物加羰酰类 NMOG = NMHC + Carbonyl	美国加州 LEV 法规

注:①γ 为 HC 分析仪的 CH<sub>4</sub>/C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> 灵敏度比值(γ 的使用仅限于加州的 LEV 法规);

②羰酰(Carbonyl)为醛类和酮类有机化合物,加州大气资源局(CARB)规定了 13 种成分。

HC在柴油机和汽油机中的生成机理有所不同,这主要是因为两者的工作过程和燃烧方式不同,以下分别进行介绍。

### (1) HC在汽油机中的生成机理

在以预混均匀混合气燃烧的汽油机中,HC与CO一样,也是一种不完全燃烧产物,因而与过量空气系数 $\phi_a$ 有密切关系。但即使在 $\phi_a$ 大于1的条件下,往往也会产生很高的HC排放,这是因为HC还有淬熄和吸附等生成原因。液化石油气和压缩天然气等燃气发动机中HC的生成机理与汽油机基本相同。

①不完全燃烧 汽油机中不完全燃烧的原因主要有:怠速及高负荷工况时,可燃混合气浓度处于 $\phi_a$ 小于1的过浓状态,加之怠速时残余废气系数较大,造成不完全燃烧;失火也是汽油机HC排放的重要原因;另外,汽车在加速或减速时,会造成暂时的混合气过浓或过稀现象,也会产生不完全燃烧或失火。当然,即使 $\phi_a$ 大于1时,由于油气混合不均匀,也会因不完全燃烧产生HC。

②壁面淬熄效应 所谓壁面淬熄效应是指温度较低的燃烧室壁面对火焰的迅速冷却(也称冷激),使活化分子的能量被吸收,燃烧链反应中断的现象。在壁面形成厚度约0.1~0.2mm左右的不燃烧或不完全燃烧的火焰淬熄层,产生大量未燃HC。淬熄层厚度随发动机工况、混合气湍流程度和壁温的不同而不同,小负荷时较厚,特别是冷起动和怠速时,燃室壁温较低,形成很厚的淬熄层。

一些研究结果表明,由壁面淬熄效应产生的HC可占排气管排放HC的30%~50%。

③壁面油膜和积炭的吸附 在进气和压缩过程中,气缸壁面上的润滑油膜,以及沉积在活塞顶部、燃烧室壁面和进排气门上的多孔性积炭,会吸附未燃混合气及燃料蒸气,而在膨胀过程和排气过程中逐步脱附释放出来。像上述淬熄层一样,这些HC的少部分被氧化,大部分则随已燃气体排出气缸。据研究,这种由油膜和积炭吸附产生的HC占总数的35%~50%。

在一些使用中的车辆上,往往存在较厚的积炭层,当清除积炭后,HC排放会降低20%~30%。

④非排气HC 汽车所排放到大气中的HC总量中,来自排气管即气缸内的占60%,而其余20%来自曲轴箱窜气,20%来自燃油系统蒸发,如图10-2-1所示。

### (2) HC在柴油机中的生成机理

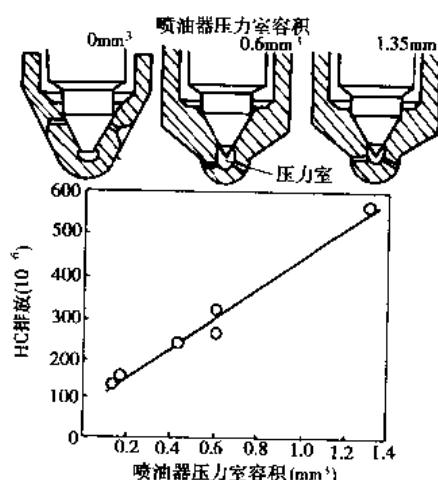


图10-2-2 喷油器压力室容积对HC排放的影响

由于柴油机的燃烧是扩散燃烧,其混合气浓度梯度极大,局部区域的 $\phi_a$ 可在0~ $\infty$ 之间。除燃油被喷射到壁面上的情况之外,周边区域 $\phi_a$ 趋向于 $\infty$ ,即几乎没有燃油(尤其是小负荷时),因而受淬熄效应和油膜及积炭吸附的影响很小,这是柴油机HC排放低于汽油机的原因之一。一般柴油机中产生HC的主要原因是混合不均匀和在燃烧过程后期低速离开喷油器的燃油混合及燃烧不良。

①混合不均匀 如上所述,柴油机混合气的浓度分布极不均匀,在超出着火界限的过浓或过稀的混合气区域,会产生局部不完全燃烧或完全不燃烧现象,产生大量HC。

②喷油器压力室容积的影响 如图10-2-2所示,由于制造工艺的需要,一般喷油器针阀密封座面以下有一小空间,称为压力室。所谓压力室容积实际上还包括各喷孔的容积。喷油结束时,压力室容积中充满燃油,随燃烧和膨胀过程的进行,这部分燃油被加热和汽化,并以液态或气态低速进入燃烧室内。出于这时混

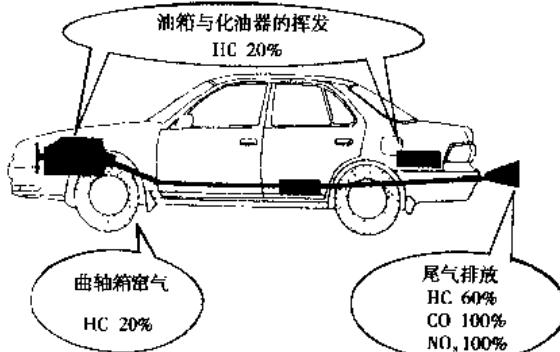


图10-2-1 HC排放来源及其所占比例

合及燃烧速度都极为缓慢,使得这部分燃油很难充分燃烧和氧化,从而导致大量的 HC 产生。由图 10-2-2 可以看出,随压力室容积的减少,HC 排放明显下降;当压力室容积为零时,HC 排放浓度降低到约  $150 \times 10^{-6}$ ,对比普通喷油器的压力室容积为  $1.35\text{m}^3$  时的 HC 排放浓度(近  $600 \times 10^{-6}$ ),可以认为原机的 HC 排放中,由压力室容积造成的 HC 排放占总量的 3/4。

同理,二次喷射或后滴等不正常喷油也会造成 HC 排放的上升。

#### 4)微粒及炭烟的生成机理

微粒可表示为 PM 或 PT(Particulate Matter)。由于汽油机采用预混合燃烧方式,除了因使用高含铅量汽油而引起含铅微粒排放外,一般可以认为汽油机不产生微粒,而柴油机采用扩散燃烧方式,这就决定了柴油机产生炭烟和微粒是不可避免的。

##### (1)微粒的成分

柴油机微粒的直径大约在  $0.1 \sim 10\mu\text{m}$  范围内,其中对人体和大气环境危害最大的是  $2.5\mu\text{m}$  左右的微粒,记为  $\text{PM}_{2.5}$ ,它悬浮于离地面  $1 \sim 2\text{m}$  的空气中,容易被人体吸入,对人体危害最大,也是造成能见度变差的原因。近年来,随油气混合过程的改善和柴油高压喷射技术的采用,微粒和炭烟的总排放量有明显下降,但  $\text{PM}_{2.5}$  以下的粒度较小的微粒所占比例增大。

表 10-2-3 柴油机微粒的组成

成 分	质量分数百分比
干炭烟(DS, Dry Soot)	40% ~ 50%
可溶性有机成分(SOF, Soluble Organic Fraction)	35% ~ 45%
硫酸盐	5% ~ 10%

如表 10-2-3 所示,柴油机微粒是由三部分组成的,即(干)炭烟 DS、可溶性有机物 SOF 和硫酸盐。其中 SOF 又可根据来源不同分为未燃燃料和未燃润滑油成分,两者所占比例随具体的柴油机不同而不同,但一般可认为大致相等。

至于炭烟与微粒的关系,可以认为,微粒是由炭烟、可溶性有机成分和硫酸盐组成,即炭烟是微粒的组成部分,炭烟升高和降低必然导致微粒的相应变化,但两者的升高和降低未必成比例。柴油机在高负荷工作时,炭烟在微粒中所占比例升高,而部分负荷时则降低。

微粒中各种成分所占的百分比并不是不变的,它会随工

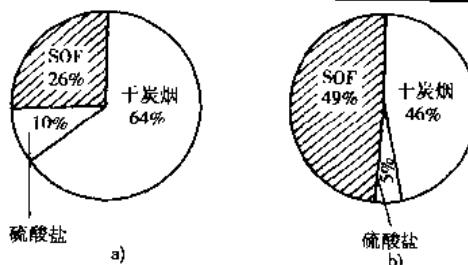


图 10-2-3 柴油机微粒构成的变化

a)原机;b)改进后

况、发动机类型、技术水平、以及油品特性等因素的不同而变化。图 10-2-3 给出了一重型柴油机采用美国 HDD-FTP工况所作的试验结果。原机微粒排放量为  $0.48\text{g/kW}\cdot\text{h}$ ,其中 DS 占 64%,SOF 占 26%,硫酸盐占 10%。通过改进喷油系统和燃烧系统以及换用低硫柴油,主要由于 DS 和硫酸盐的明显降低,使得微粒的排放量降为  $0.18\text{g/kW}\cdot\text{h}$ ,降低幅度较小的 SOF 的比例却提高到 49%。

##### (2)炭烟和微粒的生成机理

①炭烟和微粒的生成 概况地说,炭烟是烃类燃料在高温缺氧条件下裂解生成的,但其详细的机理,即从燃油分子到生成炭烟颗粒整个过程中的化学动力学反应及物理变化过程尚不十分清楚。一般认为,当燃油喷射到高温的空气中时,轻质烃很快蒸

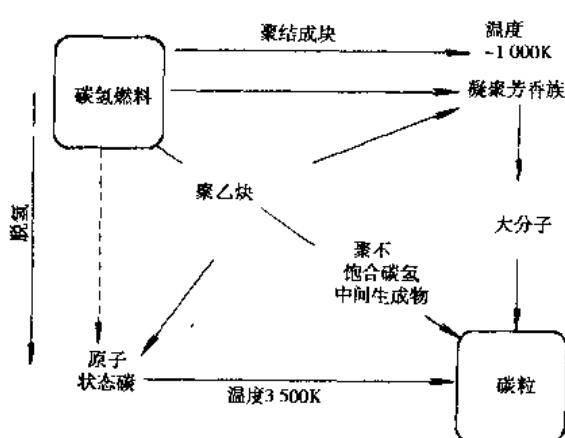


图 10-2-4 炭烟生成途径

发气化，而重质烃会以液态暂时存在。液态的重质烃在高温缺氧条件下，直接脱氢碳化，并聚结成块，成为焦炭状的液相析出型炭粒，粒度一般比较大。而蒸发气化了的轻质烃，经过如图 10-2-4 所示的复杂途经，产生粒度相对较小的气相析出型炭粒。首先，气相的燃油分子在高温缺氧条件下发生部分氧化和热裂解，生成各种不饱和烃类，如乙烯、乙炔及其较高的同系物和多环芳香烃，它们不断脱氢形成原子状态碳，逐渐聚合成直径 2nm 左右的炭烟核心（炭核）。气相的烃和其他物质在炭核表面的凝聚，以及炭核相互碰撞发生的凝聚，使炭核继续增大，成为直径 20~30nm 的炭烟基元，而炭烟基元经过相互聚集形成直径 1μm 以下的球状或链状的多孔性聚合物。重馏分的未燃烧、硫酸盐以及水分等在炭粒上吸附凝集，形成微粒排放。

②炭烟和微粒的氧化 已经生成的炭烟，只要遇到足够的氧化氛围和高温，就会发生氧化反应，炭粒变小甚至完全氧化掉。图 10-2-5 所示为采用快速电磁阀对柴油机气缸内燃烧气体直接采样（In-Cylinder Sampling）的结果，采样点分别位于距燃烧室壁面 2mm、10mm、15mm 处。试验结果清楚地表明，在整个燃烧过程中，炭烟要经历生成和氧化两个阶段，因所处局部区域的氧化条件不同，炭烟的氧化速率也不同。因此为降低柴油机炭烟，应在燃烧前期应避免高温缺氧，以减少炭烟的生成；而燃烧后期应创造高温富氧条件和加强混合气扰流强度，以加速炭烟的氧化。

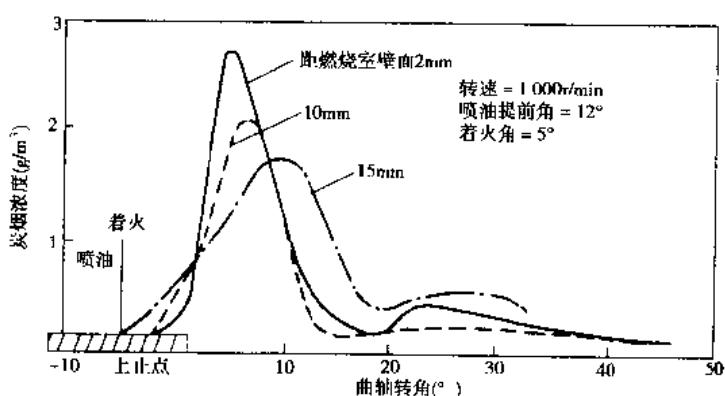


图 10-2-5 炭烟的缸内快速采样试验结果

### 10.2.2 影响排气污染物生成的主要因素

影响汽车有害排放物生成的因素很多也很复杂，但这些有害排放物毕竟是燃烧化学反应的产物，因而这些影响因素归结起来，主要是空燃比（过量空气系数  $\phi_a$ ）和温度。各种因素大都是通过这两个方面来影响燃烧和有害物生成过程的。本节就最主要的影响因素，如过量空气系数  $\phi_a$ ，不同燃烧方式以及运转工况作一些介绍。

#### 10.2.2.1 过量空气系数 $\phi_a$ 的影响

##### 1) $\phi_a$ 对汽油机的影响

汽油机中的有害排放物 CO、HC 和 NO<sub>x</sub> 以及动力性和经济性随空燃比的变化如图 10-2-6 所示。CO 和 HC 随空燃比的增大，急剧下降，当  $\phi_a > 1$  后，逐渐达到最低值；但空燃比过大（过稀）时，因燃烧不稳定甚至失火次数增多，导致 HC 又有所回升。从降低 CO 和 HC 的角度来说，发动机应避免在  $\phi_a < 1$  的区域运转，但汽油机的最大功率出现在  $\phi_a = 0.8 \sim 0.9$ ，怠速和冷起动时  $\phi_a$  加浓到 0.8 或更低，因而又是难以避

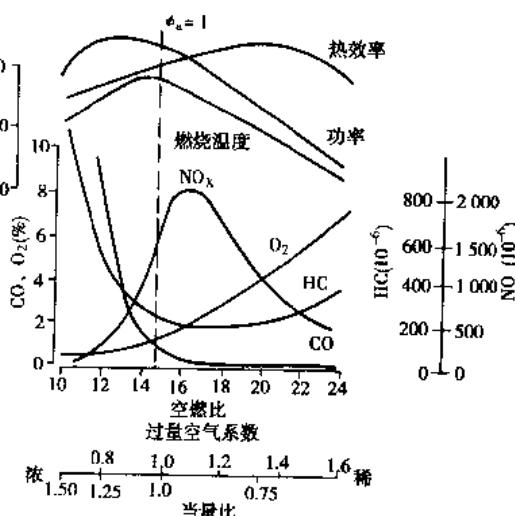


图 10-2-6 汽油机空燃比对有害排放物生成的影响

免的。

$\text{NO}_x$  的变化规律恰恰与 HC 和 CO 相反。在  $\phi_a = 1.1$  附近,  $\text{NO}_x$  生成量最高, 过浓过稀时生成量都会降低。这是因为,  $\phi_a < 1$  时, 燃烧是在还原性气氛中进行的,  $\text{NO}$  难以生成;  $\phi_a$  过大(过稀)时, 会由于燃烧温度下降, 使  $\text{NO}$  的生成速度减慢; 只有在  $\phi_a = 1.1$  附近, 才能兼有高温和富氧两个必要条件, 最有利于  $\text{NO}$  的生成。

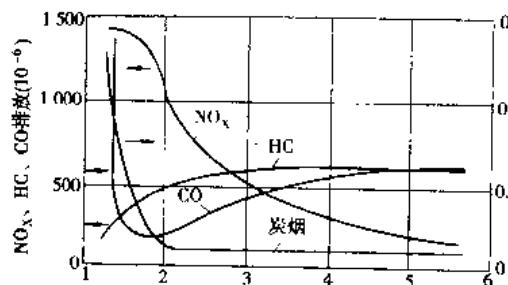


图 10-2-7 直喷式柴油机  $\phi_a$  对有害排放物生成的影响

柴油机  $\text{NO}_x$  生成规律与汽油机相同, 但生成量低于汽油机, 这主要与柴油机的混合气浓度分布不均匀有关。在考虑  $\text{NO}_x$  生成与  $\phi_a$  的关系时, 不仅要看平均  $\phi_a$ , 也应看局部  $\phi_{av}$ 。图 10-2-8 给出了在非直喷柴油机的副燃烧室内用快速采样方法获得的混合气浓度分布和  $\text{NO}$  浓度分布。其中  $r_c$  为测点距燃烧室中心的距离, 燃油喷雾轴线大约在  $r_c = -6\text{mm}$  处, 图 10-2-8(a)纵坐标为当量比  $\phi$  (过量空气系数  $\phi_a$  的倒数)。尽管平均  $\phi$  约为 0.7, 但局部混合气浓度却相差很大,  $\phi$  最高可达 4 左右;  $\phi$  的这种分布造成了图 10-2-8(b) 中  $\text{NO}$  的分布状态, 即中心部  $\text{NO}$  的浓度最高, 燃油喷雾一侧的  $\text{NO}$  浓度最低。

由以上讨论可知,  $\phi_a$  对发动机有害排放物的生成影响很大。通过控制汽油机的  $\phi_a$  可明显改变各排放污染物的生成; 而对柴油机来说, 除控制平均  $\phi_a$  外, 还应合理加强混合过程, 改善局部  $\phi_a$  过浓的问题。

### 10.2.2.2 运转工况的影响

运转工况不同, 发动机的过量空气系数  $\phi_a$  和燃烧温度不同, 会造成有害排放物的生成量不同。

图 10-2-9 给出了一化油器式汽油车按日本 10 工况法试验时各种成分的排放特性。汽车在加速和高速行驶时,  $\text{NO}_x$  排放浓度较高。CO 在怠速和加速时排放浓度较高, 这是因为此时的空燃比偏浓, 同时怠速时的

### 2) $\phi_a$ 对柴油机的影响

对于柴油机,  $\phi_a$  的影响略有不同。如图 10-2-7 所示, 柴油机总是在  $\phi_a > 1$  的稀混合气条件下运转, 但由于柴油机是扩散燃烧, 混合气的浓稀分布极不均匀, 完全燃烧所需的空气要比预混合燃烧时多, 因而与图 10-2-6 相比, CO、HC 和  $\text{NO}_x$  曲线有向稀区平移的感觉。

由图 10-2-7 可知, CO 排放一般很低, 不到汽油机的 1/10, 只有在高负荷( $\phi_a < 2$ )时才开始急剧增加。

在中小负荷时( $\phi_a > 2$ ), 由于在燃油喷雾边缘区域形成了过稀混合气以及缸内温度过低的原因, 造成 HC 排放略有上升, 但仍比汽油机低得多。

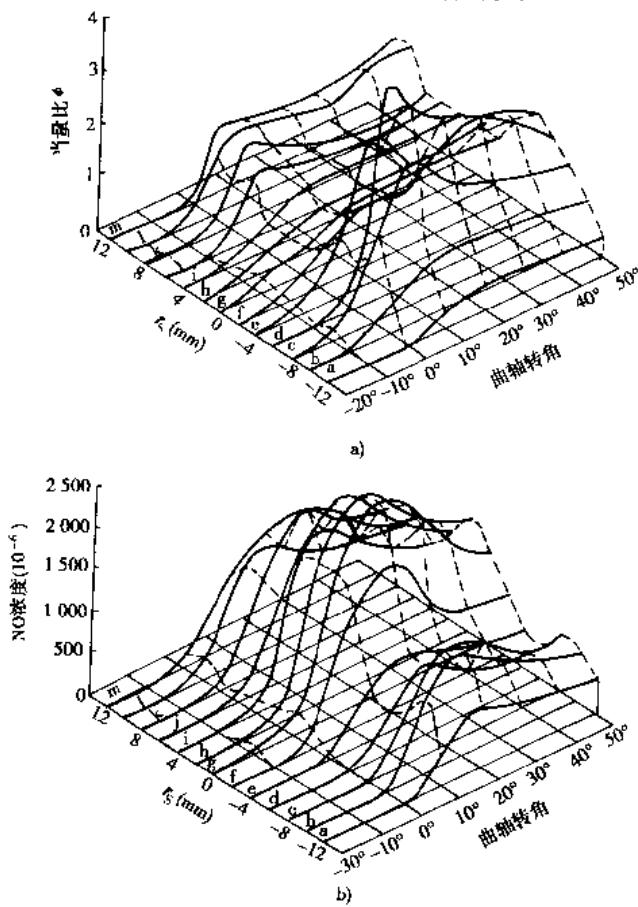


图 10-2-8 柴油机燃烧室内混合气浓度和  $\text{NO}$  浓度的分布  
a) 混合气浓度分布; b)  $\text{NO}$  浓度分布

温度较低以及残余废气系数也较高。减速时, CO 和 HC 的排放均较高, 如图 10-2-10 所示。这是因为减速时汽油机节气门关闭, 进气管中突然形成高真空度状态, 使管壁上的液态燃油(油膜)急剧蒸发, 形成过浓混合气。汽油喷射式发动机在减速时不再供油, 而且进气管中油膜较少, 因此 HC 和 CO 排放较少。

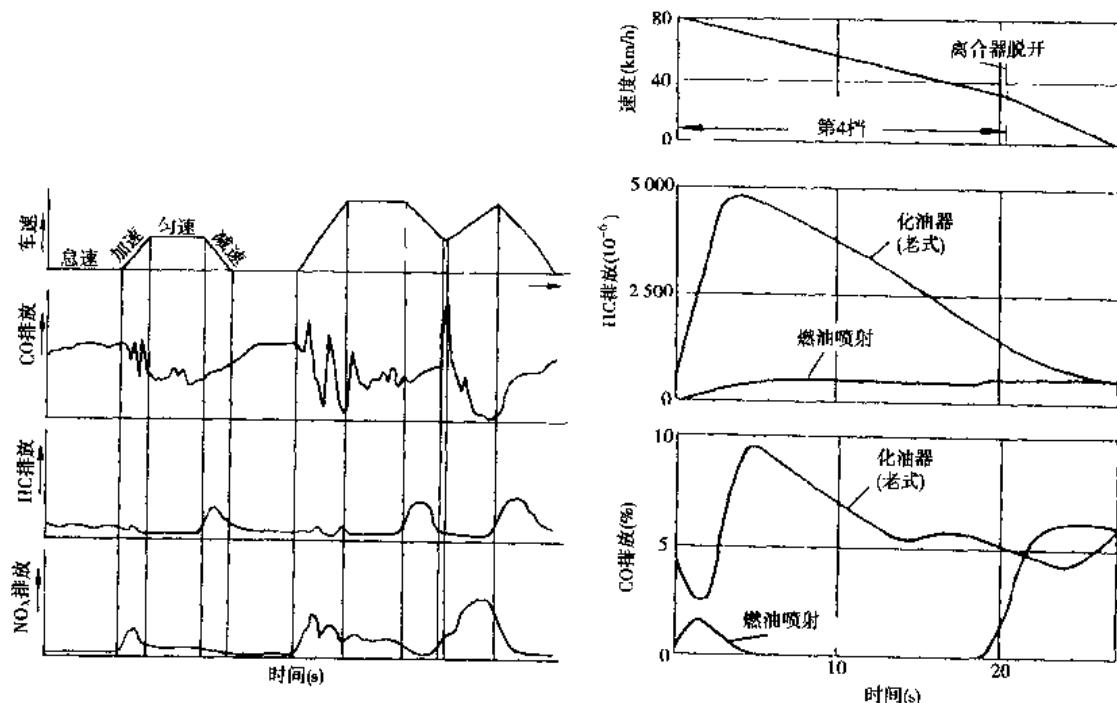


图 10-2-9 汽油车不同工况时的排放特性

化油器汽油机在不同工况下的排气成分的大致范围如表 10-2-4 所示。

表 10-2-4 化油器汽油机在不同工况下的排气成分

排气成分	怠速	加速	定速	减速	排气成分	怠速	加速	定速	减速
HC( $10^{-6}$ )	800	540	485	5 000	CO(%)	4.9	1.8	1.7	3.4
NO <sub>x</sub> ( $10^{-6}$ )	23	1 543	1 270	6	CO <sub>2</sub> (%)	10.2	12.1	12.4	6.0

### 10.2.2.3 发动机类型的影响

#### 1) 汽油机与柴油机排放特性的对比

表 10-2-5 所示为汽油机与柴油机排放浓度的对比, 图 10-2-11 是两者比排放量的对比。由此可知, 柴油机的 HC 和 CO 排放仅有汽油机的 1/5~1/10, 甚至低于安装了催化转化器的汽油机。而对于 NO<sub>x</sub>, 柴油机中小负荷时远低于汽油机, 大负荷时与汽油机接近, 但柴油机的微粒排放却是汽油机基本没有的。

表 10-2-5 化油器汽油机与柴油机排放浓度对比

排放成分	化油器汽油机	柴油机	排放成分	化油器汽油机	柴油机
CO(%)	0.5~2.5	<0.2	SO <sub>2</sub> (%)	0.008	<0.02
HC( $10^{-6}$ )	2 000~5 000	<1 000	炭烟(g/m <sup>3</sup> )	0.005~0.05	<0.25
NO <sub>x</sub> ( $10^{-6}$ )	2 500~4 000	<2 000			

因此, 汽油车以降低 CO、HC 和 NO<sub>x</sub> 为主要排放控制目标, 而柴油机以微粒(炭烟)和 NO<sub>x</sub> 为主要控制目

标。

### 2) 不同柴油机燃烧室的排放特性对比

不同的燃烧室将会导致不同的排放特性,图 10-2-11 中还给出了直喷式柴油机(DI, Direct Injection)和非直喷式柴油机(IDI, Indirect Injection)的对比。IDI 柴油机的气体排放、微粒排放以及噪声均比 DI 柴油机低,但 DI 柴油机因具有良好的燃油经济性而近年来已成为主流。值得注意的是,为降低 NO<sub>x</sub>,许多研究者一直在努力将 IDI 的浓稀两段燃烧方式部分地揉入 DI 的燃烧方式中。

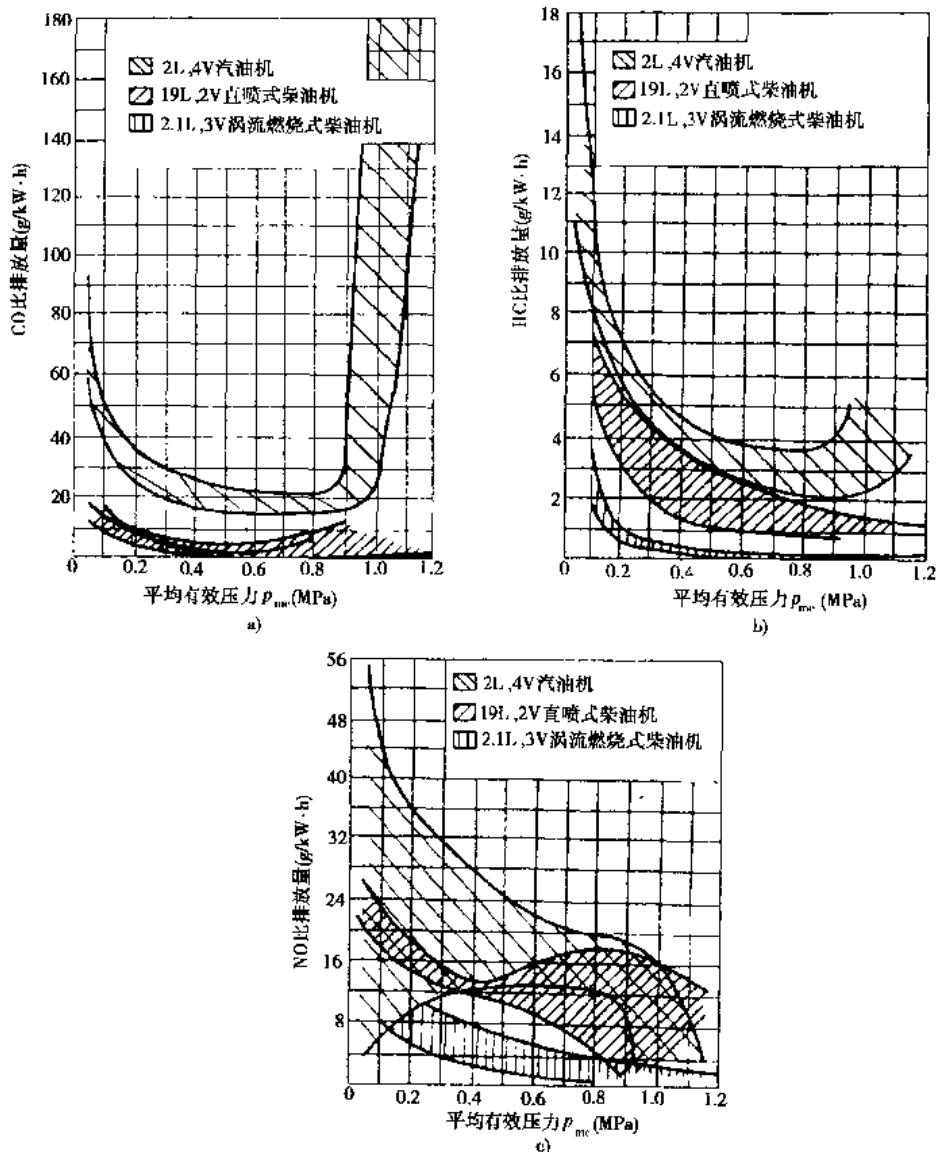


图 10-2-11 不同类型发动机的比排放量对比

(撰稿人:王建昕 庄人隽)

## 10.3 汽油机排气污染净化技术

汽车排放污染净化技术可分为三类:改进发动机燃烧过程以减少有害物生成的机内净化技术,在排气系

统中采用化学或物理的方法对已生成的有害排放物进行净化的排气后处理技术,以及对来自曲轴箱和供油系统的有害排放物进行净化的非排气污染控制技术。后两类也统称为机外净化技术,其分类及应用如表 10-3-1 所示。

表 10-3-1 机外净化技术的分类及应用

分 类		处理对象	国外应用现状
排 气 后 处 理	汽油机	热反应器	CO、HC
		氧化催化器	CO、HC
		还原催化器	NO <sub>x</sub>
		三元催化器	CO、HC、NO <sub>x</sub>
	柴油机	稀燃催化器	稀燃条件下的 NO <sub>x</sub> 、CO、HC
		氧化催化器	SO <sub>x</sub> 、CO、HC
		还原催化器	NO <sub>x</sub>
		微粒捕集器	PM
非排气 污染处理	汽、柴油机	碳纤维吸附净化	基础研究中
	汽油机	曲轴箱强制通风装置	法规要求必备装置
		燃油蒸发控制系统	法规要求必备装置

以下分别介绍汽油机的机内净化技术、排气后处理技术和非排气污染控制技术。

### 10.3.1 汽油机机内净化技术

#### 1) 电控汽油喷射系统

汽油机降低排放污染以及提高热效率的关键问题之一是精确控制空燃比,为此,人们曾在化油器上进行了各种改进设计,使它变得越来越复杂,甚至最后出现了电子控制化油器。电子控制汽油喷射系统(EFI, Electronic Fuel Injection),以其出色的控制精度和灵活性得到了普及应用,并淘汰了化油器供油系统,而电子控制化油器由于并不比 EFI 在性能价格比上有优势,也很快退出了市场。

目前美国、日本和欧洲的 EFI 发动机普及情况如图 10-3-1 所示。1995 年以后,采用 EFI 系统的汽油车几乎是 100%,而其中几乎全部是多点电喷汽油车。目前,国外已基本不生产单点电喷汽油车。

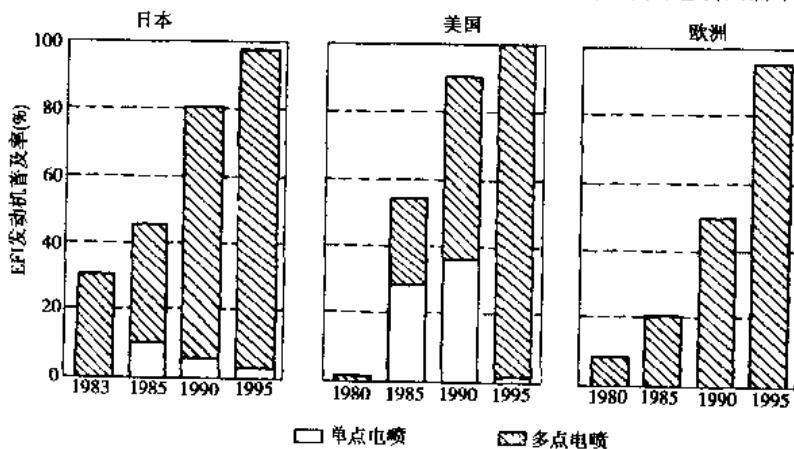


图 10-3-1 电控喷射汽油车的普及情况

EFI 系统是汽车发展史上的最重大技术进步之一,EFI 加三元催化器已成为目前和未来较长时期内汽油机排放控制的主流技术。EFI 系统与化油器相比,具有以下优点:

- ①满足发动机各种工况对空燃比和点火提前角的不同要求,从而使排放特性、燃油经济性和动力性达到最佳;
- ②采用闭环反馈控制方式,可满足三元催化剂对空燃比的严格要求;
- ③没有化油器中的狭窄喉管,减少了节流损失,可以不要化油器发动机常用的进气加热措施,因而进气密度提高,充气效率改善;
- ④具有良好的瞬态响应特性,改善了汽车的加速性;
- ⑤各缸混合气分配均匀性好;
- ⑥由于采用压力喷射,汽油雾化质量比化油器大为改善,有利于快速和完全燃烧。

### 2) 推迟点火提前角

点火提前角对发动机的动力性、经济性、排放特性和噪声有重要影响,推迟点火提前角一直是最简单易行也是最普遍应用的排放控制技术。图 10-3-2 所示为点火提前角对 HC、NO<sub>x</sub> 以及燃油消耗率的影响,随点火提前角的减小,HC 和 NO<sub>x</sub> 明显降低。HC 的降低是因为排气温度  $t_e$  上升,促进了排气过程中 HC 在气缸内和排气管内的氧化;NO<sub>x</sub> 降低的原因则是随点火提前角的滞后,最高燃烧温度呈直线下降。但是,随点火提前角的推迟,会产生燃油耗率上升以及平均有效压力  $p_{m\cdot}$  下降,因而推迟点火提前角减低排放的效果是有限的,在不使动力性和燃油耗率明显恶化的前提下,NO<sub>x</sub> 可降低 10%~30%。实际中应综合考虑排放特性、动力性及经济性来确定最佳点火提前角。

### 3) 废气再循环(EGR, Exhaust Gas Recirculation)

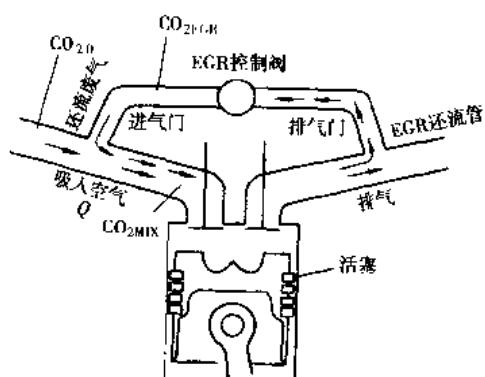


图 10-3-3 废气再循环系统工作原理

废气再循环也是一种被广泛应用的排放控制措施,仅对降低 NO<sub>x</sub> 有效,其工作原理如图 10-3-3 所示。汽油机排气主要由惰性气体 N<sub>2</sub> 和 CO<sub>2</sub> 构成,氧含量很低,一部分排气经 EGR 阀还流回到进气系统,稀释了新鲜混合气中的氧浓度,增加了惰性气体含量,导致燃烧速度降低,同时还使新鲜混合气的比热容提高,这两者都造成了燃烧温度的降低,因而可以抑制 NO<sub>x</sub> 的生成。

废气混入的多少用 EGR 率表示,其定义如下:

$$\text{EGR 率} = \frac{\text{废气还流量}}{(\text{废气还流量} + \text{进气量})} \times 100\%.$$

如图 10-3-4 所示,随 EGR 率的增加,NO 排放量迅速下降。由于这是靠降低燃烧速度和燃烧温度得到的,因而会导致全负荷时最大功率下降;中等负荷时的燃油消耗率增大,HC 排放上升;小负荷特别是怠速时燃烧不稳定甚至失火。

为此,一般在汽油机大负荷、起动及暖机、怠速和小负荷时不使用 EGR,而其他工况时的 EGR 率一般不超过 20%,由此可降低 NO<sub>x</sub> 排放 50%~70%。

为了精确地控制 EGR 率,最好采用电子控制 EGR 阀系统;为了提高降低 NO<sub>x</sub> 的效果,可采用中冷 EGR;为了消除 EGR 对动力性和经济性的负面影响,往往同时采用一些快速燃烧和稳定燃烧的措施,如加强缸内混合气湍流强度、加大点火能量等。

实际上,EGR 的这种效果也可以通过不充分排气以增大滞留于缸内的废气量(即增大残余废气系数)来实现。与上述外部还流 EGR 相对应,称这种方法为内部 EGR。

### 4) 燃烧系统优化设计

#### (1) 紧凑的燃烧室形状

燃烧室形状的设计原则是面容比 S/V 要小,即尽可能紧凑;火花塞尽可能布置在燃烧室中央,以缩短火

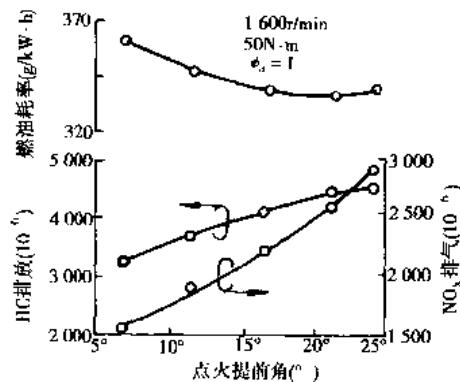
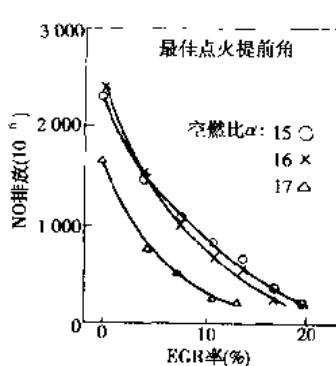


图 10-3-2 点火提前角对动力经济性的影响

图 10-3-4 EGR 降低 NO<sub>x</sub> 的效果

焰传播距离。这样就使燃烧得以快速充分地进行、减少散热损失和淬熄效应，防止爆震，由此可降低 CO 和 HC 的排放，提高热效率，与推迟点火提前角或 EGR 等措施联用，也可同时得到降低 NO<sub>x</sub> 的效果。

#### (2) 改善缸内气流运动

提高缸内混合气的涡流和湍流程度，有助于加强油气混合，保证快速燃烧和完全燃烧。这是因为静止或层流混合气中的火焰传播速度一般不超过 1m/s，而湍流时的火焰传播速度可高达 100m/s 以上。

汽油机中加强气流运动的方法主要有加强进气涡流和采用挤气面设计。进气涡流可通过进气道形状和进气门上设置导气屏来实现。由挤气面造成的燃烧室内气流运动是一种湍流扰动。

另外，适度的气流运动还可以改善燃烧时的循环波动，而循环波动也是 HC 排放以及动力经济性恶化的重要成因。

#### (3) 合理提高压缩比

提高压缩比一直是汽油机的主要改进方向之一。传统的汽油机，往往根据最易发生爆震的工况(如最大扭矩工况)选择压缩比，而现代电控汽油机，除合理组织燃烧过程以提高压缩比外，灵活的电控系统也为进一步提高压缩比提供了可能，使发动机以更高的压缩比在大部分工况下正常燃烧，而在发生爆震时，可通过爆震传感器和电控系统适当推迟点火提前角以消除爆震。

#### (4) 提高进气充量

由传统的每缸 2 气门布置改为 3、4 或 5 气门布置，或采用废气涡轮增压，可以明显提高进气充量，减小泵气损失。这样不仅使汽油机燃油耗率降低和平均有效压力  $p_{me}$  提高，而且也降低了 CO<sub>2</sub> 和污染物的比排放量。

#### (5) 减小不参与燃烧的缝隙容积

在活塞头部、火花塞和进排气门处存在着 S/V 很大的缝隙，会由于壁面淬熄效应而生产大量 HC，因而在燃烧室和活塞组设计中应尽量减小这些缝隙容积。如图 10-3-5 所示，由原设计改为高位活塞环设计后，HC 排放降低了 20%。

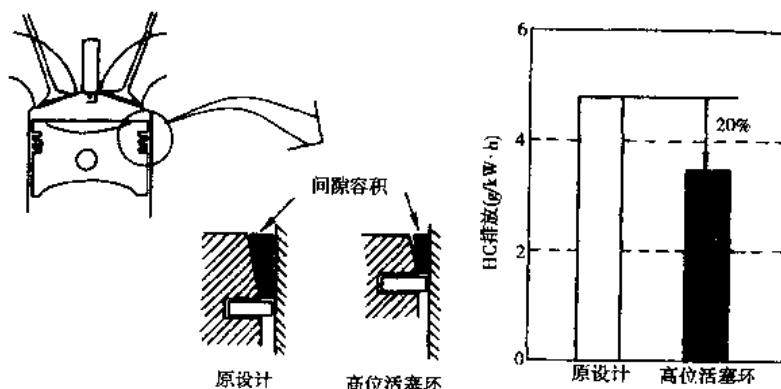


图 10-3-5 采用高位活塞环的降低 HC 效果

#### 5) 提高点火能量

提高点火能量可以提高着火的可靠性，减小循环波动率，扩大混合气的着火界限，特别是伴随着汽油机燃烧稀薄化，无触点的高能电子点火系统得到了广泛的应用。

提高点火能量的措施有：增大极间电压，极间电压一般为 10~20kV，最高的有 35kV；增大火花塞间隙，如由 0.8mm 增大至 1.1mm；以及延长放电时间等。

#### 6) 可变进排气系统

为提高充量系数,除采用多气门外,各种可变参数进排气系统也开始应用,主要有可变进气系统和可变配气相位。

### (1) 可变进气系统

发动机进排气过程是一个周期性的脉动过程,进排气系统中存在着强烈的压力波动,合理利用这种动态效应(惯性增压),可以得到增大进气充量的效果。图 10-3-6 给出了进气管长度  $L$  对充量系数  $\varphi_e$  的影响。由图可知,较长的进气管( $L=700\text{mm}$ )在较低转速时  $\varphi_e$  达到峰值,而较短进气管( $L=500\text{mm}$ )在较高转速时达到峰值。即长度一定的进气管只能在某一转速区域得到最佳  $\varphi_e$ ,因而传统的发动机进气系统无法兼顾高、低速性能。

随着汽车电子控制技术的发展,采用可变长度的进气管成为可能。图 10-3-7 给出了可变长度进气管的实例,它由长短不同的主进气管和副进气管组成。中低速运转时,切换控制阀关闭,进气由较长的副进气管进入发动机;而高速运转时,切换控制阀开启,进气由主副两个进气管同时进入发动机,这样使发动机在高、中、低速都能得到高的充量系数。切换控制阀可以是机械控制或电子控制。

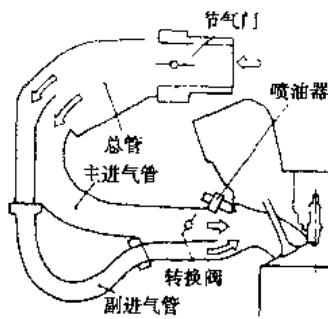


图 10-3-7 可变进气管长度的实  
例

以上的例子可以看作是分级(2段)可变进气系统,也可设计成多级或无级可变系统,以使进气系统在各种转速下都处于最佳管长,但结构和控制将变得复杂。

可变长度进气管可使所有转速时的转距平均增加 8%,最大可增加 12%~14%,由此可以极大地改善发动机的动力性、经济性和排放特性。

### (2) 可变进气门机构

四冲程发动机对气门定时的要求是:进气迟闭角与排气提前角应随转速的提高而加大;怠速时,气门叠开角度小;随着转速上升,气门叠开角应加大。

### 目前有两种形式的可变气门定时机构

①进气相位可变 这种机构常安装在双顶置凸轮轴机构上,如图 10-3-8 所示。在气缸盖上装有油压切换阀,由计算机控制开关,将油供给可变机构。在油压作用下,具有螺纹花键的活塞作轴向移动,使转动的正时齿形皮带轮与凸轮轴分开并将凸轮轴转动一个角度,从而改变齿形皮带轮与凸轮的相对位置。一般可转动  $20^\circ \sim 30^\circ$  曲轴转角。

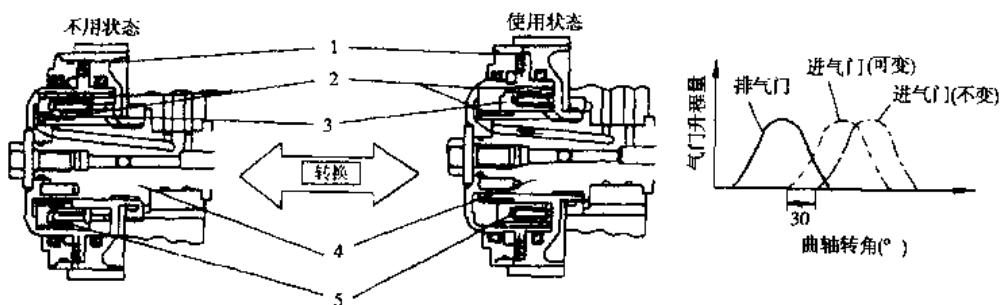


图 10-3-8 可变气门定时机构  
1-硅油缓冲器;2-螺纹花键;3-活塞;4-凸轮轴;5-返程弹簧

由于这种机构的凸轮型线及进气持续角均不变,虽然高速时可以加大进气迟闭角,但气门叠开角减小,

这是它的缺点。

②进气持续期可变 这种系统要在凸轮轴上装置两组凸轮，一组为低速（低升程、短持续期）凸轮，用于中、低速及大转矩工况；另一组为高速（高升程、长持续期）凸轮，用于高功率工况。通过油压驱动装置进行切换，可实现如图 10-3-9 所示的气门升程特性。

另外，电磁驱动式可变气门机构也在研制中，它可以实现气门定时、升程和开启持续期等参数在电子控制下的灵活变化。

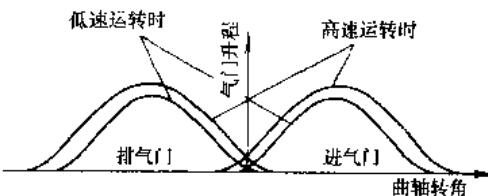


图 10-3-9 可变气门升程及持续期机构的特性

#### 7) 可变排量发动机

随工况的不同，发动机的有效热效率会有很大差别。图 10-3-10 给出了汽油机指示热效率  $\eta_i$  和机械效率  $\eta_m$  随平均有效压力  $p_{me}$ （负荷）的变化，而  $\eta_i$  和  $\eta_m$  的乘积等于有效热效率  $\eta_{te}$ 。显然，为保证良好的燃油经济性，应使发动机始终处在较高负荷运转，同时，低负荷和怠速时也是排放较高的工况，应尽可能减少其出现的频率。

为此，在发动机低负荷工作时，停止部分气缸的工作，即实际参与工作的发动机排量减小了，使剩余的气缸处于中高负荷工作状态，对节能和降低排放两方面都是一种非常有效的方法。这种方法过去也被称为停缸法。

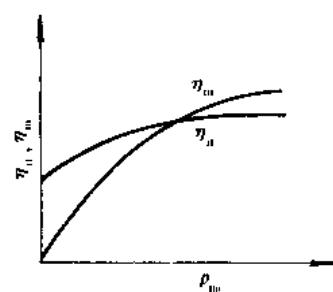


图 10-3-10 汽油机的  $\eta_i$  和  $\eta_m$  随负荷的变化

图 10-3-11 所示为三菱汽车公司可变排量汽油车的节能效果。在低负荷运行时，如果 4 个气缸全部工作，由于汽油机在低负荷时换气损失很大，造成图中有较大的泵吸损失面积（阴影部分），见图 10-3-11a；如果将两个气缸停止工作，并关闭进排气门，这两缸不再产生泵气损失，见图 10-3-11c，其余两个气缸这时以较高负荷运转，节流阀开度增大，阻力下降，其泵吸损失也将减小见图 10-3-11b）。由图可知，当汽车以 40km/h 等速行驶时，总的泵吸损失以及配气系统驱动损失减少 64%，燃油消耗减少 17%，见图 10-3-11d）。

采用停缸法时，因各缸受力不平衡容易引起发动机振动的增大，以及因停缸转换造成的发动机转矩波动等问题。为此，发动机供油系统（化油器或 EFI）和点火系统应作相应改进。

#### 8) 稀薄燃烧及缸内直喷式汽油机

到目前为止，汽油机的燃烧系统可分为化油器式、进气道喷射式和缸内直接喷射式三类。进入 90 年代后，沿用了 100 余年的化油器式燃烧系统逐渐被淘汰，进气道喷射式燃烧系统加三元催化转化器已成为当今汽油机的主流技术。但这种方法要牺牲一定的燃油经济性。随着近年来对节能和降低温室气体  $\text{CO}_2$  排放量的重视，对汽油机的要求已逐渐变为降低排放和节约能源两者同时兼顾，因此，曾在 80 年代为了降低排放而风靡一时的汽油机稀薄燃烧问题被再次提出。特别是从 1996 年开始，日本三菱

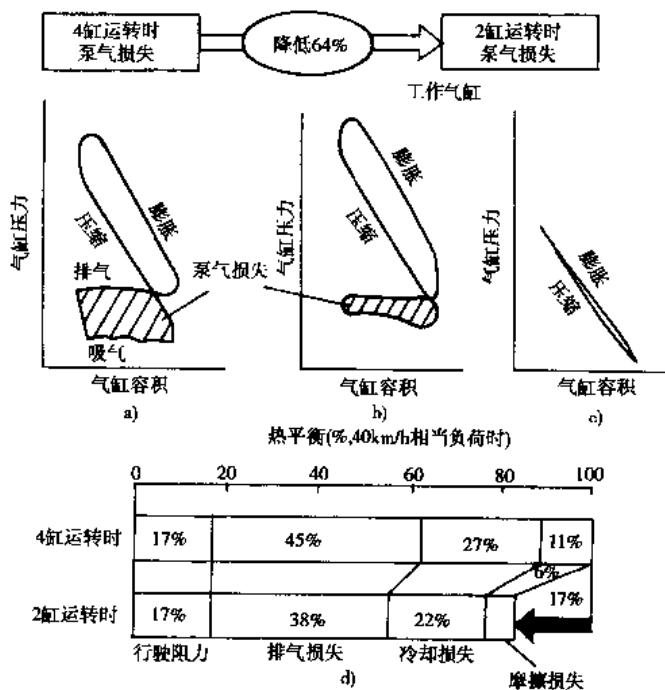


图 10-3-11 可变排量汽油车的节能效果

公司、丰田公司和日产公司相继推出了空燃比可达 $40\sim50$ 的缸内直喷式汽油机，在保持良好的低排放特性的同时，燃油经济性较传统汽油机改善了 $20\%\sim30\%$ ，更引起了各方对稀燃汽油机的注目。

### (1) 稀燃汽油机的分类

传统的汽油机（包括化油器式和大部分进气道喷射汽油机），一般在空燃比 $\alpha=12.6\sim17$ 范围内工作，其混合气是均质的。所谓稀薄燃烧汽油机是一个范围很广的概念，只要 $\alpha>17$ ，就可以称为稀薄燃烧汽油机。为叙述方便，在此将稀燃汽油机分为两类，一类是非直喷式稀燃汽油机，包括化油器式和进气管喷射式汽油机，即使采取一些特殊技术措施，一般只能在 $\alpha<25$ 的范围内工作；而另一类是缸内直喷式稀燃汽油机，可在 $\alpha=25\sim50$ 范围内稳定工作。

### (2) 不同燃烧方式的性能对比

图10-3-12表示了传统汽油机、非直喷稀燃和直喷式稀燃三种燃烧方式的排放特性和燃油经济性的对比。如图所示，传统的汽油机采用均质预混合气工作，为保证三元催化剂的高效净化和着火燃烧的稳定，其空燃比被限制在以化学计量比为中心的一个狭窄范围内，这就带来以下缺点：

①只能用进气管节流方式对混合气充量进行调节，即所谓量调节，由此会引起较大的泵气损失和较差的燃油经济性；

②易产生爆震，因而不能采用高压缩比，从而造成热效率较低。

③浓混合气具有较低的比热容比，从而使热效率降低。

④在化学计量比附近燃烧，有害排放物特别是NO<sub>x</sub>排放较高。

在化油器式或进气道喷射式汽油机上通过采用燃烧室改进、高湍流和高能点火等技术，汽油机的稳定燃烧界限可超过 $\alpha=17$ ，但随 $\alpha$ 继续增大，由于这种均质的混合气逐渐难以点燃并且燃烧速度也减慢，会造成燃烧不稳定和HC排放回升。为了提高稀燃界限，可采用分层充气燃烧，以保证即使在 $\alpha>20$ 的条件下火花塞周围也能形成易于着火的浓混合气，而在周边区域是较稀混合气或空气。这种分层燃烧的汽油机可稳定工作在 $\alpha=20\sim25$ 的范围内，燃油耗率降低13%左右（图10-3-12）。NO<sub>x</sub>也有显著降低。

随着 $\alpha$ 的进一步提高，单靠分层充气燃烧已不能保证稳定着火，因为浓混合气区域难以维持很长时间。这样，一种类似柴油机扩散燃烧的汽油机缸内直喷式燃烧方式产生了。在空燃比很稀时，可在接近点火的时刻才开始喷油，即压缩过程喷油，加上组织合理的混合气运动，使火花塞周围的浓混合气来不及变稀就被点燃了。目前已商品化的缸内直喷式汽油机可在 $\alpha=25\sim50$ 范围内稳定工作，加之进气阻力的进一步减小，燃油耗率较传统汽油机可改善20%以上。

### (3) 非直喷式稀薄燃烧方式

实现汽油机稀薄燃烧的关键之一是使浓稀不同的混合气合理分层，分层往往是通过不同的气流运动和供油方法实现的，从70年代起，人们就开始在化油器式汽油机上进行分层稀薄燃烧的尝试。

①CVCC燃烧系统（Compound Voltex Controlled Combustion）由本田公司推出的CVCC燃烧系统如图10-3-13所示。它实际上是一种分区燃烧方式，有主、副两个燃烧室（1和3）和两个化油器。向主室供给 $\alpha=20\sim21.5$ 的稀混合气；而向副室供给少量浓混合气。在压缩过程中，副室内形成 $\alpha=12.5\sim13.5$ 的易于着火的混合气。火花塞首先点燃副室中的混合气，由副室喷出的火焰点燃主室的稀混合气。

CVCC燃烧系统的NO<sub>x</sub>排放量仅有一般汽油机的1/3；同时由于富氧和燃烧较慢的原因，排气温度较高且处于氧化性气氛，加之装有热反应器，可使排气中的HC和CO进一步氧化。

CVCC发动机是80年代唯一商品化的分层稀燃发动机，但由于燃油经济性不佳，且结构过于复杂，不长时间后就停止生产了。

②轴向分层稀燃系统 这种系统由进气造成强烈的进气涡流，进气过程后期进气门开启接近最大升程时，通过安装在进气道上的喷油器将燃料喷入缸内，燃料在涡流的作用下，沿气缸轴向产生上浓下稀的分层。这种分层一直维持到压缩行程后期，以保证在火花塞附近存在较浓的混合气。

本田汽车公司成功地在一台4气门发动机上通过可变进气系统（VTEC-E），实现了轴向分层燃烧，其空燃比达到22。部分负荷时燃油消耗率降低了12%，全负荷时恢复到化学计量比状态工作，同时采用EGR和三元催化转化器。

③滚流（纵涡）分层稀燃系统 在进气过程中形成的绕垂直于气缸轴线的有组织的空气旋流，称为滚流

(Tumble),也称纵涡或横轴涡流。滚流在压缩过程中逐渐被压扁,在上止点附近破碎成许多小尺度的涡流和湍流,比进气涡流形成的湍流强得多,可大大改善混合燃烧过程。

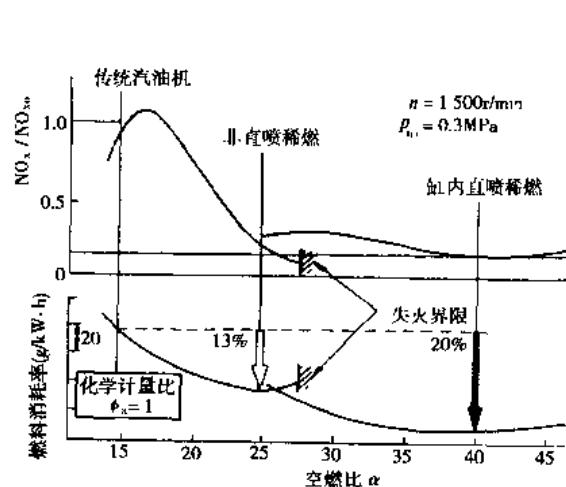


图 10-3-12 不同燃烧方式的性能对比

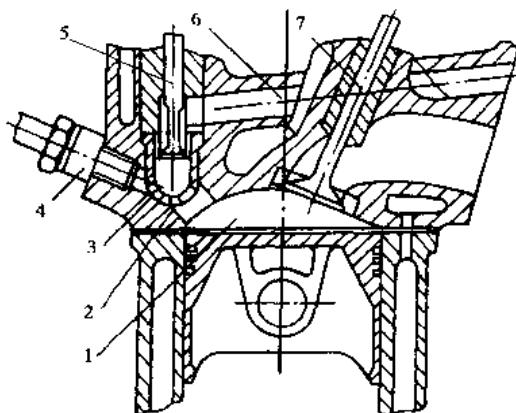


图 10-3-13 CVCC 燃烧系统

1-主燃烧室；2-火焰通道；3-副燃烧室；4-火花塞；5-辅助进气门；6-副进气道；7-主进气门

图 10-3-14 为三菱汽车公司在 1991 年开发成功的 MVV(Mitsubishi Vertical Vortex)燃烧系统。在进气道中设置两个薄的垂直隔板,使进气在气缸内形成三股独立的滚流。两侧的滚流全部是空气,中间的一股是浓混合气,使燃料和空气在压缩过程中维持分层,即使在  $\alpha = 23 \sim 25$  时,也能保证火花塞周围形成易点燃的较浓混合气。在 40km/h 等速行驶时,比普通汽油机节油 13%。

#### (4) 缸内直喷式稀薄燃烧方式

汽油机的缸内直喷式燃烧方式(DGI, Direct Gasoline Injection)很早以前就在航空发动机上使用。从 40 年代开始,以美国 TCCS 燃烧系统为开端,欧美日等国的一些汽车公司不断地进行研究开发并推出了一些有特色的方案。但直到 1995 年以后,在对缸内流动、混合气形成和燃烧过程进行了长期深入研究的基础上,结合现代汽油机电控技术和稀燃催化器的应用,DGI 稀燃系统才投入市场。

①福特 PROCO 稀燃系统 福特汽车公司开发的 PROCO 稀燃系统已有 20 年以上的历史,是 DGI 稀燃方式中较早期的例子。如图 10-3-15 所示,汽油由喷油器直接喷入燃烧室内,喷油器两侧各装有一只火花塞,利用涡流和滚流进行油气混合。因燃油在缸内喷雾汽化要吸收热量,因而混合气温度下降,充量提高,并可使用较高的压缩比( $\epsilon = 11.5$ )。低速时功率增加 5%~10%,部分负荷和怠速时的燃油消耗率分别降低 5% 和 12%。

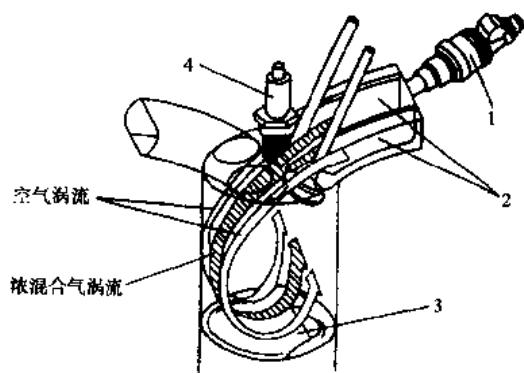


图 10-3-14 三菱 MVV 稀燃系统  
1-喷油器；2-进气道隔板；3-带有滚流控制的活塞；4-火花塞

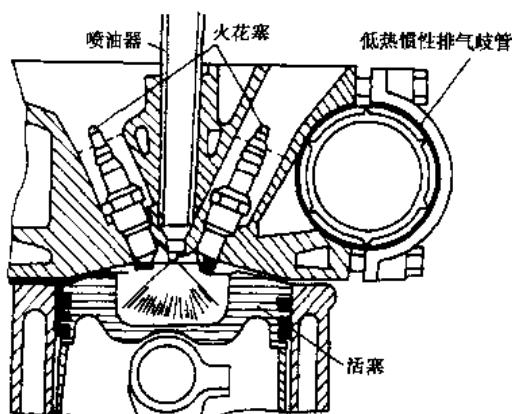


图 10-3-15 福特 PROCO 燃烧系统

但由于不能在广泛的转速和负荷范围内稳定燃烧,总体的 HC 排放高,以及没有配套的稀燃发动机用催化器等问题,PROCO 稀燃系统一直未得到实际应用。

②三菱 4G 系列缸内直喷稀燃发动机 图 10-3-16 所示为三菱汽车公司于 1996 年在世界上最先商品化

项 目	4G93 缸内直喷	4G93 传统型
内径×行程( mm )	81.0×89.0	81.0×89.0
总排气量( ml )	1834	1834
气缸数	直列 4 气缸	直列 4 气缸
形式	DOHC	DOHC
阀机构	吸气 2 阀, 排气 2 阀	吸气 2 阀, 排气 2 阀
压缩比	12.0	10.5
燃烧室	单坡屋顶型 (弯曲顶面活塞)	单坡屋顶型
进气道	立式	普通方式
燃料供应方式	缸内直接喷射	进气道喷射
喷油压力(MPa)	5.0	0.33

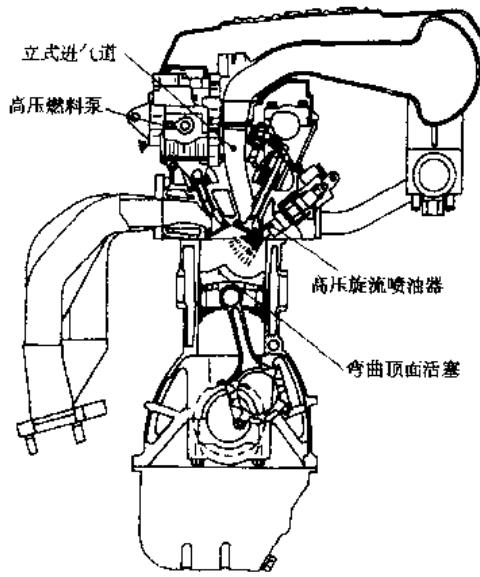


图 10-3-16 三菱公司 GDI 发动机结构图

的 GDI 发动机结构图以及主要设计参数,与传统的进气道喷射 4G93 汽油机相比,采用了很有特色的立式进气道,以保证高度的滚流(纵涡)及充气系数;滚流与单坡屋顶型加弯曲顶面活塞形成的燃烧室配合,在火花塞周围形成浓混合气;为追求喷油雾化特性使用了旋流式广角度喷油器,喷射压力为 5.0MPa。

三菱汽车公司 GDI 发动机相对于同系列的进气道喷射式汽油机的性能改善效果见图 10-3-17。由图可知,由于转矩波动的改善,使稀燃界限扩大至空燃比  $\alpha = 40$  以上,较化学计量比工作的普通汽油机节油 30%。由于采用稀燃方式并能保证燃烧安全性,怠速时稳定工作转速可由 750r/min 降低到 600r/min,由此,怠速时节油 40%。同时,在  $\alpha = 40$  的稀燃条件下,NO<sub>x</sub> 可降低 60% 以上、同时采用 30% 的废气再循环(EGR)后降低约 90%,而采用选择还原型稀燃催化剂后 NO<sub>x</sub> 降低 97%。

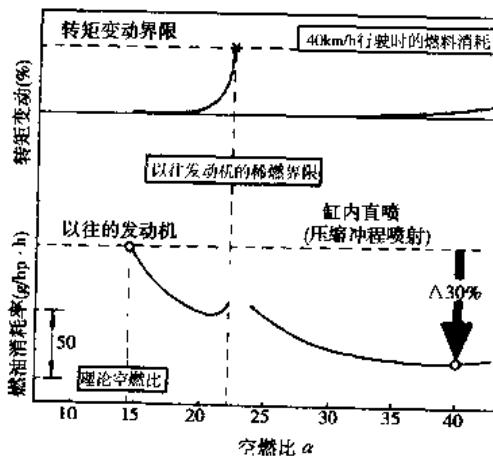


图 10-3-17 三菱公司 GDI 发动机性能改善效果

③丰田 D-4 缸内直喷稀燃发动机 丰田汽车公司于 1996 年开发成功并商品化的 D-4 缸内直喷式稀燃发动机燃烧系统如图 10-3-18 所示。通过安装在进气道上的电子涡流控制阀(E-SCV),形成不同角度的斜向进

气涡流。燃烧室为半球屋顶形，活塞顶部有极富特征的唇形深凹坑，与进气涡流旋向以及高精度的喷油时间与喷油方向控制相配合，在火花塞周围形成较浓的易点燃混合气区域。为抑制扩散燃烧所产生的黑烟，采用高压(8~13MPa)旋流喷油器，可实现高度微粒化(喷雾粒度小于 $5\mu\text{m}$ )。为控制分层燃烧时 $\text{NO}_x$ 的产生，采用了电控EGR系统，装有紧凑耦合三元催化器和吸附还原型稀燃主催化器。

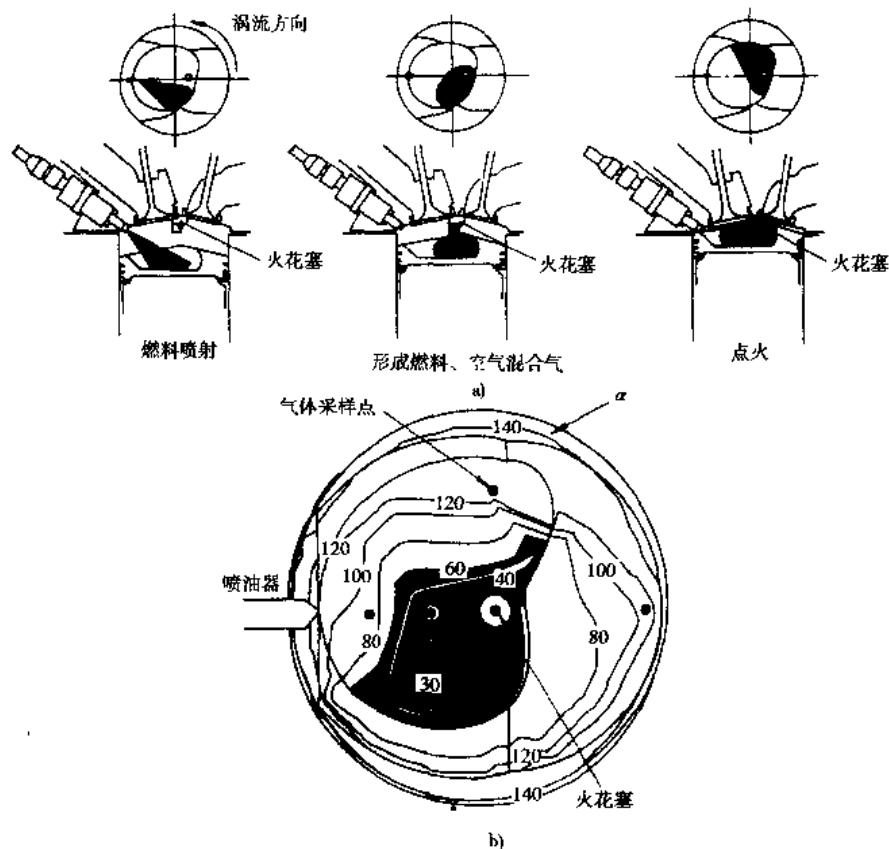


图 10-3-18 丰田 D-4 燃烧室及其混合气形成  
a) 混合气形成过程; b) 缸内混合气浓度分布

D-4发动机采用灵活的电喷控制系统，以保证所有工况下都能稳定燃烧。如图 10-3-19 所示，低速及部分负荷时，在压缩行程后期喷油，形成明显的分层燃烧；而在高速及大负荷时，进气行程就开始喷油，以形成完全的均质化学计量比燃烧。在分层燃烧与均质化学计量比燃烧领域之间，有弱分层燃烧和均质稀燃两个区域。

在装用 D-4 发动机、车质量 1 250kg 的自动变速器轿车上所作的日本 10.15 工况试验中，燃油消耗率为 17.4km/L，比同排量的传统汽油机轿车节油 35%。

另外，由日产汽车公司开发的 GDI 稀燃发动机，采用喷雾锥角为 70° 的中空伞喷方式的喷油器，喷射压力为 7~10MPa。小负荷工况采用进气涡流，压缩上止点前 40° 喷油结束，进行分层燃烧；而大负荷工况则采用进气滚流，在进气行程后期或压缩行程前期喷油，进行预混合燃烧。其结果，燃油消耗率降低了 20% 以上。

#### (5) 二冲程缸内直喷式稀燃发动机

二冲程汽油机有其固有的优点，例如低速转矩特性好，升功率高，可实现发动机的小型轻量化。但由于 HC 排放高以及燃油经济性差，日本于 1987 年，欧洲于 1990 年，暂时结束了二冲程汽油机在四轮车上应用的历史。

然而近年来，二冲程汽油机作为汽车发动机的可能性再次被提出。这主要与近年来混合气形成和燃烧方面的研究以及电子控制技术的进步有关，特别是与缸内直喷稀燃技术 GDI 的实现有关。采用汽油缸内直

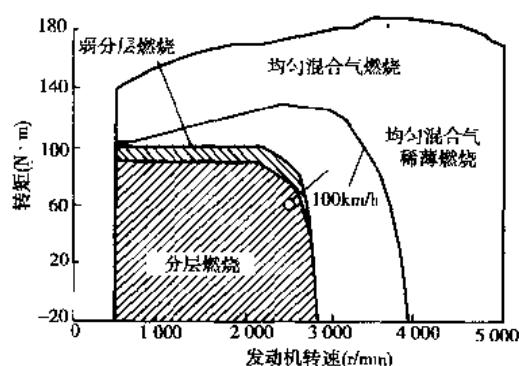


图 10-3-19 D-4 稀燃发动机控制方法

喷技术后,解决了二冲程汽油机的最大弊端——扫气过程中新鲜混合气逃逸问题,使其能够适应当今降低排放和节约能源的要求。

作为微型汽车发动机,澳大利亚奥必托(ORBITAL)公司开发了一种空气辅助喷射的 GDI 二冲程稀燃汽油机,尽管喷射压力只有 0.62MPa,但喷雾粒度平均达到  $5\mu\text{m}$ ,可在空燃比  $\alpha = 20 \sim 50$  条件下工作。日本富士公司重上开发的排量较大(1.5~2L)的 4 气门增压二冲程发动机,采用顶置凸轮轴 DOHC 和电控高压喷油器,与 4 气门的四冲程发动机相比,平均有效压力  $p_{me}$  可提高近一倍。

### 10.3.2 汽油机排气后处理技术

汽油机的排放控制,在 70 年代中期以前,主要采用以改善发动机燃烧过程为主的各种机内净化技术,随着排放法规的逐步加严,人们开始考虑包括催化转化器在内的各种机外净化技术。三元催化剂(TWC, Three Way Catalyst)的研制成功使汽车排放控制技术产生了突破性的进展,它可使汽油车排放的 CO、HC 和 NO<sub>x</sub> 同时降低 90% 以上,目前,电子控制汽油喷射加上三元催化转化器已成为国际上汽油车排放控制技术的主流。

图 10-3-20 给出了日本 1992 年新生产汽车中各种排放控制技术应用状况的统计。除少量微型车和中、重型载货汽车外,所有汽油车都采用了催化转化器,特别是汽油机轿车和轻型载货汽车采用三元催化转化器的比率分别为 91.6% 和 100%,由此可见三元催化转化器在各种排放控制技术中的重要位置。氧化催化剂(OC)加为废气再循环(EGR)也有一定程度的应用。与此形成鲜明对比的是,柴油车均未采用机外净化技术,主要是靠发动机性能优化(EM, Engine Modification)即所谓机内净化来控制排放。

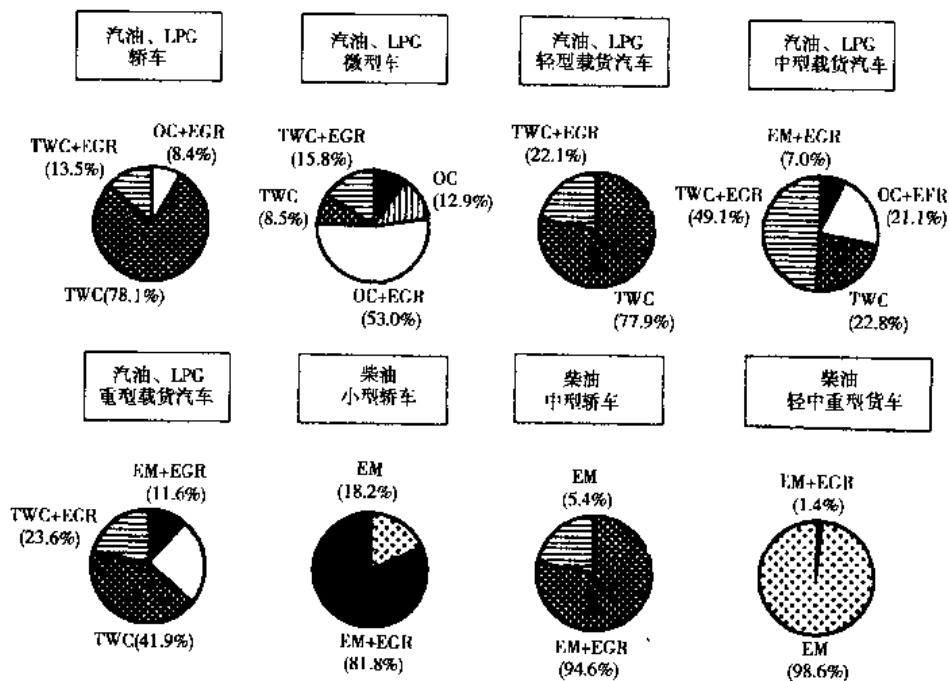


图 10-3-20 不同排放控制技术的应用状况(日本 1992 年新车)

汽油机排气后处理技术主要包括热反应器、催化转化器,而催化转化器又可分为氧化型、还原型、氧化还原(三元)型以及稀燃型。

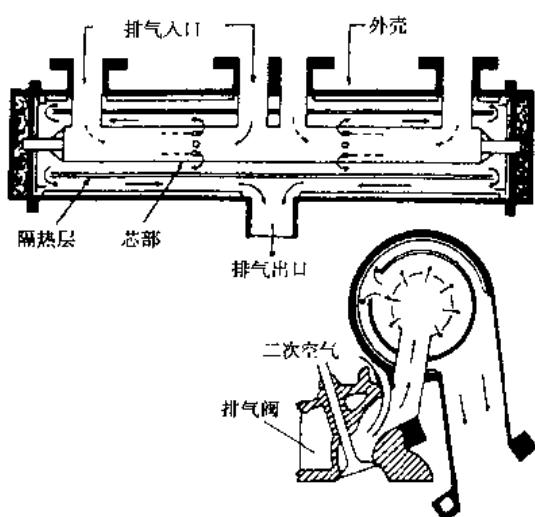


图 10-3-21 排气热反应器

## 1) 热反应器

汽油机工作过程中的不完全燃烧产物 CO 和 HC 在排气过程中可以继续氧化，但必须有足够的空气和温度以保证其高的氧化速率。如图 10-3-21 所示，在靠近排气总管出口处装有热反应器，它有较大的容积和绝热保温部分，使反应器内部温度高达 600~1000°C。同时在靠近排气门处喷入空气（即二次空气），以保证 CO 和 HC 氧化反应的进行。这种系统若设计匹配合理，可得到 50% 以上的净化效率，但对 NO<sub>x</sub> 无净化效果。为保持较高的排气温度，一般要加浓空燃比以及推迟点火提前角，但这会导致燃油消耗率升高。

20 世纪 70 年代到 80 年代，热反应器在国外汽油车上采用的较多，随着净化效率更高的催化器特别是三元催化器的普及，现在新生产的汽车上已很少采用热反应器。

由于摩托车的排气后处理装置要求结构简单和成本低廉，并且摩托车的主要排放污染物是 CO 和 HC，因而热反应器在摩托车上仍有比较广泛的应用。

## 2) 催化转化器结构与工作原理

催化剂可以提高化学反应速度及降低反应的起始温度，而本身在反应中并不消耗。催化转化器是目前各类排气后处理技术中应用最广泛的技术。

## (1) 催化转化器的结构

催化转化器也简称为催化器，如图 10-3-22 所示，由壳体、减振层、载体及催化剂涂层 4 部分组成。而所谓催化剂是指涂层部分或载体和涂层的合称。催化剂是整个催化转化器的核心部分，它决定了催化转化器的主要性能指标。

① 壳体 催化器壳体由不锈钢板材制成，以防因氧化皮脱落造成催化剂的堵塞。为保证催化器的反应温度，许多催化器的壳体做成双层结构。为减少催化器对车底板的高温辐射或防止进入加油站时催化器炽热表面引起火灾，以及避免路面积水飞溅对催化器的激冷损坏和路面飞石造成的撞击损坏，壳体外面还装有半周或全周的隔热罩。

② 减振层 减振层一般有膨胀垫片和钢丝网垫两种，起减振、缓解热应力、固定载体、保温和密封作用。膨胀垫片由膨胀云母即蛭石（45%~60%）、硅酸铝纤维（30%~45%）以及粘接剂组成。膨胀垫片和钢丝网的温度特性如图 10-3-23 所示。膨胀垫片具有较好的温度特性在第一次受热时体积明显膨胀，而在冷却时仅部分收缩，这亲就使金属壳体与陶瓷载体之间的缝隙完全胀死并密封，而钢丝网（图 10-3-23 中不锈钢及康因镍合金）则随温度的上升而收缩。

③ 载体 早期的催化剂曾采用氧化铝（Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>）的球状载体，这种载体存在磨损快、阻力大的缺点，目前在汽车催化器中已不采用。美国康宁（Corning）公司于 70 年代初发明了陶瓷蜂窝载体，并很快占据了车用催化器载体的主导地位。据统计，目前世界上车用催化器载体的 90% 是陶瓷载体，其余为金属载体，而陶瓷载体年产量的 95% 以上由康宁公司和日本 NGK 公司生产。

蜂窝陶瓷载体和金属载体的主要性能参数如表 10-3-2。陶瓷载体采用堇青石（2Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>·2MgO·5SiO<sub>2</sub>）材料挤压成型烧结而成，金属载体则采用不锈钢波纹板卷制而成。加大孔密度可以提高催化反应表面积，孔密度一般为 200~600 cpi（孔/平方英寸）。目前最常用的陶瓷载体是 400 cpi，而 900 cpi 甚至 1 200 cpi 及壁厚 0.05mm

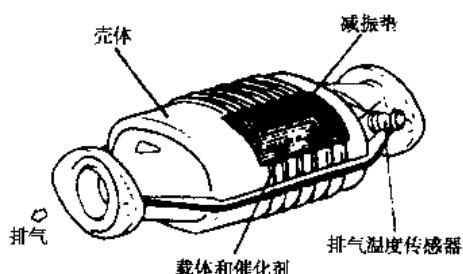


图 10-3-22 催化转化器结构及组成

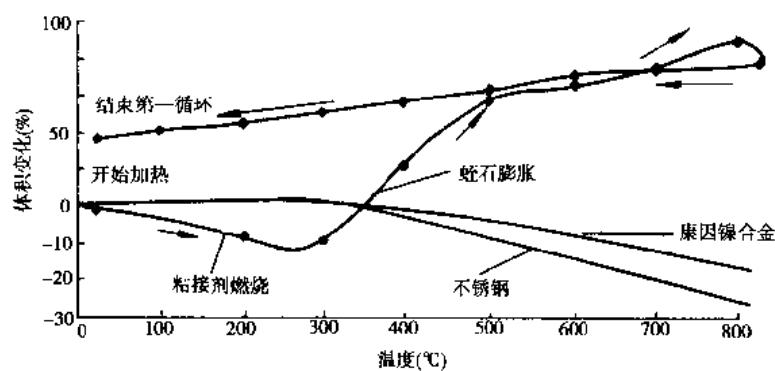


图 10-3-23 减振层的温度特性

的陶瓷载体最近已开发成功。金属载体具有几何表面积大、流通阻力小、加热快和机械强度高的优点，但由于成本高，目前主要应用于紧凑耦合催化器和摩托车用催化器。

④涂层 如图 10-3-24 所示，在载体孔道的壁面上涂有一层非常疏松的活性层 (Washcoat)，即催化剂涂层。它以  $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$  为主，其粗糙多孔的表面可使比表面积达  $2.5\sim40\text{m}^2/\text{g}$ 。在涂层表面散布着作为活性材料的贵金属，一般为铂 (Pt)、铑 (Rh) 和钯 (Pd)，以及作为助催化剂成分的铈 (Ce)、镧 (La)、钡 (Ba) 等稀土材料或贱金属材料。助催化剂主要用于提高催化剂活性和高温稳定性，以及降低催化反应温度，其用量约为涂层质量的 10%~30%。

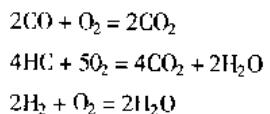
#### (2) 催化剂的分类及工作原理

表 10-3-2 载体的种类及性能指标

	金属载体	陶瓷载体
形 状 特 性	<p>孔道形状</p>	
几 何 表 面 积	38.8	26.8
开 口 率	90.3	75.0
材 料	不锈钢	堇青石
导热系数 (J/S·cm·k)	$16.7 \times 10^{-2}$	$12.5 \times 10^{-3}$
热膨胀系数 (L/K)	$11.0 \times 10^{-6}$	$0.6 \times 10^{-6}$
比热 (J/g·k)	0.50	0.84

按工作原理不同，催化剂可分为氧化型催化剂、还原型催化剂、二元催化剂和稀燃催化剂。目前单纯还原型的催化剂已很少，稀燃催化剂将在后面介绍，而最常用的氧化型催化剂和三元催化剂的主要反应如下：

氧化型催化剂 (OC, Oxidation Catalyst)：



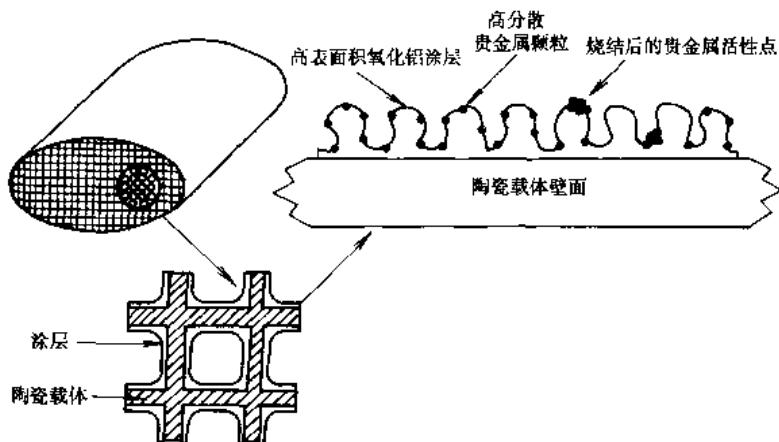
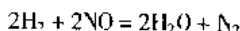
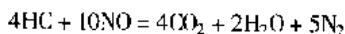
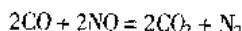


图 10-3-24 载体及涂层的细微构造

三元催化剂(TWC, Three Way Catalyst):



在氧化型催化剂中, CO 和 HC 与氧气进行氧化反应, 生成无害的  $\text{CO}_2$  和  $\text{H}_2\text{O}$ , 但对  $\text{NO}_x$  基本无效; 而在三元催化剂中, CO 和 HC 互为氧化剂和还原剂, 生成无害的  $\text{CO}_2$ 、 $\text{H}_2\text{O}$  及  $\text{N}_2$ 。

不同贵金属成分对排气污染物的催化净化效果是不同的。图 10-3-25 给出了单用 Pt、Rh 或 Pd 作成的催化剂对不同排气污染物的转化效率。对于 CO 和 HC, 三种贵金属成分在化学计量比 ( $\phi_a = 1$ ) 附近都表现出高的转化率, 在  $\phi_a > 1$  的稀空燃比区域, Rh 对 HC 的转化率低于 Pt 和 Pd, 而对于  $\text{NO}_x$ , Rh 表现出明显的优势。Pd 尽管在新鲜状态时活性很好, 但由于其晶格结构易容纳杂质, 因而易被化学毒化, 特别是易被 Pb 毒化, 同时易高温劣化。

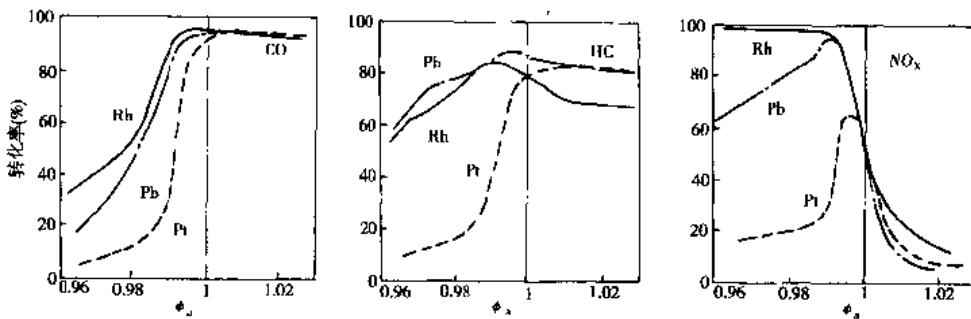


图 10-3-25 铂、铑和钯的催化特性(新催化剂)

实际催化剂中, Pt 和 Pd 主要催化 CO 和 HC 的氧化反应, Rh 用于催化  $\text{NO}_x$  的还原反应。但为了满足对催化剂综合性能指标的要求, 两种贵金属成分往往是搭配使用的。

Pt、Pd 和 Rh 在矿石中的比率为 100:40:8, 以共生矿的形式存在, 仅南非和俄罗斯(约 10%)生产。加之 Pt/Rh 系的二元催化剂得到了最广泛的应用, 导致 Pt 和 Rh 的价格居高不下, 而 Pd 价格比较便宜。为了综合平衡地利用贵金属资源以及降低催化剂成本, 用 Pd 替代 Pt 和 Rh 一直是国内外的一个热点研究方向。Pd 催化剂易中毒和不耐高温的缺点可以通过改进催化剂组分和制造工艺来弥补, 但  $\text{NO}_x$  转化率低的问题目前改善难度较大。我国具有丰富的稀土资源, 70 年代起, 我国研究者与国外同行几乎同时开展了车用稀土催化剂的研制。大量实车试验结果表明, 纯稀土催化剂对 CO 和 HC 有一定的转化效率, 但对  $\text{NO}_x$  的转化效率明

显低于贵金属催化剂，且寿命较短，难以满足目前严格的排放法规。

### 3) 催化转化器的性能及评价

#### (1) 转化效率

催化器的转化效率(简称转化率)定义为：

$$\eta_i = \frac{C(i)_1 - C(i)_2}{C(i)_1} \times 100\%$$

式中： $\eta_i$ ——排气污染物  $i$  在催化器中的转化效率；

$C(i)_1$ ——排气污染物  $i$  在催化器入口处的浓度；

$C(i)_2$ ——排气污染物  $i$  在催化器出口处的浓度。

#### (2) 空燃比特性

催化剂转化效率的高低与发动机的空燃比  $\alpha$  或过量空气系数  $\phi_a$  有关，转化效率随空燃比的变化称为催化剂的空燃比特性(Sweep)，如图 10-3-26 所示。由图可知，三元催化器在化学计量比( $\phi_a = 1$  或  $\alpha = 14.5 \sim 14.7$ )附近的狭窄区间内对 CO、HC 和 NO<sub>x</sub> 的转化效率同时达到最高，这个区间被称为“窗口”(Window)。在实际使用中为保证催化剂在这个高效窗口内工作，需要如图 10-3-27 所示的闭环电子控制燃油供给系统和氧传感器。窗口越宽，则表示催化剂的实用性能越好，同时也对电控系统控制精度的要求越低。

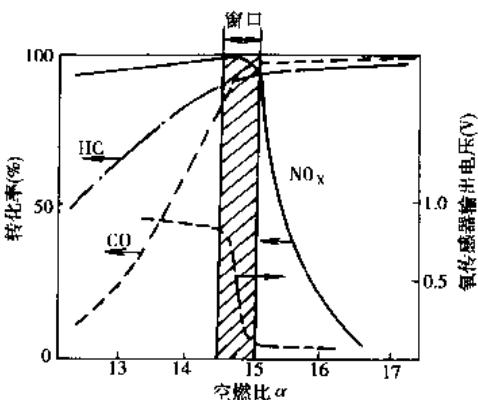


图 10-3-26 三元催化器空燃比特性

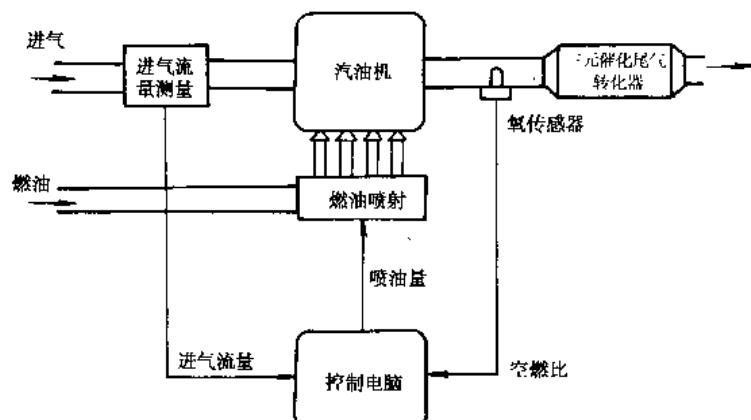


图 10-3-27 闭环电控系统与三元催化器

开环电子控制燃油供给系统无法保证空燃比的精确控制，因而即使装用三元催化器也不能达到高的净化效果。图 10-3-28 给出了一个实例，开环电控系统的净化效率平均为 60% 左右，而使用同样催化剂的闭环电控系统的平均净化率可达 95%，当然，在装用氧化型催化剂时可使用开环电控系统。

#### (3) 起燃特性

催化剂转化效率的高低与温度有密切关系，催化剂只有在达到一定温度以上时才能开始工作(即起燃)。催化转换器的起燃特性有两种评价方法，一种称为起燃温度特性(Light-off Temperature)，如图 10-3-29 所示。它表示了转化率随催化器入口温度  $T_i$  的变化，而转化率达到 50% 时所对应的温度称为起燃温度  $T_{50}$ 。显然  $T_{50}$  越低，催化器在汽车冷起动时越能迅速起燃，因此  $T_{50}$  一直是催化器活性的重要特征值。起燃温度特性是在化学试验室或发动机台架上测取的。

另一种评价催化器起燃特性的方法称为起燃时间特性(Light-off Time)，它可以在实车上或发动机台架上进行，即控制车辆或发动机以一定的工况循环运转，将达到 50% 转化率所需要的时间称为起燃时间  $\tau_{50}$ 。

#### (4) 空速特性

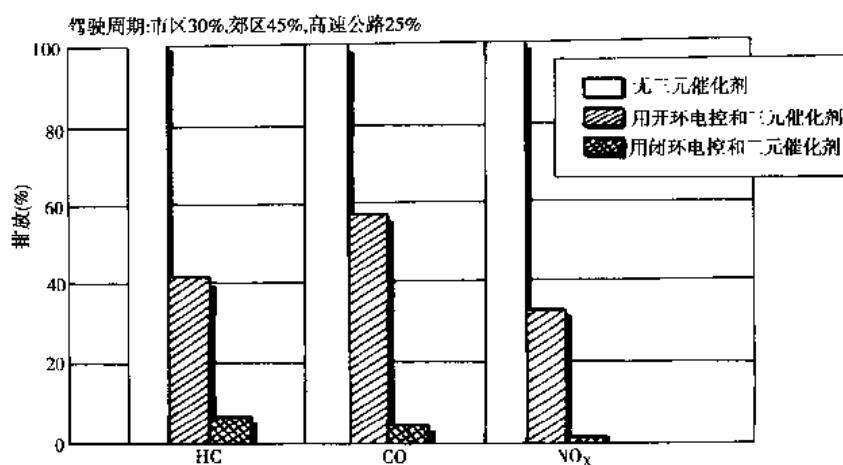


图 10-3-28 开环电控与闭环电控的净化效果对比

空速为空间速度的简称(SV, Space Velocity),被定义为每小时流过催化剂的排气体积流量(换算到标准状态)与催化剂容积之比,其单位为  $1/h$ 。转化效率随空速 SV 的变化称为催化剂的空速特性,如图 10-3-30 所示。

空速越高,反应气体在催化剂中停留的时间越短,会使转化效率降低;但同时由于反应气体流速和湍流度的增加,有利于反应气体向催化剂表面的扩散以及反应后成分的脱附。因此,在一定范围内,转化效率对空速的变化并不敏感。

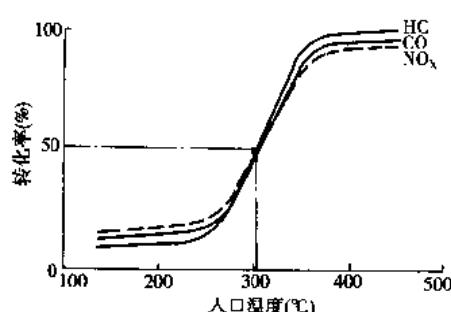


图 10-3-29 三元催化转换器的起燃温度特性

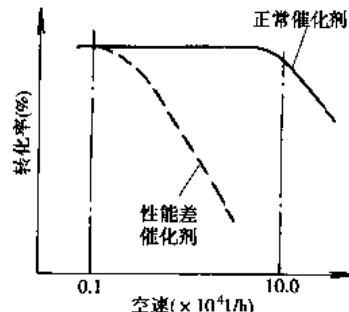


图 10-3-30 催化剂的空速特性

汽车在不同工况行驶时,催化剂的空速将在很大范围内变化,怠速时, $SV = 3000 \sim 6000 1/h$ ,而高速行驶(发动机全负荷)时, $SV = 120000 \sim 150000 1/h$ 。性能好的汽车催化剂至少在  $SV = 100000 1/h$  内保持高的转化率,性能差的催化剂尽管在低空速(如怠速)时可以有很高的转化效率,但随空速的提高很快下降如图 10-3-30 中虚线所示,实际行驶时的转化效率是很低的。因而仅用怠速工况评价催化剂的活性是不全面的。

在催化剂实际应用中,希望用较小体积的催化剂实现高的转化率,以降低催化剂成本及减小安装空间,这就要求催化剂有很好的空速特性。一般,催化剂容积与发动机排量之比为  $0.5 \sim 1.0$ ,这主要是根据催化剂的空速特性以及要求达到的排放性能指标来确定的。

#### (5) 流动特性

车用催化转化器的流动特性主要是指流动阻力和流速分布特性。流动阻力增大了发动机的排气背压,使排气过程的推出功增加,背压过大还会使残余废气量增大,充气效率降低,引起燃烧热效率下降,这些都使发动机的经济性和动力性降低。国外一般要求三元催化转化器对燃油消耗率和输出功率的负面影响均在 2% 以内,我国有关催化器的技术要求中暂定为不超过 3% ~ 5%。所以,探讨车用催化转化器流动阻力的影响因素,研究减小流动阻力的途径是十分必要的。

引起催化器压力损失的主要原因是:气流与催化器壳体壁面的流动摩擦;入口处和出口处的局部旋流引起的气流剪切和变向;载体小孔中的流动摩擦。从这些原因出发进行分析,影响催化器流动阻力的因素应该有以下几

个方面(催化器各部件的名称可参照图 10-3-31):

①催化器入口扩张管和出口收缩管的形状,影响流速分布和局部旋涡的形成;

②载体的孔密度和壁厚,影响总的流通面积和通道中的气流形态;

③涂层的厚度,增加了壁厚,与涂层的成分和挂浆工艺有关;

④载体的截面积和长度,在相同的载体体积时,较大的截面积有利于减小阻力;

⑤催化器入口管和出口管的长度及直径,受整个排气系的制约,改变余地不大。

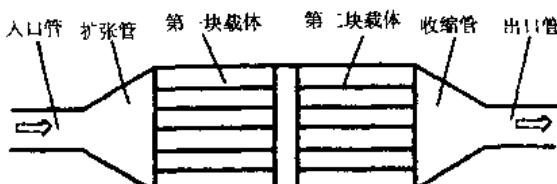


图 10-3-31 影响催化器流动阻力的各种因素

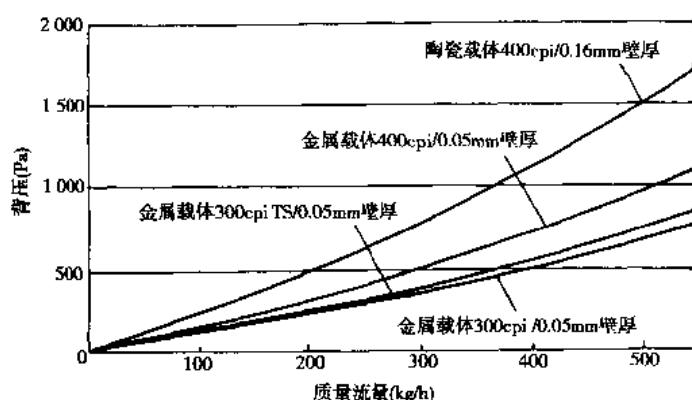


图 10-3-32 金属载体与陶瓷载体的流动阻力对比

图 10-3-32 表示了采用不同载体时催化器流动阻力对比。相同孔密度的条件下,金属载体的流动阻力比陶瓷载体约低 1/3。

催化器的流动特性还应包括流动截面上的速度分布均匀性。流速分布不均匀,不但影响流动阻力,而且会造成载体中心区域的流速及温度过高,导致催化剂沿径向的劣化程度不均匀,缩短了催化剂整体的寿命,并且过大的温度梯度会使陶瓷载体破裂。

#### (6) 催化剂的耐久性

催化剂经长期使用后,其性能将发生劣化,亦称失活。国外一般要求新车用催

化剂在使用 8 万 km 后整车排放仍能满足法规限值。国内外几十年来的研究开发经验表明,开发一种高活性的催化剂并不很难,难的是同时具有较长的使用寿命。

催化剂失活有表 10-3-3 所示的 4 种类型,即高温失活、化学中毒、堵塞与机械损伤 4 类。化学中毒的来源主要是燃料和润滑油中的 Pb、S 和 P,毒物主要吸附在催化剂活性表面上,并形成一种化学吸附络合物,催化剂在含 Pb 气氛中工作几十小时就会完全丧失活性。通过严格限制燃料和润滑油中的有害成分含量可以将化学中毒控制到最小。表中第 3 类和第 4 类的失活,随着现代催化剂以及发动机制造水平的不断提高,在国外已不是主要难题,因而高温失活是目前汽车催化剂最主要的失活方式。

表 10-3-3 车用催化剂的失活机理

高温失活	化学中毒	结焦与堵塞	机械损伤
活性组分高温烧结	不可逆吸附或发生表面反应(如 P、S、Pb、Hg、Zn、Cu 等)	含碳的沉积物	热冲击
涂层中的 $\gamma$ -Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> 高温下变为 $\alpha$ -Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>		结焦等	物理性破碎
陶瓷载体发生高温烧结			

高温失活是一种复杂的物理化学过程。在高温条件下,散布均匀的细小的贵金属颗粒以及助催化剂成分聚合成大颗粒,导致活性下降。在 800℃ 以上,涂层中的  $\gamma$ -Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> 转化为  $\alpha$ -Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>,结果使催化剂的活性表面大大减少。温度更高时(>1000℃)陶瓷载体也会发生烧结或烧塌现象。实际中引起催化器高温失活的原因有:

①发动机失火使未燃混合气在催化剂中发生剧烈氧化放热反应;

②汽车连续高速大负荷运行;

③为减少冷起动排放而紧靠发动机设置的初级催化剂处于更严酷的高温氛围中工作。

对催化剂的寿命评价,在实际装车道路考核之前,国外广泛采用快速老化方法。可以在发动机台架上用数十至一百小时的快速老化试验筛选不同方案的催化剂以减少道路试验工作量。

4) 催化转化器的匹配

实际使用中,催化转化器是与发动机以及汽车组合成一个完整的排放控制系统来起作用的,这就存在一个各部之间的匹配优化问题。催化器性能再好,如果系统不能给它提供一个合适的工作条件(如空燃比、温度及空速等),催化器则不能高效率地净化排气污染物;反之,催化器在设计时,也应根据具体车型原始排放水平的不同、要满足的排放法规的不同、对动力性和经济性等指标的不同要求等条件来确定设计方案。

在排放法规已非常严格的今天,不装催化器的汽油车已无法满足法规要求;但如果作很好的匹配,即使装上最好的催化器,也难以通过排放检测。根据国外大量实例来看,欧洲 I 到欧洲 III 法规的主要对策技术仍是电控燃油喷射加三元催化剂,只是其匹配水平和控制精度要更高。

催化器的匹配主要包括:

- ① 催化器与发动机特性的匹配;
- ② 催化器与电子控制燃油喷射系统的匹配;
- ③ 催化器与进排气系统的匹配;
- ④ 催化器与燃料及润滑油的匹配;
- ⑤ 催化器与整车设计的匹配。

所谓催化器与燃料及润滑油的匹配是指:对于油品中杂质含量(Pb、S、P 等)尚未实行控制的地区,应选用抗中毒劣化性好的催化剂。另外,催化器与排放法规之间也应有合理的对应关系。如仅为满足以 HC 和 CO 的控制为目标的排放法规,则可选用氧化型催化器;再如,为满足带有城郊高速行驶工况的排放测试程序,应选用空速特性好的催化器。实际上,汽车和催化器厂家并不单纯追求催化器性能越高越好,而是更注重催化器性能恰好满足当时的排放法规。因为催化器性能越好,往往是贵金属含量越高,因而成本越高。

总之,催化器的匹配是一项交叉于汽车、材料和化学等不同领域的涉及范围很广的技术,由于篇幅有限,仅就以下几点为例,对催化器的匹配问题作一简单介绍。

#### (1) 催化器与电控喷油系统的匹配

电控喷射汽油机在闭环状态下工作时,空燃比总是在某一目标空燃比(由闭环电控喷射系统和氧传感器保证)附近波动,这种波动对三元催化剂的性能会有很大的影响。而一般化油器发动机(闭环电控补气方式除外)中不存在这种波动,因而在匹配时可以不考虑空燃比波动的影响。一般将空燃比波动情况下的催化剂性能称为催化剂的动态特性,而无波动时的则称为静态特性。

从闭环电控喷射发动机的角度来讲,其闭环空燃比波动的幅值、频率及波形是由闭环控制方法及控制参数等决定的,在确定其闭环控制参数时,也是以尽量提高三元催化剂的转化效率作为前提的。因此在进行三元催化剂与闭环电控喷射发动机匹配时,需要先对三元催化剂在空燃比波动条件下的活性进行评价。

图 10-3-33 所示为同一催化剂在不同波动条件时的空燃比特性,其中图 a) 为波幅 = 0.3, 频率 = 1.5Hz(电

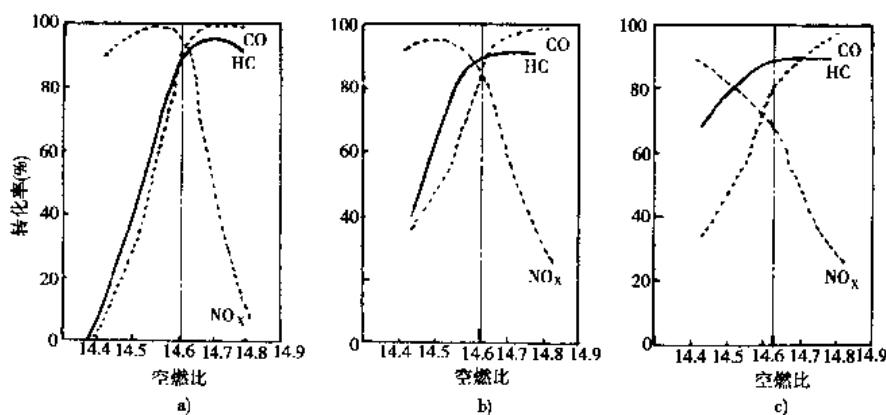


图 10-3-33 空燃比波动特性对催化剂转化率的影响

控多点喷射系统);图 b) 为波幅 = 0.5、频率 = 1.0Hz(电控单点喷射系统);图 c) 为波幅 = 1.0、频率 = 1.0Hz(电控化油器)。显然,不同波动条件时的最高转化率及窗口宽度都明显不同。由于电控喷射系统的波动特性是

可以调整的,所以对于既定催化剂,可以通过改变闭环电控系统的空燃比波动特性来改善其最高转化效率或选择窗口;而对于空燃比波动特性已定的电控系统也可以根据其频率和幅值来选择合适的催化剂。

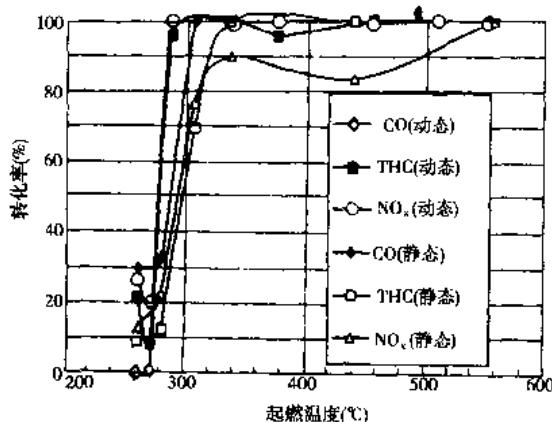


图 10-3-34 空燃比波动对起燃温度特性的影响

其频率和幅值来选择合适的催化剂。

## (2) 催化器的冷起动特性

目前国内许多研究开发的实例表明,即使采用了三元催化剂加闭环电控系统也未必能通过工况法排放测试。究其原因,催化剂在工况法排放检测中不能迅速达到起燃状态是一个重要影响因素。图 10-3-35 给出

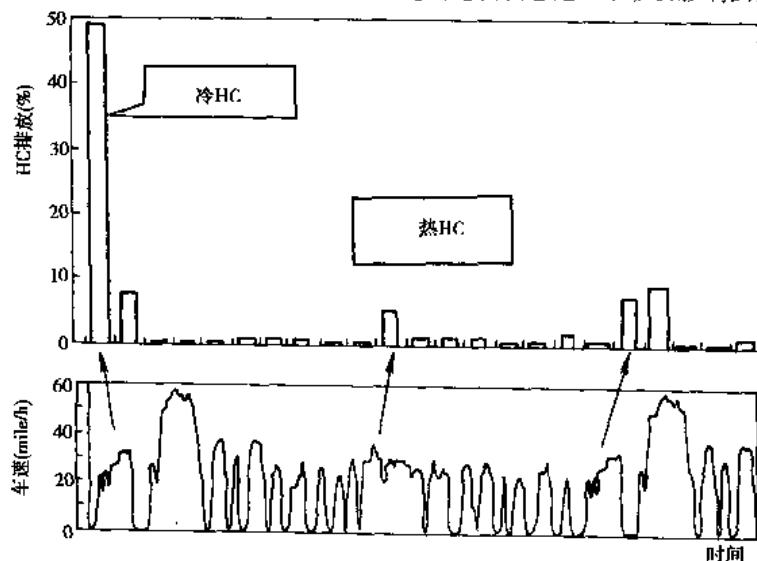


图 10-3-35 工况法测试中 HC 排放的特点

的按美国 LA4 工况法测试的例子表明,冷起动期间的 HC 排放达到了近 50%。近年来,随着排放法规的不断加严和工况法测试中排放总量的不断降低,冷起动 HC 的比例也不断增大,如表 10-3-4 所示,在 FTP 测试循环的第一阶段,HC 排放已达到 80% 左右,CO 和 NO<sub>x</sub> 也分别达到 45% 和 60%。

表 10-3-4 FTP 排放测试中不同阶段的排放百分比

排气成分	冷起动后 0~505s	冷起动后 505~1372s	热起动后 0~505s
HC(%)	80	5	15
CO(%)	45	15	40
NO <sub>x</sub> (%)	60	25	15

催化剂能否尽快起燃的问题,不仅前述的与催化剂的起燃温度特性有关,而且与催化器的热惯性、排气系统设计、发动机燃烧特性等因素有关。因此,如何使催化器在冷起动阶段快速起燃已成为满足排放法规的关键问题,也是现阶段国外汽油车排放控制研究的热点问题。

为使催化器快速起燃,发动机和电控系统也应采取相应的对策,如提供合适的空燃比和点火提前角,以及排气系统的保温及低热惯量设计等。另外,电加热催化器(EHC)也可以快速起燃,但由于要附加一套加热及控制装置,系统复杂并要额外耗能,因而其实用化受到限制。近年来,以降低冷起动排放为目标,整个发动机排放控制系统向着更高的控制精度、起燃特性更优良的催化器、多级组合式催化器系统、优化的流动传热传质性能方向发展。

### (3) 催化器与排气系统的匹配

排气系统对发动机性能的影响主要是通过压力波对扫气干扰而产生的,其影响程度随排气管长度而变化。而催化器的安装位置会显著影响排气系统的这种波动效应,进而也对发动机的动力性和经济性造成显著影响。因此,在采用催化器时必须对发动机排气系统进行重新设计,以达到催化器与排气系统的良好匹配。匹配中主要应考虑的影响因素是排气总管和排气歧管的尺寸,以及进排气相位。

图 10-3-36 所示为采用模拟计算方法得出的某一发动机外特性转矩随排气总管长度的变化。催化器是安装在排气总管之后,总管长度变化反映了催化器的安装位置变化。从计算结果可以看出,随排气总管长度的变化,不同转速时的最大转矩有明显变化,特别是在 3 000r/min 时,最大转矩在 155~167N·m 范围内变化,即有高达 7% 的影响。另外,安装位置还会影响发动机的燃油经济性和排气噪声。

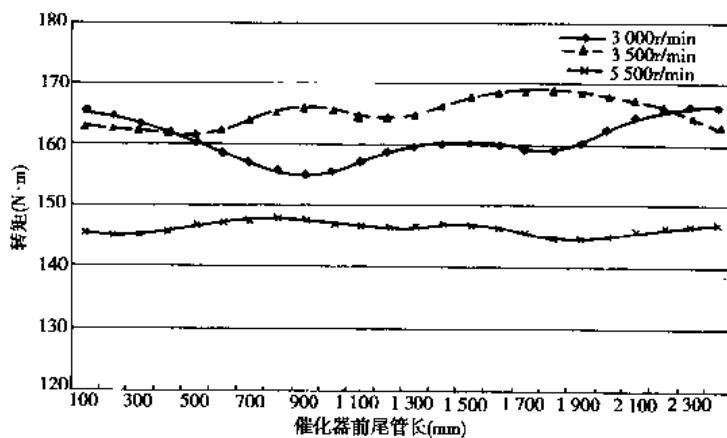


图 10-3-36 催化器安装位置对发动机转矩的影响

### 5) NO<sub>x</sub> 吸附还原催化剂

稀燃汽油机在大部分工况下处于大于化学计量比的过稀状态下工作,一般三元催化剂无法适用。尽管有多种可能用于稀燃汽油机的催化剂方案,包括后述用于柴油机 NO<sub>x</sub> 的各种催化剂,但现在已实用化并成功地应用于缸内直喷式汽油机的主要还是 NO<sub>x</sub> 吸附还原催化剂。

如图 10-3-37 所示,吸附还原催化剂的活性成分是贵金属和碱土金属或稀土金属。当发动机在稀燃状态工作时,排气中处于氧化气氛,在贵金属 Pt 的催化作用下,NO 与 O<sub>2</sub> 反应生成 NO<sub>2</sub>,并以硝酸盐 MNO<sub>3</sub>(M 代表金属)的形式被吸附在碱土金属表面,同时,CO 和 HC 被氧化反应成 CO<sub>2</sub> 和 H<sub>2</sub>O 后排出催化器。而当发动机在化学计量比或浓混合气状态下运转时,硝酸盐 MNO<sub>3</sub> 分解析出的 NO<sub>2</sub> 和 NO 与 CO、HC 及 H<sub>2</sub> 反应,生成 CO<sub>2</sub>、H<sub>2</sub>O 和 N<sub>2</sub>,同时使碱土金属得到再生。

### 10.3.3 非排气污染物控制

如前所述,在汽车所排放到大气中的 HC 总量中,20% 来自曲轴箱窜气,20% 来自燃油系统蒸发,其余 60% 来自排气管,因此,控制和消除非排气污染物排放也是十分必要的。

#### 1) 曲轴箱强制通风装置

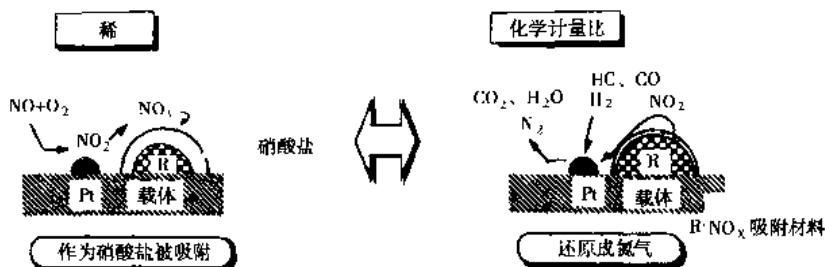


图 10-3-37 吸附还原催化剂的工作原理

曲轴箱窜气是指在压缩过程和燃烧过程中由活塞与气缸之间的间隙窜入曲轴箱的油气混合气和已燃气体，与曲轴箱内的润滑油蒸气混合后，由通风口排入大气的污染气体。

曲轴箱窜气的具体成分，一般与设计制造水平及磨损状态有关，但大致可以认为有 20%~25% 是燃烧后的废气，其余是燃料与空气的混合气。柴油机的窜气中未燃成分较少，而汽油机属于预混均质混合气燃烧，因而窜气中含有较浓的未燃 HC。

曲轴箱强制通风(PCV)系统如图 10-3-38 所示，新鲜空气由空滤器进入曲轴箱，与窜气混合后，经 PCV 阀进入进气管，与空气或油气混合气一起被吸人气缸燃烧掉。PCV 阀可随发动机运转状况自动调节吸人气缸的窜气量。在怠速和小负荷时，由于进气管真空度较高，阀体被吸向上方(进气管侧)，阀口流通截面减少，吸人气缸的窜气量减少，以避免混合气过稀，造成燃烧不稳定或失火；而在加速和大负荷时，窜气量增多，而进气管真空度变低，在弹簧作用下阀体下移，阀口流通截面增大，使大量的窜气进入气缸被燃烧掉；当发动机高速大负荷运转时，一旦窜气量过多而不能完全被吸净时，部分窜气会从闭式通气口倒入空滤器，经化油器被吸入进气管。

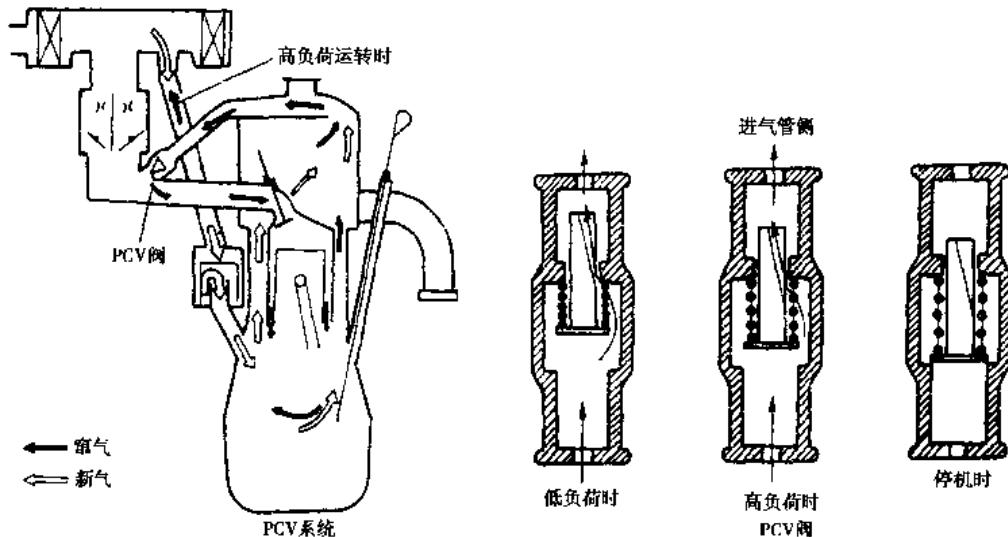


图 10-3-38 闭式曲轴箱强制通风系统

同时，PCV 阀能使曲轴箱内始终保持负压，因而可以减缓润滑油窜入燃烧室(即窜机油)和通过密封面的渗漏，而窜入燃烧室中的机油是排气中 HC 和微粒的重要成因。

## 2) 燃油蒸发控制系统

所谓燃油蒸发是指由化油器浮子室、空气滤清器、油箱和燃油系统管接头处蒸发并排向大气的燃油蒸气。由于汽油的挥发性远强于柴油，因而一般所说的燃油蒸发污染主要是指汽油车。

燃油蒸发也是一种燃料的损失，因而也称为蒸发损失。一般认为这种蒸发损失主要来源于以下三种情况：

(1) 昼间换气损失 汽车在昼夜连续停车时,在周围环境温度的影响下,燃油系统所排放的蒸发损失,主要与昼夜的温差有关。

(2) 运转损失 汽车在行驶期间,燃油系统所排放的蒸发损失,主要与环境温度及行驶工况有关。

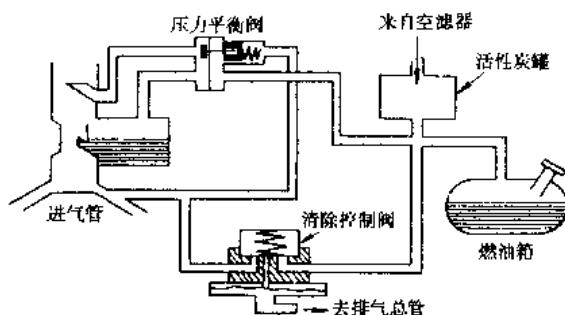


图 10-3-39 燃油蒸发控制系统

(3) 热浸损失 汽车行驶后停车时,高温的发动机突然失去了自然冷却,使得化油器浮子室内油温骤升,由此产生的蒸发损失。

由于绝大部分的汽油蒸发来自化油器和油箱,因而目前的燃油蒸发控制措施主要针对这两方面。最常用的是活性炭罐式油蒸气吸附装置,其工作原理如图 10-3-39 所示。由浮子室和油箱蒸发出来的油蒸气,流入炭罐被活性炭所吸附,这一过程称为吸附过程。当发动机工作时,在进气管真空度作用下控制阀开启,被活性炭吸附的油蒸气与从炭罐下部进入的空气一起被吸入进气管,最后进入气缸被燃烧掉,而同时活性炭得到再生,这一过程称为脱附过程。

活性炭是一种由石墨晶粒和无定形炭构成的微孔物质,由于内部有着大量  $10^{-6} \sim 10^{-8} \text{ m}$  的微孔,因而具有很大的比表面积( $500 \sim 2000 \text{ m}^2/\text{g}$ ),这就是活性炭吸附能力很高的原因。活性炭对物质吸附具有选择性,燃油蒸气通过活性炭时,其中的 HC 成分几乎完全被吸附,而空气则基本不被吸附。

现代车用汽油机中已开始应用电控燃油蒸发控制系统。其系统框图如图 10-3-40 所示。系统中电磁式清除阀 4 的开启时间和开度由电控单元 1 通过脉宽调制电流控制。泄漏检测泵 5 用来进行系统密封性的车载诊断,它是一个由电控单元 1 驱动的膜片泵。如果蒸发控制系统无泄漏,检测泵 5 工作将引起系统压力提高,使膜片脉动周期延长,直至超过规定值;如果系统有泄漏,脉动周期将始终不会超过规定值。

对于如何控制汽车在加油过程中的燃油蒸发问题也在加紧研究中。美国联邦环保署(EPA)颁布的法规中已要求 1998 年生产的新车分阶段安装回收率为 95% 以上的加油蒸发控制装置。

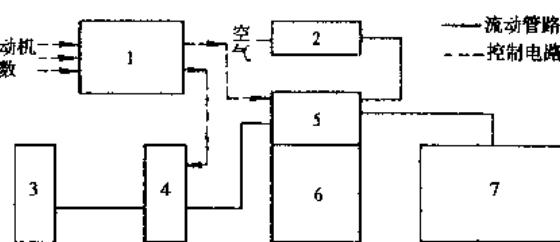


图 10-3-40 电控燃油蒸发控制系统方框图

1-电控单元;2-清除空气滤清器;3-发动机进气歧管;4-电磁式清除阀;5-泄漏检测泵;6-活性炭罐;7-燃油箱

(撰稿人:王建昕 庄人隽)

## 10.4 柴油机排放污染物净化技术

与汽油车的排放控制相比,柴油车的排放控制难度更大,目前有效对策不多,特别是排气后处理技术还未达到实用阶段,主要依靠有限的机内净化技术来降低排放污染。但伴随着近年来燃烧过程的深入研究和电子控制技术的普遍应用,一批很有应用前景的新的排放对策技术已相继出现。

### 10.4.1 概述

#### 10.4.1.1 柴油机与汽油机排气净化技术的不同之处

柴油机的燃烧过程与汽油机有很大不同。柴油机以扩散燃烧为主,过量空气系数  $\phi_a$  可  $1.2 \sim \infty$  之间变化,采用较高的压缩比( $\epsilon = 16 \sim 24$ ),无进气节流损失;而汽油机采用预混合燃烧方式,为保证正常着火和燃烧,要求  $\phi_a = 0.8 \sim 1.2$ ,为防止爆震, $\epsilon < 12$ (一般在 10 以下),主要混合气形成在机外进行,往往存在着较大的进气节流损失。

由此造成了柴油机与汽油机排放特性的不同。柴油机的 CO 和 HC 排放相对汽油机要少得多, 不到汽油机的  $1/10$ , 即只有汽油机安装三元催化器后的水平。柴油机 NO<sub>x</sub> 排放, 在大负荷时接近于汽油机的水平, 而中小负荷时明显低于汽油机, 因而总体水平略低于汽油机。而柴油机排放的微粒和黑烟却是汽油机的几十倍甚至更多。因而现阶段柴油机排放控制的重点是微粒和 NO<sub>x</sub>, 而微粒和 NO<sub>x</sub> 的生成机理在很大程度上是截然相反的, 使得控制微粒排放和控制 NO<sub>x</sub> 排放的方法往往是相互矛盾的, 即存在如前所述的权衡(Trade-off)关系。

目前汽油机降低排放的主要技术是三元催化转化器, 在电控系统精确控制空燃比的条件下, 可使 CO、HC 和 NO<sub>x</sub> 同时降低 90% 以上, 这就大大减轻了对机内净化技术的要求。而柴油机是在过量空气条件下工作, 同时柴油机的排气中含有大量的微粒和硫氧化物 SO<sub>x</sub>, 这会造成催化器的堵塞和中毒失效, 因此柴油机无法使用三元催化器。这就导致了柴油机的排放控制主要靠混合气形成和燃烧过程的改善, 即主要靠机内净化技术的艰难局面。汽油机轿车由 1973 年开始实施对 NO<sub>x</sub> 的限制, 到 1978 年时, 已降到法规实施前的  $1/10$  以下; 而柴油机的 NO<sub>x</sub> 由 1975 年开始实施法规限制, 到 1995 年时, 用了 20 年才降到法规实施前的约 40%, 仍远高于汽油机。

但柴油机由于热效率高, 因而在燃油经济性方面具有明显的优势。图 10-4-1 给出了采用不同发动机的轿车的 NO<sub>x</sub> 比排放量和燃油经济性的对比。如果以目前占主流的化学计量比均质燃烧的汽油车为比较基准(图中 STD), 则柴油机的燃油经济性要比汽油机高 25%~40%。当然, 柴油机的这一优势已受到缸内直喷稀薄燃烧汽油机(DCI)的挑战, 目前 DCI 的燃油经济性已接近或达到了 IDI 柴油机的水平。因此, 柴油机应在保持高的热效率的同时努力降低 NO<sub>x</sub> 和微粒的排放污染。

#### 10.4.1.2 柴油机排放控制的对策技术

表 10-4-1 给出了降低柴油机 NO<sub>x</sub> 和微粒排放的对策技术, 总体上可分为改善燃烧、改进燃料和排气后处理三类。其中已实用化的改善燃烧的各项技术中有: 作为降低 NO<sub>x</sub> 的推迟喷油提前角、EGR 及改善喷油规律; 作为降低炭烟和微粒排放的增压技术和高压喷射。一些新型燃烧方法如柴油机的均质混合燃烧等也在研究开发中。柴油机排气后处理技术, 尽管还存在许多实用化的障碍, 但有可能在 2005 年~2010 年世纪初开始进入应用阶段。另外, 随着改善燃烧所造成的微粒排放的明显下降, 严格控制润滑油消耗量以降低微粒中由未燃润滑油带来的成分已变得非常重要。

图 10-4-1 不同轿车的 NO<sub>x</sub> 和燃油经济性

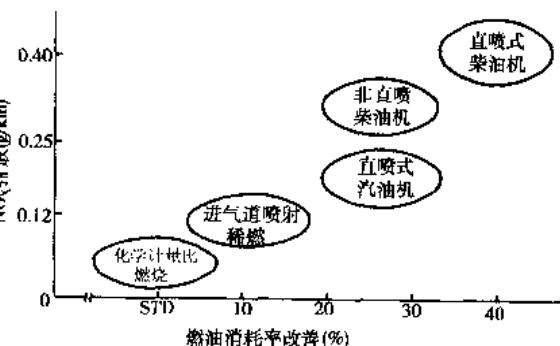


表 10-4-1 降低车用柴油机排放的技术措施

分 类	对 策 技 术	实 施 方 法	控 制 对 象
燃 烧	推迟喷油提前		NO <sub>x</sub>
	EGR	ECR、中冷 EGR、内部 EGR	NO <sub>x</sub>
	加水燃烧	进气喷水(水蒸气)、缸内喷水、乳化油	NO <sub>x</sub>
	燃烧室设计	各种燃烧室、设计参数优化、新型燃烧方式	NO <sub>x</sub> 、PM
	喷油规律改进	喷油规律曲线形状、预喷射、多段喷射	NO <sub>x</sub>
	高压喷射	电控高压喷射、共轨系统、泵喷嘴	PM
	进排气系统	进排气动态效应、可变进气涡流、多气门	PM
燃 料	增 压	增压、增压中冷、可变几何参数增压(VGS)	PM
	降低含硫量		PM
	含氧燃料	醇类燃料、二甲醚(DME)	PM
后 处 理	合 成 燃 料		PM
	后 处 理 装 置	氧化催化器、颗粒捕集器、NO <sub>x</sub> 还原催化器	PM、NO <sub>x</sub>
其 他	降 低 机 油 消 耗 率		PM

### 10.4.1.3 柴油机低排放燃烧过程的控制思路

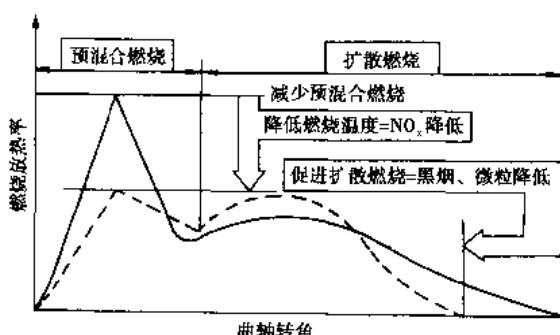


图 10-4-2 低排放柴油机燃烧过程控制思路

首先,为使  $\text{NO}_x$  和微粒同时降低并保证高的热效率,柴油机应采用如图 10-4-2 所示的燃烧过程控制思想,即由实线所示燃烧过程变为虚线所示燃烧过程。可以概括为两点,抑制预混合燃烧以降低  $\text{NO}_x$ ,促进扩散燃烧以降低微粒,这一指导思想将贯穿于以下各项排放控制技术措施中。

其次,每一种技术措施在降低某种排放成分时,往往效果有限,过度使用则会带来另一种排放成分增加或发动机动力性或经济性的恶化,因而实际中常常是几种措施同时并用。如推迟喷油提前角会使  $\text{NO}_x$  降低,但微粒排放增大,这时应同时采用加快燃

烧速度的其他措施以抑制微粒排放的增加和动力性经济性的恶化。

另外,具体采用何种措施应根据所要满足的排放法规来确定。例如,为了满足欧洲 I 阶段排放法规,可采用喷油压力为 80MPa 的高压喷射改造发动机混合气形成和燃烧过程,以及采用推迟喷油提前角等措施;而为了满足欧洲 II 排放法规,可进一步提高喷油压力到 90~100MPa,采用进气增压或增压中冷、EGR、低硫柴油以及降低机油消耗率等措施。

### 10.4.2 柴油机的机内净化技术

#### 10.4.2.1 推迟喷油提前角

与汽油机相似,在柴油机上通过推迟喷油提前角可以有效地抑制  $\text{NO}_x$  的排放。一般随喷油提前角的推迟, $\text{NO}_x$  显著降低,但同时燃油耗率和炭烟会随之恶化,即呈现出典型的权衡关系。

推迟柴油机喷油时间使  $\text{NO}_x$  排放量下降的主要原因有两个:一是使燃烧过程避开上止点进行,燃烧等容度下降,因而燃烧温度下降;二是越接近上止点喷油,缸内空气温度越高,着火落后期越短,使燃烧初期放热速率降低,导致燃烧温度降低。与汽油机推迟点火时间来降低  $\text{NO}_x$  的方法相比,第一个原因是相同的,第二个原因是汽油机所没有的。

值得一提的是,非直喷式柴油机(IDI)在推迟喷油提前角时, $\text{NO}_x$  与微粒之间有时并不出现权衡的关系。图 10-4-3 表示了对两种 IDI 柴油机排气微粒和  $\text{NO}_x$  的考察,A 为预燃室式柴油机,B 为涡流室式柴油机。当从标准喷油提前角开始推迟喷油时间时, $\text{NO}_x$  和微粒同时降低。但这时燃油经济性的恶化和 HC 排放的增加仍是不可避免的。

#### 10.4.2.2 柴油机 EGR 的效果及控制

如前所述,EGR 是降低汽油机  $\text{NO}_x$  排放的有效措施,这对于柴油机也是一样的。不过,除在一部分柴油机轿车和轻型车上已实用化外,在寿命和可靠性要求很高的人中型柴油车上目前采用 EGR 的并不多。

##### 1) EGR 的效果

由于柴油机排气中的氧含量相对汽油机要高得多,以及  $\text{CO}_2$  浓度要小得多,因而必须使用更大量的 EGR 才能有效地降低  $\text{NO}_x$ 。一般汽油机 EGR 率不超过 20%,而直喷式和非直喷式柴油机的 EGR 率可分别超过 40% 和 25%。

如图 10-4-4 所示,采用 EGR 可以使  $\text{NO}_x$  明显降低,其原因除由于大量惰性气体阻碍了燃烧的快速进行以及混合气的比热容增大使燃烧温度降低之外,EGR 对进气加热和稀释造成的影响过量空气系数  $\phi_a$  下降也是重要原因。因而,随 EGR 率的增大,在  $\text{NO}_x$  降低的同时,炭烟和燃油耗率也会随之恶化(图中虚线)。为此,可采用冷却 EGR 的方法,如图中实线所示,发动机性能恶化的趋势可被明显地抑制。

## 2) EGR 率的控制

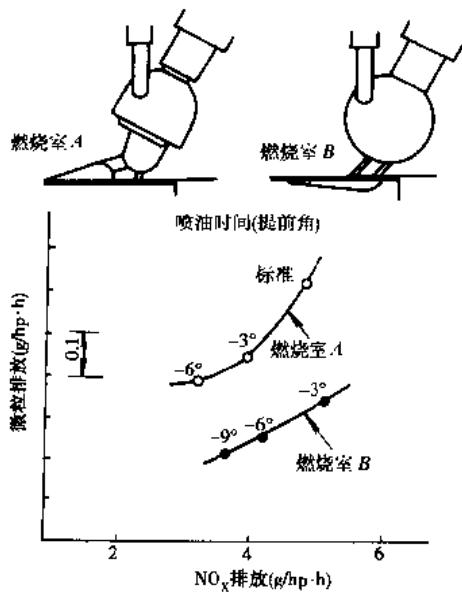
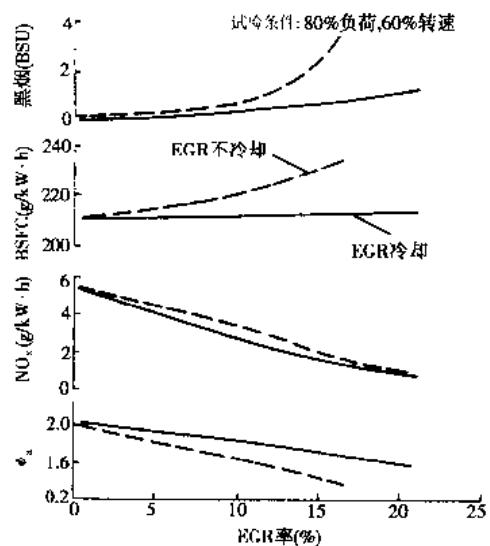
图 10-4-3 非直喷式柴油机喷油时间对 NO<sub>x</sub> 和微粒排放的影响

图 10-4-4 EGR 对柴油机性能的影响

EGR 对发动机性能的负面影响, 主要表现在大中负荷时, 而小负荷时影响不大, 甚至有燃油耗率和 HC 排放略有改善的报道。因此, 实际应用时, 应随工况的不同而改变 EGR 率。图 10-4-5 所示为一柴油机 EGR 率的脉谱图和相应的 NO<sub>x</sub> 降低效果, 在高速大负荷时、不使用 EGR, 随负荷及转速的降低, 逐渐增大 EGR 率。

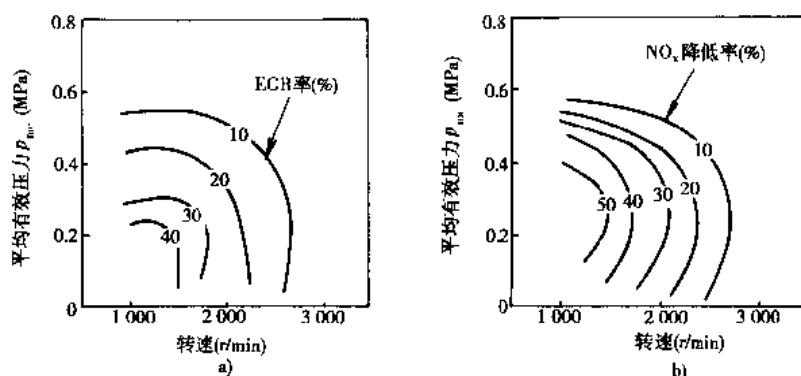


图 10-4-5 EGR 脉谱图

对 EGR 率的控制国外多采用电子控制系统。图 10-4-6 所示为一实际的电控 EGR 系统。电控系统根据发动机转速信号、油泵齿条位移信号(即供油量)和水温信号等, 按预先设定的脉谱图改变 EGR 率。同时, 柴油机的 EGR 还流管直径应比汽油机的大得多, 这时因为柴油机进气管与排气管之间的压差较小, 而需要的 EGR 还流量又远高于汽油机, 另外, 为了提高排气再循环量, 在柴油机的进气管加上了节气门, 以便在低负荷时通过进气节流, 增大排气管与进气管之间的压差。

在增压柴油机中, 经常会出现增压压力大于排气压力的现象。为了确保排气再循环, 在 EGR 阀前, 再加一个单向阀, 以便利用排气脉冲进行排气再循环。

## 3) EGR 引起的异常磨损

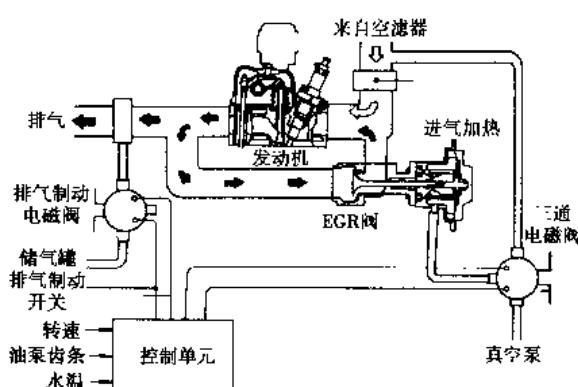


图 10-4-6 EGR 的控制系统

柴油机排气中的  $\text{SO}_2$  最终会生成硫酸 ( $\text{H}_2\text{SO}_4$ )，对 EGR 系统的管路和阀门以及气缸壁面形成腐蚀，并使润滑油劣化。同时，排气中的微粒还流回气缸，附在摩擦面上或混入润滑油中。这些都会导致气缸套、活塞环以及配气机构的异常磨损。据报道，第一道活塞环和气缸套的磨损量可以达到没有 EGR 时的 4~5 倍，这是 EGR 实用化中尚未完全解决的问题。为此，必须降低柴油含硫量，同时润滑油应作相应改进，缸套等部件的材料也应考虑耐腐蚀和耐磨的问题。

#### 10.4.2.3 增压及增压中冷

增压可以大幅度提高进气的密度，在足够大的  $\phi_a$  条件下保证燃烧完全，因而炭烟和微粒的产生很容易被抑制住，CO 和 HC 也会进一步降低。增压还可使柴油机的功率提高 30%~100%；由于燃烧充分加上泵气过程作正功，因而燃油经济性也好。如图 10-4-7 所示，在  $\text{NO}_x$  不变的条件下，通过提高增压度使  $\phi_a$  增大，结果使排气烟度和燃油耗率都得到了明显降低。

但增压伴随的压缩终了温度升高和富氧氛围，可能造成  $\text{NO}_x$  排放量升高。对此，可采用增压中冷的方法使进气温度降低，以控制  $\text{NO}_x$  排放的恶化。国外经验表明，为稳定达到欧洲 I 排放法规的要求，重型车用柴油机应安装废气涡轮增压系统，而为了稳定达到欧洲 II 的要求，则应安装带中冷的增压系统。

#### 10.4.2.4 改善喷油特性

柴油机的喷油特性主要指喷油规律和喷雾特性，对混合气形成和燃烧过程以及各种排放污染物的生成有重要的影响。

##### 1) 合理的喷油规律

为了实现理想的燃烧过程，合理的喷油规律应如图 10-4-8 所示，即“初期缓慢-中期急速-后期快断”。这种理想喷油规律的形状近似于“靴形”，可以通过控制初期喷油的速率和时间长短、中期喷油速率的变化率(斜率)和最高速率以及后期的断油速率来实现，同时还应考虑喷油持续期和喷油开始时间。具体地说，初期喷油速率不要过高，以抑制着火落后期内混合气生成量，降低初期燃烧速率，以达到降低燃烧温度、抑制  $\text{NO}_x$  生成及降低噪声的目的。中期应急速喷油，即采用高喷油压力和高喷油速率以加速扩散燃烧速度，防止微粒排放和热效率的恶化。后期要迅速结束喷射，以避免低的喷油压力和喷油速率使雾化质量变差，导致燃烧不完全和炭烟及微粒排放增加。图中左上角给出的几种不同的喷油模式实际上是对这种理想喷油规律的实际化，在主喷射前的预喷射(1段或2段)可以看作是长而低的初期喷射的极端现象。

改变喷油泵凸轮型线可以改变喷油规律(供油规律)。例如，与常用的切线凸轮相比，一种凹弧凸轮的供油规律具有初期供油速率低和中期供油速率高的特点，因而不同负荷时的  $\text{NO}_x$  可降低 5%~10%，中小负荷的微粒排放降低 8%~13%。

为了实现先缓后急的喷油规律，一种双弹簧喷油器(即双开启压力喷油器)被开发利用，这种喷油器最初曾被用来降低燃烧噪声，其结构如图 10-4-9 所示。在油压上升过程中，首先克服较软的第一级弹簧的压力，在很小的流通截面条件下，燃油喷射只能以较小的速率进行，当油压继续上升到能克服第二级弹簧的压力时，开始主喷射，因而其喷油规律形状非常接近图 10-4-8 所示的“靴形喷射”。

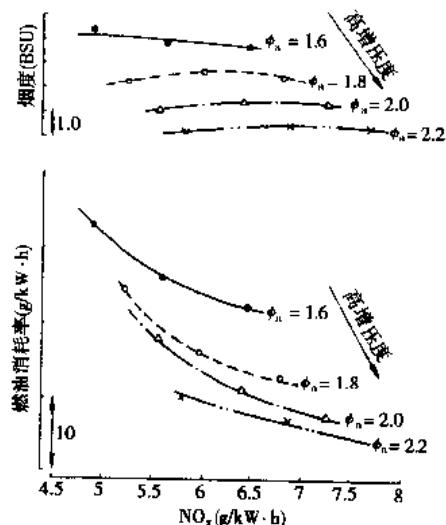


图 10-4-7 增压柴油机的排放特性和燃油消耗率

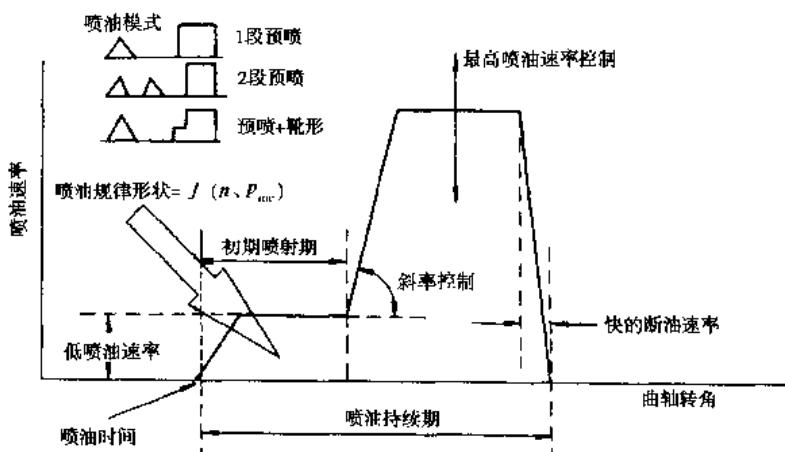


图 10-4-8 理想的喷油规律

## 2) 预喷射

预喷射(PI,Pilot Injection)的示意图如图 10-4-10 所示,在主喷射前,有一少量的预先喷射(图中针阀上升),因而在着火落后期内只能产生有限的可燃混合气量。这部分混合气形成较弱的初期燃烧放热,并使随后的主喷射燃油的着火后期缩短,避免了一般直喷式柴油机初期急剧的压力温度升高,可明显降低 NO<sub>x</sub> 的排放。

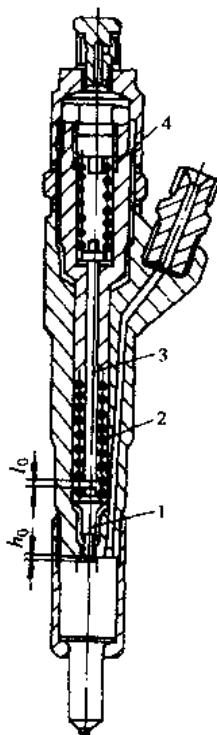


图 10-4-9 双弹簧喷油器

1-弹簧座;2-第一级弹簧;3-顶杆;4-第二级弹簧

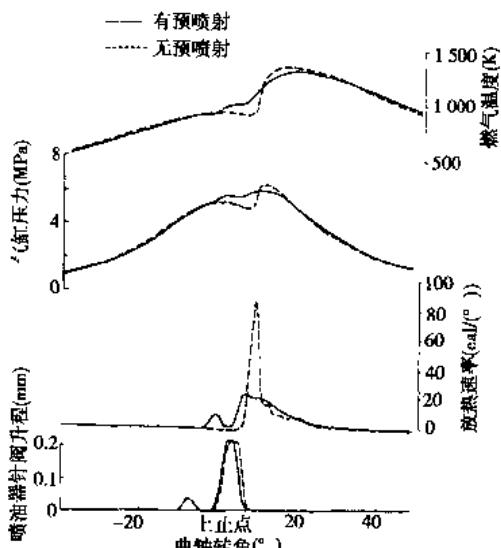


图 10-4-10 预喷射对燃烧过程的影响

预喷射的喷射量和两次喷射之间的时间间隔,都对 NO<sub>x</sub> 排放量有影响。一般来说,预喷射量为总喷射量的 8% 左右,两次喷射的间隙为 1.5ms 左右时,可以取得 NO<sub>x</sub> 降低 25% 而其他性能不恶化的较好的效果。

### 3) 多段喷射(Split Injection)

图 10-4-11 给出了多段喷射的示意图 a) 及其对发动机燃烧特性的影响 b)。与普通喷射相比, 后期喷射的燃油实际上对正在进行的燃烧起到一种扰动作用, 促进燃烧后期的混合气形成及燃烧加速, 因而使燃烧压力提高, 燃烧持续期缩短, 炭烟降低。

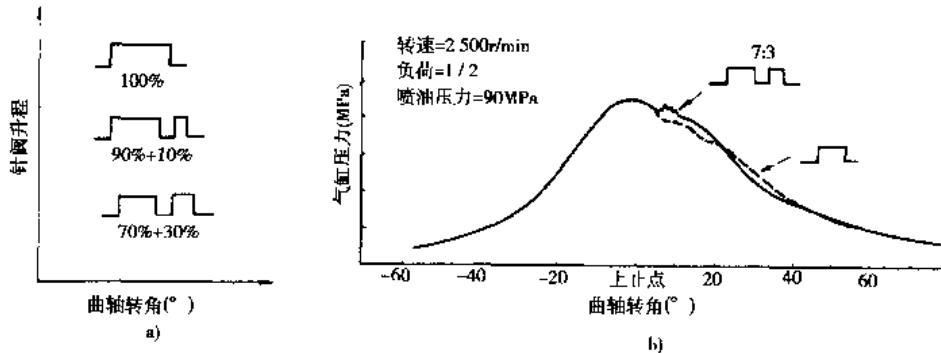


图 10-4-11 多段喷射示意图

### 4) 提高喷油压力。

加速燃油与空气混合的重要方法之一是使燃油喷雾颗粒进一步细化, 以增大燃油与空气的接触表面积。为此, 近年来高压喷射技术在直喷式柴油机上得到了很快的应用。喷射压力由传统直喷式柴油机的 30~50MPa, 提高到 60~80MPa, 近年来已达 150~200MPa。这样高的喷射压力加上喷孔直径的不断缩小, 使喷雾的索特(Sauter)直径  $D_{32}$ (或 SMD)由过去的 30~40 $\mu\text{m}$  减小到 10 $\mu\text{m}$  左右。油气混合界面的显著增大以及与高速燃油射束对周围空气的卷吸作用, 使混合气形成速度大大加快, 混合气浓度分布更均匀, 着火落后期缩短, 着火开始位置由过去的喷油器附近向壁面附近转移, 形成了与传统直喷式柴油机不同的燃烧过程。

高压喷射造成的这种高温高速以及混合能量很大的燃烧过程使微粒和炭烟排放以及热效率都有了明显的改善。如图 10-4-12 所示, 当喷油压力由 80MPa 提高到 160MPa 时, 大负荷时( $\phi_a = 1.3$ )的烟度由 1.7 降到 0.5 波许烟度(BSU)以下, 中等负荷时接近零。如果不采取其他措施, 一般高压喷射会使  $\text{NO}_x$  增加。但如果合理利用高压喷射时燃烧持续期短的特点, 同时并用推迟喷油时间或 EGR 等方法, 有可能使微粒和  $\text{NO}_x$  同时降低。

高压喷射对喷油系统的强度、刚度和密封性提出了十分苛刻的要求, 传统的泵-管-嘴系统难以适应这种要求, 因为其承受的喷油压力不超过 100MPa。如图 10-4-13 所示的泵喷嘴是将喷油泵和喷油器作为一体的喷油系统, 由于取消了高压油管, 最高喷油压力可达到 180MPa, 并且缩短了燃油喷射时间, 提高了怠速和小负荷时喷油量的稳定性, 再加上电子控制, 使喷油控制更加灵活。但使用泵喷嘴时, 发动机气缸盖要承受很大的应力, 由曲轴至凸轮的传动系统的刚度要求很高, 泵喷嘴体积较大, 这些都对泵喷嘴喷油压力的进一步提高和气缸盖设计带来困难。

使用短油管的单体泵是传统的直列柱塞泵与泵喷嘴之间的良好折中。如图 10-4-14 所示, 每个气缸配一个喷油泵, 由接近曲轴的公共凸轮轴驱动。由于高压管路长度较短(250mm), 加上对气缸盖和气缸套的刚度要求不像泵喷嘴那样高, 传动机构也比较紧凑, 最高喷油压力可达到 170MPa。

共轨式喷油系统是目前被认为比较理想的柴油机高压喷射系统, 如下所述, 它不仅可以实现 170MPa 甚至更高的喷油压力, 而且喷油时间和喷油量的控制更加灵活。

### 5) 柴油机电控喷油系统

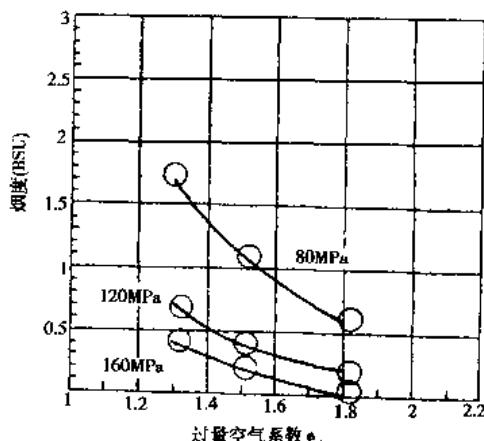


图 10-4-12 高压喷射降低炭烟的效果

为了更精密地控制燃烧过程,柴油机电子控制燃油喷射系统近年来已商品化。尽管可以在传统的泵-管-嘴系统基础上实施电控,但功能更优越和调节自由度更大的电控共轨喷油系统近年来发展很快。

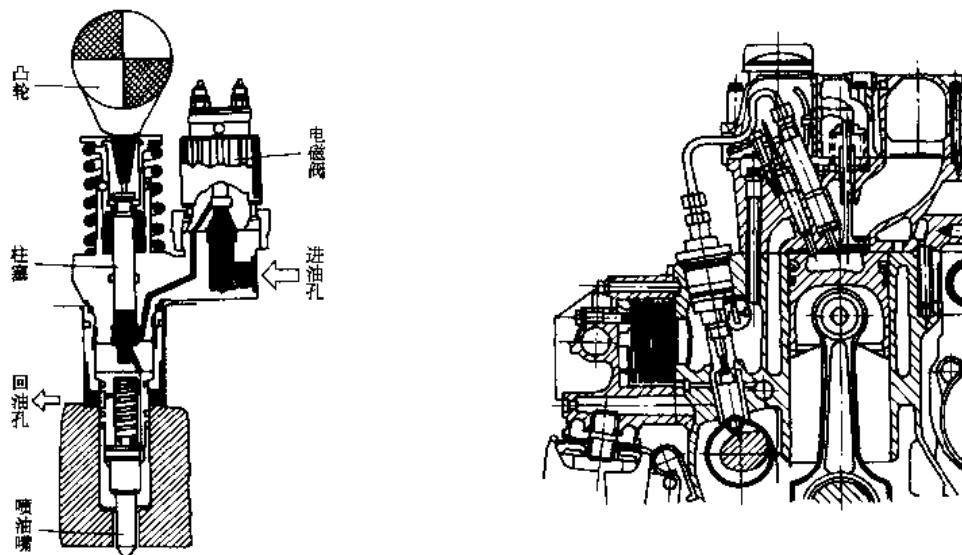


图 10-4-13 泵噴嘴结构

图 10-4-14 用单体泵的车用柴油机

图 10-4-15 为日本电装公司开发的 ECD-U2 电控共轨喷油系统原理图。共轨燃油喷射系统的高压油管是各缸共用的,因此称为共轨( Common Rail )。电控装置根据工况和其他信息(油温、气温),依据给定的油压脉谱图,通过油泵控制阀(PCV)来调整高压供油泵的供油量,以改变共轨中的油压,因此油压与发动机转速无关。三通电磁阀的开启时刻和开启持续期决定了喷射时间和喷油持续期(即喷油量);节流孔的孔径大小可以影响控制室泄压速率,从而控制针阀上升速度以改变初始喷油速率。因此,通过油泵控制阀和二通电磁阀可以实现对喷油压力、喷油时间、喷油量和喷油速率的柔性控制。

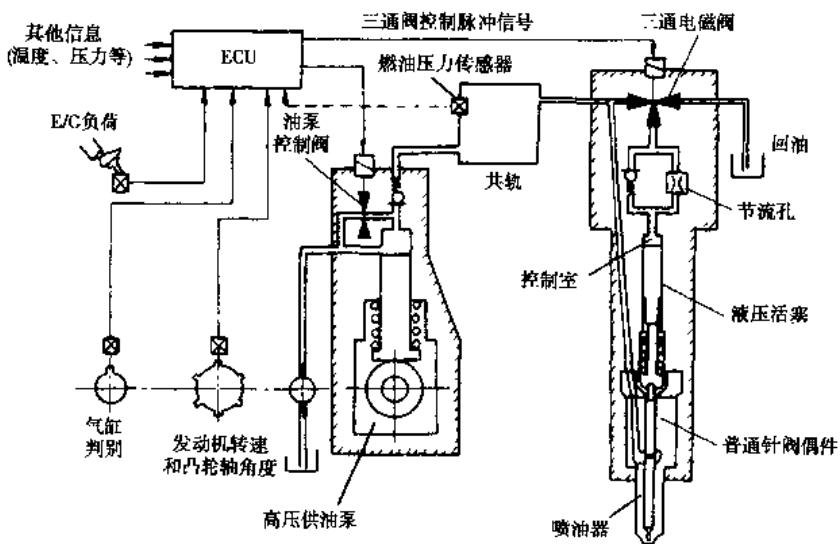


图 10-4-15 ECD-U2 电控共轨喷油系统

电控共轨喷油系统与传统喷油系统相比具有下述特点:

- ①喷油压力柔性可调,对不同工况可采用最佳喷射压力,从而可以优化柴油机的综合性能,特别是解决

了传统喷油系统(包括泵喷嘴)的喷油压力随转速降低而降低因而低速转矩和低速烟度不好的固有缺陷。

- ②系统紧凑、刚度较大,可实现高的喷射压力(120~170MPa)。
- ③可柔性控制喷油速率变化,实现各种灵活多样的喷油规律,例如预喷射、多段喷射、靴形喷射等,以及与排气后处理技术配合使用的排气行程中喷射。
- ④采用电磁阀控制喷油,控制精度高,循环变动小。

#### 10.4.2.5 改进燃烧方法和燃烧室

一般来说,直喷式(DI)柴油机的NO<sub>x</sub>排放量约为非直喷柴油机(IDI)的两倍。这是因为非直喷柴油机初期燃烧发生在混合气较浓的副燃烧室里,由于在还原性气氛中燃烧,NO<sub>x</sub>不易生成,而其后在主燃烧室中的燃烧是在较低温度下进行的,NO<sub>x</sub>也不易生成,即富氧和高温这两个NO<sub>x</sub>生成的重要条件不能同时并存。DI和IDI两者的微粒排放相差不大。但DI柴油机由于流动损失和散热损失较小,燃烧速率较高,因而燃油经济性明显优于IDI柴油机,在柴油发动机中所占比例逐年增长。

##### 1) 直喷式燃烧室

合理的直喷式燃烧室的混合气形成和燃烧过程应掌握下列原则:

###### (1) 滞燃期内不要形成过多的混合气

因为这会导致燃烧初期的NO<sub>x</sub>大量生成和燃烧噪声增大。可采用的方法除前述的降低初期喷油速率外,也可用燃烧室方式来控制。图10-4-16比较了油膜蒸发混合方式(例如球形燃烧室)与空间雾化混合方式(浅盘形和ω形燃烧室)的混合气生成速率。油膜蒸发混合方式,由于大部分燃油被喷射在温度较低的壁面上形成油膜,因而滞燃期内形成的混合气较(图中网线)空间雾化混合方式(图中阴影线)要少得多;着火后由于燃烧室内温度提高,油膜蒸发速度加快,使混合气生成速度加快,即混合气形成特点是先缓后急,这就是匹配良好的球形燃烧室可以做到噪声低、排烟低、NO<sub>x</sub>排放低的原因。尽管这种油膜蒸发燃烧方式目前已极少采用,但其控制滞燃期中混合气生成量的思路却很有参考价值。

###### (2) 合理组织燃烧室内的涡流和湍流运动

通过增强涡流和湍流运动,可以加速混合气生成速率,避免局部混合气过浓。进气涡流主要是通过不同的进气道形状来产生并控制其强弱的,但燃烧室形状的不同会显著影响涡流在压缩过程中的发展历程。图10-4-17给出了缩口形燃烧室和深ω形燃烧室中涡流比(即涡流转速与发动机转速之比)的变化过程。随活塞上行,涡流比增强,在上止点附近,缩口形燃室的涡流比(虚线)明显超过深ω形燃烧室,并在上止点后长时间保持高涡流比,与进气涡流强度相比,这时的涡流强度对燃烧过程具有更实际的意义。也就是说,比起进气过程的涡流运动来说,更应重视压缩上止点附近及燃烧过程中的涡流运动。

挤压也是一种有效的缸内气体运动,其强度取决于燃烧室凹坑喉口直径与活塞直径之比以及活塞顶间隙。

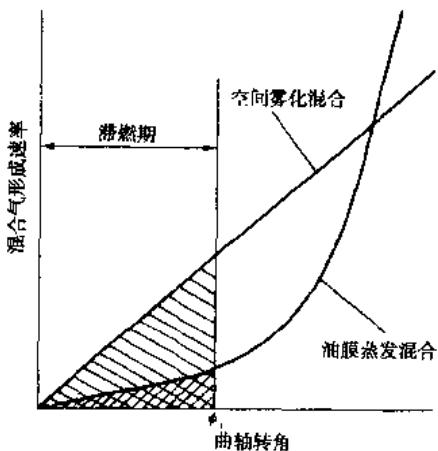


图 10-4-16 油膜蒸发燃烧方式的混合气形成速率

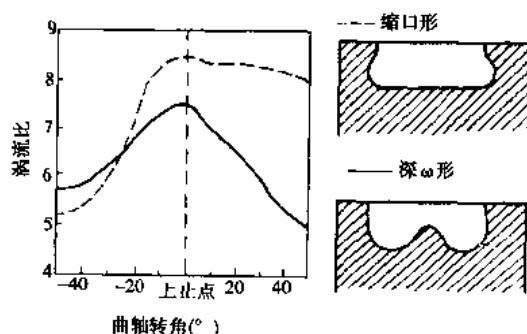


图 10-4-17 实际发动机中涡流比的变化

非回转体燃烧室可以产生较强的局部湍流，兼有涡流和湍流运动。将燃油喷向这些高湍流区，可加快燃烧速度，使炭烟排放和燃油消耗率得到了改善。典型的非回转体燃烧室有如图 10-4-18 所示的日本小松公司的微湍流燃烧室（MTCC, Micro Turbulence Combustion Chamber），其燃烧室凹坑的上部为四角形，下部仍为回转体。

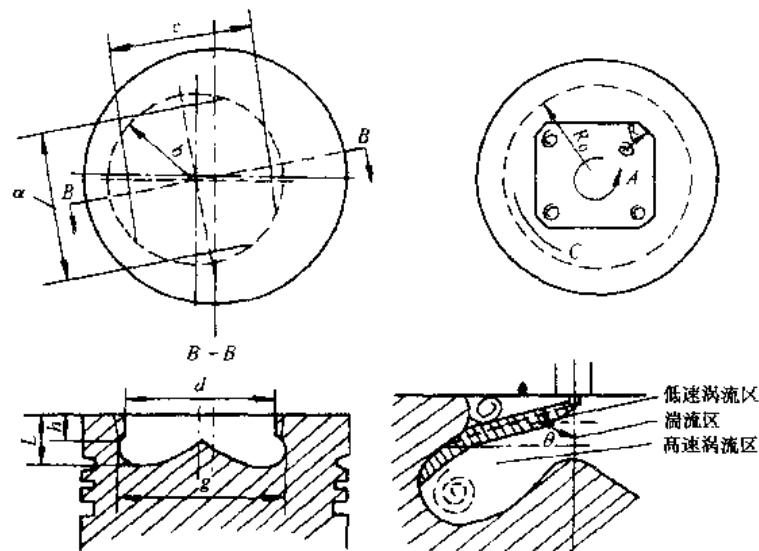


图 10-4-18 小松 MTCC 燃烧室

### (3) 油-气-燃烧室的最佳配合

采用何种强度的湍流，采用何种程度的高压喷油，采用何种形状的燃烧室，单独地看，并不存在最佳方案，但综合起来看，只要油、气和燃烧室三者能最佳配合，则就是最优方案。例如，当燃油喷射压力较低时，需要借助高强度的气流运动来加速燃油与空气的混合；而在大缸径的重型车用柴油机上，由于采用较高的喷油压力和较多的喷孔数，则可降低进气涡流甚至无涡流以减少进气流动损失提高进气充量，这同样可以得到较好的燃油经济性。

图 10-4-19 表示了一典型的重型车用柴油机实现低排放及高燃油经济性的技术措施。I 型和 II 型燃烧系统都采用传统的缩口形燃烧室，喷油压力均为 135MPa，喷孔数分别为 5 孔和 7 孔。由于喷孔数的增加，II 型燃烧系统的进气涡流只有 I 型燃烧系统的 4%。这样，在同样的 NO<sub>x</sub> 排放条件下，使用 II 型燃烧系统的柴油机的炭烟排放和燃油消耗率都有所下降。III 型和 IV 型燃烧系统都采用浅ω形燃烧室，喷油压力分别提高到 150MPa 和 180MPa，涡流强度也相应降低，在同样的 NO<sub>x</sub> 排放条件下，炭烟排放和燃油消耗率都得到了进一步改善。

### (4) 加强燃烧后期的扰流

如前所述，炭烟在燃烧过程中要经历生成和氧化两个阶段，如能加强燃烧后期的混合气运动，则可加速炭烟的氧化和再燃烧以降低排气烟度。

图 10-4-20 给出了一种被称为 CCD(Combustion Chamber for Disturbance)的后期扰动燃烧系统的工作原理和效果。在主燃室之外，设一扰动室，在燃烧后期，向扰动室内喷入少量燃料，燃烧气体由扰动室高速喷入主燃室，形成强烈的扰动，使混合气运动再次活化，以加速炭烟的氧化。其结果，炭烟排放几乎为零，微粒以及微粒中的干炭烟(DS)大幅度下降。由此说明，应注意加强燃烧后期混合气运动，改变只注重燃烧前混合气运动的传统观念。

### 2) 非直喷式燃烧室及浓稀两段燃烧

#### (1) 两段燃烧的思路

NO<sub>x</sub> 的生成与过量空气系数  $\phi_a$  有密切关系， $\phi_a$  过大或过小（即过稀或过浓）时 NO<sub>x</sub> 的生成量都会明显下降。如果能使燃烧过程分为两段进行，前一段是在  $\phi_a$  很浓的条件下进行，以抑制 NO<sub>x</sub> 的生成；而第二段在  $\phi_a$

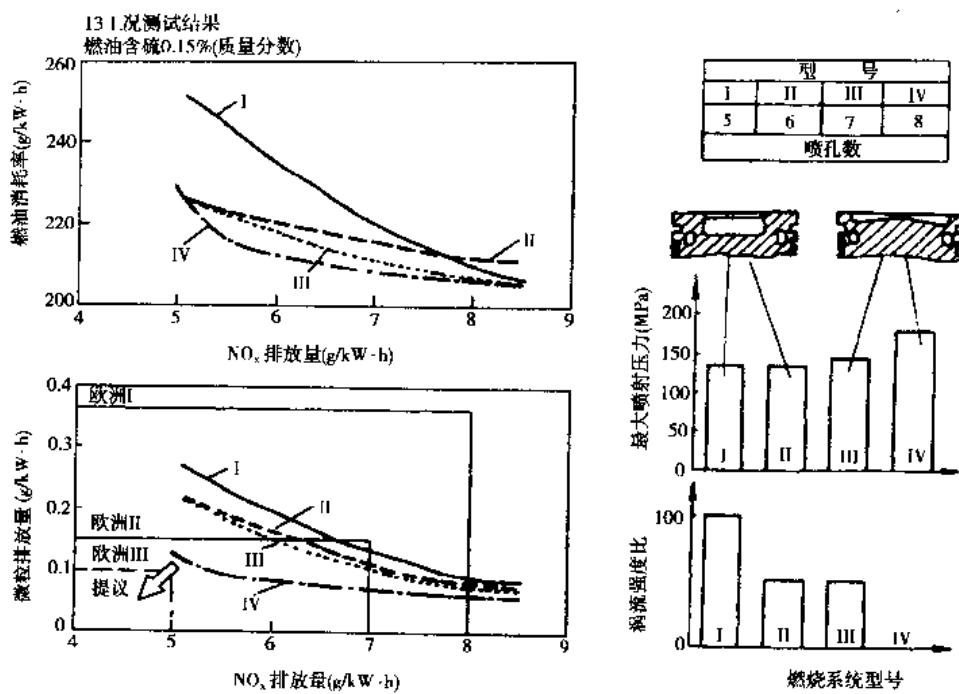


图 10-4-19 重型车用柴油机不同燃烧系统的性能比较

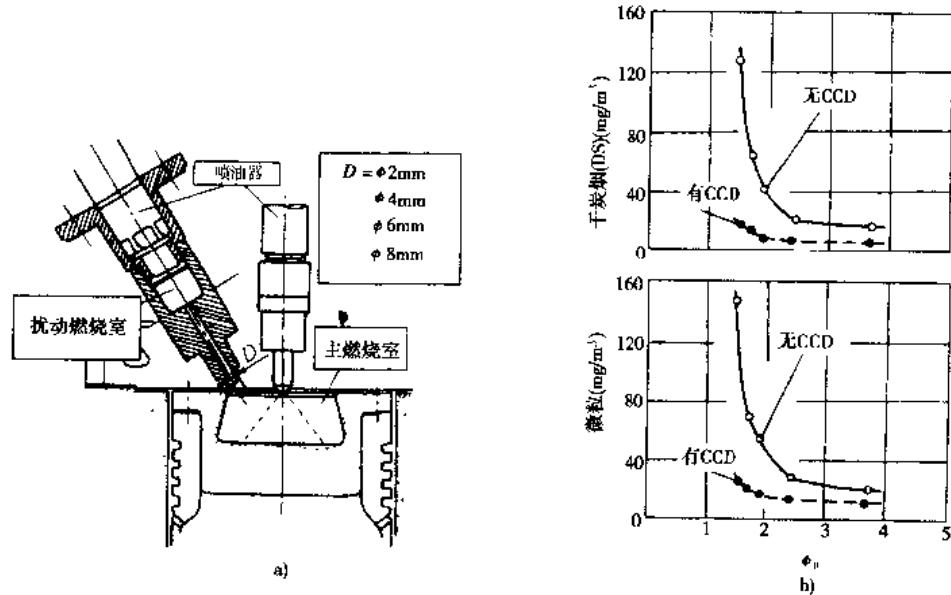


图 10-4-20 CCD 后期扰动燃烧方法

很稀的条件下进行,继续抑制  $\text{NO}_x$  产生的同时,使炭烟快速氧化。由于中间不经过易产生  $\text{NO}_x$  的  $\phi_a = 1.1$  附近区域,因而  $\text{NO}_x$  生成量会很少。实际上非直喷式柴油机的燃烧类似这种方式,这也是其  $\text{NO}_x$  排放明显低于直喷式柴油机的主要原因。

近年来,这种思想被进一步具体化为“前期过浓后期快速稀燃”。通过进一步减小副燃烧室的容积比以增大前期燃烧的混合气浓度,同时为了弥补因此造成的炭烟或微粒的恶化应在后期实施快速稀薄燃烧,但后者的实现往往有很大难度。

### (2) 非直喷式燃烧室方案

图 10-4-21 给出了一种新的非直喷式燃烧室方案, 其设计指导思想为: 尽可能减小副燃烧室容积比, 在副燃烧室内形成一种浓混合气燃烧状态, 以抑制  $\text{NO}_x$  的生长; 由副室喷出的燃气通过  $d_1$  和  $d_2$  这一对非对称布置的喷孔, 分别由径向和周向喷入主室凹坑内, 由  $d_1$  喷出的燃气形成强烈的冲击扰动, 并很快变为湍流; 由  $d_2$  喷出的燃气在主室凹坑内形成涡流运动, 而涡流的能量耗散要比湍流慢, 以此可保证较强的扰动能持续到燃烧后期。通过这种喷流和涡流复合型扰流, 加速宏观和微观的混合燃烧过程, 促进炭烟和微粒的快速氧化。

图 10-4-22 是对这种新燃烧系统排放特性的综合考察, 图中横坐标和纵坐标分别表示  $\text{NO}_x$  和烟度的相对值(下标 0 表示原机排放水平), 参变量为副室容积比  $\beta$  和压缩比  $\epsilon$ , 由图可知, 对于原机的普通预燃涡流燃烧系统(虚线),  $\text{NO}_x$  随副室容积比  $\beta$  的减小而降低, 但排气烟度却随之恶化, 呈现出典型的权衡关系。而采用新燃烧系统(实线), 在  $\beta = 0.3$  时(原机  $\beta = 0.44$ ), 排气烟度降低 50% 以上, 同时  $\text{NO}_x$  也有改善;  $\beta = 0.36$  时, 在  $\text{NO}_x$  基本保持不变的同时烟度下降了 80% 以上。也就是说, 采用新燃烧系统时有可能从一般的权衡关系中脱出, 使  $\text{NO}_x$  与炭烟同时得到改善。

图 10-4-23 给出了这种新燃烧系统的负荷特性试验结果。其中, 排气烟度的改善最为明显, 中小负荷时基本为零, 在平均有效压为  $p_{me} = 0.6 \text{ MPa}$  的大负荷时也仅为 5% 左右。同时, 在所有负荷范围内  $\text{NO}_x$  降低了 20% 左右, 燃油消耗率也有一定程度的改善。同时由图 10-4-24 可知, 不同负荷条件下的微粒排放降低了 50%~70%。大负荷时微粒排放的降低主要是由于干炭烟 DS 的减少, 而中负荷时, 可溶性有机成分 SOF 也同时减少了。

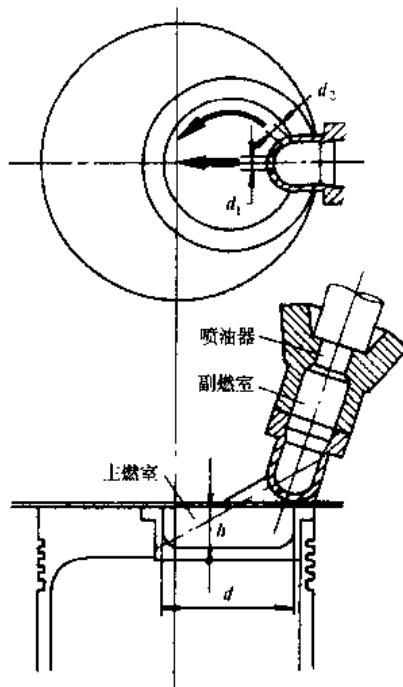


图 10-4-21  $\text{NO}_x$  和微粒同时降低的新型燃烧系统

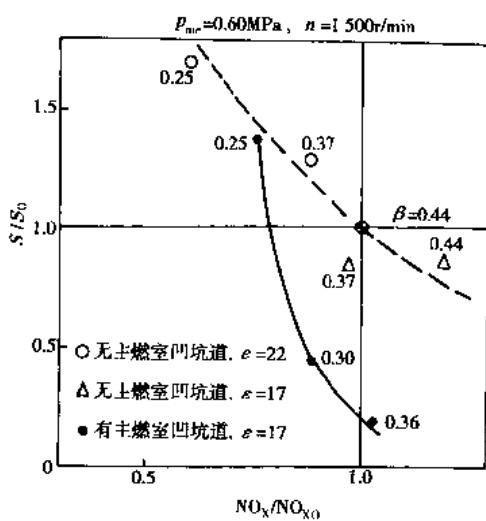


图 10-4-22 新燃烧系统的排放特性综合考察

#### 10.4.2.6 柴油机的预混合燃烧

柴油机与汽油机在排放特性上的不同主要是由其燃烧方式不同决定的。柴油机采用扩散燃烧方式以及

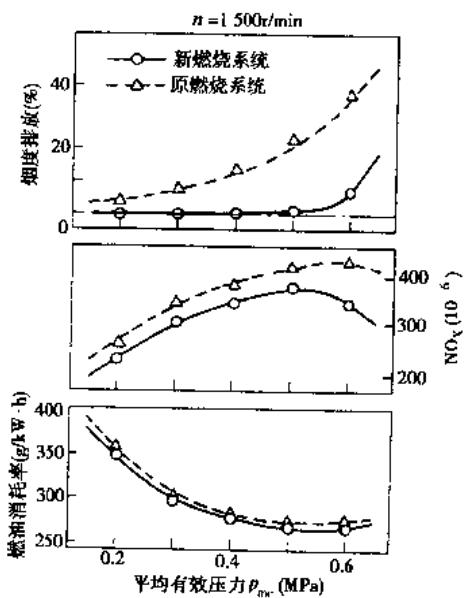


图 10-4-23 负荷特性对比试验结果

汽油机采用预混合燃烧方式似乎已成为不可改变的规律。但近年来,由于缸内直喷式汽油机(GDI)的出现,首先打破了这种严格的界限。

如前所述,柴油机混合气总体上“很稀”( $\phi_a = 1.2 \sim 4.0$ ),而实际上存在许多局部“很浓”的适宜炭烟产生的区域,和  $\phi_a = 1.0$  左右适宜 NO<sub>x</sub> 产生的区域。因此,柴油机能否也采用预混合燃烧方式来消除上述缺陷,彻底解决柴油机的炭烟和 NO<sub>x</sub> 排放问题,这一新的思路已引起研究者的极大关注。

### 1) UNIBUS 燃烧方法

基于上述思路,丰田汽车公司于 1995 年发表了一种被称为 UNIBUS(Uniform Bulky Combustion System)的均匀高扩散预混合燃烧方法。这种燃烧方式采用了喷雾锥角为 60° 的轴针式喷油器,在燃烧室内形成了一种油束贯穿距离小、喷雾范围大、油粒细而均匀的燃油喷雾。同时一改上述为降低 NO<sub>x</sub> 而极力推迟喷油提前角的作法,大幅度提前喷油时间,以便在着火前使燃油有充分的蒸发混合时间,形成均质稀混合气。

图 10-4-25 所示为 UNIBUS 燃烧系统的排放特性和平均有效压力随喷油时间的变化。将喷油时间提前至上止点前 50° 左右时,NO<sub>x</sub> 和炭烟的排放都接近于零,而这时的 HC 和  $p_{me}$  并没有恶化许多。由此说明,采用预混合稀燃方式有可能大幅度改善柴油机的 NO<sub>x</sub> 和炭烟排放。当然,上述实验结果是在较小负荷下得到的,并不是在所有工况下都可以实现,同时,如何控制着火时间也是一个关键问题。

### 2) PREDIC 燃烧方式

日本新 ACE 研究所 1995 年发表的 PREDIC(Premixed Lean Diesel Combustion)燃烧系统,采用了多喷孔喷油器,喷孔直径为 0.08mm,20~30 个喷孔按喷油夹角分别为 55°、105° 和 155° 分成三层喷射,油雾充满整个燃烧室空间,以形成非常均匀的混合气浓度分布。采用这种方式也取得了与 UNIBUS 燃烧近似的排放特性。

### 3) MK 燃烧方法

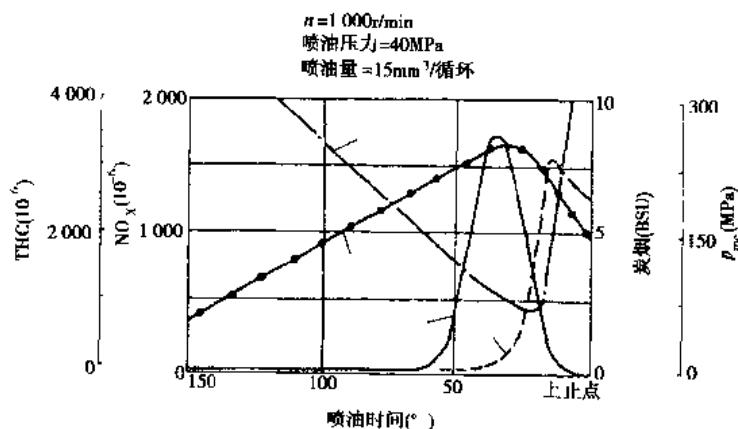


图 10-4-25 UNIBUS 燃烧的排放特性

日产汽车公司在 1996 年发表的 MK(Modulated Kinetics)燃烧方法,其核心思想是低温预混合燃烧,而低温燃烧的目的是为了进一步抑制 NO 的生成。

产生均匀预混合气的主要方法是延长着火落后期和加速混合气形成速度,为此,MK 燃烧中大幅度推迟喷油时间并采用 EGR 率高达 45% 的排气再循环。EGR 在这里不仅是控制燃烧速率和燃烧温度以抑制 NO 产生的对策,而且是控制着火落后期长短的手段。图 10-4-26 给出了 MK 燃烧的主要技术路线及排放降低效果。通过大量采用 EGR,混合气中的 O<sub>2</sub> 含量由 21% 降低到 15%,使 NO 降低了大约 6/7,但由此带来炭烟和

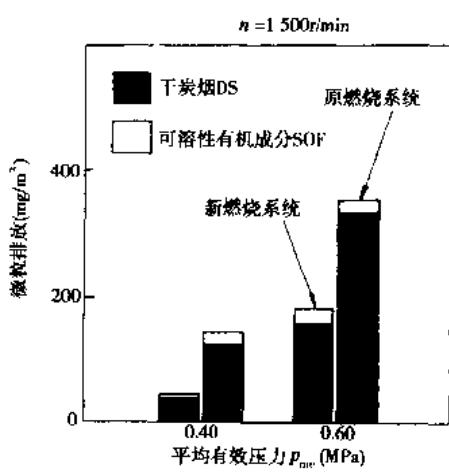


图 10-4-24 新燃烧系统降低微粒排放的效果

HC 排放恶化;将喷油时间由上止点前 7°推迟到上止点后 3°,NO<sub>x</sub>进一步降低的同时,炭烟得到明显改善并低于原机;通过将进气涡流比 SR 由 3 提高到 5 等各种加速混合气形成的手段,加快了后期燃烧速度,使炭烟进一步降低,HC 大幅度改善,并抑制了燃烧热效率的恶化。MK 燃烧最终使 NO<sub>x</sub>降低到原机水平的 1/12 左右,炭烟 2.5 由波许度(BSU)降至几乎为零,HC 也降低了 50%左右。

图 10-4-27 给出了 MK 燃烧过程的燃烧放热率。原机的放热率呈现出一般 DI 柴油机固有的特点,即初期放热率既陡又高,并可区分出前期的预混合燃烧和后期的扩散燃烧(以 C 点为分界)。MK 燃烧由于推迟喷油和 EGR 的阻燃作用,在上止点后 10°才开始着火,放热率上升较缓,且峰值也明显降低,放热率形状接近正三角形,与一般汽油机的放热率形状接近。另外,从缸内燃烧过程的高速摄影也可看出,MK 燃烧火焰呈现出透明度高、亮度低以及颜色均匀等预混合燃烧的特点,基本不出现一般柴油机中由炭粒造成的明亮火焰。

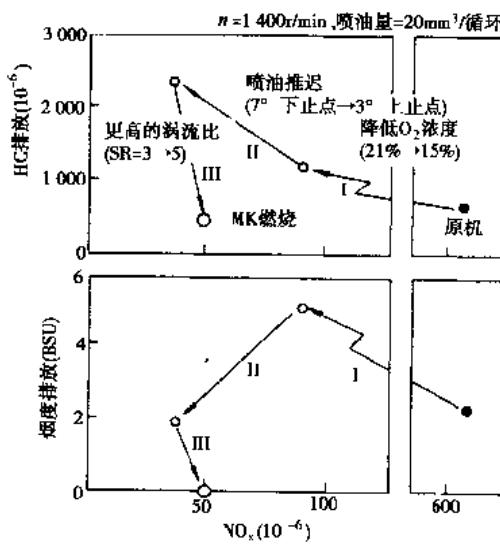


图 10-4-26 MK 燃烧的技术路线及降低排放效果

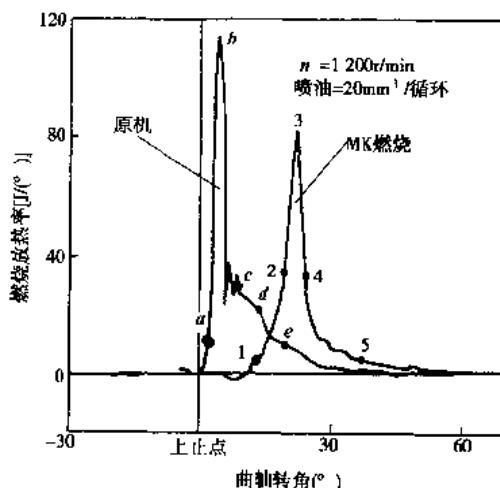


图 10-4-27 MK 燃烧的燃烧放热率

MK 燃烧方式已被日产汽车公司应用在 1998 年推出的 YD25DDT 柴油发动机上,并达到了日本的长期排放法规和欧洲Ⅲ排放法规所要求的限值。

在柴油机上实现预混合燃烧过程有很大难度,这主要是由于柴油的相对分子质量大,不易蒸发,以及着火时间必须精确控制等。但柴油机预混合燃烧方案的提出,极大地拓宽了柴油机燃烧的思路,使得被 NO<sub>x</sub> 和微粒排放问题长期困扰的传统柴油机,有可能找到一条打破僵局的途径,其意义是十分重要的。

### 10.4.3 柴油机排气后处理技术

如前所述柴油机排气中的 HC 和 CO 远低于汽油机,而它的主要问题是微粒(炭烟)和 NO<sub>x</sub> 排放。此外,柴油中的含硫量(0.01% ~ 0.3% 质量分数)高于汽油中的含硫量,所以柴油车尾气中含有更多的 SO<sub>2</sub>。

许多研究和预测表明,从 2004 年将要实施的欧洲第 4 阶段排放法规开始,柴油车不可避免地要安装排气后处理装置。目前尽管有多种方案在研制开发中。但真正达到或有希望达到实用化的有以下几种:

- ① 氧化催化转化器——用于降低 SOF、HC 和 CO;
- ② 微粒捕集器——用于过滤和除去排气微粒;
- ③ NO<sub>x</sub> 还原催化转化器——用于降低 NO<sub>x</sub> 排放。

### 10.4.3.1 氧化催化转化器

柴油机用氧化催化剂, 原则上与汽油机的相同, 活性成分为 Pt。采用氧化催化剂的主要目的是降低微粒中的可溶性有机组分(SOF)中的大部分碳氢化合物, 同时也使本来已不成问题的 HC 和 CO 进一步降低。对目前法规尚未限制的一些有害成分, 如 PAH、乙醛等也有净化效果, 并能减轻柴油机排气臭味。

柴油中含有较高的硫, 燃烧后生成  $\text{SO}_2$ , 经催化器氧化后变为  $\text{SO}_3$ , 然后与排气中的水分化合生成硫酸盐。催化氧化效果越好, 硫酸盐生成越多, 其至达平时的 8~9 倍, 如图 10-4-28 所示, 不但抵消掉了 SOF 的减少, 其至反而使微粒排放上升。同时, 硫也是催化剂中毒劣化的原因之一。

图 10-4-29 给出了在柴油车上使用氧化催化剂时催化剂工作温度(排气温度)对微粒净化效率的影响。温度低于 150℃时催化剂基本不起作用, 随温度逐渐增高, 由于 SOF 被氧化, 使微粒质量浓度逐渐下降; 而高于 350℃后, 由于硫酸盐会大量产生, 反而使微粒排放增高。因此最佳工作温度范围是 200~350℃, 但仅靠发动机的工况调整是很难控制这一温度的。

因此, 减少柴油中的硫含量就成了十分重要的问题。美国从 1993 年 10 月开始, 日本从 1997 年 10 月开始, 已分别将车用柴油的含硫量限制在 0.05% 以下。但也有资料表明, 即使采用这样低含硫量的柴油, 仍然不足以保证硫酸盐的生成量被充分抑制住。

作为催化剂活性成分之一的 Pd 的活性尽管不如 Pt, 但产生的硫酸盐要少得多, 同时价格也便宜, 因此也有选择 Pd 作为柴油机氧化催化剂的活性成分的。如图 10-4-30 所示, 尽管使用了硫含量小于 0.04% 的柴油, 当使用 Pt 系催化剂时, 仍由于大量硫酸盐的产生使微粒排放总量比未使用催化剂时高了 50% 以上。但如果使用 Pd 系催化剂, 可以在 SOF 明显降低的同时硫酸盐的生成量不大, 因而微粒排放总量降低约 1/3。另外, 用氧化硅代替氧化铝作为涂层材料也可以减少硫酸的生成。

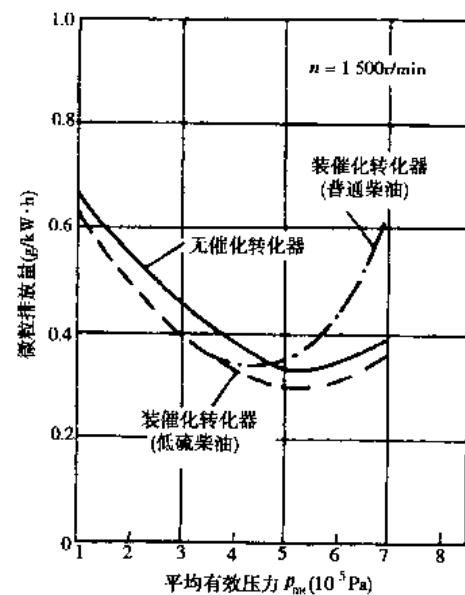


图 10-4-28 柴油机用氧化催化剂降低微粒排放的效果

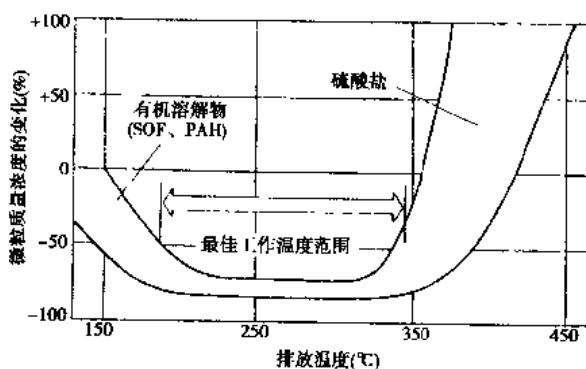


图 10-4-29 使用氧化催化剂时排气温度对微粒转化效率的影响

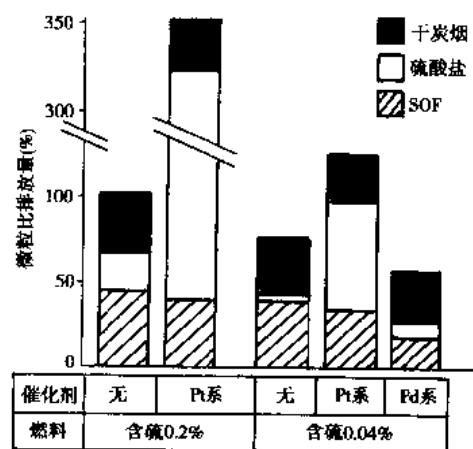


图 10-4-30 不同贵金属氧化催化剂的效果

在柴油机上采用氧化催化剂所带来的另一问题是, 在低温下易生成温室气体氧化二氮 ( $\text{N}_2\text{O}$ ), 但有关这方面的详细报道极少。

目前国外的研究工作集中在制备高分散、窄粒径分布的贵金属催化剂上,使之抗高温烧结和抗中毒。催化活性可以通过加入氧化物助剂提高反应的选择性,同时抑制  $\text{SO}_2$  的氧化和硫酸根的储存。

近年来,氧化催化转化器在德国一些柴油机轿车上已得到部分应用,而在美国和日本等国基本上未实用化。

#### 10.4.3.2 微粒捕集器

微粒捕集器也称柴油机排气微粒过滤器(DPF, Diesel Particulate Filter)。这是目前国际上最接近商品化的柴油机微粒后处理技术。1985年,为满足美国对柴油机轿车严格的排放法规,由德国奔驰汽车公司最先应用在出口美国加州的轿车上,但后来随着世界的石油危机逐渐消除,油价下降,柴油轿车在美国市场几乎消失,DPF的应用也因此中断。当然这也与 DPF 尚不能满足低价、高耐久性和高可靠的市场要求有关。进入 90 年代,随排放法规的逐步加严,以及为改善城市大气污染,美日欧各国又相继在城市公交车上进行 DPF 的中试。

一个好的微粒过滤器除了要有较高的过滤效率外,为了确保发动机的有效效率和输出功率,还应具有较低的压力降和排气背压;所用材料应耐高温并有较长的使用寿命;在满足上述性能要求的同时,还应尽可能减小 DPF 的体积。

##### 1) 微粒捕集器的过滤材料

作为 DPF 的过滤材料可以是陶瓷蜂窝分别载体(堇青石,  $\text{Mg}_2\text{Al}_4\text{Si}_5\text{O}_{18}$ )陶瓷纤维编织物( $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-B}_2\text{O}_3\text{-SiO}_2$ )和金属纤维编织物(如 Cr-Ni 不锈钢),其结构如图 10-4-31 所示,另外用金属蜂窝载体的也有很多实例。甚至还有用空气滤清器那样的纸滤芯作微粒过滤材料的。

目前应用最多的是美国康宁(Corning)公司和日本 NGK 公司生产的壁流式蜂窝陶瓷微粒捕集器,其主要结构参数以及与催化剂载体的对比如表 10-4-2 所示。与一般催化剂用的载体不同的是,壁流式蜂窝陶瓷载体孔径粗大且壁厚,壁面是多孔陶瓷,每相邻的两个通道中,一个通道的出口侧被堵住,而另一通道的进口侧被堵住。这就迫使排气由人口敞开的通道进入,穿过多孔陶瓷壁面进入相邻的出口敞开通道,而微粒就被过滤在通道壁面上。

表 10-4-2 DPF 与催化剂载体的对比

结构参数	微粒捕集器	催化剂载体
孔数(孔/in <sup>2</sup> )	100	400
孔边长(μm)	2	1.1
壁厚(mm)	0.4	0.17

这种壁流式微粒捕集器对炭烟的过滤效率可达 60%~90% 以上。如日野汽车公司开发的蜂窝陶瓷微粒捕集器,按日本重型柴油发动机的 DI3 工况法测试时,微粒排放降低了 85%;在 60% 转速全负荷时(约相当于外特性最大转矩点)的炭烟净化率为 100%。

可溶性有机成分 SOF(主要是高沸点 HC)也能被 DPF 部分捕集。但这种捕集作用受温度的影响很大,排气温度较低时沉积在壁面上的 HC 成分将在排温升高时重新挥发出来,并排向大气。

##### 2) 微粒捕集器的再生

一般 DPF 只是一种物理的降低排气微粒方法。随过滤下来的微粒的积存,过滤孔逐渐堵塞,会使排气背压增加,招致发动机动力性和经济性恶化。因此必须及时除去 DPF 中的微粒,以便能继续工作。除去 DPF 中积存的微粒称为 DPF 的再生,这是 DPF 实用化中的关键技术,其难度极大。

一般 DPF 再生的方法是使积存的微粒氧化,而微粒氧化的要素是高温、富氧和氧化时间。例如,在氧浓度 5% 以上,排气温度 650℃ 以上,微粒的氧化也要经历 2min。实际柴油机排气温度一般小于 500℃,特别是某些城市公交车的排温甚至在 300℃ 以下,而排气流量在各种工况下都很高。如果调整发动机工作参数来提高排温,往往会导致燃油经济性的恶化。另外,微粒一旦开始氧化燃烧,温度可高达 2000℃ 以上,很容易将陶瓷载体烧熔。总之,如何控制再生温度是一个难题,温度过低微粒不起燃,温度过高会造成 DPF 烧熔或增加 DPF 的热应力以致产生破裂。

目前被认为有希望的 DPF 再生方法可分为两类,即断续加热再生和连续催化再生,其工作原理分别如下。

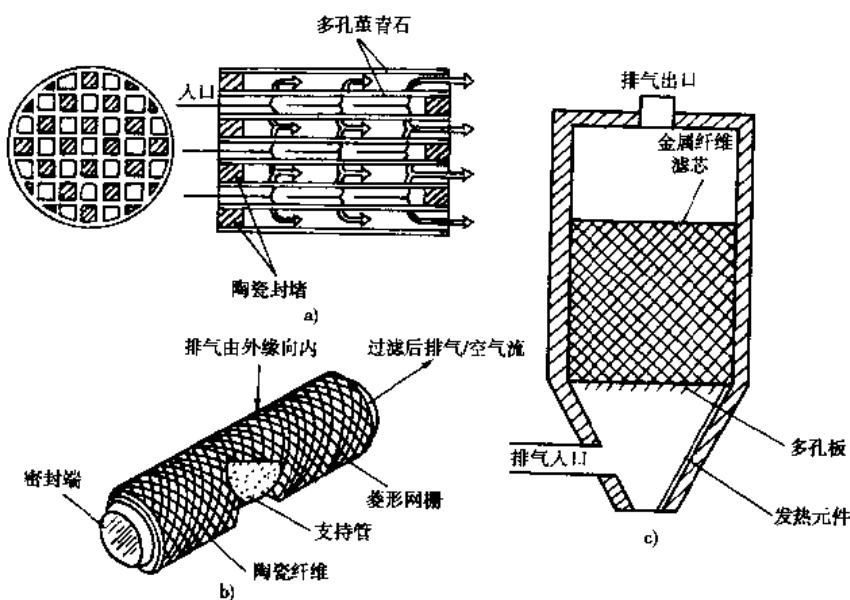


图 10-4-31 微粒捕集器的过滤材料

### (1) 断续加热再生

所谓断续加热再生是指 DPF 每工作一段时间后，采用加热的方法以消除积存的微粒。被认为有实用前景的方式主要有电加热式再生法、燃烧器加热再生法和反吹式再生法。

电加热式再生法采用电热丝或其他电热元件对 DPF 加热，以促使微粒起燃。在实际使用加热再生方式时，需要一套复杂的控制系统。图 10-4-32 给出了一例 DPF 及其控制系统，排气系统中装有两个 DPF，当一侧的 DPF 由于微粒的不断捕集使排气背压升高到一定限值时，再生系统启动，通过电磁阀切换，使排气流向另一侧的 DPF，同时对积存了微粒的 DPF 进行电加热以烧掉微粒使 DPF 再生。这样，两侧的 DPF 就交替工作或再生。当然，只用一只 DPF，根据背压信号断续加热再生的例子也很多。

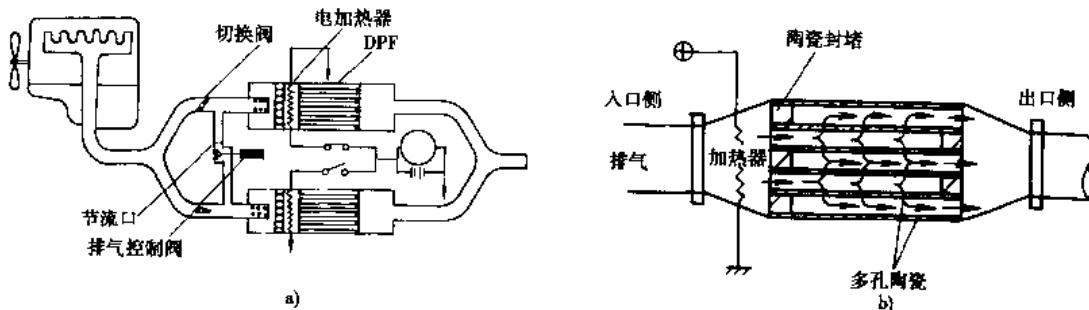


图 10-4-32 DPF 的电加热再生控制系统

图 10-4-33 表示了一种用回形电阻丝加热的方法。电阻丝伸入 DPF 的人口孔道内，直接与微粒接触并点燃，前部微粒燃烧的火焰随排气气流向 DPF 尾部传播，整个通道内的微粒被加热燃烧。这种方式通电时间短（大约 50S），节省电能消耗，同时还有对整个 DPF 的再生可以分区进行的优点。

也有用燃烧器加热的再生方法，即在 DPF 人口处设置一燃烧器，喷入柴油（或气体燃料）和二次空气，燃烧后引燃微粒进行再生。

上述两种加热再生的方法，其再生都是在 DPF 上进行的，控制不好就容易烧坏陶瓷载体；同时，再生温度也不能过高，因而再生效率（微粒氧化速度）很受影响。而近年来由日本五十铃汽车公司推出的反吹式再生方法可以避免这些问题。

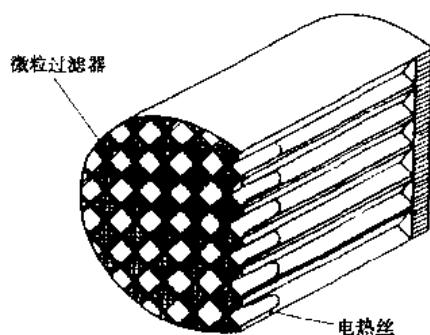


图 10-4-33 FEV 公司的 DPF 电加热再生方法

如图 10-4-34 所示，在陶瓷过滤器的后方（下流）装有压缩空气喷射器，再生时，0.6~0.8MPa 的高压空气脉动地向陶瓷载体喷吹，被吹掉下来的微粒聚集到陶瓷载体以外的地方，由电热装置引燃氧化烧掉，因而不会引起再生高温对陶瓷载体的烧损。这种反吹式再生系统可分为膨胀室式和副过滤器两种。前者结构简单，但体积较大；后者通过一个副过滤器释放空气和收集由陶瓷载体上吹下的微粒，因而体积较小，但结构较复杂。

图 10-4-35 是这一系统的再生控制示意图。再生开始时，首先关闭 DPF 的入口阀门和出口阀门，紧接着空气喷射器开启，压缩空气喷入；之后，打开副过滤器处的助燃空气开关和电热装置开关，开始燃烧清除微粒。规定时间之后，另一侧的 DPF 重复同样过程。

上述几种断续加热再生都属于强制加热方式，因而要消耗能量（电能或各种燃料），使汽车的燃油经济性变差，同时要有一套复杂的控制系统，使得结构复杂，成本升高。

## (2) 连续催化再生

在微粒捕集器工作的同时进行再生的方式称为连续再生方式，目前均采用催化反应的方法，因而也称为连续催化再生方式。

早期被考虑的连续再生方法，是在微粒捕集器的陶瓷载体表面（主要是入口处）涂覆含有贵金属元素的催化剂涂层，对捕集的颗粒物产生催化分解作用，这样可以有效降低过滤器的再生温度。例如，在较低的排气流速和低颗粒物负载以及高的含氧量的条件下，再生温度可以降低约 100℃，即在 450℃ 左右起燃。为保证足够的排气温度，往往与进气节流装置并用。这种方法最早由希腊的研究者提出，国外从 80 年代开始，曾在矿井和地下作业车辆上得到应用，并于 90 年代初开始应用于雅典等城市的公交车上。

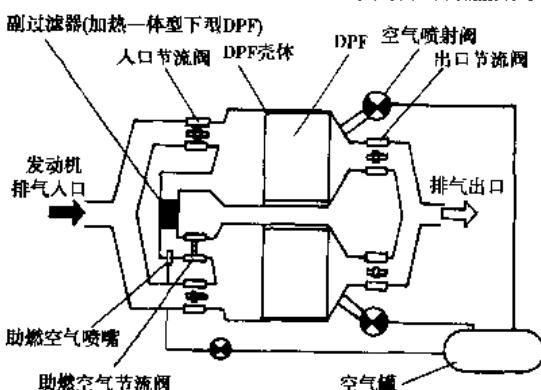


图 10-4-34 日本五十铃汽车公司的反吹式 DPF 系统

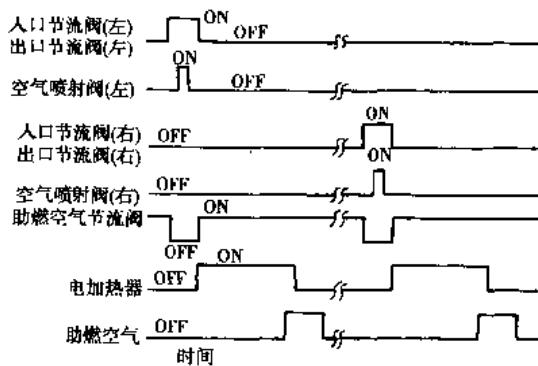


图 10-4-35 反吹式 DPF 系统的再生控制

另一种连续再生方法是在柴油中加入铈(Ce)的添加剂，使得燃烧产生的排气微粒中含有铈的化合物，由此可将微粒的起燃温度降到 300℃ 以下（无催化剂条件下），这就可以在柴油机绝大部分工况下自动进行再生。但这种方法尚存在一些问题，如添加剂用量较大，成本较高；金属铈（其他金属添加剂也同样）的氧化物会残留在微粒捕集器内造成慢性堵塞等。另外，为保证低负荷时排气温度不至于过低，还要同时用进气或排气节流、喷油提前角推迟等方法。总之，这种方法目前尚处于中试阶段。

JM 公司提出了一种不用添加剂的连续再生方法。由柴油机排出的废气首先经过一个氧化催化器，在 CO 和 HC 被净化的同时，NO 被氧化成 NO<sub>2</sub>。而 NO<sub>2</sub> 本身是一种化学活性很强的氧化剂，在随后的微粒捕集器中，NO<sub>2</sub> 与微粒进行氧化反应，使微粒的起燃温度可降低到 200℃ 左右。这种再生方式已在欧洲一些城市公交车上进行中试。但这种方法尚存在一些问题，如排温高于 400℃ 时，化学平衡条件趋于 NO，难以产生 NO<sub>2</sub>，也就不能使 DPF 中的微粒起燃，因而再生效率急剧下降。

由上可知,连续再生法与断续再生法相比,具有装置简单、不须耗费外加能量等优点,因而带有连续再生的DPF系统目前被普遍看好,未来几年有望成为柴油机微粒净化的实用技术。

#### 10.4.3.3 柴油机 NO<sub>x</sub>还原催化剂

针对柴油车开发的还原催化剂是一项难度很大的研究工作,目前尚达到实用阶段,主要存在以下原因:

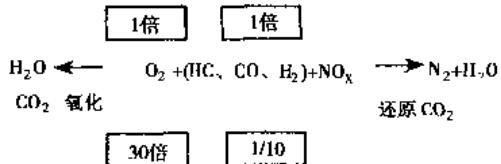
- ①在柴油机排气这样的高度氧化氛围中进行 NO<sub>x</sub>还原反应,对催化剂性能要求极高;
- ②柴油机排温明显低于汽油机排温;
- ③柴油机排气中含有大量 SO<sub>x</sub>和微粒,容易导致催化剂中毒。

表 10-4-3 列出了柴油机与汽油机主要排气成分的对比。作为妨碍 NO<sub>x</sub>还原反应进行的氧含量,柴油机是汽油机的 30 倍左右;而作为还原反应不可缺少的还原剂(HC、H<sub>2</sub>),柴油机是汽油机的 1/10。因此,必须研制开发受氧的影响小的还原催化剂,并且要从外部添加 HC 等还原剂。

表 10-4-3 柴油机与汽油机主要排气成分对比

类别	排气成分及含量(%)				
	NO <sub>x</sub>	O <sub>2</sub>	HC	CO	H <sub>2</sub>
汽油车排气	0.05~0.15	0.2~0.5	0.03~0.08	0.3~1.0	0.1~0.3
柴油车排气	0.04~0.08	6~15	0.01~0.05	0.01~0.08	0.01~0.05

NO<sub>x</sub>还原体系的概念



目前,研究开发中的柴油机 NO<sub>x</sub>后处理方法有以下 4 种

- ①选择性非催化还原;(SNCR, Selective Noncatalytic Reduction)
- ②选择性催化还原;(SCR, Selective Catalytic Reduction)
- ③非选择性催化还原;(NSCR, Non selective Catalytic Reduction)
- ④吸附还原催化剂。

其中,SCR, SNCR 和 NSCR 法,已在治理发电厂锅炉的 NO<sub>x</sub>排放中(脱硝)得到了成功应用,对大型固定工况运转的柴油机也有一些应用实例。吸附还原催化剂已成功地应用于稀燃汽油机,在柴油机上使用时,应考虑如何造成吸附还原催化剂再生时所需的还原氛围,例如在电控共轨喷油柴油机上,有可能通过燃烧后期向缸内二次喷油的方法产生足够的还原氛围。作为未来有希望的车用柴油机 NO<sub>x</sub>后处理方法,SCR 法的研究开发正在大量进行,而 SNCR 法也有研究实例。

##### 1)选择性催化还原法(SCR)

SCR 还原时的催化剂一般可用 V<sub>2</sub>O<sub>5</sub>-TiO<sub>2</sub>、Ru-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>、Ag-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>、Pt-Zeolite(沸石)以及 Cu-Zeolite 等不同系列。还原剂可用各种氨类物质和各种 HC。氨类物质包括氨气(NH<sub>3</sub>)、氨水(NH<sub>4</sub>OH)和尿素((NH<sub>2</sub>)<sub>2</sub>CO),如在 V<sub>2</sub>O<sub>5</sub>-TiO<sub>2</sub> 催化剂上用 NH<sub>3</sub> 还原剂是常用的 SCR 法,HC 则可通过调整柴油机燃烧控制参数使排气中 HC 增加,或向排气中喷入柴油或醇类燃料(甲醇和乙醇)等方法获得。

图 10-4-36 给出了在 Pt-Zeolite 系催化剂上加入不同种类的 HC 时 NO<sub>x</sub>的转化效率。由图可知,NO<sub>x</sub>转化效率随加入 HC 的种类不同而显著不同,C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>的还原特性最为突出。

贵金属 Pt 系催化剂在 200℃左右转化率最高,而非贵金属(Ag、Cu)系催化剂则在 400~500℃时转化率最

高。由日本理研公司开发的  $\text{Ag-Al}_2\text{O}_3$  系催化剂在采用乙醇作还原剂时,在  $370 \sim 530^\circ\text{C}$  的范围内实现了 80% 以上的  $\text{NO}_x$  净化率,同时对 CO 和 HC 也有较好的净化率(图 10-4-37)。

近年来,Cu-ZSM-5 催化剂也引起了各方的极大兴趣,将这种催化剂安装在实际柴油机上并在排气中添加 HC 时,取得了 40% ~ 50% 的  $\text{NO}_x$  净化率。但如图 10-4-38 所示,这种催化剂的最高转化效率出现在  $400^\circ\text{C}$  左右,随温度进一步增加,作为还原剂的 HC 因氧化被大量消耗,使得  $\text{NO}_x$  转化率开始下降。同时,如图 10-4-38b)所示,由于这种催化剂在高空速时的转化效率下降明显,及抗水蒸气中毒性能不理想等问题,目前未达到实用化程度。

## 2) 选择性非催化还原(SNCR)

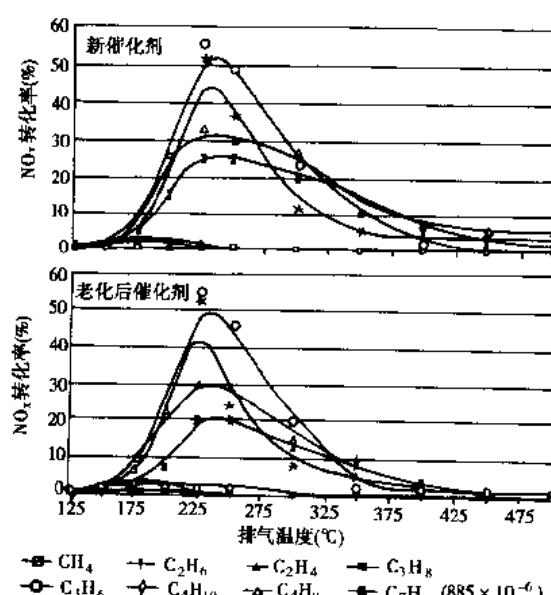


图 10-4-36 不同 HIC 在 Pt-Zeolite 系催化剂上的还原特性

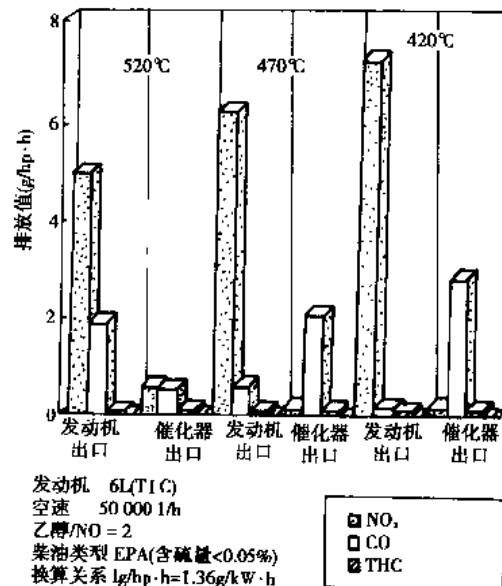


图 10-4-37  $\text{Ag-Al}_2\text{O}_3$  系催化剂的净化特性

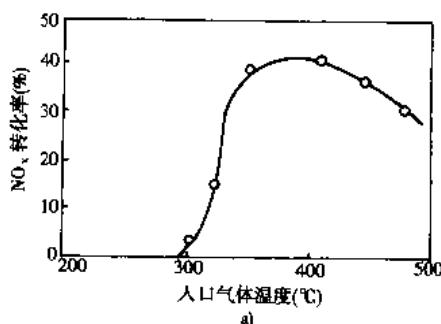
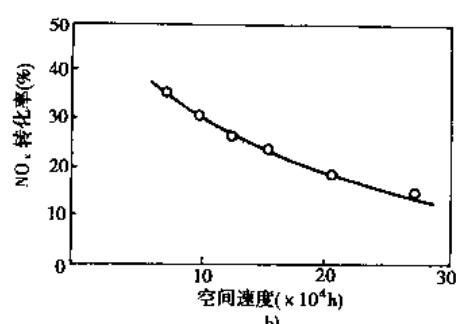


图 10-4-38 Cu-ZSM-5 催化剂的  $\text{NO}_x$  净化特性  
a) 温度特性; b) 空速特性



SNCR 法一般采用  $\text{NH}_3$  作还原剂,与  $\text{NO}_x$  反应后,生成  $\text{N}_2$  和  $\text{H}_2\text{O}$ 。这种方法的优点是可以省去价格昂贵的催化剂。在有催化剂条件下(即 SCR), $\text{NH}_3$  与  $\text{NO}_x$  反应的工作温度为  $200 \sim 400^\circ\text{C}$ ,但在无催化剂条件下,如图 10-4-39 所示的化学动力学计算结果所示,净化效果只出现在  $1100 \sim 1400\text{K}$  范围内。其原因可由下式得到解释:





温度低时, OH、H、O 等成分的浓度很低, 由式(1)和式(2)反应产生的 NH<sub>2</sub> 不够, 式(3)和式(4)的 NO 还原反应难以进行; 随着温度的升高, NH<sub>2</sub> 浓度升高, 还原反应加快; 而温度过高时, 由式(5)和式(6), 通过 NH<sub>2</sub> → NH → NO 的途径, 反而生成了 NO, 这就是图中当温度大于 1400K 时 NO 反而增多的原因。

考虑到柴油机排温远低于上述 1100~1400K 的最佳反应温度范围, 而燃烧时温度又高达 2000K 以上, 所以提出了膨胀过程中向气缸内直接喷射氨类还原剂的方案。同时, 考虑到氨水有较强的腐蚀性和毒性, 选择了尿素的水溶液作为还原剂。

采用化学动力学模拟计算方法考察了尿素水溶液的最佳喷射时间。由图 10-4-40 可知, 气缸内燃气温度(虚线)随活塞下行而下降, 约在上止点后 60° 时降至 1400K 左右, 如在这时喷入尿素水溶液, NO<sub>x</sub> 浓度将急剧下降, 而过早喷射(例如上止点)或过晚喷射(例如 90°)效果都不理想。

图 10-4-41 给出了在实际柴油机上的试验结果, 尽管随转速不同(反应时间不同)最佳喷射时间略有不同, 但在上止点后 60~90° 附近取得了最好的 NO<sub>x</sub> 净化效果及最高转化率, 转速 = 500r/min 时达到 60% 以上。如果在排气系统中加装催化剂, 不但可以进一步还原 NO<sub>x</sub>, 提高净化效率, 而且还可以除去缸内反应中剩余的 NH<sub>3</sub>, 以防排入大气造成新的污染。

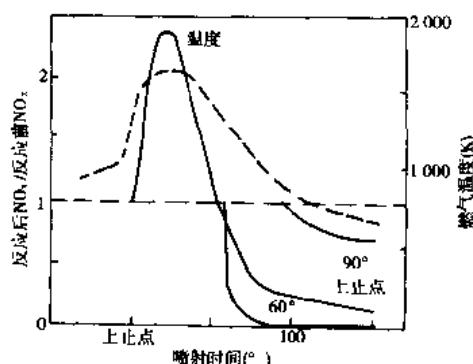


图 10-4-40 尿素水溶液喷射时间对 NO<sub>x</sub> 还原效果的影响(理论计算结果)

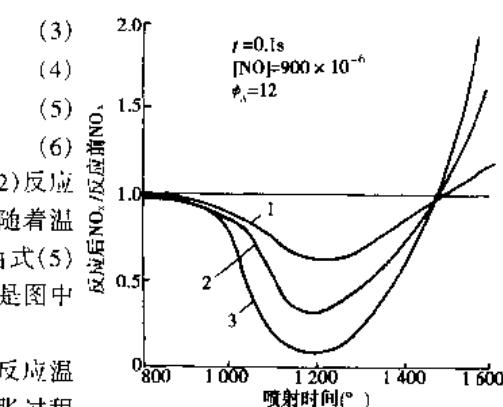


图 10-4-39 用 NH<sub>3</sub> 还原 NO 时反应温度的影响

燃料中的氧有助于燃料的完全氧化,降低 CO 和 HC 的排放量,所以分子结构含有氧的含氧燃料是低排放燃料。

#### 2) 对微粒排放的影响

作为微粒的核心是炭烟。燃料中的 C/H 和 C/O 比值越大,越容易生成炭烟。石油燃料成分中,烷烃生成炭烟的倾向最小、烯烃居中、芳香烃与炔烃最大。醇类、醚类是含氧燃料,生成炭烟的可能性很小。

#### 3) 对臭氧形成的影响

不同有机化合物生成臭氧活性(MIR)是不一样的。烷烃和醇类的 MIR 较低。因此天然气和醇类燃料都属于低排放燃料。烯烃和芳香烃的 MIR 较高,在燃料中应限制它们的含量。排放物中的醚类也有较高的 MIR 值。

#### 4) 对 CO<sub>2</sub> 排放量的影响

燃料中的 C/H 原子比越大,释放单位热能的 CO<sub>2</sub> 排放量越大。汽油与柴油的 C/H 原子比约为 0.5,完全燃烧产生的 CO<sub>2</sub> 约为 75g/MJ;甲烷的 C/H 为 0.25,产生的 CO<sub>2</sub> 约为 55g/MJ;氢气燃烧则不产生 CO<sub>2</sub>。

在评价燃料 CO<sub>2</sub> 的排放量时还应考虑到它在制造与远程运输过程中消耗能源所产生的 CO<sub>2</sub>。例如利用煤发电的电能来充电的电动车,其 CO<sub>2</sub> 总排放量还是很高的。但用水力、核能或太阳能发出的电能来充电的电动车,则另当别论。又如,氢燃烧时虽不产生 CO<sub>2</sub>,但若氢是由天然气或煤中提炼而得的,则会产生大量 CO<sub>2</sub>。

### 10.5.1.2 汽油

现在对汽油的要求是:不加铅、增加含氧量、降低蒸气压、降低苯含量、降低芳香烃含量、控制烯烃含量和添加清洁添加剂等。

美国从 1992 年 11 月 1 日起,在 CO 未达标的 38 个城市供应含氧汽油,汽油中添加 15% (V/V) 的甲基叔丁基醚(MTBE)。从 1995 年 1 月 1 日起在臭氧超标的 9 个地区供应添加 11% (V/V) MTBE 汽油。MTBE 中的氧原子可以改善燃烧,从而降低 CO 和 HC 的排放量。MTBE 每添加 1% (V/V), 氧含量大约增加 0.18% (m/m)。MTBE 还是替代四乙基铅,提高汽油抗爆性的优良添加剂。日本和欧洲许多国家为了提高无铅汽油的辛烷值,也在汽油中添加 MTBE。但添加 MTBE 并不是没有问题的,有报导说,在寒冷地区,譬如美国的阿拉斯加州,已经在居民的血液中发现 MTBE,居民诉说头痛、恶心和其他症状。此外,在使用 MTBE 添加剂汽油的地区,还发现了地下水被污染。因此,2000 年初美国环保局(EPA)认为“决不能以牺牲水源的清洁来换取空气源的清洁”,于是将谋求在《有毒物质控制法》中规定停止使用 MTBE。甲醇、乙醇和乙基叔丁基醚(ETBE)也是很好的增氧、抗爆添加剂。这些增氧添加剂都有较强的溶水性(吸水性),当吸收一定量的水分后,会使添加剂和汽油分层,所以储存中要特别注意,必要时还需加入一些助溶剂。

降低蒸气压可大大减少蒸发排放物(HC),对排气中的 HC、微粒物和 NO<sub>x</sub> 都略有减少效果。

苯已被证实是一种强致癌物质,它在燃烧中还会产生大量炭烟。降低芳香烃(苯也是其中一种)可大量减少排气中的苯,还能改善 HC 和 NO<sub>x</sub> 的排放。

美国 EPA 在 1993 年 12 月 15 日颁发一项新配方汽油法规,要求汽油的平均指标为:雷氏蒸气压 4.97kPa(南部地区)或 5.59kPa(北部地区),含氧量 2.1% ~ 2.7% (m/m),含苯量 0.95% ~ 1.3% (V/V)。此法规适用于 HC(臭氧)控制地区。据说可少排毒性物质 16.5%。

### 10.5.1.3 柴油

当今对柴油的要求是:低硫、低芳香烃等。

柴油中的硫在燃烧后 98% 成为二氧化硫,残留部分成为硫酸盐微粒物。若柴油中含硫 0.2% ~ 0.25%,会使排气中的微粒物增加 0.04 ~ 0.05g/kW·h 的硫酸盐微粒物,相当于美国重型车 1991 年排放限值的 20% 左右,或 1994 年限值的 50%。即使将含硫量降到 0.05%,排放的硫酸盐微粒物依然占 1994 年限值的 10%。所以美、日、欧等国都已将柴油中的含硫量降低到 0.05% (m/m) 甚至更低,以满足减少硫酸盐微粒物和二氧化硫的要求,美国 CARB 曾经在 1993 年 10 月 1 日实施低硫低芳香烃柴油法令。低硫的要求已为大家接受;

低芳香烃虽可降低柴油车的 NO<sub>x</sub>,减少排放致癌物质和微粒物,但由于燃油的氧化作用增加,会加快弹性密封件和软管的老化。

柴油中的洗涤添加剂可防止和去除喷嘴尖端的沉积物,从而降低烟度,减少微粒物。十六烷改进添加剂也能减少 HC 和微粒物。

#### 10.5.1.4 世界燃油规范

为了使汽车产品能满足不断严格的排放要求,全世界的汽车制造厂认识到必须有燃油炼制厂的积极配合。于是在 1998 年 12 月,美、欧、日汽车制造者协会和美国发动机制造者协会联合研究并颁布了“世界燃油规范”(World-Wide Fuel Charter),此项工作也得到了加拿大、中国、韩国和南非汽车制造者协会的支持。“规范”对汽车用汽油和柴油的组分和理化性能提出了要求。

“规范”将燃油分为三类。第一类用于基本没有排放要求的汽车;第二类用于排放要求比较严格(如:欧洲的 EU I 和 EU II,美国的 Tier1 和 Tier2)的汽车;第三类用于排放要求特别严格(如:欧洲的 EU III 和 EU IV,美国的 LEV 和 UL EV)的汽车。

表 10-5-1 是此“规范”的二类汽油、柴油的主要性能(我国当前实施的汽车排放标准相当于 EU I)与我国排放标准中规定的基准燃料以及我国汽油、柴油标准(GB 17930—1999《车用无铅汽油》和 GB 252—87《轻柴油》)的对比。

从表 10-5-1 可以看出,辛烷值或十六烷值偏低、硫含量高、稀烃(不饱和烃)含量高、对喷嘴清洁性无规定,是我国燃油的主要问题。

表 10-5-1 各种规范的燃油主要性能的对比

性 能	汽 油					
	世界燃油规范		基准燃料		GB 17930	
	最低	最高	最低	最高	最低	最高
研究法辛烷值	91.0				90	
马达法辛烷值	82.5				80	
研究法辛烷值	95.0		95.0		93	
马达法辛烷值	85.0		85.0		83	
研究法辛烷值	98.0				95	
马达法辛烷值	88.0				85	
蒸气压(kPa)	按最低环境温度而定,分五级,各国不同		56	64	88(秋、冬) 74(春、夏)	
氧化安定性(min)	480		没规定		没规定	
硫(%) (m/m)		0.02		0.04		0.10 <sup>①</sup>
铅(g/l)	测不出			0.005		0.005 <sup>②</sup>
磷(g/l)	测不出		没规定		没规定	
锰(g/l)	测不出		没规定		0.018	
硅(g/kg)	测不出		没规定		没规定	
氧(%) (m/m)		2.7	禁止添加		③	
稀烃(%) (V/V)		20.0		20		35 <sup>④</sup>
芳香烃(%) (V/V)		40.0		45		40
苯(%) (V/V)		2.5		5		2.5
喷嘴清洁性(%) 流量损失		5	没规定		没规定	

续上表

性 能	汽 油					
	世界燃油规范		基准燃料		GB 17930	
	最低	最高	最低	最高	最低	最高
柴 油						
性 能	世界燃油规范				基准燃料	
	最低	最高	最低	最高	最低	(B)252
十六烷值	53		49	53		
十六烷值	50				45	
氧化安全性( $\text{g}/\text{m}^3$ )		25		25	没规定	
硫(%)( $\text{m}/\text{m}$ )		0.030		0.05		0.2
总芳香烃(%)( $\text{m}/\text{m}$ )		25	没规定		没规定	
喷嘴清洁性(%)空 $\lambda$ 流量损失		85	没规定		没规定	

注: ①2000年7月1日起,北京、上海和广州执行0.08%( $\text{m}/\text{m}$ )标准,2003年1月1日起全国执行该标准。

②加油站在2000年7月1日前含铅量允许不超过0.013g/l。

③如加入有机含氧化合物,其含氧量不得大于2.7%( $\text{m}/\text{m}$ )。

④2000年7月1日起,在北京、上海和广州实施,2003年1月1日起在全国实施。

### 10.5.2 代用燃料

随着环保要求的日益加强,迫切需要有新的减少排放污染物的方法,因此代用燃料——压缩天然气(CNG)、液化石油气(LPG)与甲醇等较为清洁的燃料日益得到重视。使用代用燃料还可以保护常用燃料资源,缓解汽车对汽油、柴油的依赖。

#### 10.5.2.1 天然气

天然气的主要成分是甲烷(占容积的90%~95%)。以能量统计,其蕴藏量相当于石油的80%,是汽油的理想代用燃料。汽车上大多采用压缩天然气(CNG),压力大致在14.7~24.5MPa的范围内。

天然气汽车尾气排放的非甲烷碳氢化合物比汽油车要低,而甲烷的排放量则相对要高。对于采用同样的排放控制技术类型的汽车,其排放水平的大致情况是:天然气汽车的非甲烷碳氢排放比汽油车低90%,而甲烷排放则高出9倍;天然气汽车的CO排放水平约为汽油车的20%~80%,而NO<sub>x</sub>的排放情况,大多数情况下,二者基本上同,而天然气中最低的为汽油车的40%。燃用天然气排放的有毒物质如苯、1,3-二烯等远比燃用的汽油要低得多。使用中基本上无蒸发排放与冷起动过浓等问题。天然气的CO<sub>2</sub>排放量也较低。由于其辛烷值达120,可用较高压缩比的发动机,其效率可与柴油机相当。

装有现代电子燃料控制系统和三元催化剂的轻型天然气汽车,其尾气排放比美国加州超低排放车(ULEV)标准还要低75%,堪称为清洁的燃料汽车。

使用天然气存在的困难是:

- ①要有供应天然气的网站;
- ②续行驶里程低;
- ③储气罐较重。

现在世界上约有天然气汽车105万辆,加气站3 000余座。2 000年北京有天然气公共汽车4 000余辆,其中1 300辆采用CUMMINS天然气稀燃电控闭环发动机(不加催化装置),排放达到美国加州LEV水平;600辆采用柴油引燃的天然气发动机。

### 10.5.2.2 液化石油器(LPG)

在美国、加拿大、意大利和荷兰等国，液化石油气已广泛使用在汽车上。世界上使用 LPG 的汽车约 520 万辆，加气站有 2.8 万座。2000 年北京有可用 LPG 或汽油的双燃料出租车 20 000 余辆。液化石油气的优点与天然气相似，此外，比天然气更容易在车上携带。主要问题是液化石油气供应有限，因此不可能大范围使用。

液化石油气的辛烷值比汽油高，但不如天然气，可以采用与天然气类似的技术进行代用，但由于 LPG 的光化学作用较大，作为代用燃料不如天然气。在点燃式发动机上，基本不产生微粒物，CO 排放量非常低，HC 排放量中等，NO<sub>x</sub> 的排放取决于空燃比。

对 5 辆欧洲双燃料 LPG 汽油汽车进行的试验表明，采用现代闭环控制和三元催化剂的 LPG 装置，其污染物排放量可达到很低的水平，如表 10-5-2 所示。

表 10-5-2 5 辆现代欧洲双燃料轿车的排放水平与油耗

排放与油耗	汽油	LPG	排放与油耗	汽油	LPG
CO(g/km)	0.87	0.72	油耗(L/100km)	8.7	11.3
HC(g/km)	0.14	0.12	能量消耗(MJ/km)	2.8	2.7
NO <sub>x</sub> (g/km)	0.12	0.16			

### 10.5.2.3 甲醇

甲醇的一大优点是常温下呈液体，因此可以方便地用于汽油车及柴油车。甲醇主要由天然气或煤制成，它的热值接近于汽油或柴油的一半。甲醇燃烧时不冒黑烟，并且不产生高分子烃，因此微粒物排放非常少。甲醇分子本身含氧，有利于燃烧，HC 排放量较少，CO 排放量比柴油机高，与汽油机相当，甲醇可以在稀混合气下燃烧，燃烧温度又较低，所以 NO<sub>x</sub> 排放量为柴油机的一半左右。甲醇的辛烷值高达 112，有利于提高汽油机的压缩比，从而降低其油耗。

由于能量密度低，必须用两倍的供油量才能达到与汽油或柴油相同动力输出，因此需要改造发动机的供油系统，如加大化油器的油量孔或燃油喷射泵的容积。此外，由于甲醇的润滑性较差，需要单独为喷射泵提供润滑油。在汽油机上使用时，由于甲醇的蒸发潜热较大，着火性能较差，会造成冷起动困难。

甲醇本身有毒，燃烧后会有一部分未燃甲醇排出，另外还会排出比燃用传统燃料多数倍的甲醛。甲醛是强刺激性物质，有强烈致癌作用，它的光化学效应和对臭氧层的破坏能力也很强，必须采取净化措施，如采用催化转化器、改变燃烧室形状、改善喷射系统结构等加以控制。其中催化转化器的效果最好，但在暖机过程，催化剂起作用前，甲醇排放量仍相当多。此外，甲醇添加量超过 5% 后，对铅锡镀层、镁、锌、甚至铝件都有腐蚀作用，对腈橡胶有胀大作用，需要用镍镀层、不锈钢件和氟橡胶替代。

甲醇的十六烷值非常低，因此在柴油机中使用时，必须为其着火采用某种附加措施，如改善着火性能的添加剂、火花塞点火、电热塞点火或双重喷油系统（另一套为柴油），这些措施在重型发动机上已进行了开发和验证。

甲醇的用量接近汽油或柴油的两倍，价格较高，这也是影响其应用的原因之一。

1995 年美国加州有 12 700 辆甲醇汽车，配置了 200 个甲醇燃料供应站。福特汽车公司于 1993 年把 2 000 辆金牛座轿车改为灵活燃料汽车可以用甲醇（或乙醇）与汽油的任何比例作燃料，有报导称，截至 1996 年这种汽车已生产了 13 000 辆。由于排放法规的推动，福特汽车公司自 1998 年的新车年度起，4 年内将生产 23 万辆甲醇及天然气汽车，克莱斯勒汽车公司将生产 18 万辆以甲醇为燃料的轻型客车。

### 10.5.2.4 乙醇

乙醇的性能与甲醇类似，但生产成本较高，因此未成为一种吸引人的代用燃料。

### 10.5.2.5 二甲醚

近年来,另一种含氧燃料二甲醚(DME, Dimethyl Ether)作为柴油代用燃料受到了国内外的注目。DME 具有以下特点:

① DME 的分子是由两个甲基中间夹着一个氧原子构成( $\text{CH}_3\text{-O-CH}_3$ ),即不存在碳原子与碳原子的直接结合,在燃烧时不会像柴油那样产生炭烟,这就为解决柴油机  $\text{NO}_x$  和炭烟的权衡难题提供了可能。

② DME 的十六烷值为 55~60,高于柴油的 40~55;DME 的着火温度为 235°C,低于柴油的 250°C,因而 DME 的着火性能优于柴油。

③ DME 的含氧量为 34.8%,容易完全燃烧。

④ DME 不发生光化学反应,对人体无毒,只有当其体积百分比超过 10%时,才会产生轻微的麻醉作用,因此 DME 对环境(臭氧层等)和人体无害。

⑤ DME 是一种可再生燃料,不仅可以从石油及天然气中提取合成,而且可以从煤、植物、生活垃圾中提取合成。

将 DME 替代柴油作为燃料,在直喷式柴油机上的排放特性试验结果如图 10-5-1 所示。由图可知,在任何工况下 DME 都能实现无烟燃烧,这一特性优于其他任何在柴油机上尝试过的燃料。DME 的 CO 排放量只有柴油的 1/5,HC 排放量仅有柴油燃烧时的 1/2 左右,这与 DME 的含氧、低沸点,易于蒸发混合等特性有关。在相同喷射压力和喷油器结构参数的情况下,DME 喷油射束的距离只有柴油的 1/3 左右,减小了燃烧室壁面的燃料附着量,而喷雾锥角却明显变大。

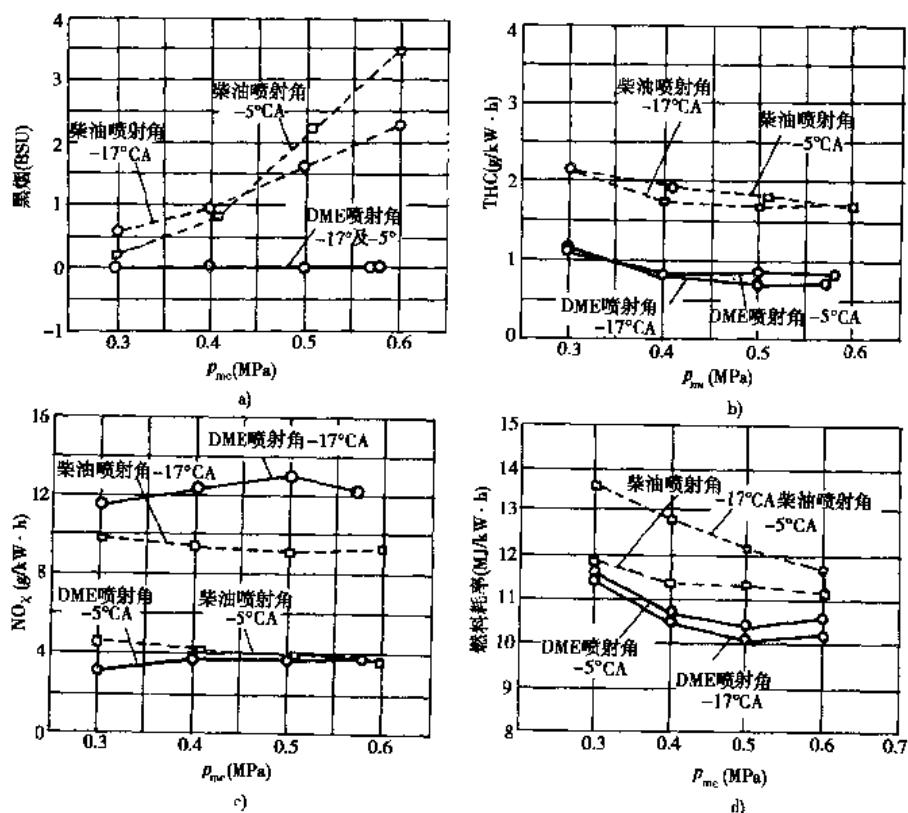


图 10-5-1 DME 的排放特性

作为一种汽车燃料,DME 在实用上也存在一些急待解决的问题。这主要是:DME 的沸点是 -25°C,因而常温常压时呈气体状态,加压到 0.53MPa 以上才可使其液化;DME 的粘度很低,因而润滑性很差,这一点可

以说是 DME 实用化的最大障碍。

#### 10.5.2.6 氢气

氢气燃料是唯一不含碳的燃料,燃烧后只生成水蒸气和少量 NO<sub>x</sub> 外,其他有害物质几乎为零,是理想的低污染燃料。

氢气在汽车上的储存方法大致分为两种:液态氢罐储存和储氢合金吸附。液态氢储罐需要真空绝热,无论是液态氢本身或储罐,成本都非常高。并且在储存中,每天会由于蒸发而损失掉 3% 的氢。利用储氢合金吸附氢气,在使用时加热以释放氢气,在冷起动时还需要附加的加热装置。表 10-5-3 所示为不同储氢方法的能量密度。

表 10-5-3 不同储氢方法的能量密度

	汽油	液态氢	合金储氢	高压气瓶氢
比能量(MJ/kg)	37	22	1.7	4.8
体积比能量(MJ/l)	28	7.8	4.4	2.5

也有人在研究氢-汽油混合燃料的发动机,如果没有机油窜入,碳的氧化物可降低 93.3%,碳氢化合物降低 2/3,NO<sub>x</sub> 降低 1/2。

总的说来,氢气的储存和安全,以及氢气的生产成本,是这种车辆短期内不可能实际应用的主要问题。

(撰稿人:许拔民)

## 10.6 低污染汽车

低污染或无污染汽车包括蓄电池电动车、混合动力电动车、燃料电池电动车等。

### 10.6.1 蓄电池电动车<sup>①</sup>

采用蓄电池的电动车在使用中不排放任何有害物质,是所谓的零排放无污染车。但如果充电的电源来自化石燃料,则总的温室效应将大大高于一般燃油汽车。可是发电厂的位置远离城市,因此电动车仍可减少城市中的大气污染。电动车可在晚间充电,对于调节电力系统夜间富余的大量电力有重要意义。电动车的优点还在于车辆部分负荷工作时效率高、停车时不消耗能量和有可能回收汽车制动时的能量损耗。

世界各发达国家从 70 年代开始研制电动车,到 90 年代已开始小批量地商品化。德国是十分重视环境保护的国家,据不完全统计,1995 年全国约有 4 400 辆电动车在使用。

法国的石油主要依靠进口,汽油价格约为美国的 4 倍,因为 75% 的电力来自核能发电,15% 来自水力,所以电力价格很便宜,这为电动车提供了有利的竞争条件。在法国政府的大力推动和各种优惠政策的保障下,1997 年电动车产量达到 2 000 辆,除本国使用外,还向欧洲 14 个城市推广应用。

日本通产省在 1991 年制定了“2000 年扩大电动车市场的十年规划”,在这一计划倡导下,日本 11 个主要汽车公司、各主要电力公司以及不少地方和民间机构都投入巨大的人力物力研究开发电动车。1991 年 10 月东京电力公司展出的 TZA 牌 4 座电动车,采用了镍镉蓄电池、稀土永磁无刷电动机、复合材料车身和铝车架等先进技术,最高车速达 176km/h,一次充电行驶里程达 548km(40km/h 匀速行驶),创下了至今保持领先的性能指标。1996 年日本电动车保有量约为 3 000 辆。1996 年 9 月丰田汽车公司和本田汽车公司分别宣布它们研制成 5 座轿车 RAV-4EV 和 Plus,并投入小批量商业化生产,在日本及美国加州销售。日产汽车公司研制的 ALTRA 电动车也于 1998 年初投入小批量生产。

对电动车的推广进程影响最大的是美国加州政府大气资源局 1990 年 9 月颁布的规定,要求在该州年销售量超过 36 000 辆汽车的各大汽车公司,从 1998 年起按一定比例销售零排放汽车,这一比例在 1998 年为

① 指性能与燃油汽车相当的蓄电池电动汽车。

2%, 2001 年起为 5%, 2003 年起为 10%。后来美国另外 10 个州也颁布了类似规定,使得 1998 年有可能产生 10 万辆的电动车潜在市场。尽管后来由于蓄电池的研制开发未达到预定目标等原因,加州大气资源局取消了对 1998 年和 2001 年的销售要求,但仍保留了 2003 年电动车销售量达 10% 的规定。与此同时,各大汽车公司承诺从 1998 年起在加州开始销售(或租赁)电动车,到 2000 年总数为 3 750 辆。

蓄电池的体积、质量、技术特性参数决定了电动车的使用性能,是电动车最重要的部件。

为了发展电动车,美国能源部、三大汽车公司会同主要蓄电池生产厂于 20 世纪 80 年代成立了美国先进蓄电池集团(USABC)。USABC 曾制定了电动车用蓄电池的中期和长期技术特性目标,见表 10-6-1。

表 10-6-1 USABC 先进蓄电池的中、长期发展目标

性 能	中期性能	长期性能
比能量( $\text{W}\cdot\text{h}\cdot\text{kg}^{-1}$ )(C/3 放电率)	80~100	200
比功率( $\text{W}\cdot\text{kg}^{-1}$ )(80% 放电深度/30s)	150(希望为 200)	400
寿命(年)	5	10
循环寿命(次)(80% 放电深度)	600	1 000
销售价格(美元· $(\text{kW}\cdot\text{h})^{-1}$ )	<150	<100
使用温度(℃)	-30~65	-40~85
充电时间(h)	<6	3~6
效率(C/3 放电率,6h 充电)	75%	80%
自放电	<1.5(48h)	<1.5%(月)
热损耗(高温电池)	48h 内 $3.2 \text{ W}/\text{kW}\cdot\text{h}$	15% 额定容量
维护方式	免维护,极小的车载控制	

提出的发展目标值全面反映了对电动车用蓄电池的要求,如“比能量”确定了电动车一次充电后能行驶的里程;“比功率”确定了电动车的加速、坡道行驶能力;“寿命”与“反复充电放电次数”表明了蓄电池能使用的年限,蓄电池是价格很高的部件,使用年限短会大大影响使用的费用;“充电时间”代表了每天蓄电池充电要花费的时间,内燃机汽车没有这种负担,这是蓄电池电动车特有的问题。

由于 USABC 旨在使电动车的性能尽可能接近内燃机的汽车,上述目标订得较高,迄今为止尚无一种蓄电池能全面达到上述目标。

现在已开发了十几种蓄电池。电动车主要用的蓄电池有铅酸、镉镍、氢镍、锂离子等。其中氢镍与锂离子蓄电池被认为是最有前途的电动车电源。表 10-6-2 比较了几种电池的技术特性。

表 10-6-2 几种电动车用蓄电池的比较

	比能量 (( $\text{W}\cdot\text{h}$ )· $\text{kg}^{-1}$ )	比功率 ( $\text{W}\cdot\text{kg}^{-1}$ )	循环寿命 (次)	价 格 (美元· $(\text{kW}\cdot\text{h})^{-1}$ )
铅酸蓄电池	30~50	200~400	400~600	120~150
镉镍蓄电池	45~60	150~350	>800	300~350
氢镍蓄电池	50~70	150~350	>800	150~200
锂离子蓄电池	120~140	200~300	1 200	150~180
USABC 长期目标蓄电池	200	400	1 000	100

目前阻碍电动车普及应用的主要问题是性能和价格:

①电池性能不满足要求。能量密度低或者说一次充电行驶里程太短，是电动车目前最大的问题。现在实际使用的蓄电池有铅酸和镉镍两种，质量比能量分别约为 $40\text{ (W}\cdot\text{h)}\cdot\text{kg}^{-1}$ 和 $45\sim60\text{ (W}\cdot\text{h)}\cdot\text{kg}^{-1}$ ，而汽油则为 $12\,000\text{ (W}\cdot\text{h)}\cdot\text{kg}^{-1}$ ，相差 $200\sim300$ 倍，即使考虑到电动机的工作效率高于发动机，两者也相差十到几十倍。因而电动车的一次充电行驶里程一般只有 $100\sim200\text{ km}$ ，最高车速也大都在 $80\sim130\text{ km/h}$ 的范围内。

②制造成本过高。目前电动车的价格一般为同级燃油汽车的 $2\sim3$ 倍，原因是蓄电池价格较贵，研制费用高，且生产规模小。

### 10.6.2 混合动力电动汽车

鉴于蓄电池电动车存在上述商用化方面的困难，综合考虑汽车环保和节能的需要，混合动力电动车(HEV, Hybrid Electric Vehicle)是一种更现实的选择。

混合动力电动车上除装有电驱动系统之外还有另一种动力系统。这种动力系统可以是汽油机、柴油机、代用燃料发动机、燃气轮机、斯特林发动机等热力发动机，也可以是燃料电池。但目前应用最多的还是汽油或柴油发动机。

根据动力系统的不同配置混合动力电动车分为如图10-6-1所示的3类，即串联式(Series)、并联式(Parallel)和分割式(Split)。分割式按其具体结构也可称为串、并联灵活驱动式。

#### 1) 串联式混合动力系统

串联式混合动力系统的工作原理如图10-6-1a)所示，由发动机(内燃机)带动发电机，电能在控制器的调节下带动电动机而驱动车轮。发动机始终在热效率高而排放较低的单一最佳工况下运转，单一工况运转也便于排气后处理装置始终保持高净化率。汽车低负荷运转时，发动机发出的功率超过驱动汽车的需要，多余的电能向蓄电池充电；高负荷运转时，除发电机发出的电能外，电池组提供部分电能；此外，在城区较低车速行驶时，为了实现零排放可关闭发动机，汽车行驶功率全部由蓄电池来供给。

由于当汽车需要大动力时，蓄电池提供了其中的部分功率，所以汽车可选用较小的发动机和发电机，但需要有大的电动机以提供全部驱动轮发出的驱动功率。串联式能量传递环节较多，传动效率较低。

串联式适用于环保要求较高、行驶车速较低的城区车辆，如公共汽车。

#### 2) 并联式混合动力系统

如图10-6-1b)所示，发动机和电动机可以分别独立地向汽车的驱动系统提供动力。通常采用由发动机提供车辆的平均行驶功率，由电动机提供峰值功率及低速低负荷工况的功率。

发动机通过机械传动直接驱动汽车时，无机-电能量转换损失，效率较高。因此并联式混合动力车的燃油经济性比串联式混合动力汽车高。

显然，并联式混合动力车可选用较小的发动机和电动机。若装备有发电机则可选用较小的发电机，要求的电池容量也较小。

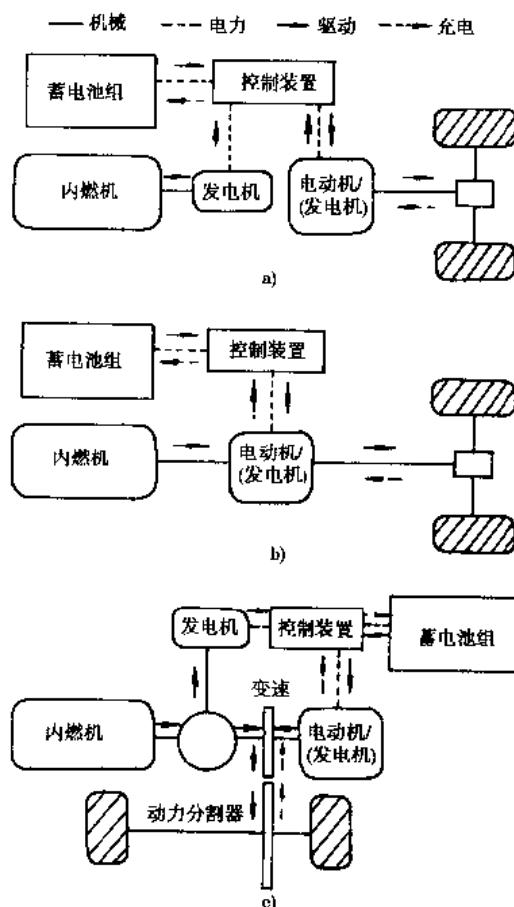


图 10-6-1 各种混合动力系统

a)串联式混合动力系统；b)并联式混合动力系统；c)串并联灵活驱动式混合动力系统

由于并联式的发动机运转工况随汽车运行的情况而变化,发动机不可能在排放污染物最小的工况工作,因此发动机的排放性能比串联式混合动力车要差。

并联式混合动力车比较适合于在复杂工况下行驶的车辆。

### 3)串并联灵活驱动式混合动力系统

如图 10-6-1c)所示,通过一种行星齿轮系统组成动力分配装置,将整个系统耦合在一起,根据行驶工况灵活采取各种工作方式,以达到热效率最高、排放污染最低的效果。一般控制策略为:起步或低速低负荷工况时,关闭发动机由蓄电池电能驱动;一般行驶工况动力系统以串并联混合方式工作;大节气门加速或重负荷工况时,动力系统除串并联方式工作外,蓄电池也提供能量参加驱动;制动和减速时通过能量回收系统向蓄电池充电;停车时发动机自动关机;蓄电池充电由计算机控制其维持在一稳定的充电状态。因此串并联灵活驱动方式兼有串联和并联的特点,但控制系统最复杂。

各大汽车公司均在研制混合动力车。1997 年丰田汽车公司的 5 座复合动力轿车 Prius 首先投产,它的 CO<sub>2</sub> 排放量只有传统发动机轿车的 50%,CO、HC 和 NO<sub>x</sub> 排放量接近 10%,该车到 1999 年 10 月已销售 3 万余辆,价格为 215 万日元,2000 年将转向美、加市场。

## 10.6.3 燃料电池

燃料电池具有效率高、低污染或无污染的特点,普遍认为是一种最有希望的汽车动力装置。

燃料电池是一种将燃料的化学能直接转化为电能的“电池”。它不是蓄电池而是“发电厂”。燃料电池有多种类别,最有希望用于电动车的是质子交换膜燃料电池(PEMFC)。其工作原理是将氢送到负极,经催化剂作用,氢原子中的电子被分离出来,在正极吸引下于外电路中产生电流,失去电子的氧离子可穿过质子交换膜(电解质),在正极与氧及电子重新结合为水。因为氧可从空气中获得。只要不断供给氢气与带走水,燃料电池就可不断工作供给所需电能。由于化学能直接转化为电能的效率可高达 60% 以上,再加上余热回收,效率可达 80%,其转换效率为内燃机的 2~3 倍,而它本身不排放有害物质,仅生成清洁的水。燃料电池的原理 1839 年已提出,60~80 年代已用于宇航及潜艇,1990 年燃料电池的体积比功率(单位体积可提供的电功率)达到 150W,1995 年达到 1kW,这个指标已可在汽车上实际应用。催化剂铂(Pt)的用量也由早年的 5mg/cm<sup>2</sup> 降至现在的 1mg/cm<sup>2</sup> 以下。早年靠高压储氢瓶供给压缩氢气或液化氢气,或用储氢合金储存氢气,因储氢量不多,所以行程有限。近年来甲醇或汽油经重整器可不断地供给氢气,还可利用汽车现有的加油站加油(或甲醇)。由加拿大巴拉德(Ballard)公司研制的燃料电池堆,供给纯氢在小功率工作时,能量转换效率已达到 60%,满负荷工作的效率达到 40%。巴拉德公司与奔驰、通用、福特、克莱斯勒等多家汽车公司合作,将燃料电池装在大、中型公共汽车和轿车等多种车型上进行试验,1997 年又研制了甲醇重整系统装车试验。当然燃料电池在性能、结构、价格等方面还要进行许多改进和研究,但可以预计,在未来 10 年内将会得到应用。

## 10.6.4 其他低污染汽车

### 1)太阳能车

太阳能车是最理想的低污染车,目前处于试验开发阶段。但当前作为动力源的太阳能电池,其动力密度,即使在好天气下,也只有普通蓄电池的 1/10 左右,并且很难期望有重大改善。

### 2)外燃机(斯特林发动机)

外燃机热效率高,污染排放物少,噪声低,可以采用各种燃料,是一种低污染发动机。但从目前达到的水平来看,只可能在部分固定动力机上使用。

### 3)陶瓷燃气轮机

当前陶瓷燃气轮机的动力密度与四冲程发动机相近,所以比外燃机更有希望用作未来的汽车动力。燃气轮机的热效率和动力密度取决于工作气的进口温度,因此必须用特别耐热的材料制造,才有可能超过往复式内燃机的热效率。

目前陶瓷燃气轮机还有一些未解决的问题:

- ①材料的耐高温程度不够,还达不到预期的热效率;
- ②由于制造上的原因,还不能达到最优化的程度;
- ③还不能防止外物进入所造成的损坏。

此外,由于燃气轮机在惯性上的固有特点,过渡响应不好,因此只能应用于一些特殊用途的车辆,不大可能用在轿车上。

(撰稿人:董力平)

## 10.7 汽车排放的法规及控制管理系统

### 10.7.1 汽车排放法规(标准)的演变和控制水平

欧洲和美国的汽车排放法规体系是世界上两个主要体系,我国的排放标准参照了欧洲法规体系。

#### 10.7.1.1 欧洲

欧洲由欧洲经济委员会(ECE)的排放法规(Regulation)和欧洲经济共同体(EEC)(即后来的欧盟EU)的排放指令(Directive)对汽车排放加以控制。排放法规是ECE参与国自愿采用相互认可的,排放指令则是要求EEC或EU参与国强制执行的。ECE-R15法规(70/220/EEC指令)控制轻型汽油、柴油车(最大总质量 $\leq 3500\text{kg}$ )排气中3种气态排放物,ECE-R24(72/306/EEC)控制柴油车和柴油机的烟度,ECE-R49(88/77/EEC)控制重型车(最大总质量 $>3500\text{kg}$ )用柴油机排气中的气态和固态排放物,ECE-R83(70/220/EEC的修订指令)在ECE-R15的基础上,加严并全面控制轻型汽油、柴油车的各种排放物,如表10-7-1所示。

表 10-7-1 欧洲汽车排放法规的演变<sup>①</sup>

ECE 法规	实施日期	EC(EEC)指令	实施日期(新车型式认证)
ECE-R15/00-04	1970.03.20~1999.12.31	70/220/EEC 及其修订件	1970.03.20~1992.06.30
ECE-R83“A类车” <sup>②</sup>	1989年11月05日	83/351/EEC(ECE R15/04)	1984年10月01日
ECE-R83/01 <sup>③</sup> “B类车”和“C类车”	1992年12月30日	91/441/EEC EU I, 针对“PC” <sup>④</sup>	1992年07月01日
ECE-R83/02 <sup>⑤</sup> “B类车”和“C类车”	1995年07月02日	93/59/EEC EU I, 针对其他车辆 <sup>⑥</sup>	1993年10月01日
ECE-R83/03 <sup>⑦</sup> “B类车”和“C类车”	1996年12月07日	94/12/EC EU II, 针对“PC” <sup>⑧</sup>	1996年01月01日
目前尚无与 EU 指令等效的 ECE 法规		96/69/EC EU II, 针对其他车辆 <sup>⑨</sup>	1997年01月01日
ECE-R24/03	1986年04月20日	72/306/EEC	1988年04月01日
ECE-R49/01	1989年09月01日	88/77/EEC	1988年04月01日
ECE-R49/02	A阶段 1992年04月01日 B阶段 1995年10月01日	91/542/EEC A阶段 EU I, B阶段 EU II	A阶段 1992年04月01日 B阶段 1995年10月01日

注:① EU I、EU II、EU III 和 EU IV 分别为欧洲控制汽车排放的第 I、II、III 和 IV 阶段。

②其中“A类车”指燃用有铅汽油的车辆;“B类车”指燃用无铅汽油的车辆;“C类车”指燃用柴油的车辆。

③“A类车”继续实施 ECE-R15/04。

④“PC”:指最大总质量 $\leq 2500\text{kg}$ ,座位 $\leq 6$ (包括驾驶员)的乘用车。

⑤其他车辆:指 $2500\text{kg} < \text{最大总质量} \leq 3500\text{kg}$ ,座位 $\leq 9$ (包括驾驶员)的乘用车,以及最大总质量 $\leq 3500\text{kg}$ 的载货车。

欧盟正在实施和将要实施的针对轻型车的 EU III 和 EU IV 排放法规如表 10-7-2 所示。

表 10-7-2 EU III 和 EU IV 限值

2000 年 1 月起欧盟排气排放物法规(EU III)						2005 年 1 月起欧盟排气排放物法规(EU IV)					
车辆类别	限值(g/km)					车辆类别	限值(g/km)				
	CO	HC	NO <sub>x</sub>	HC + NO <sub>x</sub>	PM		CO	HC	NO <sub>x</sub>	HC + NO <sub>x</sub>	PM
汽油车	2.3	0.2	0.15	-	-	汽油车	1.0	0.1	0.08	-	-
柴油车	0.64	-	0.5	0.56	0.05	柴油车	0.5	-	0.25	0.3	0.025

ECE-R83/02(93/59/EEC, EU I)的排气排放物的型式认证和生产一致性限值如表 10-7-3 所示。

表 10-7-3 ECE-R83/02(93/59/EEC)限值<sup>①</sup>

车辆类型	基准质量, $R_m$ (kg)	限 值		
		CO(g/km)	HC + NO <sub>x</sub> (g/km)	微粒质量 <sup>②</sup> (g/km)
M <sup>③</sup>	全部	2.72(3.16)	0.97(1.13)	0.14(0.14)
I	$R_m \leq 1250$	2.72(3.16)	0.97(1.13)	0.14(0.14)
N <sub>i</sub> <sup>④</sup>	$1250 < R_m \leq 1700$	5.17(6.0)	1.40(1.6)	0.19(0.22)
III	$1700 < R_m$	6.90(8.0)	1.70(2.0)	0.25(0.29)

注: ①括号内的数字为生产一致性限值。

②仅对压燃式发动机。

③不包括设计上规定乘坐 6 位乘客(包括驾驶员)以上和最大总质量超过 2 500kg 的车辆。

④包括设计规定乘坐 6 位乘客(包括驾驶员)以上的车辆和最大总质量超过 2 500kg 但不超过 3 500kg 的 M 类车辆。

ECE-R83/03(94/12/EC, 96/69/EC)的排气排放物的限值如表 10-7-4 所示。

表 10-7-4 ECE-R83/03(94/12/EC, 96/69/EC)限值<sup>①</sup>

车辆类型	基准质量 $R_w$ (kg)	限 值					
		CO(g/km)		HC + NO <sub>x</sub> (g/km)		微粒(g/km)	
车类	级别	汽油车	柴油车	汽油车	柴油车	柴油车	
M	—	全部 <sup>②</sup>	2.2	1.0	0.5	0.7	0.08
I	$R_w \leq 1250$	2.2	1.0	0.5	0.7	0.08	
N <sub>i</sub> <sup>③</sup>	$1250 < R_w \leq 1700$	4.0	1.25	0.6	1.0	0.12	
III	$1700 < R_w$	5.0	1.5	0.7	1.2	0.17	

注: ①欧洲不再规定生产一致性限值, 改用抽取 3 辆或更多辆汽车进行试验, 从而判断其生产一致性。

②不包括设计上规定乘坐 6 位乘客(包括驾驶员)以上和最大总质量超过 2 500kg 的车辆。

③包括设计上规定乘坐 6 位乘客(包括驾驶员)以上的车辆和最大总质量超过 2 500kg 但不超过 3 500kg 的 M 类车辆。

轻型汽油、柴油车还有耐久性的要求,即要求在试验 8 万 km 后,其污染物排放量仍不超过限值;或者用下表 10-7-5 中的劣化系数替代上述规定的试验,即新车测得的各污染物值分别乘以各自的劣化系数应符合限值要求。

表 10-7-5 劣化系数

汽车类型	劣化系数		
	CO	HC + NO <sub>x</sub>	微粒
汽油车	1.2	1.2	—
柴油车	1.1	1.0	1.2

重型车用柴油机按照 ECE-R49(88/77/EEC, 91/542/EEC) 控制其排气排放物, 限值如表 10-7-6 所示。

表 10-7-6 ECE-R49/01.02(88/77/EEC, 91/542/EEC) 限值

指令号	实施阶段	实施日期	CO 质量 (g/kW·h)	HC 质量 (g/kW·h)	NO <sub>x</sub> 质量 (g/kW·h)	微粒质量(g/kW·h)	
						≤ 85kW	> 85kW
88/77/EEC	--	1988.04.01	11.2	2.4	14.4	—	—
91/542/EEC	A	1992.04.01	4.5	1.1	8.0	0.61	0.36
	B	1995.10.01	4.0	1.1	7.0	0.15	—

柴油车和柴油机需要根据发动机不同转速下的名义流量, 满足按照 ECE-R24(72/306/EEC) 确定的全负荷和自由加速的烟度限值。

轻型汽油车实施 EU I 的排放法规, 排放的 CO 大约比控制前下降 90%, HC + NO<sub>x</sub> 大约下降 80%; 实施 EU II, 下降率大约分别为 95% 和 99%。

除了这些有害污染物之外, 近年来 CO<sub>2</sub> 排放也是欧洲关心的问题, 而燃油消耗量与 CO<sub>2</sub> 排放量有直接关系。因此欧洲的汽车制造厂正致力于在 1995 年~2005 年期间, 将他们轿车的平均油耗降低 15%。欧盟委员会和议会则建议, 2005 年(不迟于 2010 年)CO<sub>2</sub> 的平均排放值定为 120 g/km。

### 10.7.1.2 美国

美国轻型车排气排放物限值的演变过程, 如表 10-7-7 所示。

表 10-7-7 美国轻型车限值演变过程

车型年	CO(g/mile)	HC(g/mile)	NO <sub>x</sub> (g/mile)	颗粒(g/mile)	蒸发物(g/mile)
控制前	90	15	6.2	—	6.0
1970	34	4.1	—	—	—
1971	34	4.1	—	—	6.0
1972	28	3.0	—	—	2.0
1973	28	3.0	3.1	—	2.0
1975	15	1.5	3.1	—	2.0
1977	15	1.5	2.0	—	2.0
1978	15	1.5	2.0	—	6.0 <sup>①</sup>

续上表

车型年	CO(g/mile)	HC(g/mile)	NO <sub>x</sub> (g/mile)	微粒(g/mile)	蒸发物(g/mile)
1980	7.0	0.41	2.0	—	6.0
1981	3.4	0.41	1.0	—	2.0
1982	3.4	0.41	1.0	0.6	2.0
1987	3.4	0.41	1.0	0.2	2.0
1994(US Tier 1)	3.4 <sup>①</sup>	0.25 <sup>②</sup>	0.4(汽油车) 1.00(柴油车)	0.08	③
(2004)(US Tier 2)	1.7	0.125	0.2	0.08	④

注: ①1994 年开始增加 -7°C 下的 CO 排放标准, 限值为 10g/mile, 2001 年起加严至 3.4g/mile。

②1994 年起 HC 限值以 NMHC(非甲烷碳氢化合物)表示。

③1978 年起蒸发排放物测试规范由炭罐收集法改为密闭室(SHED)法。

④1993 年 4 月 23 日起, 采用新的蒸发排放物测试规范和限值表示方法。

美国重型车用柴油机排气排放物限值的演变过程, 如表 10-7-8 所示(单位:g/bhp·h):

表 10-7-8 美国重型车用柴油机限值演变过程

车型车	CO	HC	NO <sub>x</sub>	HC + NO <sub>x</sub>	微粒	车型车	CO	HC	NO <sub>x</sub>	HC + NO <sub>x</sub>	微粒
1970	63.6	6.55	—	—	—	1990	15.5	1.3	6.0	—	0.6
1974	40	—	—	16	—	1991	15.5	1.3	5.0	—	0.25
1979	25	—	—	5	—	1994	15.5	1.3	5.0	—	0.10
1984	15.5	0.5	9.0	—	—	1998	15.5	1.3	4.0	—	0.10
1985 <sup>①</sup>	15.5	1.3	10.7	—	—	2004	15.5	1.3	—	2.4	—
1987	15.5	1.3	10.7	—	—						

注: ①试验规范改变。

美国当前和将来对车辆排放的要求, 很大程度上取决于 1990 年的“清洁空气法修订案”, 其主要部分归纳如下:

1) 轻型车当前标准

如表 10-7-9 和表 10-7-10 所示, 表中 NMHC 为非甲烷碳氢化合物。

表 10-7-9 轿车和车辆额定总质量不超过 6 000lb 的轻型载货汽车排放标准

	耐久性 5 年或 50 000mile					耐久性 10 年或 100 000mile				
	NMHC	CO	低温 CO	NO <sub>x</sub>	PM	(g/mile)	NMHC	CO	NO <sub>x</sub>	PM
非柴油车	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
轻型载货汽车(车辆载货量 0~3 750lb)和轿车	0.25	3.4	10	0.4	—	0.31	4.2	0.6	—	—
轻型载货汽车(车辆载货量 3 751~5 750lb)	0.32	4.4	12.5	0.7	—	0.4	5.5	0.97	—	—
柴油车	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
轻型载货汽车(车辆载货量 0~3 750lb)和轿车	0.25	3.4	—	1	0.1	0.31	4.2	1.25	0.1	—
轻型载货汽车(车辆载货量 3 751~5 750lb)	0.32	4.4	—	—	0.1	0.4	5	0.97	0.1	—

表 10-7-10 车辆额定总质量超过 6 000lb 的轻型载货汽车排放标准

轻型载货汽车试验质量	耐久性 5 年或 50 000mile(μ/mile)			耐久性 10 年或 100 000mile(g/mile)			
	NMHC	CO	NO <sub>x</sub>	NMHC	CO	NO <sub>x</sub>	PM
3 751 <sup>(1)</sup> ~ 5 750lb	0.32	4.4	0.7 <sup>(2)</sup>	0.46	6.4	0.98	0.1
超过 5 750lb	0.39	5	1.1 <sup>(3)</sup>	0.56	7.3	1.53	0.12

注:①不适用于轻型柴油载货汽车。

②国家低排放车(NLEV)规划

1997 年 12 月 16 日,美国环保局(EPA)完成了为国家低排放车(NLEV)规划制定的法规。东北诸州和全国分别从 1999 车型年和 2001 车型年开始执行,新生产的轿车和轻型载货汽车,将要满足比 EPA 在 2004 车型年前执行的排气标准更加严厉的标准,如表 10-7-11 所示。表中 NMOC 为非甲烷有机气体。

表 10-7-11 轿车和轻型载货汽车(耐久性 50 000mile)的 NLEV 排气排放物标准(g/mile)

车 型	车型年	车队平均 NMOC	NO <sub>x</sub>	CO
轻型车和轻型载货汽车 (车辆载质量 0 ~ 3 750lb)	1999 <sup>(1)</sup>	0.148	0.2	3.4
	2000 <sup>(2)</sup>	0.095	0.2	3.4
	2001 及之后 <sup>(3)</sup>	0.075	0.2	3.4
轻型载货汽车(3 751 ~ 5 750lb)	1999 <sup>(1)</sup>	0.19	0.4	4.4
	2000 <sup>(2)</sup>	0.124	0.4	4.4
	2001 及之后 <sup>(3)</sup>	0.1	0.4	4.4

注:①东北九州和哥伦比亚特区,不包括纽约州和麻萨诸塞州;

②除采用加州标准的加州、纽约州、麻萨诸塞州、佛蒙特州和缅因州外的所有州。

③Tier 2(美国第 2 阶段加严)

在 1990 年修订“清洁空气法”过程中,国会认为有必要要求在 21 世纪初进一步降低客车的排放。国会规定了特殊标准,要求 EPA 加以考虑,这些标准称为“Tier 2 标准”,将在 2004 车型年后实施。

1999 年 12 月 21 日,行政当局签发了最终的 Tier 2 规划。主要包括以下方面:

对于轿车、轻型载货汽车和较大的客车,规划为:

- ①2004 年起,轿车、轻型载货汽车、大型运动车和大型客车将逐步采用同一组排放标准;
- ②引入新的车辆类别,即“中型客车”,于是将较大的厢式客车和运动车纳入 Tier 2 规划;
- ③采用与联邦和加州的“LEV I”(低排放车,第 1 阶段)相当或更严的车队平均排放过渡标准;
- ④对使用不同燃料的车辆,采用相同标准;
- ⑤允许汽车制造厂以灵活的方式符合标准的要求,只要环境所需要的受益得到保证;
- ⑥制定更严格的微粒物标准;
- ⑦制定更严格的蒸发排放标准。

4)重型车和发动机

当前采用的重型车法规归纳如表 10-7-12 所示。

表 10-7-12 重型车排放标准(g/bhp·h)

类型	年份	HC	CO	HC + NO <sub>x</sub>	NO <sub>x</sub>	柴油机微粒
柴油车	1991 ~ 1993	1.3	15.5		5.0	0.25
	1994 ~ 1997	1.3	15.5		5.0	0.10
	1998	1.3	15.5		4.0	0.10
	2004	1.3	15.5	2.4 <sup>a</sup>		
城市公共汽车	1991 ~ 1992	1.3	15.5		5.0	0.25
	1993	1.3	15.5		5.0	0.10
	1994 ~ 1995	1.3	15.5		5.0	0.07
	1996 ~ 1997	1.3	15.5		5.0	0.05 <sup>b</sup>
汽油车	1998	1.3	15.5		4.0	0.05 <sup>c</sup>
	1991 ~ 1997	HC	CO		NO <sub>x</sub>	蒸发 HC(g/test)
	(A)	1.1	14.4		5.0	3.0
	(B)	1.9	37.1		5.0	4.0
1998						
	(A)	1.1	14.4		4.0	3.0
	(B)	1.9	37.1		4.0	4.0

注:“(A)”为车辆额定总质量≤14 000lb 的载货汽车发动机的标准。

“(B)”为车辆额定总质量>14 000lb 载货汽车发动机的标准。

①采用 0.07g/bhp·h。

②允许选用 2.5g/bhp·h 标准, NMHC 为 0.5g/bhp·h。

EPA 还打算建议加严汽油载货车标准, 并要求所有车都装有车载诊断(OBD)装置。此外, 他们倾向于在 2005 年加严微粒(PM)和 NO<sub>x</sub> 排放标准, 并在 2007 年再次加严 NO<sub>x</sub> 排放标准。

在加严车辆标准的同时, EPA 正在计划制定一项低硫柴油标准。

美国柴油机的排烟有法规限制, 采用包括加速、全负荷和加载减速的 EPA 试验循环, 用 PHS 型不透光烟度计测量, 加速、加载减速和峰值的限值分别是 20%、15% 和 50%。

美国在 1978 年就有控制汽车燃油耗的法规, 当时是为了应付能源危机, 后来, 也起到了对 CO<sub>2</sub> 控制的作用。目前的限值为: 轿车 27.5mile/gal(8.55L/100km), 轻型载货汽车 24.7mile/gal(9.52L/100km)。世界环保大会后, 美国总统与各大汽车厂商讨, 提出了一个 80mile/gal(2.94L/100km) 的指标, 这是一个十年研究课题目标, 即要求到 2004 年开发出一种车型, 其油耗达到此指标要求, 目前看来只有柴油车和复合动力车(Hybrid)才有可能。

### 5) 加州规划

美国是当今世界控制汽车排放最严格的国家, 而加州的排放法规则常常比联邦政府更严格, 或者比联邦法规提前一、二年, 甚至更超前实施。

#### (1) 轻型车标准

表 10-7-13 所示为当前加州的轻型车标准。

表 10-7-13 汽油轿车耐久性 50 000 mile 认证标准

	NMOG (g/mile)	CO(g/mile)	NO <sub>x</sub> (g/mile)
1993 车型年	0.25	3.4	0.4
TLEV	0.125	3.4	0.4
LEV	0.075	3.4	0.2
ULEV	0.04	1.7	0.2

注：①NMOG 替代了传统的碳氢化合物，因为排气中的组成物会随燃料的改变而改变，而 NMOG 的不同组成物对环境的影响不同，给予不同的加权后再叠加。

1990 年加州空气资源局(CARB)制订了低排放车(LEV)法规，将轻型车分为过渡低排放车(TLEV)、低排放车(LEV)、特低排放车(ULEV)和零排放车(ZEV)(即电动车、氢气车或太阳能车)，后来又增加了超特低排放车(SULEV)。

#### (2) 新“LEVII”标准

1999 年 11 月 5 日订出了计划，要求从 2004 年起满足加严的排放标准。此计划包括下列主要内容：

①调整车辆分类，现在的轻型载货汽车和车辆总质量(GVW)小于 8 500lb 的中型车，一般将同轿车一样面临同样的 LEV 和 ULEV 标准，只有特重的运动车和客货两用车，仍保留单独的中型车辆标准；

②逐步引入 LEV、ULEV 和 SULEV(超特低排放车)的更加严格的“LEVII”标准；

③要进行 3 天“昼间 + 热浸”试验和 2 天“昼间 + 热浸”试验的更加严格的蒸发排放标准；

④大大降低新车认证时的排放试验和报告要求，要求制造厂对在用车进行更广泛的一致性试验，从而充分保证车辆在使用中真正符合标准要求；

为了达到严格的排气排放标准要求，需要采取四项基本的措施，即：更精确的燃油控制、改善燃料输送、提高催化转化器的性能和降低发动机本身的排放量。

表 10-7-14 的标准将在 2004 车型年实施。

表 10-7-14 2004 年实施的新标准(g/mile)

车 型	耐久性	车辆分类	NMOG	CO	NO <sub>x</sub>	甲醛	柴油机微粒
所有轿车；车辆总质量 < 8 500lb 的轻型载货汽车	50 000	LEV	0.075	3.4	0.05	15	—
		LEV <sup>1</sup>	0.075	3.4	0.07	15	—
		ULEV	0.04	1.7	0.05	8	—
	120 000	LEV	0.09	4.2	0.07	18	0.01
		LEV <sup>1</sup>	0.09	4.2	0.1	18	0.01
		ULEV	0.055	2.1	0.07	11	0.01
		SULEV	0.01	1	0.02	4	0.01
	150 000	LEV	0.09	4.2	0.07	18	0.01
		LEV <sup>1</sup>	0.09	4.2	0.1	18	0.01
		ULEV	0.055	2.1	0.07	11	0.01
		SULEV	0.01	1	0.02	4	0.01
车辆额定总质量 8 500 ~ 10 000lb 的中型车	120 000	LEV	0.195	6.4	0.2	32	0.12
		ULEV	0.143	6.4	0.2	16	0.06
		SULEV	0.1	3.2	0.1	8	0.06
车辆额定总质量 10 001 ~ 14 000lb 的中型车	120 000	LEV	0.23	7.3	0.4	40	0.12
		ULEV	0.167	7.3	0.4	21	0.06
		SULEV	0.117	3.7	0.2	10	0.06

注：①此任选的 LEV 标准适用于制造厂 4% 以下的 LD72 车队，其最大基本有效载荷超过 2 500lb。

## (3) 车队平均要求

在取消 TLEV 类别, CARB 规定, 为达到 NMOG 要求, 可能实施表 10-7-15 所示的百分数。

表 10-7-15 TLEV、LEV、ULEV、SULEV 和 ZEV 的实施百分数

车型年	TLEV	LEV	ULFV	SULEV	ZEV	车队平均要求(NMOC(g/mile))
<b>轿车和车辆载质量 0~3 750lb 的轻型载货汽车</b>						
2004	2	48	35	5	10	0.053
2005	2	40	38	10	10	0.049
2006	2	35	41	12	10	0.046
2007	1	30	44	15	10	0.043
2008	1	25	44	20	10	0.04
2009	1	20	49	20	10	0.038
2010	1	15	49	25	10	0.035
<b>车辆载质量 3 751~7 300lb 的轻型载货汽车</b>						
2004	2	75	21	2	-	0.067
2005	2	65	31	2	-	0.064
2006	2	55	38	5	-	0.059
2007	1	45	49	5	-	0.055
2008	1	35	54	10	-	0.05
2009	1	25	64	10	-	0.047
2010	1	20	64	15	-	0.043

## 10.7.1.3 日本

日本轿车的排放法規限如表 10-7-16 所示:

表 10-7-16 日本轿车排放法規限值

试验循环	排放物	单位	1978 年限值	
			平均	最大
10~15 工况 热起动试验循环	HC	g/km	0.25	0.39
	CO	g/km	2.1	2.7
	NO <sub>x</sub>	g/km	0.25	0.48
11 工况 冷起动试验循环	IIC	g/km	7.0	9.5
	CO	g/km	60.0	85.0
	NO <sub>x</sub>	g/km	4.4	6.0
蒸发密闭室试验循环	蒸发排放物	g/test	2.0	
曲轴箱试验循环	曲轴箱排放物	-	0.0	
怠速试验	IIC	ppm	1 200	(2000 年 4 月 1 日起 HC =
	CO	% V/V	4.5	300ppm; CO = 1.0% V/V)

续上表

## 柴油轿车

烟度试验:3工况 自由加速	滤纸 染黑度	1994年限值:40%				1997年之后限值 25				
		基准质量	排放物	单位	1994年限值		1997年限值		1998年之后限值:25%	
					平均	最大	平均	最大	平均	最大
10~15工况 热起动试验循环	$\leq 1265\text{kg}$	HC	g/km	0.4	0.62	0.4	0.62	0.4	0.62	
		CO	g/km	2.1	2.7	2.1	2.7	2.1	2.7	
		NO <sub>x</sub>	g/km	0.5	0.72	0.4	0.55	0.4	0.55	
		PM	g/km	0.2	0.34	0.08	0.14	0.08	0.14	
	$> 1265\text{kg}$	HC	g/km	0.4	0.62	0.4	0.62	0.4	0.62	
		CO	g/km	2.1	2.7	2.1	2.7	2.1	2.7	
		NO <sub>x</sub>	g/km	0.6	0.84	0.6	0.84	0.4	0.55	
		PM	g/km	0.2	0.34	0.2	0.34	0.08	0.14	

目前日本轿车要求8万km的耐久性,或采用表10-7-17所示的劣化系数。

表10-7-17 日本轿车的劣化系数

	CO	HC	NO <sub>x</sub>	PM
汽油车	1.2	1.2	1.1	-
柴油车	1.1	1.1	1.0	1.1
带氧化型催化器的柴油车	1.2	1.3	1.0	1.2

日本载货汽车和公共汽车排气排放物法规限值如表10-7-18和表10-7-19所示。

表10-7-18 日本汽油及液化石油气(LPG)载货汽车和公共汽车限值<sup>①</sup>

车辆和发动机类别	发动机量>0.55L的汽油及液化石油气(LPG)载货汽车和公共汽车						
实施日期(进口者)	1991.4.1	1991.4.1		1996.4.1 <sup>②</sup>	1994.4.1	1997.4.1	
车辆总质量GVM, (kg)	$\leq 1700$		$1700 < GVM \leq 2500$				$> 2500$
试验规范	10~15工况	II工况	10~15工况	II工况	10~15工况	13工况	
单位	g/km	g/test	g/km	g/test	g/km	g/kW·h	
HC	0.25(0.39)	7.0(9.50)	2.1(2.70)	13.0(17.0)	2.1(2.70)	7.9(6.8)	7.9(6.8)
CO	2.1(2.70)	60.0(85.0)	13.0(17.0)	100(130)	13.0(17.0)	136(105)	136(105)
NO <sub>x</sub>	0.25(0.48)	4.4(6.00)	0.70(0.98)	6.50(8.50)	0.4(0.63)	5.5(7.2)	4.5(5.9)

表 10-7-19 柴油载货汽车和公共汽车限值

车辆和发动机类别	柴油载货汽车和柴油公共汽车						
	实施日期(进口者)	1995.4.1	2000.4.1	1995.4.1	2000.4.1	1996.4.1	2000.4.1
车辆总质量 GVM, (kg)	$\leq 1700$			$1700 < GVM \leq 2500$			$> 2500$
试验规范	10~15 工况			10~15 工况			13 工况
单位	g/km			g/km			g/kW·h
HC	0.4(0.62)	0.4(0.62)	0.4(0.62)	0.4(0.62)	2.9(3.8)	2.9(3.8)	
CO	2.1(2.70)	2.1(2.70)	2.1(2.70)	2.1(2.70)	7.4(9.2)	7.4(9.2)	
NO <sub>x</sub>	0.6(0.84)	0.4(0.55)	1.3(1.82)	0.7(0.98)	6.0(7.8) <sup>②</sup> 5.0(6.8) <sup>③</sup>	4.5(5.8)	
PM	0.2(0.34)	0.08(0.14)	0.25(0.43)	0.09(0.16)	0.7(0.96)	0.25(0.35)	

注:①括号内数字是每年每车型的销售量少于 2000 辆的限值。

②11 工况的限值没有变化。

③直接喷射式发动机。

④非直接喷射式发动机。

#### 10.7.1.4 中国

我国从 1984 年起陆续制定的汽车排放标准共 14 项,其中适用于柴油车(机)的有 6 项,适用于汽油车(机)的有 10 项,控制水平相当于国外 20 世纪 70 年代末 80 年代初的水平。1999 年初,参照欧洲汽车排放法规体系,制订、颁布了 4 个新的汽车排放标准。这 4 个标准包含了欧洲所有与汽车排放控制有关的法规,除装于最大质量大于 3.5t 汽车的汽油机排气排放物外,覆盖了各类汽车的各种污染排放物的控制,其控制水平相当于欧洲 90 年代初的水平。这 4 项标准从 2000 年 1 月 1 日起陆续实施。

这 4 项标准的控制对象是新开发的汽车和现生产的汽车,对于在用汽车还需要应用过去的标准,即怠速污染物标准和自由加速烟度标准。表 10-7-20 和表 10-7-21 分别列出我国的老、新汽车排放标准。

表 10-7-20 中国过去的汽车排放标准

标 准 号	名 称	内 容 来 自	控 制 程 度
GB 14761.1—93 GB 11642—89	轻型汽车排气污染物排放标准 轻型汽车排气污染物测量方法	欧洲	欧洲 80 年代
GB 14761.2—93 GB/T 14762—93	车用汽油机排气污染物排放标准 车用汽油机排气污染物测量方法	美国	比未控制前污染物约降低 30%~50%
GB 14761.3—93 GB/T 14763—93	汽油车燃油蒸发污染物排放标准 汽油车燃油蒸发污染物的测量 收集法	日本和 我国独创	国际上无相应的试验方法

续上表

标 准 号	名 称	内 容 来 自	控 制 程 度
GB 14671.4—93 GB 11340—89	汽车曲轴箱污染物排放标准 汽车曲轴箱排放物测量方法	欧洲和日本	与世界各国相当
GB 14761.5—93 GB/T 3845—93	汽油车怠速污染物排放标准 汽油车排气污染物的测量 怠速法	日本	与其他国家不同
GB 14761.6—93 GB/T 3846—93	柴油车自由加速烟度排放标准 柴油车自由加速烟度的测量 滤纸烟度法	日本	严于当时日本的标准
GB 14761.7—93 GB 3847—83	汽车柴油机全负荷烟度排放标准 汽车柴油机全负荷烟度测量方法	欧洲和日本	与日本当时的标准相当

表 10-7-21 中国当前的汽车排放标准

标 准 号	标 准 名 称
GB 3847—1999	压燃式发动机和装用压燃式发动机的车辆排气可见污染物限值及测试方法(参照 ECE-R24/03)
GB 17691—1999	压燃式发动机和装用压燃式发动机的车辆排气污染物限值及测试方法(参照 ECE-R49/02)
GB 14761—1999	汽车排放污染物限值及测试方法(参照 ECE-R83/02)
GB/T 17692—1999	汽车用发动机净功率测试方法(参照 ECE-R85)

实施了这 4 项汽车排放强制性国家标准后,我国对柴油机烟度的控制水平与当今欧洲水平相同;对柴油机排气污染物的控制水平,在 2000 年实施的 A 阶段与欧洲 1992 年~1995 年的控制水平相同,在 2005 年实施的 B 阶段与欧洲 1995 年~2000 年的控制水平相同;对总质量不大于 3.5t 汽车的排放污染物控制水平,相当于欧洲 1992 年~1995 年的控制水平。

### 10.7.2 控制汽车排放的管理体系

采用汽车产品认证制度,制订汽车排放法规,控制新开发车和现生产车的污染物排放量,实施在用车的强制检查和维修制度,建立健全的控制汽车排放管理制度,以及改善城市的交通状况等,这些都是各国为控制汽车排放普遍采用且行之有效的办法。各国控制汽车排放的严格程度,主要取决于该国保有的汽车数量,汽车对环境污染的程度,以及经济力量、技术发展程度和国民的承受能力。

国外普遍以法律形式控制汽车排放,在管理上则遵循依法办事的原则。首先制订类似我国《环境保护法》和《大气污染防治法》这样的法律,依据这些法律,制订控制汽车排放的法规和管理办法。

1959 年美国加州立法控制汽车排放的污染物,1963 年起逐步执行各类控制汽车排放的法规,美国联邦政府的各类汽车排放法规一般迟于加州一、两年。日本于 1966 年、欧洲于 1970 年也开始制订了控制汽车排放的法规和标准。我国于 1984 年开始颁布控制汽车排放的强制性标准。

### 10.7.3 国外控制汽车排放的管理工作

根据国外经验,控制汽车排放的工作大致分为三个阶段,即汽车排放法规(相当于我国的强制性标准)制

订前、法规制订过程中和法规实施后,其内容大致为:

1) 法规制订前

- ①监测各污染严重城市历年大气污染情况,根据各污染源的发展趋势,推测中、远期污染前景;
- ②测算各类污染源(包括各类汽车)对城市各种大气污染物的分担率或贡献率;
- ③根据城市的污染情况,并从健康水平的要求出发,提出各类污染源的最终控制目标,并根据各方面的经济能力和技术发展的可能性,提出分期控制目标,提交议会审议;

④议会作出决议,并向社会公布;

⑤政府有关部门根据议会决议,发布相应法令;

2) 法规制订过程中

- ①提前几年(一般为两、三年,也有的为十几年)预告将要控制的内容;
- ②广泛听取国内外各方面对控制内容的意见;
- ③各汽车厂、科研单位、技术部门提出多种评定方法(测试方法)方案;
- ④确定评定方法,并由各有关单位进行充分验证;
- ⑤了解各汽车厂为达到控制要求在技术上的可能性;
- ⑥在各汽车厂已有可能达到控制要求的基础上,发布此阶段的汽车排放法规;
- ⑦在留给汽车厂足够的生产准备时间(一般为两、三年)的基础上,确定法规的实施日期。

3) 法规实施后

- ①对新开发车按认证制度进行管理;
- ②对现生产按汽车厂自检和政府管理部门抽查的办法进行监督管理;
- ③对在用车按定期强制检查和维修的办法进行管理;
- ④对在用车由于制造原因出现的排放控制装置故障,按回收制度进行管理;
- ⑤反馈法规在实施过程中出现的问题,及时修订法规;
- ⑥从大气质量的变化,验证控制效果。

#### 10.7.3.1 美国、欧洲和日本控制汽车排放的管理模式

美国、欧洲和日本采用的管理模式,是世界上三种影响面最广的管理模式,分别介绍如下。

1) 美国(和加州)

加利福尼亚州在1959年立法,开始了全方位控制机动车的污染。1964年,加州政府提出了法律上的要求,即1969车型年以后的新汽车必须满足加州排放标准要求。

1965年美国颁布了“机动车污染控制法”,1968年将加州1966年的汽车排放标准在全国范围内实施。

1967年,加州政府进行了新的立法,其中一项工作是成立了“空气资源局”(CARB),该局在控制移动和固定污染源方面具有广泛的权力,但地方当局在固定污染源方面还保留了不少基本职能。

1970年12月,为了保护和改善全国空气质量,国会修订了“清洁空气法”,要求汽车的污染排放物从1965年规定的水平上减少90%,相应制定的法规大大加严。但由于车辆行驶里程的持续增加和在用车辆质量的严重恶化,抵消了实施该法规的预期效果。

1977年,国会对“清洁空气法”作了修订,推迟和略微放宽了汽车排放标准,并对载货汽车提出了类似的强制要求。在空气污染问题最严重的地区,要求对在用车实施检验和维护制度(L/M Program)。1990年11月,又颁布了“1990年清洁空气法修正案”。

1970年创建了美国环保署(EPA),该机构在所有与环境相关的领域有着广泛的职能。

美国EPA、能源部(DOE)和全国公路交通安全管理局(NHTSA)具有不同的职能。EPA负责收集各汽车制造厂提供的燃油经济性信息,并将该信息供给NHTSA,NHTSA负责制定“公司平均燃油经济性标准”(CAFE)。DOE与EPA每年出版车辆里程油耗指南,帮助公众了解各车型的燃油经济性。

(1) 加州独一无二的作用

60年代后期,汽车工业界注意到越来越多的州政府提出不同的汽车排放控制要求,于是在1967年,敦促

国会制止州的排放控制法律。国会在修订 1970 年清洁空气法时，决定取消各州政府控制汽车排放的权力，但加利福尼亚州例外。

1977 年允许其他州选择采用加州的规划，但是必须采用加州的完整规划，而并不是单独的某项标准，从而避免了制造厂去开发所谓的“第三类车”。

加州政府在其汽车污染控制规划方面并没有完全的自由度，只有证明该州的总体要求至少和联邦规划一样有助于保护人体健康之后，才能从 EPA 获得必须的豁免权。

### (2) 颁布程序

在美国，控制汽车排放必须考虑民众的支持和确保法规的成功实施。为启动这个过程，技术上必须完善，对于制定法规的必要性及其对健康、环境、成本、能源的影响的估计必须准确。为了准备这项评估，EPA 或 CARB 将会同相关工业、局外专家、州及地方官员、环保人员以及其他非政府机构人士进行仔细咨询。一旦 EPA 确信他们有了充分的分析来全面支持此法规，而他们又想要在作出最终决定前，收集意见来决定采纳或鉴别某些论点，EPA 就会将他的提议（立法提议通知）刊登在“联邦议事录”（Federal Register）上，并建立一个正式的“记事表”（Docket），记录随后收集到的建议。“记事表”向社会公众公开，任何个人和组织在任何时候均可查阅该材料内容。一般在提出提议至少 30 天后，EPA 将安排一个或多个听证会，所有有兴趣的人或团体均有充分机会对该提议发表意见。听证会之后，会议记录通常再公开保留 30 至 60 天，让所有有兴趣的团体对提议和听证中出现的任何问题提出意见。在这段时间内，对 EPA 和有兴趣团体之间举行的所有会议进行记录，记录的内容进入“记事表”。

一旦“提意见阶段”结束，EPA 将对所有收到的书面的或口头的意见进行分析，起草最终法案。作为最终法案的一部分，EPA 对所有收到的意见进行综合总结，并说明这些意见在法案中是如何处理的。

这样的过程确保 EPA 对其采取的行动的结果有全面的了解，也确保所有有兴趣方都有机会来关心此事，而这些关心都会得到考虑。

### (3) 联邦政府的主要职能

- ① 制定保护公众健康和环境所必须的大气质量标准；
- ② 制定适用于所有新轿车、载货汽车、公共汽车及摩托车的联邦排放标准，并强制制造厂实施；
- ③ 控制燃油和燃油添加剂，鼓励车辆制造厂采用某些新技术来满足排放标准的要求；
- ④ 要求各州政府监测大气质量，采取措施改善空气质量；
- ⑤ 规定各州政府达到国家大气质量标准的最后期限，一旦达到，则要求继续维持；
- ⑥ 通过停拨联邦基金，对不能在最后期限之前达到大气质量标准的州政府进行制裁。

### (4) 州政府的主要职能

- ① 对在用车辆实施 I/M 制度、更新制度和报废制度，并采取交通控制措施；
- ② 根据污染程度和类型，对 EPA 未控制的燃油提出要求，如采用含氧燃油或“联邦新配方汽油”；
- ③ 根据污染程度，可以采用加州标准；
- ④ 可以采用与 EPA 标准相当或比之更严格的空气质量标准。

### (5) CARB 与 EPA 之间的关系

一般来讲，加州是先进技术和创新污染控制的发源地，如三元催化剂、车载诊断、故障记录要求及零排放车等，都是最先由加州提出要求，然后才逐渐发展为联邦规划（唯一例外，就是联邦政府首先提出了对柴油机微粒的要求）。加州创新技术的开发和实施常常和联邦规划之间有着密切的关系，因为加州不仅具有一个足够大的市场来刺激制造厂去努力开发，而且即使有不可克服的问题发生的话，也不会带来严重的经济风险。一旦一项规划或技术被证明是成功的话，则可以逐步推广到全国。

因此，加州有权制定新车及发动机的法规，也可以制定自己的燃油标准。

### (6) 其他方面

美国对于新开发的车型，以认证方式进行控制。实行的是自愿认证制度，即在认证试验和日常的监督试验原则上由汽车生产厂自己进行。

美国对汽车的排放性能提出耐久性要求，即汽车在规定的耐久性里程内，都要满足法规限值的要求。

为了简化认证工作,美国是按“发动机族”进行分类的,属同一族的各车型,只选定其中一种车型进行认证。一旦通过,则该族中的其他车型也认为是通过了认证。

认证过程中要对汽车厂的质量保证体系进行认定,以确保产品的一致性。

美国EPA还对汽车产品实施强制抽查制度,抽查次数不超过计划销售量的三十万分之一,少于15万辆的每年一次,抽查试验原则上由汽车厂自己进行,政府部门监督。

## 2) 欧洲

欧洲各国对汽车污染排放物控制的管理绝大多数是由管理汽车的政府部门——运输部负责的,运输部负责汽车排放法规的制订和实施。

欧洲对新开发的车型采取型式认证进行管理,许多国家采用自愿认证的方式。为了简化认证工作,欧洲按车/发动机型对汽车进行分类,认证时也需对汽车厂的质量保证体系进行认定。

对于新车的认证试验和产品车的一致性试验,欧洲许多国家都是由认证权力部门(一般为运输部)授权的试验机构进行的。欧洲还没有实施故障车的退回制度。

1994年起,欧洲联盟开始实施在用车的检查和维修IVM制度,汽车从启用4年后,每两年检查一次。

## 3) 日本

日本对汽车污染排放物控制的管理由环境厅和运输省分工负责,环境厅负责法规制订前的环境调查、分析和控制目标的提出,以及法规实施后环境效果的验证。法规的制订和实施则由运输省负责,汽车排放法规在全国范围内强制执行。

对于新开发的车型,日本以型式认证方式进行管理,型式认证分为型式认定和型式认可两种。通过型式认定的车型,每一辆车都附有汽车厂出具的认定证书,车辆注册时不用检测;通过型式认可的车型,在车辆注册时还要进行简单的检测。

为了简化认证手续,日本将整车按车辆型式进行分类。属同一型式的车辆,只要其中一种车辆通过了认证,其他车辆也就认为通过认证。

新型车的认证试验,由运输省的“交通安全和公害研究所”进行,产品车的有限比例(轿车0.5%)检验,由生产厂自己进行,但其试验室需经认定,检验结果要报运输省。

日本汽车排放法规的限值有最高值和平均值两种,产品车的有限比例检验值都要用耐久性试验中得到的劣化系数进行修正,每一辆车的排放量不得超过最高值,而一个季度测得的各辆车的平均值,不得超过法规规定的限值中的平均值。对在用车除定期检验外,也建立了故障车的退回制度。

为确保生产一致性,要求汽车厂建立质量保证体系,还要有抽验产品车的制度。此外,对于申请产品型式认定的汽车厂,还要对其试验设备的能力进行认定。

日本还建立了排气排放物控制装置的型式认定制度,以及对进口车的特殊处理办法,这两方面是别的国家没有的。

### 10.7.3.2 汽车的分类

在进行汽车的排放认证工作时,对汽车实行分类,可以大大简化认证工作。

美国汽车按“发动机族”(Engine family)进行分类,同一发动机族应在发动机的主要参数方面相一致。还有“蒸发排放物族”(Evaporative emission family),同一蒸发排放物族应在蒸发结构方面相一致。

欧洲汽车按“车/发动机型”(Type of vehicle/engine),日本汽车按“车型”(Type of vehicle)进行分类,同一车/发动机型或同一车型应在车辆和发动机主要参数方面相一致。

### 10.7.3.3 退回(Recall)制度

这是对在用汽车的耐久性进行监督的一种制度。因为即使在型式认证过程中进行了耐久性试验,在车辆的实际运行过程中,常常发现其劣化程度可达到预测值的3~6倍。因此有些国家(如:美国、日本、北欧诸国、韩国等)建立了退回制度。

正常使用的在用车辆,在规定期间内,一旦发现某一与排放有关的部件出现故障,并且故障出现次数超

过规定比例(美国加州目前为2%),制造厂必须回收此车型的所有在用汽车进行改造。美国加州规定的改造比例至少达到60%~80%。故障的发现主要靠用户反映,也有采取抽验在用车的办法。但故障必须发生在正常维护、正确更换零部件和正常使用的车辆上,为此,在汽车排放法规中,对“正常维护、正确更换零部件和正常使用”作出了明确地规定。

美国规定的退日期限为:轻型车、轻型载货汽车和重型车用汽油机5年或5万mile;重型车用柴油机5年或10万mile。

#### 10.7.3.4 美国的“前三年和后三年”政策

美国有一个“前三年和后三年”(Three Year Forward and Three Year Backward)的通融政策。即:如果制造厂某一年的排放量超标,可以拿前三年中“富裕”的排放量来抵消,而某一年的排放量“富裕”,则可用来填补后三年中的超标量。“富裕”的排放量被称为“指标储存”(Credit),它还可以卖给达不到排放标准的其他制造厂。这个政策也适用于油耗法规。

#### 10.7.3.5 国外控制汽车排放管理工作的特点

综合这些国家在控制汽车污染排放管理上的做法,其特点是:

- ①管理控制汽车的排放,由政府各有关部门分工负责,充分发挥各政府部门的特长;
- ②充分调动社会方方面面的力量来管理汽车排放,即使是汽车生产厂,也充分发挥他们的作用;
- ③制订汽车排放法规都以城市大气环境调查为先导,法规的控制程度都以科学的调查结果为依据;
- ④除美国加州外,各国的汽车排放法规都由国家集中制订,地方根据污染程度有选择地实施;
- ⑤各国在制订汽车排放法规时,都具有充分的透明度,不但对国内,同时还要对国外的有关部门公开;
- ⑥对新开发的车型,普遍采用认证制度进行管理;
- ⑦在认证过程中对车型进行分类,可以大大简化认证工作;
- ⑧各国都注意对在用车的控制管理,普遍建立了在用车的强制检查和维修制度。

#### 10.7.4 我国控制汽车排放的管理

我国采用的是“目录”管理的方式,即汽车能不能上牌照,取决于此车的车型是否已登录在国家机械工业局和公安部定期联合公布的《全国汽车、民用改装车和摩托车生产企业及产品目录》之中。上牌照的工作由各地公安局的车辆管理部门负责,上牌照时,每辆车还要通过车辆管理部门的检测线检验。

一个车型能否登上目录,取决于该车型是否能通过政府主管部门在不同时期颁布的强制性检验项目。检验项目由政府主管部门认可的检验机构负责进行。鉴定试验项目中包括已有条件实施的各项排放标准控制项目。只有该车型符合了各控制标准要求,该车型才有可能登上目录。

这种采用“目录”管理的方式,已在我国实行了十几年,并在国务院发布的《汽车工业产业政策》第六条中“…负责实施汽车产品认证的机构向认证合格的产品颁发认证证书和认证标志,并发布目录,公安部门据此办理新车注册。”加以肯定。

国家质量技术监督局是汽车排放标准制修订的批准和归口部门,而汽车排放标准的具体制修订,则由国家质量技术监督局委托汽车行业的科研单位和工厂主持,也吸收交通或环保部门人员参加。

但是,随着时代的发展,经济改革的需要,我国在新世纪之初,即将取消目录管理办法,采用符合市场经济的“车辆产品型式认证制度”的管理办法。

(撰稿人:许拔民)

#### 参 考 文 献

- 1.王建昕,傅立新,黎维彬.汽车排气污染治理及催化转化器.北京:化学工业出版社,2000,5.
- 2.日本自動車技術会編.自動車原动机の環境対応技術.日本:朝倉书店,1997.

3. 金原寿郎. 气体の燃烧物理. 日本: 裳华房, 1985.
4. 大竹一友, 藤原俊隆. 燃烧工学. 日本.
5. 田端道严. ガソリン机关の混合 - 燃烧技术へのレーベン計測の应用. 自动车技术. Vol. 51, No. 9, 1997.
6. 内田谦一. 排气净化系统及排放测试技术. 丰田汽车公司技术交流资料, 1999, 9.
7. 中岛泰夫, 村中重夫. 新自动车用ガソリンエンジン. 日本: 山海堂, 1994.
8. John B. Heywood. Internal Combustion Engine Fundamentals. US: McGraw-Hill Book Co., 1989.
9. 村山正, 常本秀幸. 自动エンジン工学. 日本: 山海堂, 1997.
10. 酒井靖郎. 排出ガストラップの现状和展望. 日本机械学会志. Vol. 95, No. 882, 1992, 5.
11. 周龙保, 刘俊, 高宗英. 内燃机学. 北京: 机械工业出版社, 1999, 5.
12. 井口雅一等. 自动车の最新技术事典. 日本: 朝仓书店, 1989.
13. 董敬, 庄志, 常思勤. 汽车拖拉机发动机(第3版). 北京: 机械工业出版社, 1997.
14. 李勤. 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.
15. K. Akishino. Protecting the Environment and Conserving Natural Resources: Technological Challenges in Automobile Engine Design. MITSUBISHI MOTORS Technical Review. No. 7, 1995.
16. 安东弘光等. 三菱公司的缸内直喷式汽油机(学术交流资料), 1997.
17. 斋藤忠等. 汽车排放控制技术(学术交流资料), 1997.
18. N. Kobayashi. New Gasoline. Engine Concepts, Proceeding of the International Forum "Engines for the 21<sup>ST</sup> Century". TOKYO, 1997, 7.
19. DEGUSSA 公司. 汽车用催化剂(学术交流资料), 1995.
20. ENGEI HARD 公司. 汽车三效催化剂(学术交流资料), 1997.
21. 朱洪涛, 王建昕, 黄寅等. 车用催化剂性能的性能评价技术与试验方法. 汽车工程, 1999, 21(1).
22. 王建昕, 朱云, 肖建华等. 车用催化转化器的起燃特性及其评价试验方法. 汽车工程, 2000, 22(1).
23. Daniel W. Wendland, et al. Reducing catalytic converter pressure loss. Automotive engineering, June 1996, P69 ~ 74.
24. 王建昕, 董群龙, 肖建华. 车用催化转化器流动阻力影响因素的研究. 汽车工程, 1999, 21(6).
25. G. S. Sims, et al. Catalyst Performance study using taguchi methods. SEA Transactions No. 852098, 1985.
26. 王建昕, 肖建华, 庄人隽. 用快速老化方法对国产三效催化剂的性能评价. 汽车工程, 1999, 21(5).
27. 李俊, 王建昕等. 闭环控制系统空燃比波动对三效催化剂活性的影响. 汽车工程, 2000, 22(2).
28. Y. Kaneko, et al. Effect of Air - Fuel Ratio Modulation on Conversion Efficiency of Three-way Catalysts. SEA Transactions No. 780607, 1978.
29. Kubo S, et al. Speciatee hydrocarbon emissions of SI engine during cold start and warm-up. SEA Transactions No. 932706, 1993.
30. 日本自动车技术会. 自动车技术, 1998, 52(7, 9).
31. 王建昕, 师石金, 许元默, 庄人隽. EQ491 电喷发动机进排气系统的匹配优化计算. 车用发动机, 1999 年, 第 6 期.
32. 松井伸一. 自动车排气净化用触媒. 设计工学, 1996, 31(7).
33. 五十铃汽车公司. 未来的柴油机排放控制技术(学术交流资料), 1999.
34. Jianxin WANG, et al. NOx Reduction with Water Injection into the Combustion Chamber in an IDI Diesel Engine. Trans. of JSME, Vol. 60, No. 573, B, 1994-5.
35. 土佐阳三, ほか. 燃料-水层状喷射によるディーゼル机关の低 NOx 燃烧研究. 日本第 10 回内燃机关合同シンポジウム讲演论文集. No. 46, 1992-7.
36. 铃木孝幸. 大型车の将来について. 日本机械学会志. Vol. 95, No. 882, 1992.
37. T. Murayama, et al. Diesel Engine Smoke Reduction by Controlling Early Thermal Cracking Process and Activating Later Stage Combustion. ASME-ICE, Vol. 1, 27-4, 1996.

38. 王建昕, 小川英之, 宫本登. 副室式ディーゼル机关の主室内燃焼改善によるNOx, 微粒子, 燃費率の同时低減效果. 日本自动技术会讲演前刷集 944, No. 9436035, 1994, 10.
39. K. Tsujimura, et al. New Combustion Concept for Diesel Engine. Proceeding of the International Forum, p102, Tokyo, 1997-7.
40. 松井幸雄, ほか. 小型 DIディーゼル机关の新燃焼コンセプト. 自动车技术会论文集, Vol. 28, No. 1, 1997.
41. 尾谷修一, 中山满茂. DMEを用いてディーゼルエンジンの可能性と问题点. 自动车技术, Vol. 52, No. 7, 1998.
42. 五十嵐龙起, ほか. 路线バス用 DPEシステムの开发. 自动车技术, Vol. 52, No. 9, 1998.
43. Johnson Matthey 公司. 车用催化剂技术交流资料, 1998.
44. N. Miyamoto, H. Ogawa, J. Wang, et al. Diesel NOx Reduction With Ammonium Deoxidizing Agents Directly Injected into the Cylinder. Int. J. of Vehicle Design, Vol. 16, No. 1, 1995.
45. 吸氧管水喷射による大型ディーゼル车からのNOxの低減. 日本自动车技术会讲演前刷集 901, No. 901013, 1990, 5.
46. CORNING 公司. 车用催化剂载体研讨会资料, 1997, 4.
47. Summers J C, et al. The role of durability and evaluation conditions on the performance of Pt/Rh and Pd/Rh automotive catalysts. SEA Transactions, 900495, 1990.
48. Brisley R J, et al. The effect of high temperature ageing on platinum - rhodium and palladium - rhodium three way catalysts. SAE paper 910175, 1991.
49. 村上雄一. 触媒寿命の短期評価. 触媒, 1993, 35(4): 218 - 223.
50. 池上詢. 燃烧改善の展望. 日本機械学会志, Vol. 95, No. 882, 1992, 5.
51. 周尤保主编. 内燃机学. 北京: 机械工业出版社, 1999, 5.
52. Michael Walsh 『The US Program For Motor Vehicle Pollution Control The Roles of the National EPA and the States』(2000).
53. ECE Regulations and EEC(EU)Directives.
54. 中华人民共和国国家标准: GB 3847—1999, GB 14761—1999, GB 17961—1999, GB/T 17692—1999.
55. 许拔民. 汽车环境保护技术. 世界最新汽车技术, p. 337-345, 1999, 12.
56. 许拔民. 国外汽车排放技术发展. 国外汽车工业技术发展概况, p. 107-151, 1996, 2.
57. 许拔民. 治理在用车排放系列谈. 中国汽车报, 1633-1635, 1637-1638 期第一版, 1998, 5.
58. 许拔民. 曲轴箱强制通风装置. 中国汽车报, 1648 期第三版, 1998, 6, 1.
59. 许拔民. 催化转化器系列. 中国汽车报, 1662, 1666, 1671 期第三版, 1998, 7.
60. 许拔民. 关于美国及其他国家的油耗法规. 汽车标准化, 1999 年第 1 期 p. 28-31.
61. John B. Heywood. Internal Combustion Engine Fundamental. McGraw-Hill, 1988.
62. 蒋德明. 内燃机原理. 北京: 机械工业出版社, 1992.
63. 蒋德明. 火花点火发动机的燃烧. 西安: 西安交通大学出版社, 1992, 12.
64. 崔心存. 内燃机排气污染及其控制技术. 武汉: 华中工学院出版社, 1990.
65. 杜传进, 董力平等. 我国机动车排放法规与排放控制对策的研究. 98 国际汽车摩托车排气污染控制技术研讨会. 武汉, 1998, 10.
66. 斋藤忠. 汽车用发动机技术的发展动向. 天津大学、丰田公司汽车技术研讨会, 1994, 4.
67. 董力平等. 发动机与催化转化器匹配技术研究. 99 国际汽车摩托车排气污染控制技术研讨会. 昆明, 1999, 10.
68. 澳大利亚澳必托发动机公司. 适用于未来小型发动机的澳必托燃烧过程. 99 国际汽车摩托车排气污染控制技术研讨会. 昆明, 1999, 10.
69. Michael M. Schechter and Michael B. Levin. Air-Forced Fuel Injection System for 2-stroke D.I. Gasoline Engine.

Ford Motor Co, Research Report, 1992.

70. Pierre Duret. Reduction of Pollutant Emission of the IAPAC Two-Stroke Engine with Compressed Air Assisted Fuel Injection. Institute Francais du Petrole(IEP), 1993.

71. 杜传进,董力平等.车用柴油机排放控制技术研究.99国际汽车摩托车排气污染控制技术研讨会.昆明,1990,10.

72. 董力平等.摩托车排气净化技术研究.武汉汽车工业大学学报,1998,12.

# 11 汽车标准与法规

## 11.1 绪 论

标准化是组织现代化生产的重要技术基础,是加强技术管理、发展市场经济和国际贸易、促进技术进步、改进产品质量、提高经济效益的重要手段。

1988 年公布的《中华人民共和国标准化法》及有关规定和管理办法是我国标准化工作的依据。

汽车标准化工作是伴随着我国汽车生产的发展而建立起来的。始于 1953 年,由第一汽车制造厂及其配套厂采用前苏联国家标准和汽车专业标准制定解放牌汽车生产所需的企业标准。截止 1965 年共制定出 114 项汽车标准。1985 年成立了中国汽车技术研究中心汽车标准化研究所,专门从事汽车行业标准制、修订工作以及承担行业标准化技术归口和研究工作。1988 年成立了全国汽车标准化技术委员会,承担各专业标准的制、修订和技术审查工作。截止 1999 年,在该委员会下成立了 24 个专业分技术委员会,目前承担汽车标准的技术归口工作。

### 11.1.1 标准化工作术语

中国国家标准 GB/T 3935.1—1996《标准化和有关领域的通用术语 第 1 部分:基本术语》中给出了以下定义。这些定义与国际标准化组织和国际电工委员会 ISO/IEC 第 2 号指南(第 6 版)的定义相同。

#### 11.1.1.1 标准化

“为在一定的范围内获得最佳秩序,对实际的或潜在的问题制定共同的和重复使用的规则的活动。”其中的活动主要包括制定、发布及实施标准的过程。

#### 11.1.1.2 标准

“为在一定的范围内获得最佳秩序,对活动或其结果规定共同的和重复使用的规则、导则或特性的文件。该文件经协调一致制定并经一个公认机构的批准。”

标准应以科学、技术和经济的综合成果为基础,为促进最佳社会效益为目的。

标准一般分为:基础标准、术语标准、试验标准、产品标准、过程标准、服务标准、接口标准和数值标准。

#### 11.1.1.3 技术法规

技术法规是规定技术要求的法规,直接规定或引用或包括标准、技术规范或规程的内容而提供技术要求的法规。

### 11.1.2 国际贸易中标准化工作术语

作为《世界贸易组织贸易技术壁垒协议》中,国际贸易活动领域共同遵循统一的标准化工作国际准则,对标准化工作给予明确的定义,这些定义也使用了 ISO/IEC 指南第 2 号(第 6 版)的以上术语,不覆盖服务部分的内容,具体定义如下:

#### 11.1.2.1 技术法规

强制执行的规定产品特性或相应加工和生产方法的包括可适用的行政管理规定。技术法规也可以包括

或专门规定用于产品、加工或生产方法的术语、符号、包装、标志或标签要求。

#### 11.1.2.2 标准

为了通用或反复使用的,由公认机构批准的非强制性的文件。标准规定了产品或相关加工和生产方法的规则、指南或特性。标准也可以包括或专门规定用于产品、加工或生产方法的术语、符号、包装标志或标签要求。

#### 11.1.3 标准的分类

在《中华人民共和国标准化法实施条例》中明确规定将我国标准分为国家标准、行业标准、地方标准和企业标准4级。

##### 11.1.3.1 国家标准

对需要在全国范围内统一的下列技术要求,应当制定国家标准(含标准样品的制作):

- ①互换配合、通用技术语言要求;
- ②保障人体健康和人身、财产安全的技术要求;
- ③基本原料、燃料、材料的技术要求;
- ④通用基础件的技术要求;
- ⑤通用的试验、检验方法;
- ⑥通用的管理技术要求;
- ⑦工程建设的重要技术要求;
- ⑧国家需要控制的其他重要产品技术要求。

国家标准的代号用“国际”一词的汉语拼音的第一个字母“GB”表示。

##### 11.1.3.2 行业标准

对没有国家标准而又需要在全国某个行业范围统一的技术要求,可以制定行业标准(含标准样品的制作)。制定行业标准的项目由国务院有关行政主管部门确定。

行业标准由国务院有关行政主管部门编制计划,组织起草,统一审批、编号、发布、出版印刷。

我国行业标准代号见表11-1-1,汽车行业标准代号为“QC”。

##### 11.1.3.3 地方标准

对没有国家标准和行业标准而又需要在省、自治区、直辖市范围内统一的工业产品的安全、卫生要求,可以制定地方标准。

##### 11.1.3.4 企业标准

企业生产的产品没有国家标准、行业标准和地方标准的,应当制定相应的企业标准,作为组织生产的依据。对已有国家标准、行业标准和地方标准的,鼓励企业制定严于国家标准、行业标准和地方标准要求的企业标准,在企业内部使用。

#### 11.1.4 标准的属性

在《中华人民共和国标准化法实施条例》中规定了我国标准的属性,分为强制性标准和推荐性标准。下列标准属于强制性标准:

- ①药品标准,食品卫生标准,兽药标准;
- ②产品及产品生产、储运和使用中的安全、卫生标准,劳动安全、卫生标准,运输安全标准;
- ③工程建设的质量、安全、卫生标准及国家需要控制的其他工程建设标准;

- ①环境保护的污染物排放标准和环境质量标准；
- ②重要的通用技术术语、符号、代号和制图方法；
- ③通用的试验、检验方法标准；
- ④互换配合标准；
- ⑤国家需要控制的重要产品质量标准。

强制性标准以外的标准是推荐性标准。推荐性国家标准用“GB/T”表示；推荐性汽车行业标准用“QC/T”表示。

表 11-1-1 行业标准名称和代号

序号	行业标准名称	行业标准代号	主管部门	序号	行业标准名称	行业标准代号	主管部门
1	农业	NY	农业部	30	劳动和劳动安全	LD	劳动和社会保障部
2	水产	SC	农业部	31	电子	SJ	信息产业部
3	水利	SL	水利部	32	通信	YD	信息产业部
4	林业	LY	国家林业局	33	广播电影电视	GY	国家广播电影电视总局
5	轻工	QB	国家轻工业局	34	电力	DL	国家经贸委
6	纺织	FZ	国家纺织工业局	35	金融	JR	中国人民银行
7	医药	YY	国家药品监督管理局	36	海洋	HY	国家海洋局
8	民政	MZ	民政局	37	档案	DA	国家档案局
9	教育	JY	教育部	38	商检	SN	国家出入境检验检疫局
10	烟草	YC	国家烟草专卖局	39	文化	WH	文化部
11	黑色冶金	YB	国家冶金工业局	40	体育	TY	国家体育总局
12	有色冶金	YS	国家有色金属工业局	41	商业	SB	国家国内贸易局
13	石油天然气	SY	国家石油和化学工业局	42	物资管理	WB	国家国内贸易局
14	化工	HG	国家石油和化学工业局	43	环境保护	HJ	国家环境保护总局
15	石油化工	SH	国家石油和化学工业局	44	稀土	XB	国家计委稀土办公室
16	建材	JC	国家建筑材料工业局	45	城镇建设	CJ	建设部
17	地质矿产	DZ	国土资源部	46	建筑工业	JG	建设部
18	土地管	TD	国土资源部	47	新闻出版	CY	国家新闻出版署
19	测绘	CH	国家测绘局	48	煤炭	MT	国家煤炭工业局
20	机械	JB	国家机械工业局	49	卫生	WS	卫生部
21	汽车	QC	国家机械工业局	50	公共安全	GA	公安部
22	民用航空	MH	中国民航管理总局	51	包装	BB	中国包装工业总公司
23	兵工民品	WJ	国防科工委	52	地震	DB	国家地震局
24	船舶	CB	国防科工委	53	旅游	LB	国家旅游局
25	航空	HK	国防科工委	54	气象	QX	中国气象局
26	航天	QJ	国防科工委	55	外贸	WM	对外经济贸易合作部
27	核工业	EJ	国防科工委	56	海关	HS	海关总署
28	铁路运输	TB	铁道部	57	邮政	YZ	国家邮政局
29	交通	JT					

### 11.1.5 我国现行的标准化工作系统

#### 11.1.5.1 我国的标准化管理体制

标准化工作的组织形式取决于标准化的管理体制。

根据我国标准化法的规定，国务院标准化行政主管部门统一管理全国标准化工作；国务院有关行政主管部门分工管理本部门、本行业的标准化工作；省、自治区、直辖市标准化行政主管部门统一管理本行政区域的标准化工作；省、自治区、直辖市人民政府有关行政主管部门分工管理本行政区域内本部门、本行业的标准化工作；市、县标准化行政主管部门和有关行政主管部门，按照省、自治区、直辖市人民政府规定和各自的职责，管理本行政区域内的标准化工作。我国的标准化管理体制如图 11-1-1 所示。

概略地说，我国对标准化工作采取的是统一管理和分工管理相结合的管理体制。这种体制的宏观结构与我国当前经济的发展是相适应的，它有利于保证标准化方针、政策、法规的统一和发挥各部门、各地方的积极性，可以促进标准化工作的发展。

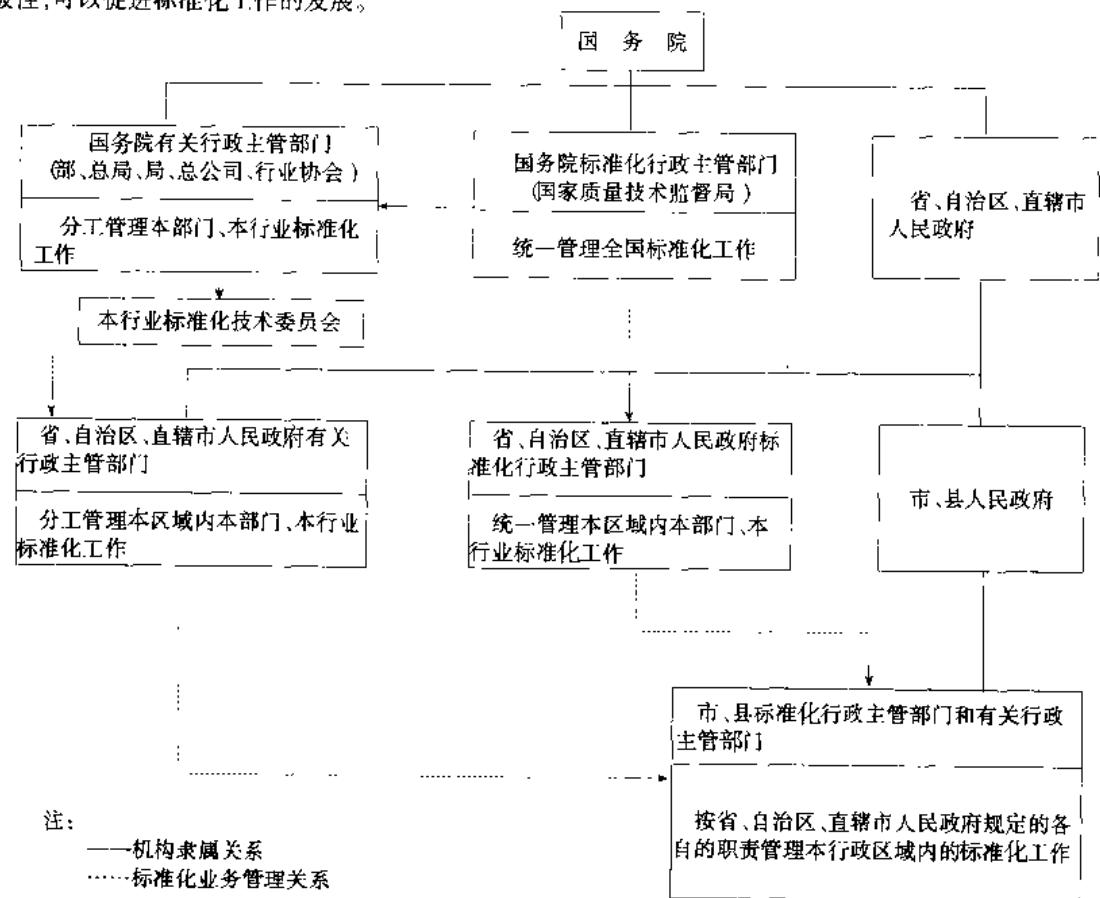


图 11-1-1 我国标准化管理体制

#### 11.1.5.2 不同层次的标准化工作系统

##### 1) 全国标准化工作系统

全国标准化工作系统是由国家质量技术监督局统一管理的一个社会性的、开放型的体系。国家质量技术监督局是国务院统一管理和组织协调全国技术监督工作的职能部门，也是国务院标准化行政管理部门。

他除负责统一管理全国标准化工作外,还负责管理计量、质量监督工作,并对质量管理进行宏观指导。这些工作与标准化都有相辅相成、互相促进的密切关系。

国家质量技术监督局管理标准化工作的主要部门是标准化司,它的主要职责是:组织和协调国家标准的制、修订工作;检查标准的贯彻情况,组织对新产品、引进技术和设备的标准化审查,管理全国专业标准化技术委员会,指导和协调各部门、各地区的标准化工作。

#### 2) 行业标准化工作系统

行业标准化工作系统是由行业标准化主管部门、标准化技术归口单位、有关专业标准化技术委员会和与开展该行业标准化有关的企业(事)业的标准化机构组成的标准化工作系统。它的主要任务是在本行业贯彻国家标准、制定和实施行业标准、推动行业标准化的发展。行业标准化工作系统既是相对独立的一个工作系统,又是全国标准化工作系统的组成部分。

行业标准化工作系统要重点围绕行业标准化开展工作,我国现在已有50余种行业制定有行业标准。国家技术监督局对各种行业的行业标准确定了归口管理部门,并明确了每个部门归口管理的行业标准的范围。

#### 3) 地方标准化工作系统

地方标准化工作系统是在省、自治区、直辖市行政区域内建立的标准化工作系统。它由省、自治区、直辖市人民政府标准化行政主管部门、其他有关行政主管部门和本行政区域所属企(事)业的有关机构和人员组成,由人民政府的标准化行政主管部门统一管理。

#### 4) 企业标准化工作系统

企业标准化是企业科学管理的基础。各企业都应设有主管标准化工作的部门和专职标准化人员。企业标准化工作的基本任务是执行国家有关标准化的法律、法规,实施国家标准、行业标准和地方标准、制定和实施企业标准等。

企业标准以技术标准为主体,包括工作标准和管理标准。通常有基础标准,安技环保标准,产品标准,设备标准,材料标准,检验和试验标准,外协件验收标准,工艺标准,工装标准以及市场营销、包装、售后服务标准等内容。在汽车行业的大中型企业中,一般都有近千项甚至数千项企业标准。企业标准中往往包含着该企业的许多技术机密(know-how),是企业知识产权的重要组成部分。

#### 11.1.5.3 标准化工作系统的技术工作组织

每个标准化工作系统除管理机构外,都有不同形式的技术工作组织,通过它把有关的专业技术人员组织起来,完成具体的标准化任务。所以标准化的技术工作组织是标准化工作系统的重要组成部分。这里仅讲全国和行业标准化工作的技术组织,它主要是指全国专业标准化技术委员会和全国专业标准化技术归口单位。

##### 1) 全国专业标准化技术委员会

全国专业标准化技术委员会是在改革开放方针指引下,借鉴国际标准化组织(ISO)和国际电工委员会(IEC)以及工业发达国家组织技术委员会制定、修订标准的经验,并结合我国的实际情况,于1979年开始组建的。

建立标准化技术委员会的目的是为了充分发挥生产、使用、科研、教学、监督检验、经销等专家的作用,更好地开展各专业领域的标准化工作。它的性质是在一定专业领域内,从事全国性标准化工作的技术工作组织,负责本专业技术领域的标准化技术归口工作。

全国专业标准化技术委员会由国家技术监督局统一规划。属于综合性的、基本的和涉及部门较多的技术委员会由国家技术监督局领导和管理;属于产品的技术委员会由国家技术监督局委托有关主管部门负责领导和管理,以充分发挥各有关行政主管部门的作用。

全国专业标准化技术委员会是由本专业有关各方面具有较高理论水平和较丰富实践经验、熟悉和热心标准化工作、具有中级以上技术职称的科技人员组成的,它是一个有权威的常设组织。我国现在已有全国专业标准化技术委员会234个,分技术委员会380多个、许多行业技术归口单位承担了本专业标准化技术委员会秘书处的工作。

## 2) 全国专业标准化技术归口单位

全国专业标准化技术归口单位是由国务院标准化行政主管部门和有关行政主管部门,按专业在有关的科研、设计、生产等单位指定的负责本专业全国性标准化技术归口工作的标准化技术组织。它的标准化业务工作受有关行政主管部门直接领导。它的任务与全国专业标准化技术委员会的任务大体相同。

将全国专业标准化技术委员会的秘书处设在标准化技术归口单位,可以使这两个技术工作组织很好地结合起来,是一种比较理想的组织形式。

(撰稿人:孙惠 刘彦成)

## 11.2 国际标准和国外汽车法规

### 11.2.1 国际标准化

国际标准化是指在国际范围内所进行的标准化活动。

#### 11.2.1.1 国际标准化组织(ISO)及 ISO 标准

国际标准化组织(英文全称是 International Organization for Standardization 简称 ISO)成立于 1974 年 2 月 23 日,是世界上最大的非政府性国际标准化机构。其前身为国际标准化协会(International Standardization Association 简称:ISA)和联合国标准协调委员会(United Nations Standards Coordination Committee 简称:UNSCC)。现有成员国 130 个,其中正式成员 88 个,其余为联络性成员或注册成员。ISO 与联合国的一些组织保持密切的联系,它是联合国经社理事会的甲级咨询组织及贸发理事会综合级(最高级)咨询组织。

我国于 1978 年 9 月参加 ISO。

#### 1) ISO 的宗旨和工作范围

ISO 的活动在国际标准化活动中占主导地位,其目的和宗旨是:在世界范围内促进标准化工作的发展,以利于国际交流和互助,扩大在知识、科学、技术和经济方面的合作。

ISO 的工作范围:

- ①促进各国国家标准化的协调和统一。
- ②提出经成员团体协调一致的国际标准。
- ③安排有关成员团体及技术委员会工作信息的交流。
- ④同其他国际性组织合作,研究有关标准化问题。

#### 2) ISO 的组织机构

ISO 由全体成员大会、理事会和下属各咨询委员会、中央秘书处,以及各技术委员会和必要时设立的各技术处组成。ISO 组织机构见图 11-2-1。

##### (1) 全体成员大会

ISO 的最高权力机构是全体成员大会,每三年召开一次,全体大会每个成员只有一票表决权。

##### (2) 理事会

理事会是 ISO 的常务领导机构。理事会由主席、副主席、司库及若干理事国组成,理事国每年改选三分之一,理事会每年一般在 9 月召开一次。

1969 年,ISO 理事会决议,将每年的 10 月 14 日定为“世界标准日”。

##### (3) 中央秘书处(Central Secretariat,简称:CS)

中央秘书处协调 ISO 在世界范围内的活动,主持 ISO 的日常行政事务,计划和协调全部技术归口工作,领导技术委员会(Technical Committee,简称:TC)(SC)(WG),编辑出版国际标准和 ISO 的各种出版物,汇总 ISO 活动的情报资料,并代表 ISO 与其他国际机构联系。

##### (4) 技术委员会(TC)

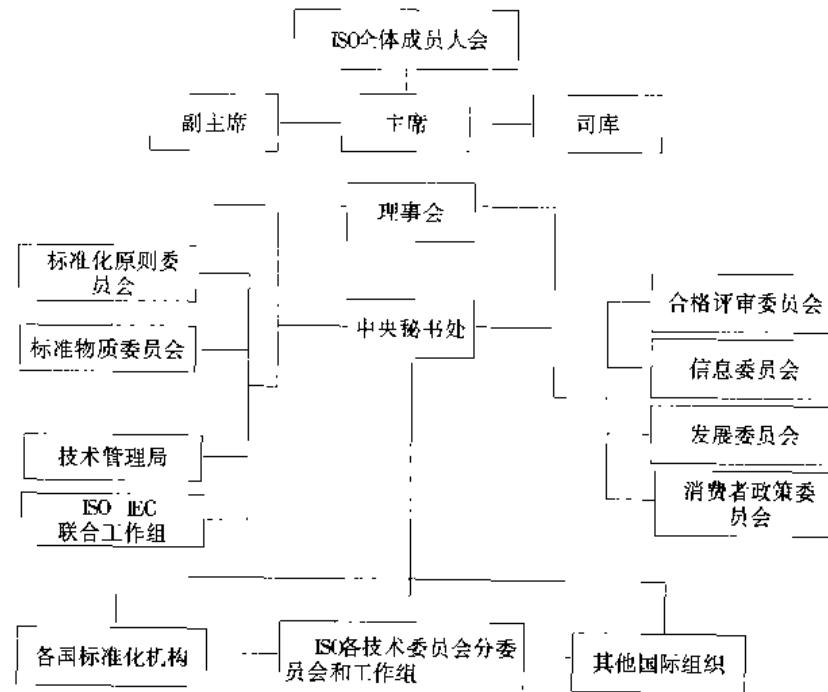


图 11-2-1 ISO 组织机构

技术委员会(TC)由理事会授权成立，并在其监督下进行工作。按专业性质分设 TC，截止 1998 年底已成立到 TC218。根据工作需要在每个 TC 之下设立数量不等的分技术委员会，SC 下设立工作组。ISO 组织中负责汽车工业领域内的技术委员会主要为 TC22( Technical Committee of Road Vehicle, 道路车辆技术委员会)，此外还有 TC177( Technical Committee of Caravan, 旅居挂车技术委员会。)

TC 的基本任务为制定国际标准，达到扩大贸易、交流技术、提高质量、增加生产和降低成本的目的。

#### (5) TC 的成员

TC 成员分为积极成员“P”(Participator) 和观察成员“O”(Observer)。凡是积极参与某一技术委员会(TC)或分技术委员会(SC)工作的称为积极成员(P 成员)；只希望得到某一 TC 或 SC 工作情报、标准资料，了解其工作进度的称为观察成员(O 成员)。各成员应是在各自国内本专业的标准化方面最有代表性的团体。ISO 的观察成员可以登记申请成为积极成员。在汽车工业领域，我国是以 P 成员身份参加 ISO/TC22 和 ISO/TC177 活动的。

#### 3) ISO 标准的制定

国际标准是 ISO 工作的主要成果。1972 年以前国际标准是以推荐标准(ISO Recommendation, 简称: ISO/R)形式颁布的，只需 60% 成员国赞成即可通过。从 1972 年 1 月起以国际标准(ISO)形式颁布，必须有 75% 成员国赞同方能通过。到 1988 年，颁布出版的国际标准有 7100 多个，到 1998 年底，达到 12000 个。国际标准用英、法、俄三个文种出版。

#### (1) ISO 标准制定程序

按照 ISO 规定，制定一个国际标准一般经过七个步骤。首先提出新工作项目建议，列入技术委员会计划，经中央秘书处登记编号成为委员会草案(Committee Draft 简称: CD)，再上升为国际标准草案(Draft International Standard, 简称: DIS)。经正式表决得到多数 P 成员同意后，报送中央秘书处；由中央秘书处分发给所有成员团体，得到 75% 的同意后，报请理事会批准，才能成为国际标准。具体工作程序如下：

① 提案阶段：提出新工作项目建议；

② 准备阶段：新工作项目被接受后，由项目负责人召集有关专家起草文本草案；

- ③委员会阶段：准备阶段所起草的文本即为委员会草案(CD)，进行广泛征求意见；
  - ④DIS阶段：委员会草案被通过后，即上升为国际标准草案(DIS)，由ISO成员国进行投票表决；
  - ⑤FDIS阶段：对投票表决后的国际标准草案(DIS)，按各成员国有关意见修改后，作为国际标准最终草案(即Final Draft International Standard，简称：FDIS)，再次由ISO成员国进行表决，通过后报ISO中央秘书处以提交ISO理事会批准；
  - ⑥批准阶段：国际标准最终草案(FDIS)经ISO理事会批准为国际标准(ISO)。
  - ⑦出版阶段：ISO中央秘书处出版国际标准(ISO)。
- (2) ISO 标准的制定范围
- ①术语：凡是认为有统一必要的术语都要规定。
  - ②界面要求：需要统一规定的界面要求，包括尺寸和其他有关特性的规定。
  - ③互换性要求：对于可能要替换的零件，要规定互换性要求，包括尺寸和其他有关特性在内。
  - ④安全与保健要求：制定标准应优先接受可能成为政府法规中一部分的要求，并以单独章节出版。
  - ⑤环境要求：通常包括在政府法规中，在特殊情况下也可在国际标准中出现，但相应的试验方法应该属于国际标准化工作。
  - ⑥性能要求：由于各国在法律、气候、环境、经济、社会条件、贸易等方面差异，因此为了适宜于全世界接受的特性，必要时应该列出几种可供选择的内容。
  - ⑦品种要求：首先是通用部件、元件和材料等。

除了以上内容，还有可检查性质，商业要求，试验方法，产品的命名、标志、标签和包装等。

### (3) ISO 标准的复审和修订

按ISO章程规定，ISO标准每隔4年应进行一次复审，复审时可进行修订、更新，也可维持原状。复审工作由原制定该标准的TC负责。

### 4) ISO 标准的未来趋势

#### (1) 国际标准制、修订的速度在增快

ISO自1947年成立到1950年尚未制定出一个标准，1960年为197项，1970年为1384项，1980年4269项。1990年约为7500项，1998年为12000项。也就是说：50年代，平均每年增加20项标准；60年代，平均每年增加120项；70年代和80年代，平均每年增加300项；90年代平均每年新增加450项标准，这还不包括对以往年度的国际标准的修订工作。这样基本上可满足世界贸易和技术交流所需要的基本标准数。

#### (2) 国际标准制定的重点正在转移

ISO过去制定的国际标准，大多偏重于名词术语、符号代号、试验方法等基础标准，试验方法几乎占ISO现有标准的80%。80年代起ISO标准的重点将转移到产品规格、性能标准等方面。

#### (3) 国际标准越来越被广泛采用

从一个公司、一个工厂的标准，扩展到一个行业、一个专业的标准，进而至国家标准、区域标准（如欧共体标准、经互会标准）、国际标准。现在整个世界发展的趋势是“向国际标准靠拢，采用国际标准”。根据ISO调查，1964年一个ISO标准约为12个国家采用，1967年为20个以上国家采用，而近年来已被40多个国家所采用。不仅发展中国家大量采用，一些工业发达的国家也在大量采用，甚至采用得更彻底。丹麦、比利时、荷兰、瑞士1972年就决定直接地、不作任何修改地采用国际标准。直接采用和部分采用国际标准、国外标准的比例为：英国11000多项国家标准中占68%；日本78000多项国家标准中占80%；德国22000多项国家标准中占80%；荷兰4600多项国家标准中占90%；前苏联22000多项国家标准中占60%；罗马尼亚采用的ISO、IEC、及工业先进国家的标准占其国家标准的85%以上。

#### (4) 标准化涉及的领域越来越广

近代标准化工作是从材料工业、机械工业开始的，以后扩展至整个工业及工程建设。现在它的领域已扩展至工业、农业、交通运输、工程建设、科学技术、文化教育、安全卫生、环境保护、国防军工、甚至企业管理、经济管理…等人类生产、生活的各个领域。1980年一份介绍ISO发展历史的材料说：ISO成立的第一个委员会是螺纹，第二个技术委员会是紧固件。30年前，这些行业是活动的中心，50年代，那些标准化的先驱者没有

预见到,今天的ISO技术委员会还要解决空气和水的污染、人类功效学、太阳能等问题。而且不难想象,进入21世纪后,ISO的活动范围将会包括一些今天谁也没有打算干的事情。

### 5) ISO/TC22 的工作情况

整个ISO组织中负责汽车工业领域内国际标准化工作的技术委员会主要为TC22(道路车辆技术委员会)、和TC177(旅居挂车技术委员会),但最主要的组织为ISO/TC22。ISO/TC22成立于1947年,是ISO组织中成立最早的60多个TC(技术委员会)之一,其主要工作范围是研究有关道路车辆,包括汽车、挂车、半挂车、汽车列车、铰接车辆、摩托车与轻便摩托车等车辆及设备的互换性和安全性,特别是有关术语和评定车辆性能的试验程序(包括仪器特性)的标准化问题。ISO/TC22发展到今天,已拥有6个直属工作组(WG)、22个分技术委员会及其下属的86个工作组(WG)。工作内容涉及道路车辆各个系统和部件,是整个ISO组织中拥有分委会最多、组织机构最庞大的技术委员会。目前参加ISO/TC22的P成员国有23个,O成员国有37个,在TC22中承担委员会、分委员会、工作组秘书处工作的成员国主要为汽车工业发达的国家,详见表11-2-1。

表 11-2-1 各国承担 ISO/TC22 秘书处工作的情况

成员国	法国	德国	美国	日本	意大利	西班牙	英国	比利时	瑞典	比利时	中国
TC22 秘书处	由法国 AFNOR/BNA 承担										
分委员会秘书处	4	6	4	1	6	1	0	0	0	0	0
工作组秘书处	16	19	14	6	3	1	7	4	5	3	1

注:我国在TC22中承担了SC22(摩托车)/WG 10(车轮)的秘书处工作。

目前,ISO/TC22制定的标准总数达到454项,在ISO组织所有的技术委员会中标准数量为第四位。其标准的体系构成见表11-2-2。

表 11-2-2 TC22 制定的 ISO 标准在各 SC 中的分布情况

分委员会	名称	标准数量	分委员会	名称	标准数量
TC22 直属工作组		19	TC22/SC12	约束系统	13
TC22/SC1	点火装置	24	TC22/SC13	人体工程学	6
TC22/SC2	制动系统和装置	48	TC22/SC14	外部设备	9
TC22/SC3	电气和电子装置	93	TC22/SC15	商用车辆零部件	34
TC22/SC4	不大于3.5t的挂车	10	TC22/SC16	火灾预防	4
TC22/SC5	发动机试验	18	TC22/SC17	视野	12
TC22/SC6	尺寸、质量术语定义	13	TC22/SC19	车轮	6
TC22/SC7	喷油装置和滤清器	47	TC22/SC21	电动道路车辆	7
TC22/SC8	照明和信号装置	15	TC22/SC22	摩托车	27
TC22/SC9	车辆动力学	14	TC22/SC23	轻便摩托车	17
TC22/SC10	碰撞试验规程	7	TC22/SC24	轿车零部件互换	7
TC22/SC11	安全玻璃材料	4			

### 11.2.1.2 国际电工委员会(IEC)

国际电工委员会(International Electrotechnical Commission,简称 IEC)成立于 1906 年,是世界上最早的国际性电工标准化机构。会址设在日内瓦。IEC 是联合国经社理事会的甲级咨询组织。1947 年 ISO 成立后,IEC 曾作为它的电工部门并入 ISO,但在技术上、财务上仍保持其独立性,且都是法律上独立的组织。IEC 负责有关电气工程和电子工程领域中的国际标准化工作,其他领域则由 ISO 负责。我国于 1957 年 8 月加入该组织,1980 年选为 IEC 执行委员会成员。

IEC 和汽车工业最密切相关的技术委员会为 IEC/TC69 (Technical Committee of Electric Road Vehicle and Electric Industrial Truck,电动道路车辆和电动工业卡车)。

我国对 IEC 标准草案的投票率逐年提高,目前已达到 94%。

IEC/TC69——电动道路车辆及电动工业卡车技术委员会,成立于 70 年代,是在全球环境问题、能源危机日趋严重的背景下产生的。尽管电动车辆前景十分诱人,但由于技术上的原因,开始阶段的发展相对比较缓慢。IEC/TC69 的工作也是如此,但从 80 年代开始,IEC/TC69 陆续开始制定了一些标准和技术报告,主要涉及蓄电池、充电器和车辆行驶系统,并成为比较活跃的国际标准化工作委员会。近年来,由于汽车工业界降低排放限值、增加零排放车辆的呼声越来越高,因此汽车工业界和标准化工作行业也越来越多地介入 IEC/TC69 的工作,ISO/TC22 和 IEC/TC69 正在考虑成立联合工作组更好地开展这方面的工作。

目前,IEC/TC69 包括如下工作组:

- ①WG2: 电动车辆系统;
- ②WG3: 车载电气能量储备系统;
- ③WG4: 电动道路车辆充电器和联接器;
- ④JWG TC69/TC21/SC21A(IEC/TC69 与 IEC/TC21/SC21A 联合工作组): 电动道路车辆和混合动力道路车辆用牵引蓄电池。

### 11.2.1.3 国际标准化组织认可的其他标准化国际组织

ISO 与 IEC 是两个最大的标准化国际组织。此外,经 ISO 认可的标准化国际组织还有 27 个,其中表 11-2-3 为与机械、汽车方面有关的组织名称及代号。

表 11-2-3 与机械、汽车方面有关的组织名称及代号

代号	组织名称	标准代号
BIPM	国际计量局(Bureau International des Poids et Measures)	BIP
CCC	关税合作理事会(Customs Co-operation Council)	CCC
CIE	国际照明委员会(Commission Internationale de l'Eclairage)	CIE
CISPR	国际无线电干扰特别委员会(Comité International Spécial des Perturbations Radio-électriques)	CIS
IECEE <sup>①</sup>	国际电气设备合格认证委员会(Commission International de Certification de Conformite de l'Équipement Electrique)	
IIR	国际制冷学会(International Institute of Refrigeration)	IIR
ILO	国际劳工组织(International Labour Organization)	ILO
OIML	国际法制计量组织(Organisation Internationale de Métrologie Légale)	OIM
UIC	国际铁路联盟(Union Internationale des Chemins de Fer)	UIC
UNSCO	联合国教科文组织(United Nations Educational, Scientific and Cultural Organization)	UNE
WIPO	世界知识产权组织(World Intellectual Property Organization)	WIP

注:①1983 年并入 IEC 前用 CEE 代号。

### 11.2.2 国外先进标准

国外先进标准是指世界发达国家制定的国家标准、国际上通行的团体标准以及国标上有权威的区域组织制定的标准，下面主要介绍与汽车产品有关的国外先进标准。

#### 11.2.2.1 美国汽车标准

##### 1) 美国国家标准(American National Standards Institute 标准，简称：ANSI 标准)

美国国家标准(即 ANSI 标准)是由美国国家标准学会批准发布的，是经各方面协商，一致同意的国家标准，为自愿实施的推荐性标准。ANSI 标准很少是由美国国家标准学会本身制定的，往往由美国各专业标准化团体或协会，如：美国汽车工程师学会(Society of Automotive Engineers，简称：SAE)、美国材料试验协会(American Society for Testing and Materials，简称：ASTM)、美国石油协会(American Petroleum Institute，简称：API)、美国机械工程师学会(American Society of Mechanical Engineers，简称：ASME)、美国保险商试验实验室(Underwriters Laboratories，简称：UL)、美国电气电子工程师学会(The Institute of Electrical and Electronics Engineers，简称 IEEE)等，将自己的标准推荐给 ANSI 作为国家标准，经美国国家标准学会批准后即冠以 ANSI 标准代号，即成为全国范围协调一致的国家标准。在没有此类团体、协会的情况下，则由 ANSI 授权建立一个特别委员会，按照规定程序制定有关标准，但此类标准数量比例不大。

目前，ANSI 标准中与汽车产品有关的标准共有 1310 项。

##### 2) 美国汽车工程师学会(SAE)及 SAE 标准

美国汽车工程师学会最早成立于 1902 年，其中包括汽车、拖拉机、航空及燃气轮机等领域。目前，该学会的标准化工作，除汽车制造业外，还包括飞机、航空系统、航空器、农用拖拉机、运土机械、筑路机械以及其他制造工业用的内燃机等。SAE 所制定的标准不仅在美国国内被广泛采用，而且成为国际上许多国家工业部门和政府机构在编制标准时作为依据，为国际上许多机动车辆技术团体广泛采用。SAE 每年出版一套标准手册，前面冠以年号如：“1999 SAE HANDBOOK”。

SAE 在汽车领域拥有世界上最庞大、最完善的标准体系，总数已达到 1500 项，其中与汽车直接相关的标准构成见表 11-2-4。

表 11-2-4 SAE 标准与汽车直接相关的标准

标    准    类    别	标    准    数    量
与汽车有关的可靠性、维修性、保障性标准	59
道路车辆灯光标准	102
燃油及润滑油标准	29
轻型、中型及重型车辆车载诊断系统	13
紧固件标准	69
汽车织物和内饰材料标准	36
道路车辆电磁兼容性标准	33
活塞环标准	15

续上表

标 准 类 别	标 准 数 量
内部气候控制标准	29
车辆乘客约束系统和部件标准	42
道路车辆制动系统标准	114
道路车辆排放标准	55
车轮标准	21
道路车辆噪声测量标准	40
燃油喷射系统及试验方法标准	34
车辆冷却系统标准	36
车辆液体及气体管路与接头标准	64
电动车能量传输系统标准	2
摩托车标准	25
农用拖拉机及相关标准	31

在美国国家标准学会(ANSI)的支持和领导下,SAE 学会代表美国汽车工业界积极参加国际标准化组织(ISO)道路车辆技术委员会(TC22)的工作。在 ISO/TC22 中的 22 个分技术委员会中,有 4 个分技术委员会的秘书处设在 SAE,此外,SAE 还承担了 ISO/TC22 各分技术委员会中 14 个工作组的秘书处工作。

### 11.2.2.2 日本汽车标准

日本的汽车标准化工作也分为两个主要的层次,即日本国家标准:日本工业标准(Japanese Industrial Standard,简称:JIS 标准)和日本汽车行业标准(JASO 标准)。其中 JIS 标准由日本工业标准调查会(JISC)组织制定和审议,JASO 标准由日本汽车标准化组织制订。

#### 1) 日本工业标准调查会及日本 JIS 标准

日本工业标准调查会(Japanese Industrial Standard Committee,简称 JISC)成立于 1946 年 2 月,其前身是 1921 年 4 月成立的日本工业品规格统一调查会(Japanese Engineering Standards Committee,简称:JESC)。1949 年 7 月 1 日,日本颁布实施《工业标准化法》,授权日本工业标准调查会作为全国性的标准化管理机构,组织制订和审议日本工业标准(JIS 标准),调查并审议 JIS 标志指定产品和技术项目。JISC 隶属于通商产业省工业技术院,经 JISC 组织制定和审议后的 JIS 标准,由通商产业省主管大臣代表国家批准颁布。JIS 标准是日本以立法的形式明确规定,以政府为主来制定的最重要、最有权威性的国家级标准,范围涉及各个工业领域,内容包括产品标准、方法标准、基础标准等。

承担及参与日本汽车行业的 JIS 标准起草任务的团体和协会很多,将近 20 个,诸如:日本电动汽车协会、日本汽车工业协会、日本汽车车身协会等。但主要受委托及承担 JIS 汽车标准制、修订工作的组织为日本汽车标准化组织,即 JASO 组织。JIS 标准在日本具有很高的权威性和影响力,企业采用率相当高。

日本 JIS 标准经通商产业省批准公布后,由日本规格协会(Japanese Standards Association,简称:JSA)负责出版发行和有关的培训工作。日本规格协会成立于 1945 年 12 月 6 日,是日本推行工业标准化和质量管理的民

间公益组织。JSA 同时还将 JIS 标准翻译成英文,向 80 多个 ISO 成员国分发。

日本有关汽车的 JIS 标准目前共有 248 项,其体系构成见表 11-2-5。

表 11-2-5 日本有关汽车的 JIS 标准体系

标 准 分 类	主 要 内 容	标 准 数 量
基础标准	术语、符号	13
	整车一般要求	13
试验、检测、测量标准	整车	25
	发动机	19
发动机及其部件标准	部件及装置	27
	动力传递、转向、悬架系统	6
底盘与车身标准	制动	12
	车轮及轮胎	12
	挡风玻璃、安全带及固定点、座椅、头枕、后视镜	11
	牵引车与挂车连接装置	7
车辆电气系统标准	一般要求	15
	照明信号装置	5
	仪表、喇叭、报警器、开关、继电器等部件	27
	通用部件标准	9
材料、燃料、润滑油及排放测量仪器		10
摩托车标准		19

## 2) 日本汽车行业标准化组织及 JASO 标准

日本汽车行业标准化组织 (Japanese Automobile Standard Organization, 简称:JASO) 成立于 1960 年(昭和 35 年),为全面负责日本汽车工业界标准化工作的专门机构,在组织结构上,它是日本汽车工程师协会 (Japanese Society of Automotive Engineers, 简称:JSAC) 的一个主要下属部门,即 JSAC 标准部,但对外又作为一个独立的团体(即 JASO 组织)开展工作。JASO 的工作主要分为 4 部分:

①组织日本汽车行业的标准化工作,如各种会议、交流等,组织制、修订日本汽车行业标准(JASO 标准),该标准作为 JIS 标准的补充,使之具体化,或作为行业标准先行,预示标准化工作方向,为制定 JIS 标准作技术准备;

②接受日本工业标准调查会 (JISC) 的委托,组织日本汽车工业界各有关方面,诸如团体、协会、企业等制

修订有关汽车的 JIS 标准;

③代表日本积极参加 ISO/TC22 的道路车辆国际标准化工作,根据 WTO/TBT(The World Trade Organization/Agreement on Technical Barriers to Trade)协议的要求,积极推进汽车标准的国际协调和统一,以及日本汽车标准与国际标准相一致。除 ISO/TC22 外,JASO 还参加 ISO/TC70(内燃机)和 ISO/TC43/SC1(汽车噪声)的活动;

④配合日本汽车法规工作的政府主管部门,积极参与汽车技术法规的国际协调性工作,并承担许多具体工作,如 IHRA(国际法规协调研究性日程)的工作。

日本 JASO 标准目前总数为 297 项,具体的体系结构见表 11-2-6。

表 11-2-6 日本 JASO 标准的体系结构

标准类别	代码	主 要 内 容	标准数目
车身标准	B	基础标准,车身结构,机械部件,燃油箱,安装部件,载货牵引车,挂车和特种车,术语与符号	18
底盘标准	C	基础标准,离合器,变速器(含自动变速器),行驶装置,制动,悬架,术语与符号	74
电气装备标准	D	基础标准,点火与起动装置(含蓄电池),照明部件,仪表,开关,附加部件,电气线路,术语与符号	28
电机与发动机标准	E	基础标准,行驶部件,供油装置(包括喷射装置),润滑装置,冷却装置,排气与净化装置,进排气管路,术语与符号	31
机械元件标准	F	基础标准,螺钉与其他紧固件,垫圈,密封件,术语与符号	35
材料与表面工艺标准	M	基础标准,钢铁材料,非金属材料,化工材料,纺织材料,陶瓷材料,表面工艺,术语与符号	61
摩托车标准	T	基础标准,车身,车架,电气部件,电机和发动机,术语与符号	24
其他标准	Z	基础标准,通用试验方法,维修,术语与符号	26

日本 JASO(对外称 JSAE)在 JISC 的支持下,代表日本参加 ISO/TC22 的工作,承担了 1 个分技术委员会和 6 个工作组的秘书处工作。

### 3) 德国汽车工业标准(DIN)

德国的汽车工业标准只有国家标准这一级,即德国工业标准(DIN 标准),由德国标准化学会(Deutsches Institut für Normung,简称:DIN)负责制订。德国标准化学会的前身为 1926 年 11 月正式定名的德国标准委员会,它是一个经注册的公益性民间组织,由数千个团体会员组成。DIN 组织中具体负责标准制、修订工作的技术组织是标准委员会(Normenausschuss,简称:NA),下设工作委员会(Arbeitsausschuss,简称:AA),工作委员会又下设工作组(Arbeitskreis,简称:AK)或分委员会(Unterarbeitsausschuss,简称:UA),此外还有直属于 DIN 组织的独立工作委员会(Selbständiger Arbeitsausschuss,简称:A)。目前德国 DIN 共有 100 多个标准委员会,数千个

工作委员会。

在德国标准化工作中,具体从事汽车标准化工作的标准委员会(NA)为德国汽车标准化委员会,即FAKRA(Der Normenausschuß Kraftfahrzeuge)。该委员会为一常设机构,在汽车标准制修订的工作方面直接受德国DIN的领导,但在组织关系上,在人力资源、资金、具体技术支撑等方面,该委员会隶属于德国汽车工业协会(Verband Der Automobilindustrie e. V.,简称:VDA),它是VDA下属的一个最主要的部门之一。FAKRA的主要工作范畴为针对DIN70010中规定的道路车辆(不包括农、林拖拉机)及其所有装备、部件的一致性、互换性和安全保障性制修订DIN标准,这些车辆既包括内燃机车辆,也包括电动汽车以及混合动力车辆。在车辆的种类上FAKRA的工作范畴还包括建设、建筑用的各种专用车辆,但不包括公用、消防、救护等方面的车辆。此外,FAKRA工作还包括货物集装箱的标准化工作。

目前,有关汽车的正式发布的DIN标准数量共计786项,其基本构成见表11-2-7。

表 11-2-7 DIN 标准的基本构成

标 准 类 别	主 要 内 容	标 准 项 数 目
整车标准	基础、术语标准,人体工程学、符号标准、车身及底盘标准,管路总成,机械连接件,测量及试验标准,测量仪器,紧固件和控制器电缆,附件,摩托车和轻便摩托车,特种车辆和车身	241
发动机及传动系统标准	基础、术语标准,燃油喷射装置,滤清器,活塞环及活塞销,回转轴唇状自紧油封,传动及动力输出部件	131
车轮及轮胎标准	基础、术语标准,车轮连接尺寸及制动鼓最大外部尺寸,轮胎,轮辋及轮辋外廓,气阀	122
制动装置标准	基础、术语标准,符号及试验方法,气压制动系统,液压制动系统	81
电子及电气装置标准	基础标准,轿车收放机,蓄电池,照明及回复反射器,电气连接件、快速插接式插头及插座,电缆,继电器及闪光器,开关,挡风玻璃、刮水器,熔断丝,起动机及发电机,点火及干扰抑制装置,数据通讯及诊断系统,电磁兼容性,报警与信号	211

FAKRA代表德国参加ISO/TC22的工作,并在其中起着非常重要的作用。在ISO/TC22中的所有22个分技术委员会中,FAKRA承担了6个委员会的秘书处工作,以及19个工作组的秘书处工作。

#### 4) 法国的汽车标准化工作及BNA标准

法国的汽车工业标准也只有国家标准这一级,由法国标准化协会(Association Française de Normalisation,简称:AFNOR)组织制订批准。法国标准化协会成立于1926年,是一个由政府给予部分资助,并得到政府承认的公益性民间标准化机构。

由AFNOR组织制订,标准化专署批准的法国国家标准称为NF(Norme Française)标准,即法国国家标准。不同行业领域内的NF标准的具体起草制定工作往往由行业内所设立的专业性标准化机构来完成。这些专业性标准化机构大部分叫标准化局,是独立单位,但与法国标准化协会关系密切,代表AFNOR制订各自行业的NF标准,再由AFNOR上报标准化专署批准。

法国制定汽车、摩托车、自行车方面NF标准的专业标准化机构为法国汽车标准化局(Bureau de Normalisation de L'Automobile,简称:BNA),法国汽车标准化局为法国汽车、摩托车、自行车联合会(Union Technique de L'Automobile du Motocycle et du Cycle,简称:UTAC)的一个下属部门,BNA经AFNOR授权而成为汽车、摩托车、自行车领域内专业标准化机构,同时代表法国政府参加ISO/TC22的工作,并在其中扮演着非常重要角色,它不仅承担了整个ISO/TC22的秘书处工作,同时还承担了4个ISO/TC22分技术委员会,16个工作组的秘书处

工作。

目前,法国汽车行业的 NF 标准(或称 BNA 标准)共有 491 项,在整个 NF 标准体系中称为 R 类标准,其体系分布见表 11-2-8。

表 11-2-8 NF 标准的体系分布

标 准 分 类	标 准 内 容	标 准 数 量
整车系统	汽车整车通用标准	20
	汽车灯光、信号及警告装置	16
	汽车指示器和操纵件	4
	汽车车身及车身部件标准	48
	汽车制动系统标准	38
	汽车电子、电气类标准	66
	汽车变速器、悬架系统	23
	汽车挂车	18
汽车内燃机	汽车用内燃机通用标准	2
	发动机离合器及变速器总成及其部件	19
	压缩机及进气、排气管路	13
	发动机控制系统和电气装置	38
	汽车燃油供油系统标准	41
商用车辆	汽车冷却与润滑系统标准	18
	载货车通用标准	3
	载货车及其挂车	12
铰接车辆、旅居挂车、轻型挂车	公共客车	3
	铰接车辆、旅居挂车、轻型挂车	20
	电动车辆	5
	摩托车及轻便摩托车	32
特种车辆	特种车辆	11
	诊断、维修及试验装备	41

### 5) 英国的汽车标准(BS)

英国的标准化工作开展较早,1901 年创立的英国工程标准委员会(Engineering Standard Committee,简称:ESC)是世界上第一个全国性的标准化组织,1931 年正式定名为英国标准学会(British Standards Institute,简称:BSI)。BS 标准为自愿性的标准,广泛应用于所有专业领域,可以作为仲裁依据,也可以作为技术条件的根据。

由于英国同时还是世界上开展产品认证的国家,因此 BSI 也成为英国最大、最主要的认证机构,BSI 拥有两种认证标志,质量认证标志,即国际上著名的风筝标志,和安全认证标志。除标准、认证工作外,BSI 本身还进行质量保证能力的评定工作以及产品的测试检验工作。

BSI 的组织结构非常庞大和复杂,具体到汽车标准的制、修订工作,主要由 BSI 标准部中的工程标准委员会下属的汽车技术委员会(代号 AUE)来完成。

BSI 近年来对汽车行业标准进行了清理,将一些过时的老标准予以作废,或用新标准替代,目前共拥有正式汽车标准 234 项,所有这些标准全部以 AU 为代号,其标准的体系结构见表 11-2-9。

表 11-2-9 BSI 标准的体系结构

标准类别	负责标准制、修订工作的 BSI 分技术委员会代号	标准数量
汽车照明及信号装置	AUE/1	7
车辆翻新轮胎	AUE/3	2
车轮、轮胎、轮辋	AUE/4	56
座椅安全带	AUE/7	7
排气及其连接装置	AUE/8	9
车辆通用基础标准	AUE/9	23
安全玻璃	AUE/10	4
车辆制动系统	AUE/11	9
操纵件、指示器及信号装置	AUE/12	5
牵引车与挂车之间的连接,车辆尺寸、限速装置	AUE/13	36
整车标准(包括 VIN, 动力学试验, 防火等内容)	AUE/15	15
车辆电子、电气标准	AUE/16	25
车辆锁止系统	AUE/17	10
发动机点火装置	MCE/9	7
车辆动力系统中的传动皮带	MCE/10	2
内燃机及其燃油喷射装置	MUE/22	4
车辆制动液	PRI/69	5
车辆用千斤顶	MHE/12	3
其他标准	5	

在所有这些汽车标准中,目前 BSI 已对车辆安全玻璃、儿童座椅约束系统、重型运输车防飞溅装置等 3 个项目实施风筝标志认证。此外,BSI 本身还能承担所有这些标准项目中近 20 项标准的测试和评估工作,包括:汽车前照灯、柴油机性能、号牌板、车用千斤顶、车辆限速装置、安全玻璃、安全带等。

### 11.2.3 国外汽车技术法规

从 19 世纪 80 年代世界第一辆汽车诞生开始,汽车这一独特的产品对促进社会进步,提高大众的物质生活水平,改变人们的精神世界都起到了非常重要的作用。但后来随着世界汽车工业的不断发展,汽车保有量迅猛增加,随之带来的汽车安全事故、环境污染已经构成严重的社会公害,同时,也不断加剧能源与资源紧张的问题。因此从本世纪 50 年代起,世界上许多国家,特别是工业发达国家相继对汽车产品进行立法,实施法制化管理,并制定各类汽车技术法规,对汽车产品的安全、污染和节能等技术要求加以控制,从而有效地控制汽车产品对人类社会和环境造成的危害。

在世界各国、各地区的汽车技术法规体系中,最具代表性并对我国参考借鉴作用最大的是欧美日这三个

法规体系(表 11-2-10)。

表 11-2-10 欧美日的汽车技术法规体系

法规体系名称	法规名称	法规制定机构	具体法规示例	法规实施方式
欧洲汽车技术法规体系	欧洲经济委员会汽车技术法规(简称 ECE 法规)	UN/ECE/WP29 (United Nations/Economic Commission for Europe/Working Party on the Construction of Vehicles, 联合国/欧洲经济委员会/车辆结构工作组)	ECE R13/09; 关于就制动方面批准 M、N 和 O 类车辆的统一规定 “ECE R”即表示 ECE 第 13 号法规(其中 R 为英文单词 Regulation 的缩写), 09 表示 ECE 第 13 号法规的第 9 系列修正本	ECE 型式认证
	欧洲经济共同体汽车技术指令(简称 ECE 指令)	EEC (European Economic Community, 欧洲经济共同体)	70/156/EEC; 在有关机动车及其挂车的型式批准方面成员国法律的相似性 其中 70 为年度, 表示 1970 年; 156 为在该年度内印发的所有 EEC 指令中的顺序号, EEC 表示欧洲经济共同体指令。	EEC 型式认证
美国汽车技术法规体系	美国联邦机动车安全标准(Federal Motor Vehicle Safety Standards, 简称 FMVSS)	DOT/NHTSA (Department of Transportation/National Highway Traffic Safety Administration, 美国运输部国家公路安全管理局)	FMVSS 第 208 号标准: 乘员碰撞保护(FMVSS No. 208)	美国汽车产品安全自我认证
	美国环境保护法规(简称 EPA 法规)	美国 EPA (Environmental Protection Agency, 美国环境保护署)	美国联邦法典第 40 卷第 86 部分: 1977 年及以后年型的新轻型车辆、新轻型载货车、新重型发动机和 1985 年及以后年型的以汽油、天然气、液化石油气、和酒精为燃料的新重型车辆的排放法规	美国 EPA 型式认证
日本汽车技术法规体系	日本汽车安全基准(法规)	日本运输省(DOT)	第 22 条: 座椅 第 32 条: 前照灯 第 44 条: 后视镜	日本汽车型式认定制度日本汽车型式指定制度

### 11.2.3.1 欧洲汽车技术法规体系

欧洲汽车技术法规体系通常包括两部分, 即 ECE 汽车法规和 EEC 指令。

#### 1) 欧洲 ECE 汽车技术法规

欧洲 ECE 汽车技术法规的制修订机构为 ECE/WP29, 它的全称为联合国经济及社会理事会欧洲经济委员会中内陆运输委员会道路交通分委会下属的车辆结构工作组, 即 United Nations/Economic and Social Council/Economic Commission for Europe/Transportation/Sub-committee 1/Working Party on the Construction of Vehicles, 简称 UN/ECSO/ECE/TRANS/SC.1/WP29, 如图 11-2-2 所示。

ECE/WP29 正式成立于 1953 年。成立该工作组的背景是当时 ECE 认识到道路交通的安全光靠制定道路交通守则是不能保证的, 因为它还与道路交通的主体——不断增加的机动车本身的结构性能有直接的关系, 为此 ECE 在其下属的内陆运输委员会/道路交通分委会中专门成立 WP29, 针对车辆结构性能方面的要求为各国政府起草一些建议或推荐要求。后来随着欧洲汽车生产和贸易的迅速发展, 各国原有的汽车法规和认证方式阻碍了贸易的自由化和技术交流, 为此在西德、法国、意大利、荷兰四国的倡议下, 联合国 ECE 于

1958年3月20日在日内瓦制定了“关于采用统一条件批准机动车辆装备和部件并相互承认批准的协定书”(简称为“1958年协定书”,于1959年6月20日正式实施)这一具有法律效力的多边框架协定书,旨在整个欧洲范围内对汽车产品制定、实施统一汽车技术法规(即ECE法规),并开展统一的型式认证,以便打破欧洲各国的疆界,便利汽车贸易与技术交流。这样,WP29也就顺理成章地成了1958年协定书的具体执行机构,专门负责ECE法规的制修订工作。

WP29目前下设有6个专家小组:一般安全性规定专家组(Meeting of Experts on General Safety Provisions,简称GRSG)、被动安全性专家组(Meeting of Experts on Passive Safety,简称GRSP)、污染与能源专家组(Meeting of Experts on Pollution and Energy,简称CRPE)、灯光及光信号专家组(Meeting of Experts on Lighting and Light-Signalling,简称GRE)、噪声专家组(Meeting of Experts on Noise,简称GRB)、制动及底盘专家组(Meeting of Experts on Brakes and Running Gear,简称GRRF),分别负责有关汽车安全、环保、节能领域内的ECE汽车技术法规制修订工作。

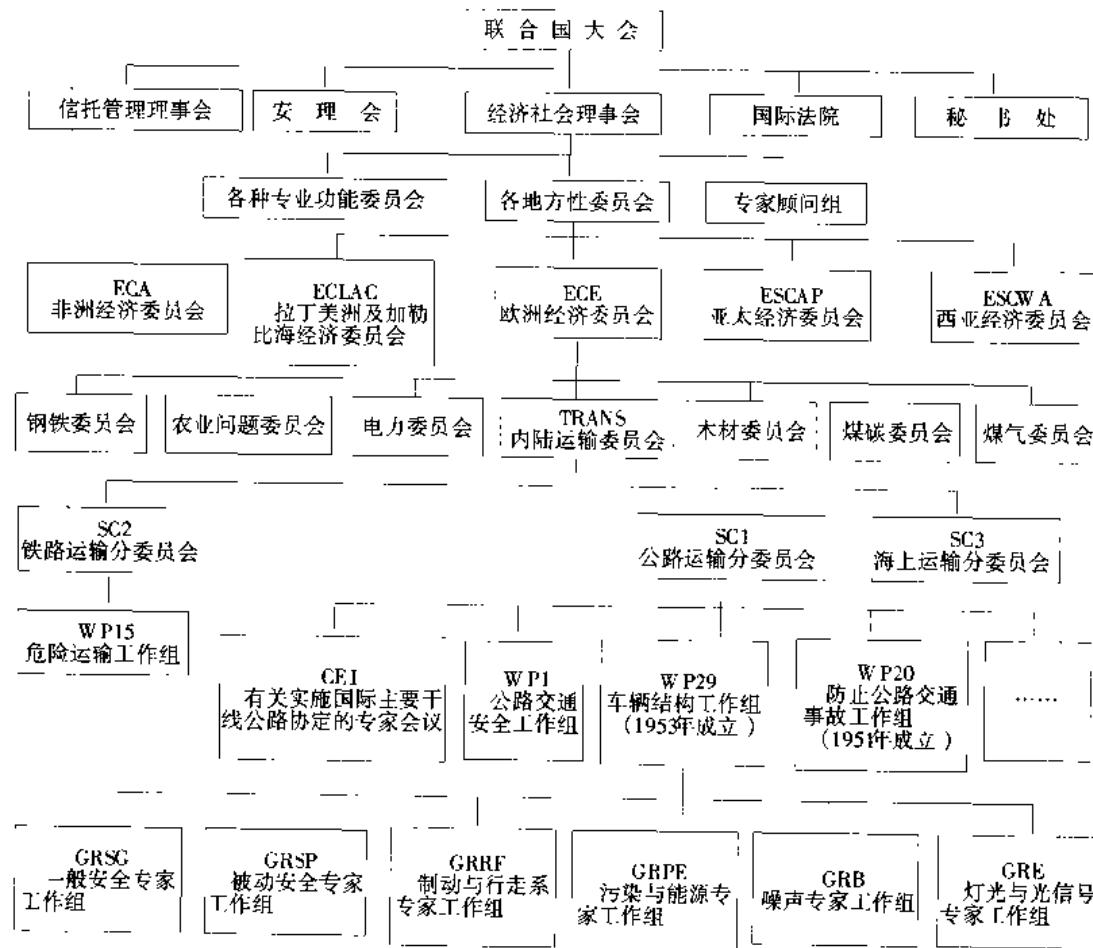


图 11-2-2 UN/ECE/WP29 的组织结构图

参加WP29工作的成员范围十分广泛,主要为各国政府的官方代表,这些国家包括如下几类(图11-2-3):

- ①联合国ECE 1958年协定书的正式缔约方,共有34个,其中包括27个欧洲国家,1997年正式签约的另一ECE国家——土耳其,1998年正式签约的非欧洲国家——日本,以及作为一个独立缔约方参加ECE1958年协定书的EU(欧洲联盟);
  - ②非1958年协定书缔约国的少数几个欧洲国家;
  - ③其他联合国ECE正式成员国,包括美国、加拿大;
- 以上几家都是联合国ECE的正式成员国。

④非联合国 ECE 成员国,包括澳大利亚、南非、韩国、巴西等。

此外还有许多非政府组织以非官方身份参加 UN/ECE/WP29,包括代表汽车工业界利益的 OICA(国际汽车制造商协会)、CLEPA(汽车装备及部件制造联络委员会)、IMMA(国际摩托车制造商协会)、FEMFM(欧洲摩擦材料制造商协会)、ETRTO(欧洲轮胎与轮辋技术组织);代表标准化组织的 ISO(国际标准化组织)、IEC(国际电工委员会)、GTB(1952 年布鲁塞尔工作组);以及代表车辆使用者或消费者利益的 IOCU(国际消费者联合会)、AIT/FIA(国际旅游联盟/国际汽车协会)、IRU(国际公路运输联盟)等。

欧洲运输部长会议 ECMT(European Conference of Transport Ministers)也作为独立的机构派代表参加 WP29 工作。

联合国欧洲经济委员会(ECE)以 1958 年签订的“关于采用统一条件批准机动车和部件互相承认批准的协定”(即《1958 年协定书》)为基础,通过 UN/ECE/WP29 及其下属的各专家工作组,以每年固定召开会议的形式开展 ECE 法规的制修订工作,法规或法规修正本由联合国秘书长签发。具体制定流程见图 11-2-4。此外 ECE/WP29 还负责整个组织的工作计划安排及管理工作,包括法律框架性文件的起草和修订工作。由于参加 UN/ECE/WP29 的国家和组织的广泛性,ECE 法规的制修订工作具有很大程度的公开性,所有的参加者都可以对法规的制修订提出意见、提案,并进行共同磋商与研讨,以求最终达成共识。目前已正式制定颁布的 ECE 法规有 109 项,其法规体系参见表 11-2-11。

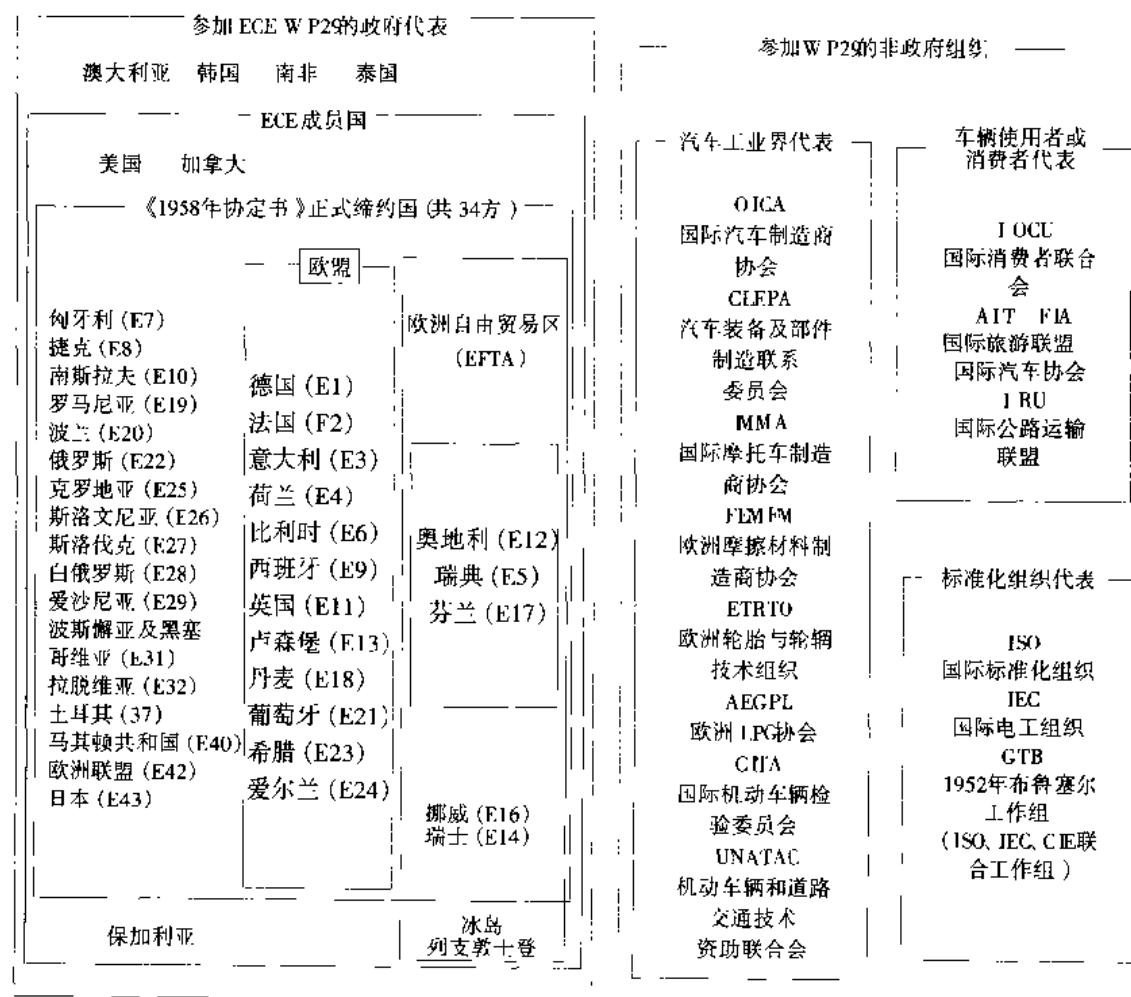


图 11-2-3 参加 UN/ECE/WP29 的成员表

所有的 ECE 法规都是欧洲经济委员会针对汽车产品制定的技术法规,而且全是《1958 年协定书》的附件。法规本身从数字 1 开始按顺序大排行,即 ECE R1、R2、R3、……、R109, R 为英文单词 Regulation, 即法规的缩写, 其中 ECE R1 和 ECER 2 合订在一起, 作为《1958 年协定书》的第 1 附件, 其他每一单独的 ECE 法规作为《1958 年协定书》的一个附件, 这样, 到目前为止《1958 年协定书》共有 108 个附件。随着汽车工业和技术的进步, 政府对汽车安全、环保和节能有了更高或新的要求, 已有的 ECE 法规不断被修改, 如果对法规内容改动不大, 一般对原法规印发增补件(Supplement)和勘误本(Corrigendum); 如果有较大的改动, 或修改法规的限值要求, 则对该法规制定修正本(Amendment), 都按数字顺序排列。如对修正本而言, 为修正本 1(Amendment1)、修正本 2(Amendment2)、修正本 3(Amendment3)、……, 一般我们称之为 ECE 法规的 01 系列、02 系列、03 系列、……。对某一法规的修正工作到一定程度以后, 便对该法规重新编印, 将以往所有的修改内容(修正本、增补件、勘误本)都揉入法规新版本中, 这样的法规新版本称为法规的修订本(ReVision), 同样按数字顺序排列, 即修订本 1(ReVision1)、修订本 2(ReVision2)、修订本 3(ReVision3)、……。

如 ECE R13: 关于就制动方面批准 M、N 和 O 类车辆的统一规定, 到目前为止已修订到第 9 修正本(Amendment 9), 并已对整个法规作了 4 次重新编印, 即 ECE R13 ReVision 4, 目前 ECE/WP29 仍在对 ECE R13 的第 9 修正本不断进行增补和勘误工作。

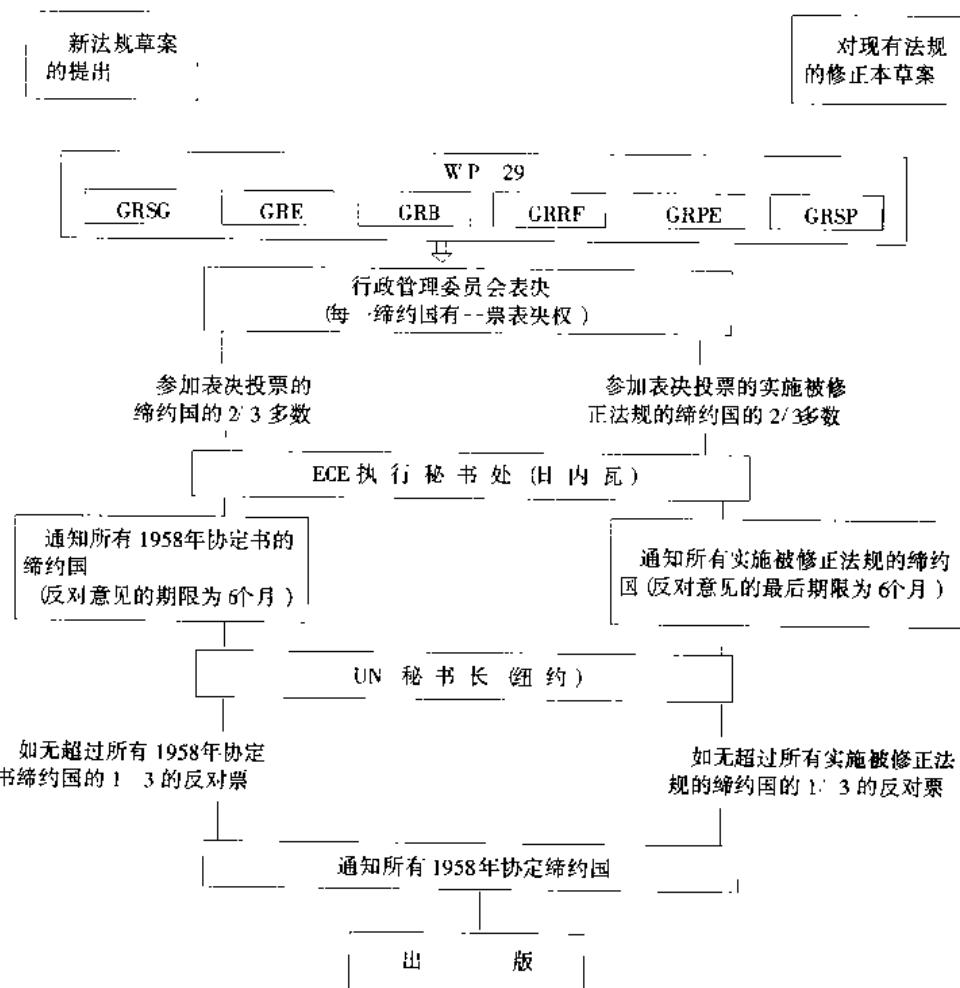


图 11-2-4 ECE 法规制修订流程图

表 11-2-11 ECE 法规主题目录

UN/ECE 法规代号	主 题	UN/ECE 法规代号	主 题
R: 1	前照灯(R2 或 HSI 灯)	R: 28	户报警装置
R: 2	前照灯(白炽灯泡)	R: 29	驾驶室乘员防护
R: 3	后反射装置	R: 30	轮胎(汽车及挂车)
R: 4	后牌照板灯	R: 31	前照灯(卤素封闭式)
R: 5	封闭式前照灯(SB)	R: 32	被追尾碰撞车辆的结构
R: 6	转向指示信号灯	R: 33	被正面碰撞车辆的结构
R: 7	前后位置灯、制动灯和示廓灯	R: 34	火灾预防
R: 8	前照灯(H <sub>1</sub> 、H <sub>2</sub> 、H <sub>3</sub> 、HB <sub>3</sub> 、H <sub>4</sub> 、H <sub>7</sub> 、H <sub>5</sub> 、HIR1 和 HIR2)	R: 35	脚控制件的布置
		R: 36	大型客车结构
R: 9	噪声(三轮车辆)	R: 37	已批准的灯具中的白炽灯
R: 10	无线电干扰抑制	R: 38	后雾灯
R: 11	门锁和车门保持件	R: 39	车速表
R: 12	碰撞中转向机构的伤害	R: 40	摩托车排放
R: 13	制动(M、N 和 O 类车辆)	R: 41	摩托车噪声
R: 13-H	制动(轿车)	R: 42	后保护装置
R: 14	安全带固定	R: 43	安全玻璃
R: 15	发动机排放	R: 44	儿童约束系统
R: 16	安全带	R: 45	前照灯清洗器
R: 17	座椅强度	R: 46	后视镜
R: 18	防盗	R: 47	轻便摩托车的排放
R: 19	前雾灯	R: 48	灯光和光信号装置的安装
R: 20	前照灯(H4)	R: 49	压燃式发动机排放
R: 21	内饰件	R: 50	摩托车灯
R: 22	摩托车头盔和面罩	R: 51	噪声
R: 23	倒车灯	R: 52	小型公共运输车辆结构
R: 24	柴油机烟度	R: 53	摩托车灯光及光信号装置的安装
R: 25	头枕	R: 54	轮胎(商用车辆及其挂车)
R: 26	外部突出物	R: 55	汽车列车机械联接件
R: 27	前警告三角板		

续上表

UN/ECE 法规代码	主 题	UN/ECE 法规代码	主 题
R: 56	轻便摩托车前照灯	R: 83	排放
R: 57	摩托车前照灯	R: 84	油耗测量(轿车)
R: 58	后下部防护装置	R: 85	发动机功率
R: 59	备用消声系统	R: 86	灯光和光信号装置(拖拉机)
R: 60	摩托车驾驶员操纵的控制件	R: 87	白天行车灯
R: 61	驾驶员外部突出物	R: 88	摩托车反光轮胎
R: 62	摩托车防盗	R: 89	车速限制装置
R: 63	摩托车噪声	R: 90	更替制动衬片总成
R: 64	轮胎(应急备用)	R: 91	侧标志灯
R: 65	摩托车特别警告灯	R: 92	摩托车更换排气消声系统
R: 66	大型客车上部结构强度	R: 93	前下部防护装置
R: 67	液化石油气车辆特殊装置	R: 94	前碰撞中乘员防护
R: 68	最大车速	R: 95	侧碰撞中乘员防护
R: 69	低速车辆后标志牌	R: 96	压燃式发动机排放(拖拉机)
R: 70	重型、长型车辆后标志牌	R: 97	报警系统
R: 71	农用拖拉机视野	R: 98	用气体放电光源的前照灯
R: 72	摩托车前照灯(HS <sub>1</sub> )	R: 99	气体放电光源
R: 73	侧碰撞防护	R: 100	蓄电池电动汽车的安全性
R: 74	轻便摩托车灯光和光信号装置	R: 101	CO <sub>2</sub> 排放物和油耗(轿车)
R: 75	轮胎(摩托车)	R: 102	紧耦合装置
R: 76	摩托车前照灯	R: 103	更换催化转化器
R: 77	驻车灯	R: 104	重型、长型车辆的后反射标志
R: 78	制动(L类车)	R: 105	运输危险物品车辆的结构特性
R: 79	转向装置	R: 106	轮胎(农用车辆)
R: 80	座椅强度(大型客车)	R: 107	双层大客车的一般结构
R: 81	后视镜(摩托车)	R: 108	翻新轮胎
R: 82	轻便摩托车前照灯(HS <sub>2</sub> )	R: 109	翻新轮胎(商用车辆)

### 2) 欧洲 ECE 汽车技术法规的实施工作

欧洲根据 UN/ECE《1958 年协定书》及其所附入的 ECE 法规进行 ECE 型式认证，即以 UN/ECE《1958 年协定书》为法律依据，对不同的汽车部件或项目（如排放、制动等）按不同的 ECE 法规进行汽车产品型式认证。任何一个《1958 年协定书》的缔约方都有权对所申请的汽车产品在按相应的 ECE 法规进行型式试验后，证明其满足相应的 ECE 法规要求，且在厂家具备一定的技术能力和令人满意的措施以保证所有产品与通过型式试验的样品具有一致性的条件下，对该产品批准型式认证，并颁发批准标志和批准通知书。批准标志由汽车产品的制造厂家粘贴在同一种型式的每一汽车产品上，批准通知书由批准该产品的缔约方负责送交其他所有采用该 ECE 法规的《1958 年协定书》缔约方，这些国家有义务承认该汽车产品已获得的 ECE 型式批准，在该产品进入其市场时无需重新进行型式认证。

如果对某一汽车产品接受申请，进行 ECE 型式认证的缔约方在按相应的 ECE 法规进行型式试验后，证明该产品不能满足相应的法规要求，或厂家不具备一定的技术能力和令人满意的措施以保证所有产品与通过型式试验的样品具有一致性的条件下，则拒绝对该产品进行 ECE 型式认证批准，并将拒绝批准的通知书送交其他所有采用该 ECE 法规的《1958 年协定书》缔约方。

某一汽车产品的生产厂家可以向任何一个采用相应 ECE 法规的《1958 年协定书》缔约方提出型式批准的申请，随同申请书提供 ECE 法规中所规定的技术资料和一定数量的样品，到该缔约方所指定的型式试验机构进行试验，如果通过试验并经该缔约方的认证批准机关验证具有可靠的生产一致性控制，即可获得 ECE 的型式批准。

对某一汽车产品颁发型式认证批准的缔约方要始终负责该产品的生产一致性控制，可在任何时候对此进行验证和审查，如发现不满意的地方，必须采取必要措施进行纠正。即使该缔约方后来对某一法规停止颁发型式认证批准，仍应对以前获得认证批准的产品，坚持产品的一致性监督。如果发现某一汽车产品在任何缔约方出现产品不一致，该产品的原型式认证批准缔约方应采取必要的措施使其达到一致性要求，将所采取的措施通知其他缔约方，这些措施包括撤消该产品的型式认证批准。

### 3) EEC 汽车技术指令

EEC 汽车技术指令由欧洲经济共同体组织（European Economic Community 简称 EEC）制定，其目的同样也是为了消除各成员国间的贸易壁垒，以 1957 年各成员国共同签订的《罗马条约》为基础，制定一系列有关机动车安全、环保、节能及车辆有关部件要求方面强制执行的 EEC 指令。

1991 年，欧洲经济共同体的部长理事会通过了《罗马条约》的修正案——《马斯特里赫特条约》，该条约的实施生效使 EEC 逐步由一个单纯的经济实体成为政治、外交和军事实体。原 EEC 组织现在一般称之为欧洲联盟——EU（European Union），

原 EEC 汽车技术指令现一般称为欧洲共同体——EC（European Community）汽车技术指令。

欧洲联盟目前共有 15 个成员国，他们是：奥地利、比利时、丹麦、芬兰、法国、德国、希腊、爱尔兰、意大利、卢森堡、荷兰、葡萄牙、西班牙、瑞典、英国。

欧洲联盟的权利机构分为如下几个层次：

- ① 欧盟首脑会议；
- ② 欧洲议会；
- ③ 部长理事会；
- ④ 欧洲委员会。

其中欧洲委员会是欧盟许多工作的具体执行机构，欧洲议会和部长理事会是批准和监督机构。在欧洲委员会中，针对不同的行业和不同种类的工作共设有 24 个“总司（Directorate General）”，与汽车工业及汽车技术指令直接有关的为“第三总司”（DGIII）——工业总司，该总司又向下分为 6 个分司（Directorate），每个分司又分成若干个“处”（Unit），负责汽车工业及汽车技术指令工作的具体机构为“第三总司五分司五处（DGIII/E/5）”。此外以下“总司”与汽车工业及汽车技术指令有间接关系：第七总司（运输）、第十一总司（环境）、第十二

总司(研究)、第十四总司(消费者保护)。

在制定一项新的 EC 汽车技术指令时,由欧洲委员会中的有关工作组(特别工作组、MVWG(Motor Vehicle Working Group)工作组、OTA(Ad-hoc Group on the Operation of EEC Type Approval)工作组、MVEG(Motor Vehicle Emission Group)工作组等负责进行文本起草工作,文本草案经欧盟委员会中“清除汽车技术贸易性壁垒委员会(Group des Entraves,简称 GDE)”通过后,上报欧洲议会和部长理事会共同批准。

为了适应技术进步而对原有 EC 汽车技术指令作出修改时,在征求欧盟各成员国和欧洲议会的意见,并获得成员国多数票赞同后,可以由欧洲委员会直接批准指令的修改草案,这项工作主要由“指令适应技术进步委员会(Comité pour L'Adaption 或 Technical Adaptation Committee,简称 CPA 或 TAC)”完成。

目前 EC 指令共有 120 余项。

与欧洲经济委员会 ECE 不同,欧洲经济共同体(EEC)所制定的 EEC 指令是根据《罗马条约》针对国民经济中各种有关安全、环保、节能的产品而制定的,有关汽车产品的 EEC 指令只是其中的一部分。所有的 EEC 指令都按年度和按印发时间顺序统一编号,如 EEC 对 M1 类车辆实施整车型式认证(Whole Vehicle Type Approval,简称 WVTA)的指令 70/156/EEC;在有关机动车及其挂车的型式批准方面成员国法律的相似性,70 为年度,表示 1970 年;156 为在该年度内印发的所有 EEC 指令中的顺序号,第一次印发的 EEC 指令为基础指令,以后对基础指令的所有修改本,都是单独的指令,独立编号。如对 70/156/EEC 的所有修改本截止到目前包括:78/315/EEC、78/547/EEC、80/1267/EEC、87/358/EEC、87/403/EEC、92/53/EEC、93/81/EEC、95/54/EC、96/27/EC、96/79/EC、97/27/EC、98/14/EC。所有的修改本都只有修改或补充的内容,而不包括基础法规或以前修改本的内容,所以查阅某一 EEC 指令修改本时,必须同时参阅基础指令以及以前所有的修改本。此外,《马斯特里赫特条约》生效实施后,EEC 指令(欧洲经济共同体指令)逐渐改称 EC(欧洲共同体指令),这一点从 70/156/EEC 系列指令中可以明显看出。

#### 4) ECE 汽车技术法规与 EEC 汽车技术指令的关系

尽管 ECE 汽车技术法规和 EEC 指令由两个不同组织机构发布,由于两大组织机构彼此间有着极为密切的联系,几乎所有 EEC 国家都是 ECE 的核心国家,就两套法规技术内容而言,在 120 余项 EEC 指令中有关汽车和摩托车的项目分别为 66 项和 14 项,而在这 66 项汽车指令中有约 46 项被 EEC 型式认证的框架指令 92/53/EEC 规定完全等同于 ECE 法规,其他许多项目也具有很大程度的相似性。随着从 1998 年 3 月 24 日起,EC 作为一个独立的缔约方加入到 UN/ECE《1958 年协定书》,被 EEC 型式认证框架视为等同于 EC 指令的 ECE 法规将扩大到 78 项。因此,我们将这两部分归为同一体系。两者目前主要区别在于:ECE 汽车法規在缔约国中是自愿采用的,而 EEC 汽车技术指令在成员国中是强制执行的。

### 11.2.3.2 美国汽车技术法规体系

美国是联邦制国家,各州均有立法权。因此,美国汽车法規包括联邦法規和地方性法規。联邦政府根据国会通过的有关法律,如《国家交通及机动车安全法》、《机动运载车法》、《机动车情报和成本节约法》、《噪声控制法》及《大气污染防治法》等法律要求为依据,由联邦机动车安全局和联邦环保署制定有关汽车安全、环保和节能方面的汽车法規(FMVSS 和 EPA 法規),目前发布约有近 80 项。

#### 1) 美国汽车安全技术法規(FMVSS)

在美国《国家交通及机动车安全法》的授权下,美国运输部(Department of Transportation,简称 DOT)国家公路安全管理局 National Highway Traffic Safety Administration,简称 NHTSA)制定与机动车辆结构及性能有关的联邦机动车安全标准(Federal Motor Vehicle Safety Standards,简称 FMVSS),它们都被收录在“联邦法典”(Code of Federal Regulation,简称 CFR)第 49 篇第 571 部分。FMVSS 共分为 3 大类:

FMVSS100 系列——避免车辆交通事故,即汽车主动安全,共计 25 项;

FMVSS200 系列——发生事故时减少驾驶员及乘员伤害,即汽车被动安全,共计 22 项;

FMVSS300 系列——防止火灾,共计 4 项。

美国汽车安全技术法规体系见表 11-2-12:

表 11-2-12 美国汽车安全技术法规体系

	法规项目类别	法规数量	法規代号
主动安全 (100 系列)	控制器和显示器	2	FMVSS.101、123
	挡风玻璃	2	FMVSS.103、104
	后视镜	1	FMVSS.111
	制动系统	6	FMVSS.105、106、116、121、122、135
	轮胎与轮辋	6	FMVSS.109、110、117、119、120、129
	灯光与信号装置	2	FMVSS.108、125
	罩盖锁及防盗保护	2	FMVSS.113、114
	学校客车、行人安全装置	1	FMVSS.131
被动安全 (200 系列)	操纵控制系统	3	FMVSS.102、108、124
	安全带与约束系统	3	FMVSS.209、210、213
	座椅及头枕	3	FMVSS.202、207、222
	转向系统	2	FMVSS.203、204
	碰撞 乘员车内碰撞防护	1	FMVSS.201
	乘员碰撞防护,侧碰撞、后碰撞防护	3	FMVSS.208、214、224
	后保险杆	1	FMVSS.223
	车辆倾翻防护	2	FMVSS.216、220
	门锁及车门保持件	1	FMVSS.206
	学校客车车身连接强度	1	FMVSS.221
	大客车紧急出口	1	FMVSS.217
	挡风玻璃的安装及前视野	2	FMVSS.212、219
	玻璃材料	1	FMVSS.205
	摩托车头盔	1	FMVSS.218
防止火灾 (300 系列)	燃料系统的完好性	3	FMVSS.301、303、304
	内饰材料的阻燃性	1	FMVSS.302

此外,美国联邦运输部联邦公路管理局(Federal Highway Administration)依据《机动运载车法》制定美国联邦机动运载车安全法规,该法规主要针对运输公司制定的,适用于在用商用车,规定了车辆的安全、检查与维护要求,以及有关的安全规划。这些法规同样被收录在美国联邦法典(CFR)第 49 卷中。

## 2)美国汽车环境保护法规

在美国联邦《噪声控制法》及《大气污染防治法》的授权下,美国联邦环境保护署(Environmental Protection Agency,简称 EPA)制定了汽车的排放和噪声方面的汽车技术法规。它既是美国政府控制污染措施的执行机构,也是制定环保法规(包括大气、水质、噪声、放射性污染等方面法规)的主要机构,所制定的这些法规都收录在美国联邦法典(CFR)第 40 卷中,其中专门针对汽车(包括新车、在用车及发动机)排放控制的环保法规收录在 CFR 第 40 卷第 86 部分中。在体系上,这些法规主要按照各种不同的车型及不同年型的车辆分为不同的法规分部,其内容见表 11-2-13。

表 11-2-13 美国汽车排放法规结构体系

法规号	主 要 内 容
A 部分	1977 年及以后年型的新轻型车辆、新轻型载货车、新重型发动机和 1985 年及以后年型的以汽油、天然气、液化石油气和酒精为燃料的重型车辆的排放法规
B 部分	1977 年及以后年型的轻型车辆、新轻型载货车排放试验规程
C 部分	1999 年及以后年型的轻型车辆、轻型载货车低温试验规程
D 部分	新汽油、柴油重型发动机排气排放试验规程
E 部分	1978 年及以后年型的新摩托车排放法规
F 部分	1978 年及以后年型的新摩托车排放试验规程
G 部分	新轻型车辆选择性实施检查(SEA)
H 部分	1994 年及以后年型的轻型车辆、轻型载货车在用车排放法规
I 部分	新重型柴油机烟度排放试验规程
J 部分	机动车辆及发动机一致性计划费用
K 部分	新重型发动机、重型车辆、轻型载货车选择性实施检查(SEA)
L 部分	汽油机、重型柴油机及重型(包括轻型载货车)不一致的处罚
M 部分	以汽油、天然气、液化石油气和酒精为燃料的新重型车辆蒸发排放物试验规程
N 部分	新奥托循环发动机、重型柴油机排气排放和微料物试验规程
O 部分	以汽油为燃料的新奥托循环轻型车辆、轻型载货车认证简化试验规程
P 部分	奥托循环重型发动机,以天然气、液化石油气和酒精为燃料的狄塞尔循环新重型发动机,新奥托循环轻型载货车,以天然气、液化石油气和酒精为燃料的狄塞尔循环新轻型载货车排放怠速试验规程
Q 部分	新的及用机动车和发动机海拔高度性能调整法规
R 部分	针对轻型车辆和轻型载货车的国家自愿性低排放车辆计划的一般规定
AA 部分	第 86 部分的报告和记录要求

### 3) 美国汽车燃料经济性法规

这部分法规是美国运输部根据《机动车情报和成本节约法》的授权和规定而制定的,主要规定了制造商必须遵守的公司汽车平均燃料经济性指标(Corporate Average Fuel Economy,简称 CAFE,单位为英里/加仑)。这部分法规被收录在 CFR 第 49 卷中。

### 4) 美国汽车技术法规制订程序

美国汽车安全法规的制定在程序上与欧洲汽车技术法规不同,欧洲主要是以召开会议的形式进行技术法规的制修订工作,而美国则是以公报的形式向全社会公开征求意见来开展技术法规的制修订工作。根据法律的授权,美国汽车技术法规的制定和实施由美国 DOT/NHTSA、EPA 等部门来进行。下面以美国汽车安全技术法规为例来介绍美国汽车技术法规的制定程序。

美国汽车安全技术法规可由政府各部门、各社会团体和组织、各企业或任何一个普通公民提出，在提案被NHTSA采纳后，即开始法规的制定程序。在法规制定的整个过程中，在每周发行的公告“联邦注册”中要刊登所有有关的法规制定文本，主要包括：

- ①提出法规制定的提前通告(Advanced Notice of Proposed Rule Making,简称 ANPRM)——法规的初始草案;
  - ②法规制定的通告(Notice of Proposed Rule Making,简称 NPRM)——法规草案;
  - ③法规制定——法规的最终草案;
  - ④法规和法则.

通过这些法规草案和文本在公告上的公开刊登,使广大公众了解到法规制定的有关信息,同时这些草案和文本还由政府有关部门发送美国汽车制造商协会(American Automobile Manufacturer Association,简称AAMA)、汽车工业协会(Automobile Industrial Association,简称AIA)及其他与汽车有关的协会,定期召开汽车工业界与政府部门之间的会议,向工业界传达政府的意向和计划。美国所有有关的政府部门、团体和个人可在法规制定的任何阶段以书面形式向NHTSA提出对法规制定工作的意见,期限通常为1~2月。如果NHTSA认为有必要,可以召开听证会,让有关团体、个人陈述其对法规草案或文本的意见。法规制定详细流程见图11-2-5。一项法规从提出到制定完成通常需要3~4年时间,新法规在实施上还需要2~3年的准备期。

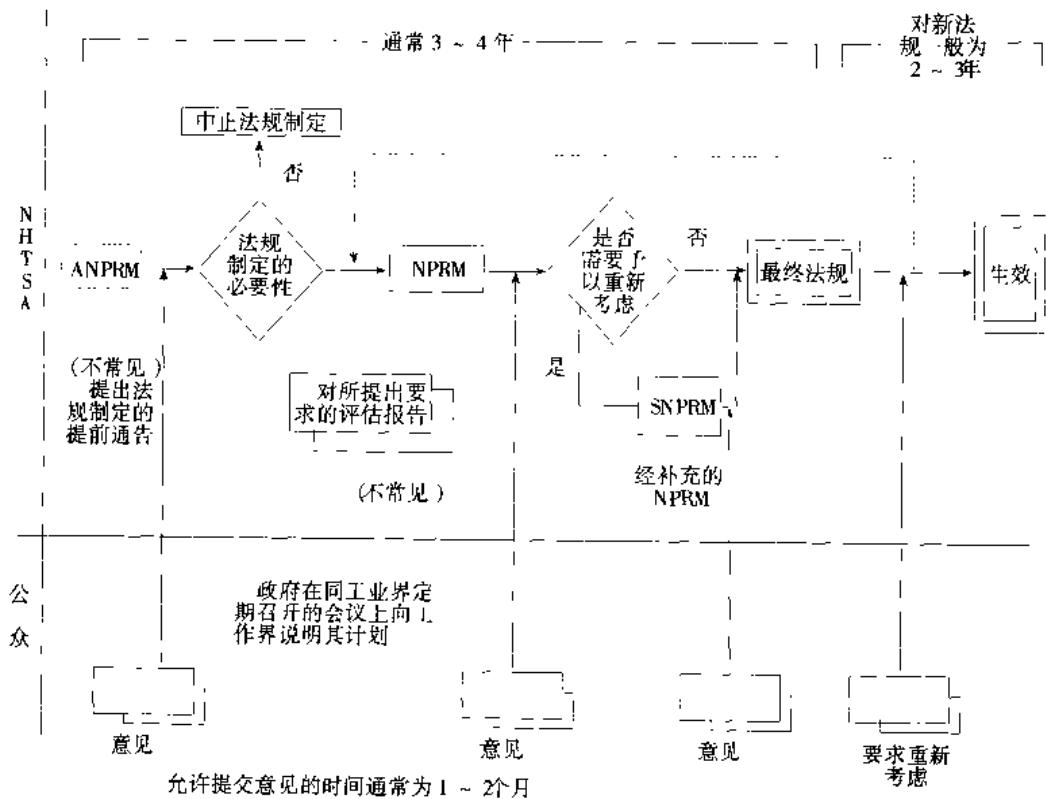


图 11-2-5 美国汽车安全法规的制定流程

### 11.2.3.3 日本汽车技术法规

为了确保机动车交通安全、防止环境污染、合理有效地利用能源,日本制定了《道路运输车辆法》、《大气污染防治法》、《噪声控制法》及《能源合理消耗法》等法律要求,以这些法律为依据,日本政府有关部门制定、颁布了一系列的政令、省令、公告、通知,这其中就包括了道路车辆安全、环保、节能方面的法规及相应的汽车

产品试验和认证规程、汽车技术标准和结构标准

1) 日本汽车安全基准(法规)

日本运输省根据《道路运输车辆法》的授权,以省令形式发布日本汽车安全和排放方面的基本技术法规,共有73条,内容涉及对机动车辆、摩托车、轻型车辆的安全、排放法规要求。表11-2-14为日本的汽车安全基准结构体系

表 11-2-14 日本的汽车安全基准结构体系

		汽车安全、排放控制项目	法规项目数量
主动安全	信息传递	视野	9项
		被识别性	10项
		防眩目	3项
	驾驶特性		6项
		操纵稳定性	4项
		轮胎	1项
	功能维持	制动系统	2项
		报警装置	1项
		控制装置	1项
被动安全	乘员保护	驾驶环境	3项
		其他	3项
		乘员约束装置	3项
	车身	减轻车内碰撞	5项
		车身	4项
		玻璃	1项
	行人保护	防止车辆损害	1项
			2项
	火灾预防		2项
	其他		9项
	排放控制		1项
	噪声控制		1项

2) 与日本汽车安全基准配套的技术标准和试验规程

与欧洲和美国的汽车技术法规体系不同,日本的汽车技术法规,即汽车安全基准中只有基本的法规要求,而如何判定汽车产品是否符合法规要求的技术标准和型式认证试验规程则是主管部门中的有关机构以各种通知的形式下达全国各地方的下属机构,如各地方运输局、日本自动车工业协会、日本自动车进口协会等。其中技术标准的内容是为恰当和有效地判断汽车是否符合汽车安全基准而制定的详细的条款内容,即对汽车安全法规内容更进一步的细化,目前共有41项;型式认证审查法规是为了适当而有效地审查汽车产品新型式是否符合汽车安全法规要求而定的详细法规要求;型式认证试验规程为进行型式认证审查时所用的试验方法,目前共有75项(含补充的试验规程)。

3) 日本汽车技术法规的制修订程序

日本汽车技术法规的制修订与美国比较类似,也是通过向社会公开法规的制修订内容来广泛地征集社会各界的意见的方式来制修订法规。日本运输省大臣根据整个社会要求提高汽车结构安全性能的呼声,研

究有关机动车辆的安全、环保问题，首先运输大臣将向日本“运输技术审议会汽车分会”提出咨询，所有咨询内容要公开发表，运输大臣以此为基础并同时参考日本交通公害研究所和日本汽车研究所的有关试验研究数据来决定法规制修订的方针，在法规的制订过程中要广泛地听取日本国内汽车工业界的意见，同时还要听取外国汽车工业界的意见，以充分保证法规制修订工作透明度，法规规定的过程和文本都以政府公报的形式向全社会公开发布，使国民充分了解国家制修订法规的情况，并积极提出意见。对国际社会则是以运输省发布“MOT NEWS, MOT REPORT 和 JASIC (Japan Automobile Standards Internationalization Center 日本汽车标准国际化中心)发行的 AUTOMOBILE TYPE APPROVAL HANDBOOK (《汽车型式认证手册》)介绍日本汽车技术法规制修订的信息和有关文本。日本汽车技术法规的制修订程序详见图 11-2-6。

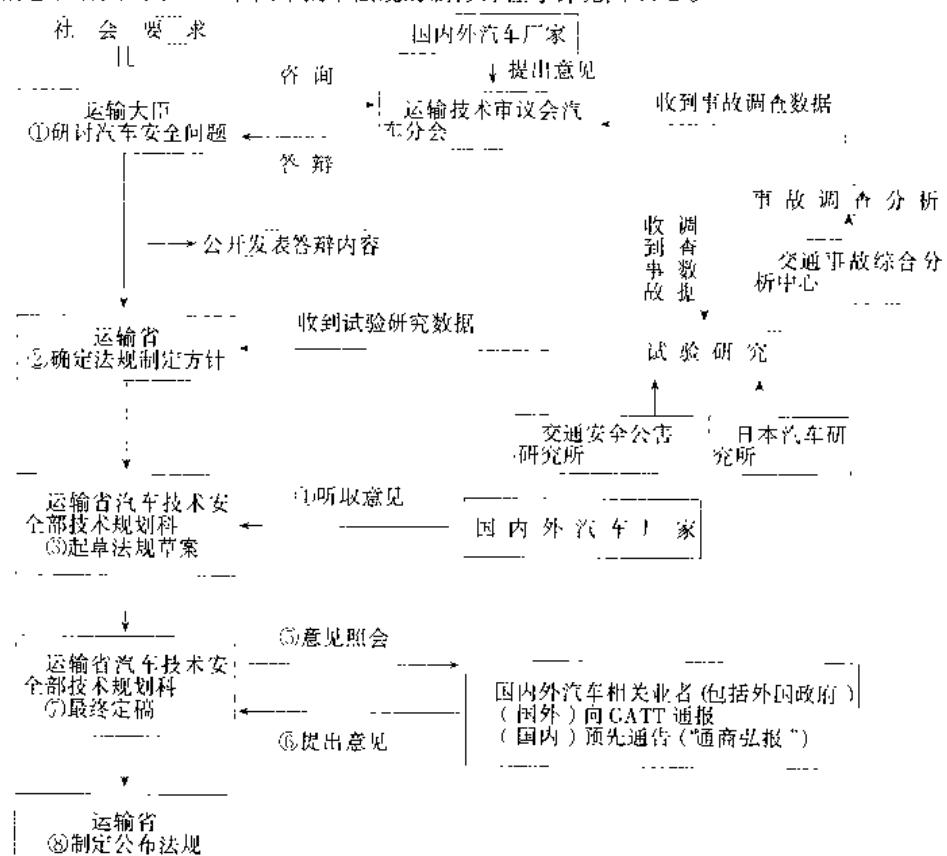


图 11-2-6 日本汽车技术法规的制修订工作流程

日本其他法律，如《大气污染防治法》、《噪声控制法》及《能源合理消耗法》中规定的相应技术法规的制订程序与《道路运输车辆法》相同，不同之处是这些技术法规的制订工作还同时涉及环境厅长官和通产大臣。例如，对《大气污染防治法》的具体实施上，环境厅长官根据国家环境政策，提出机动车辆对环境危害的最低限值，再由运输大臣根据《大气污染防治法》、《噪声控制法》的要求，在《道路运输车辆法》的框架内，制修订并实施有关机动车辆排放、噪声的技术法规。

#### 11.2.3.4 欧、美、日汽车技术法规体系的基本特点

从欧、美、日三大汽车法规体系的构成来看，基本都由管理法规和技术法规两部分组成。管理法规主要涉及政府如何对汽车产品实施管理等内容，这部分一般都根据各自国家的法规体系和政府管理体制及如何有效实施认证要求而制定。此外，技术法规部分主要都围绕如何有效控制汽车对社会危害而制定的有关具体技术要求，欧美日三大法规体系中的这部分法规内容都主要涉及汽车安全、环保和节能等方面，体现了政府从维护整个社会公众利益出发面对汽车产品强制实施控制的目的。

### 11.2.3.5 国际其他汽车技术法规体系

#### 1) 澳大利亚汽车技术法规体系

为了强化车辆安全、环保要求,澳大利亚从 60 年代开始对道路车辆安全和排放制定设计和性能要求——澳大利亚机动车设计规则,即 ADR(Australian Design Rules for Road Vehicles),并在澳大利亚联邦各州、各地区强制执行。1989 制定通过的澳大利亚《机动车辆标准法》进一步明确了 ADR 在整个联邦范围内的法律地位。澳大利亚《机动车辆标准法》明确授权澳大利亚运输及地区发展部联邦道路安全办公室(Federal Office of Road Safety,简称 FORS)对澳大利亚生产的、从国外进口的所有新车及二手进口车制定、实施统一的有关汽车安全、排放、噪声、防盗方面的技术法规,该技术法规即为至今仍沿用的 ADR。

目前,澳大利亚 ADR 法规共有 70 项,有近 60% 的项目等同于欧洲 ECE 法规。

澳大利亚对其汽车技术法规的实施采取的是一种介于欧洲型式认证和美国自我认证之间的一种认让制度。负责车辆认证的部门为澳大利亚运输及地区发展部联邦道路安全办公室(FORS),首先由厂家自行进行所要求的试验,再将试验结果和其他有关车辆的资料送交 FORS 进行审查,通过审查后,车辆即可上市。

#### 2) 亚太地区其他国家或地区的汽车技术法规

由于我国近两年积极参加亚太经合组织(Asia-Pacific Economic Cooperation Organization,简称 APEC)运输工作组(Working Group of Transportation,简称 TPT)所进行的汽车技术法规协调工作,了解到亚太地区其他国家或地区的汽车技术法规情况,表 11-2-15 为 APEC 一些经济体所实施的法规名称。

表 11-2-15 APEC 一些经济体所实施的法规名称

经济 体	法 规
文莱	1954 年道路交通法规
香港	道路交通(车辆的制造和维护)法规
印度尼西亚	政府法规 交通部政令
韩国	韩国机动车安全标准 1990 年运输法规
新西兰	1976 年交通法规 1936 年货物服务车辆制造法规 1978 年乘客服务车辆制造法规
巴布亚·新几内亚	机动车交通法规
菲律宾	共和法 4136 号 行政命令 AO-91-005 号 道路交通规则(机动车,制造和使用)
新加坡	道路交通规则(机动车,安全带) 道路交通规则(机动车,灯光)
中国台北	道路交通安全法规

### 11.2.3.6 目前国际汽车技术法规的协调、统一工作

#### 1) UN/ECE/WP29 所开展的全球性汽车技术法规协调、统一工作

### (1) UN/ECE/WP29 开展全球性汽车技术法规协调、统一工作的基本情况

从 70 年代末、80 年代初开始,整个世界经济进入一种新的格局,许多国家和地区的政府开始认识到各自为政的汽车技术法规体系严重地阻碍了汽车产品在全球范围内的自由流通、限制并阻碍了商品经济规律应起的作用,有意或无意地成了汽车产品贸易的非关税壁垒,于是从 1980 年开始,由国际上一些汽车工业发达国家牵头,开始进行国际汽车技术法规的协调与统一的工作,以打破世界各国、各地区历史上已形成的汽车技术法规这一技术壁垒。

在当时情况下,联合国欧洲经济委员会车辆结构工作组(UN/ECE/WP29)成了开展这种世界范围内汽车技术法规协调和统一工作的主要组织。

由 ECE/WP29 所开展的国际汽车技术法规协调统一工作经过 10 多年的努力,已取得很大的进展,协调的焦点主要集中在世界上差异最大、最具典型性的两大法规体系——美国、欧洲体系上。目前在制动、灯光方面已取得突破性进展。如在汽车液压制动系统方面,全球协调性 ECE 技术法规 ECE R31H(H 为英文单词 Harmonization 的缩写,表示协调)已出台,于 2000 年开始实施,有关汽车气制动系统方面的协调目前正在进行当中,主要是在 ECE R13 和 FMVSS121 之间进行;汽车灯光方面的协调主要是在会车光型、几何可视角度和灯具的安装这几方面进行;关于新灯光和光信号装置的安装方面批准车辆的统一规定已制定完成,正在履行最终审批手续。此外 ECE/WP29 还在以下几方面开展法规的协调活动:

- ①汽车轮胎
- ②重型发动机试验规程
- ③轿车侧碰撞试验规程
- ④摩托车和轻便摩托车灯具安装要求
- ⑤摩托车和轻便摩托车前照灯会车光型
- ⑥摩托车和轻便摩托车制动要求

ECE/WP29 除了开展汽车技术法规的协调工作外,从 1990 年开始修订《1958 年协定书》,其目的是将此协定书从一个欧洲区域性的多边框架协议进一步上升为全球范围的多边框架协议,从法律上明确 UN/ECE/WP29 为制修订全球性汽车技术法规的组织。ECE/WP29 将此修订工作分为两步进行,第一步修改工作已完成,经修订的《1958 年协定书》已于 1995 年 10 月 16 日开始实施生效。ECE/WP29 对《1958 年协定书》的第 2 步修改工作是要最终将其变为全球性的协定书,早在 1993 年年底 ECE/WP29 的第 102 次会议上,美国对《1958 年协定书》正式提出了一份修改草案,作为未来全球性汽车技术法规协定书。该草案历经 ECE/WP29 第 103 次~114 次会议的反复研讨。许多国有组织对此草案提出了大量的意见,根据这些意见,由美国于 1996 年对原全球性协定书草案作出较大的修改。

原全球性汽车技术法规协定书草案完全由原欧洲 ECE《1958 年协定书》发展而来,是在全球范围制定、实施全球统一的汽车技术法规的基础上开展汽车产品认证的相互承认。经过修改后的全球性协定书草案,主要作了以下两方面的改动:

- ①在全球性汽车技术法规协定书的同时,仍保留现行 UN/ECE《1958 年协定书》,即今后在实施运作全球性汽车技术法规协定书的同时,仍保留现行 UN/ECE《1958 年协定书》作为区域性协定书照常实施运作。
- ②将原《1958 年协定书》中有关认证批准的相互承认方面的内容删去,只涉及制修订和实施全球协调和统一的汽车技术法规。

ECE/WP29 在制定全球性汽车技术法规协定书的策略上之所以作出上述原则性变动,其主要原因是由当前世界对汽车产品的管理上同时存在两种不同的认证制度,即以欧洲为代表的型式认证制度和以美国为代表的自我认证制度。目前这两种制度的比对和相互承认还有很大困难,再加上世界上还有很多国家,尤其是许多发展中国家还没有形成符合国际惯例的汽车产品管理体制,即完善的认证管理体制,因此,美国才提出全球性汽车技术法规协定书暂时只考虑汽车技术法规的全球范围内的统一,而将产品认证的相互承认推迟到今后考虑。

新的全球汽车技术法规协定书草案已在 ECE/WP29 第 115 次会议上被批准。

### (2)《全球汽车技术法规协定书》的主要内容

在协定书的序言及目录中,阐述了其宗旨和基本原则;即与WTO的宗旨和内容完全一致,通过制定和实施国际范围内统一的汽车技术法规促进形成统一的国际市场,便利汽车产品的自由流通和技术交流;使广大的制造商避免因法规不一致而额外增加生产成本;通过制定实施具有较高水平的全球性汽车技术法规提高全球范围内公众的生命财产保护、对整个环境的保护、对全球资源的合理利用和节约能源的水平;通过制定和实施了全球统一的汽车技术法规,极大地方便消费者对汽车产品的选择和使用;帮助并鼓励广大的发展中国家,尤其是还没有建立汽车技术法规体系的国家,开始进一步完善其法规工作,并在一开始就能尽早采用、实施在安全、环保、节能方面具有较高水准的技术法规。

从协定书的运作机制上看,体现了广泛参考、民主决策的原则,只要是联合国成员的所有国家、由这些国家组成的经济一体化组织都能签署、参加此协定书。由所有缔约方组成执行委员会,负责此协定书的具体运作,同时还规定了投票表决的具体程序。

在此全球性协定书中,提到了当前国际上对汽车产品通行的两种管理制度,即型式认证制度和自我认证制度,提到了技术法规和标准的分立体系,并对什么是技术法规(即技术法规的准则)作了明确的规定;即完整的技术法规应包括安全、环保、节能、防盗方面的性能指标要求,验证汽车产品是否符合这些要求的试验方法和相应的批准和认证管理程序。这些准则与WTO TBT协议等文件中对技术法规和标准中的定义是完全一致的。

在技术上充分考虑了发展中国家的实际情况,在全球性汽车技术法规中除要求有较高的安全、环保、节能的水准外,还规定了适合发展中国家实施的较低的要求(即严格性和性能的替代水准)和相应的试验规程,同时也允许各国保留选择自身的健康、安全和环境保护水准的权利。

在全球性汽车技术法规制定的程序上,分两个不同的程序:

①将候选全球性汽车技术法规转化为全球性汽车技术法规。

任何本协定书的缔约方都可以提议将自身采用实施的汽车技术法规列为候选全球性汽车技术法规,如按规定的表决程序获通过,即成为候选的全球性汽车技术法规,被列入候选纲要中,该协定书明确规定所有的ECE法规自动转化为候选全球性汽车技术法规。

②制定新的全球汽车技术法规

对于候选纲要中没有的法规项目,缔约方可提出制定新的全球性汽车技术法规,其表决程序同上。

尽管制定和实施全球性规定书的同时,仍保留欧洲原《1958年规定书》不变,但由于ECE/WP29近20多年来开展国际汽车技术法规协调统一工作的成绩,以及它作为当今世界上最大、最主要、最具公开性的国际汽车技术法规论坛组织的地位,使得UN/ECE/WP29仍将成为此全球性协定书的具体运作机构。目前ECE/WP29已开始在《全球汽车技术法规协定书》的框架下开始制定全球统一的汽车技术法规,已由OICA提出10余项法规草案。

### (3)《全球汽车技术法规协定书》与WTO(世界贸易组织)之间的关系

世界贸易组织(WTO)为非联合国系统的国际政府间组织,为负责管理世界经济和贸易秩序的永久性国际组织,它取代了成立于1947年一直代表全球多国贸易体制的关税及贸易总协定(General Agreement on Tariffs and Trade,简称GATT)临时机构,负责管理乌拉圭回合一揽子协议的实施,其宗旨和基本原则与关贸总协定基本相同,旨在通过市场开放、非歧视和公平贸易等原则来达到推动实现世界贸易自由化的目标。在WTO一系列协定中,有一个专门针对贸易技术壁垒的协定,即TBT协定:世界贸易组织贸易技术壁垒协定。其宗旨为便利国际贸易,在技术法规、标准、合格评定程序以及标签、标志制度等技术要求方面开展国际协调,遏制新形势下以带有歧视性的技术要求为主要表现形式的贸易保护主义,最大限度减少和消除贸易中的技术壁垒。

《全球汽车技术法规协定书》由UN/ECE/WP29制定实施,而UN/ECE/WP29为联合国系统的政府间机构,因此该协定书的制定和实施与WTO没有直接的关系,但是从该协定书的宗旨和内容来看,与WTO的宗旨和目的是完全一致的,是WTO,尤其是其TBT协定的原则和宗旨在国际汽车行业的具体体现和落实,最终通过协调统一整个世界范围内的汽车技术法规,将国际贸易中的技术壁垒减少到最低限度直至最终消除。

### (4)国际汽车制造商协会(OICA)及其在全球性汽车技术法规协调、统一工作中的作用

OICA 是国际汽车制造商协会的简称,它是由世界各汽车生产国的汽车制造商协会组成的国际组织,成立于 1919 年,总部设在巴黎,现有近 40 个会员国,遍布五大洲。我国于 1990 年 3 月以当时的中国汽车工业联合会为代表,加入 OICA,1994 年转由中国汽车工业协会(China Association of Automobile Manufacturers,简称 CAAM)作为代表。

根据工作需要,OICA 下设有秘书处和四个工作委员会,即技术委员会、工业与经济政策委员会、统计委员会、展览委员会,其中技术委员会主要的工作是代表全球汽车工业界参加 UN/ECE/WP29 的活动,主要工作任务包括:

- ①作为汽车制造业界的代表,参加并协助 ECF 技术法规的制修订工作,并在其中起十分重要的作用;
- ②在 UN/ECE/WP29 的工作中,促进全球汽车技术法规的协调并协助制定全球汽车技术法规协定书;
- ③协助制定全球统一的汽车技术法规。

为了保证上述工作的顺利进行,OICA 在其技术委员会中下设有 6 个与 UN/ECE/WP29 的 6 个下属专家工作组完全对应的工作组。此外,还于 1996 年成立了一个“法规协调特别工作组”,负责全球汽车技术法规的协调工作,重点协调欧美的有关汽车技术法规,并提出全球统一的技术法规草案。目前已有 10 项全球统一的汽车技术法规正在由 OICA 进行起草工作,近期将上报 ECE/WP29 的有关专家工作组进行讨论,它们分别为:挡风玻璃除雾/除霜系统、安全带固定点、挡风玻璃刮刷/清洗系统、安全带、门锁门铰链、燃油系完好性、防盗系统、座椅强度、玻璃材料、灯具的安装。

## 2) APEC 开展的亚太地区汽车技术法规协调、统一工作

APEC 组织的全称是亚太经济合作组织,成立于 1989 年,其宗旨是加强亚太地区的经济合作,进而建立亚太自由贸易区。APEC 是在国际经济进一步集团化,地区经济相互依存和一体化趋不断加深的形势下产生的,是亚太地区最高级别的经济合作组织,是亚太地区唯一一个由最高领导人亲自参与的地区经济组织。目前,APEC 共有 21 个成员,包括东亚地区的中国、日本、韩国;北美的美国、加拿大、墨西哥;南美的智利、秘鲁;大洋洲的澳大利亚、新西兰、巴布亚、新几内亚;东盟中的越南、新加坡、马来西亚、泰国、印尼、菲律宾和文莱七国;横跨欧亚大陆的俄罗斯;还有中国台北和香港这两个地区经济体。

按照专业分,APEC 组织共有十个专业工作组,两个专家小组,三个委员会,涉及 APEC 组织的整个管理工作以及 APEC 区域内国民经济的各个方面。亚太经济合作组织运输工作组(简称 APEC/IPT)为 APEC 十个专业工作组中的一个,它同 APEC 组织一样成立于 1989 年,其宗旨是在整个亚太区域内发展一高效、一体化且有利于环保的运输系统,其工作的主要内容包括公路运输、铁道运输、水运、航空运输、汽车技术法规及汽车产品的贸易。APEC/IPT 下设的道路运输协调项目小组(Road Transportation Harmonization Project,简称 RTHP)即为专门针对汽车产品,开展整个亚太区域内汽车技术法规和认证制度的协调工作,以促进亚太区域汽车产品贸易的专业小组。

APEC/IPT/RTHP 工作内容共分为 5 个阶段:

第一阶段,调查有哪些道路车辆设计特性在 APEC 各经济体是作为法规项目进行控制的,此阶段共选出 270 个项目;

第二阶段,从这 270 个项目中选出最有代表性的 9 个项目,针对这 9 个项目对 APEC 各经济体的汽车技术法规进行试验性分析工作;

第三阶段,为 RTHP 工作的实质性阶段,正式开始汽车技术法规的协调工作,从 270 个项目中选出比较典型的 71 个项目,针对这些项目进行 APEC 各经济体的汽车技术法规分析和协调工作,这一阶段的工作分两步进行,第一步分析协调 51 个法规项目(1996 年),第二步分析协调 20 个法规项目,并同时进行法规功能等同性的调查工作(1997 年);

第四阶段,检查 APEC 各经济体内的汽车产品一致性评估和认证要求,以便今后在这一方面进行协调,并对第 3 阶段工作的有关法规资料进行更新和补充。

第五阶段,协助 APEC 各经济体制定出实现 APEC《茂物宣言》中所规定的贸易投资自由化目标的具体措施,并继续对有关法规资料进行更新和补充。

表 11-2-16 所示为 APEC 开展汽车技术法规的协调工作的 71 个项目。

表 11-2-16 APEC 开展汽车技术法规的协调工作项目

APEC 第一步分析协调的 51 个法规项目(1996 年)	
1. 转向指示灯	27. 大客车和载货车柴油机排放
2. 安全玻璃	28. 大客车紧急出口
3. 转向柱	29. 摩托车操纵件
4. 摩托车制动	30. 电磁兼容性
5. 大客车和载货车制动	31. 大客车和载货车轮胎和车轮
6. 门锁和门铰链	32. 摩托车灯具的安装
7. 外部凸出物	33. 载货车护轮板
8. 内部碰撞防护	34. 载货车悬架
9. 倒车灯	35. 驾驶员操纵杆
10. 车辆和部件标志(包括 VIN)	36. 大客车和载货车排气口
11. 座椅安全带固定点	37. 大客车和载货车车厢和通风设施
12. 制动灯	38. 摩托车车辆尺寸
13. 儿童约束系统	39. 车辆尺寸限界
14. 前位灯	40. 大客车尺寸限界
15. 摩擦摩托车轮胎和车轮	41. 转向
16. 头枕	42. 侧面防护和后下部防护
17. 座椅强度	43. 牵引件连接
18. 后视镜	44. 挂车制动
19. 前碰撞防护	45. 挂车侧标志灯
20. 摩托车噪声	46. 挂车制动管和制动软管
21. 白炽灯	47. 驻车灯
22. 火灾预防	48. 车辆报警系统
23. 牌照板照明	49. 前后端防护装置(保险杠)
24. 前雾灯	50. 声响报警装置
25. 后雾灯	51. 摩托车声响报警装置
26. 后反射器	
APEC 第二步分析协调的 20 个法规项目(1997 年)	
1. 危险报警灯	11. 轿车侧向插入
2. 外廓标志灯(宽度大于 2.1m 的所有车辆)	12. 轿车挡风玻璃刮水器
3. 轿车防盗	13. 轿车轮胎和车轮
4. 速度表(除挂车外所有车辆)	14. 轿车排放噪声
5. 中央高位制动灯	15. 轿车后位置灯
6. 公共客车倾翻强度	16. 轿车灯具的安装
7. 轿车侧标志灯	17. 轿车前照灯
8. 轿车车厢和通风装置	18. 轿车座椅安全带
9. 轿车视野	19. 轿车排放
10. 轿车制动管和制动软管	20. 轿车制动

### 3) 其他国家或地区之间开展的双边或多边汽车技术法规协调工作

当前国际上除了利用 UN/ECE/WP29 为阵地开展全球性的汽车技术法规协调、统一工作及 APEC/TPT 开展的亚太区域内的汽车技术法规的协调工作外,还有其他国家或地区开展的双边或多边汽车技术法规协调工作,它们包括:

- ① 欧盟和美国之间的跨大西洋商务对话。
- ② 澳大利亚和新西兰之间对汽车技术法规和认证程序的协调、统一工作。
- ③ 美国与日本之间的汽车技术法规协调工作。

此外,东盟各国之间也在开展汽车技术法规协调工作。整个国际汽车法调工作概况详见图 11-2-7。

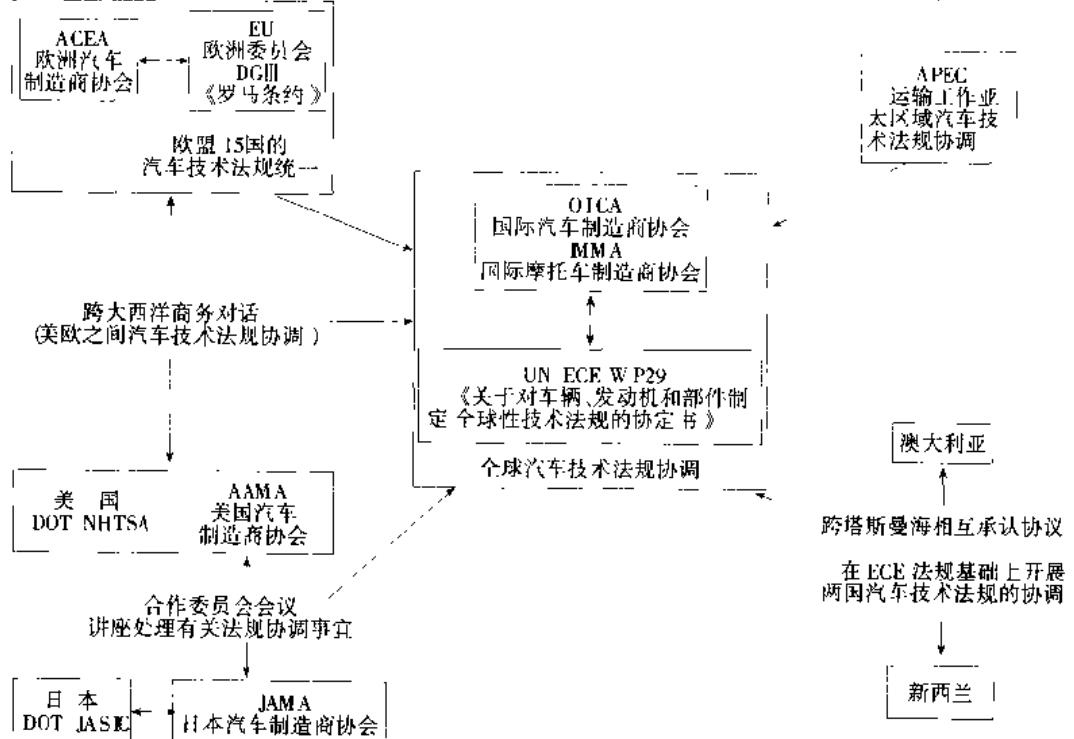


图 11-2-7 国际汽车技术法规协调形势

(撰稿人: 朱毅 冯超)

## 11.3 与汽车相关的我国法律和法规

### 11.3.1 概论

法是一种行为规则,一种社会规范,是经国家制定或认可的,由国家强制力保证其实施的行为规则和社会规范。前面已介绍在汽车工业发达国家,政府对汽车产品管理是依据一套完善的法规体系来实施的,由于我国社会主义市场经济尚处在初级阶段,针对汽车产品管理尚未形成一套完善的法规体系。但近年来,围绕汽车产品的发展和使用环境的要求,相应公布了一些产业政策和法律、法规,这些成为从事汽车产品设计、生产、销售和使用中所必须依据的基本原则,也是从事汽车标准化工作主要遵循的要求。本章通过摘要或节选的方式介绍我国一些主要与汽车有关的政策、法律和法规。

### 11.3.2 环境保护法(1989年公布)

为了使环境保护工作同经济建设和社会发展相协调,国家制定的环境保护规划应纳入国民经济和社会发展计划,并采取有利于环境保护的经济、技术政策和措施,强化环境的监督管理。具体的作法是推行下列环境管理制度。

#### 11.3.2.1 环境标准制度

《环境保护法》责成国务院环境保护行政主管部门制定国家环境质量标准。责成省、自治区、直辖市人民政府对国家环境标准中未作规定的项目,可以制定地方环境质量标准,并报国务院环境保护行政主管部门备案。

国务院环境保护行政主管部门根据国家环境质量标准和国家经济、技术条件,制定国家污染物排放标准。省、自治区、直辖市人民政府对国家污染物排放标准中未作规定的项目,可以制定地方污染物排放标准;对国家污染物排放标准中已作规定的项目,可以制定严于国家污染物排放的地方污染物排放标准,并报国务院环境保护行政主管部门备案。

#### 11.3.2.2 环境监测制度

《环境保护法》责成国务院环境保护行政主管部门建立监测制度,会同有关部门组织监测网络,加强环境监测的管理。

#### 11.3.2.3 环境影响评价制度

《环境保护法》责成县以上人民政府环保行政主管部门会同有关部门对管辖范围内的环境状况进行调查和评价,拟定环境保护规划,并监督实施。

对于建设污染环境的项目,建设单位必须起草包括该项目产生的污染和对环境影响的评价,以及防治措施的环境影响报告书,经项目主管部门预审后报环境保护行政主管部门批准方能进行。

#### 11.3.2.4 《环境保护法》还规定了保护和改善环境,防治环境污染和其他公害的法律规定。

规定采取有效措施,防治废气、废水、废渣、粉尘、恶臭气体、放射性物质以及噪声、振动、电磁波辐射等对环境的污染和危害。

禁止引进不符合我国环境保护规定要求的技术和设备。

### 11.3.3 大气污染防治法(1987年发布,1995年修订)

大气污染防治法主要包括:总则,大气污染防治的监督管理,防治燃煤产生的大气污染,防治废气、粉尘和恶臭污染,法律责任及附则等六章共五十条。

①实行大气质量标准制度,责成国务院环境保护部门制定国家大气质量标准;责成省、自治区、直辖市对大气质量标准中未作规定的项目,制定地方标准,并报国务院环境保护部门备案。国务院环境保护部门根据国家大气质量标准以及国家经济、技术条件制定国家大气污染物排放标准;省、自治区、直辖市对国家大气污染标准中未作规定的项目,制定地方标准;对国家大气污染物排放标准中已作规定的项目,可以制定严于国家标准的地方标准。

②为改善大气环境的质量,要求各级人民政府应加强植树造林、城市绿化工作。

③对于新建、扩建、改建的向大气排放污染物的项目,其大气污染防治设施必须经环境保护部门检验合格后方能投入生产或使用。向大气排放污染物的单位,必须向所在地环境保护部门申报其污染物排放设施、处理设施和在正常作业条件下排放污染物的种类、数量、浓度;若排放污染物超过规定标准的,应缴纳超标排污费;对造成大气严重污染的企业事业单位,限期治理;企业应优先采用能源利用率高、污染物排放少的清洁生产工艺;对严重污染大气环境的落后设备应实行淘汰制度。

①国务院环境保护部门应建立大气污染监测制度,组织监测网络,制定统一的监测方法。

②为了防治燃煤产生的大气污染,《大气污染防治法》责成国务院有关主管部门根据国家规定的锅炉烟尘排放标准制定相应的锅炉产品质量标准,达不到要求的锅炉不得制造、销售或进口;城市建设应统筹规划,统一解决热源、发展集中供热;应采取措施,改进城市燃料结构,发展煤气,推广成型煤的生产和使用;为控制酸雨、二氧化硫的污染,企业应逐步对燃煤产生的氮氧化物采取控制的措施。

③为了防治废气、粉尘和恶臭的污染,《大气污染防治法》规定严格限制向大气中排放含有毒物质的废气和粉尘,确需排放的,应经净化处理,且不超过规定排放标准;对工业生产中产生的可燃气体,应回收利用,无法回收的应使其充分燃烧或采取措施后才能排入大气中;机动车船向大气排放污染物不得超过规定的排放标准,对超过规定的排放标准的机动车船,应当采取治理措施。污染排放超过国家规定的排放标准的汽车,不得制造、销售或进口;国家鼓励、支持生产和使用高标号的无铅汽油,限制生产和使用含铅汽油。并责成国务院有关主管部门制定规划,逐步减少含铅汽油的产量,直到停止含铅汽油的生产和使用。

#### 11.3.4 节约能源法(1998年公布)

节约能源法中明确规定了能源的定义,即指煤炭、原油、天然气、电力、焦炭、煤气、热力、成品油、液化石油气、生物质能和其他直接或者通过加工、转换而取得有用能的各种资源。它是人类从事物质资料生产的原动力,是保障人们生活和发展国民经济最重要的一种物质基础。节约能源法的主要内容:

①在“总则”一章中指出:节能是我国发展经济的一项长远战略方针,要求国务院和省、自治区、直辖市人民政府加强节能工作,合理调整产业结构、企业结构、产品结构和能源消费结构,推进节能技术进步,降低产值能耗,改善能源的开发、加工转换、输送和供应。逐步提高能源利用效率,促进国民经济向节能型发展。国家鼓励开发、利用新能源和可再生能源。并责成国务院管理节能工作的部门主管全国的节能监督管理工作,国务院有关部门在各自的职责范围内负责节能监督管理工作。

②在“节能管理”一章中,规定禁止新建技术落后、耗能过高、严重浪费能耗的工作项目,固定资产投资项目可行性研究报告应包括合理用能的专题报告。并责成国务院标准化行政主管部门制定有关节能的国家标准,对没有国家标准的,国务院有关部门可以依法制定有关节能的行业标准,并报国务院标准化行政主管部门备案。

企业可根据自愿原则,按照国家有关产品质证认证的规定,向国务院产品质量监督管理部门或者国务院产品质量监督管理部门授权的部门认可的认证机构提出用能产品节能质量认证申请,经认证合格后,取得节能认证证书,在用能产品或者其包装上使用节能质量认证标志。

③在“合理使用能源”一章中,规定:用能单位应按照合理用能的原则加强节能管理,制定并实施本单位的节能技术措施,降低能耗;加强能耗的计量管理,健全能源消费统计和能源利用状况分析制度。生产用能产品的单位和个人,应在产品说明书及产品标识上注明能耗指标,且不得使用伪造的节能质量认证标志或冒用节能质量认证标志。

④在“节能技术进步”一章中,规定:国家将确定开发先进节能技术的重点和方向,建立和完善节能技术服务体系,培育和规范节能技术市场,鼓励、支持开发以下通用的先进节能技术:

a. 推广热电联产、集中供热,提高热电机组的利用率,发展热能梯级利用技术,热、电、冷联产技术和热、电、煤三联供技术,提高热能综合利用率;

b. 逐步实现电动机、风机、泵类设备和系统的经济运行,发展电机调速节电和电力电子节电技术,开发、生产、推广质优、价廉的节能器材,提高电能利用效率;

c. 发展和推广适合国内煤种的硫化床燃烧、无烟燃烧和气化、液化等洁净煤技术,提高煤炭利用率;

d. 发展和推广其他在节能工作中证明技术成熟、效益显著的通用节能技术。能源法还责成各行业制定行业节能技术政策,发展、推广节能新技术、新工艺、新设备和新材料。并责成国务院管理节能工作的部门会同国务院有关部门规定通用的和分行业的具体的节能技术指标、要求和措施,并根据经济和节能技术的发展的情况适时修订,使我国的能源利用状况逐步赶上国际先进水平。

### 11.3.5 公路法(1993年公布)

公路法共九章八十八条,对在中华人民共和国境内从事公路的规划、建设、养护、经营、使用和管理作了详细的规定。其主要内容如下:

- (1)在“总则”中规定了有关公路的几个定义:
  - a.公路法所称的公路,包括公路桥梁、公路隧道和公路渡口
  - b.公路按其在公路网中的地位分为国道、省道、县道和乡道;按技术等级分为高速公路、一级公路、二级公路、三级公路和四级公路。
  - c.专用公路是指由企业或者其他单位建设、养护、管理,专为或者主要为本企业或者本单位提供运输服务的道路。

(2)公路法责成国务院交通主管部门主管全国公路工作;责成县级以上的地方人民政府交通主管部门主管本行政区域内的公路工作,但县级以上地方人民政府交通主管部门对国道、省道的管理、监督职责,由省、自治区、直辖市人民政府确定;责成乡、民族乡、镇人民政府负责本行政区域的乡道的建设和养护工作。

(3)为了保证公路经常处于良好的技术状态,公路法责成公路管理机构按照国务院交通主管部门规定的技术规范和操作规程对公路进行养护。公路养护的费用通过征收燃油附加费或现行的公路养路费的办法来筹集。拥有车辆的单位和个人,在购买燃油时,应按有关规定缴纳燃油附加费。燃油附加费征收办法仍实行现行的公路养路费征收办法;拥有车辆的单位和个人缴纳公路养路费的,由交通主管部门发给公路养路费收讫标志;该标志应放置在车辆的明显位置。没有该标志的车辆不得在公路上行驶。

(4)为了保障公路的完好、安全和畅通,公路法规定任何单位和个人不得擅自占用、挖掘公路,不得在公路及公路用地范围内摆摊设点、堆放物品、倾倒垃圾、设置障碍、挖沟引水、利用公路边沟排放污物或者进行其他损坏、污染公路畅通的活动。

- (5)公路法对各种车辆在公路行驶作了以下规定:
  - a.除农业机械因当地田间作业需要在公路上短距离行驶外,铁轮车、履带车和其他可能损害公路路面的机具,不得在公路上行驶。确需行驶的,必须经县级以上地方人民政府同意,采取有效的防护措施,并按照公安机关指定的时间、路线行驶。对公路造成损坏的,应按照损坏程度给予补偿。
  - b.在公路上行驶的车辆的轴载质量应符合公路工程技术标准要求。
  - c.超过公路、公路桥梁、公路隧道或者汽车渡船的限载、限高、限宽、限长标准的车辆,不得在有限定标准的公路、公路桥梁上或公路隧道内行驶,不得使用渡船。超过公路或公路桥梁限载标准确需行驶的,必须经县级以上地方人民政府交通主管部门批准,并按要求采取有效的防护措施;影响交通安全的,还应经同级公安机关批准;运载不可解体的超限物品的,应按照指定的时间、路线、时速行驶,并悬挂明显标志。
  - d.机动车制造厂和其他单位不得将公路作为检验机动车制动性能的试验场地。

### 11.3.6 产品质量法(1993年公布)

该法共六章五十一条,其主要内容如下:

- (1)在中华人民共和国境内从事产品生产、销售活动,必须遵守本法。本法所称产品是指经过加工、制作,用于销售的产品。建设工程不适用本法规定。
- (2)生产者、销售者依照本法规定承担产品质量责任。
- (3)禁止伪造或者冒用认证标志、名优标志等质量标志;禁止伪造产品的产地,伪造或者冒用他人的厂名、厂址;禁止在生产、销售的产品中掺杂、掺假,以假充真,以次充好。
- (4)国家鼓励推行科学的质量管理方法,采用先进的科学技术,鼓励企业产品质量达到并且超过行业标准、国家标准和国际标准。对产品质量管理先进和产品质量达到国际先进水平、成绩显著的单位和个人,给予奖励。
- (5)国务院产品质量监督管理部门负责全国产品质量监督管理工作。国务院有关部门在各自的职责范围内负责产品质量监督管理工作。

县级以上地方人民政府管理产品质量监督工作的部门负责本行政区域内的产品质量监督管理工作。县级以上地方人民政府有关部门在各自的职责范围内负责产品质量监督管理工作。

⑥产品质量应当检验合格，不得以不合格产品冒充合格产品。

⑦可能危及人体健康和人身、财产安全的工业产品，必须符合保障人体健康和人身、财产安全的要求。

⑧国家根据国际通用的质量管理标准，推行企业质量体系认证制度。企业根据自愿原则可以向国务院产品质量监督管理部门或者国务院产品质量监督管理部门授权的部门认可的认证机构申请企业质量体系认证。经认证合格的，由认证机构颁发企业质量体系认证证书。

国家参照国际先进的产品标准和技术要求，推行产品质量认证制度。企业根据自愿原则可以向国务院产品质量监督管理部门或者国务院产品质量监督管理部门授权的部门认可的认证机构申请产品质量认证，经认证合格的，由认证机构颁发产品质量认证证书，准许企业在产品或者其包装上使用产品质量认证标志。

⑨国家对产品质量实行以抽查为主要方式的监督检查制度，对可能危及人体健康和人身、财产安全的产品、影响国计民生的重要工业产品以及用户、消费者、有关组织反映有质量问题的产品进行抽查。

⑩生产者应当对其生产的产品质量负责。

产品质量应当符合下列要求：

a. 不存在危及人身、财产安全的不合理的危险，有保障人体健康、人身、财产安全的国家标准、行业标准的，应当符合该标准；

b. 具备产品应当具备的使用性能，但是，对产品存在使用性能的瑕疵作出说明的除外；

c. 符合在产品或者其包装上注明采用的产品标准，符合以产品说明、实物样品等方式表明的质量状况。

⑪销售者应当执行进货检查验收制度，验明产品合格证和其他标识。

⑫销售者应当采取措施，保持销售产品的质量。

⑬销售者不得销售失效、变质的产品。

⑭销售者销售的产品的标识应当符合本法第十五条的规定。

⑮销售者不得伪造产地，不得伪造或者冒用他人的厂名、厂址。

⑯销售者不得伪造或者冒用认证标志、名优标志等质量标志。

⑰销售者销售产品，不得掺杂、掺假，不得以假充真、以次充好，不得以不合格产品冒充合格产品。

本法还规定了损害赔偿和罚则有关要求。

### 11.3.7 计量法(1985年公布)

本法共六章三十五条，其主要内容如下：

①在中华人民共和国境内，建立计量基准器具、计量标准器具，进行计量检定，制造、修理、销售、使用计量器具，必须遵守本法。

②国家采用国际单位制。

国际单位制计量单位和国家选定的其他计量单位，为国家法定计量单位。国家法定计量单位的名称、符号由国务院公布。

非国家法定计量单位应当废除。废除的办法由国务院制定。

③国务院计量行政部门对全国计量工作实施统一监督管理。

县级以上地方人民政府计量行政部门对本行政区域内的计量工作实施监督管理。

④国务院计量行政部门负责建立各种计量基准器具，作为统一全国量值的最高依据。

⑤县级以上地方人民政府主管行政部门根据本地区的需要，建立社会公用计量标准器具，经上级人民政府计量行政部门主持考核合格后使用。

⑥国务院有关主管部门和省、自治区、直辖市人民政府有关主管部门，根据本部门的特殊需要，可以建立本部门使用的计量标准器具，其各项最高计量标准器具经同级人民政府计量行政部门主持考核合格后使用。

⑦企业、事业单位根据需要，可以建立本单位使用的计量标准器具，其各项最高计量标准器具经有关人民政府计量行政部门主持考核合格后使用。

⑩县级以上人民政府计量行政部门对社会公用计量标准器具、部门和企业、事业单位使用的计量标准器具,以及用于贸易结算、安全防护、医疗卫生、环境监测方面列入强制检定目录的工作计量器具,实行强制检定。未按照规定申请检定或者检定不合格的,不得使用。实行强制检定的工作计量器具的目录和管理办法,由国务院制定。

对前款规定以外的其他计量标准器具和工作计量器具,使用单位应当自行定期检定或者送其他计量检定机构检定,县级以上人民政府计量行政部门应当进行监督检查。

⑪计量检定必须按照国家计量检定系统表进行。国家计量检定系统表由国务院计量行政部门制定。

计量检定必须执行计量检定规程。国家计量检定规程由国务院计量行政部门制定;没有国家计量检定规程的,由国务院有关部门和省、自治区、直辖市人民政府计量行政部门分别制定部门计量检定规程和地方计量检定规程,并向国务院计量行政部门备案。

⑫制造、修理计量器具的企业、事业单位,必须具备与所制造、修理的计量器具相适应的设施、人员和检定仪器设备,经县级以上人民政府计量行政部门考核合格,取得《制造计量器具许可证》或者《修理计量器具许可证》。

制造、修理器具的企业未取得《制造计量器具许可证》或者《修理计量器具许可证》的,工商行政管理部门不予办理营业执照。

⑬制造计量器具的企业、事业单位生产本单位未生产过的计量器具新产品,必须经省级以上人民政府计量行政部门对其样品的计量性能考核合格,方可投入生产。

⑭未经国务院计量行政部门批准,不得制造、销售和进口国务院规定废除的非法定计量单位的计量器具和国务院禁止使用的其他计量器具。

⑮制造、修理计量器具的企业、事业单位必须对制造、修理的计量器具进行检定,保证产品计量性能合格,并对合格产品出具产品合格证。

⑯进口的计量器具,必须经省级以上人民政府计量行政部门检定合格后,方可销售。

⑰县级以上人民政府计量行政部门,根据需要设置计量监督员。计量监督员管理办法,由国务院计量行政部门制定。

⑲县级以上人民政府计量行政部门可以根据需要设置计量检定机构,或者授权其他单位的计量检定机构,执行强制检定和其他检定、测试任务。

执行前款规定的检定、测试任务的人员,必须经考核合格。

本法还规定了法律责任等内容。

### 11.3.8 进出口商品检验法(1989年实施)

该法共六章三十二条,其主要内容如下:

①国务院设立进出口商品检验部门(以下简称国家商检部门),主管全国进出口商品检验工作。国家商检部门设在各地的进出口检验机构(以下简称商检机构)管理所辖地区的进出口商品检验工作。国家商检部门根据对外贸易发展的需要,制定、调整并公布《商检机构实施检验的进出口商品种类表》(以下简称《种类表》),列入《种类表》以及其他法律、法规规定的须检验的进出口商品必须经过商检机构和国家商检部门、商检机构指定的检验机构检验,经检验合格后,方能进口、销售、使用和出口。

②对必须经商检机构检验的进口商品,收货人必须向卸货口岸或到达站的商检机构办理进口商品登记;并在商检机构规定的地点和期限内,向商检机构报验。商检机构应当在对外贸易合同约定的索赔期限内检验完毕,并出具证明。

如果不是必须经商检机构检验的进口商品的收货人发现进口商品质量不合格或残损短缺,可以向商检机构申请索赔证明。对重要的进口商品和大型的成套设备,收货人应依据对外贸易合同约定在出口国装运前进行预检验、监造和监装,主管部门应加强监督;商检机构根据需要可以派检验人员参加。

③对必须经商检机构检验的出口商品,发货人应在商检机构规定的期限内,向商检机构报验。商检机构应当在不延误装运的期限内检验完毕,并出具证明。对列入《种类表》中的出口商品,海关凭商检机构发给的检验证书、放行单或报送单上的印章验收。允许出口的商品必须在规定的期限内报运出口,过期应重新报验。

- ④《进出口商品检验法》赋予国家商检部门和商检机构以下监督管理职责：
- a. 对必须检验的进出口商品以外的进出口商品进行抽检。出口商品抽样检验不合格的，不准出口。
  - b. 向列入《种类表》的出口商品的生产企业派出检验人员，参与出口前的检验工作。
  - c. 根据同国外有关机构签订的协议或者接受外国有关机构的委托进行进出口商品的质量认证工作，准许在认证合格的商品上使用质量认证标志。
  - d. 对国家商检部门和商检机构指定或认可的检验机构进行进出口商品检验工作进行监督，或对其检验的商品抽查检验。
  - e. 对重要的进出口商品及其生产企业实行质量许可证制度。
  - f. 根据需要对检验合格的进出口商品加施商检标志或封识。
  - g. 可以接受对外贸易关系人或外国检验机构的委托，办理进出口商品鉴定业务。
  - h. 进出口商品的报验人对商检机构作出的检验结果有异议的，可以向原商检机构或其上级商检机构以及国家商检部门申请复验，由受理复验的商检机构或国家商检部门作出复验结论。

(撰稿人：蒋红卫 孙惠)

## 11.4 我国汽车标准化工作

### 11.4.1 汽车标准的分类和属性划分

#### 11.4.1.1 分类

我国根据汽车产品的特点，借鉴国际标准和国外先进标准的经验，将汽车标准分为汽车国家标准、汽车行业标准和企业标准三级，汽车产品暂不设地方标准。

①汽车国家标准是在全国范围内需要统一的技术要求，由国家质量技术监督局编制计划，统一审批、编号、发布。  
汽车国家标准代号：强制性标准为“GB”；推荐性标准为“GB/T”。

②汽车行业标准是在行业内需要统一的技术要求。由国家机械工业局（汽车行业主管部门）编制计划，统一审批、编号、发布。

汽车行业标准代号：强制性标准为“QC”；推荐性标准为“QC/T”。

国家标准和汽车行业标准的编号由国家标准或汽车行业标准代号、国家标准或汽车行业标准发布的顺序号和国家标准或汽车行业标准发布的年号三部分构成，在使用标准时一定要注意审查标准的有效性，避免使用作废文本。

③企业标准是根据企业的实际情况，由企业制定，并颁布实施的标准。  
举例：GB XXXX—XXXX

— 用4位数表示国家标准发布的年代号  
— 国家标准发布的顺序号  
— — — 强制性国家标准代号，GB/T为推荐性国家标准代号

QC/T XXXX—XXXX  
— 用4位数表示汽车行业标准发布的年代号  
— — — 汽车行业标准发布的顺序号  
— — — 推荐性汽车行业标准，QC为强制性汽车行业标准代号

### 11.4.1.2 汽车标准的属性

汽车强制性标准包括：保障人体健康和人身、财产安全的标准；环境保护、卫生的标准；节约能源、资源的标准，国家需要控制的产品通用技术要求；法律、行政法规指定必须执行的标准。

汽车强制性标准以外的标准均为推荐性标准。

根据《汽车行业标准化管理办法》和《汽车行业标准制定工作细则》（1996年1月发布），汽车行业主管部门（现为国家机械工业局）负责汽车行业的标准化管理工作。受国家质量技术监督局和机械工业局委托，汽车行业标准化研究所承担汽车标准化技术归口管理工作，负责全国汽车标准化技术委员会秘书处和中国标准化协会汽车分会秘书处的工作，并承担国际标准化组织ISO、IEC的国内技术归口管理工作，与各国汽车标准化机构保持日常业务联系。

全国汽车标准化技术委员会是由国家技术监督局批准成立的，是从事全国汽车标准制修定和审查工作的技术工作组织，负责全国汽车行业标准化的技术归口工作。它由汽车和摩托车生产、使用、科研、教学和监督检验等方面具有较高理论水平和较丰富实践经验、熟悉和热心标准化生产工作的科技人员组成的，至今为止，已经成立了24个专业分技术委员会，见表11-4-1。

表 11-4-1 第二届全国汽车标准化技术委员会专业分技术委员会设置

序号	分标委名称	对应国内编号 CSRIS/TC114/SC	对应 ISO 的 TC 及 SC
1	摩托车分委会	1	TC22/SC22, SC23
2	汽车车轮分委会	2	TC22/SC19, TC31
3	基础分委会	3	
4	汽车非金属制品分委会	6	TC41, TC45, TC48
5	专用汽车分委会	7	
6	汽车仪表分委会	8	
7	安全玻璃分委会	9	TC22/SC11
8	汽车车辆动力学分委会	10	TC22/SC9, TC108/SC2
9	汽车制动分委会	11	TC22/SC2
10	挂车分委会	13	TC22/SC4, TC177
11	矿用车分委会	14	
12	汽车电器分委会	15	TC22/SC1, SC3
13	汽车发动机分委会	16	TC22/SC5
14	车身附件分委会	17	TC22/SC24/WG3
15	车身分委会	18	TC22/SC12, SC13, SC17
16	整车分委会	19	TC22/SC6, SC10, SC13, SC15, SC20
17	灯具与灯光分委会	21	TC22/SC8
18	客车分委会	22	
19	火花塞分委会	23	TC22/SC1
20	活塞、活塞环分委会	24	TC22/WG1
21	滤清器分委会	25	TC22/SC7
22	底盘分委会	26	
23	电动汽车分委会	27	ISO/T22/SC21, IEC/TC69
24	燃气汽车分委会	28	TC22/SC25

### 11.4.2 汽车标准制定程序

《汽车行业标准制定工作细则》中对汽车国家标准和汽车行业标准的制定程序进行了规定，标准制定、修订工作流程如图 11-4-1 所示。

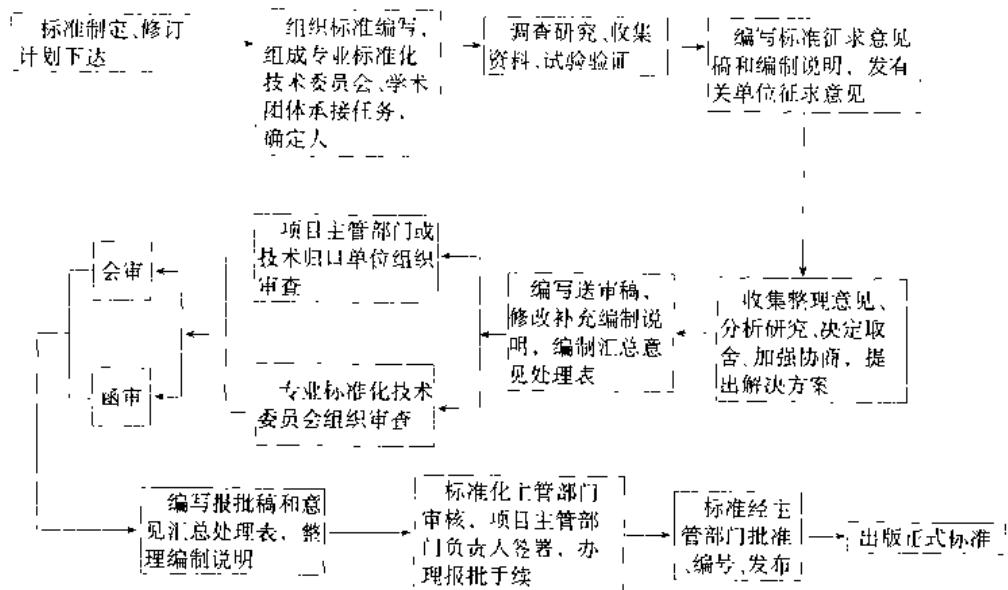


图 11-4-1 标准制定、修订工作流程

#### 11.4.2.1 标准制定、修定计划管理

强制性标准及通用基础标准项目建议，由全国汽车标准化技术委员会根据主管部门已批准的标准体系规划或宏观管理的需要提出；其他标准项目建议根据规划或企业及社会其他的需要提出，经汇总编制成标准制修定项目计划（草案）上报汽车行业主管部门。汽车行业标准的制修定项目计划由汽车行业主管部门审批。国家标准则需进一步上报国务院标准化行政主管部门审批。

#### 11.4.2.2 标准制修订工作

全国汽车标准化技术委员会根据标准制修定计划，确定项目负责起草单位和主要参加单位，每个标准项目一般可由标准项目负责起草单位或会同主要参加单位成立起草工作组，承担标准起草工作；按照《标准化工作导则》和有关要求编写标准，编制标准征求意见稿和标准编制说明；调查研究和分析国内生产、使用和科研情况，研究相应的国际标准和国外先进标准，还应进行必要的试验验证工作，并尽可能等同或等效采用国际标准；广泛征求意见，提出标准送审稿。

#### 11.4.2.3 标准审查

根据标准起草工作组提交的标准送审稿，全国汽车标准化技术委员会各专业分委会承担具体标准的技术审查工作。审查形式分为会议审查和发函审查两种。根据审查意见，起草工作组修改后，形成标准报批稿上报分标委和全国汽车标准化技术委员会。

按照计划等同或等效采用 ISO 或 IEC 的标准项目，可采用标准制定、修订的加速程序，即不经过编写标准征求意见稿、直接进入编写标准送审稿及以后各程序。标准项目负责起草单位拟采用加速程序时，应经有关分标委同意。

#### 11.4.2.4 标准复核和复审

分标委和全国汽车标准化技术委员会对标准报批稿应进行复核、复审，应指派具备标准复核资格的人员对标准报批稿的技术内容、编写质量和有关附件进行全面复核和复审。上报国家机械工业局和或国家质量技术监督局(国家标准)批准发布。

#### 11.4.2.5 标准的出版发行

汽车国家标准由中国标准出版社出版发行；受机械局委托汽车行业标准由汽车标准化研究所出版发行。

### 11.4.3 我国汽车国际标准化管理

根据《汽车行业国际标准化工作细则》的要求，全国汽车标准化技术委员会承担 ISO/TC22 国际标准化组织/道路车辆技术委员会、ISO/TC177 国际标准化组织/旅居挂车技术委员会、IEC/TC69 国际电工委员会/电动道路车辆和电动载货车技术委员会的国内技术归口工作。

#### 11.4.3.1 工作管理程序

国家质量技术监督局→国家机械工业局行业管理司→全国汽车标准化技术委员会→各专业分委员会

#### 11.4.3.2 国际标准草案回函工作程序

各专业分委员会→全国汽车标准化技术委员会→国家质量技术监督局→ISO/IEC 国际标准化组织。

### 11.4.4 汽车标准体系

标准体系是编制标准制、修订规划和计划的依据之一，是促进一定标准化工作范围内的标准组成达到科学合理化的基础，是一种包括现有、应用和预计发展的标准的全面蓝图，并将随着科学技术的发展而不断地得到更新和充实。编制标准体系是标准化工作的一项基础性科研工作。

从 1998 年开始，全国汽车标准化技术委员会根据《标准化法》及其相关法律、法规的要求，结合汽车产品和行业管理的特点，组织行业专家开展编制汽车标准体系的工作，以适应汽车工业发展的需要。

#### 11.4.4.1 汽车标准体系编制原则

全国汽车标准化技术委员会借鉴国际标准和国外先进标准的经验，结合我国汽车产品的特点，明确如下汽车标准系的编制原则：

- ①汽车产品标准暂不设地方标准，实施国家标准、行业标准及企业标准三级管理。
- ②将原有指导企业生产的标准逐步转成贸易型标准，以适应市场经济发展的需要。
- ③积极采用国际标准和国外先进标准，但要注意：一个分体系原则上参照国外一个国家标准体系，一个标准只引用国外一项标准的内容。
- ④只把涉及安全、卫生、环保、节能方面的标准界定为强制性标准。
- ⑤国家标准和行业标准是标准的适用范围，不是标准的高低。
- ⑥汽车标准的构成体系与国际上通行的标准构成相对应。

#### 11.4.4.2 汽车标准体系构成

汽车标准按属性分为强制性标准和推荐性标准两个体系。

##### 1) 强制性标准体系

在对国际上发达国家汽车产品管理经验的分析研究基础上，明确了我国汽车强制性标准的制定和发展，应该与国际上典型汽车技术法规体系相对应，主要保护社会利益和公众利益，是政府实施管理的重要基础，因此确定了以欧洲 ECE/EE 汽车技术法规体系为我国汽车强制性标准体系的主要参照体系，在具体项目内容上要紧跟欧、美、日三大汽车法规体系的协调成果。图 11-4-2 给出了汽车、摩托车强制性标准体系的构成。

图 11-4-2 汽车、摩托车强制性标准构成

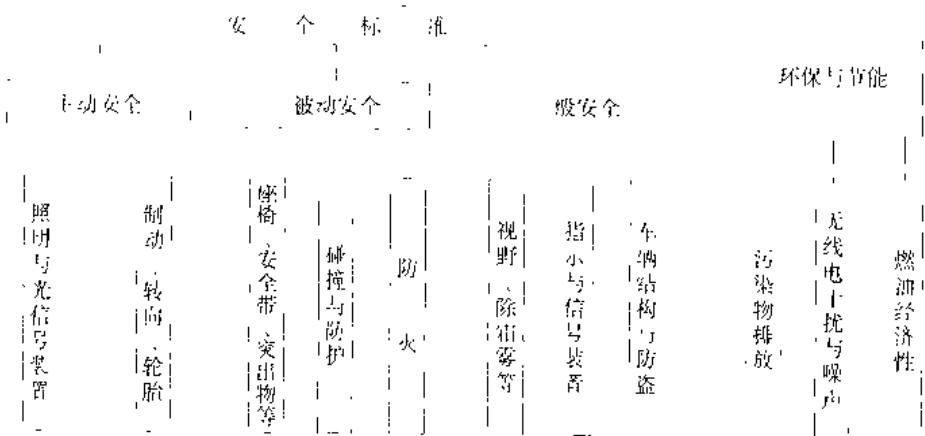


图 11-4-2 我国汽车、摩托车强制性标准构成

自 1993 年第一批强制性标准发布以来,截止 2000 年 2 月已经拥有近 60 项强制性标准,另外还有一些强制性标准正在制定,这些标准名称也在下表中列出。强制性标准的实施一直是汽车标准实施的重点,自 1995 年 7 月 1 日开始,在企业申报《全国汽车、民用改装车和摩托车生产企业及产品目录》时,产品鉴定中增加强制性检验项目,这些检验项目以强制性标准为主要内容。表 11-4-2 所示为强制性标准的制修定情况。

表 11-4-2 我国现行的汽车和摩托车强制性标准

序号	标准编号	标准名称	实施日期	强检
<b>主动安全——照明与光信号装置</b>				
1	GB 4599—1994	汽车前照灯配光性能	1995-05-01	★
2	GB 4660—1994	汽车前雾灯配光性能	1995-05-01	★
3	GB 4785—1998	汽车及挂车外部照明和信号装置的安装规定	1999-10-01	◇
4	GB 5920—1999	汽车前、后位灯、示廓灯和制动灯配光性能	2000-07-01	★
5	GB 5948—1998	摩托车白炽丝光源前照灯配光性能	1999-10-01	
6	GB 11554—1998	汽车及挂车后雾灯配光性能	1999-10-01	◆
7	GB 11564—1998	机动车向复反射器	1999-10-01	◇
8	GB 15235—1994	汽车倒车灯配光性能	1995-05-01	★
9	GB 15766.1—1995	道路机动车辆灯泡尺寸 光电性能要求	1997-01-01	
10	GB 17509—1998	汽车和挂车转向信号灯配光性能	1999-10-01	◇
11	GB 17510—1998	摩托车光信号装置配光性能	1999-10-01	
12	GB	汽车和挂车后牌照板照明装置配光性能	正在制定	
13	GB	汽车驻车灯配光性能	正在制定	
14	GB	汽车和挂车侧标志灯配光性能	即将发布	
15	GB	摩托车和轻便摩托车灯光和信号灯装置数量、位置和光色	即将发布	
<b>主动安全——制动、转向、轮胎</b>				
16	GB 9743—1997	轿车轮胎	1998-02-01	

续上表

序号	标准编号	标 准 名 称	实 施 日 期	强检
17	GB 9744—1997	载货汽车轮胎	1998-02-01	
18	GB 12676—1999	汽车制动系统结构、性能和试验方法	1999-10-01	
19	GB 16897—1997	制动软管	1998-08-01	
20	GB 17355—1998	摩托车和轻便摩托车制动性能指标限值	1999-01-01	
21	GB 17675—1999	汽车转向系基本要求	2001-01-01	
22	GB 5763—1998	汽车行业制动器衬片	1999-02-01	
23	GB 10830—1998	机动车制动液使用技术条件	1999-07-01	
被动安全——座椅、安全带、凸出物等				
24	GB 11550—1995	汽车座椅头枕性能要求和试验方法	1997-01-01	
25	GB 11552—1999	轿车内部凸出物	2000-08-01	
26	GB 11566—1995	轿车外部凸出物	1997-01-01	★
27	GB 14166—1993	汽车安全带性能要求和试验方法	1993-07-01	☆
28	GB 14167—1993	汽车安全带安装固定点	1993-07-01	☆
29	GB 15083—1994	汽车座椅系统强度要求及试验方法	1995-01-01	☆
30	GB 15086—1994	汽车门锁及门铰链的性能要求和试验方法	1995-01-01	☆
31	GB	大型客车座椅及其固定点	正在制定	
被动安全(碰撞与防护)				
32	GB 7063—1994	汽车护轮板	1995-01-01	☆
33	GB 9656—1996	汽车用安全玻璃(可供认证用)	1996-10-01	★
34	GB 11557—1998	防止汽车转向机构对驾驶员伤害的规定	1999-01-01	◆
35	GB 11567—1994	汽车及挂车侧面及后下部防护装置要求	1999-10-01	★
36	GB 15743—1995	轿车侧门强度	1997-01-01	
37	GB 17354—1998	汽车前、后端保护装置	1999-01-01	
38	GB 17258—1998	汽车用压缩天然气钢瓶	1998-10-01	
39	GB 17259—1998	机动车用液化石油气钢瓶	1998-10-01	
40	GB 811—1998	摩托车乘员头盔	1999-06-01	
41	GB	汽车正面碰撞乘员保护	正在制定 现执行 机械局发布的 CMVDR 294 文件	
42	GB	汽车侧面碰撞乘员保护		
43	GB	汽车前碰撞时后部结构要求		
44	GB	汽车后碰撞时后部结构要求		
被动安全(防火)				
45	GB 8410—1994	汽车内饰材料的燃烧特性	1995-01-01	★
46	GB	汽车正面碰撞时对燃油泄露的规定		

续上表

序号	标准编号	标 准 名 称	实施日期	强检
47	GB	汽车燃油箱安全性能要求	即将发布	
一般安全(视野)				
48	GB 11555—1994	汽车挡风玻璃除雾系统的性能要求及试验方法	1995-01-01	★
49	GB 11555—1994	汽车挡风玻璃除霜系统的性能要求及试验方法	1995-01-01	★
50	GB 11562—1994	汽车驾驶员前方视野要求及测量方法	1995-01-01	☆
51	GB 15084—1994	汽车后视镜的性能和安装要求	1995-01-01	☆
52	GB 15085—1994	汽车挡风玻璃刮水器、洗涤器的性能要求及试验方法	1995-01-01	★
53	GB 17352—1998	摩托车和轻便摩托车后视镜及其安装要求	1999-01-01	△
一般安全(指示与信号装置)				
54	GB 4094—1999	汽车操纵件、指标器及信号装置的标志	2000-07-01	☆
55	GB 15082—1999	汽车用车速表	2000-07-01	☆
56	GB 15365—1994	摩托车操纵件、指标器及信号装置的图形符号	1995-07-01	
57	GB 15741—1995	汽车和挂车号牌板(架)及其位置	1997-01-01	◆
58	GB 15742—1995	汽车电喇叭的性能要求及试验方法	1997-01-01	◇
59	GB	摩托车号牌架		
一般安全(车辆结构与防盗)				
60	GB 1589—1989	汽车外廓尺寸限界	1989-10-01	★
61	GB 7258—1997	机动车运行安全技术条件	1998-01-01	◇
62	GB 13094—1997	客车结构安全要求	1997-12-01	△
63	GB 15740—1997	汽车防盗装置性能要求	1997-01-01	
64	GB 17353—1998	摩托车和轻便摩托车转向锁止和防盗装置	1999-01-01	△
65	GB 11568—1999	汽车罩(盖)锁止装置	2000-08-01	
66	GB	汽车加速器控制系统的技术要求	正在制定	
环保与节能(污染物排放)				
67	GB 3847—1999	压燃式发动机和装用压燃式发动机的车辆排气可见污染物限值及测试方法	2000-01-01	◇
68	GB 14621—1993	摩托车排气污染物排放标准	1994-03-01	
69	GB 14761—1999	汽车排放污染物限值及测试方法	2000-01-01	☆
70	GB 14761.2—1993	车用汽油机排气污染物排放标准	1994-05-01	◆
71	GB 17691—1999	压燃式发动机和装用压燃式发动机的车辆排气污染物限值及测试方法	2000-01-01	◆
环保与节能(无线电干扰和噪声)				
72	GB 1495—1979	机动车辆允许噪声	1979-07-01 已修订正在报批	◇

续上表

序号	标准编号	标 准 名 称	实施日期	强检
73	GB 14023—1992	车辆、机动船和由火花点火发动机驱动的装置的无线电干扰特性的测量方法及允许值	1993-08-01	☆△
74	GB 16169 1996	摩托车和轻便摩托车噪声限值	1997-01-01	

符号含义：

☆：1995年7月1日开始12项强检涉及的标准；★：1997年1月1日开始25项强检涉及的标准；

◇：1998年10月1日开始34项强检涉及的标准；◆：2000年4月1日计划开始40项强检涉及的标准；

△：摩托车1999年8月1日开始17项强检涉及的标准

## 2) 推荐性标准体系

推荐性标准体系主要是以采用国际标准和国外先进标准，以促进汽车产品技术进步，同时，尽可能减少生产型标准数量，增加贸易型标准数量，以适应市场经济发展的需要。目前，汽车推荐性标准872项，其中国家标准225项，行业标准647项。图11-4-3给出了汽车推荐性标准体系的构成情况。

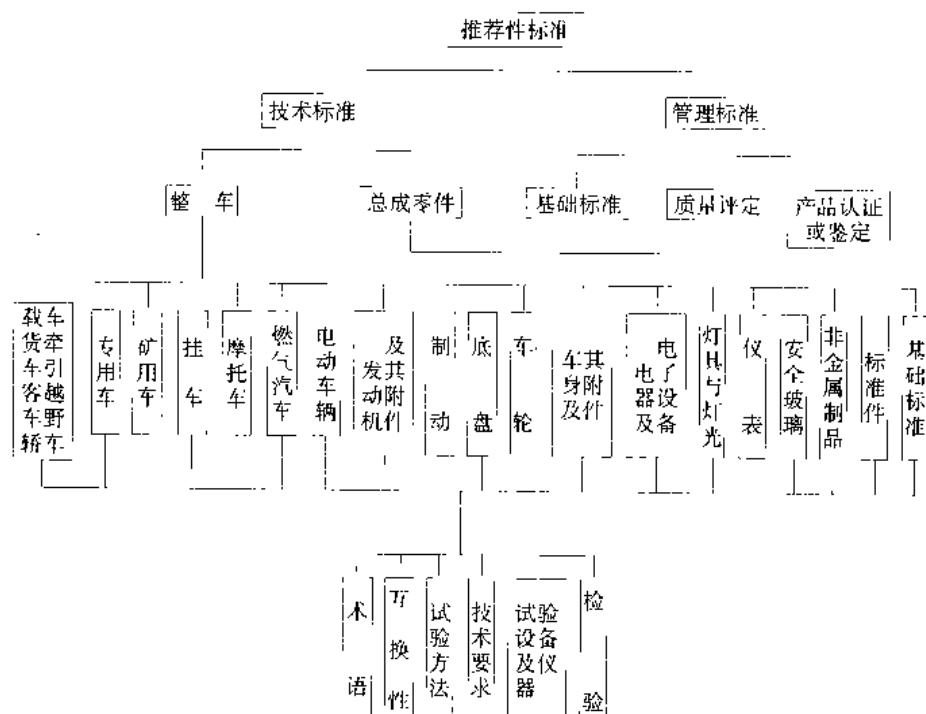


图11-4-3 我国汽车推荐性标准体系构成

(撰稿人：孙惠 冯超)

## 11.5 重要基础标准、强制性标准和进口汽车检验标准

### 11.5.1 几项重要的基础标准

#### 11.5.1.1 汽车分类和术语标准

##### 1) GB/T 15089—94 机动车辆分类

该标准规定了机动车辆分为M类、N类、O类和L类，适用于汽车、挂车及摩托车，其分类方法与国际接轨。

①M类:至少有4个车轮的载客机动车辆;或有3个车轮,且判定最大总质量不超过1t的载客机动车辆

M<sub>1</sub>:除驾驶员座位外,乘客座位不超过8个的载客车辆

M<sub>2</sub>:除驾驶员座位外,乘客座位超过8个,且判定最大总质量不超过5t的载客车辆

M<sub>3</sub>:除驾驶员座位外,乘客座超过8个,且判定最大总质量超过5t的载客车辆.

②N类:至少有4个车轮的载货机动车辆;或有3个车轮,且判定最大总质量超过1t的载货机动车辆

N<sub>1</sub>:判定最大总质量不超过3.5t的载货车辆

N<sub>2</sub>:判定最大总质量超过3.5t,但不超过12t的载货车辆

N<sub>3</sub>:判定最大总质量超过12t的载货车辆

③O类:挂车(包括半挂车).

O<sub>1</sub>:判定最大总质量不超过0.75t的单轴挂车(不包括半挂车)

O<sub>2</sub>:判定最大总质量不超过3.5t的挂车(不包括O<sub>1</sub>类挂车)

O<sub>3</sub>:判定最大总质量超过3.5t,但不超过10t的挂车

O<sub>4</sub>:判定最大总质量超过10t的挂车。

④L类:少于4个轮的车辆.

L<sub>1</sub>:装用排量不超过50ml的发动机,最高设计车速不超过40km/h的一轮车

L<sub>2</sub>:装用排量不超过50ml的发动机,最高设计车速不超过40km/h的三轮车

L<sub>3</sub>:装用排量超过50ml的发动机,最高设计车速不超过40km/h的一轮车

L<sub>4</sub>:装用排量超过50ml的发动机,最高设计车速不超过40km/h,3个车轮相对于车辆的纵向中心平面为非对称布置的车辆(如边三轮摩托车)。

L<sub>5</sub>:装用排量超过50ml的发动机,最高设计车速不超过40km/h,判定最大总质量不超过1t且一个车轮相对于车辆的纵向中心平面为对称布置的车辆

## 2)GB3730.1—88 汽车和半挂车的术语和定义车辆类型

该标准规定了在公路、城市道路和非公路上行驶的国产汽车和半挂车的分类,适用于国产汽车和半挂车。

汽车为:由动力装置驱动,具有4个和4个以上车轮的非轨道无架线的车辆。  
其中包括几大类:

①载货汽车:主要用于运送货物,也可牵引全挂车的汽车。

- ④越野汽车：主要用于坏路或无路地区的全轮驱动的具有高通过性的汽车，也可牵引挂车。
- ⑤自卸汽车：以运送货物为主且具有可倾卸货箱的汽车。
- ⑥牵引汽车：专门或主要用于牵引挂车的汽车。
- ⑦专用汽车：装备有专用设备、具备专用功能，用于承担专门运输任务或专项作业的汽车。
- ⑧客车：具有长方厢形车厢，主要用于载送人员及其随身行李物品的汽车，有单层也有双层的，有铰接的，也有牵引挂车的结构。
- ⑨轿车：用于载送人员及其随身物品且座位布置在两轴之间的四轮汽车。
- 半挂车为：由半挂牵引车牵引，且部分质量由其牵引车承受的挂车。
- 该标准是非常重要的基础标准，作为行业共同遵循的技术术语。

### 11.5.1.2 汽车产品型号编制标准

#### 1) GB 9417 -1988 汽车产品型号编制规则

该标准规定了编制各类汽车产品型号的术语及构成，适用于新设计定型的各类汽车及半挂车。汽车的产品型号是为了识别车辆而给一种车辆指定的一组汉语拼音字母和阿拉伯数字组成的编号，包括企业名称代号、车辆类别代号、主参数代号及产品序号，必要时可附加企业自定代号，对于专用汽车及专用半挂车还应增加专用汽车分类代号。

其中的企业名称代号是用于识别车辆制造企业的代号，位于产品型号的第一部分，用代表企业名称的两个汉语拼音字母表示；车辆类别代号是用于表明车辆所属分类的代号，位于产品型号的第二部分，用一位阿拉伯数字表示；主参数代号是用于表明车辆主要特性的代号，位于产品型号的第三部分，用两位阿拉伯数字表示；产品序号表示车辆的投产顺序号，位于产品型号的第四部分，用阿拉伯数字表示；专用汽车分类代号用于识别专用汽车的结构类别和用途的代号，位于产品型号的第五部分，用反映车辆结构和用途特征的三个汉语拼音表示；企业自定代号为企业按需要自行规定的补充代号，位于产品型号的最后部分。

汽车产品型号结构如图 11-5-1 所示：

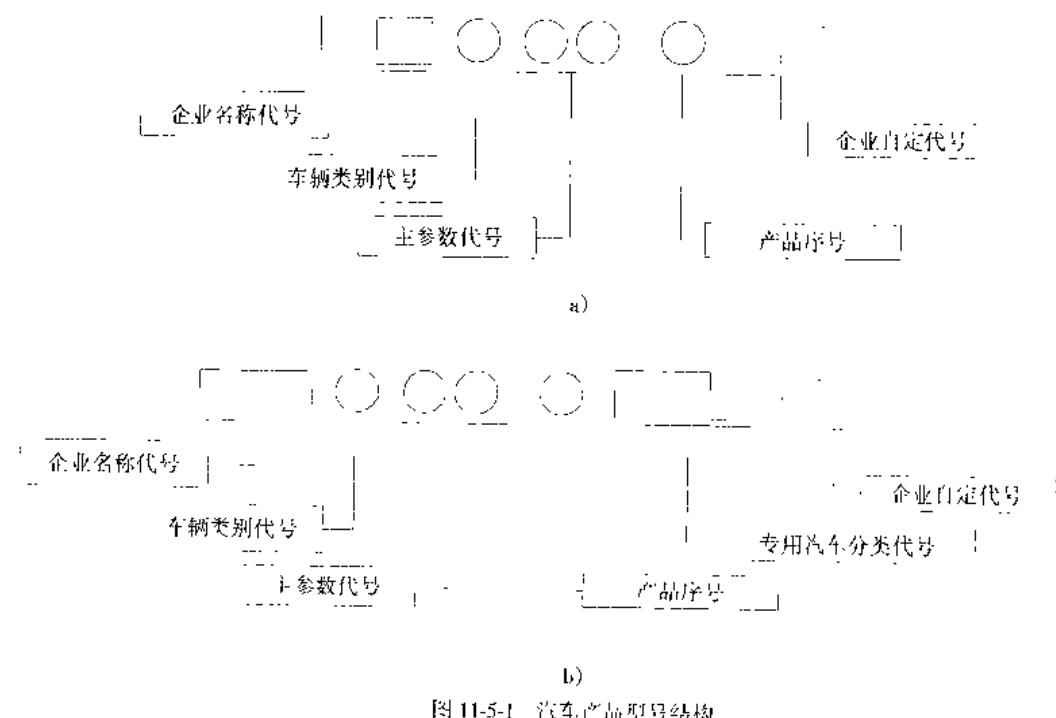


图 11-5-1 汽车产品型号结构  
a) 基本型汽车; b) 专用汽车

车辆类别代号见表 11-5-1。

表 11-5-1 车辆类别代号

车辆类别代号	车辆种类	车辆类别代号	车辆种类	车辆类别代号	车辆种类
1	载货汽车	4	牵引汽车	7	轿车
2	越野汽车	5	专用汽车	8	
3	自卸汽车	6	客车	9	半挂车及专用半挂车

例 1: 中国第一汽车集团公司生产的第二代载货汽车, 总质量为 9310kg, 其型号为: CA1091

例 2: 济南汽车改装厂生产的第一代保温汽车, 采用 EQ1090 汽车底盘改装时, 其型号为: JC5090X1 □ □

#### 2) GB/T 16735 ~ 16738—1997 道路车辆识别代号

该标准组等同采用了 ISO 的相应标准。车辆识别代号(VIN)是世界通行的一种代码, 能在世界范围内唯一地识别每一辆车, 是政府对车辆进行管理的有效工具, 更是国际贸易中不可缺少的条件。VIN 由 17 位字码组成, 分为三个部分。第一部分是世界制造厂识别代号(WMI), 3 位字码; 第二部分是车辆说明部分(VDS), 6 位字码; 第三部分是车辆指示部分(VIS), 8 位字码。

WMI 用以标示车辆的制造厂, 它通过国际机构(IA)和国家机构(NO)共同管理, 预先指定给制造厂。它保证在世界范围内唯一地识别该制造厂。此代号以企业申请和主管机构协调相结合的方式分配确定。我国的主管单位为国家机械局。

根据 IA 的分配, 首位字码中的 L 由中国使用。中国获得了 LA ~ LZ, LO ~ L9 共 33 位头两位数的双字码块。第 3 位字码由我国“N”自己确定, 但第 3 位中的字码“9”则统一规定用上年产不超过 500 辆的制造厂。

VDS 用于识别车辆的一般特性, 其代码及顺序由制造厂决定, VIS 是制造厂为区别不同车辆而指定的一组字码。VDS 部分连同 VIS 部分, 足可以保证每个制造厂在 30 年之内生产的每辆车的识别代号具有唯一性。VIN 代号应标示于车辆的右侧易于看到、不易磨损或替换的部位。世界零件制造厂识别代号(WPMT)是指定给一个零件制造厂的代码, 以便在世界范围内建立道路车辆零件制造厂的识别体系。

车辆识别代号的构成又分为年产量 500 辆或超过 500 辆的制造厂和小于 500 辆的制造厂两种:

①年产量 500 辆或超过 500 辆的制造厂, 车辆识别代号的第一部分为世界制造厂识别代号(WMI); 第二部分为车辆说明部分(VDS); 第三部分为车辆指示部分(VIS), 如图 11-5-2 所示。

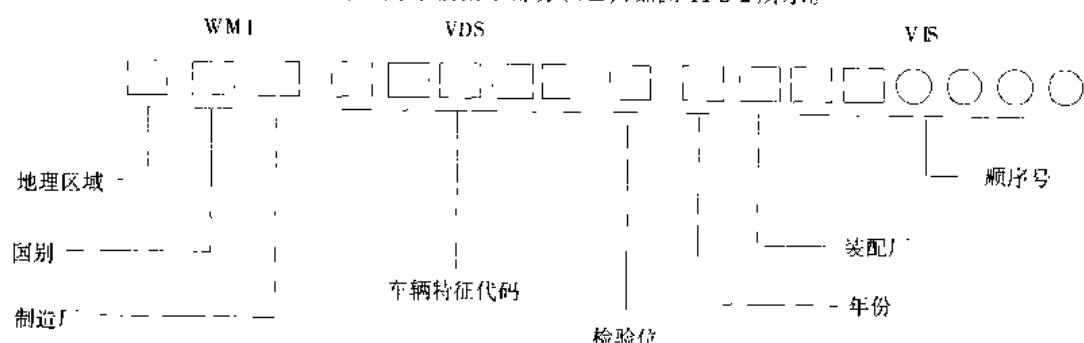


图 11-5-2 年产量 500 辆或超过 500 辆的制造厂车辆识别代号

②年产量小于500辆的制造厂的车辆识别代号VIN,由于各国都存在生产专门用途或专门结构车辆的企业,其产量不高,企业数却很多,为此国际标准专门规定年产量小于500辆的制造厂,其WMI由两部分组成,即VIN代号的第一部分的3位字码,其中第3位字码固定为“9”,加上第三部分(VIS)的第3、4、5位字码,由两部分共6位字码一起来作为年产500辆以下企业的WMI代号,如图11-5-3所示

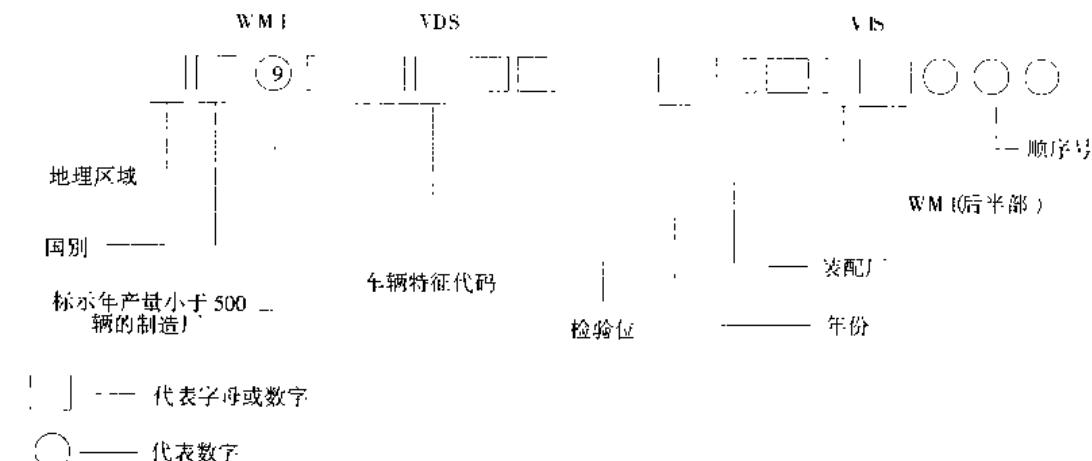


图 11-5-3 年产 500 辆以下制造厂车辆识别代码

实例:中国一汽大众汽车公司生产的一辆奥迪A6L型轿车的VIN代号(图11-5-4)。

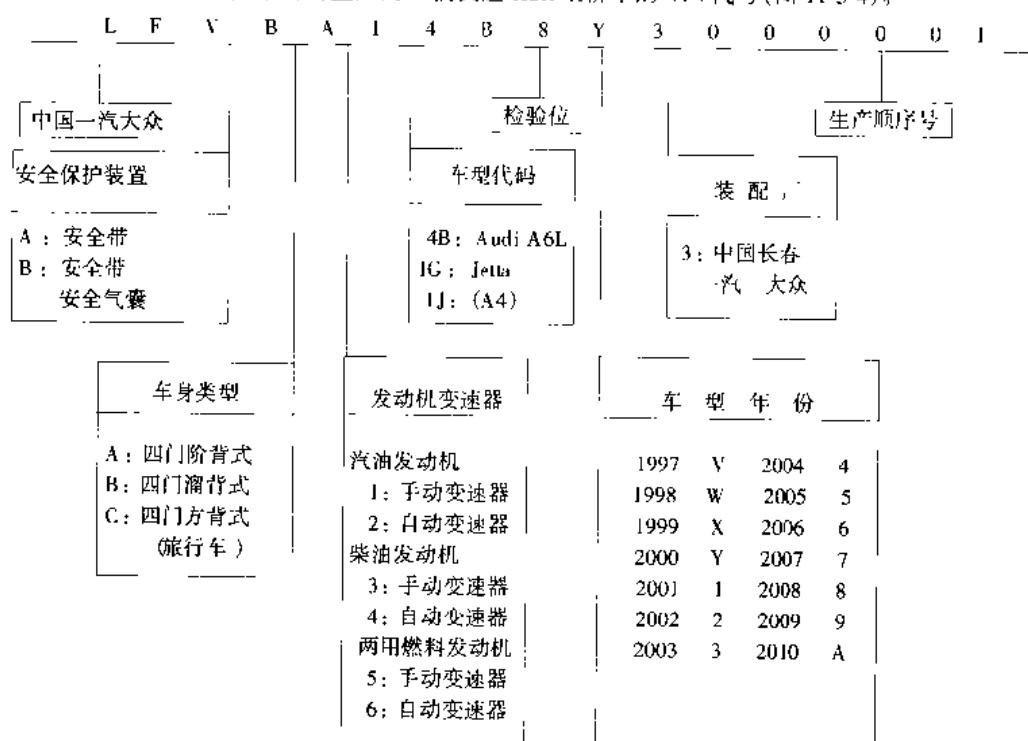


图 11-5-4 中国一汽大众汽车公司生产的一辆奥迪 A6L 型轿车的 VIN 代号

其含义为:装备安全带和安全气囊的奥迪A6L型轿车,四门阶背式车身,汽油发动机,手动变速器,检验位为8,2000年由中国一汽大众汽车有限公司总装配厂下线的第一辆汽车。

### 3) CMVR A01~01 车辆识别代号(VIN)管理规则

该管理规则是1999年国家机械工业局以管理文件形式发布,用于进一步加强对车辆识别代号的管理工

作,该规则的内容包括总则、车辆识别代号的基本要求、对车辆制造厂的要求、车辆识别代号的申报、批准和备案、实施等。该规则概要说明了 GB/T 16735~16738 的内容,并详细规定了在我国实行 VIN 代号的管理机构和具体操作程序,并附有申请表格。

### 11.5.1.3 汽车定型试验规程标准

汽车定型试验共包括以下几项标准:

1)QC/T 29020—1991 微型货车定型试验规程

适用于总质量小于 1.8t 的微型货车,也适用于微型客车及其变型汽车。

2)GB/T 1332—1991 载货汽车定型试验规程

适用于总质量大于 1.8t 的载货汽车。

3)GB/T 13044—1991 轻型客车定型试验规程

适用于车长 3.5~7.0m 的轻型客车。

4)GB/T 13043—1991 客车定型试验规程

适用于车长不小于 7m 的单层双轴客车和铰接式客车,双层客车和单层三轴客车可参照执行。

5)QC/T252—1998 专用汽车定型试验规程

适用于各类专用汽车和专用底盘及专用半挂车。

6)GB/T 13872—1992 货运挂车定型试验规程

适用于在公路和城市道路上行驶的货运挂车。

定型试验项目一般包括:整车参数测量、安全性、动力性、可靠性、操纵稳定性等。

### 11.5.2 一些重要的汽车强制性标准

#### 11.5.2.1 主动安全方面标准

主要涉及避免事故发生或减少事故发生频次方面的标准。

1)GB 4785—1998 汽车及挂车外部照明和信号装置的安装规定

该标准规定了汽车及挂车外部照明和信号装置安装的技术要求、试验方法和检验规则等,适用于 M 类、N 类和 O 类汽车及挂车。

其中的技术要求包括:外部照明和信号装置的一般规定、光色和色度特性及特殊规定。外部照明和信号装置的一般规定是对安装在车辆上的灯具必须满足的最基本、最一般的要求,除此之外,还有更重要的特殊规定。特殊规定包括:各种灯具的配备、安装数量、布局、安装位置、几何可见度、方向、电路连接、指示器及其他要求。这一部分内容对各种灯具的安装要求非常详细、全面,其中灯具的配备又分为必须配备、禁止使用和选装,必须配备是整车上一定要装的,不容商量;选装则是制造厂根据用户需求或经济方面的考虑自行决定是否安装(如果安装,必须满足相应的安全要求);禁止使用是对某种车来说决不允许使用。总体要求如表 11-5-2 所示:

2)GB 4599—1994 汽车前照灯配光性能

该标准规定了汽车前照灯的配光性能、试验方法和检验规则,适用于 M 类、N 类汽车使用的各种类型的前照灯。技术要求包括:对前照灯的一般规定,前照灯使用的封闭式灯光组和灯泡的光电参数,前照灯远、近光配光性能要求,是采用 ECER1、5、8、20、31 制定的。

前照灯使用的封闭式灯光组和灯泡的光电参数是灯具配光设计的基础,标准规定允许使用的灯泡型号为:R<sub>2</sub>、H<sub>1</sub>、H<sub>2</sub>、H<sub>3</sub>、H<sub>4</sub>。由于光源技术发展很快,该标准又是采用 ECE 法规制定的,因此,在满足配光要求的基础上,允许使用 ECE37 法规中的其他灯泡。

3)GB 4660—1994 汽车前雾灯配光性能

该标准规定了汽车前雾灯的配光性能、试验方法和检验规则,适用于 M 类、N 类汽车使用的各种类型的前雾灯。技术要求包括:对前雾灯的一般规定,前雾灯使用的封闭式灯光组和灯泡的光电参数,前雾灯配光

性能要求。

表 11-5-2 汽车及挂车外部照明和信号装置的安装规定和总体要求

灯具名称	安装性质	光色
远、近光灯	汽车必须配备,挂车禁止使用	白
转向信号灯	汽车和挂车必须配备	琥珀
制动灯	S <sub>1</sub> 或S <sub>2</sub> 类;各类车辆必须配备;S <sub>1</sub> 类(高位制动灯);选装	红
牌照灯	必须配备	白
前、后位灯	必须配备	前白,后红
非三角形后回复反射器	汽车必须配备、挂车可以选装与其他后信号装置组合的非三角形后回复反射器	红
三角形后回复反射器	挂车必须配备,汽车禁止使用	红
非三角形前回复反射器	挂车必须配备,汽车选装	白或无色
非三角形侧回复反射器	长度大于6m的汽车和所有挂车必须配备,长度不大于6m的汽车和所有挂车可以选装	琥珀
危险警告信号	必须配备	琥珀
前雾灯	汽车选装,挂车禁止使用	白或黄
后雾灯	必须配备	红
倒车灯	汽车必须配备,挂车选装	白
驻车灯	长度不大于6m和宽度不大于6m的汽车选装,其他车辆禁用	后红、前白
示廓灯	宽度大于2.10m的车辆必须配备,宽度介于1.80~2.10m的车辆选装,带驾驶室的底盘选装后示廓灯	前白,后红
侧标志灯	除了带驾驶室底盘外,长度大于6m的车辆必须配备	琥珀

#### 4) GB 5920—1999《汽车及挂车前位灯、后位灯、示廓灯和制动灯配光性能》

该标准规定了汽车前位灯、后位灯、示廓灯和制动灯的配光性能、试验方法和检验规则,适用于M类、N类和O类汽车及挂车使用的各种类型的前位灯、后位灯、示廓灯和制动灯。技术要求包括:对前位灯、后位灯、示廓灯和制动灯的一般规定、对光源的规定和配光性能要求。

#### 5) GB 15235—1994 汽车倒车灯配光性能

该标准规定了汽车倒车灯的配光性能、试验方法和检验规则,适用于M类、N类和O类汽车使用的各种类型的倒车灯。技术要求包括:对倒车灯的一般规定、倒车灯使用的灯泡的光电参数,倒车灯配光性能要求。

#### 6) GB 11554—1998 汽车及挂车后雾灯配光性能

该标准规定了汽车及挂车后雾灯的技术要求、试验方法和检验规则等,适用于M类、N类和O类汽车及挂车使用的各种类型的后雾灯。技术要求包括:对后雾灯的一般规定;后雾灯使用的非灯泡更换式灯光组、灯泡及灯座的要求;后雾灯配光性能要求。

## 7) GB 17509—1998 汽车和挂车转向信号灯配光性能

该标准规定了汽车和挂车转向信号灯的配光性能要求、配光性能和光色的测量方法以及检验规定,适用于汽车和挂车使用的各种类型的转向信号灯。技术要求包括:对转向信号灯配光性能及光色的要求;转向信号灯使用的灯泡的规定。

## 8) GB 11564—1998 机动车回复反射器

该标准规定了机动车回复反射器的技术要求、试验方法和检验规则等,适用于摩托车、汽车和挂车使用的各种类型的回复反射器[包括 IIA 级、IIIA 级(用于挂车)、IIIB 级]。技术要求包括:对回复反射器的一般规定;回复反射器形状、尺寸和结构的规定;回复反射器的色度;回复反射器的光度(CIL);回复反射器的环境试验要求。

## 9) JB 4150—1985 汽车及挂车牌照灯配光性能

该标准规定了牌照灯的配光性能及光色要求、试验方法、检验规则,适用于汽车及挂车使用的各种形式的牌照灯,牌照灯用于照明汽车及挂车后牌照板空间,技术要求包括:牌照灯使用的灯泡的光电参数,牌照灯的配光性能及光色。

## 10) GB 15766.1—1995 道路机动车辆灯泡尺寸、光电性能要求

该标准规定了道路机动车灯泡的基本互换性(尺寸和光电性能要求)、抽样、试验条件及合格条件等,并规定了试验方法,适用于前照灯、雾灯和信号灯使用的灯丝灯泡,标准是等同采用 IEC809 制定的。

道路机动车辆灯泡的基本互换性(尺寸和光电性能要求)是灯泡最重要的技术要求,只有安装了符合标准的灯泡,才能保证灯具总成符合灯具的配光标准。该标准纳入的灯泡品种有 34 个,在具体的灯泡数据活页中包括:对批量生产灯泡的要求,对型式批准灯泡的要求,对标准灯泡的要求。

## 11) GB 16897—1997 制动软管

该标准规定了汽车及挂车制动软管、制动软管接头和制动软管总成的性能要求、试验方法及其标志,适用于汽车、挂车使用的液压、气压和真空制动软管、接头和总成。

制动软管的可靠性对保证制动系统的功能是非常重要的。标准对液压、气压和真空制动软管的气密性、耐压、耐爆破、耐温、耐老化等性能都有详细规定。

## 12) GB 12676—1999 汽车制动系统结构、性能和试验方法

该标准规定了汽车制动系统结构、性能及试验方法,适用于 M 类、N 类汽车和 O 类挂车的制动系统。

制动装置必须具备一种基本功能:行车制动、应急制动和驻车制动。行车制动系统用来控制车辆行驶且使车辆安全、迅速、有效地停住,制动能力的评价为一定制动初速度下的制动减速度和制动距离;应急制动系统是在行车制动有一处失效的情况下,在适当的距离内使车辆停住;驻车制动是通过纯机械方法使车辆停在平地或坡道上,即使驾驶员离开也是如此。

①从结构要求看,制动装置应具有下列特点:

- a. 对气压制动系统,连接挂车的气动插头必须是双管路或多管路的。
- b. 至少应有两套彼此独立且驾驶员在正常行驶位置上易于接近的控制装置。
- c. 行车制动系的控制装置必须与驻车制动系的控制装置相互独立。
- d. 当行车制动系和应急制动系共用同一控制装置时,驻车制动系必须保证车辆行驶时也能制动。
- e. 行车制动的制动力必须在各轴之间合理分配。
- f. 制动间隙必须易于通过手动或自动调整装置来补偿。
- g. 对液压制动系统,储液器必须具有液面报警装置,同时必须粘贴代表所使用制动液类型的标志。

②制动性能的考核是以在一定制动初速度下的制动距离和充分发出的平均减速度来评价,制动性能要求有以下几个方面:

a. 充分发出的平均减速度(MFDD)计算:

$$MFDD = \frac{v_b^2 - v_e^2}{25.92(S_e - S_b)} \text{ m/s}^2$$

式中:v——试验车制动初速度,km/h;

$v_0$  — 初试验车速, km/h;

$v_i$  — 0.10 试验车速, km/h;

$S_0$  — 试验车速从  $v_0$  到  $v_i$  的行驶的距离, m;

$S_i$  — 试验车速从  $v_0$  到  $v_i$  的行驶的距离, m

b. 行车制动系 O 型试验性能要求(含发动机脱开和接合两种)

c. 行车制动的传能装置失效后的剩余制动性能

d. 行车制动系 I 型试验(热衰退试验)制动性能

e. 制动系 II 型试验(下长坡试验)制动性能

f. 制动系 IIIA 型试验制动性能

g. 应急制动系性能要求

h. 驾驶制动系性能要求

③ 制动系统部件应满足如下要求:

a. 储能装置的容量应满足规定的要求,但在储能装置无能量储存下,仍可至少满足应急制动效能的要求。

b. 供能装置应在标准规定的升压时间内使最不利的储能装置具有行车制动装置规定的制动性能要求。

c. 对于最大总质量大于 12 000kg 的 M<sub>3</sub> 类旅游客车和最大总质量大于 16 000kg 允许挂 O<sub>4</sub> 类挂车的 N<sub>3</sub> 类车辆必须安装符合 GB 13594 中规定的一类防抱死制动装置, O<sub>4</sub> 类挂车必须安装符合 GB 13594 要求的防抱死制动装置。

### 13) GB 7258—1997 机动车运行安全技术条件

该标准规定了机动车的整车及发动机、转向系、制动系、照明与信号装置、行驶系、传动系、车身、安全防护装置等有关运行安全和排气污染物排放控制、车内噪声和驾驶员耳旁噪声控制的基本技术要求及检验方法。该标准由公安部、交通部提出,适用于在我国道路上行驶的机动车。

#### 11.5.2.2 被动安全方面标准

主要涉及在发生事故时减少或减轻乘员和行人伤亡、车辆损失方面的标准。

##### 1) GB 15083—94 汽车座椅系统强度要求及试验方法

该标准规定了汽车座椅系统的强度要求及试验方法,适用于 M 类、N 类汽车使用的座椅及其固定装置,不适用于折叠式的附加座椅、侧向座椅。

除 M<sub>2</sub> 类、M<sub>3</sub> 类汽车的乘客座椅外,该标准对铰接式可翻转座椅和折叠座椅的刚度给出了详细要求。

##### 2) GB 11550—1995 汽车座椅头枕的性能要求和试验方法

该标准规定了汽车座椅头枕的性能要求和试验方法,适用于 M<sub>1</sub> 类车辆的前排外侧座椅头枕。技术要求包括:头枕的位置及尺寸、头枕的强度和吸能性。

##### 3) GB 14166—1993 汽车安全带性能要求及试验方法

该标准规定了汽车安全带总成的性能要求和试验方法,适用于 M 类、N 类汽车上乘坐前座椅的乘员使用的汽车安全带总成,不适用于侧向座椅以及通道上的靠背和座垫均可折的座椅使用的安全带总成。

性能要求:织带的性能要求、带扣锁的性能要求、调节件的调节力要求、卷收器的性能要求以及总成性能要求。

##### 4) GB 14167—1993 汽车安全带安装固定点

该标准规定了汽车安全带安装固定点的位置、强度要求和强度试验方法,适用于 M 类、N 类汽车上前向座椅乘员用安全带的安装固定点。技术要求包括:安全带安装固定点位置、安全带安装固定点螺孔尺寸、安全带安装固定点强度。

##### 5) GB 11566—1995 轿车外部凸出物

该标准规定了轿车外部凸出物的术语、一般规定、特殊规定及其检验方法,适用于轿车,其他 M<sub>1</sub> 类车也

可参照执行,不适用于外后视镜和拖拽装置。技术要求包括:轿车外部凸出物的一般规定,轿车外部凸出物的特殊规定。

外部凸出物不得有任何朝外的尖锐零件,不得由于其形状、尺寸、朝向、硬度等原因而刮伤、撞伤行人或加重被撞者的伤势,标准对凸出物的凸出高度、最小圆角半径、在规定外力作用下能否脱落或变形等都作了具体规定。

#### 6) GB 11552—1999 轿车内部凸出物

该标准规定了汽车车厢内部(后视镜除外)的所有构件在凸出物方面的规定和测试方法,适用于轿车。

内部突出物包括车身附件、按钮、手柄操纵杆、顶盖(含活动顶盖)、座椅靠背和座椅后部零件等。为在汽车发生碰撞事故时,尽量避免内部突出物对乘员的伤害,突出物不能有尖角锐边,不能太硬,标准对车厢内部所有能对乘员造成伤害的突出物的突出高度、材料吸能性等都有详细规定。主要内容包括:

- ①前排座椅“H”点之前,仪表板水平线以上的车厢内部构件(侧门除外)的要求;
- ②前排座椅“H”点之前,仪表板水平线以下的车厢内部构件(侧门与脚踏板除外)的要求;
- ③通过后排座椅上的人体模型躯干基准线垂直于车身纵向中心平面做一横截面,位于横截面前方的其他内部安装件的规定;
- ④对顶盖的规定;
- ⑤对活动顶篷的规定;
- ⑥对敞篷车的规定;
- ⑦对固定在车辆上的座椅后部的零件规定;
- ⑧其他内部安装件的规定。

#### 7) GB 15086—1994 汽车门锁及门铰链的性能要求和试验方法

该标准规定了汽车门锁及门铰链的性能要求和试验方法,适用于M<sub>1</sub>类汽车上用铰链安装的车门,不适用于折叠门、上卷门、滑动门、子开门、对开门。

#### 8) GB 15743—1995 轿车侧门强度

该标准规定了轿车侧门的强度要求及试验方法,适用于轿车。

轿车侧门应能承受一定的侧面压力,以避免侧面碰撞时过分变形而对乘员造成伤害。

#### 9) GB 117354—1998 汽车前、后端保护装置

该标准规定了汽车前、后端保护装置的性能要求及试验方法,适用于M<sub>1</sub>类汽车。

#### 10) GB 11567—94 汽车和挂车侧面及后下部防护装置要求

该标准规定了汽车和挂车侧面及后下部防护装置的技术要求,适用于N<sub>2</sub>类、N<sub>3</sub>类汽车及O<sub>3</sub>类、O<sub>4</sub>类挂车,不适用于半挂式牵引车、越野车、为搬运长货物而设计和制造的特殊用途挂车及安装的防护装置与车辆本身用途相矛盾的车辆。

后下部防护装置可有效的防止轿车、摩托车等车辆从车后下方嵌入,大大减轻由于追尾对车辆造成的伤害,侧面防护装置可大大降低行人、骑摩托车和自行车者从车辆侧面等被卷入轮下的危险,在发生侧面碰撞时,还可减低对车辆造成的损害。

#### 11) GB 7063—1994 汽车护轮板

该标准规定了汽车护轮板的技术要求,适用于M<sub>1</sub>类汽车。

#### 12) GB 8410—1994 汽车内饰材料的燃烧特性

该标准规定了汽车驾驶室和乘客舱用内饰材料水平燃烧特性的技术要求及试验方法,适用于鉴别汽车(轿车、多用乘用车、载货汽车和客车)内饰材料水平燃烧特性。

#### 13) GB 9656—1996 汽车安全玻璃

该标准规定了汽车用安全玻璃的厚度及性能指标,适用于汽车用安全玻璃,也适用于其他道路车辆用安全玻璃。

安全玻璃的技术要求包括对厚度、透射比、光畸变、颜色识别、抗磨性、耐热性、耐辐照性、耐湿性、人头模型冲击性、抗穿透性、抗冲击性以及碎片状态等的要求。

安全玻璃分为A类夹层玻璃、B类夹层玻璃、区域钢化玻璃和钢化玻璃，前挡风玻璃应为经认证的夹层玻璃或区域钢化玻璃。标准对安全玻璃的性能给出了详细的要求。

#### 14) GB 11557—1998 防止汽车转向机构对驾驶员伤害的规定

该标准规定了防止转向机构对驾驶员构成伤害的技术要求和当汽车受正面撞击时转向盘向后窜动的试验方法及转向盘遭受撞击吸收能量的试验方法，适用于M<sub>1</sub>类车，但不适用于其中的短头车及半头车。

#### 15) CMVDR294 关于正面碰撞乘员保护的设计规则

该规则是1999年10月国家机械工业局以管理文件形式发布，适用于M<sub>1</sub>类车辆就正面碰撞时前排外侧座椅乘员保护方面的认证。规则中含范围、定义、认证申请、认证、要求、车型的认证更改和认证扩展、生产一致性、生产不一致的处理、正式停产等共9节，带附件8件。附件中详细规定了试验程序、性能指标的确定，及相应的测试技术、仪器等。

### 11.5.2.3 一般安全方面

主要涉及保障车辆安全行驶，减少误操纵带来不必要的损失方面的标准。

#### 1) GB 1589—1989 汽车外廓尺寸限界

该标准是对汽车长、宽、高的限制规定，适用于公路和城市道路上运输用的各种汽车和汽车列车，不适用于非公路用车辆及某些特种车辆。

对汽车外廓尺寸最大值的规定如下：

①长载货汽车(包括越野载货汽车)12m；整体式客车12m；单铰接式客车18m；双铰接式客车(在指定线路上运行)23m；半挂汽车列车16.5m；全挂汽车列车20m。

②宽2.5m(不包括后视镜、侧位灯、示廓灯、转向指示灯、可拆卸装饰线条、挠性挡泥板、折叠式踏板、防滑链以及轮胎与地面接触部分的变形等)。

③高4m(汽车处于空载状态，顶窗、换气装置等处于关闭状态)。

④车外后视镜单侧外伸量不得超出本标准规定的汽车最大宽度处250mm；当被牵引的挂车比牵引车宽时，牵引车上的车外后视镜单侧外伸量允许不超出挂车最大宽度处250mm。

⑤汽车的顶窗、换气装置等处于开启状态时不得超出车高300mm。

#### 2) GB4094—1999 汽车操纵件、指示器及信号装置的标志

该标准规定了汽车操纵件、指示器、信号装置的标志及位置和信号装置显示颜色的基本要求，适用于M类、N类汽车。

汽车驾驶室内对各种操纵件、指示器及信号装置采用统一的图形标志，可避免因驾驶员错误识别或错误操纵而发生事故，有利于行车安全。

#### 3) GB 15082—1999 汽车用车速表

该标准规定了汽车用车速里程表中车速表在装车状态下安全性能的一般要求、指标误差和试验规范，适用于M类、N类汽车用车速表。

车速表指示车速范围必须能包容制造厂对该型汽车给出的最大车速，其最小分度值为1km/h、2km/h、5km/h、10km/h中的任何一种，标度盘上标明的车速值应是20km/h的倍数。

为有效保证汽车行驶安全，车速表指标车速不得低于实际车速，即指示误差应为正偏差，且其误差应在如下范围内：

$$0 \leq V_1 - V_2 \leq \frac{V_2}{10} + 4 \text{ km/h}$$

其中，V<sub>1</sub>为指示车速，V<sub>2</sub>为实际车速。

#### 4) GB 15742—1995 汽车电喇叭的性能要求及试验方法

该标准规定了汽车电喇叭的性能要求和试验方法，适用于汽车用电喇叭。其性能要求包括：连续发响性

能、声级要求、起动性能、耐久性及装车特性。

电喇叭的最主要性能就是声级，在距电喇叭 2m 处，声级应为 105~118dB(A)；电喇叭装在汽车上，在汽车前方 7m 处，最大声级不得小于 93dB(A)。除声级要求外，电喇叭要连续发声，启动时间不得超过 0.2s，耐久性次数为 50000 次。

#### 5) GB 15741—1995 汽车和挂车号牌板(架)及其位置

该标准规定了汽车和挂车号牌板(架)的形状、尺寸、位置及强度要求，适用于 M 类、N 类和 O 类车辆。

#### 6) GB 17675—1999 汽车转向系基本要求

该标准规定了汽车转向系统结构设计和安装的基本要求，适用于 M 类和 N 类公路用汽车，等效采用 70/311/ECC《各成员国关于汽车及其挂车转向机构的协议》。

#### 7) GB 11562—1994 驾驶员前方视野要求及测量方法

该标准规定了驾驶员前 180°范围内直接视野的要求和测量方法，适用于 M<sub>1</sub> 类汽车。

#### 8) GB 15084—1994 汽车后视镜的性能和安装要求

该标准规定了汽车后视镜的性能、试验方法和安装要求，适用于各类汽车。

#### 9) GB 11556—1994 汽车挡风玻璃除霜系统的性能要求及试验方法

该标准规定了汽车挡风玻璃除霜系统的性能要求及试验方法，适用于 M<sub>1</sub> 类汽车。

#### 10) GB 11555—1994 汽车挡风玻璃除雾系统的性能要求及试验方法

该标准规定了汽车挡风玻璃除雾系统的性能要求及试验方法，适用于 M<sub>1</sub> 类汽车。

#### 11) GB 15085—1994 汽车挡风玻璃刮水器、洗涤器的性能要求及试验方法

该标准规定了汽车挡风玻璃刮水器、洗涤器的性能要求及试验方法，适用于 M<sub>1</sub> 类汽车。

#### 12) GB 13094—1997 客车结构安全要求

该标准规定了客车结构安全要求，适用于车长大于 7m 的单层城市客车、长途客车、旅游客车和铰接客车。

客车的结构安全要求主要包括：轴载质量和车顶承载能力、出口数量及位置、乘客门技术要求、动力启闭乘客门附加技术要求、安全门要求、安全顶窗要求、伸缩式步板要求、通道要求、踏步板要求、乘客座椅空间要求、通过性要求。

#### 13) GB 11578—1999 汽车罩(盖)锁系统

该标准规定了位于汽车挡风玻璃前方的发动机(或后置发动机汽车的前行李箱)罩(盖)锁系统的要求，适用于 M 类、N 类汽车。对其提出要求主要是避免汽车在行驶过程中突然发生前罩(盖)打开并妨碍驾驶员视野。

### 11.5.2.4 环境保护方面标准

主要涉及保护人类生存环境，减少车辆对环境造成的污染方面的标准。

#### 1) GB 14761—1999 汽车排放污染物限值及测试方法

该标准等效采用 ECE R83/02 法规，标准中规定了汽车排气排放、曲轴箱气体排放、蒸发排放的限值，以及污染控制装置的耐久性的性能要求；规定了汽车冷起动后排气污染物排放、怠速时一氧化碳排放、曲轴箱气体排放、装点燃式发动机车辆蒸发排放、污染控制装置耐久性时效试验的测试方法。

其型式认证试验排放限值如下：

(1)燃用优质无铅汽油的 M 类、N<sub>1</sub> 类车辆排放限值(表 11-5-3)

(2)燃用柴油的 M 类、N 类车辆排放限值(表 11-5-4)

2) GB 17691—1999 压燃式发动机和装用压燃式发动机的车辆排气污染物限值及测试方法。

该标准规定了压燃式发动机和装用压燃式发动机车辆的排气中气态和颗粒污染物的排放限值及测试方法，适用于设计车速大于 25km/h 的 M<sub>2</sub> 类、M<sub>3</sub> 类、N<sub>1</sub> 类、N<sub>2</sub> 类和 N<sub>3</sub> 类及总质量大于 3 500kg 的 M<sub>1</sub> 类<sup>①</sup>机动车装用的压燃式发动机。标准不适用于已按 GB 14761 批准认证的采用压燃式发动机的 N<sub>1</sub> 类、N<sub>2</sub> 类和 M<sub>2</sub> 类车辆。

表 11-5-3 燃用优质无铅汽油的 M 类、N<sub>1</sub> 类车辆排放限值

车辆类型	基准质量 R <sub>m</sub> (kg)	限 值		
		一氧化碳(CO)质量 L <sub>1</sub> (g/km)	碳氢化合物 + 氮氧化物(HC + NO <sub>x</sub> ) 总质量 L <sub>2</sub> , (g/km)	
M <sub>1</sub> <sup>1)</sup>	全部	2.72	0.97	
N <sub>1</sub> <sup>2)</sup>	I类 $R_m \leq 1250$	2.72	0.97	
	II类 $1250 < R_m \leq 1700$	5.17	1.40	
	III类 $1700 < R_m$	6.90	1.70	

1)指车辆设计乘员数(含驾驶员)不超过 6 人,且车辆的最大总质量不超过 2 500kg.

2)还包括设计上乘员数(含驾驶员)超过 6 人,或车辆的最大总质量超过 2 500kg 但不超过 3 500kg 的 M 类车辆.

表 11-5-4 燃用柴油的 M 类、N 类车辆排放限值

车辆类型	基准质量 R <sub>m</sub> (kg)	限 值		
		一氧化碳(CO)质量 L <sub>1</sub> (g/km)	碳氢化合物 + 氮氧化物(HC + NO <sub>x</sub> )总质量 L <sub>2</sub> (g/km)	微粒(PM)质量 L <sub>4</sub> (g/km)
M <sub>1</sub> <sup>1)</sup>	全部	2.72	0.97	0.14
N <sub>1</sub> <sup>2)</sup>	I类 $R_m \leq 1250$	2.72	0.97	0.14
	II类 $1250 < R_m \leq 1700$	5.17	1.40	0.19
	III类 $1700 < R_m$	6.90	1.70	0.25

1)指车辆设计乘员数(含驾驶员)不超过 6 人,且车辆的最大总质量不超过 2 500kg.

2)还包括设计上乘员数(含驾驶员)超过 6 人,或车辆的最大总质量超过 2 500kg 但不超过 3 500kg 的 M 类车辆.

该标准是我国汽车用柴油机的第一个工况法排放标准。标准规定的测试方法是在发动机台架上进行的工况试验方法。就气态和微粒污染物排放限值,型式认证试验要求见表 11-5-5。

表 11-5-5 气态和微粒污染物排放限值

实施阶段	实施日期	一氧化碳(CO)质量 (g/(kW·h))	碳氢化合物(HC)质量 (g/(kW·h))	氮氧化物(NO <sub>x</sub> )质量 (g/(kW·h))	微粒(PM)质量 (g/(kW·h))	
					≤ 85 kW <sup>①)</sup>	> 85 kW <sup>①)</sup>
A	2000.1.1	4.5	1.1	8.0	0.61	0.36
B	2005.1.1	4.0	1.1	7.0	0.15	0.15

注:①指发动机功率

生产一致性要求见表 11-5-6。

表 11-5-6

实施阶段	实施日期	一氧化碳(CO)质量 (g/(kW·h))	碳氢化合物(HC)质量 (g/(kW·h))	氮氧化物(NO <sub>x</sub> )质量 (g/(kW·h))	微粒(PM)质量 (g/(kW·h))	
					≤85kW <sup>b</sup>	>85kW
A	2001.1.1	4.9	1.23	9.0	0.68	0.40
B	2006.1.1	4.0	1.1	7.0	0.15	0.15

<sup>b</sup> 指发动机功率

### 3) GB 3847—1999《压燃式发动机和装用压燃式发动机的车辆排气可见污染物限值及测试方法》

该标准规定了汽车用压燃式发动机和装有压燃式发动机车辆的排气可见污染物的排放限值和试验方法,适用于压燃式发动机排气可见污染物的排放、装有型式认证批准的压燃式发动机的车辆排气可见污染物的排放、装有未进行型式认证的压燃式发动机的车辆排气可见污染物的排放。标准中三部分技术内容均规定了型式认证要求、车型更改和认证扩展及生产一致性检查要求。该标准等效于采用 ECE R24/03 法规,采用国际上通用的不透光烟度计代替过去标准中的滤纸式烟度计,因此在试验方法和烟度单位上都与过去的标准不同。

### 4) GB 14761.2—93 车用汽油机排气污染物排放标准

该标准规定了汽油机排气污染物排放标准值,适用于最大总质量大于 3 500kg 的汽车装用的汽油机。

使用最大总质量大于 3 500kg 的汽油机的汽车约占我国汽车总保有量的一半左右,控制这些发动机的排放对降低我国汽油车对大气的污染有重要作用。

注:新修定发布的 GB 14761—1999 标准是等效采用 ECE R83/02 法规,其中不包括总质量大于 3 500kg 的汽车装用的汽油机的排放标准,本标准继续有效。

其排气污染物排放限值见表 11-5-7,表 11-5-8。

表 11-5-7 型式认证试验标准值

实施期限	排气污染物排放标准值(g/kW·h)	
	CO	HC + NO <sub>x</sub>
1995.1.1~1997.12.31	54	22
1998.1.1 起	34	14

表 11-5-8 产品一致性检查试验标准值

类 别	实施期限	排气污染物排放标准值(g/kW·h)	
		CO	HC + NO <sub>x</sub>
1995.1.1 起型式认证的 汽油机	1996.1.1~1998.12.31	65	26
	1999.1.1 起	41	17
1994.12.31 以前经过型 式认证的汽油机	1996.1.1~1998.12.31	96	38
	1999.1.1 起	54	22

### 5) GB 1495—1979 机动车辆允许噪声

该标准适用于各类机动车辆。

各类机动车辆加速行驶时,车外最大允许噪声见表 11-5-9。

表 11-5-9 各类机动车加速行驶时,车外最大允许噪声

车辆种类	车外最大允许噪声级不大于(dB(A))	
	1985年1月1日以前生产的产品	1985年1月1日起生产的产品
载货汽车	≤载质量 < 15t	92
	3.5t ≤ 载质量 < 8t	90
	载质量 < 3.5t	89
轻型越野车	89	84
客车	4t ≤ 总质量 < 11t	89
	总质量 ≤ 4t	88
轿车	84	82
摩托车	90	84
轮式拖拉机	91	86

6) GB 14023—1992 车辆、机动船和由火花点火发动机驱动的装置无线电干扰特性的测量方法及允许值。

该标准规定了车辆、机动船和由火花点火发动机驱动的装置产生的辐射干扰的测量方法和允许值及点火系统干扰抑制器插入损耗的测量方法和插入损耗值,适用于车辆、机动船和由火花点火发动机驱动的装置产生的对无线电广播接收造成干扰的电磁能辐射。

辐射干扰的允许值与测量它的仪器的制式直接有关,也就是同一个干扰场强用两种不同的测量检波器所得的结果是不同的,因此允许值也不同。标准规定以准峰值检波器测量结果为准,也允许使用峰值检波器进行测量。

### 11.5.3 进口汽车检验的规定

根据《进出口商品检验法》及其实施条例等有关法律、法规的规定,对在我国境内销售的各类进口汽车实施检验,通过检验的车辆,方允许进口、销售及使用。

在 1998 年 12 月修订的《进口商品安全质量许可制度实施细则》(汽车附件)中,规定了“汽车申请安全质量许可证需提供的技术资料”、“汽车安全检验项目及标准”和“生产厂生产与检测条件审查纲要”等实施内容,其中的汽车安全检验项目共计 39 项。除“汽车加速行驶车外噪声”一项暂用欧洲 ECE R51 法规外,依据的都是国家标准。

(撰稿人:许秀香)

## 11.6 质量管理和质量保证标准

### 11.6.1 概论

质量管理与质量保证是各行各业健康发展乃至国家和社会发展的重要基础。现代社会发展至今,质量管理科学已日臻完善,并形成了相当系统的完整的质量和质量保证标准体系。

国际标准化组织(ISO)在总结世界一百多年来质量管理与质量保证实践经验的基础上,制定了 ISO 族标准,并在全球范围内推行 ISO 9000 质量管理体系认证。近年来,ISO 组织又总结了各国环境管理领域的最新发展成果制定了环境质量管理体系标准 ISO 14000 系列。

### 11.6.2 ISO 9000 族质量管理与质量保证标准

50 年代,武器装备的复杂程度越来越高,产品质量单靠检验已难以保证,许多检验合格的产品在使用过

程中渐渐暴露出不少质量问题,要真正保证产品质量,需要制造厂对产品的生产过程实施有效的控制。1959年美国首次提出美军标准 MIL-Q-9859A《质量大纲要求》和 MIL-I-45208A《检验系统要求》,规定了美国对采购军品提出的质量保证要求的两种模式、它们是当今世界军品质量保证标准的代表。

在军用采购标准体系的影响下,质量管理和保证标准渐渐推广应用到了普通的民用工业,各工业发达国家基于满足顾客对产品的质量要求越来越严格的要求,以及提高企业的质量信誉和市场竞争力,陆续制定了民品的质量保证标准。由于各国情况不同,在基本概念上,管理方法上,以及对质量保证要求上都或多或少存在着差异。为统一全国对民品质量体系的要求,ISO于1980年正式成立ISO/TC176质量管理与质量保证技术委员会,开始进行有关方面标准的协调和制定工作。经过几年的努力,第一版ISO 9000族质量管理与质量保证标准于1987年正式出台,并于1994年修订再版。

### 11.6.2.1 1994版ISO 9000族标准基本构成

#### 1)术语标准——ISO 8402标准

阐明了质量管理领域所用的基本质量术语。

#### 2)选择与使用实施指南——ISO 9000标准

阐明了与质量有关的基本概念,并为ISO9000~ISO9003质量保证标准的选择和使用与其实施提供指导,以及明确了对标准要求一致性的理解和解释。

#### 3)质量保证标准——ISO 9001~ISO 9003

①ISO 9001《质量体系——设计/开发、生产、安装和服务的质量保证模式》,规定了从设计/开发到产品售后服务的全过程质量保证体系要求,具有20条要素。当需要证实供方设计和生产合格产品的过程控制能力时应选择和使用此种模式的标准。

②ISO 9002《质量体系——生产、安装和服务的质量保证模式》,规定了ISO 9001中除设计、开发控制要素之外的19条要求。当需要证实供方生产合格产品的过程控制能力时,应选择和使用此种模式的标准。

③ISO 9003《质量体系——最终检验和试验的质量保证模式》,只有16条要素。相比ISO9001标准,它不包括设计控制、采购、过程控制、服务四个要素。当仅要求供方保证最终检验和试验符合规定要求时,应选择此种模式的标准。

#### 4)质量管理标准——ISO 9004标准

ISO 9004标准有若干子标准,其目的都是用于指导组织进行质量管理和建立质量体系,并进行持续地改进体系,其中主要包括:

①ISO 9004—1——体系要素指南,阐述了与产品寿命周期内所有阶段和活动有关的质量体系要素,以帮助组织选择和使适合其需要的要素。

②ISO 9004—2——体系要素服务指南,是对服务类产品方面的补充,提供服务或含服务成分的产品的组织参考。

③ISO 9004—3——体系要素流程材料指南,是对流程材料类产品方面的补充,供相应组织参考。

④ISO 9004—4——体系要素质量改进指南,阐述了质量改进和基本概念如原理、管理指南、工具和技术及其方法为组织不断改进体系提供指导。

#### 5)支持性技术标准——ISO 1001~1002系列标准

这些标准是对质量管理如质量保证中某一专题实施方法提供指导。其中包括:质量计划、项目管理、技术状态管理、体系实施、测量设备保证、手册编制、质量经济性、教育和培训等若干指南标准。

1994版ISO 9000族质量管理与质量保证标准主要由上述五类标准构成。其中ISO 9001、ISO 9003、ISO 9004是核心标准。其他标准基本以这两类标准为依托,并为实施这两类标准提供支持。

### 11.6.2.2 2000版ISO 9000族标准

1994版ISO 9000族标准发布实施数年后,ISO/T 176基于市场竞争、组织发展、使用标准通用性、标准定

期修改和不断改进的需要,1997年末正式决定着手修订。在以八项质量管理原则(以顾客为中心、领导作用、全员参与、过程方法、管理的系统方法、持续改进、基于事实的决策方法、互利的供方关系)的指导下,对 ISO 9000 族标准在其结构上做重大调整,标准的数量在合并、调整茂盛上也将大幅度减少。标准的要求/指南更通用,使用更方便、灵活、适用面更宽。根据目前掌握的信息,2000 年的 ISO9000 族标准将由四部分组成:

①核心标准

ISO 9000:2000 ——“基本原理和术语”标准,取代 1994 版 ISO 8462 和 ISO 9000-1。

ISO 9001:2000 ——“要求”标准,取代 1994 版 ISO 9001~ISO 9003。

ISO 9004:2000 ——“业绩改进指南”,取代 1994 版 ISO 9004-1。

ISO 19011:2000 ——“体系审核指南”,取代 ISO 1011、ISO 1011、ISO 14010~ISO 14012。

②其它标准

目前计划中的标准只有 ISO 10012:2001“测量控制系统”,拟取代 ISO 10012-1/ISO 10012-2。

③技术报告

在标准数量减少后,其他相关标准取消,转成技术报告的形式发布。

④小册子

在标准的数量减少后,其他相关内容将以小册子的形式发布出版物,作为选择和使用指南和小型企业实施指南。

从 2000 版 9000 族标准的结构和内容来看,2000 版标准主要有以下支持点:

适用于所有产品类别、不同规模和各种类型的组织,也能满足医疗器械、通信、汽车等特殊行业对标准的需求;

对标准要求的允许剪裁做了更严格的规定;

将顾客满意或不满意的监控作为评价质量管理体系业绩的一种重要手段;

更强调最高管理者的作用,包括对建立和持续改进质量管理体系的承诺,确保顾客的需求和期望得到满足,制定质量方针和确保得到质量目标落实,确保所需的资源,指定管理者代表和主持管理评审等;

突出“持续改进”是提高质量管理体系有效性和效率的重要手段。

减少了对程序的文件化程度的要求,ISO 9001 标准仅明示要求 6 种程序要形成文件,扩大了组织自行决定文件化程度的自由度。

质量管理八项原则在标准中得到充分的体现;

标准明确要求质量管理体系要以顾客为中心,并考虑了所有相关的利益和需求;

强调了 ISO 9001 作为要求的标准和 ISO 9004 作为指南的标准的协调一致性,有利于组织的业绩的持续改进;

提高了与环境管理体系的兼容性;

### 11.6.3 汽车工业质量保证体系标准

随着汽车工业迅速发展,国家、社会对该产品的质量保证要求愈来愈高。许多汽车工业发达国家先后制定并实施了相应的质量保证标准,从汽车产品设计开发到服务全过程控制质量,从而确保车辆的安全性和其它基本性。当今世界,最具有代表性的汽车工业质量保证体系标准当属美国 QS-9000 质量体系要求和德国 VDA 质量保证体系标准。1999 年 ISO 为协调全球汽车工业供应商质量管理体系标准,制定了 ISO/TS 16949 技术规范,把由各国发布的汽车工业的质量保证体系标准提升成为国际标准,将对汽车工业的全球化进程产生重大影响。

#### 11.6.3.1 美国 QS-9000 汽车工业质量保证标准

美国汽车工业以通用、福特、克莱斯勒三大汽车公司为代表,长期以来他们对其供方各自实施不同的质

量保证要求。由于他们对供方要求的不统一,以及参考手册、报告格式和技术术语的差异,导致了对供方资源的额外要求,造成了不必要的浪费。为统一对供方的质量保证要求,1998年美国三大汽车公司会同有关货车制造公司开始组织制定QS—9000质量体系要求及其一系列配套参考手册。第一版QS—9000于1994年8月出版,并于1995年2月进行修订,1998年3月再次修订。QS—9000质量体系要求标准由两大部分组成:第一部分是以ISO 9000为基础的要求,除完全包含了ISO 9001标准的20条要素外,还结合汽车工业产品设计开发、生产制造、服务的实际,增加了补充规定,其中包括体现行业特殊要求,如生产件批准程序、持续改进、工具管理、制造能力等各项内容;第二部分为顾客特殊要求,即保留了通用、福特、克莱斯勒三大汽车公司及有关货车制造公司的部分特殊要求。

为实施QS—9000,美国三大汽车公司还编制了有关配套及参考手册,这些手册主要包括:

- 生产件批准程序(PPAP);
- QS—9000质量体系证实(QSA);
- 产品质量先期策划及控制计划(APQP)参考手册;
- 失效模式和后果分析(FMEA)参考手册;
- 统计过程控制(SPC)参考手册;
- 测量系统分析(MSA)参考手册。

QS—9000质量保证体系紧紧抓住与汽车产品的质量相关的车辆安全性、政府法规符合性、重要配合/性能,以及基本的可靠性和外观项目等特殊性,突出以预防为主和持续改进的思想,同时强调减少在供应环节中出现的质量变差和浪费,确保顾客满意,并使各有关方面都受益。

QS—9000质量管理的先进性已为世界各国认可,以QS—9000标准为依据进行的第三方认证,也得到有关国家汽车整车企业的赞誉。

#### 11.6.3.2 德国汽车工业质量保证标准

为促进德国汽车工业的发展,提高其产品的国际竞争能力,以及制造厂对其产品的责任感,德国汽车工业联合会(VDA)和德国质量研究会(DGQ)联合组织汽车工业质量控制专业组于1991年根据ISO 9004标准,并结合ISO 9001标准的各要素要求和汽车工业的具体实际,制定并开始实施了VDA6汽车工业质量保证标准。VDA6以质量审核提问的方式全面完整地对汽车制造厂及配套厂提出了系统的质量保证要求。它包含了ISO 9001的各项要求,以及ISO 9004的有关规定,并结合汽车行业产品设计/开发、生产制造、服务的特征,补充了相应的特殊要求。完整的VDA汽车工业质量保证标准及相关文件主要包括:

- VDA1 质量证据——质量要求的文件记录和存档的指南;
- VDA2 供货质量保证——供应商选择/样品检验/批量生产中的质量绩效;
- VDA3 汽车制造厂及其供应商的可靠性保证——方法与实例;
- VDA4.1 批量投产前的质量保证——伙伴式合作、程序、方法;
- VDA4.2 批量投产前的质量保证——系统FMEA;
- VDA4.3 批量投产前的质量保证——项目策划;
- VDA6.1 质量体系审核(有形产品,以ISO 9001、ISO 9004为基础);
- VDA6.2 体系审核——服务;
- VDA6.3 过程审核;
- VDA6.4 体系审核——生产设备;
- VDA6.5 产品审核;
- VDA6.6 服务审核;
- VDA7 交流质量数据的基础——质量数据处理信息;
- VDA8 挂车、车身与集装箱制造厂质量保证指南;
- VDA9 排放与油耗;
- VDA质量保证标准,1991年第一版,1992年12月第二版,1996年第三版,1998年第四版。

#### 11.6.4 ISO 14000 系列环境质量管理与保证标准

为改善和维持生态环境质量,减少人类各项活动所造成的环境污染,使之与社会经济发展达到平衡,促进经济发展,同时也为了消除贸易壁垒,促进贸易发展,1993年6月ISO组织正式成立了ISO/TC 207环境管理技术委员会,经过来自五大洲80个成员国的共同努力下,目前已制定了体系较为完整的环境管理保证标准ISO 14000系列标准。

##### 11.6.4.1 ISO 14000 系列标准基本构成

环境管理体系,包括:ISO 14001、ISO 14002及ISO 14004等标准;  
生命周期评估,包括:ISO 14040~ISO 14043等标准;  
环境行为评价指南,ISO 14014、ISO 14015标准及ISO 14031、ISO 14032标准;  
环境审核指南,包括ISO 14010~ISO 14013标准;  
环境标志要求,包括ISO 14020~ISO 14024标准;  
产品标准中的环境指标,如产品标准中的环境因素指南标准等

##### 11.6.4.2 ISO 14000 系列标准的制定思路与原则

ISO14000系列标准对改善组织的环境行为具有潜在的持续作用,与ISO9000系列标准一样,对世界贸易具有重大的促进作用。尽管这套标准在起草过程中协调难度极大,但各成员国的愿望和目标是一致的。TC207在起草ISO14000系列标准之初就明确规定了这套标准的指导思想:

ISO 14000 系列标准应不增加贸易壁垒,无论对于环境好的地区还是对环境差的地区;  
ISO 14000 系列可用于对内外的认证、注册等;  
ISO 14000 系列标准必须回避对改善无帮助的任何行政干预。  
同时确定了其起草原则:  
ISO 14000 系列标准应真实和非欺骗性;  
产品和服务的环境影响评价方法和信息应有意义、准确和可检验性;  
评价方法、试验方法不能采用非标准方法,而必须采用国际标准、地区标准、国家标准或技术上能保证再现性的试验方法;  
应具有公开性和透明度,但不应损害商业机密信息;  
非歧视性;  
能进行特殊的有效的信息传递和教育培训;  
应不产生贸易障碍,对国内、国外应一致。  
从以上的指导思想和原则可以看出,ISO/TC 207努力使ISO 14000系列标准具有公正性、合理性和广泛的适用性,目的是使这套标准能真正地对改善环境有所帮助和促进。

##### 11.6.4.3 ISO 14000 系列标准的特点

ISO14000系列标准,以其广泛的内涵和普遍的适用性,在国际上引起极大反响,它同以往的环境排放标准和产品的技术标准等不同,其特点有:

###### 1) 标准是以市场趋动为前提

随着环境意识的不断提高,人们逐渐认识到,环境问题的最终根源在于不合理的生产方式和生活方式。近年来,各因政府的环境管理也逐渐由对污染的控制延伸到对产品的指导,由末端治理转向对生产的全过程控制;由产品的环境标志进而采用生命周期评估方法,实施清洁生产,推广绿色产品。目前环境保护已逐渐由政府的强制手段转化为社会的需求、相关方的要求及市场的压力。国外的研究表明:同样性能、质量的产品,人们会更愿意购买具有环境标志的产品;同样企业的选择原料供应商、运输公司、服务公司承包时,不仅要提出服务、产品等质量、规格、性能等方面的要求,也会要求合同方承担起相应的环境责任;企业在选择产

品开发方向时,也会考虑到人们消费观念中的生态环境原则,这在客观上就减少了产品开发生产对环境的影响。

#### 2)标准的预防性

这一系列标准为各类组织提供的是完整的环境质量管理体系,强调管理,正是预防环境问题的重要手段和措施。所有环境污染中有相当大的一部分是由环境质量管理不善造成的。环境管理体系(ISO 14001)强调的是加强企业生产现场的环境因素管理,建立严格的操作控制程序,保护企业环境目标的实现。生命周期分析和环境行为评价则将产品的设计及企业的决策也纳入环境管理之中,在产品最初的设计阶段和企业活动策划过程中,比较、评价不同方案的环境特性,为决策提供支持。这种预防措施更彻底、更有效,更能对产品发挥影响力,从而带动相关产品和行业的改进、提高。

标准的预防性与国际环境保护领域的发展趋势相同,强调以预防为主,强调从污染的源头削减,强调全过程污染控制。

#### 3)标准的可操作性

标准提供了一整套环境管理方法,具有较强的可操作性。这套标准将近年发展起来的可持续发展战略思想融入其中,使一个组织拿到标准就知道如何发展工作,什么样的环境管理体系是优化、有效的体系,如何运用最新的技术、经济、知识来比较、评价自己和他人的环境行为和产品,它将最新的环境科学理论研究的成果转化成操作的工具、管理手段。标准提供了全面的环境管理与环境审核规则(简称 EMAS)的要求;提供了建立体系的步骤与方法,详实而全面,便于实施。但同时标准中又没有绝对量的要求,使各类组织在实施进程中能适度应用。

#### 4)标准的广泛适用性

该体系适用于任何类型与规模的组织,并适用于各种地理、文化和社会条件。标准的内容十分广泛,可以适用于各类组织的环境管理体系及各类产品的认证。任何组织,无论其规模、性质所处的行业领域,都可以建立自己的环境管理体系,并按标准所要求的内容实施,也可向认证机构申请认证。

标准的广泛适用性还体现在其应用领域十分广泛,它涵盖了企业的所有管理层次,可以将生命周期评定方法用于产品的设计开发,绿色产品优选,产品包装设计;环境行为评价(EPE)可以帮助企业进行决策,选择有利于环境和市场风险更小的方案,避免决策的失误;环境标志(EL)则起到改善企业社会关系、树立企业环境形象,促进市场开发的作用,而环境管理体系准则进入企业的深层管理,直接作用于现场的操作与控制,全面提高管理人员和员工的环境意识,明确职责与分工。因此,ISO14000 系列标准实际全面地构成了整个企业的管理构架,对产品开发,决策评价,现场管理各方面都做出了详细的规定,是其他标准难以包含的。

#### 5)标准的自愿性原则

标准的应用都是基于自愿的原则。国际标准只能转化为各国家标准而不等于各国所制定的法律、法规,不可能要求组织强制实行,因而也不会增加或改变一个组织的法律责任。组织可根据自己的经济、技术等条件选择采用。如实力雄厚的组织认为自己原有的环境管理体系有效,那么它可以在此基础上通过第三方认证向外宣传,也可以不采用标准、不申请认证,而采用其他方式,证明自己环境行为的良好。这两种选择都是组织自己确定的。总之,一个组织是否采用标准,完全取决于组织自己的发展战略,取决于自身的意愿。

### 11.6.4.4 ISO 14000 系列标准与 ISO 9000 族标准的差异与相似点

#### 1)差异

①ISO 9000 系列标准是针对组织活动、产品和服务过程中的质量需求。标准提供了对组织活动、产品和服务中涉及的质量保证要求。随着国际贸易的发展,新产品质量已成为非价格竞争中的主要因素,是贸易的重要条件。70 年代以来,一些国家利用各自的技术法规、技术标准和合格评定程序的差异,构筑了贸易技术壁垒。为此,关贸总协定东京回合通过了《贸易技术壁垒协议(GATT/TBT)》,要求缔约国积极使用国际标准,作为克服贸易技术壁垒的有效手段。作为对 GATT/TBT 的响应,国际标准化组织发布了 ISO 9000 质量管理

和质量保证体系标准,试图帮助企业建立质量和质量保证体系,使各国质量和质量保证活动统一在国际标准化的基础上。1987年ISO 9000系列标准发布以来,在国际上引起了很大的反响,并且得到世界各国工业界的普遍承认。

ISO 14000系列标准是针对组织活动、产品和服务过程中的环境问题,标准提供了对组织活动、产品和服务中,控制环境影响,改善组织环境行为的基本要求。随着对维护和改善环境质量以及对保护人类健康的日益关注,一切规模的组织愈加重视他们的活动、产品或服务对环境的影响和潜在的影响,而ISO 14000就是国际化组织响应全球环境运动而采取的标准化行动。

#### ②服务的对象不同

实施ISO 9000系列标准服务的对象是顾客,内容侧重点是产品和服务的质量,是以市场对产品质量的期望,满足顾客的需求,证实自己的质量保证能力。质量的改善是受顾客日益增长的需求所推动的。而ISO 14000系列标准服务对象要广得多,要满足职工、顾客、政府、合同方、社区等利益相关方的需要,内容侧重点是组织的活动、产品和服务过程对环境的影响,是以经济增长与人类可持续发展为期望,满足社会的需求,向社会及各相关方提出对遵守环境法律、法规的承诺;对污染预防的承诺,以证实不断地改善组织的环境行为。

#### ③技术要求背景不同

ISO 9000系列标准针对的是组织活动、产品和服务过程中的质量需求,不同的活动、产品和服务有不同的质量保证的技术标准,标准中没有提供共同的质量评价技术的准则;而ISO 14000系列标准针对的是组织活动、产品和服务过程中的环境问题,不论组织的性质或规定模式有什么差异,但其评价准则都是统一的,都要求有相同的环境技术背景。

#### ④政府的作用不同

因为ISO 9000解决的是满足顾客的需要,完全是市场行为,而ISO 14000涉及到遵守环境法律、法规的承诺,要解决的满足社会对环境保护和污染预防的需要,因此,实施ISO 14000标准,政府是重要的利益方,起着不可替代的作用。

### 2)两个标准的相似点

①ISO 9000和ISO 14000系列标准有相同的管理思想,都是强调了组织通过标准的实施,建立一套完整的、有效的文件化管理体系来分别规范组织的质量行为和环境行为,通过管理体系的运行和改进,对组织活动、过程及服务进行控制和优化,达到预期的目的,即节约资源、减少污染或改进质量。

②ISO 9000和ISO 14000系列标准运行模式都是遵循“规则(策划)-实施-验证-改进”螺旋式上升的管理模式,即PDCA模式。

③ISO 9000和ISO 14000系列标准中的质量管理和环境管理都是组织全面管理的一部分,两套标准都强调其管理体系不必独立于组织现行的全面管理,只需要在组织的全面管理的机械设置中,分别按质量保证体系和环境管理体系的基本要求,进一步明确和落实职责,制定相应的文件化管理等程序,加强预防,加强审核,就可以把所建立的质量保证体系或环境管理体系和组织原有的全面管理有机地融合为一个整体。

④ISO 9001(ISO 9002、ISO 9003)和ISO 14001都是龙头标准,也是符合性评价原则、原理标准,因而也就是建立质量保证体系或环境管理体系的框架性标准。而ISO 9004—1和ISO 14004分别是在各自的框架性标准的基础上提出具体的要求和所达到的目标。

### 11.6.5 我国质量管理与质量保证标准及环境质量管理标准

中共十一届三中全会以后,我国实施了改革开放政策,不论是产品和服务的质量管理与保证工作,还是环境质量的控制和保持工作,都需要从做好系统的基础工作开始,都迫切地需要借鉴国外的宝贵经验。在从计划经济向市场经济的过渡期间,我国本着结合国情洋为中用,积极引进的原则,国家有关职能部门积极组织制定质量管理与质量保证标准的环境质量管理标准。根据多方论证分析,为促进我国经济发展并使我国经济尽早融入国际经济大循环之中,促进国际贸易,我国质量管理与质量保证标准完全等同ISO 9000族

标准,形成以 GB/T 19000 系列为主体的质量保证标准体系。环境质量管理保证标准则以 ISO 14000 系列标准为依据,等同或等效其标准要求,形成 GB/T 24000 系列环境管理体系标准。这两套体系标准完全跟踪 ISO 标准动态控制使之与其同步,完全与国际协调。与此同时,以 GB/T 19000~GB/T 19003 等同 ISO 9001~ISO 9003 为依据的第三方体系认证也于 1993 年全面展开,中国的认证也得到了国际认可。以 GB/T 24001 等同 ISO 14001 的环境管理体系认证,也于近年开始试点。根据试点情况,我国推行 ISO14001 系列标准的形势很好,前景乐观,许多企业包括汽车工业企业在内的对实施 ISO14001 系列标准持相当积极的态度,有的已经付诸于实际。

我国质量管理与质量保证标准及环境管理标准等同或等效 ISO 标准制定和实施并跟踪同步,综合分析来看有如下益处:

- ①有利于消除贸易壁垒促进国际贸易。以 ISO 9000 族标准/ISO 14000 系列标准为依据的第三方认证,是 WTO/TBT 协议中为世界各国所认可的评定标准,有利于克服非关税壁垒;
- ②有利于提高企业及其产品在市场上的竞争力及企业的信誉和形象;
- ③有利于加强政府对企业产品质量管理、环境管理的指导,提高企业的质量与环境管理水平;
- ④有利于实现产品质量与效益、环境与经济的协调发展;
- ⑤有利于提高全民的质量与环境保护意识;
- ⑥有利于减少质量与环境风险,改善企业的公共关系,安定社会。

另外,我国标准化主管部门也正在积极组织消化和研究 ISO/TS 16949,拟将 ISO/TS 16949 技术规范等同等效与变化为我国汽车工业供应商的质量保证标准,并着手在汽车行业全面推广和实施。

总之,我国的质量管理与质量保证标准及环境管理标准的制定与实施工作基本与国际同步。

(撰稿人:叶盛基 孙惠 冯超)

## 参考文献

1. 现代质量工程方法参考手册,中国汽车技术研究中心,1997.
2. 2000 版 ISO 9000 族标准理解与实施,中国标准出版社.
3. GB/T 19000,ISO 9000/1994 族标准汇编,中国标准出版社
4. GB/T 24000~ISO 14000 环境管理系列标准及主要材料,中国标准出版社,1997.
5. 环境管理体系审核员培训教程,航空工业出版社,1997.
6. Quality Management in the Automotive Industry-Quality system Audit 4th Revise Edition, 1998. VDA.
7. 《国标标准化》,中国标准出版社.
8. 《美国 SAE 标准手册》(1999 年英文版本).
9. 《美国 ANSI 标准目录》(1999 年英文版本).
10. 《英国 BSI 标准目录》(1999 年英文版本).
11. 《德国 DIN/FAKRA 标准手册》(1999 年德文版本).
12. 日本《自动车技术》(1999 年第 8 期).
13. 日本 JASO 标准汇编(CD-ROM 光盘).
14. 《日本 JIS 标准手册》(1997 年英文、日文版本).
15. 《法国 AFNOR 标准目录》(1999 年法文版本).
16. 《ISO/T22 一九九九年度工作报告》,《IEC/TC69 一九九九年度工作报告》(英文版本).
17. 《车辆结构工作组未来在国际舞台上的地位》(联合国欧洲经济委员会 1994 年印发,英文版本).
18. 《UN/ECE/WP29 一九九九年度工作报告》(英文版本).
19. UN/ECE/WP29《1958 年协定书》及《全球汽车技术法规协定书》(英文版本).
20. 《日本型式认证手册》(1997 年英文版本).
21. 《美国联邦法典》第 49 卷,第 40 卷(1997 年英文版本).

22. UN/ECE/WP29 第 102 次会议 ~ 第 119 次会议报告.
23. APEC/TPT 第 9 次会议 ~ 第 16 次会议报告.
24. 汽车摩托车强制性标准汇编(1999.12),中国汽车技术研究中心汽车标准化研究所.
25. 汽车标准汇编(2000 版)1~7 卷,中国汽车技术研究中心标准化研究所.

## 12 电子技术在汽车上的应用

### 12.1 电子技术在汽车领域上的应用历程

在汽车上应用最早的电器设备是第一辆奔驰汽车的发动机点火装置,它主要由点火线圈和蓄电池所组成。随后,在汽车上又增设了前照灯、起动机等电器设备。电子技术在汽车上的第一次应用是1930年安装在轿车上的真空电子管收音机。但是,真空电子管不抗振、体积大、耗电高,因此,没能在汽车上推广普及。

1948年发明了晶体管。晶体管制品最先在汽车上的应用是交流发电机整流用的硅二极管,继而应用在点火系统和电压调节器上。半导体技术的应用使早期电子系统的性能和可靠性都有了很大的提高。

1958年模拟数字集成电路(IC)诞生了。与其他领域相比,集成电路在汽车上的应用相对要晚一些,但是,集成电路在汽车上的应用才真正开创了汽车电子技术的新纪元。1967年首次将IC应用在汽车上,开发了IC化电压调节器、IC化点火器等发动机电器装置。在同一年代,德国的波许(Bosch)公司还开发出了电子控制的燃油喷射系统。同一时期,变速控制系统、车辆行驶控制系统、制动防抱死系统均已成功应用于汽车。但是,由于当时集成电路元器件的价格昂贵,使汽车电子控制系统的性能价格比偏低,因此,使得电子控制系统未能在汽车上广泛采用。

1971年发明了微型电子计算机,微型电子计算机在汽车的首次应用是1976年,它用于发动机的点火正时控制。70年代末至80年代初,发达工业国家相继制定了汽车废气排放法规及石油危机后燃油价格的上涨,要求解决汽车排放的净化,同时,又要满足用户对发动机油耗和动力性的要求。要在上述两方面同时取得成功,不仅要对发动机结构进行改进,还要对点火提前角、可燃混合气浓度进行精确控制,此外,还需对怠速运转、废气再循环等进行最优控制。因此,发动机综合控制系统的出现(1979年)成功解决了上述矛盾。发动机综合控制系统现在已经得到了广泛应用。

80年代是高科技迅速发展的年代,随之而来的是用户对汽车提出了各种各样的需求。因此,世界上的各大汽车制造厂家竞相开发了由微机控制的各种车用电子产品,如:悬架控制系统、四轮转向控制系统、电子控制变速器、自动空调、蜂窝移动电话、电子仪表系统、导航系统、多路信息传输系统及多种安全装置等,使汽车电子设备已经占到了汽车总成本的1/4以上。

进入90年代, GPS导航系统、灵敏的飞机驾驶系统等也在汽车上得到了应用。某些最新的轿车上已装有30台以上的微型电子计算机,每一台微机都要完成特设的功能或控制任务,使汽车逐步向智能化方向发展。

(撰稿人:何天明)

### 12.2 汽车电子控制单元与传感器

#### 12.2.1 电子控制单元(ECU)

电子控制单元(ECU:英文 Electronic Control Unit 的缩写)是以微型计算机为核心的电子控制装置,它具有丰富的计算功能和逻辑判断功能,是汽车电子控制系统的指挥中心。

电子控制单元ECU主要由输入通道、微型计算机、输出通道三部分组成,如图12-2-1所示。

##### 12.2.1.1 输入通道

输入通道主要由A/D转换器和数字输入缓冲器组成,其作用是将各传感器传输来的信号转为微机所要

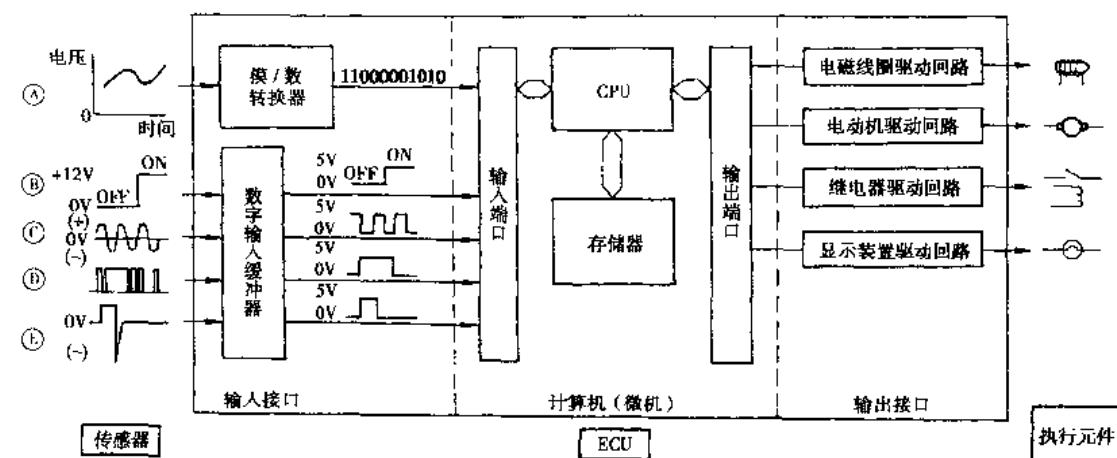


图 12-2-1 ECU 的组成

求的数字信号。

①A/D 转换器：计算机只能处理数字信号，A/D 转换器的功用就是将传感器输出的连续模拟信号转换为离散数字信号。

②数字输入缓冲器：某些传感器的输出信号虽然也是数字信号，但是，这些数字信号不能原封不动地输给计算机，必须经过数字输入缓冲器进行整形。这是因为车用微机的电源电压是+5V，图 12-2-1 中所示的各种形状的输入信号，都需经过数字输入缓冲器进行整形后才能转变成微机可以接受的数字信号。

### 12.2.1.2 微型计算机

微型计算机由中央处理器(CPU)、存储器、输入接口、输出接口四部分组成。微型计算机是 ECU 的核心，它是从事算术运算、逻辑运算的处理装置。

微型计算机的组成如图 12-2-2 所示，CPU 是微型计算机的中枢，其作用是从存储器读取指令和完成指定的操作。

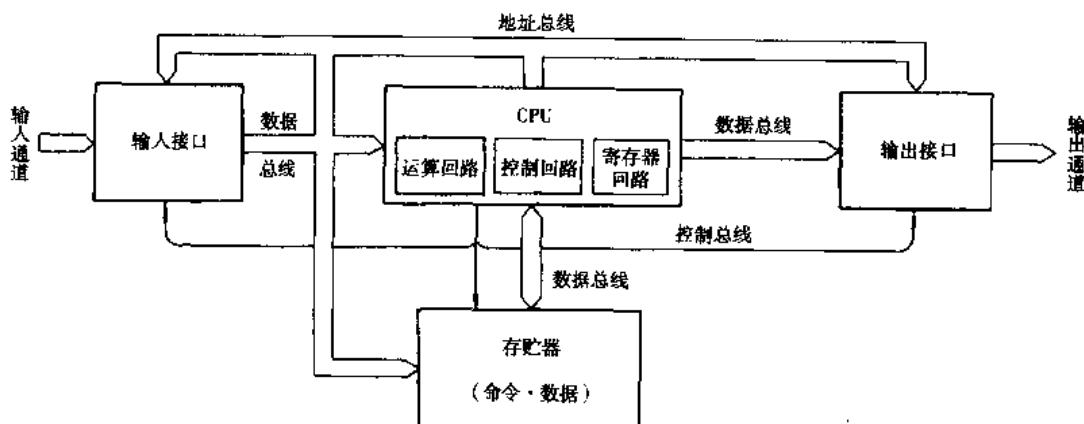


图 12-2-2 微型计算机的组成

存储器用来存放数据、表格和指令，它可分为随机存储器(RAM)和只读存储器(ROM)两大类。RAM 用来存放临时性的程序和数据，如自诊断故障代码，ROM 用于存放预先编写的控制程序。

输入/输出接口(I/O 接口)是用于 CPU 与外部设备(传感器/执行元件)之间控制数据流动和数据格式的一种电路。

CPU、存储器、输入/输出接口之间利用地址总线、数据总线和控制总线连接，以进行频繁的信息交换和数据传输。

### 12.2.1.3 输出通道

输出通道是将微机输出信号放大后使执行元件工作的装置。

从微型计算机输出接口输出的电信号很弱，不足以推动执行元件直接工作。因此，ECU 必须通过输出通道把微机输出的控制信号进行功率放大后，再送往执行元件。执行元件主要有电磁线圈、电动机、继电器、显示装置等。

### 12.2.2 传感器

传感器是将输入的各种物理量转换成电信号后输出的变换器。在电子控制系统中，传感器相当于人的感觉器官，它将反映汽车状况的各种物理量（如：温度、压力、位移、速度、转速、加速度、流量等）实时正确的检测出，并传输给 ECU。因此，传感器是控制系统中的关键部件，如果没有良好的传感器，则不可能组成好的电子控制系统。

汽车的使用环境比较复杂，要求车用传感器必须耐振、耐水、耐温、耐污、耐电磁干扰等。下面介绍汽车电子控制系统中主要的几种传感器。

#### 12.2.2.1 温度传感器

在汽车的电子控制系统中，温度检测是一个主要的检测项目。实际使用的温度传感器有很多种类，如：热敏电阻式、热电偶式、热敏铁氧体式、蜡式等。其中热敏电阻式温度传感器具有体积小、灵敏度高、价格低等优点，它是常用的温度传感器。

热敏电阻的电阻值随着温度的变化而改变。热敏电阻有负温度系数热敏电阻（电阻值随着温度的上升而下降）和正温度系数热敏电阻（电阻值随着温度的上升而提高），前者称为 NTC 热敏电阻，后者称为 PTC 热敏电阻。

图 12-2-3 所示是 NTC 热敏电阻的构造和温度特性。

这种温度传感器主要应用于发动机进气温度、机油温度、冷却水温度的检测和空调的温度控制等。

#### 12.2.2.2 压力传感器

压力传感器主要用于检测发动机的进气真空度、电子燃油喷射系统中的燃油压力、润滑系的机油压力、主动悬架控制系统中高压油路压力等。常用的压力传感器有半导体式压力传感器、压电晶体式压力传感器、金属膜片式传感器等。

半导体压力传感器主要用来检测发动机节气门后的进气管内的真空度（负压），通过测得的负压和发动机转速可以间接推算出进气量。

半导体式压力传感器是利用半导体材料的压阻效应工作的。当在半导体的某一轴向作用压力而使其产生应变时，半导体的电阻值会产生变化，这种现象称为半导体的压阻效应。

半导体式压力传感器的构造如图 12-2-4 所示。这种传感器主要由硅片、集成电路和真空室组成。硅片密闭固定在真空室内，硅片的一面与进气管相通，承受进气压力的作用，另一面则是真空。当进气管内的压力发生变化时，硅片便产生应变，使硅片电阻值发生相应的变化，通过集成电路使得输出电压发生变化，将进气压力按比例转换成电压输出。由于作用在硅片上的基准压力是真空压力，因此，可以测量绝对压力。

压电式压力传感器是利用晶体的压电效应进行工作的。这种传感器的动态特性好，可以装入减振器中，用来检测路面冲击力，从而实现对减振器阻尼力的控制。

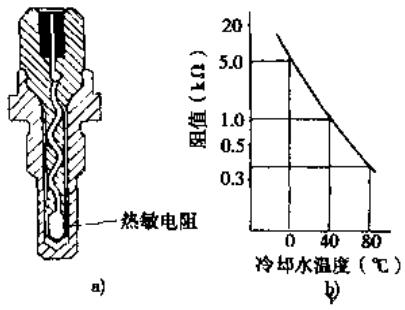


图 12-2-3 NTC 热敏电阻

a) 构造；b) 温度特性

### 12.2.2.3 流量传感器

流量传感器用于检测发动机吸入空气的流量和燃油流量。常用的空气流量传感器有热线式、卡尔曼旋涡式、叶片式等；常用燃油流量传感器型式有水车式、循环球式和光电式。这里着重介绍空气流量传感器。

叶片式空气流量传感器的结构如图 12-2-5 所示。从空气滤清器过滤后的空气在进入气缸前通过流量传感器，流量计的测量叶片因气流的压力而开启，叶片的开启角度  $\alpha$  取决于气流压力和安装在叶片轴上的蜗卷复位弹簧的复位力。为了检测叶片的开启角度  $\alpha$  以计量空气流量，在叶片轴上装有变阻式传感器，可将由进气流量所决定的叶片开启角度信号转换成可由 ECU 计算的电压信号  $V_s$ 。

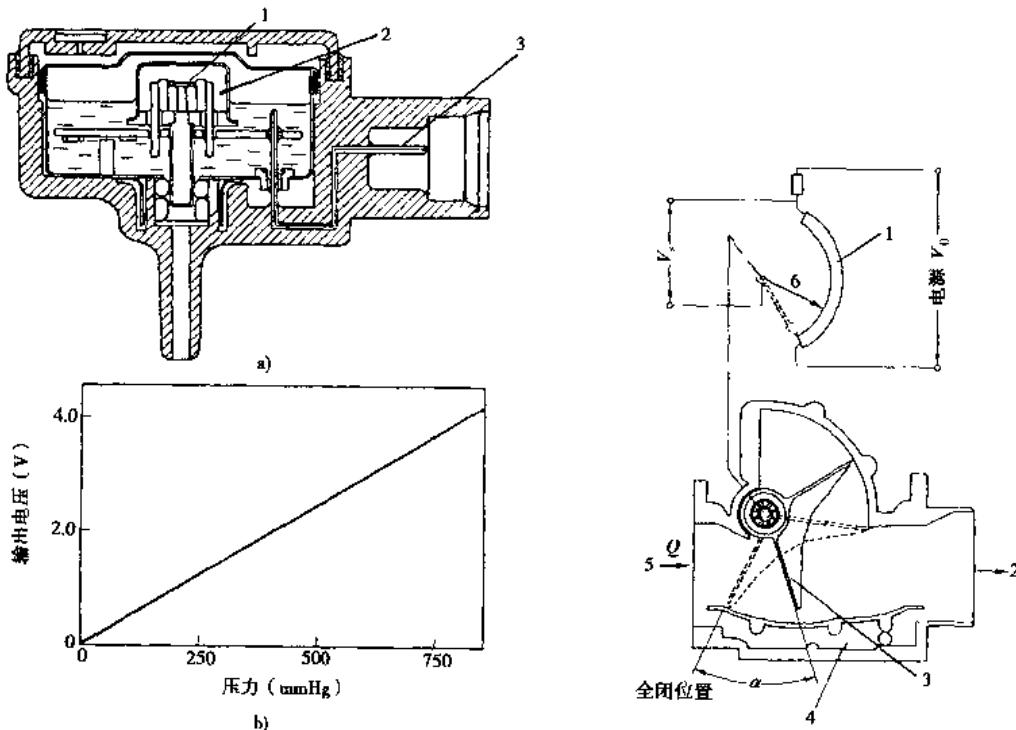


图 12-2-4 半导体压力传感器

a)构造;b)输出特性  
1-硅片;2-真空室;3-输出端子

图 12-2-5 叶片式空气流量传感器

1-电位计;2-发动机侧;3-叶片;4-旁通道;  
5-空气滤清侧;6-滑动触头;  $V_0$ -电源电压;  
 $V_s$ -输出电压

卡尔曼旋涡式空气流量计的构造如图 12-2-6 所示。在流体中放入障碍物后，在障碍物的下游将产生互不相同的有规律的旋涡，这就是卡尔曼旋涡。通过超声波发生器和接受器可以检测出卡尔曼旋涡的频率，进而可求出空气的质量流量，设旋涡发生体的外径为  $d$ ，卡尔曼旋涡的频率为  $f$ ，则空气流速  $v$  为：

$$v = \frac{d}{S_i} \cdot f$$

式中： $S_i$ ——斯罗哈特系数， $S_i \approx 0.23$ 。

空气的质量流量等于体积流量(流速  $v$  乘以通道面积)与空气密度的乘积。卡尔曼式流量传感器输出的是数字信号，适于 ECU 进行处理，应用比较广泛。

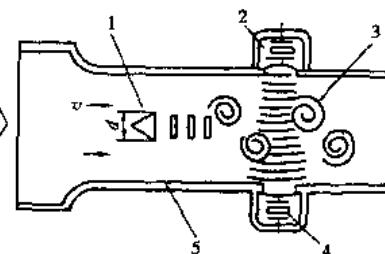


图 12-2-6 卡尔曼旋涡式空气流量传感器

1-旋涡发生体;2-超声波发生器;3-卡尔曼旋涡;  
4-超声波接受器;5-流量传感器管路;6-气体入口

#### 12.2.2.4 角度与角速度传感器

##### 1) 节气门位置传感器

电控自动变速器的换档控制和燃油喷射的喷油量控制均采用节气门位置传感器来检测节气门的开度。节气门位置传感器属于角度传感器，常用的节气门位置传感器有开关式和线性式。

图 12-2-7 所示为线性式节气门位置传感器结构与平衡电路图。节气门位置传感器安装在节气门阀体上，与节气门连动、电位器的滑动触点与节气门轴连动。因此，通过电桥电路可以将节气门的开启角度转换成与之成正比的电压信号输出。

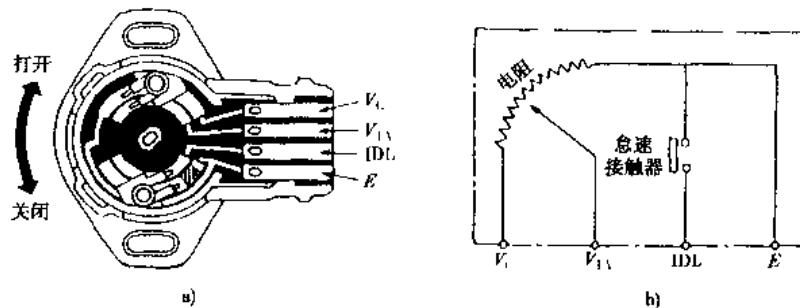


图 12-2-7 线性式节气门位置传感器

a) 结构; b) 平衡电路

##### 2) 转向盘转角传感器

在悬架控制系统中，为了防止车身侧倾，必须检测转向盘的转角及转动方向。常用的转向盘转角传感器有光电式和磁电式。

图 12-2-8a)所示是光电式转角传感器的基本构造。一对发光二极管与一对光敏三极管组成两组光电耦合器，带孔圆环安装在转向轴上。当转向盘带动圆环转动时，使光电耦合器 ON(有光通过)或 OFF(无光通过)，光敏三极管便输出一脉冲电信号。光电耦合器的反复 ON/OFF 使产生与转向角成比例的一系列脉冲信号。若采用一个光电耦合器，则只能检测转角的大小，不能判断转向的方向。采用两组光电耦合器后，两组光电耦合器所输出的脉冲信号总是存在一个时间差(或相位差)，测定并由 ECU 分析这个时间差，就可以确定转向盘的转动方向及转动的角速度。

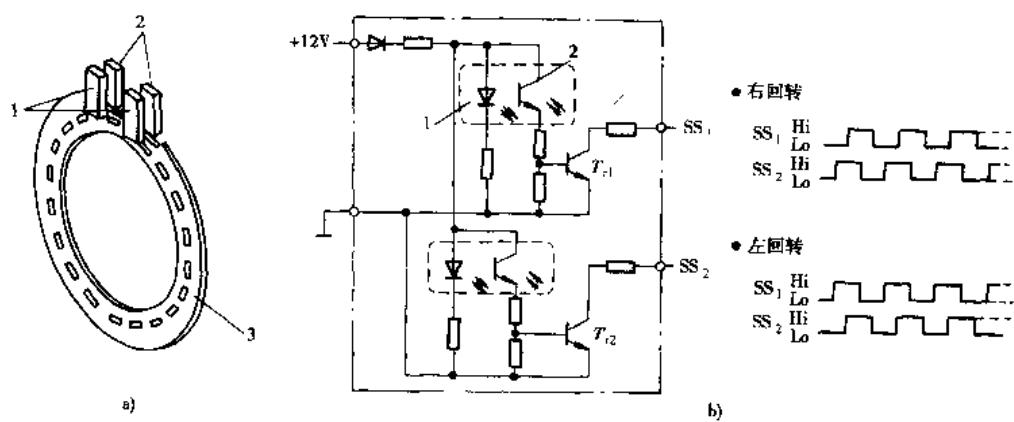


图 12-2-8 光电式转向盘转角传感器

a) 构造; b) 信号处理

1-发光二极管; 2-光敏三极管; 3-带孔圆环

### 12.2.2.5 转速传感器

在检测汽车的行驶速度和发动机的运转工况时都要用到转速传感器。常用的转速传感器型式有：磁电式转速传感器、磁阻式转速传感器、光电式转速传感器、霍尔转速传感器。

磁电式转速传感器主要用于测量曲轴转速和车轮转速。图 12-2-9a) 所示是车轮转速传感器，它主要由永久磁铁、感应线圈、铁芯组成的传感头与带齿的转子(磁性体)构成。转子安装在车轮轮毂上，与车轮同步转动，传感头固定在车桥上。当转子随车轮一同转动时，传感头与转子的齿之间的空气隙发生变化，导致磁场的磁通量发生变化，从而在线圈中产生感应电动势，感应电动势的频率与转速成正比，如图 12-2-9b) 所示。

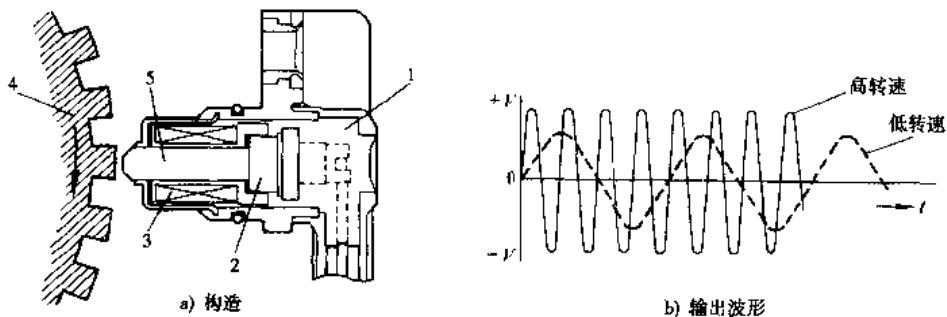


图 12-2-9 磁电式转速传感器

a) 构造；b) 输出波形

1-传感头；2-永久磁铁；3-感应线圈；4-转子；5-铁芯

霍尔转速传感器主要用于测量发动机曲轴的转速，它是利用霍尔效应原理工作的。将半导体薄片置于磁感应强度为  $B$  的磁场中，如图 12-2-10a) 所示，当电流  $I$  从右至左流过薄片时，在垂直于电流和磁场的方向会产生电动势  $U_H$ ，这种现象称为霍尔效应，产生的电动势称为霍尔电动势，具有霍尔效应的元件称为霍尔元件。霍尔电动势  $U_H$  与磁感应强度  $B$  和电流  $I$  成正比，与薄片的厚度  $b$  成反比。

$$U_H = R_N \frac{IB}{b}$$

式中： $R_N$ ——霍尔系数。

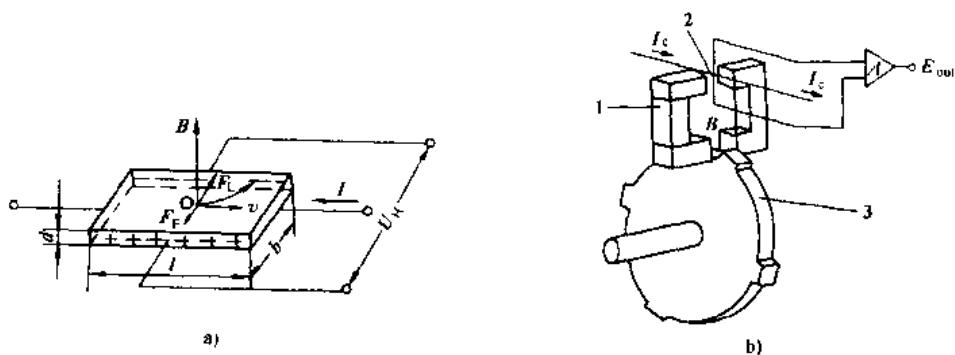


图 12-2-10 霍尔转速传感器

a) 霍尔效应；b) 霍尔转速传感器

1-永久磁铁；2-霍尔元件；3-转子

霍尔转速传感器的基本构造如图 12-2-10b) 所示，带齿转子与被测轴连接，霍尔元件置于永久磁铁建立的磁场中，并通以恒定电流  $I$ 。当被测轴带动转子转动时，转子上的每一个齿转过永久磁铁闭合磁路的气隙，使霍尔元件所处的磁场强度  $B$  发生变化，霍尔元件便输出一个脉冲电势，经放大器放大后输往 ECU。若转子有  $n$  个齿，则转子转动一周，便产生  $n$  个脉冲电势。只要测出单位时间内的脉冲电势个数，即可求得被

测转速。

### 12.2.2.6 位移传感器

位移传感器主要用来测量车身高度的变化和液面高度的变化。

#### 1) 车身高度传感器

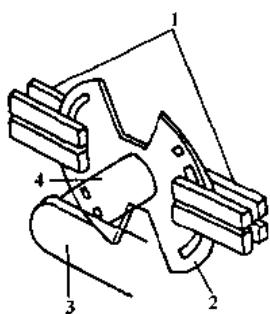


图 12-2-11 车身高度传感器

1-光电耦合器；2-遮光盘；3-连杆；4-轴

车身高度传感器主要用于空气悬架或主动悬架系统的控制，用于检测车身与悬架下摆臂或减振器下支点之间垂直方向的相对位移变化。

图 12-2-11 所示是光电式车身高度传感器基本构造。传感器本体安装在车体上，通过杆件与悬架摆臂连接，将车身的上下移动转换为遮光盘（切口盘）的转动。当车身高度变化时，车身相对于车轮运动，通过连杆带动开槽的遮光盘转动。遮光盘的两侧装有 4 组光电耦合器（由发光二极管与光敏三极管组成），遮光盘转动时，当槽口对准耦合器时，光敏三极管受光，给出通的信号；否则，三极管被遮断，给出断的信号。适当地在遮光盘上开槽，可以用 4 组光电耦合器将车身与车轮之间的相对位移分为 16 等份。

#### 2) 液面高度传感器

液面高度传感器用于燃油箱、冷却水、润滑油、制动液等液面高度（即液位）的监测。

图 12-2-12 所示是静电容量式液面高度传感器的工作原理图，这种传感器属于可变介电常数式电容传感器。

两个同心圆筒组成电容的两个极板，极板之间的静电容  $C$  与充入其间的液面高度  $h$  有关，静电容  $C$  可按下式计算：

$$C = \frac{2\pi\epsilon_0}{\ln(r_1/r_2)} [L + (\epsilon_F - 1)h]$$

式中： $r_1$ ——内圆筒半径；

$r_2$ ——外圆筒半径；

$\epsilon_0$ ——空气介电常数；

$\epsilon_F$ ——液体介电常数。

将此圆筒电容接入 CR 振荡器，测振荡回路的振荡周期  $T$  为：

$$T \propto CR = k[L + (\epsilon_F - 1)h]$$

式中  $k$  为常数，因此，只要检测振荡周期  $T$  即可求出液面的高度。

### 12.2.2.7 爆燃传感器

爆燃是汽油机的一种异常燃烧现象。爆燃控制系统利用安装在缸体上的爆燃传感器对发动机缸体振动的测定来判断发动机是否处于爆燃状态。爆燃传感器的型式有压电式和磁致伸缩式。磁致伸缩式爆燃传感器是利用铁芯受振移动后导致磁通量发生变化，从而在线圈中产生感应电动势，此电动势即为传感器的输出信号。磁致伸缩式爆燃传感器现已被压电式爆燃传感器所取代。

图 12-2-13a 所示为共振型压电式爆燃传感器的构造。压电元件紧贴在振动板上，而振动板则固定在基座上，振动板随缸体的振动而振动，使压电元件变形而产生电压信号。当爆燃发生时，发动机缸体的振动频率与传感器振动板的固有频率相吻合，使振动板产生共振，压电元件则产生的电压信号最大，如图 12-2-13b 所示。

### 12.2.2.8 氧传感器

氧传感器安装在发动机排气管内，用来检测废气中的氧气浓度，并将测定的氧气浓度信号送给 ECU，以

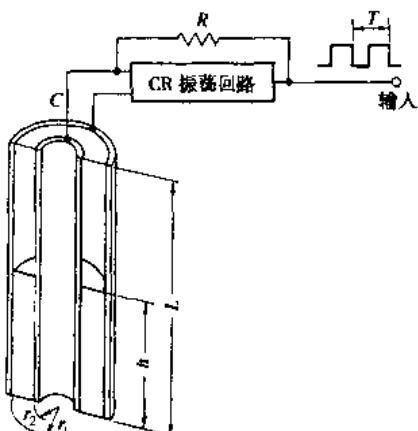


图 12-2-12 静电容量式液面高度传感器工作原理图

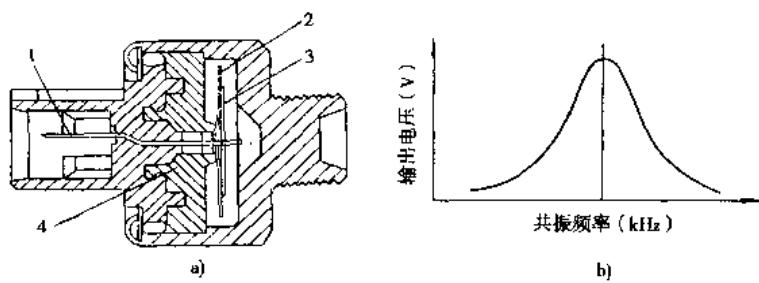


图 12-2-13 共振型压电式爆燃传感器

a) 构造；b) 输出特性

1-电缆插座；2-振动板；3-压电元件；4-基座

控制空燃比的调节。

目前以二氧化锆作传感元件的氧传感器应用广泛。二氧化锆氧传感器的构造如图 12-2-14 所示。二氧化锆制成试管一样的形状，在其内、外壁面上均覆盖有多孔的铂电极。二氧化锆管的外表而暴露在排气管中，直接与废气接触，内侧通入大气，保护壳的作用是防止陶瓷电解质损伤。

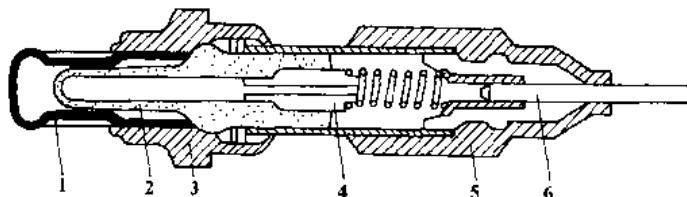


图 12-2-14 氧化锆氧传感器

1-保护壳；2-二氧化锆管；3-壳体；4-衬套(电极)；5-外套；6-引线

二氧化锆氧传感器的工作原理如图 12-2-15a)所示，二氧化锆陶瓷电解质大约在 300℃ 以上时，可作为氧离子的导体。当大气一侧氧浓度比排气一侧氧浓度高时，氧离子则从内侧电极一侧向外侧电极一侧移动，于是，在两个电极之间便产生电动势，其电动势与空燃比的关系如图 12-2-15b)所示。

为了保证在排气温度较低时，氧传感器也能可靠工作，在二氧化锆管内增设电加热装置，可使陶瓷电解质保持在较高温度(400~900℃)范围内工作，这种氧传感器主要用于稀薄燃烧系统，因此，它又称为稀薄空燃比传感器。

#### 12.2.2.9 碰撞加速度传感器

碰撞加速度传感器主要用来检测汽车发生碰撞时的碰撞减速度。常用的碰撞加速度传感器有：滚球式、滚轴式、水银式、电阻应变片式和压电式等。

图 12-2-16 所示是滚轴式碰撞加速度传感器的构造，它主要由滚轴、活动触点、固定触点、基座、止动销、簧片等组成。簧片的一端固定在基座上，另一端绕在滚轴上，活动触点则固定绕在滚轴部分的簧片上，可与滚轴一同转动。当汽车发生碰撞，减速度达到规定值时，作用在滚轴上的惯性力将大于簧片的弹力，使滚轴向前滚动，活动触点与固定触点接通，如图 12-2-16b)所示，从而接通了安全气囊系统 SRS 中的点火电路。

水银式碰撞加速度传感器的构造如图 12-2-17 所示，它是利用减速时的惯性力将水银抛向传感器电极，使两个电极接通，从而接通点火电路。

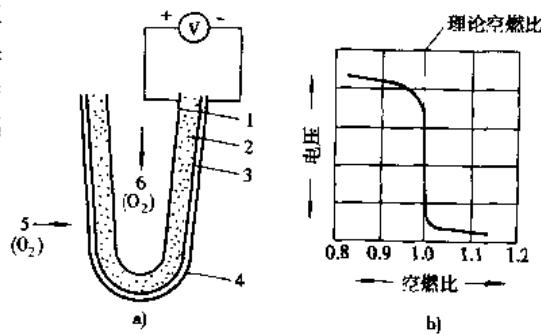


图 12-2-15 氧传感器工作原理

a) 工作原理；b) 输出特性

1-内侧电极；2-ZrO<sub>2</sub> 电解质；3-外侧电极；4-多孔陶瓷层；5-废气；6-大气

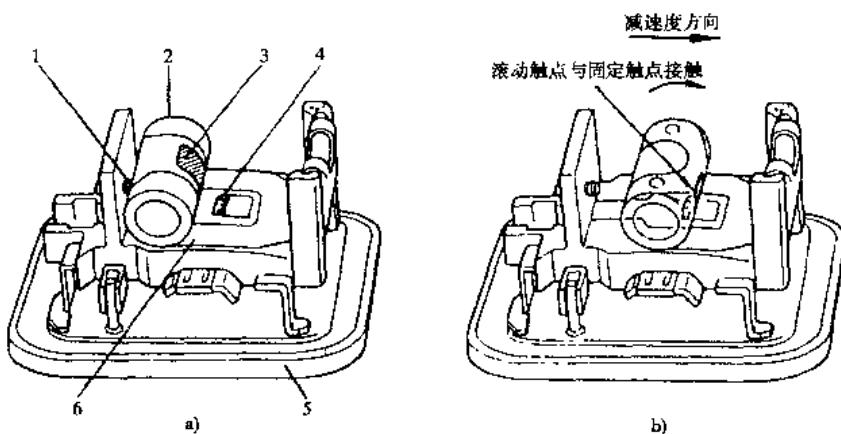


图 12-2-16 滚轴式碰撞加速度传感器

a) 静止状态; b) 碰撞状态

1-止动销; 2-滚轴; 3-活动触点; 4-固定触点; 5-基座; 6-簧片

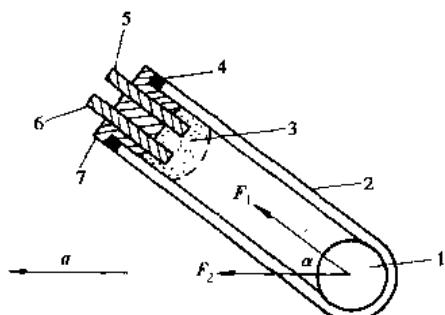


图 12-2-17 水银式加速度传感器

1-水银(静态位置); 2-壳体; 3-水银(动态位置); 4-密封圈; 5、6-电极; 7-密封螺塞

压电式加速度传感器则是利用压电晶体的压电效应工作的。

(撰稿人:何天明)

### 12.3 汽车电子技术应用概况

汽车电子技术是汽车技术与电子技术相结合的产物。电子技术的应用,改变了汽车的传统结构,使汽车的技术水平和性能有了很大的提高。随着电子技术,特别是大规模集成电路和微型电子计算机技术的高速发展和应用,汽车电子化程度也越来越高,进入了微机控制的时代,并且向智能化方向发展。本节就电子技术在汽车上的应用分发动机、底盘、车身和信息通讯四个方面进行介绍。其中发动机方面与底盘方面的应用情况在手册的相关章节中有较详细介绍,本节着重介绍车身方面和信息通讯方面的应用概况。

#### 12.3.1 发动机方面

##### 1) 汽油机控制

对汽油机实行电子控制的目的是:提高动力性、降低油耗、减少排气污染。控制内容主要包括:燃油喷射系统控制、电子化油器控制、点火系统控制、怠速控制、爆燃控制、稀薄燃烧控制、废气再循环控制、可变进气系统控制、可变排气消声器控制、多缸变排量控制、故障自诊断等。

现代发动机上的各个电子控制系统或装置,一般都不采用单独控制形式,往往实行集中控制的办法,即

对各项控制内容,统一由一个微型电子计算机实行综合控制,这样既能提高性能,又可降低成本。

### 2) 柴油机控制

柴油机的电子控制也逐渐得到重视并取得迅速发展。柴油机的电子控制主要集中在燃油喷射量、燃油喷射时间、进气节流和电热塞的电流控制方面。

在柴油机电子控制系统中,采用各种传感器来检测柴油机的运行状况,这些信息经电子控制单元(ECU)处理后,计算出最佳燃油喷射量和喷油提前角信号传输给专门研制的分配式燃油泵,控制燃油的喷射过程。采用电子控制后,不仅提高了柴油机的燃油经济性和排气净化性能,也降低了运转时的振动和噪声。

## 12.3.2 底盘方面

电子技术在底盘上应用是为了提高汽车的动力性、安全性和舒适性等,较成熟的电子控制装置主要有:

### 1) 传动控制系统

主要有电控自动变速器和电控四轮驱动。电控自动变速器有:电控液力自动变速器(EAT)、电控机械式自动变速器(EMT)、电控无级自动变速器(ECVT)等。

### 2) 制动和防滑与车辆动态性能控制系统

驱动防滑系统(ASR)是在制动防抱死系统(ABS)基础上发展起来的,ASR与ABS的控制参数基本相同,两个系统有很多共用组件,通常将ASR与ABS做成一体。而车辆动态性能控制系统(VDC)则是保持并改善了ABS/ASR的基本作用,即保证在制动和驱动过程中对纵向动力学调节作用的基础上,还增加了对横向动力学的调节作用,从而保证汽车在所有行驶工况下,均可避免事故发生,实现汽车的安全操纵。

### 3) 悬架控制系统

该系统能够根据不同路面条件和行驶工况的变化,自动调整悬架的阻尼系数、弹簧刚度和自动调整汽车高度,以改善汽车行驶平顺性和操纵稳定性。主要有主动悬架、半主动悬架及车高自动调整系统。

### 4) 转向控制系统

主要有电子控制动力转向系统、电子控制四轮转向系统(4WS)。其中电子控制动力转向系统包括电子控制液压转向系统和电子控制电动转向系统。

### 5) 巡航控制系统

巡航控制系统又称为恒速行驶系统。在高等级公路上长时间行驶时,该系统可以根据行驶阻力的变化自动调整节气门开度,使车速保持一致,以减轻驾驶员的操作强度。

## 12.3.3 车身方面

主要用于提高汽车的安全性、舒适性、方便性和娱乐性。例如:安全气囊系统(SRS)、安全带控制系统、车内酒精检测器、红外线防睡器、电子倒车防撞系统、电子控制门锁、汽车防盗系统、电热除霜系统、前照灯控制系统、全自动空调、自动调节座椅、车内噪声控制(ANC)、自动车窗、自动刮水器、车载音响系统、车载电视等。

### 1) 电子控制门锁

电子控制门锁系统能在车速超过预设值时,自动地锁上车门。该系统还能让驾驶员操作一次开关就可以完成4个车门的合锁或开锁,同时,它还具有防止钥匙留在车内的功能。

电子控制门锁系统是利用电机或电磁线圈的通电来进行门锁的合锁或开锁操作的动力门锁系统。图12-3-1所示的是电子控制门锁系统的一例。

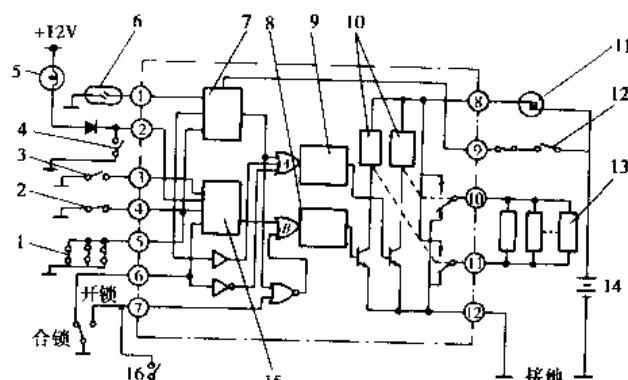


图 12-3-1 汽车电子控制门锁系统

1-乘员侧门锁开关;2-驾驶员侧门锁开关;3-点火钥匙位置开关;4-驾驶员座位灯开关;5-室内灯;6-车速传感器;7-自动锁合电路;8-开关计时器;9-合锁计时器;10-断电器;11-断路器;12-点火开关;13-门锁电磁线圈;14-蓄电池;15-防止钥匙留在车内继电器;16-驾驶员侧车门开锁开关

### 2) 遥控门锁控制

遥控门锁的作用是能实现远距离合锁或开锁，方便驾驶员锁门或开门，尤其是夜间或黑暗场合。遥控门锁控制系统主要由一个便携式发射器和一个车内接收器组成。从发射器发出的识别信号被接收器接收并解码，驱动车门合锁或开锁。目前，遥控门锁控制系统大多采用无线电波或红外线作为识别信号的传播媒介。

图 12-3-2 所示是遥控门锁发射器的一例，它将发射器与车门钥匙做成一体。发射器是由集成电路组成，所用电池是普通的纽扣电池。

### 3) 汽车防盗系统

汽车防盗系统是在驾驶员锁上车门后，盗贼企图用非法手段打开车锁或撬开车门时，该系统能发出警报声，同时，自动切断发动机起动电路，禁止发动机起动。只有当驾驶员用自己的车钥匙开锁后，起动电路才被接通，防盗系统的警戒状态自动解除。

图 12-3-3 所示是汽车防盗系统的电路结构原理图。

### 4) 自动车窗

自动车窗是利用电动机操作车窗玻璃升降器完成玻璃的升降。自动车窗所用电动机有两种类型，一种是电动机不搭铁，它只有一个电磁线圈，流经电动机的电流方向不同，则电动机旋转方向不同，从而使车窗玻璃的移动方向不同，达到上升或下降的目的；另一种是电动机搭铁，它有两个电磁线圈，向不同线圈供电，则电动机的旋转方向不同。

驾驶员侧车门设置有主控开关，此开关可控制供给车窗电动机的电流。其他车门还设有一独立的开关，供乘客操作车窗。车窗电动机大多具有臂入式断路器，以防止开关保持在上升或下降位置过久而损坏电动机，当车窗升、降完毕后，自动断电。

### 5) 安全气囊

安全气囊的作用是当汽车与障碍物发生碰撞（一次碰撞）急剧减速时，防止乘员因惯性力与车内装备发生碰撞（二次碰撞）造成伤亡。安全气囊是可以有效保护乘员的被动安全装置，其作用过程是在一次碰撞发生的瞬间，由传感器检测减速度值，电子控制单元（ECU）对传感器信号进行处理并判断需要对乘员实施保护时，则向气体发生器输出点火信号，气体发生器产生大量的气体，使安全气囊充气膨大，保护乘员免受二次碰撞，如图 12-3-4 所示。

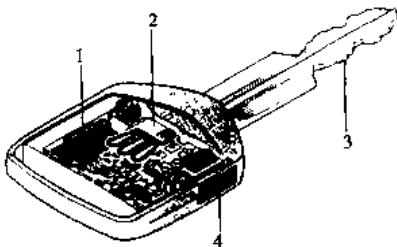


图 12-3-2 发射器

1-集成电路；2-水晶振子；3-钥匙片（发射天线）；4-发射开关

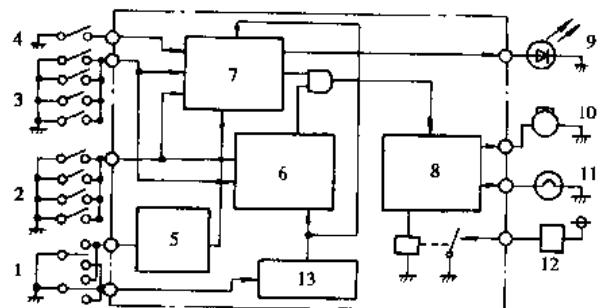


图 12-3-3 汽车防盗系统

1-车门钥匙操作开关；2-车门合锁开关；3-车门开启开关；4-车门钥匙插入开关；5-30s 计时器；6-防盗检测电路；7-警示状态设置电路；8-警报电路；9-指示器；10-喇叭；11-灯光；12-发动机起动继电器；13-警戒解除电路

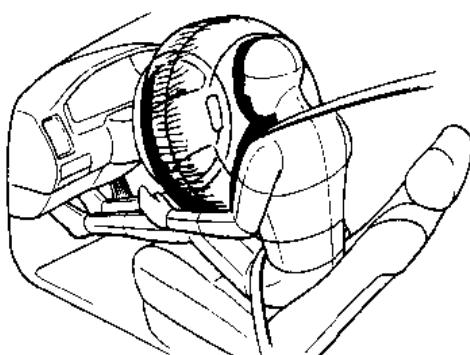


图 12-3-4 气囊充气状态

传感器分为机械式和电子式两种类型。机械式传感器是利用惯性质量（钢球或偏心质量块）在减速时的惯性力，使点火电路中的开关闭合（ON）；电子式传感器一般采用压电加速度传感器或压阻式加速度传感器。

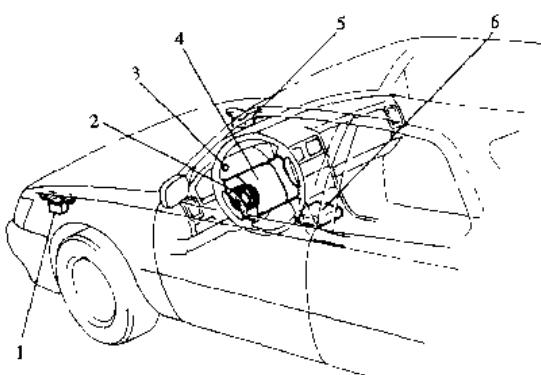


图 12-3-5 系统组成和布置

1-左前方加速度传感器;2-转向流环;3-故障灯;4-气体发生器及气囊;5-右前方加速度传感器;6-ECU 及中央传感器

气体发生器及气囊安装在转向盘中央部位,其构造如图 12-3-6 所示。当电子点火器接受点火信号时,立即点燃助燃剂和气体发生剂,产生大量氮气。氮气经过滤器过滤并冷却进入气囊。气囊膨大过程中,沿切槽胀破转向盘壳盖向外展开,阻止乘员头部和胸部前冲。气囊容积约 60L,其背部开有排气孔,在大量充气过程中伴有少量排气,以使乘员有“软着陆”的感觉。从传感器检测信号到气囊完全展开所需时间大约为 30ms 左右。

#### 6) 防撞报警控制

汽车的防撞报警系统可以为驾驶员提供视觉盲区内的汽车前、后、左、右角附近的障碍物信息,并以声、光报警,提醒驾驶员避免撞击。

防撞报警控制系统由安装在前、后保险杠左、右端的 4 个超声波传感器组成。

超声波传感器利用压电元件的压电效应制成,以锆钛酸铅陶瓷为例,在其上加交流电压时,可产生与交流电同频率的振动,称逆压电效应,如果对其施加机械振动,又可产生与振动频率相同的交流电压,称为正压电效应。利用逆压电效应产生超声波,并通过发射器发射,遇障碍物后反射回来。利用正压电效应制成接收器,接收反射回来的超声波信号并变为同频率的电压信号。根据超声波传播速度(15℃时,在空气中传播速度约为 340m/s),由信号处理系统计算出障碍物的大致距离。为避免其他原因的超声波信号对系统的干扰而出现误报警,接收到的反射信号经带通滤波器进行滤波处理,保留发射频率的信号。超声波信号差不多向半球范围发射,当检测得障碍物距离约 50cm 时,报警灯闪亮,蜂鸣器断续鸣叫。当距 20cm 时,报警灯持续点亮,蜂鸣器持续鸣叫。

#### 7) 灯光控制系统

灯光控制系统通过光敏传感器检测外界光线强弱,按照设定的照度值,由控制系统对各种灯光进行自动开灯、熄灯、变光控制和前照灯光束高度调节,当灯光线路出现断路(或短路)时,进行报警。

自动开灯、熄灯控制系统的例子如图 12-3-7 所示,该系统由光敏二极管检测外界光线的强弱,并将实测的光强信号输入到并联的“黄昏检测电路”和“夜间检测电路”,与黄昏点灯照度设定值( $\leq 130\text{lx}$ )和夜间点灯照度设定值( $\leq 50\text{lx}$ )进行比较,当判断为“黄昏”时,输出电压使一晶体三极管开关导通,示廓灯继电器闭合,示廓灯自动点亮。同样,当判断为“夜间”时,前照灯自动点亮。ECU 中还存储着熄灯照度设定值,黄昏检测电路的熄灯照度设定值为  $> 50\text{lx}$ ,夜间检测电路的熄灯照度值为  $> 200\text{lx}$ ,实测值超过上述范围时示廓灯或前照灯自动熄灭。夜间,点火开关关闭,发动机熄火时,电路仍保持示廓灯和前照灯点亮,但当驾驶员开启一次车

气体发生器通常与气囊组合在一起,安装在受保护乘员的前方或侧部。

图 12-3-5 为一种典型的系统组成和布置图。为了防止气囊误点火或漏点火,该系统安装了多个传感器,在前轮挡泥板的前上方左右各布置了一个前方加速度传感器,该两传感器为机械式传感器,当减速度达到两传感器的设定值时,可使各自的开关闭合(ON)。仪表板中央下部的地板上安装有 ECU 和中央传感器,中央传感器为一压阻式传感器。ECU 中还带有一个只检测碰撞减速度的传感器,该传感器是机械式传感器,其设定加速度值小于前加速度传感器和中央传感器。前加速度传感器或中央传感器检测值达到设定值,同时只检测碰撞减速度的传感器的检测值也达到设定值,ECU 才判断为需要输出点火信号。

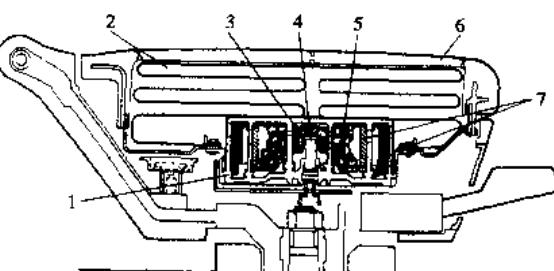


图 12-3-6 气体发生器及气囊的构造

门时,车灯全部熄灭,这样对夜间在黑暗的车库停泊照明是方便的。

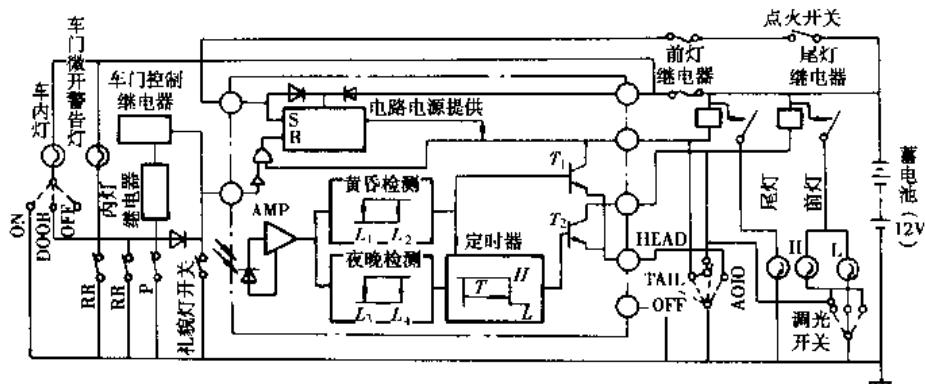


图 12-3-7 自动开灯、熄灯控制系统

变光控制系统能在夜间会车时,前照灯由远光变换为防眩目的近光灯。

当乘员数和装载质量变化时,车身姿态将发生改变,致使前照灯光束的照射位置改变。为此,需要对前照灯照射角度进行适当调节,以适应车身姿态的变化。这类调节系统的前照灯上带有一套由电动机和减速机构组成的驱动装置,由电动机的正、反转带动前照灯绕一支撑点转动,调节光束照射角。电动机的正、反转和转角大小受控于前照灯光束控制电路。

灯光线路的断路检查和报警,是在灯开关、灯泡的线路中串联一断路检测模块,该模块实际上是一个受控的电子开关,当灯泡断线时,电子开关导通警示灯线路,点亮警示灯。

#### 8) 座椅控制

座椅控制包括座椅(包括相关部件)位置调节、位置信息的存储和再现。

高级轿车的座椅,一般设置有调节机构,以便使座椅的几何位置满足人体工程学要求,达到乘坐舒适、操作方便、视野良好等目的。完整的座椅调节内容有:座椅前后调节、座垫前部上下调节、座垫后部上下调节、靠背倾角调节、腰部支撑调节、背部两侧支撑调节、头枕上下调节和头枕前后调节等。

座椅调节方法分为手动机械调节、手控电动调节和全自动调节几种类型。手动机械调节由各种机构通过手柄操作实现;手控电动调节是由操作人员利用手控开关操作多个电动机正、反转,由机械传动调节座椅位置;全自动调节是将人的身高、体重、平伸臂长等参数进行测量并输入电子控制单元(ECU),由 ECU 控制执行机构操作,实现座椅调节;目前,高级轿车上以手控电动调节应用最普遍。

位置信息的存储是把特定的乘员调定后的座椅位置由传感器检测,并储存到电子控制单元中。对于常由两人交替驾驶或乘座的座椅系统,可以存储两人的座椅位置信息,并由“1”、“2”操作键分别存储。

座椅位置再现是将已存入的位置信息从 ECU 中调出,由执行机构操作,传感器监测、ECU 控制,重现座椅调节位置。

座椅最佳调节位置与转向盘、后视镜等可调节部件的位置密切相关,一般要互相兼顾调节,调定后的位置信息一同存储、重现。

一种典型的座椅调节系统的组成如图 12-3-8 所示,手控操作按键和 ECU 在图中未画出。

#### 9) 自动空调系统

自动空调系统是在普通空调系统构造和原理的基础上增设了自动控制系统而形成的。自动空调系统能自动调节空气流动路线和方向,使车室内迅速达到设定温度,保证车室内空气清新。

自动空调系统由各种传感器、普通空调设备、空调控制面板和自动空调控制系统组成。

传感器用于检测车室内温度、车外温度、蒸发器蒸发温度、发动机冷却水温度及太阳辐射强度,电子控制单元接收各种温度信号后,计算出空调热交换器送入车内应达到的出风温度并控制混合空气气流调节器及冷却水阀开度和送于车内的新鲜空气量。控制系统方框图如图 12-3-9 所示。

各种温度传感器通常采用热敏电阻式传感器。太阳辐射强度传感器用于检测进入车室内太阳辐射强

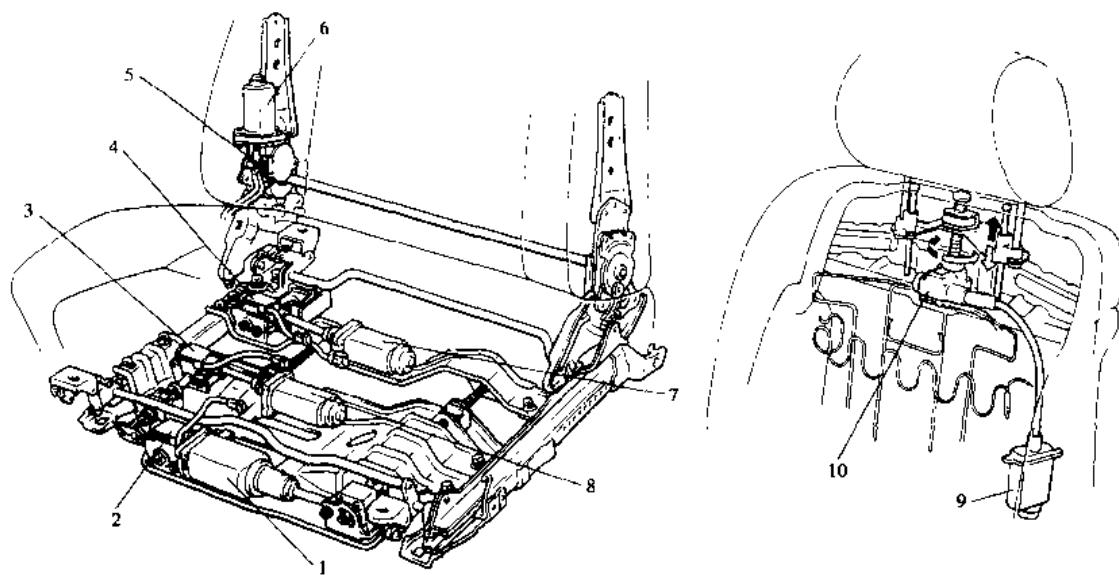


图 12-3-8 座椅调节系统的组成

1-前后调节电动机；2-前后调节位置传感器；3-座垫前部高度调节位置传感器；4-座垫后部高度调节传感器；5-靠背倾角调节传感器；6-靠背倾角调节电动机；7-座垫后高度调节电动机；8-座垫前部高度调节电动机；9-头枕调节电动机；10-头枕调节传感器。

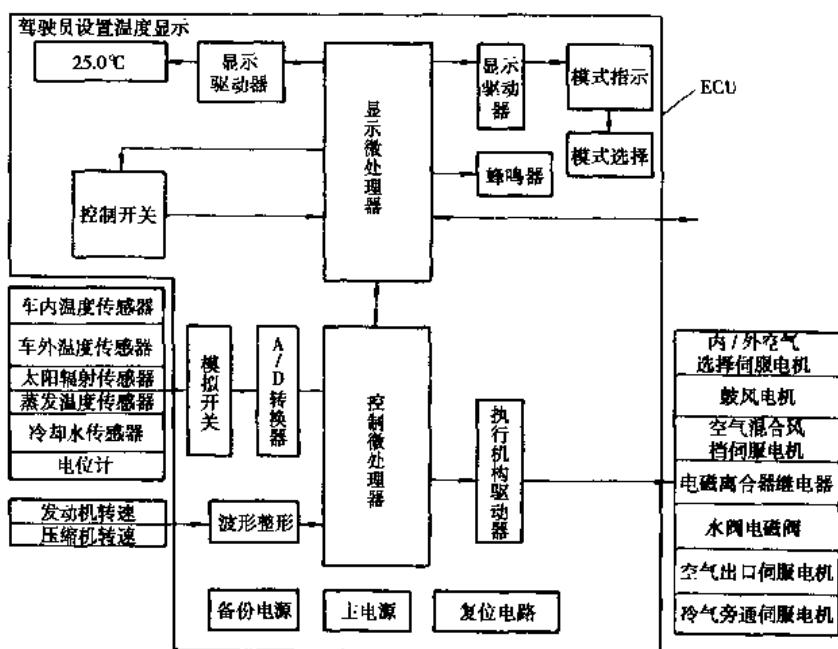


图 12-3-9 空调控制系统方框图

度，可以采用热敏电阻或光敏二极管。

电子控制单元(ECU)由各种电路和两个微处理器组成。两个微处理器分别用于空调系统控制和显示控制。

ECU 输出的信号分别由下列执行机构进行控制：

- ①调节空气混合风档角度控制空气输出口温度；
- ②调节鼓风机转速控制空气流速；
- ③对空气出口、冷气旁通、内外空气选择等伺服电机进行控制，调节空气进、出量；
- ④控制电磁离合器的分离、结合，实现压缩机控制

#### 10) 多路信号通讯系统

多种信号通讯系统是采用一条通讯电缆来传送多路信号。这样可以大幅减少信号线路及信号线的包覆物。采用多路信号通讯系统后，在大多数情况下可使同一传感器用在多个不同的控制系统中，以便对汽车进行精确控制。常用的通讯电缆是光导纤维。

### 12.3.4 信息通讯方面

随着汽车电子化的发展，汽车信息系统越来越庞大，远远超过了传统的车速、里程、水温、油温等项目，逐渐向全面反映汽车工况和行驶动态等功能发展，名目繁多的信息系统正在不断进入汽车领域。

#### 1) 电子显示仪表

汽车行驶时，驾驶员凭听觉和视觉获取车外道路状况和交通状况信息的同时，还需不时通过仪表获得汽车自身的状态和操作工况等信息，以敏捷和准确判断指导驾驶操作，保证安全。

通常，把驾驶时驾驶员的目光从注视前方转移到仪表板并识别或读取显示内容的时间称为视认时间。要求视认时间越短越好。视认时间由驾驶员的直观特性和仪表的视认特性决定。为了提高仪表的视认特性，目前，汽车上普遍采用了电子显示仪表。

按显示方法可分为模拟显示、分节显示和数字显示。

模拟显示是以指针摆动连续显示模拟值，适用于需要读取连续量或快速变化量的显示。多用作车速表、转速表、燃油表和水温表等仪表的显示。

分节显示是将需要显示量的上、下限值分成若干节进行显示。属模拟显示的一种，但不能读出连续量，用于不需精确读出数量的场合。

数字显示是将信息转化为数字量进行的显示。与模拟显示相比，其视认时间短，对安全性有利。

按采用的显示技术可分为发光型和非发光型。发光型显示有：萤光管显示(VFD)、阴极射线管显示(CRT)、冷阴极放电管显示(CCDT)、等离子显示(PDP)、发光二极管显示(LED)和电致发光显示(EL)等；非发光型显示为液晶显示(LCD)。

为缩短驾驶员目光从前方转移到仪表板的时间，希望视线的移动量小或将显示内容移至驾驶员前方注视点附近呈像，以减小目光焦点的移动，为此，目前正在开发、实用远点呈像技术。

#### 2) 语音信息

语音信息包括语音警告和语音控制两类。

语音警告是在汽车出现异常情况时，微机经过逻辑判断，输出信息至扬声器，模拟人的语言向驾驶员报警。

语音控制是用驾驶员的声音来指挥和控制汽车的某个部件、设备作动。目前，该装置一般都是为伤残人提供方便而设立的。

#### 3) 多路信息传递系统

多路信息传递系统是将大量微处理器、传感器与交通管理服务系统连接在一起的系统。多路信息传递系统可由驾驶员或乘员从已储存的信息中选择出自己需要的信息，并将选择的信息通过显示器(彩色显像管或彩色液晶显示器)显示。可以显示的信息包括：电子交通地图、行车信息资料、维修信息资料、后视摄像机图像、空调、电视广播、音响、电话、日程表等信息。为了使显示信息的操作更方便，显示屏上设有菜单式显示触摸开关。

多路信息传递系统中的每一项功能都有相应的电子控制单元(ECU)以及用于ECU之间的通讯信号线。显示器电子控制单元作为控制中心，通过信号通讯网络来控制整个系统。

#### 4) 通讯系统

##### (1) 汽车电话

目前应用最多的是车载蜂窝式移动电话,它除了能实现车与路之间通话,车与车、车与飞机等交通工具之间的通话外,还可通过卫星与国际电话网联网,实现行驶过程中的国际间电话通讯。

### (2) 汽车交通信息系统

它是交通信息处理中心通过设在公路边上的外部设备向在行驶的汽车提供各种信息服务的系统。提供的信息包括汽车所处的位置、前方道路交通拥挤情况、路况信息和停车场是否还有停车位等信息。

### 5) 导航系统

导航系统可以在城市或公路网范围内,根据驾驶员提供的目标资料,向驾驶员提供距离最短且能绕开车辆密度相对集中处的最佳行驶路线,并在屏幕上显示地图,显示汽车行驶中的位置,以及到达目的地的方向和距离,这是汽车行驶向智能化发展的方向。

汽车定位导航系统按其定位方式可分为以地磁场作为导向基准的地磁导航系统、以陀螺罗盘定位的惯性导航系统及利用地面导向台或卫星定位的无线电导航系统。由于汽车行驶路线和环境复杂,以及各导航系统自身使用条件的制约,利用一种系统导航难以适应各种环境,因此,有时需要将几种导航系统组合运用。例如,卫星电波无法覆盖有高大建筑物的城市道路,需与地磁导航组合运用。各种导航方式均需与电子道路地图结合进行方位判断和路线指引。

电子道路地图是把高空摄影获得的地形图中的道路以及与行车和道路管理有关的道路、地理信息数字化,存储到直径为12cm的激光光盘(也称CD-ROM)之中,用于定位导航的数字地图。电子道路地图有不同的比例尺,驾驶员可通过按键操作,在CRT或LCD显示屏上选择显示CD-ROM中任意区域的地图。

通常,要判断汽车行驶时所在方位,必须预先确定起点在地图坐标系中的位置、汽车行驶方向和距离。起点坐标由驾驶员通过手动操作在地图的画面上标记,而在地球上的绝对位置由外部接收的信号经处理后以经度和纬度自动确定。行驶中的位置,则由各种检测系统测量行驶距离和方向,求出汽车所在方位坐标。行驶距离一般利用ABS中的轮速传感器检测,而方位检测有多种方式,所用传感器有:地磁场传感器、陀螺罗盘、气体角度速度陀螺等。

地磁场传感器由强磁性镍合金圆环,以一个方向绕在圆环上的励磁线圈、径向环绕在圆环上且相互垂直的两组检测线圈组成,两组检测线圈分别检测X、Y方向因地磁场变化所产生的感应电动势。传感器在车上安装时,X线圈在汽车纵向,Y线圈在汽车横向,车身方向的改变将地磁场相对两线圈磁场的改变,测量两线圈的感应电动势,即可推算汽车所处的行驶方位。

陀螺罗盘分为振动陀螺、光纤陀螺和气体角速度陀螺几种,陀螺罗盘的定位原理是利用高速旋转陀螺的惯性性质检测汽车姿态及横摆角速度,对角速度积分可求出汽车方位。但这种方法只能求得相对值,还要采用其他方法确定绝对方位,例如地磁场导航法。

地面导向台在地面上定点发射电磁波,汽车根据所接收的电磁波求出自身方位。

全球定位系统也称GPS系统,是通过同时检测和计算三颗人造卫星发射的电磁波到达汽车接收位置的时间,计算汽车与卫星的距离,以卫星位置为基准,确定汽车方位。

典型的汽车定位、导航系统由地磁场传感器、轮速传感器、车速传感器、转向角传感器、GPS接收天线、GPS接收机、导航ECU、CD-ROM碟机及TFT-LCD显示器组成,分别承担检测、运算、比较、显示等任务。

(撰稿人:何天明 邓楚南)

## 12.4 汽车设计制造与使用中的计算机辅助技术

### 12.4.1 计算机辅助工程的应用

汽车产品开发的新技术不断涌现,使产品的开发周期以从六年、五年、四年发展到目前的三年甚至更短,其主要原因之一是计算机辅助造型(CAS)、计算机辅助设计(CAD)、计算机辅助工程分析(CAE)、计算机辅助制造(CAM)、计算机辅助试验(CAT)、计算机集成制造系统(CIMS)、计算机虚拟现实系统(VR)等一大批先进技术得到应用。

另一方面,利用计算机技术改变了产品开发和生产的组织形式:整个与零部件同步开发;采用产品设计与制造技术相结合的准时工程;零部件供应的集成化;用户市场、生产、销售统一的管理系统等。

在汽车使用的全过程中也广泛应用计算机技术,其中有智能道路车辆系统、事故再现等。

### 12.4.2 计算机辅助工程技术在汽车开发过程中的应用

#### 12.4.2.1 外形设计阶段

设计人员以概念图为基础,直接采用 CAD 系统完成外形设计:首先从概念图中抽出特征线作为外形的基本线,制作断面线构成汽车外形网格,以曲率连续变化构造圆滑、连续、光顺的曲面。必须确认车身外围板上重要的点在光顺的表面上,由这些点合成外部件和内部件的数据,采用边合成边设计的方法使整体和谐。然后在计算机上选择车身的颜色,组合外界的光线进行色调的配合与材质感的再现,对车身和整体进行各个视角的检查,合成世界各地风景,在特大屏幕上逼真地显示,使汽车车身造型更具备市场的针对性。

在车身计算机辅助造型后,应利用计算机辅助工程模拟分析汽车的空气动力特性、操纵稳定性、燃料消耗、高速噪声等,以确认车身的综合性能。

为了对车身外形最终确认,必须按车身外形数据用数控切削机加工出与实物大小相同的油泥模型。

#### 12.4.2.2 设计计划阶段

该阶段分为性能设计和总体设计,计算机虚拟现实将在本阶段中发挥重要作用。

性能设计通常为模拟汽车的各种试验;撞车试验模拟;振动试验模拟、空调性能模拟、乘坐与操纵环境模拟以及发动机机舱冷却性能模拟。

总体设计通常为发动机空间、底盘装配和车身附件装配模拟。一般由设计部门将制作好的各种零部件数据和发动机型号、底盘规格数据组合到车身数据上,自动制成总体数据,并反复检查它的工艺性,探讨组装配作业的可行性,确保生产过程的效率和产品的质量。

#### 12.4.2.3 制作车身及零件的生产数据阶段

当新车型外形确定以后,由外形 CAD 系统制作外形数据,它仅表示外表可见部分的形状参数,必须把外板和内板结构材料参数数据合成以获得车身结构的主数据,它是由数百个细小曲面组成的零件数据。把这些数据传输到生产部门,合成加工数据后输入数控加工机械加工模具。

#### 12.4.2.4 生产准备阶段

生产准备阶段依托前工序的 CAD 数据应用 CAM 技术,全方位地对车身制造各个环节的工艺过程进行计算机模拟。

汽车零件的铸造可以用计算机模拟熔化金属流动方向和冷却效果,以获得最佳的模具设计和产品质量。

发动机和底盘的铸造件形状和壁厚变化较复杂,近来应用实体模型(Solid Model)技术,在计算机上能容易掌握复杂的形状和断面,并计算出质量、重心与惯性矩等,提高了设计质量。

车身外板的计算机塑性加工成型技术可克服成型中的皱折或裂纹,在短期内可设计出适合的模具;模拟冲压过程,选择最合适的板材落料位置,提高材料利用率。

模具冲压面是根据多个标准化形状进行编译设计的,当 CAD 排定程序和规定后,计算机自动完成模具设计工作,然后模拟模具加工中心的加工过程,检查加工干涉,计算工具的选择和路径,制作出无人加工的高质量数控数据。

在同一条生产线上生产多种车型的智能车身组焊系统,也应用计算机模拟技术;检具的布局是在 CAD 画面上确定,在画面上确定焊点的位置、焊枪的角度,再对焊接机器人示教,在画面上进行动作模拟,检查机器人与工具、机器人之间的干涉。

对车身的组装线也应用计算机模拟,以确定最适合的空间和时间的间隔控制,达到最高的生产率。

从汽车的产品开发到生产准备的全过程,广泛地应用计算机辅助技术,各个设计点在网络上交换数据流、几乎所有的生产工序和主要试验都事先在计算机上按一定的规则同步的模拟。由此而获得的最终数据传输到生产部门,以实现高质量、低成本地生产汽车产品。

### 12.4.3 机械设计通用计算机软件

在汽车开发的全过程中,计算机辅助工程 CAE 是最重要的手段,它是实现汽车从概念设计到产品验证强有力工具。它包含有下列内容:汽车基本结构动态和静态分析;噪声、振动和不平顺性;耐久性和疲劳寿命预测;结构的优化;车辆抗碰撞能力;汽车动力学;车辆悬架系统分析;流体动力学;热和热传导等。

汽车基本结构动态和静态分析采用有限元分析方法。在 CAD 基础上进行的有限元分析分为建立模型(预处理)、分析和结果分析(后处理)三个阶段。设计人员根据被分析对象确定生成元素的形式和网格,并输入材料性能、边界条件和载荷条件;经处理分析后输出位移、应力、模态、频率、温度等供设计人员分析。根据分析结果修改设计再分析,直至满意为止。一般要制作试件进行必要的试验验证。

常用的机械设计通用计算机软件有:ADAMS、ANSYS、NASTRAN、SAP、MADYMO 等。

机械系统大型仿真软件 ADAMS 是美国 MDI 公司产品。它能用于产生复杂机械系统的“模拟样机”,仿真其运动过程,分析比较并优化方案,节约设计对象的开发资金,提高产品质量和缩短研制周期。该软件在车辆动力学、发动机设计、悬架设计、传动系统、车身附件、振动、噪声、平顺性、安全性、防抱死制动系统、人机工程等方面有广泛的应用。

ANSYS 是美国 ANSYS 公司产品。它是被广泛使用的通用有限元分析软件,具有功能强的前后处理器,能处理静力和动力分析(线性或非线性瞬态、模态、随机振动),稳定分析、热传导分析、电磁场分析、流体及声学分析、多场耦合分析等设计问题,具有优化功能,使用方便。

NASTRAN 是美国 NASA 的产品。它是大型有限元分析软件,能分析管类模型、线性或非线性弹簧、有间隙、有摩擦等元件在各种支撑、边界、载荷条件下的静力学和动力学问题。SAP 也是有限元分析软件,它是由加州大学开发的。

多刚体动力学软件 MADYMO 是荷兰 TNO 撞车安全研究中心的产品。该软件应用多刚体(刚性或柔性)与有限元技术分析机械系统的动力行为;分析多刚体在各种有约束铰链条件下的运动学、非线性动力学问题,因此特别适合于模拟人体的运动状态,在车辆安全性研究中获得广泛应用。

计算流体动力学软件 CFD 可研究流体流动及流动中的热传导;研究有腔体内部流动热传导,如气缸内的气流、仪表板内的冷热气流和通风、车内空调性能分析等;研究外部流动有整车风洞模拟、散热片周围气流流动、车身板件之间的风噪声等。

偏差模拟分析 VSA 采用统计模拟技术来预测装配偏差的总量,从而确定设计、夹具与制造的偏差。

塑性和大变形结构分析软件 PLANS(PLastic and large deflection ANalysis of Structures)是高度模块化通用的非线性有限元分析软件。与 ANSYS 不同,它侧重分析在冲击载荷下汽车车身复盖件塑性折皱而失去稳定,使汽车具有质量轻、省材料和整体性的结构特点,因此可广泛地应用于汽车的结构分析。

设计用人体模型 MAN3D 是由 INRETS-LESCO 公司开发的。该软件在工业生产过程中引入人体因子,采用 54 个关节和多种程序,控制并调整与真人大小一致的计算机模型人,实现与人类相一致的各种运动,整个系统能在 CAD/CAM 环境下工作,从而将人机工程直接引入产品的设计。该技术可用来校验汽车产品的人机工程特性。

钣金属成型软件 WRAPFORM 是采用结构力学、有限元法和迭代计算等技术设计冲模并分析冲压过程,制作汽车车身板制件。

计算机虚拟现实系统 VR(Virtual Reality)是当今产品设计中最具有挑战性的课题。在虚拟设计的环境下,通过立体眼镜可观察到与实物等大小的、具有真实感的三维立体产品的虚拟图形,如汽车车身,旋转虚拟图形,从不同的角度观察车身的宏观结构与局部细节,可判断车身的设计质量;配合可更换的地域背景,比较车身色调的市场适应性;在各地的设计人员可利用计算机网通过屏幕上的虚拟图形,交流设计意图,改进设计灵活方便,提高设计质量与效率;使车身设计阶段摆脱油泥模型,提高设计水平、降低开发费用;该软件还可

进行制造与装配干涉分析,直观获得可行与否的结论。当采用头盔和数据手套时,可使视觉、听觉、触觉进入虚拟环境,由观察者操作直接进入加工工艺的可行性分析。计算机虚拟现实系统尚处于发展时期,而它的应用价值前景广阔。

#### 12.4.4 机械设计通用数据库

机械设计通用数据库是汽车产品设计的资源和依据。我国各研究所经长期工作,积累并收集适合我国国情的机械设计通用数据库,为我国汽车开发的计算机辅助技术打下了基础。

##### 1) 机械工业摩擦学数据库

机械工业摩擦学数据库是摩擦学设计的依据。该数据库由武汉材料保护研究所承担,它由 11 个部分组成:

- ①湿式摩擦材料摩擦磨损数据。
- ②固定磨料磨损数据。
- ③松散磨料磨损数据。
- ④静摩擦系数数据。
- ⑤边界润滑往返滑动条件下的摩擦磨损数据。
- ⑥咬死极限数据。
- ⑦滑动轴承(轴瓦)材料疲劳磨损数据。
- ⑧常用润滑油理化特性及摩擦磨损数据。
- ⑨常用润滑脂理化特性及摩擦磨损数据。
- ⑩建立机械零部件选用润滑剂程序。
- ⑪内燃机缸套活塞环摩擦学设计专家系统探讨。

##### 2) 机械强度数据库

机械强度数据库是国内近年来研究成果的汇总。该数据库由郑州机械研究所承担,它由 6 部分组成:

- ①国产工程材料(机械性能、物理性能、化学成分、工程塑料性能)。
- ②静强度数据(应力集中系数、型钢几何物理参数)。
- ③疲劳性能和设计参数(常规疲劳性能、疲劳设计参数)。
- ④强度评价。
- ⑤断裂性能。
- ⑥动态性能(固体材料动态性能、流体物理性质、常用机械部件动态性能、声学参数)

##### 3) 机械工程材料性能数据库

机械工程材料性能数据库是为适应机械产品开发的计算机数据库,由上海材料研究所承担,它包含有 180 种钢铁、有色金属、工程塑料的化学成分、物理参数、常规力学性能、低温性能参数。对各种材料按国际标准 ISO、ASFM、DIN、JIS 等试验方法进行试验,以确保数据精确、可靠。

##### 4) 疲劳设计方法数据库

疲劳设计方法数据库是国内近年来研究成果的汇总,可为一般机械产品中关键零部件进行疲劳强度设计,提供必要的计算方法和数据。它由郑州机械研究所承担,该数据库归纳了一套较全面的疲劳设计影响因素计算方法和有关数据,积累了一批常用材料的寿命疲劳数据。

##### 5) 金属切削数据库

金属切削数据库面向生产,可在车间现场通过人机对话确定数控或普通机床的切削加工数据,为工艺人员推荐刀具牌号、刀具几何参数、切削用量,并统计加工工时和加工成本数据。它由成都工具研究所承担。

##### 6) 机械工业腐蚀通用数据库

机械工业腐蚀通用数据库由武汉材料保护研究所承担,它包含有:腐蚀通用数据库总体方案、腐蚀数据处理和统计方法的研究、国内外腐蚀数据的采集、工业气氛下腐蚀试验、农田腐蚀试验方法研究及测试数据、大气和海水环境下常用材料的暴露试验方法研究和测试数据、腐蚀疲劳试验方法研究及测试数据。

### 12.4.5 常用的 CAD/CAM/CAE 软件系统

常用的 CAD/CAM/CAE 软件系统有:CATIA、Pro/Engineer、UG、I-DEANS、Euclid 等。

CATIA 是 IBM 公司和 Dassault Systems 公司(法国)共同推出的 CAD/CAM/CAE 软件,Chrysler 公司采用该系统开发 Neon 轿车仅用 31 个月并节约大量资金。

Pro/Engineer 是美国 Parametric 技术公司产品。它是参数化并基于特征的实体模型设计技术,具备 48 个机械设计、分析制造的专用模块,能为机械冷热加工提供全套技术方案。

UG (UniGraphics)是美国 EDS 公司的产品,它具有 CAD/CAM/CAE 集成性,能自动贯穿于主模型数据库设计到制造的全过程;用户能选择实体造型、曲面造型和基于特征的参数化造型。它具有多种功能:如复合建模、备有几何形体库、光顺倒角,具有强大的装配建模功能,二维绘图,数控加工,钣金件设计,机构运动干涉分析,快速成型等多种功能。

I-DEANS 是美国 Imag 工业公司的产品,该 CAD/CAM/CAE 软件定位子易学易用的用户交互系统,它能完成从产品造型、产品仿真、产品测试直至产品加工的全部功能,该软件率先使用实体造型、非均匀有理 B 样条几何表达等一系列技术。

Euclid 是法国 Matra Datavision 公司的产品,是高性能的 CAD/CAM/CAE 软件。该软件系统功能有:三维自适应模型,色彩渲染逼真,装配干涉检查,冲压过程仿真分析,机械加工,钣金下料,数控检验,注塑模设计与制造等。

InteGraL ( Integrated Graphic Language ) 是设计汽车与零部件的高质量软件。

### 12.4.6 汽车专用计算机软件

#### 12.4.6.1 汽车安全性计算机软件

随着汽车流量增加和车速提高,用户迫切需要汽车具有优良的乘员保护功能。至今,已开发出一系列的应用软件,用来开发或验证汽车的安全性能。其中常用的有:

##### 1)与人体安全性有关的撞车模拟软件

撞车死亡者模拟 CVS(Crash Victim Simulator)由 Calspan 公司开发,该软件模拟车内撞车死亡者三维运动总的动力响应,并给出模型人的几何学、惯性及关节特性以及物理实验和计算机模拟对比分析,通过安全气囊静力试验和模拟验证安全气囊的有效性。模型人的摆锤动力试验和滑车撞击试验等计算机模拟,以确定安全气囊和三点式安全带在保护乘员免受致命伤害的有效性。研究报告提供了分析公式、验证效果、程序文本和用户手册。

Wayne 州立大学应用 CVS 软件模拟分析行人-车辆撞击过程,并提出了测量刚体旋转角加速度的方法,应用接触模型分析接触力,运用 CVS 计算行人-车辆的一次撞击,还运用实验分析行人-地面的二次撞击,加速度的数据衡量对行人内部组织的伤害,并比较一次、二次伤害的程度。

二维致命撞击模拟程序 MVMA ( Motor Vehicle Manufacturers Association )由 Michigan 大学开发,它是乘员在车辆撞击环境下的模拟程序。该软件包含有:数学模型给出详细的计算公式,人体采用 8 个质量 14 个自由度模型、多关节颈椎和柔性肩关节、时变的肌肉收缩生物力学模拟、死者与车辆内部或外部接触椭圆模型、车辆和乘员力-变形的材料性质、结构断裂分析、安全气囊热力学的力学效果、四自由度能量吸收转向柱、多种形式的安全带、三维车辆加速度分析。它是模型复杂的大型程序。

乘员/驾驶员模拟软件 PADS ( PAssenger/Driver Simulation )是由美国高速公路交通安全局开发的。该软件迅速而较精确地模拟车辆正面撞击时乘员/驾驶员的动态响应,并可研究车辆结构改变带来的影响,

乘员与步行者伤害模拟软件 MYDAMO 2-D 版本模拟分析再现步行者受汽车撞击过程,精确地预测行人的头部、胸部和腿部与汽车外表面撞击的相对速度、撞击过程,对成年人和小孩均能用此程序模拟分析与再现。

另一个乘员与步行者伤害模拟软件 CAL-3D 是 Calspan 公司开发的产品。该软件并不限定刚体质量

数,因而它可以同时模拟几个乘员在一次事故中的三维动态响应,采用线性摩擦模型、4种关节特性和身体椭圆接触方法等,可模拟安全气囊、各种安全带的保护功能。

乘员侧面撞击和步行者正面撞击二维模型是由 Michigan 大学在 Calspan 三维撞击伤害模拟程序基础上开发的。该软件提供了车辆几何基本线,乘员或行人与车辆撞击接触关系,同时提供了乘员承受侧面撞击和行人承受正面撞击的模拟。报告提供了详尽的资料。

正面撞车中人胸腔数学模型软件是由牛津大学开发,该软件提出了基于实验的胸腔物理参数和车辆内部模型,并分析胸腔物理参数的变化如何影响它在撞车时的动力响应。Franklin 研究所也开发了胸骨架响应的计算机模拟软件、基于实验建立了肋骨的生物力学响应、弯曲力矩与吸能的函数关系及其约束的模拟模型,在配备安全带、安全气囊、吸能转向柱环境下模拟撞击过程,模拟与实验结果吻合。报告提供了详尽的资料。

安全气囊和乘员作用数学模型软件是由 Fitzpatrick 工程公司开发,该软件改善了胸部曲面和气囊算法,模拟在座或离座乘员与膨胀气囊之间的作用,当输入设计参数后计算机模拟计算运动参数与胸陷入气囊的程度、气囊气流量和胸受力。

人头部最小伤害指数计算软件 HICOP 由 Automated 科学集团公司开发,它以头承受加速度时间历程和头伤害指数进行分析。

生物力学接触冲击数学模型由加州大学开发,该软件以有限元法分析生物力学接触冲击问题,提出评价撞击伤害程度的数学模型和程序清单。

戴与不戴头盔的摩托车驾驶员头颈冲击响应模拟分析采用 MVMA 二自由度撞击伤害模拟程序。主要分析头盔减少驾驶员头和颈部的伤害的程度。

人体数据库 GEBOD (Generator of Body Data) 由美国空军空间医学研究实验室开发,该数据库提供了人体几何学和质量分布的详尽数据。

计算机模拟软件,如 CAL-3D、MADYMO、DYNA3D 和 PAMCRASH 等都被证明是开发汽车乘员保护系统行之有效的工具,虽然经过多年的研究开发,但还不能解决所有的汽车安全问题,因此汽车安全开发和验证软件仍在不断地发展。

### 2)与汽车结构有关的撞车模拟软件

撞车大变形计算软件 DYNA3D 是由 Lawrence Livermore 国家实验室开发,它采用非线性离散运动方程对汽车结构零件的弹塑性进行数字分析。它是大型计算机有限元分析软件。

重型车与路障撞击模型 CRUNCH 是由 IIT 研究所开发,它模拟铰接重型车或非铰接重型车对刚性或可变形障碍撞击过程。研究报告提供了分析公式、验证效果、程序文本和用户手册。

汽车动力学和撞击路障模拟 HVOSM(Highway-Vehicle-Object-Simulation-Model) 是 Calspan 公司的产品。该软件用于评价车辆在高速公路环境下的安全性能,预测车辆撞击可变形障碍的动力响应,采用多自由度集中质量法和非线性弹性元件进行分析。它有车辆动力响应和路障撞击两个版本的程序文本。研究报告提供了分析公式、验证效果、程序文本和用户手册。

### 3)与撞车安全性优化有关的计算机软件

车辆设计最优系统 VDOS(Vehicle Design Optimization System) 是由波音计算机服务公司开发的,它着重于汽车的外形设计以减少车辆对行人的伤害。它由 4 个程序组成:OPTREC——最优和回归分析;PROMETHEUS——事故模拟,它模拟由 11 段刚性杆铰接的行人模型侧面受到汽车正面撞击过程,伤害事故引入非线性的车辆有限元模型,车内乘员也引入撞击环境;ENTRACT 和 PRMLT——均为界面程序,由它引出行人伤害指数。

汽车撞击最优积分算法 WRECKER 是由美国 Enso 公司开发的,它采用非线性有限元分析模拟车辆侧面撞击,当车身撞击时将发生大变形响应,该软件是确定实际车辆结构上的强度薄弱点,并从车辆安全角度提出了车辆结构设计的方向。

在冲击下汽车结构非线性大变形有限元分析软件是由 IIT 研究所开发的,它包含有:板、三维梁、弹性元件等的大变形、非线形动力学、静力学和弹塑性应变分析。

#### 4)与事故再现有关的撞车模拟软件

汽车撞出模拟模型 SMAC ( Simulation Model of Automobile Collisions ) 用于分析模拟两辆汽车之间的撞击, 依据车辆撞击后的损伤程度、车辆最后位置以及地面遗留的轮胎印痕, 模拟计算车辆撞击前的初始状态, 撞击过程。后来发展的 AUTOSMAC 软件能自动调整车辆撞击前的初始状态, 使模拟更加迅速有效。

高速公路事故再现速度模拟分析 CRASH ( Crash Reconstruction of Accident Speeds on Highway ) 是事故研究辅助程序, 用于分析撞车速度与撞车过程中的速度变化、预测车辆轨迹和轮胎滑痕、由车辆损坏程度分析吸收能、按撞击分析损坏原因。

#### 5)有关管理的避免撞车分析软件

驾驶员 - 车辆有效性模型 DRIVEM 是由 Honeywell 公司开发, 它为美国高速公路交通安全局提供一种蒙托 - 卡洛模拟法的软件, 来评价车辆部件替换后减少高速公路交通事故的可能性和缓解程度。报告提供了原理与验证、程序流图、程序文本、车辆模型方程、参数值和表数据。

驾驶员在酒醉状态时的测试程序 DETER 由 Anacapa 科学公司开发, 它识别在酒醉状态驾驶员的评判能力。为对付酒醉驾驶员可能采用的对策, 计算机以数据流形式在每一个固定时间间隔内进行车辆行驶状态测试, 从而评判驾驶员是否处于酒醉状态, 为处分酒醉驾驶员提供依据。

### 12.4.6.2 其他

#### 1)汽车制动器设计分析软件 BDAS(Brake Design Analysis Software)

该软件是由英国 Leeds 大学开发的, 该软件应用有限元法分析汽车盘式和鼓式制动器的热弹性问题, 来消除制动器制动时的噪音, 优选摩擦副的材料达到制动器的最佳设计。

#### 2)重型汽车前桥转向梯形机构设计软件

该软件在考虑了前轮定位角条件下设计前桥转向梯形机构。

#### 3)汽车线束智能设计系统

该软件是联合技术汽车零部件集团开发的, 它由以下分程序组成: 空间管理器根据车辆几何信息和潜在线束位置环境条件(温度、摩擦、湿度), 描述潜在线束位置; View Mech/Saber 电路设计软件生成零件的图形数据和电路模型, 并进行短路分析; 线束智能设计生成三维线束, 提供分点的最优位置并自动选取材料, 产生可视的三维线束图; 工作板管理器生成工作图样和确定制造规则; 电路分析器程序生成并确定装配过程中质量保证测试; 成本报表和校验系统自动产生材料清单和工时成本并供查阅。

### 12.4.7 汽车计算机辅助技术的技术培训

随着汽车计算机辅助技术的迅猛发展, 工程技术人员需要不断技术培训, 更新知识结构, 以满足企业发展的需要。现在大致介绍福特公司 Fairlane 培训和发展中心的在 8 个方面的技术培训工作。

#### 1)计算机辅助工程

计算机辅助工程有 12 门课程, 主要是撞车安全、噪声-振动-不平顺性分析和耐久性分析。课程有:

- ①撞车安全性(FCRASH), 模拟实车与零部件冲击特性, 并讨论与 FMVSS(美国机动车安全标准)的一致性;
- ②通用绘图包(GPP), 学习图形输出系统、一维至三维绘图语言、数据库、图形界面及应用;
- ③模块分析和试验信息系统(MANTIS), 学习车辆描述、试验结果、试验向工作站数据传递与向分析包数据传递;
- ④产品设计图形系统/有限元分析(DPCS/FAST), 学习建立梁、板、壳、体模型, 采用 NASTRAN 系统进行有限元分析, 前后处理和应力应变显示, 模态动画处理;
- ⑤快速车辆工程/NASTRAN 图形界面/管理分析过程服务(RAVEN/NASGUL/MAPS), 该课程包含三个内容: RAVEN 是各种独立软件的界面, NASGUL 是各分部结构分析结果装配成整体结构软件, MAPS 是远程执行软件专用于管理工作站之间的数据流;
- ⑥简化模块(SIMPLIFIED MODELER), 该课程为建立车辆概念模型进行噪声 - 振动 - 不平顺性分析;

- ⑦车辆安全分析福特环境导论(VSAFE)该课程学习在福特环境下的车辆安全分析;
- ⑧车辆安全分析福特环境课题(VSAFE)该课程学习车辆安全在福特环境下的应用;
- ⑨人体工程分析(VsafePremo),该课程学习MADYMO软件在福特环境下的安全性分析;
- ⑩噪声-振动-不平顺性的后处理分析(VSIGN/PIRATE),该课程学习图形界面进一步分析噪声-振动-不平顺性。

### 2)环境安全

从健康、安全、环境角度出发培训需要这些知识的人员。它有17门课程;

- ①环境系统;
- ②环境健康与安全意识;
- ③环境管理展望;
- ④消防撤离措施;
- ⑤防火意识;
- ⑥专业功能车间环境管理;
- ⑦有害材料运输与控制意识;
- ⑧有害材料运输与控制规范;
- ⑨~⑯各种安全防范;
- ⑰材料与有毒材料。

### 3)维护

维护有4门课程:

- ①设备可靠性、维护方法和工具;
- ②福特整体制造维护系统;
- ③设备状态与统计分析;
- ④故障排除策略。

### 4)制造工程

制造工程有37门课程:

- ①AutoCAD 导论;
- ②AutoCAD 绘图技术入门;
- ③AutoCAD 先进技术;
- ④AutoCAD 三维线框与表面;
- ⑤AutoCAD: AUTOLISP;
- ⑥AutoCAD 绘机械图;
- ⑦AutoCAD 工厂布置(1);
- ⑧AutoCAD 工程布置(2);
- ⑨AutoCAD 实体模型;
- ⑩AutoCAD 13;
- ⑪数据阵自动生成(AIM);
- ⑫CAD/CAM 数据交换;
- ⑬装配设计(DFA);
- ⑭装配设计(新版 DFA);
- ⑮制造设计(DFP);
- ⑯制造和装配设计(DFA、DFP);
- ⑰可维修设计;
- ⑱工程资料阅读:原则;
- ⑲工程资料阅读:金属板;

- ⑩工程资料阅读:机械零件;
- ⑪~⑫人机工程设计、过程、方法;
- ⑬柔性制造系统(FMS)展望;
- ⑭几何尺寸与公差(GDT);
- ⑮几何尺寸与公差基础;
- ⑯激光技术;
- ⑰设备布置计划与方法;
- ⑱计算机制造模拟;
- ⑲制造系统计划与预测导论;
- ⑳先进的制造系统计划与预测;
- ㉑制造分析系统模拟方法学(MTAS2);
- ㉒专用机床与设备;
- ㉓紧固件;
- ㉔设计模拟敏感性分析(VSA - 3D);
- ㉕管理模拟敏感性分析;
- ㉖装配尺寸模拟敏感性分析。

### 5) 机械和电气设备培训

- 机械和电气设备培训有 18 门课程:
- ①~②Allen - Bradley 8200 数控机床维护、操作;
  - ③~④PLC - 3, PLC - 5 可编程控制器维护;
  - ⑤数控展望;
  - ⑥液压技术维护与故障排除;
  - ⑦工业液压展望;
  - ⑧~⑨测量方法基础、量规与表面测量;
  - ⑩可编程控制器 Modicon - 984 的维护;
  - ⑪气动工具维护与故障排除;
  - ⑫气动工具展望;
  - ⑬~⑭动力传动与机械的应用;
  - ⑮可编程控制器导论;
  - ⑯变速电机;
  - ⑰振动分析;
  - ⑱焊接技术。

### 6) 质量计划和技能

质量计划和技能有 26 门课程:

- ①先进产品质量计划(APQP);
- ②失效模式、效果分析(FMEA)方法与策略;
- ③失效模式、效果分析(FMEA)应用;
- ④失效模式、效果分析报告;
- ⑤ISO 9000 培训;
- ⑥过程改善、福特领导艺术;
- ⑦质量操作系统;
- ⑧快速质量功能部署;
- ⑨可靠性展望;
- ⑩可靠性要求分析及流程;

- ⑩可靠性定位与增长模式管理;
  - ⑪可靠性预测;
  - ⑫可靠性失效分析技术与潜在分析;
  - ⑬改善可靠性策略;
  - ⑭产品可靠性制造及制造设计;
  - ⑮可靠性故障树分析;
  - ⑯可靠性验证计划与报告、设计与过程流数据分析;
  - ⑰可靠性试验;
  - ⑱统计过程控制;
  - ⑲销售服务统计过程控制;
  - ⑳保证:基础;
  - ㉑保证:解释与质量改善;
  - ㉒保证与顾客网;
  - ㉓保证-时序质量指示(网上回答);
  - ㉔保证:在线分析系统;
  - ㉕零失效、纠错过程
- 7) 技术管理技能  
技术管理技能有 12 门课程:
- ①标准检查程序;
  - ②标准检查程序展望;
  - ③限制场所准入程序;
  - ④海关意识;
  - ⑤财政工程与决策支持;
  - ⑥数学技巧更新;
  - ⑦项目管理理论;
  - ⑧管理程序 Microsoft Project 4.0 的应用;
  - ⑨约束理论(约束下最大效益) - 基本培训;
  - ⑩约束理论(约束下最大效益) - 高级培训;
  - ⑪约束理论:产品开发中的约束管理;
  - ⑫技术文件成文。
- 8) 环球工程开放系统  
环球工程开放系统有 18 门课程。主要有:福特与环球工程开放系统;注视环球工程开放系统的变化;环球工程开放系统基本课程;环球工程开放系统的素材;浏览环球工程开放系统等。

(撰稿人:王仲范)

## 参 考 文 献

1. Walter, Barbara Pilkey Shock and Vibration Computer Programs. Review and Summaries. The Shock and Vibration Information Center. Naval Research Laboratory. United States Department of Defence. Washington, D.C., 1975.
2. X. M. Lian, Sakaietsuya. Nonlinear Dynamic Analysis of Torque Vibration on the Drive Line of a Heavy Truck with FEM. FISITA 945030.
3. S. J. Han, K. H. Park, H. S. Cho. Development of Airbag System for a Passenger Car Using Numerical Simulations. FISITA 945160.

4. S. P. Yao, Y. M. Zhang, W. Li. A Micro - Computer - Aided Generalized Mechanism Kinematics and Dynamics Analysis (MGMKDS) and Its Application in Vehicles. FISITA 945076.
5. J. P. Vercier, X. G. Wang, J. Trasbot, Y. Tessier. Application of a 3D Human Model to Computer Aided Ergonomic Design of Vehicles. FISITA 945238.
6. 武汉材料保护研究所. 机械工业摩擦学数据库. 全国机械 CAD 展览样本, 1991.
7. 郑州机械研究所. 机械强度数据库. 全国机械 CAD 展览样本, 1991.
8. 上海材料研究所. 机械工程材料性能数据库. 全国机械 CAD 展览样本, 1991.
9. 郑州机械研究所. 疲劳设计方法数据库. 全国机械 CAD 展览样本, 1991.
10. 成都工具研究所. 金属切削数据库. 全国机械 CAD 展览样本, 1991.
11. Pro/Engineer. 机械 CAD/CAM/CAE 软件. 美国 PTC 公司.
12. I - DEANS CAD/CAM/CAE 软件. 美国 SDRC 公司.
13. EDS Unigraphics. 美国 EDS 公司.
14. Euclid CAD/CAM/CAE 软件. 法国 MATRA Datavision 公司.
15. CATIA 集成化设计软件. 法国 Dassault Systems 公司, 美国 IBM 公司.
16. ADAMS 机械系统运动学与动力学分析仿真软件. 美国 Image 公司.
17. ANSYS 通用有限元分析软件. 美国 Ansys 公司.
18. H. Stahl. High Lever System Design in Automotive Industry. ISATA 90582 Vol 2 p. 56 ~ 63.
19. 撞车乘员伤害模拟软件 CVS, MVMA, SMAC, PADS CRASH3.
20. J. T. Fleck, F. E. Butler. Validation of the Crash Victim Simulator. Vol. 1 Engineering Manual, Part 1. Analytical Formulation. PB86 - 212438.
21. J. T. Fleck, F. E. Butler. Validation of the Crash Victim Simulator. Vol. 2 Engineering Manual, Part 2. Validation Effort. PB86 - 212446.
22. J. T. Fleck, F. E. Butler. Validation of the Crash Victim Simulator. Vol. 3 User's Manual. PB86 - 212453.
23. J. T. Fleck, F. E. Butler. Validation of the Crash Victim Simulator. Vol. 4 Programmer's Manual. PB86 - 212461.
24. B. M. Bowman, D. H. Robbins, R. O. Bennett. Motor Vehicle Manufacturers Association (MVMA) Two - Dimensional Crash Victim Simulation Tutorial System: Self - Study Guide. PB - 299256.
25. B. M. Bowman, D. H. Robbins, R. O. Bennett. Motor Vehicle Manufacturers Association (MVMA) Two - Dimensional Crash Victim Simulation Tutorial System: Audio - Visual Program. PB - 299257.
26. B. M. Bowman, D. H. Robbins, R. O. Bennett. MVMA Two - Dimensional Crash Victim Simulation. Ver. 4 Vol. 1 PB - 299305.
27. B. M. Bowman, D. H. Robbins, R. O. Bennett. MVMA Two - Dimensional Crash Victim Simulation. Ver. 4 Vol. 2 PB - 299306.
28. B. M. Bowman, D. H. Robbins, R. O. Bennett. MVMA Two - Dimensional Crash Victim Simulation. Ver. 4 Vol. 3 PB - 299307.
29. Raymond M. Brach. Vehicle Dynamical Model for Simulation on a Microcomputer. IPC 891238 Vol 1 p. 238.
30. M. Chi, E. Neal, J. R. Tucker. Revision of Simulation Model of Automobile Collisions Computer Program: Investigation of New Integration Algorithm. PB - 280753.
31. National Highway Traffic Safety Administration, Washington D. C. Development and Use of the PADS ( Passenger/Driver Simulation) Computer Program. PB86 - 156577.
32. R. J. Frampton, G. M. Mackay. The Characteristics of Fatal Collisions for Belted Occupants. FISITA 945167.
33. MADYMO. TNO Crash - Safety Research Centre, TNO Road - Vehicles Research Institute.
34. National Highway Traffic Safety Administration, East Liberty, OH. Analytical Pedestrian accident Reconstruction Using Computer Simulation. PB86 - 213592.

- 35.D. J. Segal, N. Balasubramanian. Development of User Convenience Package for CAL - 3D CVS Program. Vol. 1 Technical Report PB84 - 151976 .
- 36.M. T. McGrath, D. J. Segal. User's Manual for the CAL - 3D User Convenience Package. Vol. 2 Program Listings. PB86 - 114121 .
- 37.D. J. Segal, N. Balasubramanian. Development of User Convenience Package for CAL - 3D CVS Program. Vol. 2 Program Listings PB83 - 241380 .
- 38.A. I. King, A. J. Padgaonkar, K. W. Krieger. Contact Loads-An Experimental Study. Vol. 1 PB81 - 116154.
- 39.A. I. King, A. J. Padgaonkar, K. W. Krieger. Contact Loads-An Experimental Study. Vol. 2 PB81 - 116162 .
- 40.A. I. King, A. J. Padgaonkar, K. W. Krieger. Contact Loads-An Experimental Study. Vol. 3 PB81 - 116170.
- 41.J. S. H. M. Wismans, E. G. Janssen. Improved Safety of Pedestrians and Cyclists. FISITA 942169.
- 42.D. H. Robbins, J. M. Becker. Baseline Data for Describing Occupant Side Impacts and Pedestrian Front Impacts in Two Dimensions. PB82 - 141276.
- 43.D. H. Robbins, J. M. Becker, R. O. Bennett, B. M. Bowman. Accident Data Simulation Pedestrian and Side Impact - 3D. PB81 - 187700.
- 44.K. H. Digges. Dynamic Response of the Human Thorax When Subjected to Front Impact. PB84 - 136910 .
- 45.K. H. Digges. Mathematical Model of the Human Thorax When Subjected to Front Impact During an Automobile Crash. PB84 - 137173 .
- 46.H. C. Tsai, M. M. Reddi. Computer Simulation of Human Thoracic Skeletal Response. Vol. 2 Thorax Programmer's and User's Manual. PB - 284184 .
- 47.M. M. Reddi, H. C. Tsai. Computer Simulation of Human Thoracic Skeletal Response. Abstract Summary Report. PB - 276705 .
- 48.M. M. Reddi, H. C. Tsai. Computer Simulation of Human Thoracic Skeletal Response - Theory. Vol. 1 PB - 276706.
- 49.M. Fitzpatrick. Development of the Deploy Computer Math Model for the Investigation of Various Airbag and Crash Parameters on the Out - of - Position Occupant. PB81 - 156275.
- 50.S. G. Mentzer. Efficient Computation of Head Injury Criterion (HIC) values. PB85 - 155869.
- 51.R. L. Taylor, J. L. Seckman. Contact - Impact Problems. Vol. 1 Engineering Report and User's Manual. PB82 - 153149 .
- 52.R. L. Taylor, J. L. Sackman. Contact - Impact Problems. Vol. 2 Programmer's Manual. PB81 - 156788.
- 53.B. M. Bowman, L. W. Schneider. Simulation Analysis of Head/Neck Impact Response for Helmeted and Unhelmeted Motorcyclists. PB81 - 145377 .
- 54.L. G. Summers, D. H. Harris. The General Deterrence of Dring While Intoxicated. Vol. 1 System Analysis and Computer - Based Simulation. PB - 288112 .
- 55.L. G. Summers, D. H. Harris. The General Deterrence of Dring While Intoxicated. Vol. 2 Subsystem Analysis. PB288113 .
- 56.D. J. Benson, J. O. Hallquist, M. Igarashi, K. Shimomaki. Application of DYNA3D in Large Scale Crashworthiness Calculations. DE86008691 .
- 57.Y. Yamamoto. Improvement of Accuracy and Efficiency of Numerical Solution to Calculate Crashworthiness in the Vehicle Structural Components. FISITA 945159 .
- 58.K. Y. Jong, S. L. Luo, W. L. Hsieh. The Application of Crashworthiness to the Development of Vehicle Components. FISITA 945166 .
- 59.N. R. Iwankiw, E. E. Hahn, R. L. Chiapetta, S. Walgrave, R. P. Joyce. Modeling the Interaction of Heavy Vehicles with Protective Barriers. Vol. 1 Development and Validation of the Crunch Program. PB86 - 176823 .
- 60.N. R. Iwankiw, E. E. Hahn, R. L. Chiapetta, S. Walgrave, R. P. Joyce. Modeling the Interaction of Heavy

- Vehicles with Protective Barriers. Vol.2 Crunch Computer Program Manual. PB 86 - 176831.
61. N. R. Iwankiw, E. E. Hahn, R. L. Chiapetta, S. Walgrave, R. P. Joyce. Modeling the Interaction of Heavy Vehicles with Protective Barriers. Vol.3 Crunch Program Users Manual. PB86 - 176849 .
62. N. R. Iwankiw, E. E. Hahn, R. L. Chiapetta, S. Walgrave, R. P. Joyce. Modeling the Interaction of Heavy Vehicles with Protective Barriers. Vol.4 Addendum. PB86 - 176856.
63. P. G. Smith. Injury Prediction Methods for Highway Barrier Impact Using Occupant Dynamics Models. PB80 - 188097.
64. D. J. Segal. Highway - Vehicle - Object Simulation Model - 1976. Vol.1 Users Manual. PB - 267401.
65. D. J. Segal. Highway - Vehicle - Object Simulation Model - 1976. Vol.2 Programmers manual. PB - 267402.
66. D. J. Segal. Highway - Vehicle - Object Simulation Model - 1976. Vol.3 Engineering manual - Analysis. PB - 267403 .
67. D. J. Segal. Highway - Vehicle - Object Simulation Model - 1976. Vol.4 Engineering Manual. Validation. Users Manual. PB267404.
68. R. R. McHenry, J. P. Lynch. Revision of CRASH2 Computer Program. PB80 - 134505.
69. M. E. Jr. James. Improvement of Accident Simulation Model and Improvement of Narrow Object Accident Reconstruction. PB - 291130.
70. D. Lechner, J. L. Jourdan. Accident Reconstruction Software Tool. FISITA 945163.
71. A. W. Thebert. Computer Dimensioning of Skid Marks from Photographs. Highway Collision Reconstruction. p. 18, The Winter Annual Meeting of the ASME. Chicago. Nov. 16 - 21 1980.
72. S. E. Rezabek, M. Huang, D. Yu, S. E. Henson, W. R. Buell. Safety System Optimization Model (SSOM). Vol.2 Methodology and Optimization results. PB80 - 121015.
73. S. E. Henson. Safety System Optimization Model (SSOM). Vol.1 Introduction and Executive Summary. PB - 300410.
74. J. R. Tucker, M. Chi. Criteria for Implementation of Optimum Integration Algorithm into the WRECKER Program. Vol 1 Summary Final Report. PB80 - 114010.
75. P. G. Smith, A. S. Kuo, G. D. Gunn. Validation and Application of the WRECKER Nonlinear Finite Element Program in Analyzing Vehicle Side Structure. Vol.1 Summary report. PB - 293793.
76. P. G. Smith, A. S. Kuo, G. D. Gunn. Validation and Application of the WRECKER Nonlinear Finite Element Program in Analyzing Vehicle Side Structure. Vol.2 Technical report. PB - 293794.
77. J. D. Wolf, M. F. Barrett. Driver - Vehicle Effectiveness Model. Vol.1 Final Report. PB - 297644.
78. J. D. Wolf, M. F. Barrett. Driver - Vehicle Effectiveness Model. Vol.2 Appendices. PB - 297645.
79. K. S. Yeung, R. E. Welch. Refinement of Finite Analysis of Automobile Structures Under Crash Loading. Vol. 1 Summary Report. PB - 287300.
80. K. S. Yeung, R. E. Welch. Refinement of Finite Analysis of Automobile Structures Under Crash Loading. Vol. 2PB - 287589.
81. R. M. Southall, D. W. Twigg. Vehicle Design Optimization System User Manual. PB - 269304.
82. D. W. Twigg. PROMETHEUS 2 - A User Oriented Program for Human Crash Dynamics. PB - 269305.
83. Behensky, Max L. Control Device Such as a Steering Wheel for Video Vehicle Simulator With Realistic Feedback Forces. U.S. Patene 5044956. Int. Cl: G09B 9/08,1991,9,13 .
84. de Vries, Luitzen. Simulator of Mechanical Properties of a Steering System. U. S. Patent 4708656. Int. Cl: G09B 9/08,1987,11,24 .
85. Brown, Steven E. Head - up Display for Automobile. U.S. Patent 4740780 Int. Cl: G02B 27/10,1988,4,26 .
86. Hegg, Ronald G. Automotive Instrument Virtual Image Display. U. S. Patent 5278532 Int. Cl: G02B 27/10, G02F 1/13,1994,1,11.

87. Socks, Kenric P. Hand Calibration System for Virtual Reality Vehicle Simulator. U.S. Patent 5583526. Int. Cl: G09G 5/00. 1996,10,10.
88. Hart, John W. Motion Simulator. U.S. Patent 4753596. Int. Cl: G09B 9/04,1988,6,28
89. Alet, Robert, Motion Simulator for Vehicle Driver. U.S. Patent 5018973. Int. Cl: G09B 9/04,1991,5,28
90. Erdman, Arthur G. Automated High - Precision Fabrication of Object of Complex and Unique Geometry. U.S. Patent 5184306. Int. Cl: C06F 15/46,C06F 15/60,1993,2,2.
91. Sumner, Roy L. In - Vehicle Traffic Congestion Information System. U.S. Patent 5164904 Int. Cl: G06F 15/50,1992,11,17.
92. P. C. Brooks, D. C. Barton, D. A. Crolla, A. M. Lang, D.R. Schafer. A Study of Disc Brake Judder Using a Full Coupled Thermo - Mechanical Finite Element Model. FISITA 945042.
93. P. C. Brooks. User guide of Brake Design Analysis Software (BADS). Report NOSERC/MINTEX/04, The University of Leeds. UK, 1992.
94. Charles E. Bird. Ackermann Computer Programs for Heavy Truck Front Axles. Heavy Vehicle Dynamics and Simulation in Braking, Steering, and Suspension System. SAE 942302.SP - 1059, 1994.
95. B. Johns, A. Brown - Kenyon, T. Sullivan. Traffic Data Collection - Automation of the National Core Census and the Incorporation of Dynamic Axle Weighing. Second Int. Cof. on Road Traffic Monitoring. Feb. 7 ~ 9, 1989. London, Short Run Ltd., 1989 The Institute of Electrical Engineers.
96. A. D. Houghton. Automatic Traffic Recognition. Second Int. Cof. on Road Traffic Monitoring. Feb. 7 ~ 9, 1989. London, Short Run Ltd., 1989 The Institute of Electrical Engineers.
97. N. Hooee. Queue Detection Using Computer Image Processing. Second Int. Cof. on Road Traffic Monitoring. Feb. 7 ~ 9, 1989. London, Short Run Ltd., 1989 The Institute of Electrical Engineers.
98. K. Waersted. No Stop Electronic Toll Payment System. Second Int. Cof. on Road Traffic Monitoring. Feb. 7 ~ 9, 1989. London, Short Run Ltd., 1989 The Institute of Electrical Engineers.
99. F. Krenk. Traffic Counts and Classifications: Distributed Data Processing. Second Int. Cof. on Road Traffic Monitoring. Feb. 7 ~ 9, 1989. London, Short Run Ltd., 1989 The Institute of Electrical Engineers.
100. 联合汽车技术零部件集团. 智能系统工程 汽车线束设计系统. Auto Tech. PES '96.
101. Fairlane Training and Development Center (Ford) . Train Services Catalog.
102. 荒井宏. 自動車の電子システム. 東京: 理工学社, 1992.
103. 庄继德. 汽车电子控制系统工程. 北京: 北京理工大学出版社, 1998.
104. 张育华, 徐士鸣. 汽车电子技术与故障诊断. 大连: 大连理工大学出版社, 1996.
105. 刘振闻, 陈幼平. 汽车电器与电子技术. 北京: 北京理工大学出版社, 1998.

87. Socks, Kenric P. Hand Calibration System for Virtual Reality Vehicle Simulator. U.S. Patent 5583526. Int. Cl: G09G 5/00. 1996,10,10.
88. Hart, John W. Motion Simulator. U.S. Patent 4753596. Int. Cl: G09B 9/04,1988,6,28
89. Alet, Robert, Motion Simulator for Vehicle Driver. U.S. Patent 5018973. Int. Cl: G09B 9/04,1991,5,28
90. Erdman, Arthur G. Automated High - Precision Fabrication of Object of Complex and Unique Geometry. U.S. Patent 5184306. Int. Cl: C06F 15/46,C06F 15/60,1993,2,2.
91. Sumner, Roy L. In - Vehicle Traffic Congestion Information System. U.S. Patent 5164904 Int. Cl: G06F 15/50,1992,11,17.
92. P. C. Brooks, D. C. Barton, D. A. Crolla, A. M. Lang, D.R. Schafer. A Study of Disc Brake Judder Using a Full Coupled Thermo - Mechanical Finite Element Model. FISITA 945042.
93. P. C. Brooks. User guide of Brake Design Analysis Software (BADS). Report NOSERC/MINTEX/04, The University of Leeds. UK, 1992.
94. Charles E. Bird. Ackermann Computer Programs for Heavy Truck Front Axles. Heavy Vehicle Dynamics and Simulation in Braking, Steering, and Suspension System. SAE 942302.SP - 1059, 1994.
95. B. Johns, A. Brown - Kenyon, T. Sullivan. Traffic Data Collection - Automation of the National Core Census and the Incorporation of Dynamic Axle Weighing. Second Int. Cof. on Road Traffic Monitoring. Feb. 7 ~ 9, 1989. London, Short Run Ltd., 1989 The Institute of Electrical Engineers.
96. A. D. Houghton. Automatic Traffic Recognition. Second Int. Cof. on Road Traffic Monitoring. Feb. 7 ~ 9, 1989. London, Short Run Ltd., 1989 The Institute of Electrical Engineers.
97. N. Hooee. Queue Detection Using Computer Image Processing. Second Int. Cof. on Road Traffic Monitoring. Feb. 7 ~ 9, 1989. London, Short Run Ltd., 1989 The Institute of Electrical Engineers.
98. K. Waersted. No Stop Electronic Toll Payment System. Second Int. Cof. on Road Traffic Monitoring. Feb. 7 ~ 9, 1989. London, Short Run Ltd., 1989 The Institute of Electrical Engineers.
99. F. Krenk. Traffic Counts and Classifications: Distributed Data Processing. Second Int. Cof. on Road Traffic Monitoring. Feb. 7 ~ 9, 1989. London, Short Run Ltd., 1989 The Institute of Electrical Engineers.
100. 联合汽车技术零部件集团. 智能系统工程 汽车线束设计系统. Auto Tech. PES '96.
101. Fairlane Training and Development Center (Ford) . Train Services Catalog.
102. 荒井宏. 自動車の電子システム. 東京: 理工学社, 1992.
103. 庄继德. 汽车电子控制系统工程. 北京: 北京理工大学出版社, 1998.
104. 张育华, 徐士鸣. 汽车电子技术与故障诊断. 大连: 大连理工大学出版社, 1996.
105. 刘振闻, 陈幼平. 汽车电器与电子技术. 北京: 北京理工大学出版社, 1998.

87. Socks, Kenric P. Hand Calibration System for Virtual Reality Vehicle Simulator. U.S. Patent 5583526. Int. Cl: G09G 5/00. 1996,10,10.
88. Hart, John W. Motion Simulator. U.S. Patent 4753596. Int. Cl: G09B 9/04,1988,6,28
89. Alet, Robert, Motion Simulator for Vehicle Driver. U.S. Patent 5018973. Int. Cl: G09B 9/04,1991,5,28
90. Erdman, Arthur G. Automated High - Precision Fabrication of Object of Complex and Unique Geometry. U.S. Patent 5184306. Int. Cl: C06F 15/46,C06F 15/60,1993,2,2.
91. Sumner, Roy L. In - Vehicle Traffic Congestion Information System. U.S. Patent 5164904 Int. Cl: G06F 15/50,1992,11,17.
92. P. C. Brooks, D. C. Barton, D. A. Crolla, A. M. Lang, D.R. Schafer. A Study of Disc Brake Judder Using a Full Coupled Thermo - Mechanical Finite Element Model. FISITA 945042.
93. P. C. Brooks. User guide of Brake Design Analysis Software (BADS). Report NOSERC/MINTEX/04, The University of Leeds. UK, 1992.
94. Charles E. Bird. Ackermann Computer Programs for Heavy Truck Front Axles. Heavy Vehicle Dynamics and Simulation in Braking, Steering, and Suspension System. SAE 942302.SP - 1059, 1994.
95. B. Johns, A. Brown - Kenyon, T. Sullivan. Traffic Data Collection - Automation of the National Core Census and the Incorporation of Dynamic Axle Weighing. Second Int. Cof. on Road Traffic Monitoring. Feb. 7 ~ 9, 1989. London, Short Run Ltd., 1989 The Institute of Electrical Engineers.
96. A. D. Houghton. Automatic Traffic Recognition. Second Int. Cof. on Road Traffic Monitoring. Feb. 7 ~ 9, 1989. London, Short Run Ltd., 1989 The Institute of Electrical Engineers.
97. N. Hooee. Queue Detection Using Computer Image Processing. Second Int. Cof. on Road Traffic Monitoring. Feb. 7 ~ 9, 1989. London, Short Run Ltd., 1989 The Institute of Electrical Engineers.
98. K. Waersted. No Stop Electronic Toll Payment System. Second Int. Cof. on Road Traffic Monitoring. Feb. 7 ~ 9, 1989. London, Short Run Ltd., 1989 The Institute of Electrical Engineers.
99. F. Krenk. Traffic Counts and Classifications: Distributed Data Processing. Second Int. Cof. on Road Traffic Monitoring. Feb. 7 ~ 9, 1989. London, Short Run Ltd., 1989 The Institute of Electrical Engineers.
100. 联合汽车技术零部件集团. 智能系统工程 汽车线束设计系统. Auto Tech. PES '96.
101. Fairlane Training and Development Center (Ford) . Train Services Catalog.
102. 荒井宏. 自動車の電子システム. 東京: 理工学社, 1992.
103. 庄继德. 汽车电子控制系统工程. 北京: 北京理工大学出版社, 1998.
104. 张育华, 徐士鸣. 汽车电子技术与故障诊断. 大连: 大连理工大学出版社, 1996.
105. 刘振闻, 陈幼平. 汽车电器与电子技术. 北京: 北京理工大学出版社, 1998.