

面向 21 世纪全国高职高专汽车类规划教材

汽车发动机构造

姜玉波 主 编
高 寒 副主编
刘小兵 参 编



北京大学出版社
PEKING UNIVERSITY PRESS

内 容 简 介

本书是汽车检测与维修专业的一门专业用书,通过系统地讲授汽车发动机基本结构、原理等方面的知识,使学生掌握汽车发动机总成和零部件结构的原理,具备对汽车发动机进行结构分析的基本技能,为进一步获得发动机维护、修理能力和发动机故障诊断排除能力打下良好的基础。本书共分8章:发动机工作原理和总体构造;曲柄连杆机构;配气机构;汽油机化油器式燃料供给系;汽油机燃油喷射系统;柴油机燃料供给系;冷却系和润滑系。

本书适合高职高专作为教材使用,也可供从事汽车维护工作的技术人员作为参考书。

图书在版编目(CIP)数据

汽车发动机构造/姜玉波主编. —北京:北京大学出版社, 2006.2
(面向21世纪全国高职高专汽车类规划教材)
ISBN 7-301-09959-2

I. 汽… II. 姜… III. 汽车—发动机—构造—高等学校—教材 IV. U464

中国版本图书馆CIP数据核字(2005)第132695号

书 名:汽车发动机构造

著作责任者:姜玉波 主编

责任编辑:韩玲玲

标准书号:ISBN 7-301-09959-2/TH·0043

出版者:北京大学出版社

地 址:北京市海淀区成府路205号 100871

电 话:邮购部 62752015 发行部 62750672 编辑部 62765126

网 址:<http://cbs.pku.edu.cn>

电子信箱:xxjs@pup.pku.edu.cn

印 刷 者:

发 行 者:北京大学出版社

经 销 者:新华书店

787毫米×980毫米 16开本 16印张 336千字

2006年2月第1版 2006年2月第1次印刷

定 价:24.00元

前 言

为了适应并推动高等职业技术教育的发展,落实教育部关于汽车运用与维修专业领域国家技能型紧缺人才培养培训工程的要求,满足汽车运用工程、汽车运用技术、汽车检测与维修等相关专业用高职高专教材的要求,我们编写了本教材。

本书针对高职在校学生编写,着重对汽车典型发动机的构造和工作原理作深入浅出的介绍,将理论与实践相结合,系统而详实地介绍了汽车典型发动机的结构和工作原理,尽量简化理论的论述,使用实际直观的示意图,使学生学到实际有用的知识。

本书注意教学过程对教材编写的要求,内容比较丰富,特别注重增加新内容,形成新结构,分散难点和重点,更加符合认知规律,便于学生学习。教材内容的选取与市场的结合比较紧密,着重选择介绍了市场占有率较高、技术含量较高的发动机的结构,具有较强的代表性和技术先进性。

本教材坚持以“实际、实用、实践”为原则,同时注重知识的应用价值、可操作性在教材中的科学体现,教材的主要读者群定位于在校的高等职业学校学生,从事汽车维护工作的技术人员可以将此书作为参考书。

本书主编为吉林交通职业技术学院姜玉波(编写第1章、第6章),副主编为吉林交通职业技术学院高寒(编写第2章、第3章、第7章、第8章),吉林交通职业技术学院刘小兵(编写第4章、第5章)也参加了编写。

由于编者水平有限,书中难免存在缺点和错误,诚望读者及有关专家给予指正,以便再版时修正。

编 者

2005年12月

目 录

- 第 1 章 发动机工作原理和总体构造 1
 - 1.1 汽车发动机的类型 1
 - 1.2 发动机的基本工作原理 2
 - 1.2.1 发动机基本结构和基本术语 2
 - 1.2.2 四冲程汽油机的工作原理 4
 - 1.2.3 四冲程柴油机的工作原理 6
 - 1.3 发动机的总体组成 7
 - 1.4 发动机的性能指标 9
 - 1.4.1 动力性能指标 9
 - 1.4.2 经济性能指标 9
 - 1.4.3 运转性能指标 10
 - 1.4.4 可靠性与耐久性能指标 11
 - 1.5 发动机的编号规则 11
- 第 2 章 曲柄连杆机构 14
 - 2.1 概述 14
 - 2.1.1 功用与组成 14
 - 2.1.2 工作条件与受力分析 15
 - 2.2 机体组 17
 - 2.2.1 汽缸盖罩与汽缸盖、汽缸垫 18
 - 2.2.2 汽缸体和曲轴箱 20
 - 2.2.3 油底壳 23
 - 2.2.4 发动机支撑 23
 - 2.3 活塞连杆组 24
 - 2.3.1 活塞 25
 - 2.3.2 活塞环 32
 - 2.3.3 活塞销 37
 - 2.3.4 连杆 38
 - 2.3.5 连杆轴承 41

2.4	曲轴飞轮组.....	43
2.4.1	曲轴.....	43
2.4.2	曲轴扭转减震器.....	51
2.4.3	飞轮.....	52
第3章	配气机构.....	53
3.1	概述.....	53
3.1.1	配气机构的功用与组成.....	53
3.1.2	配气机构的分类.....	54
3.2	配气相位与气门间隙.....	57
3.2.1	配气相位.....	57
3.2.2	气门间隙.....	60
3.3	气门组.....	60
3.3.1	气门.....	61
3.3.2	气门座.....	64
3.3.3	气门导管.....	65
3.3.4	气门弹簧.....	65
3.3.5	气门旋转机构.....	67
3.4	气门传动组.....	67
3.4.1	凸轮轴.....	67
3.4.2	挺柱.....	70
3.4.3	推杆.....	72
3.4.4	摇臂与摇臂组.....	73
3.4.5	可变气门控制简介.....	74
第4章	汽油机化油器式燃料供给系.....	80
4.1	概述.....	80
4.1.1	汽油机燃料供给系的任务.....	80
4.1.2	化油器式汽油机燃料供给系的组成.....	80
4.1.3	汽油的使用性能.....	81
4.2	可燃混合气.....	81
4.2.1	可燃混合气的成分及表示方法.....	81
4.2.2	发动机性能与可燃混合气成分的关系.....	82
4.3	简单化油器与可燃混合气的形成.....	85
4.3.1	简单化油器的结构及工作方法.....	85

4.3.2	简单化油器特性	85
4.3.3	理想化油器特性	86
4.4	化油器的结构	87
4.4.1	浮子机构	87
4.4.2	主供油装置	87
4.4.3	怠速装置	88
4.4.4	加浓装置	89
4.4.5	加速装置（加速泵）	91
4.4.6	启动装置	92
4.4.7	化油器附属装置	92
4.5	典型化油器	94
4.5.1	化油器的类型	94
4.5.2	典型化油器结构	96
4.6	汽油供给装置	104
4.6.1	汽油箱	104
4.6.2	汽油滤清器	106
4.6.3	汽油泵	107
4.7	空气滤清器及进排气装置	110
4.7.1	空气滤清器	111
4.7.2	进、排气装置	112
第 5 章	汽油机燃油喷射系统	114
5.1	概述	114
5.1.1	汽油机燃油喷射系统的概念	114
5.1.2	汽油机燃油喷射系统的发展概况	114
5.1.3	汽油机燃油喷射系统的优点	114
5.1.4	汽油机燃油喷射系统的分类	115
5.1.5	汽油机燃油喷射系统的组成	115
5.1.6	电控汽油喷射系统的工作原理	117
5.2	汽油机燃油喷射系统进气系统部件的结构	117
5.2.1	空气流量传感器	117
5.2.2	进气管压力传感器	120
5.2.3	节气门体	121
5.2.4	怠速控制装置	123
5.3	汽油机燃油喷射系统燃油系统部件的结构	125

5.3.1	电动汽油泵	125
5.3.2	油压调节器	126
5.3.3	燃油分配管	127
5.3.4	喷油器	127
5.3.5	冷启动喷油器	128
5.4	汽油机燃油喷射系统电子控制系统部件的结构	129
5.4.1	传感器	129
5.4.2	电控单元	136
5.5	发动机排气净化装置	139
5.5.1	发动机的排气污染及危害	139
5.5.2	有害气体产生的原因	140
5.5.3	排气污染的控制	141
第 6 章	柴油机燃料供给系	147
6.1	概述	147
6.1.1	柴油机燃油供给系的功用及要求	147
6.1.2	柴油机供给系的组成	147
6.1.3	柴油	149
6.2	柴油机可燃混合气的形成与燃烧室	149
6.2.1	柴油机混合气的形成特点	149
6.2.2	柴油机混合气的形成方式	150
6.2.3	柴油机燃烧室	151
6.3	喷油器	154
6.3.1	孔式喷油器	154
6.3.2	轴针式喷油器	156
6.4	喷油泵	159
6.4.1	柱塞式喷油泵	160
6.4.2	分配式喷油泵	168
6.5	调速器	176
6.5.1	调速器的作用及分类	176
6.5.2	两速式调速器	177
6.5.3	全速式调速器	180
6.6	喷油泵的驱动与供油正时	187
6.6.1	喷油泵的驱动	187
6.6.2	喷油提前角自动调整装置	188

6.6.3	联轴器及静态供油提前角的调整	190
6.7	辅助装置	191
6.7.1	输油泵	191
6.7.2	柴油滤清器	193
6.7.3	发动机增压器	195
6.8	电控柴油机喷射系统	199
6.8.1	电控柴油机喷射系统的特点	199
6.8.2	柴油机电控系统的组成	200
6.8.3	柴油机电控系统的控制原理及主要控制功能	201
6.8.4	典型柴油机电控系统的结构及工作原理	203
第 7 章	冷却系	216
7.1	冷却系概况	216
7.1.1	冷却系的作用	216
7.1.2	冷却系的组成	218
7.1.3	冷却水简介	219
7.2	水冷系主要部件的结构	219
7.2.1	水冷系的主要部件	219
7.2.2	冷却强度的调节装置	223
第 8 章	润滑系	229
8.1	概述	229
8.1.1	润滑系的功用	229
8.1.2	润滑剂简介	229
8.1.3	润滑方式	231
8.1.4	润滑系的组成	232
8.1.5	润滑系的油路	232
8.2	润滑系主要部件	236
8.2.1	机油泵	236
8.2.2	机油滤清器	239
8.2.3	机油散热器与机油冷却器	242
8.3	曲轴箱通风	243
8.3.1	曲轴箱通风的作用	243
8.3.2	曲轴箱的通风方式	244
参考文献		246

第 1 章 发动机工作原理和总体构造

1.1 汽车发动机的类型

目前，汽车的动力主要是内燃机。内燃机是将燃料与空气在发动机内部混合、燃烧而产生的热能转变为机械能的装置。将热能转变为机械能的发动机称为热力发动机（简称热机）。内燃机是热机的一种；另一种热机是外燃机，如蒸汽机等，其特点是燃料在机器外部的锅炉内燃烧（现代汽车早已不用这种机器了）。

车用发动机的分类大致如下。

（1）根据活塞的运动形式分类

① 往复活塞式发动机。

② 旋转活塞式发动机。

轿车所用的发动机主要是往复活塞式发动机，它在设计、制造、装配、修理及使用中各种技术已达到相当完善的程度，今后在相当长的时期内，仍将是轿车的主要动力形式，也是本书的主要介绍对象。旋转活塞式发动机（也称转子发动机）在国外（主要是日本）轿车中也有应用，虽然还有一些关键技术仍在研究中，而作为车用发动机，前景还是存在的。

（2）根据发动机完成一个工作循环的行程数分类

① 四冲程发动机。

② 二冲程发动机。

活塞式内燃机，它的每一个工作循环都是由进气、压缩、燃烧膨胀做功和排出废气所组成。活塞每两个单行程完成一个工作循环的称为二冲程发动机；活塞每四个单行程完成一个工作循环的称为四冲程发动机。

现代汽车发动机大都采用四冲程发动机。二冲程发动机由于存在排放、噪声、油耗等方面的问题，在汽车上很少采用。

（3）根据发动机使用燃料种类分类

① 汽油机（使用汽油作燃料的发动机）。

② 柴油机（使用柴油作燃料的发动机）。

③ 代用燃料发动机（使用其他燃料的发动机）。

传统汽车上使用汽油机较多。近些年来由于柴油作为燃料较汽油在动力性、经济性和排放等诸多方面存在着一定的优势，柴油机的应用逐渐增多，在中、重型发动机中已占据了主导地位。而由于汽油和柴油价格的不断上涨和石油资源的不断枯竭，各种代用燃料目前的发展也十分迅速。

(4) 根据发动机的冷却方式分类

① 水冷式发动机（用水冷却的发动机）。

② 风冷式发动机（用风冷却的发动机）。

汽车发动机大都采用水冷式。在有些较小排量的微型轿车上，也有少量发动机采用风冷式。

(5) 根据进气形式分类

① 自然进气方式的非增压式发动机。

② 进气增压方式的增压式发动机。

在普通汽车中，一般采用非增压式发动机，一些高性能轿车及大功率柴油机广泛采用增压式发动机。

1.2 发动机的基本工作原理

1.2.1 发动机基本结构和基本术语

单缸汽油发动机的基本构造如图 1-1 所示。汽缸 7 内装有活塞 8，活塞通过活塞销 10、连杆 11 与曲轴 14 相连接。活塞在汽缸内作往复运动，通过连杆推动曲轴转动。为了吸入新鲜空气和排出废气，还设有进气门 2 和排气门 3。

汽车发动机是一部复杂的能量转换机器，为了便于研究它的工作过程，图 1-2 给出了发动机能量转换机构的最基本组成及其运动关系和一些基本术语。

基本术语如下所述。

(1) 上止点。活塞顶部离曲轴中心最远处，即活塞最高位置。

(2) 下止点。活塞顶部离曲轴中心最近处，即活塞最低位置。

(3) 活塞行程 S 。上、下止点间的距离。

(4) 曲柄半径 R 。曲轴与连杆大头的连接中心至曲轴中心的距离。

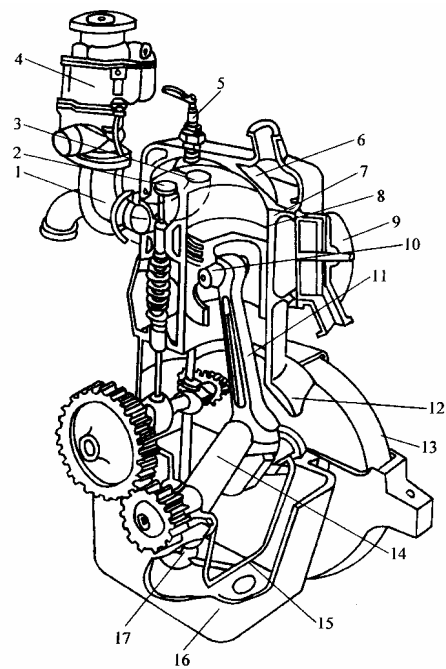


图 1-1 单缸四冲程汽油机结构示意图

1—进气管 2—进气门 3—排气门 4—化油器 5—火花塞 6—汽缸盖 7—汽缸 8—活塞 9—水泵
10—活塞销 11—连杆 12—曲轴箱 13—飞轮 14—曲轴 15—机油管 16—油底壳 17—机油泵

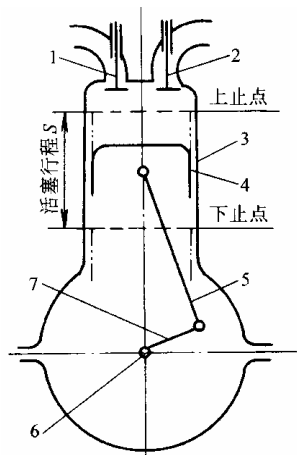


图 1-2 发动机示意图

1—进气门 2—排气门 3—汽缸 4—活塞 5—连杆 6—曲轴中心 7—曲柄

(5) 汽缸工作容积 V_h 。活塞从上止点到下止点所扫过的容积称为汽缸工作容积或汽缸排量, 用符号 V_h 表示。多缸发动机各汽缸工作容积的总和, 称为发动机工作容积或发动机排量, 用符号 V_L (单位为 L) 表示。

$$V_L = \frac{\pi D^2}{4 \times 10^3} S_i$$

式中: D ——汽缸直径 (cm);

S ——活塞行程 (cm);

i ——汽缸数。

(6) 燃烧室容积 V_c 。活塞在上止点时, 活塞顶上面的空间为燃烧室, 它的容积叫燃烧室容积 (单位为 L)。

(7) 汽缸总容积 V_a 。活塞在下止点时, 活塞顶上面整个空间的容积 (单位为 L), 它等于汽缸工作容积与燃烧室容积之和, 即

$$V_a = V_h + V_c$$

(8) 压缩比 f_c 。汽缸总容积与燃烧室容积的比值, 即

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}$$

压缩比 f 表示活塞由下止点移动到上止点时, 汽缸内气体被压缩的程度。压缩比愈大, 则压缩终了时汽缸内的压力和温度就愈高, 燃烧速度愈快, 发动机功率增大, 热效率高, 经济性好; 但压缩比过大, 汽油机会产生爆燃和表面点火等不正常燃烧现象。

目前, 一般车用汽油机的压缩比约为 6~10 (也有的高达 10 以上), 柴油机的压缩比约为 15~22。

1.2.2 四冲程汽油机的工作原理

发动机是一种能量转换机构, 它将燃料燃烧产生的热能转变成机械能。燃料在汽缸内每完成一次燃烧, 都要经过进气、压缩、燃烧做功和排气四个过程, 周而复始, 使曲轴连续运转。

四冲程汽油机是将汽油和空气混合成混合气, 然后进入汽缸, 用电火花点燃。四冲程汽油机按照如图 1-3 所示的顺序, 不断循环往复地进行运转。

(1) 进气行程。如图 1-3 (a) 所示, 由于曲轴的旋转, 活塞从上止点向下止点运动, 这时排气门关闭, 进气门打开。进气过程开始时, 活塞位于上止点, 随着活塞下移, 汽缸内容积增大, 在汽缸内产生真空吸力, 可燃混合气通过进气门被吸入汽缸, 直至活塞向下运动到下止点。在进气过程中, 受空气滤清器、进气管道、进气门等产生的阻力的影响, 进气终了时, 汽缸内气体压力略低于大气压, 约为 0.075MPa~0.09MPa, 同时受到残余废气和高温机件加热的影响, 温度达到 370K~400K。实际上, 汽油机的进气门是在活塞到

达上止点之前打开,并且延迟到下止点之后关闭,以便吸入更多的可燃混合气。

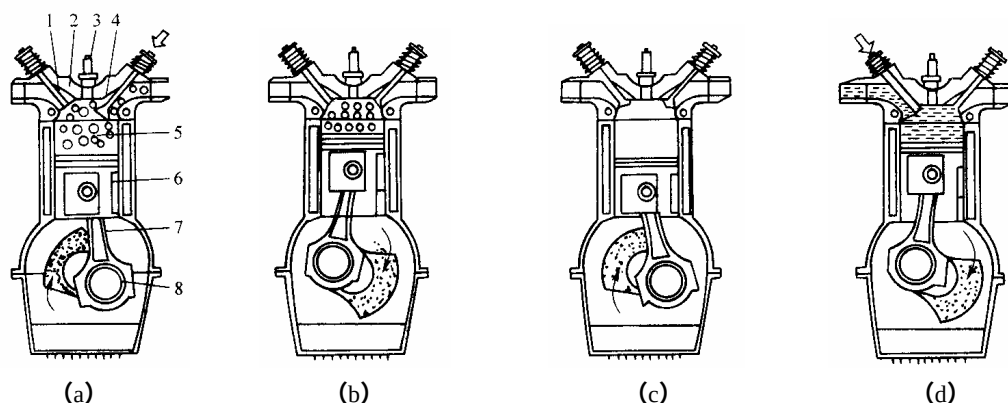


图 1-3 四冲程汽油机工作原理示意图

1—排气门 2—汽缸盖 3—火花塞 4—进气门 5—汽缸 6—活塞 7—连杆 8—曲轴

(2) 压缩行程。如图 1-3 (b) 所示,曲轴继续旋转,活塞从下止点向上止点运动,这时进气门和排气门都关闭,汽缸内成为封闭容积,可燃混合气受到压缩,当活塞到达上止点时压缩行程结束。此时可燃混合气压力可达 $0.6\text{MPa}\sim 1.2\text{MPa}$,温度可达 $600\text{K}\sim 700\text{K}$,为燃烧创造了良好的条件。

(3) 做功行程。如图 1-3 (c) 所示,做功行程也称做燃烧和膨胀行程。在这一行程中,进气门和排气门仍然保持关闭。当活塞位于压缩行程接近上止点(即点火提前角)位置时,火花塞产生电火花点燃可燃混合气,可燃混合气燃烧后放出大量的热使汽缸内的气体温度和压力急剧升高,最高压力可达 $3\text{MPa}\sim 5\text{MPa}$,最高温度可达 $2200\text{K}\sim 2800\text{K}$ 。高温高压气体的膨胀,推动活塞从上止点向下止点运动,通过连杆使曲轴旋转并输出机械功。随着活塞向下运动,汽缸内容积增加;气体压力和温度降低,当活塞运动到下止点时,做功行程结束,气体压力降低到 $0.3\text{MPa}\sim 0.5\text{MPa}$,气体温度降低到 $1300\text{K}\sim 1600\text{K}$ 。

(4) 排气行程。如图 1-3 (d) 所示,可燃混合气在汽缸内燃烧后成了废气,必须从汽缸中排出去以便进行下一个进气行程。当做功接近终了时,排气门开启,进气门仍然关闭,靠废气的压力先进行自由排气,活塞到达下止点再向上止点运动时,继续把废气强制排出到大气中去,活塞越过上止点后,排气门关闭,排气行程结束。实际上,汽油机的排气行程也是排气门提前打开,延迟关闭,以便排出更多的废气。排气终了时,气体压力仍高于大气压力,约为 $0.105\text{MPa}\sim 0.115\text{MPa}$,温度约为 $900\text{K}\sim 1200\text{K}$ 。

曲轴继续旋转,活塞从上止点向下止点运动,又开始了下一个工作循环。四冲程汽油机经过进气、压缩、做功、排气四个行程完成了一个工作循环,这期间活塞在上、下止点间往复运动了四个行程,相应地,曲轴旋转了两周。

1.2.3 四冲程柴油机的工作原理

四冲程柴油机和四冲程汽油机的工作过程相同，每一个工作循环同样包括进气、压缩、做功和排气四个行程。但由于柴油机使用的燃料是柴油，柴油与汽油有较大的差别（柴油黏度大，不易蒸发，自燃温度低），故可燃混合气的形成、着火方式、燃烧过程以及气体温度压力的变化都和汽油机不同。图 1-4 所示为四冲程柴油机的工作原理示意图。

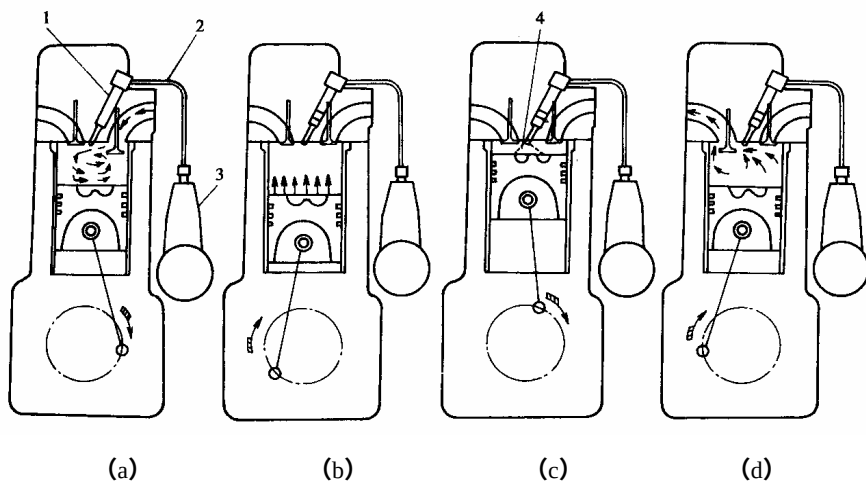


图 1-4 四冲程柴油机工作原理示意图

1—喷油器 2—高压油管 3—喷油泵 4—燃烧室

(1) 在进气行程中，柴油机吸入汽缸的是纯净的空气而不是可燃混合气，在进气通道中没有化油器，进气阻力小，进气终了时气体压力略高于汽油机的而气体温度略低于汽油机的。进气终了时气体压力约为 $0.0785\text{MPa}\sim 0.0932\text{MPa}$ ，气体温度约为 $300\text{K}\sim 370\text{K}$ 。

(2) 压缩行程压缩的也是纯净的空气，在压缩行程接近上止点时，喷油器将高压柴油以雾状喷入燃烧室，柴油和空气在汽缸内形成可燃混合气并着火燃烧。柴油机的压缩比比汽油机的压缩比大很多（一般为 $15\sim 22$ ），压缩终了时气体压力和温度都比汽油机高，压力约为 $3.5\text{MPa}\sim 4.5\text{MPa}$ ，温度约为 $750\text{K}\sim 1000\text{K}$ ，大大超过了柴油的自燃温度，因此柴油机的可燃混合气压缩后是自燃着火的，不需要点火，故柴油机又称为压燃机。

(3) 柴油喷入汽缸后，在很短的时间内与空气混合后便立即着火燃烧。柴油机的可燃混合气是在汽缸内部形成的，而不像汽油机那样是在汽缸外部的化油器中形成的。柴油机燃烧过程中汽缸内出现的最高压力要比汽油机高得多，可高达 $6\text{MPa}\sim 9\text{MPa}$ ，最高温度可高达 $2000\text{K}\sim 2500\text{K}$ 。做功行程终了时，气体压力约为 $0.2\text{MPa}\sim 0.4\text{MPa}$ ，气体温度约为 $1200\text{K}\sim 1500\text{K}$ 。

(4) 柴油机的排气行程和汽油机一样，废气同样经排气管排入到大气中去。排气终了

时，汽缸内的气体压力约为 0.105MPa~0.125MPa，气体温度约为 800K~1500K。

四冲程汽油机与四冲程柴油机的共同点如下。

(1) 每个工作循环都包含进气、压缩、做功和排气等四个活塞行程，每个行程各占 180° 曲轴转角，即曲轴每旋转两周完成一个工作循环。

(2) 四个活塞行程中，只有一个做功行程，其余三个是耗功行程。显然，在做功行程中，曲轴旋转的角速度要比其他三个行程时大得多，即在一个工作循环内曲轴的角速度是不均匀的。为了改善曲轴旋转的不均匀性，可在曲轴上安装转动惯量较大的飞轮或采用多缸内燃机并使其按一定的工作顺序依次进行工作。

两者不同之处如下。

(1) 汽油机的可燃混合气在汽缸外部开始形成并延续到进气和压缩行程終了，时间较长。柴油机的可燃混合气在汽缸内部形成，从压缩行程接近終了时开始，并占小部分做功行程，时间很短。

(2) 汽油机的可燃混合气用电火花点燃，柴油机则是自燃，所以汽油机又称为点燃式内燃机，柴油机称为压燃式内燃机。

从性能上看，柴油机的压缩比高，热效率高，燃油消耗率低，同时柴油价格较低，因此，柴油机的燃料经济性能好，而且柴油机的排气污染少，排放性能较好；它的主要缺点是转速低、质量大、噪声大、振动大、制造和维修费用高。

除了四冲程发动机外，还有二冲程发动机，它的工作循环也是由进气、压缩、做功、排气四个过程组成，但它是在曲轴旋转一圈（360°）、活塞上下往复运动两个行程内完成的。因此，二冲程发动机与四冲程发动机工作原理不同，结构也不一样。现代汽车上很少使用二冲程发动机，这里就不再介绍了。

1.3 发动机的总体组成

汽车发动机种类繁多，结构复杂，一般由上万个零件组成。但是，从总体上来看，汽油机都是在一个机体上安装两个机构（曲柄连杆机构、配气机构）和五大系统（供给系统、润滑系统、冷却系统、点火系统和启动系统），如表 1-1 和图 1-5 所示。柴油机则为四大系统，没有点火系统。

表 1-1 发动机总体组成

名 称	功 用	主 要 部 件
机体组	发动机的骨架，支撑着发动机的所有零部件	机体、汽缸、汽缸盖、汽缸垫等

(续表)

名 称	功 用	主 要 部 件
曲柄连杆机构	将活塞顶的燃气压力 转变为曲轴的转矩，输出机械能	活塞、连杆、曲轴、飞轮等
配气机构	按照发动机工作要求，定时开闭进排气门	气门组件，凸轮轴、挺杆、推杆、摇臂等
供给系统	按照发动机的工作要求，定时、定量供给所需要的燃料和空气，吸入新鲜气体，排出废气	汽油机：汽油箱、汽油泵、空气滤清器、汽油滤清器、各种传感器、电控单元、喷油器、排气组件等 柴油机：柴油箱、输油泵、滤清器、喷油泵、调速器、喷油器、排气组件等
点火系统	按规定的时刻，准是点燃汽油机汽缸内的可燃混合气	蓄电池、点火开关、点火线圈组件、传感器、电控装置、火花塞等
润滑系统	润滑、冷却、清洗、密封、防腐等	油底壳、机油泵、机油滤清器、机油压力表、油道等
冷却系统	保持发动机在适宜的温度下工作	水泵、风扇、节温器、散热器、水道等
启动系统	启动发动机	蓄电池、启动开关、启动机等

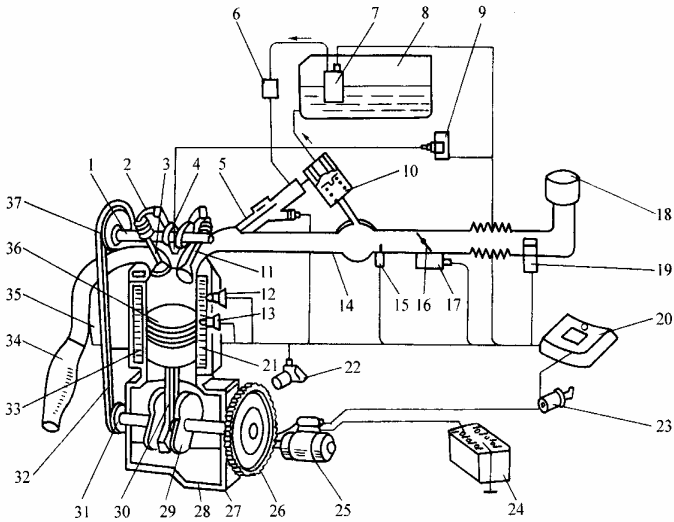


图 1-5 汽车发动机总体组成（汽油机）

1—凸轮轴 2—摇臂 3—排气门 4—火花塞 5—电控喷油器 6—燃油滤清器 7—电动燃油泵 8—燃油箱 9—点火线圈组件 10—燃油压力调节阀 11—进气门 12—冷却液温度传感器 13—爆燃传感器 14—进气管 15—进气温度传感器 16—节气门 17—节气门传感器 18—空气滤清器 19—空气质量计 20—控制单元（ECU） 21—冷却液套 22—发动机转速传感器 23—点火开关 24—蓄电池 25—启动马达 26—飞轮 27—油底壳 28—机油 29—曲轴 30—连杆 31—曲轴带轮 32—传动带 33—汽缸 34—排气三元催化转化器 35—氧传感器 36—活塞 37—凸轮轴带轮

1.4 发动机的性能指标

评价一台发动机好坏,需要有一批性能指标来衡量。常见的性能指标有动力性能指标、经济性能指标、运转性能指标和可靠性、耐久性能指标等。

1.4.1 动力性能指标

1. 有效转矩

发动机曲轴输出的平均转矩称为有效转矩,以 T_e 表示,单位为 $N \cdot m$ 。有效转矩与外界施加于发动机曲轴上的阻力矩相平衡,可以用发动机台架试验方法测得。

2. 平均有效压力

平均有效压力指单位汽缸工作容积所输出的有效功,以 P_{me} 表示,单位为 kPa 。平均有效压力越大,动力性能越好。

3. 有效功率

发动机曲轴输出的功率称为有效功率,用 P_e 表示(单位为 kW),它等于有效转矩与曲轴角速度的乘积,即

$$P_e = T_e \frac{2\pi n}{60} \times 10^{-3} = \frac{T_e n}{9550}$$

式中: T_e ——有效转矩 ($N \cdot m$);

n ——曲轴转速 (r/min)。

发动机制造厂按国家规定标定的有效功率,称为标定功率。在以标定功率运行时的发动机转速称为标定转速,发动机铭牌上标明的功率就是标定功率。

发动机还常用升功率 P_e (单位为 kW/L) 比较不同发动机的动力性能,它是指发动机在标定工况下每升汽缸工作容积所发出的有效功率,即

$$P_c = \frac{P_e}{V_h i}$$

式中: V_h ——汽缸工作容积;

i ——汽缸数。

可见,升功率越大,发动机动力性能越好。

1.4.2 经济性能指标

1. 燃油消耗率

每小时单位有效功率消耗的燃油量称为燃油消耗率 [单位为 $g/(kW \cdot h)$], 用 B_e 表示。

$$B_e = \frac{B}{P_e} \times 10^3$$

式中： B ——发动机每小时消耗的燃油质量 (kg/h)；
 P_e ——发动机的有效功率 (kW)。

2. 有效热效率

燃料中所含的热量转变为有效功的比例称为有效热效率，用 η_e 表示。

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_1}$$

式中： W_e ——发动机有效功 (kJ)；
 Q_1 ——燃料中所含的热量 (kJ)。

现代汽车汽油机的 η_e 值一般为 0.30 左右，柴油机的为 0.40 左右。

1.4.3 运转性能指标

发动机的运转性能指标主要有排放指标、噪声、启动性能等。

1. 排放指标

发动机的排气中含有多种对人体有害的物质，主要有一氧化碳 (CO)、碳氢化合物 (HC)、氮氧化物 (NO_x)、光化学烟雾、二氧化硫 (SO₂)、醛类和微粒 (含碳烟) 等。

据资料介绍，目前世界汽车保有量 6.6 亿辆，每年排向大气中的有害物质高达 7 亿多吨，严重污染了大气，已形成公害。为此，各国都制定了相应的汽车排放标准，我国的排放标准参照欧洲法规体系，2000 年开始执行 EU I 标准，2003 年开始执行 EU II 标准。

2. 噪声

噪声是发动机工作时发出的一种声强和频率无一定规律的声音，主要有燃烧噪声和机械噪声，它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，容易使人性情烦躁、反应迟钝，甚至耳聋、诱发高血压和神经系统的疾病。汽车是城市的主要噪声源之一，发动机又是汽车的主要噪声源，应该给予控制。我国的噪声标准中规定：小型水冷汽油机的噪声不大于 110dB (A)，轿车的噪声不大于 82dB (A)。

3. 启动性能

启动性能是表征发动机启动难易的指标。发动机启动性能好，便于汽车起步行驶，同时减少了启动时的功率消耗和发动机的磨损。

启动性能一般以一定条件下的启动时间长短来衡量。我国标准规定：不采用特殊的低

温启动措施，汽油机在 -10°C 、柴油机在 -5°C 以下的气温条件下启动，能在 15s 以内达到自行运转。

1.4.4 可靠性与耐久性能指标

可靠性与耐久性也是汽车发动机使用中的两个重要指标。

1. 可靠性

可靠性是指发动机在规定的运转条件下能够持续工作、不至因为故障而影响正常运转的能力。一般以保证期内的不停车故障数、停车故障数、更换主要零件和重要零件数等具体指标来衡量。按照汽车发动机可靠性试验方法的规定，我国汽车发动机应能在标定工况下连续运行 300h~1000h。

2. 耐久性

耐久性是指发动机在规定的运转条件下、长期工作而不太大修的性能。一般以发动机从开始使用到第一次大修前累计运转的时间表示。

发动机的动力性能指标、经济性能指标、运转性能指标和可靠性、耐久性等指标，对不同用途的发动机要求是不同的。各项指标之间既相互联系又相互制约，往往为了降低排气污染，而不得不牺牲发动机的动力和经济性能指标。

1.5 发动机的编号规则

为了便于内燃机的生产管理和使用，我国对内燃机的名称和型号进行审定并颁布了国家标准 GB/T725—1991。标准的主要内容如下。

(1) 内燃机产品名称均按所采用的燃料命名，例如柴油机、汽油机、煤气机、沼气机、双（多种）燃料发动机等。

(2) 内燃机型号由阿拉伯数字、汉语拼音字母和 GB 1883 中关于汽缸布置所规定的象形字符号组成。

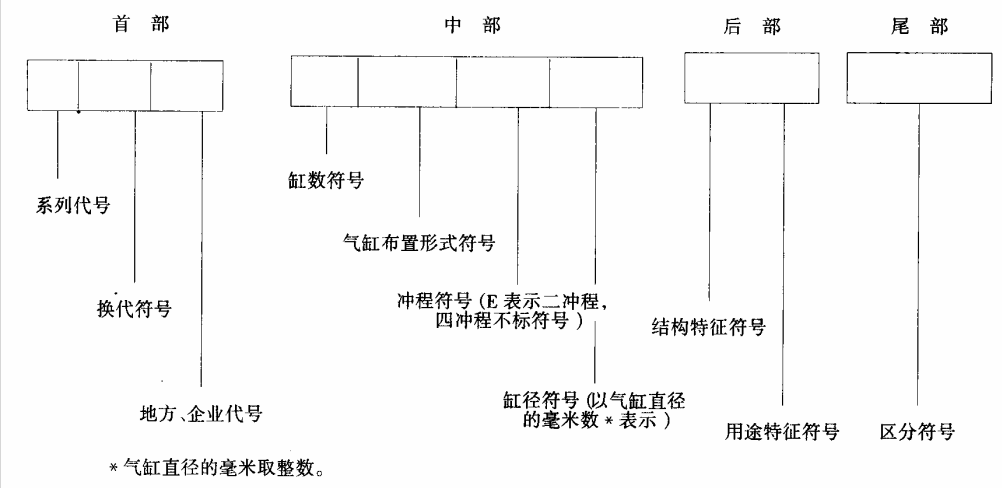
(3) 内燃机型号由四部分组成。

① 首部：包括产品系列代号、换代符号和地方、企业代号，由制造厂根据需要自选相应的字母表示，但需经行业标准化归口单位核准、备案。

② 中部：由缸数符号、汽缸布置形式符号、冲程符号和缸径符号组成。

③ 后部：由结构特征符号和用途特征符号组成。

④ 尾部：区分符号。同一系列产品因改进等原因需要区分时，由制造厂选用适当的符号表示，后部与尾部可用“-”分隔。
型号表示方法如下。



汽缸的布置形式符号如表 1-2 所示。

表 1-2 汽缸布置形式符号

符 号	含 义
无符号	多缸直列及单缸
V	V 型
P	平卧形

汽缸的结构特征符号如表 1-3 所示。

表 1-3 结构特征符号

符 号	结 构 特 征
无符号	水冷
F	风冷
N	凝汽冷却
S	十字头式
Z	增压
Z _L	增压中冷
Dz	可倒转

汽缸的用途特征符号如表 1-4 所示。

表 1-4 用途特征符号

符 号	用 途
无符号	通用型及固定动力
T	拖拉机
M	摩托车
C	工程机械
Q	汽车
J	铁路机车
D	发电机组
C	船用主机，右机基本型
C _Z	船用主机，左机基本型
Y	农用运输车
L	林业机械

型号示例如下。

(1) 柴油机

① YZ6102Q——六缸直列、四冲程、缸径 102mm、水冷、汽车用（YZ 为扬州柴油机厂代号）；

② 10V120FQ——10 缸 V 型汽缸排列、四冲程、缸径 120mm、风冷、汽车用；

(2) 汽油机

① 1E65F——单缸、二冲程、缸径 65mm、风冷、通用型；

② EQ6100-l——六缸、直列、四冲程、缸径 100mm、水冷，区分符号 1 表示第一种变型产品，EQ 为东风汽车公司代号。

第 2 章 曲柄连杆机构

2.1 概 述

2.1.1 功用与组成

(1) 功用。曲柄连杆机构是往复式发动机将热能转换为机械能的主要机构。曲柄连杆机构的功用是：将燃气作用在活塞顶上的压力转变为能使曲轴旋转运动而对外输出的动力。在发动机的工作过程中，燃料燃烧产生的气体压力直接作用在活塞顶上，推动活塞作往复直线运动，经活塞销、连杆和曲轴，将活塞的往复直线运动转换为曲轴的旋转运动。发动机产生的动力，大部分经由曲轴后端的飞轮输出，还有一部分用以驱动发动机本身的其他机构和系统，如发电机、水泵、机油泵、空调压缩机、转向助力泵等。

(2) 组成。曲柄连杆机构由机体组、活塞连杆组和曲轴飞轮组三部分组成，如图 2-1 所示。机体组主要包括汽缸体、曲轴箱、汽缸盖、汽缸套和汽缸垫等机件；活塞连杆组主要包括活塞、活塞环、活塞销和连杆等运动件；曲轴飞轮组主要包括曲轴和飞轮等机件。

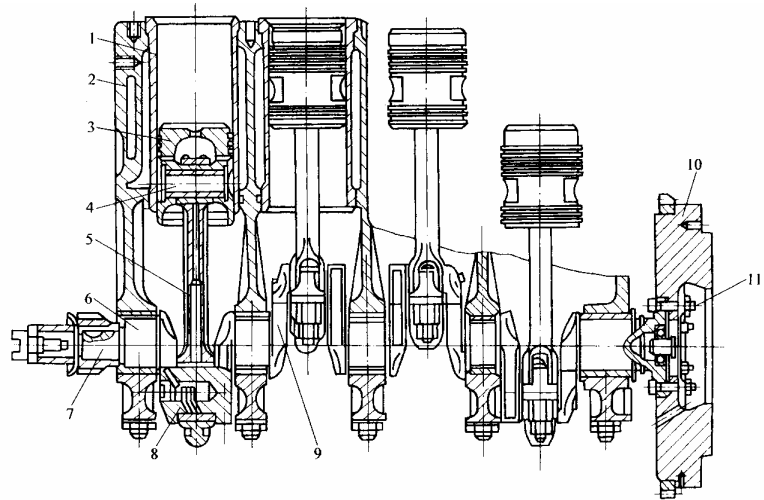


图 2-1 曲柄连杆机构的组成

- 1—汽缸套 2—汽缸体 3—活塞 4—活塞销 5—连杆 6—曲轴主轴颈
7—曲轴 8—连杆轴颈 9—曲柄 10—飞轮 11—飞轮连接螺栓

2.1.2 工作条件与受力分析

在发动机工作时，汽缸内的最高温度可达 2500K 以上，最高压力可达 5MPa~9MPa，现代发动机最高转速可达 6000r/min~8000r/min，其线速度是很高的。此外，与可燃混合气和燃烧废气接触的机件（如汽缸、汽缸盖、活塞组等）还将受到化学腐蚀和电化学腐蚀。因此，曲柄连杆机构是在高温、高压、高速和有腐蚀的条件下工作的。

由于曲柄连杆机构是在高压下作变速运动，因此，它在工作中的受力情况很复杂，其中主要有气体作用力、运动质量的惯性力、旋转运动件的离心力以及相对运动件的接触表面所产生的摩擦力等。

(1) 气体作用力

在每个工作循环的四个行程中，气体压力始终存在。但由于进气、排气两个行程中的气体压力较小，对机件影响不大，故这里主要分析做功和压缩两个行程中气体的作用力。

如图 2-2 (a) 所示，在做功行程中，气体压力推动活塞向下运动，设活塞所受的总压力为 F_p ，其传到活塞销上可分解为 F_{p1} 和 F_{p2} 。分力 F_{p1} 通过活塞销传给连杆，并沿连杆方向作用在连杆轴颈上， F_{p1} 还可分解为两个分力 R 和 S 。分力 R 沿曲柄方向使曲轴主轴颈与主轴轴承间产生压紧力；分力 S 垂直于曲柄，其除了使主轴颈和主轴轴承之间产生压紧力外，还对曲轴产生转矩，驱动曲轴旋转。 F_{p2} 把活塞压向汽缸壁，形成活塞与缸壁间的侧压力，有使机体翻倒的趋势，故机体下部的两侧应支撑在车架上。

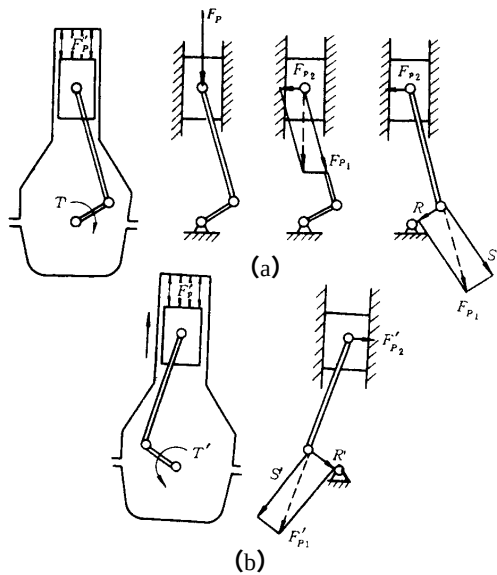


图 2-2 气体作用力情况示意图
(a) 做功行程 (b) 压缩行程

在压缩行程中，气体压力是阻碍活塞向上运动的阻力。这时，作用在活塞顶上的气体总压力也可分解为 F_{p1}' 和 F_{p2}' ，见图 2-2 (b)。 F_{p2}' 又可分解为 R' 和 S' ，分力 S' 对曲轴形成一个旋转阻力矩，企图阻止曲轴旋转。而 F_{p1}' 则将活塞压向汽缸的另一侧壁。

由上述分析可知，做功行程中气体压力越大，发动机动力也越大。但气体压力又是造成机件磨损和损坏的主要因素，如活塞与活塞销、活塞销与连杆衬套、连杆轴承与连杆轴颈、主轴承与主轴颈等在气体压力作用下互相压紧，在运动中产生磨损；另外，气体压力还会使活塞紧压在汽缸壁上，从而加剧活塞、活塞环和汽缸壁的磨损。

(2) 往复惯性力与离心力

往复运动的物体，当运动速度变化时，将产生往复惯性力；物体绕某一中心作旋转运动时，就会产生离心力（若旋转速度发生变化时，还会产生转动惯量）。这两种力在曲柄连杆机构的运动中都存在。

当活塞从上止点向下止点运动时，其速度变化规律是：从零开始，逐渐增大，临近中间达最大值，然后又逐渐减小至零。也就是说，当活塞向下运动时，前半行程是加速运动，惯性力向上，以 F_j 表示，如图 2-3 (a)。后半行程是减速运动，惯性力向下，以 F_j' 表示，如图 2-3 (b)。同理，当活塞向上运动时，前半行程惯性力向下，后半行程惯性力向上。由于往复惯性力和气体压力都可以认为是作用于汽缸中心，只是上、下方向有时不同，因此，惯性力分解后引起各传动机件的受力情况和气体压力相同。但惯性力不作用于汽缸盖，它在单缸发动机内部是不平衡的，会引起发动机上下振动；多缸发动机的惯性力可能在各缸之间相互平衡，引起振动的倾向大为减小。

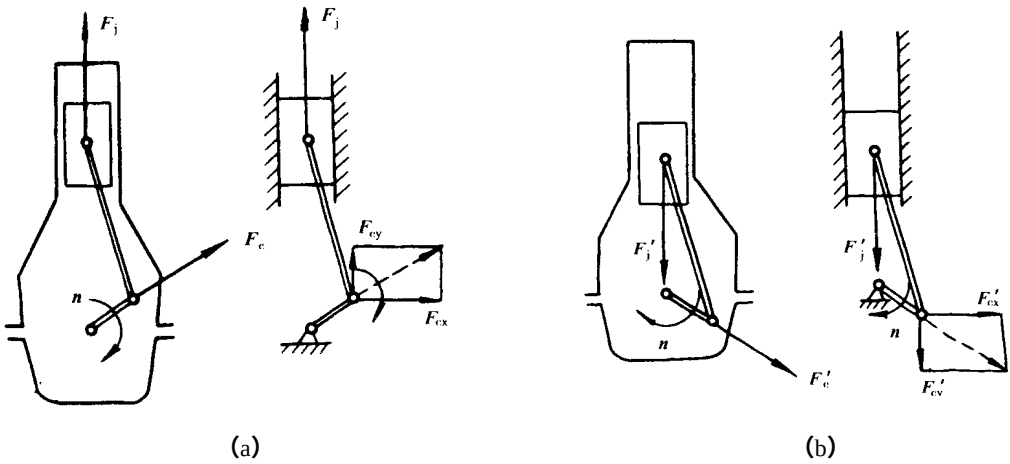


图 2-3 离心力和往复惯性力作用情况示意图

(a) 活塞在上半行程时的惯性力 (b) 活塞在下半行程时的惯性力

偏离曲轴轴线的曲柄、连杆轴颈和连杆大头在绕曲轴轴线旋转时，将产生离心力 F_e

(见图 2-3)，其方向沿曲柄向外。 F_e 在垂直方向上的分力 F_{ey} 与往复惯性力 F_j 的方向总是一致的，因而加剧了发动机的上下振动；而水平方向上的分力 F_{ex} 则使发动机产生水平方向的振动。另外，离心力使连杆大头的轴承和轴颈、曲轴主轴承和轴颈受到又一附加载荷，增加了它们的变形和磨损。

(3) 摩擦力

曲柄连杆机构中互相接触的表面作相对运动时都存在摩擦力，其大小与正压力和摩擦系数成正比，其方向总是与相对运动的方向相反。摩擦力的存在是造成配合表面磨损的根源。

上述各种力，作用在曲柄连杆机构的各有关零件上，使它们承受了拉伸、压缩、弯曲和扭转等不同形式的载荷。为了保证工作可靠，减少磨损，减轻振动，在结构上应采取相应措施。如为了减小曲轴离心力的影响，在曲柄上增设平衡块；为抵抗连杆的拉伸、压缩及弯曲等变形，将连杆杆身断面制成“工”字形；为减小惯性力的影响，活塞采用密度小的铝合金材料；为减少机件磨损，可提高加工精度、材料硬度和加强润滑等。

2.2 机 体 组

机体组(如图 2-4 所示)包括汽缸盖罩、汽缸盖、汽缸垫、汽缸体—曲轴箱、汽缸套、油底壳等零件。

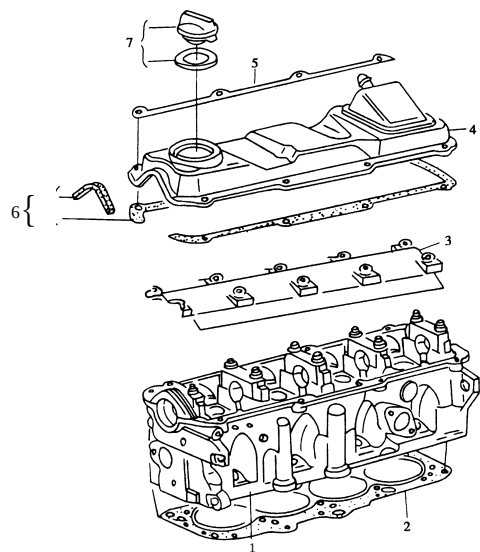


图 2-4 发动机机体组

1—汽缸盖 2—汽缸垫 3—机油反射罩 4—汽缸盖罩 5—压条 6—气门罩垫 7—加油盖

2.2.1 汽缸盖罩与汽缸盖、汽缸垫

汽缸盖罩的功用是防止灰尘进入汽缸盖，上有加注机油的口及曲轴箱通风口。

汽缸盖用来密封汽缸的上部，与活塞、汽缸等共同构成燃烧室。

汽缸盖的燃烧室壁面同汽缸一样承受燃气所造成的热负荷及机械负荷，由于它接触温差很大的燃气时间较缸体时间长，因而汽缸盖承受的热负荷更甚于汽缸体。顶置气门式汽缸盖设有冷却水套（水冷式发动机）或散热片（风冷式发动机）、燃烧室、进、排气道及气门导管孔和进排气门座等，汽油机汽缸盖还设有火花塞座孔，柴油机的汽缸盖设有安装喷油器的座孔。

汽油机的燃烧室是由活塞顶部和汽缸盖上的相应凹坑组成。对汽油机的燃烧室基本要求主要有四点：一是结构紧凑，缩短火焰行程，减少爆燃倾向；二是面容比小，冷却面积小，以减少热量损失；三是使混合气在压缩终了时能形成一定的涡流，以提高混合气的混合质量和燃烧速度，保证混合气及时充分的燃烧；四是表面要光滑，不易积炭，排气净化好。

汽油机常见的燃烧室类型如图 2-5 所示。

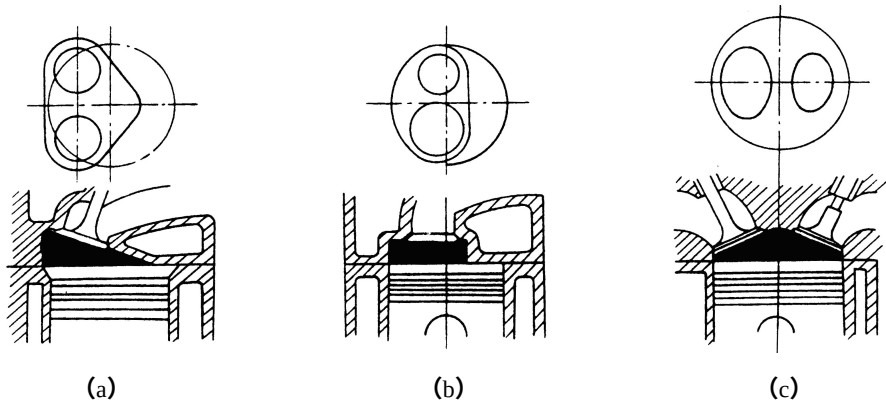


图 2-5 汽油机燃烧室
(a) 楔形燃烧室 (b) 盆型燃烧室 (c) 半球形燃烧室

- (1) 楔形燃烧室
- 楔形燃烧室（图 2-5 (a)）的气门斜置，导流较好，充气效率高。在压缩终了，能形成挤气涡流，因而燃烧速度快，经济性和动力性较好，并有利于减少 CO 和 HC 的排放，但 NO_x 排放稍高。
- (2) 盆形燃烧室
- 盆形燃烧室（图 2-5 (b)）的气门平行于汽缸轴线，可形成挤气涡流，但盆的形状狭窄，气门尺寸受到限制，换气质量较差，燃烧速度较低，燃烧质量稍差，CO 和 HC 排放较高而 NO_x 的排放较低。

(3) 半球形燃烧室

半球形燃烧室（图 2-5（c））的气门成横向 V 型排列，因此气门头部直径可以做得较大，换气好，火花塞多位于燃烧室的中部，使火焰行程短，燃烧剧烈而完全，抗爆性好，经济性、动力性好，CO 和 HC 排放少，而 NO_x 排放较高。半球形燃烧室是高速发动机常用的燃烧室。

为了制造和维修方便，减小变形对密封的影响，缸径较大的发动机多采用分开式汽缸盖，即一缸一盖、二缸一盖或三缸一盖；缸径较小的发动机多采用整体式缸盖。汽缸盖一般用灰铸铁和合金铸铁铸成。现代汽油机为了提高散热性能和减少重量，多采用铝合金缸盖。

汽缸垫用来保证汽缸体与汽缸盖接合面间的密封，防止漏气、漏水。

汽缸垫应满足下列要求：在高温、高压燃气作用下有足够的强度，不易损坏；耐热和耐腐蚀，即在高温高压燃气或有压力的机油和冷却水的作用下不烧损或变质；具有一定的弹性，能补偿接合面的不平度，以保证密封。

汽缸垫有多种形式，常用的有金属—石棉汽缸垫，外包铜皮和钢皮，且在缸口、水孔、油道口周围卷边加强，内填石棉（常掺入铜屑或铜丝，以加强导热，平衡缸体与缸盖的温度），这种衬垫压紧厚度为 1.2mm~2mm，有很好的弹性和耐热性，能重复使用，但厚度和质量的均一性较差。还有的采用金属骨架—石棉垫，用编织的钢丝网或有孔钢板（冲有带毛刺小孔的钢板）为骨架，外覆石棉及橡胶粘结压成垫片，表面涂以石墨粉等润滑剂，只在油道口及水道处用金属片包边，这种缸垫弹性更好，但易粘结，一般只能使用一次。还有的汽缸垫除有金属骨架，石棉外又包金属皮。某些强化发动机，采用纯金属汽缸垫，由单层或多层金属片（铜、铝或低碳钢）制成，为了加强密封，在缸口、水孔、油道口处，冲有弹性凸筋。有些国外发动机使用耐热密封胶彻底取代汽缸垫。使用耐热密封胶和纯金属垫的发动机，对缸体和缸盖结合面均要求有较高的加工精度。

为了保证汽缸的密封，避免其变形，紧固缸盖螺栓时应从中央向四周、分次逐步地按规定力矩拧紧，拆卸时则在冷态拧的相反方向进行。

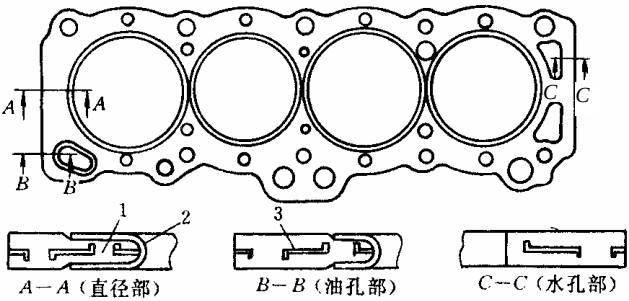


图 2-6 汽缸垫

1—石棉 2—钢板 3—芯骨

2.2.2 汽缸体和曲轴箱

汽缸体是汽缸的壳体，曲轴箱是支承曲轴作旋转运动的壳体，二者组成了发动机的机体。其结构型式有整体式和分体式两种。

整体式结构是将汽缸体与曲轴箱铸成一体，笼统地称为汽缸体（如图 2-7），通常用于水冷式发动机；分体式结构是将汽缸体与曲轴箱分开铸造再用螺栓连接起来，多用于风冷式发动机。整体式的汽缸体或分体式的曲轴箱是组装发动机的基础件，并由它来保持发动机各运动件相互之间的位置关系。

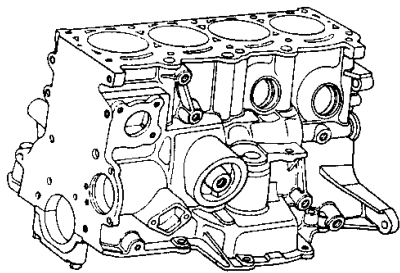


图 2-7 汽缸体

汽缸体和曲轴箱承受有较大的机械负荷，不仅包括前述的各种力，还有汽车行驶时发动机本身的质量引起的各种冲击力。汽缸体还要承受较复杂的热负荷——燃烧气体给予汽缸壁的热量（热量主要通过汽缸体来散失）。由其功用和工作条件可知，汽缸体和曲轴

箱要具有足够的强度、刚度和良好的耐热性、耐蚀性等。需要强调的是，汽缸体和曲轴箱的变形会破坏各运动件间的相互位置关系，导致发动机的技术状况变坏和寿命降低，因而对刚度和强度的要求同样重要。

根据工作条件和结构特点，缸体多采用优质灰铸铁制造。为了提高汽缸的耐磨性，有时在铸铁中加少量合金元素如镍、铂、铬、磷等，也有的强化柴油机采用了球墨铸铁。某些发动机为了减轻质量、加强散热，采用铝合金制造。

汽缸体内引导活塞做往复运动的圆筒就是汽缸。为了使汽缸散热，在汽缸的外面制有水套（水冷式）或散热片（风冷式）。曲轴箱有前后壁和中间隔板，其上制有主轴承座孔，大多数发动机在缸体上还制有凸轮轴轴承座孔。为了这些轴承的润滑，在侧壁上钻有主油道，前后壁和中间隔板上钻有分油道。

整体式汽缸体有上下两个平面，用以安装汽缸盖和油底壳，这两个平面也往往是汽缸修理的加工基准，因此在拆装时应注意保护。分体式的汽缸体下部有一凸缘和止口，曲轴箱有支承汽缸体的平面和止口，用它们来保证二者之间的正确定位，在支承面上还可加金属垫片来调整活塞顶和汽缸盖间的距离。

汽车用多缸发动机汽缸的排列形式如图 2-8 所示。其中，直列式多用于六缸以下的发动机；“V”型式多用于六缸、八缸以上的发动机，这种结构型式刚度大，缩短了发动机的长度和高度，质量也有所减轻；对置汽缸式发动机，高度比其他型式的小，使得汽车（特别是轿车和大型客车）的总布置更为方便。另外，汽缸对置对于风冷发动机也是有利的；“W”形式多用于八缸以上的发动机，其结构更加紧凑，多用于高档轿车，如奥迪 A8。

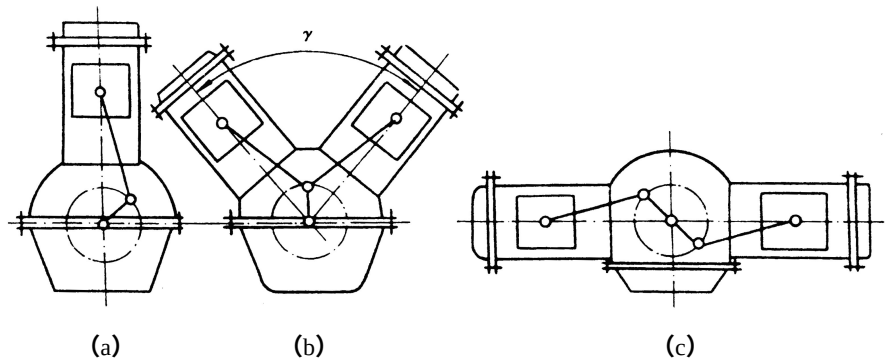


图 2-8 多缸发动机汽缸排列形式

(a) 直列式 (b) V 型式 (c) 对置式

曲轴箱有三种基本形式：平分式、龙门式、隧道式（如图 2-9 所示）。平分式曲轴箱其主轴承座孔中心线位于曲轴箱分界面上，特点是制造方便，但刚度较差，且前后端呈半圆形，与油底壳接合面的密封较困难，多用于中小型发动机。龙门式曲轴箱的主轴承座孔中心线高于曲轴轴线分界面，其特点是结构刚度较好，且油底壳前后端为一平面，其密封简单可靠，被大中型发动机广泛采用。隧道式曲轴箱其主轴承座孔不分开，特点是刚度最大，主轴承同轴度易保证，但拆装较困难，安装的曲轴多为组合式曲轴，其主轴承采用滚动轴承。

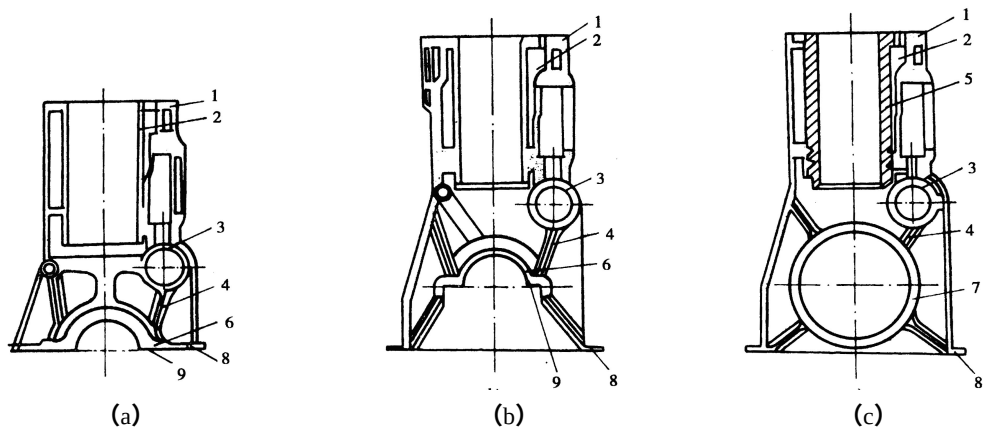


图 2-9 曲轴箱的结构形式示意图

(a) 一般式 (b) 龙门式 (c) 隧道式

1—汽缸体 2—水套 3—凸轮轴座孔 4—加强筋 5—湿缸套 6—主轴承座
7—主轴承座孔 8—安装油底壳的加工面 9—安装主轴承盖的加工面

为了提高了缸体的使用寿命又避免材料的浪费，目前更多的是在汽缸内镶入汽缸套的方法，缸套用耐磨性较好的合金铸铁或合金钢制造，以延长汽缸的使用寿命，而汽缸体可用价格较低的普通铸铁或铝合金等材料制成。

汽缸套有干式和湿式两种形式（如图 2-10 所示）。

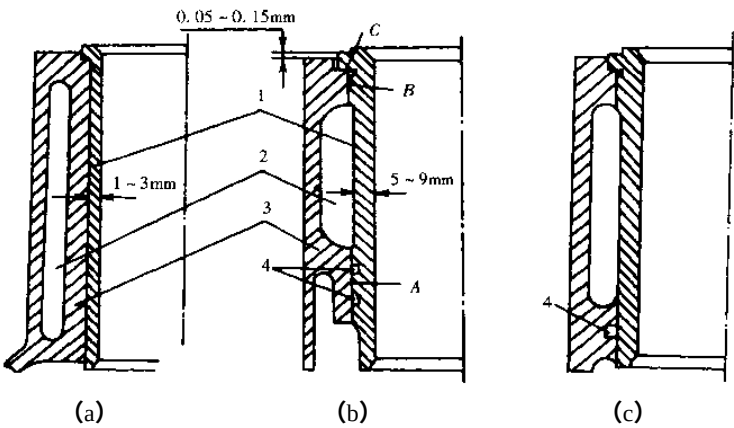


图 2-10 汽缸套形式

- (a) 干式汽缸套 (b) 湿式汽缸套 (c) 湿式汽缸套
- 1—汽缸体 2—水套 3—缸套 4—密封圈
A—下支承密封带 B—上支承密封带 C—缸套凸缘平面

干式缸套的特点是外表面不直接与冷却水接触，其壁厚一般为 1~3mm。为了获得与缸体间足够的实际接触面积、保证缸套的散热和定位，缸套的外表面和与其配合的汽缸体承孔的内表面都有一定的加工精度，二者一般采用过盈配合。干式缸套的优点是不易漏水漏气，缸体结构刚度大、缸心距小、质量轻。

湿式缸套的特点是其外表面直接与冷却水接触。另外，它较干式缸套壁厚大，其厚一般为 5~9mm。汽缸套的外表面有两个保证径向定位的圆带，缸套的轴向定位是利用上端的凸缘。为了更好的密封，有的缸套凸缘下面还装有紫铜垫片。

汽缸套的上支撑定位带直径略大，与缸套座孔配合较紧密。下支撑带与座孔的配合较松，常有 1~3 道耐热、耐油橡胶密封圈来封水，其密封形式有两种，使用较广泛的一种是将密封环槽开在汽缸体上。大多数湿式汽缸套装入座孔后，其顶面高出汽缸体上平面 0.05~0.15mm。这样当紧固汽缸盖螺栓时，可将汽缸盖衬垫压的更紧，以保证汽缸更好地密封和汽缸套更好的定位。

湿式缸套的优点是缸体上没有封闭的水套，铸造较容易，又便于修理更换，且散热效果较好；缺点是缸体的刚性差，易产生穴蚀，且容易漏气漏水。

2.2.3 油底壳

油底壳(如图 2-11 所示)的主要功用是贮存和冷却机油并封闭曲轴箱。在最低处设有放油螺栓,以便放出润滑油,有的放油螺栓还带有磁性,可以吸附润滑油中的铁屑,以减小发动机的磨损。为了防止汽车振动时油底壳油面产生较大的波动,在油底壳的内部设有稳油挡板,有些发动机油底壳中还装有机油的油位传感器。

油底壳受力很小,一般用薄钢板冲压而成,有些铝合金油底壳还带有散热片;为了防止曲轴箱与油底壳漏油,要求都有密封垫或采用密封胶密封;发动机几乎在汽车的最低点,有些发动机在油底壳下装有护板。

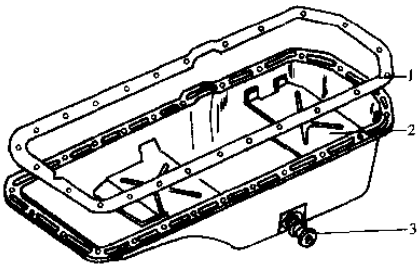


图 2-11 油底壳示意图

1—垫片 2—油底壳 3—放油螺栓

2.2.4 发动机支撑

发动机一般通过汽缸体和飞轮壳上的支撑点支撑在车架上。支撑方式有三点支撑和四点支撑两种。三点支撑如图 2-12 (a) 所示,前端两点通过汽缸体支撑在车架上,后端一点在变速器壳上;四点支撑如图 2-12 (b) 所示,前端两点同三点支撑,后端两点是通过飞轮壳支撑在车架上。

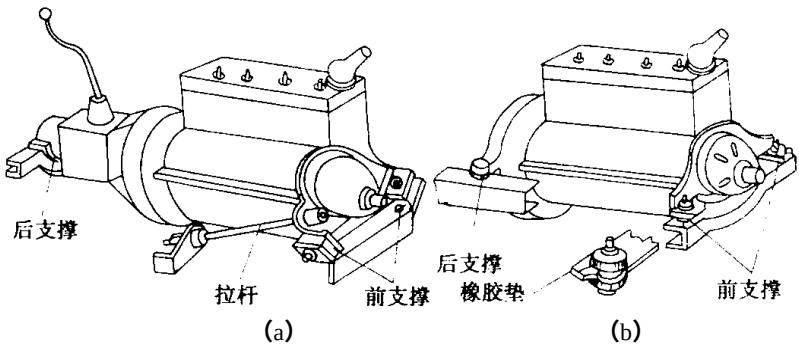


图 2-12 发动机支撑

(a) 三点支撑 (b) 四点支撑

发动机在车架上的支撑都是弹性支撑,主要是为了消除汽车在行驶中车架的扭转变形对发动机的影响,以及减少传给底盘和乘员的振动和噪声。但这使得发动机运转时可能发

生横向角振动，因此必须保证在发动机振动时不致破坏与发动机相连接的各种管、杆等正常工作。

2.3 活塞连杆组

活塞连杆组由活塞、活塞环、活塞销和连杆等主要部件组成，如图 2-13 所示。

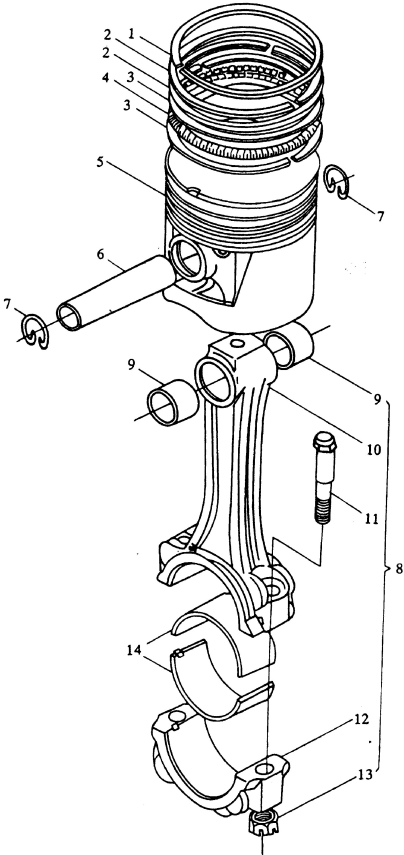


图 2-13 活塞连杆组

- 1—第一道气环 2—第二、三道气环 3—油环刮油片 4—油环衬簧 5—活塞环槽 6—活塞销
7—卡环 8—连杆组件 9—连杆小头衬套 10—连杆小头 11—连杆大头螺钉
12—连杆大头盖 13—连杆大头锁紧螺母 14—连杆大头轴瓦

2.3.1 活塞

活塞的功用是与汽缸盖、汽缸壁等共同组成燃烧室，承受气体压力，并将此力通过活塞销传给连杆，以推动曲轴旋转。

活塞是在高温、高压、高速及润滑和散热均困难的条件下工作的，其工作条件是：气体压力大、工作温度高。活塞顶部在做功行程时，承受着带有冲击性的高压气体冲击力，对于汽油机活塞，瞬时的压力值可达 5MPa；对于柴油机活塞，其最大值可达 10 MPa，增压时则更高，使数万乃至十几万牛（N）的力，突然作用到活塞顶上，高速时每秒钟要发生 20~40 次。高压导致活塞的侧压力大，加速活塞外表面的磨损，也容易引起活塞的变形。由于活塞顶部直接与高温气体接触，燃气的最高温度可达 2500 K 以上，而活塞的散热条件极差，因此，活塞的温度很高，可达 600K~700K。高温一方面使活塞材料的机械强度显著下降，另一方面会使活塞的热膨胀量增大，容易破坏与其相关零件的配合。

活塞在汽缸内做高速运动，一般汽车用汽油机转速为 4000 r/min~6000 r/min，活塞的平均速度为 8m/s~12m/s，其瞬间速度会更高。由受力分析可知，活塞运动速度的大小和方向在不断地变化，故可引起较大的惯性力，它将使曲柄连杆机构的各零件和轴承承受附加载荷。

活塞有如下要求：要有足够的强度和刚度，质量要尽量小，以保持最小的惯性力；导热性要好，有充分的散热能力；要有足够的耐热性；活塞与汽缸壁间应有较小的摩擦系数；温度变化时，尺寸和形状变化要小；和汽缸壁间要保持最小的间隙。

汽车发动机目前广泛采用的活塞材料是铝合金。铝合金活塞具有质量小（约为同样结构的铸铁活塞的 50%~70%）、导热性好（约为铸铁的三倍）的优点。缺点是热膨胀系数较大，在温度升高时，强度和硬度下降较快。为了克服这些缺点，在结构设计、机械加工或热处理上采取各种措施加以弥补。活塞用的铝合金中，使用较广泛的是硅铝合金，因其具有较小的膨胀系数和密度，耐磨性也较好。少数机械负荷和热负荷较大的柴油机活塞采用了高强度和耐热性较好的铜镍镁铝合金，它的膨胀系数和密度都大于硅铝合金。近年来柴油机活塞又启用了灰铸铁材料，以发挥铸铁的优势（成本低、耐热性好，且膨胀系数小，能减少装配间隙）。新设计的灰铸铁活塞的质量比铝合金的还轻，它完全跳出了一般活塞的结构型式（如薄顶、楔形单销座，只在侧压力的方向保留裙部，再加上喷机油冷却等）。

活塞的基本结构可分为顶部、头部、裙部三个部分（如图 2-14 所示）。

1. 活塞顶部

活塞的顶部是燃烧室的组成部分，用来承受气体压力。为了提高刚度和强度，并加强散热能力，其背面多有加强筋。根据不同的目的和要求，活塞顶部制成各种不同的形状，汽油机活塞顶部的几种常见形状如图 2-15 所示。平顶活塞结构简单，且受热面积小、温度低，在汽油机上被广泛采用；凸顶活塞的顶部刚度最大，制造时可减轻顶部的厚度，因而

质量轻但顶部温度较高，主要用于二冲程发动机；凹顶活塞主要是防止高压压缩比发动机碰撞气门（也可用凹坑的深度来调整压缩比）。柴油机活塞顶部的形状同燃烧室，将在第 7 章柴油机燃料供给系中叙述；成型顶活塞一般适用于二冲程汽油机，特殊的顶部形状可满足燃烧过程中的不同要求。

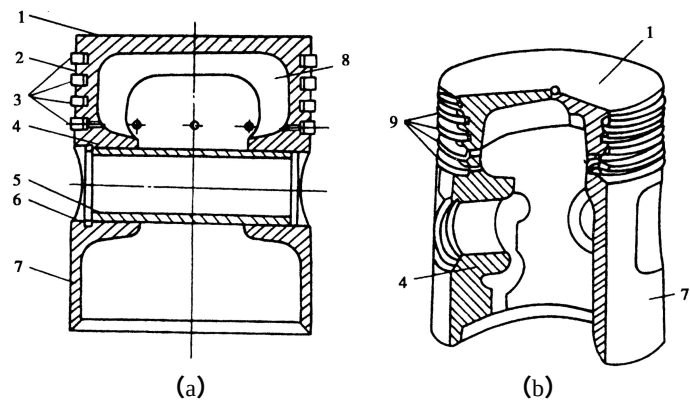


图 2-14 活塞基本结构

1—活塞顶部 2—活塞头部 3—活塞环 4—活塞销座
5—活塞销 6—活塞销锁环 7—活塞裙部 8—加强筋 9—环槽

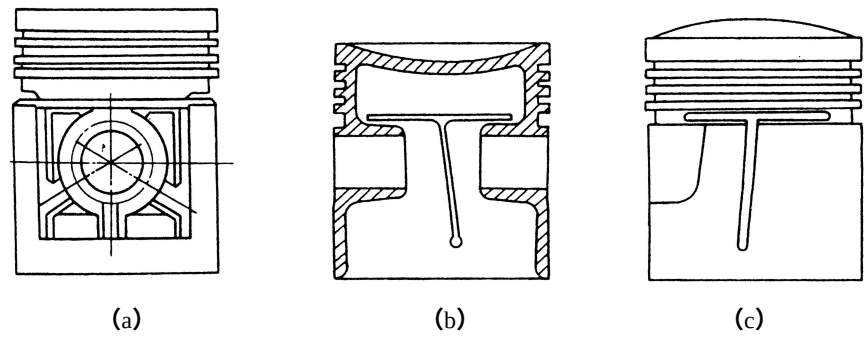


图 2-15 活塞顶部形状

(a) 平顶活塞 (b) 凹顶活塞 (c) 凸顶活塞

2. 活塞头部

活塞头部是活塞环槽以上的部分。其主要作用是：承受气体的压力并传给连杆；与活塞环一起实现对汽缸的密封；将活塞顶所吸收的热量通过活塞环传给汽缸壁。

活塞头部切有若干道用于安装活塞环的环槽。汽油机活塞一般有 3~4 道环,上面 2~3 道用于安装气环,下面一道用以安装油环。在油环槽底面上钻有许多径向小孔,使得被油环从汽缸壁上刮下的多余的机油经过这些小孔流回油底壳。

有的发动机活塞在第一道环槽上面,切出一道较环槽窄的隔热槽,其作用是隔断从活塞顶部流下来的部分通路,迫使热流方向折转,把原来应由第一道环散走的热量,分散给第二、第三道环,以消除第一道环过热后产生积炭和卡死在环槽上的可能性。

为了保护环槽,有的发动机在环槽部位镶有用耐热材料制造的环境护圈,以提高活塞的使用寿命。

3. 活塞裙部

自油环下端到活塞底面的部分称为活塞裙部。活塞的裙部是用来为活塞导向和承受侧压力的,因而裙部要有一定的长度,以保证可靠的导向;又要有足够的面积,以防止活塞对汽缸壁的单位面积压力过大,破坏润滑油膜、加大磨损。

裙部的基本形状为薄壁圆筒,完整的称为全裙式。高速发动机趋于大缸径短行程、并降低发动机的高度,为了避免活塞与曲轴平衡重块相碰,有时也为了减少质量,在保证有足够承压面积的情况下、在活塞不受作用力的两侧,即沿销座孔轴线方向的裙部去掉一部分,形成半拖板式裙部,或者全部去掉,形成拖板式裙部(图 2-16),拖板式裙部的弹性较大,可以减小活塞与汽缸壁间的装配间隙。

活塞销座是活塞通过活塞销与连杆的连接部分,销座孔有很高的加工精度,位于活塞裙部的上部,为厚壁圆筒结构,用以安装活塞销。活塞所承受的气体压力、惯性力,都是通过销座传给活塞销的。活塞销座分组与活塞销选配,以达到高精度的配合,销座孔的尺寸分组通常用色漆标于销座下方的外表面。

为了保证活塞的正常工作,活塞各部与汽缸壁之间必须保持一定的间隙,其中起导向作用的裙部与汽缸之间的间隙尤为重要,若间隙过小,将因活塞膨胀而出现拉缸、卡死等故障;间隙过大,又将出现敲缸、窜气等故障。

活塞工作时变形的主要原因是热膨胀,其次是侧压力。另外,气体压力也会引起活塞顶部弯曲变形,但变形情况较复杂而且变形较小,故予以忽略。

活塞变形(如图 2-17 所示)的规律及具体原因如下。

(1) 整个活塞的热膨胀量大于汽缸的膨胀量,使活塞与汽缸的配合间隙变小(这是由于活塞的温度高于汽缸壁,且铝合金的膨胀系数大于铸铁)。

(2) 活塞头部的膨胀量大于裙部,自上而下膨胀且由大到小(这是由于温度上高下低,且活塞的壁厚是上厚下薄)。

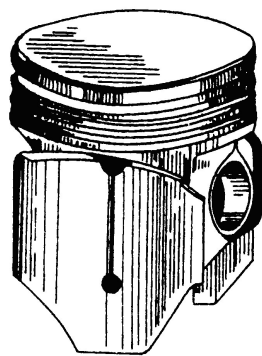


图 2-16 拖板式活塞裙部

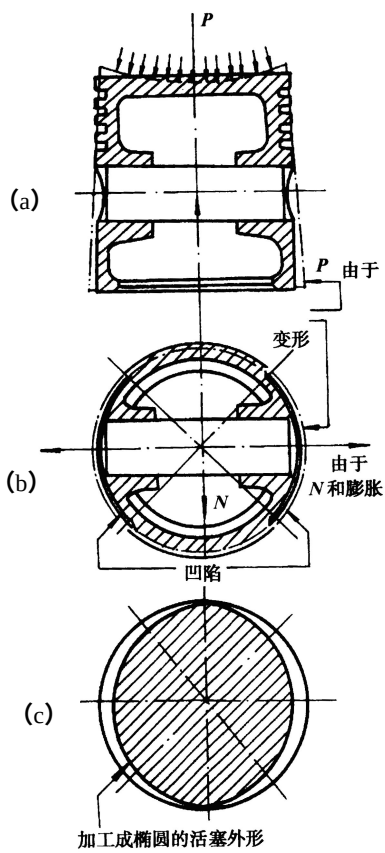


图 2-17 活塞变形规律

(a) 由于 P 的变形 (b) 由于 N 的变形 (c) 加工后的形状

(3) 裙部圆周方向向近似椭圆形变化，长轴沿着销座孔轴线方向。这是由于销座处金属多而膨胀量大和侧压力作用的结果。

为了使活塞各部分、特别是裙部，在各种工作情况下与缸壁的配合间隙都尽可能保持在一定范围内，不同的活塞在结构上采取了一些措施，与变形相适应或控制其尽可能小的变形。

(1) 活塞头部的直径呈上大下小的阶梯形或锥形（如图 2-18 所示），且头部直径小于裙部，直径差一般为 $0.5\text{mm}\sim 0.9\text{mm}$ 。

(2) 活塞裙部呈上小下大的截锥形（如图 2-19 所示），在垂直于销座孔轴线方向上，裙部上端直径小于下端直径。

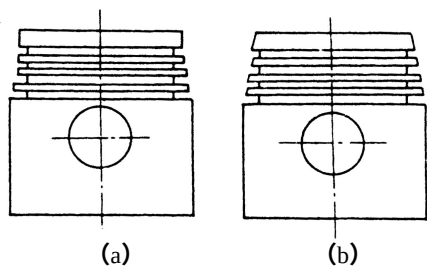


图 2-18 活塞头部形状示意图

(a) 阶梯形 (b) 截锥形

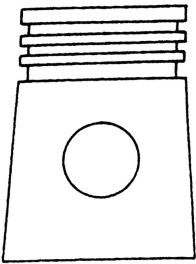


图 2-19 锥形裙部活塞示意图

(3) 活塞裙部沿圆周近似呈椭圆形，称为椭圆活塞。椭圆的长轴在垂直于销座孔轴线方向，即侧压力面方向。一般椭圆活塞是裙部下端长轴最大，它与同一截面短轴的直径差称为活塞裙部的椭圆度。

以上三项结构措施，是与活塞的热变形及侧压力变形相适应，使活塞在工作温度下变成接近于正圆柱形，从而获得较均匀的配合间隙。

(4) 裙部开有绝热—膨胀槽（如图 2-20 所示）。在裙部受侧压力较小的面，开有“T”形或“II”形槽。其中横槽叫隔热槽，它开在头部最下面的一道油环槽中或裙部上边沿，其作用是减少头部热量向裙部传导，从而减少裙部的热膨胀；另外，它还可增强油环的回油能力。竖槽称为膨胀槽，其作用是使裙部具有一定的弹性和热态时能起补偿作用，使活塞在装配间隙较小的情况下热膨胀时不致卡缸。为了防止由于应力集中造成开槽沿槽端延伸破裂，开槽的端部均钻有圆孔。活塞裙部开槽削弱了其强度和刚度，只适用负荷不大的汽油机。

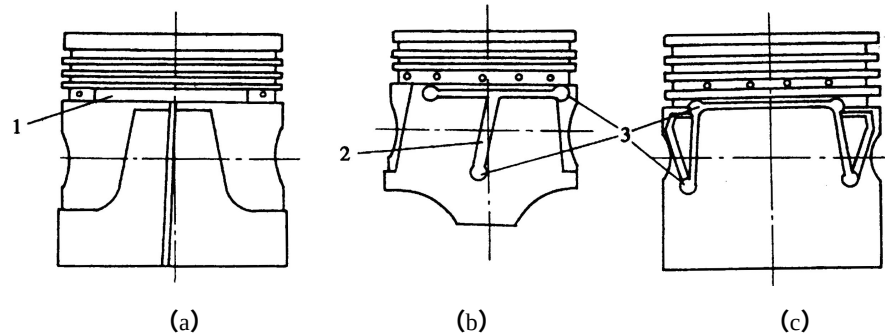


图 2-20 活塞绝热—膨胀槽

(a) T 型槽 (b) T 形槽 (c) II 形槽
1—绝热槽 2—膨胀槽 3—圆孔

(5) 双金属活塞，即在活塞裙部或销座内嵌铸入钢片。以减小活塞裙部的膨胀量，这是目前国内外所广泛采用的一种措施。双金属活塞由于结构和作用原理不同，可分为恒范钢片式、自动调节式和筒形钢片式等几种。

① 恒范钢片式 如图 2-21 所示为恒范钢片式活塞，恒范钢是含镍 33%~36%的低碳合金钢，它的膨胀系数仅为铝合金的十分之一左右。活塞销座通过恒范钢片与裙部相连，这样销座的膨胀对裙部不直接产生影响。此外，由于裙部在膨胀时侧压力受恒范钢片的牵制，膨胀量大为减小。

② 自动调节式 如图 2-22 所示为自动调节式活塞。较小膨胀系数的低碳钢片贴在钢座铝层的内侧，它不仅依靠钢片的牵制作用，更主要的是利用钢片与铝壳之间的双金属效应来减小裙部侧压力方向的膨胀量（双金属效应原理：双金属贴合在一起，温度升高膨胀后，二者因伸长不同而产生弯曲，使有效膨胀量减小，温度愈高，弯曲愈大，减小程度也愈大）。由于双金属效应对膨胀的控制作用随温度的提高而增大，所以称为热膨胀自动调节式活塞，或称为热补偿式活塞。此类结构在高速汽油机中广泛使用。

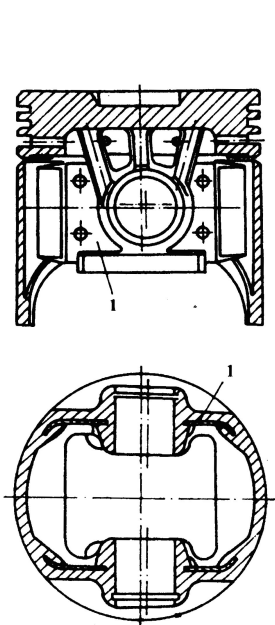


图 2-21 恒范钢片式活塞
1—恒范钢片

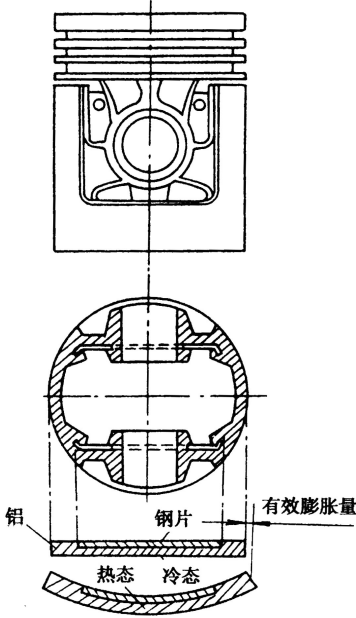


图 2-22 自动调节式活塞

③ 筒形钢片式 图 2-23 所示为筒形钢片式活塞，多用于柴油机。浇铸时，将钢筒夹在铝合金中，由于铝合金的系数大于钢，冷凝后位于钢筒外面的铝合金层就紧固在钢筒上，

使外层铝合金的收缩受到钢筒的阻碍而减小，同时产生预应力，铝合金为拉应力，钢筒为压应力。钢筒内侧铝合金层与钢筒没有金属结合，就无阻碍地向里收缩，二者之间形成一道“收缩缝隙”。当活塞工作温度升高时，内层铝合金的膨胀先要消除“收缩缝隙”，而后才能推动钢筒外胀，外层铝合金与钢筒的膨胀过程中首先要消除应力，从而减少了铝合金的膨胀量，整个裙部的膨胀相应减小。另外，钢筒形状特殊，在销座部分为平面形，膨胀时产生圆环效应，力图使平面外鼓将筒变圆，从而使侧压力面膨胀更小，而主要在销座方向膨胀。

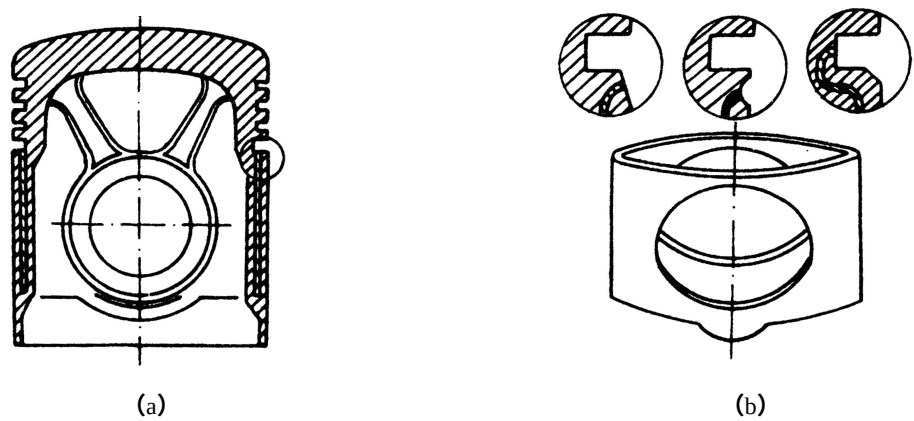


图 2-23 镶筒形钢片的活塞

(a) 活塞裙部镶筒形钢片 (b) 筒形钢片形状

一般发动机活塞的销座轴线与活塞的中心线垂直相交，当活塞在上止点改变运动方向时，由于侧压力瞬间换向，使活塞与缸壁的接触面突然由一侧平移至另一侧（如图 2-24 所示），便产生活塞对汽缸壁的“拍击”（简称敲缸），增加了发动机的噪声，因此，高速发动机将活塞销座朝向承受膨胀做功侧压力的一面（图中左侧）偏移 1~2mm，这样，在接近上止点时，作用在活塞销座轴线以右的气体压力大于左边，使活塞倾斜，裙部下端提前换向。然而在活塞越过上止点、侧压力反向时，活塞才以左下端接触处为支点，顶部向左转（不是平移），完成换向。可见偏置销座使活塞换向延长了时间且分为两步，第一步是在气体压力较小时进行，且裙部弹性好，有缓冲作用；第二步中气体压力大，但它是个渐变过程。为此，两步过渡使换向冲击力大为减弱。过渡应早于最高压力形成时刻，过早的点火易引起敲缸。可见，正确的点火提前角是平稳过渡的保证。

由于某些活塞裙部膨胀槽的位置和顶部形状不对称、气门坑或偏置销座等原因，使活塞安装时有一定的方向，为了防止装错，这种活塞顶面上一般都有方向标记，安装时加以注意。

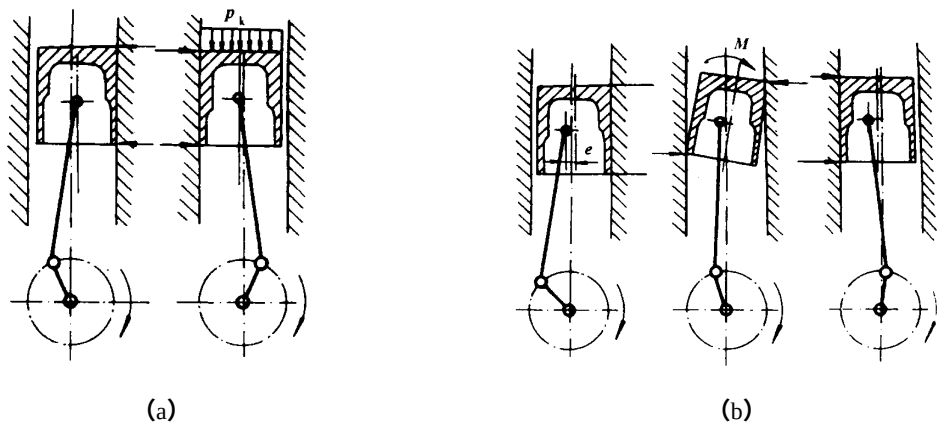


图 2-24 活塞销偏置

(a) 不偏置活塞销 (b) 偏置活塞销

2.3.2 活塞环

按其功用，活塞环可分为气环和油环两类。

气环也叫压缩环，用来密封活塞与汽缸壁的间隙，防止汽缸内的气体窜入油底壳，以及将活塞头部的热量传给汽缸壁、由冷却水或空气带走。另外还起到刮油、布油的辅助作用。一般发动机的每个活塞装有 2~3 道气环。

油环用来刮走汽缸壁上多余的机油，并在汽缸壁上涂一层均匀的机油膜，这样可以防止机油窜入燃烧室燃烧，又可以减小活塞、活塞环与汽缸的磨损和摩擦阻力。此外，油环也起到密封的辅助作用。发动机通常有 1~2 道油环。

近年来，随发动机转速的提高，活塞环的数目日趋减少，多为两道气环、一道油环。这样不仅减少了摩擦损失，还缩短了活塞高度，进而降低了发动机高度。

活塞环是在高温、高压、高速和润滑困难的条件下工作的，它的运动情况很复杂，不仅与缸壁间有相对高速的滑动摩擦，还与环槽侧面上下撞击，以及由于环的径向胀缩而产生的与环槽侧面相对的摩擦，因此，活塞环的磨损是发动机中磨损最快的零件之一，另外，高温、热负荷不仅使环的耐磨性能下降，而且能使环的弹性下降。

根据活塞环的功用和工作条件，要求环的材料应具有好的耐磨性、导热性、耐热性、磨合性、冲击韧性和足够的弹性等。一般活塞环多用优质灰铸铁、球墨铸铁或合金铸铁制造，也有一些发动机的组合油环采用弹簧铜片制作。不少发动机的第一道活塞环，甚至所有的环，其外表面进行多孔镀铬或喷铂，以减缓活塞环和汽缸的磨损。这是因为多孔镀铬硬度高且能贮存少量润滑油；铂熔点高，且也具有多孔性，能存油，所以抗拉磨能力强。

发动机工作时，活塞、活塞环等都会发生热膨胀。活塞环要相对于汽缸上下运动，活塞又要相对于活塞环相对横向移动，因此活塞在安装时应留有端隙、侧隙、背隙三处间隙（如图 2-25 所示），以防止活塞环胀死于槽内、卡死于缸内，以保证其密封性能。

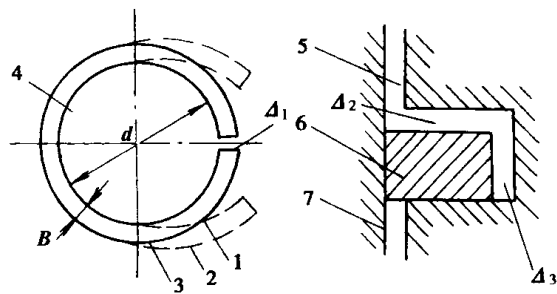


图 2-25 活塞环的间隙

1—活塞环工作状态 2—活塞环自由状态 3—工作面 4—内表面 5—活塞 6—活塞环 7—汽缸壁
 Δ_1 —开口间隙 Δ_2 —侧隙 Δ_3 —背隙 d —内径 B —宽度

(1) 端隙 Δ_1 又称为开口间隙，是活塞环装入汽缸后开口处的间隙。多在 0.25mm~0.50mm 之间，此数值随缸径增大而增大（柴油机的略大于汽油机的，第一道气环略大于第二、三道环）。为了减小气体的泄漏，装环时，各道环口应互相错开，如有三道活塞环，各环应沿圆周成 120° 夹角互相错开；如有四道活塞环，第一、二道互错 180°，第二、三道互错 90°，第三、四道互错 180°。从而获得较长的迷宫式的漏气路线，增加漏气阻力，减小漏气量。

(2) 侧隙 Δ_2 又称边隙，是环高方向上与环槽之间的间隙。第一道环因工作温度高，一般为 0.04~0.10mm；其他气环一般为 0.03~0.07mm。油环的侧隙较小，一般为 0.025~0.07mm。

(3) 背隙 Δ_3 是活塞及活塞环装入汽缸后，活塞环背面与环槽底部间的间隙，一般为 0.5~1mm，油环的背隙较气环大，目的是增大存油间隙，以利于减压泄油。为了测量方便，维修中以环的厚度与环槽的深度差来表示背隙，此值比实际背隙要小。

1. 气环

气环可能有三条漏气的通道。环面与汽缸壁间、环与环槽的侧面间开口端隙两处是能够密封的，其密封原理如图 2-26 所示。活塞环在自由状态下，其外圆直径略大于缸径，所以装入汽缸后，环就产生一定的弹力 F_1 与缸壁压紧，形成了第一密封面，在此条件下，气体不能从环外圆与缸壁之间通过，便窜入侧隙和背隙。另外，活塞环在运动时产生惯性力，并与缸壁间产生摩擦力。因此，活塞环与环槽侧面密封的压紧力是气体压力、惯性力和摩

擦力三个沿汽缸轴线方向的力的代数和。在做功和压缩形成时，一般气体压力起主导作用，使活塞环被压紧在环槽下侧面形成第二密封面。一般地，排气冲程时第二密封面也在环的下侧，而进气冲程在环的上侧。

此外，窜入活塞环背隙的气体，将产生背压力 F_2 ，使环对缸壁进一步压紧，加强了第一密封面和第二密封面的密封性，称为第二次密封。做功行程时，环的背压力远远大于环的弹力，所以此时第一、第二密封面的密封性好坏，主要靠第二次密封。但是，如果环的弹力不够，会在环面和缸壁间出现缝隙，此缝隙就要首先漏窜气体，这样就削弱或无法形成第二次密封。因此，活塞环弹力产生的密封，是形成第二密封的前提。

不难看出，两个密封面的密封都必须在其密封面良好贴合的情况下才能实现，因此，环与环槽侧面都必须加工平整，并且粗糙度应较低。然而对于环面来说，新环形状复杂，难以与缸壁相适应，因而环面一般车有细微纹路以及镀锡等表面处理，以加速磨合。

由于侧隙和背隙的存在，当发动机工作时，活塞环便产生了泵油作用（如图 2-27）。环在气体压力、惯性力、摩擦力的作用下，反复地靠在环的上、下沿，其过程是：当活塞带着活塞环下行（进气行程）时，环靠在环槽的上方，环从缸壁上刮下来的润滑油充入环槽下方（如图 2-27（a））；当活塞带动活塞环上行（压缩行程）时，环又靠在环槽的下方，同时将油挤压到环槽的上方（图 2-27（b）），如此反复运动，就将润滑油泵到活塞顶。

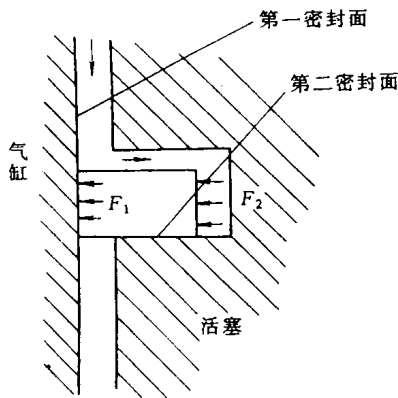


图 2-26 气环的密封面

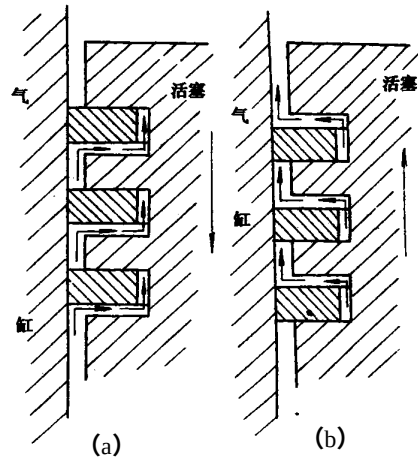


图 2-27 活塞环泵油作用

(a) 活塞下行 (b) 活塞上行

活塞环的泵油作用，一方面对润滑困难的汽缸部是有利的，另一方面随发动机转速的日益提高，泵油作用加剧，不仅增加了润滑油的消耗，而且可能使火花塞因沾油而不能产

生电火花，并使燃烧室内积炭增多，甚至环槽内形成积炭，挤压活塞环而失去密封性，另外还加剧了汽缸等的磨损。

为此，多采取如下措施：尽量减小环的质量；气环采取特殊的断面形状；油环下设减压腔；气环下面的油环加衬簧或用组合式油环等。

为了提高压强和密封，加速磨合，减小泵油和改善润滑（布油和刮油），除合理选择材料及加工工艺外，在构造上出现了许多不同断面形状的气环，常见的如图 2-28 所示。

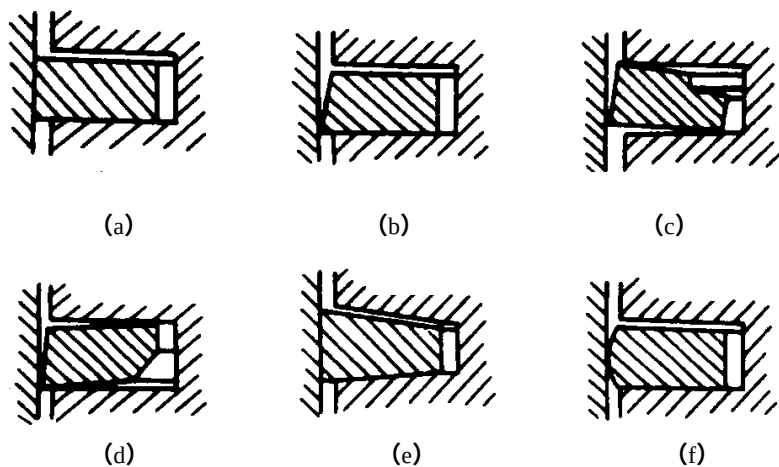


图 2-28 气环端面形状

(a) 矩形环 (b) 锥形环 (c)、(d) 扭曲环 (e) 梯形环 (f) 桶形环

(1) 矩形环 如图 2-28 (a)，其结构简单，制造方便，且与缸壁接触面积大，有利于活塞头部的散热。

(2) 锥形环 如图 2-28 (b)，其锥角一般为 $30^{\circ}\sim60^{\circ}$ ，这种活塞环只能按图示方向安装（环上多有标记）。由于它与缸壁是线接触，单位压力大，有利于密封和磨合。随着磨合里程的增加，接触面也逐渐增大，最后便成为普通的矩形环了。另外，这种环在活塞下行时有刮油作用，上行时有布油作用，并可形成楔形油膜而改善润滑。锥形环传热性差，常装到第二、三道环槽上，由于锥角很小（不易识别），为避免装错，在环端上侧面标有记号（“向上”或“TOP”等）。

(3) 扭曲环 如图 2-28 (c)、(d)，扭曲环是将矩形环内圆上方或外圆下方切成台阶或倒角而成。为了减少开口处的漏气量，外圆下方切口的环，在距开口 $3\sim5\text{mm}$ 内仍保持原矩形断面。

扭曲环的扭曲原理是：当活塞环装入汽缸后，环受到压缩产生弯曲变形，断面中性层以外产生拉应力，中性层以内产生压应力，拉应力的合力 F_1 指向活塞环的中心，压应力的

合力 F_2 背离活塞环中心。矩形环由于中性层内外端面对称, F_1 与 F_2 在同一平面内, 不产生扭矩 (如图 2-29 所示)。扭曲环由于中性层内外断面不对称, 使 F_1 与 F_2 不在同一平面内, 从而形成力偶 M , 在力偶的作用下, 活塞环发生微小的扭曲变形, 使环外圆周扭曲成上大下小的锥形, 从而使环的边缘与环槽的上下端面接触, 防止了活塞环在环槽内的上下窜动而造成的泵油作用, 同时还增加了密封性, 易于磨合并具向下刮油的作用。

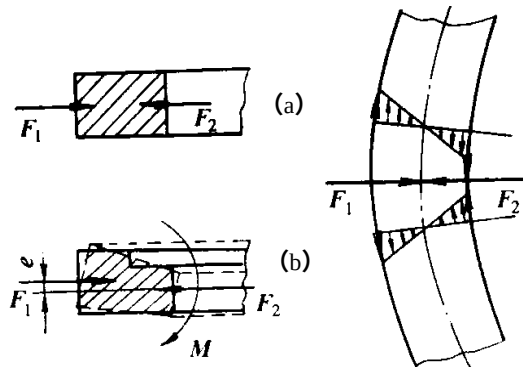


图 2-29 扭曲环工作原理

(a) 矩形断面环 (b) 扭曲环

安装扭曲环时应注意: 内上切扭曲环一般装入第一道环槽, 切口方向向上, 这是由于第一道环背压大, 磨合快, 接触面积变大, 散热性好。外下切扭曲环一般装在第二、三道环槽, 切口方向向下, 这是由于它的背压小, 第一密封面面积变化小, 可增加单位压力, 有利于密封。

(4) 梯形环 某些热负荷较大的柴油机, 第一道环容易因结胶而粘结在环槽内失去作用, 因而采用了梯形环 (图 2-28 (e))。当活塞在侧压力作用下左、右换向时, 梯形环的侧隙和背隙将不断变化, 使胶状油焦不断地从环槽中挤出。

(5) 桶形环 桶形环 (图 2-28 (f)) 是近几年来出现的一种新结构环, 其特点是活塞环的外圆面为凸圆弧形, 其优点是: 当桶形环上下运动时, 均能与汽缸形成楔形空间, 使机油容易进入摩擦面, 从而使磨损大为减少; 环面与缸壁是圆弧接触, 接触面积小, 有利于密封。

2. 油环

油环 (如图 2-30 所示) 的作用是刮油。无论活塞上行还是下行, 油环都能将汽缸壁上多余的润滑油刮下来经活塞上的回油孔流回油底壳。目前汽车发动机采用的油环有整体式和组合式两种。

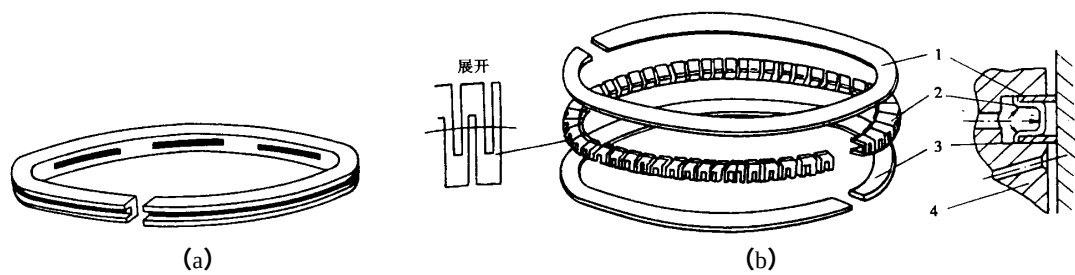


图 2-30 油环结构

(a) 普通油环 (b) 组合油环
1—上刮油片 2—衬簧 3—下刮片 4—活塞

(1) 整体式油环的基本结构形状如图 2-30 (a) 所示。为了增加刮油效果，在其外圆上切有环形槽，槽底开有若干回油用的小孔或窄槽。不少发动机将油环减薄，在其背后加装弹性衬簧，这样既保证了对缸壁的压力又有较好的天性，改善了对缸壁贴合的适应性。此外，也显著减小了因环面磨损而使弹力下降的影响，从而延长了环的使用寿命。

(2) 组合式油环由起刮油作用的钢片（也叫刮油片）和产生径向、轴向弹力作用的衬簧组成。如图 2-30 (b) 所示为一种汽油机组合式油环，它由两片钢片 1 和一个兼起径向、轴向弹力作用的衬簧 2 组成。衬簧 2 之所以能产生轴向弹力，是因为自由状态时衬簧和两个钢片的总厚度大于环槽的高度。径向弹力使钢片的第一密封面密封，轴向弹力使两钢片分别贴合在环槽上的上、下圈，使第二密封面密封，并消除了间隙。组合式油环的钢片表面都是镀铬的，否则易产生粘附磨损。

2.3.3 活塞销

活塞销（如图 2-31 所示）用来连接活塞和连杆，并把活塞所受的力传给连杆。

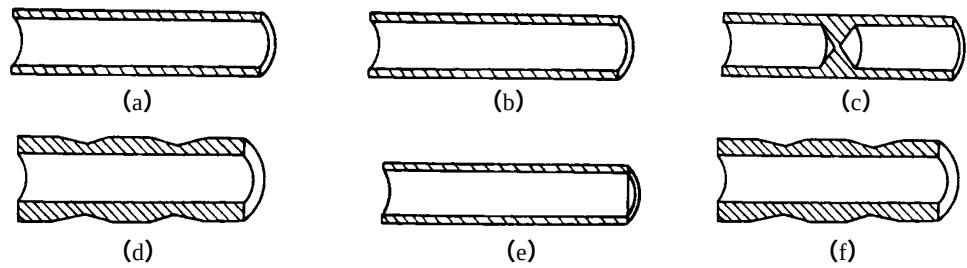


图 2-31 活塞销形式

(a) 圆柱形 (b) 端部呈锥形扩展 (c) 中间封闭式
(d) 单侧封闭式 (e) 内有塑料芯的缸套销 (f) 成型销

活塞销是在承受大小、方向都不断交变的冲击性载荷下工作的。同时，由于作低速摆动运动，不易建立油膜，故润滑条件较差，因此要求有足够的刚度和强度，表面耐磨性、质量尽可能小。为此，活塞销通常制成空心圆柱体。

活塞销的内孔形状有圆柱形、两段截锥形、两段截锥和一段圆柱的组合形等。圆柱形孔易加工，但活塞销的质量较大；两段截锥形的活塞销质量较小，又接近等强度梁的要求，但孔的加工较复杂；组合形介于两者之间。

活塞销与活塞销座孔一般有如下两种连接方式。

1. 全浮式

在正常工作温度时，发动机的活塞销能在连杆衬套和活塞销座孔中自由转动，因而增大了实际接触面积，减小了磨损且使磨损均匀，所以被广泛使用。

由于销与销座孔在冷态下配合较紧，装配时为了防止损伤销座孔，采用热装合的办法装配，即将铝活塞放到热水或热油中加热，使销座孔胀大，然后迅速将销装入。

全浮式活塞销会发生轴窜，应设轴向限位装置（多在销座孔内装有卡簧）。

2. 半浮式

半浮式连接就是销与销座孔和连杆小头两处，一处固定，一处浮动。其中大多采用活塞销与连杆小头固定的方式，即加热连杆小头后，将销装入（为过盈配合），为保证冷启动时转动，销与销座孔间必须有一定的装配间隙，这种连接方式的销座孔内无卡簧，小头处无衬套，省去了衬套的修理作业内容。半浮式连接减轻了往复运动件的质量，适用于轻型高速发动机。

2.3.4 连杆

连杆组由连杆体、连杆盖、连杆螺栓和连杆轴瓦等零件组成（如图 2-32 所示），习惯上常把整个连杆组（或除去连杆轴瓦）称作连杆。连杆的功用是将活塞承受的力传给曲轴，把活塞的往复运动变为曲轴的旋转运动。

连杆体与连杆盖用螺栓紧固为一体，在工作时承受气体压力和往复惯性力所产生的冲击性拉压交变负荷，以及连杆摆动时的横向惯性力产生的弯曲交变载荷。当装配不当时（如两端轴孔轴线不平行或杆体本身已有弯曲等情况时），将使连杆在工作中产生越来越大的弯曲变形，从而导致整个曲柄连杆机构工作失常，零件损坏加剧，因而，连杆应有足够的刚度和强度。为了满足上述要求，连杆体和连杆盖一般用中碳钢或中碳合金钢制成，也有少数的用球墨铸铁制造，为了提高强度，通常再进行表面喷丸处理。

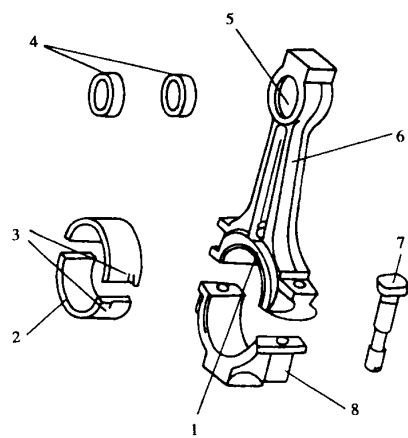


图 2-32 连杆组件

- 1—连杆大头 2—连杆轴承 3—止推凸唇 4—衬套
5—连杆小头 6—连杆杆身 7—连杆螺栓 8—连杆盖

连杆可分为大头、小头和杆身三部分，如图 2-33 所示。

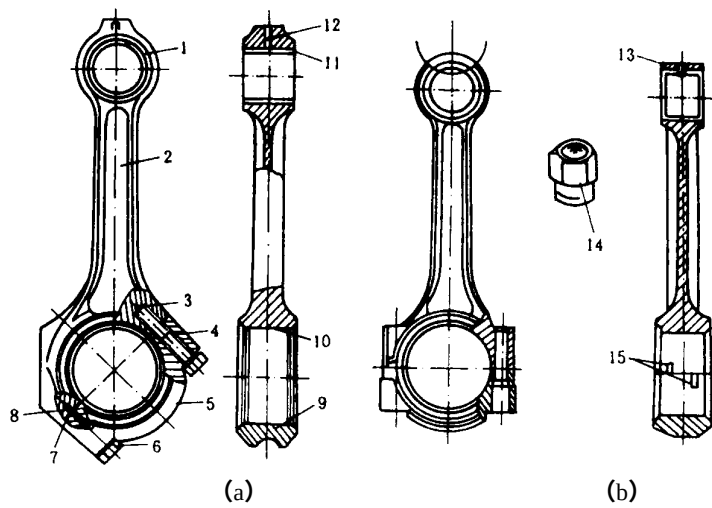


图 2-33 连杆结构示意图

- 1—连杆小头 2—连杆杆身 3—连杆大头 4—连杆螺栓 5—连杆盖 6—铁丝
7—锯齿 8—定位销 9—连杆下轴承 10—连杆上轴承 11—连杆衬套
12—集油孔 13—集油槽 14—自锁螺母 15—轴瓦定位槽

(1) 连杆小头用来安装活塞销，以连接活塞。活塞销为全浮式安装。连杆小头孔内，压有青铜衬套或铁基粉末冶金衬套。全浮式活塞销与衬套之间是间隙配合，配合精度较高，是在装配前通过对衬套内孔加工来达到的。为了润滑活塞销和衬套，在小头和衬套上设有集油孔或铣出集油槽用来收集发动机运转时飞溅上来的机油，以便润滑。有的发动机连杆小头采用压力润滑，在连杆杆身内钻有纵向的压力油道。

(2) 杆身通常做成“工”字形断面，以求在强度和刚度足够的前提下减小质量。

(3) 连杆大头是与曲轴的连杆轴颈相连的。为了便于安装，大头一般做成分开式的，一半为连杆体大头，一半为连杆盖，二者一般用螺栓装合。连杆盖与连杆大头是组合后镗孔，为防止装配错误，在同侧刻有记号。连杆螺栓通常用优质合金钢制成，只要螺纹精加工和正确拧紧后，连杆螺栓不锁止也不会松动，所以不采用特别的锁止装置。但为了更可靠，有些发动机还是采用了锁止装置，如开口销，双螺母、自锁螺母和自锁螺栓等。不论任何自锁件，拆卸几次以后便失去了自锁作用，应及时换新。

连杆大头剖分面的方向可分为平切口和斜切口两种。平切口连杆（如图 2-33 (b) 所示）的剖切面垂直于连杆轴线，一般汽油机连杆大头尺寸都小于汽缸直径，故多采用平切口。斜切口连杆（如图 2-33 (a) 所示）一般用于柴油机（因为发动机连杆大头直径较大，为了拆装时能从汽缸内通过，采用了这种形式），剖分面与杆身中心线一般成 $30^{\circ}\sim60^{\circ}$ （常用 45° ）夹角。另外斜切口再配以较好的切口定位，还减轻了连杆螺栓的受力。

连杆大头的装合，必须严格定位，以保证内孔的正确形状。

常见的连杆定位形式（如图 2-34 所示）有如下几种。

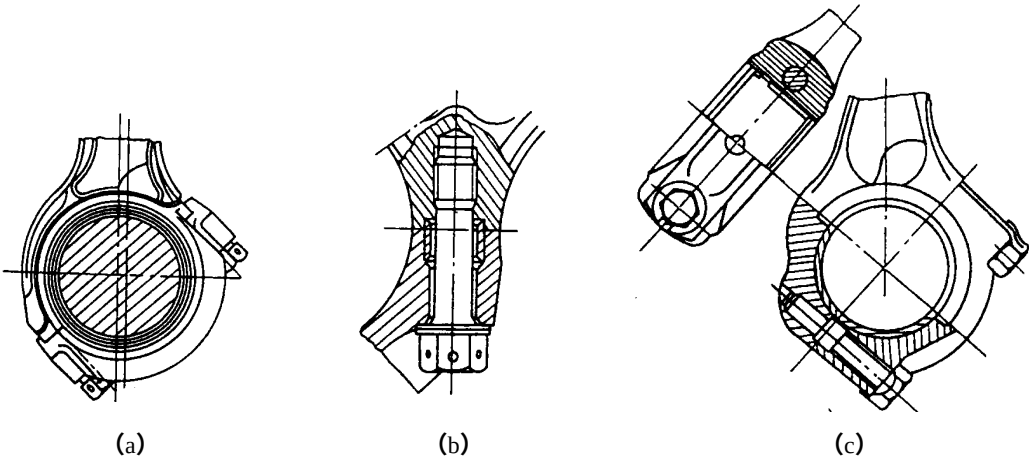


图 2-34 连杆定位形式

(a) 止口定位 (b) 套销定位 (c) 锯齿定位

① 连杆螺栓定位是依靠连杆螺栓上的精加工圆径凸台式光圆柱部分与经过精加工的螺栓孔来保证的。这种定位方式精度较差，一般用于不受横向力的平切口连杆。

② 止口定位。如图 2-34 (a) 所示。这种型式工艺简单。

③ 套或销定位。如图 2-34 (b) 所示，依靠套或销与连杆体（或盖）的孔紧配合定位。这种型式能多向定位，定位可靠。

④ 锯齿形定位。如图 2-34 (c) 所示，依靠接合面的齿形定位。这种定位方式的优点是贴合紧密，定位可靠，结构紧凑。

上述的后三种型式，一般都用于斜切口大头连杆。斜切口的连杆在工作中受到惯性力的拉伸，在切口方向也有一个较大的横向分力，因此在斜切口连杆上，必须采用可靠的定位措施。

有些发动机在连杆大头与杆身连接处面对汽缸主承压面（面对发动机的左侧）的一侧，钻一个喷油孔（直径 $1\sim 1.5\text{mm}$ ）。当曲轴转至曲柄销的油道口与该喷油孔相对的瞬间（活塞处于上止点附近时）喷出润滑油，以润滑汽缸壁的承压面，喷油孔正好在上止点附近时连通，这样润滑油可喷射到汽缸的大部分表面上。有些 V 型发动机，每对连杆的油孔相对，这样不但能够润滑存油较少的汽缸壁上侧，而且还可以互相喷射一部分润滑油润滑对方的汽缸壁和活塞销，有的还有喷油孔，向上喷油以润滑凸轮轴。

由于喷油孔、斜切口的方向性，以及为防止在维修中不慎调位而破坏大头与配合件的配合位置，连杆都在杆身制有方向（朝前）标记，并在大头侧面有缸号标记，不可装反，也不可乱缸。

2.3.5 连杆轴承

连杆轴承也称连杆轴瓦（俗称小瓦），装在连杆大头孔内，用以使连杆轴颈和连杆大头间保持良好的油膜，减小摩擦阻力，加速磨合。连杆轴承的工作条件非常苛刻，主要表现在如下方面。

1. 承受交变载荷

在气体压力、往复惯性力和离心力的综合作用下，轴承的受力部位和大小都在不断地变化，如做功行程瞬时可使上片承受近乎冲击性的压力，进气行程开始时的惯性力又使下片受压，因此可使轴承疲劳破坏。

2. 高速摩擦

现代高速发动机轴颈与轴承的相对速度很高，有的可达 10 m/s 以上，即使在液体润滑下，也会产生大量的摩擦热，使轴瓦的表面温度高达 400 K （约 $135\text{ }^{\circ}\text{C}$ ）以上，可导致润滑油粘度显著下降，润滑性能变坏，磨损加剧。

3. 低速大负荷时润滑差

发动机低速运转或启动时，油膜强度低甚至难以建立，特别是急加速时，油膜还来不及加强，负荷突然急增，油膜会被破坏，两金属表面直接摩擦，可能导致局部熔化，甚至互相粘结（俗称烧瓦）。

4. 润滑油质的变化

随着发动机工作时间的增加，润滑油会发生高温氧化变质，燃油稀释，燃烧产物和机械杂质污染，使润滑性能不断恶化，导致轴瓦加剧磨损和腐蚀。

现代发动机用的连杆轴承是由钢背和减磨层组成的分开式薄壁轴瓦（如图 2-35 所示）。钢背由厚 1~3mm 的低碳钢制成，是轴瓦的基体，既有足够的强度以承受近似冲击性的载荷，又有合适的刚度，便于与承孔良好的贴合。减磨层是由浇铸在钢背内圆上厚为 0.3~0.7mm 的薄层耐磨合金制成，层质较软，能保护轴颈。

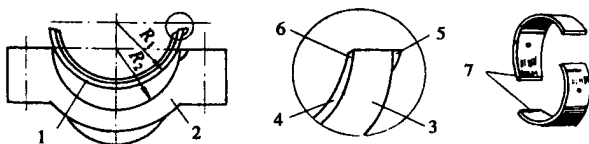


图 2-35 轴瓦结构

1—轴承 2—连杆盖 3—钢背 4—减磨合金 5—定位凸唇 6—倒角 7—垃圾槽

钢背背面的粗糙度较低，有的还镀软金属，以增大与座孔的接触面积，有利于散热，同时也可防锈。轴瓦和连杆大头在结合端制有定位唇和定位槽，或在中部有定位孔和定位销，以便装配时正确定位，也可防止螺栓松动或修理时轴瓦在大头孔内转动而损坏座孔。上、下两片轴瓦的定位唇在同一接合端，这样在修理和使用中可防止正、反两个方向的转动，这一点也可作为连杆盖安装方向是否正确的一种标记。轴瓦在自由状态下的曲率半径略大于座孔的半径，也就是说，轴瓦自由弹开时两结合端面的尺寸比承孔直径大，其超出孔径的量称为自由弹势或张开量。这样，轴瓦装入座孔后便产生外张弹力，能自动卡住，在座孔中正确定位，便于维修、装配，并能紧密地与座孔贴合，当自由弹势小于 0.25~0.50 mm 时，说明其机械强度明显下降，就不能继续使用了。

轴瓦外径周长较座孔周长稍大，当轴瓦压入座孔并用一定压力压紧后，轴瓦稍高于座孔接合面。连杆螺栓紧固后，便产生一定的配合过盈量，靠合适的过盈量便可保证轴瓦在工作时不转、不振，并可使轴瓦与座孔紧密贴合，以利散热。减磨层内表面有更低的粗糙度，以便在工作时建立良好的油膜。

连杆轴瓦两端接合面处不许垫有金属垫片，不许利用垫片调整轴承间隙。当间隙过大

时，直接更换新轴瓦，以保护曲轴。

2.4 曲轴飞轮组

曲轴飞轮组主要由曲轴、飞轮、扭转减震器、皮带轮、正时齿轮（或链轮）等组成（如图 2-36 所示）。

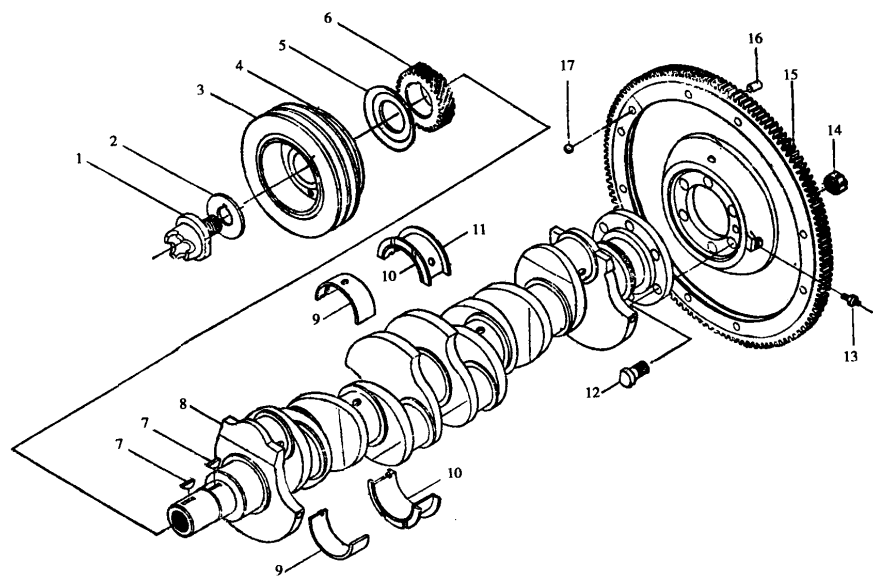


图 2-36 曲轴结构

- 1—启动爪 2—皮带盘 3—扭转减振器总成 4—皮带轮 5—挡油片 6—正时齿轮
7—半圆键 8—曲轴 9、10—主轴承 11—推力片 12—飞轮螺栓 13—滑脂嘴
14—螺母 15—飞轮 16—离合器盖定位销 17—一、六缸上止点记号用钢球

2.4.1 曲轴

曲轴是发动机中最重要的机件之一。其功用主要是把活塞连杆组传来的气体压力转变为扭矩对外输出；另外，还用来驱动发动机的配气机构及其他各种辅助装置（如发电机、风扇、水泵、转向助力油泵、平衡轴机构、空调压缩机等）。

曲轴工作时，要承受周期性变化的气体压力、往复惯性力和离心力，以及它们产生的

扭矩和弯矩的共同作用。在上述周期性载荷的作用下，会引起扭转振动和弯曲振动面，产生附加应力，转速和负荷经常变化，导致轴颈处有时不易形成良好的油膜，而它与轴承相对运动的速度又很高；在紧急制动等情况下，特别是踏离合器踏板时，曲轴会产生轴向窜动。曲轴是一个形状复杂的、高速运转的细长件，在上述工作条件下易产生弯曲变形、疲劳破坏和轴颈磨损等，因此要求曲轴有足够的刚度、强度和一定的耐磨性，并需要很好的动平衡。

根据负荷不同，目前曲轴大多采用优质中碳钢或中碳合金钢锻制，轴颈再经表面淬火处理。另外，球墨铸铁曲轴也广泛应用。

曲轴有整体式（见图 2-36）和组合式（如图 2-37 所示）两种。下面主要讨论常用的整体式曲轴。

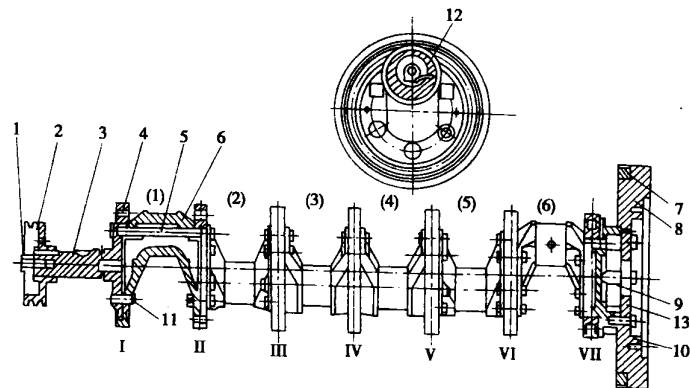


图 2-37 组合式曲轴结构图

- 1—启动爪 2—皮带盘 3—前端轴 4—滚动轴承 5—连接螺栓 6—曲柄
7—飞轮齿圈 8—飞轮 9—后端凸缘 10—挡油圈 11—定位螺钉 12—油管 13—锁片

曲轴的基本组成包括前端轴、主轴颈、连杆轴颈、曲柄、平衡重、后端轴等，一个连杆轴颈和它两端的曲柄及主轴颈构成一个曲拐。

主轴颈和连杆轴颈是高速滑动摩擦部分，为了提高耐磨性，一般经表面淬火处理（有些球墨铸铁曲轴不淬火）并有较高的加工精度。主轴颈是曲轴的支承部分。每个连杆轴颈两边都有一个主轴颈，称为全支承曲轴，如图 2-38（a）所示，显然它的主轴颈数比连杆轴颈数多一个。主轴颈数等于或少于连杆轴颈数者称为非全支承曲轴，如图 2-38（b）所示。全支承曲轴因其刚性好且主轴颈的负荷较小，用于柴油机和负荷大的汽油机；非全支承曲轴结构简单且长度较短，常用于中小负荷的汽油机。

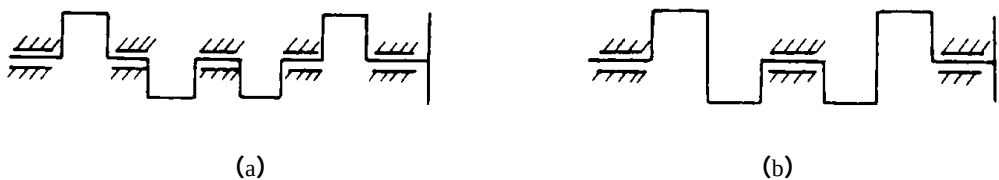


图 2-38 曲轴支撑形式
(a) 全支撑 (b) 非全支撑

前端轴驱动辅助装置和后端轴支承飞轮，增加了两端主轴颈的负荷；有些曲轴中间有一道主轴颈，由于两边的连杆轴颈在同一个方向或中间两汽缸进气道短、充气量大、动力大，使中间主轴颈负荷较大。所以，一般发动机曲轴两端的主轴颈以及有些曲轴的中间主轴颈较长，以使接触面积较大，可均衡各主轴颈的磨损。

连杆轴颈又叫曲柄销，曲轴上钻有贯穿主轴颈、曲柄和连杆轴颈的油道，以使润滑油能够润滑主轴颈和连杆轴颈。油道口有倒角，以防刮伤轴承。

曲柄是用来连接主轴颈和连杆轴颈的。平衡重的作用是平衡连杆大头、连杆轴颈和曲柄等产生的离心惯性力及其力矩，有时也平衡活塞连杆组的往复惯性力及其力矩，以便发动机运转平稳，还可减小曲轴轴承的负荷。四缸以上的直列发动机，虽然从整体来说，其惯性力及其力矩是平衡的，但曲轴局部却受弯矩作用（两个力矩给曲轴造成了弯曲负荷，会造成曲轴弯曲并加重轴承的负荷）。为了减轻主轴承负荷、改善其工作条件，一般都在曲柄的相反方向上设置平衡重，使其产生的力矩与上述惯性力矩相平衡。无论有无平衡重，曲轴必须经过动平衡校验，因此在平衡重外端或曲柄两端处，往往可以见到一些不深的钻孔。

前端轴是第一道主轴颈之前的部分，通常有键槽和螺纹，用来安装正时齿轮、皮带轮以及扭转减振器等。图 2-39 所示为曲轴前端的一种结构形式。

后端轴是最后一道主轴之后的部分，一般在其后端有凸缘盘，用以安装飞轮。另外，轴颈通常还有一些防漏装置，其中有的还在该段装有产生点火和喷油脉冲（汽油机燃油喷射系统发动机）的信号发生器齿轮。曲轴前后端部伸出曲轴箱，为了防止润滑油沿轴颈流出油底壳（或正时齿轮盖），在曲轴前后都设有防漏装置，常用的防漏装置有挡油盘、填料油封、自紧油封、回油螺纹等。一般发动机都采用两种或两种以上的防漏装置组成所谓的复合式防漏结构。

曲轴前端有一种复合式防漏结构，皮带轮内端装有挡油盘，正时齿轮室盖上装有自紧油封。其防漏过程是：当飞溅的润滑油落在挡油盘上时，由于挡油盘随曲轴高速旋转产生离心力，使油甩到正时齿轮室内，流回油底壳，再剩下少量润滑油落在挡油盘与油封之间的轴颈上，使被自紧油封所密封，从而达到防漏的目的。

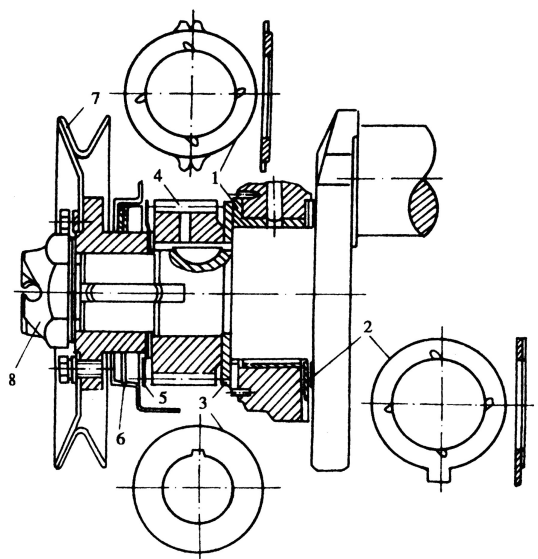


图 2-39 曲轴前端结构

1、2—滑动推力轴承 3—止推片 4—正时齿轮 5—电油盘 6—油封 7—皮带轮 8—启动爪

汽油机曲轴后端的复合防漏结构由与曲轴制成一体的挡油盘、回油螺纹、填料油封组成（如图 2-40 所示）。防漏过程是：从主轴承缝隙中流向后端的润滑油主要被甩油盘甩入轴承座孔后面的凹槽内，并经轴承盖上的回油孔流回油底壳，少量润滑油流至回油螺纹区，被回油螺纹返回到挡油盘而甩回油底壳，再有少量润滑油流至回油螺纹以外，由填料油封密封，从而起到了防漏作用。

曲轴上的回油螺纹是车制的矩形或梯形右旋螺纹（如图 2-41 所示）。其回油原理是：当润滑油流至回油螺纹区的轴与孔之间的缝隙时，由于孔壁对油的粘附作用，使油层的转速低于轴的转速，这时可相对的将润滑油看作是套在螺纹上不旋转的螺母，由于轴作顺时针旋转（从前向后看），油层就被向前旋回油底壳内。使用回油螺纹防漏，孔和轴的配合间隙不能过大，其同轴度的要求也较高。因为热车时机油粘度降低，间隙过大时，孔壁的一层机油不能随曲轴转回，使密封效果降低。

无论前、后端，自紧油封应使其刃口朝向曲轴箱内，才能良好地发挥其密封作用。挡油盘应使其凹面朝外（如前端轴的应朝前），防止其外沿碰到正时齿轮，更重要的是为了“遮盖”轴颈，减小油封的负荷。

曲轴作为长杆形转动件，必须与其固定件之间有一定的轴向间隙，间隙过小，曲轴转动阻力大；间隙过大，曲轴发生轴向窜动而影响活塞连杆组的正常运动和其他机件的正常工作，因此曲轴必须有轴向定位装置。

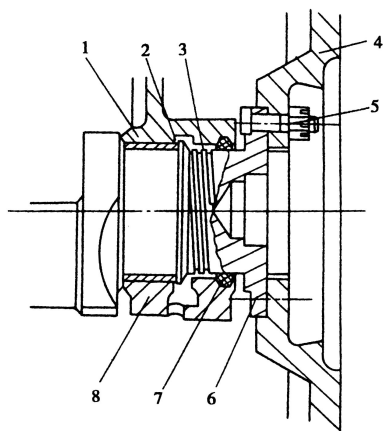


图 2-40 曲轴后端结构

- 1—轴承盖 2—甩油盘 3—回油螺纹
4—飞轮 5—飞轮螺栓 6—曲轴凸缘盘
7—填料油封 8—轴承盖

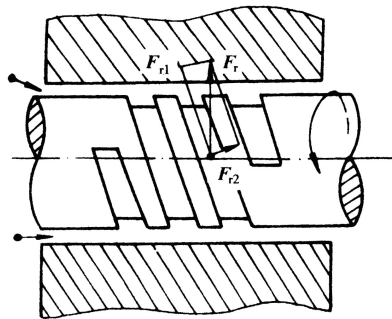


图 2-41 回油螺纹的封油原理

曲轴的轴向定位装置是装在某一道主轴承两侧的止推片。止推片的形式一般有两种：一种是翻边轴承的翻边部分；另一种是单面制有减磨合金层的止推轴承，安装时应将涂有减磨合金的一面朝向旋转面。在曲轴热膨胀时，其应能自由伸长，所以曲轴上只能有一个地方设置止推片（如图 2-42 (b) 所示）。

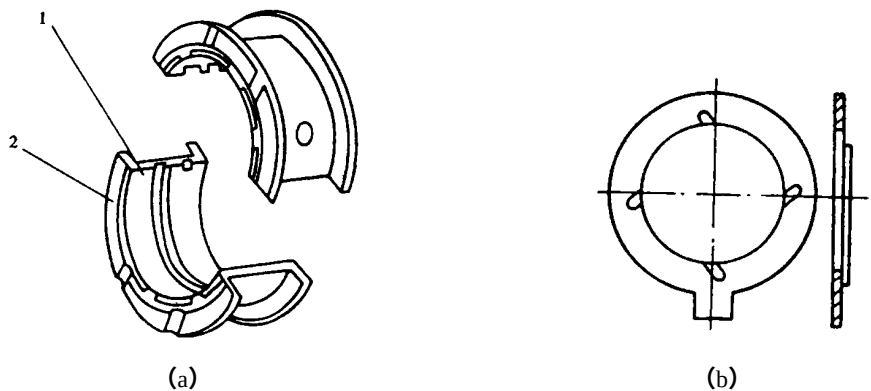


图 2-42 曲轴定位方式

- (a) 翻边轴承 (b) 片式推力轴承
1—轴瓦 2—推力片
a—主轴承 b—止推片

主轴承（俗称大瓦，如图 2-42（a）所示）的基本构造与连杆轴承相同，主要不同的是为了向连杆轴承输送润滑油，在主轴承上都开有周向油槽和主油孔，有些负荷不太大的发动机，为了通用化，上下两片轴瓦都制有油槽。

多缸发动机曲轴曲拐的布置位置与汽缸数、汽缸的排列形式、发动机的平衡以及各缸的工作顺序有关，一般的布置有下列规律。

（1）各缸的做功间隔角要尽量均衡，以使发动机运转平稳，与此对应的是，对于直列式发动机来说，连续工作的两汽缸相对的曲拐夹角（即连杆轴颈的分配角）要相等，并等于一个工作循环期间曲轴转角除以汽缸数的结果。如四冲程六缸发动机，曲轴每转两转（ 720° ），各缸都应做功一次，则相邻做功的两汽缸相对应的曲拐互成 $720^{\circ}/6=120^{\circ}$ 夹角。

（2）连续做功的两缸相隔尽量远些，最好是在发动机的前半部和后半部交替进行，V 型发动机的左侧汽缸和右侧汽缸交替进行，这样一方面可减少主轴承的连续载荷，另一方面避免相邻两缸进气门同时开启而发生抢气现象，可使各缸进气分配较均匀。

（3）曲拐布置尽可能对称、均匀，以使发动机工作平衡性好。

常见的曲轴曲拐的布置主要有以下几种。

（1）直列四冲程四缸发动机曲轴曲拐的布置如图 2-43 所示。其曲拐对称布置于同一平面内，相邻做功汽缸的曲拐夹角为 $720^{\circ}/4=180^{\circ}$ 。发动机的工作顺序有 1—3—4—2 和 1—2—4—3 两种，显然其性能没有差别，都在 1、2 缸间及 3、4 缸间连续做功，这是不可避免的。但其他方面都符合上述规律。工作顺序为 1—3—4—2 的发动机的工作循环见表 2-1。

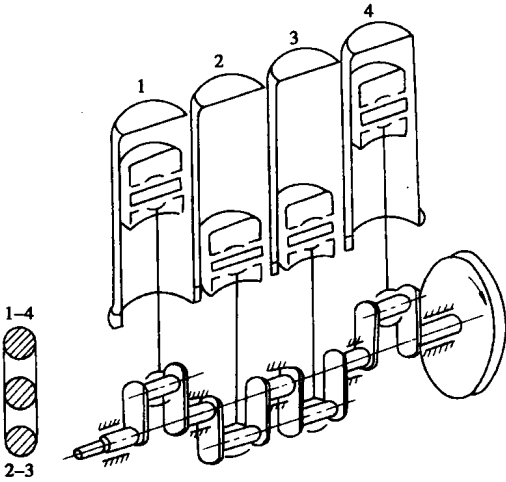


图 2-43 直列四缸发动机曲拐排列

表 2-1 四缸机工作循环表（发火顺序 1-3-4-2）

曲轴转角 (°)	第一缸	第二缸	第三缸	第四缸
0~180	做功	排气	压缩	进气
180~360	排气	进气	做功	压缩
360~540	进气	压缩	排气	做功
540~720	压缩	做功	进气	排气

(2) 直列四冲程六缸发动机中应用较广的一种曲轴曲拐布置型式如图 2-44 所示，其工作顺序为 1-5-3-6-2-4，曲拐均匀的布置在互成 120°的三个平面内，相邻工作的两缸的曲拐夹角为 $720^{\circ}/6=120^{\circ}$ ，其工作循环见表 2-2。可以看出，各缸的做功行程是在整个发动机的前半部汽缸与后半部汽缸间交替进行的。连续做功的两缸相隔较远，基本符合上述规律。另外，如将 3、4 缸的曲拐与 2、5 缸的曲拐对调一下所在的平面，就是另一种符合上述规律的曲轴，其工作顺序为 1-4-2-6-3-5，这种结构的曲轴，其性能与前一种没有差别，在日本汽车上应用较多。前一种（工作顺序为 1-5-3-6-2-4）称为右式曲轴，后一种（工作顺序为 1-4-2-6-3-5）称为左式曲轴。

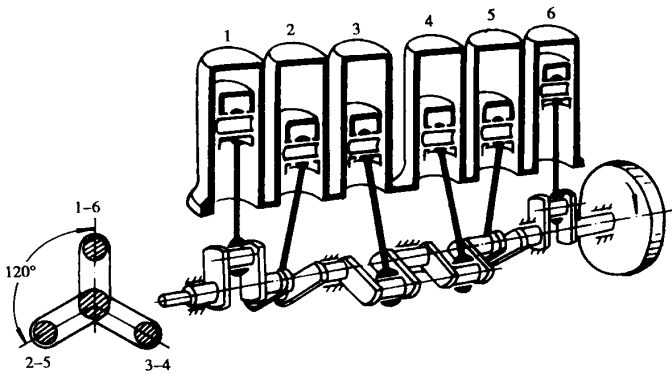


图 2-44 直列六缸发动机曲拐排列

表 2-2 六缸机工作循环表（发火次序：1-5-3-6-2-4）

曲轴转角 (°)	第一缸	第二缸	第三缸	第四缸	第五缸	第六缸
0~60	做功	排气	进气	做功	压缩	进气
60~120			压缩	排气		
120~180		进气				
180~240	排气					做功

(续表)

曲轴转角 (°)	第一缸	第二缸	第三缸	第四缸	第五缸	第六缸	
240~300	进气	压缩	做功	进气	排气	做功	
300~360							
360~420			排气	压缩	进气		
420~480							
480~540	压缩	做功	进气	做功	压缩	排气	
540~600							
600~660		排气					
660~720							

(3) V 型八缸四冲程发动机曲轴有四个曲拐，结构型式有正交两平面内布置的空间曲拐（图 2-45）和平面曲拐两种，因空间曲拐平衡性较好，应用较多。两种曲拐的发动机都有数种工作顺序，若将汽缸序号的排列作规定，则图 2-45 所示空间曲拐，其发动机工作顺序有 1—5—4—8—6—3—7—2 和 1—8—4—3—6—5—7—2 等数种。空间曲拐发动机汽缸夹角均为 90°，各缸做功间隔角为 $720^{\circ}/8=90^{\circ}$ 。表 2-3 列出了一种工作循环，在表中，为了显示多缸做功过程，缸号是按工作顺序排列的。事实上，V 型发动机汽缸序号的排列方法因机而异，有的以左右顺序排列，有的以左右交叉排列。所以，要表示 V 型发动机的工作顺序，必须弄清楚该发动机汽缸序号的排列。

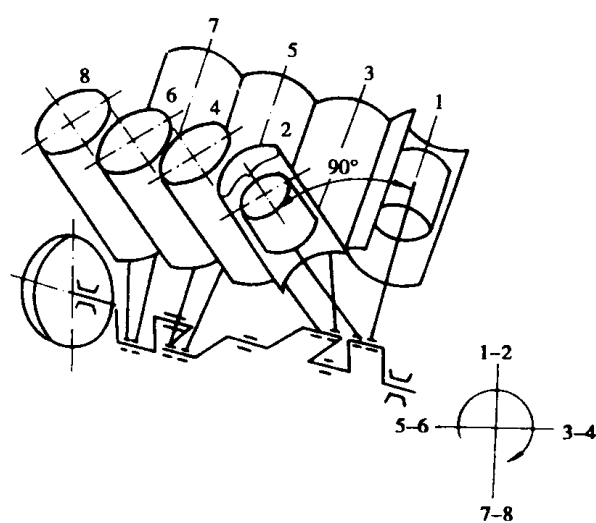


图 2-45 八缸曲轴排列形式

表 2-3 V 型八缸机工作循环表（发火顺序 1-8-4-3-6-5-7-2）

曲轴转角 (°)	第一缸	第二缸	第三缸	第四缸	第五缸	第六缸	第七缸	第八缸
0~90	做功	做功	进气	压缩	排气	进气	排气	压缩
90~180		排气	压缩		进气			做功
180~270	排气	进气	做功	做功	压缩	压缩	进气	排气
270~360								
360~450	进气	压缩	排气	排气	做功	做功	压缩	进气
450~540								
540~630	压缩	做功	进气	进气	排气	排气	做功	压缩
630~720								

除了上述三类常见的曲轴外，还有许多种类，如直列五缸的曲轴曲拐均布在五个纵向平面内，其具体布置视发动机的工作顺序而定。图 2-46 示出了发动机的工作顺序为 1-2-4-5-3 的曲拐布置，其做功间隔角为 $720^{\circ}/5=144^{\circ}$ 。

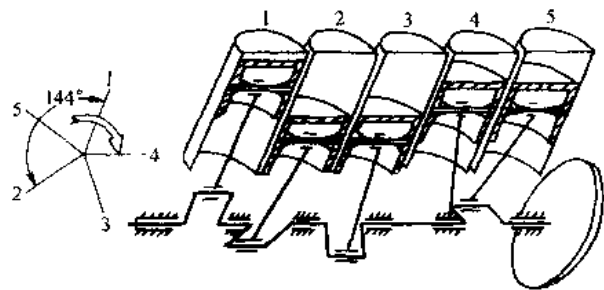


图 2-46 五缸曲轴排列

2.4.2 曲轴扭转减震器

发动机运转时，由于飞轮的惯性很大，可以看作是等速转动。而各个汽缸的气体压力和往复运动件的惯性力是周期性地作用在曲轴连杆轴颈上，给曲轴一个周期性变化的扭转外力，使曲轴发生忽快忽慢的转动，从而形成曲轴对飞轮的扭转摆动。当激力频率与曲轴的自振频率成整数倍关系时，曲轴扭转振动便因共振而加剧，从而引起功率损失、正时齿轮或链条磨损增加，严重时甚至会将曲轴扭断。为了消减曲轴的扭转振动，有的发动机在曲轴前端装有扭转减震器。

常用的扭转减震器有橡胶式、摩擦式和硅油式等多种。
橡胶式曲轴扭转减震器（如图 2-47 所示）是将减震器圆盘用螺栓与曲轴带轮及轮毂紧固在一起，橡胶层与圆盘及惯性盘硫化在一起。当曲轴发生扭转振动时，力图保持等速转动的惯性盘便使橡胶层发生内摩擦，从而消除了扭转振动的能量，避免扭振。

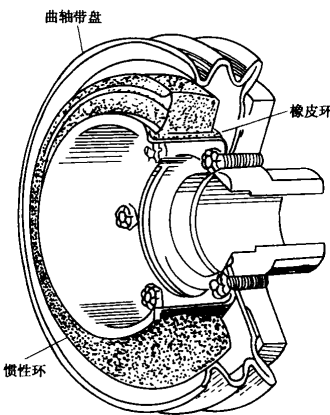


图 2-47 橡胶式曲轴扭转减振器

摩擦式扭转减振器是将惯性盘松套在风扇带轮毂上，两盘可作轴向相对移动，但不能相对转动。惯性盘的端面与带轮和曲轴前端凸缘的端面之间都夹有摩擦片。装在两个惯性盘之间的弹簧使惯性盘压紧摩擦片。在曲轴发生扭转振动时，惯性盘与带轮及曲轴前端凸缘发生相对角振动，靠它们与摩擦片的干摩擦来消减振动。

2.4.3 飞轮

飞轮的主要功用是贮存做功行程的能量，用以在其他行程中克服阻力，完成发动机的工作循环，使曲轴的旋转角速度和输出转矩尽可能均匀，并改善发动机克服短暂超负荷的能力。与此同时，又将发动机的动力传给离合器。

发动机的工作循环中，只有做功行程产生动力，其他行程消耗动力。多缸发动机间隔做功，给曲轴的也是周期变化的扭转外力，造成曲轴运转忽快忽慢，缸数越少这种运转越明显。由于固定在曲轴后端的飞轮惯性很大，力图保持等速运转，所以当曲轴增速时它吸收部分能量阻碍其增速，减速时它释放出能量而增加曲轴的转速，于是提高了曲轴运转的均匀性，增加了发动机克服短暂超负荷的能力。

飞轮是铸铁圆盘，多用灰铸铁制造，用螺栓固定于曲轴后端凸缘或后端面（无凸缘者）上。为了在同样质量下增大转动惯量，某些飞轮边沿部分做得较厚。飞轮外缘一边镶有齿圈，以便发动机启动时，与启动机齿轮啮合，带动曲轴旋转，齿圈与飞轮有很大的配合过盈，镶配时需将齿圈加热。

由于飞轮与曲轴装配后进行过动平衡校验并且飞轮上有确定上述位置的标记，有些飞轮上通常刻有点火正时记号，以便校准点火时间。为避免安装错误影响动平衡、上述记号错乱，飞轮和曲轴的装配都有定位装置，如定位销（套）、固定螺孔采用不对称布置、两种不同直径的固定螺栓等。

第3章 配气机构

3.1 概 述

3.1.1 配气机构的功用与组成

1. 配气机构的功用

配气机构的功用是按照发动机各缸的做功顺序和每个工作循环的要求，定时地将各缸进气门与排气门打开、关闭，以使新鲜混合气进入汽缸、燃烧废气排除汽缸。

2. 配气机构的组成

发动机的配气机构由气门组和气门传动组组成。气门组的功用是封闭进、排气道。气门传动组的功用是使进、排气门按规定的时刻开闭，且保证有足够的开度，以满足发动机的工况要求。

图 3-1 为凸轮轴下置顶置气门式配气机构的组成。气门组主要包括气门 3、气门导管、气门弹簧 5、气门弹簧座和气门锁片等。气门传动组主要包括凸轮轴正时齿轮 9、凸轮轴 8、挺柱 7、推杆 6、摇臂 4 和摇臂轴等。气门穿过气门导管，在其尾端通过气门锁片固定着气门弹簧座。气门弹簧套于气门杆外围，并有一定的预紧力。气门弹簧的上端抵于弹簧座，下端抵于缸盖。当气门关闭时，在气门弹簧预紧力的作用下，气门头部密封锥面压紧在气门座上，将气道封闭。摇臂轴通过支架固定在缸盖上平面，摇臂套在摇臂轴上，可绕摇臂轴摆动。摇臂的长臂端与气门杆尾部接触，短臂端装有调整气门间隙的调整螺钉。凸轮轴安装在缸体的一侧，挺柱呈杯状，位于挺柱导向体内，下端

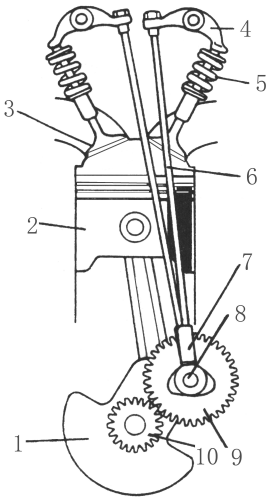


图 3-1 凸轮轴下置式

1—曲轴 2—活塞 3—气门
4—摇臂 5—气门弹簧 6—推杆
7—挺柱 8—凸轮轴 9—
凸轮轴正时齿轮 10—曲轴正
时齿轮

与凸轮轴接触。推杆为一个细长杆件，上端与摇臂调整螺钉接触，下端穿过缸盖与挺柱接触。气门的开启是通过气门传动组的作用来完成，而气门的关闭则是由气门弹簧来完成。气门的开闭时刻与规律完全取决于凸轮的轮廓曲线形状。

3.1.2 配气机构的分类

按气门的布置位置不同，配气机构可分为顶置式气门和侧置式气门两类。侧置式配气机构现已被淘汰。顶置式配气机构的优点很多，如进气阻力小、燃烧室结构紧凑等，故被广泛采用。顶置式配气机构的分类如下。

1. 按凸轮轴的位置分类

(1) 凸轮轴下置式。这种布置形式如图 3-1 所示，大多数载货汽车和大、中型客车发动机都采用这种方式。凸轮轴平行布置在曲轴的一侧，由于曲轴和凸轮轴位置靠近，只用一对正时齿轮传动，使得传动系比较简单。

(2) 凸轮轴上置式。凸轮轴上置式配气机构的凸轮轴直接布置在缸盖上，如图 3-2 与图 3-3 所示。凸轮轴直接通过摇臂来驱动气门或直接通过挺柱驱动气门，省去了推杆，使往复运动质量大大减小，因此它适合于高速发动机。由于凸轮轴离曲轴中心较远，因而都采用链条传动或同步齿形带传动，使得正时传动机构较为复杂，目前被大多数轿车采用。

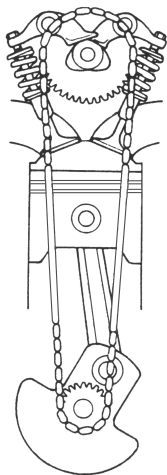


图 3-2 凸轮轴上置式

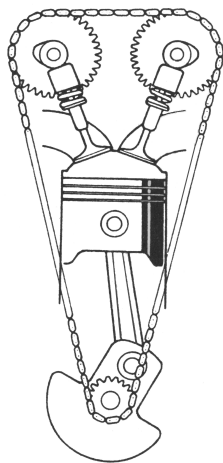


图 3-3 上置双凸轮轴式

(3) 凸轮轴中置式。为减小气门传动组零件的往复运动惯性力，某些速度较高的发动机将下置式凸轮轴的位置抬高到缸体的上部，缩短了传动零件的长度，称之为凸轮轴中置

式配气机构。凸轮轴中置式配气机构有的采用中间齿轮传动，有的采用链条传动（如别克赛欧）或齿型带传动。

2. 按曲轴驱动凸轮轴的方式分类

(1) 齿轮传动。凸轮轴下置的配气机构大多采用圆柱形正时齿轮传动（见图 3-1）。一般从曲轴到凸轮轴的传动只需一对正时齿轮，若齿轮直径过大，可在中间加装一个惰轮。为了啮合平稳，减小噪声，正时齿轮多用斜齿。在中、小功率发动机上，曲轴正时齿轮用钢来制造，而凸轮轴正时齿轮则用铸铁或夹布胶木制造，以减小噪声。

(2) 链传动。链条与链轮的传动特别适用于凸轮轴上置、中置的配气机构。为了使链条工作时有一定的张力而不至脱链，通常装有导链板、张紧装置等，如图 3-4 所示。链条与链轮传动的主要问题是其工作可靠性和耐久性不如齿轮传动，其传动性能在很大程度上取决于链条的制造质量。

(3) 齿形带传动。近年来，在高速发动机上还广泛采用齿形带来代替传动链，如图 3-5 所示。这种齿形带用氯丁橡胶制成，中间夹有玻璃纤维和尼龙织物，以增加强度。采用齿形带传动，能减少噪声和结构质量，也可以降低成本。

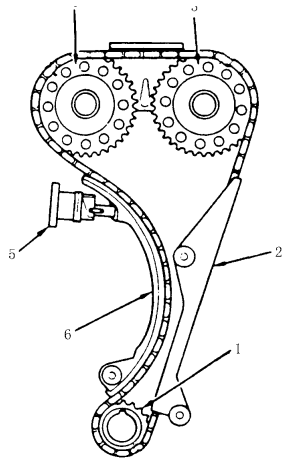


图 3-4 链传动

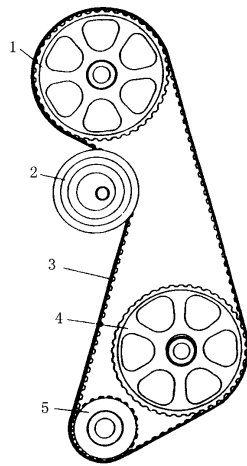


图 3-5 齿形带传动

1—凸轮轴正时皮带轮 2—张紧轮 3—正时齿形皮带
4—中间轴正时皮带轮 5—曲轴正时皮带轮

3. 按每缸气门的数量分类

(1) 双气门式

一般发动机较多地采用一个进气门和一个排气门，其特点是结构简单，能适应各种燃

烧室，但汽缸换气受到进气通道的限制，故都用于低速发动机。

当每缸用两气门时，为使结构简化，大多数采用所有气门沿机体纵向轴线排成一列的方式。这样，相邻两缸的同名气门就有可能合用一个气道，以使气道简化并得到较大的气道通过截面。另一种方法是将进、排气门交替布置，每缸单独用一个气道，这样有助于汽缸盖冷却均匀。

(2) 多气门式

在很多新型汽车发动机上多采用每缸四气门的结构，即两个进气门和两个排气门（如图 3-6 所示），采用这种型式后，进气门总的通过断面较大，充气效率较高，排气门的直径可适当减小，使其工作温度相应降低，提高了工作可靠性。此外，采用四气门还可适当减小气门升程，改善配气机构的性能，还有利于改善排放性能。

新型奥迪轿车的 V 型六缸五气门发动机和捷达 EA113 型四缸五气门发动机就采用五气门技术。与四气门相比，采用每缸五气门的发动机其气门流通截面更大，充气效率更高，如图 3-7 所示。采用三个进气门，提高了充气效率，而且燃油消耗低、转矩大、排污少。大多数五气门发动机采用了紧凑浴盆式燃烧室，火花塞位于燃烧室中心。

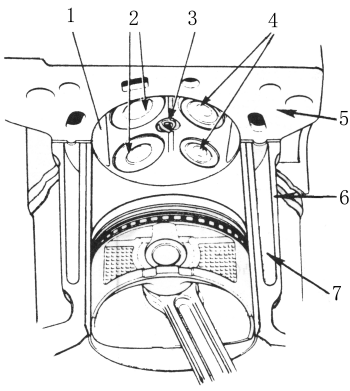


图 3-6 四气门结构

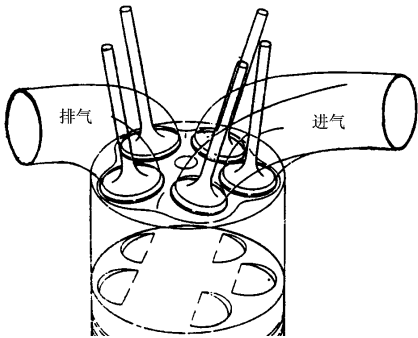


图 3-7 五气门结构

1—燃烧室 2—进气门 3—火花塞
4—排气门 5—汽缸盖 6—汽缸体 7—水套

当每缸采用多气门时，气门排列的方案通常是同名气门排成一列，分别用进气凸轮轴和排气凸轮轴驱动。两凸轮轴均有曲轴正时齿轮通过正时带或正时链驱动，其结构如图 3-8 所示。也有一些采用进气（排气）凸轮轴用曲轴正时齿轮通过正时带驱动，排气（进气）凸轮轴用进气（排气）凸轮轴上的剪刀齿轮驱动（如图 3-9 所示）。

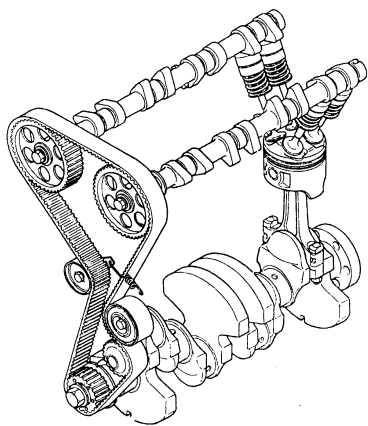


图 3-8 双凸轮轴结构

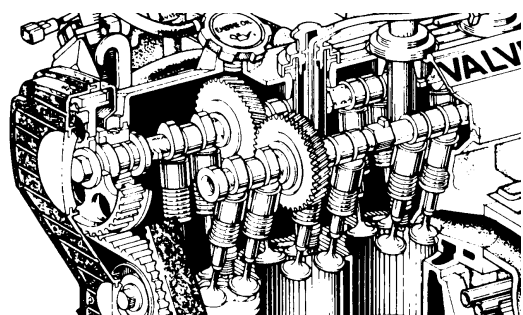


图 3-9 双凸轮轴齿轮驱动结构

3.2 配气相位与气门间隙

3.2.1 配气相位

配气相位就是用曲轴转角表示进、排气门的开闭时刻和开启持续时间。用曲轴转角的环形图来表示配气相位，称为配气相位图（如图 3-10 所示）。

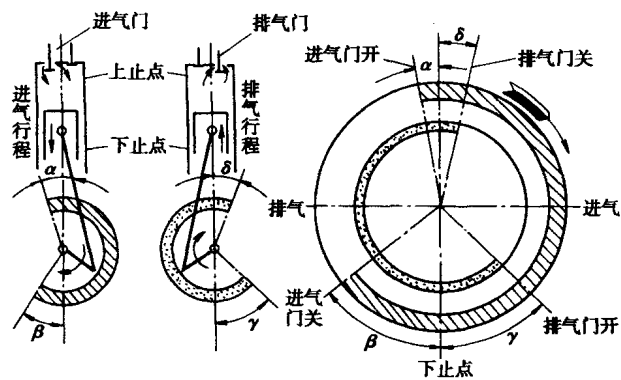


图 3-10 配气相位

发动机在换气过程中，若能够做到排气彻底、进气充分，则可以提高充气系数，增大

发动机输出的功率。四冲程发动机的每一个工作行程，其曲轴要旋转 180° 。现代发动机转速很高，一个行程经历的时间很短（如上海桑塔纳的四冲程发动机，在最大功率时的发动机转速达 5600r/min ，一个行程的时间只有 0.0054s ），这样短时间的进气和排气过程往往会使发动机充气不足或排气不净，从而使发动机功率下降。因此，现代发动机都延长进、排气时间，即气门的开启和关闭的时刻并不正好是活塞处于上止点和下止点的时刻，而是分别提前或延迟一定的曲轴转角，以改善进、排气状况，从而提高发动机的动力性。

1. 进气门的配气相位

(1) 进气提前角

在上一循环排气行程接近终了，活塞到达上止点之前，进气门便开始开启。从进气门开始开启到上止点所对应的曲轴转角称为进气提前角，用 α 表示。一般为 $10^\circ \sim 30^\circ$ 。

进气门早开是为了保证进气行程开始时进气门已有一定开度，在进气行程中获得较大的进气通道截面，使新鲜气体能顺利地充入汽缸。由于进气门早开，使得活塞到达上止点开始向下移动时，进气门已有一定开度，所以可较快地获得较大的进气通道截面，减少进气阻力。

(2) 进气迟后角

在进气行程下止点过后的压缩冲程中进气门才关闭。从下止点到进气门关闭所对应的曲轴转角称为进气迟后角，用 β 表示，大小一般为 $40^\circ \sim 80^\circ$ 。

进气门晚关，是因为活塞到达下止点时，由于进气阻力的影响，汽缸内的压力仍低于大气压，且气流还有相当大的惯性，仍能继续进气。下止点过后，随着活塞的上行，汽缸内的压力逐渐增大，进气气流速度也逐渐减小，直到流速等于零时，进气门便关闭——此时的 β 角最适宜。若 β 过大，便会将进入汽缸的气体重新又压回进气管，使发动机充气效率下降。

进气门开启持续时间内的曲轴转角，即进气持续角为 $\alpha + 180^\circ + \beta$ 。

2. 排气门的配气相位

(1) 排气提前角

在做功行程的后期，活塞到达下止点前，排气门便开始开启。从排气门开始开启到下止点所对应的曲轴转角称为排气提前角，用 γ 表示， γ 一般为 $40^\circ \sim 80^\circ$ 。在做功行程结束前，汽缸内还有大约 $0.3 \sim 0.5\text{MPa}$ 的压力，做功能力已经不大，但此时如果提前打开排气门，可利用此压力使汽缸内的废气迅速地自由排出，待活塞到达下止点时，汽缸内只剩下约 $110 \sim 120\text{kPa}$ 的压力，使排气行程中活塞上行扫气所消耗的功大为减小。此外，高温废气的提早排出，还可防止发动机过热。

(2) 排气迟后角

在活塞越过上止点后，在下一循环的进气冲程中排气门才关闭。从上止点到排气门关

闭所对应的曲轴转角称为排气迟后角,用 $f_{\sim}$ 表示, $f_{\sim}$ 一般为 $100^{\circ}\sim 300^{\circ}$ 。

由于活塞到达上止点时,汽缸内的压力仍高于大气压,且废气气流有一定的惯性,所以排气门适当晚关可使废气排得较干净。排气门开启持续时间内的曲轴转角,即排气持续角为 $\gamma + 180^{\circ} + f_{\sim}$ 。

由于进气门早开和排气门晚关,在排气终了和进气刚开始,活塞处于上止点附近时,存在着进、排气门同时开启的现象,这种现象称为气门重叠。进、排气门同时开启过程对应的曲轴转角,称为气门重叠角。气门重叠角的大小为 $f_{\sim} + f_{\sim}$ 。

因为气门必须早开晚关,气门重叠现象是不可避免的。新鲜气流和废气气流都有各自的流动惯性,在短时间内不会改变流向,只要角度选择合适,就不会出现废气倒流进气道和新鲜气体随废气一起排出的现象。相反,进入汽缸内部的新鲜气体可增加汽缸内的气体压力,有利于废气的排出。但气门重叠角必须选择适当,否则会出现气体倒流现象。

3. 配气相位图

通常将进排气门的实际开闭时刻和开启过程,用曲轴转角的环形图来表示,这种图形称为配气相位图(见图3-10)。

发动机在工作时,活塞上下移动,通过连杆使与之相连的曲拐绕曲轴主轴颈轴线转动。用曲轴转角可以表示出曲拐相对于上、下止点的角位置。图3-10表示进、排气中气门开启过程曲拐转过的角度,分别为 $f_{\sim} + 180^{\circ} + \beta$ 和 $\gamma + 180^{\circ} + f_{\sim}$ 。将此图的曲拐位置图重叠在一起,可得配气相位图。图中,很直观的看出气门开闭时刻相对于活塞上、下止点的曲拐位置、气门的提前角和迟后角、气门的实际开启时间对应的曲轴转角以及气门重叠角等。

配气相位四个角度的大小,对发动机性能有很大影响。进气提前角增大或排气迟后角增大使重叠角增大时,会出现废气倒流、新鲜气体随废气排出的现象,不但影响废气的排出量和进气的充气量大小,对于汽油机来说,还会造成燃料的浪费。相反,若气门重叠角过小,又没有充分利用气体的惯性,会造成排气不彻底和进气量减少。

对发动机性能影响最大的是进气迟闭角。该角过小,会导致进气门关闭过早而影响进气量;但该角过大,进气门关闭过晚,会由于活塞上行,汽缸内压力升高,将进入汽缸内的气体重新又压回到进气道内,同样影响发动机的进气量。

排气提前角过大,会将仍有做功能力的高温高压气体排出汽缸,造成发动机功率下降,油耗增大,且由于排气压力过高还会造成排气管产生放炮现象。但排气提前角过小,不但因排气阻力而增加发动机的功耗,还可能造成发动机过热。

合理的配气相位是根据发动机结构形式、转速等因素通过反复试验而确定的。结构不同,配气相位也不同。有些发动机的配气相位是不能改变的。它是按照发动机的性能要求,通过试验来确定某一转速下较合适的配气相位。因此,发动机在这一转速下运转时,配气相位最合适,而在其他转速下运转时,配气相位就不是最合适的。也有采用集中控制系统的发动机,其配气相位可以随发动机转速、负荷变化而自动调整,如丰田的VVT-i和本田

采用的 VTEC。

3.2.2 气门间隙

发动机工作时，气门将因温度升高而膨胀。在冷态下无间隙或间隙过小，则在热态下，气门及其传动件的受热膨胀，将引起气门关闭不严，造成发动机的漏气现象；功率下降，严重时发动机难以启动，所以为了补偿机件的热膨胀量，在冷态下必须留有气门间隙。

气门间隙的大小必须合适，过大的气门间隙，会使气门升程减小，气门开启时间变短，进气不充分，排气不彻底，而且会使传动零件之间产生撞击和响声，加速磨损；过小的气门间隙，使发动机在热态下关闭不严，导致功率下降，甚至烧毁气门。气门间隙的大小一般由发动机厂家根据试验确定，在维修手册上有明确规定。因为进气门和排气门的气体温度不同，所以通常进气门的间隙在 0.25~0.30 mm 之间，排气门的间隙在 0.30~0.35 mm 之间。

下置式凸轮轴配气机构，气门间隙一般留在摇臂一端，用调整螺钉调节；顶置式配气机构的气门间隙一般由挺柱上的调整垫片调节，如果发动机采用的是液力挺柱，因其可以自动补偿热膨胀量，故不需留有气门间隙。关于液力挺柱的结构和工作原理，在后面有所介绍。

3.3 气门组

气门组包括气门、气门座、气门导管、气门弹簧、弹簧座及锁片、气门油封等零件（如图 3-11 所示）。

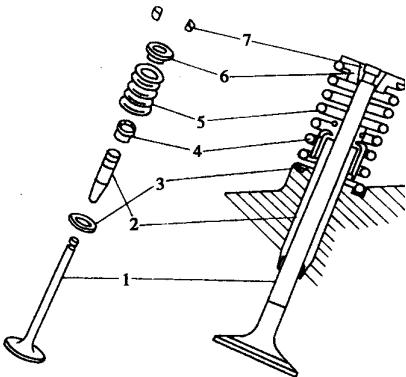


图 3-11 气门组结构图

- 1—气门 2—气门导管 3—气门弹簧下座
4—气门油封 5—气门弹簧 6—气门弹簧下座 7—气门锁片

气门组应保证气门能够实现汽缸的密封，因此要求：气门头部与气门座贴合严密，以保证汽缸的密封；气门导管与气门杆的上下运动有良好的导向；气门弹簧的两端面与气门杆的中心线相垂直，以保证气门头在气门座上不偏斜；气门弹簧的弹力足以克服气门及其传动件的运动惯性力，使气门能迅速开闭，并保证气门紧压在气门座上。

3.3.1 气门

气门的作用是用来封闭气道的。气门由头部和杆身两部分组成，头部封闭进、排气道，杆身在气门开闭过程中起导向作用。

1. 气门的工作条件

气门的工作条件如下。

(1) 气门头部直接与汽缸内燃烧的高温气体接触，承受的工作温度很高，进气门的温度达 $570\sim 670\text{K}$ ，排气门的温度高达 $1050\sim 1200\text{K}$ ，均承受很高的热负荷。

(2) 气门散热困难，主要靠头部密封锥面与气门座接触处散热，气门杆与气门导管之间也能散失一部分热量，但散热面积小于受热面积。

(3) 气门在关闭时承受很大的落座冲击力，发动机转速越高，冲击力越大。

(4) 气门受燃气中腐蚀介质的腐蚀。

(5) 气门的润滑困难。

(6) 气门要承受气体压力、传动组零件惯性力的作用。

由于气门的工作条件很差，所以要求气门材料必须有足够的强度、刚度、耐高温和耐磨损性。进气门一般采用中碳合金钢（如镍钢、镍铬钢和铬钼钢等），排气门多采用耐热合金钢（如硅铬钢、硅铬钼钢）。为了节约耐热合金钢，降低材料成本，有些发动机的排气门头部采用耐热合金钢，杆身采用中碳合金钢，然后将两者焊在一起。还有一些排气门，在头部锥面喷涂一层钨钴等特种合金材料，以提高其耐高温、耐腐蚀性。

2. 气门的结构

气门包括头部和杆身两部分，两者圆弧连接。气门头部由气门顶部和密封锥面组成，而气门杆身尾端的结构主要取决于气门弹簧座的固定方式。

(1) 气门顶部的形状

气门顶部有平顶、喇叭形顶和球面顶三种结构形式，如图 3-12 所示。

① 平顶是大多数发动机采用的一种方式，如图 3-12 (a) 所示。它吸热面积小，结构简单，制造方便，质量小，进、排气门均可采用。

② 喇叭形顶与杆身的过渡部分具有流线形，气体流动阻力小，且质量轻、惯性小。但顶部受热面积大，适合做进气门，不宜做排气门，如图 3-12 (b) 所示。

③ 球面顶的强度高，排气阻力小，废气清除效果好，适合做排气门。但球面顶形状受热面积大，质量和惯性力大，加工也复杂，如图 3-12 (c) 所示。

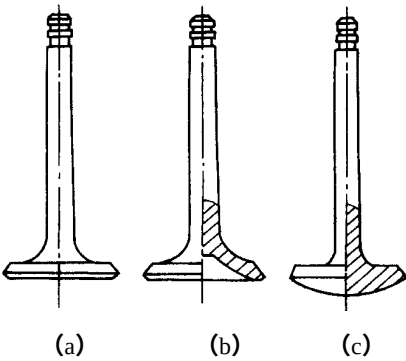


图 3-12 气门头部形状

(a) 平顶 (b) 凹顶 (c) 凸顶

(2) 气门密封锥面

气门密封锥面是与杆身同心的圆锥面，用来与气门座接触，起到密封气道的作用。采用密封锥面有以下好处。

- ① 提高密封性和导热性。
- ② 气门落座时，有自定位作用。
- ③ 避免气流拐弯过大而降低流速。
- ④ 挤掉接触面的沉淀物，起自洁作用。

(3) 气门锥角

气门密封锥面与顶平面之间的夹角，称为气门锥角（如图 3-13 所示），一般做成 45° ，有的发动机进气门做成 30° ，这是因为在气门升程相同的情况下，气门锥角小，可获得较大的气流通截面，进气阻力较小。但锥角较小的头部边缘较薄，刚度较小，致使气门头部与气门座的密封性和导热性均较差，在热态时易变形，影响贴合。排气门温度较高，导热要求也很高，故它的气门锥角大多为 45° 。虽然气流阻力增大，但由于排气压力高，影响不大。

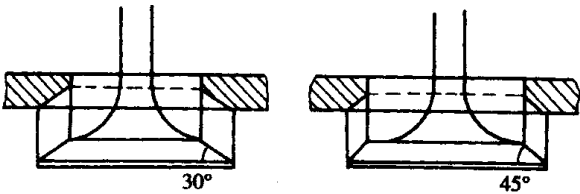


图 3-13 气门锥角

气门顶边缘与气门密封锥面之间应有一定的厚度，一般为 1~3mm，以防止在工作中受冲击损坏或被高温气体烧坏。为了减少进气阻力，提高汽缸的充气效率，多数发动机进气门的头部直径比排气门的大。为保证良好密合，装配前应将气门头与气门座二者的密封锥面互相研磨，研磨好的零件不能互换。为了改善气门头部的耐磨性和耐腐蚀性，有的发动机在排气门密封锥面上堆焊一层含有大量的镍、铬、钴等金属元素的特种合金，以提高硬度。

(4) 气门杆身

气门杆身与气门导管配合，为气门开启与关闭过程中的上下运动导向。气门杆身为圆柱形，发动机工作时，气门杆身在气门导管中不断地上下往复运动，而且润滑条件极为恶劣。因此，要求气门杆身与气门导管有一定的配合精度和耐磨性，气门杆身表面都经过热处理和磨光，以保证同气门导管的配合精度和耐磨性，并起到良好的导向、散热作用。气门杆身与头部之间的过渡应尽量圆滑，这样可以减小应力集中，还可以减少气流阻力。

(5) 气门弹簧座的固定

气门杆的尾部用以固定气门弹簧座，其结构随弹簧座的固定方式不同而异。常用的固定方式有以下两种，如图 3-14 所示。

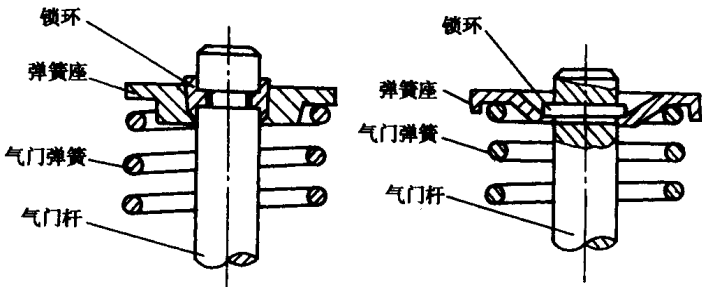


图 3-14 气门杆的固定方式

① 锥形锁环式。锁环式的锥形锁环被剖分成两半，合在一起形成一个完整的圆锥结构，内孔有一环形凸起。弹簧座的中心孔为圆锥孔，用来与锁环的外圆锥面配合。安装时，用专用工具将弹簧座连同气门弹簧压下，将两片锁环套与气门杆尾部合并在一起，锁环内孔的环状凸起正好位于气门杆尾端的环形槽内；放松弹簧座，在气门弹簧的弹力作用下，弹簧座的圆锥孔与锁环的圆锥面紧紧地贴合在一起，不会脱落。

② 锁销式。锁销式气门弹簧座的固定方法比较简单，将弹簧座连同弹簧一起压下后，把锁销插入气门杆尾部的径向孔内，放松弹簧座后，锁销正好位于弹簧座的外侧面的凹穴内，防止了弹簧座的脱出。

(6) 气门机油（润滑油）的防漏装置

适量的机油进入气门导管与气门之间的间隙，对于气门杆的润滑是必要的。但如果进的机油过多，将会在汽缸内造成积炭、在气门上产生沉积物。因此，有的发动机在气门杆上装有机油防漏装置。常见的有如图 3-15 所示的几种结构形式。

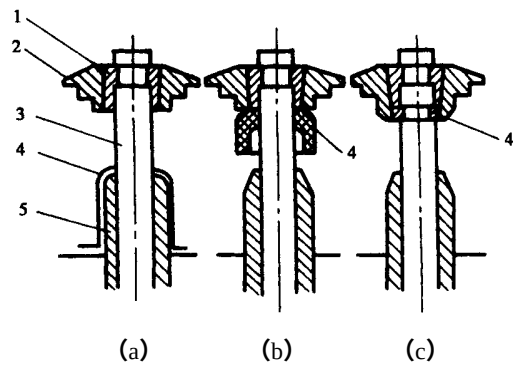


图 3-15 气门机油防漏装置

1—锁片 2—弹簧座 3—气门杆 4—放油装置或密封圈 5—气门导管

3.3.2 气门座

进、排气道口与气门密封锥面直接贴合的部位称为气门座。
气门座与气门头部一起对汽缸起密封作用，同时接受气门头部传来的热量，起到对气门散热的作用。

1. 气门座的形式

气门座的形式有两种：一种是直接在汽缸盖上镗出的气门座；另一种是单独制成气门座圈，镶嵌在汽缸盖上的气门座（如图 3-16 所示）。直接在汽缸盖上的气门座散热效果好，使用中不存在脱落造成事故的可能性，但不耐高温、不耐磨损，不便于修理更换等。

气门座圈用耐热合金钢或耐热合金铸铁制成，镶嵌在汽缸盖上。它不但耐高温、耐磨损和耐冲击，使用寿命长，而且易于更换。缺点是导热性差，加工精度高，如果与缸盖上的座孔公差配合选择不当，还可能发生脱落而造成事故。气门座热负荷大，温差变化大，又受气门落座时的冲击，为了保证散热和防止脱落，气门座与座孔之间应有较高的加工精度，较低的粗糙度和较大的配合过盈，因而压入时应将气门

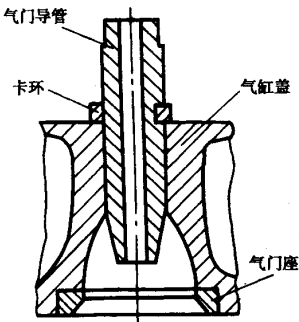


图 3-16 气门座结构

座冷缩或将气门座孔部位加热。也有的气门座在压入后,再用点冲法将座孔周围冲压使其内收少许,或用点焊法,使座固定得更可靠。

2. 气门座锥角

气门座的锥角由三部分组成。其中 45° (或 30°) 的锥面与气门密封锥面贴合,如图 3-17 所示。为了保证有一定的贴合压力,使密封可靠,同时又有一定的散热面积,要求结合面的宽度为 $1\sim 3\text{mm}$ 。 15° 和 75° 锥角是用来修正工作锥面的宽度和上、下位置的,以使其达到规定的要求。在安装气门前,还应采用与气门配对研磨的方法,以保证贴合得更紧密、可靠。

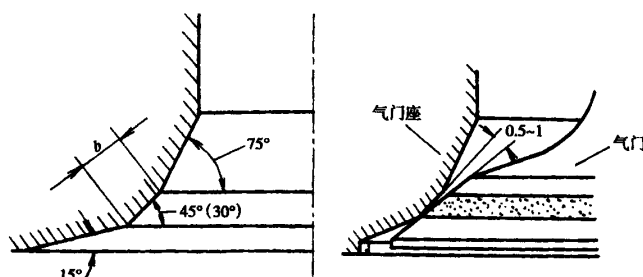


图 3-17 气门座锥角结构

某些发动机的气门锥角比气门座锥角小 $0.5^\circ\sim 1^\circ$, 该角称为密封干涉角。密封干涉角有利于走合期的磨合。走合期结束,干涉角逐渐消失,恢复全锥面接触。

3.3.3 气门导管

气门导管的功用是给气门的运动作导向,保证气门的往复直线运动和气门关闭时能正确地与气门座贴合,并为气门杆散热。

气门导管(见图 3-16)通常单独制成零件,再压入缸盖的承孔中。由于润滑较困难,气门导管一般用含石墨较多的铸铁或粉末冶金制成,以提高自润滑性能。

气门导管的外表面与缸盖的配合有一定的过盈量,以保证良好地传热和防止松脱。气门导管的下端伸入到进、排气道内,为防止对气流造成阻力,伸入端的外圆做成圆锥状。气门导管与气门杆之间留有 $0.05\sim 0.12\text{mm}$ 的间隙,使气门杆能在导管内自由运动。有些发动机为防止气门导管松脱,采用卡环对导管进行固定与定位。

3.3.4 气门弹簧

气门弹簧是圆柱形的螺旋弹簧,位于缸盖与气门尾端弹簧座之间,其作用是使气门自动复位关闭,并保证气门与气门座的座合压力;还用于吸收气门在关闭过程中各传动零件

所产生的惯性力，以防各个传动件彼此分离而破坏配气机构的正常工作。所以气门弹簧的刚度一般都很大，而且在安装时进行了预紧压缩，因此预紧力很大。

气门弹簧多采用优质合金钢丝卷绕成螺旋状，弹簧两端磨平，以防止在工作中弹簧产生歪斜。为了提高弹簧的疲劳强度，保证弹簧的弹力不下降、不断，弹簧丝表面要磨光、抛光或喷丸处理。弹簧丝表面还必须经过发蓝处理或磷化处理，以免在使用中生锈。

当气门弹簧的工作频率与其自然频率相等或成某一倍数关系时，将会发生共振。强烈的共振将破坏气门的正常工作，并可使弹簧折断。为避免共振的发生，常采取以下措施。

1. 提高弹簧刚度

提高气门弹簧的刚度，即提高气门弹簧的自然振动频率，可采用加粗弹簧的直径、减小弹簧的圈径等方法，如图 3-18（a）所示。

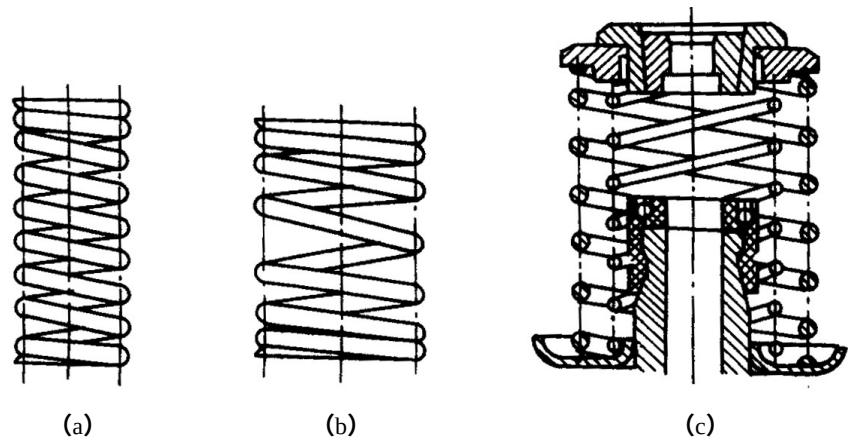


图 3-18 气门弹簧防振措施

(a) 等螺距弹簧 (b) 变螺距弹簧 (c) 双弹簧结构

2. 采用变螺距弹簧

各圈之间的螺距不等，在弹簧压缩时，螺距较小的弹簧两端逐渐贴合，使有效圈数逐渐减少，因而固有振动频率不断变化（增加），避免共振发生，如图 3-18（b）所示。

3. 采用双气门弹簧结构

每个气门同心安装两根直径不同、旋向相反的内外弹簧，如图 3-18（c）所示。由于两弹簧的自振频率不同，当某一弹簧发生共振时，另一弹簧起减振作用。当一根弹簧折断时，另一根还能继续维持工作。两个弹簧旋向相反，可以防止一根弹簧折断时卡入另一根弹簧

内，以免好的弹簧被损坏。

3.3.5 气门旋转机构

有一些发动机采用气门旋转机构，即气门在工作中能相对气门座缓慢旋转，主要作用是使气门头部沿圆周温度均匀，减少气门头部的热变形，而且气门缓慢旋转时在密封锥面上产生轻微的摩擦力，有阻止沉积物形成的自洁作用。

气门旋转机构有自由旋转和强制旋转两种。

(1) 自由旋转机构的气门锁片并不直接与弹簧座接触，而是装在一个锥形套筒中，锥形套筒的下端支承在弹簧座平面上，套筒端部与弹簧座接触面的摩擦力不大，在发动机运转振动时，可使气门自由地做不规则的旋转。

(2) 强制旋转机构可使气门每开一次便旋转一定角度。在壳体中有6个变深度的槽，槽中装有带回位弹簧的钢球，当气门关闭时，气门弹簧的力通过支承板与碟形弹簧直接传到壳体上；当气门升起时，不断增大的弹簧力将碟形弹簧压平，迫使钢球沿着凹槽的斜面滚动，同时带着碟形弹簧、支承板、气门弹簧、气门一起转过一个角度。在气门关闭的过程中，碟形弹簧的载荷减小而恢复到原来的形状，钢球在回位弹簧的作用下回到原来的位置。

3.4 气门传动组

气门传动组由凸轮轴和凸轮轴正时齿轮、挺柱、挺柱导管、推杆和摇臂总成等组成。气门传动组的主要作用是使进、排气门按照配气相位规定的时间开启与关闭。

3.4.1 凸轮轴

1. 凸轮轴的驱动与要求

凸轮轴是由发动机曲轴驱动的，用来驱动和控制各缸气门的开启和关闭，使其符合发动机的工作顺序、配气相位及气门开度的变化规律等要求。此外，有些汽油机还利用凸轮轴来驱动分电器、机油泵和汽油泵。

凸轮轴一般采用优质钢模锻而成，也有用合金铸铁或球墨铸铁铸造而成。凸轮与轴颈表面经过热处理，使之具有足够的硬度和耐磨性。凸轮轴上的凸轮与挺柱或者摇臂的接触接近于线接触，接触面积很小，在工作中两者之间为滑动摩擦。由于气门弹簧的刚度很大，凸轮表面的接触应力也很大，因此要求凸轮表面要有足够的硬度和耐磨性，否则，凸轮的

磨损与变形会造成配气相位的改变、气门升程的减少，影响发动机正常工作。

2. 凸轮轴的结构

凸轮轴主要由凸轮、轴颈、偏心轮和螺旋齿轮等组成（如图 3-19 所示）。凸轮有进气凸轮和排气凸轮两种，用来驱动与控制进、排气门的开启与关闭。轴颈对凸轮轴起支承作用。对于下置式凸轮轴来说，凸轮轴上还有螺旋齿轮和偏心轮，用来驱动分电器、机油泵和膜片式汽油泵，有些发动机利用凸轮轴后端驱动分电器。凸轮轴的前端通过键装有凸轮轴正时齿轮或链轮及同步齿形带轮。

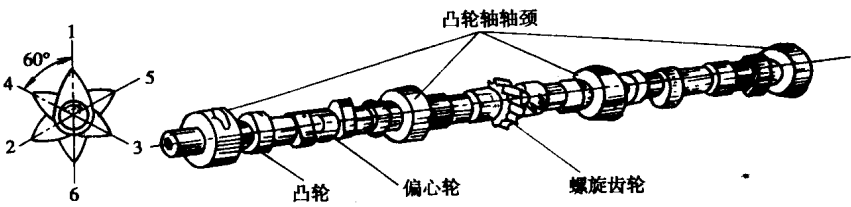


图 3-19 凸轮轴结构

(1) 凸轮

凸轮是凸轮轴上最重要的组成部分。凸轮的轮廓应能使气门的开启与关闭的时间符合配气相位的要求，使气门有尽量大的升程。气门的开启与关闭过程的运动规律也取决于凸轮的轮廓曲线。凸轮的轮廓曲线如图 3-20 所示。

图 3-20 凸轮的轮廓曲线

O 点为凸轮的旋转中心，圆弧 AE 称为基圆。当挺柱与 E 点接触时，凸轮按箭头方向旋转，基圆从 E 点起滑过挺柱一直到 A 点止，在这一转角范围内挺柱不动，气门处于关闭状态。对于普通挺柱，从 A 点起随着凸轮轴的转动，挺柱开始升起，但由于存在气门间隙，气门不能打开。凸轮转到 B 点与挺柱接触时，气门间隙消除，气门开始打开。凸轮转到 C 点与挺柱接触时，气门开度最大。凸轮继续转动，挺柱开始下移，气门在气门弹簧的作用下开始关闭。当凸轮转到 D 点与挺柱接触时，气门完全关闭。凸轮 E 点与挺柱接触时，挺柱下移停止。凸轮转过一圈，气门打开一次。图中角 φ 为气门开启持续角， ρ_1 和 ρ_2 是消除气门间隙和恢复气门间隙所需的凸轮转角。凸轮轮廓曲线 BCD 段的形状，决定了气门打开与关闭过程的运动规律。

凸轮的轮廓曲线是对称的,在凸轮轮廓与基圆结合处,有一小段缓冲段,以减小气门在打开和落座时的冲击,减小噪声与磨损。由于气门打开的凸轮 BC 段的受力要大于 CD 段,所以 BC 段的磨损要大于 CD 段。因此,使用一段时间后,气门开启时间推迟,开启持续角减小,气门的升程有所降低,发动机的充气系数下降。

大多数发动机凸轮轴上的一个凸轮驱动一个气门。对于每缸一个进气门、一个排气门的发动机来说,凸轮轴上凸轮的数量是缸数的两倍,其中半数 of 进气凸轮,驱动进气门;半数 of 排气凸轮,驱动排气门。同一缸的进、排气凸轮称为异名凸轮。四冲程发动机的排气冲程和进气冲程是相连的两个冲程,如果气门不早开晚关,从排气门开启到进气门开启,曲轴正好转过 180° ,反映到凸轮轴的则是两异名凸轮之间的夹角为 90° 。由于气门是早开晚关的,所以两异名凸轮间的夹角大于 90° 。凸轮轴上各缸的进气凸轮(或者排气凸轮)称为同名凸轮。从凸轮轴的前端来看,各缸同名凸轮的相对位置按发动机的做功顺序逆凸轮轴转动方向排列,如图 3-21 所示,夹角为做功间隔角的 $1/2$,如四缸发动机同名凸轮间夹角为 $180^\circ/2=90^\circ$,六缸发动机同名凸轮间夹角为 $120^\circ/2=60^\circ$ 。凸轮轴的转动方向取决于凸轮轴的布置位置,下置式凸轮轴采用一对正时齿轮传动、凸轮轴逆时针转动;顶置凸轮轴采用链传动或同步齿形带传动、凸轮轴顺时针转动。

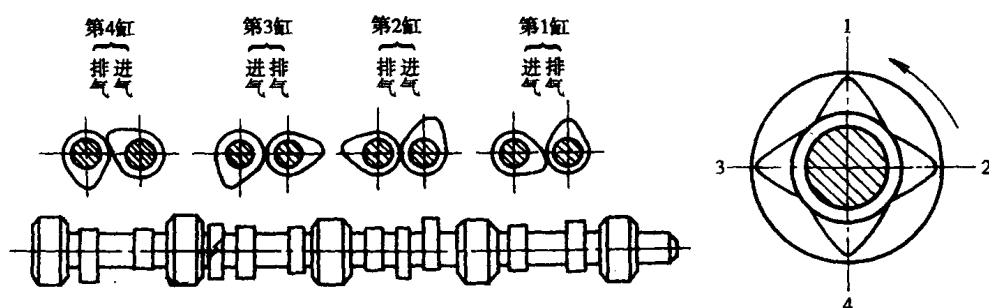


图 3-21 凸轮的排列及相对角位置

(2) 凸轮轴颈

凸轮轴是细长轴,在工作中承受的径向力(主要是气门弹簧的弹力造成)很大,容易产生弯曲、扭曲等变形,影响配气相位和气门的升程。为减小凸轮轴的变形,发动机凸轮轴采用了全支承方式和每两个汽缸设一个轴颈支承的方式。凸轮轴的轴承大多数采用衬套压入整体式座孔的方式,衬套的材料多为低碳合金钢,其钢背内圈浇轴承合金制成,也有采用粉末冶金衬套或铜套的。有些顶置凸轮轴式发动机,不采用衬套,轴颈直接与缸盖上镗出的座孔合。

凸轮轴轴颈的润滑采用压力润滑,缸体或缸盖上钻有油道与轴承相通。凸轮与挺柱间采用飞溅润滑。在装配曲轴与凸轮轴时,应将两正时皮带轮或链轮的正时标记对齐,保证

配气相位和发动机工作顺序与工作过程准确配合。为防止凸轮轴在转动过程中产生轴向窜动、影响配气机构的正常工作和使配气相位改变，凸轮轴都设有轴向定位装置（如图 3-22 所示），在正时齿轮和第一道轴颈之间装有隔圈，隔圈和螺母一起将正时齿轮的轴向位置固定。止推凸缘松套于隔圈上，并用两个螺栓固定于缸体前端面。止推凸缘比隔圈薄约 $0.08 \sim 0.20\text{mm}$ ，使止推凸缘与正时齿轮后端面间形成 $0.08 \sim 0.20\text{mm}$ 的间隙，该间隙可以保证凸轮轴旋转时不受干涉。当凸轮轴产生轴向窜动时，止推凸缘与正时齿轮轮毂端面或者第一道轴颈前端面接触，防止了凸轮轴的前后窜动。止推凸缘固定螺栓是通过正时齿轮腹板上的孔来拧紧的，通过改变隔圈的厚度，可以调整止推凸缘与正时齿轮之间的间隙。

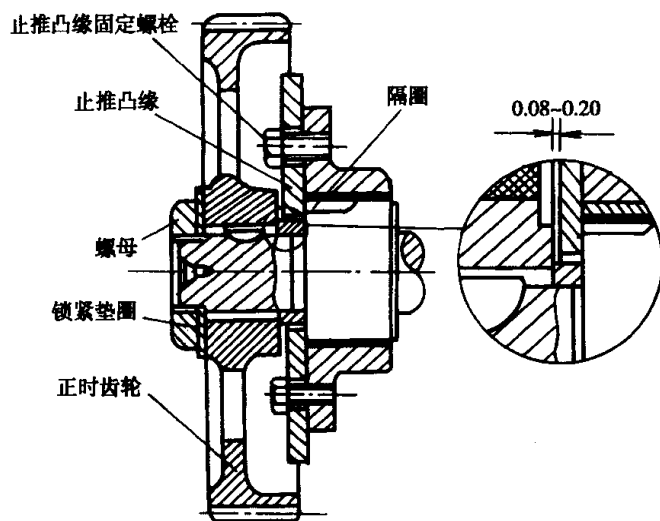


图 3-22 凸轮轴的轴向定位

3.4.2 挺柱

挺柱在气门传动组中起传力的作用，将凸轮的推力传给推杆或者气门。

1. 挺柱形式

挺柱的材料为碳钢、合金钢、合金铸铁等，如图 3-23 所示，常见的挺柱形式有筒式和滚轮式两种，大多数发动机采用筒式挺柱。某些大型柴油机采用滚轮式挺柱，可以显著减少摩擦力和侧向力，但结构复杂，质量较大。有些凸轮轴上置的轿车采用的挺柱体上部装有调整垫片，用于调整气门间隙，也有一些采用液力挺柱。

凸轮在旋转中对挺柱的推力方向是不变的，如果挺柱不能旋转，就会造成挺柱与导向孔之间的单面磨损，同时挺柱底面也与凸轮固定不变地在一处接触，也会造成磨损不均匀。

为使挺柱在上下运动中能够旋转，常将挺柱底面做成一定的锥度形状（如图 3-24 所示），这样使得凸轮与挺柱的接触点偏离挺柱中心线，在挺柱被凸轮推起上升时，凸轮对挺柱的作用力产生绕挺柱中心线的力矩，使挺柱旋转起来，从而使挺柱和凸轮磨损均匀。

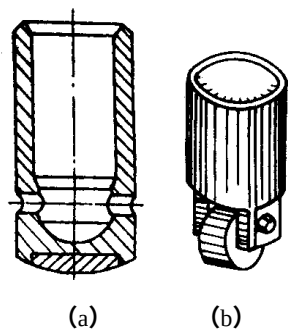


图 3-23 挺柱形式

(a) 筒式 (b) 滚轮式

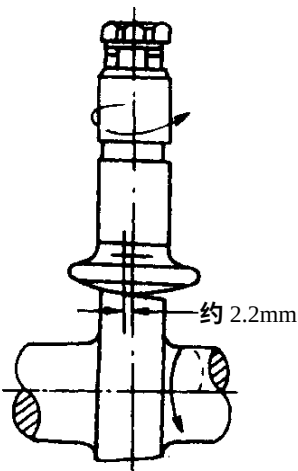


图 3-24 旋转挺柱

2. 液力挺柱

为了防止受热膨胀后气门关闭不严，大多数发动机预留了气门间隙，有些凸轮轴上置式的轿车的挺柱采用调整垫片的方式调整气门间隙。但预留气门间隙会造成气门开启、关闭时的冲击，产生磨损和噪声。为解决这一矛盾，目前越来越多的发动机（尤其是轿车发动机）采用了长度随温度轻微变化的液力挺柱，而不采用预留气门间隙的方法。

桑塔纳轿车的液力挺柱，其外形如图 3-25 所示，其结构如图 3-26 所示。挺柱体由圆桶和上端盖焊接而成。下端封闭的油缸外圆柱面与挺柱导向孔配合，内圆柱面与柱塞配合。球阀被补偿弹簧压靠在柱塞下端面的阀座上。挺柱体内部的低压油腔通过挺柱顶背面的键形槽与柱塞上方的低压油腔相通。挺柱在运动过程中，挺柱体上的环形槽与缸盖上的斜油孔对齐时，缸盖油道内的润滑油通过量油孔、斜油孔和环形油槽进入低压油腔。柱塞下端油缸内部的空腔，称为高压油腔，当球阀打开时，高压油腔与低压油腔相通。

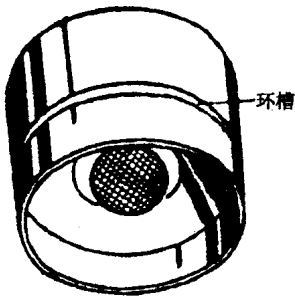


图 3-25 液力挺柱外形

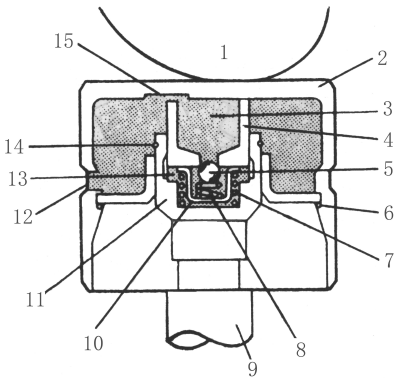


图 3-26 液力挺柱结构

1—凸轮 2—挺柱体 3—低压油腔 4—柱塞 5—球阀 6—止动环 7—柱塞弹簧 8—球阀弹簧
9—气门杆 10—球阀托架 11—油缸 12—供油孔及球形油槽 13—高压油腔 14—止推环 15—键形槽

无论是高压油腔还是低压油腔，都充满了油液。补偿弹簧还可以使油缸与柱塞相对运动，保持挺柱顶面与凸轮紧密接触。油缸下端面与气门杆下端面紧密接触，整个配气机构无间隙。在气门打开的过程中，凸轮推动挺柱体和柱塞下移，油缸受到气门弹簧的阻力而不能立即下移，导致油压升高，球阀将阀门关闭。由于油液的不可压缩性，整个挺柱如同一个刚体一样下移，将气门打开。在此期间，挺柱和油缸之间的间隙会存在一些油液泄漏，但不影响气门的正常打开。

在气门关闭的过程中，挺柱上移，由于仍受到凸轮和气门弹簧两方面的顶压，高压油腔仍保持高压，球阀仍处于关闭状态，液力挺柱仍是一个刚性体，直至气门完全关闭为止。气门关闭以后，补偿弹簧将柱塞和挺柱体继续向上推动一个微小的行程（补偿由于油液泄漏而造成的柱塞与挺柱体的下降），同时高压油腔油压下降，此时球阀打开，低压油腔的油液进入高压油腔内补充泄漏掉的油液。当气门关闭时，挺柱体上的环形油槽与缸盖上的斜油孔对齐，润滑系的油液进入挺柱低压油腔内。气门受热膨胀伸长时，通过柱塞与油缸之间的间隙，高压油腔内的油向低压油腔泄漏一部分，柱塞与油缸产生相对运动，从而使挺柱自动“缩短”，保证气门关闭紧密。同时，通过减少气门关闭后的补油量，也保证了气门的紧密关闭。当气门冷却收缩时，补偿弹簧将柱塞与挺柱体向上推动，球阀打开，低压油腔内的油液进入高压油腔，挺柱自动“伸长”，保证无气门间隙。

3.4.3 推杆

采用下置、中置凸轮轴式的配气机构，利用推杆将挺柱传来的力传给摇臂。推杆下端

与挺柱接触，上端与摇臂调整螺钉接触。由于摇臂绕摇臂轴转动，推杆在做上下往复直线运动的同时，上端随摇臂一起做微量的摆动。为防止发生运动干涉，推杆下端做成球形，与挺柱的凹球面配合，推杆上端做成凹球形，与摇臂调整螺钉球形头部配合，这样还可以在接触面间贮存一定的润滑油，减轻磨损。推杆的结构如图 3-27 所示。

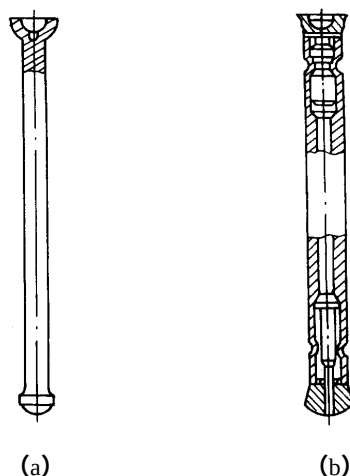


图 3-27 推杆

(a) 实心结构 (b) 空心结构

推杆承受压力，很容易弯曲变形。除要求有很大的刚性之外，应尽量做得短些。推杆的材料有硬铝的（适用于铝合金缸体与缸盖），也有钢制的。在结构上，有实心结构，也有空心结构，如图 3-27 (b) 所示。钢制实心结构推杆同两端的球形或凹球形支座锻成一个整体；而铝制实心结构推杆，在两端配以钢制的支座。空心推杆大都采用冷拔无缝钢管，两端配以钢制的支座。无论是实心结构还是空心结构，两端的支座必须经淬火和磨光处理，以保证其耐磨性。

3.4.4 摇臂与摇臂组

1. 摇臂

摇臂是一个双臂杠杆，以中间轴孔为支点，将推杆传来的力改变方向和大小，传给气门并使气门开启。摇臂的两臂不等长，摇臂比约为 1.2~1.8。长臂一端与气门接触推动气门，可使气门的升程大于凸轮的升程。

如图 3-28 所示，摇臂采用 45 号钢冲压和铸铁或铸钢铸造两种结构形式。摇臂中间轴

孔内镶有摇臂轴套和摇臂轴配套。长臂端制成圆弧状,与气门杆尾端接触,短臂端制成螺纹孔,安装有调整螺钉,用来调整气门间隙。调整时转动调整螺钉,调好后将调节螺母拧紧,以防调整螺钉在使用中松动而改变气门间隙。摇臂上端面钻有油孔,中间轴孔的润滑油通过该油孔流向摇臂两端进行润滑。

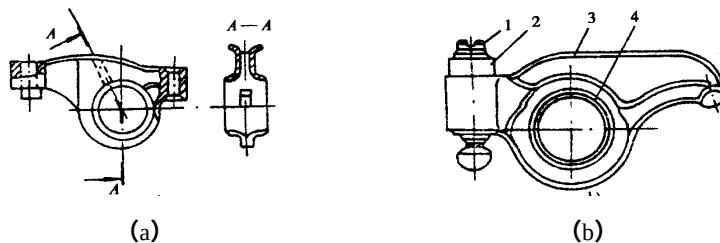


图 3-28 摇臂结构

1—气门间隙调整螺钉 2—锁紧螺母 3—摇臂 4—摇臂轴套

2. 摇臂组

摇臂组主要有摇臂 7、摇臂轴 2、摇臂轴支座 5 和定位弹簧 11 等组成,如图 3-29 所示。摇臂轴为空心轴,支撑在摇臂轴支座孔内,支座用螺栓固定于缸盖上。为防止摇臂轴转动,利用摇臂轴紧固螺钉 4 将摇臂轴固定于支座上。中间支撑 10 有油孔与缸盖油道相通,油道内的润滑油通过摇臂轴上的油孔进入摇臂轴内腔。碗形塞 1 封住摇臂轴两端,防止润滑油漏出。摇臂通过中间轴孔套装在摇臂轴上,摇臂内的润滑油通过轴上的油孔进入到轴与摇臂衬套 6 的配合间隙中进行润滑,并通过摇臂上的油孔对摇臂两端进行润滑。摇臂在轴上的位置通过定位弹簧来定位,在轴上,两摇臂之间装有一个定位弹簧,防止摇臂轴向窜动。

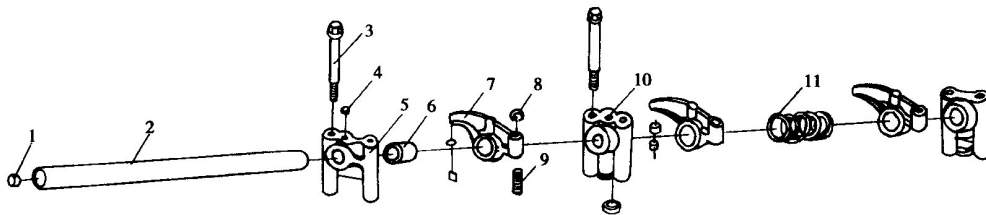


图 3-29 摇臂轴组件

1—碗形塞 2—摇臂轴 3—螺钉 4—摇臂轴紧固螺钉 5—摇臂轴前后支座
6—摇臂衬套 7—摇臂 8—摇臂调整螺钉锁紧螺母 9—调整螺钉 10—中间支撑 11—定位弹簧

3.4.5 可变气门控制简介

常见的双气门机构与四气门机构的配气正时主要是考虑发动机在中、高速工况时的有

效功率、转矩尽可能增大。但在发动机的其他工况时,因为充气效率低,动力性就会急剧下降,燃料经济性会变得很差,为了避免这些缺点,使发动机在各种转速下都有良好的动力,近年来有些汽车采用一种可变气门控制机构,来控制进气门的开启时间和开启升程。本田 ACCORD (VTEC) 和凌志 LS400 (VVT-i) 汽车即采用了可变气门控制机构,来控制进气时间与进气量,从而使发动机产生不同的输出功率。

(1) 本田 ACCORD F22B1 发动机的可变气门控制机构 (简称 VTEC)

装有 VTEC 机构 (如图 3-30 所示) 的发动机每个汽缸和常规的高速发动机一样都配置有两个进气门和排气门。不同的是,它的两个进气门有主次之分,即主进气门和次进气门,每个气门均由单独的凸轮通过摇臂来驱动。驱动主、次进气门的凸轮分别叫主、次凸轮。与主、次进气门接触的摇臂分别叫主、次摇臂,主、次摇臂之间设有一个特殊的中间摇臂,它不与任何气门直接接触。三个摇臂并列在一起,均可在摇臂轴上转动。在主、次摇臂和中间摇臂相对应的凸轮轴上铸有三个不同升程的凸轮,分别称为主凸轮、次凸轮和中间凸轮。其中,中间凸轮的升程最大,它是按发动机双进、双排气门工作最佳输出功率的要求而设计的;主凸轮的升程小于中间凸轮,它是按发动机低速工作时单气门开闭要求设计的;次凸轮的升程最小,最高处只是稍微高于基圆,其作用只是在发动机怠速运行时,通过次摇臂稍微打开次气门,以免燃油聚集在次进气门口。中间摇臂的一端和中间凸轮接触,另一端在低速时可自由活动。三个摇臂在靠近气门一端均有一个油缸孔,油缸孔中都安置有靠油压控制的活塞,它们依次为正时活塞、主同步活塞、中间同步活塞和次同步活塞。

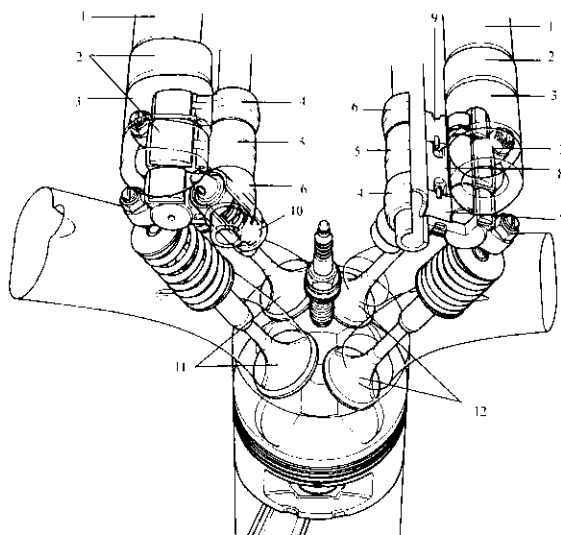


图 3-30 VTEC 结构

- 1—凸轮轴 2—低速凸轮 3—高速凸轮 4—第一摇臂 5—中间摇臂 6—第二摇臂
7—液压活塞 8—液压活塞 9—限位活塞 10—空动弹簧 11—进气门 12—排气门

VTEC 机构是采用一根凸轮轴上设计两种（高速型和低速型）不同配气定时和气门升程的凸轮，利用液压进行切换的装置。高、低速的切换是发动机根据转速、负荷、水温及车速确定后，由 ECU 进行计算处理后将信号输出给电磁阀来控制油压进行切换。

VTEC 不工作时，正时活塞和主同步活塞位于主摇臂缸内，和中间摇臂等宽的中间同步活塞位于中间摇臂油缸内，次同步活塞和弹簧一起位于次摇臂油缸内。正时活塞的一端和液压油道相通，液压油来自工作油泵，油道的开启由 ECU 通过 VTEC 电磁阀控制。（VTEC 电磁阀控制原理如图 3-31 所示）。

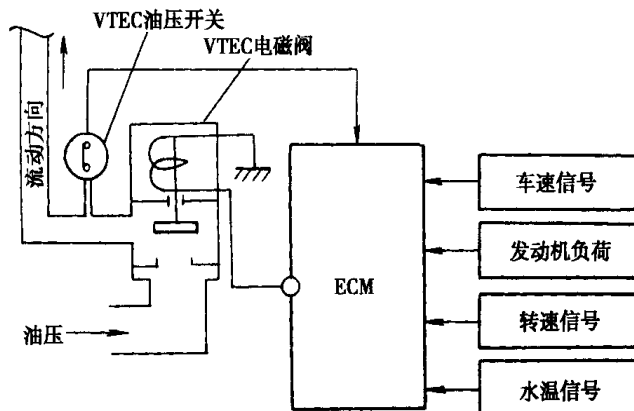


图 3-31 VTEC 控制图

在发动机低速运行时（如图 3-32 所示），ECM 无指令，油道内无油压，活塞位于各自的油缸内，因此各个摇臂均独自上下运动，主摇臂紧随主凸轮开闭主进气门，以供给低速运行时发动机所需混合气，次凸轮则迫使次摇臂微微起伏，稍微开闭次进气门，中间摇臂虽然随着中间凸轮大幅度运动，但是它对于任何气门都不起作用。此时发动机处于单进双排工作状态，吸入的混合气不到高速时的一半。由于仍然是所有汽缸参与工作，所以运转十分平顺均衡。而当发动机高速运行时（如图 3-33 所示），即发动机转速在 2300~3200r/min、车速在 10km/h 以上、水温在 10℃ 以上、发动机负荷到达一定程度时，发动机控制电脑 ECM 就会向 VTEC 电磁阀供电以开启工作油道，于是工作油道中的压力油就推动活塞移动，压缩弹簧，这样主摇臂、中间摇臂和次摇臂就被主同步活塞、中间同步活塞和次同步活塞串联为一体，成为一个同步活动的组合摇臂。由于中间凸轮的升程大于另外两个凸轮，而且凸轮角度提前，故组合摇臂随中间摇臂一起受中间凸轮驱动，主、次气门都大幅度地同步开闭，因此配气相位变化了，吸入的混合气量增多了，满足了发动机全功率时的进气要求。

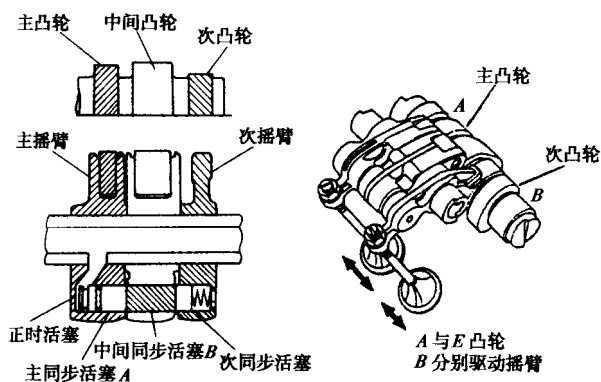


图 3-32 VTEC 低速工作

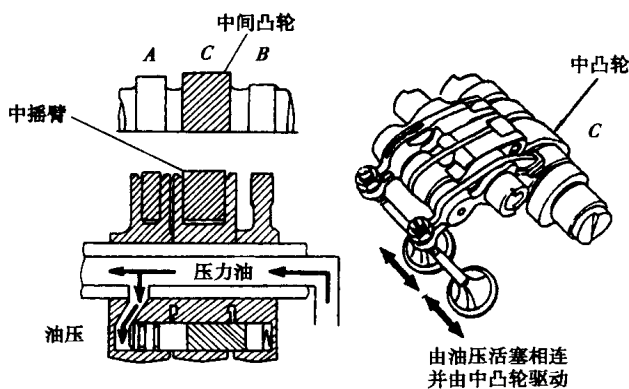


图 3-33 VTEC 高速工作

(2) 凌志 LS400 智能可变配气正时系统 (简称 VVT-i)

VVT-i 系统用于控制进气门凸轮轴在 50° 范围内调整凸轮轴转角,使配气正时满足优化控制发动机工作状态的要求,从而提高发动机在所有转速范围内的动力性、经济性和降低尾气的排放。如图 3-34 所示,VVT-i 系统由 VVT-i 控制器、凸轮轴正时机油控制阀和传感器三部分组成,传感器有曲轴位置传感器、凸轮轴位置传感器和 VVT 传感器。LS400 汽车的发动机是 8 缸 V 型排列 4 气门式的,有两根进气凸轮轴和两根排气凸轮轴。在工作过程中,排气凸轮轴由凸轮轴齿形带轮驱动,其相对于齿形带轮的转角不变。曲轴位置传感器测量曲轴转角,向 ECU 提供发动机转速信号;凸轮轴位置传感器测量齿形带轮转角;VVT 传感器测量进气凸轮轴相对于齿形带轮的转角。它们的信号输入 ECU,ECU 根据转速和负荷的要求控制进气凸轮轴正时控制阀,控制控制器使进气凸轮轴相对于齿形带旋转一个角度,达到进气门延迟开闭的目的,用以增大高速时的进气迟后角,从而提高充气效率。

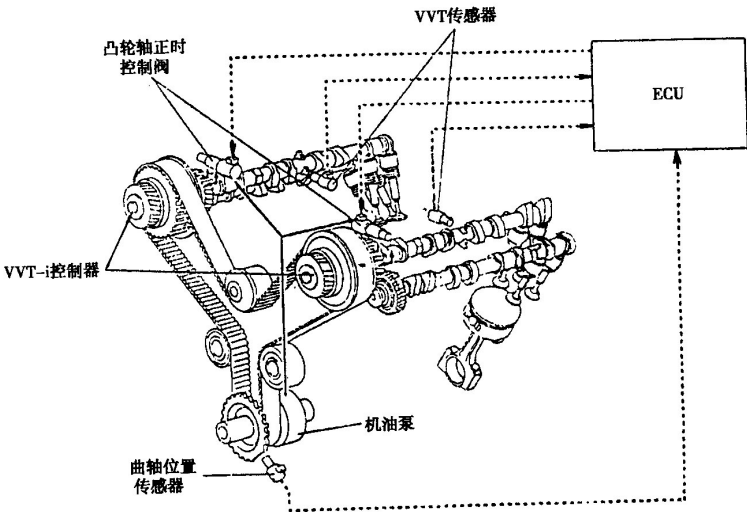


图 3-34 VVT-i 控制图

VVT-i 控制器的结构如图 3-35 所示，它包括由正时带驱动的外齿轮和与进气凸轮轴刚性连接的内齿轮，以及一个位于内、外齿轮之间的可动活塞。活塞的内、外表面上有螺旋形花键。活塞沿轴向的移动，会改变内、外齿轮的相对位置，从而产生配气相位的连续改变。VVT-i 外壳通过安装在其后部的剪式齿轮驱动排气门凸轮轴。凸轮轴正时控制阀根据 ECU 的指令控制阀轴的位置，从而将油压施加给凸轮轴正时带轮以提前或推迟配气正时。发动机停机时，凸轮轴正时控制阀处于最延迟的位置，如图 3-36 (b) 所示。

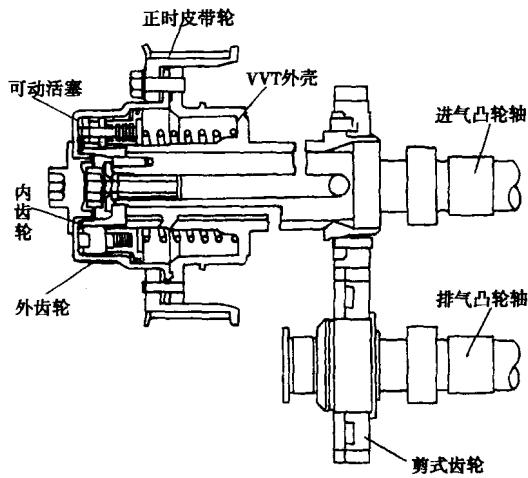


图 3-35 VVT-i 控制机构

根据发动机 ECU 的指令，当凸轮轴正时控制阀位于图 3-36 (a) 所示时，机油压力施加在活塞的左侧，使得活塞向右移动。由于活塞上的旋转花键的作用，进气凸轮轴相对于凸轮轴正时带轮提前某一角度。当凸轮轴正时控制阀位于图 3-36 (b) 位置时，活塞向左移动，并向延迟的方向旋转，进而，凸轮轴正时控制阀关闭油道，保持活塞两侧的压力平衡，从而保持配气相位，由此得到理想的配气正时。

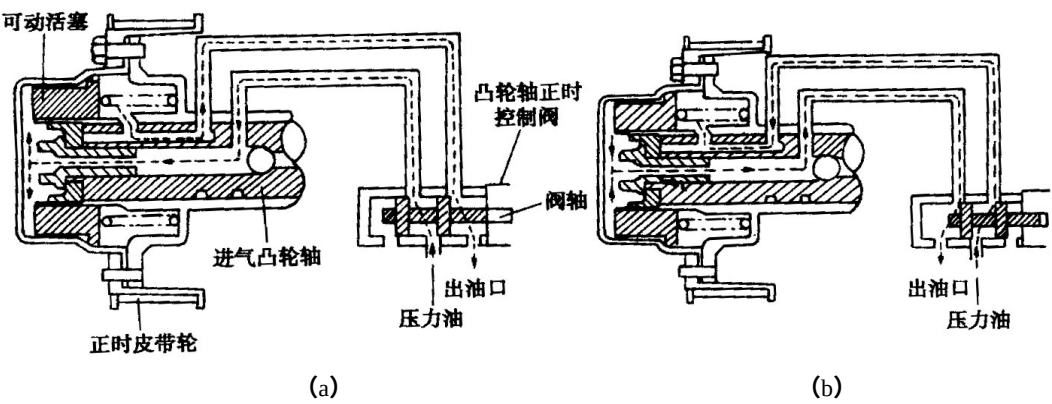


图 3-36 VVT-I 工作原理

第 4 章 汽油机化油器式燃料供给系

4.1 概 述

4.1.1 汽油机燃料供给系的任务

汽油机供给系统的任务是根据发动机各种不同工况的要求，配制出一定数量和浓度的可燃混合气，供入汽缸，使之在临近压缩终了时点火燃烧而膨胀做功。最后，供给系统还应将燃烧产物——废气排入大气中。

目前，汽油机燃料供给系有两种基本型式：化油器式汽油机燃料供给系和汽油机燃油喷射系统式汽油机燃料供给系，这里主要介绍前者。

4.1.2 化油器式汽油机燃料供给系的组成

化油器式汽油机燃料供给系的组成装置如图 4-1 所示。

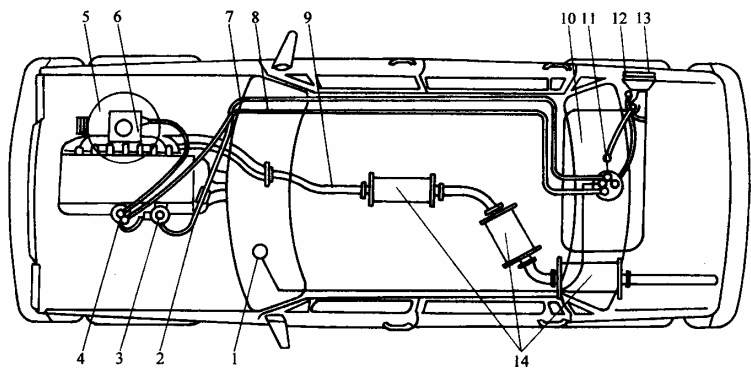


图 4-1 化油器式汽油机燃料供给系组成

1—油表 2—汽油滤清器 3—汽油泵 4—气泡排除器 5—空气滤清器 6—化油器 7—吸油管 8—回油管 9—排气管 10—燃油箱 11—油表传感器 12—油箱通气管 13—油箱加油口 14—排气消音器

(1) 汽油供给装置包括燃油箱 10、汽油滤清器 2、汽油泵 3、气泡排除器 4、吸油管 7 和回油管 8。

(2) 空气供给装置包括空气滤清器 5，有些轿车还装有进气消声器。

(3) 可燃混合气形成装置包括化油器 6。

(4) 废气排出装置包括排气管 9 和排气消音器 14，有些轿车上还装有废气净化装置。

汽油泵 3 将燃油从燃油箱 10 中泵出，经吸油管 7 流入汽油滤清器 2，滤去所含杂质，再由气泡排除器 4 除去所含气泡后进入化油器 6（多余燃油经回油管 8 流回到燃油箱 10）；空气经空气滤清器 5 滤去灰尘后，也进入化油器 6。在汽缸吸气气流的作用下，燃油由化油器中喷出而开始雾化，并与空气混合，经进气管进一步蒸发（汽化），从而形成可燃混合气并分配到各汽缸中。可燃混合气燃烧后生成的废气经排气管 9 和排气消音器 14 排入大气。油表传感器 11 和油表用来指示燃油箱内的燃（汽）油量。

4.1.3 汽油的使用性能

汽车用化油器式发动机所用的燃料主要是汽油，也可用乙醇、甲醇或液化石油气、天然气等作为代用燃料。

汽油是由石油提炼而得的密度小又易于挥发的液体燃料，由多种碳氢化合物组成。按照提炼方法，汽油可分为直馏汽油和裂化汽油等（将石油加热，在 $40\sim 50^{\circ}\text{C}$ 至 $175\sim 210^{\circ}\text{C}$ 的温度范围内蒸发出来的轻馏分蒸汽冷凝后即成为直馏汽油）。汽油的裂化法有热裂化、催化裂化等，目前使用较多的是催化裂化法，催化裂化法即在催化剂的作用下使石油中的大分子烃受热裂化为小分子烃并改变其分子结构而得。

汽油的使用性能主要有：汽油的蒸发性、燃料的热值和汽油的抗爆性，它们对汽油机的性能有很大影响。

4.2 可燃混合气

4.2.1 可燃混合气的成分及表示方法

可燃混合气是指空气与燃料的混合物，其成分对发动机的动力性、经济性有很大的影响。可燃混合气的成分通常有如下三种表示方法。

(1) 空燃比。将实际吸入发动机中空气的质量与燃料的质量比值称为空燃比，用符号 R 表示（多为欧美国家采用），空燃比亦即燃烧 1kg 燃料实际供给的空气量。

理论上， 1kg 汽油完全燃烧需 14.7kg 空气，故对汽油机而言，将空燃比为 $1:14.7$ 的可燃混合气称为理论混合气；若空燃比小于 $1:14.7$ 则说明汽油有余，称为浓混合气；若空燃比大于 $1:14.7$ 则说明空气有余，称为稀混合气。

(2) 燃空比。空燃比的倒数称为燃空比,用符号 λ 表示,即 $\lambda=1/R$ (λ 为日本工业标准 JIS 所采用)。

(3) 过量空气系数。将燃烧 1kg 燃料实际供给的空气质量与理论上 1kg 燃料完全燃烧所需的空气质量之比称为过量空气系数,用符号 f 表示。

根据上述定义, $f \approx 1$ 的可燃混合气为理论可燃混合气; $f < 1$ 的为浓可燃混合气; $f > 1$ 的则为稀可燃混合气。

以上三种可燃混合气成分的表示方法,目前均广泛使用。采用过量空气系数表示法的好处是判定可燃混合气的浓、稀比较方便。但由于在汽油成分改变时,理论上所需的空气量会略有变化,因此按变化后的理论空气量计算和按原理论空气量计算时,会有少量的误差,而采用空燃比或燃空比的表示方法则没有此问题。

4.2.2 发动机性能与可燃混合气成分的关系

1. 可燃混合气成分对发动机性能的影响

(1) 理论混合气 ($f \approx 1$)。当 $f \approx 1$ 时,理论上汽缸中所含空气中的氧正好能使其中的燃料完全燃烧。但实际上,由于汽缸中可燃混合气的成分不可能绝对均匀的分布以及残余废气的存在影响火焰中心的形成和火焰的传播,而使 $f \approx 1$ 的可燃混合气不可能得到完全燃烧。

(2) 稀混合气 ($f > 1$)。当 $f > 1$ 时,可使所有的汽油分子获得足够的氧气而完全燃烧。对应于燃料消耗率最低时的可燃混合气称为经济混合气,对不同的汽油机,经济混合气的成分一般在 $f \approx 1.05 \sim 1.15$ 范围内。然而,空气过量后因燃烧速度减小、热损失增加而使平均有效压力和发动机的功率略有下降。若混合气过稀(图 4-2 中 $f > 1.11$),会因燃烧速度的进一步减小而造成加速性能变坏,发动机输出功率下降,甚至会出现进气管回火现象,因此,不能对发动机供给这种过稀的可燃混合气。

(3) 浓混合气 ($f < 1$)。当 $f < 1$ 时,因可燃混合气中汽油分子较多而使燃烧速度加快,热损失减小。将发动机输出功率最大时的可燃混合气称为功率混合气,对不同的汽油机,功率混合气的成分一般在 $f \approx 0.85 \sim 0.95$ 的范围内。但这时因可燃混合气中空气含量不足,致使其燃烧不完全,经济性较差。若可燃混合气过浓(图 4-2 中的 $f < 0.88$),因燃烧不完全,会产生大量的一氧化碳,在高温高压的作用下析出游离的碳粒,导致燃烧室积炭,发生排气管放炮现象及冒黑烟。此外,因这种可燃混合气的燃烧速度较低而造成的功率下降,燃油消耗率显著增大。

(4) 燃烧极限。当可燃混合气太稀 ($f \geq 1.4$) 以及太浓 ($f \leq 0.4$) 时,虽能点燃,但火焰无法传播,导致发动机运转不稳定,直至熄火。故将此时的 f 值分别称为火焰传播下限和火焰传播上限。

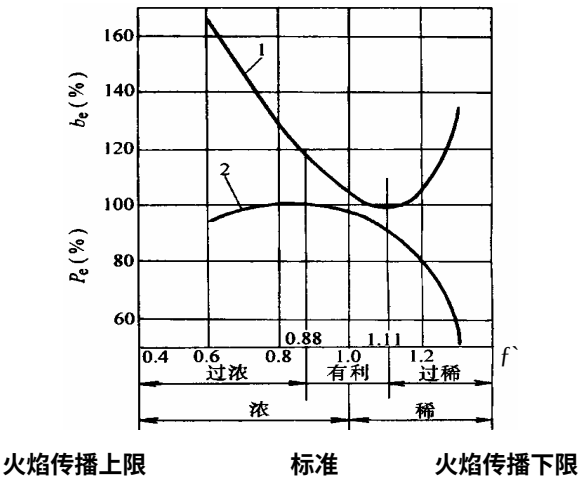


图 4-2 可燃混合气成分对发动机性能的影响

(发动机转速不变, 节气门全开)、
1—燃油消耗率 2—功率

在发动机转速一定和节气门全开的条件下, 改变化油器量孔尺寸以改变 f 值, 得到相应的发动机功率 (P_e) 和燃油消耗率 (b_e) 随 f 而变化的曲线 (图 4-2)。图 4-2 中纵坐标为 P_e 和 b_e 的相对值, 对 P_e 而言, 以各个不同的功率之中的最大值为 100%; 而对 b_e 来说, 则以各个燃油消耗率中的最小值为 100%。

由图 4-2 可得到以下信息。

- ① 功率点与经济点并不对应。从图 4-2 中可看出, 当 $f \approx 1.11$ 时燃油消耗率最低, 经济性最好; 而当 $f \approx 0.88$ 时, 发动机输出的功率最大。
 - ② 可燃混合气过浓 ($f < 0.8$)、过稀 $f > (1.05 \sim 1.15)$ 时, 发动机的动力性、经济性均不理想。
 - ③ 为兼顾发动机的动力性和经济性, 可燃混合气的成分在 $f \approx 0.88 \sim 1.11$ 范围内最有利。
- 对图 4-2 所做的分析, 列于表 4-1 中。

表 4-1 可燃混合气成分对发动机性能的影响

可燃混合气种类	空气过量系数 f'	发动机功率 P_e	耗油率 b_e	备 注
火焰传播上限	0.4	—	—	可燃混合气不燃烧, 发动机不工作
过浓混合气	0.43~0.87	减小	显著增大	燃烧室积炭, 排气管冒黑烟 消音器有拍击声 (放炮)
功率混合气	0.88	最大	增大 18%	—
标准混合气	1.0	减小 2%	增大 4%	—
经济混合气	1.11	减小 8%	最小	加速性变坏

(续表)

可燃混合气种类	空气过量系数 f'	发动机功率 P_e	耗油率 b_e	备 注
过稀混合气	1.13~1.33	显著减小	显著增大	化油器回火和有拍击声 发动机过热, 加速性变坏
火焰传播下限	1.4	—	—	可燃混合气不燃烧, 发动机不工作

事实上, 在一定的工况下 (负荷和转速), 化油器只能供给一定 f' 值的可燃混合气。过量空气系数是以发动机动力性为主、还是以经济性为主、还是将排放控制放在首位, 应根据汽车及汽油机各工况的需要而定。

2. 发动机各工况对可燃混合气浓度的要求

发动机工况是发动机工作情况的简称。汽车在行驶过程中的载荷、车速、路况等经常变化。因此, 固定动力汽车发动机工作时有以下特点。

(1) 工况变化范围大, 负荷可从 0 变到 100%, 转速可从最低稳定转速变化到最高转速。

(2) 在汽车行驶的大部分时间内, 发动机在中等负荷下工作。

车用汽油机在不同工况下对混合气的浓度有不同的要求, 分述如下。

(1) 启动时。发动机冷启动时, 为了顺利启动, 要求化油器供给 $f \approx 0.2 \sim 0.6$ 的极浓混合气。理由是: 由化油器形成的可燃混合气、雾状的汽油颗粒在高速的气流中呈游离状态, 一部分的汽油汽化了, 另一部分汽油附着在进气管壁上成为液态, 随气流流动进入汽缸, 因这时汽缸温度低, 化油器所供给的汽油大部分未被汽化, 所以, 要在汽缸内获得适当 f' 的可燃混合气, 就必须供给过量的汽油。

(2) 怠速及小负荷时。发动机怠速为对外无功率输出情况下的最低发动机转速。此时, 节气门处于接近关闭位置, 吸入的空气量极少, 且汽油雾化蒸发不良, 并有废气的稀释, 为保证这种品质不良的可燃混合气能正常燃烧, 化油器应提供较浓的可燃混合气 ($f \approx 0.6 \sim 0.8$)。节气门略开大进入小负荷时, 由于进入的空气量略有增加, 可燃混合气的品质逐渐改善, 因而可燃混合气浓度可以减小至 $f \approx 0.7 \sim 0.9$ 。

(3) 加速时。节气门开度突然加大, 吸入汽缸的空气量立刻增加, 而汽油因其惯性大而在原地基本不动, 再加上雾化汽油的颗粒大跟不上气流流动, 使之一部分附着在进气管内壁上。因此, 汽缸内的可燃混合气在加速的瞬间变稀, 不易点燃。为改善车用汽油机的加速性能, 化油器应能在节气门突然开大时, 及时地自动增加供油量。

(4) 节气门全开时。当发动机在节气门接近全开 (或全开) 运转时, 能得到理想的动力性。此时, 要求化油器供给 $f \approx 0.85 \sim 0.95$ 的能使发动机产生最大功率的浓混合气。

(5) 经济运转时。此时节气门的开度约 50%, 是车用汽油机最常用的工况, 即中等负荷工况。为满足发动机经济性的要求, 化油器应供给 $f \approx 0.9 \sim 1.1$ 的可燃混合气 (其中主要是 $f > 1$ 的稀混合气)。

4.3 简单化油器与可燃混合气的形成

4.3.1 简单化油器的结构及工作方法

为使汽油与空气能在很短的时间内（0.02~0.03s）形成均匀的可燃混合气，应先将汽油雾化成极微小的颗粒以增加其蒸发的表面积。

图 4-3 为简单化油器的工作示意图。它由两部分组成，即燃油和空气混合部分和控制燃油油量的部分。

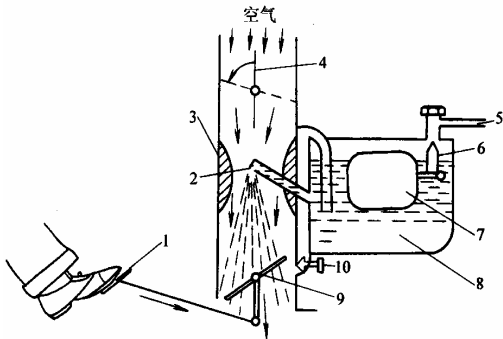


图 4-3 简单化油器的工作示意图

- 1—脚踏板 2—主喷管 3—喉管 4—阻风门
5—进油管 6—针阀 7—浮子 8—浮子室 9—节气门

燃油和空气混合部分由阻风门 4、喉管 3、主喷管 2 和节气门 9 等组成。发动机工作时，从喉管上方吸入空气的流速在喉管处被加速，使这里的压力降低，在管壁形成一定的真空度，燃油从主喷管被吸出。吸出的燃料被高速空气流击碎，并在一定温度下被雾化成微小颗粒，和空气混合之后向下流动，形成可燃混合气。可燃混合气流量的大小靠节气门 9 来调节，节气门的开启程度由脚踏板 1 控制。

控制燃油油量部分由针阀 6、浮子 7、浮子室 8 和进油管 5 等组成。一定量的燃油在燃油泵的作用下输送到并储存在浮子室，浮子室的油面高度依靠浮子及针阀来调节。如果油面过高，即使发动机停止工作，燃油也要从主喷管中溢出；若油面过低，即使发动机工作，从主喷管被吸出的燃油也不足。

4.3.2 简单化油器特性

发动机转速一定时，简单化油器所供给的可燃混合气的成分随节气门开度，亦即喉部真空度（ ΔP_h ）而变化的关系，称为简单化油器特性（如图 4-4 所示）。

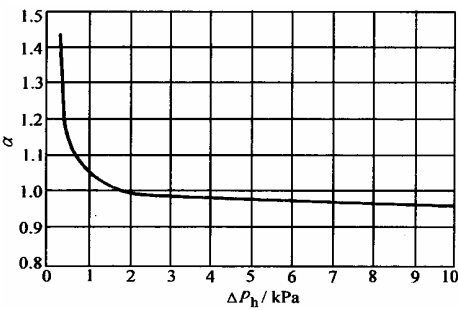


图 4-4 简单化油器特性曲线

在节气门小开度的范围内，随节气门开度的加大可燃混合气浓度逐渐变浓，这是因为汽油流量增长率明显大于空气流量的增长率缘故。继续加大节气门的开度直到全开时，这种趋势仍然存在，但由于汽油流量与空气流量的增长率逐渐接近，因而可燃混合气的成分也逐渐趋于稳定。

此外，当节气门开度一定时，因发动机转速发生变化而引起喉部真空度 ΔP_h 的变化，对可燃混合气成分的影响很小，这是因为此时的汽油量与空气量几乎是均匀而按比例地增减，亦即在简单化油器中，影响可燃混合气成分的主要因素是节气门开度的变化。

4.3.3 理想化油器特性

由于发动机必须根据运转状态使可燃混合气浓度发生变化，所以图 4-4 所示的简单化油器的功能无法满足要求。

在一定转速下，汽车发动机所要求的可燃混合气成分随负荷而变化的规律称为理想化油器特性（如图 4-5 中的曲线 1）。由图 4-5 可知，理想化油器特性（曲线 1）与简单化油器特性（曲线 2）正好相反，即简单化油器无法满足车用汽油机的正常工作。

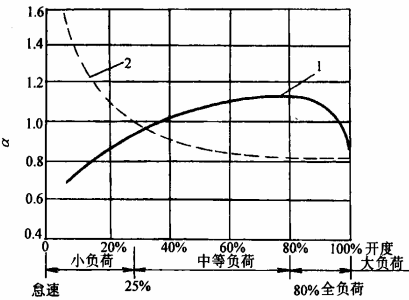


图 4-5 理想化油器特性曲线

1—理想化油器特性曲线 2—简单化油器特性曲线

因此，为了满足汽油发动机在各种工况下都能配制出最佳的可燃混合气浓度，现代车用化油器均采用了一些自动配制可燃混合气浓度的装置，如主供油装置、怠速装置、加浓装置、加速装置和启动装置等。

4.4 化油器的结构

尽管各种化油器的结构复杂、型号各异，但它们的基本结构相同，主要由浮子机构、主供油装置、怠速装置、加浓装置、加速装置、启动装置及化油器附属装置组成。

4.4.1 浮子机构

浮子机构由如图 4-3 所示的浮子室 8、浮子 7、针阀 6 组成，浮子在油面上随油面的高低而升降。针阀由浮子的升降控制开闭，从而使浮子室保持一定的油面高度。

4.4.2 主供油装置

主供油系统的功用是保证发动机正常工作时，化油器供给的可燃混合气随节气门的开度加大而逐渐变稀，并在中负荷下接近于最经济的成分（其过量空气系数 f 由 0.8 逐步变化到 1.1 左右），这就意味着主供油系统应把简单化油器在部分负荷下所供给的可燃混合气成分偏离经济混合气的特性校正过来，使之符合图 4-5 所示的理想化油器特性曲线的相应区段。在汽车发动机全部工作范围内，除了怠速工况和较小负荷工况外，主供油系统都起供油作用。

主供油系统的结构方案很多，目前采用较多的方案是降低主量孔真空度的方案，该方案的结构原理如图 4-6 所示，其结构特点是在主喷管 3 上加开一个通气管 4（即油井）并装上主空气量孔 1。主空气量孔的结构如图 4-7 所示。

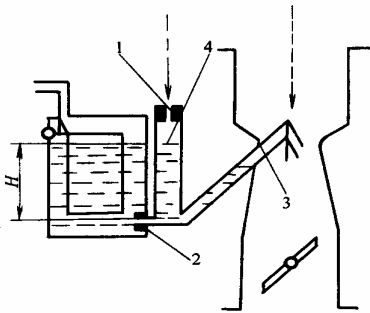


图 4-6 主供油系统

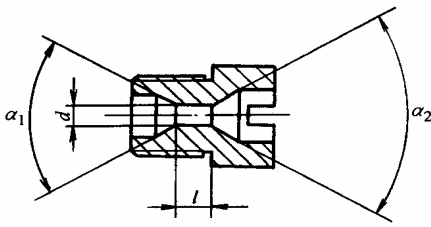


图 4-7 主空气量孔的结构

1—主空气量孔 2—主量孔 3—主喷管 4—通气管

简单化油器未设主空气量孔，通过主量孔的汽油流量只由浮子室中的大气压力与喉管处的压力差决定。如前所述，这种压力差在发动机转速一定时，随节气门开度的增大而不断提高，因而汽油流量也不断增长，而且其增长率比空气流量的增长率更大些，结果使可燃混合气逐渐变浓，完全违反理想化油器特性的要求。

加设了主空气量孔之后，发动机不工作时，主喷管、通气管和浮子室油面是等高的；当发动机工作时，从主喷管喷出的不仅有汽油，还有从主空气量孔流进的极少量空气。因此，这种化油器的汽油流量就比没有主空气量孔的少些，供给的可燃混合气较稀。另外，由于汽油中还有少量的空气，使主喷管喷出的油液呈泡沫状，有助于燃油的雾化和蒸发。

由此可见，降低主量孔真空度方案的实质是引入极少量的空气到主喷管中，以降低主量孔处内外的压力差，从而降低汽油的流量和流速。

4.4.3 怠速装置

怠速装置的功用是保证在怠速工况及很小负荷时供给很浓的可燃混合气。

发动机怠速运转时，发动机转速很低，节气门几乎全关闭，节气门前方喉管处的真空度很低，根本不可能将汽油从主喷管中吸出。但是节气门后面的真空度却很高，可利用该处的真空度，另设一个怠速油道，怠速油道的喷口即设在节气门后面。

怠速装置主要由怠速喷口 4（如图 4-8 所示）、怠速过渡喷口 1、怠速调整螺钉 3、怠速油道 2、怠速量孔和怠速空气量孔组成。

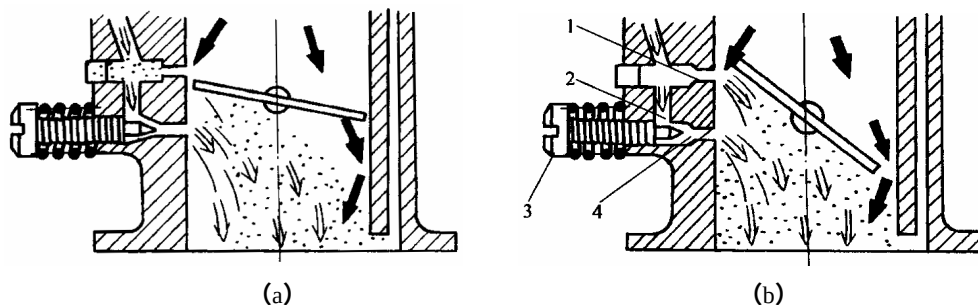


图 4-8 怠速装置

1—怠速过渡喷口 2—怠速油道 3—怠速调整螺钉 4—怠速喷口

汽油经主空气量孔、主喷管的怠速供油孔、怠速油道和怠速量孔被吸出，与从怠速空气量孔进入的少量空气混合，形成泡沫状的可燃混合气，在怠速油道中，与自怠速过渡喷口进入的空气进一步泡沫化，最后从怠速喷口喷出，同时又与从节气门四周进入的少量空气混合，形成少而浓的可燃混合气（如图 4-8 中 (a) 所示）。

发动机负荷增加,节气门开度稍微增大(图4-8中(b)所示)时,怠速过渡喷口也处于节气门下方,其喷出的不再是空气而是泡沫化的汽油。这样,便加浓了可燃混合气,并且喷油量也有所增加,保证了发动机由怠速工况、小负荷工况向中等负荷工况的圆滑过渡。

4.4.4 加浓装置

主供油系统保证可燃混合气的浓度随节气门开度的增加而逐渐变稀,一直到节气门全开时也是如此。因此,在大负荷至全负荷时,需另设加浓系统,保证增加供油量,满足大负荷及全负荷时,发动机对可燃混合气浓度的要求,即发动机在大负荷及全负荷工况工作时,除了主供油系统继续供油之外,加浓装置也相继参加供油。

加浓装置包括机械加浓和真空加浓两部分(有的化油器只有机械加浓装置或真空加浓装置中的一种),它们的结构如图4-9所示。

(1) 机械加浓装置。机械加浓装置(如图4-9中的2所示)主要有加浓阀、推杆、连接板和拉杆(与节气门相连)组成。

节气门开度增加时,节气门轴通过摇臂、拉杆(如图4-9中箭头所示)和连接板,使机械加浓装置中的推杆下移,当节气门开度达80%~100%时,推杆打开加浓阀(钢球),汽油流入加浓量孔,与由主量孔流入的汽油一起进入主油道,使可燃混合气加浓。

节气门开度减小时,机械加浓装置中的拉杆与推杆上移,加浓阀在弹簧作用下关闭加浓进口口。

显然,机械加浓装置起作用的时刻只与节气门的开度有关,也就是只与负荷有关,而与发动机的转速无关。为了克服机械加浓装置起作用的时刻与转速无关的缺点,一般化油器还装有真空加浓装置。

(2) 真空加浓装置。真空加浓装置主要由加浓阀、空气缸、活塞及活塞杆、弹簧及顶杆组成(如图4-9中的1所示)。

在发动机转速一定,节气门开度较小时,节气门下方的真空度较大,通过真空加浓装置气道,使活塞在空气缸中被吸向上,加浓阀关闭;节气门开度变大时,节气门下方的真空度减小,空气缸中的活塞不再被吸住,便在弹簧弹力作用下向下移动,通过顶杆,打开加浓阀。汽油流入加浓量孔,进入主油道,加浓可燃混合气。另外,在节气门开度一定、发动机转速降低时,节气门下方的真空度也减小,真空加浓装置也起作用,加浓可燃混合气;反之,发动机转速升高,节气门下方的真空度也增大,使活塞在空气缸中又被吸向上,

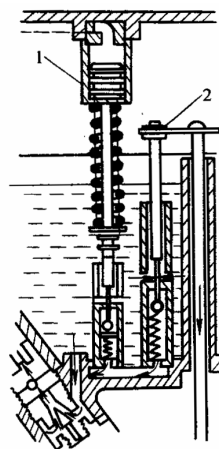


图4-9 加浓装置

1—真空加浓装置 2—机械加浓装置

真空加浓装置不起作用。

如上所述，真空加浓装置起作用的时刻完全取决于节气门后面的真空度，只要节气门下方的真空度低到一定程度，真空加浓装置就起加浓作用。

应该指出的是，节气门后面的真空度受发动机转速和节气门开度两个参数影响。在同样的真空度情况下，低转速时对应的节气门开度较小，而高转速时对应的节气门开度较大。或者说，当发动机转速不变时，节气门后面的真空度随节气门的开度加大而降低；当节气门开度一定时，节气门后面的真空度随发动机转速的升高而升高，这一关系可用如图 4-10 所示的曲线来表示。

图 4-10 中， n_1 、 n_2 、 n_3 、 n_4 分别表示不同的四个转速，且 $n_1 < n_2 < n_3 < n_4$ 。当节气门全开、转速为最高值 n_4 时，节气门后真空度最高。由此可见，真空加浓装置的作用点对真空度 ΔP_s 来说是固定的，但达到真空度 ΔP_s 时的节气门开度，分别可为 θ_1 、 θ_2 、 θ_3 和 θ_4 ，而且 $\theta_1 < \theta_2 < \theta_3 < \theta_4$ 。因此各个转速下功率的停滞区域将自动地缩小，“踩空”的感觉也将减轻，加浓的反应也将更为灵敏。此外，当汽车行驶阻力突然增大、致使车速（发动机转速）下降时，进气管真空度随之下降，真空加浓装置就自动起作用，把可燃混合气加浓到功率混合气成分，因而尽管在这种情况下驾驶员没有（或没来得及）加大节气门开度，发动机功率也会自动有所加大以帮助克服行驶阻力。

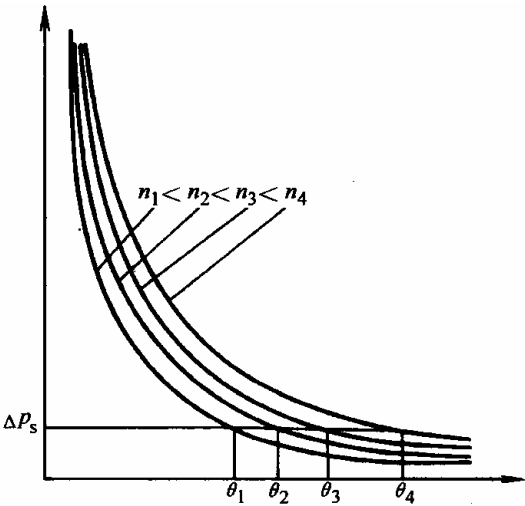


图 4-10 节气门后真空度与节气门开度的关系

n —发动机转速 ΔP_s —选定的加浓系统作用点的节气门后的真空度

真空加浓装置结构复杂，相对运动的零件加工精密要求较高，活塞和空汽缸容易磨损，工作不太可靠。因此，有的化油器（如解放 CA1091 型汽车装用的 CAH102 型化油器

和东风 EQ1090E 型汽车装用的 EQH101 型化油器) 已取消了真空加浓装置, 只保留机械加浓装置。

4.4.5 加速装置 (加速泵)

汽车在一定的使用条件下, 需要加速前进或超车时, 就要急速地加大节气门开度, 使发动机功率迅速增大, 此时要求供给浓可燃混合气。但是由于简单化油器在节气门突然开大时, 短时间内汽缸中可燃混合气会变得过稀, 非但不能加速, 甚至有使发动机熄火的可能。为解决这一矛盾, 现代化油器设有加速装置, 其作用是在节气门突然开大时及时将一定量的额外燃油一次性喷入喉管, 使可燃混合气临时加浓, 以适合发动机加速的需要。

加速装置有活塞式和膜片式两种。通常采用的活塞式加速装置的方案如图 4-11 所示, 由加速泵活塞 3、进油阀 4、出油阀 2 和连接板 1 等组成。

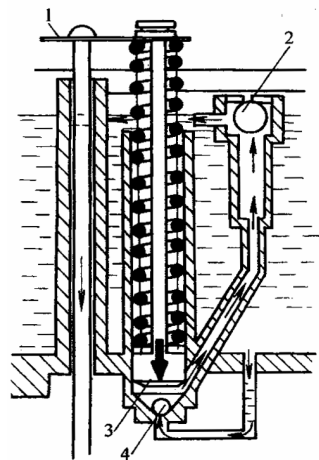


图 4-11 加速装置

1—连接板 2—出油阀 3—加速泵活塞 4—进油阀

发动机负荷迅速增加 (如需要超车) 时, 需要额外的加浓可燃混合气。此时, 节气门突然打开, 节气门轴通过摇臂、连接板使拉杆 (如图 4-11 中箭头所示) 下移, 使加速泵柱塞下方的容积迅速减小, 压力升高, 关闭进油阀, 打开出油阀, 汽油呈颗粒状经加速喷嘴喷入喉管, 额外地加浓了可燃混合气的浓度, 适应了发动机转速迅速升高时对可燃混合气浓度的要求。

当节气门开度减小时, 化油器的操纵摇臂逆时针回转, 带动拉杆及连接板 1、活塞杆及加速泵柱塞 3 向上移动, 加速泵柱塞下腔容积增加, 产生真空, 汽油便自浮子室经进油阀 4 充入加速泵柱塞下腔。

当一般的增加负荷时（即节气门缓慢地开大时），柱塞便缓慢下降，泵腔内形成的油压不大，进油阀关闭不严密，于是燃油又通过进油口流回浮子室，加速系统并不起作用。

膜片式加速装置是利用与节气门相连的加速系统凸轮，在节气门突然开大时，通过凸轮、加速系统摇臂、柱塞，直接推动膜片将汽油从加速系统喷嘴喷到主腔喉管室，以瞬时加浓可燃混合气。一汽奥迪 100 型轿车曾装用的凯虹 II 型化油器装的便是膜片式加速装置。

4.4.6 启动装置

启动装置的作用是在发动机冷启动时，在化油器内形成极浓的可燃混合气（ $f \approx 0.2 \sim 0.6$ ），使进入汽缸的可燃混合气中有足够的汽油蒸气，以保证发动机能够顺利启动。

启动装置（图 4-12）主要由阻风门 5、阻风门摇臂 2 等组成。

发动机冷启动时，需要极浓的可燃混合气。此时，通过阻风门拉钮，将阻风门关闭（如图 4-12（b）所示），阻风门下方产生很大的真空度，大量的汽油从主供油系统和怠速系统中同时被吸出，与自阻风门边缘缝隙及阻风门上的通气孔进入的少量空气混合，形成启动时所需浓度的可燃混合气。此时，节气门的开度比怠速工况时稍大些。

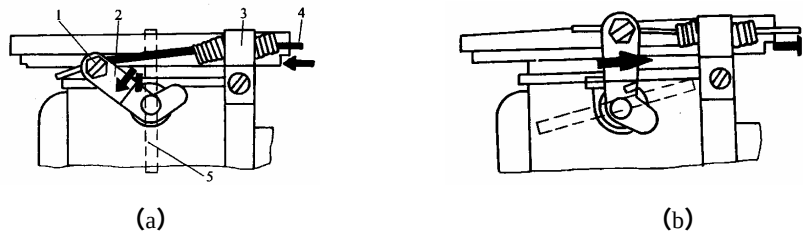


图 4-12 启动装置

(a) 阻风门全开时 (b) 阻风门全关闭时

1—螺钉 2—阻风门摇臂 3—支架 4—钢丝 5—阻风门

当发动机由启动工况转入怠速工况时，应逐渐开启阻风门（阻风门不易开启太快，否则可燃混合气将突然变得过稀，使发动机很快熄火），同时使节气门开度减小至通常的低怠速位置。

阻风门和节气门的动作，在有些化油器上是利用机械联动机构使之自动配合。阻风门在其他工况下是一直打开的。有的化油器在阻风门上开有一个或几个进气孔，以防止发动机启动后可燃混合气过浓。

4.4.7 化油器附属装置

(1) 热怠速补偿装置。在夏季，为防止汽车发动机长时间运转时浮子室温度升高、汽

油蒸气吸进发动机使可燃混合气过浓，有的化油器在浮子室侧壁处设有热怠速补偿装置，其结构如图 4-13 所示。

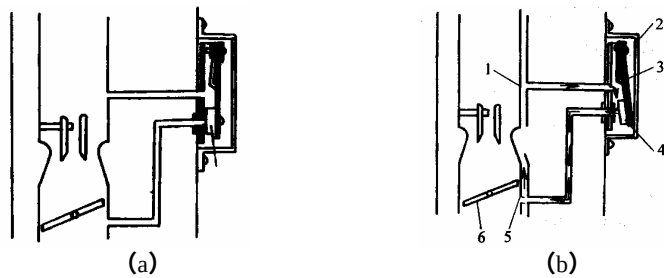


图 4-13 热怠速补偿装置

(a) 恒温阀关闭 (b) 恒温阀打开

1—喉管前通道 2—恒温阀 3—双金属片 4—阀门 5—节气门后通道 6—节气门

当化油器周围温度超过 338K 时，双金属片 3 便向外翘，使恒温阀 2 开启，在节气门后的真空度的作用下，喉管处的空气经喉管前通道 1 进入恒温阀室，再经节气门后通道 5 进入进气管，稀释可燃混合气，使发动机热怠速工况能稳定运转。

(2) 节气门回位缓冲器。设置节气门回位缓冲器可使驾驶员突然松开加速踏板时，节气门回位时间延长 6~10s，以减少因可燃混合气过浓而造成有害排放成分增加的现象。

节气门 7 开大时（如图 4-14 (a) 所示），节气门操纵臂 6 离开推杆 5，而推杆在膜片弹簧的作用下向外伸出一定长度。汽车突然减速时，驾驶员松开加速踏板，节气门在回位弹簧作用下急速关闭，节气门操纵臂就接触到伸出的缓冲器推杆。只有将推杆压回到图 4-14

(b) 所示位置，才能使节气门回到怠速位置。而要使推杆向上移动，就要使膜片 3 向上拱曲，这就受到膜片上方弹簧 1 的阻力和上腔中空气的压缩阻力。被压缩的空气从上腔通过顶块 2 中央的小孔流入下腔（图 4-14 (b)）就需要一定的时间，因而延缓了节气门的关闭。

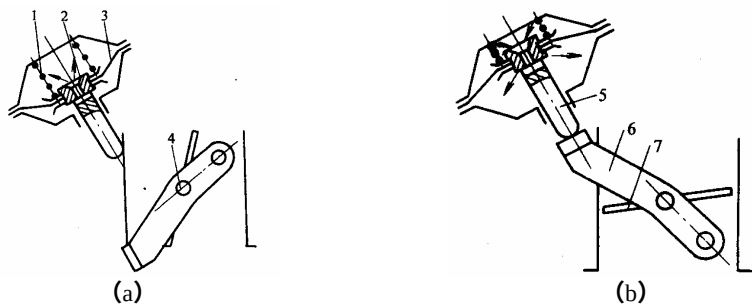


图 4-14 缓冲器工作原理

(a) 节气门开大 (b) 起缓冲作用

1—弹簧 2—顶块 3—膜片 4—节气门轴 5—推杆 6—节气门操纵臂 7—节气门

(3) 快怠速机构。冷态时发动机怠速不稳，长时间怠速运转又使排出的废气有害成分增多。为此，有的化油器装有快怠速机构，其结构如图 4-15 所示。实践表明，发动机怠速运转越高，其燃烧状况越好，运转越稳定，预热时间也越短，排出的废气有害成分越少。

将阻风门 2 与节气门以连杆连接，对应阻风门的关闭程度，设置让节气门稍开的快怠速凸轮 3。遇寒冷时启动，阻风门处于关闭状态，快怠速凸轮接触节气门柄 4，可使节气门稍开。当发动机进入暖机运转时（阻风门处于全开状态），由于节气门柄处于快怠速凸轮之外，快怠速凸轮不工作，自然恢复到通常的怠速旋转。

(4) 怠速截止电磁阀。为防止发动机在停车关闭电源后，由于汽缸或燃烧室表面炽热点或积炭等原因引起的续转现象，有的化油器装有怠速截止电磁阀（如图 4-16 所示）。怠速截止电磁阀与点火线圈并联，闭合点火开关，怠速截止电磁阀线圈即通电，于是针阀被吸出，打开怠速油道，使怠速系统正常工作。断开点火开关，怠速截止电磁阀线圈电流被切断后，针阀在弹簧弹力作用下将怠速油道截断，化油器怠速系统停止供油，发动机立即熄火。此外，怠速截止电磁阀还可以在汽车下坡时起一定的节油作用。

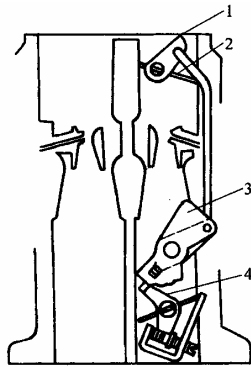


图 4-15 快怠速机构

- 1—阻风门柄 2—阻风门
3—快怠速凸轮 4—节气门柄

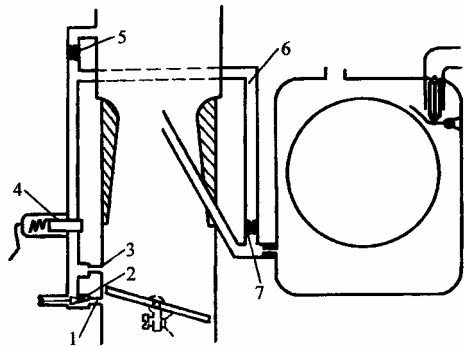


图 4-16 装有怠速截止电磁阀的怠速系统

- 1—怠速喷口 2—怠速调整螺钉 3—怠速过渡喷口
4—怠速截止电磁阀 5—怠速空气量孔
6—怠速油道 7—怠速量孔

4.5 典型化油器

4.5.1 化油器的类型

按喉管处气体流动方向不同，化油器可分上吸式、下吸式和平吸式三种（如图 4-17 所

示)，其中下吸式应用最广。

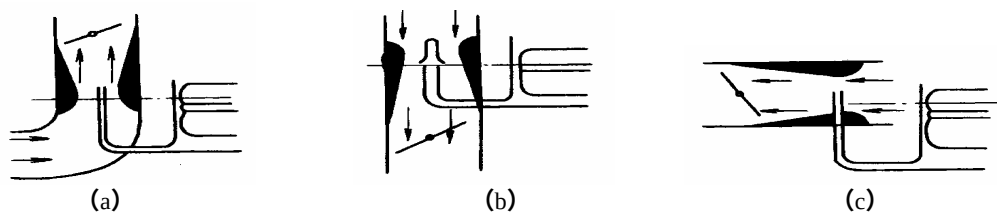


图 4-17 化油器类型（按气体流动方向分类）

(a) 上吸式 (b) 下吸式 (c) 平吸式

按重叠的喉管数目，可将化油器分为单喉管式和多重喉管式（如图 4-18 所示）。

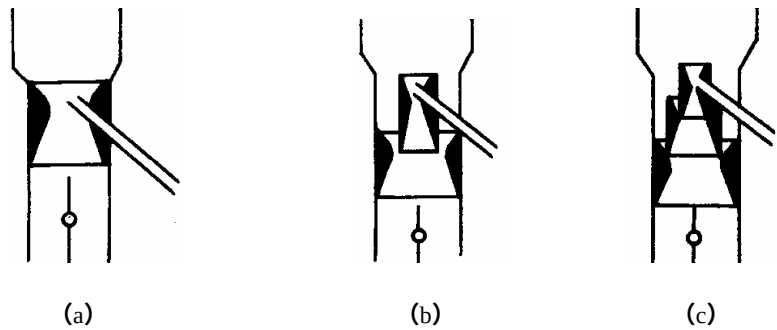


图 4-18 化油器类型（按喉管数分类）

(a) 单喉管式 (b) 双重喉管式 (c) 三重喉管式

按喉管的气流通道变化形式，化油器可分为固定式喉管及可变式喉管两种（如图 4-19 所示）。采用可变喉管化油器的目的是为了使空气流速维持在一定的水平，以供给汽油机在汽车不同行驶状况下雾化良好的可燃混合气，使汽油机圆滑、均匀地对外输出功率。

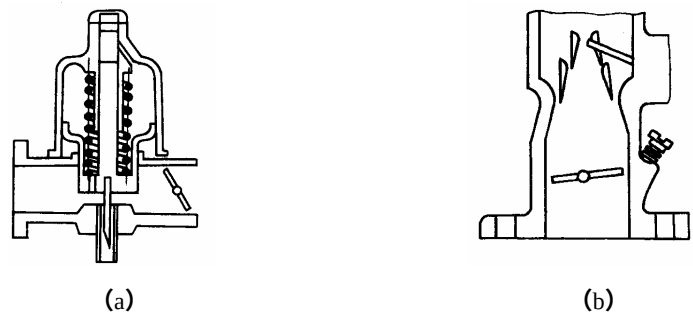


图 4-19 按喉管的气流通道变化形式分类

(a) 可变式喉管 (b) 固定式喉管

按化油器空气管腔数目，可将化油器分为单腔式、双腔式、四腔式三种（如图 4-20 所示）。

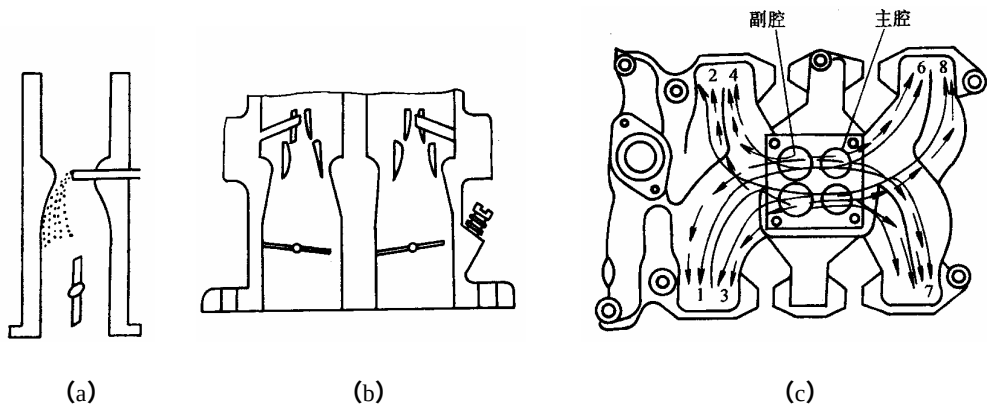


图 4-20 腔数不同的化油器

(a) 单腔式 (b) 双腔式 (c) 四腔式

单腔式只有一组喉管、一个混合室和一个节气门，四缸或六缸发动机均有采用。但随着发动机排量不断增大、转速不断增高，单腔式化油器将难以满足大空气流量的要求。

双腔化油器又可分为双腔并动化油器及双腔分动化油器两种。

双腔并动化油器实际上是两个相同的单腔化油器的并联，其壳体合铸成一个整体，且一般使用同一套浮子室、启动装置、加速装置和加浓装置，但两个管腔各有一套结构和作用完全相同的主供油装置、怠速装置及装于同轴的节气门。

双腔分动化油器可解决功率较大且转速较高的汽油机遇到的动力性和经济性之间的矛盾，它有两套结构和作用不同的管腔，在发动机负荷变化过程中，经常靠主腔单独工作，只有在发动机大负荷或高转速达到一定程度时，副腔才参加工作。

一汽红旗 CA7220、奥迪 100 及捷达等轿车发动机均曾采用过双腔分动式化油器。

四腔式化油器多采用四腔分动式，它实际上是两个同样的双腔分动式化油器的组合，其中两个主腔和两个副腔各自并动。四腔分动式化油器兼有双腔分动式和双腔并动式化油器的优点。

4.5.2 典型化油器结构

下面以一汽奥迪 100 型轿车装用过的凯虹 II 型化油器为例，介绍化油器的具体结构。

凯虹 II 型化油器外观如图 4-21 所示。该化油器由浮子机构、怠速装置、主供油装置、加浓装置、加速装置、怠速加压和超速加压装置、冷启动装置等组成。

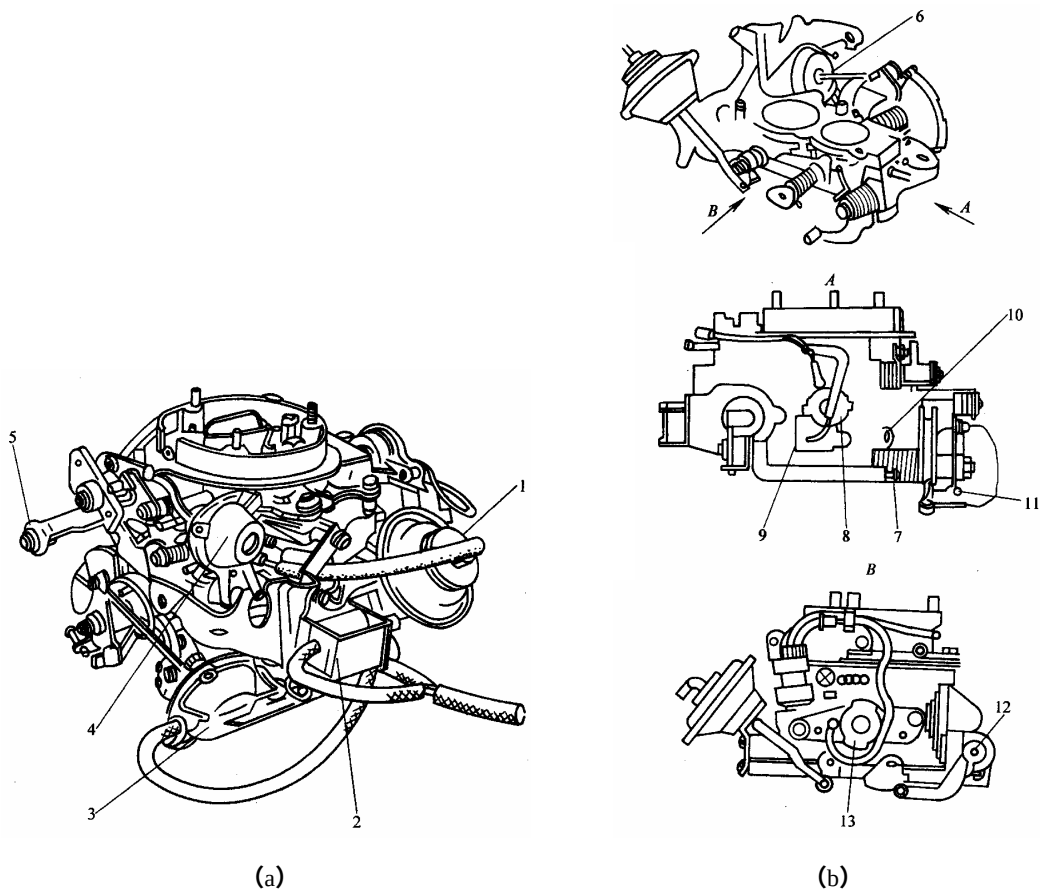


图 4-21 凯虹 II 型化油器外观图

(a) 化油器外观图 (b) 节气门体

- 1—II 阶段真空单元 2—怠速加压双向阀 3、6—怠速加压真空单元 4—降压拉开单元
5—阻风门拉杆 7—一氧化碳调整螺钉 8—怠速截止电磁阀 9—旁通加热单元
10—怠速调节螺钉 11—怠速加压/超速加压调节螺钉 12—加速装置 13—主量孔燃油切断系统

1. 浮子机构

浮子机构由针阀组件 1 和浮子 3 等组成（如图 4-22 所示）。针阀组件连在浮子上，可随浮子升降，当油面升高到一定高度时，进油口被针阀关闭，油面在规定的高度以下；若油面下降，针阀打开，汽油由燃油泵流入浮子室。

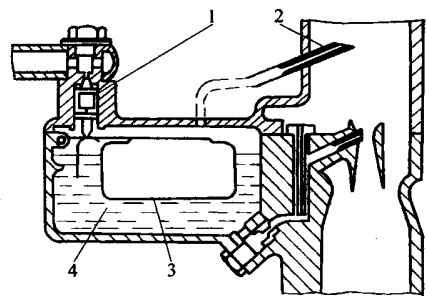


图 4-22 浮子机构

1—针阀组件 2—通气管 3—浮子 4—浮子室

2. 怠速装置

发动机在怠速工况时，节气门开度最小，此时进气量也最少，喉管处产生的真空度不足以使汽油从主喷管吸出，主供油系统不供油。但节气门下方真空度很大，此时汽油由浮子室经主量孔 8（如图 4-23 所示）、怠速量孔被吸向上方并与从空气量孔 I 进入的空气混合后，流向空气量孔 II，经怠速油道，在节气门下方经怠速喷口 10 被吸出。此时，怠速系统可向发动机供给低速运转时所需要的较浓的可燃混合气。怠速时的可燃混合气浓度用怠速调整螺钉 9 微调。

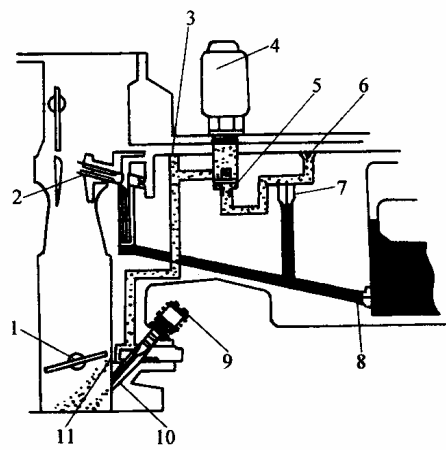


图 4-23 怠速装置

1—节气门 2—主喷口 3—空气量孔 II 4—怠速截止电磁阀 5—节油器
6—空气量孔 I 7—降压量孔 8—主量孔 9—怠速调整螺钉 10—怠速喷口 11—怠速过渡喷口

当节气门从怠速工况中稍微开大时，起初还不能从主喷口吸出燃油形成可燃混合气，仅能从怠速过渡喷口 11 供给可燃混合气。怠速过渡喷口是个圆形喷口，从而增加了喷口的有效面积，有利于向主供油装置稳定圆滑的过渡。

在怠速装置中还设置了切断燃油用的怠速截止电磁阀 4，其作用是防止点火开关切断时发动机继续转动和在减速时降低 CO 与 HC 的排放量，由点火开关（或车速）控制。怠速截止电磁阀的工作过程为：点火开关置于“ON”时，怠速截止电磁阀通电，柱塞被吸住，打开通路，汽油可经怠速喷口喷出；点火开关置于“OFF”时，怠速截止电磁阀断电，柱塞落下堵住通路，切断怠速与过渡装置的燃油供给，怠速喷口不能喷油。因此，关闭点火开关时，发动机不会工作。

3. 主供油装置

主供油装置如图 4-24 所示，它由主腔和副腔两个相同的部分组成，并设置有主量孔 8 和 14、主空气室、主喷口 3 和 4 等。小负荷时，主腔单独工作，高速大负荷时，副腔也一并参加工作。

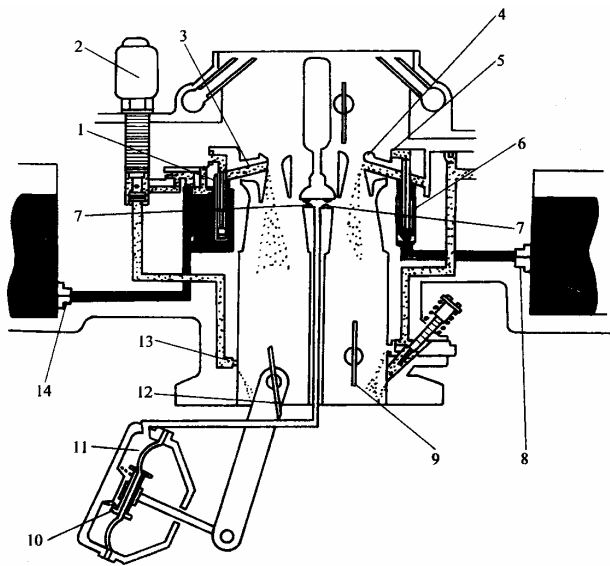


图 4-24 主供油装置

- 1、6—主喷管 2—怠速截止电磁阀 3、4—主喷口 5—主空气量孔 7—负压孔
8、14—主量孔 9—主腔节气门 10—弹簧 11—膜片室 12—副腔节气门 13—减速喷口

高速大负荷时,利用在喉管部分产生的负压把副腔节气门 12 打开,并使副腔进入工作。

主腔的负压是由喉管处的空气流动而生成的，主喷口的压力因此低于浮子室的压力，依靠这个压力差喷出燃油。燃油的流量由主量孔控制，燃油与从主空气量孔进入主空气室的空气在主空气室内较好地混合，形成泡沫状油液，从主喷口喷出。

副腔节气门 12 是依靠设置在喉管处的负压孔 7 产生的负压来打开的。当发动机转速低时，产生的负压小，仅靠膜片室 11 的弹簧力打不开节气门，而当发动机转速升高至负压达到足以将膜片吸住时，节气门打开。副腔节气门开始打开的时刻，为主腔节气门开度 60° 时。在这个角度以后，设置了强制打开副腔节气门的机构，称为上弯式机械锁机构（如图 4-25 所示）。在副腔中也设置了过渡装置，副腔节气门开始打开时，为防止从主喷口供给的可燃混合气变稀，设置了与主腔过渡装置相同的过渡喷口，进行燃油补充供给。主、副腔可联动，并都受踏板机构控制。在副腔过渡装置中还设置了怠速截止电磁阀，以防止发动机继续转动和减速时降低 CO、HC 的排放。

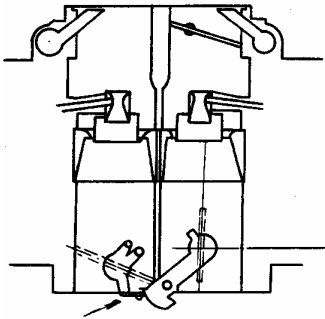


图 4-25 上弯式机械锁机构

4. 加浓装置

该化油器的加浓装置是真空加浓装置，主要由功率阀 2（图 4-26）、功率量孔 3 和真空活塞 1 组成。

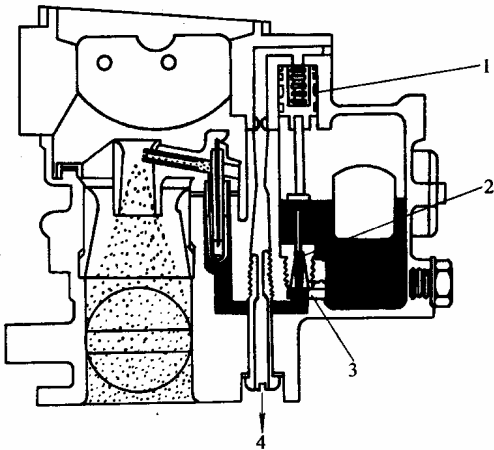


图 4-26 真空加浓装置

1—真空活塞 2—功率阀 3—功率量孔 4—进气歧管

节气门开度较小（小负荷）或发动机转速很高时，由于进气歧管内真空度较大，真空活塞 1 被吸向上，功率阀 2 处在关闭状态，加浓系统不起作用。

节气门开度较大或发动机转速较低时，进气歧管真空度较小，在弹簧力的作用下，真空活塞向下移动，打开功率阀，流过功率量孔的汽油进入主供油系统，使主供油系统油量得以增加，加浓系统起作用。

5. 加速装置

化油器的加速装置为膜片式，主要由弹簧 2、进油阀 8 和重力出油阀 6、膜片加速泵 7、加速喷口 4 等组成（图 4-27）。

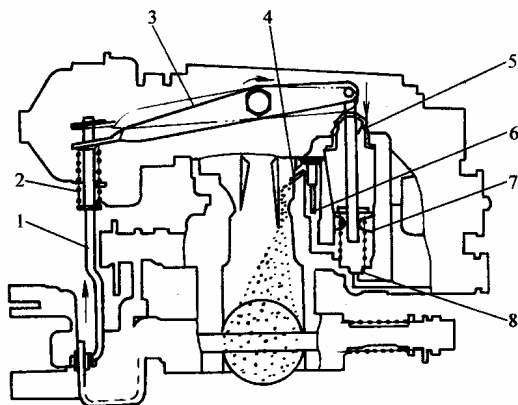


图 4-27 加速装置

1—推杆 2—弹簧 3—联杆 4—加速喷口 5—杆 6—重力出油阀 7—膜片加速泵 8—进油阀

汽车需要超车将节气门迅速打开时，和节气门联动的联杆 3 压下杆 5，使膜片加速泵 7 工作，打开重力出油阀 6，关闭进油阀 8，汽油由加速喷口 4 喷出。

节气门返回原位置后，加速泵膜片也回位，进油阀 8 打开，燃油流入泵室以备再次工作。这时，出油阀关闭，以防止空气从加速喷口被吸入泵室之内。

6. 怠速加压和超速加压装置

(1) 怠速加压是在发动机冷启动后，将节气门的开度稍微加大，使处在冷态下的发动机能维持正常的工作。

操纵节气门开度的是由膜片真空阀组成的节气门限位器 4（如图 4-28 所示），负压由节气门下方的真空度提供，由热敏开关 2 控制连接管路的双向阀 3。当发动机的工作温度低于 65℃时，热敏开关截止。打开双向气路阀门，进气管真空度通过取气管作用于节气门而控制膜片盒，操纵节气门有一定的开度，使怠速提高而预热发动机。当发动机工作温

度高于 65℃时，热敏开关接通而关闭双向气路阀门，节气门因膜片复位而关闭到正常的怠速位置。

(2) 超速加压是在发动机超速阶段，为防止排污的增加而控制发动机的燃烧过程，使节气门稍微开启。此时，发动机已达到正常工作温度，转速则在 1800r/min 范围内。在此范围内所设置的超速加压继电器 2 断开，从而使双向阀继续为节气门限位器提供一定的真空度，使节气门微开（如图 4-29 所示）。

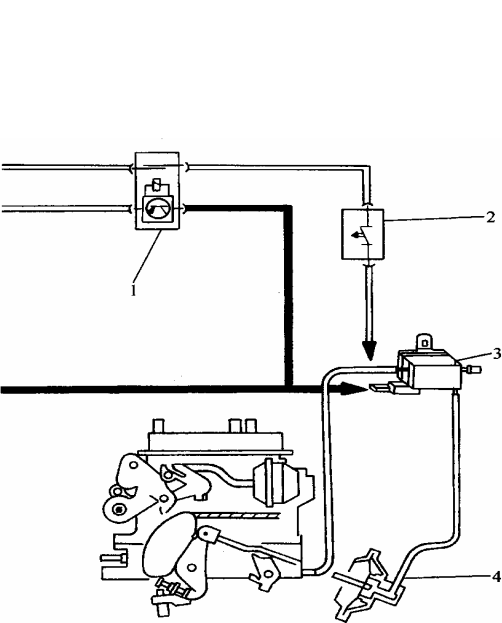


图 4-28 怠速加压装置

1—超速加压继电器 2—热敏开关

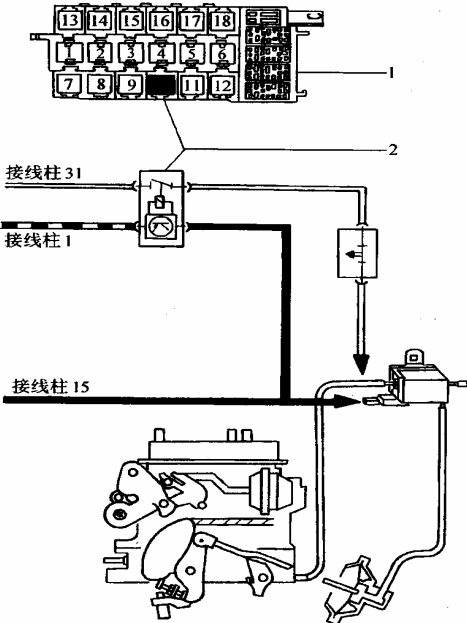


图 4-29 超速加压装置

1—附加继电器盒 2—超速加压继电器
3—双向阀 4—节气门限位器

7. 冷启动装置

冷启动装置是在外界温度较低时使发动机容易启动的系统，主要由阻风门机构、快怠速机构等组成。

(1) 阻风门机构。阻风门机构是在主腔的喉管部分限制空气吸入量的阻风机构。在启动时能调整开度（有手动及自动调整两种），以得到适合发动机温度的可燃混合气。

自动调整式阻风门机构（如图 4-30 所示）由阻风门 1、电热线圈 4、正温度特性热敏

电阻 2 及阻风门继电器 6 等构成。

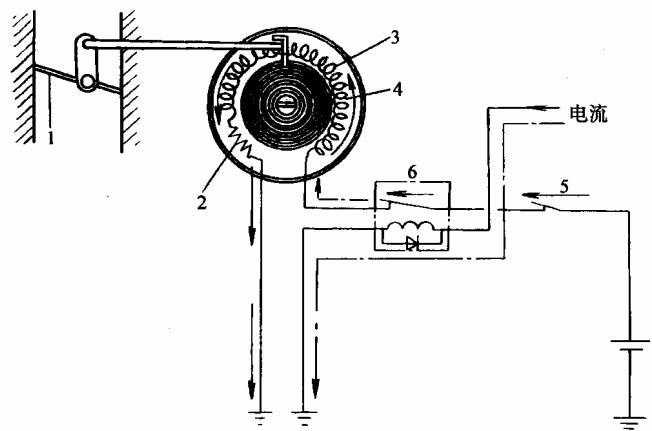


图 4-30 电热式阻风门原理图

1—阻风门 2—正温度特性热敏电阻 3—双金属弹簧 4—电热线圈 5—开关 6—阻风门继电器

在低于一定温度时，阻风门依靠双金属弹簧 3 的作用而处于关闭状态。发动机启动后，依靠充电装置的电压关闭阻风门继电器 6 的触点，使电流通过电热线圈 4 加热双金属弹簧，使其变形而打开阻风门 1；若加热充分，则阻风门全开。正温度特性热敏电阻 2 的作用是使流过电热线圈 4 的电流受到限制而不超过允许值。

(2) 快怠速机构。快怠速机构是在阻风门关闭的时候，可使节气门稍打开使发动机转速稳定的机构（见图 4-15）。

上海桑塔纳轿车 JV 型发动机及一汽捷达轿车 ACR 型发动机装用的凯虹 26/30DC 型化油器与凯虹 II 型化油器的结构及工作原理基本相同。捷达轿车 ABX 型 1.6L 发动机和红旗 CA7220 型轿车装用的 CA488-3 型发动机使用的化油器分别是 2E2 和 2E3 型，它们都是德国皮尔堡公司生产的 2E 系列化油器的一种。2E2 型化油器可以满足横置发动机的要求，主要部件均由铝合金材料制成，使该化油器质量大为减小。该化油器除了具有一般化油器的基本功能外，还装有全自动阻风门（水、电预热）、热敏控制阀、四点真空单元、膨胀单元等装置，可使发动机在冷启动向正常温度过渡过程中完全是在自动状态下进行。这样，不但减轻了驾驶员的劳动强度，保证了发动机的顺利启动，还可保证发动机在各种工况下均能平稳的工作。

2E3 型化油器整体设计紧凑，主要壳体件（上体、下体、自动阻风门及自动阻风门盖）均用铝合金铸成，重要组件（节气门操纵臂、真空膜盒）为塑料件。2E3 型化油器除具备传统化油器的主供油系统、怠速系统、加速系统、部分加浓系统外，还增加了全负荷加浓系统和一些附属装置，如快怠速机构、怠速负荷补偿器、怠速截止电磁阀、自动阻风门及

完爆器等。

除了上述的典型化油器外，还有电子控制化油器。电子控制化油器是在传统化油器的功率量孔处加设了一个控制空燃比的反馈电磁阀。反馈电磁阀由电控单元控制，通过其上、下动作来开关补偿主油路及怠速空气道，达到控制空燃比的目的。

4.6 汽油供给装置

4.6.1 汽油箱

汽油箱用以储存汽油，其容量视车辆大小和发动机排量而定。对一般汽车而言，装满一箱油，应至少行驶 320km。有些车辆还有后备汽油供应装置，并装有油量不足警告灯。

现代汽车的油箱通常远离发动机，以减少火灾的危险。为改善汽车行驶的稳定性，其安装的位置应较低。

如图 4-31 所示为传统的汽油箱构造。汽油箱用薄钢板冲压后焊成，为防腐蚀，有时在内壁焊锌或锡。上部含有加油管 12，内装有带滤网 10 的可拉出的加油延伸管 8。油箱上表面装有油面指示传感器 3 和出油开关 5，出油开关经输油管与燃油滤清器 1 相通。挡油板 9 用于防止汽车行驶时燃油的激荡，防止汽油大量蒸发。

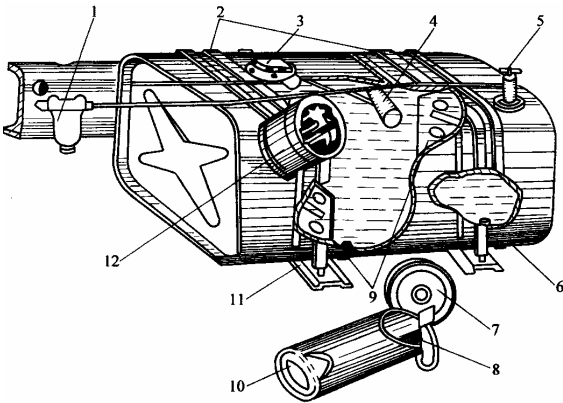


图 4-31 汽油箱

- 1—燃油滤清器 2—固定箍带 3—油面指示传感器 4—传感器浮子 5—出油开关
6—放油螺栓 7—汽油箱盖 8—加油延伸管 9—挡油板 10—滤网 11—汽油箱支架 12—加油管

油箱通常是密闭的，这样可防止汽油因激烈振荡而溅出及箱内汽油蒸气的逸出。为防止密闭的汽油箱内真空度或压力过大，油箱盖上常带有空气—蒸气阀。

现代轿车的汽油箱通常由耐油硬塑料制成。图 4-32 所示为一汽奥迪 100 型轿车的汽油箱，它由油箱体 6、加油管 2、油量传感器 5 等构成。

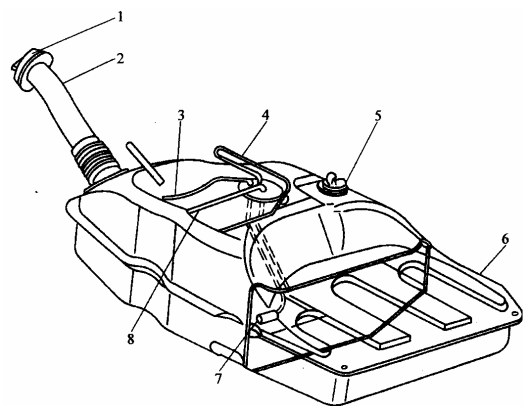


图 4-32 一汽奥迪 100 型轿车汽油箱

1—油箱盖 2—加油管 3—燃油管 4—输油管 5—油量传感器 6—油箱体 7—浮子 8—回油管

油箱盖上设置了双向阀，当重力阀 2（如图 4-33 所示）失灵时，油箱盖上的双向阀能保持油箱与大气相通。

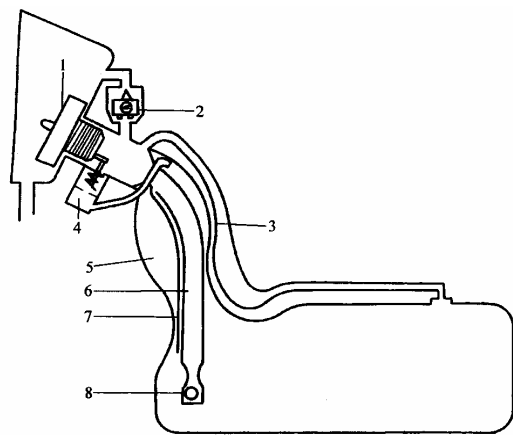


图 4-33 一汽奥迪 100 型轿车汽油箱内部

1—盖 2—重力阀 3—大通风管 4—通风阀 5—膨胀室 6—加油喉管 7—小通风管 8—截止阀

重力阀的作用是依靠阀的自重，在正常情况下允许空气进入油箱以消除负压。当车辆倾斜 45°或翻车时，此阀自动将通风口关闭，防止燃料漏出。

油箱加油喉管内的截止阀 8 的作用是当油箱内油量减少时，阀打开，向油箱注油速度加快，当油箱内燃油已接近加满，空气不能从油箱内排出时，油面上有了压力，使截止阀关闭，燃油已不能流出油箱。

4.6.2 汽油滤清器

在汽油进入汽油泵之前，应经过汽油滤清器除去其中的水分和杂质，以保证汽油泵及化油器等正常工作。

国外目前多用不可拆式汽油滤清器，根据生产厂家的规定，应定期更换整个滤清器总成。而国内多采用可拆式滤清器，如国产的 282 型汽油滤清器，其构造如图 4-34 所示。盖 1 上有进油管接头 2 与陶瓷滤芯 5 的外表面空间相通，出油管接头 11 与陶瓷滤芯 5 的内表面空间相通；用锌合金压铸的沉淀杯 8 与盖 1 之间有滤芯密封垫 3，并用螺栓固联；多孔性陶瓷滤芯 5 用螺栓 7 装在盖上，滤芯密封垫 3 和垫圈 6 的作用是防止汽油不经滤芯而从其两端直接短路流入滤芯内腔，降低其滤清的能力。

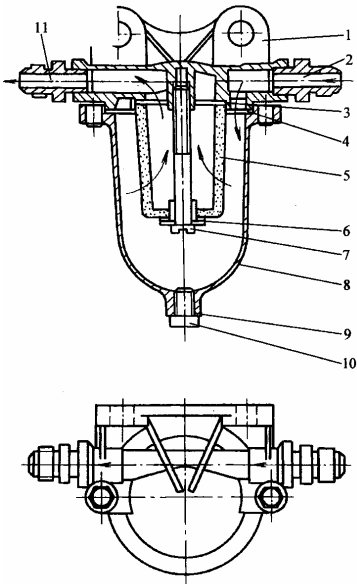


图 4-34 282 型汽油滤清器

- 1—盖 2—进油管接头 3—滤芯密封垫 4—沉淀杯密封垫 5—陶瓷滤芯
6—垫圈 7—螺栓 8—沉淀杯 9—垫圈 10—放油螺塞 11—出油管接头

在汽油泵的作用下,汽油经进油管接头 2 流入沉淀杯 8,水及一些杂质颗粒沉淀于杯底;较轻的杂质随汽油流向滤芯,或被滤芯粘附或被隔离在滤芯外。汽油则由陶瓷滤芯的微孔渗入滤芯的内部后,经出油管接头 11 流出。

因所使用的材质不同,滤芯可分为金属网式、金属片缝隙式、多孔陶瓷式和纸质等多种,其中纸质滤芯因性能良好、结构简单、使用方便而使被广泛采用。

4.6.3 汽油泵

汽油泵的作用是将汽油从燃油箱中吸出,并送入化油器的浮子室中。目前汽车上多采用机械驱动膜片式汽油泵,通常利用配气机构凸轮轴上的偏心轮驱动。为适应各种道路及气候条件,有效地减少“气阻”现象,要求汽油泵有足够的供油能力,一般汽油泵的最大供油量已达发动机最大油耗的 4~6 倍。

图 4-35 所示为机械驱动膜片式汽油泵的构造及工作过程。汽油泵由上体、下体、泵盖组成。泵盖上有进、出油管接头及进、出油阀 5 和 9,滤网 7 罩在进油阀 5 上,用隔板将泵盖内腔分隔成进油室 6 和出油室 8,膜片 10 夹在上、下体之间,泵膜拉杆 12 通过上、下护盘和紧固螺母固定在膜片上,在自由状态下膜片下面的泵膜弹簧 11 将膜片顶成向上拱曲的位置。下体的下部装有摇臂 2,一端与偏心轮 1 接触,另一端开一个槽口松套在泵膜拉杆 12 的下端。

当摇臂 2 被偏心轮 1 驱动时,牵动泵膜拉杆 12 使其下移,并克服泵膜弹簧 11 的弹力将膜片 10 拉至向下拱曲的最低位置,因泵盖与膜片之间容积增大形成一定的真空度,而将汽油从燃油箱中吸出,经进油道、进油室 6 和滤网 7,推开进油阀 5 而进入进油室(图 4-35a)当凸轮轴继续旋转,偏心轮较高一面转过后,摇臂在回位弹簧 3 的作用下摆动,泵膜弹簧 11 的弹力使膜片 10 向上拱曲,造成泵油室油压升高,这时进油阀 5 关闭,出油阀 9 开启,汽油便经出油阀 9 被压出(图 4-35 (b))。

同时,出油室 8 内的空气因汽油的大量涌入而受到压缩。这样可使因膜片 10 向下拱曲而出油阀 9 关闭时,出油室 8 内的汽油因空气的膨胀而继续向化油器流动,减少了供油脉动。

发动机启动前,因凸轮轴不旋转而不能供油,这时,如果化油器内没有汽油则可通过手拉杆 13 来泵油。

因汽车发动机的耗油量随工况变化,因此,要求汽油泵能够随发动机工况的变化而自动调节供油量。在发动机运转时,当膜片上拱到一定位置后,浮子室中的油面已达到规定的高度,化油器浮子室内针阀将进油口关闭而使多余的汽油留在汽油泵内不能流出。此时,虽然摇臂 2 在回位弹簧 3 作用下继续逆时针转动,但膜片 10 不能继续上拱,于是在摇臂 2 的接触斜槽处出现间隙,使汽油泵的供油量未达到最大值。当摇臂 2 带动膜片 10 从进油室实际到达的位置下拱时,汽油泵只能吸入与泵出油量相等的汽油。

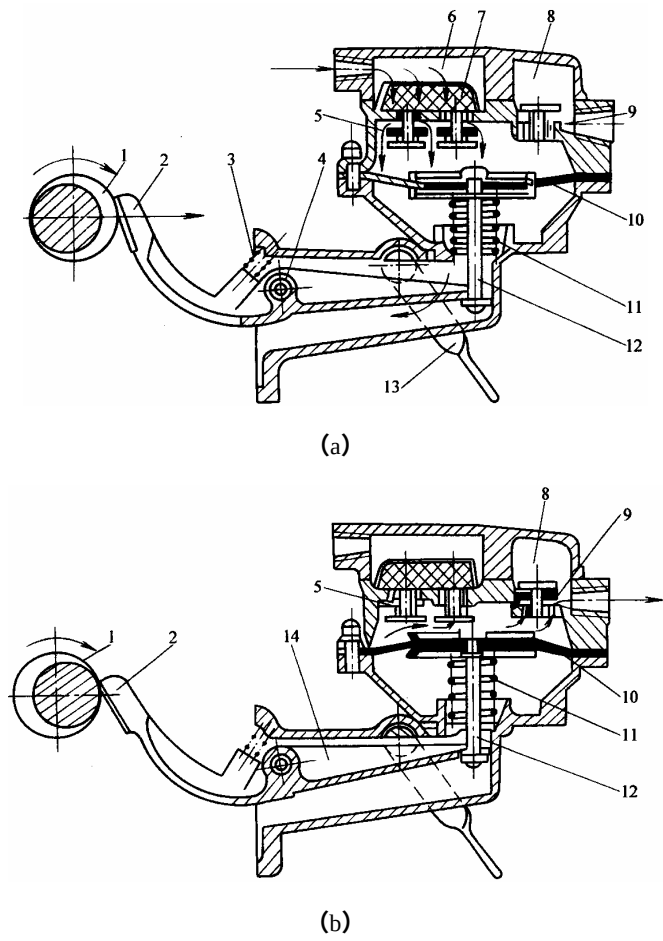


图 4-35 机械膜片式汽油泵
(a) 进油 (b) 出油

1—偏心轮 2—摇臂 3—回位弹簧 4—摇臂轴 5—进油阀 6—进油室 7—滤网
8—出油室 9—出油阀 10—膜片 11—泵膜弹簧 12—泵膜拉杆 13—手拉杆 14—拉杆

近年来电动汽油泵已得到广泛的使用,它的安装位置可避开发动机的热源而不受限制。电动汽油泵主要由控制和供油两大部分组成(图 4-36)。供油部分与机械式汽油泵基本相同。

控制部分如图 4-37 所示,由一个自励间歇振荡电路 C 、电阻 R 、一次绕组 W_1 和二次绕组 W_2 等组成。

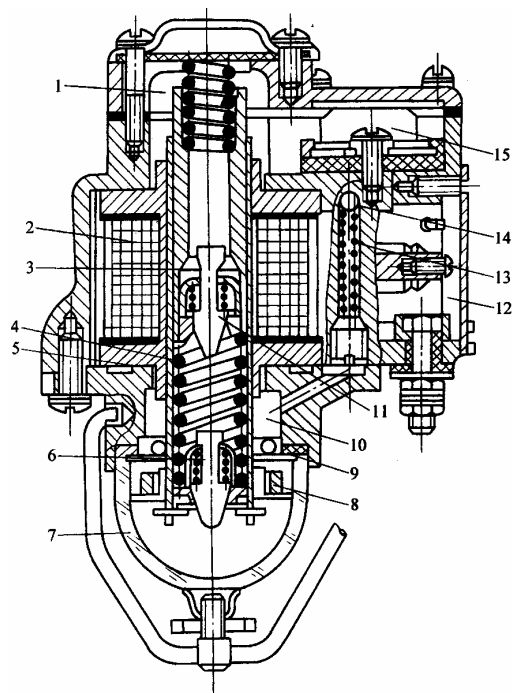


图 4-36 电动汽油泵

1—泵上室 2—线圈 3—柱塞 4—回位弹簧 5—泵筒 6—进油阀 7—沉淀杯 8—磁铁
9—滤网 10—进油腔 11—出油阀 12—盖板 13—回油阀弹簧 14—回油阀 15—出油腔

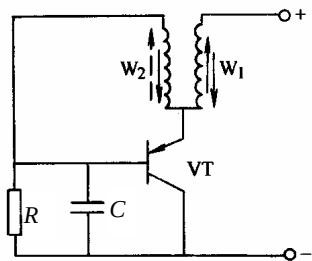


图 4-37 电动汽油泵控制电路

W_1 —一次绕组 W_2 —二次绕组 VT—晶体三极管 C—电容器 R—电阻

一次绕组 W_1 有电流通过时，产生电磁力。在电磁力的作用下，柱塞 3（见图 4-36）克服回位弹簧 4 的反作用力而向下移动，使进油阀 6 关闭、出油阀 11 打开，两个阀门之间的泵筒 5 内的汽油经出油阀流向泵上室 1 的出油管。一次绕组断电时，电磁力消失，柱塞

在回位弹簧作用下向上运动。此时，出油阀关闭，进油阀开启，汽油从沉淀杯 7 被吸入进、出油阀之间的泵筒。

由此可见，通过控制部分电磁力的周期变化，使柱塞上下往复运动，将汽油不断地送入化油器的浮子室。

电动汽油泵不会产生“气阻”，只要接通点火开关，油路中就会有汽油输送，且不会出现供油不足的情况。

4.7 空气滤清器及进排气装置

发动机空气滤清器及进、排气装置的作用是供给其工作时所需要的新鲜、清洁的空气，再将工作后的废气排至大气。东风 EQ6100-1 型发动机的空气滤清器，进、排气歧管及排气消声器如图 4-38 所示。

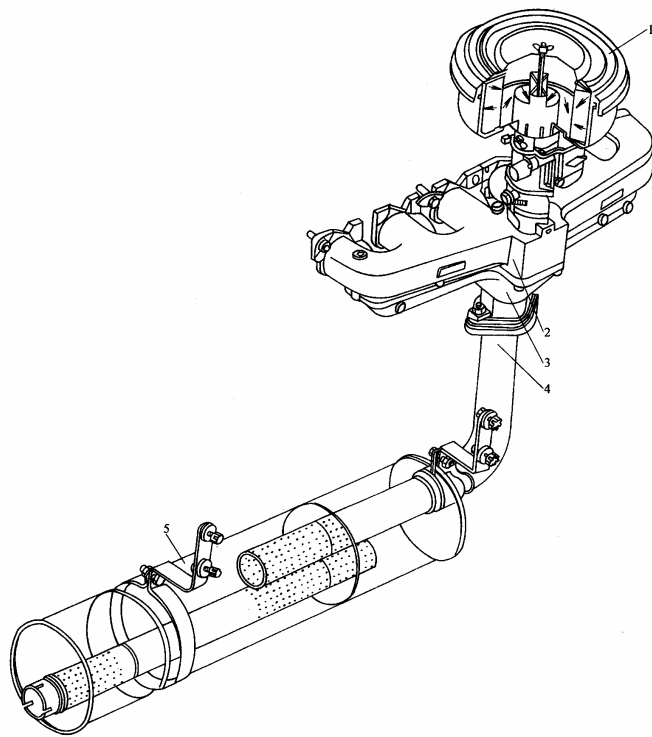


图 4-38 空气滤清器及进、排气装置

1—空气滤清器 2—进气歧管 3—排气歧管 4—消声器进气管 5—消声器

4.7.1 空气滤清器

空气滤清器用来滤清流向化油器的空气中所含的尘土，以减少汽缸、活塞、活塞环等有关零件的磨损，延长发动机的使用寿命。

空气滤清器的种类很多，在汽车上最常用的有如下几种。

(1) 纸质干式空气滤清器 (如图 4-39 所示)。它是通过用树脂处理的纸质滤芯对空气进行过滤。过滤的效果与滤纸的筛孔大小有关，0.001mm 的筛孔可将绝大多数灰尘隔离，其滤清效率可达 99.5% 以上。纸质滤芯的寿命取决于纸面大小 (通常成波折状以提高过滤面积) 及空气本身的清洁程度，一般可连续使用 10000~50000km。纸质滤芯不能清洁，可用压缩空气去积灰，严重玷污时必须更换。

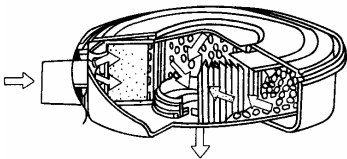


图 4-39 纸质干式空气滤清器

该滤清器重量轻、结构简单、安装及保养容易、滤清效率高；但对油类的污染十分敏感。

(2) 油浴式空气滤清器 (如图 4-40 所示)。其滤芯多用金属网卷成圆筒形或将金属丝填塞在有孔眼的滤芯外壳中制成。在滤芯下面的壳底有一油池，所吸入的空气碰到油面，颗粒较大的尘粒被机油所粘附，细小的尘粒随空气穿过粘有机油的滤芯时被滤芯所粘附。

空气的高速流动能将沉淀于滤芯中的油滴吹掉，落到油池中。通过滤芯的这个自动清洗过程，可延长其使用寿命。当油池中的机油因含尘量的增加而变得稠厚并呈深色时，应更换机油并清洗滤芯和壳体。

(3) 带进气温调节器的空气滤清器。当进入空气滤清器的空气温度较低时，进气管的吸气压力经过开通的节温器进入调节阀门，真空调节装置的热空气阀门被吸开，进入空气滤清器的空气由排气歧管散发的热量预热后再进入化油器。当发动机温度升高后，进气温调节器关闭而切断了真空通道，热空气阀门回复到原位置后接通了外界冷空气通道。这样可使化油器吸入的空气温度相对稳定，改善雾化条件。

对某些大吨位的载货汽车而言，在空气滤清器的吸气过程中会产生高达 100dB 的噪声，为此，常在空气滤清器上预装一个短管作为消声部件如图 4-41 所示。

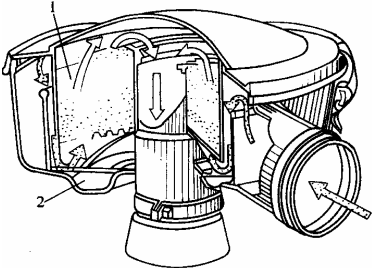


图 4-40 油浴式空气滤清器

1—滤芯 2—油池

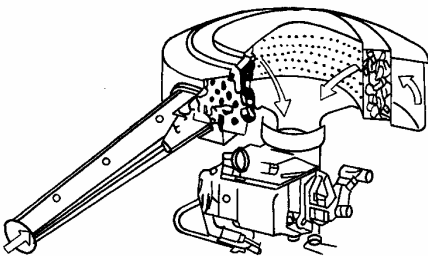


图 4-41 带进气消声器的空气滤清器

4.7.2 进、排气装置

进气歧管的作用是将可燃混合气较均匀地分送到各个汽缸；而排气歧管则是汇集各缸的废气，经排气消声器排出。

除少量进气歧管采用铝合金外，一般进、排气歧管均由铸铁制成。为便于对进气歧管加热，汽油机的进、排气歧管通常安装在同一侧，可铸成一体，也可分别铸成，再用螺栓连接。为防漏气，在接合面处装有石棉衬垫。

进、排气歧管可分上、下式和左、右式两种（如图 4-42 所示）。

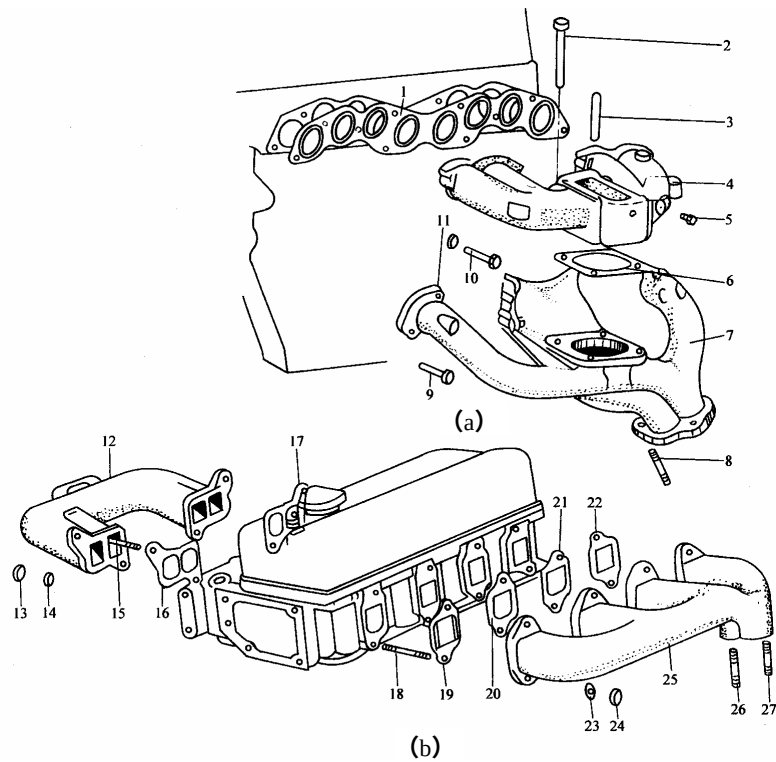


图 4-42 进、排气歧管

(a) 上下式 (b) 左右式

1—衬垫 2、5、9、10—螺栓 3、8—双头螺栓 4、12—进气歧管 6、16、17、19、20、21、22—紫铜石棉衬垫 7、25—排气歧管 11、14、23—垫圈 13、24—螺母 15、18、26、27—双头螺栓

排气歧管是在冷热状态急剧变化的条件下工作的，为减小其热负荷，多数排气管为一缸一个歧管（图 4-42 (b)）。为防止排气管开裂，有时采用分段套装。

汽车的排气噪声是行车噪声的主要组成部分。世界各国对各种车辆产生的噪声的极限值都有严格的规定，如欧共体规定，载货汽车为 84dB 等，因此需减小排气噪声。

排气消声器的作用就是降低排气噪声并消除废气中的火星及火焰。根据干涉原理，排气消声器有吸收、反射两种基本的消声方式。吸收式消声器（如图 4-43 所示）通过废气在玻璃纤维、钢纤维和石棉等吸声材料上的摩擦而减小其能量；反射式消声器则有多个串联的谐振腔与不同长度的多孔反射管相互连接在一起。废气在其中经多次反射、碰撞、膨胀、冷却而降低其压力，减轻了振动（如图 4-44 所示）。

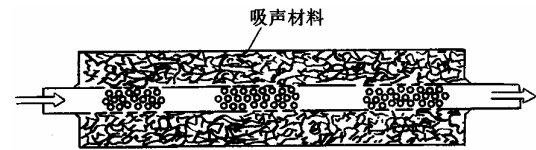


图 4-43 吸收式消声器

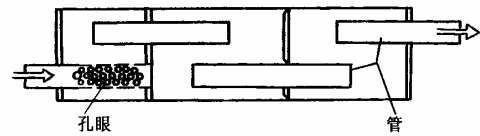


图 4-44 反射式消声器

汽车上实际使用的排气消声器，多数是综合利用不同的消声原理组合而成的（如图 4-45 所示）。

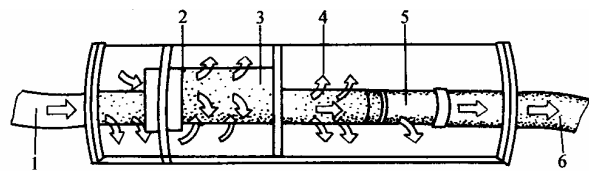


图 4-45 组合式消声器

1—排气管 2—节流管 3—反射管 4—吸声材料 5—干涉管 6—尾管

第 5 章 汽油机燃油喷射系统

5.1 概 述

5.1.1 汽油机燃油喷射系统的基本概念

汽油机燃油喷射系统是用喷油器将一定数量和压力的汽油直接喷射到汽缸或进气歧管中，与进入的空气形成可燃混合气，其目的是为了提高汽油的雾化质量，改进燃烧，以改善汽油机的性能。

5.1.2 汽油机燃油喷射系统的发展概况

由于化油器结构简单，使用方便，成本较低，故 20 世纪末以前已广泛地应用在汽车发动机上。但是化油器式发动机存在着燃油分配不均匀、过渡与冷态运行混合气成分控制质量差以及难以实施反馈控制等缺点，致使排放污染较汽油机燃油喷射系统严重，无法满足现代发动机性能进一步提高的要求，因此化油器有被淘汰之势。

近 20 年来，为了适应汽车排放法规日益严格的要求，在汽车发动机中更多地采用汽油机燃油喷射系统混合气形成方式，它已经成功地取代了化油器式燃油供给系统，成为轿车与轻型车发动机上燃油供给系统的主流。我国政府也已下发了环发[2001]97 号文件《关于限期停止生产销售化油器类轿车及 5 座客车的通知》。

5.1.3 汽油机燃油喷射系统的优点

- (1) 进气管道中没有狭窄的喉管，空气流动阻力小，充气性能好，因此输出功率也较大。
- (2) 混合气分配均匀性较好。
- (3) 可以随着发动机使用工况及使用场合的变化而配制一个最佳的混合气成分，这种最佳混合气成分可同时按发动机的经济性、动力性，特别是按减少排放有害物的要求来确定。
- (4) 具有良好的加速等过渡性能。

此外，汽油机燃油喷射系统不像化油器那样在进气管内留有相当厚的油膜层，这对于

降低油耗也有一定好处。

5.1.4 汽油机燃油喷射系统的分类

1. 按喷射系统执行机构的不同分类

(1) 多点喷射。每个汽缸上安装一个喷油器，直接将燃料喷入各个汽缸气道的进气门前方。

(2) 单点喷射。一个喷油器向两个以上的汽缸供油，喷油器安装在节气门前的区段中，燃料喷入后随空气流进入进气歧管内。

2. 按喷射控制装置的形式不同分类

(1) 机械式。燃料的计量是通过机械传动与液力传动实现的。

(2) 电子控制式。燃料的计量是由电控单元及电磁喷油器实现的。

(3) 机电混合控制式。和机械式喷射一样，也是通过机械与液力控制喷射，但是它还有一个电控单元、多个传感器和电液混合气调节器，提高了控制的灵活性并扩展了功能。

3. 按喷射方式不同分类

(1) 间歇喷射或脉冲喷射式。每一缸的喷射都有一个限定的喷射持续期。喷射是在进气过程中的一段时间内进行的，与喷射持续时间对应的就是所控制的喷油量。所有的缸内喷射和多数进气道喷射都采用间歇喷射的方式。

(2) 连续喷射或稳定喷射式。燃料喷射的时间占全循环的时间，连续喷射都是喷射在进气道内，而且大部分燃料是在进气门关闭后喷射的，因此大部分燃料是在进气道内蒸发的。

此外，汽油机燃油喷射系统还可以按喷射位置的不同分为进气道喷射和缸内喷射两种。进气道喷射可以采用低压的喷射装置，它是目前常用的喷射方式。缸内直接喷射是将燃料直接喷入汽缸内，需要 $3.0\sim 4.0\text{MPa}$ 较高压力的喷射装置，成本较高，而且还要求喷出的燃料能随气流分布到整个燃烧室，喷油器的布置与缸内气流运动的组织比较复杂，因此，这种喷射方式目前用得不多。对于二冲程发动机，把汽油直接喷入汽缸内是较为合理的，这样可以避免进入的新气在扫气过程中的损失，对于提高发动机的燃油经济性更为有效。

5.1.5 汽油机燃油喷射系统的组成

电控汽油喷射系统一般由空气供给系统、燃油供给系统和电子控制系统三大部分组成(图 5-1)。

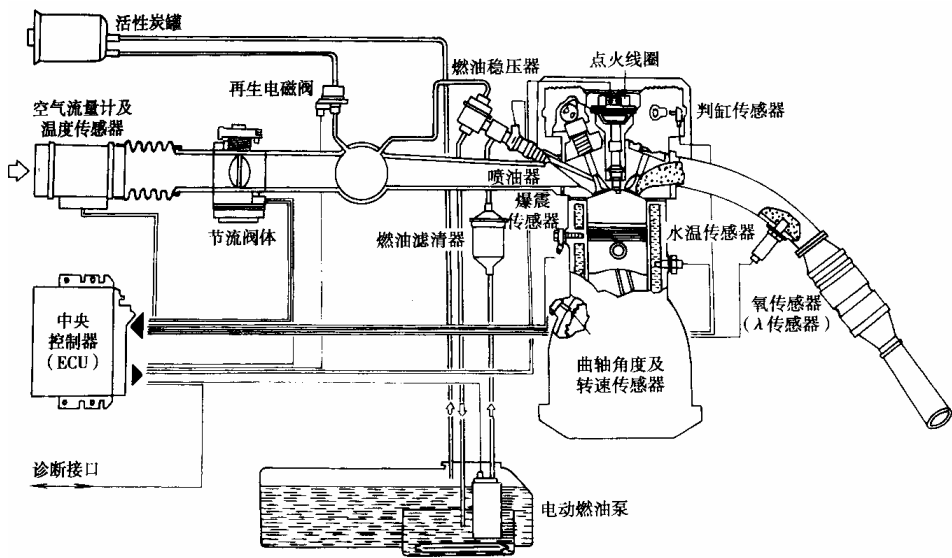


图 5-1 汽油机燃油喷射系统的组成

1. 空气供给系统

空气供给系统的作用是向发动机提供新鲜的空气，主要由空气滤清器、空气流量计、节气门、进气总管、进气歧管和怠速空气控制阀等组成。

2. 燃油供给系统

燃油供给系统的作用是向发动机供给燃烧所需的汽油，主要由电动燃油泵、燃油滤清器、燃油压力脉动阻尼器、燃油压力调节器、喷油器和燃油管路等组成。

电动燃油泵把汽油从燃油箱中泵出，经过燃油滤清器滤去杂质，再通过燃油总管分配到各个喷油器。燃油稳压器保证喷油器两端压差恒定，使喷油量只受喷油时间长短的影响，提高喷油量的控制精度。

3. 电子控制系统

电子控制系统的作用是检测发动机的工作状况，精确控制燃油喷射量、喷油正时和点火时刻，主要由各种传感器、各种执行器和控制器（又称电控单元 ECU）组成。

传感器的作用是将发动机的工况及状态、汽车行驶工况和状态等物理量转变为电信号，输送给 ECU。传感器主要有空气流量传感器、曲轴位置传感器、发动机转速传感器、节气门位置传感器、氧传感器和爆燃传感器等。

执行器用以执行发动机 ECU 发出的各种控制指令。执行器主要有电动燃油泵、喷油器、怠速控制 (ISC) 阀、废气再循环 (EGR) 阀及自诊断系统等。

控制器是电子控制系统的核心, 主要由中央处理器 (CPU)、随机存储器 (RAM)、只读存储器 (ROM)、输入和输出接口电路、驱动电路和固化在 ROM 中的发动机控制程序等组成。

5.1.6 电控汽油喷射系统的工作原理

发动机电控单元根据进气流量或进气管绝对压力、发动机转速、冷却液温度、进气温度、节气门位置等传感器输入的信号, 与存储在 ROM 中的参考数据进行比较, 从而确定在该状态下发动机所需的喷油量、喷油正时和最佳点火提前角。存储在 ROM 中的参考数据是通过大量的发动机及整车实验所获得的优化数据。

在发动机状态信号中, 进气流量和转速信号是两个主要参数, 它们决定该工况下的基本燃油供给量和基本的点火提前角, 其他各种参数起修正作用, 如冷却液温度修正、进气温度修正、大气压力修正、蓄电池电压修正、节气门变化速率 (加、减速) 修正、排气中氧含量修正等。

5.2 汽油机燃油喷射系统进气系统部件的结构

5.2.1 空气流量传感器

在电控燃油喷射系统中, 空气与燃油的比值 (空燃比) 的调节, 常采用调整与其相匹配的喷油量的方式来进行, 因此, 测定空气流量是控制空燃比的基础。空气流量传感器是精确测量空气流量的传感器。空气在空气流量传感器空气道上还设置一个怠速可燃混合气调节螺钉, 该螺钉可以调整怠速时旁通空气道的空气量的大小, 从而调整怠速工况时的可燃混合气浓度。旋出该螺钉时, 空气流量增加; 反之, 空气流量减少。

(1) 叶片式空气流量传感器。叶片式空气流量传感器结构简单, 如图 5-2 所示, 能在发动机全部工况范围内使空气流量的测量保持一定的速度, 但在发动机急加速时响应时间较长, 进气阻力较大, 大气压力和温度变化时需修正。

叶片式空气流量传感器装用在早期生产的 L-Jetronic (如丰田 CAMRY 佳美轿车、丰田 PREVIA 大霸王轿车) 电子控制燃油喷射系统中, 近期生产的 LH 型电控燃油喷射系统已采用测量空气质量型的空气流量传感器。

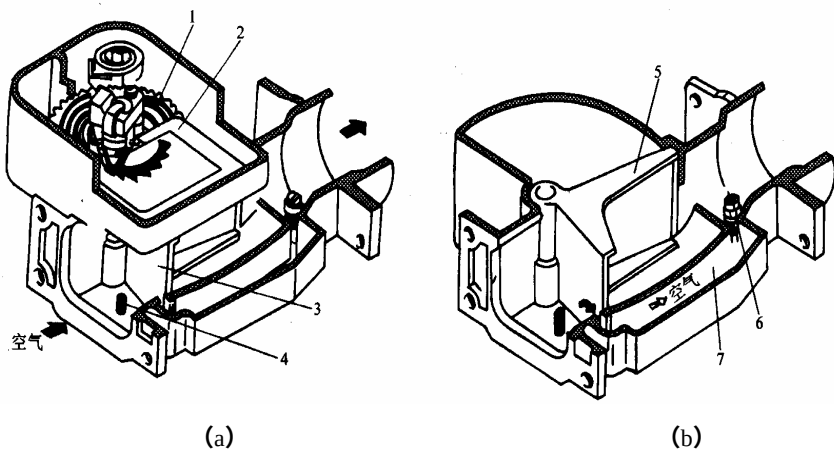


图 5-2 叶片式空气流量传感器

1—卷簧 2—电位计 3—叶片 4—温度传感器 5—缓冲挡板 6—怠速调整螺钉 7—旁通气道

(2) 热线式空气流量传感器。热线式空气流量传感器是一种测量空气质量型的传感器，它不需要校正“海拔高度、大气温度、大气压力对测量精度”的影响，如图 5-3 所示。在进气道内套有一个小管，小管内架有一根极细的铂丝（直径约为 0.07mm），铂丝被电流加热至 120℃左右，成为热线。

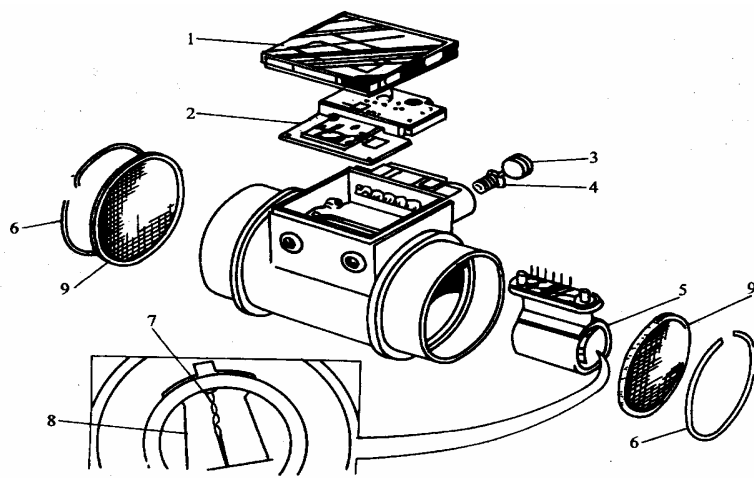


图 5-3 热线式空气流量传感器

1—密封盖 2—电路板 3—塞子 4—调节螺钉 5—小管 6—卡环 7—冷线 8—热线 9—网状格栅

热线是惠斯顿电桥的一臂（图 5-4），空气流过时，热线受到一定冷却，其电阻值随之减少，同时使电桥电路的电压也发生变化，这一信号输入电控单元，用来指示通过空气流量传感器的空气量。控制热线的热电流可以使热线的温度始终比空气流温度高出一定的数值，因此，加热电流就是检测的空气质量流量大小的度量。

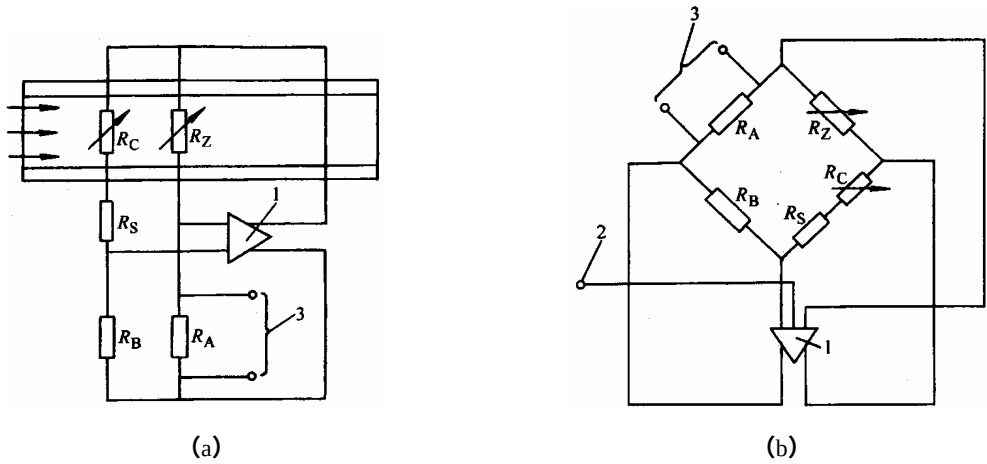


图 5-4 热线式空气流量传感器工作原理

1—放大器 2—电源 3—输出信号

由于热线的冷却效果随着进入空气温度变化是不同的，因此需要进行温度补偿，图 5-4 中的 R_C 就是用作温度补偿的电阻（也称为冷线），其阻值随进气温度不同而发生变化，起到一个参照标准的作用，使进气温度的变化不至于影响进气量的测量精度。

热线式空气流量传感器测量精度高，响应特性较好，而且没有运动件，不会磨损，进气阻力小。但热线表面沾污的尘埃影响测量精度，为克服这个缺点，可在电控单元中设计自洁电路，在发动机熄火后 4s 内，控制电路发出电流，使热线通电后，迅速升温至 1000℃左右（约 1s），烧掉粘附在热线上的污物。

(3) 热膜式空气流量传感器。热膜式空气流量传感器与热线式空气流量传感器的结构与工作原理基本相同。但它不采用热线，而是将热线、温度补偿电阻及精密电阻用厚膜工艺镀在一块陶瓷基片上（称为热膜电阻），装在测量管内，如图 5-5 所示。在测量管中有两个电阻：一个是测量空气质量流量的热膜式传感器；另一

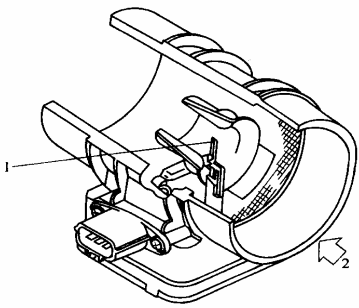


图 5-5 热膜式空气流量传感器

1—热膜电阻 2—进气气流

个是测量空气温度的温度传感器。热膜与进气流的温度差,在空气流量传感器上可保持 130℃恒定值。空气流过时所需的加热电流即为流过的空气质量的度量。热膜式空气流量传感器结构简单,抗玷污能力比热线式空气流量传感器强、价格便宜,故应用较多,如马自达 626 轿车即采用这种空气流量传感器。

5.2.2 进气管压力传感器

进气歧管压力传感器(以下简称进气压力传感器)可根据发动机的负荷状态测出进气歧管内绝对压力的变化,并转换成电压信号、与转速信号一起输送给微机控制装置,作为喷油器基本喷油量的依据。

进气压力传感器种类较多,下面以电子控制燃油喷射系统用得较多的应变仪式进气压力传感器为例介绍其结构与工作原理。

如图 5-6 所示,该传感器的主要元件是一个很薄的硅片,其外围较厚,中间最薄。硅片上下两面各有一层 0.03mm 的二氧化硅膜。在膜层中沿硅片四边,有四个传感电阻。在硅片四角各有一个金属块,通过导线与电阻相连。在硅片底面粘接了一块硼硅酸玻璃片,使硅膜片中部形成一个真空腔。硅片装在一个密封容器内,通过一根橡胶管与进气歧管相通,使进气歧管的压力作用在硅片周围。

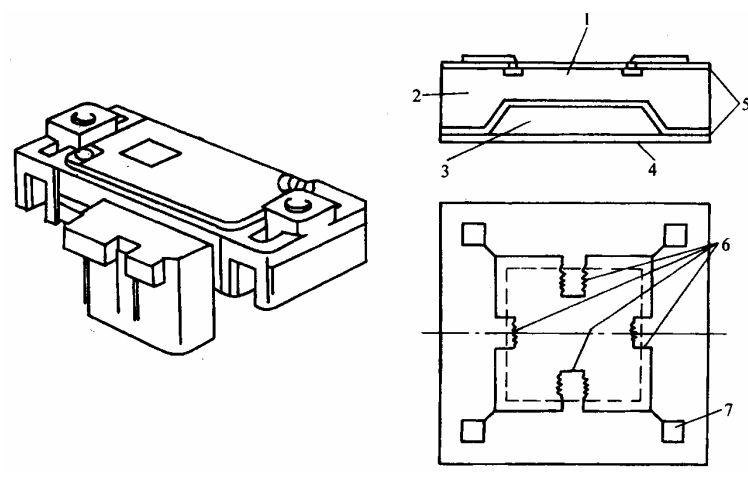


图 5-6 应变仪式进气压力传感器

1—硅片 2—硅 3—真空腔 4—硼硅酸玻璃片 5—二氧化硅膜 6—传感器电阻 7—金属块

硅片上的四个传感电阻,以惠斯顿电桥方式连接,由稳压电源供电(如图 5-7 所示)。由于硅片一面是真空腔,另一面即进气歧管内绝对压力较高,硅片变形较大,其应变与应力成正比,附在硅片上的应变电阻的阻值随应变成正比的变化,这样即可利用惠斯顿电桥

将硅片的变形变成电信号，经放大器放大后，输送给电控单元。

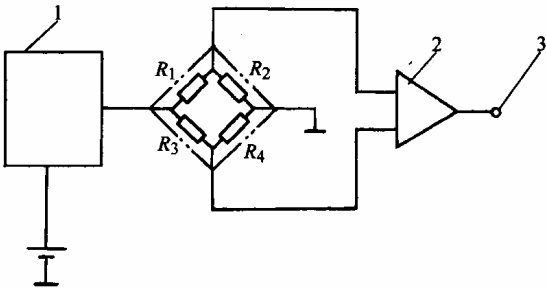


图 5-7 应变仪式进气压力传感器工作原理图

1—稳压电源 2—放大器 3—输出端

5.2.3 节气门体

节气门位置传感器的作用是把发动机的负荷通过节气门开度转换成电压的信号，输送给微机，实现不同的节气门开度下的喷油量控制。节气门位置传感器装在节气门体上，如图 5-8 所示。

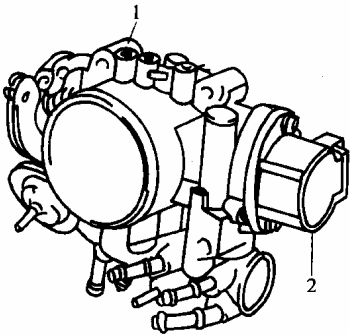


图 5-8 节气门体

1—节气门体 2—节气门位置传感器

节气门位置传感器有线性、开关型及综合型（既有开关又有线性可变电阻）三种。

（1）线性节气门位置传感器。线性节气门位置传感器是一种线性电位计（如图 5-9 所示），由节气门轴带电位计的滑动触点。不同的节气门开度，电位计的电阻值不同，从而将节气门的开度转变为电阻或电压信号输送给微机。微机通过节气门位置传感器可获得表示

节气门由全闭到全开的所有开启角度的连续变化的模拟信号,以及节气门开度的变化速率,从而更精确地判定发动机的运行工况,提高控制精度和效果。

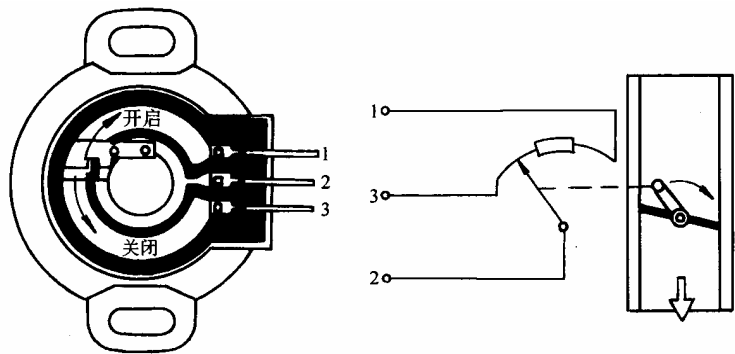


图 5-9 线性节气门位置传感器

有的车型装用的线性节气门位置传感器,为了准确检测怠速工况(节气门全关状态)的信号,还设有一个怠速开关,在节气门全关时接通。

(2) 开关型节气门位置传感器。开关型节气门位置传感器又称节气门开关,它有两个开关,分别是全负荷开关和怠速开关(如图 5-10 所示)。

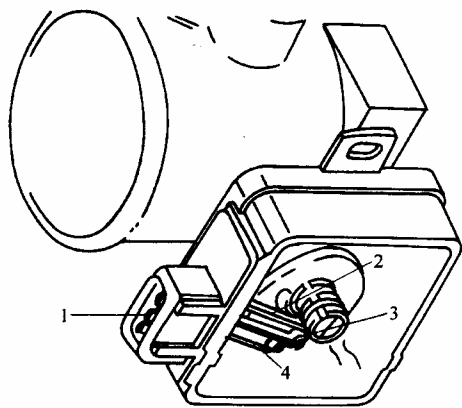


图 5-10 开关型节气门位置传感器

1—线束插头 2—全负荷开关触点 3—活动臂 4—怠速开关触点

一个和节气门同轴的凸轮控制两开关触点的开启和闭合。当节气门处于全关闭位置时,怠速开关触点闭合,微机根据这一信号进行从怠速到小负荷过渡工况的喷油控制。

全负荷开关的触点在节气门由全闭到中、小开度范围内一直处于张开状态;当节气门

打开至接近全开位置时，全负荷开关的触点开始闭合，向微机输出发动机全负荷运行工况的信号，微机根据这一信号进行全负荷的供油量控制。

(3) 综合型节气门位置传感器。综合型节气门位置传感器装在节气门上，是在线性节气门位置传感器的基础上附加一个怠速触点而制成的，它的结构和输出特性如图 5-11 所示，从图中看出，它主要由与节气门轴联动的电位计、怠速动触点及外壳组成。

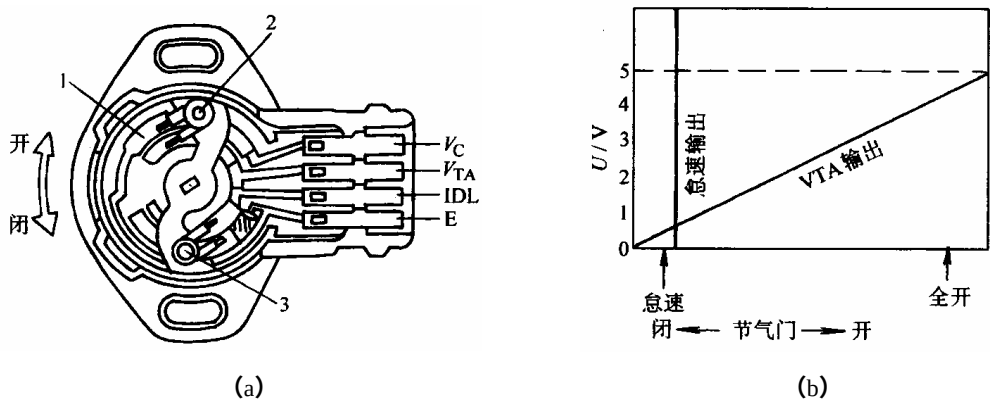


图 5-11 综合型节气门位置传感器

(a) 结构 (b) 输出特性
1—电阻膜 2—节气门开度输出动触点 3—怠速动触点

综合型节气门位置传感器可以连续检测节气门的开度，电位计的动触点（节气门开度输出触点）随节气门开度在电阻膜上滑动，从而在该触点上（图 5-11 (a) 中的 VTA 端子）得到与节气门开度成比例的线性电压输出（图 5-11 (b)）。节气门全闭时，另一个与节气门联动的动触点与怠速输出触点 IDL 接通，传感器输出怠速信号。

5.2.4 怠速控制装置

怠速控制系统的作用是满足发动机怠速状态下暖车运转、空调装置、换挡行驶等发动机负荷变化和降低燃油消耗的要求。怠速控制实质是对怠速时进气量的控制，有两种基本方式：一是控制节气门的旁通空气道的旁通空气式；二是直接控制节气门关闭位置的节气门直动式。

1. 系统的组成

怠速控制系统由各传感器、电控单元和怠速执行机构组成。发动机怠速运行时，电控单元根据冷却液温度传感器、空调开关、档位开关等输入信号和怠速控制程序，向怠速执

行结构输出控制信号，改变怠速进气量，实现怠速控制。怠速执行结构主要有怠速电磁阀和怠速步进电动机两种结构形式。

2. 怠速电磁阀

旋转式怠速电磁阀式的结构如图 5-12 所示。电控单元根据各传感器输入信号和怠速设定值，控制电枢电流的大小和方向，使电枢正反方向旋转，带动旋转阀片改变旁通空气道面积，改变进气量，进行怠速控制，将输入的转速信号与设定转速进行比较，即可实施怠速的闭环控制。

直动式怠速电磁阀式的结构如图 5-13 所示，其基本工作原理与旋转式怠速电磁阀相似。电控单元改变电磁线圈电流的大小，控制阀轴的轴向位移，改变旁通空气道面积和进气量的大小，实现怠速控制。

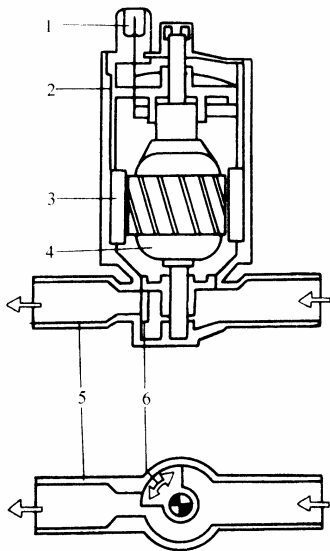


图 5-12 旋转式怠速电磁阀式

- 1—电接头 2—壳体 3—永久磁铁
4—电枢 5—旁通气道 6—旋转阀片

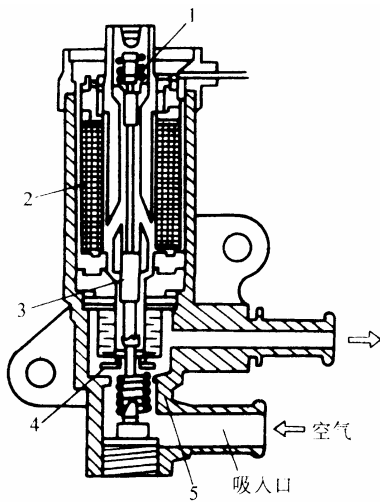


图 5-13 直动式怠速电磁阀式

- 1—弹簧 2—电磁线圈
3—阀轴 4—阀 5—阀体

3. 怠速步进电动机

怠速步进电动机广泛应用于节气门直动式怠速控制机构中。步进电动机正反方向的旋转运动经传动结构转化为传动轴的直线运动，推动节气门轴改变节气门开度，实现怠速进气量控制。

步进电动机的控制电路如图 5-14 所示。电控单元向步进电机输出控制脉冲序列的信号，依次使步进电动机各相绕组产生电流脉冲，对应每个电流脉冲序列信号，步进电动机旋转一个固定的角度。电流脉冲的序列决定步进电动机的旋转方向。电控单元即可根据怠速控制的要求，控制怠速时的进气量和怠速转速。

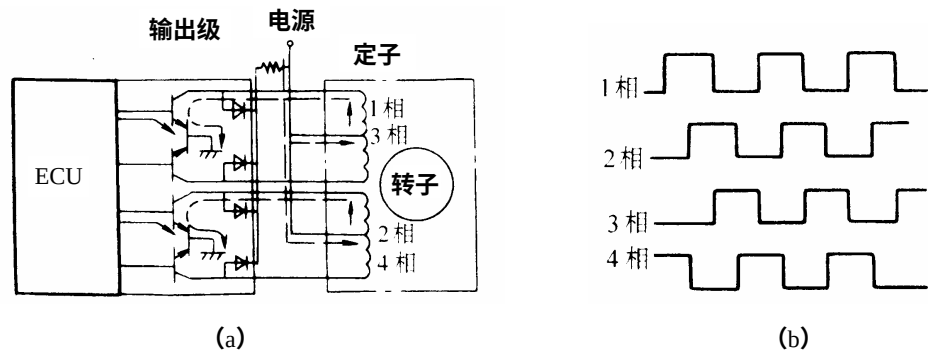


图 5-14 步进电动机的控制电路和控制脉冲
(a) 控制电路 (b) 控制脉冲

5.3 汽油机燃油喷射系统燃油系统部件的结构

5.3.1 电动汽油泵

电动汽油泵的功用是供给各喷油器及冷启动喷油器所需要的燃油。
在电子控制燃油喷射系统中最常用的是滚柱式电动汽油泵，其结构如图 5-15 所示，主要由滚柱泵 3、驱动电动机 4 和单向阀 5 组成。

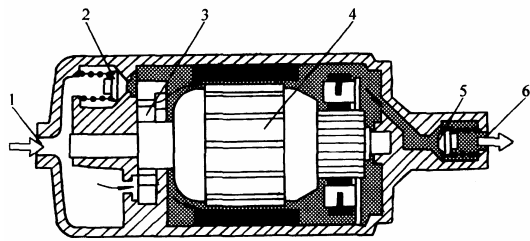


图 5-15 电动汽油泵结构简图
1—进油口 2—单向阀 3—滚柱泵 4—驱动电动机 5—单向阀 6—出油口

泵壳的一端是进油口 1，另一端是出油口 6，电源插头在出油口一侧。进油口一侧的滚柱泵由泵壳中间的驱动电动机高速驱动。当油泵旋转时，由于离心力的作用，转子槽内的滚子向外移动，紧靠在偏心设计的泵体壁面上。滚柱随转子一同旋转时泵腔容积产生变化：进油口处的容积越来越大，出油口处的容积越来越小，使燃油经过进油口的滤网被吸入油泵，加压后经过驱动电动机周围的空间由出油泵出。油泵出油口处有一个单向阀，在油泵不工作时阻止燃油倒流回燃油箱，以保持发动机停机后的燃油压力，便于再次启动。出油口处的缓冲器用来减小出油口处的油压脉动和运转噪声。这种油泵的最大泵油压力可达 400kPa 以上。若因汽油滤清器堵塞等原因使油泵出油口一侧油压过高，与油泵一体的限压阀即被顶开，使部分燃油回到进油口一侧，以保护电动汽油泵。

5.3.2 油压调节器

油压调节器的功用是调节至喷油器的燃油压力，使油路中的燃油压力与进气管压力之差保持常数，这样从喷油器喷出的燃油量便唯一地取决于喷油器的开启时间，使微机能够通过控制喷油时间的长短来精确控制喷油量。

油压调节器的结构如图 5-16 所示，金属壳内有一膜片，膜片将内腔分成两个腔室：下腔室为真空气室，内有一个弹簧紧压在膜片上，使阀门关闭；上腔室通过燃油导轨和燃油箱相通。

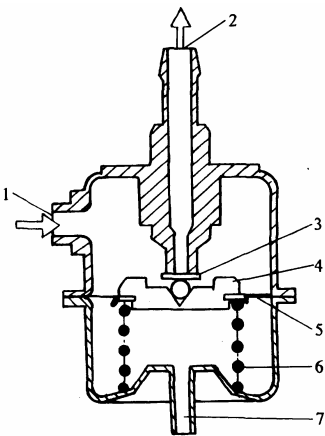


图 5-16 油压调节器

- 1—通燃油分配管 2—通燃油箱 3—回油阀
4—回油阀支撑板 5—膜片 6—弹簧 7—通进气管

当燃油压力超过预调的压力值时，膜片上方的燃油就推动膜片向下压缩弹簧，打开回

油阀，超压的燃油流回燃油箱，以保持一定的燃油压力。下腔室通节气门下方的进气管，这样燃油系统的压力就取决于进气管的绝对压力。节气门在不同位置时，通过喷油器的降压将是相同的。油压调节器装在燃油分配管的一端，按装置的不同，可使燃油压力调节在0.25~0.30MPa 的范围内。

5.3.3 燃油分配管

燃油分配管的功用是将燃油均匀的、等压的分配给各个喷油器；另外，还有贮油蓄压的作用。

燃油分配管（如图 5-17 所示）的截面一般都比较宽，其容积油量相对于发动机的喷油量来说，要大很多，这样可防止燃油压力波动，保证各缸喷油器的喷油量尽可能相等。

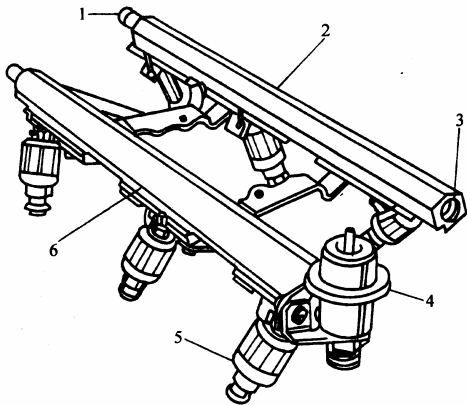


图 5-17 燃油分配管

1—燃油压力测试口 2、6—油道 3—进油口 4—燃油压力调节器 5—喷油器

燃油分配管总成用螺栓安装在进气歧管下部的固定座上，与喷油器相连，并向喷油器分配燃油。燃油由燃油泵泵出，经脉冲缓冲器，流入燃油分配管。油压调节器保持正常的系统压力，多余的燃油从油压调节器出油口流回油管返回燃油箱。

若燃油分配管堵塞，会使发动机性能下降、发动机过热。

5.3.4 喷油器

喷油器是电子控制燃油喷射系统中的最重要的零件。在多点燃油喷射系统中，每个汽缸都装有一个喷油器。

轴针式喷油器的结构如图 5-18 所示，喷油器体内有一个电磁线圈，喷油器头部的针阀

与衔铁结合成一体。当电控单元送来电流信号时，电磁线圈通电励磁，产生电磁力，吸起铁芯与针阀，将燃油通过精确设计的轴针头部环形间隙喷出，在喷油器头部前端将燃油粉碎雾化，与空气混合，在发动机进气行程中被吸入汽缸。微机利用电脉冲的宽度来控制喷油器每次打开喷油的时间，从而控制喷油量。一般喷油器每次打开喷油的时间约为 2~10ms，喷油时间越长，喷油量就越大。

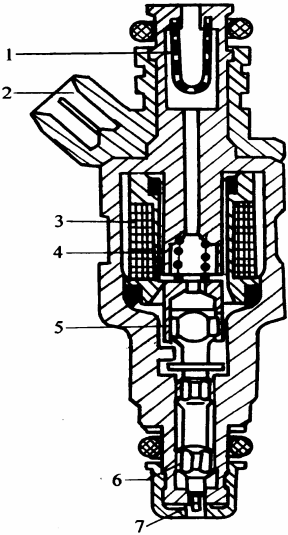


图 5-18 喷油器的结构

1—燃油滤阀 2—电线 3—电磁线圈 4—弹簧 5—衔铁 6—针阀 7—轴针

5.3.5 冷启动喷油器

发动机在低温环境下启动时，需要极浓的可燃混合气。有些电子控制燃油喷射系统中设置了冷启动喷油器，在低温时喷射燃油以利于发动机启动。

冷启动喷油器的结构如图 5-19 所示。它也是一个电磁阀，在冷启动喷油器内有一个电磁线圈，针阀与线圈制成一体，被弹簧紧压在阀座上。冷启动时，电磁线圈通电，产生电磁力将衔铁吸起，由燃油导轨来的燃油通过旋流式喷嘴以细雾状喷出，从节气门后的进气管内，均匀地分配到各汽缸。

冷启动喷油器可直接由冷启动温度开关直接控制，也可由电控单元根据发动机冷却水温度来控制。如图 5-20 所示的冷启动温度开关的结构，它是一个中空螺钉，里面有一个外绕加热线圈的双金属片，双金属端部有一个触点，水温低时（低于 30℃）触点闭合，使冷启动喷油器电路接通；水温升高（高于 40℃）或加热线圈加热时间较长（大于 15s）时，

双金属片受热弯曲变形，触点断开，冷启动喷油器电磁线圈电路断开，喷油结束。发动机在热状态下工作，触点始终断开。因此，冷启动喷油器燃油喷射及喷油的持续时间完全取决于冷启动温度开关的受热状态。

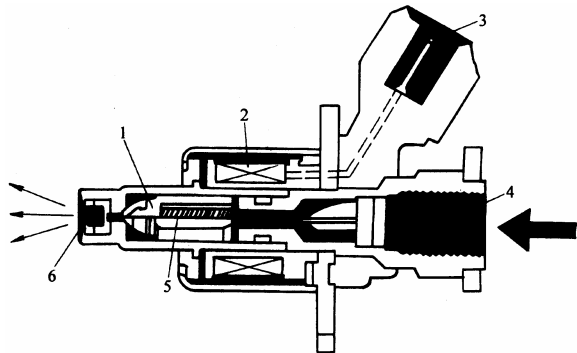


图 5-19 冷启动喷油器

1—针阀 2—电磁线圈 3—插头
4—燃油入口 5—弹簧 6—喷嘴

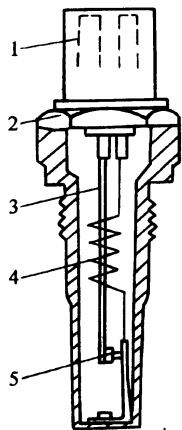


图 5-20 冷启动温度开关

1—电源接头 2—壳体
3—双金属片 4—加热线圈 5—触点

5.4 汽油机燃油喷射系统电子控制系统部件的结构

5.4.1 传感器

1. 曲轴位置传感器

曲轴位置传感器除了可提供相对于活塞上止点位置的曲轴转角信号外，还能精确地测出发动机的转速，因此也称为转速传感器，有电磁感应式、霍尔效应式和光电式三种。

(1) 电磁感应式曲轴位置传感器。如图 5-21 所示的是一种安装在分电器内的电磁感应式曲轴位置传感器。分电器轴由配气机构凸轮轴驱动，在分电器固定底板上固定一个钢制的转子，它与分电器轴同轴旋转，转子上有几个凸齿，凸齿数目与发动机汽缸数相等。分电器内还装有由永久磁铁和感应线圈构成的定子。当转子随分电器轴旋转、其凸齿转到对准定子磁极的位置时，定子磁极与转子之间的间隙最小，磁通量最大（如图 5-22 所示）。

而当转子上的凸齿离开定子磁极时，气隙增大，磁通量减小。绕在定子上的感应线圈因磁通量的变化，会产生变化的感应电压。当转子凸齿接近定子磁极时，磁通量减小，感应电压为负脉冲。在转子凸齿正对定子磁极的瞬间，磁通量的变化率为零，即相对应的感应电压的曲线由正脉冲变为负脉冲的零点，该零点作为活塞到达上止点的基准信号，即点火基准信号。电控单元可从感应电压脉冲的频率计算出发动机转速，因此点火信号和发动机转速信号是同一组信号。

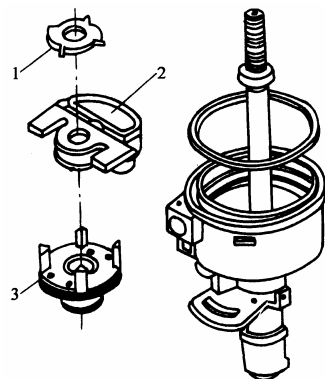


图 5-21 电磁感应式曲轴位置传感器

1—转子 2—线圈 3—定子磁极

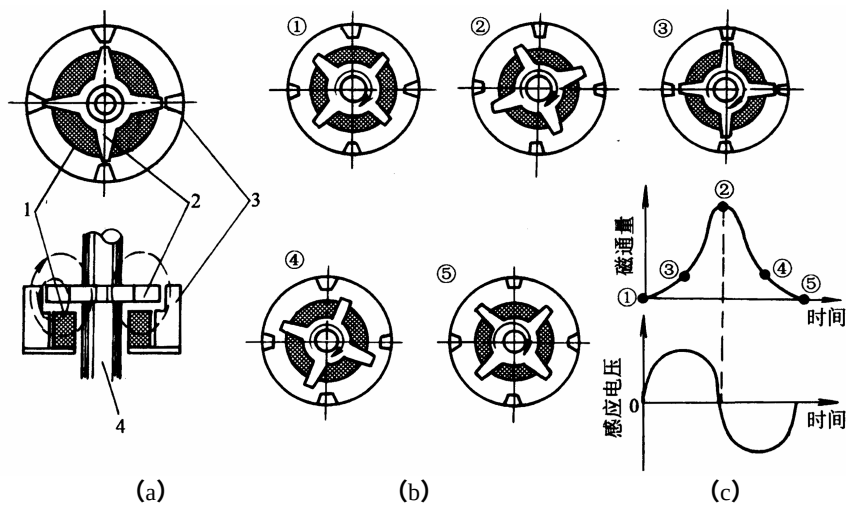


图 5-22 电磁感应原理图

(a) 凸齿对准磁极时的磁力线分布 (b) 信号转子凸齿处于不同位置时 (c) 磁通量与感应电压的变化曲线

1—感应线圈 2—转子 3—定子 4—轴

在有些电子控制燃油喷射系统中，电控单元还需要测出第一缸活塞到达上止点的信号，以此信号作为控制燃油喷射的顺序。为此，在分电器上装有两个传感器：一个（上述所述的型号）用于检测各缸活塞到达上止点的位置；另一个用于检测第一缸活塞到达上止点的位置，即转子上只有一个凸齿，在转子转动一圈过程中，只产生一个脉冲信号，作为第一缸活塞到达上止点的基准信号。在有些车型上，第二个传感器的转子配有两个凸齿，分别产生第一缸和第四缸（四缸发动机）或第六缸（六缸发动机）活塞到达上止点的信号。

通常将各缸活塞到达上止点的信号称为 Ne 信号；将第一缸活塞到达上止点的信号称为 G 信号。

分电器内置式电磁感应式曲轴位置传感器结构紧凑，坚固耐用，不受环境影响，被广泛采用。其缺点是：输出电压的峰值随转速高低而变化，在发动机低速状态下，感应电压很低，影响了控制精度。

电磁感应式曲轴位置传感器可以与曲轴直接相连，它可以安装在曲轴飞轮齿圈附近（如图 5-23 所示），也可以安装在曲轴带轮附近（如图 5-24 所示），利用飞轮齿圈上的参考记号（如安装一个销钉或一个凹槽）来产生脉冲信号。当销钉或凹槽随曲轴旋转到与传感器相对的位置时，产生切割感应线圈的磁场，使通过传感器内线圈的磁通量发生瞬时变化，从而通过线圈产生感应电动势，向电控单元提供输出电压信号，即曲轴每一转产生一个输出脉冲信号，以测量第一缸上止点的位置。这种传感器测量精度较高，但结构不紧凑、易受环境影响。

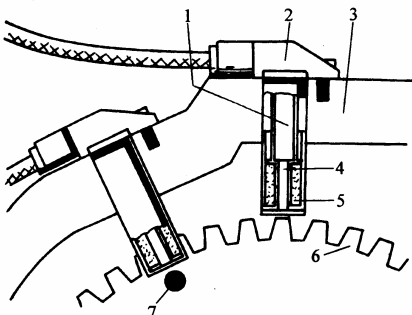


图 5-23 安装在飞轮齿圈附近的传感器

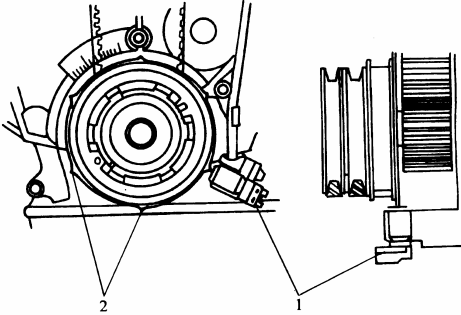


图 5-24 安装在曲轴带轮附近的传感器

1—永久磁铁 2—壳体 3—发动机机体 4—软铁芯
5—线圈 6—飞轮齿圈 7—参考记号

1—曲轴位置传感器 2—凸块

（2）光电式曲轴位置传感器。光电式曲轴位置传感器由发光二极管、光敏三极管及遮光盘组成（如图 5-23 所示），通常也装在分电器内。在分电器底板上固定着由两对发光二极管和光敏三极管组成的信号发生器，分电器轴上装有遮光盘，盘上开有弧形槽。当遮光盘随分电器轴旋转时，弧形槽便交替的通、断从发光二极管射向光敏三极管的光线，使光

敏三极管导通或截止，由此产生脉冲信号，经脉冲计数后即可得到曲轴的转速。脉冲信号取决于盘上的弧形槽数。遮光盘外圈的弧形槽个数一般与汽缸数相同，与其对应的一对发光二极管和光敏三极管产生各缸活塞到达上止点的基准参考信号和转速信号。在遮光盘的内圈上另设一个弧形槽，与其对应的另一对发光二极管和光敏三极管就产生第一缸活塞到达上止点时的基准信号。

光电式曲轴位置传感器输出的也是矩形脉冲信号（如图 5-23 所示），它能检测出曲轴转速很低的运动状态。其缺点是必须保持发光二极管与光敏三极管表面的清洁度，否则受灰尘油污玷污后，会影响其测量精度。

2. 水温传感器

水温传感器用来检测发动机冷却水的温度，该值作为喷油量和点火正时的修正量。

水温传感器常采用对温度变化非常敏感的热敏电阻制成，其构造、特征及与电控单元的连接如图 5-25 所示。电控单元中的电阻与水温传感器串联，水温愈低，热敏电阻阻值愈大，电控单元根据这一信号，增加喷油量，使可燃混合气浓度增加；反之，喷油量减少。

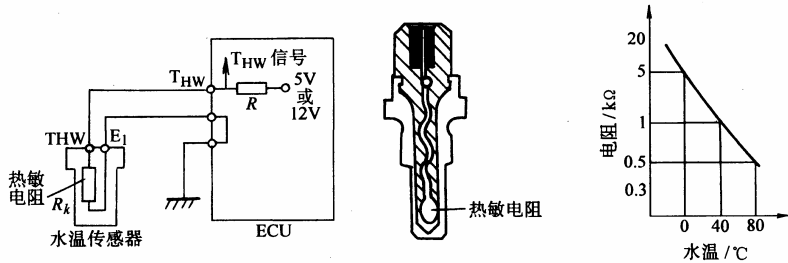


图 5-25 水温传感器

3. 进气温度传感器

进气温度传感器与体积空气流量传感器相配合，测量空气温度的变化，以确定空气密度的变化，进而获得较精确的空气流量及空燃比。

进气温度传感器与水温传感器结构相同，也是采用热敏电阻作为敏感元件，其与电控单元的连线也相同。

4. 氧传感器

氧传感器装置在排气管中，检测实际可燃混合气的空燃比较理论空燃比偏离的程度，并把信息输入电控单元，电控单元控制喷油脉冲长短，实现反馈，组成闭环系统，满足最佳排气净化的要求。

目前使用的氧传感器有二氧化锆（ ZrO_2 ）型氧传感器和二氧化钛（ TiO_2 ）型氧传感器

两种，应用最多的二氧化锆型氧传感器，如图 5-26 所示。

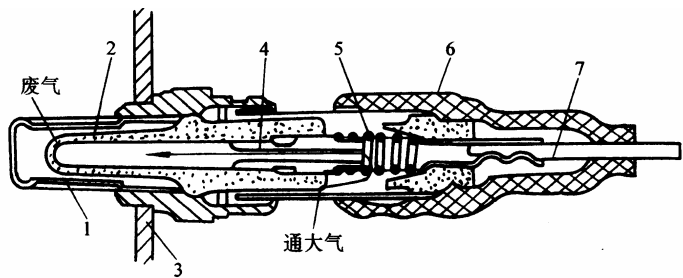


图 5-26 二氧化锆型氧传感器

1—气孔 2—锆管 3—排气管 4—铂电极 5—弹簧 6—铂电极座 7—导线

(1) 二氧化锆型氧传感器。二氧化锆是一种具有氧离子传导性的固体电介质，它能在氧浓度差的作用下产生电动势。二氧化锆传感器内腔通入氧浓度高的大气，外侧与氧浓度低的废气接触，以废气和大气中氧浓度差产生的电压，作为输出信号。二氧化锆体的内、外表面覆盖一层多孔性铂作为电极。为防止铂电极剥落，在铂电极上镀有一层多孔性陶瓷薄膜保护层，外面还夹有多孔金属护套，以防机械冲击与热冲击时的破损。

发动机工作时，若供给的是稀混合气 ($f > 1$)，废气中便有较多的氧；若供给的是浓混合气 ($f < 1$)，可燃混合气燃烧后也有一定剩余的氧。因此，用在废气中的氧含量作为检测可燃混合气空燃比的一个度量。如果排气中缺氧，而二氧化锆元件中的氧离子移动较快，通过氧传感器输出的电压就高 (约 1 V)；若排气中有一定量的剩余氧，二氧化锆元件中氧离子的移动能力变弱，氧传感器输出的电压就低 (约 0 V)，如图 5-27 所示。

二氧化锆表面的铂电极起催化剂的作用，在浓可燃混合气 ($f < 1$) 燃烧后排出的废气与铂电极接触，在铂的催化作用下使残存的低浓度氧与废气中的 CO、HC 发生反应，使铂金属表面的氧浓度趋于零，氧传感器内、外表面的氧浓度差很大，在电极间产生约 1 V 的电动势。当可燃混合气较稀 ($f > 1$) 时，废气中的氧浓度高，CO 浓度低，即使 CO 与 O₂ 发生反应，仍有多余的 O₂ 存在，使氧传感器内、外表面的氧浓度差小，几乎不产生电动势 (约 0 V)。因此，在 $f \approx 1$ (标准可燃混合气) 附近，电压产生突变。这样，氧传感器即相当于一个可燃混合气的浓、稀开关，向微机输送可燃混合气浓或稀的信号，微机可根据该信号控制喷油器喷油脉冲的宽度，使可燃混合气尽可能保持在标准可燃混合气 ($f \approx 1$) 附近。

二氧化锆传感器只有温度超过 300℃才可进入正常工作。因此，目前大部分汽车上使用的是一种加热型的二氧化锆氧传感器 (如图 5-28 所示)，即在传感器内设置一个加热器，在发动机启动后 20~30s 内迅速将氧传感器加热到工作温度，减少了排气温度对传感器性能的影响。

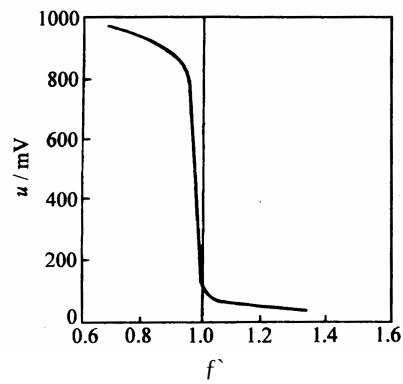


图 5-27 二氧化锆型氧传感器电压特性

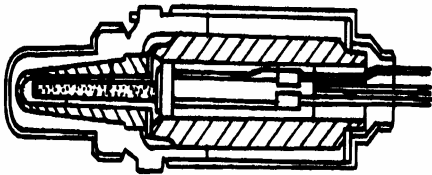


图 5-28 加热型二氧化锆氧传感器

需要指出的是，采用三元催化剂和氧传感器后，应使用无铅汽油，否则会造成氧传感器很快失去作用。

(2) 二氧化钛型氧传感器。二氧化钛型氧传感器是利用二氧化钛 TiO_2 作为敏感元件。它与二氧化锆型氧传感器的主要区别是，二氧化锆型氧传感器是将废气中剩余氧分子含量的变化转换成电压的变化输出；而二氧化钛型氧传感器则把废气中剩余氧分子含量转换成电阻的变化再输出，因此又称电阻式氧传感器。

在传感器周围，氧浓度差偏离可燃混合气标准值 ($f \approx 1$) 时，其电阻值呈现阶跃变化 (如图 5-29 所示)。微机通过传感器电阻值的变化而得到电压降的变化，即可判定可燃混合气的浓度，于是控制喷油器的喷油脉冲宽度，使发动机工作时的可燃混合气浓度控制在理论可燃混合气附近的狭小范围内。

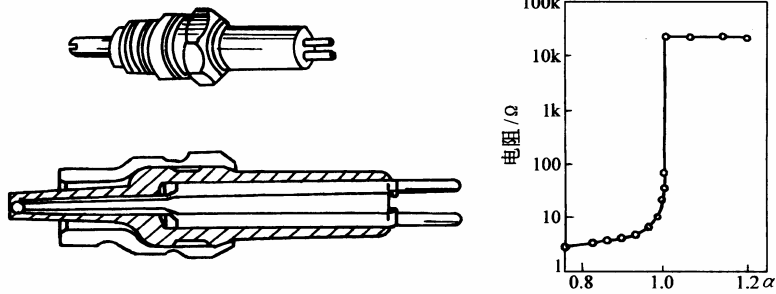


图 5-29 二氧化钛型氧传感器

5. 爆震传感器

发动机工作时，若产生爆震将会损坏发动机。因此，不能允许发动机长期在爆震状态

下工作。爆震传感器可检测发动机是否产生爆震，并将产生爆震的信号输送给电控单元，实现点火时刻的控制。

按检测方法不同，爆震传感器分为检测汽缸压力、检测发动机机体振动和检测燃烧噪声三种。用得较多的是通过检测发动机机体振动来判别爆震的产生和强度的。这种传感器又分为共振型和非共振型。共振型爆震传感器是由与爆震几乎相同的共振频率的振子和能够检测振子振动压力且将其转化成电信号的压电元件组成。非共振型爆震传感器是用压电元件通过滤波器直接检测爆震信息的。

爆震传感器安装在汽缸体或汽缸盖上（如图 5-30 所示），其内部是一个压电陶瓷片，一个惯性配重通过螺钉紧压在压电陶瓷片上，使之产生一定的预压力。当发动机出现爆震时，产生 $1\sim 10\text{kHz}$ 的压力波，这一压力波通过汽缸体传给爆震传感器，又通过惯性配重，使作用在压电陶瓷片上的压力发生变化，产生约 20mV/g 的电动势，这一信号传给微机、经过过滤后，再转化成指示爆震和不爆震的数字信号。

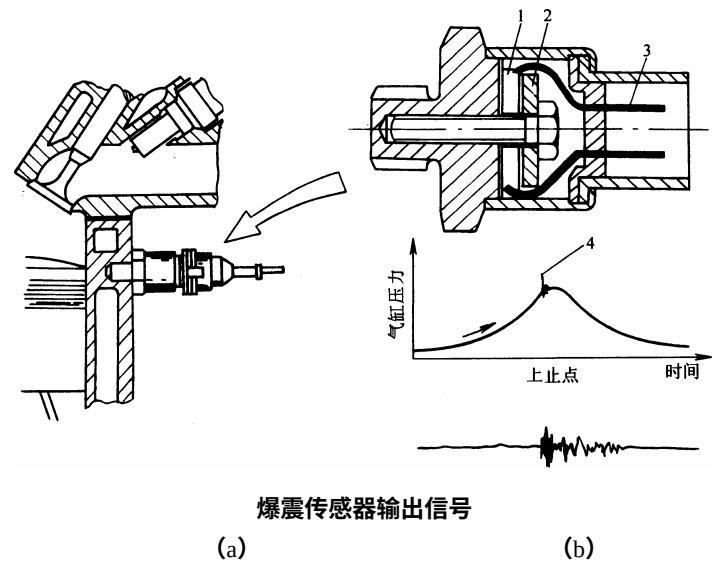


图 5-30 爆震传感器的结构与工作原理

1—压电陶瓷片 2—惯性配重 3—输出引线 4—爆震压力波

电控单元先按存储器内的最佳点火提前角的数值进行基本调整，然后逐步提前点火，直至爆震传感器测出一定程度的爆震。电控单元接收到最初的爆震信号后，就按预定的控制程序将点火提前角稍稍推迟。随着爆震的消失，控制系统又逐渐的增大点火提前角，这样不断地循环，可将点火提前角始终控制在接近爆震的最理想范围内。

5.4.2 电控单元

电控单元常用 ECU（Electronic Control Unit）表示，也称电脑或微型计算机（微机）。
电控单元一般由中央处理器 CPU、只读存储器 ROM、可编程的只读存储器 PROM、运行数据存储器 RAM 和输入/输出接口等组成，如图 5-31 所示。它们之间用总线连接，如图 5-32 所示。

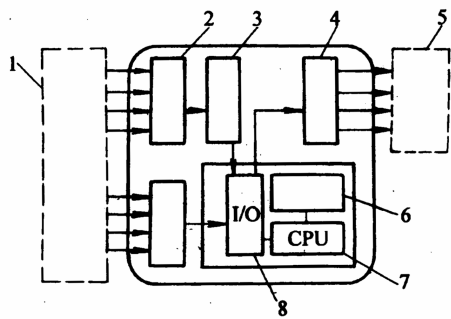


图 5-31 电控单元基本组成

1—传感器 2—输入回路 3—模/数 (A/D) 转换器 4—输出回路
5—执行元件 6—ROM—RAM 存储器 7—中央处理器 CPU 8—输入/输出接口

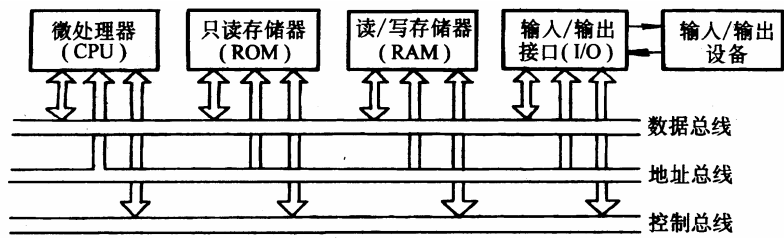


图 5-32 电控单元的连接

(1) 中央处理器 CPU。中央处理器 CPU 是微机中运算器与控制器的总称，其特性基本反映了微机的性能，它是整个控制系统的核心，通过接口向系统的各个受控制部分发出指令，同时又可对系统需要的各个参数进行检测、数据处理、控制运算和逻辑判断。中央处理器 CPU 种类繁多，内部构成也不尽相同，但其基本组成大致相同，如下所述。

① 算术逻辑运算器 ALU。内部由加减乘除四则运算及“与”(AND)、“或”(OR)、“非”(NOT)等逻辑运算的回路组成，可对存储的数据执行算术与逻辑运算、移位操作及二、十进制的运算操作等。

② 累加器。它是运算时的暂存寄存器。算术逻辑运算器进行运算后的结果，一般都存储在累加器中。也就是存放来自 ALU 输出的瞬时中间运算结果。

③ 控制器。控制器内部的逻辑电路是整个系统按一定时间顺序进行协调一致的操作，它在算术逻辑运算器、输入/输出接口以及存储器之间发出同步信号，控制指令按一定顺序进行读取、译码、执行等操作，并通过本身发出的控制信号与外界进行通信，即用它选择适当的时间、适当的数据进行适当的计算。

另外，中央处理器 CPU 中还包括一组寄存器，如程序计算器，能自动给出程序中每条指令的地址码，并把它送至地址总线；又如指令寄存器，用来存放取来的指令寄存数据。

(2) 只读存储器 ROM。只读存储器 ROM，用来存储固定的数据信息，即存放各种永久性程序和数据，如电子控制燃油喷射系统中一系列控制程序软件、燃油基本喷射时间三维图数据、点火控制特性脉谱图以及其他重要的特性数据等。这些资料均由汽车制造厂一次性存入，运行中无法改变其内容。电控单元工作时，新的数据不能存入，只能在需要时读出其原始资料。断电时，存入 ROM 的信息不会丢失，通电时又可立即使用。

(3) 可编程的只读存储器 PROM。在只读存储器 ROM 的基础上增加编程和改写功能便生产出了可编程的只读存储器 PROM。一旦生成后，PROM 与 ROM 一样工作，信息只能读到中央处理器 CPU，不能再写入。ROM 与 PROM 之间的最大差别在于制造方法及其生产成本费用不同。汽车上的微机使用 PROM 来存储一些只适用于少数汽车类型的信息，如特定地分电器点火调整、整车或发动机的调整数据等。有了这些存储器可使同一台微机适用不同车型的发动机成为可能。

只读存储器中存储的程序和数据，是电控单元进行操作和控制的重要依据，它们都是通过大量试验获得的。

(4) 运行数据存储器 RAM。运行数据存储器 RAM 又称读写存储器和随机存取存储器。由于 ROM 只能从存储器读到中央处理器，而在控制微机中，还要处理来自外界变化的复杂信息，还要增加新的信息量，因此汽车微机必须能暂时存储各传感器输入的信息，暂时存放微机操作时可改变的数据。当这些信息使用过后，还应从存储器清除这些信息以供新的信息输入，这就是设置 RAM 的必要性。

在电子控制汽油机燃油喷射系统中，应将各个传感器输入的数据信息存储起来，直至被中央处理器 CPU 调用，或被随后输入的后续实际运行数据所置换。RAM 中存储的数据在运行过程中可以经常不断地更新，同时也可以将计算结果进行中间存储，作为以后进一步处理之用。

如上所述，RAM 在微机中起暂时存储信息的作用，切断电源时，在 RAM 存入的全部数据完全消失。因此，为防止发动机运行时，有些需较长时间保存以备后用的信息（如发动机故障代码）不致丢失，一些 RAM 都通过专用的电源后备电路与蓄电池直接连接，使其不受点火开关的控制。

(5) 输入/输出接口 (I/O)。输入/输出接口是指根据 CPU 命令在输入装置、传感器、

输出装置（执行器）间进行信息交流的控制电路。微机所进行的信息接收与发送，与外界进行的数据交换都是通过输入/输出接口来完成的。输入微机的信号是以所需要的频率通过输入接口接收的，微机输出的信号则是按发出控制信号的形成与要求，通过输出接口以最佳的处理速度送出或送至中央 I/O 接口，才能与微机连接。因此，输入/输出接口是微机与被控对象进行信息交换的纽带，是微机系统不可缺少的部分。I/O 接口的主要功能如下。

① 地址译码。地址译码为外部设备译码，按微机送出的地址找到指定的外部设备。

② 数据缓冲与锁止。使 I/O 设备与 CPU 在数据传送速度上得到匹配，这是因为微机与外部设备处理数据的速度不同，为了使微机与外部设备之间的数据交换取得同步，就需要进行数据缓冲，如先把数据送入缓冲寄存器锁存起来，然后外部设备再从缓冲寄存器中取出数据。

③ 转换信息。即把外部设备送往微机的信息转换成微机能接收的格式；反之，微机输送到外部设备的信息也需转换成外部设备所能接收的格式，如模/数转换、信息电平高、低的转换、串行与并行传达方式的转换等。

(6) 总线。总线用来连接中央处理器 CPU、存储器和输入/输出接口 I/O，见图 5-31。按传达信息的类别不同，总线可分为数据总线、地址总线和控制总线三种。

① 数据总线。主要用于传递数据和指令，导线的数目与数据的位数一一对应。CPU 的数据可以传送到存储器或输入/输出接口，也可以从存储器或输入/输出接口接收数据，因此数据总线是双向总线。

② 地址总线。用于传递地址码。微机总线上各器件之间的通信，主要是靠地址总线准确地进行联系。例如，需要对存储器内某单元进行存储或读出数据时，必须先将该单元的地址码送到地址总线上，然后再送出写入或写出的指令，才能完成操作。地址总线的导线数不仅与地址码的位数有关，还与地址码的传送方式有关。地址总线是单向信号线，由 CPU 输出传送至存储器或输入/输出接口。

③ 控制总线 CPU_I。可以通过它随时掌握各器件的状态，并根据需要随时向有关器件发出控制指令。

微机中的各个组成设备都连接在同一总线上（见图 5-32），CPU 通过这组总线与存储器及输入/输出接口传递信息，而存储器及输入/输出接口也可以通过这组总线直接进行信息交换。

(7) 输入/输出回路。

① 输入回路。见图 5-31，在电子控制系统中，除了微机之外，还有一定的外部设备（传感器和执行元件）。

从传感器传来的信号，首先进入输入回路，输入回路对信号进入预处理，去掉杂波，把输入的正弦波变为矩形波后再转换成输入电压。例如，为了提高曲轴转角信号的步长精度，在输入回路中设定了转角脉冲发生器，把曲轴转速传感器齿盘上传来的曲轴每一转十几或几十个的脉冲信号变成曲轴每一转产生 720 个（或 360 个）脉冲，即每 0.5° 曲轴转角

便发出了一个脉冲。

② 输出回路。输出回路是微机与执行器之间建立联系的装置,如图 5-33 所示,它将微机作出的决策指令,转变为控制指令来驱动喷油器进行工作,它起着控制信号的生成与放大等功能。在图 5-33 中,输出回路采用功率管的导通与截止、为喷油器提供一定宽度的脉冲信号来控制喷油器的喷油量。

发动机工作时,电控单元开始工作,CPU 开始执行程序。程序由一系列指令组成,指令表示为操作码和地址码两部分。

当电控单元进入工作状态时,某些程序和步骤从 ROM 中取出,进入 CPU,这些程序包括燃油喷射控制、点火时刻控制和怠速控制等。在执行程序过程中,所需要的信息来自各传感器。从各个传感器输出的信号,首先经过输入回路,对其进行处理。传感器输送给输入回路的信号,若是模拟信号需进行模/数(A/D)转换器转换成数字信号后,经 I/O 接口进入电控单元;若是数字信号,经 I/O 接口直接进入微机。大多数信息暂时存储在 RAM 内,根据指令再从 RAM 送到 CPU。

将存入 ROM (或 PROM) 的参数引入 CPU 后,使传感器输入的信息与之进行比较,对每一个信号依次取样,并与参考数据进行比较。CPU 对这些数据比较运算后,作出决定并发出输出指令信号,经 I/O 接口和输出回路去控制执行动作。

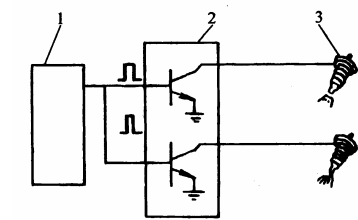


图 5-33 控制喷油器的输出回路
1—微机 2—输出回路 3—喷油器

5.5 发动机排气净化装置

在大气污染中,汽车排放所造成的污染占有相当大的比重。据有关资料介绍,大气中所含 CO 的 75% (体积分数)、HC 和 NO_x 的 50% (体积分数) 来源于汽车发动机的排放。特别是在汽车密度较大的国家,汽车发动机的排气污染早已成为严重的社会公害。

5.5.1 发动机的排气污染及危害

汽车发动机的燃料主要是汽油或柴油,它们是多种碳氢化合物的混合物。在发动机汽缸内,与空气混合并燃烧,大部分生成 CO₂ 和 H₂O。依据燃烧条件,也有一部分由于不完全燃烧而生成 CO 和 HC 化合物。此外当燃烧温度很高时,空气中的氮与未燃的氧起反应,生成 NO_x,其中 CO、HC、NO_x、SO₂ 及碳烟等气体对人类和环境都会造成很大的危害。

5.5.2 有害气体产生的原因

1. CO 的生成机理

理论上讲，燃料完全燃烧时，将生成 CO_2 和 H_2O ，当空气不足时，则有部分燃料不完全燃烧而生成 CO 。 CO 是烃燃料在局部缺氧或低温下不完全燃烧的产物。

然而，在实际的汽油发动机中，不仅空气不足时燃烧生成物中有 CO ，就是在空气充足时，燃烧产物中也含有 CO ，其原因是由于混合气的形成与分配不均。另外在使用稀混合气时，高温下燃烧生成的 CO_2 和 H_2O 也可能有一小部分发生离解反应还原成 CO ，所以在发动机排气中，总会有 CO 存在。

2. HC 的生成机理

HC 是未燃的燃料、不完全燃烧或裂解反应的碳氢化合物及少量的氧化反应的中间产物（如醛、酮等）。在汽油机中，缸壁激冷也是排气中 HC 的主要来源。如图 5-34 所示，当火焰传播到接近汽缸壁面附近时，由于壁面的冷却作用，火焰不能完全传播到缸壁表面，使大约 $0.05\sim 0.4\text{mm}$ 厚度上的混合气烧不着，通常把这层烧不着的混合气叫做激冷层。另外，汽缸体和汽缸盖接合面之间的缝隙、活塞顶部与第一道气环之间的空隙、火花塞磁心周围的空隙等，使火焰不能传播过去。上述激冷层和气隙中的混合气没有燃烧就随废气排出。在排气初期，靠近排气门附近的那一部分激冷层中的未燃气体首先随废气排出，在排气后期，活塞把汽缸壁面的激冷层也卷进废气中，使 HC 排放的体积分数大大增加。

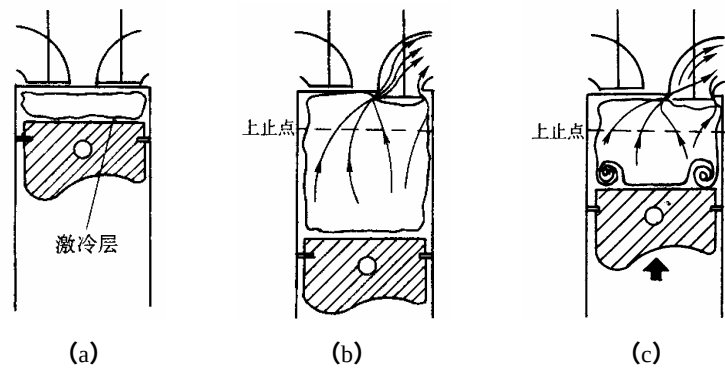


图 5-34 HC 的排放原理

(a) 激冷层的形成 (b) 排气初期 (c) 排气后期

发动机工作时，如果混合气过浓，由于空气不足，燃烧不完全，未燃燃料或燃烧过程中生成的 HC 增多， HC 排放的体积分数当然增加。而当混合气过稀或缸内废气过多时，

则可能引起火焰不充分甚至完全断火，致使排气中的 HC 含量显著增加。

3. NO_x 的生成机理

NO_x 是空气在燃烧室的高温条件下，由氧和氮的反应形成的，它和其他废气成分不同，不是来自燃料。发动机所排出的 NO_x ，虽含有少量的 NO_2 ，但大部分是 NO 。排气中的 NO 在大气中氧化成 NO_2 ，通常把 NO_2 和 NO 统称为 NO_x （氮氧化合物）。

发动机在工作中，无论是进行完全燃烧反应，还是不完全燃烧反应，其最初燃烧反应所产生的热必将使空气中的氧分子裂解为氧原子，并与空气中的氮分子发生反应而生成 NO 和氮原子，而氮原子又与空气中氧分子发生反应生成 NO 和氧原子，这部分氧原子又可与空气中氮分子重新反应，产生 NO ，在这些反应中，燃烧温度越高，燃烧过程中氧气的含量越大，高温下的持续时间越长， NO 的生成量就越多。

5.5.3 排气污染的控制

发动机排气污染的控制方法大致可分为机内净化法和机外净化法。

1. 发动机的机内净化

通过改善可燃混合气的品质和燃烧状况，抑制有害气体的产生，使排气中的有害气体成分减至最少，这种方式称为机内净化，它是治理汽车发动机排气污染的根本方法。

(1) 改善发动机的燃烧状况。它是通过配气相位、点火时刻等的优化调整和燃烧室、火花塞等的优化设计配置来达到。

配气相位特别是气门重叠时间对 NO_x 、HC 排放量的影响很大。试验表明，气门重叠时间长、因排气彻底、进气充足、汽缸内温度低， NO_x 排放量减少，并且 HC 的增加量也不多；当气门重叠时间短时，HC 将减少，而 NO_x 却增加较多。

延迟点火时刻，可降低燃烧时的最高温度，因而 NO_x 的排放量减少；同时，由于燃烧持续时间较长，促进氧化作用，使 HC 减少。

减小燃烧室的面容比可减少 HC 的排放量。面容比按浴盆形、楔形、半球形的燃烧室结构顺序逐渐减小。改变燃烧室设计、加强气体的涡流与紊流、优化火花塞配置，都可对发动机排放产生影响。

(2) 改善可燃混合气的品质。恒温进气空气滤清器和废气再循环是改善可燃混合气品质的两种常用方式。

① 恒温进气空气滤清器可以在发动机冷启动之后，向发动机供给热空气，从而既减少了 CO 和 HC 的排放，又改善了发动机低温运转的性能。

② 废气再循环是将 5%~20% 的废气再引入进气管，与新鲜混合气一道进入燃烧室，使最高燃烧温度降低，从而减少 NO_x 的生成量。图 5-35 是现代汽车广泛使用的电子控制

EGR 系统（废气再循环装置）。

EGR 阀 1 膜片的下部通大气，装有弹簧的另一边为真空室，其真空度由 EGR 电磁阀 2 控制。增大真空室的真空度，使膜片克服弹簧力上拱，阀的开度增大，废气再循环量增大。当上部失去真空度时，膜片在弹簧力的作用下向下拱而使阀关闭，阻断废气再循环。

EGR 电磁阀（如图 5-36 所示）有三个通气口，不通电时，弹簧将阀体 2 向上压紧，通大气阀口被关闭，这时 EGR 电磁阀使进气管与 EGR 阀真空室相通；当 EGR 电磁阀线圈通电时，产生的电磁力使阀体下移，阀体下端将通进气管的真空通道关闭，而上端的通大气阀口打开，于是，就使 EGR 阀的真空室与大气相通。

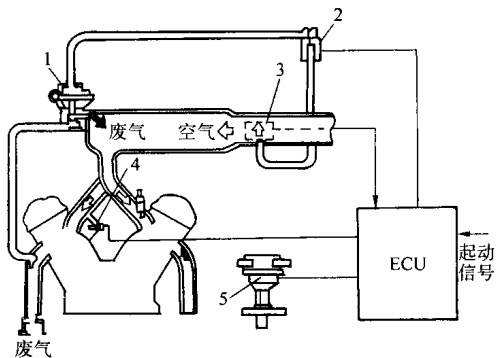


图 5-35 废气再循环装置

1—EGR 阀 2—EGR 电磁阀 3—节气门
4—水温传感器 5—曲轴位置传感器

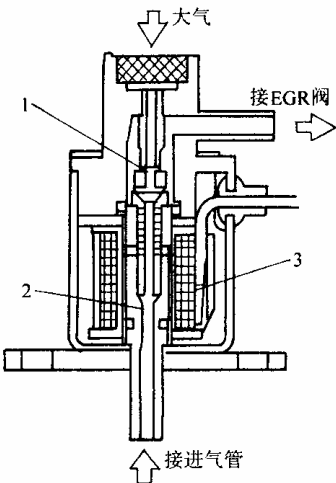


图 5-36 EGR 电磁阀

1—空气通道 2—阀体 3—电磁阀线圈

ECU 根据各有关传感器的信号确定的废气再循环流量后，通过输出相应的占空比脉冲信号，控制 EGR 电磁阀在相应的占空比下工作，将 EGR 阀的真空室的压力调节在相应的值，使 EGR 阀有相应的开度。

当需要增大废气再循环流量时，ECU 输出的占空比减小，EGR 电磁阀相对的通电时间减小，EGR 阀真空室通进气管的相对时间增大，其真空度增大而使阀开度增大，使废气再循环流量相应增加。

当 ECU 输出占空比为 0 的信号（持续低电平）时，EGR 电磁阀断电。这时，EGR 阀真空室与进气管持续相通，其真空度达到最大（取决于进气管的真空度），阀的开度最大，废气的再循环流量也达到最大。

当不需要废气再循环时，ECU 输出占空比为 100%的信号（持续高电平），使 EGR 电磁阀常通电，EGR 阀真空室与大气常通，阀关闭，阻断了废气再循环。

2. 发动机的机外净化

用设置在发动机外部的附加装置使排出的废气净化后再排入大气，这种措施称为机外净化。机外净化常用以下方法。

(1) 二次空气喷射。这种方法是将新鲜空气喷射到排气门附近，使高温废气和空气接触混合，以便使未燃的 HC、CO 进一步燃烧。

二次空气供给装置（如图 5-37 所示）由发动机驱动叶片式空气泵 2，通过两根软管输送，一路从化油器 6 下侧经回火防止阀 10 进入进气管；另一路通过单向阀 4，经空气分配管 5，送到各缸的排气门座附近。

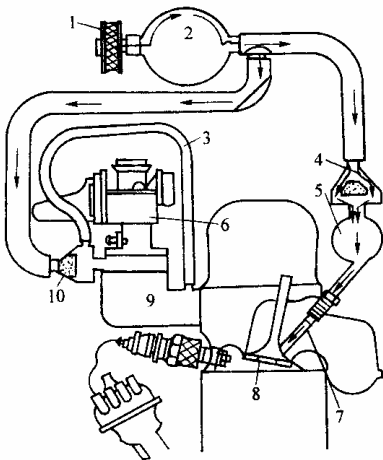


图 5-37 二次空气供给装置

- 1—空气滤清器 2—空气泵 3—防止回火管 4—单向阀 5—空气分配管
6—化油器 7—空气喷管 8—排气门 9—进气管 10—回火防止阀

(2) 催化转化器。催化转化器是利用催化剂的作用，使排气中的有害成分 CO、HC 和 NO_x 尽量进行化学反应、转化为对人体无害的 CO₂、H₂O 和 N₂ 的一种排气净化装置，也称作催化转化净化器。催化转化器有氧化还原型催化转化器和三元催化转化器两种。氧化还原型催化转化器由两部分组成，分别将排气中的 CO、HC 氧化为 CO₂、H₂O，把 NO_x 还原为 N₂ 和 O₂。三元催化转化器可同时减少 CO、HC 和 NO_x 的排放，它以排气中的 CO 和 HC 作为还原剂，把 NO₂ 还原为氮（N₂）和氧（O₂），而 CO 和 HC 在还原反应中被氧化为 CO₂ 和 H₂O。使用三元催化转化净化器时，必须把可燃混合气空燃比控制在理论值（约 14.7）

附近，才能同时高效净化 CO、HC 和 NO_x。

催化转化器（如图 5-38 所示）的外形犹如大型消声器，用耐高温耐腐蚀的不锈钢制成，安装在消声器之前。壳体内部的催化剂是直径为 2~4 mm 的氧化铝颗粒，在其多孔性的表面上涂有铂。催化转化器的构造应保证在废气通过时和催化剂颗粒均匀接触。

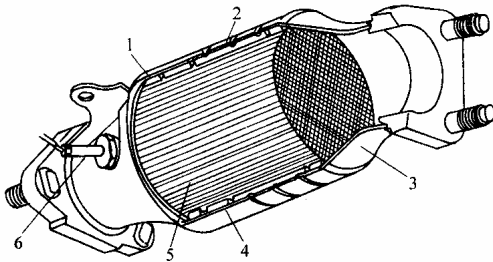


图 5-38 催化转化器

- 1—支承环 2—波纹网眼环 3—支承环 4—密封垫
5—整体式催化反应器载体 6—温度传感器

催化转化器的使用条件相当严格。首先，装用催化转化器的发动机只能使用无铅汽油，如果使用加铅汽油，铅覆盖在催化剂表面将使催化剂失效。其次，仅当温度超过 250~350℃ 时，催化转化器才起催化反应；温度较低时，转化器的转化效率急剧下降，因此，催化转化器都安装在温度较高的排气管后面。第三，催化剂与载体的容积必须与发动机的排量相匹配，具有足够的强度和抗热冲击性，才能保证对 CO、HC 和 NO_x 的净化率高。第四，催化转化器必须配有温度控制装置或旁通管道，避免载体过热烧毁后堵塞排气管道。

（3）曲轴箱强制通风装置。发动机工作时，有部分可燃混合气和燃烧产物会经汽缸、活塞环窜入曲轴箱内，它们含有 HC 等有害气体，不能排向大气，应进行净化。目前多用闭式曲轴箱强制通风装置（如图 5-39 所示），也称 PCV 装置，它由 PCV 阀及进、排气管路组成。发动机工作时，新鲜空气自空气滤清器 1 经管 4 和闭式通风口 6 进入曲轴箱和曲轴箱内的窜气混合，再从汽缸盖罩通入管 8，经 PCV 阀 3，被吸入进气管，因此有适量的窜气在汽缸内再次燃烧。

PCV 阀可随发动机运转状况自动调节吸入汽缸的窜气量，其结构和原理如图 5-39 所示。在怠速或小负荷时，窜气量较少。此时，由于进气管真空度较高，阀门被吸向右方（图 5-40（a）），气流通路关小，吸入汽缸的窜气量较少。在加速或大负荷时，窜气量增多，进气管真空度变低，PCV 阀的气流通路开大（图 5-40（b）），因而有较多的窜气量进入汽缸再燃烧。

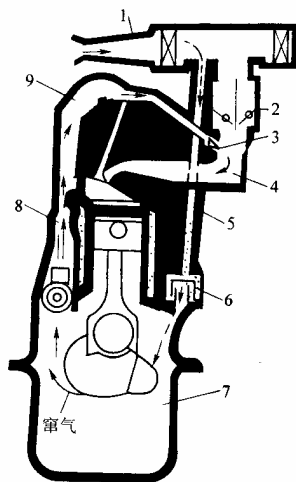


图 5-39 闭式曲轴箱强制通风装置

1—空气滤清器 2—节气门 3—PCV 阀 4—进气管
5—通风管 6—闭式通风口 7—曲轴箱 8—机体通气道 9—缸盖通气道

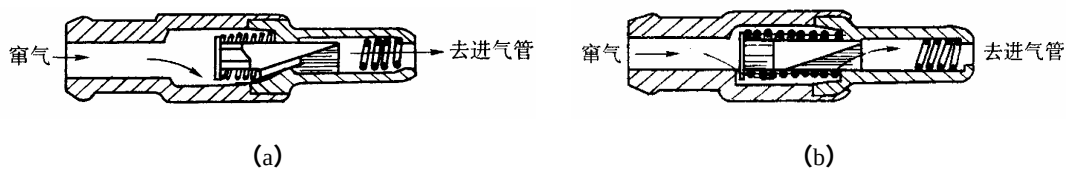


图 5-40 PCV 阀

(a) 怠速时 (b) 加速时

在图 5-39 所示的闭式曲轴箱通风系统中，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尽时，窜气会从曲轴箱经闭式通气口倒流入空气滤清器，通过化油器 2 被吸入进气管。

PCV 装置能完全防止窜入曲轴箱内的 HC 对外排放，现已得到广泛应用。

(4) 汽油蒸发控制系统。汽油蒸发控制系统的功能是将燃油箱和浮子室内蒸发的汽油蒸气收集和储存在炭罐内，在发动机工作时再将其送入汽缸燃烧。

图 5-41 所示是汽油蒸发控制系统的结构原理图。炭罐 5 内填满活性炭 6。当发动机停机后，燃油箱 1 中的汽油蒸气经油气分离器 3 和汽油蒸气管 4 进入炭罐 5，浮子室 12 中的汽油蒸气则经汽油蒸气管 15 进入炭罐。汽油蒸气进入炭罐后，被其中的活性炭吸附。当发

动机启动之后，进气管真空度经真空软管 10 传送到限流阀 8，在进气管真空度的作用下，限流阀膜片上移并将限流孔开启。与此同时，新鲜空气自炭罐底部经滤网 7 向上流过炭罐，并携带吸附在活性炭表面的汽油蒸气，经限流孔和汽油蒸气管 9 进入进气管。

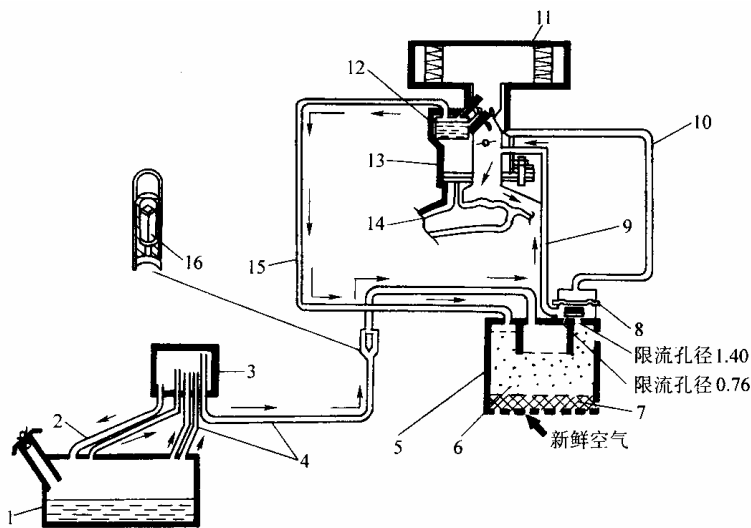


图 5-41 汽油蒸发控制系统

- 1—燃油箱 2—回油管 3—油气分离器 4、9、15—汽油蒸气管 5—炭罐 6—活性炭 7—滤网
8—限流阀 10—真空软管 11—空气滤清器 12—浮子室 13—化油器 14—进气管 16—节流阀

炭罐外壳一般由塑料制造，内填活性炭颗粒。炭罐顶部有限流阀，用来控制进入进气管的汽油蒸气及空气的数量。发动机怠速时，传送到限流阀膜片室的真空度很小，致使孔径为 1.40 mm 的限流孔关闭，只有少量的汽油蒸气及空气从孔径为 0.76 mm 的限流孔流入进气管，以免破坏怠速时混合气的空燃比。发动机在大负荷或高转速工作时，作用在限流阀膜片上的真空度增大，限流阀全开，大量的汽油蒸气及空气同时经两个限流孔流入进气管。

油气分离器用来分离液态汽油和汽油蒸气，以防止液态汽油流入炭罐。分离器安装在燃油箱顶部，主要由一组出口朝上的管子组成，其中三根通气管分别接在燃油箱的中央和两侧。这样，不论汽车如何倾斜，至少会有一根通气管高于汽油液面，使汽油蒸气得以经汽油蒸气管 4 进入炭罐，分离出来。

第 6 章 柴油机燃料供给系

6.1 概 述

6.1.1 柴油机燃油供给系的功用及要求

柴油机燃料供给系的功用是贮存、滤清和输送柴油，并按柴油机各种不同工况的要求，定时、定量、定压地以一定的喷油质量喷入燃烧室，使其与空气迅速而良好地混合和燃烧，最后使废气排入大气。

柴油机的燃油供给系是柴油机一个非常重要的系统，其工作的优劣，直接影响柴油机的动力性、经济性、使用可靠性、噪声及排放烟度等。

现代柴油机对燃料供给系的主要要求如下所述。

(1) 根据柴油机的不同转速和不同负荷，供给相应的燃油量。当工况不变时，每循环所供应的燃油量不变；当工况改变时，应能相应地改变供油量。多缸柴油机每一缸所获得的燃油量应相等，以免个别汽缸负荷过大。

(2) 燃油要在规定的时刻喷入缸内，即定时喷油。必要时加装附件，使该喷油定时随转速和负荷自动改变。喷油过早或过迟都将导致功率不足、排气温度增高、燃油消耗率增大。

(3) 喷入汽缸（或燃烧室）的燃油应呈良好的雾状，并满足规定的喷雾形状和角度，以高压喷入。在喷油结束时，应断油干脆，不应产生“二次喷射”等现象。

(4) 根据不同柴油机的需要，提供与之对应的供油规律和供油持续时间，即保证燃烧过程最经济、功率最大且运转平稳，同时对柴油机零部件的寿命和运行安全有利。

(5) 柴油机运转时，根据负荷变化能自动调节供油量，以保证柴油机在最低空车转速下不熄火，在允许最高空转下运转稳定不飞车。一般由正确选择和设计不同型式的调速器来实现。

6.1.2 柴油机供给系的组成

柴油机供给系由燃油供给、空气供给、混合气形成及废气排出四套装置组成。如图 6-1 所示的是一种常见的汽车柴油机供给系示意图。

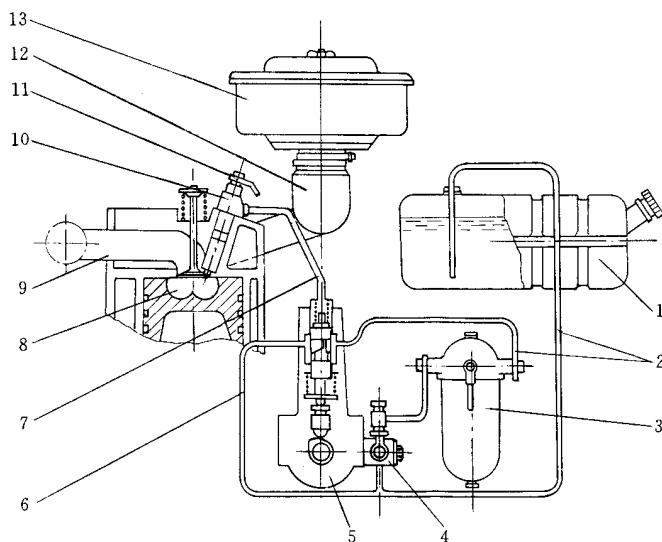


图 6-1 柴油机燃料供给系

1—柴油箱 2—低压油管 3—柴油滤清器 4—输油泵 5—喷油泵 6、11—回油管
7—高压油管 8—燃烧室 9—排气管 10—喷油器 12—进气管 13—空气滤清器

(1) 燃油供给装置。由柴油箱、输油泵、低压油管、柴油滤清器、喷油泵、高压油管、喷油器和回油管组成。

柴油箱 1 贮有经过沉淀和滤清的柴油。输油泵 4 将柴油箱内的柴油吸入并泵出，经柴油滤清器 3 滤去杂质后，进入喷油泵 5。自喷油泵输出的高压柴油经高压油管 7 进入喷油器 10，呈雾状喷入燃烧室 8，与空气混合形成可燃混合气。由于输油泵的供油量比喷油泵的供油量大得多，过量的柴油便经回油管 6 回到输油泵 4。喷油器工作间隙泄漏的极少数柴油也经回油管流回柴油箱。

从柴油箱到喷油泵入口的这段油路中的油压是由输油泵建立的，而输油泵的出油压力一般为 $0.15 \sim 0.3 \text{ MPa}$ ，故这段油路称为低压油路，只用于向喷油泵供给滤清的燃油。从喷油泵到喷油器这段油路中的油压是由喷油泵建立的，一般在 10 MPa 以上，故称此段油路为高压油路。

(2) 空气供给装置。由空气滤清器 13、进气管 12 和汽缸盖内的进气道组成。

(3) 混合气形成装置。即燃烧室 8。

(4) 废气排出装置。由汽缸盖内的排气道、排气管 9 及排气消声器组成。

柴油机供给系中的空气滤清器、进/排气管、排气消声器及柴油箱的功用、构造和工作原理与汽油机供给系的基本相同，本章不再赘述。

6.1.3 柴油

柴油是在 473~625K 的温度范围内由石油中提炼出来的碳氢化合物，其中碳为 87%、氢为 12.6%、氧为 0.4%。

柴油的使用性能指标主要是发火性、蒸发性、粘度和凝点。

(1) 发火性是指柴油的自燃能力。柴油机工作时，柴油被喷入燃烧室后，并非立即着火燃烧，而要经过一段时间的物理和化学准备，这个准备时间称为备燃期。备燃期过长，在燃烧开始前燃烧室内积存的柴油过多，致使燃烧开始后汽缸内压力升高过快，使柴油机工作粗暴；反之，备燃期短，会使发动机工作柔和，而且可在较低温度下发火，有利于启动。柴油的发火性用十六烷值表示，十六烷值越高，发火性越好。但十六烷值过高的柴油喷入燃烧室后，还来不及与空气充分混合就着火，使柴油在高温下裂解分离出大量的游离碳，造成油耗、烟度上升。因此，一般汽车用柴油的十六烷值应在 40~50 范围内。

(2) 蒸发性是指柴油汽化的能力，用柴油馏出某一百分比的温度范围（馏程）表示。柴油的蒸发性是通过蒸馏试验来确定的。可测量馏程为 50%、90%及 95%蒸发温度。50%蒸发温度越低，越有利于可燃混合气的形成与燃烧，越有利于启动，但同时也会使柴油机工作粗暴。90%和 95%蒸发温度越低，表明燃料中重馏分含量少，可燃混合气燃烧完全，油耗降低。

(3) 粘度决定柴油的流动性。粘度过大的柴油，流动阻力也过大，难以沉淀、滤清，影响喷雾质量；反之，粘度过小的柴油，将增加精密偶件工作表面间的柴油漏失量，并加剧工作表面的磨损。因此应选用粘度适中的柴油。

(4) 凝点是表示柴油冷却到开始失去流动性的温度。柴油的凝点应比柴油机最低工作温度低 3~5°C 以上，凝点过高将造成油路堵塞。

按其所含重馏分的多少柴油分为重柴油和轻柴油。汽车用柴油机都是高转速的，因此，应采用轻柴油。轻柴油的牌号即根据凝点编定。轻柴油按质量分为优等品、一等品和合格品三个等级，每个等级按柴油凝点分为 10 号、0 号、-10 号、-20 号、-35 号和 -50 号轻柴油，它们的凝点分别为 10°C、0°C、-10°C、-20°C、-35°C 和 -50°C。

为降低柴油的凝点、改善其低温流动性，使用时可在其中掺入裂化煤油或添加降凝剂。

此外，对柴油中的有害成分，如灰分、硫的含量、机械杂质、水分、酸度、水溶性酸和碱、实际胶质等也必须严格控制，国产轻柴油规格对这些方面均有明确的规定。

6.2 柴油机可燃混合气的形成与燃烧室

6.2.1 柴油机混合气的形成特点

柴油机使用的燃料是柴油，由于其蒸发性和流动性比汽油差，不能像汽油机那样在进

气行程中把汽油喷入进气管道,形成可燃混合气,进入汽缸。但柴油的自燃点比汽油低,所以采用在压缩上止点前直接喷入汽缸,与空气混合,靠压缩着火燃烧。由于柴油机混合气形成时间极短,只占 $15^{\circ}\sim 35^{\circ}$ 曲轴转角(按发动机转速 3000r/min 计,只占 $8.3\times 10^{-4}\text{s}\sim 1.9\times 10^{-3}\text{s}$),可燃混合气形成十分困难;而且边燃烧边喷油,汽缸内各处混合气浓度很不均匀,极易造成燃烧不完全、排气冒黑烟、动力经济性能下降等不良后果。

现代柴油机一般采用如下途径解决上述问题。

- (1) 组织空气在汽缸中的流动,促进可燃混合气形成。
- (2) 设计出各种燃烧室,使混合气形成和燃烧快速进行。
- (3) 采用高喷油压力($15\sim 200\text{MPa}$)向汽缸喷油,使燃油雾化均匀,与空气快速混合燃烧。
- (4) 采用电子控制技术,准确控制燃料定时、定量地向汽缸喷油。

6.2.2 柴油机混合气的形成方式

根据柴油机混合气的形成特点,可以分为空间雾化混合和油膜蒸发混合两种基本方式。

(1) 空间雾化混合是将柴油高压喷向燃烧室空间,形成雾状,与空气进行混合。为了使混合均匀,要求喷出的燃油与燃烧室形状相配合,并充分利用燃烧室中空气的运动。

(2) 油膜蒸发混合是将大部分柴油喷射到燃烧室壁面上,形成一层油膜,受热蒸发,在燃烧室中强烈的旋转气流作用下,燃料蒸气与空气形成均匀的可燃混合气。

在柴油实际喷射中,很难保证燃料完全喷到燃烧室空间或燃烧室壁面,所以两种混合方式都兼而有之,只是多少、主次有所不同。

为了促进柴油与空气更好地混合,一般都要组织适当的空气涡流,常见的有以下 3 种。

(1) 进气涡流。进气涡流是指在进气行程中,使进入汽缸的空气形成绕汽缸中心高速旋转的气流。进气涡流一直持续到燃烧膨胀过程。

产生进气涡流的方法一般是将进气道设计成螺旋气道(如图 6-2 (a) 所示)或切向气道(如图 6-2 (b) 所示)。切向气道是在气门座前强烈收缩,引导气流以单边切线方向进入汽缸,造成进气涡流;螺旋气道是在气门座上方的气门腔里制成螺旋形,使气流在螺旋气道内就形成一定强度的旋转,造成较强的进气涡流;涡流速度可以达到曲轴转速的 6~10 倍。

(2) 挤压涡流。挤压涡流(挤流)是指在压缩过程中形成的空气运动。当活塞接近压缩上止点时,活塞顶上部的环形空间中的气体被挤入活塞顶部的凹坑内(如图 6-3 (a) 所示),形成了气体的运动;当活塞下行时,活塞顶部凹坑内的气体向外流到环形空间(如图 6-3 (b) 所示),称为逆挤流。挤压涡流的产生与活塞顶凹坑(燃烧室)的设计有很大关系,柴油机活塞顶凹坑形形色色,目的就是促进燃油与空气的混合与燃烧。

(3) 燃烧涡紊流。燃烧涡紊流是指利用柴油燃烧的能量,冲击未燃的混合气,造成混

合气涡流或紊流，其目的也是进一步促进燃油与空气的混合与燃烧。燃烧涡紊流的程度与柴油机燃烧室的形状密切相关。

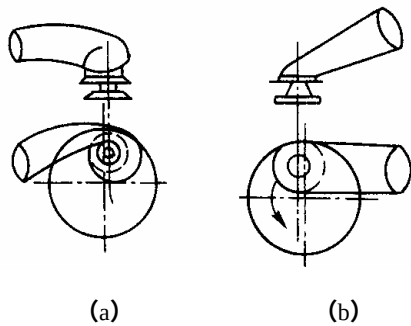


图 6-2 螺旋进气道和切向进气道

(a) 螺旋进气道 (b) 切向进气道

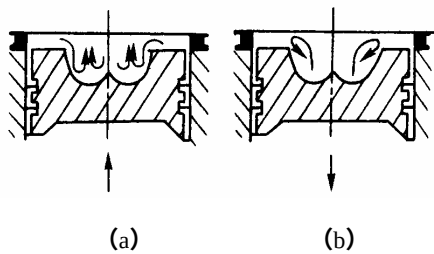


图 6-3 挤压涡流

(a) 挤流 (b) 逆挤流

6.2.3 柴油机燃烧室

燃烧室是柴油机的燃烧场所，对燃烧有重要影响，其结构形形色色，分为直喷式燃烧室和分隔式燃烧室两大类（如图 6-4 所示）。

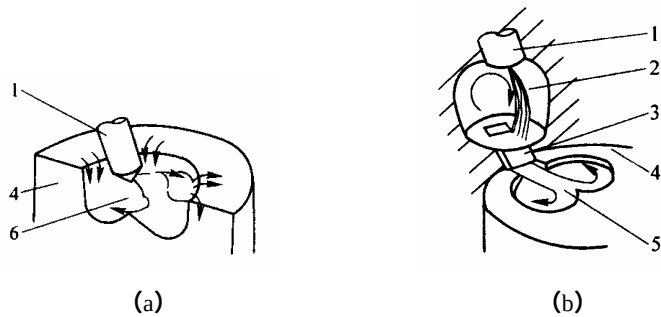


图 6-4 柴油机燃烧室

(a) 直喷式燃烧室 (b) 分隔式燃烧室

1—喷油器 2—副燃烧室 3—连接通道 4—活塞 5—双涡流凹坑 6— ω 形凹坑

1. 直喷式燃烧室

直喷式燃烧室的结构特点是只有一个燃烧室，位于活塞顶面和汽缸盖底平面之间，燃

料直接喷入该燃烧室中与空气进行混合燃烧。

直喷式燃烧室的活塞顶设计极具独创性（如图 6-5 所示），不同的涡流回坑，产生不同的气体运动，混合气形成也不同，导致发动机性能的差异。

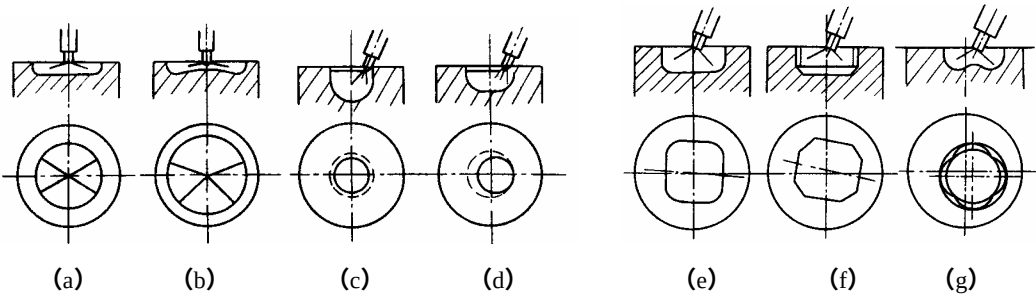


图 6-5 直喷式燃烧室

- (a) 浅盆形燃烧室 (b) 浅ω形燃烧室 (c) 球形燃烧室
(d) U 形燃烧室 (e) 四角形燃烧室 (f) 八角形燃烧室 (g) 花瓣形燃烧室

如图 6-5 (a) 所示的浅盆形燃烧室，凹坑较浅，底部较平，空气压缩涡流小，主要靠喷油嘴高压喷油到燃烧室空间与空气混合，属于空间雾化混合方式。这种燃烧室结构简单、紧凑，由于空间小、传热少，动力性、经济性与启动性都较好。但对喷油系统要求高，需要较高的喷油压力，喷油嘴的喷孔要求小而多，工作比较粗暴。

图 6-5 (c) 所示的球形燃烧室，凹坑呈球状，较深，空气涡流较强，喷油嘴顺气流喷射，在强涡流气流的带动下，燃油被涂布到球形燃烧室壁面上，形成一层油膜。只有一小部分从油束中分散出来的燃油以油雾分散在燃烧室空间，在炽热的空气中，首先完成着火准备，形成火源。然后靠此火源点燃从壁面已蒸发出来并和空气混合的可燃混合气。随着燃烧的进行，产生大量热量，辐射在油膜上，又使油膜加速蒸发，不断地和室壁附近的高速旋转气流混合，达到迅速燃烧。所以，这种混合气形成方式属于油膜蒸发混合方式。由于空气的强烈涡流，空气利用率较高；燃料燃烧是逐层蒸发燃烧，所以工作起来比较柔和。它对燃油系统要求不高，可以使用单喷孔喷油嘴，喷油压力也较低。但它的启动性能不好，因为启动时机体温度低，油膜较难蒸发燃烧；低速性能也不好。

2. 分隔式燃烧室

分隔式燃烧室的结构特点是燃烧室被分隔为主、副两个燃烧室，二者用一个或数个通道相通。副燃烧室在汽缸盖内，容积占总压缩容积的 50%~80%，主燃烧室在缸盖底平面与活塞顶面之间。燃料先喷入汽缸盖中的副燃烧室进行预燃烧，再经过通道喷到活塞顶上的主燃烧室进一步燃烧。

根据结构的不同,分隔式燃烧室分为涡流室式和预燃室式两种。涡流室式燃烧室的副燃烧室有球形(如图 6-6 (a) 所示)、吊钟形(如图 6-6 (b) 所示)和组合形(图 6-6 (c),由一段球形、一段柱形和一段锥形组成)等形状。主燃烧室的活塞顶也有不同的凹坑,如双涡流凹坑(如图 6-7 (a) 所示)、铲击形凹坑(如图 6-7 (b) 所示)等。

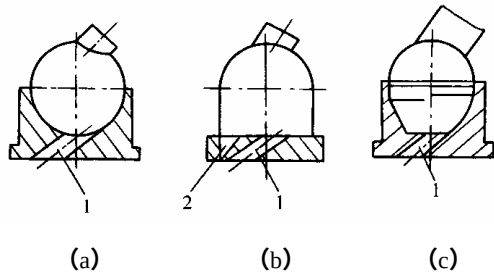


图 6-6 涡流室式燃烧室的副燃烧室

(a) 球形 (b) 吊钟形 (c) 组合形
1—主通道 2—副喷孔

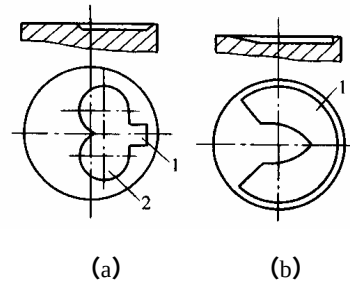


图 6-7 涡流室式燃烧室的主燃烧室

(a) 双涡流凹坑 (b) 铲击形凹坑
1—导流槽 2—双涡流凹坑

不同的燃烧室结构,其工作情况也不同。如图 6-6 (c) 所示的组合形副燃烧室,在压缩过程中,汽缸中的空气被活塞挤压,经过通道流入涡流室形成有组织的强烈涡流。接近压缩上止点时,喷油嘴开始顺气流喷油,在强涡流气流带动下,燃油被涂布到燃烧室壁面上,形成油膜。同时,有少部分油雾分散在燃烧室空间,着火形成火源,并点燃从壁面蒸发出来的可燃混合气,迅速燃烧,使副燃烧室内的温度和压力迅速升高,高温、高压气体经通道喷入主燃烧室。若主燃烧室活塞顶上的凹坑是双涡流凹坑(图 6-7 (a)),则喷入主燃烧室的混合气就会形成二次涡流,与主燃烧室内的空气进一步混合燃烧。这种燃烧室由于采取强烈的、有组织的气体二次涡流,空气利用率高,对喷雾质量要求不高,可采用单喷孔喷油嘴,喷油压力较低,喷油嘴故障少,调整方便,同时由于燃烧先在副燃烧室内进行,使主燃烧室压力升高趋缓,工作比较柔和。缺点是副燃烧室相对散热面积大,又直接与冷却液接触,加上主、副燃烧室之间的通道节流,使热利用率减低,经济性较差,启动也较困难。

为了改善启动性能,有的副燃烧室增加了副喷孔(启动喷孔),使得在启动时从喷油嘴喷出的燃油可通过副喷孔直接喷入到活塞顶的主燃烧室温度较高处,燃料容易着火燃烧。

预燃室式燃烧室(如图 6-8 所示)的副燃烧室与主燃烧

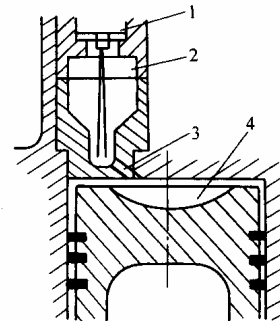


图 6-8 预燃室式燃烧室

1—喷油器 2—副燃烧室
3—通道 4—主燃烧室

室的通道截面较小，而且方向与喷油方向相对。压缩时，空气经通道被压向副燃烧室，形成强烈的紊流，燃料逆气流方向喷射，与空气相撞混合，并着火预燃烧，所以副燃烧室也称预燃室。随后，不完全燃烧的混合气经通道到主燃烧室，与主燃烧室内的空气进一步混合燃烧。预燃室式燃烧室的工作比涡流室式燃烧室更柔和，而且可以燃用多种燃料，但它的节流损失比涡流室式更大，所以经济性能较差。

6.3 喷油器

喷油器是柴油机燃料供给系的重要部件，燃油的雾化质量和可燃混合气的良好形成，均与喷油器有直接关系。喷油器的功用有两个：一是使一定数量的燃油得到良好的雾化，促进燃油着火和燃烧；二是使燃油的喷射按燃烧室类型合理分布，使燃油与空气得到迅速而完善的混合，形成均匀的可燃混合气。为此，喷油器应满足以下要求。

- (1) 喷油器应具有一定的喷射压力和射程，以及合适的喷雾锥角和喷雾质量。
- (2) 停止喷油要迅速，不发生燃油的滴漏，以免恶化燃烧过程。
- (3) 最好的喷油特性是在每一循环的供油量中，开始喷油少、中期喷油多、后期喷油少，以减少备燃期的积油量和改善燃烧后期的不利情况。

喷油器按结构型式可分为开式和闭式两大类。目前，中小功率高速柴油机绝大多数采用闭式喷油器，这种喷油器在不喷油时，其针阀封闭喷孔，使喷油器的油腔与燃烧室隔开。常见的闭式喷油器的型式有两种：孔式喷油器和轴针式喷油器。

6.3.1 孔式喷油器

孔式喷油器主要用于直接喷射式燃烧室中，燃油的喷射状况主要由针阀体下部喷孔的大小、方向和数目来控制，并与燃烧室的形状、大小及空气涡流情况相适应。

喷孔数目一般为1~8个，喷孔直径为0.2~0.5mm，它可以喷出一个或几个锥角不大、射程较远的油束。喷孔越多则孔径越小，雾化越好，分布越均匀。但小孔径喷孔在使用中易积炭堵塞，同时需要较高的喷油压力。

孔式喷油器的结构与工作原理如图6-9所示，主要由针阀10、针阀体9、顶杆6、调压弹簧5及喷油器体7等零件组成。针阀中部的锥面位于针阀体的环形油腔内以承受油压，称为承压锥面，针阀下端的锥面与针阀体上相应的内锥面配合，起密封作用，称为密封锥面。调压弹簧5通过顶杆6，将针阀的密封锥面压紧在针阀体的内锥面上，使喷孔关闭。

柴油机工作时，喷油泵供给的柴油经进油管接头4、油道进入针阀体9下部的环形油腔内。当油压升高到作用在针阀承压锥面上的轴向力大于调压弹簧5的预紧力时，针阀10

开始向上移动，喷油器喷孔被打开，高压柴油通过喷孔喷入燃烧室（如图 6-10（a）所示）。当喷油泵停止供油时，油压突然下降，针阀在调压弹簧 5 的作用下及时回位，将喷孔关闭（如图 6-10（b）所示）。喷油器的喷油压力与调压弹簧的预紧力有关，预紧力越大，喷油压力越高。调压弹簧的预紧力可通过调压螺钉 3 来调整。

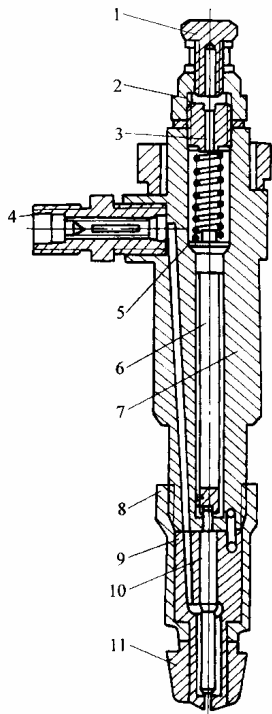


图 6-9 孔式喷油器

- 1—回油管螺栓 2—调压螺钉护帽 3—调压螺钉
4—进油管接头 5—调压弹簧 6—顶杆 7—喷油器体
8—紧固螺套 9—针阀体 10—针阀 11—喷油器锥体

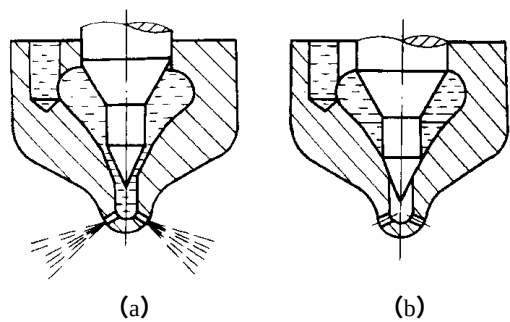


图 6-10 孔式喷油器工作原理

- (a) 喷油 (b) 关闭

喷油器工作时，会有少量柴油从针阀和针阀体的配合表面之间的间隙漏出，这部分柴油对针阀起密封作用，并沿顶杆周围的空隙上升，最后通过回油管螺栓 1 进入回油管，流回柴油箱。

针阀和针阀体是喷油器中最关键的零件，两者合称为针阀偶件。为保证喷油压力且能自由滑动，两者的配合间隙要求很严，应控制在 0.002~0.003mm 之间。针阀偶件是经过

研磨配对的，拆装和维修过程中应特别注意，不能互换。

解放 CA6110—2 型柴油机喷油器为 DLLA 型，有 5 个喷孔，喷孔直径为 0.29 mm，喷油压力为 21.56MPa，其结构如图 6-11 所示。

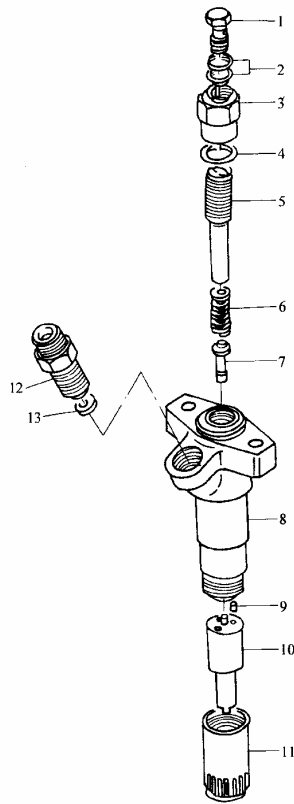


图 6-11 CA6110-2 型柴油机喷油器

- 1—回油管接头螺栓 2—平垫圈 3—调压螺钉护帽 4—垫片 5—调压螺钉 6—调压弹簧
7—顶杆 8—喷油器体 9—定位销 10—针阀偶件 11—喷油嘴护帽 12—进油管接头 13—垫圈

6.3.2 轴针式喷油器

轴针式喷油器与孔式喷油器的工作原理相同，结构相似，只是喷油嘴头部的结构不同而已。在轴针式喷油器中，针阀密封锥面下有一段轴针，它穿过针阀体上的喷孔且稍突出于针阀体之外，使喷孔呈圆环形。因此，轴针式喷油器的喷孔是空心的。轴针可以制成圆柱形或截锥形（如图 6-12 所示）。圆柱形轴针其喷注的喷雾锥角较小，而截锥形轴针其喷

注的喷雾锥角较大。因此,轴针制成不同形状,可以得到不同形状的喷注,以适应不同形状燃烧室的需要。

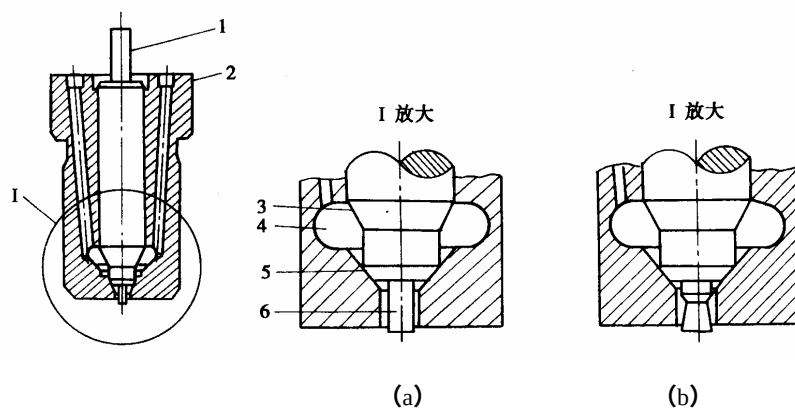


图 6-12 轴针式喷油嘴的结构形式

(a) 圆柱形轴针 (b) 截锥形轴针

1—针阀 2—针阀体 3—承压锥面 4—压力室 5—密封锥面 6—轴针

轴针式喷油器有普通型、节流型和分流型之分。与普通型相比,节流型喷油嘴的轴针较长,圆环形喷孔的长度(或称节流升程)较大,在针阀升起的初期,喷孔通过面积较小,历时较长。普通型喷油嘴则不同,在针阀升程超过 0.1mm 后,其喷孔通过面积就开始迅速增大。因此,节流型轴针式喷油器喷油初期的喷油速率较小,从而可以减缓燃烧过程初期汽缸压力的增长,对降低柴油机的燃烧噪声有利。

分流型轴针式喷油器用于涡流室燃烧室,用来改善涡流室燃烧室柴油机的冷启动性。分流型喷油嘴除主喷孔外,还在针阀体的密封锥面上加工有分流孔,孔径一般为 0.2mm,孔中心线与针阀体轴线成 30° 角(如图 6-13 (a) 所示)。当柴油机启动时,由于转速很低,喷油泵供油压力较小,因此喷油器的针阀升程较小,这时大部分柴油经分流孔逆气流方向喷到涡流室中心(如图 6-13 (b) 所示)。因为逆气流喷射,燃油雾化好,加上涡流室中心的温度比较高,所以柴油容易着火燃烧,使柴油机在低温下顺利启动。当柴油机启动后在正常转速下工作时,针阀升程较大,大部分柴油从主喷孔顺气流方向喷入涡流室(如图 6-13 (c) 所示)。

轴针式喷油器的总体结构如图 6-14 所示。轴针式喷油器工作时,轴针在喷孔内往复运动,能清除喷孔中的积炭,喷孔不易堵塞,喷油器工作可靠。且由于喷孔较大,一般在 1~3mm 范围内,因此加工方便。

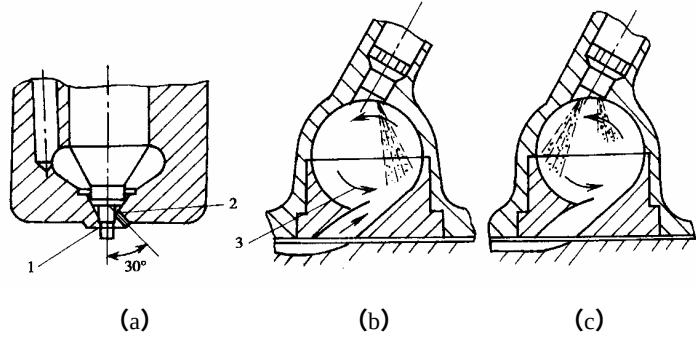


图 6-13 分流型轴针式喷油嘴及其喷射情况

(a) 分流型轴针式喷油嘴 (b) 启动时的喷射情况 (c) 启动后的喷射情况

1—主喷孔 2—分流孔 3—气流方向

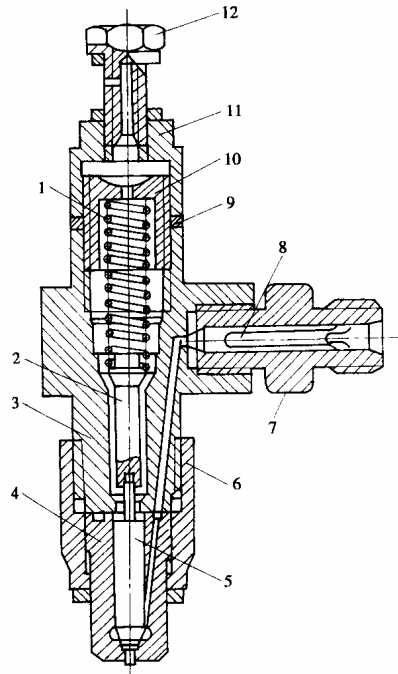


图 6-14 轴针式喷油器结构

1—调压弹簧 2—顶杆 3—喷油器体 4—针阀体 5—针阀 6—喷油嘴拧紧螺母
7—进油管接头 8—滤芯 9—垫圈 10—调压螺钉 11—保护螺母 12—回油管接头

6.4 喷 油 泵

喷油泵又称为高压油泵，是柴油机燃料供给系中最重要的一个总成，其功用是根据发动机的不同工况，定压、定时、定量地向喷油器输送高压柴油。

每个汽缸都需要有一套泵油机构，几个相同的泵油机构装置在同一泵体上就构成了多缸发动机喷油泵。图 6-15 所示为解放 CA6110A 型柴油机采用的 Bosch（波许）A 型喷油泵。

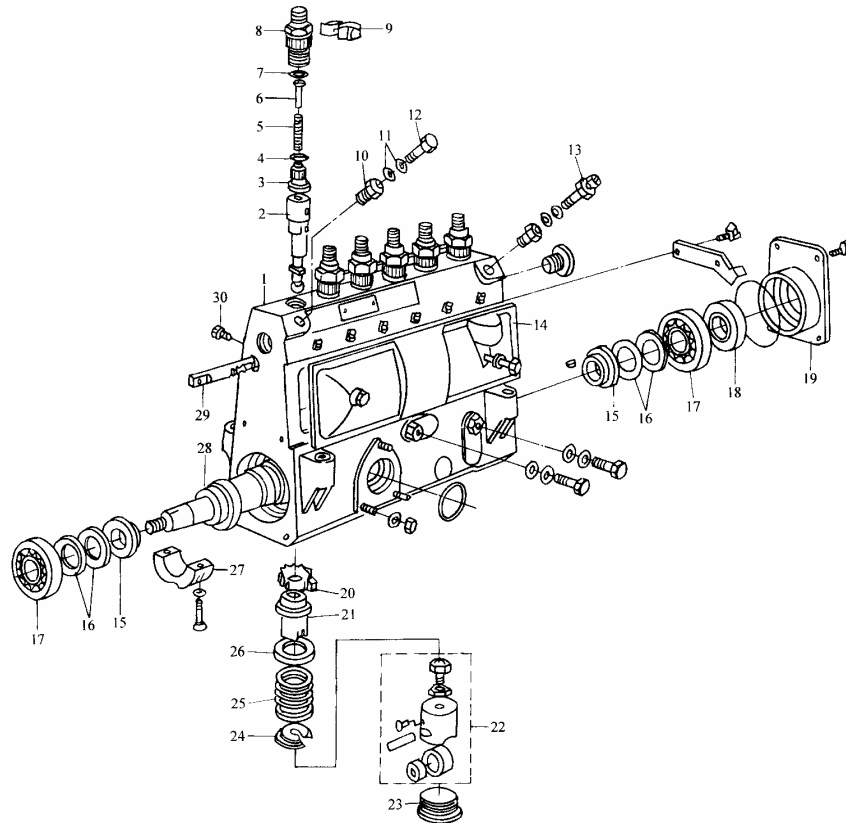


图 6-15 波许 A 型喷油泵结构

1—泵体 2—柱塞偶件 3—出油阀偶件 4—出油阀垫圈 5—出油阀弹簧 6—减容器 7—O 形密封圈
8—出油阀压紧座 9—锁夹总成 10—管接头 11—垫圈 12—螺栓 13—回流阀 14—侧盖板 15—
凸轮轴挡环 16—调整垫 17—轴承 18—油环 19—轴承盖 20—齿圈 21—控制套筒 22—滚轮传
动部件 23—堵塞 24、26—弹簧座 25—柱塞弹簧 27—轴承座 28—凸轮轴 29—控制齿条 30—齿
条止动螺钉

喷油泵一般固定在柴油机机体一侧的支架上,由柴油机曲轴通过齿轮驱动,齿轮轴和喷油泵的凸轮轴用联轴节连接,调速器安装在喷油泵的后端。

对于多缸柴油机而言,喷油泵应满足以下要求。

(1) 按发动机工作顺序供油,并且各缸供油量力求均匀,不均匀度在标定供油量时不应大于 3%~4%。

(2) 各缸供油提前角和供油延续时间应相等,相差不得大于 0.5° 曲轴转角。

(3) 油压的建立和供油的停止都必须迅速,以防出现滴漏现象。

喷油泵的结构型式较多,车用柴油机的喷油泵按作用原理不同,可分为三类。

(1) 柱塞式喷油泵。这种喷油泵应用的历史较长,性能良好,工作可靠,为目前大多数汽车柴油机所采用。

(2) 喷油泵—喷油器。将喷油泵和喷油器合为一体,直接安装在发动机的汽缸盖上,可以消除高压油管带来的不利影响,但要求在发动机上另加驱动机构。PT 燃油供给系统即属此类。

(3) 转子分配式喷油泵。这种喷油泵只有一对柱塞副,依靠转子的转动实现燃油的增压与分配。它具有体积小、质量轻、成本低、使用方便等优点,尤其是体积小的优点,对发动机和汽车的整体布置是十分有利的,因此转子分配式喷油泵的应用将越来越广,尤其在电子控制柴油机燃油喷射系统中的应用会有大前景。

国产喷油泵系列是以柱塞行程、泵缸中心距和结构型式为基础,再分别配以不同尺寸的柱塞,组成若干种在一个工作循环内供油量不等的喷油泵,形成几个系列,以满足各种柴油机的需要。喷油泵的系列化有利于制造和维修。

国产系列喷油泵有 A 型泵、B 型泵、P 型泵、DPA 型泵和 VE 泵等,前三种为柱塞式喷油泵,后两种为转子式喷油泵。

6.4.1 柱塞式喷油泵

1. A 型喷油泵

CA6110—2 型柴油机所用的 A 型喷油泵的结构如图 6-16 所示,该喷油泵由分泵、油量调节机构、传动机构和泵体四部分组成。

(1) 分泵

对多缸喷油泵来讲,分泵是将与发动机缸数相同的几组泵油机构装置在同一壳体内形成的,其中每组泵油机构称为一个分泵。

分泵主要是由柱塞偶件(柱塞 17 和柱塞套 16)、柱塞弹簧 23、弹簧上下支座 22 和 24。出油阀偶件(出油阀 4 和出油阀座 15)、出油阀弹簧 11、减容器 9 和出油阀压紧座 8 等组成。

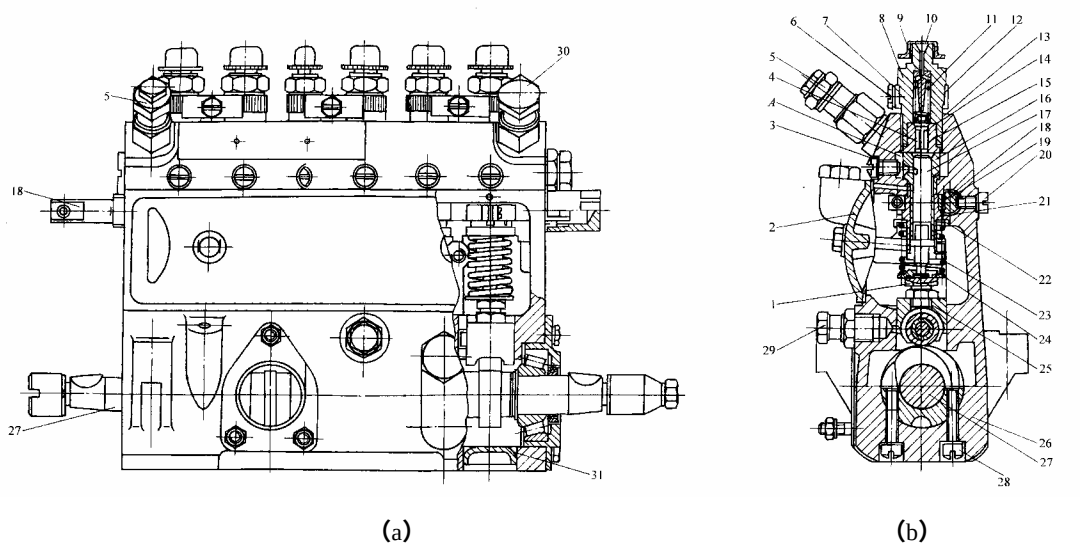


图 6-16 A 型喷油泵

1—调整螺钉 2—检查窗盖 3—挡油螺钉 4—出油阀 5—限压阀部件 6—槽形螺钉 7—前夹板 8—出油阀压紧座 9—减容器 10—护帽 11—出油阀弹簧 12—后夹板 13—O 形密封圈 14—垫圈 15—出油阀座 16—柱塞套 17—柱塞 18—可调齿圈 19—调节齿杆 20—齿杆限位螺钉 21—控制套筒 22—弹簧上支座 23—柱塞弹簧 24—弹簧下支座 25—滚轮架部件 26—泵体 27—凸轮轴 28—紧固螺钉 29—润滑油进油空心螺栓 30—柴油进油空心螺栓 31—堵盖

柱塞 17 上部的圆柱表面铣有与轴线成 45° 夹角的直线斜槽，斜槽底部与柱塞顶面有孔道相通（参见图 6-17）。柱塞套装入喷油泵泵体 26 的座孔中，柱塞套上有进油孔，此孔与泵体内的低压油腔相通。为防止柱塞套转动，用销钉固定。柱塞和柱塞套是喷油泵中的精密偶件，用优质合金钢制造，两者以 $0.0015\sim 0.0025\text{mm}$ 的间隙高精度配合，经研磨选配，不能互换，以保证燃油的增压和柱塞偶件的润滑。

柱塞弹簧通过弹簧上支座 22 支承于泵体上，弹簧下端通过下弹簧支座 24 支承在柱塞上，装配时有预紧力，依靠弹簧力，柱塞压紧在滚轮架部件 25 的上端面上。柱塞由喷油泵凸轮轴 27 上的凸轮驱动，并在柱塞弹簧的作用下，在柱塞套内作往复运动。此外，它还可以绕自身轴线在一定角度范围内转动。

出油阀和出油阀座也是喷油泵的精密偶件，两者的配合间隙也很小，其密封锥面经配对研磨，不能互换。出油阀偶件位于柱塞套的上面，两者接合平面要求密封。拧入出油阀压紧座，通过垫圈 14 将出油阀座压紧在柱塞套上，同时又使出油阀弹簧将出油阀压紧在出

油阀座上。为保证供油压力不低于规定值，出油阀弹簧在装配时应具有一定的预紧力。

分泵的工作原理如图 6-17 所示。当柱塞 1 向下移动时（图 6-17 (a)），燃油自低压油腔经柱塞套 2 上的油孔 8 被吸入并充满泵腔；在柱塞自下止点上移的过程中，开始有一部分燃油被从泵腔挤回低压油腔，直到柱塞上部的圆柱面将两个油孔完全封闭为止，此后柱塞继续上升（图 6-17 (b)），泵腔内的燃油压力迅速增高，当此压力增高到足以克服出油阀弹簧 7 的作用力时，出油阀 6 即开始上移。当出油阀的圆柱形环带离开出油阀座 5 时，高压燃油便自泵腔通过高压油管泵入喷油器。当柱塞继续上移至图 6-17 (c) 所示位置时，斜槽 3 同油孔 8 开始接通，于是泵腔内的油压迅速下降，出油阀 6 在出油阀弹簧 7 的作用下迅速回位，喷油泵停止供油。

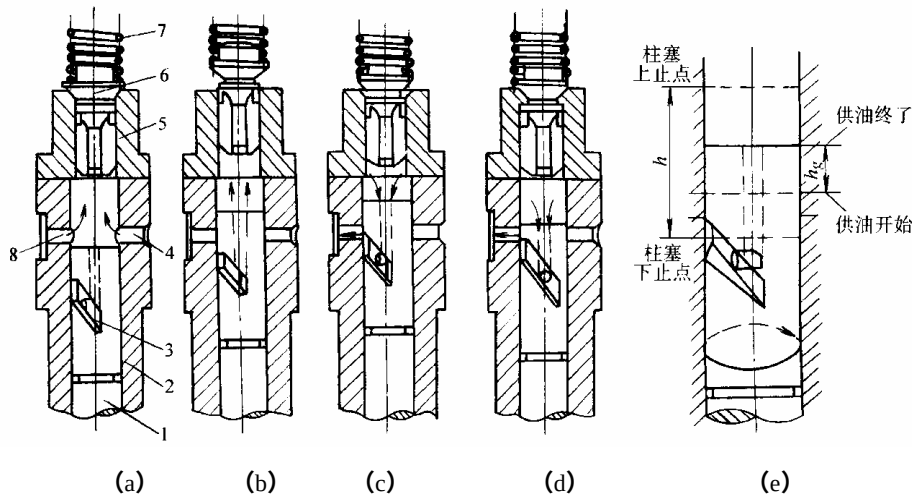


图 6-17 柱塞式喷油泵泵油原理

1—柱塞 2—柱塞套 3—斜槽 4、8—油孔 5—出油阀座 6—出油阀 7—出油阀弹簧

由上述泵油过程可知，在柱塞上移的整个行程中，并非全部供油。柱塞由下止点到上止点所经历的行程为柱塞行程 h （图 6-17 (e)），它的大小取决于驱动凸轮的轮廓。而喷油泵只是在柱塞完全封闭油孔 8 之后到柱塞斜槽 3 和油孔开始接通之前的这一部分柱塞行程 h_g 内才泵油（ h_g 为柱塞的有效行程）。显然，喷油泵每次的泵油量取决于柱塞的有效行程 h_g 的大小。因此，欲使喷油泵能随发动机工况不同而改变供油量，只需改变柱塞有效行程即可，一般通过改变柱塞斜槽和柱塞套油孔的相对角位置来实现的。如将柱塞按图 6-14 (e) 中箭头所示的方向转动一个角度，柱塞有效行程就增加，供油量也增加；反之供油量则减少。当柱塞转到如图 6-14 (d) 所示位置时，柱塞根本不可能封闭油孔，因而有效行程为零，即喷油泵处于不泵油状态。

出油阀的结构与工作原理如图 6-18 所示。出油阀 2 的上部呈圆锥形，与出油阀座 5 相应的锥面配合。锥面下有一个短的圆柱面，称为减压环带 3，其作用是在喷油泵停止供油后迅速降低高压油管中的燃油压力，使喷油器能够立即停止喷油。出油阀的尾部与出油阀座内孔作滑动配合，为出油阀的运动导向，尾部开有纵向槽 4，形成十字形断面，以构成油流通路。

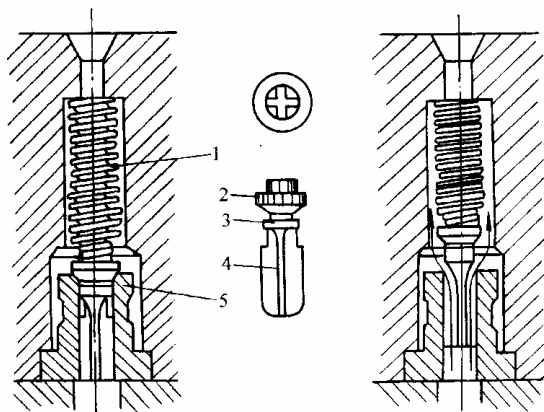


图 6-18 出油阀的结构与工作原理

1—出油阀弹簧 2—出油阀 3—减压环带 4—纵向槽 5—出油阀座

当柱塞上升到封闭柱塞套进油孔时，泵腔内的油压升高，克服出油阀弹簧预紧力后，出油阀开始上升，出油阀的密封锥面开始离开出油阀座，但此时还不能立即供油，直到减压环带完全离开出油阀座的导向孔时，才有燃油进入高压管路，使管路油压升高；当柱塞下落时，出油阀在出油阀弹簧的作用下开始回位，减压环带一经进入导向孔，泵腔与高压油管油路便被切断，于是燃油停止进入高压油管；出油阀再继续下降直到密封锥面贴合时，由于出油阀体本身所让出的容积，使高压油管内的压力迅速降低，喷油就可以立即停止，故可避免喷油器发生滴漏现象。

出油阀压紧座中装有一个减容器 9（见图 6-16），减少了高压油腔的容积，有利于改善喷油过程，同时起到限制出油阀最大升程的作用。

(2) 油量调节机构

油量调节机构的作用是根据柴油机负荷和转速的变化相应地改变喷油泵的供油量并保证各缸的供油量一致。

由喷油泵的工作原理可知，喷油泵的供油量可通过转动柱塞以改变柱塞的有效行程的办法来改变。

A 型喷油泵采用齿杆式油量调节机构，如图 6-19 所示。柱塞 12 下端的榫舌嵌入控制

套筒 7 相应的切槽中，控制套筒 7 松套在柱塞套 15 上，在控制套筒上部套装一个可调齿圈 13 并用螺钉锁紧，可调齿圈和油量调节齿杆 6 相啮合，油量调节齿杆的轴向位置由驾驶员或调速器控制。柱塞旋转机构的工作情况见如图 6-20 所示。移动油量调节齿杆 6 时，可调齿圈 13 连同控制套筒 7 带动柱塞 12 相对于固定不动的柱塞套 15 转动，这样就改变了柱塞圆柱表面上斜槽与进油孔的相对角位置，即改变了柱塞的有效行程，实现了供油量的调节。

各缸的供油均匀性可通过改变可调齿圈与控制套筒的相对角位置来调整，即松开可调齿圈，按调整的需要使控制套筒与柱塞一起相对于可调齿圈转过一定角度，再将可调齿圈锁紧在控制套筒上。

齿杆式油量调节机构的特点是传动平稳，但制造成本较高。

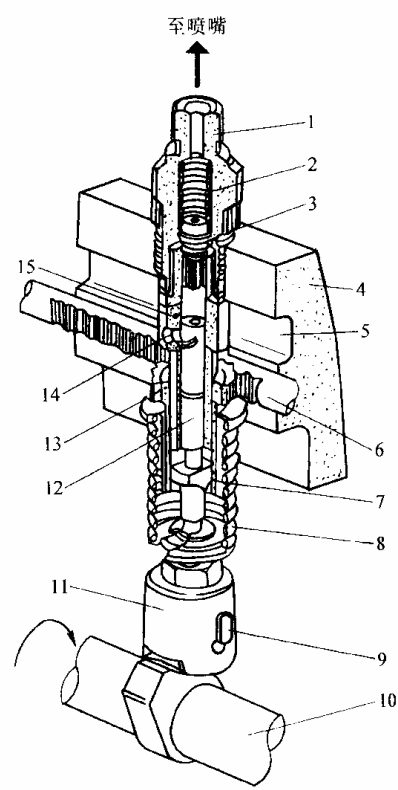


图 6-19 齿杆式油量调节机构

- 1—出油阀压紧座 2—出油阀弹簧 3—出油阀 4—喷油泵壳体 5—低压油腔
6—油量调节齿杆 7—控制套筒 8—柱塞弹簧 9—导板 10—凸轮轴
11—滚轮架 12—柱塞 13—可调齿圈 14—进油孔 15—柱塞套

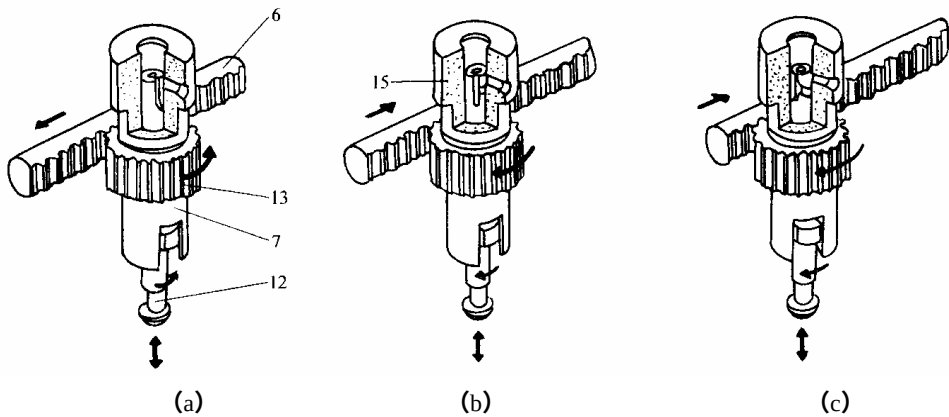


图 6-20 柱塞旋转机构

(a) 不供油 (b) 部分供油 (c) 供油量最大

6—油量调节标杆 7—控制套筒 12—柱塞 13—可调齿圈 15—柱塞套

(3) 传动机构

传动机构由喷油泵凸轮轴和滚轮传动部件组成。喷油泵凸轮轴的两端通过圆锥滚子轴承支承在喷油泵壳体上，前端装有联轴节和供油提前角自动调节器，后部与调速器相连。喷油泵的凸轮轴是由柴油机的曲轴通过齿轮机构驱动的。

滚轮传动部件的功用是将凸轮的旋转运动转变为自身的往复直线运动，推动柱塞上行供油。此外，滚轮传动部件还可以用来调整各分泵的供油提前角，为了保证供油提前角的正确性，滚轮传动部件的高度一般都是可调的。

国产 A 型喷油泵滚轮传动部件如图 6-21 所示。滚轮 1 带有滚轮衬套 2 并松套在滚轮轴 3 上，滚轮轴支承于滚轮架 6 的座孔中。滚轮传动部件在喷油泵壳体导孔中上下往复运动时，要求不能转动，否则就会和凸轮相互卡死而造成损坏。因此，对滚轮传动部件要有导向定位措施。其定位方法有两种：一是在滚轮架外圆柱面上开轴向长槽，用定位螺钉的端头插入此槽中；二是利用固定在滚轮架上的导向块插入壳体导向孔一侧的滑槽中。

当凸轮轴 27 (见图 6-16) 上的凸轮凸起部分与滚轮接触时，便克服柱塞弹簧 23 的弹力推动柱塞向上运动；当凸轮的凸起部分转过后，柱塞便在柱塞弹簧的作用下

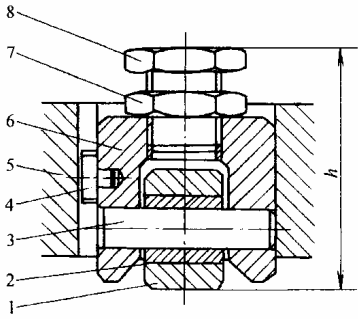


图 6-21 滚轮传动部件

1—滚轮 2—滚轮衬套 3—滚轮轴
4—导向块 5—泵体 6—滚轮架
7—锁紧螺母 8—调整螺钉

回位。为保证在发动机的一个工作循环内,各缸都能喷油一次,四冲程柴油机的凸轮轴的转速应为曲轴转速的一半,此外,凸轮轴上各个凸轮的相对角位置还必须符合所要求的发动机的供油次序。

喷油泵泵油的迟早决定喷油器喷油的迟早,它对柴油机的工作性能影响很大。为保证形成良好的可燃混合气和改善燃烧过程,必须有一定的喷油提前角,对于多缸柴油机,还应保证各缸的喷油提前角一致。最佳喷油提前角是在柴油机额定转速与全负荷下由实验确定的,它的数值因柴油性能和发动机工况而异。同时由于凸轮和滚轮等传动部件的磨损,喷油提前角也有所改变。为此,喷油提前角必须可以调整。实际上,喷油提前角的调整是通过调整喷油泵的供油提前角而实现的。

喷油泵供油提前角的调整方法有两种:一是通过调整联轴节或供油提前角自动调节器来改变喷油泵凸轮轴与柴油机曲轴的相对角位置(详见本章第6节),使各分泵的供油提前角作相同数量的调整;二是通过改变滚轮传动部件的高度,实现单个分泵的供油提前角的调整,以此保证多缸发动机的供油提前角一致,此法是通过转动调整螺钉8(见图6-21)来实现的。当松开锁紧螺母7拧出调整螺钉8时,滚轮传动部件高度 h 增大,于是柱塞封闭柱塞套上进油孔的时刻提前,即供油提前角增大;反之,供油提前角减小,调整合适后应及时锁紧。

(4) 泵体

A型喷油泵采用整体式泵体,由铝合金铸成。分泵、油量调节机构及传动机构都装在泵体内。泵体26(见图6-16)上有纵向油道A,即低压油腔。输油泵输出的燃油经滤清后,由进油空心螺栓30进入此油道,再由柱塞套上的油孔进入各分泵的油腔。输油泵供给的燃油量通常远大于喷油泵的需要量。在喷油泵拆装后或发动机长期停放后,喷油泵油腔内会渗入空气,影响柴油机的正常工作。当需要放气时,在发动机启动前可将限压阀5上端的螺钉旋出少许,再抽按手动输油泵,泵入喷油泵的燃油即可驱净渗入喷油泵内的空气。

在泵体下部及调速器壳体的内腔中装有润滑油,此润滑油可单独加注,也可与发动机润滑系相通,依靠润滑油的飞溅实现喷油泵传动机构和调速器内各零件的润滑,

整体式泵体可增加壳体的刚度,在较大的喷油压力下工作不致变形。分泵和传动机构等零件必须从壳体下部装入,因此在壳体底部设有大螺塞,有的壳体底部用盖板封住。喷油泵壳体侧面也有窗口盖板,以方便各分泵喷油量及供油时刻的调整。

国产B型喷油泵的结构与工作原理与A型喷油泵的相同,只是柱塞结构参数有所改变,以适应不同发动机使用。

2. P型喷油泵

与一般柱塞式喷油泵相比,在安装尺寸不变的情况下,P型喷油泵可获得较高的供油压油和较大的供油量,因而对柴油机的不断强化和向高速发展有良好的适应性。

P型喷油泵的结构如图6-22所示,它的工作原理与A型喷油泵基本相同。结构上有如下一些特点。

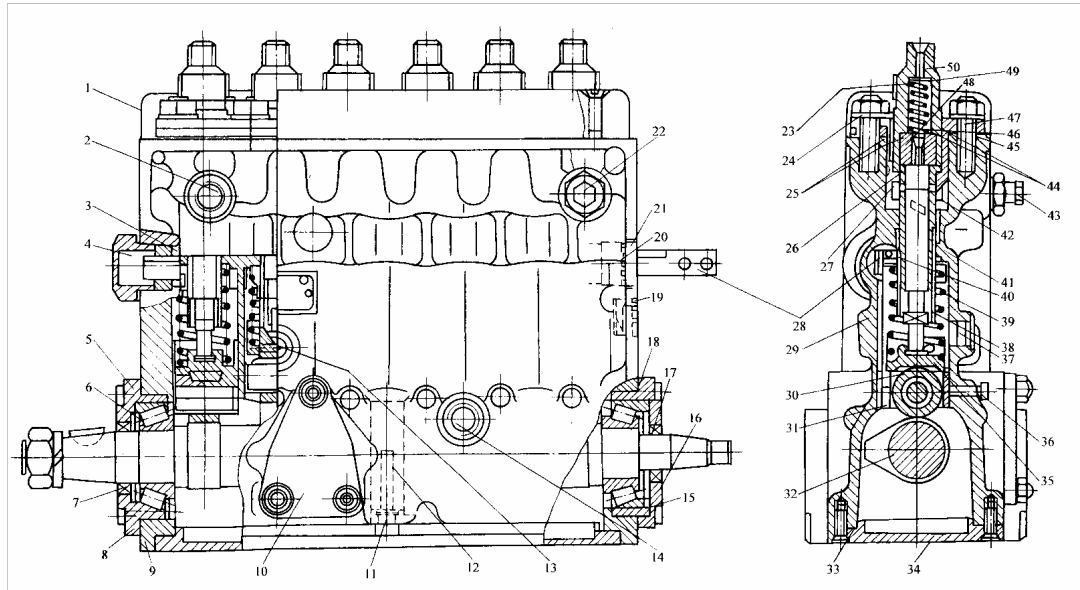


图 6-22 P 型喷油泵

1—顶盖 2—进油孔 3、15—衬套 4—护盖 5—轴承盖 6—圆锥滚子轴承 7、17—油封 8、18、45、49—垫片 9—密封 10—盖板 11—内六角螺钉 12—中间轴承 13—机油进油孔 14—机油回油孔 16—轴承盖 19、37—螺塞 20—销 21—螺纹套 22—放气螺钉 23、39—弹簧 24—垫圈 25、33、41、44—密封圈 26—柱塞套 27—钢环 28—油量调节拉杆 29—泵体 30—滚轮 31—滚轮传动部件 32—凸轮轴 34—底盖 35—弹簧下座 36—定位螺钉 38—控制套筒 40—弹簧上座 42—导流环 43—放气螺钉 46—凸缘套筒 47—螺栓 48—出油阀偶件 49—出油阀压紧座

(1) 悬挂式柱塞套。柱塞套 26 和出油阀偶件 48 都装在凸缘套筒 46 中，形成一个总成部件，用两个螺栓 47 直接固定在泵体上，形成一个悬挂式结构。供油时刻可通过增减凸缘套筒下面的垫片 45 来调整。悬挂式柱塞套结构简单、工作可靠。

(2) 钢球式油量调节机构。在每个柱塞的控制套筒 38 上都装有一个小钢球，在油量调节拉杆 28 上有相应的凹槽。工作时，钢球与凹槽相啮合。移动调节齿杆，钢球便带动各柱塞控制套筒使柱塞转动，从而实现供油量的调节。P 型喷油泵各缸供油均匀性的调整与一般柱塞式喷油泵不同，它是通过转动柱塞套的方法来改变柱塞的有效行程，调整范围为 10° 左右。

(3) 压力式润滑。滚轮传动部件 31、调速器等均采用发动机润滑系主油道中具有一定压力的机油进行润滑，这种润滑方式简单可靠。

(4) 全封闭式泵体。全封闭式泵体刚度大，可防止泵体在较高的泵油压力作用下产生变形而加剧柱塞偶件的磨损；此外还起到防尘作用。

P 型喷油泵的最大缺点是拆装不便。

6.4.2 分配式喷油泵

分配式喷油泵简称分配泵，有转子式和单柱塞式两大类。英国 CAV 公司的 DPA 型分配泵和法国 SIGMA 公司的 PRS 型分配泵均属转子式，也称径向压缩式。德国 Bosch 公司的 VE 型分配泵则为单柱塞式，又称轴向压缩式。

分配泵与柱塞式喷油泵相比，有许多特点。

- (1) 分配泵结构简单，零件少，体积小，质量轻，使用中故障少，容易维修。
- (2) 分配泵精密偶件加工精度高，供油均匀性好，因此不需要进行各缸供油量和供油定时的调节。
- (3) 分配泵的运动件靠喷油泵体内的柴油进行润滑和冷却，因此，对柴油的清洁度要求很高。
- (4) 分配泵凸轮的升程小，有利于提高柴油机转速。

1. VE 型分配泵

(1) VE 型分配泵结构

VE 型分配泵由驱动机构、二级滑片式输油泵、高压分配泵头和电磁式断油阀等部分组成。此外，机械式调速器和液压式喷油提前器也安装在分配泵体内（如图 6-23 所示）。

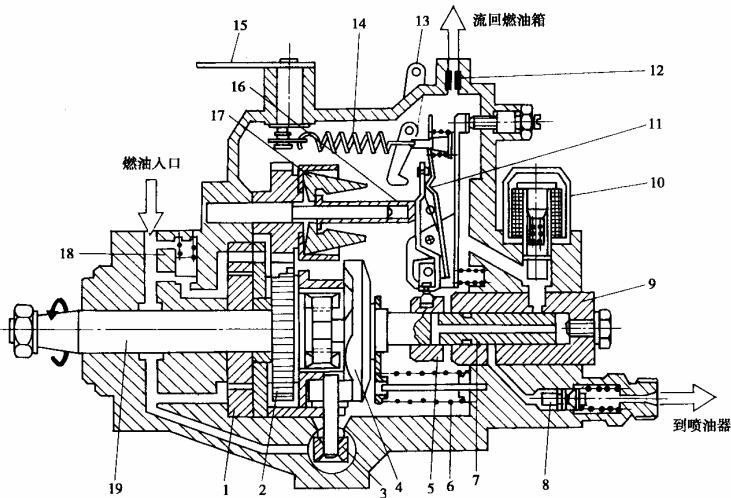


图 6-23 VE 型分配泵

- 1—二级滑片式输油泵 2—调速器驱动齿轮 3—液压式喷油提前器 4—平面凸轮盘
5—油量调节套筒 6—柱塞弹簧 7—分配柱塞 8—出油阀 9—柱塞套 10—断油阀
11—调速器张力杠杆 12—溢流节流孔 13—停车手柄 14—调速弹簧 15—调速手柄
16—调速套筒 17—飞锤 18—调压阀 19—驱动轴

驱动轴 19 由柴油机曲轴定时齿轮驱动。驱动轴带动二级滑片式输油泵 1 工作, 并通过调速器驱动齿轮 2 带动调速器轴旋转。在驱动轴的右端通过联轴器 21 (如图 6-24 所示) 与平面凸轮盘 4 连接, 利用平面凸轮盘上的传动销带动分配柱塞 7 (图 6-23)。柱塞弹簧 6 将分配柱塞压紧在平面凸轮盘上, 并使平面凸轮盘压紧滚轮 22 (图 6-24)。滚轮轴嵌入静止不动的滚轮架 20 上。当驱动轴 19 旋转时, 平面凸轮盘与分配柱塞同步旋转, 而且在滚轮、平面凸轮和柱塞弹簧的共同作用下, 凸轮盘还带动分配柱塞在柱塞套 9 内作往复运动。往复运动使柴油增压, 旋转运动进行柴油分配。

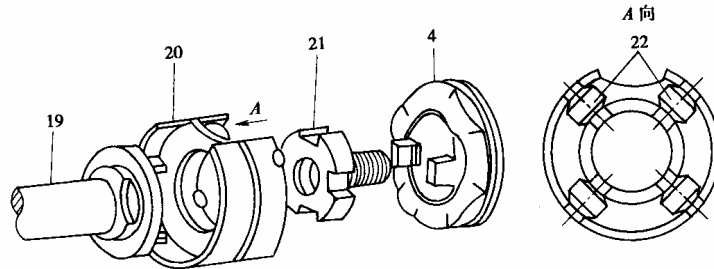


图 6-24 滚轮、联轴器及平面凸轮

20—滚轮架 21—联轴器 22—滚轮 (其余图注同图 6-23)

凸轮盘上平面凸轮的数目与柴油机汽缸数相同。分配柱塞的结构如图 6-25 所示, 在分配柱塞 1 的中心加工有中心油孔 3, 其右端与柱塞腔相通, 而左端与泄油孔 2 相通。分配柱塞上还加工有燃油分配孔 5、压力平衡槽 4 和数目与汽缸数相同的进油槽 6。

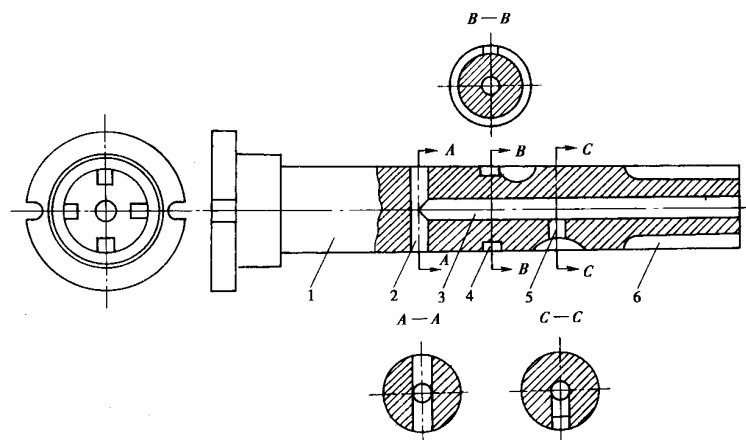


图 6-25 分配柱塞

1—分配柱塞 2—泄油孔 2、3—中心油孔 4—压力平衡槽 5—燃油分配孔 6—进油槽

柱塞套 9（见图 6-23）上有一个进油孔和数目与汽缸数相同的分配油道，每个分配油道都连接一个出油阀 8 和一个喷油器。

(2) VE 型分配泵工作过程

VE 型分配泵的工作过程如图 6-26 所示。

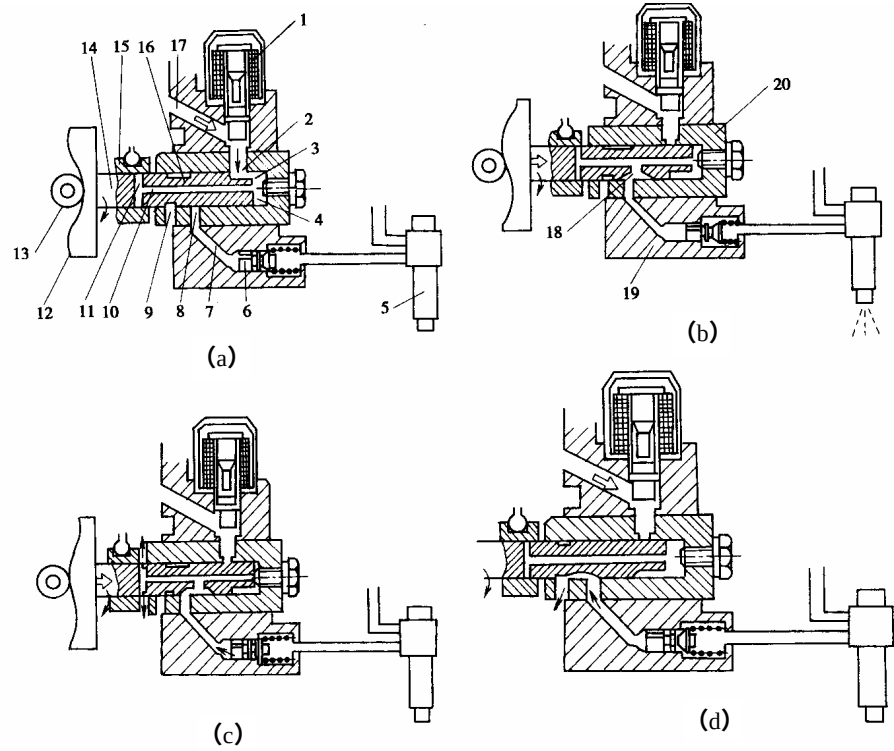


图 6-26 VE 型分配泵的工作过程

(a) 进油过程 (b) 泵油过程 (c) 停油过程 (d) 压力平衡过程

- 1—断油阀 2—进油孔 3—进油槽 4—柱塞腔 5—喷油器 6—出油阀 7—分配油道
8—出油孔 9—压力平衡孔 10—中心油孔 11—泄油孔 12—平面凸轮盘 13—滚轮 14—分配柱塞
15—油量调节套筒 16—压力平衡槽 17—进油道 18—燃油分配孔 19—喷油泵体 20—柱塞套

① 进油过程（图 6-26 (a)）。当平面凸轮盘 12 的凹下部分转至与滚轮 13 接触时，柱塞弹簧将分配柱塞 14 由右向左推移至柱塞下止点位置，这时分配柱塞上的进油槽 3 与柱塞套 20 上的进油孔 2 连通，柴油自喷油泵体 19 的内腔经进油道 17 进入柱塞腔 4 和中心油孔 10 内。

② 泵油过程 (图 6-26 (b))。当平面凸轮盘由凹下部分转至凸起部分与滚轮接触时, 分配柱塞在凸轮盘的推动下由左向右移动。在进油槽转过进油孔的同时, 分配柱塞将进油孔封闭, 这时柱塞腔 4 内的柴油开始增压。与此同时, 分配柱塞上的燃油分配孔 18 转至与柱塞套上的一个出油孔 8 相通, 高压柴油从柱塞腔经中心油孔、燃油分配孔、出油孔进入分配油道 7, 再经出油阀 6 和喷油器 5 喷入燃烧室。

平面凸轮盘每转一周, 分配柱塞上的燃油分配孔依次与各缸分配油道接通一次, 即向柴油机各缸喷油器供油一次。

③ 停油过程 (图 6-26 (c))。分配柱塞在平面凸轮盘的推动下继续右移, 当柱塞上的泄油孔 11 移出油量调节套筒 15 并与喷油泵体内腔相通时, 高压柴油从柱塞腔经中心油孔和泄油孔流进喷油泵体内腔, 柴油压力立即下降, 供油停止。

从柱塞上的燃油分配孔 18 与柱塞套上的出油孔 8 相通的时刻起, 至泄油孔 11 移出油量调节套筒 15 的时刻止, 这期间分配柱塞所移动的距离为柱塞有效供油行程。显然, 有效供油行程越大, 供油量越多。移动油量调节套筒即可改变有效供油行程, 向左移动油量调节套筒, 停油时刻提早, 有效供油行程缩短, 供油量减少; 反之, 向右移动油量调节套筒, 供油量增加。油量调节套筒的移动由调速器操纵。

④ 压力平衡过程 (图 6-26 (d))。分配柱塞上设有压力平衡槽 16, 在分配柱塞旋转和移动过程中, 压力平衡槽始终与喷油泵体内腔相通。在某一汽缸供油停止之后, 且当压力平衡槽转至与相应汽缸的分配油道连通时, 分配油道与喷油泵体内腔相通, 于是两处的油压趋于平衡。在柱塞旋转过程中, 压力平衡槽与各缸分配油道逐个相通, 致使各分配油道内的压力均衡一致, 从而可以保证各缸供油的均匀性。

(3) 电磁式断油阀

VE 型分配泵装有电磁式断油阀, 其电路和工作原理如图 6-27 所示。

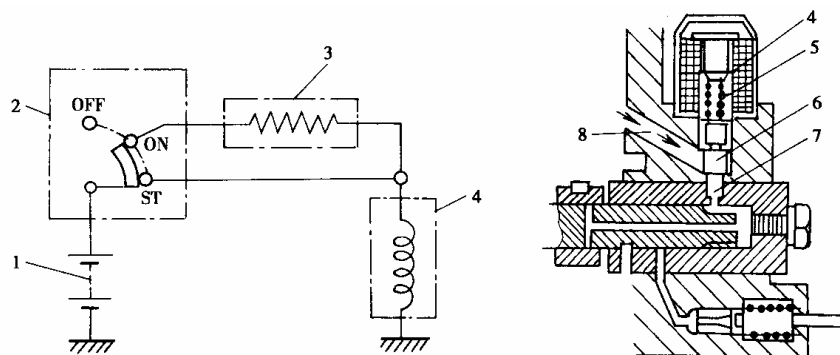


图 6-27 电磁式断油阀电路及其工作原理

1—蓄电池 2—启动开关 3—电阻 4—电磁线圈 5—回位弹簧 6—阀门 7—进油孔 8—进油道

启动时,将启动开关 2 旋至 ST 位置,这时来自蓄电池 1 的电流直接流过电磁线圈 4,产生的电磁力压缩回位弹簧 5,将阀门 6 吸起,进油孔 7 开启。柴油机启动之后,将启动开关旋至 ON 位置,这时电流经电阻 3 流过电磁线圈,电流减小,但由于有油压的作用,阀门仍然保持开启。

当柴油机停机时,将启动开关旋至 Off 位置,这时电路断开,阀门在回位弹簧的作用下关闭,从而切断油路,停止供油。

(4) 液压式喷油提前器

在 VE 型分配式喷油泵体的下部安装有液压式喷油提前器,其结构如图 6-28 所示。

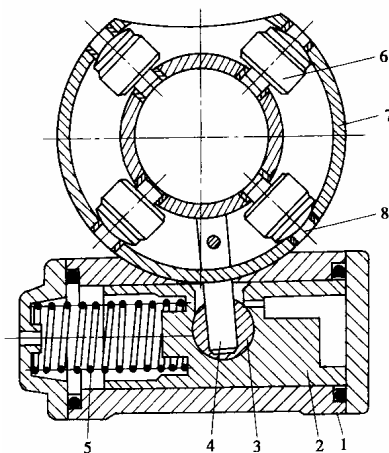


图 6-28 液压式喷油提前器

1—壳体 2—活塞 3—连接销 4—传力销 5—弹簧 6—滚轮 7—滚轮架 8—滚轮轴

在喷油提前器壳体 1 内装有活塞 2,活塞左端与二级滑片式输油泵的入口相通,并有弹簧 5 压在活塞上。活塞右端与喷油泵体内腔相通,其压力等于二级滑片式输油泵的出口压力。当柴油机在某一转速下稳定运转时,作用在活塞左、右端的力相等,活塞处于某一平衡位置。若柴油机转速升高,二级滑片式输油泵的出口压力增大,作用于活塞右端的力随之增加,推动活塞向左移动,并通过连接销 3 和传力销 4 带动滚轮架 7 绕其轴线转动一定的角度,直至活塞两端的力重新达到平衡为止。滚轮架的转动方向与平面凸轮盘的旋转方向正好相反,使平面凸轮提前一定角度与滚轮接触,供油相应提前,即供油提前角增大。反之,若柴油机转速降低,则二级滑片式输油泵的出口压力也随之降低,作用于活塞右端的力减小,活塞向右移动,并带动滚轮架向着平面凸轮盘旋转的同一方向转过一定的角度,使供油提前角减小。

2. DPA 型分配泵

(1) DPA 型分配泵结构

DPA 型分配泵主要由驱动机构、二级滑片式输油泵、高压分配泵头和油量控制阀等部分组成。此外,机械式调速器安装在分配泵体内,而喷油提前器则装在分配泵体外(如图 6-29 所示)。

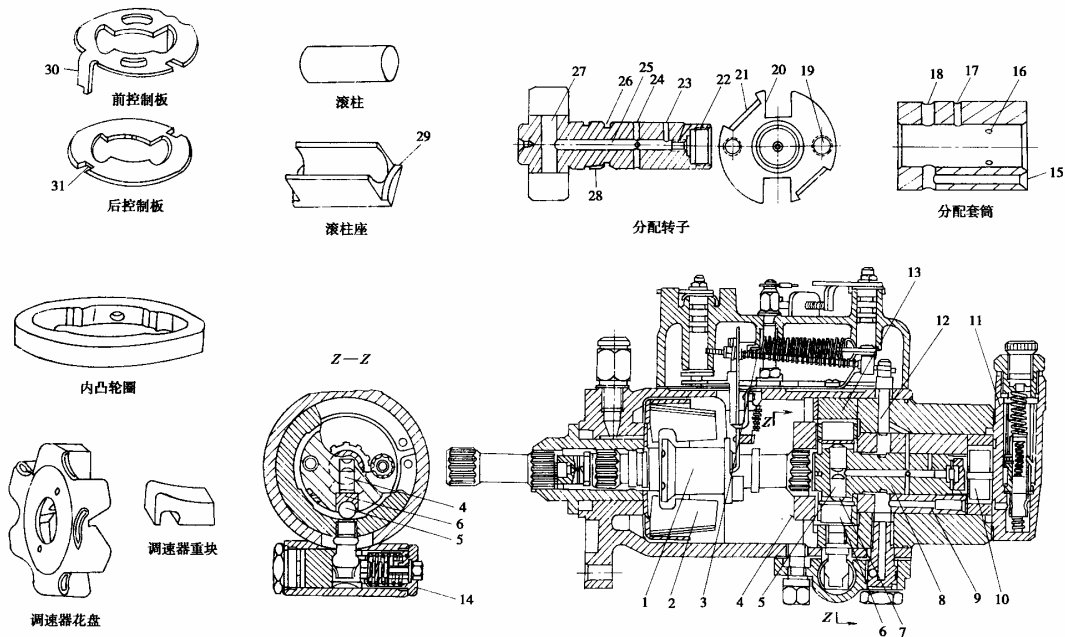


图 6-29 DPA 型分配泵

1—花键传动轴 2—调速器重块 3—调速器摇杆 4—花键套 5—柱塞 6—滚柱 7—滚柱座 8—分配转子 9—分配套筒 10—二级滑片式输油泵 11—调压阀 12—油量控制阀 13—内凸轮圈 14—喷油提前器 15—分配套筒轴向油孔 16—分配套筒出油孔 17—分配套筒进油孔 18—分配套筒径向油孔 19、22—螺纹孔 20—滚柱座导向槽 21—缺口 23—分配孔 24—分配转子进油孔 25—中心油孔 26—环形油槽 27—柱塞孔 28—轴向油槽 29—滚柱座凸耳 30—前控制板凸舌 31—后控制板缺口

驱动机构包括花键传动轴 1 和花键套 4 等传动零件,由曲轴定时齿轮驱动。

高压分配泵头由旋转部分和固定部分组成。旋转部分包括分配转子 8、柱塞 5、滚柱 6、滚柱座 7 和前、后控制板等;固定部分主要是分配套筒 9 和内凸轮圈 13。两个对置的柱塞 5 安装在柱塞孔 27 内,滚柱 6 和滚柱座 7 则装在滚柱座导向槽 20 内。在滚柱座的两侧还

装有前、后控制板，前控制板的凸舌 30 穿过分配转子上的缺口 21 嵌入后控制板缺口 31 内。利用两个螺栓将花键套 4、前控制板以及分配转子固定在一起，并拧入两个螺纹孔 19。分配转子进油孔 24 的数目与汽缸数相同，而分配孔 23 只有一个。分配套筒进油孔 17 只有一个，而出油孔 16 则与汽缸数相等。内凸轮圈的内凸轮数也等于汽缸数。当花键传动轴带动花键套、花键套再带动分配转子在分配套筒内旋转时，滚柱将沿着内凸轮圈的内表面滚动。当滚柱滚上内凸轮时，滚柱和滚柱座在导向槽内向分配转子的中心移动，并推动柱塞在柱塞孔内向中心移动；当滚柱滚下内凸轮时，在离心力和油压的作用下，滚柱、滚柱座和柱塞向外移动。

(2) DPA 型分配泵工作过程

DPA 型分配泵的工作过程如图 6-30 所示。

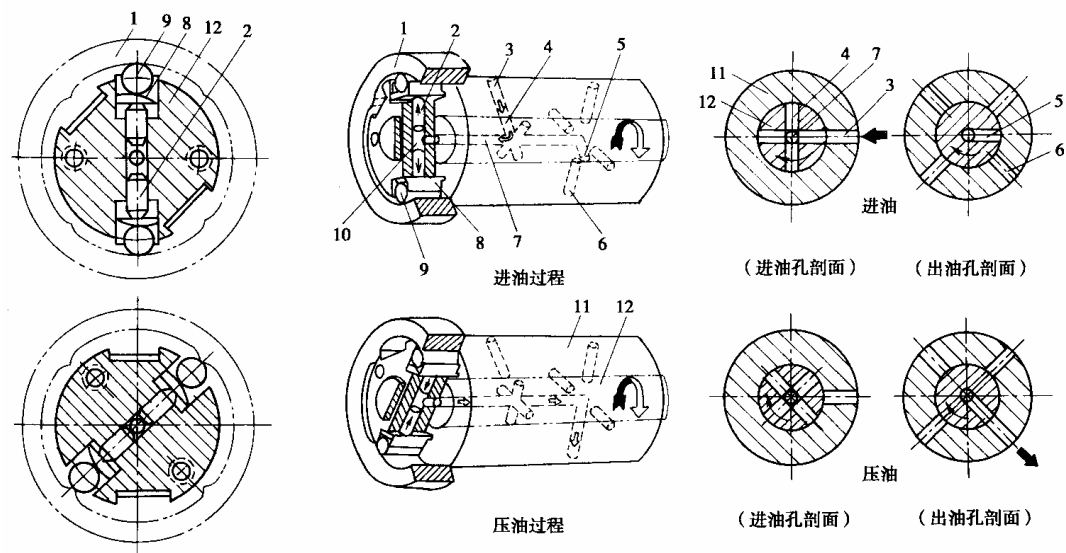


图 6-30 DPA 型分配泵的工作过程

1—内凸轮圈 2—柱塞 3—分配套筒进油孔 4—分配转子进油孔 5—分配孔 6—分配套筒出油孔
7—中心油孔 8—滚柱座 9—滚柱 10—柱塞孔 11—分配套筒 12—分配转子

① 进油过程。 经过柴油滤清器过滤后的清洁柴油被二级滑片式输油泵泵入分配套筒的轴向油孔（参看图 6-29），由此进入分配转子的环形油槽，再经油量控制阀到达分配套筒进油孔 3。当分配转子进油孔 4 中的任何一个旋转到与分配套筒进油孔 3 对准时，柴油便进入中心油孔 7 和柱塞孔 10 内，完成进油过程。

② 压油过程。当分配转子旋转一定角度后，滚柱滚上内凸轮并到达凸轮的顶端。在这

段时间内,对置的两个柱塞2一齐内移,柱塞孔10内的柴油被增压。与此同时,分配孔5恰与分配套筒出油孔6中的一个相通,高压柴油由此供向喷油器。

③ 停油过程。当分配转子从内凸轮顶端滚下时,柱塞在离心力和油压的作用下向外移动,柱塞孔的容积增大,油压迅速下降,喷油器停止喷油。由图6-30可看出,当分配套筒进油孔3与分配转子进油孔4对准时,分配孔5与分配套筒出油孔6是错开的;当分配孔5与分配套筒出油孔6对正时,分配套筒进油孔3与分配转子进油孔4错开,即进油过程与压油过程不能同时进行。

④ 最大供油量的调节。DPA型分配泵每循环的最大供油量靠改变柱塞行程来调节,柱塞行程越大,最大供油量也越大。但是,供油终点取决于内凸轮的最高点,是不能改变的,因此,改变柱塞行程只能改变供油始点。最大供油量的调节原理如图6-31所示。由于滚柱座两端的凸耳3嵌入前后控制板的偏心弧形槽1内,因此滚柱座及滚柱的移动受到弧形槽外边缘的限制。当逆时针转动前后控制板时,偏心弧形槽距中心较近的一段弧与滚柱座凸耳接触,这时供油始点迟后,柱塞行程减小,供油量较少(图6-31(a));相反,顺时针转动前后控制板时,滚柱座凸耳与距中心较远的一段偏心圆弧接触,供油始点提前,柱塞行程增大,供油量相应增多(图6-31(b))。

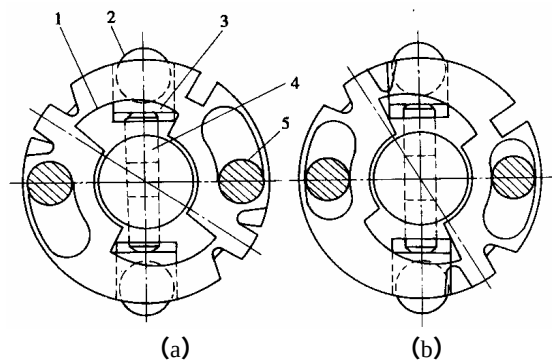


图 6-31 最大供油量的调节

(a) 供油量小 (b) 供油量大

1—控制板的偏心弧形槽 2—滚柱 3—滚柱座凸耳
4—柱塞 5—固定花键套、前控制板和分配转子的螺栓

⑤ 油量控制阀

油量控制阀的功用是在循环最大供油量调整一定的情况下,随着发动机负荷的变化,用改变油量控制阀、通过断面来控制供油量。

油量控制阀由调速器操纵,其结构如图6-32所示。控制阀体1上加工有直槽,与分配

套筒进油孔相通。当调速器拉动拉杆销钉 2 时，油量控制阀左右转动，从而改变了柴油的通过面积，即改变了供油量。

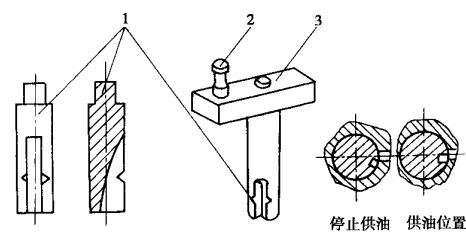


图 6-32 油量控制阀

1—控制阀体 2—拉杆销钉 3—连接臂

DPA 型分配泵的喷油提前器和二级滑片式输油泵的结构及工作原理均与 VE 型分配泵相似，不再赘述。

6.5 调速器

6.5.1 调速器的作用及分类

调速器是一种随柴油机负荷与转速的变化自动调节喷油泵供油量、以限制或稳定转速的装置。

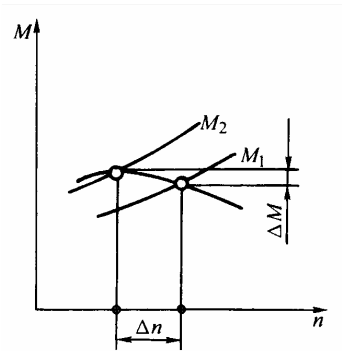


图 6-33 柴油机转矩特性

柴油机不同于汽油机，其转矩特性（油量调节机构位置一定时，柴油机的转矩随转速而变化的关系）曲线比较平坦（如图 6-33 所示）。外界负荷有较小的变化 ΔM （从 M_1 增加到 M_2 ）时，柴油机转速将产生较大波动 Δn ，工作稳定性差。尤其是柴油机高速工作突卸负荷时极易产生“飞车”（柴油机转速急剧升高无法控制的现象）现象，导致曲轴、连杆、汽缸和活塞损坏的严重事故。

柴油机“飞车”现象的产生，还与柱塞式喷油泵的速度特性有关。喷油泵的速度特性是指喷油泵的供油调节拉杆位置一定时，每循环的供油量随油泵凸轮轴转速而变化的关系。随着柴油机转速的升高，柱塞运动速度加快，进、回油孔的

节流作用增强,导致出油阀提早打开,推迟关闭,使供油量加大。而供油量加大又反过来促进发动机转速升高,如此循环,最终造成“飞车”。

汽车柴油机还常在怠速下运转,由于其转速波动大,造成怠速不稳,容易熄火,所以,柴油机都安装有调速器。

调速器的分类如下。

1. 按转速调节范围分类

(1) 全速式调速器。指在柴油机所有工作转速范围内都能起调节作用的调速器,主要用于负荷、转速变化较大的汽车、拖拉机和工程机械上。

(2) 两速式调速器。指限制和稳定柴油机最高和最低转速的调速器,主要用于在道路行驶的柴油汽车上,用来稳定怠速和限制最高转速。

(3) 单程式调速器。只在一个规定的转速下起作用,主要用于转速要求恒定的柴油机,如发电机组。

(4) 极限式(限速式)调速器。用于限制最高转速的调速器,实际上是一种超速保护装置,用于重要的大功率柴油机上,常与一般调速器配套使用。

2. 按感应元件或执行机构分类

(1) 机械式调速器。感应元件是飞锤等、执行机构为机械的调速器。它结构简单,广泛用于小功率及部分中等功率柴油机上。

(2) 液压式调速器。执行机构为液压伺服器的调速器。它通用性强,稳定性高,但结构复杂,一般用于大功率柴油机。

(3) 气动式调速器。感应元件为膜片等气动元件、以感应进气管的压力变化调节柴油机转速的调速器。它结构简单,但增加了进气道阻力。

(4) 电子调速器。感应元件和执行元件主要是电子装置的调速器,能在转速明显变化前迅速调整油量,具有很高的静态和动态调节精度。

本节介绍目前使用比较广泛的机械式两速和全速调速器。

6.5.2 两速式调速器

两速式调速器是只限制和稳定柴油机最高和最低转速的调速器,被汽车广泛采用,其结构各异,中间转速则由驾驶员通过操纵杆直接控制,调速器本身不起自动调速作用。下面以常用的安装于柱塞式喷油泵的 RAD 型调速器为例介绍其工作原理。

1. RAD 型调速器基本结构

如图 6-34 所示,在喷油泵凸轮轴 14 的尾端固定有飞锤 12,飞锤臂上的滚轮 13 紧靠在

调速滑套 11 的端面上。当飞锤向外张开时，推动调速滑套沿轴向右移。拉力杆 1、导动杆 3 和速度调定杆 19 的上端与装在调速器壳上的销轴相连，并可绕其摆动。拉力杆的下端受齿杆行程调整螺钉 10 的限制，导动杆 3 的下端与调速滑套 11 铰接。在导动杆的中部位置安装有销轴 B，两端分别与上、下浮动杠杆 4 连接。上浮动杠杆通过连接杆 17 与供油调节齿杆 16 相连；下浮动杠杆的下端有一销轴 C，插在拨叉杆 8 下端的凹槽内。操纵手柄 6 通过一个曲柄与拨叉杆相连，工作中由驾驶员通过“油门”踏板与杆件系统来控制操纵手柄 6。

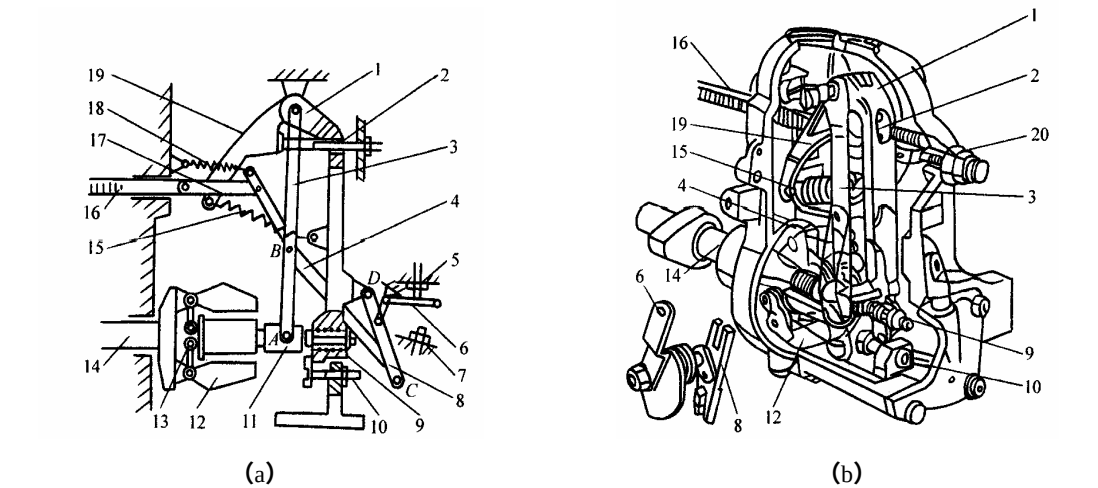


图 6-34 RAD 型调速器

1—拉力杆 2—速度调整螺栓 3—导动杆 4—浮动杠杆 5—高速限制螺钉 6—操纵手柄 7—怠速螺钉 8—拨叉杆 9—怠速弹簧 10—齿杆行程调整螺钉 11—调速滑套 12—飞锤 13—滚轮 14—凸轮轴 15—调速弹簧 16—供油调节齿杆 17—连接杆 18—启动弹簧 19—速度调定杆 20—稳速弹簧

调速弹簧 15 拉住拉力杆 1 与速度调定杆 19，而速度调定杆则用速度调整螺栓 2 顶住，使调速弹簧 15 保持拉伸状态。启动弹簧 18 的一端装在上浮动杠杆的顶部，另一端固定在调速器壳体上。怠速弹簧 9 装在拉力杆 1 下部。

在正常工作范围内，由于调速弹簧 15 的作用，拉力杆 1 始终靠在齿杆行程调整螺钉 10 上，在拉力杆 1 的中部有一销轴 D，它插在拨叉杆 8 上端的凹槽内。

2. 工作原理

(1) 启动时（如图 6-34 所示），将操纵手柄 6 抵靠高速限制螺钉 5，带动拨叉杆 8 绕 D 点逆时针方向转动，浮动杠杆 4 则绕 B 点逆时针方向转动，并通过连接杆 17 推动供油调节齿杆 16 向增加油量方向移动。由于启动弹簧 18 对浮动杠杆 4 有一个向左的拉力，因而

浮动杠杆会绕 C 点逆时针摆动,带动 B 点和 A 点进一步向左移动到飞锤 12 完全闭拢为止。供油调节齿杆因而相应地向增加供油方向移动一个距离,即达到启动加浓供油位置。此时调速滑套 11 的右端与怠速弹簧杆 9 之间存在有间隙。

发动机启动达到一定转速时,飞锤的离心力便克服启动弹簧 18 的拉力而推动调速滑套 11 右移。浮动杠杆上端则相应地带动供油调节齿杆减少供油,这时应将操纵手柄 6 拉回到怠速位置(接触怠速螺钉 7),则拨叉杆 8 绕 D 点顺时针方向转动,浮动杠杆 4 则绕 B 点顺时针方向转动,并通过连接杆 17 拉动供油调节齿杆 16 向减少油量方向移动,使发动机处于怠速运转。

(2) 怠速调节(如图 6-35 所示)。怠速工作时将操纵手柄 6 靠在怠速螺钉 7 上,这时飞锤的离心力通过调速滑套 11 与怠速弹簧 9 相平衡,发动机在怠速下稳定工作。

当发动机运转阻力减小时,转速会升高,飞锤离心力增加,通过调速滑套压缩怠速弹簧 9。与此同时,导动杆 3 下端 A 点右移,带动浮动杠杆 4 绕 C 点顺时针转动,使供油调节齿杆减少供油,限制了发动机转速的上升;反之,当发动机运转阻力增大时,发动机转速下降,调速器通过与上述相反的调节作用,使供油调节齿杆增加供油,防止发动机熄火。

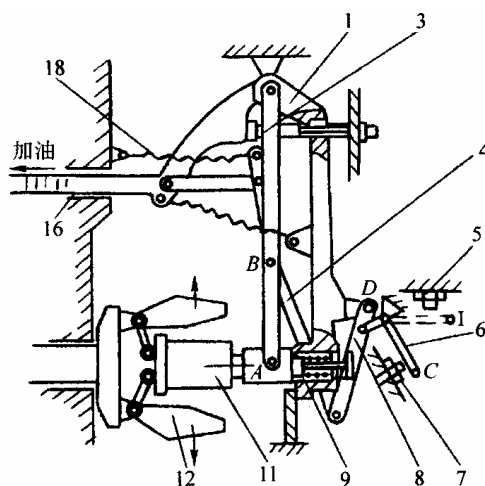


图 6-35 RAD 型调速器怠速调节

(图注同图 6-34)

(3) 中速工作(如图 6-36 所示)。操纵手柄 6 置于怠速螺钉 7 与高速限制螺钉 5 之间的任一位置,通过拨叉杆 8、浮动杠杆 4 等杆件调节,便可以使供油调节齿杆 16 处于相应位置,发动机在相应转速下工作。此时怠速弹簧 9 已全部被压入拉力杆 1 内,不起作用,而调速弹簧刚度较大,还尚未起作用。所以外界负荷的变化,调速器并不自动调节油量,

而要靠驾驶员直接操纵。

(4) 最高转速限制 (如图 6-37 所示)。操纵手柄 6 靠在高速限制螺钉 5, 发动机在标定工况工作, 供油调节齿杆 16 处于标定供油位置, 发动机在标定转速下稳定工作 (图中实线位置)。

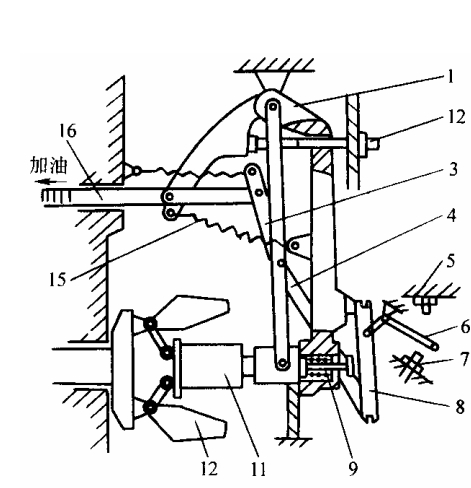


图 6-36 RAD 型调速器中速工作
(图注同图 6-34)

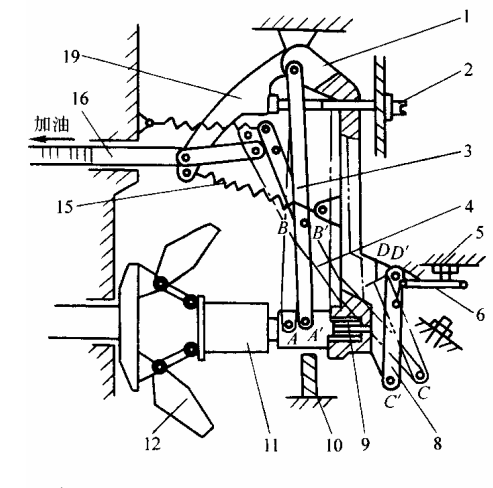


图 6-37 RAD 型调速器最高转速限制
(图注同图 6-34)

当发动机负荷减小时, 转速升高, 飞锤离心力加大。克服调速弹簧 15 的拉力, 推动调速滑套 11 及拉力杆 1 右移 (图中双点划线位置)。这时导动杆 3 的中间支点 B 移到 B' 位置, 拉力杆 1 的支点 D 移到 D' 的位置, 使得供油调节齿杆 16 向减少供油方向移动, 限制了发动机的最高转速, 且防止“飞车”。

相反, 若发动机负荷增加, 发动机转速便下降, 通过调速器调节, 使得供油调节齿杆 16 向增加供油方向移动, 以保持转速稳定。

调速器控制的最高工作转速, 可通过改变调速弹簧 15 的预紧力调节。当速度调整螺栓 2 向里旋进时, 调速弹簧预紧力加大, 发动机的最高工作转速升高。

根据工作需要, RAD 调速器可以增加附属装置 (校正装置、增压补偿装置等), 其基本原理与下述的 VE 型分配泵的相应附属装置相似。

6.5.3 全速式调速器

机械离心式全速调速器有与柱塞式喷油泵配套的, 也有装在分配式喷油泵体内的, 其

工作原理基本相同。下面以 VE 型分配泵的调速器为例,说明机械离心式全速调速器的基本结构及工作原理。

1. VE 型分配泵调速器的结构

如图 6-38 所示,在飞锤支架 2 上装有四个飞锤 3,飞锤通过止推片推动调速套筒 4 移动。张力杠杆 12、启动杠杆 15 和导杆 16 组成调速器杠杆系统。这三个杠杆通过销轴 N 连在一起并可分别绕销轴 N 摆动。导杆 16 通过销轴 M 固定在分配泵体上。启动杠杆 15 的下端是球头销,嵌入油量调节套筒 21 的凹槽中,当启动杠杆摆动时,球头销将拨动油量调节套筒,改变其与分配柱塞 19 上的泄油孔 20 的相对位置,从而改变分配柱塞的有效行程。张力杠杆 12 上端通过怠速弹簧 10 与调速弹簧 8 连接,调速弹簧的另一端挂在调速手柄 5 的销轴上。导杆 16 的下端受复位弹簧 17 的推压,使其上端靠在最大供油量调节螺钉 11 上。

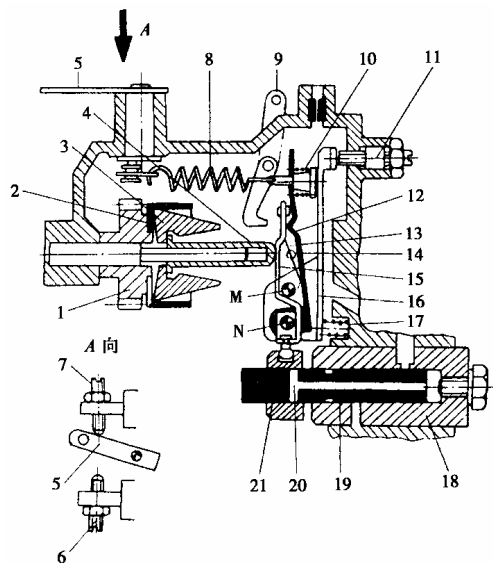


图 6-38 VE 型分配泵调速器结构示意图

1—调速器传动齿轮 2—飞锤支架 3—飞锤 4 调速套筒 5—调速手柄 6—怠速调节螺钉 7—最高速度限止螺钉 8—调速弹簧 9—停车手柄 10—怠速弹簧 11—最大供油量调节螺钉 12—张力杠杆 13—启动弹簧 14—张力杠杆挡销 15—启动杠杆 16—导杆 17—复位弹簧 18—柱塞套 19—分配柱塞 20—泄油孔 21—供油量调节套筒 M—导杆支承销轴（固定） N—启动杠杆、张力杠杆及导杆支承销轴（可动）

此外,在 VE 型分配泵调速器上还装有一些附加装置,如增压补偿器和转矩校正装置等。

2. VE 型分配泵调速器工作原理

调速器传动轴旋转所产生的飞锤离心力与调速弹簧力相互作用,如果两者不平衡,调速套筒便会移动。调速套筒的移动通过调速器的杠杆系统使供油量调节套筒的位置发生变化,从而增减供油量,以适应柴油机运行工况变化的需要。

(1) 启动

如图 6-39 (a) 所示,启动前,将调速手柄 5 推靠在最高速限止螺钉 7 上。这时调速弹簧 8 被拉伸,弹簧的张力拉动张力杠杆 12 绕销轴 N 向左摆动,并通过板形启动弹簧 13 使启动杠杆 15 压向调速套筒 4,从而使静止的飞锤 3 处于完全闭合的状态。与此同时,启动杠杆下端的球头销将供油量调节套筒 21 向右拨到启动加浓供油位置 C,供油量最大。启动后,飞锤的离心力克服作用在启动杠杆上的启动弹簧的弹力,使启动杠杆绕销轴 N 向右摆动,直到抵靠在张力杠杆的挡销上。此时,启动杠杆下端的球头销向左拨动供油量调节套筒,供油量自动减少。

(2) 怠速

如图 6-39 (b) 所示,柴油机启动后,将调速手柄 5 移至怠速调节螺钉 6 上。在这个位置,调速弹簧 8 的张力几乎为零,即使调速器传动轴的转速很低,飞锤也会向外张开,推动调速套筒,使启动杠杆和张力杠杆绕销轴 N 向右摆动,并使怠速弹簧 10 受到压缩。这时,飞锤离心力对调速套筒的作用力与怠速弹簧及启动弹簧对调速套筒的作用力平衡,供油量调节套筒 21 处于怠速供油位置 D,柴油机在怠速下运转。

若由于某种原因使柴油机转速升高,则飞锤离心力增大,上述的平衡被打破,飞锤推动调速套筒、启动杠杆和张力杠杆进一步压缩怠速弹簧而向右摆动,供油量调节套筒则向左移,供油量减少,转速回落复原。若柴油机转速降低,飞锤离心力减小,怠速弹簧推动张力杠杆和启动杠杆向左摆动,供油量调节套筒则向右移,增加供油量,使转速回升。

(3) 中速和最高速

如图 6-39 (c) 所示,欲使柴油机在高于怠速而又低于最高转速的任何中间转速工作时,则需将调速手柄 5 置于怠速调节螺钉 6 与最高速限止螺钉 7 之间某一位置。这时,调速弹簧 8 被拉伸,同时拉动张力杠杆 12 和启动杠杆 15 绕销轴 N 向左摆动,而启动杠杆下端的球头销则向右拨动供油量调节套筒 21,使供油量增加,柴油机由怠速转入中速状态。由于转速升高,飞锤离心力增大。当其向右作用于调速套筒上的推力与调速弹簧向左作用于张力杠杆和启动杠杆上的拉力平衡时,供油量调节套筒便稳定在某一中等供油量位置,柴油机也就在某一中间转速稳定运转。

当把调速手柄 5 置于最高速限止螺钉 7 上时,调速弹簧 8 的张力达到最大,供油量调节套筒 21 也相应地移至最大供油量位置,柴油机将在最高转速或标定转速下工作。

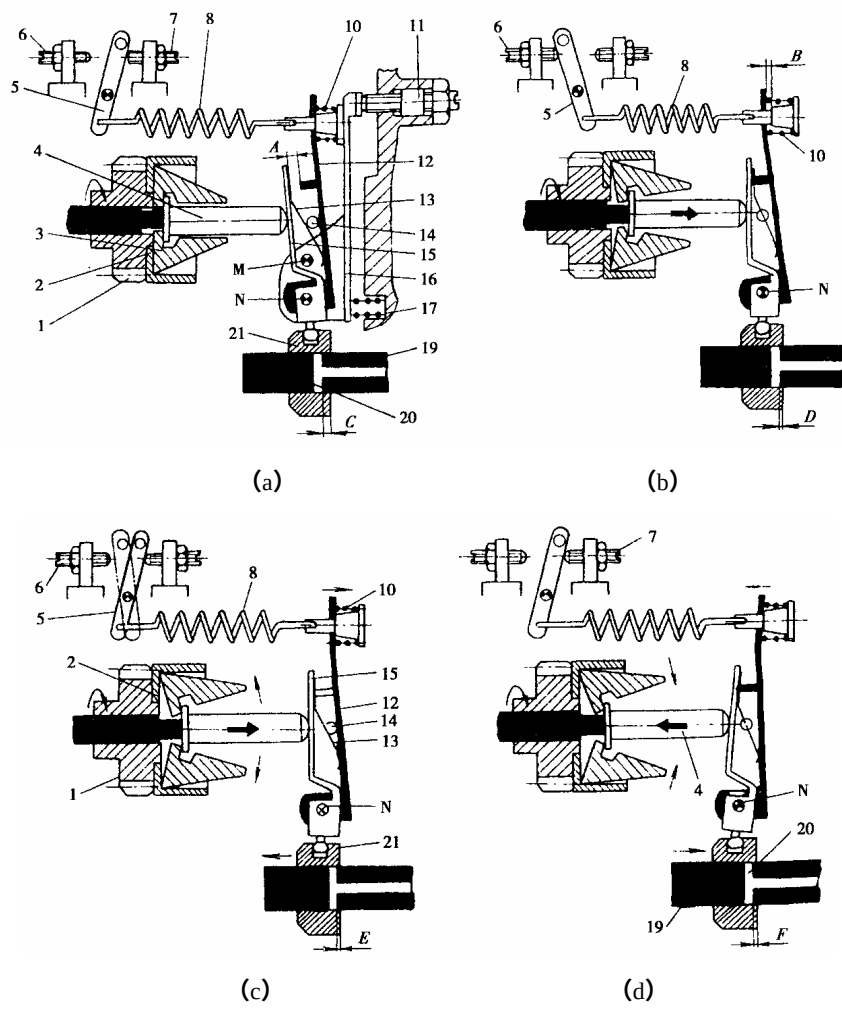


图 6-39 VE 型分配泵调速器工作原理图

A—启动弹簧压缩量 B—怠速弹簧压缩量 C—启动加浓供油位置 D—怠速供油位置 E—部分负荷最高转速供油位置 F—全负荷最高转速供油位置 N—启动杠杆、张力杠杆及导杆支承销轴（可动）
(图注同图 6-38)

不论柴油机在中速或最高速工作，若由于负荷发生变化而引起转速改变时，则飞锤离心力与调速弹簧力的平衡遭到破坏，调速器将立即动作，通过增减供油量，使转速复原。如果突然全部卸掉柴油机负荷，调速器将把供油量减至最小，以防止柴油机超速。其调速过程与稳定怠速的过程相同。

(4) 最大供油量的调节

若拧入最大供油量调节螺钉 11，则导杆 16 绕销轴 M 逆时针方向转动，销轴 N 也随之转动，并带动球头销向右拨动供油量调节套筒 21，这时最大供油量增加。反之，旋出最大供油量调节螺钉 11，则最大供油量减少。改变最大供油量，可以改变柴油机的最大输出及最高转速或标定转速。

3. 附加装置

(1) 增压补偿器

在增压柴油机上装用的分配式喷油泵附有增压补偿器（如图 6-40 所示），其作用是根

据增压压力的大小，自动增减供油量，以提高柴油机的有效功率和燃油经济性，并可减少有害气体的排放。

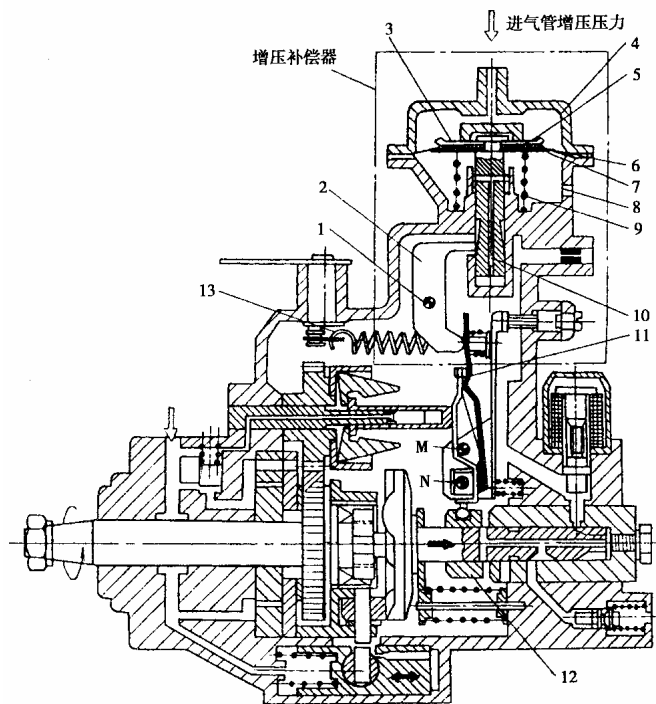


图 6-40 增压补偿器

- 1—销轴 2—补偿杠杆 3—膜片上支承板 4—补偿器盖 5—膜片 6—补偿器体 7—膜片下支承板
8—通气孔 9—弹簧 10—补偿器阀杆 11—张力杠杆 12—供油量调节套筒 13—调速弹簧

在补偿器盖 4 和补偿器体 6 之间装有膜片 5，膜片把补偿器分成上、下两个腔。上腔与

进气管相通,其中的压力即为增压压力。下腔经通气孔8与大气相通,膜片下面装有弹簧9。补偿器阀杆10与膜片5相连,并与膜片一起运动。阀杆的中下部加工成上细下粗的锥体,补偿杠杆2的上端与锥体相靠。在阀杆上还钻有纵向长孔和横向孔,以保证阀杆在补偿器体内移动时不受气体阻力的作用。补偿杠杆可绕销轴1转动,其下端靠在张力杠杆11上。

当进气管中的增压压力增大时,膜片5带动阀杆10向下运动,与阀杆锥体相接触的补偿杠杆2绕销轴1顺时针方向转动,张力杠杆11在调速弹簧13的作用下绕销轴N逆时针方向转动,从而使启动杠杆下端的球头销向右拨动供油量调节套筒12,供油量增加;反之亦然。

(2) 转矩校正装置

根据需要可在VE型分配泵上装备正转矩校正或负转矩校正装置。

正转矩校正可以改善柴油机高速范围内的转矩特性。VE型分配泵上的正转矩校正装置如图6-41(a)所示。转矩校正杠杆6的上端支承在销轴S上,同时抵靠在张力杠杆4的挡销5上。销轴S固定在启动杠杆1上端的凸耳上。转矩校正杠杆的下端靠在校正销7的大头端,校正销装在启动杠杆中部的相关孔内,并可在其中滑动。校正弹簧2总是向右推压校正销。

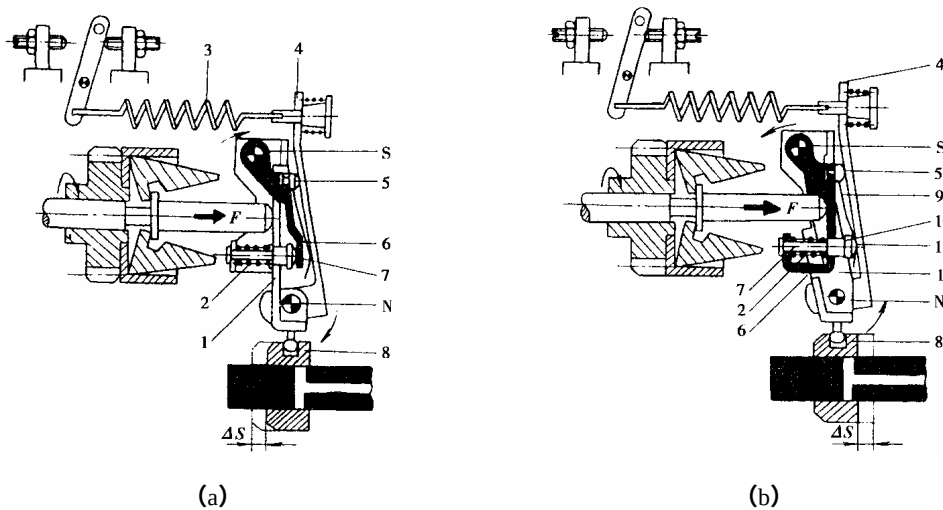


图 6-41 转矩校正装置

(a) 正转矩校正 (b) 负转矩校正

1—启动杠杆 2—校正弹簧 3—调速弹簧 4—张力杠杆 5—挡销 6—校正杠杆 7—校正销
8—供油量调节套筒 9—启动弹簧 10—校正销大端 11—停驻点 S、N—销轴

当柴油机转速升高到校正转速时,随着转速的升高,作用在启动杠杆上的飞锤离心力的轴向分力 F 对销轴N的力矩,逐渐超过校正弹簧2的预紧力对校正杠杆的支点即挡销5

的力矩，这时启动杠杆 1 及销轴 S 开始绕销轴 N 向右摆动。与此同时，校正杠杆 6 绕挡销 5 顺时针方向转动，其下端通过校正销 7 将校正弹簧压缩，直至校正销的大端靠在启动杠杆上为止，校正过程结束。在校正期间，启动杠杆下端的球头销向左拨动供油量调节套筒，供油量减少。相反，当转速降低时，供油量增加。

负转矩校正可以防止柴油机低速时冒黑烟。在负转矩校正装置中（如图 6-41（b）所示），调速套筒的轴向分力 F 直接作用在转矩校正杠杆 6 上，使校正杠杆靠在张力杠杆 4 的挡销 5 上，转矩校正销 7 靠在张力杠杆的停驻点 11 上。当柴油机转速升高时，调速套筒的轴向分力 F 增大。若轴向分力 F 对挡销 5 的力矩大于校正弹簧 2 的弹簧力对挡销 5 的力矩，则使校正杠杆以挡销 5 为支点逆时针方向转动，并通过销轴 S 带动启动杠杆绕销轴 N 向左摆动，球头销则向右拨动供油量调节套筒，增加供油量，从而实现柴油机在低速范围内随转速增加而自动增加供油量的负转矩校正。当校正杠杆靠在校正销大端上时，校正结束。

（3）负荷传感供油提前装置

如图 6-42 所示，其功用是根据柴油机负荷的变化自动改变供油提前角。当柴油机转速一定时，若负荷减小，则喷油泵体内腔的燃油通过调速套筒 7 上的量孔 6，经调速器轴 8 的中心油道泄入二级滑片式输油泵 3 的进油口 1，使喷油泵体内腔的油压降低，液压式喷油提前器 4 内的活塞向右移动，供油提前角减小。反之，若柴油机负荷增加，调速套筒上的量孔被关闭，喷油泵体内腔的油压升高，喷油提前器内的活塞向左移动，供油提前角增大。负荷传感供油提前装置在全负荷的 25%~70% 范围内起作用。

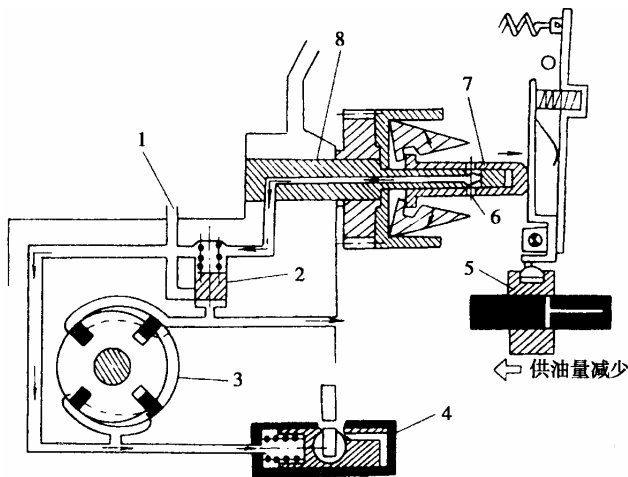


图 6-42 负荷传感供油提前装置

- 1—进油口 2—调压阀 3—二级滑片式输油泵 4—液压式喷油提前器
5—供油量调节套筒 6—量孔 7—调速套筒 8—调速器轴

(4) 大气压力补偿器

大气压力补偿器（如图 6-43 所示）的功用是随着大气压力的降低或海拔高度的增加自动减少供油量，以防止柴油机排气冒黑烟。大气压力降低或汽车在高原行驶时，大气压力感知盒 6 向外膨胀，使推杆 7 向下移动。因为推杆下端与连接销 5 接触的一段是上大下小的锥体，所以当推杆下移时，连接销向左移动，并推动控制臂 4 绕销轴 S 逆时针方向转动。控制臂下端则推动张力杠杆 9 和启动杠杆 10 绕销轴 N 向右摆动，启动杠杆下端的球头销向左拨动油量调节套筒，减少供油量。

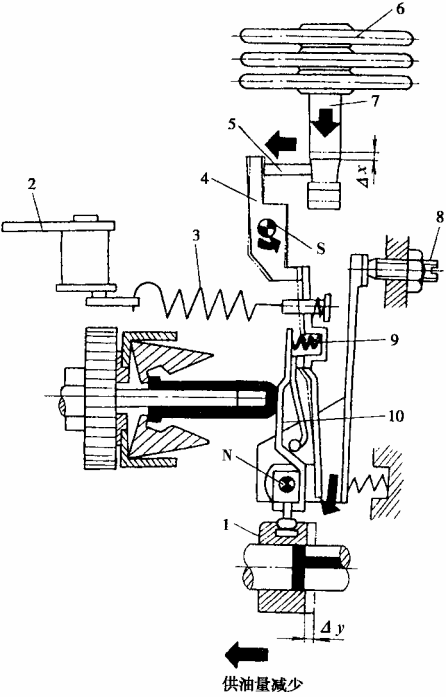


图 6-43 大气压力补偿器

- 1—油量调节套筒 2—调速手柄 3—调速弹簧 4—控制臂 5—连接销 6—大气压力感知盒
7—推杆 8—最大油量调节螺钉 9—张力杠杆 10—启动杠杆 S、N—销轴

6.6 喷油泵的驱动与供油正时

6.6.1 喷油泵的驱动

喷油泵通常由柴油机曲轴前端的正时齿轮带动一组齿轮来驱动。喷油泵的驱动必须满

足柴油机工作顺序的需要，即供油正时。

柱塞式喷油泵的驱动方式如图 6-44 所示。喷油泵通常靠底部定位装在托板 7 上，用联轴器 4 把驱动齿轮 2 和喷油泵的凸轮轴连起来。有的柴油机在其间又串联了空气压缩机 3 和供油提前角自动调节器 5。

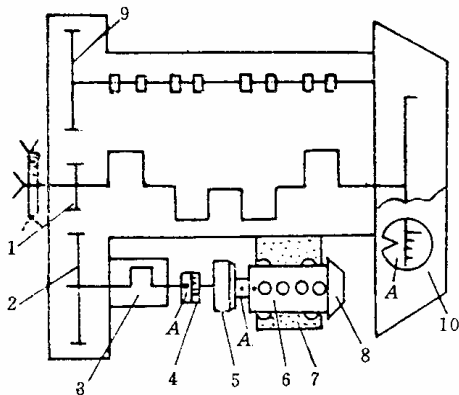


图 6-44 喷油泵的驱动

1—曲轴上时齿轮 2—喷油泵驱动齿轮 3—空气压缩机 4—联轴器 5—供油提前角自动调节器 6—喷油泵 7—托板 8—调速器 9—配气机构驱动齿轮 10—飞轮上的喷油正时标记 A—各处正时标记

为保证供油正时，在正时齿轮、中间齿轮和喷油泵驱动齿轮上都刻有正时记号，在安装时各处的上时标记必须处于相应的位置，才能保证喷油系统有正确的喷油时刻。

6.6.2 喷油提前角自动调整装置

柴油机的最佳供油提前角是在转速和供油量一定的条件下，能获得最大的功率及最小燃油消耗的喷油提前角。对任何一台柴油机，最佳喷油提前角都不是常数，而是随供油量和曲轴转速变化的。供油量愈大，转速越高，则最佳喷油提前角也愈大。

喷油提前角实际上是由喷油泵供油提前角保证的。单个分泵的供油提前角可通过改变滚轮挺杆的高度来调整。而调节整个喷油泵供油提前角的方法是改变发动机曲轴与喷油泵凸轮轴的相对角位置，从而使各分泵的供油提前角作相同数量的改变。

车用柴油机是根据其常用的某个供油量和转速范围确定一个供油提前初始角，这个初始角在喷油泵安装到柴油机上时业已固定。为满足最佳喷油提前角随转速升高而增大的要求，车用柴油机常装用供油提前角自动调节器，使供油提前角在初始角的基础上随转速而变化，即对喷油提前角进行动态调整。

如图 6-45 所示为 CA6100-2 型柴油机使用的机械离心式供油提前角自动调节器，它利

用调节器内部离心部件的离心力与调节弹簧力的平衡原理，随柴油机转速自动调整喷油泵凸轮轴和驱动轴之间的相位差，从而改变喷油提前角。

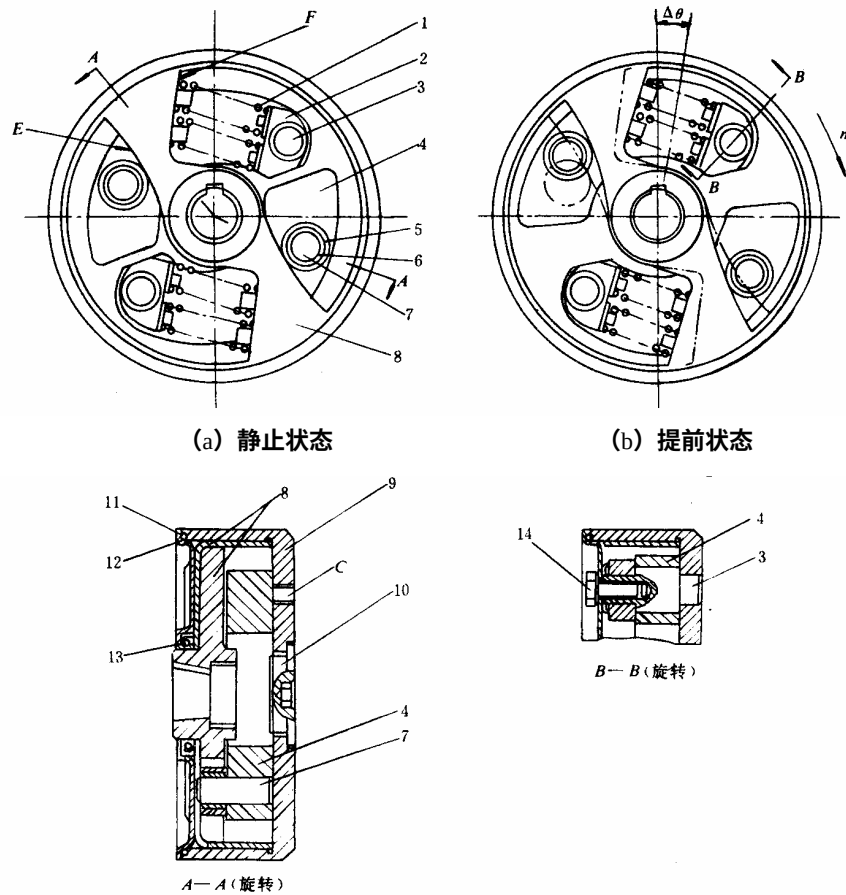


图 6-45 供油提前角自动调节器

1—弹簧 2—弹簧座 3—驱动盘销轴 4—飞块 5—滚轮 6—滚轮内座圈 7—飞块销钉 8—筒状从动盘 9—驱动盘 10—螺塞 11—壳体密封圈 12—调节器盖 13—油封弹簧 14—螺钉 C—螺孔

该调节器（一般称为提前器）位于联轴器和喷油泵之间。驱动盘前端面有两个螺孔 C 与联轴器相连接。在驱动盘的腹板上压装着两个销轴 3，两个飞块 4 的一端各有一圆孔套在此销轴上，另一端压装着两个销钉 7，每个销钉各松套着一个滚轮 5 和内座圈 6。从动盘 8 的毂部用半圆键与喷油泵凸轮轴连接，两臂的弧形侧面 E 与滚轮 5 接触，其平侧面 F 则压在两个弹簧 1 上。弹簧 1 的一端支于由螺钉 14 固定在销轴 3 端头的两个弹簧座圈 2 上，

从动盘 8 是由筒状盘和从动盘毂焊接在一起的，其外圆面与驱动盘内圆面配合，以保证二者的同轴度。整个调节器为一密闭体，内腔充有机油进行润滑。

柴油机工作时，驱动盘 9 连同飞块 4 受曲轴的驱动而沿图中箭头方向旋转，飞块上的滚轮 5 推动从动盘 8 同步旋转。当转速上升达设定值时，两个飞块在离心力作用下克服弹簧 1 的预紧力绕其轴销向外转开，滚轮 5 则迫使从动盘 8 沿旋转方向转动一个角度 $\Delta\theta$ ，直到弹簧 1 的弹力与飞块离心力平衡为止，这时驱动盘 9 又与从动盘 8 同步旋转。此时供油提前角为初始角加上 $\Delta\theta$ 。当转速升高时，飞块活动端便进一步向外甩，从动盘被迫再沿旋转方向相对于驱动盘前进一个角度，直到弹簧弹力足以平衡新的离心力为止，供油提前角相应又增大。这样随转速的升高供油提前角不断地增大。反之，当柴油机转速降低时，飞块收拢，从动盘在弹簧力作用下相对于驱动盘后退一个角度，供油提前角相应减小。

CA6110-2 型柴油机的供油提前角自动调节器起作用的转速为 500~1650r/min，角度提前量为 0~6°。

6.6.3 联轴器及静态供油提前角的调整

传统的联轴器都采用胶木盘交叉连接式，现已被挠片式联轴器所替代。

如图 6-46 所示为 CA6110-2 型柴油机的联轴器。主动凸缘盘 3 借锁紧螺栓 1 固定在驱动轴上。螺钉 2、4 和 9 把主动凸缘盘 3、主动传力钢片 5、十字形中间凸缘盘 6 及从动传力钢片 8 连接在一起，再用螺钉 7 使从动传力钢片与供油提前角自动调节器 10 相连接。这样，驱动轴的动力通过上述各零件即可传递到供油提前角自动调节器上。传动时，由于弹性钢片的挠性，可补偿喷油泵的驱动轴与凸轮轴少量的同轴度误差，使其无声传动。

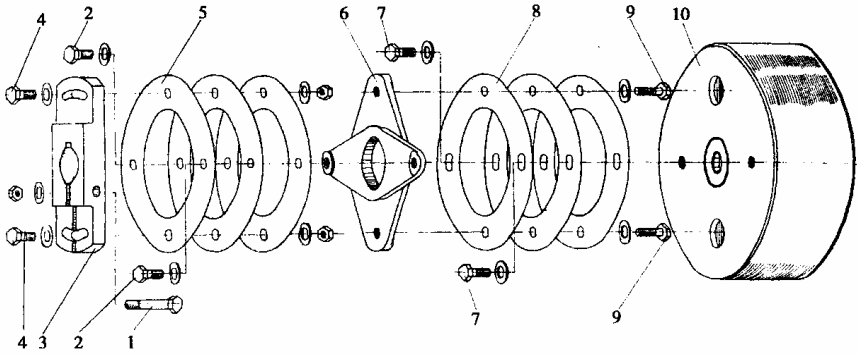


图 6-46 喷油泵的联轴节

- 1—锁紧螺栓 2、4、7、9—螺钉 3—主动凸缘盘 5—主动传力钢片
6—十字形中间凸缘盘 8—从动传力钢片 10—供油提前角自动调节器

在汽车行驶一定里程（如 15000km，约相当于发动机工作 500h）后，或在将喷油泵拆卸后重新安装时，必须检查并调整供油提前角。喷油泵供油提前角的这种静态调整是利用联轴器改变发动机曲轴和喷油泵凸轮轴的相对角位置而实现的。

如图 6-46 所示，旋松螺钉 7 可使主动凸缘盘 3 相对主动传力钢片和十字形凸缘盘 6 沿弧线形孔转过一个角度，同样，旋松螺钉 7 可使供油提前角自动调节器相对从动传力钢片和十字形突缘盘沿弧线形孔转过一个角度，从而改变了各缸的喷油时刻（即初始供油提前角）。两处的手动调节可使零件结构紧凑、调整灵活方便。

为了保证供油正时，通常在联轴器及喷油泵壳体上有相应的记号，当刻线对齐时，为第一分泵开始供油。

6.7 辅助装置

6.7.1 输油泵

输油泵的功用是保证柴油在低压油路内循环，并供应足够数量及一定压力的柴油给喷油泵，输油量应为全负荷最大喷油量的 3~4 倍。输油泵有活塞式、膜片式、齿轮式和叶片式等几种，其中，活塞式输油泵是最常用的一种。

如图 6-47 所示为一种典型的活塞式输油泵，主要由泵体、机械油泵总成、手油泵总成、进出油阀和油道等组成。

机械油泵总成由滚轮部件（滚轮轴 25、滚轮 16、滚轮架 17）、顶杆 24、活塞 19、弹簧 20 等组成。活塞在喷油泵凸轮轴上偏心轮的驱动下沿活塞轴线往复运动。

活塞式输油泵的工作原理如图 6-48 所示。

随着喷油泵凸轮轴 27 的旋转，轴上的偏心轮克服滚轮弹簧 18 的预紧力推动滚轮 16 连同滚轮架 17 下行，通过顶杆 24 的传递，偏心轮克服了活塞弹簧 20 的张力，推动活塞下行，泵腔 I 容积变小，油压升高，关闭进油阀 3，压开出油阀 15，燃油经泵腔 I 流向泵腔（图中虚线箭头所示）。当偏心轮凸起部分转离滚轮时，活塞 19 在活塞弹簧 20 的作用下上行，泵腔 II 容积减小，油压增大，出油阀关闭，燃油经油道流向柴油滤油器。与此同时，泵腔 I 容积增大，油压下降，进油阀 3 被吸开，燃油自进油口被吸入泵腔 I（图中实线箭头所示）。如此重复，柴油便不断被送入柴油滤清器。

输油量的多少取决于活塞行程，输油压力的大小取决于活塞弹簧的张力。当活塞行程为偏心轮升程时，输油量最大。当输油泵供油量大于喷油泵的需要量，或柴油滤清器阻力过大时，油路和泵腔 II 油压增高，活塞便停留在油压与弹簧 20 弹力平衡的位置而不能回位到上止点，而滚轮部件在其弹簧作用下仍回位到底，于是顶杆与滚轮间出现空行程，即活

塞的行程减小，从而减少了输油量，并限制油压的进一步升高。这样，喷油泵需要量越小，泵腔 II 油压越高，活塞上行位置越低，空行程越大，输油泵输油量越小。反之，喷油泵需要量增加，泵腔 II 油压降低，活塞上行位置增高，空行程减少，输油量增加，从而就实现了输油量和供油压力的自动调节。

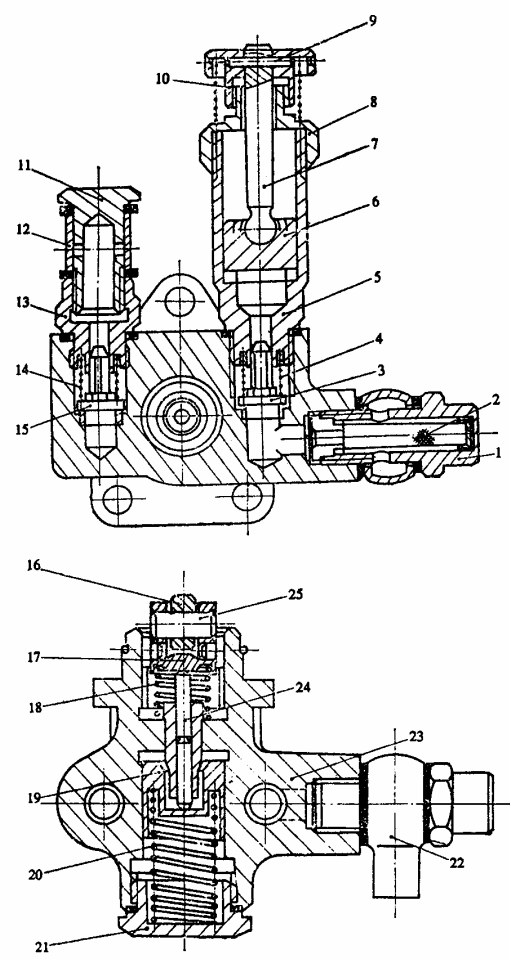


图 6-47 活塞式输油泵

- 1—进油管接头 2—滤网 3—进油阀 4—弹簧 5—手泵体 6—手泵活塞 7—手泵杆 8—手泵盖
9—手泵销 10—手泵柄 11—出油管接头 12—套 13—油管接头 14—弹簧 15—出油阀
16—滚轮 17—滚轮架 18—滚轮弹簧 19—活塞 20—活塞弹簧 21—螺塞
22—进油管接头 23—系体 24—顶杆 25—滚轮轴

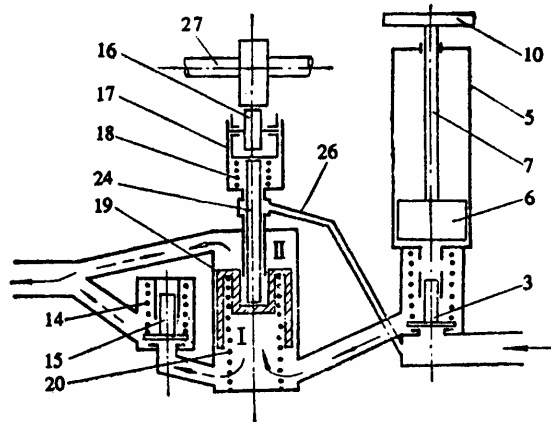


图 6-48 输油泵的工作原理

1~25 图注同 6-47 26—回油道 27—喷油泵凸轮轴

手油泵（见图 6-47）是由泵体 5、活塞 6、手柄 10 和弹簧等组成。当柴油机长时间停机后欲再启动时，应先将柴油滤清器和喷油泵的放气螺钉拧开，再将手油泵的手柄 10 旋开，往复抽按手油泵的活塞 6。活塞上行时，将柴油经进油阀 3 吸入手油泵泵腔；活塞下行时，进油阀关闭，柴油从手油泵泵腔经机械油泵下腔和出油阀 15 流入并充满柴油滤清器和喷油泵低压腔，并将其中的空气驱除干净。之后拧紧放气螺钉，旋紧手油泵手柄，再行启动发动机。

机械油泵的活塞 19 和泵体、手油泵的活塞 6 和泵体 5 以及顶杆 24 与配合孔等偶件，都是经过选配和研磨而达到高精度配合的，故无互换性。泵腔 II 油压升高时会有少许燃油从顶杆 24 与泵体导孔间隙漏出，这部分燃油经回油管 26 流回进油口，并对推杆起润滑作用。

6.7.2 柴油滤清器

在运输和贮存过程中，柴油不可避免地会混入尘土和水分，且贮存较久后，胶质还将增多。这些杂质进入柴油机供油系统后，会加剧其中各精密偶件的磨损，引起零件锈蚀，导致精密偶件阻滞甚至卡死。因此，为保证柴油机供油系统工作正常，延长使用寿命，除使用前将柴油严格沉淀过滤外，在柴油机供油系统中还必须采用滤清器，以便仔细清除柴油中的机械杂质和水分。很多柴油机中设有粗、细两级滤清器，有的只用单级滤清器。此外，还装有其他辅助滤清元件，如在各油管接头处设金属细孔滤网。

目前常用的单级滤清器是微孔纸芯滤清器，其典型结构如图 6-49 所示，优点是滤清效率高、体积小、重量轻、价格低。

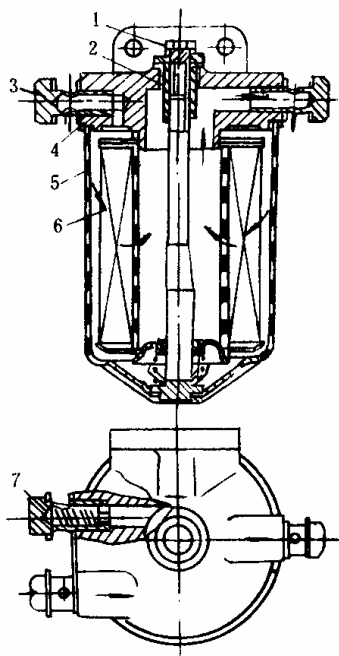


图 6-49 单级柴油滤清器

1—放气螺钉 2—拉杆螺母 3—油管接头 4—盖 5—壳体 6—纸质滤芯 7—溢流阀

由微孔滤纸制成的滤芯 6 装在滤清器盖 4 与底部的弹簧座之间，并用橡胶圈密封。输油泵泵出的柴油，经进油管接头 3 进入壳体 5 内，再渗透过滤芯 6 而进入滤芯内腔，最后经出油管接头输出给喷油泵。在此过程中，柴油中的机械杂质和尘土被滤去，水分沉淀在壳体内。

滤清器盖上有有限压溢流阀，当滤清器内的油压超过溢流阀的开启压力（0.1~0.15 MPa）时，溢流阀开启，使多余的柴油流回油箱，从而保证滤清器内的油压在一定限度内。滤清器盖上还有放气螺钉，拧开螺钉，抽动输油泵手油泵可清除滤清器体内的空气。

在使用过程中，柴油机每工作 100h（行驶 3000km）后，应拆下拉杆螺母和滤芯，清除沉积在壳体内的杂质和水分，必要时还应更换滤芯。

如图 6-50 所示是目前车用柴油机采用的两级双联柴油滤清器，第一级为纸质滤芯，第二级为毛毡或纸质滤芯。由输油泵来的柴油先进入左边第一级滤清器的外腔，穿过滤芯后进入内腔，再经盖内油道流向第二级滤清器。

两级滤清器的滤清效果好，但压降较大，需要输油泵提供较高的输油压力。

YC6105QC、YC6110QC 型柴油机使用纸质滤芯双联柴油滤清器，额定流量 0.76L/min，总成原始阻力小于 4.42kPa。

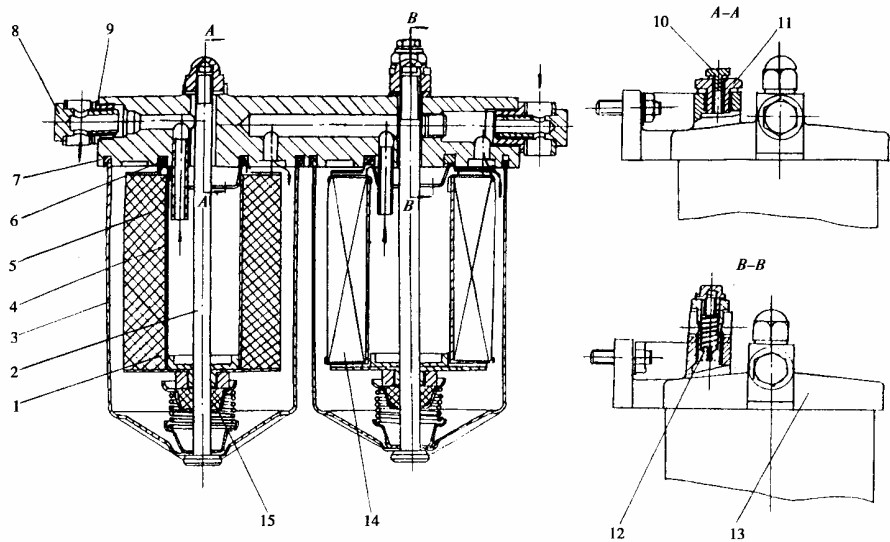


图 6-50 两级双联柴油滤清器

- 1—绸滤布 2—紧固螺杆 3—外壳 4—滤油筒 5—毛毡滤芯 6—毛毡密封圈 7—橡胶密封圈
8—油管接头螺钉 9—油管接头衬套 10—放气螺钉 11—放气螺塞 12—溢流阀
13—滤清器盖 14—纸滤芯 15 滤芯衬垫

6.7.3 发动机增压器

所谓增压就是将空气预先压缩然后再供入汽缸，是以提高空气密度、增加进气量的一项技术。由于进气量增加，可相应地增加循环供油量，从而可以增加发动机功率。同时，增压还可以改善燃油经济性。

增压有涡轮增压、机械增压和气波增压等三种基本类型。各种增压类型所用的增压器分别称为涡轮增压器、机械增压器和气波增压器。

机械增压器 3 由发动机曲轴 1 经齿轮增速器 2 驱动（如图 6-51（a）所示），或由曲轴齿形传动带轮经齿形传动带 6 及电磁离合器 9 驱动（如图 6-51（b）所示）。机械增压能有效地提高发动机功率，与涡轮增压相比，其低速增压效果更好。另外，机械增压器与发动机容易匹配，结构也比较紧凑。但是，由于驱动增压器需消耗发动机功率，因此燃油消耗率比非增压发动机略高。

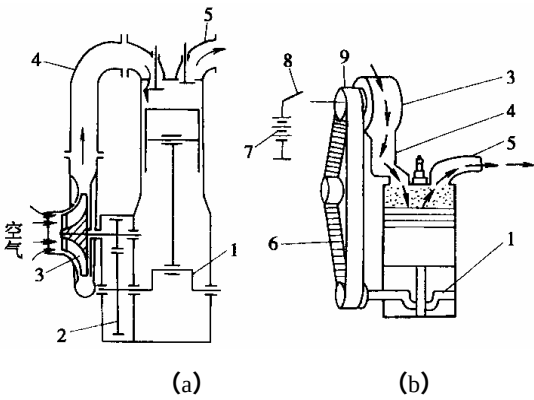


图 6-51 机械增压器示意图

1—曲轴 2—齿轮增速器 3—增压器 4—进气管
5—排气管 6—齿形传动带 7—蓄电池 8—开关 9—电磁离合器

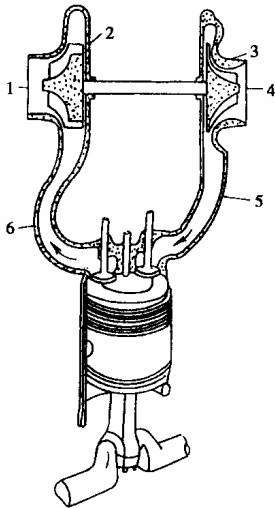


图 6-52 涡轮增压器示意图
1—排气口 2—涡轮机 3—压气机 4—气口 5—发动机进气管
6—发动机排气管

涡轮增压器由涡轮机 2 和压气机 3 构成,如图 6-52 所示(将发动机排出的废气引入涡轮机,利用废气所包含的能量推动涡轮机叶轮旋转,并带动与其同轴安装的压气机叶轮工作,新鲜空气在压气机内增压后进入汽缸)。涡轮增压也称废气涡轮增压,涡轮增压器与发动机没有机械的联系。涡轮增压的优点是经济性比机械增压和非增压发动机都好,并可大幅度地降低有害气体的排放和噪声水平;其缺点是低速时转矩增加不多,而且在发动机工况发生变化时,瞬态响应差,致使汽车的加速性、特别是低速加速性较差。

气波增压器中有一个特殊形状的转子 3,由发动机曲轴带轮经传动带 4 驱动(如图 6-53 所示)。在转子 3 中发动机排出的废气直接与空气接触,利用排气压力波使空气受到压缩,以提高进气压力。气波增压器结构简单,加工方便,工作温度不高,不需要耐热材料,也无需冷却。与涡轮增压相比,其低速转矩特性好,但是体积大、噪声水平高,安装位置受到一定的限制。目前,这种增压器还只能在低速范围内使用。由于柴油机的最高转速比较低,因此多用于柴油机上。

将机械增压与涡轮增压适当结合,可以构成多种形式的复合增压系统。

这里介绍应用比较广泛的废气涡轮增压器。

废气涡轮增压器主要由涡轮机和压气机（增压器）两大部分组成。涡轮机将柴油机排出的废气能量转变为机械能；压气机则利用涡轮输出的机械能，把空气的压力提高，然后送至汽缸内，以达到增压的目的。

废气涡轮增压器的工作原理如图 6-54 所示。排气管 1 接到增压器的涡轮壳 4 上。柴油机排出的具有一定压力的高温废气经排气管 1 进入涡轮壳 4 中的喷嘴环 2，由于喷嘴环通过的面积是逐渐收缩的，因而废气的压力和温度下降，速度提高，使它的动能增加。这股高速的废气流，按一定的方向冲击涡轮 3，使涡轮高速旋转。废气的压力、温度和速度越高，涡轮转速也越快，通过涡轮的废气最后排入大气。因为涡轮 3 和离心式压气机叶轮 8 安装在同一转子轴 5 上，所以两者同速旋转。经过空气滤清器并吸入压气机壳内的空气，被高速旋转的压气机叶轮甩向叶轮的外缘，使其速度和压力增加，并进入扩压器 7。扩压器的进口小、出口大，因此气流的流速下降，压力升高，再通过断面由小到大的环形压气机壳 9 使空气流的压力继续提高，这些被压缩的空气经柴油机进气管 10 进入汽缸，以提高发动机的充气量。

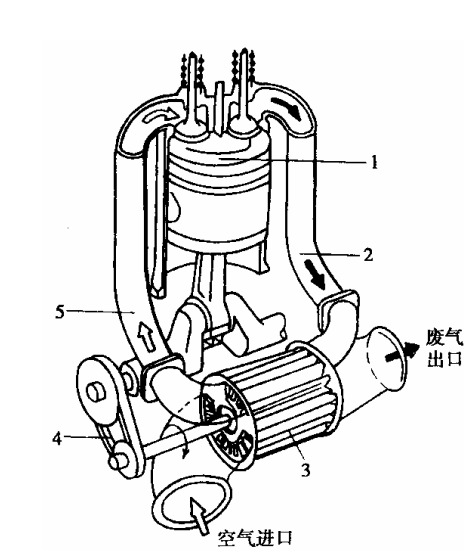


图 6-53 气波增压器示意图

- 1—活塞 2—排气管 3—气波增压器转子
4—传动带 5—发动机进气管

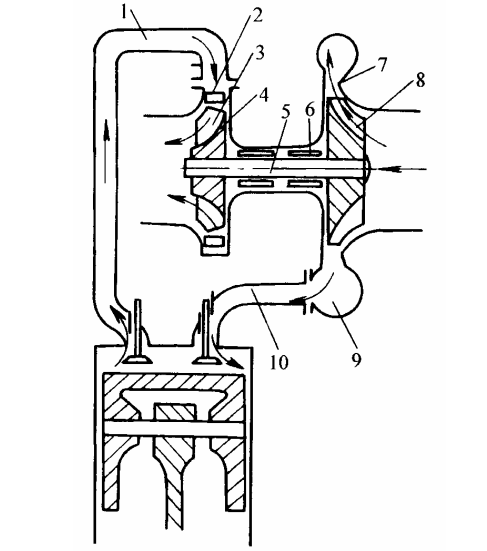


图 6-54 废气涡轮增压器工作原理

- 1—排气管 2—喷嘴环 3—涡轮 4—涡轮壳
5—转子轴 6—轴承 7—扩压器 8—压气机
叶轮 9—压气机壳 10—进气管

废气涡轮增压器的结构如图 6-55 所示，它由涡轮壳 4、中间壳 14、压气机壳 9、转子

组件和浮动轴承 16 等主要零件组成。涡轮壳与发动机排气管连接。压气机壳的进口通过软管与空气滤清器相连，而出口通往发动机汽缸。压气机的扩压器为无叶式，由压气机壳 9 和压气机后盖板门之间的间隙构成。涡轮 2 由耐热不锈钢精密铸造，焊接在转子轴 10 上。压气机叶轮 11 为铅合金铸件，用螺钉固定在转子轴上。涡轮、压气机叶轮和转子轴组成转子组件。支承在两个浮动轴承 16 上并作高速旋转。转子组件应进行精密的动平衡，其不平衡度不大于 $0.0015\text{N} \cdot \text{mm}$ 。为了适应转子组件的高转速工作，采用全浮动式轴承。浮动轴承 16 与转子轴 10 和中间壳 14 之间均有间隙，当转子轴高速旋转时，具有一定压力的润滑油充满这两个间隙，对其进行润滑和冷却。在转子轴高速旋转的同时，浮动轴承在内外两层油膜中随转子轴同向旋转，但其转速比转子轴低得多，从而使轴承对轴承孔和转子轴的相对线速度大大下降。

增压器所需的润滑油来自发动机主油道，通过细滤器再次滤清后，进入增压器的中间壳，经其下部出油口流回曲轴箱。为了防止润滑油窜入涡轮和压气机叶轮，在转子轴两端安装密封环 3、12 和密封套 8。在中间壳 14 和涡轮壳 4 之间装有隔热板 1，以减少高温废气对润滑油的不利影响。当增压比较高时，增压发动机往往还要进行中间冷却，因为增压的目的在于提高发动机的充气效率。但随着增压比的提高，压气机出口的空气温度也随之升高，这样就降低了空气密度，故需采用中冷措施冷却空气，以进一步提高充气效率。

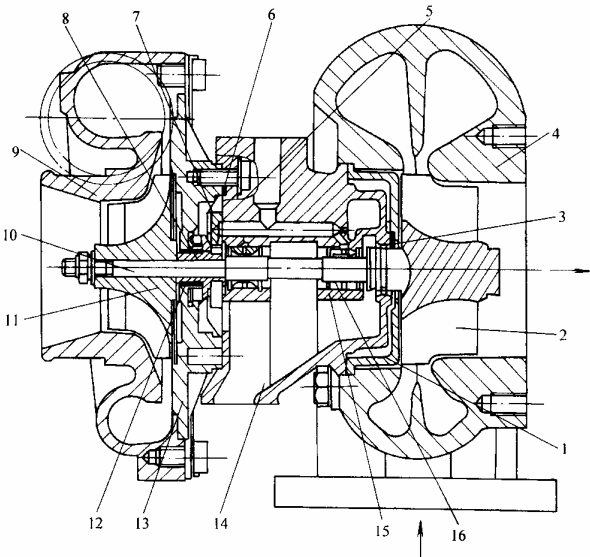


图 6-55 废气涡轮增压器

- 1—隔热板 2—涡轮 3、12—密封环 4—涡轮壳 5—推力轴承 6—O 形密封圈
7—膜片弹簧 8—密封套 9—压气机壳 10—转子轴 11—压气机叶轮
13—压气机后盖板 14—中间壳 15—卡环 16—浮动轴承

6.8 电控柴油机喷射系统

6.8.1 电控柴油机喷射系统的特点

传统的机械控制的喷油泵对喷油量及喷油时刻（正时）的调节，是通过离心飞块在转速变化时所引起的离心力变化使调节套筒（拉杆）移动来实现的，这中间要通过一系列机械传动的结构，因此从转速的变化到离心力的变化再到调节机构的移动将产生滞后现象，而且调节的范围和精度也受到限制。此外影响供油量及喷油正时的因素不仅仅只是转速和负荷，进气温度、冷却水温、进气压力等因素也影响喷油量及喷油正时，普通机械控制式喷油泵是无法反映这些影响因素的变化的，而柴油机电控系统则比较容易反映这些影响因素的变化，实现最优控制。此外，柴油机电控系统也容易实现怠速控制、各缸喷油量不均匀修正、启动预热控制、燃油停供控制、增压控制、进气控制、废气再循环控制和故障自诊断及故障保护功能，这些技术使车用柴油机的排放性、燃油经济性和动力性等达到了目前最佳的水平。

相对于汽油机电控技术而言，柴油机上应用电控技术难度较大。从喷油方式来说，汽油机燃油喷射系统只考虑控制空燃比，只需对其喷油量即喷油脉冲时间进行控制，而柴油机的喷射系统，要用喷油时间来调节负荷的大小，这种调节将影响到柴油机放热规律的变化历程，影响到燃烧过程中的压力升高率，进而影响到柴油机的功率和噪声等。更重要的是，为了保证喷雾质量，柴油机上的燃油是高压喷射，对于直喷式车用柴油机而言，其喷射压力高达 30~100MPa，而在汽油机上则是低压喷射，喷油压力一般只需 0.3MPa 左右就已足够。由此可知，汽油机燃油喷射系统量的控制只需通过电磁阀的开启时间就可以达到控制的目的，而柴油喷射是高压喷射，如果也靠控制电磁阀的开启时间来控制喷射量，靠电磁力来打开阀门，则技术难度较大。

柴油机电控技术与汽油机电控技术也有许多相似之处，比如，系统都由传感器、电控单元和执行器三大部分组成。在电控柴油机上用的传感器中，如转速、压力、温度等传感器以及油门踏板传感器等，与汽油机电控系统都是一样的。电控单元在硬件方面也很相似，在整车管理系统的软件方面也有相近之处。因此柴油机电控技术应用所需的大部分传感器和电控单元已不是难点，柴油机电控技术应用不同于汽油机的特点或难点有两个：一个关键技术和技术难点是在柴油机喷射电控执行器上；另一个是柴油机在机械控制时代，就已经有直列泵、分配泵、泵喷嘴和单缸泵等结构完全不同的系统，每个系统各有其特点和适用范围，每种系统中又有多种不同结构，因此形成了实施电控技术的执行机构比较复杂及柴油喷射系统的多样化特点。

按电控喷射方式分类，柴油机可分为位置控制和时间控制两大类。

位置控制式系统是早期发展的应用系统，亦称为第一代电控柴油机喷油系统，它是在

柴油机原用 Bosch 柱塞式喷油泵及泵—喷油器的基础上、进行改造并加装电子控制的执行器来达到控制目的,是目前商业化程度最高的一种产品。

时间控制式系统是 20 世纪 90 年代后开发的电控喷射系统,属第二代电控柴油机喷油系统。其工作原理是高速电磁阀直接控制高压燃油的导通,一般情况下,制成在电磁阀关闭点,喷油开始;电磁阀打开点,喷油终止。由此,喷油的起始点取决于电磁阀的关闭时刻,柴油的喷油量取决于电磁阀关闭的持续时间。这样的原理与机构,可以把传统喷油泵中的齿杆、滑套、柱塞斜槽及提前器等机构取消,简化了系统的结构。用电磁阀控制的单体泵喷油系统、泵—喷油器系统特别是国外最新开发与投入使用的一种共轨式电控喷油系统等都是时间控制式喷油系统。

6.8.2 柴油机电控系统的组成

柴油机电控系统通常由三部分组成:传感器及其他信号输入装置、电子控制单元(ECU)和执行器。

1. 传感器及其他信号输入装置

它的作用是实时检测柴油机与汽车运行状态,并把它输入到 ECU 中,在柴油机上使用的主要有以下信号输入装置。

(1) 加速踏板位置传感器。加速踏板位置传感器用以检测加速踏板的位置,即发动机的负荷信号。此信号输入 ECU 后,与转速信号共同决定柴油机的喷油量及喷油提前角,是柴油机电控系统的主控信号。

(2) 转速传感器、曲轴位置传感器。用以检测发动机转速和曲轴位置,与加速踏板位置传感器共同决定喷油量和喷油提前角,是柴油机电控系统的主控信号。

(3) 泵角传感器。检测喷油泵转角,与曲轴位置传感器配合共同控制喷油量,并保证在喷油正时改变时不影响喷油量。

(4) 溢流环位置传感器。检测溢流控制电磁铁的电枢位置,以反馈控制溢流环的位置。

(5) 正时活塞位置传感器。检测电子控制定时器正时活塞的位置,将喷油正时提前量信号输入 ECU 中。

(6) 控制杆位置传感器。检测电子控制柱塞式喷油泵调速器中控制杆的位置,将燃油喷射量的增减信号反馈给 ECU。

(7) 控制套筒位置传感器。检测电子控制分配式喷油泵调速器中控制杆的位置,将燃油喷射量的增减信号反馈给 ECU。

(8) 着火正时传感器。检测燃烧室开始燃烧的时刻,修正喷油正时。

(9) 水温传感器。检测发动机冷却水的温度,修正喷油量及喷油正时。

(10) 进气压力传感器。检测进气压力,以修正喷油量及喷油正时。

- (11) 进气温度传感器。检测进气温度，以修正喷油量及喷油正时。
- (12) E/G 开关。发动机点火开关，向 ECU 输出发动机工作状态信号。
- (13) A/C 开关。空调开关，向 ECU 输出空调工作状态信号，是怠速控制信号之一。
- (14) 动力转向油压开关。检测动力转向管路油压的变化，所获信号是怠速控制信号之一。
- (15) 空挡启动开关。向 ECU 输出自动变速器是否处于空挡位置的信号，是怠速控制信号之一。

2. ECU

其核心是单片微机系统，同时包括一些输入/输出 (I/O) 接口电路和输出通道接口电路等。它们与系统中的软件一起，负责信息的采集和处理，计算决策和执行程序，并将结果作为控制指令输出到执行器。此外，ECU 还有一种通讯的功能，即和其他控制系统（如传动装置控制器）进行数据传播与交换，再根据汽车其他系统的实时情况，适当修正喷油系统的执行命令，比如，适当修正喷油量、喷油提前角等。与此同时，ECU 还可以向其他控制系统输送必要的信息。

3. 执行器

柴油机电控系统的执行器也是由执行电器和机械执行机构两部分组成的，其功用是根据 ECU 送来的执行命令，调节喷油量和喷油正时等，从而调节柴油机的运行状态。执行器主要有：电动调速器、溢流控制电磁铁、电子控制正时控制阀、电子控制正时器、电磁溢流阀、高速电磁阀和电子液力控制喷油器等。这些执行器实质上是电磁铁、螺旋管、直流电动机、步进电动机和力矩电动机等电器。

6.8.3 柴油机电控系统的控制原理及主要控制功能

1. 基本工作原理

如图 6-56 所示为电控柴油喷射系统的控制原理图。传感器包括柴油机转速、油门踏板位置、齿条位置、喷油时刻、车速及进气压力、进气温度、燃油温度、冷却水温度等传感器，各种输入信号通过传感器及其他信息输入 ECU 中。在系统存储器中，存有发动机的各种有关调控参数或状态的目标数据或参数图谱（称为 MAP 图），这些数据是柴油机的各种不同参数和最优运行结果的综合，一般通过统计或实测得到。当由传感器检测到的发动机的某一实际参数输入 ECU 后，首先与存储器中的相应参数和最优运行结果比较，如果两者相同，则电控系统保持原状态，发动机继续按当前状态运行；若实际参数偏离目标参数时，ECU 将根据偏离值的大小和方向按一定的控制对策进行有关信息的处理。对数字信号的处

理方法有两种：一种是根据预定控制规律的控制算法对输入信号进行直接运算和处理，然后输出控制指令；另一种是对输入的数字进行特征抽取，即对输入信号的处理并非为了得到直接控制决策，经运算处理后通过 I/O 接口输出控制命令，经输出回路放大后控制喷油量（齿条位置或电磁阀关闭持续时间）和喷油正时（正时控制阀开闭和电磁阀关闭始点），使发动机相应参数或状态向目标逼近，接近程度也可由相应传感器来检测，并将检测结果反馈给 ECU，实现闭环控制，使柴油机按最佳状态运行。电控柴油喷射系统还可以和整车传动装置的 ECU、制动防抱系统（ABS）的 ECU 及其他系统的 ECU 互通数据，从而实现整车的电子控制。

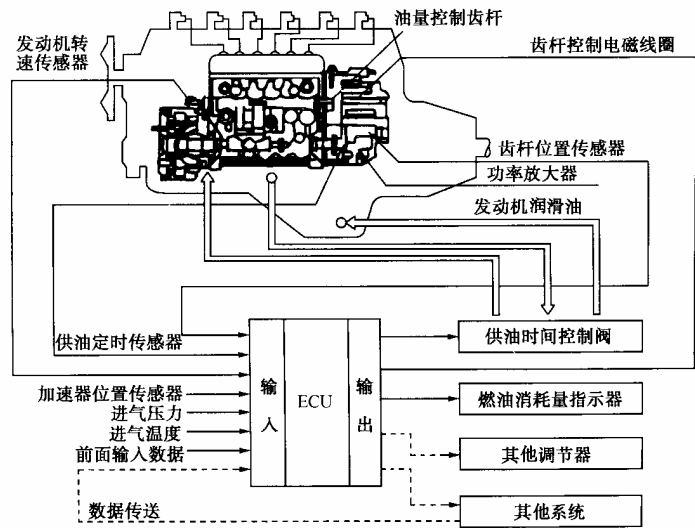


图 6-56 电控柴油喷射系统的控制原理图

2. 主要控制功能

（1）喷油量的控制。喷油量的控制是柴油机电子控制系统的一项主要控制内容。ECU 根据加速踏板位置传感器和转速传感器的输入信号，首先计算出基本喷油量，然后根据来自水温传感器、进气温度传感器、进气压力传感器以及电动机等信号，对这个基本喷油量加以修正，再与来自控制套筒位置传感器的信号进行比较后，产生与两者差值成比例的驱动电流，执行器则根据输出的驱动电流进行操作，使油门拉杆移动到目标位置，最后确定最佳喷油量。

（2）怠速转速等的控制。柴油机的低速怠速不稳，在机械式控制系统中用两种调速器控制。在电子控制的情况下，操作全部由 ECU 控制，根据加速踏板传感器、车速传感器、启动及转速等信号，可以决定怠速控制何时开始，其次再根据水温传感器、空调器等信号，

算出所设的怠速转速以及相应的喷油量。为了使怠速能够保持稳定,也可以根据发动机转速的反馈信号,不断地对该喷油量进行修正。

(3) 启动喷油量的控制。柴油机低温启动时,由于发动机的摩擦大,启动性变得较差,因此低温启动时,柴油机必须加大喷油量,使柴油机发出的扭矩大于自身的摩擦力矩,才能顺利启动。在电控柴油喷射系统中,由油门和转速决定基本喷油量,由水温传感器等信号决定补偿油量,两者的综合结果就是启动喷油量。

(4) 各缸喷油量不均匀的修正。在多缸柴油机工作时,即使喷油量控制指令值一定,各缸喷油泵的性能差异仍将导致各缸的喷油量差异,从而引起发动机转速的波动,产生所谓的怠速振颤。柴油机电控系统可通过各缸在做功冲程时的曲轴转速变化判断各缸喷油量的差异,利用电磁溢流阀的快速响应性,及时修正各缸的喷油量,即按各缸间转速无波动偏差来控制各缸的喷油量,以降低发动机转速的波动。

(5) 喷油正时的控制。电控柴油喷射系统,能够精确地控制喷油正时。首先,根据柴油机转速、负荷和冷却水温的信号在 ECU 中利用预先存储的喷油正时脉谱,计算确定喷油始点的目标值;其次,通过检测上止点参考脉冲与喷嘴针阀升程传感器输出脉冲之间的夹角,计算出实际喷油始点。将两者比较,决定最佳喷油始点后,ECU 就输出一个脉宽可调的信号来控制一个电磁阀。该电磁阀可确定作用在喷油提前器活塞上的控制油压来移动活塞位置,改变发动机驱动轴和凸轮轴之间的相位,以调节喷油正时。为了实现柴油机燃烧的及时与完全,电控系统应根据柴油机的运行状态和环境条件来控制喷油正时。

(6) 废气再循环。该系统通过控制参与再循环的废气量以减少废气中的 NO_x 排放量,与汽油机电控系统相同。

6.8.4 典型柴油机电控系统的结构及工作原理

1. 电子控制式喷油泵

电子控制式喷油泵可分为分配式和柱塞式两种型式,分别是在传统的分配式和柱塞式喷油泵基础上改造而成的,它的调速器和喷油提前角调节器(时间控制器)采用电子控制系统进行控制。影响喷油量及喷油提前角的有关因素通过传感器信号输入 ECU 中,经分析处理后输出控制指令,通过电动调速器和喷油提前角调节器来控制燃油喷射量和提前角。电子控制分配式喷油泵是目前应用最广泛的柴油机喷油泵。

(1) 电子控制分配式喷油泵

① 位置控制型电子控制分配式喷油泵。位置控制型电子控制分配式喷油泵的典型组成如图 6-57 所示。电子控制系统的输入信号由加速踏板位置传感器、转速传感器、燃油温度传感器、水温传感器、启动开关等输入 ECU 中,检测实际操作值的反馈信号由控制套筒位置传感器反馈给 ECU,ECU 对输入的控制信号和反馈信号进行分析处理,计算出相应的喷

油量及喷油提前角控制参数值，分别送往电动调速器和时间控制器，使电动调速器和时间控制器执行指令，从而对喷油量和喷油提前角进行精确控制。

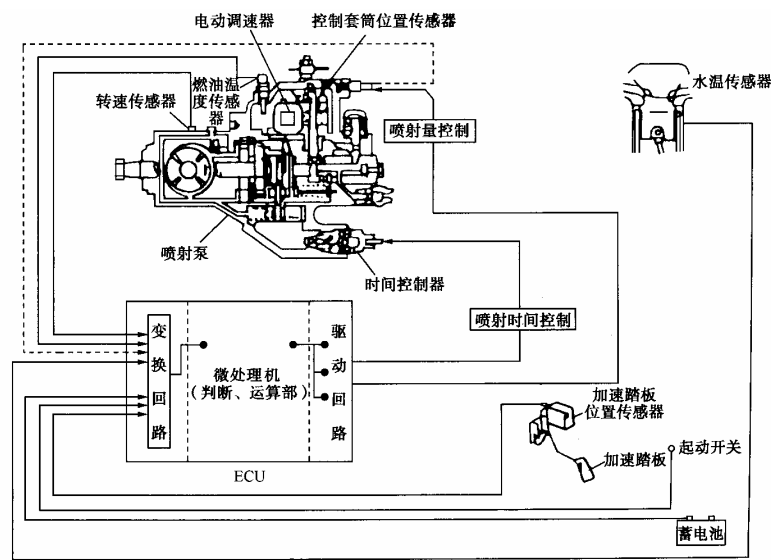


图 6-57 位置控制型电子控制分配式喷油泵的典型组成

电子控制分配式喷油泵的工作原理如图 6-58 所示。喷油量控制由图 6-58 所示的套筒执行元件来控制的，喷油时间则是由定时控制阀进行控制。

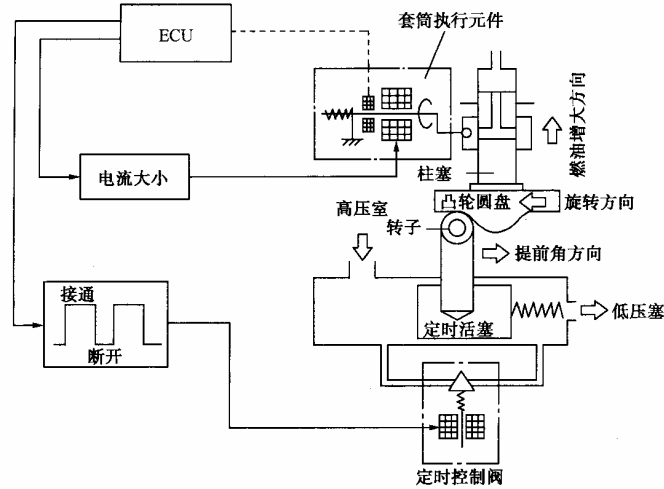


图 6-58 电子控制分配式喷油泵的工作原理

- 喷油量的控制。喷油量的控制是通过改变 ECU 控制电动调速器中控制套筒的位置来实现的。喷油量控制用的电动调速器,由转子式电磁执行器和油量控制机构组成。转子式电磁执行器的构造及工作原理如图 6-59、图 6-60 所示。控制喷油量的控制套筒执行元件和检测控制套筒位置的传感器部分位于如图 6-59 所示的同轴整体的机构中,其动作如图 6-60 所示,非对称磁极铁心上绕有线圈,ECU 根据有关输入信号可通过改变占空比的方法(控制正时控制阀线圈通电时间的长短即可控制喷油提前角),控制流入线圈电流的大小,使转子在 $0\sim 60^\circ$ 范围内旋转。当转子旋转时,在转子轴的前端与轴心偏离的位置上装有滚珠,由于转子的旋转运动,套筒改变运动方向,转变为沿柱塞轴向的直线运动,压缩柱塞的有效行程发生变化,从而改变喷油量。在转子上端装有控制套筒位置的传感器,用以向 ECU 反馈喷油量的变化情况。控制套筒位置传感器属于电涡流式角度传感器。

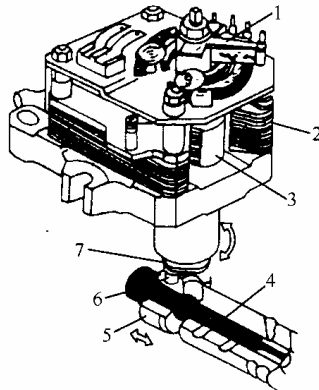


图 6-59 喷油量控制用的电动调速器的构造

1—控制套筒位置传感器 2—线圈 3—转子 4—柱塞 5—控制套筒 6—滚球 7—轴

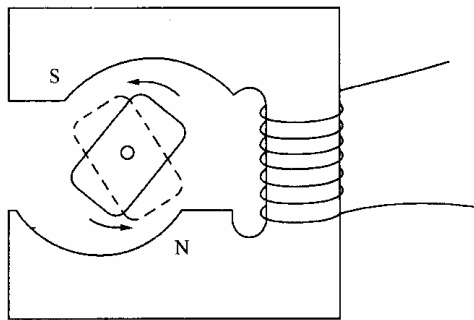


图 6-60 喷油量控制用转子式电磁执行器工作原理

- 喷油提前角的控制。电子控制分配式喷油泵喷油提前角的控制由时间控制器（定时器）控制。时间控制器的构造如图 6-61 所示。时间控制器由正时控制阀和正时活塞组成。正时控制阀受 ECU 控制，其作用是控制连接正时活塞高压室和低压室的中间通路，以控制通往正时活塞高压室的油压，实现对正时活塞位置的控制。而正时活塞的位置变化时，由于活塞的作用，使圆筒形状的转子体旋转。通过改变转子体内的转子以及转子上部旋转的凸轮盘升程，以控制柱塞的压送开始时间。当正时控制阀线圈通电时，高压室与低压室连通，正时活塞两端的油压差消失，在回位弹簧的作用下，正时活塞回位，使喷油时间推迟。当正时控制阀线圈断电时，高压室与低压室隔断，正时活塞在高压油压力的作用下压缩回位弹簧向下移动，喷油时间提前。通电时间长，喷油提前角减小；通电时间短，喷油提前角增大。

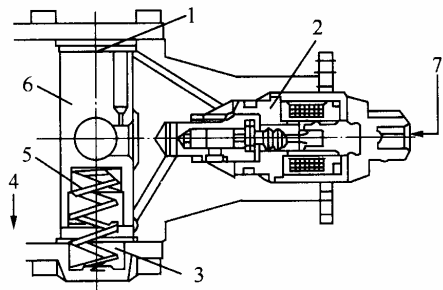


图 6-61 时间控制器的构造

1—高压室（来自泵内） 2—正时控制阀 3—低压室（通往输油泵吸入端）
4—提前作用 5—回位弹簧 6—正时活塞 7—来自控制中心的驱动信号

以上喷油提前角的控制是开环控制，柴油轿车发动机用电子控制 VE 型 COVEC-1 喷油泵及日本五十铃公司 4FBI 柴油机 I-TEC 电子控制系统均属上述类型的喷油泵。

如果利用溢油环位置传感器、定时器活塞位置传感器、喷油嘴针阀升程传感器、着火时间传感器进行控制，就构成了喷油量和喷油定时闭环控制，能进一步提高定时精度。日本电装公司 ECD-V1 就是这样的系统，该系统和上述系统部分结构类似，其结构如图 6-62 所示。该系统保留了 VE 分配泵上控制喷油量的溢流环（也称滑套），取消了原来的机械调速机构，采用通过一个布置在泵上方的线性电磁铁操纵一根杠杆来控制溢油环位置的方式，从而实现对喷油量的控制，并以溢油环位置传感器（电感式传感器）作为反馈信号，实现闭环控制。喷油正时控制也保留了 VE 泵上原有的液压提前器，它用一个正时控制电磁阀（如图 6-63 所示）来控制液压提前活塞的高压室和低压室之间的压差。当电磁阀通电时，吸动铁心，高压室与低压室形成通路，两室之间压力差消失，在回位弹簧作用下，提前器活塞复位，带动滚轮架转动，形成喷油提前。同时系统中还设置了供油提前器活塞位置传

感器，形成喷油正时的闭环控制。

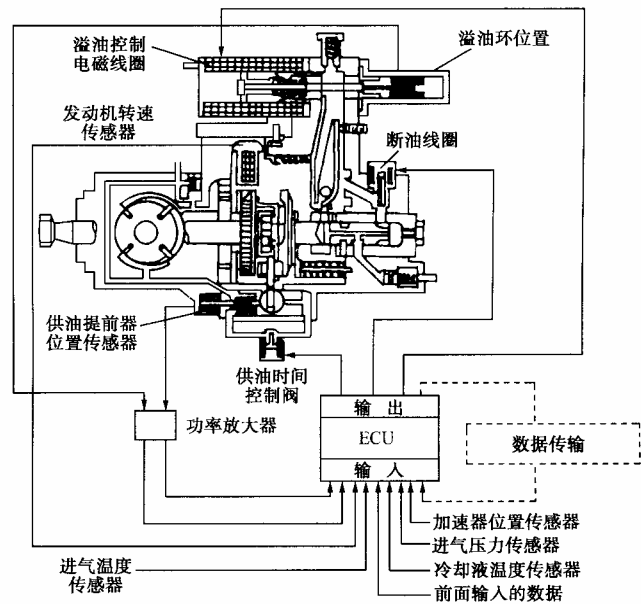


图 6-62 日本电装公司 ECD-V1 电控喷油系统

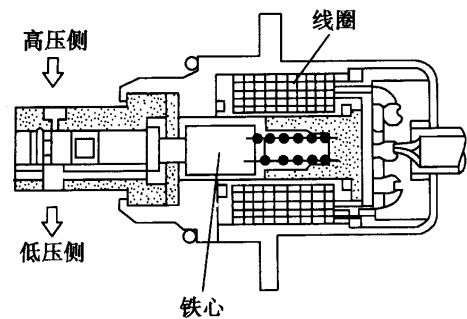


图 6-63 正时控制电磁阀

② 时间控制型电子控制分配式喷油泵。

日本电装公司 ECD-V3 是典型的时间控制型电子控制分配式喷油泵，该系统与位置控制型电子控制分配式喷油泵相比，取消了原 VB 泵上的溢油环，在泵的泄油通路上设置了一个电磁溢流阀，如图 6-64 所示，其油量控制原理如图 6-65 所示。在柱塞泵油阶段，当电磁溢流阀断电时，电磁溢流阀打开，高压燃油立即卸压，停止喷油。喷油始点并不取决

于电磁溢流阀关闭的时刻，而是取决于分配泵平面凸轮的行程始点，这与机械控制采用溢油环来改变喷油终点的控制油量方式一样。电磁溢流阀打开越晚，喷油量越多。平面凸轮行程始点如图 6-65 中泵角度信号上的无齿段终点信号。泵角度传感器装在滚轮环上，这样即使喷油正时有变化，由于泵角度传感器随着滚轮环一起移动，泵油角度并不改变，泵油始点与无齿段终点相对位置也始终不变，其工作原理如图 6-66 所示。

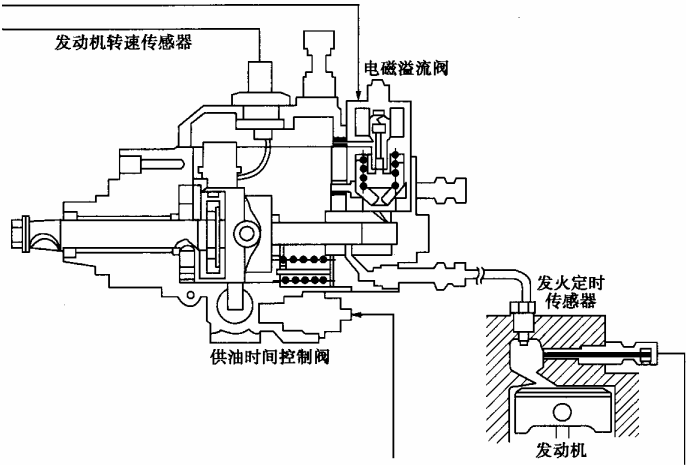


图 6-64 日本电装公司 ECD-V3 系统

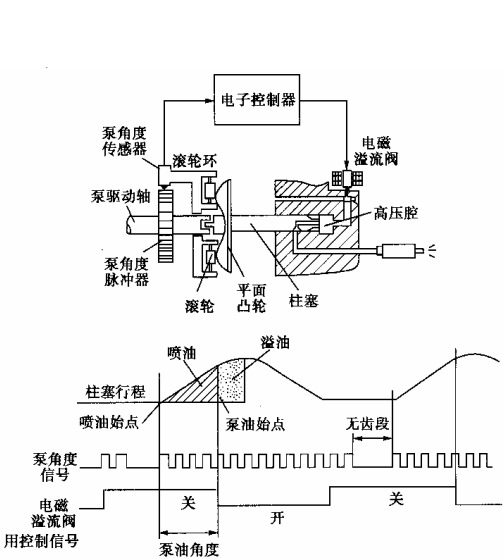


图 6-65 油量控制原理图

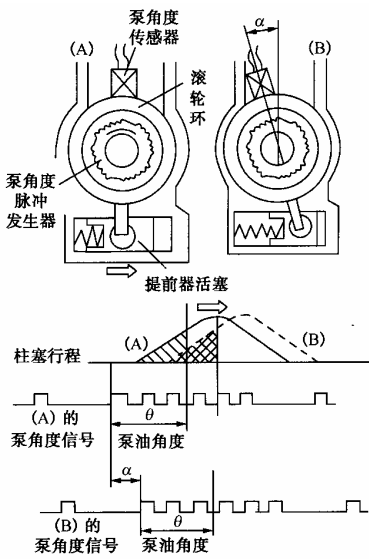


图 6-66 喷油正时变化时泵油角度与柱塞行程图

该系统所用的电磁溢流阀构造如图 6-67 所示，该阀采用双重阀的结构形式。辅助阀为一个小电磁阀，其开闭受 ECU 控制；主阀为液压阀，其开闭受燃油压力控制。其工作过程如图 6-68 所示。

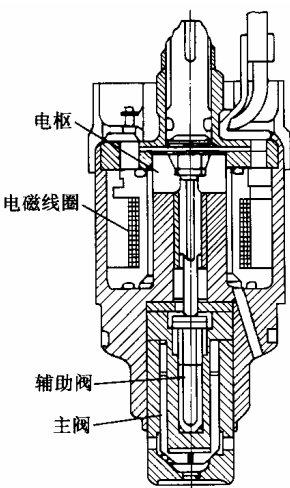


图 6-67 电磁溢流阀构造

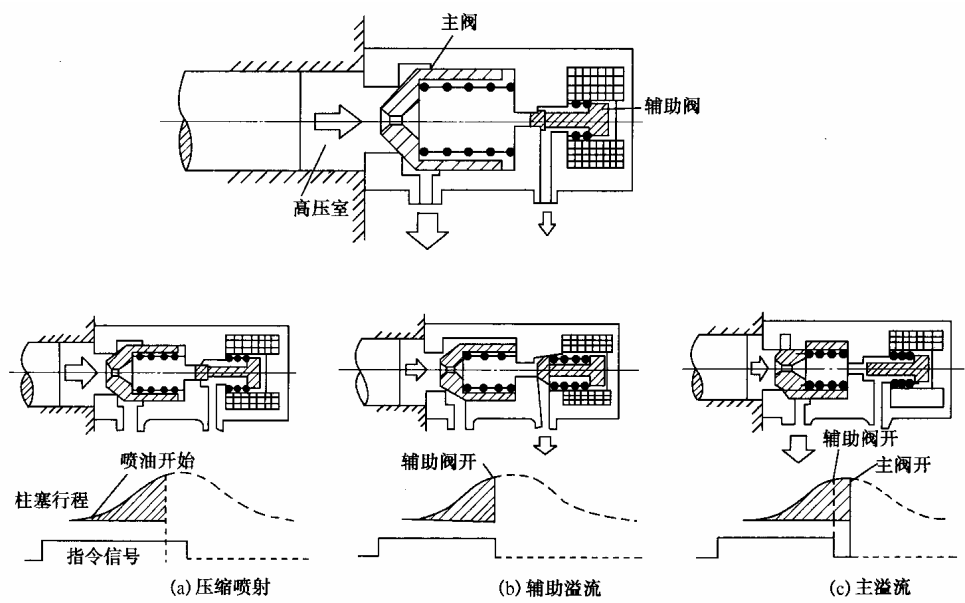


图 6-68 电磁溢流阀的工作过程

- 压缩喷射。如图 6-68 (a) 所示, 柱塞右移, 高压室燃油压力升高, 高压燃油经主阀上的小孔作用在主阀的右侧。ECU 向辅助阀线圈通电, 辅助阀关闭, 此时主阀左右两面的燃油压力 (压强) 相等。但由于主阀右边的受压面积大于左边的受压面积, 故主阀右边的总压力大于左边的总压力, 此压力差的作用加上弹簧的弹力作用将主阀压紧在阀座上, 使溢流通路关闭, 高压室的燃油经高压油管由喷油器喷出。
- 辅助溢流。停止喷油时, ECU 切断辅助阀线圈中的电流, 辅助阀打开, 燃油从主阀右边流出, 使主阀右边的油压迅速降低, 如图 6-68 (b) 所示。
- 主溢流。如图 6-68 (c) 所示, 一旦辅助阀打开将主阀右侧的油压泄掉, 主阀左侧的高压油将主阀压开, 高压室的燃油迅速流入低压室从而使压力迅速降低, 喷油器停止喷油。

这种双重阀的控制方式, 由于辅助阀的质量及磁滞影响都很小, 再加上控制油腔的容积很小, 故具有很高的响应速度。

喷油正时控制机构取消了提前器活塞位置传感器, 反馈信号来自曲轴角度传感器的曲轴位置信号和泵角度传感器的无齿段信号间的相位差。同时 ECD-V3 还在汽缸内设置了一个燃烧始点光电传感器, 如图 6-69 所示, 它通过测定燃烧闪光产生的电信号, 对喷油正时进行补偿调节, 这样能消除由于柴油品质 (十六烷值)、大气压力的变化等对柴油机性能的影响。

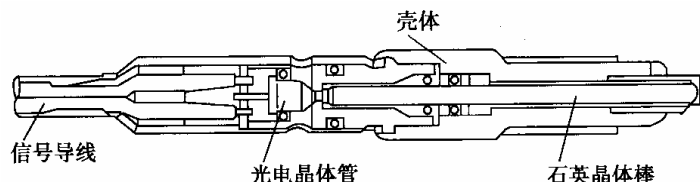


图 6-69 燃烧始点光电传感器

(2) 电子控制柱塞式喷油泵

电子控制柱塞式喷油泵保留了原直列泵的凸轮柱塞泵油、齿圈齿条控制供油量的结构, 只是将原来控制齿条运动 (油量控制) 的机械调速器改为电子调速器, 用电子液压喷油提前器代替原来的机械喷油提前器, 整个系统如图 6-70 所示。电子控制柱塞式喷油泵的输入信号包括加速踏板位置传感器、水温传感器、N-TDC 传感器 (转速—凸轮轴位置传感器)、启动开关、空调开关等, 这些信号输至 ECU, 反馈信号也通过时间传感器 (装于时间控制器上) 和控制杆位置传感器 (装于电动调速器内) 反馈给 ECU。ECU 对输入的控制信号和反馈信号进行处理分析, 计算出相应的喷油提前角控制参数值, 并分别送往电动调速器和电磁阀, 使调速器和时间控制器动作从而精确控制喷油量 (由电动调速器控制) 和喷油提前角 (由时间控制器通过电磁阀控制)。

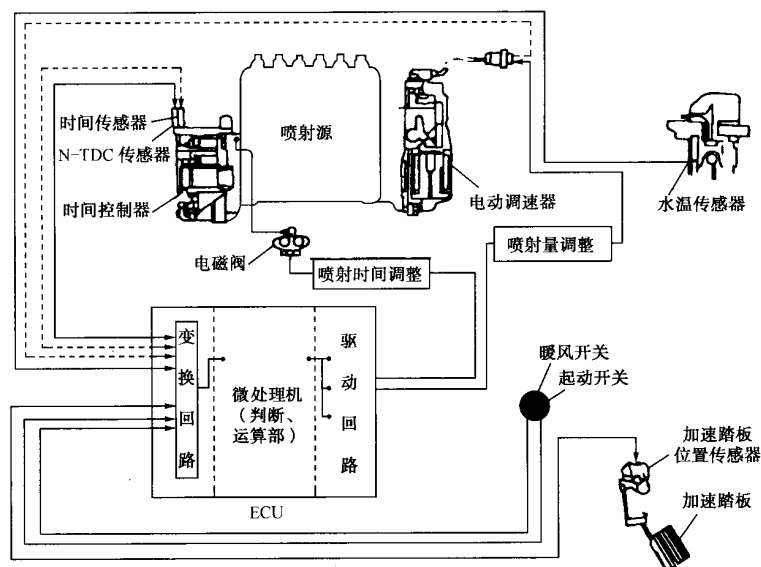


图 6-70 电子控制柱塞式喷油泵的组成

① 喷油量的控制。喷油量是由 ECU 控制电动调速器的动作来实现的。电动调速器的结构如图 6-71 所示，它由电动助推器、连杆机构、控制杆等部分组成，控制杆位置传感器装于壳体内。由 ECU 输入的控制指令信号控制电动助推器的上下移动，由连杆机构将电动助推器的上下移动变为控制杆的水平移动，从而实现喷油量的增减控制。电动助推器实际上是一个直流直线电动机，其上下移动的线圈位于圆柱形的径向磁场中，通电即可产生作用力，改变电流方向就能改变作用力方向，使线圈向上或向下运动。

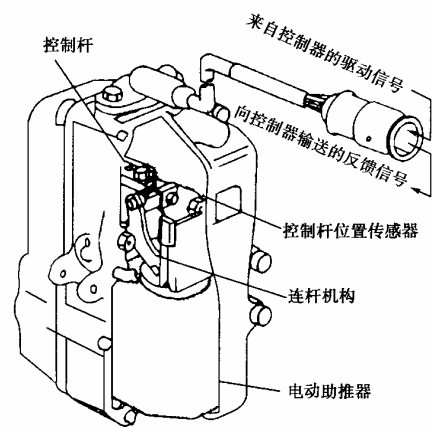


图 6-71 电动调速器的结构

② 喷油提前角的控制。喷油提前角的控制是由 ECU 控制电磁阀、电磁阀控制发动机的机油泵进入时间控制器的油压、从而使时间控制器动作而改变喷油泵凸轮轴与油泵驱动轴（曲轴）的相对位置来实现的。时间控制器装于喷油泵驱动轴（曲轴）与喷油泵凸轮轴之间。

电磁阀的结构如图 6-72 所示。电磁阀为双组式，共有三个通道：P 孔通发动机主油道，控制压力油由 P 孔进入电磁阀；R 孔为回油通道，一部分机油从 R 孔流回发动机油底壳：A 管是通往时间控制器的油道，控制燃油由电磁阀经 A 管流入时间控制器。电磁阀受 ECU 控制，通过控制从 R 孔流回发动机的油量来控制从 A 管进入时间控制器的油压，从而通过控制时间控制器内活塞的位置来实现喷油提前角的调节。

时间控制器的结构如图 6-73 所示，它由缸体、活塞、大小凸轮、法兰和圆盘等组成。受电磁阀流入的油压大小控制，活塞位置发生改变，通过活塞上的销带动凸轮偏转，从而使法兰（泵轴）相对于圆盘（发动机曲轴）偏转一定的角度，以实现喷油提前角的调节。

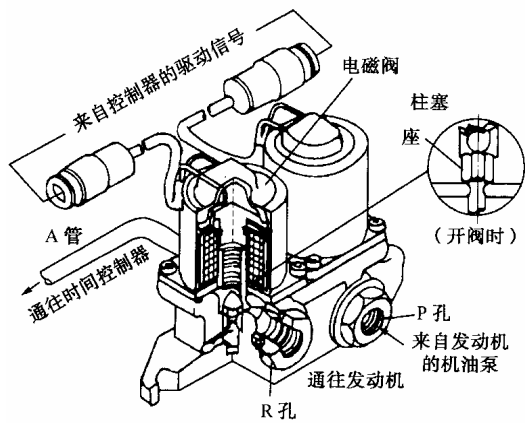


图 6-72 电磁阀的结构

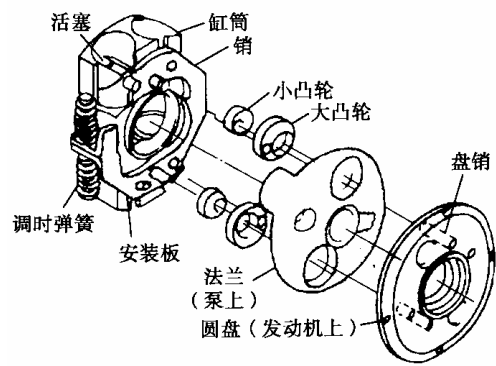


图 6-73 时间控制器

2. 电控泵喷嘴

电控泵喷嘴系统继承了机械式泵喷嘴系统的若干特点，如凸轮轴直接驱动或通过摇臂驱动泵油柱塞（如图 6-74 所示），或喷油泵的柱塞采用液压驱动（如图 6-75 所示），柱塞偶件与喷油嘴偶件组合装在一个壳体里，柱塞泵油时产生的高压燃油立即进入喷油嘴，无高压油管。电控泵喷嘴系统用高速电磁阀来控制喷油正时和喷油量，属于时间控制。

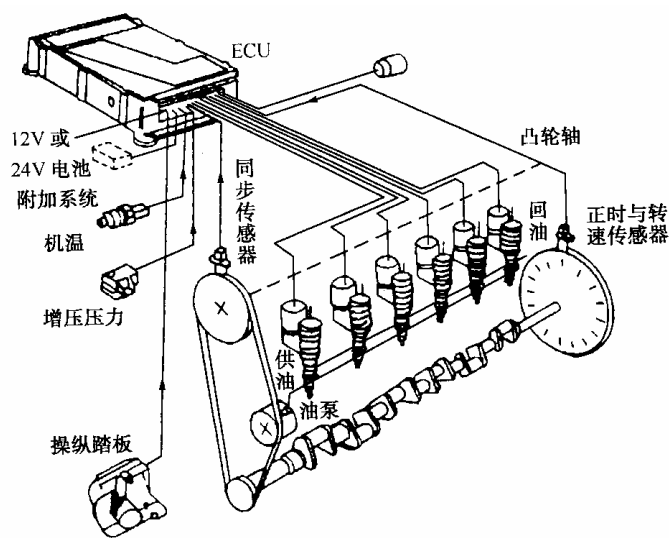


图 6-74 英国 Lucas 公司 EUI 系统组成

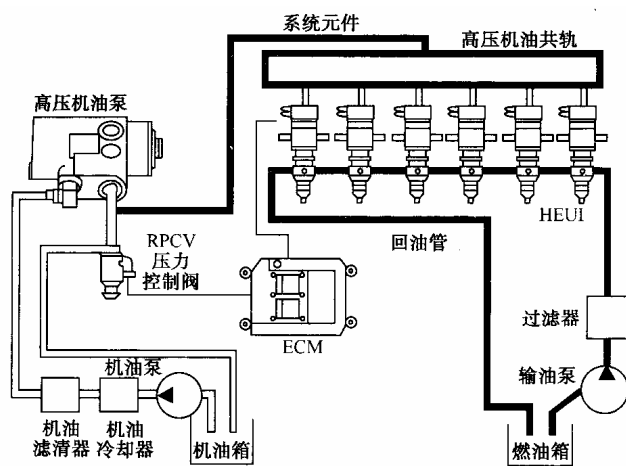


图 6-75 美国 Caterpillar 公司 HEUI 系统组成

高速电磁阀受 ECU 控制，ECU 根据发动机转速传感器、加速踏板位置传感器、水温传感器、进气温度及压力传感器的输入信号，经分析处理，计算出相应的最佳控制参数值，控制高速电磁阀电磁线圈中电流导通与关闭的时刻及通断时间的长短，从而实现对喷油提前角及喷油量的实时控制。

泵喷嘴结构和工作原理如图 6-76 所示，当装在泵喷嘴旁边的电磁阀开启时，柱塞虽已开始泵油，但由于旁通阀打开着，不能建立高压。当电磁阀关闭时，柱塞即向喷油嘴泵油，喷油嘴随即进行喷油。电磁阀再打开，高压油立即卸压，停止供油，喷油嘴立即停止喷油。电磁阀的关闭和打开由 ECU 控制。

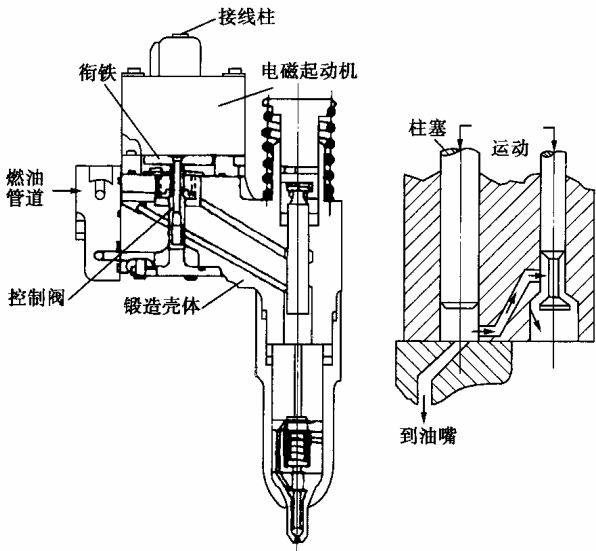


图 6-76 泵喷嘴结构和工作原理

3. 共轨式电控喷射系统

所谓共轨式（公共轨道式）电控喷射系统，是指该系统中有一条公共油管，用高压（或中压）输油泵向共轨（公共油道）中泵油，用电磁阀进行反馈控制。有一定压力的柴油经共轨分别通向各缸喷油器，喷油器上的电磁阀控制喷油正时和喷油量。喷射压力或直接取决于共轨中的高压压力，或由喷油器中增压活塞对从共轨来的油压增压。共轨式电控喷射系统的喷射压力高且可实现喷油速率的柔性控制，以满足排放法规的要求。与电控泵喷嘴系统比较，虽然电控泵喷嘴系统也可实现高达 200MPa 的喷射压力，但对于原来传统的泵—管—嘴系统柴油机来说，采用共轨式电控柴油喷射系统，对柴油机结构改造量不大，只是能比较方便地采用，并且能达到 120~160MPa 的高压喷射压力，某些系统将来也能达到高达 200MPa 的喷射压力。因此，共轨式电控喷射系统是近年来世界上正在积极发展的一种喷射系统。

如图 6-75 所示的美国 Caterpillar 公司的 HEUI 系统是一种中压共轨式电控喷射系统，该系统的共轨中不用燃料而用柴油机润滑油，因此系统中有润滑油和燃油两套油路。

(1) 润滑油通过机油泵将压力提高到 300kPa 后经机油滤清器和机油冷却器送到高压机油泵以及柴油机润滑系统中。高压机油泵是一个由柴油机齿轮驱动的斜盘式轴向柱塞泵,它再将润滑油泵入高压机油共轨。高压机油共轨中的油压力信号由压力传感器反馈给 ECU, ECU 控制共轨压力控制阀进行压力调节,将油压按柴油机最佳性能所确定的目标值控制在 4~23MPa 之间。最后润滑油从液压式喷油器直接回到柴油机气门罩框下边,再流回到油底壳,不再需要的机油回流到油管道内。

(2) 燃油输油泵把燃油经过滤器输送到液压式喷油器。燃油系统输出压力为 200kPa,由普通调压阀调节。

两套油路共同作用,以实现共轨电控燃油喷射。

第 7 章 冷 却 系

发动机工作时，由于燃料的燃烧，汽缸内的气体温度高达 $2\,073\sim 2\,527\text{K}$ ，使发动机零部件温度升高，特别是直接与高温气体接触的汽缸体、缸盖、活塞和气门等，在高温的作用下会因热膨胀而破坏正常间隙，导致运动件受阻或卡死，机件的机械强度降低，润滑油因高温而失效，难以保证发动机正常工作，因此必须在发动机上设置冷却系，以在发动机的工作中对高温机件进行冷却，冷却系虽然不参与做功，但是发动机正常工作必不可少的保证。

7.1 冷却系概况

7.1.1 冷却系的作用

冷却系的作用就是对发动机进行冷却，保持发动机在最适宜的温度范围内工作。发动机冷却必须适度，过热或过冷都会给发动机带来危害。

1. 发动机过热时的危害

- (1) 降低充气效率，使发动机功率下降。
- (2) 早燃和爆燃的倾向加大。
- (3) 运动件的正常间隙被破坏，运动阻滞，磨损加剧，甚至损坏运动件。
- (4) 润滑情况恶化，加剧了零件的摩擦磨损。
- (5) 零件的机械性能降低，导致变形或损坏。

2. 发动机过冷时的危害

- (1) 进入汽缸的混合气（或空气）温度太低，可燃混合气品质差，使点火困难或燃烧迟缓，导致发动机功率下降，燃料消耗量增加。
- (2) 燃烧生成物中的水蒸气易凝结成水而与酸性气体作用形成酸类，加重了对机体和零件的侵蚀作用。
- (3) 未汽化的燃料冲刷和稀释零件表面（汽缸壁、活塞、活塞环等）上的油膜，使零件磨损加剧。

由以上可知，冷却必须适度。根据所用冷却介质的不同，冷却系可分为风冷式和水冷式。水冷式（如图 7-1 所示）以水为冷却介质，热量先由机件传给水，再将水送入散热器，散热后的水再重新流回到受热机件处。水冷系冷却可靠，冷却强度调节方便，在发动机正常工作时，可使缸盖内的冷却系温度维持在 $80\sim 100^{\circ}\text{C}$ ，这是大部分汽车采用的冷却方式，本书主要介绍水冷系。风冷式（如图 7-2 所示）是以空气作为冷却介质，直接对缸体和缸盖进行冷却，与水冷系相比，其冷却不可靠，冷却强度不易调节，只在一些小型汽油机上应用。

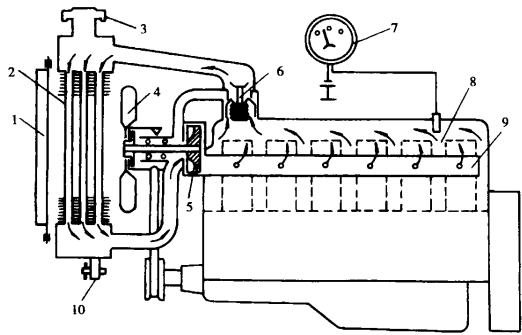


图 7-1 发动机强制循环式水冷系

- 1—百叶窗 2—散热器 3—散热器盖 4—风扇 5—水泵 6—节温器
7—水温表 8—水管 9—分水管 10—放水阀

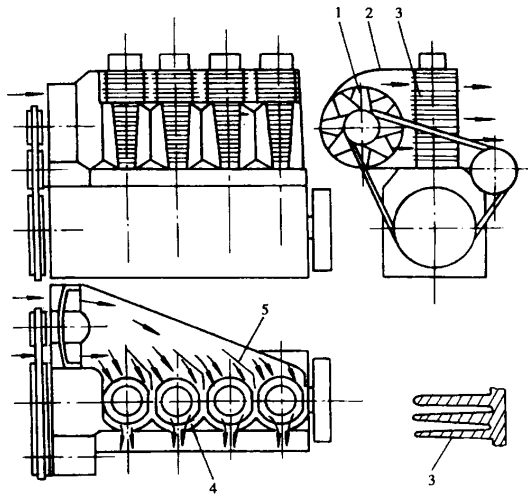


图 7-2 风冷系示意图

- 1—风扇 2—导流罩 3—散热片 4—汽缸导流板 5—分流板

7.1.2 冷却系的组成

目前汽车发动机上采用强制循环式水冷却系（见图 7-1），由风扇（有的装风扇离合器或风扇电机）、水套、散热器、百叶窗、节温器、水管、水温表和传感器等组成。

强制循环式水冷却系是用水泵把该系统的冷却液体加压，使之在水套中流动，冷却水从汽缸壁吸收热量，温度升高，热水向上流入汽缸盖，继而从缸盖流出并进入散热器。由于风扇的强力抽吸，空气从前向后高速流过散热器，不断地将流经散热器的水的热量带走。冷却了的水由水泵从散热器底部重新泵入水套。水在冷却系中不断循环。为了控制冷却水的温度，冷却系中设有冷却强度调节装置，如百叶窗、节温器和风扇。

水套是汽缸与缸体外壁之间和缸盖上下之间的夹层空间，是在缸体和缸盖加工时直接铸造而成的。缸体上平面和缸体下平面有对应的通水孔，使缸体水套和缸盖水套相通。发动机工作时，水套中充满冷却水，直接冷却汽缸壁和燃烧室。水泵固定在发动机前端面，由曲轴通过 V 型皮带驱动，水泵的出水口与水套相通。散热器一般安装在发动机前面的支架上，通过橡胶水管和发动机缸盖上的水套出水口及水泵进水口相连。风扇位于散热器后面，可产生强大的抽吸力，增大通过散热器的空气流量和流速，加大散热器的散热效果。为了调节冷却强度，风扇通常装在风扇离合器或风扇电机上。节温器位于缸盖出水口处，可以根据发动机的工作温度，自动控制冷却水的循环路线，实现冷却强度的调节。百叶窗安装在散热器前面，由驾驶员操纵开度来控制通过散热器的空气量，也可实现冷却强度的调节。

通常，冷却水在冷却系内的循环流动路线有两条，一条是小循环，另一条为大循环。水温较高时走大循环路线，水经过散热器散热，水温较低时走小循环路线，冷却水不经过散热器。大、小循环路线是由节温器来控制的（如图 7-3 所示）。

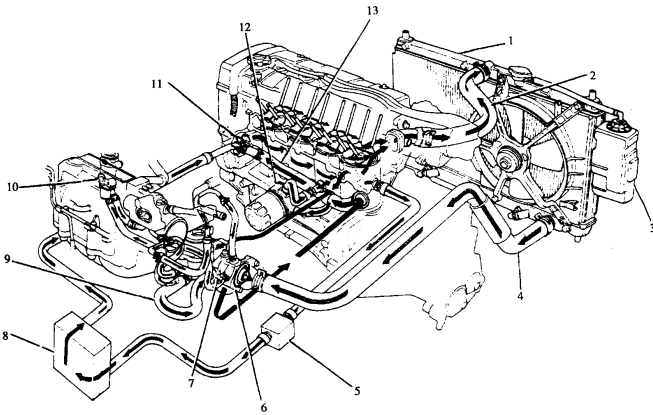


图 7-3 本田水冷系示意图

- 1—散热器 2—缸盖出水管 3—补偿水箱 4—下水管 5—暖风水阀 6—节温器
7—旁通阀 8—水暖器 9—旁通管 10—蒸气排气口 11—水泵 12—机油冷却器 13—连接管

7.1.3 冷却水简介

水冷系使用的冷却水最好是软水，即含盐分较少的水，如雨水、雪水、自来水等，否则在水套和散热器中易产生水垢，影响冷却效果，造成发动机过热。

为了防止冷却水在冬季结冰而冻裂机件、适应冬季行车的需要，可以在冷却水中添加适量的防冻液。防冻液有成品液和浓缩液两种，成品液可直接加注在水套中，浓缩液需根据当地历年最低气温，加蒸馏水调配。现在轿车多使用既能防冻，又能提高沸点，而且防腐蚀、防氧化、防结垢的冷却液。

在使用冷却液中，应注意下列事项。

- (1) 防冻液中应添加同种冷却液添加剂。
- (2) 在发动机热态时，冷却系内仍处于高温高压状态，此时切勿打开水箱盖以防烫伤。
- (3) 冷却液的使用浓度为 40%~60%，否则，影响防冻能力。
- (4) 更换缸盖、缸垫、散热器等时，就必须更换冷却液。
- (5) 放出的冷却液不宜再使用。冷却液及其添加剂均为有毒物质，应妥善处理。
- (6) 发现冷却液大量损耗时，必须待发动机冷态时添加冷却液，以防损坏发动机。

7.2 水冷系主要部件的结构

7.2.1 水冷系的主要部件

水冷系是由水套、水泵、风扇、散热器、水温表、节温器、百叶窗、水管等组成，其中最主要的是散热器、水泵和风扇。

1. 散热器

散热器（又称为水箱）的作用是将水套出来的热水自上而下或横向的分成许多小股并将其热量散给周围的空气。为了集中风向，提高冷却效果，散热器后面还装有风扇和导风圈。

散热器上（左）水室中装有散热器的入水管，通过橡胶管与汽缸盖出水管连接；上（左）水室上部有加水口和散热器盖，加水口一般装有溢流管。当冷却水沸腾时，水蒸气可以从此管排出。加装防冻液的冷却系，此管接补偿水箱。下（右）水室有出水管，用软管与水泵进水口连接，两水室之间焊接散热器芯管。芯管的结构型式很多，常用的为管片式（如图 7-4（a）所示），其芯管多为扁圆形直管（防冻裂性好），周围制有散热片，芯管可竖置或横置，这种散热器芯强度和刚度较好，耐高压，但制造工艺较复杂，成本高。管带式（如图 7-4（b）所示）散热器芯采用冷却管和散热带沿纵向间隔排列，散热带上的缝孔是为了

破坏空气流在散热带上形成的附面层，使散热能力提高。这种散热器芯散热能力强，制造工艺简单，成本低，但其刚度不如管片式，一般多为轿车发动机所采用。

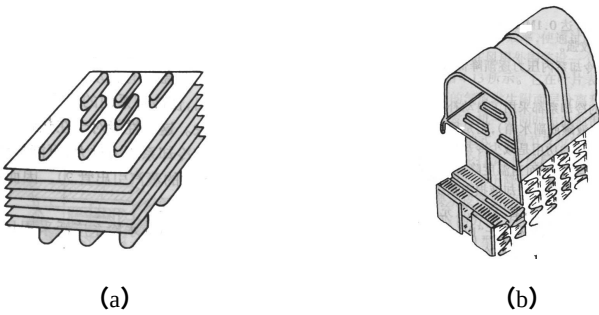


图 7-4 散热器芯示意图

(a) 管片式 (b) 管带式

强制循环水冷系的散热器盖安装在加水口上，是由空气阀（真空阀）和蒸汽阀（压力阀）组合而成的自动阀门，散热器盖的结构和工作原理如图 7-5 所示。发动机正常温度时两个阀门均关闭，冷却系和外界大气不相通，当冷却系内的蒸气因温度升高使其压力大于蒸汽阀的弹簧弹力时，蒸汽阀打开，一部分冷却液由溢流管流回补偿水箱，冷却系内的压力下降，以防将散热器胀裂。当冷却系内部压力小于空气阀弹簧弹力时，空气阀开启，补偿水箱中的冷却水进入散热器，避免散热器被大气压力压坏。

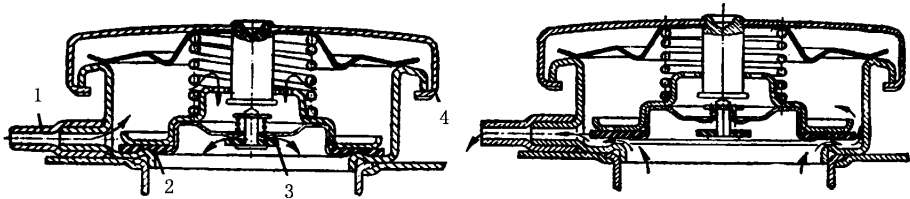


图 7-5 散热器盖

1—蒸气排出口 2—蒸汽阀 3—空气阀 4—散热器盖

补偿水箱上部用一个较细的软管与水箱的加水管相连，底部通过水管与水泵的进水侧相连接，通常，其位置略高于散热器。补偿水箱多用半透明材料（如塑料）制成，透过箱体可直接方便地观察到液面高度，无需打开散热器盖。补偿水箱外部标有液面高度标记线，使用中应使液面高度位于最高和最低液面高度线之间，液面高度不足时，应向补偿水箱内补充冷却水。

2. 水泵

水泵的作用是对冷却水加压,使之在冷却系中循环流动。由于离心式水泵具有尺寸小、出水量大、结构简单、损坏后不妨碍水在冷却系中自然循环的特点,故为强制循环式冷却系普遍采用。常见的水泵在机体外安装,与风扇同轴驱动,也有装在机体内(内藏式)单独驱动的。

离心式水泵的工作原理如图 7-6 所示。当叶轮旋转时,水泵中的水被叶轮带动一起旋转。由于离心力的作用,水被甩向叶轮边缘,在蜗形壳体内将动能转变为压能,经外壳上与叶轮成切线方向的出水管被压送到发动机水套内。与此同时,叶轮中心处压力降低,散热器中的水便经进水管被吸进叶轮中心部分。水泵连续运转,冷却水在水路中不断地循环。

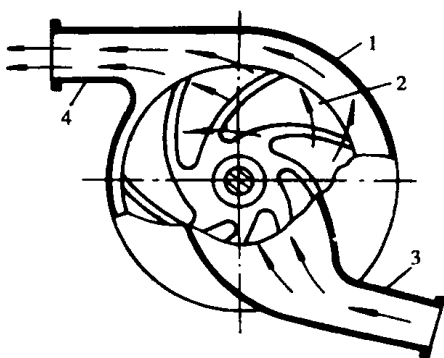


图 7-6 离心式水泵示意图

1—壳体 2—叶轮 3—入水口 4—出水口

常见的发动机用离心式水泵的结构如图 7-7 所示。水泵与风扇同轴,通过三角皮带传动。水泵轴一端用两个球轴承支承在水泵壳体内,伸出壳体以外的部分用半圆键与安装风扇带轮的凸缘盘连接。水泵轴的另一端安装叶轮,并用螺栓紧固。叶轮与球轴承之间装有水封,防止水泵内的冷却液沿水泵轴渗漏。水封弹簧通过水封环将水封皮碗的一端压在水封座圈上,另一端压在夹布胶木密封垫圈上。密封垫圈上由两个凸耳卡在水泵壳体上的槽孔内。因此,在水泵工作时,水封不随水泵旋转。水泵壳体有漏水孔,位于水封之前,一旦有冷却液漏过水封,可从漏水孔泄出,防止冷却液进入轴承,破坏轴承的润滑。

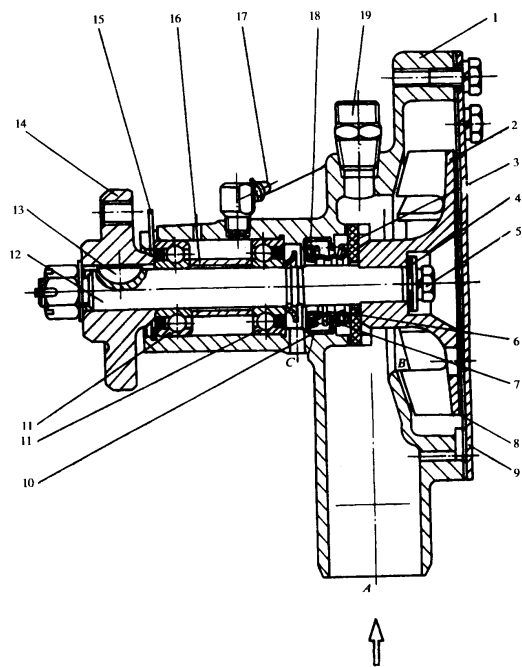


图 7-7 离心式水泵结构图

- 1—水泵外壳 2—叶轮 3—密封垫圈 4—垫 5—螺钉 6—水封皮碗 7—弹簧 8—衬垫
9—盖 10—水封座圈 11—球轴承 12—水泵轴 13—半圆键 14—凸缘盘
15—轴承卡环 16—隔离套管 17—滑脂嘴 18—水封环 19—管接头

3. 风扇

风扇的作用是提高流经散热器的空气流速和流量，以增强散热器的散热能力并冷却发动机附件。风扇多装在发动机与散热器之间，与水泵同轴驱动，电动风扇装在散热器风扇支架上，由电机驱动。当风扇旋转时，对前方空气形成吸力，高速空气流由前向后通过散热器芯，带走散热器芯表面的热量，加速冷却水的冷却。风扇的扇风量主要与风扇的直径、转速、叶片形状、叶片安装角和叶片数目有关。

风扇常与发电机一起通过 V 型皮带由曲轴带动驱动（如图 7-8 所示），通常，发电机的支架做成可移动式，以调节皮带的松紧度。风扇皮带必须松紧适宜，皮带过松会造成打滑，使风扇风量减少，发动机过热；皮带过紧将增加曲轴的径向力，加速轴承的磨损。

目前大多数轿车采用电动风扇（如图 7-9 所示），风扇不与水泵同轴，由电动机驱动，受冷却水温度控制的温控开关控制风扇的转动，不受发动机转速的影响，并且有高、低速两个挡位，低速挡在沸点内使用，高速挡在沸点外使用，需要冷却时自动起作用。当冷却

水温度为 92°C 时，热敏开关接通风扇电动机的 1 挡，风扇以低速 1 挡转动；当冷却液温度高到 98°C 时，热敏开关接通风扇电动机的 2 挡，风扇以较高转速转动；若冷却水温度降到 $92\sim 98^{\circ}\text{C}$ 时，风扇电动机恢复 1 挡转速；当冷却液温度降到 84°C 时，热敏开关切断电源，风扇停止转动。这样，既能保证发动机在汽车低速时的冷却，又可减少消耗发动机的功率。

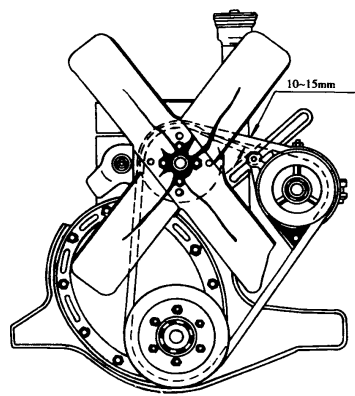


图 7-8 风扇的驱动

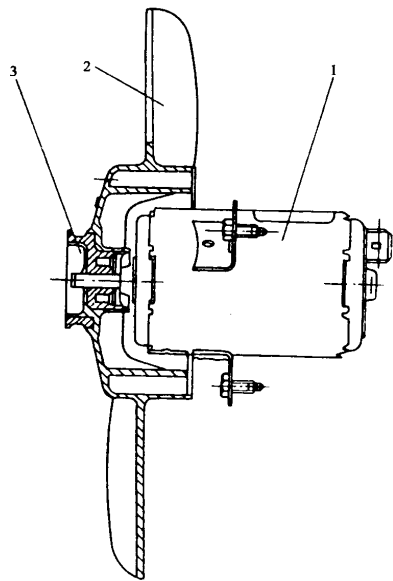


图 7-9 电动风扇

1—电机 2—叶轮 3—主动带轮

7.2.2 冷却强度的调节装置

强制式水冷却系统的冷却强度，一般受汽车的行驶速度、曲轴、水泵和风扇的转速及外界气温的影响。当使用条件变化时（如外界气温高、发动机在低速大负荷情况下工作），要求冷却强度要强，否则发动机易于过热。而当外界气温低、发动机负荷又不大时，其冷却强度应弱些，不然就会使发动机过冷。因此，要保证发动机在最佳的温度下工作、不出现过热或过冷现象，就必须能根据使用条件的变化自动调节发动机的冷却强度。冷却强度的调整方法有两种：一是改变流经散热器的空气流量和流速；二是改变冷却液的流量和循环路线。

1. 百叶窗

百叶窗的作用是在冷却水温度较低时改变流过散热器的空气流量，从而控制冷却强

度。在严寒的冬季，水温过低时，由于节温器的作用使水只进行小循环或部分进行循环，此时散热器内的水温不高，应将百叶窗关小，减少流经散热器冷空气的流量，可以起到快速暖机和保温的作用；经暖机后温度升至发动机正常工作温度时，应逐渐打开大百叶窗开度，防止因散热器散热强度不足导致发动机过热。

百叶窗安装在散热器前面，是由许多片活动挡板组成的。挡板垂直成水平安装，由驾驶员通过装在驾驶室内部的手柄来操纵调节挡板的开度。

2. 风扇离合器

风扇离合器安装在风扇和水泵之间，根据发动机的温度自动控制风扇的转速，以达到改变通过散热器的空气流量的目的，这样不仅能够减少发动机的功率损失，节省燃油，而且能够提高发动机的使用寿命，降低噪声。

风扇离合器的形式主要有硅油式、电磁式、机械式三种类型，其中硅油式风扇离合器在汽车上应用最为广泛。

(1) 硅油式风扇离合器

如图 7-10 所示为一典型的硅油式风扇离合器的结构。

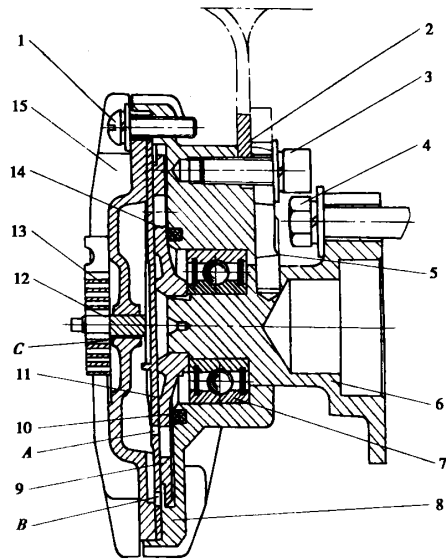


图 7-10 硅油式风扇离合器

- 1—螺钉 2—风扇 3—螺钉 4—螺栓 5—锁止板 6—主动轴 7—轴承 8—壳体 9—从动板 10—主动板 11—阀片 12—阀片轴 13—双金属片感温体 14—密封圈 15—前盖 16—进油孔
A—进油孔 B—回油孔 C—漏油孔

主动轴 6 与水泵轴连接, 前端固定有主动板 10。从动板 9 通过螺钉固定于前盖 15 和壳体 8 之间, 三者连成一个整体。壳体 8 通过轴承 7 支承在主动轴上。风扇 2 固定在壳体上。从动板与壳体之间的空腔为工作腔, 腔壁与主动板之间有一定的间隙, 密封毛毡圈 14 防止油液漏出。

从动板与前盖之间的空腔为贮油腔, 其中装有硅油, 油面在静止时低于轴心线。从动板上有一进油孔 A, 平时由阀片 11 关闭。将阀片转动一定角度, 进油孔即打开。阀片的转动, 靠离合器前的螺旋状双金属片感温器 13 控制。感温器外端固定在前盖上, 内端卡在阀片轴 12 前端的槽内。从动板外缘有一回油孔 B。

当发动机在小负荷下工作时, 冷却液和通过散热器的气流温度不高, 进油孔被阀片关闭, 硅油不能从贮油腔流入工作腔。工作腔内无油, 离合器处于分离状态, 这时主动轴与水泵轴一起转动, 风扇随离合器壳体在主动轴上空转。此时, 风扇的转动, 仅仅由于密封毡圈和轴承的微弱的摩擦而引起, 转速很低。

当发动机负荷增加、散热器中冷却液温度升高时, 通过散热器的气流温度随之升高。双金属片感温器受热变形而带动阀片轴和阀片转过一定角度。当吹向感温器的气流温度超过 338K (65°C) 时, 阀片转至进油孔 A 打开的位置, 于是硅油从贮油腔进入工作腔。由于主动板与从动板、壳体之间的缝隙进入了粘度很大的硅油, 主动板利用硅油的粘度即可带动壳体和风扇转动。此时, 风扇离合器处于接合状态, 风扇转速迅速提高。因为主动板驱动壳体和风扇转动是以油为介质的, 并非刚性传动, 所以风扇转速总是低于主动轴的转速, 并伴随着功率损失。

为了不使工作腔中的硅油温度过高, 该风扇离合器让硅油在工作腔和贮油腔间循环, 同时在壳体和前盖上铸有散热片, 以加强冷却。油液循环是这样进行的: 因为主动板转速高于从动板转速, 主动板甩向工作腔外缘的油液压力比贮油腔外缘的油液压力高, 油液从工作腔经回油孔 B 流向贮油腔, 而贮油腔又经进油孔 A 及时向工作腔补充油液。

当发动机负荷下降、吹向感温器的气流温度低于 308K (35°C) 时, 阀片将进油孔关闭, 工作腔内的油液继续从回油孔甩向贮油腔, 直至甩空为止, 致使风扇离合器又恢复到分离状态。为加速回油, 缩短风扇离合器脱开时间, 在回油孔的边缘逆着旋转方向加工出一个刮油突起。

为了防止温度过低时双金属感温器使阀片反向转动而打开进油孔, 在从动板上加工出一个凸台作为阀片的反向定位。从动板中心处还开有一个直径大于阀片轴孔的漏油孔 C, 以防止停车后, 风扇离合器处于静态时从阀片轴周围泄漏硅油。

当硅油风扇离合器失灵时, 可旋松圆柱头内六角螺栓 3, 将锁止板 5 从假想线所示位置径向移动至实线所示位置, 使锁止板端部的指销插入主动轴的孔中, 再旋紧螺栓, 使风扇离合器的壳体、风扇与主动轴连成一个整体。

(2) 电磁风扇离合器

如图 7-11 所示为电磁风扇离合器的结构。

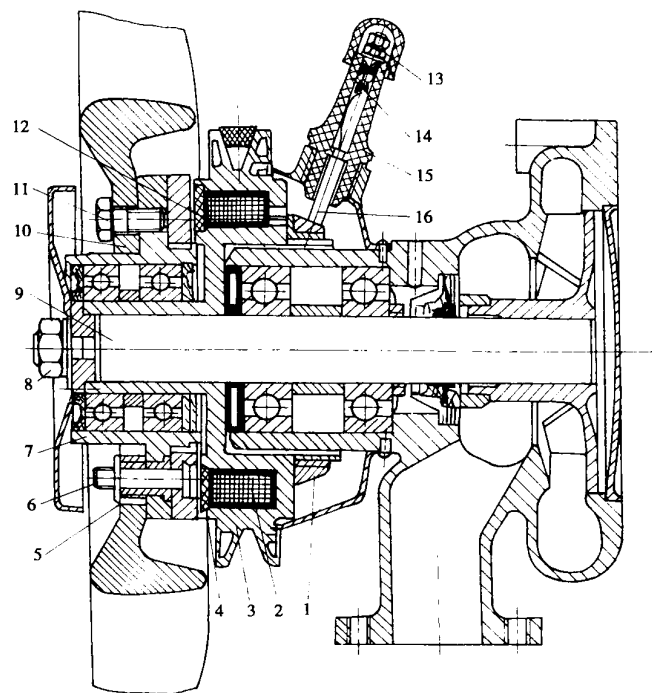


图 7-11 电磁风扇离合器结构图

1—滑环 2—线圈 3—电磁壳体 4—摩擦片 5—弹簧 6—导销 7—风扇毂 8—螺母
9—水泵轴 10—风扇 11—螺钉 12—衔铁环 13—接线柱 14—弹簧 15—引线壳体 16—电刷

电磁风扇离合器由主动和从动两部分组成。主动部分包括带 V 型带槽的电磁壳体 3、线圈 2、滑环 1 和摩擦片 4。从动部分包括用球轴承装在电磁壳体上的风扇毂 7，以及可随导向销 6 做轴向移动的衔铁环 12 等。线圈 2 用环氧树脂固定在电磁壳体内。引线壳体 15 装在防护罩上，其中心孔内的电刷 16 靠弹簧 14 压在滑环上。接线柱 13 通过导线与水温感应开关相连。

当冷却水温度低于 365K 时，水温感应开关的电路不通，线圈 2 不通电，离合器处于分离状态。当水温超过 365K 时，水温感应开关的电路自动接通，线圈通电，电磁壳体吸引衔铁环，将摩擦片压紧，使离合器处于接合状态。

(3) 机械式风扇离合器

机械式风扇离合器是一种采用形状记忆合金螺旋弹簧为温控和压紧装置的离合器，其结构如图 7-12 所示。

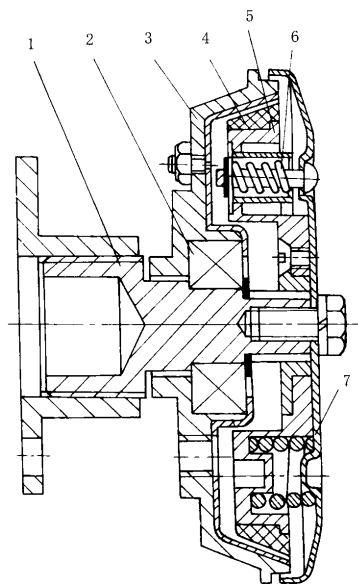


图 7-12 机械式风扇离合器

1—主动轴 2—滚动轴承 3—从动轴 4—摩擦片 5—主动件 6—复位弹簧 7—形状记忆合金螺旋弹簧

主动件和摩擦片为主动部分，与滚动轴承支撑于主动轴上的从动件之间，采用摩擦传动。形状记忆合金螺旋弹簧位于主动件与主动轴前盖之间，长度随温度变化而快速变化，当散热器后面的空气温度在 $323\pm3\text{K}$ 以下时，弹簧保持原来形状，离合器处于分离状态。当温度超过 $323\pm3\text{K}$ 时，弹簧开始伸长，推动主动件后移，使离合器逐渐接合，直到温度达 333K 时，离合器完全接合，弹簧不再随温度继续升高而伸长。

当环境温度下降到 327K 时，离合器开始分离，风扇速度随之降低；当温度降到 313K 时，离合器完全分离，轴承只是在轴承摩擦的力矩作用下，很缓慢地转动。

3. 节温器

节温器用来控制通过散热器冷却水的流量。节温器装在冷却水循环的通路中，一般装在汽缸盖出水口处。目前，大多数汽车发动机采用蜡式节温器。

蜡式节温器有双阀和单阀两种。双阀节温器既控制大循环又控制小循环，单阀节温器只控制循环水路，不控制小循环。桑塔纳 2000 型轿车发动机采用的是蜡式双阀节温器，如图 7-13 所示。长方形的阀座 5 与支架 3 铆接在一起，紧固在阀座上的中心杆 6 的锥形下端插在橡胶管 10 内。橡胶管与感温体 11 之间的空腔内充满特制的石蜡，感温体上部套装在水泵下端、进水口的前部，用来控制水泵的进水。常温时，石蜡成固态，当温度升高时，石蜡渐渐变成液态，其体积也随之增大。

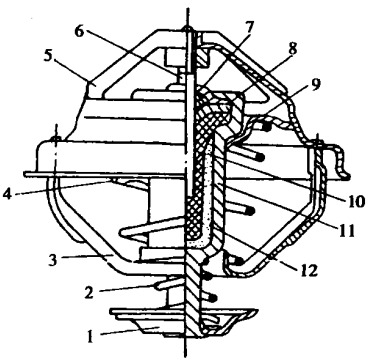


图 7-13 双阀节温器

- 1—副阀门 2—小弹簧 3—下支架 4—大弹簧 5—阀座 6—中心杆
7—感温器罩 8—密封圈 9—主阀门 10—橡胶管 11—感温器体 12—石蜡混合物

蜡式节温器的工作过程 (如图 7-14 所示)。当冷却水温度低于 85°C 时, 节温器体内的石蜡体积膨胀量尚小, 故主阀门 9 受大弹簧 4 作用紧压在阀座 5 上, 来自散热器的水道被关闭, 而副阀门 1 则离开来自发动机的旁通水道, 所以冷却液不经过散热器, 只在水泵与发动机水套之间作小循环流动。因此, 冷发动机开始工作时, 冷却液快速升温, 能很快暖机, 在短时间内达到发动机正常工作温度。当冷却水温度高于 85°C 时, 石蜡体积膨胀, 使橡胶管受挤压变形, 对中心杆锥形端部产生向上的轴向推力。但由于中心杆 6 是固定不动的, 于是杆 6 对橡胶管 10、感温器 11 产生向下的轴向反推力, 迫使感温器体 11 压缩大弹簧 4, 使主阀门 9 逐渐开启, 副阀门 1 逐渐关闭, 因而部分来自散热器的冷却水作大循环流动。

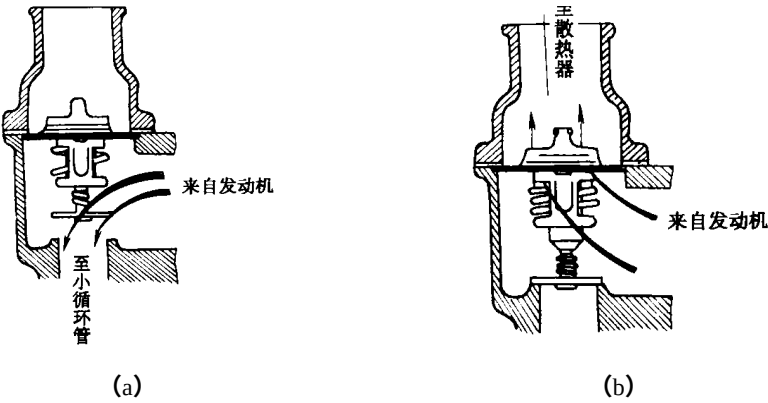


图 7-14 蜡式节温器工作原理

第8章 润滑系

8.1 概 述

8.1.1 润滑系的功用

润滑系的主要作用就是对发动机中相对运动的零件的摩擦表面进行润滑。

发动机运动件和运动部分在工作时，零件工作面处于高速运动状态，有的零件还在很大的载荷下工作（如曲轴、凸轮轴与轴承、活塞与缸壁、气门与导管、挺柱或摇臂与凸轮等），因此工作表面必须进行润滑。无论零件表面加工精度如何高，都必须在两零件的摩擦表面之间保持一层润滑油膜，以减少零件的磨损和功率的消耗。如果不进行润滑或润滑不良，就会造成干摩擦。干摩擦不但阻力很大，造成发动机功率消耗的增大，还会使零件的磨损速度加快，使用寿命缩短。更为严重的是，由于干摩擦时发热量很大，会在短时间内使零件温度迅速升高，破坏配合间隙，使运动件的运动受阻，进一步升高的温度还会使零件表面熔化而粘着，造成发动机严重的机械事故甚至报废。

润滑系的基本任务就是将机油不断地供给各零件的摩擦表面，减小零件的摩擦和磨损。同时，润滑油流经各零件表面时，会带走零件摩擦表面的热量、清除零件表面的金属磨屑以及空气带入的尘土及燃烧产生的炭粒等杂质；在零件表面形成的油膜，还会保护零件免受水、空气和燃气的直接作用，防止零件受到化学腐蚀；润滑油有一定的粘度，还可以填补缸壁与活塞环之间的间隙，减少气体的泄漏，起到密封作用。因此润滑系除了润滑作用外，还具有散热、清洗、保护和密封等作用。

8.1.2 润滑剂简介

汽车发动机润滑系所用的润滑剂有润滑油（机油）和润滑脂（黄油）两种。

1. 润滑油

发动机的润滑油简称“机油”，为了提高润滑油的性能，通常又加入适量的各类添加剂，如抗磨剂、抗凝聚剂和消炭剂等，以适合更苛刻、强化程度更高的工作要求。

润滑油的主要性能指标为粘度、温度粘度特性、低温性、安定性和腐蚀性。

润滑油分为汽油润滑油和柴油润滑油两大类，润滑油的使用与环境温度和发动机的工作强度密切相关。我国将汽油润滑油分为 6 号、10 号、15 号和低凝（稠化）4 种牌号，号数越低，润滑油的凝点越低，低凝稠化润滑油可以适合-30℃左右的严寒地区使用。柴油机润滑油的牌号有 8 号、11 号、14 号、16 号和 20 号 5 种。同样，号数越低，凝点也越低。

对于发动机润滑油的分类，国际上没有统一的标准，目前广泛使用美国汽车工程师协会（SAE）的粘度等级分类法和美国石油协会（API）的质量分类法。国际上几乎所有的润滑油生产厂家在产品包装上都会同时给出这两种分类法的级别，以供用户选择。

(1) SAE 的粘度等级分类法

SAE 粘度级别分夏季用油和冬季用油两种（称单级机油）。冬季用油的号数后加 W（winter），号数越低粘度越小，适合的环境温度越低。如果冬季用油和夏季用油的号数连在一起则表示冬夏两用润滑油（多级机油），如牌号为 SAE15W-40 的润滑油表示既能满足 15W 级别润滑油的低温性能要求，又能满足 40 号润滑油的高温性能要求。SAE 粘度分类级别见表 8-1。

表 8-1 SAE 粘度等级分类

冬季用（低温型）	夏季用（高温型）
0W,5W,10W,15W,20W,25W	20,30,40,50

一般冬季用油适用环境温度的估算方法是“W”前面的数字减 35，所得的负数即为适用的环境温度。如： $10-35=-25^{\circ}\text{C}$ ，表明 10W 的润滑油适用于-25℃以上的低温环境。

(2) API 的质量分类法

API 质量分类法将润滑油分为汽油机用润滑油（代号为 S）和柴油机用润滑油（代号为 C）两类，用一位英文字母代表质量等级，英文字母的排序越后，润滑油的质量越高。API 的质量等级见表 8-2。

表 8-2 API 质量等级分类

汽 油 机 油	柴 油 机 油
SC,SD,SE,SF,SG,SH,SJ	CC,CD,CD-11,CE,CF-4,CG-4,CH-4
普 优 →	普 优 →

2. 润滑脂

润滑脂俗称“黄油”，由润滑油、稠化剂和添加剂混合而成，具有粘附力强、密封性好的特点，适用于润滑油无法满足要求的摩擦表面（如承受负荷较大的轴承等）。对润滑脂的要求分别是耐水性、耐热性和耐压性。常用的润滑脂有钙基润滑脂、钠基润滑脂、钙钠基润滑脂、锂基润滑脂和石墨润滑脂。

各种润滑脂的特性和用途汇总见表 8-3。

表 8-3 各种润滑脂的特性和用途

润滑脂类型	特 性	适用最高温度℃	用 途
钙基润滑脂	抗水性能好、耐热性能差	60	转向横直拉杆球头销、离合器、制动器踏板轴
钠基润滑脂	耐热性能好、抗水性能差	120	不太适合汽车上使用
钙钠基润滑脂	耐热性和抗水性介于钙基和钠基润滑脂之间	100	轮毂轴承、传动轴滑动叉及轴承、转向传动轴轴承、制动器凸轮轴
汽车通用锂基润滑脂	具有良好的抗水性和耐候性（高低温性能良好）和安定性	120	适用汽车各个部分的润滑，应用极为广泛
石墨润滑脂	具有良好的抗水、耐热、耐压性能，耐热性能稍差	60	钢板弹簧的片间润滑，其他低速、大负荷部位的润滑

8.1.3 润滑方式

发动机各零件的润滑强度取决于该零件的环境、相对运动速度和承受的机械负荷、热负荷的大小。根据润滑强度的不同，发动机润滑系采用下面几种润滑方式。

1. 压力润滑

压力润滑是利用机油泵，将具有一定压力的润滑油源源不断地送到零件的摩擦面间，形成具有一定厚度并能承受一定机械负荷的油膜，尽量将两摩擦零件完全隔开，实现可靠的润滑。发动机上一些相对速度高、机械负荷大的零件，都采用这种润滑方式，如曲轴各轴颈与轴承之间、凸轮轴颈与轴承之间、摇臂轴与摇臂之间等部位。采用压力润滑，必须在缸体或者缸盖上设置专门的油道来向这些部位输送润滑油。

2. 飞溅润滑

飞溅润滑是利用发动机工作时某些运动零件（主要是曲轴和凸轮轴）旋转时飞溅起的或从连杆大头上专设的油孔喷出的油滴和油雾，对摩擦表面进行润滑的一种方式。飞溅润滑适合于：暴露的零件表面，如缸壁、凸轮等；相对运动速度较低的零件，如活塞销等；机械负荷较轻的零件，如挺柱等。汽缸壁采用飞溅润滑，还可防止由于润滑油压力过高、油量过大而窜入燃烧室、导致发动机工作条件的恶化的现象。

3. 定期润滑

对一些不太重要、分散的部位，采用定期加注润滑脂的方式进行润滑，如发动机水泵

轴承、发电机、启动机和分电器等总成的润滑，即采用这种方式。

4. 自润滑

近年来也有一些发动机采用了含有耐磨材料轴承（如尼龙、二硫化钼等）来代替加注润滑脂的轴承，这种轴承在使用中不需加注润滑脂，故称为自润滑。

一般的汽车发动机的润滑采用复合润滑（既有压力润滑，也有飞溅润滑和定期润滑）。

8.1.4 润滑系的组成

一般发动机的润滑系组成大体相同。

(1) 机油泵、油管、油道、限压阀和油底壳等。其作用是贮存润滑油，并使其具有一定的压力，以在发动机中循环流动。

(2) 机油滤清装置。用来过滤掉润滑油中的杂质、磨屑、油泥和水分等杂物，使送到各润滑部位的都是干净清洁的润滑油。由于过滤能力与流动阻力成正比，润滑系的滤清器按过滤能力分成机油集滤器、机油粗滤器和机油细滤器三种，设于润滑系的不同部位。

机油集滤器多为滤网式，能滤掉机油中粒度大的杂质，其流动阻力小，串联安装于机油泵进油口之前；机油粗滤器用来滤掉机油中粒度较大的杂质，其流动阻力小，串联安装于机油泵出口与主油道之间；机油细滤器能滤掉机油中的细小杂质，但流动阻力较大，故多与主油道并联，只有少量的机油通过细滤器过滤。

(3) 润滑油冷却装置。如机油散热器等。用来冷却润滑油，保持油温在 $70\sim 90^{\circ}\text{C}$ 范围内。有些发动机没有润滑油冷却装置，靠空气流过油底壳使润滑油冷却。

(4) 润滑油油温表、油压表。用来检测发动机润滑系的工作情况。

8.1.5 润滑系的油路

1. 桑塔纳 2000GSi 轿车 AJR 发动机润滑油路

桑塔纳 2000GSi 轿车 AJR 发动机润滑油路如图 8-1 所示。转子式机油泵位于曲轴箱内，机油泵链轮由曲轴链轮通过链轮驱动。机油集滤器安装于机油泵进油口。机油滤清器串联安装于机油泵出口与主油道之间。

发动机工作时，通过链轮驱动机油泵。油底壳内的润滑油在机油泵的抽吸下，经机油集滤器过滤掉其中较大颗粒的杂质后，进入机油泵。经机油泵加压后的机油，再经滤清器过滤掉杂质后进入主油道。进入主油道的润滑油分 5 路送到曲轴各主轴承，对曲轴各道主轴颈进行润滑。同时，通过曲轴内部的油道，将油送到连杆轴颈，对连杆轴颈进行润滑。主油道内的润滑油还通过一条分油道进入凸轮轴的 5 个轴承处，对凸轮轴 5 道轴颈进行润滑。凸轮轴总油道还设有分油道与挺柱导向孔相通，以便对液力挺柱补充油液。

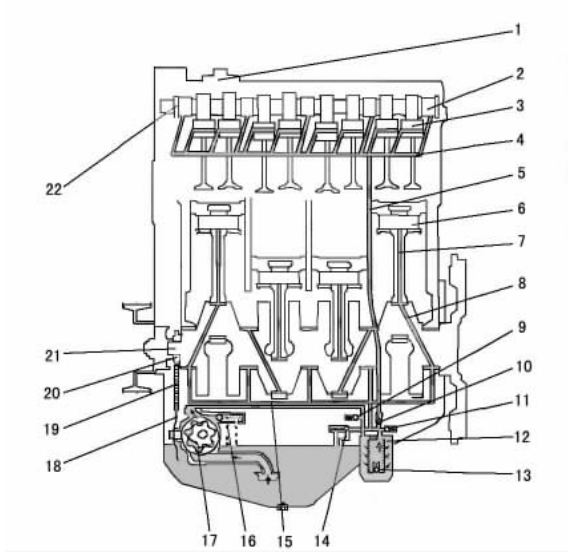


图 8-1 桑塔纳 2000GSi 轿车润滑系

- 1—加机油口盖 2—凸轮轴轴颈 3—液力挺柱 4—汽缸盖主油道 5—汽缸体主油道 6—活塞销
7—连杆油道 8—曲轴油道 9—油压开关 10—单向阀 11—油压开关 12—机油滤清器
13—旁通安全阀 14—限压阀 15—汽缸体主油道 16—溢流阀 17—机油泵
18—机油泵链轮 19—链条 20—曲轴链轮 21—曲轴 22—凸轮轴

以上所述的润滑均为压力润滑，其他部位则采用飞溅润滑，润滑完毕的润滑油靠重力流回油底壳，以便继续循环使用。

在机油泵端盖上，还设有安全阀，当机油泵输出的油压太高或者流量太大时，该阀打开，机油泵进、出油口接通，机油在机油泵内进行小循环，防止进入滤清器的机油压力过高或流量过大。旁通安全阀位于滤清器进、出油口之间，平时该阀关闭。当滤清器堵塞、进出油口之间的压力差达 180kPa 时，该阀打开，压力油不经过滤直接进入主油道，保证各部位正常润滑。限压阀用来限制主油道润滑油压力。机油从气门室盖的加油口加入。

2. 东风 EQ6100-1 型发动机的润滑系油路

东风 EQ6100-1 型发动机的润滑系，如图 8-2 所示。在该润滑系中，曲轴的主轴颈、连杆轴颈、凸轮轴轴颈、凸轮轴推力凸缘、摇臂轴正时齿轮和分电器传动轴等都用压力润滑，其余部分用飞溅润滑。

发动机在工作时，机油泵 11 经固定式集滤器 14 从油底壳中吸取机油，被机油泵加压后的机油分成两路：大部分的机油经机油粗滤器 9 滤去较大的机械杂质，流入纵向的主油道 4，执行润滑任务；另一小部分机油（约 10%~15%）经限压阀 12 流入机油细滤器 16

内，滤去较细的机械杂质和胶质后流回油底壳。一般汽车每行驶 50km 左右，全部机油就能通过细滤器滤清一次。如果机油泵出油压力低于一定值，则机油细滤器进油限压阀 15 不开启，以保证压力油全部进入主油道。

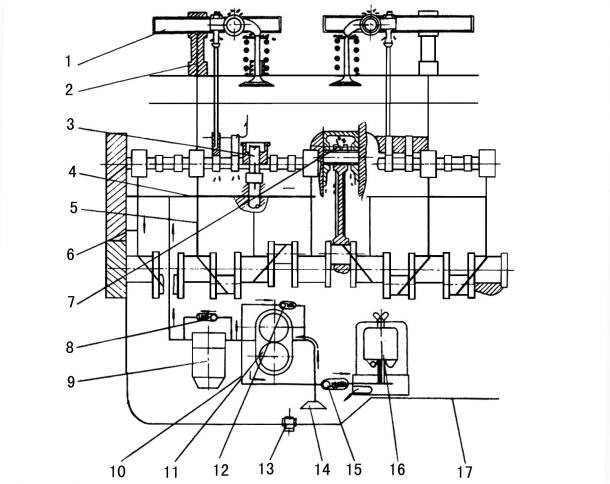


图 8-2 东风发动机的润滑系示意图

- 1—摇臂轴 2—上油道 3—机油泵传动轴 4—主油道 5—横向油道 6—喷油嘴 7—连杆小头油道
8—机油粗滤器旁通阀 9—机油粗滤器 10—油管 11—机油泵 12—限压阀 13—磁性放油阀
14—固定式集滤器 15—机油滤清器进油限压阀 16—机油细滤器 17—油底壳

机油进入主油道 4 后，通过上曲轴箱中的七条横向油道 5 分别润滑主轴颈和凸轮轴轴颈。机油还通过曲轴中的斜向油道从主轴颈处流向连杆轴颈，同时也从凸轮轴的第二、第四轴颈处，经两个上油道 2 通向摇臂支座，润滑摇臂轴、推杆球头和气门端部。第三条横向油道还通向机油泵传动轴 3，这些摩擦表面都能得到压力润滑。另外，还有一部分机油，由第一条横向油道通过喷油嘴 6 喷射出来，以润滑正时齿轮副。此外，在第一、第二横向油道之间还有油管从主油道接出，通到空气压缩机曲轴中心的油道，润滑空压机的连杆轴颈后，经回油道流回到油底壳中。主油道中还有机油压力传感器和油压过低讯号器，并通过导线分别与驾驶室中的机油压力表和机油压力过低警报灯相连，以检测油压，并显示润滑系的工作状态。

当连杆大头上对着凸轮轴一侧的小孔与曲轴的连杆轴颈上的油道孔口相通时，机油即由此小孔喷向凸轮表面、汽缸壁及活塞等处，润滑推杆球头和气门端的机油顺推杆表面流下到杆形挺柱内，再由挺柱下部的油孔流出与飞溅的机油共同来润滑凸轮的工作表面。飞溅到活塞内部的机油，溅落在连杆小头的切槽内，借以润滑活塞销。

若机油粗滤器被杂质严重淤塞，当粗滤器进油和出油道中的压力差达到 0.15~0.18MPa 时，机油泵与主油道之间与粗滤器并联设置的旁通阀 8 被推开，则机油不经过粗

滤器滤清而直接进入主油道，确保对发动机各部分的正常润滑。

为了防止润滑系的油压过高，减少发动机的功率损失。因此在机油泵端盖内设置柱塞式限压阀 12。当机油泵出油压力超过规定值时，作用在阀上的机油总压力将超过限压阀弹簧的预紧力，顶开柱塞阀而使一部分机油流回到机油泵的进油口，在机油泵内形成小循环。

在机油细滤器的下面还设置了可接机油散热器的阀门。机油散热器一般安装在冷却水散热器的前面。在酷热季节，当发动机长时间在大负荷、高转速下工作时，驾驶员可将阀门打开，使部分机油流入机油散热器进行散热。在寒冷季节或在气温低于 20℃的情况下，汽车行驶于好路面上时，须将阀门关闭，由进油限压阀 15 来控制通往散热器的通路是否开通，以保证主油道油压不致过低。

3. 本田轿车发动机润滑系油路

如图 8-3 所示，转子式机油泵通过皮带轮由曲轴驱动，当发动机工作时，机油经集滤器进入机油泵，经机油泵加压后送入滤清器，滤清后一部分机油经主油道润滑曲轴轴颈、连杆轴颈、平衡轴轴颈，另一部分机油经机油控制节流孔经汽缸盖油道润滑凸轮轴及摇臂，通过摇臂上的孔飞溅润滑气门。限压阀为了限制机油油压。

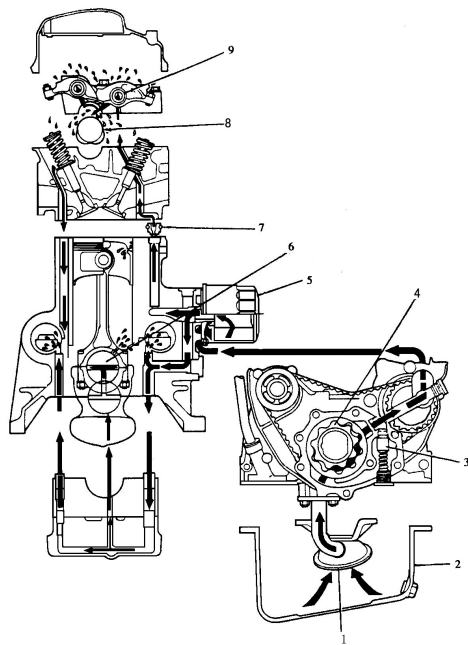


图 8-3 本田轿车发动机润滑系

- 1—机油集滤器 2—油底壳 3—限压阀 4—机油泵
5—机油滤清器 6—曲轴 7—机油控制节流孔 8—凸轮轴 9—摇臂轴

8.2 润滑系主要部件

8.2.1 机油泵

发动机上采用的机油泵分成齿轮式和转子式两种。

1. 齿轮式机油泵

机油泵通常由凸轮轴上的斜齿轮或曲轴前端齿轮驱动，机油泵的安装位置一般在曲轴箱内。机油泵壳体上加工有进油口和出油口（如图 8-4 所示），在油泵壳体内装有一个主动齿轮和一个从动齿轮。齿轮与壳体内壁之间留有很小的间隙。发动机工作时，齿轮按图中所示箭头方向旋转，进油腔 1 的容积由于轮齿脱离啮合而增大，使腔内产生一定的真空度，机油便经进油口被吸入。齿轮旋转时把齿间所存的机油带到出油腔 2 内。由于出油腔一侧轮齿进入啮合，使出油腔容积减小、油压升高，机油便经出油口被送到发动机油道中。只要发动机在工作，机油泵就不间断地工作，从而保证机油在发动机润滑油路中不断地循环输送，输出的油量与发动机的转速成正比。在泵盖上的卸压槽，是为了消除因轮齿进入啮合时、啮合齿间的机油由于容积变小在齿轮间产生很大的推力。轮齿啮合时挤出的机油，通过卸压槽流向出油腔。

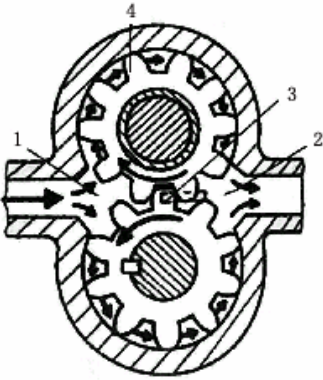


图 8-4 齿轮式机油泵

1—进油腔 2—出油腔 3—主动齿轮 4—从动齿轮

桑塔纳轿车发动机的机油泵构造如图 8-5 所示。它由中间轴螺旋齿轮驱动，主、从动齿轮轴平行布置，而且主动轴 14 较长，上端通过定位螺钉与上支承套 16 连成一体，与分电器轴上螺旋齿轮啮合，同时驱动分电器和机油泵。泵盖固定于泵体下端，两者之间设有一个 0.2mm 厚的衬垫，即可以防止油泵漏油，又可以调整齿轮端面与泵盖之间的间隙。

吸油管分别与机油泵盖上的进油口和集滤器 5 相连接。限压阀装在泵盖上，当发动机转速过高、使油泵泵油压力超过限压阀的开启压力时，限压阀打开，机油压力减小。

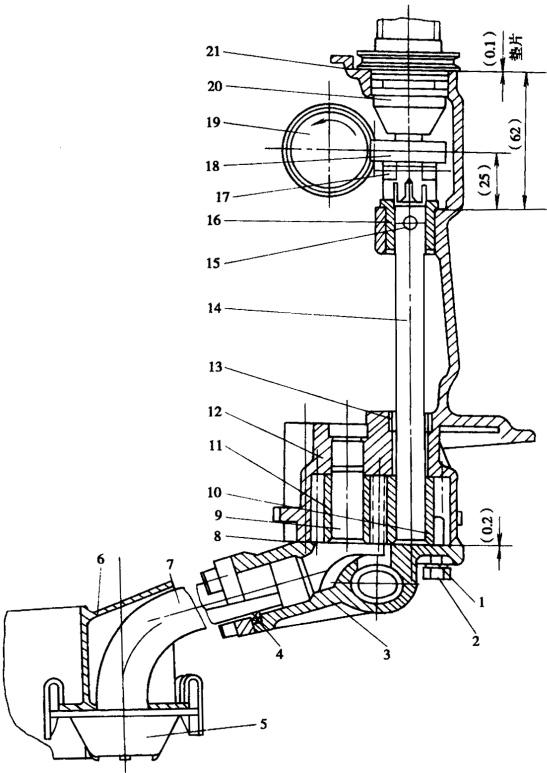


图 8-5 桑塔纳轿车发动机的齿轮式机油泵

- 1—垫片 2—短螺栓 3—机油泵盖 4—O 型密封圈 5—集滤器 6—吸油管支承套 7—吸油管
8—衬垫 9—从动齿轮轴 10—主动齿轮 11—从动齿轮 12—机油泵泵体 13—机油泵支承及定位套
14—机油泵轴 15—定位螺孔 16—机油泵轴上支承 17—定位销 18—分电器从动齿轮
19—中间轴驱动齿轮 20—分电器轴 21—密封垫片

2. 转子式机油泵

转子式机油泵通常安装在曲轴箱前端，由曲轴带轮或链轮驱动，如图 8-6 所示。
转子式机油泵的结构与工作原理如图 8-7 所示，主要由内转子、外转子和油泵壳体组成。内转子有外齿，通过键固定于主动轴上。外转子有内齿，外圆柱面与壳体配合。内、外转子有一定的偏心距，外转子在内转子的带动下转动。壳体上设有进油口和出油口。

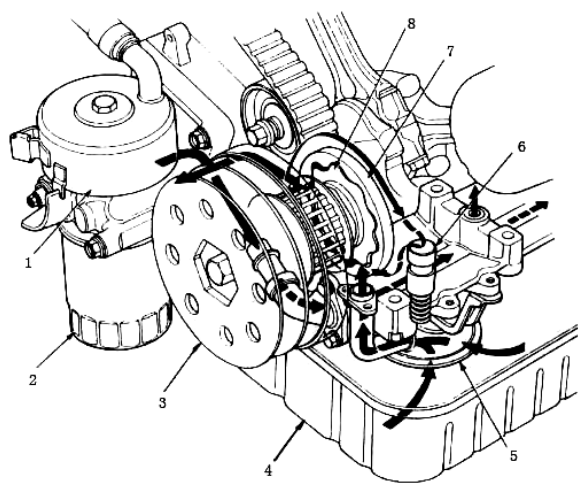


图 8-6 本田 NSX 轿车的转子式机油泵

- 1—水冷式机油冷却器 2—机油滤清器 3—曲轴皮带轮
4—油底壳 5—机油集滤器 6—限压阀 7—机油泵内转子 8—机油泵外转子

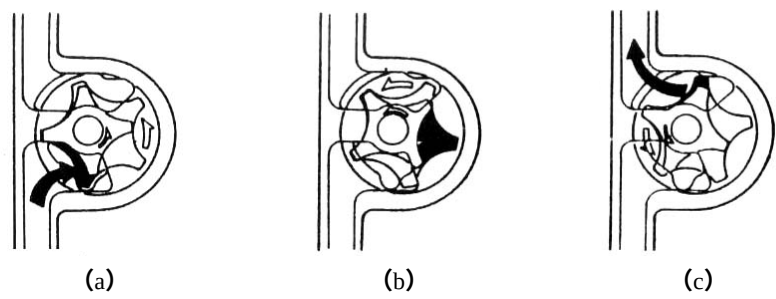


图 8-7 转子式机油泵

- (a) 吸进机油 (b) 输送机油 (c) 压送机油

在内、外转子的转动过程中，转子每个齿的齿形齿廓线上总能互相成点接触。因此，在内、外转子之间形成了四个互相封闭的工作腔，由于外转子总是慢于内转子，这四个工作腔在旋转过程中不但位置改变，容积大小也在改变。每个工作腔总是在最小时与壳体上的进油孔接通，随后容积逐渐变大，形成真空，把机油吸进工作腔。当该容积旋转到与泵体上的出油孔接通且与进油孔断开时，容积逐渐变小，工作腔内压力升高，将腔内机油从出油孔压出，直至容积变为最小，又与进油孔接通、开始进油为止。与此同时，其他工作腔也在进行着同样的工作过程。

转子式机油泵结构紧凑，吸油真空度大，泵油量大，供油均匀度好。安装在曲轴箱外位置较高处时，也能很好地供油。

8.2.2 机油滤清器

按过滤能力，机油滤清器分成集滤器、粗滤器和细滤器三种。

(1) 集滤器。集滤器采用滤网式结构，安装于机油泵进油管上。大多数汽车都采用固定式集滤器，位于油面下面吸油，可防止吸入泡沫。同时，固定式集滤器结构简单，由一层滤网通过卡簧固定在机油收集器上。

(2) 粗滤器。粗滤器属于全流式滤清器，串联安装于机油泵出油孔与主油道之间，可滤掉机油中粒度较大（直径为 0.05~0.1mm 以上）的杂质。粗滤器和细滤器都安装于缸体外面，以方便维护。

粗滤器主要由外壳、端盖和滤芯等组成，如图 8-8 所示，为一般货车用粗滤器。滤芯采用新型酚醛树脂材料为黏结剂的锯末滤芯，滤芯筒由薄铁皮制成，上面加工出许多小孔。滤芯安装于外壳滤芯底座和端盖下端面之间，并用弹簧压紧。密封圈用来防止外壳内的机油不经过滤直接进入滤芯筒内。端盖与外壳之间用密封圈固定，端盖通过螺栓固定于缸体，并和缸体上相应的油孔对齐。

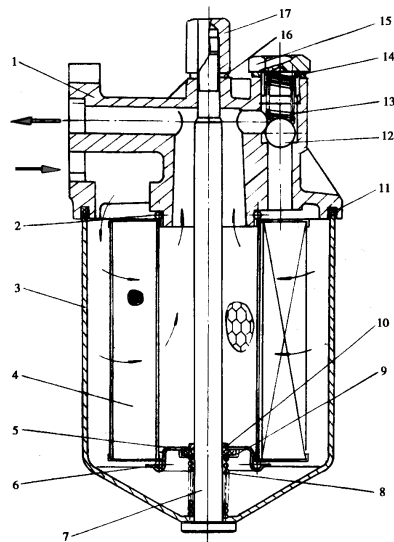


图 8-8 机油粗滤器

- 1—上盖 2—滤芯密封圈 3—外壳 4—纸质滤芯 5—托板 6—滤芯密封圈 7—拉杆
8—滤芯压紧弹簧 9—压紧弹簧垫圈 10—拉杆密封圈 11—外壳密封圈 12—球阀
13—旁通阀弹簧 14—密封垫圈 15—阀座 16—密封垫圈 17—螺母

从机油泵输出的压力油经端盖上的进油孔进入粗滤器与滤芯之间，经滤芯过滤后，进入滤芯筒并经端盖上的出油孔进入主油道。旁通阀装于端盖上，当滤芯发生堵塞而阻力增加时，旁通阀打开，外壳内的机油经旁通阀和端盖出油孔进入主油道。旁通阀还起指示器的作用。当滤芯阻力增大到油压达 0.1MPa 时，指示器将驾驶室仪表上的指示灯接通，指示灯闪亮，表明需要更换滤芯或者对粗滤器进行维护。发动机冷启动时，由于机油黏度大，滤芯阻力增加，指示灯闪亮，但当发动机温度升高、机油变热时，该灯熄灭。

目前，为维护方便，越来越多的发动机采用旋装式滤芯结构。滤芯为纸质折叠式结构，封闭式外壳，定期更换，直接旋装于滤清器盖上（如图 8-9 所示）。

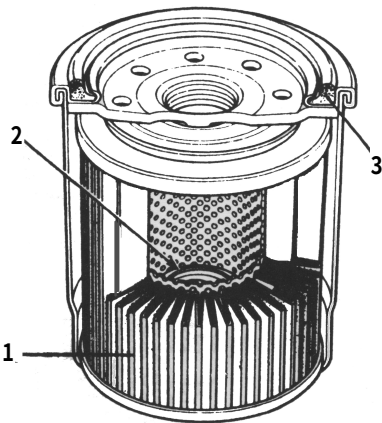


图 8-9 全流式纸质滤心机油滤清器

1—安全阀 2—折扇形纸质滤芯 3—滤清器外壳密封圈

(3) 细滤器

滤器属于分流式滤清器，过滤能力强，但流动阻力也大，与主油道并联安装。细滤器按过滤方式分成过滤式和离心式两种结构。过滤式细滤器与粗滤器结构基本相同，只是滤芯能过滤掉更细小的颗粒杂质。

离心式细滤器一般应用在载重货车和工程机械上，主要由三部分组成：壳体与滤清器盖、转子轴、转子体与转子盖。EQ6100-1 型发动机的离心式细滤器的结构和工作原理如图 8-10 所示。转子轴 3 固定于滤清器外壳 1 上，转子体 14 上压有三个衬套 13，并与转子体端套 6 连成一体，套在转子轴上可以自由转动。压紧螺套 12 将转子盖 8 与转子体紧固在一起后，须经动平衡检验。转子下面装有止推轴承 4，转子上面装有支承垫 9，并用弹簧 10 压紧以限制转子轴向窜动。转子下端有两个水平安装的互成反向的喷嘴 5。滤清器盖 7 用压紧螺母 11 装在滤清器壳体上，使转子密封。滤清器盖与壳体具有高度的对中性，使转子达一定转速，以保证润滑油的滤清质量。

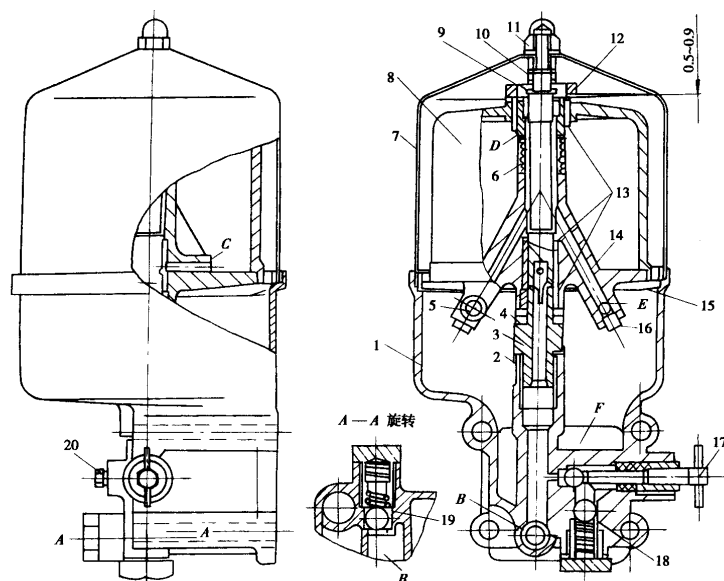


图 8-10 离心式机油细滤器

- 1—壳体 2—锁片 3—转子轴 4—止推轴承 5—喷嘴 6—转子体端套 7—滤清器盖 8—转子盖
9—支承垫圈 10—弹簧 11—压紧螺套 12—压紧螺母 13—衬套 14—转子体 15—挡板
16—螺塞 17—调整螺钉 18—旁通阀 19—进油限压阀 20—管接头
B—滤清器进油孔 C—出油孔 D—进油孔 E—通喷嘴油道 F—滤清器出油口

发动机工作时,从机油泵来的机油进入细滤器进油孔 *B*。当机油压力低于 0.1MPa 时,进油限压阀 19 不打开,机油不进入细滤器而全部流向主油道,以保证发动机可靠润滑。当机油压力超过 0.1MPa 时,进油限压阀被顶开,机油沿外壳和转子轴的中心孔经出油孔 *C* 进入转子内腔,然后经进油孔 *D*、油道 *E* 从两喷嘴喷出。在机油喷射的反作用力的推动下,转子及转子内腔的机油作高速旋转。在离心力作用下,机油中的杂质被甩向转子盖内壁并沉淀,清洁的机油由出油孔 *F* 流向油底壳。管接头 20 与机油散热器相连,当机油温度过高时,可旋松机油散热器开关 17,使部分机油流向散热器进行冷却。滤清器还设有机油散热器安全阀 18,当油压高于 0.4MPa 时,安全阀被顶开,部分机油流回油底壳,以防油压过高而损坏机油散热器。

离心式滤清器滤清能力强，并且不需要滤芯，但它对胶质的滤清效果差。转子上的喷嘴又是机油的限量孔，它保证了通过细滤器的油量为油泵出油量的 10%~15% 左右。

4. 复合式滤清器

桑塔纳 2000 型轿车发动机为了简化结构,方便更换,采用细滤芯与粗滤芯串联、而且

设置在同一外壳内的复合式滤清器。

桑塔纳 2000 型轿车发动机的机油滤清器结构,如图 8-11 所示,集粗、细滤芯为一体。机油滤清器的工作过程如图 8-12 所示,从油底壳来的脏油从端盖 2 周边的机油孔进入滤清器内,从外向内流过褶皱滤芯 4 和尼龙滤芯 6 过滤后进入滤清器中心油腔。当机油压力大于止回阀 5 的弹簧弹力时,推开止回阀,过滤后的机油流向发动机。褶皱滤芯由棉花、毛毡、人造纤维等不同类型的材料制成,能吸附不同类型的杂质。使脏油从滤孔的外部流向内部的原因,是外面粗滤的面积可增大,其中褶皱滤芯 4 为粗滤芯,尼龙滤芯 6 为细滤芯。

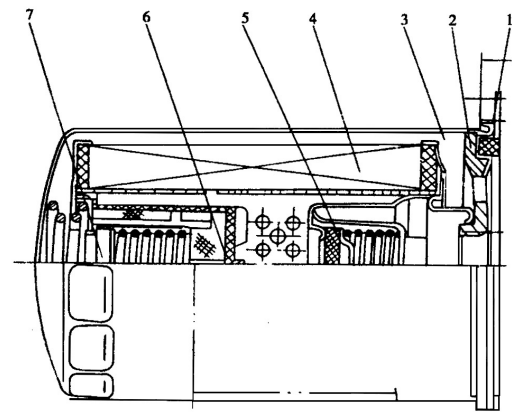


图 8-11 桑塔纳发动机机油滤清器结构图

- 1—密封圈 2—滤清器盖 3—滤清器壳
- 4—褶皱滤芯 5—止回阀 6—尼龙滤芯
- 7—旁通阀

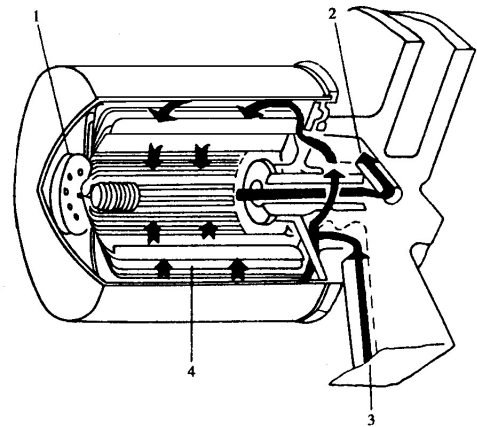


图 8-12 桑塔纳发动机机油滤清器工作流程图

- 1—旁通阀 2—通向发动机的清洁润滑油
- 3—从油底壳来的脏油 4—褶皱纸

为了安全起见,滤清器有一个旁通阀 7,如果滤芯被堵塞,这时压力增大,使旁通阀 7 打开,机油绕过滤芯直达中心油腔,可防止发动机缺油。当发动机停止工作时,机油泵也停止工作。滤清器中心油腔的压力下降,止回阀在弹簧的作用下关闭,以维持发动机内有足够的机油,利于下次启动。

8.2.3 机油散热器与机油冷却器

一些热负荷较大的发动机(如大功率柴油机、大排量汽油机等),除利用油底壳对机油进行散热外,还设有专门的机油散热装置,这些装置分为机油散热器和机油冷却器两种。

机油散热器和冷却水散热器结构基本相同，但采用横流式结构，布置在冷却水散热器前面。机油散热器油路与主油道并联，利用风扇风力使机油冷却。

机油冷却器是利用发动机的冷却水对机油进行冷却。冷却器的油路与主油道串联，如图 8-13 所示采用散热片式机油冷却器，用发动机的冷却液流经散热片间的缝隙，带走机油的热量，使冷却后的机油进入主油道。

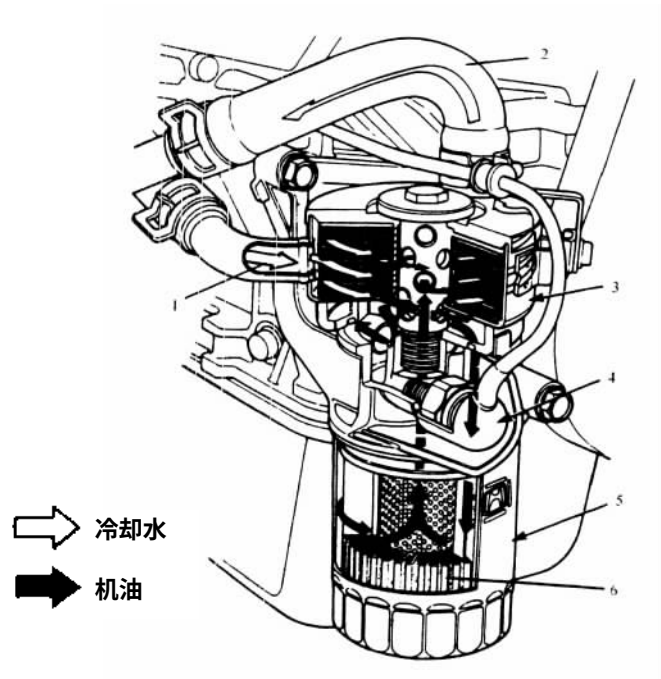


图 8-13 水冷式发动机机油冷却器

- 1—进水软管 2—出水软管 3—水冷式机油冷却器
4—机油压力开关 5—机油滤清器 6—机油滤芯

8.3 曲轴箱通风

8.3.1 曲轴箱通风的作用

发动机工作中，汽缸内的可燃混合气和燃烧以后的废气有一部分会经活塞、活塞环与

缸壁之间的间隙漏入曲轴箱内，这些气体中含有的未燃烧燃油会将机油稀释，废气中的水蒸气凝结后，会使机油中的含水量和泡沫增加，从而影响润滑，废气中的酸性物质二氧化硫遇水则生成亚硫酸，亚硫酸再遇到空气中的氧而生成硫酸，导致发动机零件腐蚀。同时，进入曲轴箱内的气体还会使曲轴箱内的压力升高，破坏发动机的密封，导致发动机的渗漏。

曲轴箱通风装置的作用就是将这些气体及时从曲轴箱内抽出，保证润滑系的正常润滑，延长机油的使用寿命，保证发动机机件不被腐蚀，防止发生泄漏。

8.3.2 曲轴箱的通风方式

曲轴箱通风就是将外界空气经过滤后送入曲轴箱内，将曲轴箱内的气体排出，如果将曲轴箱内的气体直接排到大气中去，称为自然通风；将曲轴箱内的气体导入进气管内，称为强制通风。

1. 自然通风方式

自然通风方式利用一根出气管接通曲轴箱，出气管的一端制成斜切口，切口背向汽车行驶方向。由于汽车行驶和冷却系风扇所鼓起的气流，使曲轴箱出气管口处形成一定的负压，产生吸力，从而使曲轴箱的气体抽出，并直接导入大气中。新鲜空气则从空气滤清器经加机油管进入，以形成对流。柴油机曲轴箱一般采用自然通风方式。

2. 强制通风方式

强制式曲轴箱通风系统又称 PCV 系统。在发动机工作时，会有部分可燃混合气和燃烧产物经活塞环由气缸窜入轴箱内，当发动机在低温下工作时，还可能有液态燃油漏入曲轴箱。这些物质如不及时清除，将加速机油变质并使机件受到腐蚀或锈蚀。又因为窜入曲轴箱内的气体中含有 HC 及其他污染物，所以不允许把它们排放到大气中。现代汽车所采用的强制式曲轴箱通风系统就是防止曲箱气体排放到大气中的净化装置。

PCV 系统的组成如图 8-14 所示。当发动机工作时，进气管真空度作用到 PCV 阀 6，此真空度还吸引新鲜空气经空气滤清器 1、空气软管 2 进入气缸盖罩 5 内，再由气缸和机体上的孔道进入曲轴箱。在曲轴箱内，新鲜空气与曲轴箱气体混合后经气缸盖罩 5、PCV 阀 6 和曲轴箱气体软管 7 进入进气管，最后经进气门进入燃烧室烧掉。

曲轴箱通风单向阀（PCV 阀）的构造如图 8-15 所示。它由阀体、阀座、阀和弹簧构成。阀座固定于进气管上，阀体与通风管路相通。当发动机怠速或小负荷时，进气管内的真空度很大，阀克服弹簧的弹力上移而靠在阀座上，曲轴箱内的气体只能通过阀中心的小孔进入进气管，由于小孔的节流作用，防止了机油进入进气管内。发动机负荷增大时，进气管内的真空度减小，阀在弹簧的弹力作用下打开，通风量逐渐增加。当发动机处于全负荷时，通风量最大。PCV 阀可防止机油进入进气道，在保证曲轴箱通风的同时，可减少机

油的消耗量。同时，PCV 阀在发动机小负荷时，可限制进入进气管内的曲轴箱气体，避免了可燃混合气品质下降，保证了发动机低速时的稳定运转。

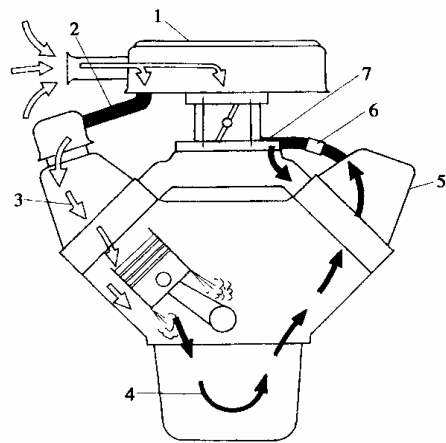


图 8-14 强制式曲轴箱通风系统

1—空气滤清器 2—空气软管 3—新鲜空气
4—曲轴箱气体 5—气缸盖罩 6—PCV 阀 7—曲轴箱气体软管

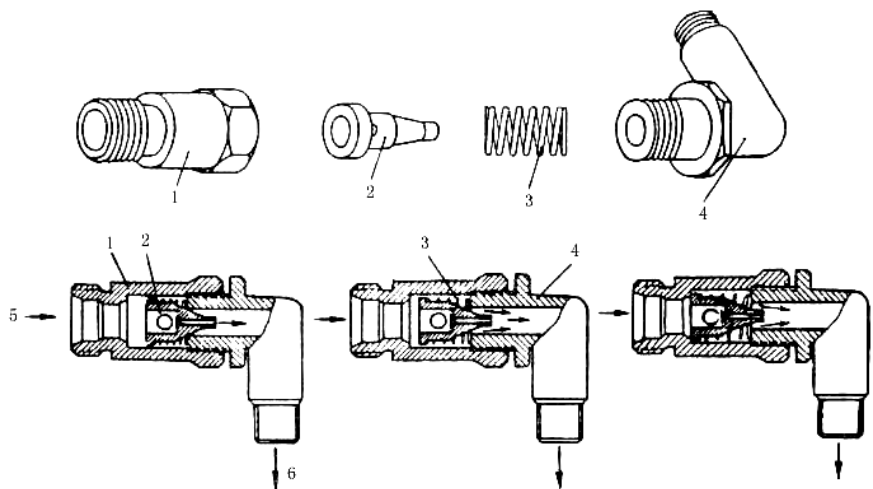


图 8-15 PCV 阀结构和工作原理

1—阀体 2—阀门 3—弹簧 4—阀座 5—窜气 6—进气管

参 考 文 献

- 1 邓楚南. 轿车构造. 北京：人民交通出版社，1999
- 2 杨维和. 汽车构造. 北京：人民交通出版社，1998
- 3 王世震. 汽车构造. 北京：机械工业出版社，2004
- 4 廖发良. 汽车典型电控系统结构与维修. 北京：电子工业出版社，2005
- 5 关文达. 汽车构造. 北京：机械工业出版社，2005
- 6 蔡兴旺. 汽车构造与原理. 北京：机械工业出版社，2004
- 7 陈家瑞. 汽车构造. 北京：人民交通出版社，2002
- 8 陈文华. 汽车发动机构造与维修. 北京：人民交通出版社，2004