汽车检修一学通丛书

汽车发动机机械系统的检测与维修

谭克诚◎主编

QICHE FADONGJI JIXIE XITONG DE JIANCE YU WEIXIU

机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

汽车检修一学通丛书

汽车发动机机械系统的检测与维修

主　编　谭克诚
副主编　杨　琳　林世明

机 械 工 业 出 版 社

本书详细讲解了汽车发动机基本结构、曲柄连杆机构检修、配气机构检修、汽油机燃料供给系检修、柴油机燃料供给系检修、发动机冷却系检修、发动机润滑系检修等基础知识、维修工具、维修和检测方法及步骤。通过学习本书，读者能够熟知汽车发动机的基本结构，正确分析发动机及其各组成部分的工作原理，学会汽车发动机机械系统的使用维护、检测、修理，以及发动机的装配与调试等项目的实际操作方法。

本书是发动机维修新手的重要参考书，也可作为汽车检测与维修技术专业的教材，还可作为专业技术人员的工具书及培训参考用书。

图书在版编目(CIP)数据

汽车发动机机械系统的检测与维修/谭克诚主编.
—北京：机械工业出版社，2010.8 (2015.3重印)
(汽车检修一学通丛书)
ISBN 978-7-111-31230-7

Ⅰ.①汽… Ⅱ.①谭… Ⅲ.①汽车—发动机—机械系统—检测②汽车—发动机—机械系统—车辆修理 Ⅳ.①U472.43

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2010)第 130852 号

机械工业出版社(北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)
责任编辑：连景岩 版式设计：霍永明 责任校对：刘怡丹
封面设计：王伟光 责任印制：乔 宇
北京铭成印刷有限公司印刷
2015 年 3 月第 1 版第 4 次印刷
184mm × 260mm · 17.25 印张 · 421 千字
5601—6600 册
标准书号：ISBN 978-7-111-31230-7
定价：38.00 元

凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换

电话服务
社服务中心：(010)88361066
销 售 一 部：(010)68326294
销 售 二 部：(010)88379649
读者服务部：(010)68993821

网络服务
门户网：http://www.cmpbook.com
教材网：http://www.cmpedu.com

封面无防伪标均为盗版

前　言

随着中国经济的快速发展，我国的汽车工业出现了迅猛发展的势头，汽车正日益广泛地深入到社会生活和人们的日常生活当中，汽车技术也发生了一系列的变化，新结构、新装置、新技术在汽车上不断应用。这就要求培养一大批能够适应汽车工业发展需要的汽车运用与维修人才。

本书充分考虑了目前高等职业教育的特点以及汽车发动机维护、保养、检测与故障诊断对人才的需求，坚持面向市场、面向社会，以能力为本位，以职业发展为导向，以经济结构调整和科技进步服务为原则；注重理论知识与实践技能的有机结合，实践内容与现行行业标准紧密结合。

本书还配有实训指导手册，指导手册中导入国家劳动部的国家技能鉴定题库，将国家技能鉴定题库全部融入到相关的学习模块中去，对职业技能进行强化训练(包括中级、高级及技师项目)。两本书配合使用，对从业人员和汽车专业高职学生的知识掌握、能力提升与素质提高有很大的帮助，力求通过本书的学习，使读者全面掌握发动机机械系统的检测与维修。本书有如下特点：

1. 整合学习体系

将发动机机械系统的检测与维修分成十三章，保证每章的完整性与独立性，每章内容都按构造、原理、拆卸、检测、调试、安装、故障诊断与排除以及考核来进行编排，融“教、学、做”为一体，构建以模块课程为主要特征，以行动导向为主要特点的理论、实践一体化的模式。

2. 理论、实践一体化

本书将理论学习与实践学习融为一体，更有利于提高读者的实际操作能力。

3. 引导读者主动学习

读者通过自己的实际操作填写实训指导手册，并进行数据的处理与分析，把理论知识应用到实践中，提高对理论知识的掌握。

本书有理论、有方法、有工具、有步骤，图文配合，使读者能够全面掌握相关知识。本书由谭克诚任主编，杨琳、林世明任副主编，参加编写的还有彭敏、蓝芳芳。本书的编写得到上汽车通用五菱市场与网络部的大力支持，同时也得到东风柳汽售后服务部的悉心指导，在此表示衷心的感谢。

在编写过程中，参考了大量的著作和文献资料，在此一并向有关作者、编者表示真诚的感谢。

由于作者水平有限，书中不妥或错误之处在所难免，恳请读者批评指正。

编　者

目　录

前言

第一章　总论 …… 1

第一节　国产汽车产品型号 …… 1

第二节　汽车总体构造 …… 3

第三节　汽车行驶基本原理 …… 5

思考题 …… 6

第二章　发动机构造及工作原理 …… 7

第一节　汽车发动机类型 …… 7

第二节　往复活塞式内燃机 …… 9

第三节　发动机构造 …… 14

第四节　发动机产品名称和型号 …… 19

第五节　发动机性能指标和特性 …… 20

思考题 …… 24

第三章　汽车发动机维修基础知识 …… 25

第一节　汽车技术性能 …… 25

第二节　汽车零件的磨损 …… 26

第三节　汽车修理和维护制度 …… 30

第四节　汽车维修常用工具与检测设备 …… 32

思考题 …… 51

第四章　气缸体的构造与维修 …… 52

第一节　曲柄连杆机构 …… 52

第二节　气缸体的构造 …… 54

第三节　气缸体的检测与维修 …… 59

思考题 …… 73

第五章　气缸盖的构造与维修 …… 74

第一节　气缸盖的构造 …… 74

第二节　气缸盖的检测与维修 …… 78

第三节　气缸垫的构造与维修 …… 80

第四节　油底壳与发动机支承 …… 81

思考题 …… 82

第六章　活塞连杆组的构造与维修 …… 83

第一节　活塞的构造 …… 83

第二节　活塞的检测与维修 …… 89

第三节　活塞环的构造 …… 90

第四节　活塞环的检测与维修 …… 96

第五节　活塞销的构造与维修 …… 97

第六节　连杆的构造与维修 …… 100

思考题 …… 109

第七章　曲轴飞轮组的构造与维修 …… 110

第一节　曲轴的构造 …… 110

第二节　曲轴的检测与维修 …… 119

第三节　飞轮的构造与维修 …… 130

思考题 …… 132

第八章　配气机构的构造与维修 …… 133

第一节　配气机构的功用及组成 …… 133

第二节　气门间隙与配气相位 …… 139

第三节　气门组的构造与维修 …… 145

第四节　气门传动组的构造与维修 …… 160

思考题 …… 168

第九章　汽油机燃油供给系的构造与维修 …… 170

第一节　汽油及其使用性能 …… 170

第二节　发动机燃油供给系 …… 171

第三节　发动机电控燃油供给系的构造与维修 …… 175

第四节　发动机燃油供给系辅助装置构造与维修 …… 184

思考题 …… 185

第十章　柴油机燃油供给系的构造与维修 …… 186

第一节　柴油机燃油供给系 …… 186

第二节　柱塞喷油泵式燃油供给系的构造与维修 …… 190

第三节　输油泵和柴油滤清器的构造与维修 …… 201

第四节　喷油器的构造与维修 …… 205

第五节　调速器的构造与维修 …… 211

第六节　分配式喷油泵的构造与维修 …… 215

思考题 …… 223
第十一章　进、排气系统的构造与维修 …… 224
第一节　进气系统构造与维修 …… 224
第二节　排气系统构造与维修 …… 230
第三节　进、排气管总成的维修 …… 233
思考题 …… 234
第十二章　冷却系的构造与维修 …… 235
第一节　冷却系的功用及组成 …… 235
第二节　水冷系的构造与维修 …… 238
思考题 …… 249
第十三章　润滑系的构造与维修 …… 251
第一节　润滑系的功用及组成 …… 251
第二节　润滑系的构造 …… 254
第三节　润滑系的检测与维修 …… 260
第四节　润滑剂 …… 264
思考题 …… 266
参考文献 …… 267

第一章　总　　论

第一节　国产汽车产品型号

一、国产汽车产品型号

国产汽车型号应能表明其厂牌、类型和主要特征参数等。该型号由拼音字母和阿拉伯数字组成，分为首部、中部和尾部3部分，如图1-1所示。

首部由2个或3个拼音字母组成，是识别企业名称代号，如CA代表一汽，EQ代表二汽，BJ代表北汽等。

中部由4位阿拉伯数字组成，分为首位、中间两位和末位3部分，其含义如表1-1所示。

尾部由拼音字母或拼音字母加上阿拉伯数字组成，可表示变型车、专用汽车。

专用汽车分类代号用3个汉语拼音字母表示，第一个字母反映车辆结构特征，后两个字母表示用途特征。结构特征代号有：X表示厢式汽车，G表示罐式汽车，Z表示专用汽车，T表示特种结构汽车，J表示起重举升汽车，C表示仓栅式汽车。用途特征代号用专用汽车具体用途的两个汉字的汉语拼音首字母表示。

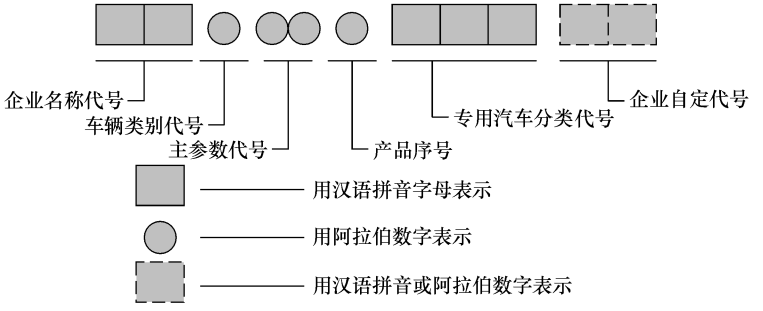


图1-1　汽车产品型号

表1-1　汽车型号中部4位阿拉伯数字的含义

首位数字(1～9)表示车辆类型		中间两位数字表示各汽车的主要特征参数	末 位 数 字
1	货车	数字表示汽车的总质量/t 汽车总质量超过100t允许用3位数字	企业自定产品序号
2	越野汽车		
3	自卸汽车		
4	牵引汽车		
5	专用汽车		
6	客车	数字×0.1m表示车辆的总长度 汽车长度大于10m以数字×1表示	

（续）

首位数字(1～9)表示车辆类型		中间两位数字表示各汽车的主要特征参数	末 位 数 字
7	轿车	数字×0.1L表示发动机工作容积	企业自定产品序号
8	（暂缺）		
9	半挂车或专用半挂车	数字表示汽车的总质量/t	

下面举例说明汽车型号的表示方法：

1）BJ2020SG：BJ代表北京汽车制造厂，2代表越野汽车，02代表该车总质量为2t，0代表该车为第一代产品，SG为企业自定代号。

2）TJ7131U：TJ代表天津汽车制造厂，7代表轿车，13代表排气量为1.3L，1代表该车为第二代产品，U为企业自定代号。

3）EQ2080：EQ代表中国第二汽车制造厂，2代表越野汽车，08代表汽车总质量为8t，0代表该车为第一代产品。

4）BK6180B：BK代表北京客车厂，6代表客车，18表示车的长度是18m，0代表该车为第一代产品，B为企业自定代号。

5）SGM7161LXAT：SGM代表上海通用，7代表轿车，16代表排气量为1.6L，1代表该车为第二代产品，LXAT为企业自定代号，其中AT表示自动挡。

6）SVW7144Ali：SVW代表上海大众，7代表轿车，14代表排气量为1.4L，4代表该车为第5代产品，Ali为企业自定代号。

二、车辆识别代码(VIN)

车辆识别代码VIN(Vehicle Identification Number)，是汽车制造厂为了识别而给每一辆车指定的一组代码。VIN码由17位字母、数字组成，又称17位识别代码。VIN码具有全球通用性、最大限度的信息承载性和可检索性，已成为全世界识别车辆唯一准确的“身份证”。它包含着车辆生产厂家、生产日期以及技术参数等诸多相关信息。

车辆识别代码由三个部分组成：第一部分(1～3位)是世界制造厂识别代码(WMI)；第二部分(4～9位)是车辆说明部分(VDS)；第三部分(10～17位)是车辆指示部分(VIS)。

1. 世界制造厂识别代码(WMI)

全球所有汽车制造厂都拥有一个或多个世界制造厂识别代码(WMI)，该代码由三位字符(字母和数字)组成，如中国一汽大众为LFV，上海大众为LSV，它包含以下信息：

1）第一个字符表示地理区域，如非洲、亚洲、欧洲、大洋洲、北美洲和南美洲。

2）第二个字符表示一个特定地区内的一个国家。美国汽车工程师协会(SAE)负责分配国家代码。

3）第三个字符表示某个特定的制造厂，由各国的授权机构负责分配。

如果某制造厂的年产量少于500辆，其识别代码的第三个字符就是9。

2. 车辆说明部分(VDS)

车辆说明部分(VDS)用于提供说明车辆一般特性的资料。第4～8位表示车辆特征，第9位为校验位，通过一定的算法防止输入错误。

例如：轿车应表示出其种类、系列、车身类型、发动机类型及约束系统类型；货车应表示出其型号或种类、系列、底盘、驾驶室类型、发动机类型、制动系及车辆额定总质量；客

车应表示出其型号或种类、系列、车身类型、发动机类型及制动系。

3. 车辆指示部分(VIS)

这部分是制造厂为区别不同车辆而指定的一组字码。这组字码连同 VDS 部分一起，足以保证每个制造厂在 30 年之内生产的汽车的识别代码具有唯一性。第 10 位为车型年份，即厂家规定的型年(Model Year)，不一定是实际生产的年份，但一般与实际生产的年份之差不超过 1 年；第 11 位为装配厂；第 12 ~ 17 位为顺序号。

举例：LSVFA49J732045131 中，LSV 是厂家代码，F 是车辆品牌/类型，A 是车身类型，4 是车身系列，9 是约束系统/制动系，J 是发动机类型/驱动形式，7 是检验位，3 是年份，2 是装配厂，后边 6 位是生产顺序号。

第二节 汽车总体构造

汽车通常由发动机、底盘、车身和电气设备 4 部分组成。典型的轿车总体构造如图 1-2 所示。

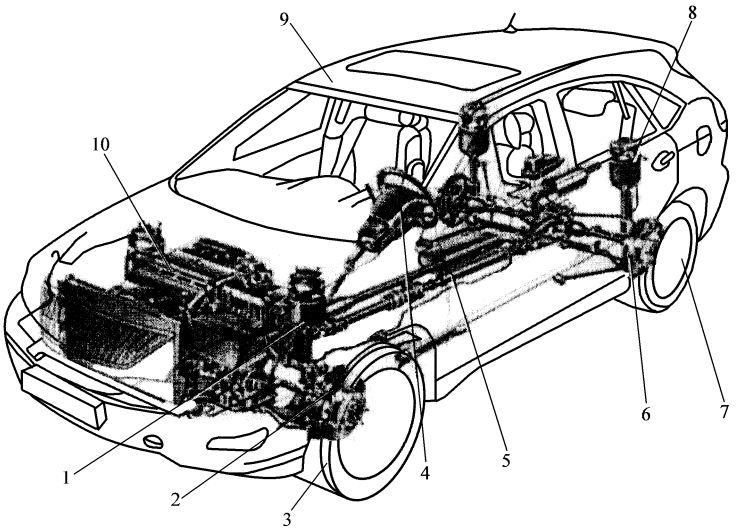


图 1-2 汽车的总体构造

1—前悬架 2—前桥 3—前轮 4—转向盘 5—传动轴 6—后制动器
7—后轮 8—后悬架 9—车身 10—发动机

1. 发动机

发动机的作用是使输入气缸的燃料燃烧而输出动力。现代汽车广泛应用往复活塞式内燃机，它一般由机体、曲柄连杆机构、配气机构、燃油供给系、冷却系、润滑系、点火系(汽油发动机采用)、起动系等部分组成。

2. 底盘

底盘接受发动机的动力，使汽车产生运动，并保证汽车按照驾驶员的操纵正常行驶。底盘由下列部分组成：

1）传动系。将发动机 10 的动力传给车轮 3 和 7。传动系包括离合器、变速器、传动轴

5、主减速器及差速器、传动轴(半轴)等部分。

2）行驶系。使汽车各总成及部件安装在适当的位置，对全车起支承作用和对路面起附着作用，缓和道路冲击和振动。它包括支承全车的承载式车身9、前悬架1、前轮3、后悬架8、后轮7等部分。

3）转向系。使汽车按驾驶员选定的方向行驶。它由带转向盘4的转向器及转向传动装置组成，有的汽车还有转向助力装置。

4）制动系。使汽车减速或停车，并可保证驾驶员离去后汽车可靠地停止。它包括前轮制动器、后轮制动器以及控制装置、传动装置和供能装置。

3. 车身

车身是驾驶员的工作场所，也是装载乘客和货物的地方。它包括车前板制件(俗称车头)、车身9，还包括货车的驾驶室和货箱以及某些汽车上的专用作业设备。

4. 电气设备

电气设备包括电源组、发动机起动系和点火系、汽车照明和信号装置、仪表、导航系统、电视、音响、电话等电子设备、微处理机、中央计算机及各种人工智能的操控装置等。

为满足不同的使用要求，不同汽车的总体构造和布置形式各不相同。按发动机和各总成的相对位置不同，汽车的布置形式通常有图1-3所示5种。

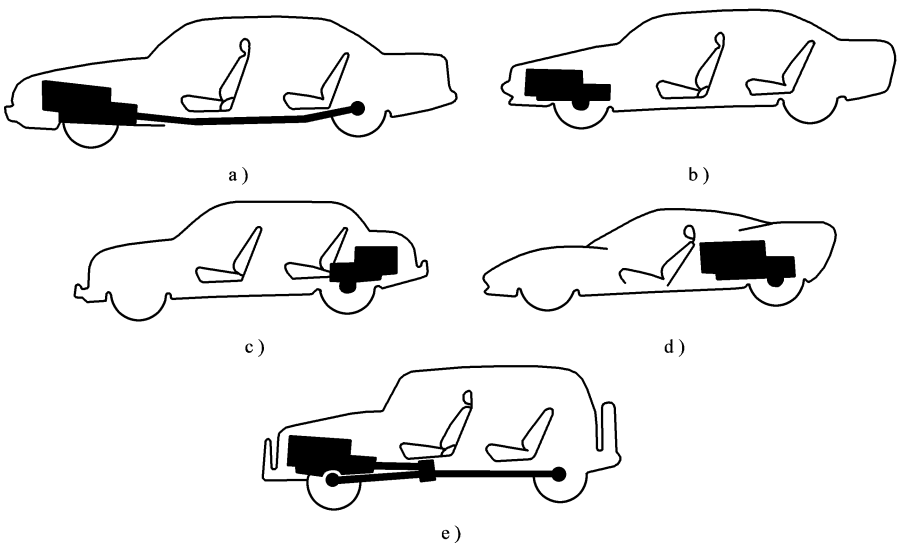


图1-3 汽车的5种布置形式

a）FR式 b）FF式 c）RR式 d）MR式 e）AWD式

1）发动机前置后轮驱动(FR)是传统的布置形式。大多数货车、部分轿车和部分客车采用这种形式。

2）发动机前置前轮驱动(FF)是在轿车上常用的布置形式，具有结构紧凑、减小轿车质量、降低地板高度、改善高速行驶时的操纵稳定性等优点。

3）发动机后置后轮驱动(RR)是目前大、中型客车常用的布置形式，具有降低室内噪声、有利于车身内部布置等优点。少数轿车也采用这种形式。

4）发动机中置后轮驱动(MR)是目前大多数跑车及方程式赛车所采用的形式。由于这

类汽车采用功率和尺寸很大的发动机，将发动机布置在驾驶员座椅之后和后轴之前，有利于获得最佳轴荷分配和提高汽车的性能。此外，某些大、中型客车也采用这种布置形式，把配备的卧式发动机装在地板下面。

5）全轮驱动(AWD)是越野汽车普遍采用的驱动形式，通常发动机前置，在变速器后面装有分动器，以便将动力分别输送到全部车轮上。

第三节 汽车行驶基本原理

要使汽车行驶，必须具备两个基本行驶条件：驱动条件和附着条件。

1. 驱动条件

汽车必须有足够的驱动力以克服阻力。汽车的驱动力由发动机发出，经由传动系传到车轮上，形成转矩 M_t，使车轮旋转。由此，在驱动轮与地面接触处向地面施加一个力 F_0，其数值为 M_t 与车轮半径 r 之比：

$$F_0 = \frac{M_t}{r}$$

与此同时，地面对车轮施加一个与 F_0 数值相等、方向相反的反作用力 F_t，如图 1-4 所示，F_t 就是驱动力。

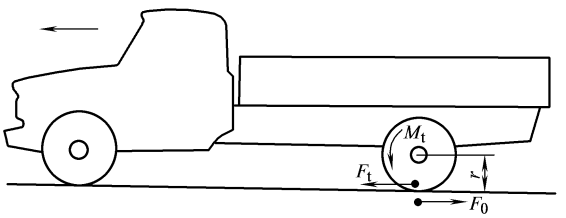


图 1-4 驱动力产生示意图

注：为便于说明问题，将 F_0 和 F_t，分别绘在不同的物体上，其实它们应在同一条直线上。汽车行驶总阻力 $\sum F$ 包括滚动阻力 F_f、空气阻力 F_w 和上坡阻力 F_i：$\sum F = F_f + F_w + F_i$。

滚动阻力 F_f 主要由车轮滚动时轮胎与路面变形而产生，空气阻力 F_f 是由汽车行驶时与其周围空气的相互作用而产生，上坡阻力 F_i 是汽车重力沿坡道的分力。

汽车行驶的过程是驱动力克服各种阻力的交替变化过程：当 $F_t = \sum F$ 时，汽车匀速行驶；当 $F_t > \sum F$ 时，汽车速度增加，同时空气阻力也随车速的增加而急剧增大，在某个较高速度处达到新的平衡然后匀速行驶；当 $F_t < \sum F$ 时，汽车减速乃至停驶。这时，如果要维持较高的车速，就需要加大发动机的输出功率或将变速器换入较低的档位以维持较大的驱动力。

2. 附着条件

驱动力的最大值一方面取决于发动机可能发出的最大转矩和变速器换入最低档时的传动比，另一方面又受到轮胎与地面的附着作用限制。

当汽车在平整硬路面上行驶时，轮胎与路面存在摩擦力，这个摩擦力阻碍车轮滑动，使车轮能够正常地向前滚动并承受路面的反作用力——驱动力。如果驱动力大于摩擦力，车轮与路面之间就会发生滑动。在松软地面上，除了轮胎与地面的摩擦之外，还有嵌入轮胎花纹凹部的软地面凸起部分的抗滑作用。由附着作用所决定阻碍车轮滑动的力的最大值称为附着力，用 F_ϕ 表示。附着力与车轮承受垂直于地面的法向力 G 成正比：

$$F_\phi = G \times \phi$$

由此可知，附着力是汽车所能发挥驱动力的极限，其表达式为：

$$F_t \leqslant F_\phi$$

此式称为汽车行驶的附着条件。

综上所述，要保证汽车正常行驶必须满足两个条件：一是发动机有足够的功率；二是驱动轮与路面间要有足够的附着力。

在冰雪或泥泞的地面上，由于附着力很小，汽车的驱动力受到附着力的限制而不能克服较大的阻力，导致汽车减速甚至不能前进。即使加大节气门开度或换入低档，车轮只会滑转而驱动力不会增大。为了增加车轮在冰雪路面的附着力，可采用特殊花纹的轮胎、镶钉轮胎或者在普通轮胎上绕装防滑链。非全轮驱动汽车的附着重力仅为分配到汽车驱动轮上的那一部分汽车总重力，而全轮驱动汽车的附着重力则为全车的总重力，因而其附着力较前者显著增大。

思 考 题

1. 车辆识别代码分成几部分？分别表示什么含义？
2. 汽车行驶过程中的阻力有哪些？什么是附着系数？
3. 试解释汽车 CA7460 和 BJ2020 两种型号各个部分的含义。
4. 为什么绝大多数货车都采用前置发动机后轮驱动的形式？

第二章　发动机构造及工作原理

第一节　汽车发动机类型

汽车发动机的分类如下：

1. 按活塞运动方式分类

按活塞运动方式不同，活塞式内燃机可分为往复活塞式和旋转活塞式两种。前者活塞在气缸内作往复直线运动，后者在气缸内做旋转运动。汽车发动机多为往复活塞式内燃机。

2. 按活塞行程数分类

对于往复活塞式内燃机，每一次能量转换都必须经过将可燃混合气或空气吸入气缸，并对其进行压缩后，使可燃混合气着火燃烧而膨胀做功，再将生成的废气排出气缸这样一个连续的工作过程。该过程称为发动机的一个工作循环。根据每个工作循环所需活塞行程数可将往复活塞式内燃机分为四冲程发动机与二冲程发动机。汽车发动机广泛采用的是四冲程发动机。

3. 按使用燃料分类

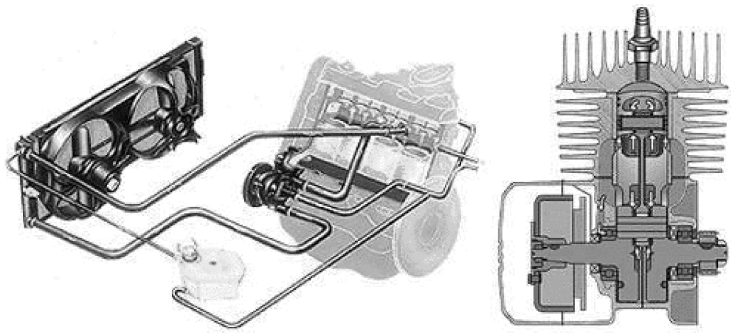
按照发动机所使用燃料的不同，可分为汽油机、柴油机和气体燃料发动机等。以汽油和柴油为燃料的活塞式内燃机分别称为汽油机和柴油机，使用天然气、液化石油气和其他气体燃料的活塞式内燃机称为气体燃料发动机。

4. 按着火方式分类

发动机所使用的燃料不同，着火方式也不相同，具体可分为点燃式发动机(汽油机属于此类)和压燃式发动机(柴油机属于此类)。

5. 按冷却方式分类

按照冷却方式的不同，发动机可分为水冷发动机和风冷发动机(图 2-1)。水冷发动机利



a)　　b)

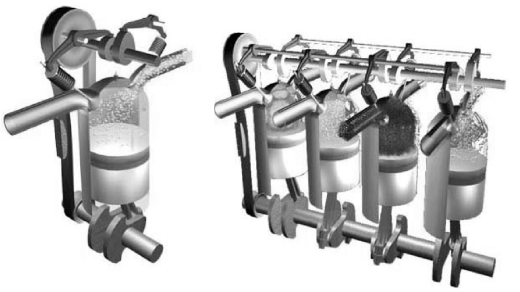
图 2-1　按照冷却方式不同分类

a）水冷发动机　b）风冷发动机

用在气缸体和气缸盖冷却水套中循环的冷却液作为冷却介质进行冷却；风冷发动机利用流动于气缸体和气缸盖外表面散热片之间的空气作为冷却介质进行冷却。水冷发动机冷却均匀、工作可靠、冷却效果好，被广泛应用于现代车用发动机。

6. 按气缸数分类

发动机按照气缸数可分为单缸发动机和多缸发动机，如图 2-2 所示。现代车用发动机多采用四缸、六缸、八缸、十二缸发动机。



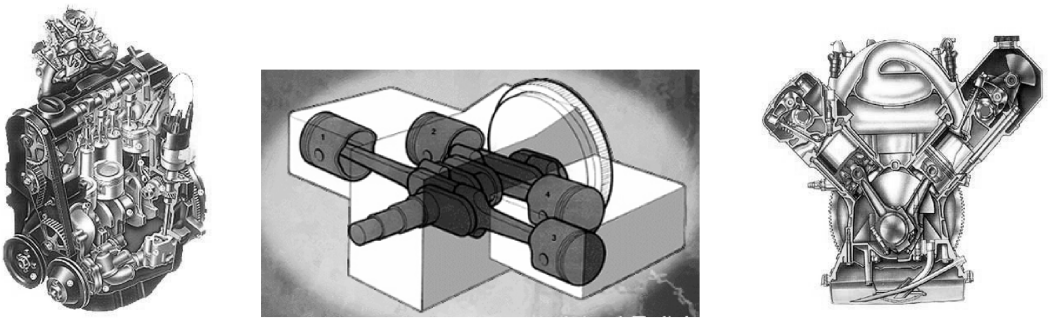
a) b)

图 2-2 按照气缸数目不同分类

a）单缸发动机 b）多缸发动机

7. 按气缸的布置分类

多缸发动机按照气缸的布置不同可分为直列式发动机(图 2-3a)、对置式发动机(图 2-3b)、V 型发动机(图 2-3c)、W 型发动机等。直列式发动机的各个气缸排成一列，一般是垂直布置的。若为了降低高度，有时把气缸布置成倾斜的(斜置式发动机)，甚至水平的(卧式发动机)。具有两列气缸，两列之间的夹角小于 180°(一般为 90°)呈 V 形布置的发动机，称为 V 型发动机，两列之间的夹角等于 180°时称为对置式发动机。



a) b) c)

图 2-3 发动机按照气缸排列方式不同分类

a）直列式 b）对置式 c）V 形式

8. 按燃料供给方式分类

发动机按燃料供给方式可分为化油器式发动机(目前已很少采用)和直喷式发动机等。

9. 按进气状态分类

发动机按照进气状态可分为增压式发动机和非增压式发动机。

目前应用最广、数量最多的汽车发动机为水冷、四冲程往复活塞式内燃机，其中汽油机用于轿车和轻型客、货车上，而大型客车和中、重型货车发动机多为柴油机。由于柴油机具有燃油经济性及排放性优异等特点，近年来在轿车和轻型客、货车中应用越来越广。随着交通密度的不断增加，对汽车加速性能的要求越来越高，这意味着应该提高内燃机的功率。因此，近年来增压发动机的应用也越来越广。

另外，随着汽车保有量的增加，汽车排放法规也越来越严，混合动力汽车应运而生。

第二节　往复活塞式内燃机

一、基本结构

往复活塞式内燃机的基本结构如图 2-4 所示。气缸 6、7 内装有活塞 8，活塞通过活塞销与连杆 9 的小端铰接，连杆的另一端则与曲轴相连，构成曲柄连杆机构。因此，当活塞在气缸内往复运动时，便通过连杆推动曲轴转动。

气缸的顶部用气缸盖密封。在气缸盖上装有进气门和排气门，进、排气门是头部朝下倒挂在气缸盖上的，属于气门顶置式配气机构。通过进、排气门的开闭实现向气缸内充气和向气缸外排气。进、排气门的开闭由凸轮轴控制。凸轮轴由曲轴通过正时带或齿轮、链条驱动旋转，凸轮轴与曲轴的转速比为 1∶2。

构成气缸的零件称为气缸体，支承曲轴的零件称为曲轴箱。现代发动机通常将气缸体与曲轴箱铸成一体，称为气缸体—曲轴箱，简称气缸体。

二、基本术语

汽车发动机是一部复杂的能量转换的机器，图 2-5 所示为发动机工作示意图，从中可看出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。

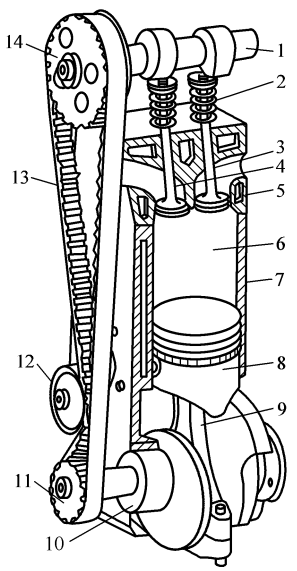


图 2-4　往复活塞式内燃机的基本结构

1—凸轮轴　2—气门弹簧　3—进气门　4—排气门　5—气缸盖　6、7—气缸　8—活塞　9—连杆　10—曲轴　11—曲轴带轮　12—张紧轮　13—正时带　14—凸轮轴带轮

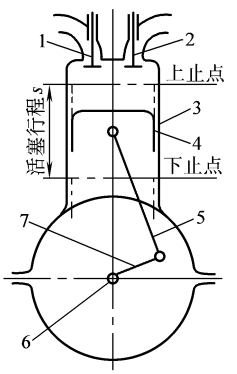


图 2-5　发动机工作示意图

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

1）上止点。活塞顶离曲轴回转中心最远处，通常指活塞上行到最高位置。

2）下止点。活塞顶离曲轴回转中心最近处，通常指活塞下行到最低位置。

3）活塞行程（s）。上、下两止点间的距离。

4）曲柄半径(R)。与连杆下端(即连杆大头)相连的曲柄销中心到曲轴回转中心的距离。曲轴每转一圈，活塞移动两个行程。

5）气缸工作容积(V_s)。活塞从上止点到下止点所让出的空间容积，也称气缸排量。

$$V_s = \frac{\pi D^2 s}{4 \times 10^6} \mathrm{L}$$

式中 D——气缸直径(mm)；

s——活塞行程(mm)。

6）发动机工作容积(V_L)。发动机所有气缸工作容积之和，也称发动机排量。设发动机的气缸数为 i：

$$V_L = iV_s$$

7）燃烧室容积(V_c)。活塞在上止点时，活塞顶上面的空间叫燃烧室，它的容积叫燃烧室容积。

8）气缸总容积(V_a)。活塞在下止点时，活塞顶上面的容积称为气缸总容积。它等于气缸工作容积与燃烧室容积之和，即 $V_a = V_s + V_c$

9）压缩比(ε)：气缸总容积与燃烧室容积的比值，即

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

它表示活塞由下止点运动到上止点时，气缸内气体被压缩的程度。压缩比越大，压缩终了时气缸内的气体压力和温度就越高。一般车用汽油机的压缩比为 6 ~ 10，柴油机的压缩比为 15 ~ 22。

10）发动机的工作循环：在气缸内进行的将燃料燃烧的热能转化为机械能的一系列连续过程(进气、压缩、做功和排气)称发动机的工作循环。

三、工作原理

汽油机是将汽油和空气混合后的可燃混合气吸入发动机气缸内(也有的将汽油直接喷入气缸内)，用电火花强制点燃使其燃烧，产生热能膨胀做功。柴油机是利用喷油泵、喷油器使柴油在高压下直接喷入发动机气缸内，并与气缸内已经被压缩的高温、高压空气混合形成混合气，自燃后产生热能而膨胀做功。

1. 四冲程汽油机的工作原理

完成一个工作循环，曲轴转两圈(720°)，活塞上下往复运动四次，称为四冲程发动机。四冲程汽油发动机每完成一个工作循环需要经过进气、压缩、做功和排气四个过程，如图 2-6 所示。为了分析工作循环力 p 与对应的活塞不同位置的气缸容积 V 之间的变化关系，通常用发动机循环示功图表示它们的关系。示功图中曲线所围成的面积表示发动机一个工作循环中气体在单个气缸内所做的功。四冲程汽油机的示功图表示活塞在不同位置时气缸内气体压力的变化情况，如图 2-7 所示。

(1) 进气行程 进气行程开始时，进气门开启，排气门关闭，活塞被曲轴带动从上止点向下止点移动一个行程，曲轴由 0°沿顺时针方向转到 180°。当活塞从上止点向下止点移动时，气缸内活塞上方的容积增大，压力降低到小于大气压力，产生真空度。这时，可燃混合气经进气歧管、进气门被吸入气缸。由于进气系统有阻力，且进气时间很短，故进气终了时气缸内的气体压力略低于大气压力，压力约为 0.075 ~ 0.09MPa。

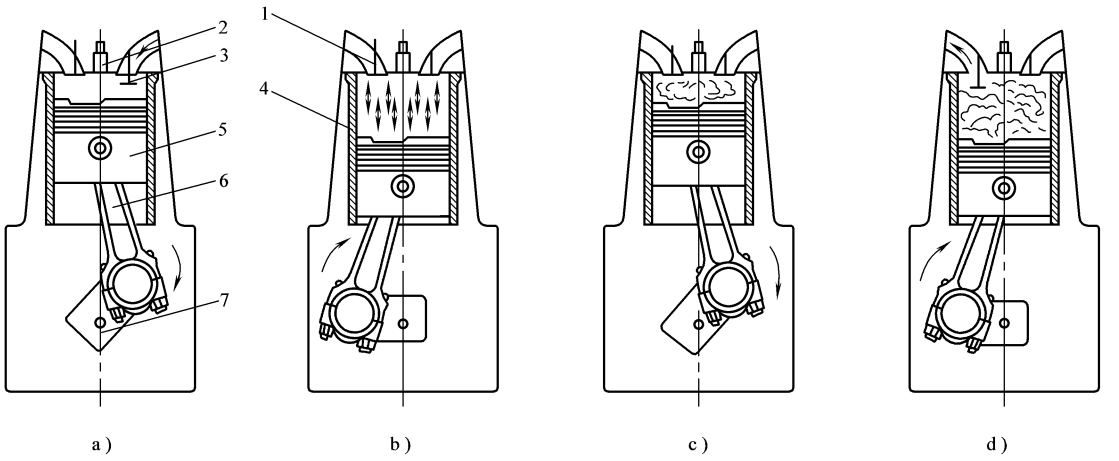


图 2-6　四冲程汽油机工作原理示意图

a）进气行程　b）压缩行程　c）做功行程　d）排气行程

1—排气门　2—火花塞　3—进气门　4—气缸　5—活塞　6—连杆　7—曲轴

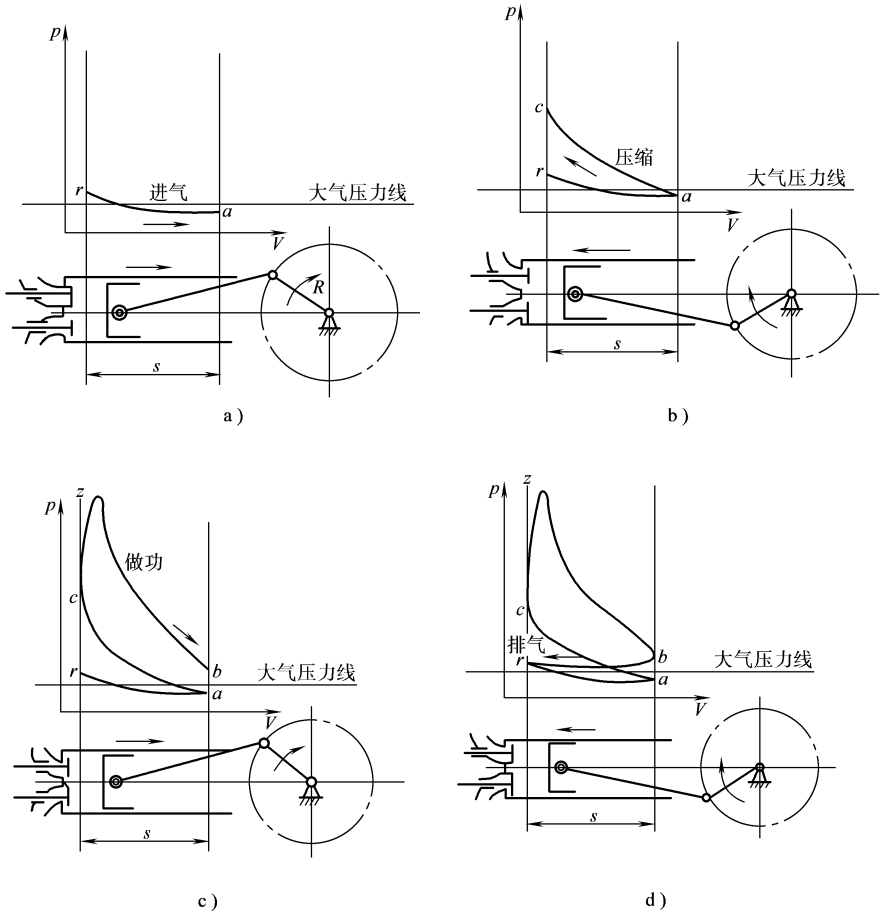


图 2-7　四冲程汽油机示功图

a）进气行程　b）压缩行程　c）做功行程　d）排气行程

流进气缸内的可燃混合气，因与气缸壁、活塞顶等高温机件接触并与前一行程(排气行程)残留的高温废气混合，所以它的温度上升到370～400K。图2-7a所示进气行程用曲线 *ra* 表示。

(2) 压缩行程　进气行程结束时，活塞在曲轴的带动下，从下止点向上止点运动，曲轴由180°转到360°，气缸内容积逐渐减小。此时进、排气门均关闭，可燃混合气被压缩，至活塞到达上止点时压缩行程结束。压缩过程中，气体压力和温度同时升高，并使混合气进一步均匀混合，压缩终了时，气缸内的压力约为0.6～1.5MPa，温度约为600～800K。图2-7b所示压缩行程用曲线 *ac* 表示。

压缩终了时可燃混合气的压力和温度取决于压缩比。压缩比越大，燃烧速度越快，因而发动机发出的功率便越大，经济性越好。但压缩比过大时，不仅不能进一步改善燃烧性，反而会出现爆燃和表面点火等不正常燃烧现象。

1) 爆燃是由于气体压力和温度过高，在燃烧室内距离点火中心较远处及具有高温处(如排气门头部、火花塞电极和积炭处)可燃混合气自燃而造成的一种不正常燃烧。爆燃时火焰以极高的速率向外传播，在气体来不及膨胀的情况下，由于温度和压力急剧升高，形成压力波，以声速向外推进。这种压力波撞击燃烧室壁时便发出尖锐的敲击声。爆燃还会引起发动机过热、功率下降、工作不稳定、燃油消耗增加等一系列不良后果。严重时会造成气门烧毁、轴承破裂、火花塞绝缘体击穿等机件损坏现象。

2) 表面点火是燃烧室内炽热表面与炽热处(如排气门头部、火花塞绝缘体、零件表面炽热的沉积物等)点燃混合气的现象。表面点火发生时，会伴有沉闷的金属敲击声，所产生的高压会导致发动机机件负荷增加、活塞和连杆损坏及气门、火花塞、活塞等零件过热，从而使发动机寿命降低。

(3) 做功行程　在这个行程中，进、排气门仍关闭。当活塞接近上止点时，装在气缸盖上的火花塞在高压电作用下产生电火花，点燃被压缩的可燃混合气，并迅速燃烧，使气体的温度、压力迅速升高，从而推动活塞从上止点向下止点运动，带动曲轴从360°转到540°，通过连杆使曲轴旋转做功，至活塞到达下止点时做功结束。

可燃混合气燃烧后，放出大量的热能，使混合气的压力和温度急剧升高。瞬时压力可达3～5MPa，瞬时温度可达2200～2800K，并输出机械能，除了维持发动机本身继续运转消耗一部分能量外，其余部分都用于对外做功。在做功行程终了时，压力降到0.3～0.5MPa，温度则降为1300～1600K。图2-7c所示示功图上的曲线 *czb* 表示做功行程气缸内气体压力的变化情况。

(4) 排气行程　在做功行程接近终了时，排气门打开，进气门关闭，曲轴通过连杆推动活塞从下止点向上止点运动，曲轴由540°旋转到720°。废气在自身剩余压力和活塞的推动下，被排出气缸，至活塞到达上止点时，排气门关闭，排气结束。因排气系统存在排气阻力，排气行程终了时，气缸内压力略高于大气压力，约为0.105～0.115MPa，温度约为900～1200K。图2-7d所示示功图上的曲线 *br* 代表排气行程。

因燃烧室占有一定容积，故排气终了时，不可能将废气排尽，留下的这一部分废气称为残余废气。

结论：可见四冲程汽油机经过进气、压缩、做功、排气四个行程完成一个工作循环，这期间活塞在上、下止点往复运动了四个行程，相应地曲轴旋转了两圈。

2. 四冲程柴油机工作原理

四冲程柴油机(压燃式发动机)和四冲程汽油机一样，每个工作循环也经历进气、压缩、做功和排气四个过程。

图 2-8 所示为四冲程柴油机工作示意图。柴油机在进气行程吸入的是纯空气。在压缩行程接近终了时，柴油经喷油泵将油压提高到 10MPa 以上，通过喷油器的高压喷射，将柴油分散成数以百万计的细小油雾喷入气缸，在很短时间内与压缩后的高温、高压空气混合，形成可燃混合气。可见，柴油机混合气的形成不同于汽油机，它是在气缸内形成的。

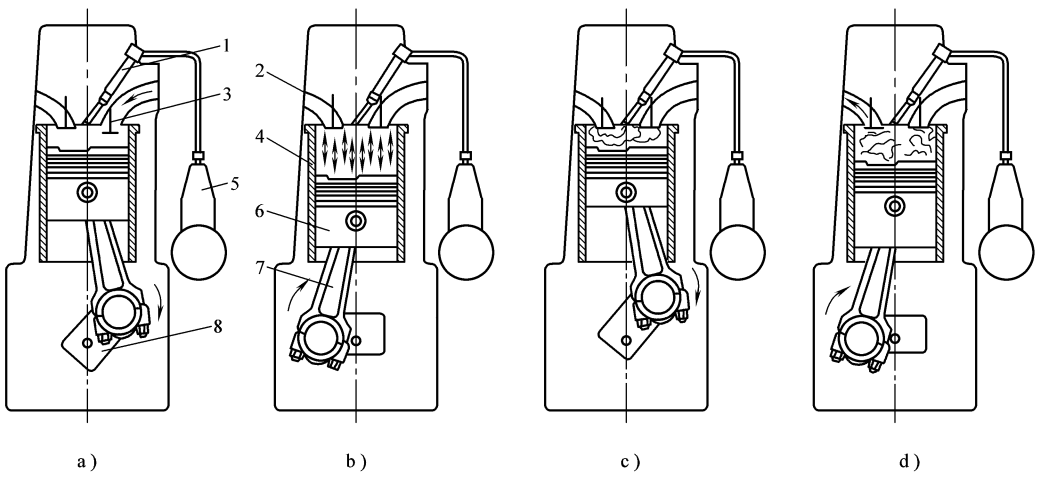


图 2-8　四冲程柴油机工作示意图

a）进气行程　b）压缩行程　c）做功行程　d）排气行程

1—喷油器　2—排气门　3—进气门　4—气缸　5—喷油泵　6—活塞　7—连杆　8—曲轴

柴油机进气、压缩、做功和排气四个行程有如下特点。

1）进气行程。进入气缸的不是可燃混合气，而是纯空气。

2）压缩行程。将进入气缸的纯空气压缩，由于柴油的压缩比大，约为 15 ~ 22，压缩终了的温度和压力都比汽油机高，压力可达 3 ~ 5MPa，温度可达 800 ~ 1000K。

3）做功行程。在压缩行程终了时，喷油泵将高压柴油经喷油器呈雾状喷入气缸内，被迅速汽化并与高温、高压空气形成混合气。由于气缸内的温度高于柴油的自燃温度(约 500K 左右)，柴油混合气便立即自行着火燃烧，且此后一段时间内边喷油边燃烧，气缸内压力和温度急剧升高，推动活塞下行做功。瞬时压力可达 5 ~ 10MPa，瞬时温度可达 2000 ~ 2500K。

4）排气行程。此行程与汽油机基本相同。

汽油机与柴油机在工作原理与性能上的区别见表 2-1。

表 2-1　汽油机与柴油机在工作原理与性能上的区别

工作循环	对比参数	柴油机	汽油机
进气行程	吸入的物质	纯空气	可燃混合气
	压力	0.0785 ~ 0.0932MPa	0.075 ~ 0.09MPa
	温度	300 ~ 370K	370 ~ 400K

（续）

工作循环	对比参数	柴油机	汽油机
压缩行程	压缩的物质	纯空气	可燃混合气
	压力	3.5～4.5MPa	0.6～1.2MPa
	温度	750～1000K	600～700K
做功行程	着火方式	喷油器将高压柴油以雾状喷入燃烧室，柴油和空气在气缸内形成可燃混合气并着火燃烧	火花塞产生电火花点燃可燃混合气
	压力	6～9MPa	3～5MPa
	温度	2000～2500K	2200～2800K
排气行程	排出物质	排出废气	排出废气
	压力	0.105～0.125MPa	0.105～0.115MPa
	温度	800～1000K	900～1200K

柴油机与汽油机相比，各有其特点。柴油机因压缩比高，燃油消耗率平均比汽油机低30%左右，故燃油经济性较好，且柴油机没有点火系的故障。一般载质量在7t以上的货车多用柴油机。但柴油机转速较汽油机低(一般最高转速为2500～3000r/min)，质量大，制造和维修费用高(因为喷油泵和喷油器加工精度要求较高)。目前柴油机的这些弱点逐渐得到克服，其最高转速可达5000r/min以上，使它的应用范围已普及到中、轻型货车，而且在乘用车中的应用也越来越多。

汽油机具有转速高(最高转速达5000～6000r/min)、质量小、工作噪声小、起动容易、工作稳定操作省力、适应性好、制造和维修费用低等特点，故在乘用车和中、小型货车上及军用越野车上得到广泛应用。但汽油机燃油消耗率较高，因而其燃油经济性差。

对于多缸四冲程发动机的每一个气缸，所有的工作过程完全相同，但所有气缸的做功行程并不同时发生。例如在四缸发动机内，曲轴每转半周便有一个气缸在做功，在八缸发动机内，曲轴每转四分之一周便有一个气缸在做功。多缸机做功行程的曲轴间隔角为$720°/i$(i为气缸数)。气缸数越多，发动机的工作便越平稳。但发动机缸数增加时，一般会使发动机结构复杂，尺寸和质量也随之增加。

第三节 发动机构造

发动机是一部复杂的机器，不同类型或即使同类型发动机，其具体结构也各不相同，但基本构造相似。通常，汽油机由两大机构五大系统组成，柴油机由两大机构四大系统组成(无点火系)。下面以丰田公司4缸5A-FE发动机为例，介绍四冲程汽油机的一般构造。

1. 曲柄连杆机构

曲柄连杆机构是发动机实现工作循环、完成能量转换的主要运动零件。它由机体组、活塞连杆组和曲轴飞轮组等组成。在做功行程中，活塞承受燃气压力在气缸内直线运动，通过连杆转换为曲轴的旋转运动，并向外输出动力。而在进气、压缩和排气行程中，飞轮释放的能量又把曲轴的旋转运动转换成活塞的直线运动。

2. 配气机构

配气机构的功能是根据发动机的工作顺序和工作过程，定时开启和关闭进气门、排气门，使可燃混合气进入气缸，并使废气从气缸内排出，实现换气过程。配气机构大多采用顶置气门式配气机构，由气门组和气门传动组组成。

3. 燃油供给系

汽油机燃油供给系的功能是根据发动机的要求，配置一定数量和浓度的可燃混合气，均匀地分配到各个气缸中，并汇集各个气缸燃烧后的废气，从排气消声器排出。柴油机燃油供给系的功能是把柴油和空气分别均匀地分配到各个气缸中，在燃烧室内形成混合气并燃烧，然后汇集各个气缸燃烧后的废气，从排气消声器排出。

4. 润滑系

润滑系的功能是向做相对运动的零件表面输送定量的清洁润滑油，以实现液体摩擦，减

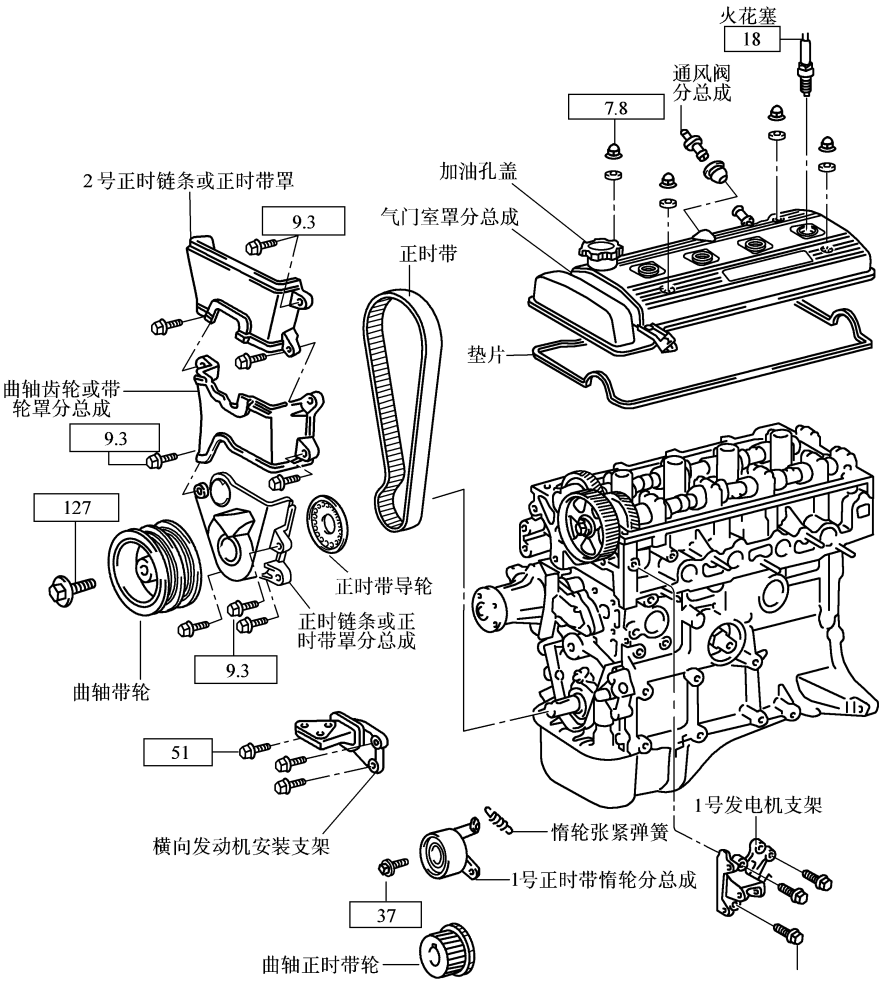


图 2-9　丰田公司 4 缸 5A-FE 发动机部分发动机总成组件 1

小摩擦阻力，减轻机件的磨损，并对零件表面进行清洗和冷却。润滑系由润滑油道、机油泵、机油滤清器和各种阀门组成。

5. 冷却系

冷却系的功能是将受热零件吸收的部分热量及时散发出去，保证发动机在适宜的温度状态下工作。水冷发动机的冷却系通常由冷却水套、水泵、风扇、散热器、节温器等组成。

6. 点火系

在汽油机中，气缸内的可燃混合气是靠电火花点燃的，为此在汽油机的气缸盖上装有火花塞，火花塞头部伸入燃烧室内。点火系的功能是定时在火花塞电极间产生电火花，点燃气缸内的可燃混合气。点火系通常由蓄电池、发电机、点火线圈、分电器、火花塞等组成。

7. 起动系

要使发动机由静止状态过渡到工作状态，必须先用外力转动发动机的曲轴，使活塞往复运动，同时使气缸内的可燃混合气燃烧做功，推动活塞向下运动使曲轴旋转，发动机

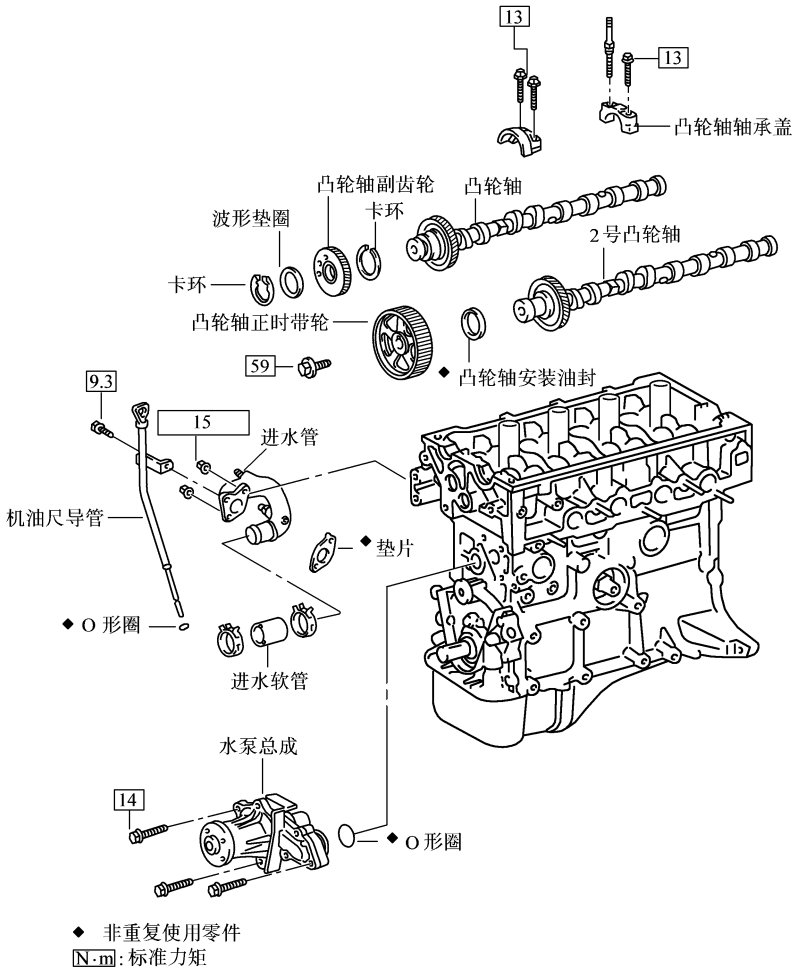


图 2-10 丰田公司 4 缸 5A-FE 发动机部分发动机总成组件 2

才能自行运转，工作循环才能自动进行。因此，曲轴在外力作用下开始转动到发动机开始自动地怠速运转的全过程，称为发动机的起动。完成起动过程所需的装置称为发动机的起动系。

图 2-9～图 2-12 所示为丰田公司 4 缸 5A-FE 汽油发动机部分结构图。图 2-13 为玉柴 6105ZLQB 柴油发动机结构图。

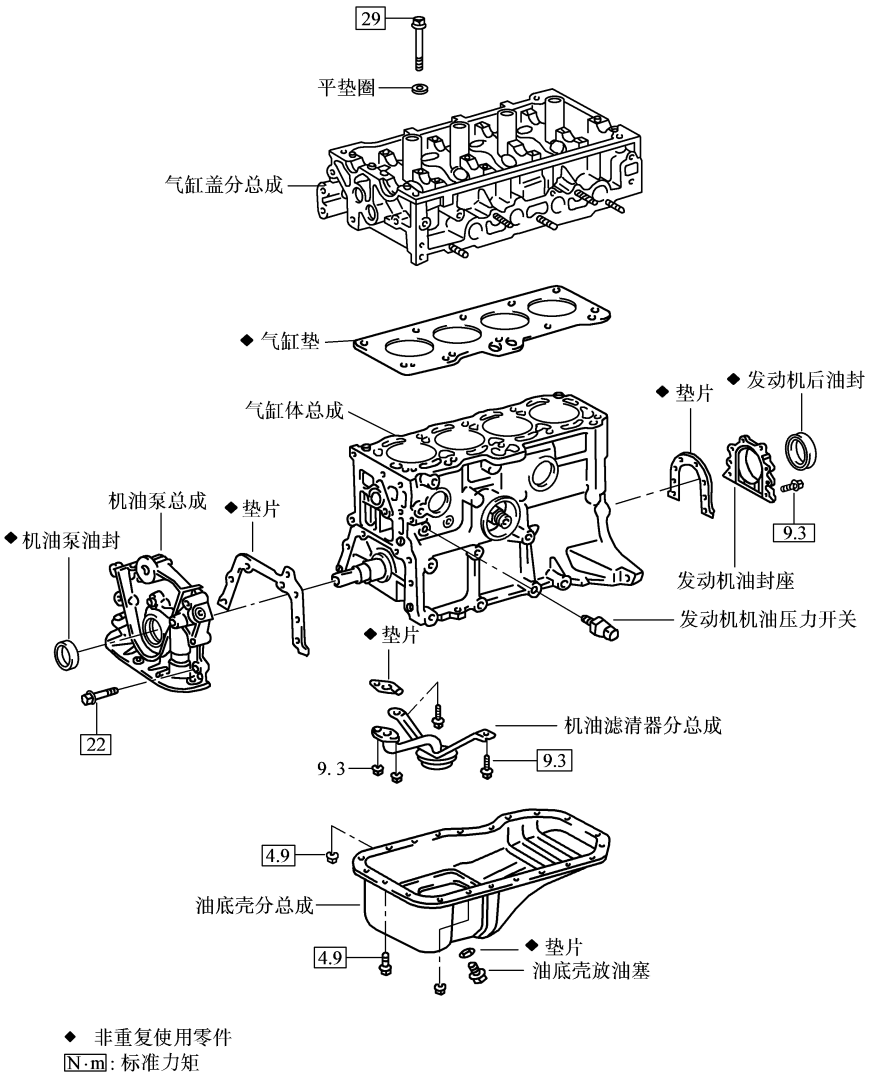


图 2-11　丰田公司 4 缸 5A-FE 发动机部分
发动机总成组件 3

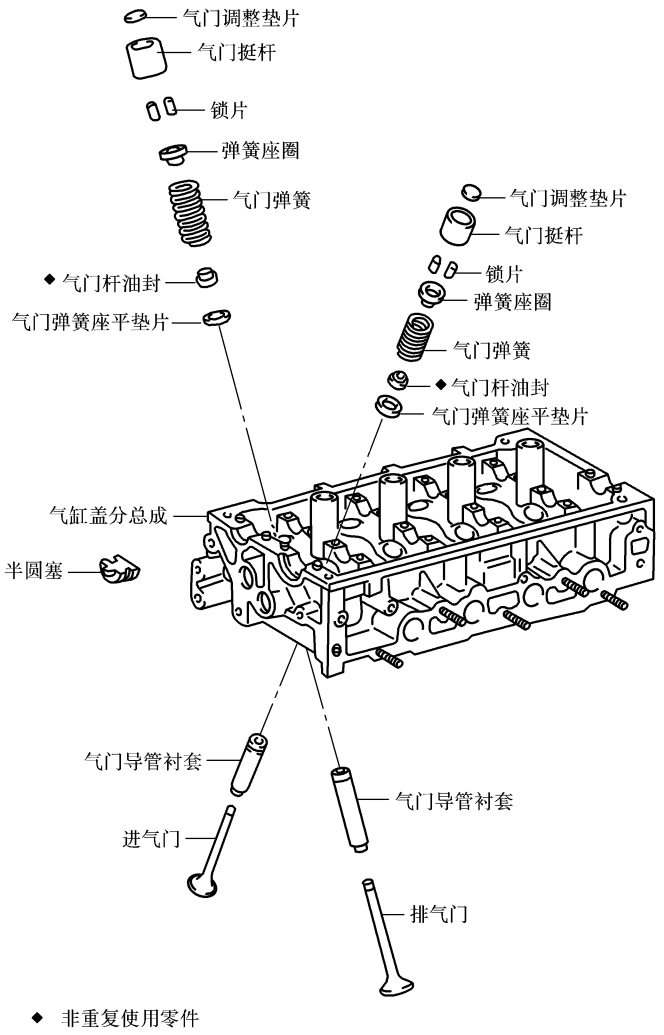


图 2-12　丰田公司 4 缸 5A-FE 发动机部分发动机总成组件 4

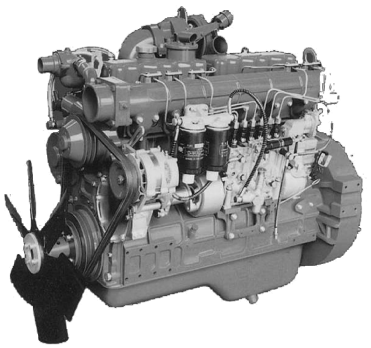


图 2-13　玉柴 6105ZLQB 柴油发动机结构图

第四节　发动机产品名称和型号

为了便于内燃机的生产管理和使用，我国颁布了国家标准(GB/T 725—2008)《内燃机产品名称和型号编制规则》，对内燃机的名称和型号作了统一规定。

1. 内燃机的名称和型号

内燃机名称均按所使用的主要燃料命名，例如汽油机、柴油机、煤气机、沼气机、双(多)种燃料发动机等。内燃机型号由阿拉伯数字和汉语拼音字母组成。内燃机型号由以下四部分组成，如图 2-14 所示。

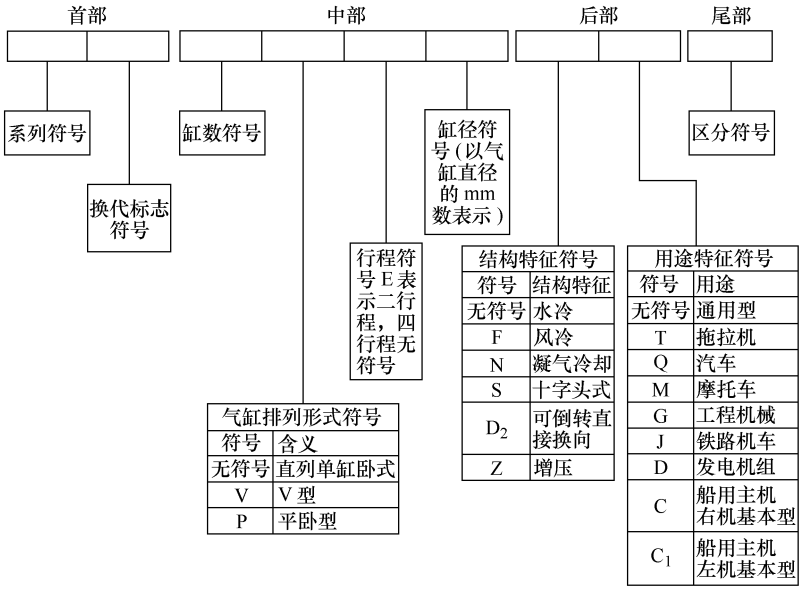


图 2-14　内燃机型号

(1) 首部　它是产品系列符号和换代标志符号，由制造厂根据需要自选相应字母表示，但需主管部门或由主管标准化机构核准。

(2) 中部　由缸数符号、行程符号、气缸排列形式符号和缸径符号等组成。

(3) 后部　后部是结构特征和用途特征符号，以字母表示。

(4) 尾部　尾部是区分符号，同一系列产品因改进等原因需要区分时，由制造厂选用适当符号表示。

2. 型号编制举例

(1) 汽油机

1) 1E65F：表示单缸，二行程，缸径 65mm，风冷通用型。

2) 4100Q：表示四缸，四行程，缸径 100mm，水冷车用。

3) CA6102：表示六缸，四行程，缸径 102mm，水冷通用型，CA 表示一汽。

4) 8V100：表示八缸，四行程、缸径 100mm，V 型，水冷通用型。

(2) 柴油机

1) 165F：表示单缸，四行程，缸径 65mm，风冷通用型。

2）495Q：表示四缸，四行程，缸径95mm，水冷车用。

3）X4105：表示四缸，四行程，缸径105mm，水冷通用型，X表示系列代号。

4）YC6112ZLQ：表示六缸，四行程，缸径112mm，水冷车用；YC表示玉柴机器股份有限公司，Z为增压，L为中冷。

5）EQ6BTA5.9：表示六缸，四行程，水冷车用；EQ表示二汽，B为发动机的系列号，A为水冷中冷，T为增压，5.9为发动机排量。

第五节　发动机性能指标和特性

建立发动机性能指标是为了便于评价其质量。发动机的主要性能指标有动力性指标(指功率、转矩和转速)、经济性指标(指燃料、润滑油的消耗)及运转性能指标(指冷起动性能、噪声和排气品质)。此外还有工作可靠性、耐久性、结构工艺性、操纵维修方便性等指标。

发动机的各种性能指标是相互制约的，而且不同用途、不同生产条件和不同使用条件对发动机性能要求的着重点不同。所谓高质量的发动机，就是在这些具体条件下将各种要求合理地统一起来。

由于性能指标赖以建立的基础不同，又可分为指示性能指标和有效性能指标。有效性能指标是以发动机输出轴上得到的净功率为基础而建立的指标。它可用来评定整机性能的好坏。

一、动力性指标

动力性指标是表征发动机做功能力大小的指标，一般用发动机的有效转矩、有效功率、转速和平均有效压力等作为评价发动机动力性好坏的指标。

1. 有效转矩

发动机对外输出的转矩称为有效转矩，记作 T_e。有效转矩与曲轴角位移的乘积即为发动机对外输出的有效功。

2. 有效功率

发动机在单位时间对外输出的有效功称为有效功率，记作 P_e。它等于有效转矩与曲轴角速度的乘积。发动机的有效功率可以用台架试验方法测定，也可用测功器测定有效转矩和曲轴角速度，然后用公式计算出发动机的有效功率 P_e(kW)：

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

式中　T_e——有效转矩(N·m)；

n——曲轴转速(r/min)。

3. 发动机转速

发动机曲轴每分钟的回转数称为发动机转速，用 n 表示。

发动机转速的高低，关系到单位时间内做功次数的多少或发动机有效功率的大小，即发动机的有效功率随转速的不同而改变。因此，在说明发动机有效功率的大小时，必须同时指明其相应的转速。在发动机产品标牌上规定的有效功率及其相应的转速分别称作标定功率和标定转速。发动机在标定功率和标定转速下的工作状况称作标定工况。标定功率不是发动机所能发出的最大功率，它是根据发动机用途而制定的有效功率最大使用限度。同一种型号的

发动机，当其用途不同时，其标定功率值并不相同。

有效转矩也随发动机工况而变化。因此，以发动机所能输出的最大转矩及相应的转速作为评价其动力性的一个指标。

4. 平均有效压力

单位气缸工作容积发出的有效功称为平均有效压力，记作 P_{me}（单位 MPa）。显然，平均有效压力越大，发动机的做功能力越强。

二、经济性指标

发动机经济性指标包括有效热效率和有效燃油消耗率等。

1. 有效热效率

燃料燃烧所产生的热量转化为有效功的百分数称为有效热效率，记作 η_e。显然，为获得一定数量的有效功所消耗的热量越少，有效热效率越高，发动机的经济性越好。

2. 有效燃油消耗率

发动机每输出 1kW·h 的有效功所消耗的燃油量称为有效燃油消耗率，记作 b_e［单位 g/(kW·h)］。b_e 可按下式计算：

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

式中　B——发动机在单位时间内的耗油量(kg/h)，可由试验测定；

P_e——发动机的有效功率(kW)。

显然，有效燃油消耗率越低，经济性越好。

三、强化指标

强化指标是指发动机承受热负荷和机械负荷能力的评价指标，一般包括升功率和强化系数等。

1. 升功率

发动机在标定工况下，单位发动机排量输出的有效功率称为升功率，记作 P_L。升功率大，表明每升气缸工作容积发出的有效功率大，发动机的热负荷和机械负荷都高。

2. 强化系数

平均有效压力与活塞平均速度的乘积称为强化系数，记作 $P_{me}v_m$。

活塞平均速度是指发动机在标定转速下工作时，活塞往复运动速度的平均值。它与发动机转速的关系为

$$v_m = \frac{sn}{30} \times 10^{-3}$$

式中　v_m——活塞平均速度(m/s)；

s——活塞行程(mm)；

n——发动机标定转速(r/min)。

不论是活塞平均速度高，还是平均有效压力大，均使发动机的热负荷和机械负荷增高。因此，强化系数表征了发动机的强化程度。随着发动机技术的不断进步，其强化程度越来越高。

四、紧凑性指标

紧凑性指标是用来表征发动机总体结构紧凑程度的指标，通常用比容积和比质量衡量。

1. 比容积

发动机外廓体积与其标定功率的比值称为比容积。

2. 比质量

发动机的净质量与其标定功率的比值称为比质量。净质量是指未加注燃油、机油和冷却液的发动机质量。

比容积和比质量越小，发动机结构越紧凑。

五、环境指标

环境指标用来评价发动机排气品质和噪声水平。由于它关系到人类的健康及其赖以生存的环境，因此各国政府都制定出严格的控制法规，以期减少发动机排气和噪声对环境的污染。当前，排放性和噪声水平已成为发动机的重要性能指标。

在排放性方面，目前主要限制一氧化碳(CO)、各种碳氢化合物(HC)、氮氧化合物(NO_x)及除水以外的任何液体或固体微粒的排放量。

噪声是指对人的健康造成不良影响及对学习、工作和休息等正常活动发生干扰的声音。由于汽车是城市中的主要噪声源之一，而发动机又是汽车的主要噪声源，因此控制发动机的噪声就显得十分重要。如我国的噪声标准中规定，轿车的噪声不得大于82dB(A)。

六、可靠性指标

可靠性指标是表征发动机在规定的使用条件下，正常持续工作能力的指标。可靠性有多种评价方法，如首发故障行驶里程、平均故障间隔里程、主要零件的损坏率等。

七、耐久性指标

耐久性指标是指发动机主要零件磨损到不能继续正常工作的极限时间。通常用发动机的大修里程，即发动机从出厂到第一次大修之间汽车行驶的里程数来衡量。

大修里程的长短与发动机的结构特点、强化程度、零件的材料及加工精度以及使用条件等诸多因素有密切关系。

八、工艺性指标

工艺性指标是指评价发动机制造工艺性和维修工艺性好坏的指标。发动机结构工艺性好，则便于制造、维修，就可以降低生产成本和维修费用。

九、内燃机速度特性

汽车发动机的工况在很广泛的范围内变化。当发动机的工况(即功率和转速)发生变化时，其性能(包括动力性、经济性、排放性和噪声等)也随之改变。因此，在评价和选用发动机时就必须考察它在各种工况下的性能，才能全面判断其好坏及能否满足汽车的要求。

发动机性能指标随调整状况及运行工况而变化的关系称为发动机特性，利用特性曲线可以简单而又方便地评价发动机性能。

发动机速度特性是指负荷一定时，发动机的有效功率 P_e、有效转矩 T_e 和有效燃油消耗率 b_e 随发动机转速 n 的变化关系。若汽车驾驶员保持加速踏板位置不变，则随着道路阻力的不同，汽车的行驶速度将会改变，这时发动机即按速度特性工作。

发动机速度特性通过实验测得，节气门全开时测得的速度特性称为外特性，节气门部分开启时测得的速度特性称为部分速度特性。外特性曲线上每一点都代表在此转速下的最大功率及最大转矩，所以外特性代表发动机的最高动力性能。图2-15所示为YC6105ZLQ外特性曲线。图2-16所示为汽油机外特性曲线。

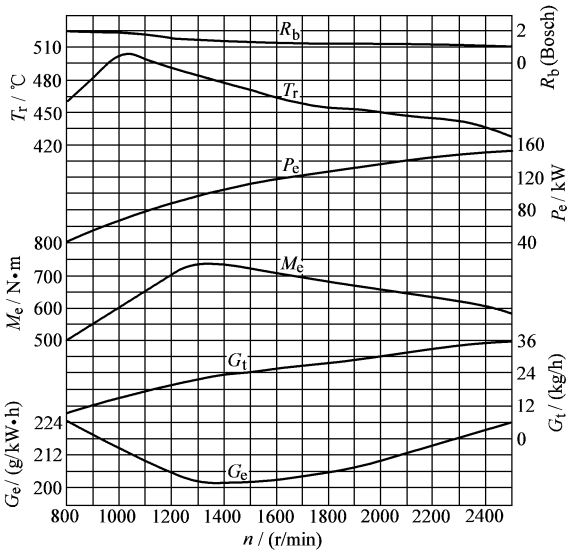


图 2-15　YC6105ZLQ 外特性曲线(注:M_e 与 T_e 用法一样)

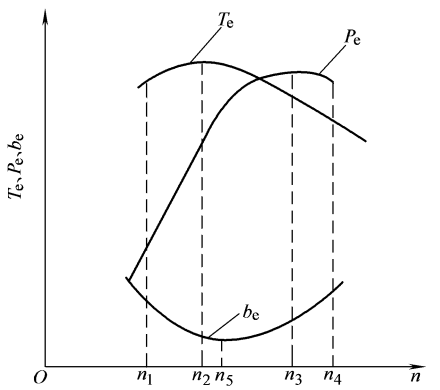


图 2-16　汽油机外特性曲线图

十、发动机工况与负荷

发动机工况一般用功率与曲轴转速来表征，有时也用负荷与曲轴转速来表征。发动机在某一转速下的负荷就是当时发动机发出的功率与同一转速下所可能发出的最大功率之比，以百分数表示。

图 2-17 所示为只画了有效功率特性曲线的发动机速度特性。Ⅰ表示相应于节气门全开时的外特性曲线，Ⅱ、Ⅲ分别表示节气门开度依次减小所得到的部分特性曲线。

由图可知，当 $n = 3500\text{r/min}$ 时，若节气门全开，可得到该转速下可能发出的最大功率为 45kW。但如果不全开而开到Ⅱ和Ⅲ的位置，则同样转速下只能发出 32kW 和 20kW 的功率。根据负荷定义，可求出 a、b、c 和 d 四个工况下的负荷值：

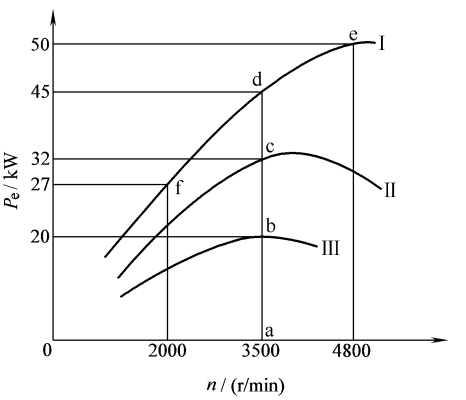


图 2-17　发动机的 $P_e - n$ 特性

工况 a：负荷为零(称为发动机空转工况)；

工况 b：负荷 $= \dfrac{20}{45} \times 100\% = 44.4\%$；

工况 c：负荷 $= \dfrac{32}{45} \times 100\% = 71.1\%$；

工况 d：负荷 $= \dfrac{45}{45} \times 100\% = 100\%$(发动机全负荷)。

因此，外特性曲线上各点都表示在各转速下的全负荷工况，但在同一条部分特性曲线上各点的负荷值却不相同。在同一转速下，节气门开度越大表示负荷越大，但是二者并不成正比例。

应当注意的是，不要把负荷和功率的概念相混淆。如某一转速时全负荷(如 d 点)，并

不意味着此时发动机的功率最大。发动机的最大功率应当是工况 e 的功率。又如，在工况 f 时，虽然功率比工况 e 小，但却是全负荷。就是说，功率的大小并不代表负荷的大小。

思 考 题

1. 汽车发动机有哪些类型？
2. 四冲程往复活塞式内燃机通常由哪些机构与系统组成？它们各有什么功用？
3. 简述四冲程汽油机的工作过程。
4. 四冲程汽油机和柴油机在基本工作原理上有何异同？
5. 四冲程发动机的压缩行程有什么用途？为什么柴油机的压缩比比汽油机的压缩比大？
6. 为什么柴油机不需要点火系？
7. 汽油机与柴油机在总体构造上有何异同？在性能方面有何区别？
8. CA488 型四冲程汽油机有 4 个气缸，气缸直径 87.5mm，活塞行程 92mm，压缩比为 8.1，试计算其气缸工作容积、燃烧室容积和发动机排量。
9. 发动机主要性能指标有哪些？
10. 说明发动机速度特性的定义。
11. 说明发动机负荷特性的定义。
12. 发动机的负荷与功率有什么区别与联系？

第三章　汽车发动机维修基础知识

第一节　汽车技术性能

汽车修理广义上是指对汽车零件进行检查、调整、拆修、更换以及对汽车及汽车零件加油润滑、清洗等一系列的综合作业，采用各种修理工艺和修复方法，尽可能恢复汽车原有的技术性能。

一、汽车技术性能的评价标志

1. 动力性

动力性是指发动机的有效功率和有效转矩，它标志汽车的运行能力。动力性可用测功器直观测出，当测出的发动机有效功率和有效转矩小于额定功率和最大转矩的 70% 时，表明动力性下降不能继续使用。此时，汽车的最高行驶速度、加速性能和牵引性能均受到影响。目前由于受到客观条件的局限，采用测功器测试的方法不多。在通常情况下，往往用汽车行驶时的最高行驶速度，从起步至一定车速间所经历的时间或距离，以及汽车的牵引力大小等项目来判断其动力性是否下降。

此外，汽车动力性下降还与汽车发动机和底盘的技术状况有关。因此，动力性是汽车技术性能的综合性指标。

2. 经济性

汽车性能中的经济性主要是指发动机的燃料和润滑油料的消耗。当汽车的燃料消耗比正常额定用量增加 40% 以上时，又经调整依然无效，则表明汽车的经济性下降。当润滑油料消耗比正常消耗增加 3 ~4 倍时，则表明汽车的润滑油料消耗增加。

汽车经济性下降，应及时调整或修理。

3. 可靠性

汽车在使用时，由于零件发生故障，如漏油、发热、异响与咬死等，造成汽车停驶或进行修理，使汽车的完好率和运输效率下降。这表明汽车的可靠性下降。

二、影响汽车技术性能的主要因素

1. 汽车的运行条件

汽车在运行过程中，由于受超载、驾驶操作不当、行驶速度过高、气候恶劣、道路凹凸不平等使用条件的影响，都会加剧汽车以及有关总成或零件的损伤。汽车的运行条件是影响汽车技术性能的最主要因素，它对汽车使用寿命的延长和保持汽车具有良好的技术状况是至关重要的。

2. 零件的加工和装配质量

在制造和修理加工时，由于制造和修理的工艺不符合或满足不了零件的技术要求，如零件的尺寸公差、形位公差和表面粗糙度的要求，在加工时没有达到设计的技术要求，勉强凑合使用，就破坏了零件表面应有的几何形状和力学性能，使零件的相互关系和位置发生变化

而造成零件的技术性能变差，从而使零件产生早期损伤。有些加工误差过大的，甚至无法装配。

零件在装配过程中，由于没有按工艺规范操作，或受客观条件限制，缺乏必要的检测手段，使零件选配不当，在装配时、对零件相互间隙调整不当，或者没有满足必要的技术要求，使装配的质量下降，破坏了零件装配的相互位置，使零件早期损伤。

第二节　汽车零件的磨损

在运动过程中，汽车配合零件的摩擦副因其工作表面相互接触而产生摩擦，使零件的工作层逐渐磨耗，它的尺寸和几何形状也逐渐发生变化，当变化量增长到使零件的工作出现异常现象时，这就是零件已经磨损的具体表现。

磨损是汽车技术性能变坏的最常见原因，一般属于不可避免的正常损耗。为了延长零件的使用寿命，应该掌握各种零件的磨损规律，采取相应措施，使零件能在较长时间内处于最佳工作状态，从而降低零件的磨损速度，提高零件使用的耐久性和可靠性。

因此，研究汽车零件的磨损原因，掌握各种零件的磨损规律，摸清最合理、最经济的适时修理措施，在汽车使用、维护和修理中都具有重要的意义。

一、摩擦种类和磨损机理

1. 摩擦种类

（1）干摩擦　在零件摩擦表面之间完全没有润滑介质的摩擦称为干摩擦，例如，飞轮与离合器摩擦片、制动鼓与制动蹄片之间的摩擦均属于干摩擦，干摩擦是作为一种特殊需要而存在。在一般情况下，运动的零件表面是不允许存在干摩擦的，特别是高速运动的零件，一旦发生干摩擦，大量的机械能就会转变为热能，导致机件烧损。

（2）液体摩擦　摩擦表面之间被润滑油完全隔开，不发生直接接触的摩擦称为液体摩擦。由于润滑油层间的液体摩擦代替了零件固体间的摩擦，因而摩擦力降低，零件磨损减轻，这是高速运动零件的理想使用状况。

1）油膜和油楔。润滑油是在粘度作用下，以油膜形式吸附在零件的表面上，油膜能够承受一定的工作压力而不被挤破，这种能力称作油膜强度。油膜强度与润滑油的质量、粘度、工作温度、工作压力和通过的流量有关，也与两摩擦件的间隙和表面性质有关。

圆柱体摩擦表面在初级运动时所吸附的油膜呈楔形，称为油楔。例如，油轴的主轴颈和连杆轴颈与轴瓦之间的摩擦就属液体摩擦。图 3-1 所示为轴颈油楔应力分布情况，轴颈与轴瓦在装配时留有一定量的装配间隙，当轴颈不转动时，在重力作用下曲轴轴颈与轴瓦孔的下部接触情况如图 3-1a 所示，形成上部间隙原大、下部间隙减小，两边呈楔形间隙的情况。当曲轴刚开始转动时，在粘度、摩擦阻力以及本身油压的作用下，润滑油被挤进旋转方向的楔形间隙内，右边楔形间隙中的润滑油增加并受到压缩，使油压有所增加，且间隙越小油压越高，使油膜引力呈相反的楔形，如图 3-1b 所示。此时，轴颈右边油压使曲轴轴颈有向左和向上的趋势，迫使轴颈脱离轴瓦而抬起。随着曲轴转速的提高，轴颈与轴瓦之间的润滑油的压力和流量增加，润滑油作用在轴颈上的力逐渐克服了轴的重力，将曲轴完全抬起，并在压力差的作用下，使轴颈趋向中央，轴颈的四周间隙也逐渐均匀，压力差也逐渐消失。此

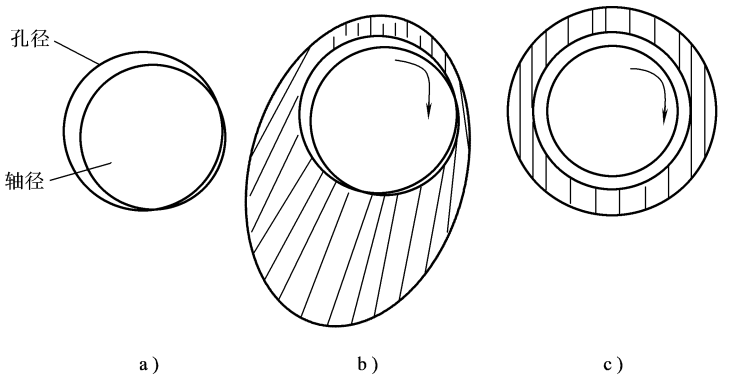


图 3-1　轴颈油楔应力分布图

a）停止时　b）起动初期　c）正常工作期

时，在轴颈与轴瓦之间形成一层压力较均匀的油膜，迫使两者表面隔开，如图 3-1c 所示。此时曲轴轴颈与轴瓦之间的磨损最小。这就是理想的液体摩擦。

2）油膜厚度与间隙的关系。在零件工作表面要形成理想的液体摩擦，摩擦件相互的合理间隙是至关重要的。如果间隙过大，油膜的压力会下降，润滑油也容易泄漏，两配合件在运动时会产生冲击，不利于形成油膜与油楔效应。反之，如果间隙过小，润滑油通过的流量将减少，冷却作用下降，容易使零件工作表面和润滑油的温度升高，从而使油粘度降低，破坏了原来的油膜强度，容易使摩擦件产生半干摩擦甚至干摩擦而烧坏机件。

圆柱体配合零件的液体摩擦正常间隙是 0.05 ~ 0.15mm。但在装配时，还应考虑零件尺寸公差、形位公差及表面粗糙度的影响，以及考虑尽量延长零件的使用寿命。有些制造厂推荐轴颈与轴瓦的装配间隙为 0.06 ~ 0.10mm，以保障既利于建立液体摩擦，又可延长零件寿命。

3）加工精度与油膜关系。要在两个摩擦零件的工作表面上形成液体摩擦，零件表面的加工精度是极为重要的因素。零件加工精度会影响以下因素：

① 尺寸公差和形位公差。零件的尺寸公差，特别是曲轴有多道轴颈组成的尺寸公差，如果偏差过大，会使各道轴颈与轴瓦的装配间隙不一致。油膜和油楔的形成程度也随之不同，容易造成各道轴颈与轴瓦的磨损不均匀。

零件的形位公差是两圆柱形轴和孔的圆度和圆柱度的偏差。这种偏差如果超过允许范围，零件的轴颈或孔则产生径向跳动，就直接破坏了摩擦副的间隙，使间隙时大时小地周期性变化，四周的油膜压力也处于不均匀状态，轴颈也不容易托起，不利于形成理想的液体摩擦。当形位公差的跳动量大于间隙值时，轴颈与孔将产生直接碰擦，使零件发生不均匀的偏磨而形成早期损伤。

② 摩擦表面的表面粗糙度。零件表面的粗糙度一般用轮廓的平均算术偏差值 R_a 和表面不平度 Rz 来表示。当摩擦件表面的粗糙度增加，也就是当 R_a 和 Rz 值过大时，摩擦表面凹凸不平，容易挤破油膜，从而产生半干摩擦。油膜在凹凸不平的表面上，其压力呈不均匀状态，油膜压力差效应下降，油楔作用效果也不够理想。

③ 零件的材料和表面性质。各种材料有其不同的硬度、膨胀系数和损坏时的应力屈服强度，它们的磨损速度也不一样。各种材料对润滑油的吸附能为也各不相同，对油膜的建立

也有好坏。

4）润滑油的品质。油膜的强度即抗挤破能力与润滑油的粘度成正比。特别是在高温条件下，粘度变化决定了润滑油的品质。在实际工作时，如果润滑油过少，那么发动机温度就会过高，润滑油也会变质、被污染，而油中夹杂的灰尘与金属颗粒也会破坏油膜的形成。

润滑油是摩擦副中不可缺少的润滑介质，但是当摩擦表面再现细微的裂纹时，润滑油同样会向裂纹的深处渗透和扩散。会产生油楔效应。此时的润滑油却起了加速破坏的作用。

（3）半干摩擦　半干摩擦介于摩擦和液体摩擦之间。在零件的摩擦表面之间存在一层油层，既不能形成压力，也不能形成油膜和油楔。半干摩擦又可根据油层的厚薄和多少分为若干种，但是没有油池或压力泵作保障。半干摩擦只适用于运动速度不高或受力较小的部位，一般采用润滑脂来润滑销轴类的配合，只要用油嘴定期注入一定量的油脂，就能满足零件摩擦面的需要。

2. 磨损机理

上述三种摩擦所引起的磨耗量增加和几何尺寸发生变化属于正常磨损，此外，还有以下四种非正常磨损。

（1）磨料磨损　在两摩擦面之间存在细小的磨料颗粒，引起零件摩擦表面产生类似切削的伤痕。例如，发动机气缸壁与活塞表面出现平行于轴心线的拉痕。这些磨料是来自空气、燃料、润滑油中的尘埃和零件在摩擦过程中所剥落的金属屑粒，嵌落在零件表面而产生磨料磨损。

（2）粘附和熔着磨损　粘附和熔着磨损是一种事故性的损伤，它是两个不同性质的材料表面出现强度较弱的金属转移到强度较强的金属表面上去，是一种恶性磨损。一般产生在高温、高速、作用力很大的运动零件表面。例如，气缸壁与活塞裙部、曲轴轴颈与轴瓦，就较容易发生这种损伤。产生金属粘附和熔着磨损的原因是，在高温和高压的条件下，当零件实际接触部位的压力超过材料屈服强度时，表面金属产生塑性变形，同时破坏了表层的氧化膜和油膜，使金属离子赤裸于表面，被强度较强的金属表面吸附和粘接。当零件表面承受更大载荷时，两接触表面凹凸不平的锋尖产生局部高温而熔着，如图 3-2a、b 所示。由于机件仍处于运动状态，熔着发生在一瞬间，接着又在零件相对运动中被撕裂(图 3-2c)，而重新撕裂面又总是发生在强度较强的金属表面，也有部分撕裂的金属粉末游离在润滑油和零件表面内，由于断面是撕裂的，两金属表面均留下撕裂的痕迹，严重破坏了原有的几何形状和配合性质。

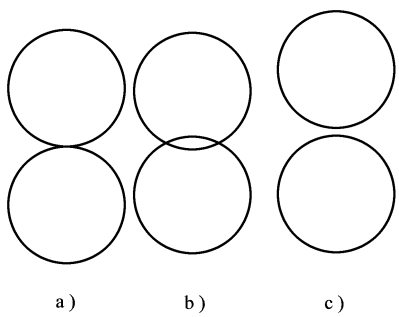


图 3-2　粘附与熔着磨损过程示意
a）微观凸起相接　b）微观凸起粘附与熔接　c）微观凸起撕裂

粘附和熔着磨损受材料的性质、工作条件、加工精度和装配间隙等因素影响，它极易发生在新车、修理后车辆的磨合阶段。因此，特别要注意磨合期的使用规范，认真做好维护工作，以免发生粘附和熔着磨损。

（3）化学腐蚀　化学腐蚀也是一种非正常磨损。当摩擦零件两表面之间存在氧和酸性物质时就会出现化学腐蚀。在摩擦过程中，这些酸性物质像粘胶吸附在摩擦表面上，破坏了表面原有油膜，同时引起化学反应，使表面局部腐蚀，并不断扩大延伸，直至呈颗粒状剥

落，使零件表面形状变化，造成早期磨损。如气缸燃烧室内壁、活塞顶、活塞环、气门与座圈，都存在着不同程度的化学腐蚀。

（4）麻点磨损　麻点磨损也称为称为疲劳磨损，一般发生在接触应力较大、甚至超出极限的零件上，如轴承的滚子与滚道、齿轮的齿面、气门与气门座圈等。出现麻点磨损的零件的材料强度一般较高，而磨合性能又较差，当作用载荷大并交变循环时，由于接触面积小而使单位面积上的压强增大，这就很容易超过材料的屈服极限，从而产生瞬间显微塑性变形。又由于材料的硬度较高，这种瞬间显微变形会向四周扩散，形成网状裂纹。这些零件又具有良好的润滑条件，润滑油在工作压力作用下会向裂纹深处扩张、延伸，连续不断的载荷又会将其压成鳞片状而脱落，呈现为麻点状，故称为麻点磨损。

上述几种磨损属于零件的早期损伤，它们的磨损量远远超过正常磨损量，使零件的使用寿命大为缩短。因此，在使用和修理中应重视容易产生上述几种非正常磨损的机件，并采取必要的防范措施，以提高零件的使用寿命。

二、零件磨损特性曲线

汽车在使用时，各种零件所处的工作条件各不相同，引起磨损的原因和程度也不完全一样，但是在正常的磨损过程中，大多数的摩擦零件都具有一定的共性规律。零件的正常磨损量和使用行驶里程的关系通过坐标所表示出的曲线称为零件磨损特性曲线，如图 3-3 所示。图 3-3 中 OO' 为摩擦副装配间隙的一半，曲线从 O' 开始，随着行驶里程增加磨损量加大。该曲线要划分为三个时期。

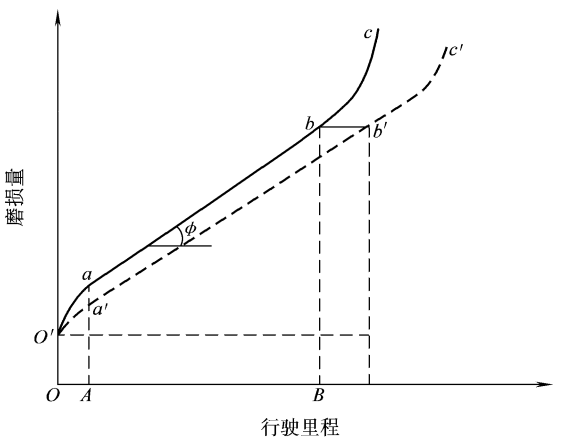


图 3-3　零件磨损特性曲线

Oa、$O'a'$—磨合期曲线　ab、$a'b'$—正常工作曲线

bc、$b'c'$—极限磨损曲线　ϕ—万公里磨损斜率

OO'—摩擦副装配间隙的一半

第一阶段为磨合期（$O'a$ 曲线），磨合期的特点是零件磨损较快，这是由于新加工零件表面凹凸不平而产生了啮合性摩擦，造成凹凸的峰尖剥落，产生较为严重的磨料磨损。因此，大修后各总成，特别是发动机总成必须按工艺程序进行磨合，以减少这阶段的剧烈磨损。汽车在此阶段时，应严格执行磨合期的各种运行规范，如减载、减速以及更换润滑油等，才能减少零件剧烈磨损和避免事故性损伤。

第二阶段为正常工作期（曲线 ab）：经过磨合期的磨合，零件的表面粗糙度降低，表层组织有所硬化，对润滑油的适应性有所增强，零件配合间隙处于最佳范围内，因而这阶段的零件磨损是缓慢均匀的。所以，在正常工作期，零件的磨损变得非常缓慢。从图 3-3 中 ab 曲线来看，它基本上是直线，也就是说零件的磨损量与行驶里程成正比。而 ab 段的斜率 ϕ 即为万公里磨损量，按此就能估计出零件的使用寿命。例如，东风 EQ1092 的缸套与活塞的万公里磨损量小于 0.02mm，曲轴轴颈的万公里磨损量小于 0.05mm。缸套使用极限为 0.35mm，曲轴轴颈与轴瓦最大配合间隙为 0.19mm，这样可以大体估算出东风发动机的大修间隔里程为 20 万 km 左右。在正常工作时期内，只要认真执行各级维护规范、严格执行驾

驶操作规程，万公里磨损量还可以减小，使曲线的斜率变得更小，而使行驶里程大为提高。在正常情况下，缸套、曲轴的使用寿命可达到 30 万 ~40 万 km，这一点应引起驾驶员与修理人员的注意。

第三阶段为极限磨损期(b 点以后曲线)：这一阶段由于零件磨损已达到极限，运动的配合副在工作时，因为松动而产生冲击，使作用力变大，有时会伴随着振动和噪声。又由于间隙过大，润滑油的油膜和油楔效应降低，并容易产生泄漏，油压下降，油膜遭到破坏，因此使零件磨损量急剧上升，并容易转化和引发事故性损伤。此时如不及时进行调整和维修，会造成事故性损坏。

零件处于此阶段时，一般会有征兆。高速运动的零件会发生异响与振动，低速运动的机件则会产生松动和撞击。因此，当汽车出现异响时，应及时报修检查。

三、减缓零件磨损的措施

由零件磨损曲线的三个阶段分析可知，要延长零件使用寿命，应着重在第一、第二阶段采取措施。

1. 尽量减小零件的装配间隙

图 3-3 中 OO' 为新车或大修出厂时的最初装配间隙，这一间隙将直接影响零件的寿命。如果装配间隙过大，图中 O' 点上移，零件将较快达到极限尺寸，缩短零件使用寿命，因此在装配时应尽量减小装配间隙。在修理中，须考虑材料改变后的膨胀系数的变化、加工精度比制造厂差等原因，适当修订制造厂规定的装配间隙标准，一般不宜小于制造厂规定数据下限。

2. 对零件表面进行强化处理

图 3-3 中的虚线所示曲线是零件表面经强化处理后的磨损特性曲线。为了提高零件表面加工质量，改善其磨合性，对零件表面进行喷涂强化处理，使零件在极短时间内渡过磨合阶段，进入正常工作期。从图中看，由于从 a 点下降到 a'，表面强化的零件磨损曲线斜率比原曲线斜率低。因此，$a'b'$ 比 ab 长，大大延长零件使用寿命。从而使车辆使用寿命达到了 40 万 ~50 万 km。目前我国汽车生产的工艺水平还未达到国外的先进水平，只能根据实际情况，严格磨合期的使用方法，才能延长汽车的使用寿命。

3. 重视汽车的合理使用

汽车的合理使用对减缓零件磨损是至关重要的，为此必须严格执行驾驶操作规程，搞好各级维护作业项，使汽车处于良好的工作状态，这样才能延长汽车的使用寿命。

第三节　汽车修理和维护制度

一、汽车大修修理制度

汽车大修是指新车或经过大修的汽车，在行驶到一定里程后，通过技术鉴定，按需要有计划地进行一次恢复性的修理。车辆经过大修后，应该尽可能恢复汽车的动力性、经济性、可靠性以及原有的装备，使汽车的技术状况和运行性能达到规定的技术条件。

汽车大修修理制度也称汽车计划预防修理制度，其作用是使汽车得到充分的利用和适时的修理，既要防止应修不修，又要防止早期送修而浪费运力，也是为了便于有计划地组织修理力量，实施均衡生产。这就需要在汽车行驶到或即将行驶到该类车型所规定的大修间隔里

程时，先进行技术鉴定，确定其技术状况，决定其是否送修或继续行驶。凡是准予继续行驶的汽车应估计续驶里程，在行驶到续驶里程后，再进行技术鉴定，并再次根据车辆的技术状况，决定是否送修或继续行驶。

实施大修修理制度时，要求对车辆实行修前技术摸底，以便能主动安排大修计划，准备修理材料并进行针对性修理。定期的摸底与鉴定，还能及时掌握车辆技术状况的变化，采取相应措施，以防止事故性损坏。

在实施汽车计划预防修理制度中，应做好下列工作：

1）制订出各类汽车在本地区的大修间隔里程。在制定时，应参考制造厂的规定，考虑本地区的道路、气候及其他运行条件，经过反复的考查、测定、统计和研究。

2）建立健全的技术鉴定组织。该组织应以技术管理部门专职人员为主，同时吸收修理厂、维护场(厂)和运输部门的专职人员参加。

3）建立每辆汽车的技术档案。包括每辆汽车的行驶里程记录，维护作业的项目、次数，重要零件的更换修理日期等。应做到天天登记台账，确保原始记录的正确无误。

4）认真填好技术鉴定书。在汽车行驶到或接近行驶到大修间隔里程时，应该结合相应级别的维护作业，进行送修前的技术鉴定，根据实际情况和实测数据，确定是否送修或继续行驶，同时认真填写技术鉴定单。

① 国内货车确定大修的标志是以发动机总成为主，符合送修条件即可送修。

② 长途客车是以车厢为主，结合发动机总成，符合大修送修条件，即可安排大修。

在填写技术鉴定记录前，还应深入实践，倾听各有关人员对该辆车技术情况的反映，结合检测结果，进行分析研究和综合平衡，才能作出客观的、合理的鉴定记录。

承修厂应根据技术鉴定书验收送修车，并会同技术鉴定部门制订大修生产计划，确定送修日期、修理周期等技术经济指标。

二、汽车维护制度

汽车维护制度也称计划预防维护制度，是根据汽车使用的客观需要，贯彻以防为主，既要保证车辆正常运行，又要防止车辆失报失修。

汽车在使用过程中，随着行驶里程的增长，各机件必然产生磨损而松动，致使汽车动力性、经济性、可靠性逐渐下降。汽车维护就是根据各种车辆的设计要求、不同的使用情况，以及各种零件的磨损规律，把磨损程度相接近的项目集中起来，在正常磨损阶段进行相应的清洁、检查、润滑、紧固、调整和校验等工作，从而达到改善各零件的工作条件，减轻零件磨损，消除隐患，避免早期损伤，使各种零件和总成保持良好的技术状况。

我国汽车计划预防维护制度分日常维护、一级维护、二级维护三级。

1. 日常维护

日常维护是由驾驶员或汽车维修人员在车辆出车前、收车后和行车中，对汽车进行预防性的日常维护作业，它是各级维护制度的基础。它的作业范围以清洁和检查为中心，做好汽车各外表的清洁工作，做好转向、制动、灯光和轮胎气压等有关行车安全部件的检查；汽车外表状况的检查；注意行驶中有无异响、泄漏等。

2. 一级维护

一级维护是由修理人员在车辆行驶一定里程后定期执行的维护制度。它是以润滑和紧固为中心。作业范围除了包括日常维护作业项目外，还应检查并紧固外露连接件的螺栓；检查

各总成内润滑油油面，视需要添加润滑油，按规定给各润滑点加注润滑脂，做好空气滤清器、燃油滤清器、机油滤清器(统称三滤)的清洁工作，检查仪表、门锁等工作情况，一旦发现故障应及时修理，超出一级维护项目的修理，应在小修作业中予以修复。

3. 二级维护

二级维护是以检查、调整为中心，其作业范围除执行一级维护作业项目外，还应检查、调整发动机和电气设备的工作状况；拆洗空气三滤、机油和汽油滤清器以及油底壳；检查并调整转向系和制动系；拆洗传动轴和各轮毂轴承并添加润滑脂，拆检轮胎并进行换位。

4. 其他维护

汽车维护制度中除了上述各类维护外，还有一些特殊维护作业。如磨合维护、换季维护、停驶封存维护等。

三、汽车小修

汽车小修作业是为了消除个别零件的超前磨损，或由于操作、维护不当等原因造成的早期损伤和故障，是一种按需进行的运行性修理。小修作业与上述各级维护性质不同，它带有偶然性和突发性。要减少小修作业就要认真执行车辆的各级维护制度。为了提高维修工作的效率，对已掌握磨损规律的零件，其小修可结合到相应的维护作业中；在各级维护检查中发现的故障，也应与维护作业同时解决；对属于事故性、突发性的小修应及时修理并摸索内在的因素，而不应拖延到各级维护中进行。

四、汽车维护知识

汽车维护的类型如图 3-4 所示。

(1) 预防性维护　为预防故障发生和维持汽车工作能力而进行。

(2) 非预防性维护　发生故障后进行。

(3) 例行维护　内容和时机与汽车行驶里程无关。

(4) 计划维护　内容和时机与汽车行驶里程有关。

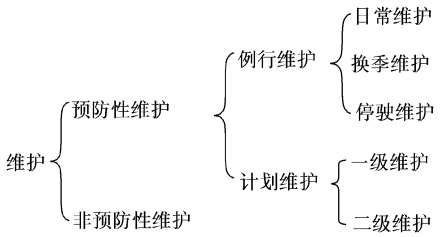


图 3-4　汽车维护的类型

第四节　汽车维修常用工具与检测设备

一、拆装使用工具安全注意事项

1) 拆装汽车各部件时，应先分别支承好车架的前端和后端。如不拆卸轮胎，则先用三角木固定住车轮，以免拆装时车辆移动。

2) 使用千斤顶时，底部应放一块厚木板，顶升时人应在汽车的外侧。严禁用砖块、水泥块等易碎品支垫千斤顶或车辆；严禁在千斤顶顶起而无支承的车桥、车架下拆装。放下千斤顶时，人应在车外，并慢慢松开千斤顶的液压开关，使车辆徐徐下降。

3) 拆装离合器时禁止摇转发动机或使用起动机。

4) 各大总成的拆装必须使用吊车或吊机。

5) 拆装变速器的拨叉轴时，应使用导规，注意勿使自锁钢球弹出伤人。

6) 不准用含铅汽油清洗零件，严禁明火接近汽油。

7）机具设备的电线、接头等应无破裂或损坏现象，以防触电。

8）拆装蓄电池时，应小心轻放、不倾斜，以免电解液漏出。

二、规范操作注意事项

1）不得将工具、零件等随意扔在地上。

2）不得使水、油等污染拆装场地。

3）拆装结束后应及时清理场地。

4）平垫圈、弹簧垫圈、开口销等应按规定装配齐全。

5）螺栓螺母紧固后，螺纹应高出螺母 2 ~3 牙。

6）凡有拧紧力矩要求的螺栓、螺母，均应按规定力矩拧紧。

7）一般的螺栓、螺母组应用相应的扳手对称分几次拧紧。

8）所有胶质油封在装配前均应在摩擦部位涂些润滑油。

9）禁止用锤子直接捶击机件，应垫上铜棒后再捶击。

三、常用螺纹连接件、锁止件、密封件、轴承拆装注意事项

1. 螺纹连接件

（1）种类

1）按结构可分为螺钉、螺栓、螺柱、圆柱管螺纹、圆锥管螺纹等。

2）按螺距可分为粗牙普通螺纹、细牙普通螺纹和英制螺纹等。

3）按功用可分为调整作用和紧固作用两类。

（2）用途

1）螺钉、螺栓及螺柱一般用作连接或紧固，特殊情况下也可用作调整或锁紧。

2）圆柱管螺纹一般用作水管、油管及气管接头，汽车上的半轴套管也是圆柱管螺纹。

3）圆锥管螺纹一般用作密封管件，如油管接头、油道、气道的螺塞等。

（3）拆装要求

1）拆装螺栓、螺母时，工具选用要正确，拆装顺序和拧紧力矩应符合规定。

2）对不同规格的螺栓、螺母，拆下后应分别放置，装复时须注意螺纹的规格，用手旋进 2 ~3 牙螺纹后，再用扳手予以拧紧。

3）安装时，螺纹副不得偏斜，以免损坏螺纹。

4）对磨损过度的螺栓、螺母应予以更换，以免使用中产生松动现象。

5）螺栓、螺母紧固后，螺栓应露出螺母端面 2 ~3 牙。

6）禁止用锤子击打螺栓、螺母，以免损坏。

7）禁止超力紧固螺栓、螺母，以免螺纹变形或折断螺栓。

8）安装螺栓、螺母前，须用润滑脂或润滑油涂抹一下，以防生锈及螺纹损伤。

9）对有调整功用的螺钉、螺母应按有关技术要求操作。

10）对有特殊要求的螺栓、螺母，如半轴螺栓、缸盖螺栓等，禁止用普通的螺栓、螺母代替。

11）有方向性要求的螺栓、螺母不得装反，如连杆螺栓、螺母，轮毂轴承调整螺母等。

2. 锁止（防松）件

锁止（防松）件如图 3-5 所示。

（1）种类

1）销类：锁销(气阀锁销)、开口销、横销等。

2）环类：活塞销卡环、轴承卡环和锁环等。

3）垫类：弹簧垫圈、锥形垫圈、平垫圈、锁止垫圈等。

（2）用途

1）锁销、开口销及横销是用来锁止游动件或紧固件的相对装配位置，保证其工作性能不受影响。

2）卡环、锁环是用来锁止运动件的相对装配位置，使运动件在一定位置上正常工作。

3）弹簧垫圈是用来锁紧拧紧后的螺栓、螺母，以免因振动而产生松脱现象。

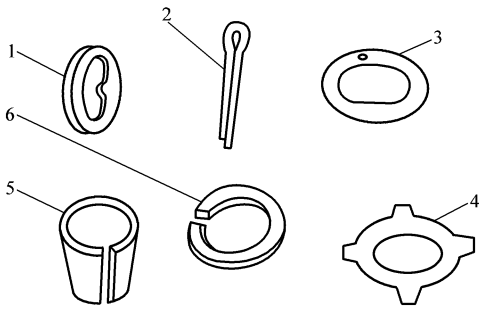


图 3-5 锁止件

1、3、4—锁止垫圈 2—开口销

5—锥形垫圈 6—弹簧垫圈

4）平垫圈主要是保护机件表面不受损坏，同时也具有一定的锁止作用。

5）锥形垫圈的主要作用是分散机件的工作应力，同时也有一定的锁止作用。

6）锁止垫圈的作用是防止紧固螺母松动。

（3）拆装要求

1）锁销装复时要到位，不能过长、过短或弯曲，不符合要求应予以更换。

2）开口销应与孔径大小相适应，销尾如过长应适当剪短，装复后两片都应翻卷。

3）横销不能过细或过粗，应与孔径相适应。装配时用锤子在横销尾部轻轻敲入后，再装上弹簧垫圈及锁紧螺母，并拧紧。

4）活塞销卡环、轴承卡坏、齿轮轴锁环等均应与运动件有一定的间隙，否则运动件会将卡环或锁环挤断或挤脱，造成机械事故。

5）一般的螺栓、螺母都要配装弹簧垫圈和平垫圈，平垫圈与机件接触，螺栓、螺母拧紧后，机件、平垫圈及弹簧垫圈之间应无间隙。

6）锥形垫圈是有特定装配位置的，如半轴螺栓。

7）锁止垫圈装在机件与螺母之间，螺母按规定力矩拧紧后，应将锁片卷起贴在螺母上，以防螺母松脱。锁止件装上后，应不影响机件的工作性能，否则应重装。

3. 密封件

常用密封件如图 3-6 所示。

（1）种类

1）纸质类：纸板垫、石棉纸板垫、软木垫等。

2）橡胶类：橡胶垫圈、密封胶条、橡胶密封圈、橡胶和毛毡类油封等。

3）金属类：缸盖垫片、进排气歧管垫、排气管接口垫等。

（2）用途

1）纸板垫具有一定的伸缩性和耐

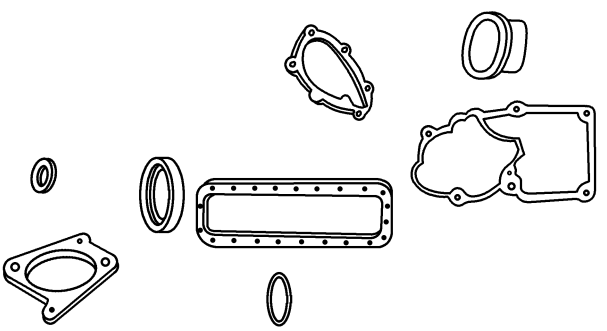


图 3-6 常用的密封件

油性，但耐水性与耐热性极差，且强度低。纸板垫可用于金属体较厚、结合面较平整，对温度和强度要求不高的部位。如变速器、主减速器总成的密封衬垫。

2）石棉纸板垫具有一定的伸缩性、阻燃耐热性，比纸板垫强度高，但导热性差，可用于平整度较好的部位。如化油器、汽油泵、汽油滤清器等处的衬垫。

3）软木垫质轻、柔软，具有较好的伸缩性，耐油性和耐水性也较好，可用于结合面不够平整的部位。如气阀室盖衬垫、油底壳衬垫、水道盖衬垫、水泵衬垫等。

4）橡胶垫柔软、弹性好，具有较好的伸缩性和一定的韧性，可用于密封要求较高、机件结合面不够平整的部位。如正时齿轮盖衬垫、气阀室罩衬垫、油底壳衬垫、水泵衬垫、驾驶室玻璃密封条、柴油机缸套 O 形密封圈等。

5）橡胶和毛毡类油封具有良好的耐油性、耐热性、耐磨性和使用可靠性，可作曲轴、变速器、减速器、传动轴、轮毂等部件中的高速运转件的油封。

6）金属垫具有较高的耐热性、耐腐蚀性和伸缩性，并有足够的强度，可用作缸盖垫片、排气管接口垫及进排气歧管垫等。

（3）拆装要求

1）垫片在拆装中如有损坏，须将机体上的残留物刮干净，新垫片装上后，应对称分几次拧紧螺栓。

2）装复橡胶和毛毡类油封时，应在油封的刃口涂一层润滑油，转动轴数圈后，再对称拧紧油封盖螺栓，使油封与轴颈保持同轴，以延长油封的使用寿命。

3）汽车金属垫一般均有装配方向的要求，装复时必须按规定的方向放置，并按规定的力矩和顺序分几次拧紧螺栓，如缸盖螺栓。

4）各种衬垫尽量不涂密封胶或油漆，以减小下次拆装难度。

4. 轴承

（1）种类　汽车常用的轴承可分为滚动轴承和滑动轴承两大类：

1）滚动轴承有深沟球轴承、推力球轴承、圆柱滚子轴承、圆锥滚子轴承和滚针轴承等。

2）滑动轴承有向心滑动轴承和推力滑动轴承。向心滑动轴承又分整体式、剖开式和锥形表面式三种。

（2）拆装要求

1）深沟球轴承须用顶拔器拆卸，装复时可用专用压具将其压入，也可用木槌、橡胶锤、铜锤或铜棒与锤子配合将其轻轻打入。注意：轴承到位后切勿再敲击，以免损坏。

2）转向节主销的推力球轴承可用手直接拆装，离合器分离轴承须用专用工具拆装。

3）滚针轴承一般可用手拆装，但万向节滚针轴承须用顶拔器拆装，也可用铜棒与锤子配合进行拆装。

4）圆柱滚子轴承须用顶拔器拉出，装复时可用压具将其压入，或用铜棒与锤子配合将其打入。

5）对整体式滑动轴承(如凸轮轴轴承)，可用顶拔器、压具进行拆装，对剖开式滑动轴承可用手直接拆装。

6）轴承拆下后，应清除油污，检查无缺陷后再用润滑脂润滑装复。注意：滚动轴承应根据不同的使用要求加注不同的润滑脂。

四、发动机维修常用工具

1. 呆扳手

用来拆装扭力不大的螺纹连接件，其规格用开口的宽度表示，如图 3-7 所示。

（1）结构与功用　呆扳手的特点是使用方便，对标准规格的螺栓、螺母均可使用。

（2）使用要求

1）使用时应选用合适的呆扳手，大拇指抵住扳头，另外四指握紧扳手柄部往身边拉扳，切不可向外推扳，以免将手碰伤。

2）扳转时不准在呆扳手上任意加套管或捶击，以免损坏扳手或损伤螺栓、螺母。

3）禁止使用开口处磨损过甚的呆扳手，以免损坏螺栓、螺母的六角。

4）不能将呆扳手当撬棒使用，如图 3-8 所示。

5）禁止用水或酸、碱液清洗扳手，应用煤油或柴油清洗后再涂上一层薄润滑脂保管。

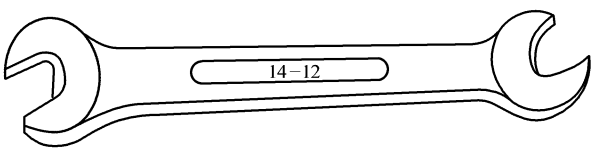


图 3-7　呆扳手

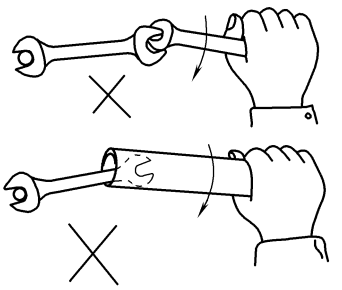


图 3-8　呆扳手的不正确使用

2. 梅花扳手

梅花扳手如图 3-9 所示，可用来拆装扭力较大的螺纹连接件，其规格用正 12 边形的对边宽度表示。

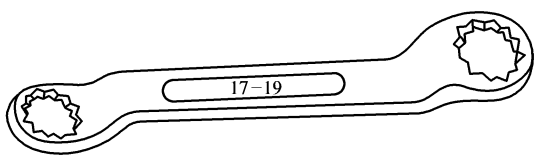


图 3-9　梅花扳手

（1）结构与功用　梅花扳手的工作部位呈花环状，套住螺母扳转可使六角受力均匀。梅花扳手适应性强，扳转力大，适用于拆装空间狭小的螺栓、螺母。对标准规格的螺栓、螺母均可使用梅花扳手拆装，特别是螺栓、螺母需用较大力矩拆装时。

（2）使用要求

1）使用时，应选用合适的梅花扳手。轻力扳转时，手势与呆扳手相同。大力扳转时，四指与拇指应上下握紧扳手手柄，往身边扳转。

2）扳转时，不准在梅花扳手上任意加套管或捶击。

3）禁止使用内孔磨损过度的梅花扳手。

4）不能将梅花扳手当撬棒使用。

3. 套筒扳手

（1）结构与功用　套筒扳手如图 3-10 所示，由一套尺寸不同的套筒和一根弓形的快速摇柄组成，对标准规格的螺栓、螺母均可使用。套筒扳手既适合一般部位螺栓、螺母的拆装，也适合处于深凹部位和隐蔽狭小部位螺栓、螺母的拆装。与接杆配合，可提高拆装速度

和拆装质量。

（2）使用要求

1）使用时根据螺栓、螺母的尺寸选好套筒，套在快速摇柄的方形端头上(视需要与长接杆或短接杆配合使用)，再将套筒套住螺栓、螺母，转动快速摇柄进行拆装。

2）用棘轮手柄扳转时，不准拆装过紧的螺栓、螺母，以免损坏棘轮手柄。

3）拆装时，握快速摇柄的手切勿摇晃，以免套筒滑出或损坏螺栓、螺母的六角。

4）禁止用锤子将套筒击入变形的螺栓、螺母进行拆装，以免损坏套筒。

5）禁止使用内孔磨损过甚的套筒。

6）工具用毕，应清洗油污，妥善放置。

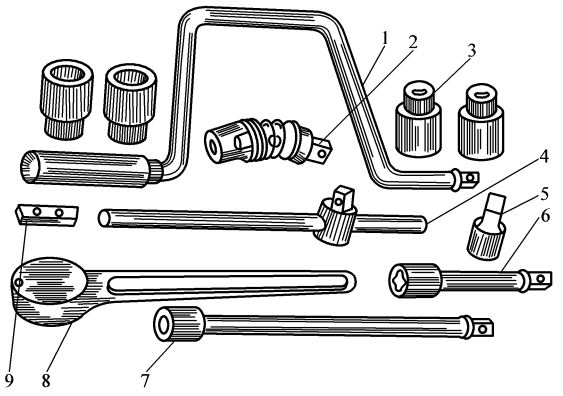


图 3-10　套筒扳手

1—快速摇柄　2—万向接头　3—套筒　4—手柄
5—旋具接头　6—短接杆　7—长接杆
8—棘轮手柄　9—直接杆

4. 扭力扳手

扭力扳手是一种能够显示转矩大小的工具，它必须与套筒配合使用，如图 3-11 所示，其规格以最大可测转矩表示。

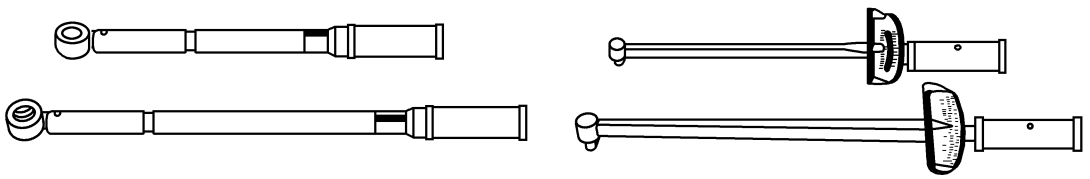


图 3-11　扭力扳手

（1）结构与功用　通常使用的扭力扳手有预调式和指针式两种形式。一般用于有规定拧紧力矩的螺栓、螺母的拆装，如缸盖、曲轴主轴承盖、连杆盖等部位螺栓、螺母的拆装。

（2）使用要求

1）拆装时用左手把住套筒，右手握紧扭力扳手手柄往身边扳转。禁止往外推，以免套筒滑脱。

2）对要求拧紧力矩较大，且工件较大、螺栓数较多时，应分次按一定顺序拧紧。

3）拧紧螺栓、螺母时，不能用力过猛，以免损坏螺纹。

4）禁止使用无刻度盘或刻度线不清的扭力扳手。

5）拆装时，禁止在扭力扳手的手柄上再加套管或用锤子捶击。

6）扭力扳手使用后应擦净油污，妥善放置。

7）预调式扭力扳手使用前应做好调校工作，用后应将预紧力矩调到零位。

5. 活扳手

活扳手的规格型号以柄长和最大开口宽度表示(柄长 × 最大开口宽度)。

（1）结构与功用　活扳手由固定部分和可调部分两部分组成，扳手的开度大小可以调

整。活扳手一般用于不同尺寸的螺栓、螺母的拆装，如图 3-12 所示。

（2）使用要求

1）使用活扳手时，应根据螺栓、螺母的尺寸调好活扳手的开口，使之与螺栓、螺母的六角一致。

2）扳转时，应使固定部分承受拉力，以免损坏活动部分。

3）扳转时，不准在活扳手的手柄上加套管或捶击。

4）禁止把活扳手当锤子使用。

6. 管子钳

（1）结构与功用　管子钳由固定部分和可调部分两部分组成，钳口有齿，以增大其与工件的摩擦力。管子钳一般用于扳转金属管件或其他圆柱形工件，如图 3-13 所示。

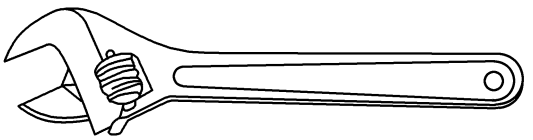


图 3-12　活扳手

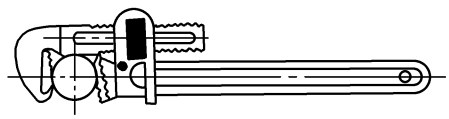


图 3-13　管子钳

（2）使用要求

1）使用时，应根据圆柱件的尺寸预先调好管子钳的钳口，使之夹住管件，并使固定部分承受拉力，以免扳转时滑脱。

2）管子钳使用时不得用锤子捶击，也不可将管子钳当锤子使用。

3）禁止用管子钳拆装六角头螺栓、螺母，以免损坏六角。

4）禁止用管子钳拆装精度较高的管件，以免改变工件的表面粗糙度。

7. 火花塞套筒

（1）结构与功用　火花塞套筒属薄壁长套筒，为火花塞的专用拆装工具，如图 3-14 所示。

（2）使用要求

1）使用时，根据火花塞的装配位置和火花塞六角的尺寸应选用不同高度和径向尺寸的火花塞套筒。

2）拆装火花塞时，应套正火花塞套筒再扳转，以免套筒滑脱。

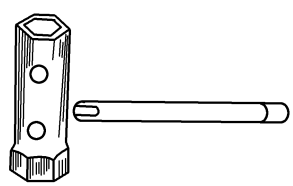


图 3-14　火花塞套筒及手柄

3）扳转火花塞套筒时，不可随意加长手柄，以免损坏套筒。

8. 螺钉旋具

（1）结构与功用　螺钉旋具俗称起子，常用的有一字形和十字形两种，如图 3-15 所示。螺钉旋具有木柄和塑料柄之分，木柄螺钉旋具又分为普通式和穿心式两种，后者能承受较大的转矩，并可在尾部进行适当的敲击。塑料柄螺钉旋具具有良好的绝缘性

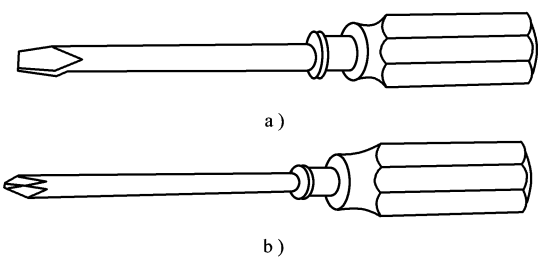


图 3-15　螺钉旋具

a）一字形螺钉旋具　b）十字形螺钉旋具

能，适于电工使用。

（2）使用要求

1）应根据螺钉形状、大小选用合适的螺钉旋具。

2）使用时螺钉旋具不可偏斜，扭转的同时施加一定压力，以免旋具滑落。

3）使用时手心应顶住柄端，并用手指旋转旋具手柄。如使用较长的螺钉旋具，左手应把住旋具的前端。

4）螺钉旋具或工件上有油污时应擦净后再用。

5）禁止将螺钉旋具当撬棒或錾子使用，如图 3-16 所示。

9. 钳子

（1）结构与功用　汽车拆装中常用的是鲤鱼钳和尖嘴钳如图 3-17 所示，它们一般用于切断金属丝，夹持或弯曲小零件。

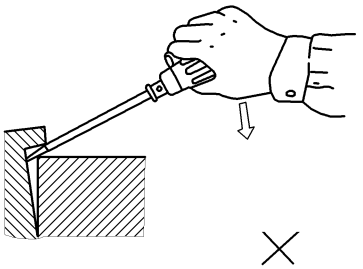


图 3-16　螺钉旋具的错误使用方法

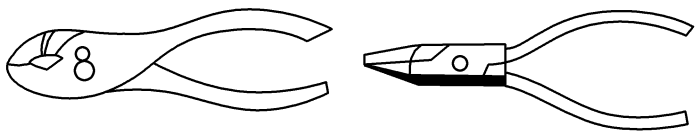


图 3-17　钳子

a）鲤鱼钳　b）尖嘴钳

（2）使用要求

1）使用时，先擦净油污。根据需要选用尖嘴钳或鲤鱼钳。

2）禁止将钳子当扳手、撬棒或锤子使用。

3）不准用锤子击打钳子。

4）禁止用钳子夹持高温机件。

10. 活塞环拆装钳

（1）结构与功用　活塞环拆装钳如图 3-18 所示，是用来拆装活塞环的专用工具。

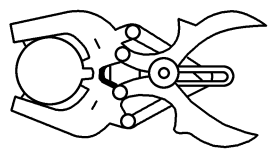


图 3-18　活塞环拆装钳

（2）使用要求

1）使用时，应将其卡入活塞环的端口，并使其与活塞环贴紧，然后握住手把，慢慢收缩，使活塞环张开，便可将活塞环从活塞环槽内取出或装入槽内。

2）操作时不得扳转，以免滑脱损坏工具。

3）操作时不得过快收缩手把，以免折断活塞环。

11. 锤子

锤子(又称榔头)如图 3-19 所示，是一种敲击工具，由锤头和锤柄组成，其规格以锤头的重量表示。

（1）结构与功用　按锤头形状分有圆头、扁头及尖头三种，按锤头材料分有铁锤、木

槌和橡胶锤等。锤子主要用来敲击物件。

（2）使用要求

1）使用时，应握紧锤柄的有效部位，捶落线应与铜棒的轴线保持相切，否则易脱锤而影响安全。

2）捶击时，眼睛应盯住铜棒的下端，以免击偏。

3）禁止用锤子直接捶击机件，以免损坏机件，如图 3-20 所示。

图 3-19　锤子

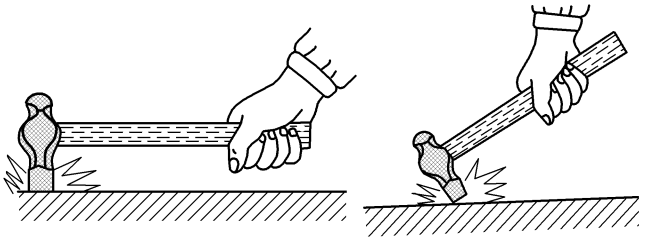


图 3-20　锤子的使用方法

a）正确　b）错误

4）禁止使用锤柄断裂或锤头松动的锤子，以免锤头脱落伤人。

12. 铜棒

（1）结构与功用　铜棒用较软的金属制成，如图 3-21 所示，其功用是避免锤子与机件直接接触，保护机件在拆装中不受损伤。

（2）使用要求

1）禁止将铜棒当撬棒使用，以免弯曲。

2）禁止推磨铜棒，以免损坏。

3）禁止将铜棒加温后使用，以免改变其材料性质。

五、发动机维修常用机具

1. 离合器拆装专用工具

（1）结构与功用　离合器拆装专用工具由夹板、丝杠、手柄等组成，如图 3-22 所示。

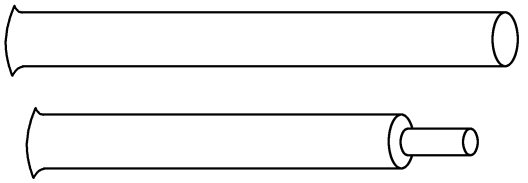


图 3-21　铜棒

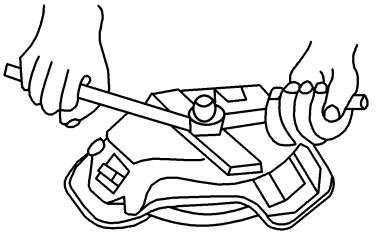


图 3-22　离合器拆装专用工具

（2）使用要求

1）使用时，将离合器总成放在两夹板之间，板上装一个推力球轴承及轴承座，以使转动丝杠手柄时省力。

2）使用时，不准在手柄上加装套管或用锤子捶击，以免损坏工具。

3）使用后应将其清洗干净，涂一层薄薄的润滑脂，以防生锈。

2. 顶拔器

（1）结构与功用　顶拔器由拉爪、座架、丝杠、手柄等组成。顶拔器一般用于拆卸配合较紧的轴承、齿轮等机件，如图 3-23 所示。

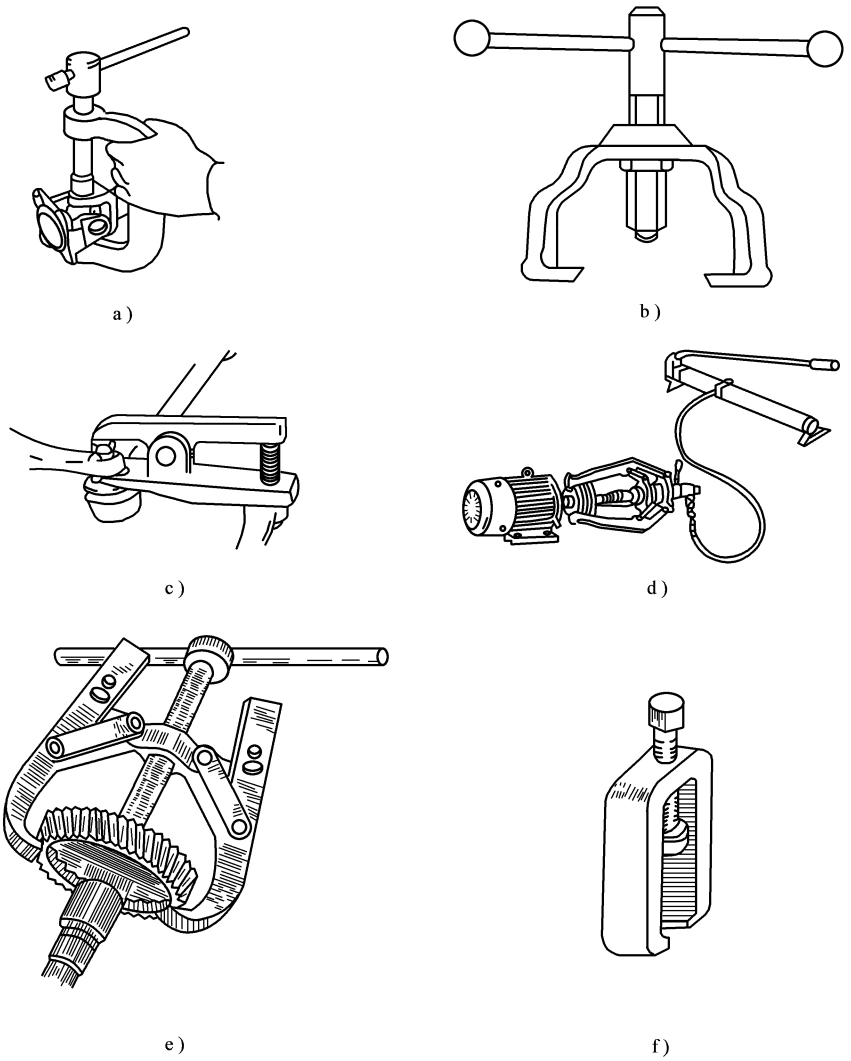


图 3-23　顶拔器

a）C 形万向节顶拔器　b）分离轴承顶拔器　c）横、直拉杆球头梢顶拔器
d）液压式顶拔器　e）通用顶拔器　f）专用顶拔器

（2）使用要求

1）使用时，根据轴端与被拉件的距离转动顶拔器的丝杠，至丝杠顶端顶住轴端，拉爪钩住轴承或齿轮的外圈，然后慢慢转动丝杠将其拉出。

2）拉工件时，不能在手柄上随意加装套管，更不能用锤子敲击手柄，以免损坏顶拔器。

3）顶拔器工作时，其中心线应与被拉件轴线保持同轴，以免损坏顶拔器。如被拉件过

紧，可边转动手柄，边用木槌轴向轻轻敲击丝杠尾端，将其拉出。

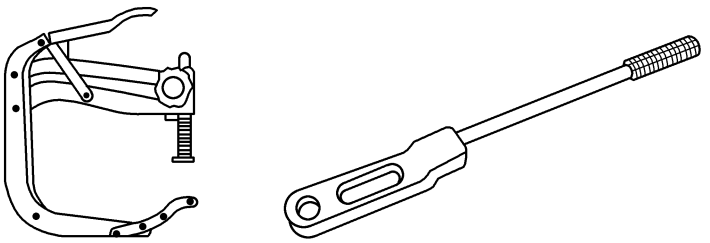
4）禁止在轴或轴承部位加热拆卸。

3. 气阀弹簧钳

（1）结构与功用

1）弓形气阀弹簧钳如图 3-24a 所示。它的凸台用来顶住气阀头，压头是半边切开的，压缩气阀弹簧时，两锁片便落在压头的凹槽内，即可将弓形气阀弹簧取出。

2）杠杆式气阀弹簧钳如图 3-24b 所示，用于拆装顶置气阀。



a）　　b）

图 3-24　气阀弹簧钳

a）弓形气阀弹簧钳　b）杠杆式气阀弹簧钳

（2）使用方法与要求

1）使用弓形气阀弹簧钳时，先旋出螺杆至凸台顶住气阀头，并使压头贴住气阀弹簧座，再转动螺杆，带动压头及弹簧座向下，使锁片落在压头凹槽内。

2）使用杠杆式气阀弹簧钳时，将前端孔套到缸盖螺柱上，旋上螺母定位，并使槽孔对准气阀弹簧座，然后压下弹簧钳手柄，将气阀弹簧压缩，用尖嘴钳取出气阀锁片。

3）气阀弹簧钳的活动部分应保持良好的润滑。

4. 千斤顶

（1）结构与功用　汽车上常用的千斤顶，如图 3-25 所示，有液压式、气压式和机械式三种。液压式千斤顶有 3t、5t、10t 等规格。千斤顶一般用于举升汽车。

（2）使用要求

1）千斤顶支承汽车前，应用三角木将车轮塞好，以防汽车滑溜发生危险。

2）起重时，地面要硬实可靠，千斤顶底座下应垫厚木板，不可垫石块或水泥板，以防碎裂发生危险。

3）起重时，千斤顶的顶柱与被支顶的端面应保持垂直，以防滑脱发生危险。

4）千斤顶举升后应将车架支好，使支顶卸荷(可暂不撤去)，才可在车下作业。放下时应慢慢旋松开关。

5）千斤顶举起的工件未架好前，禁止用锤子击打，以免损坏千斤顶。

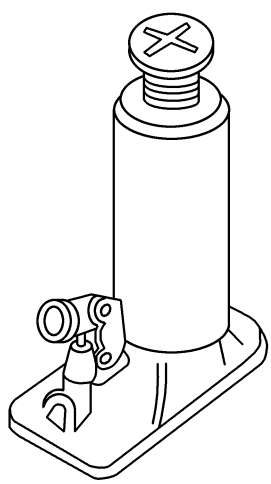


图 3-25　千斤顶

6）千斤顶缺油时，应按规定添加液压油，不可用制动液或其他油液代替。

5. 轮胎螺母拆装机

（1）结构与功用　轮胎螺母拆装机是拆装轮胎螺母的专用机具，由电动机、机架、冲击器、带轮等组成，如图3-26所示。

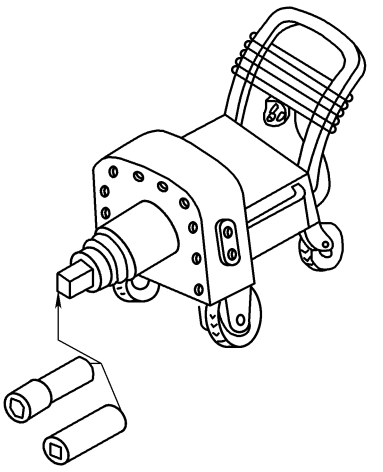


图3-26　轮胎螺母拆装机

（2）使用要求

1）使用前应先检查电源接插件和导线绝缘是否可靠，以防触电事故。

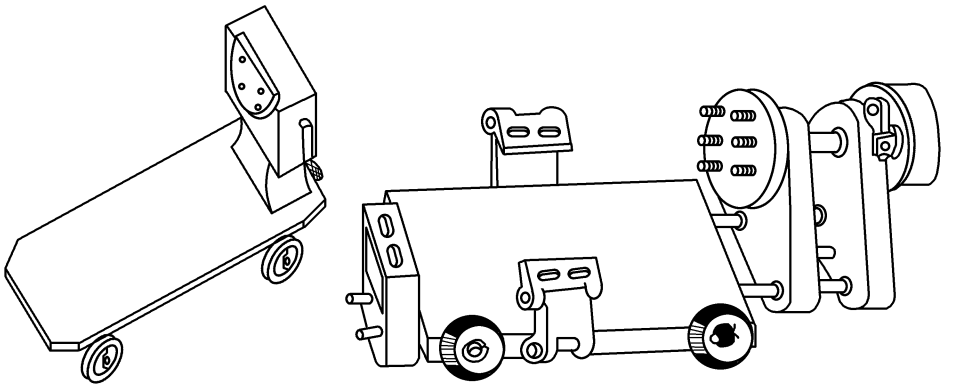
2）拆装时套筒与螺母不能偏斜，以免滑脱而损坏螺母。

3）最初旋松螺母时，可利用起动惯性进行敲击。紧固螺母时，敲击力勿过大，以免损伤轮胎螺柱、螺母的螺纹。

4）使用后应妥善保管。

6. 发动机翻转拆装台

（1）结构与功用　发动机翻转拆装台由座架、蜗轮蜗杆减速器、轮子、手轮及凸缘盘等组成，如图3-27所示。装卸台是用来拆装发动机的专用机具，可使发动机翻转180°，以方便拆装。



a）　　b）

图3-27　发动机翻转拆装台

a）形式一　b）形式二

（2）使用方法与要求

1）使用时，应慢慢摇转手轮使发动机翻转。

2）发动机翻转拆装台的轴承、蜗杆副等处应保持良好的润滑。

7. 主减速器翻转拆装台

（1）结构与功用　主减速器翻转拆装台由座架、转盘、凸缘盘、定位锁止装置等组成，如图3-28所示，它是拆装主减速器的专用机具，在拆装中可作任意角度翻转。

（2）使用要求

1）使用时先将主减速器总成吊装在翻转拆装台上，用两三个螺栓将其固定。

2）根据拆装的需要，将定位锁止装置的手轮旋出，使凸缘盘轴转过一定角度，然后转进手轮予以定位，再松开转盘锁止装置，绕转盘中心转过一定角度，使主减速器处于最佳拆装位置。

3）拆装时须将两锁止装置锁紧，以免影响安全。

4）拆装台的转轴和转盘应保持良好的润滑。

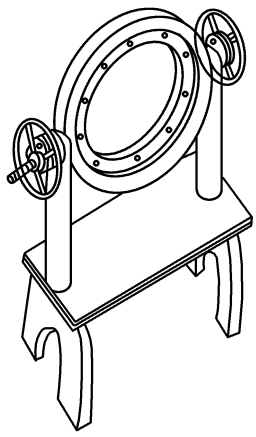


图 3-28　主减速器翻转拆装台

8. 龙门式吊车

（1）结构与功用　龙门式吊车由吊架、手拉滑轮、转子等组成，如图 3-29 所示。吊车可前后移动，手拉滑轮可作横向移动，主要用于吊装汽车各个总成。

（2）使用要求

1）使用时将吊车移至被吊总成所处位置，用钢缆扎好总成，并根据需要放下滑轮链条，钩住钢缆后，缓缓拉起滑轮链条，将总成吊起。移动吊车可将总成吊至拆装台。

2）手拉滑轮链条时如卡住，不要硬拉，应查明故障予以排除。

3）总成起吊时应随时注意重心位移，及时纠正，以免倾翻。

4）吊车各活动部位应保持良好的润滑。

9. 机械式悬臂吊车

（1）结构与功用　机械式悬臂吊车，由座架、轮子及机械吊钩等组成，如图 3-30 所示。该吊车适用于较大总成的起重，工作时底架前端可伸至车架下部，便于吊装。

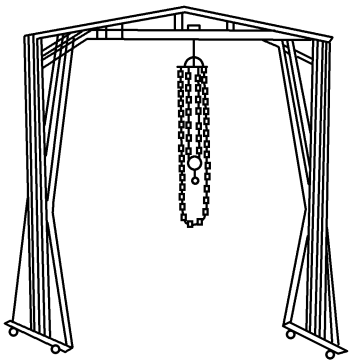


图 3-29　龙门式吊车

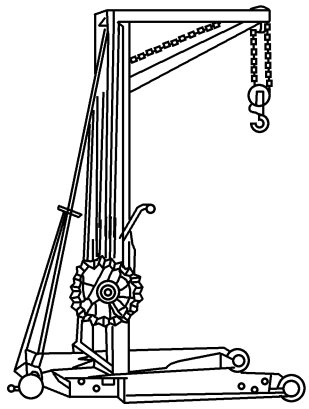


图 3-30　机械式悬臂吊车

（2）使用要求

1）使用时，将吊车移至被吊总成所处位置，按需要转动摇柄，放下吊钩。

2）将总成用钢缆扎好，然后用吊钩钩住钢缆，缓慢摇转摇柄，将总成吊起。移动吊车可将总成移至拆装台上。

3）如移动距离较长，应先将总成放到座架上，以免移动时倾翻。

4）吊车的各活动部分应保持良好的润滑。

六、发动机维修常用量具

检测量具在汽车维修作业中是必不可少的，如游标卡尺、外径千分尺、百分表、量缸表等。下面分别介绍它们的结构及使用方法。

1. 游标卡尺

游标卡尺是用来测量工件的内、外部尺寸和深度尺寸的一种中等精度的量具。

（1）游标卡尺的结构　游标卡尺的结构如图 3-31 所示。图 3-31a 所示游标卡尺由尺身 1 和游标 7 组成，2 是辅助游标。松开螺钉 3、4 即可推动游标在尺身上移动，通过两个量爪 6 可测量尺寸。需要微动调节时，可将螺钉 3 紧固，松开螺钉 4，转动微动螺母 8，通过小螺杆 9 使游标微动。量得尺寸后，可旋紧螺钉 4 使游标紧固。

游标卡尺上端有两个量爪 5，可用来测量齿轮公法线长度和孔距尺寸；下端两量爪 6 的内侧面可测量外径和长度；外侧面是圆弧面，可测量内孔或沟槽。

图 3-31b 所示的游标卡尺比较简单轻巧，上端两量爪可测量孔径、孔距及槽宽，下端两量爪可测量外圆和长度等，还可用尺后的测深杆测量内孔和沟槽深度。

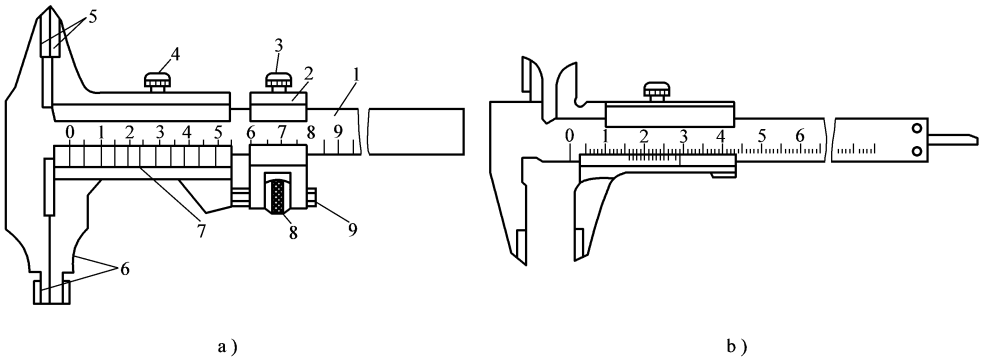


图 3-31　游标卡尺

a）可微动调节的游标卡尺　b）带测深杆的游标卡尺

1—尺身　2—辅助游标　3、4—螺钉　5、6—量爪　7—游标　8—微动螺母　9—小螺杆

（2）游标卡尺的分类和读数方法　常用游标卡尺按其读数精度分为：0.05mm 和 0.02mm 两种；按测量范围分为：0～125mm、0～200mm、0～300mm、0～500mm 等。

（3）读数方法

1）读出游标上零线左面尺身的毫米整数。

2）读出游标上与尺身刻线对齐的游标上的小格数乘以精度即为游标上的尺寸。

3）把尺身和游标上的尺寸加起来即为测得尺寸，如图 3-32、图 3-33 所示。

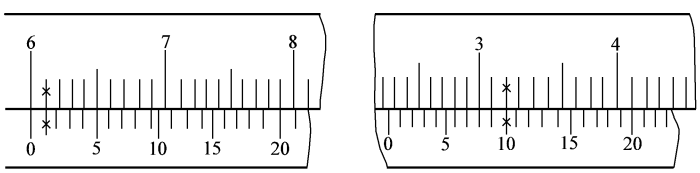
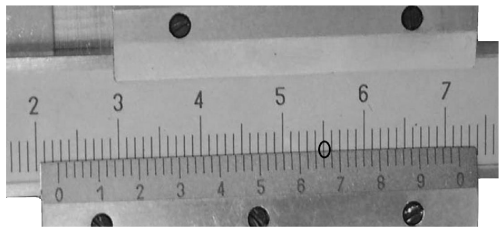


图 3-32　精度为 0.05mm 游标卡尺的分类和读数方法示意图

（4）游标卡尺使用方法和注意事项

1）测量前，应将被测工件的表面擦净。然后检查游标卡尺尺身和游标上两条零线是否对齐，如未对齐，应记下误差值，在测量读数后用来修正。



主尺读数加副尺读数：22+0.02×33=22.66

图 3-33　精度为 0.05mm 游标卡尺的分类和读数方法实物图

2）测量小型工件时，左手持工件，右手操作游标卡尺；测量大型工件时，应用两手操作游标卡尺。测量时，量爪的量面应与工件的轴线垂直或平行。

3）使用带微动调节装置的游标卡尺时，要先松开两个紧固螺钉，移动游标使活动量爪的量面接近工件，然后固定微动调节装置，左手捏住固定量爪，右手旋转调整螺母，使活动量爪的量面精确、平稳地接触工件，即可读数。

4）使用圆柱形量面的游标卡尺时，应将读数加上量爪外量面宽度。

5）不允许用游标卡尺测量旋转着的工件或高温工件。游标卡尺使用完毕应擦净装盒保管。

2. 外径千分尺

外径千分尺是一种用来测量零件外部尺寸的常用精密量具，其读数精度为 0.01mm。

（1）结构　外径千分尺的构造如图 3-34 所示。测砧和固定套管是固定在尺架上的。微分筒固装在测微螺杆 3 上，旋动微分筒或测力装置时，测微螺杆就可在固定套管中转动。测砧和测微螺杆的端面为测量面。测力装置是用来控制测量力的，以保证测量的准确性。锁紧装置用来固定测微螺杆使之不能转动，以便在不便读数的情况下，将千分尺从工件上取下后再读数。隔热装置用塑料制作，其作用是防止手拿尺架时人的体温使其温度升高而膨胀，影响测量精度。

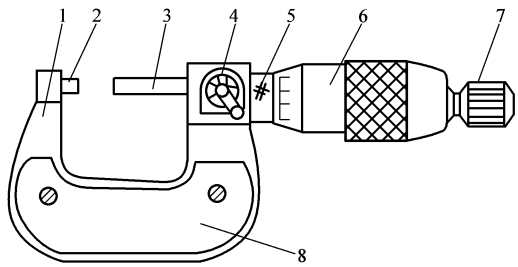


图 3-34　外径千分尺的构造

1—尺架　2—测砧　3—测微螺杆　4—锁紧装置　5—固定套管　6—微分筒　7—测力装置　8—隔热装置

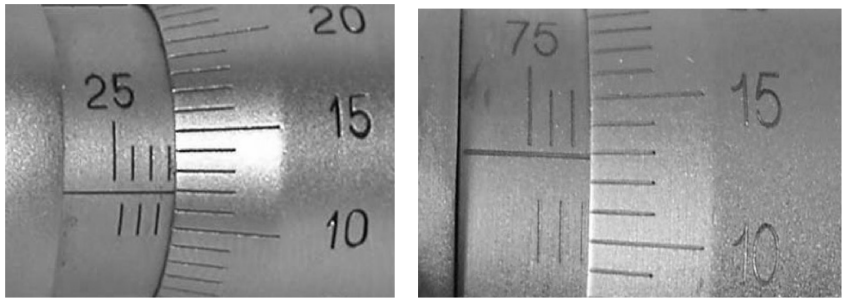
（2）外径千分尺的分类和读数方法　外径千分尺的规格是按其测量范围来划分的，有 0～25mm、25～50mm、50～75mm、75～100mm、100～125mm、125～150mm 等。

读数方法：先从固定套管上读出毫米与 0.5mm，再读出与基准线对齐的微分筒上的小格数，小格数乘以 0.01，两次读数相加就是测量的完整数值，如图 3-35 所示。

（3）使用方法与注意事项

1）使用前应将测量面擦净，并检查零位。检查方法是：用测力装置使量面、或量面与校正量杆接触，观察微分筒前端面与固定套管零线，以及微分筒零线与固定套管基准线是否重合。如不重合，应按下述方法调整：误差不大时可转动固定套管进行调整；误差较大时，要先拧松微分筒固定螺母，转动微分筒来调整。

2）测量时，外径千分尺螺杆轴线应与工件轴线垂直或平行。当螺杆量面接近工件时，必须用测力装置来转动。



主尺读数加副尺读数：28+0.01×12=28.12　　主尺读数加副尺读数：77+0.5+0.01×13=77.63

图 3-35　外径千分尺的读数方法

3）外径千分尺不可用来测量运动着的工件，不用时应及时擦净放入盒中保管，放置时两测量面不应接触。

3. 百分表和百分表架

百分表配上百分表架可以进行多种相对测量工作，且其测量精度高、指示明显、动作灵敏，在汽车维修作业中应用广泛。

1）百分表的作用、分类。百分表是一种分度值精度为 0.01mm 的指针式量具。百分表可用来检验机床精度和测量工件的尺寸、形状和位置误差，其测量杆行程有 0～3mm、0～5mm、0～10mm 三种。表盘分为 100 格，每格表示 0.01mm，长指针转一周，短指针走一格（1mm）。

2）百分表的结构如图 3-36 所示。1 是淬硬的测头，用螺纹旋入测杆 2 的下端。齿杆的上端有齿。当齿杆上升时，带动齿数为 16 的小齿轮 3，与小齿轮 3 同轴装有齿数为 100 的大齿轮 4，再由这个齿轮带动中间的齿数为 10 的小齿轮 10。与小齿轮 10 同轴装有长指针 7，因此长指针就随着小齿轮 10 一起转动。在小齿轮 10 的另一边装有大齿轮 9，在其轴下端装有游丝，用来消除齿轮间的间隙，以保证其测量精度。该轴的上端装有短指针 8，用来记录长指针的转数（长指针转一周时短指针转一格）。拉簧 11 的作用是使测杆 2 能回到原位。在

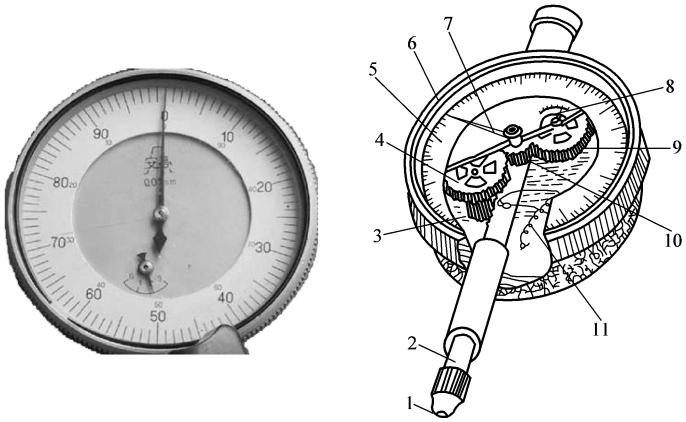


图 3-36　百分表的结构

1—测头　2—测杆　3、10—小齿轮　4、9—大齿轮　5—表盘
6—表圈　7—长指针　8—短指针　11—拉簧

表盘 5 上刻有线条，共分 100 格。转动表圈 6，可调整表盘刻线与长指针的相对位置。

3）万能百分表架。万能百分表架是专门用来夹持百分表的，可变换各种方向，以适应不同方向的测量工作。通常有磁力座式百分表架(图 3-37)和磁力座软轴式百分表架(图 3-38)两种。

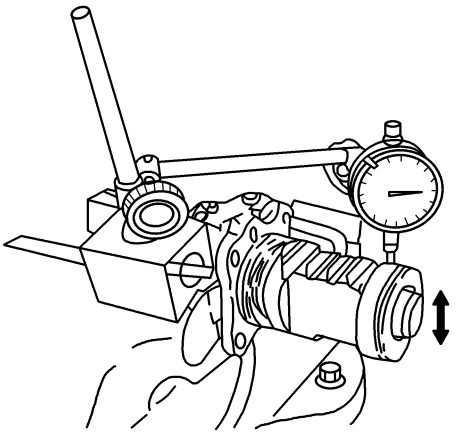


图 3-37　磁力座式百分表架的使用

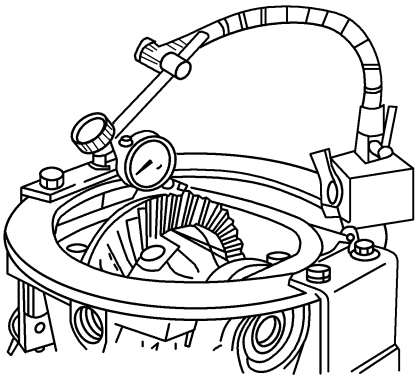


图 3-38　磁力座软轴式百分表架的使用

磁力座式百分表架底座上有磁力开关，开关接通时，底座磁体光滑面垂直拉力可达 588N，能保证在各种方向可靠地吸附在钢铁机件上，即使被吸附表面有某些不平也可操作。使用完毕，关掉磁力开关，即可从机件上取下表架。因此，磁力座式百分表架尤其适用于汽车维修作业。磁力座软轴式百分表架，百分表变化位置和方向更为方便，目前在国内外汽车维修作业中运用广泛。运用百分表和百分表架可测量轴与衬套的间隙、测量轴的弯曲、测量齿轮的间隙，还可用来进行各种形位误差的测量，如各种跳动误差、同轴度误差等。

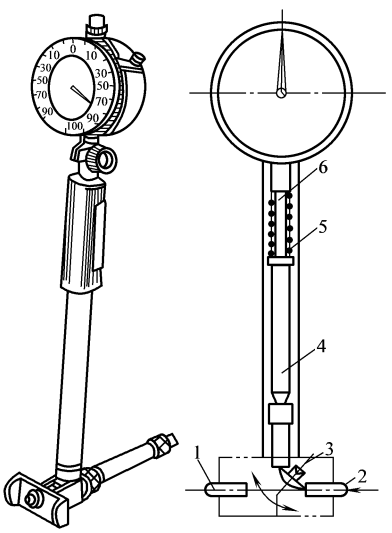


图 3-39　量缸表的结构

1—活动量杆　2—量杆　3—摆块
4—测杆　5—弹簧　6—测头

4. 量缸表

（1）量缸表的结构　量缸表也叫内径百分表，主要用来测量被修气缸的内径尺寸，也可以用来测量轴孔。量缸表的结构如图 3-39 所示。它实际上是一个装有特殊测头的百分表。这个测头能在气缸孔内自动对中，并使活动量杆 1 的径向运动通过摆块 3 变成测杆 4 的轴向运动，再推动百分表的测头 6，使百分表表针转动便指出数字。测量完毕时，在弹簧 5 的作用下，量杆 2 回到原位。为了测量不同直径的气缸，备有长短不同的量杆。

（2）量缸表的使用方法

1）外径千分尺调整到被测气缸的标准直径后，加以锁紧，安放在外径千分尺座上。

2）量缸表的测量接杆上一般均标明可测范围。据此，可选择相应的测量接杆，并配上

锁紧螺母。

3）将带有锁紧螺母的测量接杆旋入量缸表的下端。将百分表插入表杆的上端，并将表下压至表上读数为 1～2mm 范围为宜，因为量缸表在此范围内测量精度较高。

4）将下端测量接杆调整到适当长度，锁紧螺母，放到外径千分尺上对表，旋转表盘，使刻度“0”对准指针，记下小指针的读数。如果小指针的读数太大，则应重新调整，使小指针在 1～2mm 范围内，如图 3-40 所示。

5）检查量缸表的灵活转动与回位复零情况。

6）在测量气缸磨损的操作时，应左右摆动量缸表，使测量接杆被压缩为最短，即量缸表的读数为最小时，此读数即为测得的正确数值。

5. 其他普通量具

（1）塞尺　塞尺如图 3-41 所示，主要用来测量两平面之间的间隙。塞尺片上标有厚度尺寸值。使用时要注意工件和塞尺片的清洁，插入工件之后，以手感到有摩擦力为合适。

图 3-40　百分表对零

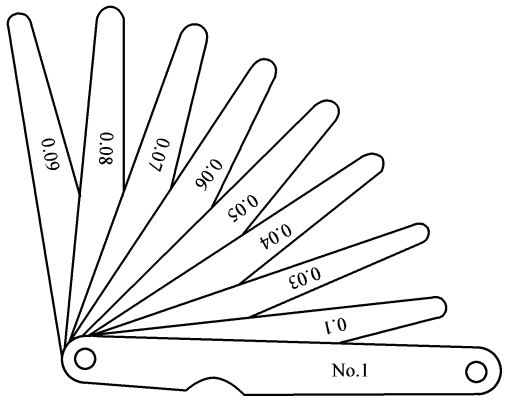


图 3-41　塞尺

塞尺的规格以长度和每组片数表示。长度有 100mm、150mm、200mm、300mm 四种，每组片数有 12、14、17……多种。修轿车用 100mm 或 13 片为宜，修客车、货车用 150mm 或 200mm 的为宜，常用厚度系列为 0.03～0.05mm。

塞尺在使用中易曲伤，致使测量不准。修复的方法是：将曲伤的塞尺片凸面朝上，放在光滑的台面上，用一块修平的硬木块横着木纹方向按在尺片上推压。推压时，用力要适当，并使整个尺片宽度上的受力均匀。

（2）弹簧秤　弹簧秤在汽车维修作业中用来测量拉力或弹力，其构造如图 3-42 所示。在外壳的正面刻有量度单位，最大单位为 N。常用弹簧秤有 0～10N，0～50N 等多种。使用时把要测的物体挂在钩上，拉动或提起圆环，弹簧就伸长，固定在弹簧上的指针也跟着移动，即可测出力的大小。

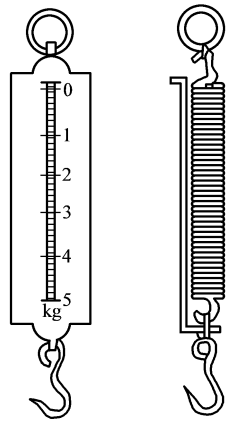


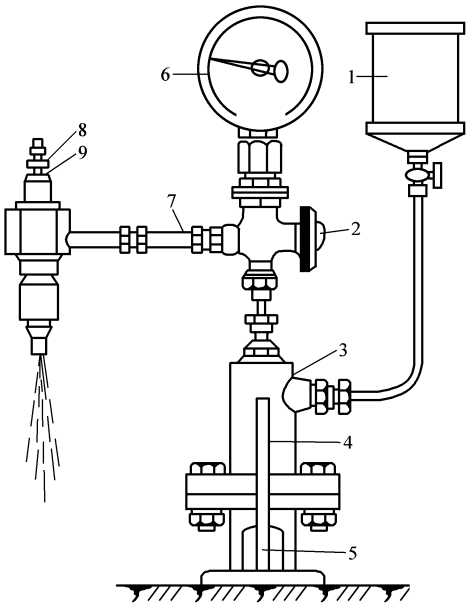
图 3-42　弹簧秤

七、发动机维修专用工具

1. 喷油器压力试验器

喷油器压力试验器用来调试柴油机喷油器的压力，以确定喷油器

是修复还是更换，如图 3-43 所示。



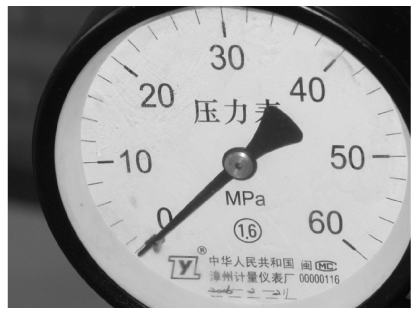


图 3-43　喷油器试验器

1—油箱及滤清器　2—止回阀　3—放气螺钉　4—喷油手泵　5—手柄　6—油压表　7—高压油管　8—调整螺钉　9—锁紧螺母

2. 气门座铰刀

气门座铰刀用于铰削气门座密封带，并控制气门的下沉量，如图 3-44 所示。

3. 喷油泵试验台

喷油泵试验台用于调校喷油泵，如图 3-45 所示。

图 3-44　气门座铰刀

图 3-45　喷油泵试验台

4. 镗缸机

镗缸机用于镗削气缸，如图 3-46 所示。

5. 珩磨机

珩磨机用于珩磨气缸孔，如图 3-47 所示。

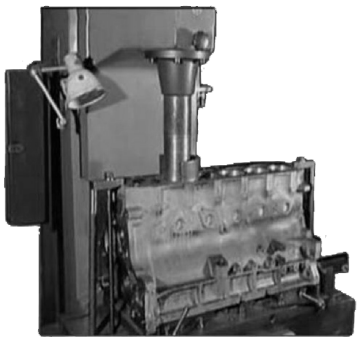


图 3-46　镗缸机

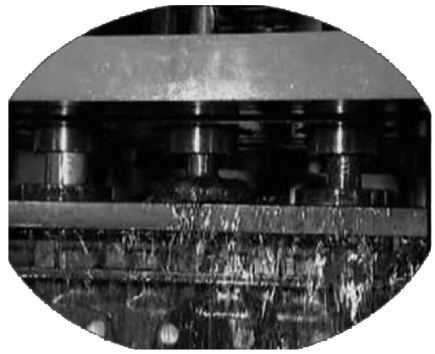


图 3-47　珩磨机

6. 动平衡机

动平衡机用于曲轴、飞轮、离合器的动平衡，如图 3-48 所示。

7. 气缸压力表

气缸压力表用于测量气缸的压力，如图 3-49 所示。

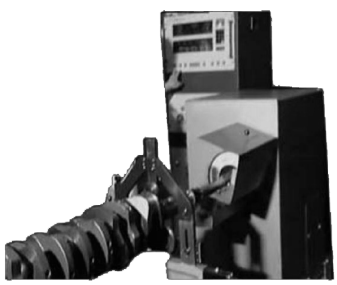


图 3-48　动平衡机

图 3-49　气缸压力表

思　考　题

1. 汽车维护的基本任务是什么？
2. 汽车修理的基本任务是什么？
3. 汽车维护有哪些类型？
4. 汽车零件的常用修复方法有哪些？
5. 常用的汽车维修工具有哪些？有什么使用注意事项？

第四章　气缸体的构造与维修

第一节　曲柄连杆机构

一、功用与组成

曲柄连杆机构可把燃料燃烧作用在活塞顶上的压力转变为曲轴的转矩，以向工作机械输出机械能。曲柄连杆机构的主要零件可以分成三组：机体组、活塞连杆组、曲轴飞轮组。

在发动机做功时，气缸内最高温度可达 2500K 以上，最高压力可达 5～9MPa，现代汽车发动机最高转速可达 3000～6000r/min，则活塞每秒钟要行经 100～200 个行程，可见其线速度是很大的。此外，与可燃混合气和燃烧废气接触的机件(如气缸、气缸盖、活塞组等)还将受到化学腐蚀。因此，曲柄连杆机构工作条件的特点是高温、高压、高速和化学腐蚀。

二、受力分析

气体压力作用于活塞顶上，在活塞的四个行程中始终存在，但只有做功行程中的气体力是发动机对外做功的原动力。气体力通过连杆、曲柄销传到主轴承。气体压力同时也作用于气缸盖上，并通过气缸盖螺栓传给机体。作用于活塞和气缸盖的气体压力大小相等、方向相反，在机体中相互抵消而不传至机体外的支承上，但使机体受到拉伸。

曲柄连杆机构可视为由往复运动质量和旋转运动质量组成的当量系统。往复运动质量包括活塞组零件质量和连杆小头集中质量，它沿气缸轴线作往复变速直线运动，产生往复惯性力；旋转运动质量包括曲柄质量和连杆大头集中质量，它绕曲轴轴线旋转，产生旋转惯性力，也称离心力。往复惯性力和旋转惯性力通过主轴承和机体传给发动机支承。

曲柄连杆机构在高压下做变速运动，因此它在工作中的受力情况很复杂。

1. 气体压力

在每个工作循环中，气体压力始终存在。但由于进气、排气两行程中气体压力较小，对机件影响不大，故这里主要研究做功和压缩两行程中的气体压力。

在做功行程中，气体压力是推动活塞向下运动的力。这时，燃烧气体产生的高压直接作用在活塞顶部，如图 4-1a 所示。设活塞所受总压力为 F_P 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曲柄销上。F_{P1} 还可分解为两个分力 F_R 和 F_S。沿曲柄方向分力 F_R，使曲轴主轴颈与主轴承间产生压紧力；与曲柄垂直的分力 F_S 除了使主轴颈和主轴承之间产生压紧力外，还对曲轴形成力矩 T 推动曲轴旋转；力 F_{P2} 把活塞压向气缸壁，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承在车架上。

在压缩行程中，气体压力是阻碍活塞向上运动的阻力。这时作用在活塞顶的气体总压力 F'_P 也可以分解为两个分力 F'_{P1} 和 F'_{P2}，如图 4-1b 所示，而 F'_{P1} 还可分解为两个分力 F'_R 和 F'_S。F'_R 使曲轴主轴颈与主轴承间产生压紧力；F'_S 对曲轴造成一个旋转阻力矩 T'，企图阻止曲轴旋转。而 F'_{P2} 则将活塞压向气缸的另一侧壁。

在工作循环的任何行程中，气体压力的大小都是随活塞的位移而变化的，再加上连杆在

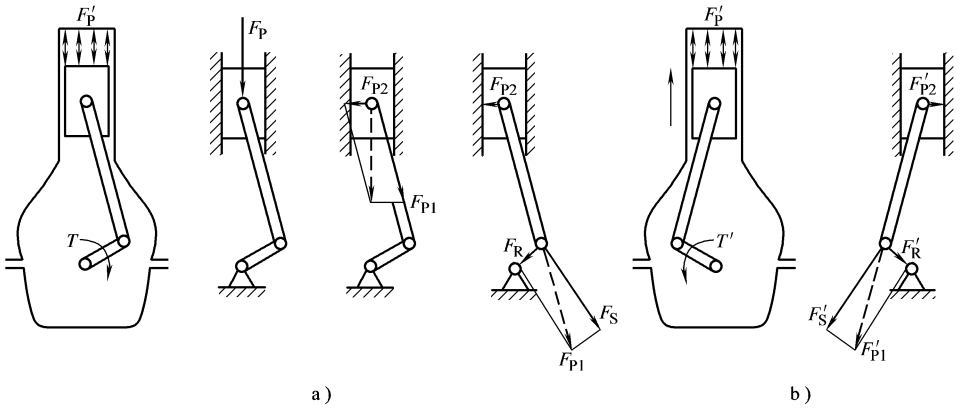


图 4-1　气体压力作用情况示意图

a）做功行程　b）压缩行程

左右摇摆，因而作用在活塞销和曲轴轴颈的表面以及二者支承表面上的压力和作用点不断变化，造成各处不均匀的磨损。同样，气缸壁沿圆周方向的磨损也不均匀。

2. 往复惯性力与离心力

往复运动的物体的运动速度变化时就会产生往复惯性力。物体绕某一中心做旋转运动时就会产生离心力。这两种力在曲柄连杆机构的运动中都是存在的。

活塞和连杆小头在气缸中往复直线运动时，速度很高，而且数值在不断变化。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(图 4-2a)；后半行程是减速运动，惯性力向下，以 F'_j 表示(图 4-2b)。

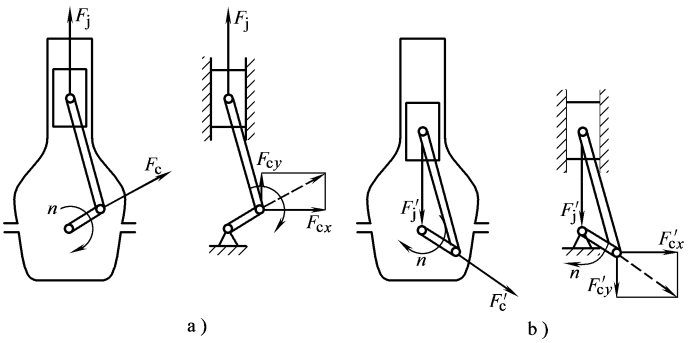


图 4-2　往复惯性力和离心力作用情况示意图

a）前半行程　b）后半行程

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。

活塞、活塞销和连杆小头的质量越大、曲轴转速越大，则往复惯性力也越大。它使曲柄连杆机构的各零件和所有轴颈承受周期性的附加载荷，加快轴承的磨损；未被平衡的变化的惯性力传到气缸体后，还会引起发动机的振动。

偏离曲轴轴线的曲柄、曲柄销和连杆大头绕曲轴轴线旋转，产生旋转惯性力，即离心力，其方向沿曲柄半径向外，其大小与曲柄半径、旋转部分的质量及曲轴转速有关。曲柄半径长、旋转部分质量大、曲轴转速高，离心力大。如图 4-2 所示，离心力 F_c 在垂直方向的分力 F_{cy} 与往复惯性力的方向总是一致的，因而加剧了发动机的上、下振动，而水平方向的分力 F_{cx} 则使发动机产生水平方向振动。离心力使连杆大头的轴瓦和曲柄销、曲轴主轴颈及其轴承受到附加载荷，增加它们的变形和磨损。

3. 摩擦力

摩擦力是任何一对互相压紧并相对运动的零件表面之间必定存在的，其最大值决定于上述各种力对摩擦面形成的正压力和摩擦因数。

第二节 气缸体的构造

一、机体组的功用及组成

汽车发动机机体组主要由机体、气缸盖、气缸盖罩、气缸衬垫、主轴承盖以及油底壳等组成。镶气缸套的发动机，机体组还包括干式或湿式气缸套。

机体组是发动机的支架，是曲柄连杆机构、配气机构和发动机各系统主要零部件的装配基体。气缸盖用来封闭气缸顶部，并与活塞顶和气缸壁一起形成燃烧室。另外，内缸盖和机体内的水套和油道以及油底壳又分别是冷却系和润滑系的组成部分。

二、气缸体与曲轴箱

气缸体是气缸的壳体，曲轴箱是支承曲轴做旋转运动的壳体，二者组成了发动机的机体。水冷式发动机的气缸体和曲轴箱常铸成一体，称为气缸体—曲轴箱，也可简称为气缸体，如图 4-3 所示。风冷式发动机常将气缸体与曲轴箱分开制造再用螺栓连接起来，而且气缸体为单体的。

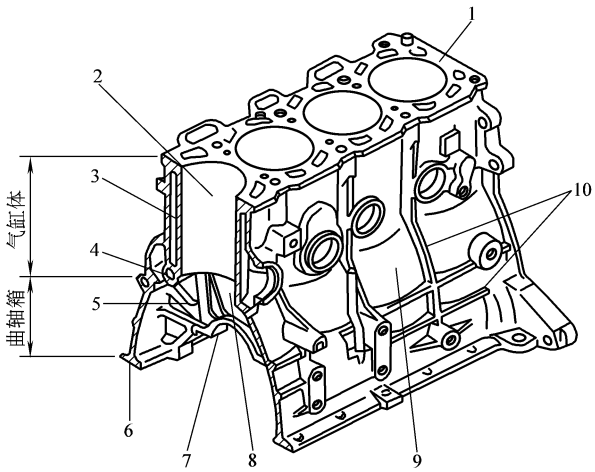


图 4-3 水冷式发动机的气缸体

1—机体顶面 2—气缸 3—水套 4—主油道
5—横隔板上的加强肋 6—机体底面 7—主轴承座
8—缸间横隔板 9—机体侧壁 10—侧壁上的加强肋

气缸体是发动机中最大的零件。在发动机工作时，机体承受拉、压、弯、扭等不同形式的机械负荷，同时还因为气缸壁面与高温燃气直接接触而承受很大的热负荷。因此，机体应具有足够的强度和刚度，且耐磨损和耐腐蚀，并应对气缸进行适当的冷却，以免机体损坏和变形。

三、气缸体材料

气缸体一般用高强度灰铸铁或铝合金铸造而成。最近，在轿车发动机上采用铝合金机体的越来越普遍。与铸铁机体相比，铝合金机体有下列优点：

1）全铝机体与铝活塞的热膨胀系数相同，因此，活塞与气缸的间隙可以控制到最小，从而可以降低噪声和机油消耗量。

2）由于铝合金的导热性很好，因此采用全铝机体可以提高压缩比，有利于提高发动机的功率。

3）铝合金机体质量轻，有利于前置发动机前轮驱动的轿车前后轮载荷的合理分配。

4）由于铝合金机体散热性能好，可以减少冷却液容量，减小散热器尺寸，使整个发动机轻量化。

铝合金机体的缺点是成本高。

四、气缸体构造

机体是结构极为复杂的箱形零件，其大部分壁厚均为铸造工艺许用的最小壁厚。在机体侧壁和前后壁的内外表面以及缸间的横隔板上均有加强肋，旨在减小机体质量的同时，保证机体有足够的强度和刚度。在机体的前后壁和缸间横隔板上铸有支承曲轴的主轴承座或主轴承座孔以及满足润滑需要的纵、横油道。在水冷式发动机气缸的外壁铸有冷却水套和布水室，以利于散热。

机体的构造与气缸排列形式、气缸结构形式和曲轴箱结构形式有关。

1. 气缸排列形式

多缸发动机气缸的排列形式决定了发动机外形尺寸和结构特点，对发动机气缸体的刚度和强度也有影响，并关系到汽车的总体布置。气缸的排列形式可分为直列式(单列式)、V形式、对置式三种，如图 4-4 所示。

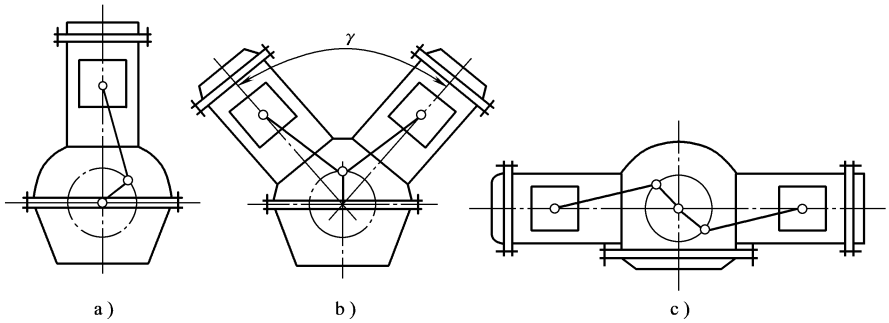


图 4-4　多缸发动机气缸排列形式

a）直列式(单列式）　b）V 形式　c）对置式

（1）直列式　一般缸体是竖立的，气缸垂直排成单行，结构简单，加工方便，但高度较高，长度较长。六缸以下发动机多采用这种形式，如图 4-5 所示。

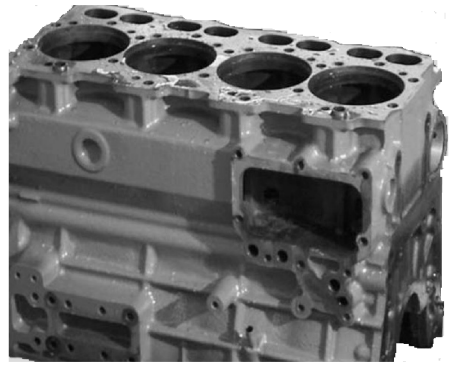


图 4-5　直列式发动机机体

（玉柴 4108 发动机）

（2）V 形式　气缸分为左右两边排列成 V 形，其优点是发动机总长度缩短，高度降低，结构紧凑，功率增大，刚度加强，质量减小等，但发动机宽度加大，形状比较复杂。六缸以上的发动机多采用这种形式。目前有 V4、V6、V8、V10、V12 和 V16 等机型，如图 4-6 所示。

（3）对置式　对置式气缸排列是指两列气缸水平相对排列，其优点是重心低，而且水平对置式发动机的平衡性好。机体的左、右两部分用螺栓紧固在一起，如图 4-7 所示。

2. 气缸体结构

气缸工作表面由于经常与高压、高温的燃料相接触，且有活塞在其中高速往复运动，所以必须耐高温、耐磨损、耐腐蚀。气缸内壁按 2 级精度进行珩磨加工，其工作表面的表面粗糙度、形状和尺寸的精度要求都比较高。

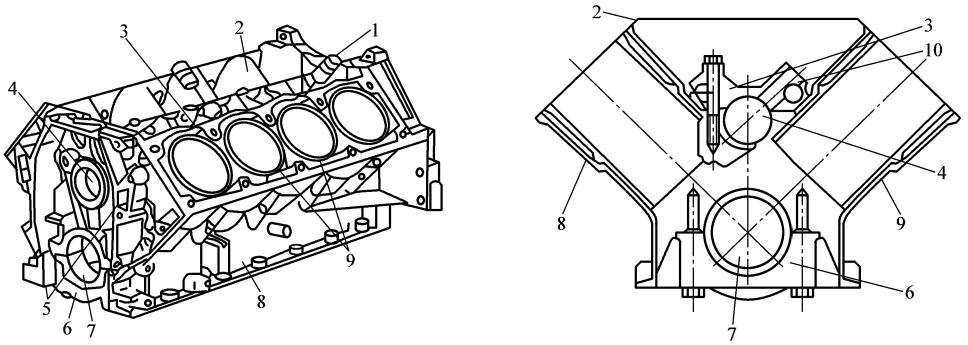


图 4-6 V8 发动机机体(凯迪拉克)

1—挺柱 2—推杆室 3—挺柱支架 4—凸轮轴承孔 5—进水口 6—主轴承盖
7—主轴承孔 8—铝合金机体 9—湿式气缸套 10—挺柱孔

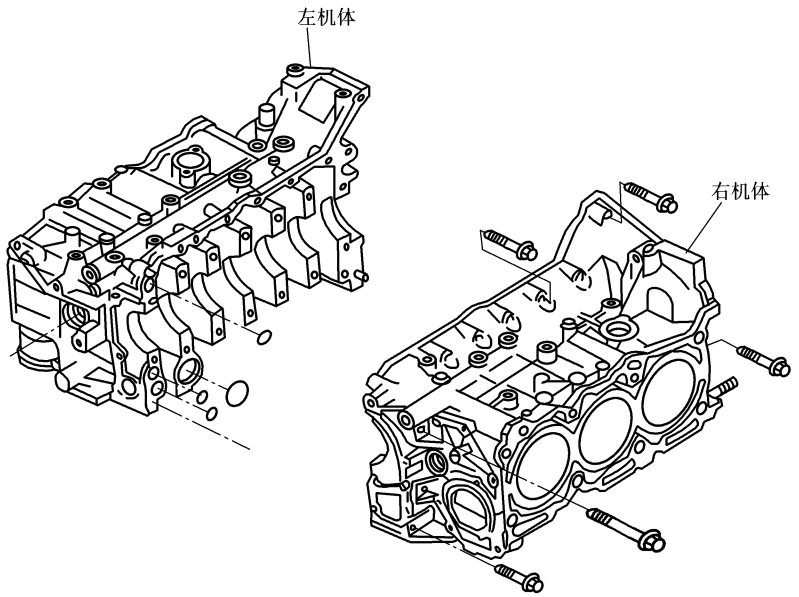


图 4-7 对置式机体(富士重工 scx)

为了保证气缸表面能在高温下正常工作，必须随时加以冷却。冷却方式有两种：一种是水冷；另一种是风冷。汽车发动机上常采用水冷却。发动机用水冷却时，气缸周围和气缸盖中均有用以充水的空腔，称为水套。轿车上常用敞开式水套和封闭式水套两种，如图 4-8 所示。敞开式水套在气缸体平面敞开，缸体质量小，结构紧凑，冷却效果较好，变形小，寿命长。

3. 气缸套

气缸内表面由于受高温、高压燃料的作用，并与高速运动的活塞接触而极易磨损。为了提高气缸的耐磨性和延长气缸的使用寿命而有不同的气缸结构形式和表面处理方法。气缸结构形式也有三种：无气缸套式、干气缸套式和湿气缸套式。

(1) 无气缸套式 缸体不镶嵌任何气缸套，在机体上直接加工出气缸，如图 4-9 所示。它的优点是可以缩短气缸中心距，从而使机体的尺寸和质量减小。另外，机体的刚度大，工

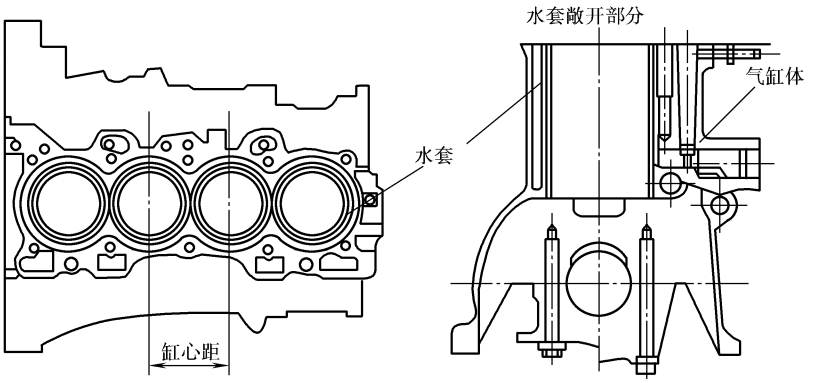


图 4-8　水套被缸体平面封闭式

艺性好。缺点是为了保证气缸的耐磨性，整个铸铁机体须用耐磨的合金铸铁制造，这既浪费了比较贵重的材料又提高了制造成本。气缸内表面经珩磨加工成深度为 4 ~ 6. 5μm 的网纹，以改善气缸的润滑性和磨合性。国产轿车红旗 CA488-3、捷达 EA827、上海桑塔纳 JV 和富康 TU 等发动机都是采用合金铸铁无气缸套式的气缸体。

无气缸套式铝合金机体，在气缸内表面进行多孔镀铬，以提高其耐磨性。

（2）干气缸套式　干气缸套式机体是在一般灰铸铁机体的气缸套座孔内压入或装入干气缸套，如图4-10所示。干气缸套不与冷却液接触。用合金铸铁离心铸造的干气缸套壁厚为 2 ~ 3mm，而精密拉深的钢制气缸套壁厚仅为 1. 0 ~ 1. 5mm。干气缸套的外圆表面和气缸套座孔内表面均须精加工，以保证必要的形位精度，便于拆装。气缸套与座孔的配合多采用动配合，其间隙为 0. 017 ~ 0. 037mm。干气缸套式铝合金机体则是将合金铸铁气缸套与铝合金机体铸在一起。镶嵌干气缸套的优点是机体刚度大，气缸中心距小，质量轻，加工工艺简单。缺点是传热较差，温度分布不均匀，容易发生局部变形。

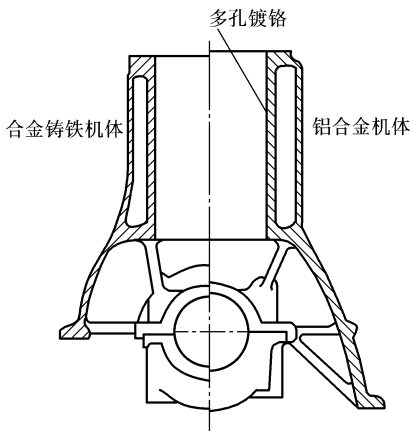


图 4-9　无气缸套式缸体

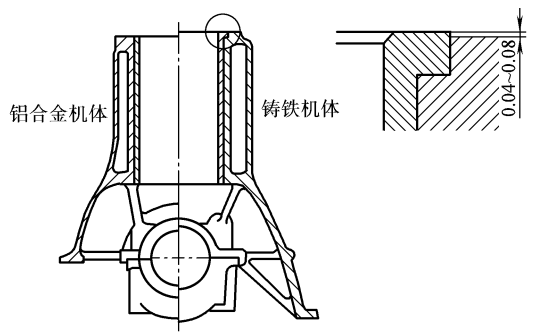


图 4-10　干气缸套式缸体

（3）湿气缸套式　湿气缸套则与冷却液直接接触，壁厚应保证缸套有足够的强度和刚度，一般为缸径的 5%~10% 。缸套用两个定位带支承在气缸体中，作径向定位。为方便安装，下定位带直径略小于上定位带直径。若间隙过小，可能引起缸套变形或缸裂；间隙过

大，工作时缸套则易发生振动，引起穴蚀。缸套的上端或下端由凸肩作轴向定位，装配后，缸套应高出缸体顶面 0.05～0.15mm，以便压紧密封。为了提高密封性，有时在凸肩下加一纯铜垫片或密封垫。湿缸套装有 2～4 个耐热、耐油的 O 形圈以防漏水。湿气缸套导热性好，便于更换，缸体铸造简单，材料可按需要选择；缺点是缸体刚度差，容易漏水，故广泛应用于柴油机和铸铝缸体上，如图 4-11 所示。

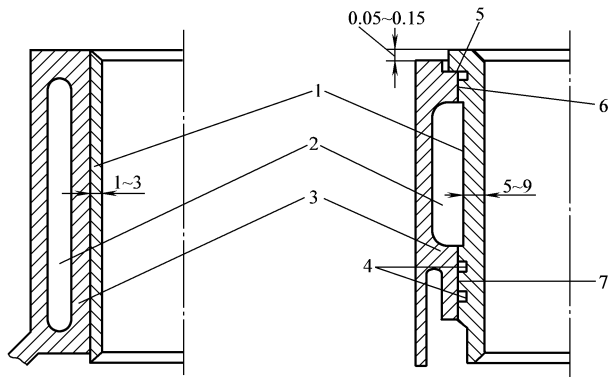


图 4-11　缸套

1—气缸套　2—水套　3—气缸体　4—O 形圈　5—缸套凸缘平面　6—上支承密封带　7—下支承密封带

4. 气缸体结构形式

按曲轴箱结构形式的不同，缸体分为平底式、龙门式和隧道式三种，如图 4-12 所示。

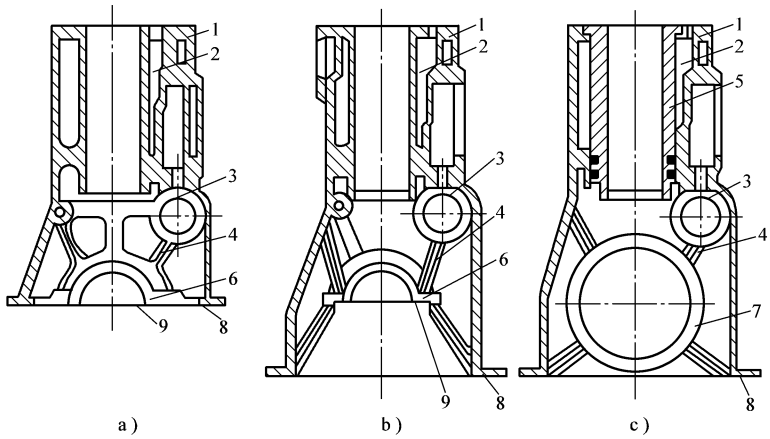


图 4-12　缸体结构形式

a）平底式缸体　b）龙门式缸体　c）隧道式缸体

1—气缸体　2—水套　3—凸轮轴孔座　4—加强肋　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

（1）平底式缸体　平底式缸体的底平面与曲轴轴线齐平。这种缸体高度小、质量轻、加工方便。但与另外两种缸体相比刚度较差，且缸体前后端与油底壳之间的密封比较复杂。通常轿车和轻型货车发动机多采用平底式缸体。例如，BJ492Q 和 CA488-3 等型汽油机的缸体即为此种结构。

（2）龙门式缸体　龙门式缸体是指底平面下沉到曲轴轴线以下的缸体。缸体底平面到曲轴轴线的距离称作龙门高度。龙门式缸体由于高度增加，其弯曲刚度和扭转刚度均比平底式缸体显著提高。缸体底平面与油底壳之间的密封也比较简单。龙门式缸体广泛用于各类轿车发动机上，捷达 EA827、上海桑塔纳 JV 和富康 TU 等型发动机均采用龙门式气缸体。

（3）隧道式缸体　隧道式缸体是指主轴承孔不剖分的缸体结构。这种缸体配以窄型滚动轴承可以缩短缸体长度。隧道式缸体的刚度大，主轴承孔的同轴度好，但是由于大直径滚动轴承的

圆周速度不能很大，而且滚动轴承价格较贵，因此限制了隧道式缸体在高速发动机上的应用。

第三节　气缸体的检测与维修

气缸体是汽车发动机的基础零件，是设置气缸和安装曲柄连杆机构、配气机构以及其他辅助机构的构架，其上安装的各零件和部件装配位置的正确性及工作可靠性都与气缸体各表面的形位公差有关。

气缸体多用灰铸铁或铝合金铸造，其特点是：结构复杂，精度要求高；工作条件苛刻，承载情况复杂；缸壁薄且刚性大，外形尺寸和重量较大。在工作过程中，始终处于高温、高压的作用下，并承受很大的冲击和交变载荷。尽管在制造过程中，对材料和工艺均有较高的要求，但也很难完全避免在制造和使用过程中产生损伤，存在铸造残余应力等缺陷，使其产生变形，破坏各运动件、配合副之间的工作关系。由于发动机各部分工作温度的不一致性而引起的热应力还会导致气缸体裂纹。因此，气缸体的修理工作是发动机修理作业中的重要组成部分，是提高发动机修理质量的关键。

一、气缸体常见损伤

1. 裂纹

裂纹是气缸体损坏的主要形式，通常也是气缸体报废的主要原因。气缸体裂纹发生的常见部位有：

（1）水道壁裂损　由于气缸体水道壁较薄且又是冷热交换的导体，当发动机处于高温状态时突然加入大量冷水，或因水垢积聚过多而使散热不良，或受铸造时的残余应力的影响等，都会使水道产生裂纹。以上现象属于热裂损坏。此外，还有冷裂(俗称冻裂)损坏，主要发生在冬天及寒冷地区，对未加防冻液的车辆，如果停驶时间较长而未将冷却液放尽，就会造成气缸体内的冷却液结冰膨胀，致使水道胀裂。

（2）螺纹孔损伤　这种损坏大多数发生在修理、拆装螺纹孔的过程中。如装配时螺栓选择不当或用力过大；在镶套修复损坏的螺纹孔时，其过盈量选择过大等，都可能造成原螺纹孔裂损。

（3）过盈配合部位的裂损　在修理和更换气缸套、气门导管、飞轮壳定位销孔等零件时，如过盈量选择不正确或用力不匀时，也会造成局部残损。

2. 变形

气缸体在使用过程中发生变形是普遍存在的，它也有一定的规律性。气缸体的变形破坏了零件的正确几何形状，影响到发动机的装配质量。气缸体与气缸盖的结合平面往往产生翘曲变形；气缸体上下平面在螺纹孔周围易产生凸起，其多数是由装配时气缸盖螺栓扭紧力过大，装配时螺纹孔中的油、水污物清理不净，扭紧螺栓时螺纹孔在过大的液压下产生生凸起；或污物的影响使螺栓拧入深度不足，螺孔在承受很高的燃烧气体压力的作用而引起的。

气缸体变形损伤是较裂纹损伤更为普遍的一种损坏形式。气缸体常见的变形部位有：

（1）螺纹孔损伤　气缸体上平面翘曲一般表现为两头高、中间低。它将造成气缸盖密封不严，漏水、漏气，甚至冲坏气缸垫的不良后果。

（2）曲轴轴承孔同轴度增大　这部分变形受到整个气缸体变形的影响。另外，由于曲轴轴承孔处厚薄不匀，铸造后残余应力不均衡，在长期使用中导致同轴度偏差增大。曲轴主

轴承孔同轴度变化有一定规律，最大变形一般发生在中间轴承孔。

曲轴主轴承孔同轴度偏差的增大将导致曲轴磨损不匀，配合间隙不准，发动机产生异响，严重时还会产生抱轴、烧瓦等故障。

（3）气缸轴线与曲轴轴线的垂直度偏差增大　这一方面是由曲轴主轴承座孔变形造成的。更重要的一个因素是气缸本身磨损的不均匀，或在镗、磨修理过程中的定位基准不对。这一偏差的存在及增大，将影响发动机的动力性，加剧气缸磨损的不均匀程度，还容易造成活塞单面敲缸，产生异响。

（4）螺纹孔口隆起　该缺陷常见部位为气缸体上平面及拧紧力矩规定值较大的螺纹连接处。通常发生在装配过程中，因用力过大所致。螺纹孔口隆起一般不易察觉，它将破坏气缸体的平面度，造成漏水、漏气等故障，在拆装检验时应予以注意。

（5）拆装过盈配合零件时引起的变形　例如，拆装气门导管(侧置式气门)或镶配单只缸套(干式)，都会引起邻近气缸的变形，使气缸的圆度偏差增大。

3. 腐蚀

腐蚀是一种电化学现象，铝合金气缸体的腐蚀尤为严重。这主要是由冷却液或防冻液对铝合金的腐蚀所致，特别是防冻液的成分、浓度选择不当，会使腐蚀程度更严重。常见的腐蚀损坏部位有：

1）气缸体与气缸套的配合处，如图 4-13 所示。

2）水套口。水套口腐蚀比较普遍。有些使用时间较长的气缸体，其水道口边缘的材料会被逐渐腐蚀掉，使水道口径增大，密封性能减弱。例如，水道口与回油孔的间距本来不大，水道口腐蚀后间距更小，有些甚至会使两者“烂穿”，造成油水混合。气缸的腐蚀机理与水道口机理不一样，将在后面介绍。

二、气缸磨损规律、原因及测量

气缸磨损程度是衡量发动机是否需要大修的重要依据之一，只有了解、掌握了气缸的磨损规律，才能探索正确使用、合理维护、减缓磨损与延长寿命的有效途径。

气缸是在润滑不良、高温、高压，交变载荷和腐蚀物质作用下工作的，一般情况下，粘着磨损和腐蚀是气缸的主要损坏形式，如图 4-14 所示。

图 4-13　气缸套穴蚀

图 4-14　气缸孔磨损

1. 气缸磨损的规律

一般来说，气缸的正常磨损有着一定的规律性：

（1）轴向截面的磨损规律　沿着气缸轴向截面的磨损，在活塞环有效行程范围内呈上大下小趋势，即磨成一定的锥形，在第一道活塞环最上点略下处磨损最大。气缸口活塞环接

触不到的部位几乎没有磨损，于是形成了“缸肩”。最后一道活塞环最下点以下部位，气缸也几乎没有磨损。

（2）径向截面的磨损规律　在平行于气缸圆周方向的横截面上，气缸磨损也是不均匀的，磨损成不规则的椭圆形。一般是前后或左右方向磨损最大，如图 4-15 所示。

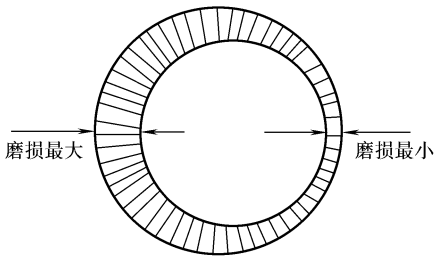


图 4-15　气缸径向磨损

此外，在同一台发动机上，不同气缸磨损情况也不尽相同。一般水冷式发动机的第一缸前壁和最后一缸的后壁处磨损较严重。

2. 气缸磨损的原因

（1）气缸磨损成锥形的原因

1）摩擦力不等的影响：做功行程中，燃烧的高压气体窜入活塞环背面，增大了活塞环对气缸壁的压力。活塞在上止点处，第一道活塞环对气缸壁压力最大，可达 2940kPa，第二道环为 735kPa，第三道环为 294kPa。随着活塞的下行，工作气压逐渐降低，活塞环对气缸壁的压力也随之下降。由于活塞环对气缸壁的正压力大，摩擦力也大，气缸摩擦损失增加，所以越靠近气缸上部磨损越严重。

2）润滑条件不同的影响：活塞在它的工作行程中，不仅压力由大逐渐减小，而且温度也由上而下逐渐降低。上部的高温使润滑油稀释而流失，而上部高压气体的吹袭作用强，更促使稀释的润滑油被吹袭流掉，同时在燃烧气体作用下润滑油还有可能被烧掉。这就使气缸上部可能出现干摩擦，向下逐渐出现半干摩擦和液体摩擦，造成活塞环在上止点处气缸壁磨损剧烈，向下则逐渐减轻。

3）腐蚀磨损的影响：气缸内可燃混合气燃烧后，产生的水蒸气和酸性氧化物，如 CO_2、SO_2、NO_2，溶于水而生成矿物酸，在燃烧过程中还生成有机酸(如硫酸、碳酸等)。这些酸性物质附在气缸表面，对气缸表面产生腐蚀作用，气缸表面经腐蚀后形成松散的组织，在摩擦中逐步被活塞环刮掉。而在气缸上部不能完全被润滑油膜覆盖，其腐蚀作用更加严重。

矿物酸的生成及其对磨损的影响与气缸工作温度有直接关系。冷却液温度低于 80℃时，在气缸壁表面易形成水珠，酸性氧化物溶于水而生成酸，这种作用随发动机冷却液温度的降低而增加。

发动机冷起动时，腐蚀磨损大，所以发动机未达到工作温度时，其工作负荷不要过大，并且应当尽量缩短低温运转时间，加快发动机的升温，以减少腐蚀磨损。对于多缸发动机，各缸磨损不均匀，往往是冷却充分的气缸磨损更大，其主要原因是腐蚀磨损。

4）磨料磨损：空气中的灰尘、润滑油中的机械杂质和发动机自身的磨屑等，进入缸壁间造成磨料磨损。在气缸上部空气带入的磨料多棱角且锋利，因而气缸上部磨损最大。

综上所述，气缸上部磨损最严重，特别是第一道环相对气缸表面，工作条件最差，其磨损也最为严重。

（2）气缸磨损成椭圆形的原因　在气缸横断面上，即气缸的圆周方向，磨损往往呈不规则的椭圆形，它与发动机的工作条件、结构等因素有关。

1）做功行程时侧压力的影响：活塞在做功行程时，以很大侧压力压向气缸壁，这样就破坏了润滑油膜，增加了气缸的磨损。

2）曲轴轴向移动和气缸体变形的影响：离合器工作时的轴向压力使曲轴不断前后移动，加上曲轴的弯曲变形、气缸体的变形，都造成了曲轴轴承孔同轴度误差过大，有时会出现气缸磨损形成的椭圆的长轴在曲轴轴线方向上。

3）装配质量的影响：组装曲柄连杆机构时，不符合装配技术要求，连杆弯曲、扭曲过量，连杆轴颈锥度过大，气缸中心线与曲轴中心线不垂直，气缸套安装不正等都会造成气缸的偏磨现象。

4）结构因素的影响：对于侧置气门发动机，因为进气时较冷的混合气流吹向进气门对面的气缸壁上，使其工作温度降低，润滑油膜被冲刷掉而增大了腐蚀磨损的作用，使进气门对面的气缸壁磨损增加，造成气缸的椭圆磨损。

一般水冷式发动机，第一缸前部和最后一缸的后部冷却强度大，其磨损也较大，特别是长期在较低温度条件下工作时，对磨损的影响尤其剧烈。

3. 气缸磨损的测量

测量发动机气缸磨损程度，是确定发动机技术状况的重要手段。其目的主要是确定气缸磨损后的圆度和圆柱度，根据气缸的磨损程度，确定发动机是否需要进行大修，以及确定修理尺寸。通常通过测量气缸的圆度、圆柱度和最大磨损量，就可以确定气缸的修理尺寸。测量气缸磨损程度要使用量缸表和外径千分尺。具体的测量步骤如下：

（1）测量前的准备工作

1）将被检验的气缸缸筒及上平面洗净，并擦干。

2）根据气缸直径大小选择合适的接杆，旋入量缸表下端。

（2）正确使用量缸表

1）外径千分尺调整到被测气缸的标准直径后，加以锁紧，安放在外径千分尺座上。

2）量缸表的测量接杆上一般均标明可测范围。据此，可选择相应的测量接杆，并配上锁紧螺母，如图 4-16 所示。

3）将带有锁紧螺母的测量接杆旋入量缸表的下端。将百分表插入表杆的上端，并将表下压至表上读数为 1 ~2mm 范围内，因为量缸表在此范围内测量精度较高，如图 4-17 所示。

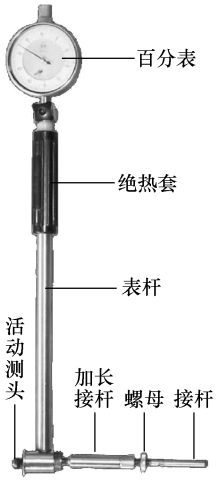


图 4-16　量缸表的组装

图 4-17　量缸表的对表

4）将下端测量接杆调整到适当长度，紧固锁紧螺母，放到外径千分尺上对表，旋转表盘，使刻度“0”对准指针，记下小指针的读数。如果小指针的读数太大，则应重新调整，使小指针在 1～2mm 范围内，如图 4-18 所示。

5）检查量缸表的灵活转动与回位复零情况。

6）在测量气缸磨损操作时，应左右摆动量缸表，使测量接杆被压缩至最短，即量缸表的读数为最小时，此读数即为测得的正确数值。

（3）测量部位　在气缸轴向上选取三个横截面：即 S_1-S_1（活塞在上止点时，第一道活塞环所对应的缸壁附近），S_2-S_2（气缸中部），S_3-S_3（距气缸下边缘 10～15mm 处），在同一横截面上进行多点测量，测出其最大直径和最小直径，如图 4-19 所示。依次测出各缸的三个横截面上的最大、最小直径，将测量数据填入实训指导手册。

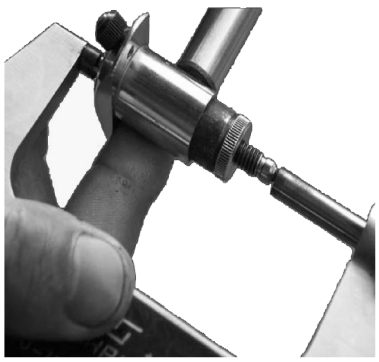


图 4-18　量缸表的校正

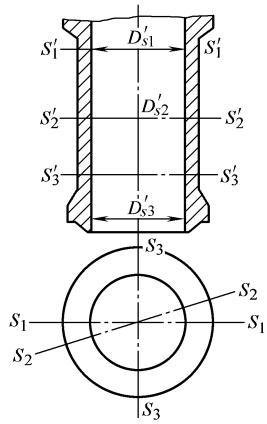


图 4-19　气缸测量部位

（4）测量读数　如果指针恰好正对“0”位处，则与被测缸径相等，当指针顺时针方向离开“0”位，则缸径小于标准尺寸，如逆时针方向离开“0”位，则缸径大于标准缸径，如图 4-20 所示。

图 4-20　气缸测量读数

（5）圆度偏差的测量

1）圆度偏差是指同一横截面上磨损的不均匀性，即用两点法测量。用同一截面上不同方向最大直径与最小直径差值的一半作为圆度误差。测量气缸圆度偏差时，一般测量三个横截面。上截面位于“缸肩”下面，即第一道活塞环的最上点处或稍下处。此处一般为气缸圆度偏差最大处。中截面位于活塞环最上点与最下点的 1/2 处。下截面位于距气缸下端10～20mm 处，此处磨损一般最小，基本是原来的标准尺寸或上次加大后的修理尺寸。

2）将量缸表置于上截面处，尽量测出最大磨损部位，如 S_1-S_1 处的直径 D_{s1}，再旋转 90°，测出垂直 $S_1'-S_1'$ 的直径 D_{s1}'，因此横截面上的圆度偏差为

$$\Delta R_1=\frac{|D_{s1}-D_{s1}'|}{2}$$

3）将表下移至中、下截面处，用同样的方法可以在 S_2-S_2 和 $S_2'-S_2'$ 测得 D_{s2}、D_{s2}'，在 S_3-S_3 和 $S_3'-S_3'$ 测得 D_{s3}、D_{s3}'。因此，中横截面的圆度偏差为 $\Delta R_2=\dfrac{|D_{s2}-D_{s2}'|}{2}$，下横截面的圆度偏差为 $\Delta R_3=\dfrac{|D_{s3}-D_{s3}'|}{2}$。

4）ΔR_1、ΔR_2、ΔR_3 的最大值即为该缸的圆度偏差。在正常磨损情况下，一般 ΔR_1 为最大值。

（6）圆柱度偏差的测量

1）圆柱度误差也可用两点法测量，其数值是被测气缸表面任意方向所测得的最大、最小直径差值的一半。气缸圆柱度偏差一般应测量两个轴向截面。

2）如图 4-19 所示，在气缸的轴向截面内分上、中、下三处，分别测得 D_{s1}、D_{s2}、D_{s3} 三个直径，一般 $D_{s1}>D_{s2}>D_{s3}$，则此时气缸的圆柱度偏差 $\Delta R'=|D_{s1}-D_{s3}|/2$。

3）在另一轴向截面内同样可以测量并计算出该截面的圆柱度偏差 $\Delta R''$。

4）$\Delta R'$ 与 $\Delta R''$ 中较大者即为该缸圆柱度偏差。

（7）气缸的检验分类　根据交通部 13 号令，发动机送修标志：当被测量的气缸体有一个气缸的圆柱度超过 0.165（汽油机）~0.25mm（柴油机）或圆柱度未超过上述极限，而圆度误差超过 0.05（汽油机）~0.063mm（柴油机）时，只要圆柱度或圆度超过上述极限，发动机即需要大修。若经检验，气缸的圆度和圆柱度偏差均在允许范围内，则可考虑更换活塞环继续使用。多缸发动机以偏差量最大的气缸为准，决定修理尺寸。

三、气缸体形位公差要求和气缸体修复

1. 气缸体形位公差要求

在气缸体修理作业之前，应当全面了解制造厂对气缸体各主要部位形位公差的要求或技术标准。

2. 气缸体修复

（1）气缸体基准面检查与修理　首先用钢直尺或游标卡尺检查气缸两端的高度，以确定气缸体上、下平面的平行度。然后翻转气缸体，检查低平面至曲轴轴承孔的距离，以确定主轴承孔与气缸体下平面的平行度。在镗缸体时，这些平面是定位基准之一，直接影响到气缸中心线与主轴承孔中心线的垂直度。

其次，用钢直尺和塞尺检查上、下平面的平面度，或用平板做接触检查。气缸体与平面发生变形，可用平尺放在平面上，然后用塞尺测量平尺与平面间的间隙，塞入塞尺的最大厚度值就是变形量，测量方向如图 4-21 所示。

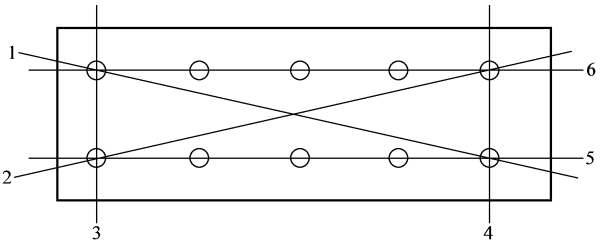


图 4-21　气缸体上平面变形检查的测量方向

检验时，应彻底清除待检平面水垢、积炭，并消除毛刺，铲平或刮平螺纹孔周围的轻微凸起。检验标准是：一般气缸体上平面和下平面的平面度误差，每 50mm × 50mm 范围内均应不大于 0.03mm，在整个平面上气缸体应不大于 0.20mm，不同的发动机有不同的技术要求。

气缸体局部不平，可用刮刀刮平或用铲刀修平，应边检查，边铲、边刮。当平面变形较大时，可采用平面磨床或铣床进行磨削或铣削。但总切削量不宜过大，约0.24～0.50mm，否则将改变气缸的压缩比。

修理中，有时候要以气缸体下平面为基准，加工气缸体，这时还应对气缸体下平面进行检查，其平面度要求与气缸体上平面相同，气缸体下平面与曲轴轴承孔轴线的平行度误差应不大于0.10mm。

气缸体上平面与曲轴轴承孔轴线的距离减小应不大于0.40mm，这项技术要求可以保证气缸体修理后气缸压缩比的变化在规定范围内。

（2）气缸体主轴承孔同轴度的检查与修理　将主轴承盖装上并按规定转矩拧紧，先检查主轴承孔圆度及圆柱度，可用内径千分表沿圆周测量3～5点，沿轴线方向测量三处，然后检查主轴承孔的同轴度。主轴承孔的圆度及圆柱度对于铸铁气缸体不大于0.01mm，对于铝合金气缸体不大于0.015mm。如果圆度和圆柱度超差，会使轴瓦配合变松，轴承与轴颈的间隙增大，曲轴的弯曲应力增大，发动机的使用寿命也会降低。

主轴承孔的同轴度可用标准心棒进行检验，心棒的直径应比主轴承孔径的最小尺寸小。检验时，将所有的轴承瓦片卸去，并放入一专门的箱内，对号入座。清洗主轴承孔后，将心棒放入，然后从中间开始逐个将轴承盖装上，按规定拧紧轴承盖螺栓，一边拧紧螺栓一边转动心棒，拧紧主轴承螺栓后心棒不能转动者，则此孔同轴度误差就大。

（3）气缸体裂纹的检查与维修　一般采用水压试验法检查气缸体裂纹。试验方法是：将气缸盖及衬垫装在气缸体上，把水压机出水管接头与气缸体前端进水口处连接好，并封闭所有水道口，然后将水压入气缸体水套中，要求压力为30～40kPa，保持5min，如气缸体由里向外有水珠渗出，则表明该处有裂纹。在没有水压机的情况下，可用自来水及气泵配合进行检查。检查时，将水注入气缸体、气缸盖水套内，然后充入压缩空气，通过液体的渗漏，可以确定裂纹的部位。镶完气缸套、气门座圈及气门导管后，应再进行一次水压试验。

气缸体裂纹的修理方法有粘结法、焊接法和螺钉填补法等几种。在修理中，应根据裂纹的大小、裂纹的部位、损伤的程度以及技术能力、设备条件等情况，灵活而适当地选择。

1）环氧树脂粘结。环氧树脂具有粘结力强，收缩性小，耐疲劳等优点，另外，设备简单、成本低，而且还有防水、防腐蚀等性能，目前，在修理行业中应用很广。其缺点是不耐高温、不耐冲击，而且在下一次修理时，经热碱水煮洗会脱落，需要重新进行粘结。故不能用于冷却液温度较高和受力较大的部位。采用在玻璃纤维布上涂布环氧树脂的粘结方法，可提高其抗冲击性。对破洞和裂纹集中部位，可以采用补板加环氧树脂粘结法修理。用螺钉固定补板，其间涂以环氧树脂以保持其密封性。

对于工作温度较高的燃烧室、气门座孔等部位，若在镶气门座与气门导管前，发现承孔有局部裂纹，则可用无机粘结剂法修理，它可以防止漏水，还可承受600℃的高温，抗压性能良好。

2）焊接法。焊接法一般用于裂纹受力较大的部位。焊接方法可分为热焊和冷焊。采用热焊时，将工件预热到600～700℃后进行焊接，以减小焊缝与其他工作部位的温差，不易形成较大的内应力，能有效地防止新的裂纹和零件产生白口。但热焊易产生变形，且氧化比较严重，工艺复杂，热辐射强，劳动条件差，故热焊一般限于对焊接质量要求高又不便于冷却的部位。

冷焊一般不预热。目前，随着冷焊质量可靠性的提高，在气缸体、气缸盖裂纹的修理中得到了广泛的应用。它的缺点是劳动生产率低，焊条成本高。气缸体焊接修复后应进行水压试验。

（4）气缸体裂纹孔的修理　由于拆装不当或螺纹在工作中遭受损伤，一般可采用镶套法修理。即将损坏的螺纹孔扩大，并按规定攻出螺纹，然后装入具有相应外螺纹的螺栓套，其内螺纹应与原螺纹孔相同。除去高出部分，并用锉刀修平。最好在螺栓套外径与螺孔的接合处加装一个止动螺钉，以防止螺栓套松动。螺纹孔损坏的另一种修理方法是采用台阶形螺栓。

四、气缸修理尺寸的确定

当气缸磨损超过允许极限时，应选择确定气缸的修理尺寸，并选配与气缸修理尺寸相对应的活塞、活塞环，以恢复气缸正确的几何形状和正常的配合间隙。

气缸的修理尺寸应按修理级数进行。修理级数一般分为 6 级，即 +0.25、+0.50、+0.75、+1.00、+1.25、+1.50。通常气缸修理尺寸只有四级，最大不超过 1.00mm。

汽油机气缸磨损的允许使用限度是，最大圆柱度误差每 100mm 缸径不大于 0.20mm（即直径 0.40mm），和加大每一级修理尺寸为 0.25mm 相比较，可以看出在正常磨损的情况下，每次大修气缸磨损程度一般都超过一级的修理尺寸，故常用 +0.50、+1.00、+1.50 三级，而其余三级是辅助级。

气缸的修理尺寸 = 气缸最大直径 + 加工余量

加工余量的大小应根据设备的精密度要求和技术工人的水平来确定，在保证加工精度和表面粗糙度的前提下应尽可能小些，计算出的修理尺寸应与修理级数相对应。如计算出的修理尺寸与某一级数相符，可按该级数修理。如与修理级数不相符，则应圆整到下一个修理级数。以直径计算，加工余量一般为 0.10 ~ 0.20mm。

例如：测得 LJ465 型发动机最大磨损气缸的最大直径为 65.62mm（标准直径为：65.50mm），加工余量取 0.20mm 则：

气缸修理尺寸 = 最大磨损直径 + 加工余量 = 65.62 + 0.20 = 65.82（mm）

此值接近于第二级修理尺寸 66.0mm。所以最后选定为第二级修理尺寸，再选择同级别修理尺寸的活塞与之相配。同一台发动机的各个气缸应采用同一级别的修理尺寸。

五、气缸镗削量及镗削次数的确定

气缸修理尺寸确定后，即可选择同级修理尺寸的活塞，并依次测出每个活塞裙部的实际尺寸（活塞制造时有一定公差），结合必要的缸壁间隙和镗磨余量，通过计算确定各缸的镗削量。

镗削量计算可按下式进行：

镗削量 = 活塞最大直径 - 气缸最小直径 + 配合间隙 - 磨缸余量

气缸磨损后形状不规则，镗削量是指可能镗掉的金属层的最大厚度。

活塞最大直径一般是指活塞裙部下方垂直于活塞销轴线方向的直径。高度方向的测量位置一般距裙底向上 10 ~ 20mm。

气缸最小直径是指气缸磨损最小处直径的实测值。

配合间隙要根据活塞的结构、形式、膨胀因数和加工条件来确定。磨缸余量是根据磨缸设备和技术条件来选择的。一般取 0.03 ~ 0.05mm，磨削余量过大，不仅浪费工时，增加成本，还容易出现锥形和失圆，磨缸余量过小则难以达到表面粗糙度的要求。因此，在保证磨

缸质量的条件下，取尽可能小的磨缸余量，可以减少磨削工时，并保证尺寸精度。

例如，测得 LJ465 型发动机的气缸最小磨损处直径为 65.55mm，并已通过计算确定采用第二级修理尺寸（+0.50mm），活塞最大尺寸为 65.97mm，如气缸配合间隙定为 0.03mm，磨缸余量留 0.05mm，则其镗削量为

$$\text{镗削量} = 65.97 - 65.55 + 0.035 - 0.05 \approx 0.40(\text{mm})$$

锉削次数是根据求出的镗削量和镗缸机所允许的背吃刀量及工艺过程的要求来确定的。铸铁缸套第一刀背吃刀量为 0.03～0.05mm，因为气缸表面的硬化层和磨损不均匀，会造成镗削时负荷不均衡，背吃刀量过大易产生振动，不仅影响镗削质量，而且有损于镗缸机，并加剧刀具的磨损。最后一刀是保证质量的关键，为了获得较高的加工精度和表面粗糙度，其背吃刀量一般为 0.03～0.05mm。中间的几次为 0.03～0.05mm，一般不要超过镗缸机所允许的最大背吃刀量。

六、气缸的镶套

气缸经多次修理，当直径超过最大修理级数，或个别缸发生事故损伤时，可在气缸内镶配新气缸套（干式），或在缸体上换配新缸套（湿式），然后按标准尺寸镗缸和磨缸，使其达到原有的气缸技术要求，以延长气缸体的使用寿命。

气缸套的外径与壁厚：外径为气缸套标准直径加上两倍壁厚，即

$$D = D_0 + 2t \tag{4-1}$$

式中　D——气缸套外径（mm）；

D_0——缸套标准直径（mm）；

t——壁厚（mm）。

壁厚 t 一般取 2.25～2.50mm。缸径在 100mm 以下取 2.25mm；缸径在 100mm 以上取 2.50mm。气缸套的壁厚目前有减小的趋势，湿式气缸套的厚度一般为 5～8mm。

气缸套分有凸缘和无凸缘两种。气缸套的凸缘，一般缸径在 100mm 以上约为 3.50mm。气缸体第一次镶气缸套时，应选用外径尺寸最小的气缸套，这样可以提高发动机的可修理次数。

1. 干式气缸套的镶配

（1）去除旧套　用专用工具将旧套取出，或用镗缸机镗削掉。

（2）选择缸套　气缸套外径的修理尺寸分为四级：标准、+0.50mm、+1.00mm、+1.50mm。第一次镶套应选用标准尺寸的气缸套。

（3）镗削承孔　根据所选气缸套的外径尺寸对承孔进行镗削。镗削后的气缸体承孔表面粗糙度 R_a 应不大于 2.5μm，并留有适当的过盈量，一般有凸缘的气缸套为 0.05～0.07mm；无凸缘的为 0.07～0.10mm。选用有凸缘的气缸套时，应在气缸体上端镗出凸缘槽，凸缘槽口每边有不小于 0.05mm 的间隙。

（4）压入新套　将承孔和气缸套外壁涂上机油，放正气缸套，用手力插入气缸一部分，再加上平整垫木，用压床徐徐压入，施加的力以 2×10^4～5×10^4N 为宜。在初始压入时，可将压力放松几次，用 90°角尺测量气缸套，确认其垂直于气缸体上平面时，再缓缓施加压力。

压入过程中如压力突然增加，应立即进行检查。这可能是气缸套偏斜、过盈量太大，或配合过紧。如果压入时压力过低，则可能是气缸体承孔尺寸过大，配合过松。

为了防止气缸体变形，应采用隔缸压入法。气缸套压入后，应与气缸体上平面齐平，不得低于上平面，如高出少许，可锉削或磨削修平。

（5）水压试验　水压试验的方法、要求如前所述。

（6）镗缸　气缸套镶好后，即可按标准尺寸进行镗缸。

2. 湿式气缸套的镶配

（1）拆去旧缸套　轻轻敲击气缸套底部，用手或拉具将旧缸套拉出。除去气缸体承孔结合面上的铁锈、污物，用砂布擦至露出金属光泽为止，特别是与密封圈接触的部位必须光滑，以防止因不平而漏水。气缸体上下承孔的圆度和圆柱度误差应不大于0.015mm。

（2）试装新缸套　将未装密封圈的气缸套装入气缸体内，压紧后检查气缸套端面高出气缸体平面的距离，使其符合原厂规定(一般约高出气缸体上平面0.03～0.10mm)。如不符合尺寸要求，可在气缸套台肩下选装适当厚度的铜质或铝质垫片进行调整。相邻两缸凸出量误差不得大于0.04mm。

（3）装入气缸套　将镗磨好的气缸套装上密封圈，并涂以密封胶，检查各道水封圈与气缸体的接触是否平整，然后稍加压力即可将气缸套装入气缸体的承孔内。

（4）水压试验　气缸套压入后，应进行水压试验，检查密封圈的密封性。

七、气缸体的镗削

气缸镗削的目的是恢复气缸原有的正确圆度、圆柱度和表面粗糙度，保证各缸中心线与曲轴主轴承孔中心线在一个平面内，并相互垂直。

目前，常用的镗缸设备有两种：T716型固定式镗缸机、T8014型移动式镗缸机。T716型固定式镗缸机如图4-22所示。它是以气缸体底平面为镗缸定位基准，其镗孔直径范围为76～165mm，镗孔最大长度为410mm。镗缸工作量较大的企业采用这种镗缸机。T8014型移动式镗缸机是以气缸体上平面为镗缸定位基准，其镗孔直径范围为66～140mm，镗孔最大长度为370mm，在生产规模不大的修理企业中使用较多。

镗削的方法按镗削的气缸中心线与气缸原中心线是否重合，分为同心镗法和不同心镗法。

1）同心镗法是利用气缸磨损最小的部位，如气缸下部活塞环行程以外的部位或缸口处(缸肩)作为定心基准，使镗缸机主轴与

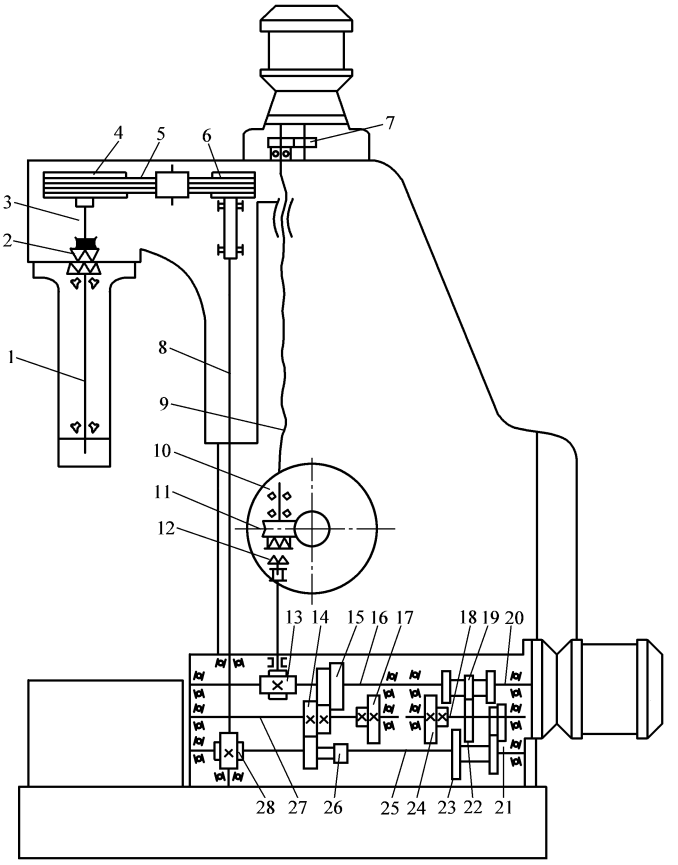


图4-22　T716型固定式镗缸机传动图

1—主轴　2—离合器　3、8、16、25、27—传动轴　4、6—带轮　5—V带　7、14、15、17、21、22、24—齿轮　9—进给丝杠　10—轴承　11—轴　13、28—蜗轮　12—双向离合器　18—被动轴　19—三联齿轮　20—主动轴　23、26—二联齿轮

气缸原来的中心线重合，这样气缸在镗削前后中心线是一致的。但这种镗削法必须以气缸最大磨损部位作为镗削半径的基准，因而磨损小的部位就要被镗削掉较多的金属，使镗削出的气缸直径较大，减少了气缸的镗削次数，降低了气缸的使用寿命。这种方法一般应用于未镶气缸套的气缸，它可以保证更换气缸套时中心位置变化不大。

2）不同心镗法是以气缸磨损最大部位作为定心基准，来确定气缸镗削中心。由于气缸的磨损沿圆周方向是不均匀的，使镗削的气缸中心必然向气缸磨损较大的一方偏移一定距离。如图 4-23 中 OO_1 所示，此时镗缸的中心移至 O_1 点，偏离了原气缸中心 O，使 O_1 处的气缸中心与原气缸中心不重合。但是，由于一般偏心很小，不会影响曲柄连杆机构的运动，且其 O_1 缸半径较同心法小，可以提高气缸的使用寿命。若气缸的中心偏移较大时，会影响活塞连杆组的装配关系，使活塞偏向气缸的某一侧，增加气缸的磨损。所以不同心镗法只适用于镶过气缸套的气缸。

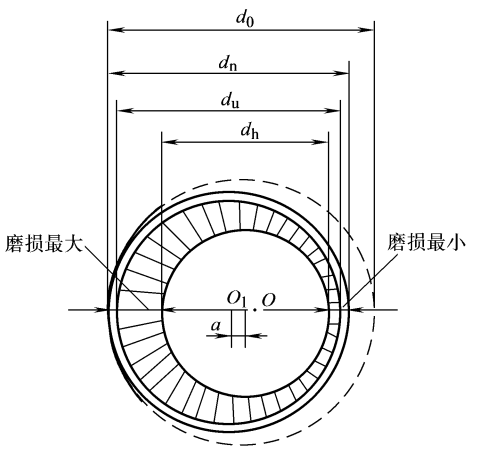


图 4-23　气缸两种定心镗法

O—气缸原中心　O_1—偏心镗法的中心

d_0—同心镗法镗削后气缸直径

d_n—偏心镗法镗削后气缸直径

d_u—气缸磨损后的直径　d_h—气缸原有的直径

现以国产 T8014 型移动式镗缸机为例，介绍镗缸工艺。当前，由于汽车报废里程减少，发动机使用期限内气缸镗削 2 ~ 3 次即可，所以不同心镗法的实际意义不大。

气缸镗削工艺有如下几种：

（1）干式气缸套的镗削

1）清洁和修理气缸体上平面。气缸体上平面如有杂物和不平整现象，都会影响镗缸机的定位，使镗杆倾斜，镗出的气缸轴线与基准面不垂直，影响修理质量。所以应用细锉刀或油石修平气缸体上平面不平处。镗缸机的底座也要加以清洁。

2）安装镗缸机。将镗缸机放置在气缸体上，使镗杆对正需镗削的气缸孔，利用固定装置将镗缸机初步固定。

3）选择和安装定心指。根据气缸直径选择相应的一套定心指，清洁后装入镗杆定心指孔中，用弹簧箍紧。转动定心指旋钮，使定心指内缩。

4）定中心。一般用三点定心法，将镗杆对准气缸中心。摇转升降手柄，使定心指位于气缸下部活塞环行程以下或气缸上口缸肩处，转动定心指旋钮，使定心指外伸抵住气缸壁，借定心指的外伸力，使镗缸机微微移动，镗杆处于气缸中心。调整正确后，用固定装置将镗缸机固定，最后收起定心指，升起镗杆。

5）选择刀架和调整镗刀。根据气缸直径选择刀架和镗刀，将镗刀装入刀架，再将刀架装入镗杆头上的刀架孔内，然后用专用的测微器调整镗刀，如图 4-24 所示。

6）选择转速、进给量和背吃刀量。镗削规范应根据气缸材料的硬度、气缸直径以及刀具性能、镗削工序(粗镗或精镗)和镗缸机本身刚性等来确定。

气缸材料硬度高、缸径大时，应采用低转速，磨损后的直径、背吃刀量和进给量也应较

小。硬度为 180 ~ 230HB 的铸铁气缸套，可选择进给量 0.1 ~ 0.5mm/r，背吃刀量 0.07 ~ 0.08mm。对高硬度的湿式气缸套（363 ~ 440HB），可选择进给量 0.125 ~ 0.200mm/r，背吃刀量不大于 0.05mm。对于一般灰铸铁气缸体，粗镗时可选低转速，其背吃刀量和进给量也较大。精镗时，可选用高转速慢进给。镗前第一刀背吃刀量为 0.03 ~ 0.05mm，因为这时气缸表面有硬化层，同时由于气缸的失圆磨损，将造成镗削时各方向进给不均匀，因此背吃刀量要小些。其他各刀背吃刀量可为 0.07 ~ 0.08mm。在镗削最后一刀时，为降低气缸表面粗糙度，背吃刀量可减小为 0.025 ~ 0.05mm（注意提刀时易刮伤缸壁），背吃刀量过大时，刀杆将产生振动，影响表面粗糙度。

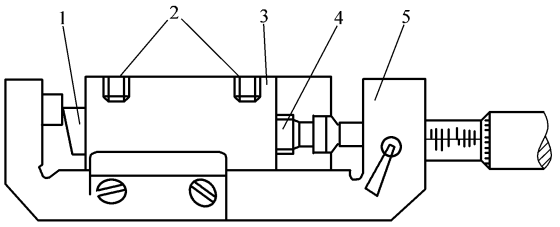


图 4-24　缸镗机测微器

1—镗刀　2—固定螺钉　3—刀架　4—调整螺钉　5—测微器

7）镗削。将镗杆摇至气缸口，转动镗头，观测背吃刀量是否过大及各方向是否均匀。进行试镗，可镗至气缸口下 10mm 处，用量缸表测出镗削实际尺寸，并与镗缸机的测微器进行对照，确定其误差，便于镗削时掌握。

8）校正自动停刀装置。根据气缸的长度校正自动停刀控制杆的位置。

9）缸口倒角。每镗好一只缸，应随即利用切削刃的角度在气缸上口，镗出 1 × 30° 倒角，便于将活塞、活塞环装入气缸。

10）隔缸镗削：为保证镗缸精度，防止受热变形，应采用隔缸镗削。

11）气缸镗削后的质量要求。圆柱度误差应不大于 0.01mm（应上小下大），表面粗糙度 R_a 不大于 2.5μm，并预留适当（一般为 0.03 ~ 0.04mm）的磨削余量。

（2）湿式气缸套的镗削　柴油机的气缸套是活动配合的湿式气缸套，气缸套与气缸体之间的配合是间隙配合。为保证气缸套不漏水，均使气缸套的上平面高于气缸体上平面，这样就不能用气缸体的上平面作为镗缸的定位基准面，而需要采用专用的夹具（图 4-25）进行单个镗削。夹紧的方向应与气缸套在气缸体内的受力情况一致，防止因受力情况不同而产生变形，破坏镗磨缸的精度，并造成使用中气缸套的非正常磨损。

如果对湿式气缸套采用在原气缸体上进行镗削（较少采用），镗削前应将缸体上螺柱拆去，之后装入一块压板，压板厚度应高于气缸套上口高出气缸体上平面的高度，压紧后垫平镗缸机，找正气缸孔中心再进行镗削，镗削工镗艺如前所述。

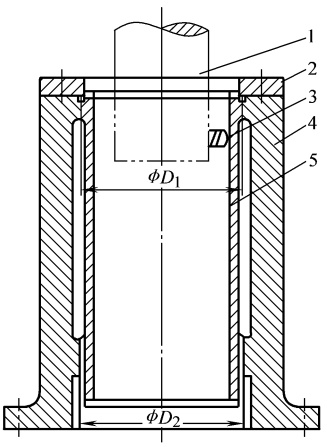


图 4-25　镗缸专用夹具

1—镗杆　2—压板

3—刀头　4—夹具体　5—缸套

八、气缸的磨削

气缸磨削的目的是去除镗削刀痕，降低表面粗糙度，提高气缸表面加工质量，达到气缸加工的最终尺寸要求，延长发动机使用寿命。

磨缸的主要加工工具是带有砂条的珩磨头，如图 4-26 所示。珩磨头依靠气缸孔内圆定位，与磨缸机主轴挠性连接，因而可以消除主轴与气缸中心线的偏差。珩磨头由磨缸机主轴

带动旋转，并上下往复运动。在磨削后的气缸表面上，留下相互交叉的细微网纹。

1. 磨缸的技术要求

（1）清洁气缸体　将镗好的气缸体彻底清洗干净，并清除铁屑。放到磨缸机上，使磨头对准气缸孔，磨头中心线与气缸孔中心线偏差不能太大，应控制在 ϕ5mm 之内。

（2）选择砂条　气缸磨削一般分为粗磨和精磨。粗磨时，采用碳化硅砂条(黑、绿色)，粒度为 180～240 目，硬度为中软 ZR_1 或 ZR_2，磨去缸壁表面留下的粗刀痕迹，提高光磨速度。精磨时用 320 目以上粒度的砂条，用砂条的细粒度降低缸壁表面的表面粗糙度，也可用“00”号砂纸包在磨头上精磨。

（3）切削液　磨缸时的切削液用柴油或煤油加入 15%～20% 机油，切削液主要用来清洗磨屑和冷却气缸体。

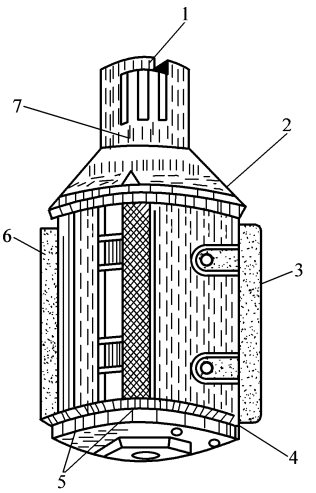


图 4-26　带有砂条的珩磨头
1—接头座　2、4—箍簧
3—磨条导片
5—连接杆　6—磨条
7—调整盘

（4）砂条的长度及在缸内行程的选择　在选择砂条长度时，应考虑气缸壁的长度，由图 4-27 可得出关系式

$$L = 2m - 2k + n = 2(m - k) + n$$

求得砂条长度为 $m = (L - n)/2 + k$

式中　L——气缸长度(mm)，可通过实测得到；

k——磨缸时砂条在缸口上下伸出长度，粗磨一般取 15～20mm，细磨一般取10～12mm；

n——砂条上下运动时，搭接处的间隙，一般取 4～8mm，图 4-27 中 $m + n$ 为磨头行程。

砂条在缸口伸出的长度 k 值过大或过小，都会降低磨缸后的表面形状精度。伸出量过大，砂条在离心力和不平衡的切削力作用下，向外扩张，造成缸口两端磨成喇叭形，如图 4-28a 所示。伸出量太小，砂条上下运动时搭接处的间隙 n 值将被磨成腰鼓形，如图 4-28b 所示。只有严格控制上述要素，才能保证磨缸精度，如图 4-28c 所示。

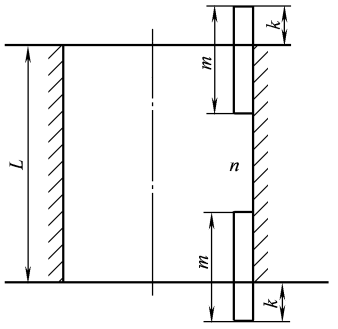


图 4-27　砂条长度关系

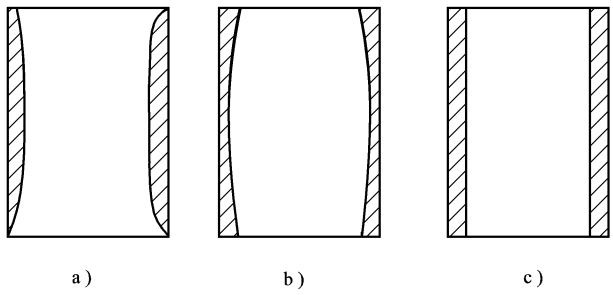


图 4-28　磨头行程对磨后行程的影响
a）气缸套磨成喇叭形　b）气缸套磨成腰鼓形
c）气缸套磨成正圆柱形

（5）磨头圆周速度与往复速度的关系　磨头圆周速度 $v_{圆周}$ 和往复运动速度 $v_{往复}$ 的比率，

对生产率和气缸表面粗糙度有很大的影响。经验证明，增大往复运动速度，可以加强切削作用，提高生产率。而提高圆周速度能改善表面粗糙度，切削网纹的交角切削网纹的交角 α(图 4-29)与工作速度的关系为

$$\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)=\frac{v_{往复}}{v_{圆周}}$$

实践证明，当 α 为 60°时为最适宜。此时，不仅有足够的承压面，同时也有良好的持油能力和很短的磨合时间。

磨合时，可取往复运动速度为 10～15m/min，圆周速度为 50～75m/min。注意比值 $v_{往复}/v_{圆周}$ 不得为整数倍，以免磨痕重合。

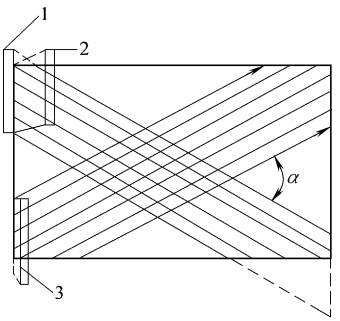


图 4-29 珩磨后的网状磨痕
1—前进行程开始时的砂条位置
2—返回行程终了时的砂条位置
3—前进行程终了时的砂条位置
α—磨痕螺旋线相交的角度

2. 磨缸的操作工艺

1）磨缸前应将气缸顶面、气缸壁、砂条架上的铁屑清洗干净。

2）将已镗好的缸体放在珩磨机上，磨头对准气缸孔，磨头中心线与气缸孔中心线偏差不能太大，应控制在 ϕ5mm 的范围内。

3）选用适当粒度和长度的砂条并装在研磨头上。检查由砂条形成的圆柱形的圆柱度，一般不大于 0.20mm，若超差，应修整较高的一端，或用铜皮垫入较低的一端。

4）调整磨头行程，使砂条露出气缸上、下口的长度为 15～20mm(或砂条长度的 1/3 以内)。

5）调整磨头压力。磨头上砂条对气缸壁的压力，对磨缸质量和生产率有一定影响。加大磨头对缸壁的压力，可以提高生产率，但表面粗糙度过大；压力过小，易造成气缸圆度、圆柱度超差。砂条对气缸的压力一般在 100～500kPa 之间。调整时，以手转动调整盘，调节到磨头在气缸中不摆动，用手转动磨头有一定的阻力，靠磨头自身质量不能自由下落则为合适。磨缸过程中，随着气缸直径变大，磨头压力会变小，应当随时调节磨头压力。

6）选择合适的往复速度和圆周速度，尽可能使研磨中的网纹交角 $\alpha=60°$。观察磨痕是否重合。

7）将冷却液喷嘴对准所磨气缸，及时充分冷却和清洗磨屑。为防止气缸受热变形，应采取隔缸磨削。

8）磨削后，应清除铁屑磨粒，待气缸冷却后进行检查和测量。气缸珩磨后，表面粗糙度 R_a 应不大于 0.32μm，圆度误差不大于 0.005mm，圆柱度误差不大于 0.0075mm，湿式气缸套的圆柱度误差不大于 0.0125mm。气缸如有锥形应上小下大。

磨缸应先粗磨，后精磨，并隔缸顺序磨削。

气缸珩磨过程中，要随时检查气缸尺寸，一般用量缸表和千分尺测量，或用活塞试配。用活塞试配时，先清洁活塞和气缸壁，再将不带活塞环的活塞倒置于气缸内，低于气缸体上平面约 15～20mm，同时将一定规格的塞尺(厚度为活塞与气缸壁间的配合间隙)，插入活塞与气缸壁之间，垂直于活塞销孔无膨胀槽的一侧，一手握住活塞，一手用弹簧秤拉出塞尺，其拉力值应符合规定。

珩磨过程中产生的切削热会影响气缸直径的变化，所以磨缸后的检验，应在气缸体温度降至室温后进行。不允许用抛光的办法降低气缸的表面粗糙度。因为抛光过程会引起材料的

塑性变形和表面金属结晶组织的扭曲，造成许多微孔的堵塞，因而降低了表面的吸油能力，增加气缸的磨损。

思　考　题

1. 为什么说多缸发动机机体承受拉、压、弯、扭等各种形式的机械负荷？
2. 无气缸套式缸体有何利弊？为什么许多轿车发动机都采用无气缸套式缸体？
3. 曲柄连杆机构有何功用？它由哪些主要零件组成？
4. 曲轴箱有几种结构形式？各有何特点？
5. 气缸磨损有何特点？如何检查气缸磨损？
6. 如何修理气缸体的裂损？

第五章　气缸盖的构造与维修

第一节　气缸盖的构造

一、气缸盖工作条件及要求

气缸盖承受气体压力和紧固气缸盖螺栓所造成的机械负荷，同时还因与高温燃料接触而承受很高的热负荷。为了保证气缸的良好密封，气缸盖既不能损坏，也不能变形。为此气缸盖应具有足够的强度和刚度。为了使气缸盖的温度分布尽可能均匀，避免进、排气门座之间发生热裂纹，应对气缸盖进行良好的冷却。

二、气缸盖材料

气缸盖一般都由优质灰铸铁或合金铸铁铸造，轿车用的汽油机则多采用铝合金气缸盖。铝合金导热性好，有利于提高发动机的压缩比。其次，铸造性能优异，适于浇铸结构复杂的零件。但必须注意铝合金气缸盖的冷却，控制其底平面的温度在300℃以下，否则底平面一旦过热将产生塑性变形而翘曲。目前国产轿车发动机均采用铝合金气缸盖。

三、气缸盖构造

气缸盖是结构复杂的箱形零件，其上加工有进、排气门座孔，气门导管孔，火花塞安装孔(汽油机)或喷油器安装孔(柴油机)。在气缸盖内还铸有水套，进、排气道和燃烧室或燃烧室的一部分。若凸轮轴安装在气缸盖上，则气缸盖上还加工有凸轮轴承孔或凸轮轴承座及其润滑油道。

显然，气缸盖的构造受许多结构因素的影响，如每缸气门数、凸轮轴的位置、冷却方式以及进排气道及燃烧室形状等。

水冷式发动机的气缸盖有整体式、分块式和单体式三种。

(1) 整体式气缸盖　在多缸发动机中，全部气缸共用一个气缸盖的，则称该气缸盖为整体式气缸盖，如图5-1a、b所示，一般用于缸径较小的发动机。缸径小于105mm的发动机多采用整体式气缸盖，这种形式结构紧凑，可缩短气缸中心距，但刚度小，制造、维修不便。

(2) 分块式气缸盖　在多缸发动机中，若每两缸一盖或三缸一盖，则该气缸盖为分块式气缸盖，如图5-1c所示。缸径大于105mm且小于150mm的发动机多采用分块式气缸盖。气缸直径为100～140mm时，采用何种形式的气缸盖要看工厂的传统和产品系列。若工厂同时生产2、4、6、8、12缸发动机系列，则采用两缸一盖的分块式气缸盖比较合理；若只生产直列六缸和V6、V12缸发动机，则采用三缸一盖更为合适，因为这样可以提高气缸盖的通用性和扩大生产批量。

(3) 单体式气缸盖　多缸发动机每缸采用一个缸盖的称为单体式气缸盖，如图5-1d所示。单体式气缸盖刚度大，制造、维修方便，备件存储比较优越，但缸心距较大，且要用专门的回液管回流缸盖冷却液，故结构复杂，缸径大于140mm的发动机多采用单体式气缸盖，

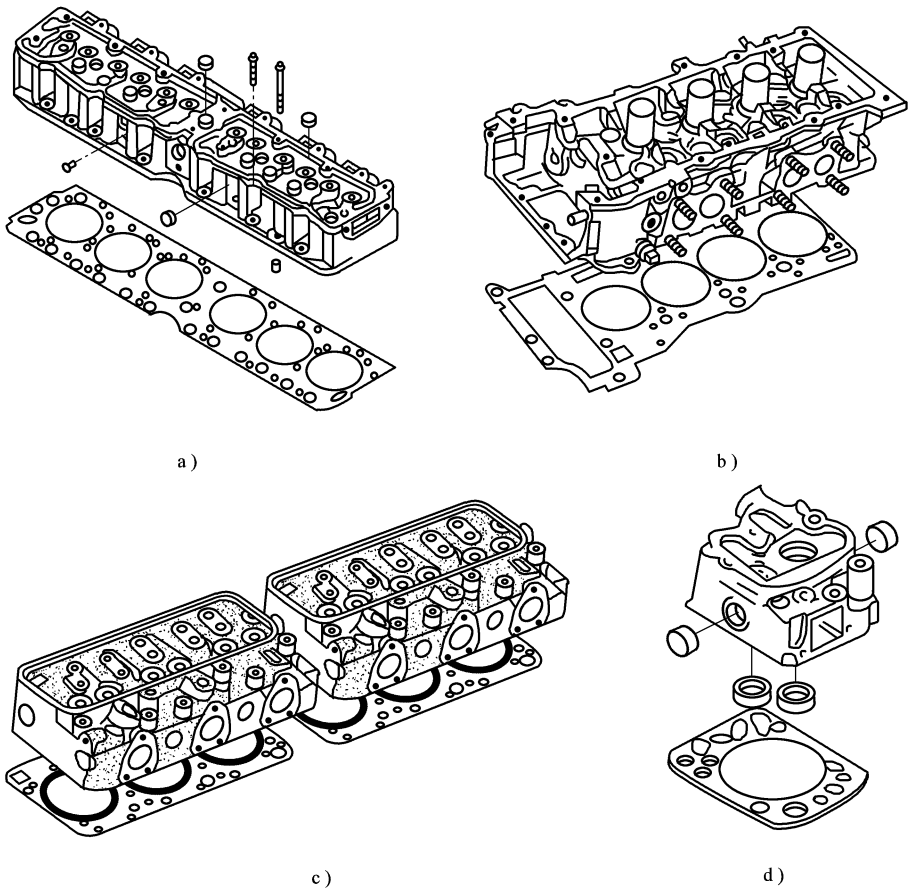


图 5-1　气缸盖形式

a）整体式气缸盖Ⅰ　b）整体式气缸盖Ⅱ　c）分块式气缸盖　d）单体式气缸盖

风冷发动机均采用单体式气缸盖。

四、燃烧室

如前所述，当活塞位于上止点时，活塞顶面以上、气缸盖底面以下所形成的空间称为燃烧室。在汽油机气缸盖底面通常铸有形状各异的凹坑，习惯上称这些凹坑为燃烧室，如图 5-2所示。在柴油机中，有一种分隔式燃烧室，其主燃烧室在气缸内，而副燃烧室则铸在气缸盖中。

在改善燃料燃烧和提高发动机性能方面，燃烧室形状起着十分重要的作用。不论是汽油机还是柴油机，燃烧室都应满足下列基本要求：

1）结构要紧凑，也就是燃烧室表面积与其容积之比要小，以减少热损失，提高发动机的热效率。

2）能增大进气门直径或进气道通过面积，以增加进气量，进而提高发动机转矩和功率。

3）能在压缩行程终点产生挤气涡流，以提高混合气燃烧速度，保证混合气得到及时、充分的燃烧。

此外，汽油机燃烧室还应保证火焰传播距离最短，以防止发生不正常燃烧。柴油机燃烧室形状还应与燃油喷射、空气涡流运动进行良好的配合。

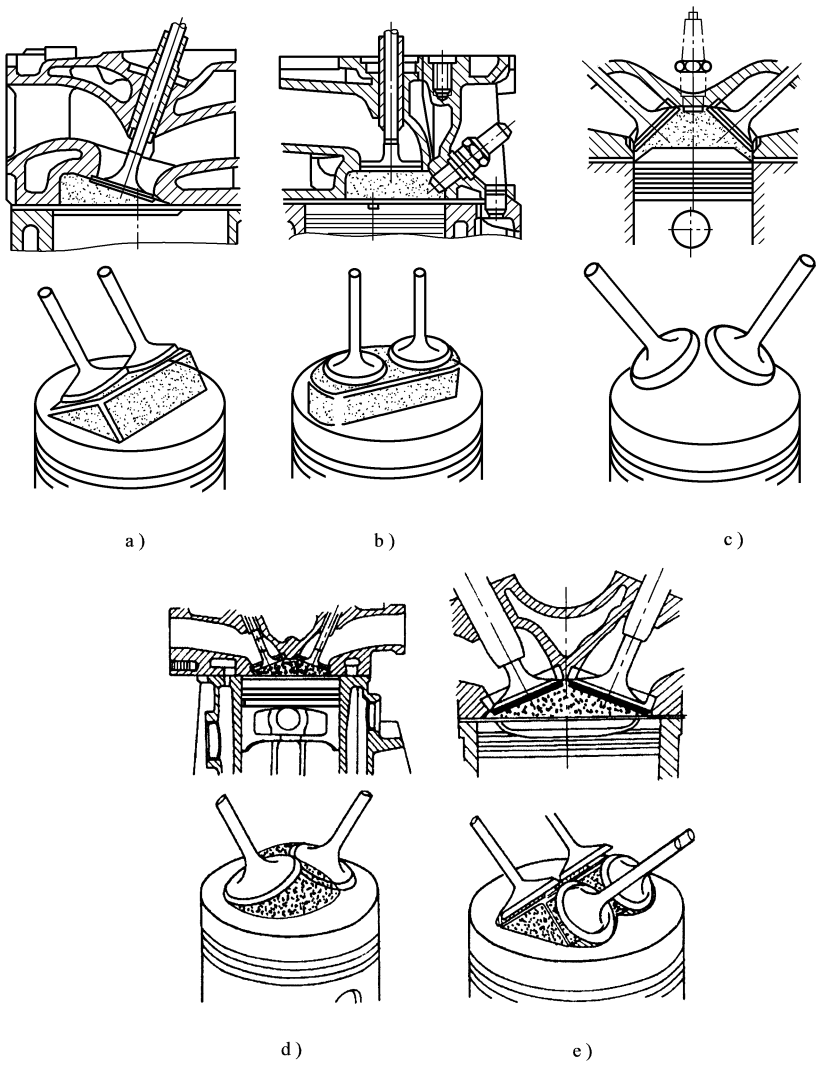


图 5-2 汽油机燃烧室

a）浴盆形燃烧室 b）楔形燃烧室 c）半球形燃烧室 d）多球形燃烧室 e）篷形燃烧室

1. 汽油机燃烧室类型

1）浴盆形燃烧室，如图 5-2a 所示。结构简单，气门与气缸轴线平行，进气道弯度较大。压缩行程终了能产生挤气涡流。用于每缸两气门发动机上，如捷达 EA827、奥迪 100 等汽油机。

2）楔形燃烧室，如图 5-2b 所示。结构比较紧凑，气门相对气缸轴线倾斜，进气道比较平直，进气阻力小。压缩行程终了时能产生挤气涡流。用于每缸两气门发动机上，如解放 CA6102 型汽油机。

3）半球形燃烧室，如图 5-2c 所示。结构最紧凑，燃烧室表面积与其容积之比（面容比）最小。进、排气门呈两列倾斜布置，气门直径较大，气道较平直。火焰传播距离较短，不能产生挤气涡流。半球形燃烧室多用于高速发动机。丰田 5A 发动机、富康轿车 TU 型汽油机即为这种半球形燃烧室。

4）多球形燃烧室是由两个以上半球形凹坑组成的，如图 5-2d 所示。结构紧凑，面容比小，火焰传播距离短，气门直径较大，气道比较平直，且能产生挤气涡流。

5）篷形燃烧室，如图 5-2e 所示。近年来在高性能多气门轿车发动机上广泛应用这种燃烧室。特别是小气门夹角的浅篷形燃烧室得到了较好的发展。欧宝 V6、奔驰 320E、三菱 3681 等型汽油机均为篷形燃烧室。

2. 柴油机的分隔式燃烧室类型

1）涡流室燃烧室如图 5-3a 所示，其主、副燃烧室之间的连接通道与副燃烧室切向连接，在压缩行程中，空气从主燃烧室经连接通道进入副燃烧室，在其中形成强烈的有组织的压缩涡流，因此称副燃烧室为涡流室。燃油顺气流方向喷射。涡流室燃烧室因其高速性能好而多用于轿车和轻型货车的柴油机上，如依维柯 8140.01 型、五十铃 4FBI 型柴油机均为涡流室燃烧室，后者曾用作雪佛兰轿车发动机。

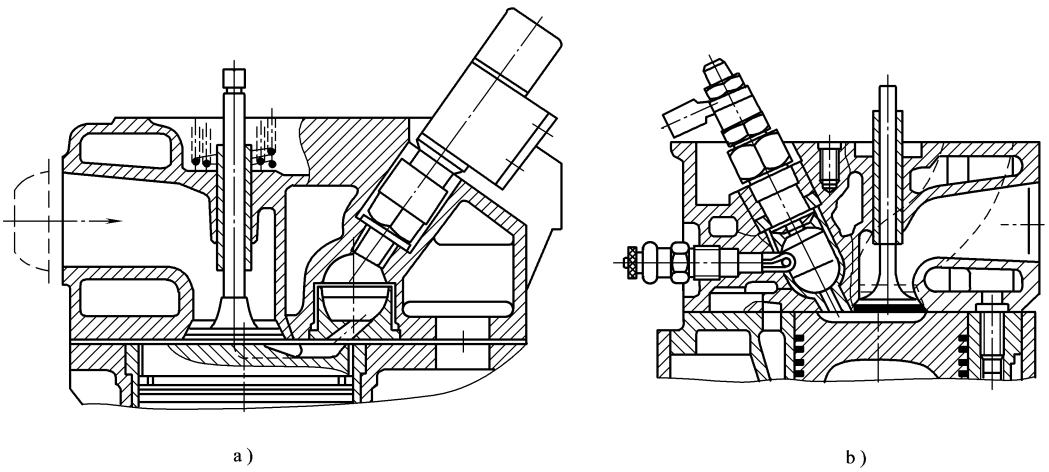


图 5-3　柴油机分隔式燃烧室

a）涡流室燃烧室　b）预燃室燃烧室

2）预燃室燃烧室，如图 5-3b 所示，其主、副燃烧室之间的连接通道不与副燃烧室切向连接，且截面积较小。在压缩行程中，空气在副燃烧室内形成强烈的无组织的紊流。燃油迎着气流方向喷射，并在副燃烧室顶部预先发火燃烧，故称副燃烧室为预燃室。

五、气缸盖的冷却

汽油机气缸盖的进、排气门座之间的“鼻梁区”和挤气面，以及柴油机气缸盖的进、排气门座和喷油器安装孔之间的“三角区”的冷却，是十分重要的。如果这些部位冷却不良，则会导致汽油机发生不正常燃烧，柴油机喷油器过热，气缸盖开裂，进排气门座变形、漏气并最终烧损气门。

六、安装注意事项

气缸盖用螺栓或螺柱紧固在气缸体上。为了保证气缸垫均匀平整地夹在气缸体和气缸盖之间，避免缸盖翘曲变形造成漏气，拧紧螺栓时，必须按由中央对称地向四周扩展的顺序分几次进行。最后一次要用扭力扳手按厂家规定的力矩值拧紧，以免破坏气缸垫。如果气缸盖是铝合金制成的，则最后必须在发动机冷态下拧紧，这样热起动时会增加密封的可靠性，因为铝制气缸盖的膨胀系数比钢制螺栓的大；而铸铁气缸盖则必须在发动机热态时最后拧紧。

第二节 气缸盖的检测与维修

一、气缸盖变形的检验

检测气缸盖平面变形时，可把刀口形直尺放在气缸盖下平面上，然后用塞尺测量刀口形直尺与平面间的间隙，塞入塞尺的最大厚度值就是变形量，测量方向如图 5-4 所示。

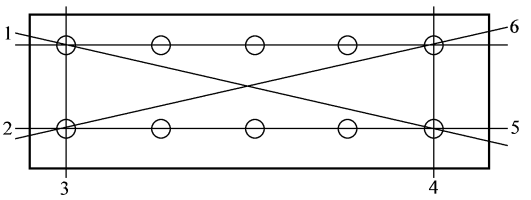


图 5-4 气缸盖下平面变形检查的测量方向

检验时，应彻底清除待检平面水垢、积炭，消除毛刺，并铲平或刮平螺孔周围的轻微凸起。检验标准是：一般气缸盖下平面的平面度误差，每 50mm×50mm 范围内均应不大于 0.03mm，在气缸盖整个平面上应不大于 0.15mm，不同的发动机有不同的技术要求。

二、气缸盖平面变形的修理

气缸盖平面发生翘曲变形可采用下面两种方法进行修复。

1. 局部预热加压校正，并结合铲刮修整平面

当气缸盖平面翘曲变形大于 1mm 时，可把翘曲的气缸盖放在专用的平板上，如图 5-5 所示。在气缸盖平面两端与平板间垫上厚度约为变形量四倍的垫铁，使气缸盖平面中间部分悬空；然后压紧螺栓，并用喷灯预热气缸盖中部，使其温度达 300～400℃再继续加压，使中间部位与基准面贴合，用手锤对气缸盖加强肋逐步进行敲击 2～3 次，停留 5min 左右。将压板移到气缸盖全长三分之一处敲击，再移到另一端三分之一处敲击。停留一段时间后，松开压紧装置，取出气缸盖检查校正情况。若不符合技术要求，可结合铲刮来修整平面。

2. 平面铣削法

铣削气缸盖平面如图 5-6 所示。铣削时，将气缸盖平面朝上放置在支承架上，校正水平后紧固好。选定铣削规范进行铣削。端面铣刀盘的直径由铣削宽度来确定，若铣削宽度为 180mm，铣刀盘直径选 250mm 为宜。

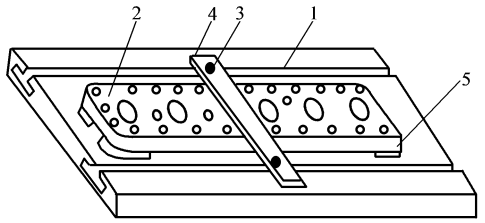


图 5-5 气缸盖校正
1—工作台 2—气缸盖 3—压紧螺钉
4—压板 5—垫片

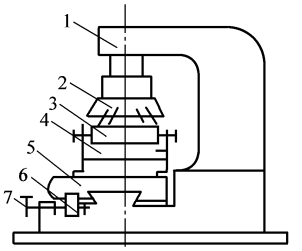


图 5-6 铣削气缸盖平面
1—机架 2—立铣头 3—气缸盖
4—气缸盖支架 5—工作台
6—传动齿轮 7—手轮

采用铣削法加工气缸盖平面时，其最大加工量不得超过 1mm。修理后的气缸盖下平面应符合下列要求：在每 100mm 长度上不大于 0.025mm。

变形的气缸盖经过铣削后会出现各缸燃烧室容积不等的情况。对于汽油机，燃烧室容积变化值的减小一般不得少于公称容积的5%；同一台发动机各缸燃烧室容积相差不应大于平均值的4%，否则将会出现怠速工作不稳，并增加爆燃的倾向。所以气缸盖修整后，应对燃烧室容积加以测量与调整。

燃烧室容积的经验测量，可以将铣平的气缸盖放在工作台，塞住火花塞孔；将量好的柴油注入燃烧室内，待液面上升到与上盖玻璃板刚好接触时停止加注；再计量量杯中减少的容积，即为被测燃烧室容积的大小，将其与该型燃烧室公称容积比较，若不符合要求应进行修整。

燃烧室容积小于公称容积时，可采用刨、铣燃烧室内金属较厚的凸台部分进行调整，但必须控制加工深度，并修光棱边；若经过修整后燃烧室容积增大，可在燃烧室侧壁加焊金属，以减少燃烧室容积差值。

三、气缸盖裂纹的修理

气缸盖裂纹的修理方法有粘结法、焊修法、堵漏法和螺钉填补法等。具体采用哪种方法应根据裂纹的大小、程度和部位来确定。

1. 粘结法

对于受力不大、温度不高于100℃部位的裂纹，大部分可以采用粘结法修复。常用环氧树脂粘结，它具有粘结力强、收缩性小、耐疲劳等优点，同时工艺简单、操作方便、成本低。其主要缺点是不耐高温、不耐冲击等，而且在下一次修理时，经热碱水煮洗后会脱落，需重新进行粘结。所以除了燃烧室、气门座附近的高温区外，均可采用这种方法。

对于破洞和裂纹集中部位，可以采用补板加环氧树脂粘结法修理。用螺钉固定补板，其间涂以环氧树脂以保持其密封。

2. 焊修法

气缸盖裂纹发生在受力较大或温度较高部位，可采用焊修法修复，焊修法最大优点是结合强度高。

焊修分为冷焊和热焊两种。热焊时，需将工件预热到600～700℃进行焊接，焊缝金属冷却缓慢，零件冷却时各处温差小，不易形成较大内应力，防止了零件产生白口和裂纹。但热焊易产生变形和氧化，工艺复杂，工人劳动条件差。

冷焊一般不需预热。目前冷焊质量可靠性得到提高，在气缸体和气缸盖裂纹的修理中得到广泛的应用。它的缺点是劳动生产率低、焊条成本高。

3. 堵漏法

堵漏法是利用一种新型材料——堵漏剂，修补气缸体漏水部位的方法。它是由水玻璃、有机絮凝剂、无机填充剂和粘结剂等组成的胶状液体，适用于铸铁或铝缸体所出现的裂纹、砂眼等缺陷的堵漏。

采用堵漏剂修复裂纹时，应在裂纹两端钻 $\phi3$～$\phi4$ 的止裂孔，并点焊或攻螺纹拧上螺钉，防止裂纹延伸。同时每隔30～40mm钻不通孔，点焊或攻螺纹拧上螺钉，避免工作中的振动使裂纹扩展。若裂纹宽度、砂眼孔径超过0.3mm时，最好不用这种方法修复。堵漏剂堵塞裂纹适用于细小裂纹或有微量渗漏时采用。堵漏工艺如下：

1）先用2%碳酸钠水溶液清洗循环水路，特别是裂纹处要清洁干净，然后放掉碱溶液。

2）从气缸盖出水口加入冷却液（约占总冷却液量一半），而后加入堵漏剂1L，装好回水橡胶管，再从散热器加水口加入冷却液，使散热器接近注满为止。

3）起动发动机，在怠速下升温，使温度在 10～15min 内达到 80℃左右，保持 15～20min。当温度达到 80℃以上时，可适当提高转速运转 10min 左右。此时堵漏剂在水压和温度作用下充塞、沉积、凝聚和固化在缸体的裂缝中，并与金属紧密的粘结在一起。

4）为了加强堵漏效果，待发动机冷却后，再从怠速升温到 80～85℃保持 10min。堵漏剂应在气缸体内保留 2～3 天后再放出。

第三节　气缸垫的构造与维修

一、气缸衬垫的功用、工作条件及要求

（1）功用　气缸衬垫是气缸体顶面与气缸盖底面之间的密封件，其作用是保持气缸密封不漏气，保持由气缸体流向气缸盖的冷却液和机油不泄漏。

（2）工作条件　气缸衬垫承受拧紧气缸盖螺栓时造成的压力，并受到气缸内燃烧气体的高温、高压的作用以及机油和冷却液的腐蚀。

（3）要求

1）在高温、高压混合气作用下有足够的强度，不易损坏。

2）耐热、耐腐蚀，即在高温、高压混合气或有压力的机油、冷却液作用下，不烧损或变质。

3）具有一定的弹性，能补偿结合面的平面度，以保证密封。

4）拆装方便，能重复使用，寿命长。

二、气缸衬垫的分类及结构

按所用材料的不同，气缸衬垫可分为金属—石棉衬垫、金属—复合材料衬垫和全金属衬垫等多种。

（1）金属—石棉垫　石棉中间夹有金属丝或金属屑，外覆铜皮或钢皮，如图 5-7 所示。水孔和燃烧室孔周围另有镶边增强，以防被高温混合气烧坏。这种衬垫压紧厚度为 1.2～2mm，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。有的还采用钢丝（图 5-7c）或扎孔钢板（图 5-7d）为骨架，两面用石棉及橡胶粘结剂压成的气缸垫。

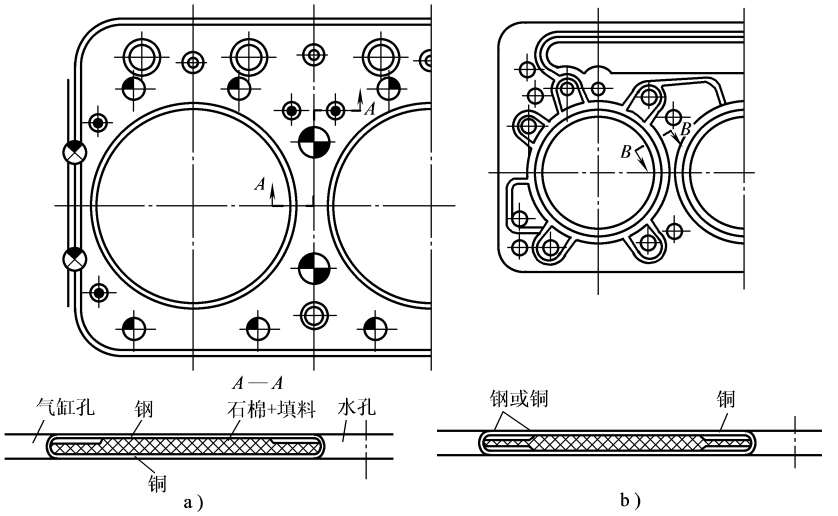


图 5-7　气缸垫的结构

a）金属—石棉板　b）金属—石棉板

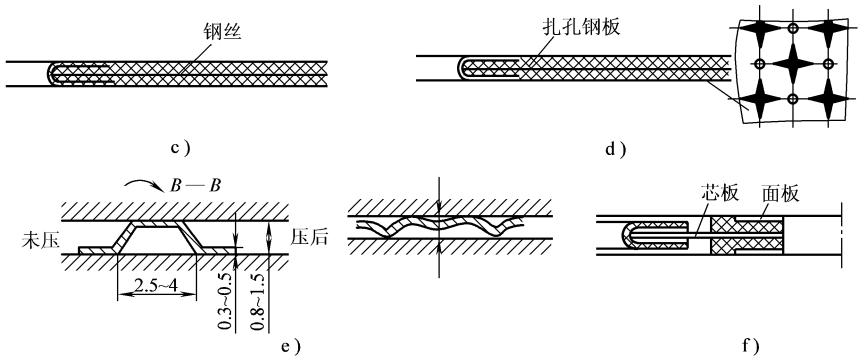


图 5-7　气缸垫的结构(续)

c）金属—石棉板　d）金属—石棉板　e）冲压钢板　f）无石棉气缸垫

（2）金属—复合材料衬垫　在钢板的两面粘覆耐热、耐压和耐腐蚀的新型复合材料，在气缸孔、冷却液孔和机油孔周围用不锈钢皮包边。

（3）纯金属垫　一般由单层或多层金属片(钢、铝或低碳钢)制成，如图 5-7e、f 所示。为了增强密封性，在缸口、水孔、油道口处冲有弹性凸筋。国外有些发动机使用耐热密封胶彻底取代气缸垫。

三、气缸垫的维修

1. 气缸垫安装注意事项

检查气缸垫的质量和完好程度，所有气缸垫上的孔都要和气缸体上的孔对齐，有向上标记的一定向上，如有 TOP 字样。

2. 气缸垫的维修

气缸垫的损伤：气缸盖垫烧坏如图 5-8 所示。

气缸垫的更换：气缸垫损坏后都要更换。发动机进行大修后，一般都要更换气缸垫。

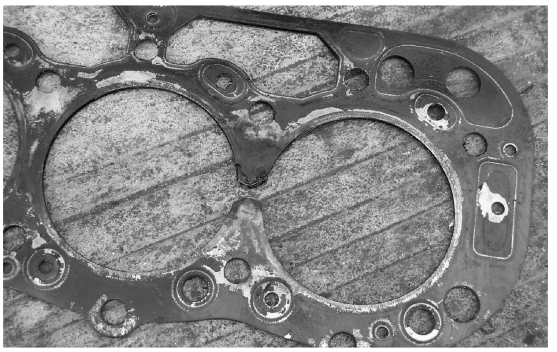


图 5-8　气缸盖垫烧坏

第四节　油底壳与发动机支承

一、油底壳

油底壳的主要功能是储存机油并封闭曲轴箱。油底壳一般受力很小，多采用薄钢板冲压而成，如图 5-9 所示，其形状取决于发动机的总体布置和机油的容量。在有些发动机上，为了加强油底壳内机油的散热，采用了铝合金铸造的油底壳，在油底壳的底部还铸有相应的散热肋片。

为了保证在发动机纵向倾斜时机油泵能够吸到机油，油底壳后部一般做得较深。油底壳内还设有挡油板，防止汽车振动时油面波动过大。油底壳底部装有放油螺塞。多数放油螺塞是磁性的，能吸附机油中的金属屑，减少发动机运动件的磨损。

二、发动机支承

发动机一般通过气缸体和飞轮壳或变速器壳支承在车架上。如图 5-9 所示，发动机的支

承方法一般有三点支承和四点支承两种。图5-10a所示为四点支承，前端两点通过曲轴箱支承在车架上，后端两点通过飞轮壳支承在车架上。图5-10b所示为三点支承，前端两点通过曲轴箱支承在车架上，后端一点通过变速器壳支承在车架上。

发动机在车架上的支承是弹性的，这是为了消除在汽车行驶过程中车架的扭转变形对发动机的影响，以减少传给底盘和乘员的噪声和振动。弹性支承在发动机运转(特别是在工作不稳定,如低转速或超载荷)时可能发

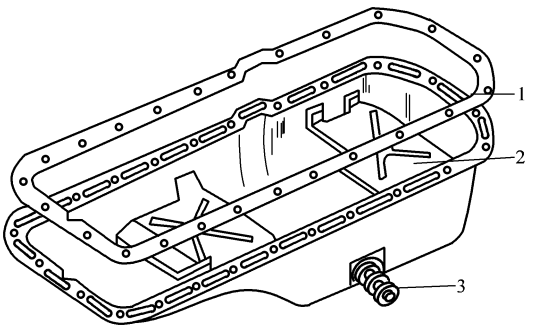


图5-9 油底壳

1—密封衬垫 2—散热肋片 3—放油螺塞

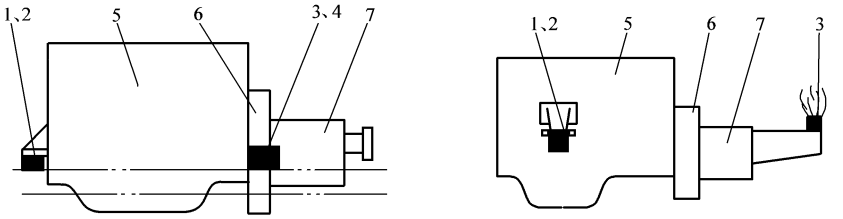


图5-10 发动机支承示意图

a）四点支承 b）三点支承

1、2、3、4—支承点 5—发动机 6—离合器壳 7—变速器壳

生横向角振动，因此与发动机相连的各种管件和杆件等的结构必须保证在发动机振动时不致破坏它的正常工作，如采用软管。为了防止当汽车制动或加速时由于弹性元件的变形而产生的发动机纵向位移，有的汽车装有专门拉杆，它一端与车架总梁相连，另一端与发动机连接，两端连接处有橡胶垫。

思 考 题

1. 拆装气缸盖应注意什么？
2. 汽油机燃烧室的结构形式有哪些？各有何特点？
3. 气缸盖变形如何进行合理修理？
4. 气缸垫有何作用？安装时应注意哪些事项？

第六章　活塞连杆组的构造与维修

曲柄连杆机构是发动机的主要运动机构，其功用是将活塞的往复运动转变为曲轴的旋转运动，同时将作用于活塞上的力转变为曲轴对外输出的转矩，以驱动汽车行驶。

曲柄连杆机构由活塞组、连杆组和曲轴飞轮组等零件组成，如图 6-1 所示。

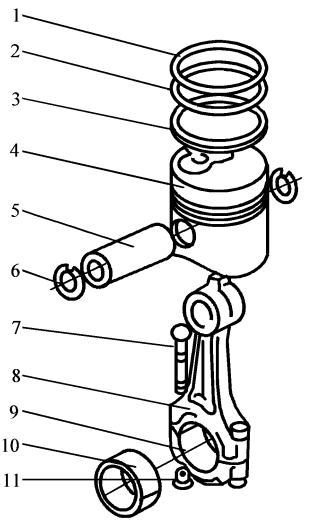


图 6-1　曲柄连杆机构组成

1—上气环　2—下气环　3—油环　4—活塞　5—活塞销　6—挡圈　7—连杆螺栓
8—连杆体　9—连杆盖　10—连杆轴承　11—连杆螺母

第一节　活塞的构造

活塞连杆组由活塞组和连杆组两部分组成。图 6-2 所示为本田 B20A 发动机的活塞连杆组。

一、活塞的功用及工作条件

1. 活塞的功用

活塞承受燃烧气体的压力，并将此力通过活塞销传给连杆以推动曲轴旋转。此外活塞顶部与气缸盖、气缸壁共同组成燃烧室。活塞的各部分名称如图 6-3 所示。

2. 活塞的工作条件

活塞是发动机中工作条件最严酷的零件。在活塞上作用有气体力和往复惯性力，这些力都是周期性变化的，且其最大值都很大。如增压发动机的最高燃烧压力可达 14 ~ 16MPa，这样大的机械负荷作用在形状复杂的活塞上，可能引起活塞变形、活塞销座开裂、第一道环岸折断等故障。

活塞顶与高温混合气直接接触，使活塞顶的温度很高，活塞各部的温差很大。温度高使活塞材料的机械强度显著下降，活塞的热膨胀量增大，从而使活塞与其相关零件的正确配合遭到破坏。另外，由于冷热不均所产生的热应力容易使活塞顶表面开裂。柴油机活塞的热负荷比汽油机活塞更为严重，这是因为柴油机活塞与燃烧气体的对流换热比较强烈，燃烧生成的炭烟使火焰的热辐射能力增强，活塞顶上的燃烧室凹坑使活塞受热面积增大等造成的。

活塞在侧压力的作用下沿气缸壁面高速滑动，由于润滑条件差，因此摩擦损失大，磨损严重。

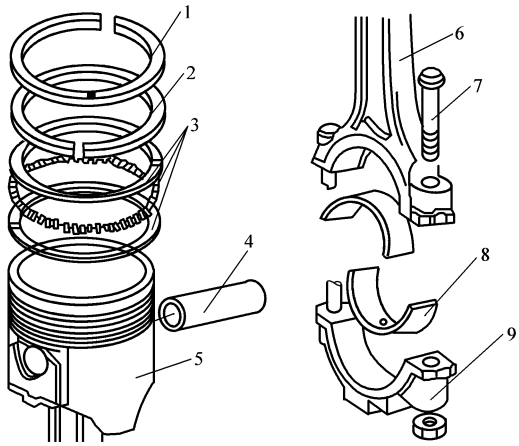


图 6-2 本田 B20A 发动机的活塞连杆组

1、2—气环 3—油环 4—活塞销 5—活塞 6—连杆 7—连杆盖螺栓 8—连杆轴瓦 9—连杆盖

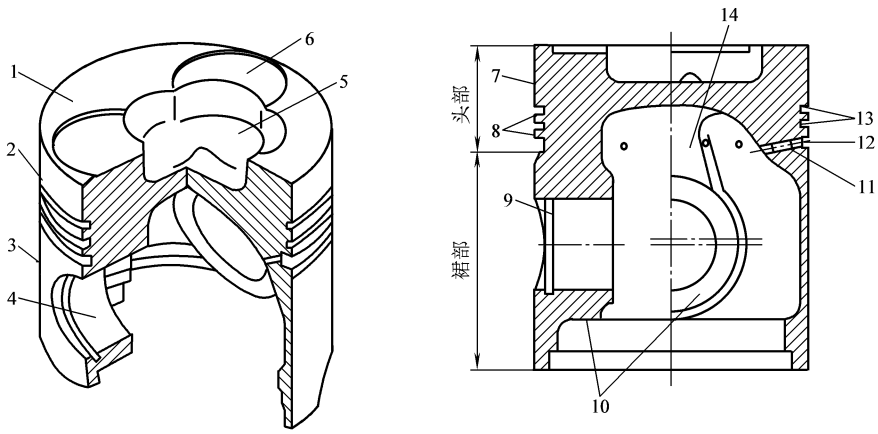


图 6-3 活塞各部分名称

1—活塞顶 2—活塞头部 3—活塞裙部 4—活塞销孔 5—燃烧室凹坑 6—气门凹坑 7—活塞顶岸 8—活塞环岸 9—挡圈槽 10—活塞销座 11—回油孔 12—油环槽 13—气环槽 14—加强肋

3. 活塞的要求

根据活塞工作条件，活塞结构及所用材料应满足下列要求：

1）活塞应该具有足够的强度和刚度、合理的形状和壁厚。合理的活塞裙部形状可以获得最佳的配合间隙。活塞质量应尽可能小。

2）受热面小、散热好。高强化发动机的活塞应进行冷却瓦。

3）活塞材料的热膨胀系数小、导热性能好、密度小，具有较好的减磨性和热强度。

二、活塞材料

现代汽车发动机不论是汽油机，还是柴油机广泛采用铝合金活塞，只在极少数汽车发动机上采用铸铁或耐热钢活塞。

铝合金的优点是密度小，约为铸铁的 1/3，因此铝合金活塞质量轻，在发动机工作时产生的往复惯性力小。铝合金的另一个优点是导热性好，其热导率约为铸铁的 3 ~ 4 倍。因此

铝合金活塞工作温度低，温度分布均匀，对减小热应力、改善工作条件和延缓机油变质都十分有利。铝合金的缺点是热膨胀系数大，另外当温度升高时，其力学性能和硬度下降较快。通过结构设计和调整材料配方等措施可以弥补这些缺陷。

目前铝合金活塞多用含硅12%左右的共晶铝硅合金和含硅18%~23%的过共晶铝硅合金制造，外加镍和铜，以提高热稳定性和高温力学性能。在铝合金中增加硅的含量，可以提高活塞表面的耐磨性。铝合金活塞毛坯可用金属型铸造、锻造和液态模锻等方法制造。用后一种方法制得的毛坯组织细密，无铸造缺陷，可以实现少切削或无切削加工，使金属利用率大为提高。上海桑塔纳JV型发动机则采用过共晶铝硅合金活塞。

三、活塞构造

活塞可视为由顶部、头部和裙部等三部分构成。

1. 活塞顶部

汽油机活塞顶部的形状与燃烧室形状和压缩比的大小有关，主要有平顶、凹顶和凸顶等几种形式，如图6-4所示，具体形状取决于燃烧室的要求。汽油机活塞顶部多为平顶(图6-4a)，其优点是加工简单，而且减少顶部与混合气的接触面积，从而使应力分布均匀。但现代高压缩比、多气门发动机，为满足燃烧室的要求也有略微凹下(图6-4b)或凸起(图6-4c)的形状，以及为了避免活塞与气门碰撞而制成凹坑。

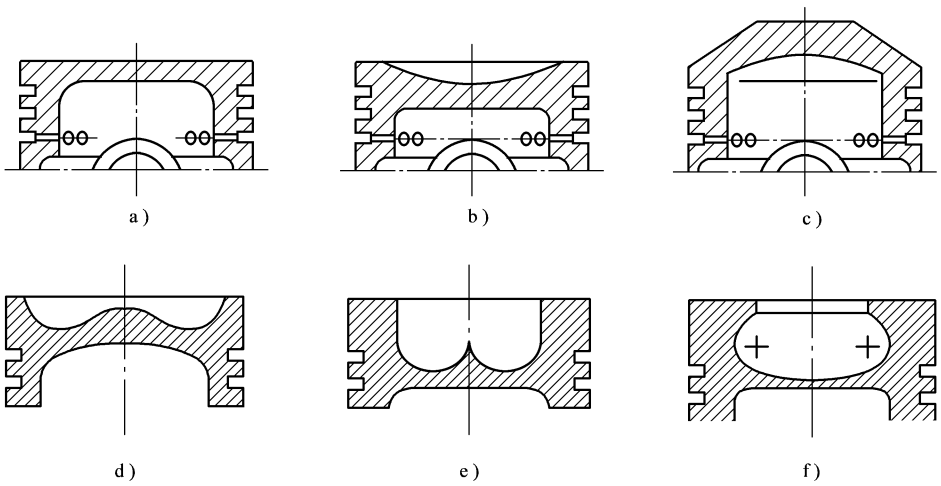


图6-4　活塞顶部形状

a）平顶　b）凹顶　c）凸顶　d）、e）、f）凹坑

由于柴油机活塞顶部燃烧室的不同，形状有较大的差异。非直喷式的涡流室式或预燃室式燃烧室的活塞顶部基本为平顶或微浅凹坑，而直喷式燃烧室为了混合气形成的需要，一般均有较复杂的形状(图6-4d、e、f)。

活塞顶部的厚度通常是从中间向四周逐渐增厚，以保证足够的刚度和散热要求。在没有特殊冷却装置的情况下，顶部的热量通过活塞环和裙部，经缸筒将热量散发到冷却介质中。对增压强化发动机来说，为降低顶部温度负荷，有专门的油道冷却活塞顶部，如图6-5所示。它通过机油循环冷却活塞。

2. 活塞头部

活塞头部是活塞环槽以上的部分，现代汽车发动机活塞头部普遍采用三环短活塞，三环

指上气环、下气环和油环。其主要作用有：承受压力并传给连杆；与活塞环一起实现气缸的密封；将活塞顶吸收的热量通过活塞环传导到气缸壁上。头部切有若干道用以安装活塞环的环槽，汽油机一般有2～3道环槽，上面两道用以安装气环，下面一道用以安装油环。在油环槽底面钻有许多径向小孔，被油环从气缸壁上刮下来的多余机油，经这些小孔流回油底壳。

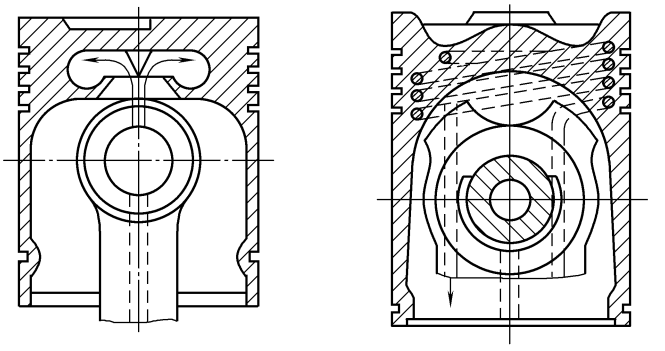


图6-5　油冷活塞

a）振荡冷却　b）喷油冷却

活塞头部应该足够厚，从活塞顶到环槽区的断面变化要尽可能圆滑，过渡圆角 R 应足够大，如图6-6所示，以减小热流阻力，便于热量从活塞顶经活塞环传给气缸壁，使活塞顶部的温度不致过高。有的活塞在第一道环槽上切出一道较环槽窄的隔热槽，如图6-7所示。它的作用是隔断由活塞顶传向第一道活塞环的热流，使部分热量由第二、三道活塞环传出，从而可以减轻第一道活塞环的热负荷，以消除第一环过热后产生积炭和卡死在环槽中的可能性。

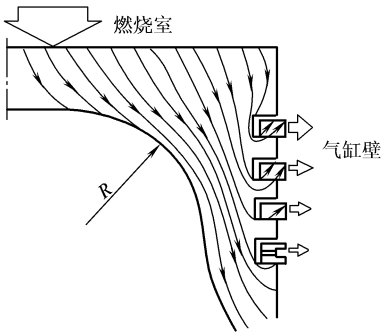


图6-6　由活塞顶到气缸壁的热流

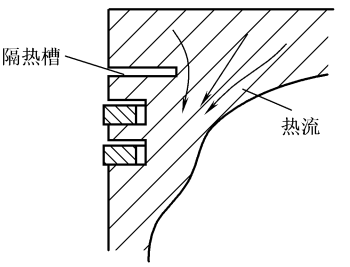


图6-7　活塞隔热槽

活塞环槽的磨损常常是限制活塞使用寿命的一个重要原因。在热负荷较高的发动机中，由于活塞的第一道环槽温度较高，铝合金材料硬度的下降，再加上活塞环与环槽的相对运动，更加速了环槽的磨损。为了保护和加强活塞环槽，可在铝合金环槽部位铸入采用耐热材料制造的环槽护圈，如图6-8所示，采用奥氏体铸铁护圈后，环槽的寿命可提高3～10倍。

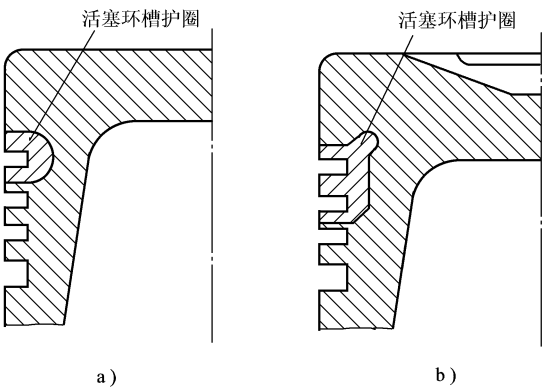


图6-8　活塞环槽护圈

a）一道护圈　b）两道护圈

3. 活塞裙部

自油环槽下端面起至活塞底面的部分称为活塞裙部，其作用是为活塞在气缸内的往

复运动导向和承受侧压力。

（1）裙部的长度和类型　活塞裙部较长时，导向性能好，裙部比压小，并有利于减少活塞在气缸内的侧偏。但裙部较长时也有以下缺点：活塞高度、活塞重量、发动机高度的值都比较大，所以通常在保证允许的比压下，取最小长度。现代发动机活塞裙部有三种类型，如图 6-9 所示。

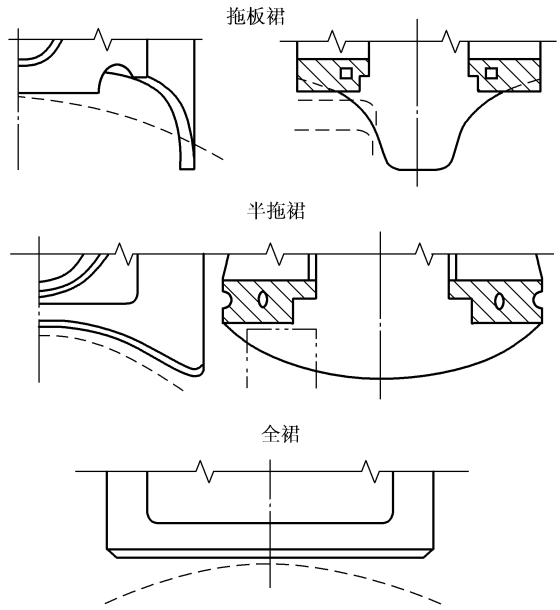


图 6-9　活塞裙部类型（虚线表示曲轴平衡重运动范围）

短行程的轿车发动机多采用拖板式或半拖板式裙部。一些货车汽油机或柴油机常采用全裙式，有的还在裙部下端装有活塞环。采用拖板式活塞是保证一定的侧压面，将不承受侧压力的部分去掉。这样既可保证良好导向，比压高，活塞质量小，同时活塞在下止点时，也不会发生曲轴平衡块与活塞碰撞，从而使发动机连杆减短，发动机高度减小。

（2）裙部膨胀变形控制　裙部工作时受垂直气体压力 p 及侧压力 F_N 的作用，因此裙部沿活塞销方向变形增大，如图 6-10a、b 所示。同时金属受热膨胀，因金属分布不均也使活塞销方向的膨胀量变大。为使活塞在缸内工作时不致卡住，采用了以下措施：

1）椭圆锥裙：裙部断面制成椭圆形，椭圆的长轴在垂直活塞销的方向，即在连杆摆动平面内或承受侧压力导向平面内，椭圆的短轴在活塞销的方向。裙部轴向呈锥形，上小下大。这样，活塞在工作过程中受力受热膨胀变形时，形成圆柱形，不致在气缸内卡住，如图 6-10c 所示。

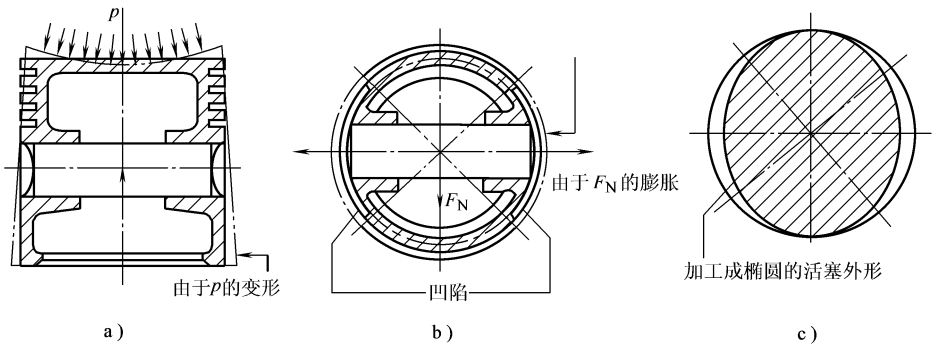


图 6-10　活塞裙部的椭圆变形

a）由于 p 的变形　b）由于 F_N 的变形　c）加工形状

2）在活塞裙部销座处铸入膨胀因数小的恒范钢片，如图 6-11 所示，限制活塞裙部的变形，使变形量减小。当镶片在销座内表面时，可控制变形向着销座方向发展。

3）活塞裙部沿销座外端面在铸造时凹陷 0.5 ~ 1mm 或深陷为特殊形销座，使销座两端

有充分的膨胀余地。

4）裙部开有绝热—膨胀槽，如图 6-12 所示，在裙部受侧向力较小的面开有 T 形或Ⅱ形槽。其中横槽叫绝热槽，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；竖槽叫膨胀槽，其作用是使裙部具有一定的弹性和热态起补偿作用。

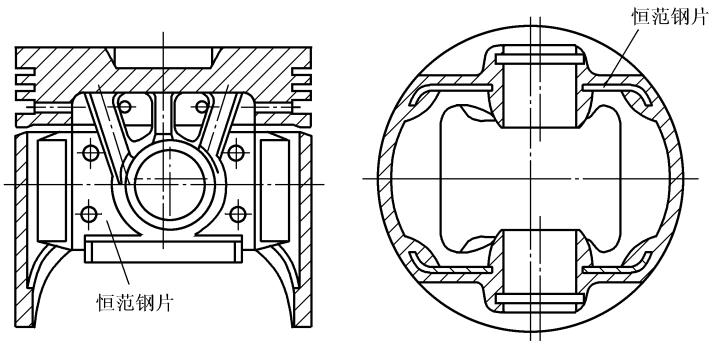


图 6-11　裙部铸有恒范钢片的活塞

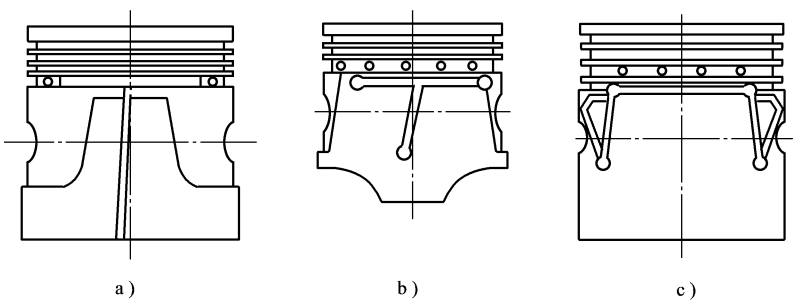


图 6-12　开槽活塞

a）、b）T 形槽　c）Ⅱ形槽

4. 经过变形的活塞

为了提高活塞的工作性能，有些发动机采用经过变形的活塞。

（1）偏心活塞　偏心活塞是指活塞销中心偏离活塞销轴线的活塞。从发动机前面看，偏向左面或侧压力大的一面，其主要目的是减少活塞在气缸内的敲击。活塞在气缸中上、下运动时，侧压力左右变换，由于间隙的存在，活塞会在气缸内左右敲击。活塞上行时，靠在气缸右边，活塞下行时，靠在气缸左边。当活塞从左到右或从右到左摆动时，就会发生敲

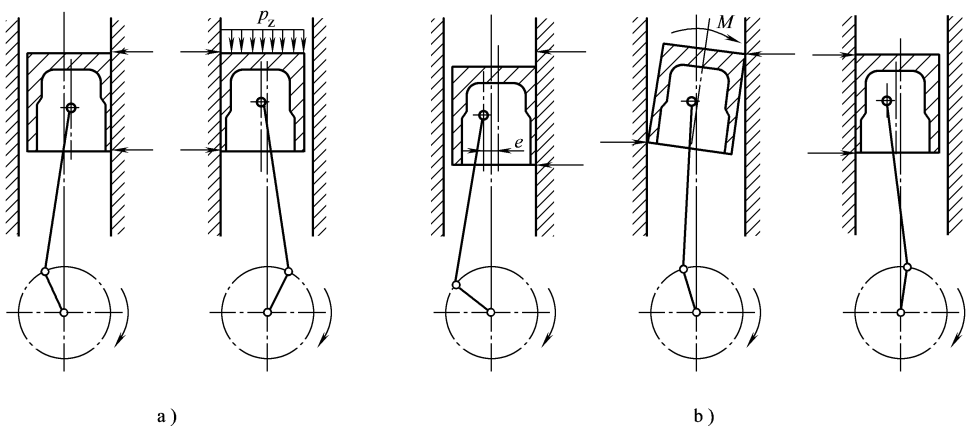


图 6-13　活塞销偏置时的工作情况

a）活塞销对中布置　b）活塞销偏移布置

击，敲击最严重的时刻发生在膨胀过程上止点时，此时缸内压力最大。而偏心活塞，在上止点前，由于气体压力相对于偏心的活塞销使活塞发生偏转，活塞下部先靠在左边，然后上部再靠向左边，使敲击现象明显减弱，如图 6-13 所示。这种偏心活塞的偏心量不易观察出来，一般都有标记，安装时方向不能搞错。

（2）桶形活塞　由于活塞上部受热较强，活塞侧面通常制成锥形、梯形或锥形和柱形组合，也有较复杂的变椭圆形(即椭圆度随活塞高度而变化)。

第二节　活塞的检测与维修

活塞连杆组是发动机的重要组合件，它在工作中承受气体高温、高压作用，并做高速运动。它的技术状况好坏，彼此间间隙配合是否适当、对发动机工作的影响特别明显，也影响到发动机的使用寿命。所以在发动机大修作业中，活塞连杆组的修理是一项重要的修理项目。

一、活塞的损伤

活塞在正常工作中磨损很小。活塞在使用一段时间后，由于工作条件的影响，会造成不同程度的损伤。但是发动机的大修主要取决于活塞与气缸壁的间隙和气缸的磨损程度。

活塞的常见损伤有：活塞环槽的磨损、活塞销座孔的磨损、活塞裙部磨损。

1. 活塞环槽的磨损

活塞的最大磨损部位是活塞环槽的磨损，其中第一道环槽磨损最严重，以下各环槽的磨损逐渐减轻。主要原因是混合气体的温度、压力越靠近活塞顶部越高。环槽磨损呈内小外大的梯形。由于环槽的磨损，使活塞环的侧隙增大，造成气缸漏气和窜机油。

活塞环槽磨损如超过极限，一般要通过更换活塞的方法解决。如环槽磨损未超过极限，可采用更换活塞环的方法继续使用，直至下次大修。

2. 活塞销座孔的磨损

活塞销座孔在活塞工作时，由于气体压力和惯性力作用形成椭圆形磨损，其最大磨损部位是座孔的上下方向，使活塞与销的配合松旷，出现不正常的响声。

3. 活塞裙部磨损

活塞裙部的磨损较小，通常是在承受侧压力的一侧发生磨损和擦伤，当活塞裙部与气缸壁间隙过大时，发动机工作易出现敲缸，并出现严重的窜机油现象。

此外，活塞还有非正常的损坏形式，如活塞产生刮伤、烧顶、脱顶等。

1）活塞刮伤(拉毛)、擦伤的原因有：活塞与气缸壁间隙过小，不能形成足够的油膜；气缸表面过脏，有较多和较大的杂质。

2）活塞烧顶主要是发动机在超负荷条件下长时间工作和在爆燃条件下长时间工作造成的。

3）活塞脱顶，即活塞头部与裙部分离。其主要原因是活塞环开口间隙过小，发动机长期在高温条件下工作时，活塞环开口卡死与缸壁间发生粘结，而裙部受连杆拖动，造成活塞头部与裙部分离。

如果活塞出现上述不正常损坏，即使发动机未达到大修里程，也需要提前进行修理。

二、活塞的选配

在发动机大修或更换气缸体(或气缸套)时，应同时更换全部活塞。在选配活塞时，应

注意下列要求：

1. 活塞的修理尺寸要求

活塞的修理尺寸是指活塞的直径较标准尺寸加大一个或几个修理级差。加大常用“+”表示，加大的数值一般凿刻在活塞顶上。

活塞的修理尺寸应与气缸加大级别一致。同一台发动机上，应选用同一厂牌的同一组活塞，以便使材料、性能、质量、尺寸一致。同一组活塞直径差不得大于0.02～0.025mm。

2. 活塞的重量要求

同一组活塞中，各活塞的重量应基本一致，其重量差不得超过3%，高速发动机的要求更严格。活塞的重量超过规定时，可调节活塞的重量，其方法为车削活塞裙部内壁下部向上到20mm处。

3. 活塞裙部圆度及圆柱度要求

活塞裙部圆度及圆柱度应符合要求：汽油机活塞裙部锥形的圆柱度为0.005～0.015mm，最大不得超过0.025mm，膨胀槽开到底的活塞应为0.005～0.030mm。活塞圆度偏差一般为0.010～0.020mm，膨胀槽开到底的活塞应为0～0.075mm。

4. 活塞头部、裙部直径差要求

由于活塞头部壁厚较厚，且温度明显高于其他部位，因此，对活塞的头部、裙部直径差有一定的要求，以防止活塞顶部受热膨胀使头部外径过大，也可以保证活塞环的工作可靠。测量活塞头部、裙部的直径尺寸，其差值一般不得超过0.02～0.025mm。

按上述要求检验、测量后的活塞，要将活塞的实际尺寸注明，以便镗缸时选用。

第三节 活塞环的构造

一、活塞环的功用

活塞环包括气环和油环两种，如图6-14所示。

1. 气环的作用

气环的作用是保证活塞和气缸壁间的密封，防止气缸中的高温、高压混合气大量窜入曲轴箱，同时还将活塞顶部的大部分热量传导到气缸壁，再由冷却液或空气带走。气环所起的密封和导热两大作用中，密封作用是主要的。因为密封是导热的前提，如果气环密封性能不好，高温混合气直接从气环外圆表面漏入曲轴箱，此时不但由于气环和气缸贴合不严而不能很好地散热，相反地气环外圆表面还接受附加的热量，最后将导致活塞和气环烧坏。此外，气环也起到刮油的辅助作用。通常每个活塞装有2～3道气环。

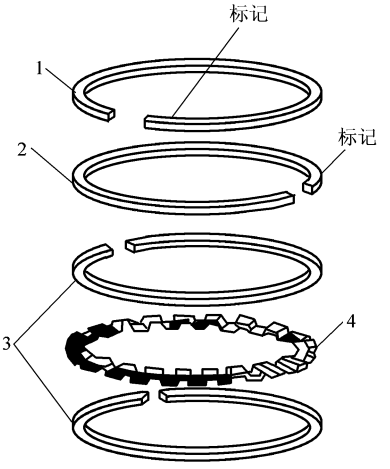


图6-14 活塞环

1—第一道气环 2—第二道气环 3—油环刮片 4—衬环

2. 油环的作用

油环用来刮除气缸壁上多余的机油，并在气缸壁上铺涂一层均匀的油膜，这样既可以防止机油窜入气缸燃烧，又可以减小活塞、活塞环与气缸的磨损和摩擦阻力。

此外，油环也起到封气的辅助作用。通常每个活塞有 1～2 道油环。

二、活塞环的工作条件

活塞环工作时受到气缸中高温、高压混合气的作用，并在润滑不良的条件下在气缸内高速滑动。由于气缸壁面的形状误差，使活塞环在上下滑动的同时，还在环槽内产生径向移动。这不仅加重了环与环槽的磨损，还使活塞环受到交变弯曲应力的作用而容易折断。

三、活塞环材料及表面预处理

根据活塞环的功用及工作条件，制造活塞环的材料应具有良好的耐磨性、导热性、耐热性、冲击韧度、弹性和较好的力学性能。目前广泛应用的活塞环材料有优质灰铸铁、球墨铸铁、合金铸铁和钢带等。

第一道活塞环外圆面通常进行镀铬或喷钼处理。多孔性铬层硬度高，并能储存少量机油，可以改善润滑，减轻磨损。钼的熔点高，也具有多孔性，因此喷钼同样可以提高活塞环的耐磨性。

其他各道活塞环大都采用镀锡或磷化处理，以改善其磨合性。但钢带组合油环的上下刮片的外圆面均要进行多孔性镀铬。

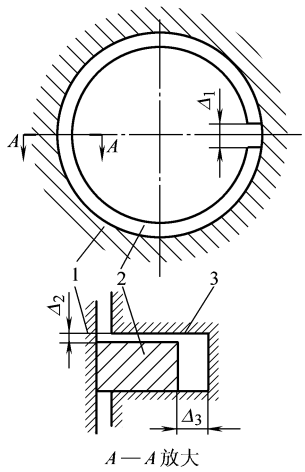


图 6-15　活塞环的间隙

1—气缸　2—活塞环　3—活塞

Δ_1—端隙　Δ_2—侧隙　Δ_3—背隙

四、活塞的间隙

发动机工作时，活塞、活塞环都会发生热膨胀。活塞环相对于气缸上下运动，活塞相对于活塞环横向移动，因此活塞环在安装时应留有端隙、侧隙、背隙三处间隙，如图 6-15 所示。端隙 Δ_1 又称开口间隙，是活塞环装入气缸后开口处的间隙，一般为 0.25～0.50mm。侧隙 Δ_2 又称边隙，是环高方向与环槽之间的间隙，第一道环一般为 0.04～0.10mm，其他气环为 0.03～0.07mm，油环较小，一般为 0.025～0.07mm。背隙是活塞及活塞环装入气缸后，活塞环背面与环槽底部间的间隙，一般为 0.5～1mm。为了方便测量，维修中以环的厚度与环槽的深度差来表示。

五、气环

1. 气环的密封原理

气环可能漏气的通道有三条：环面与气缸壁间、环与环槽的侧面间、开口间隙处。前两处是可以密封的，其密封原理如图 6-16 所示。

1）第一密封面的建立。活塞环在自由状态下，其外圆直径略大于缸径，所以装入气缸后，就产生一定的弹力 F_0 与缸壁压紧，形成了第一密封面。

2）第二密封面的建立。由于活塞头部与缸壁间有间隙，活塞环还有侧隙和背隙，气缸内未被密封的气体不能通过第一密封面下窜，

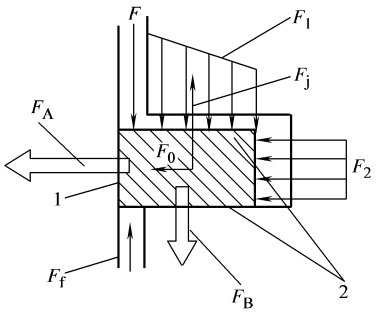


图 6-16　气环的密封原理(做功的前半行程)

1—第一密封面　2—第二密封面　F—第一密封面的压紧力

F_A—第二密封面的压紧力　F_B—气缸内气体压力

F_1—环侧气体压力　F_2—背压力　F_0—环的弹力

F_j—环的惯性力　F_f—环与缸壁的摩擦力

便窜入侧隙和背隙。由于侧隙的阻力及背隙内空腔较大，气体压力降为 F_1 和 F_2（背压力）。另外，活塞环在运动时产生惯性力 F_j，并与缸壁间产生摩擦力 F_f。因而环与环槽侧面密封的压紧力是 F_1、F_j 和 F_f 三个沿气缸轴线方向力的代数和。做功与压缩行程，对密封的要求高，此时气体压力一般起主导作用，使活塞环紧推压在环槽的下侧，形成第二密封面。一般情况下，排气行程第二密封面也在环的下侧，而进气行程在环槽的上侧。在某临界转速和一定的工作状态下，三个力可能互相平衡，即合力为零，环即暂时在槽内浮动而上下跳动，并可引起环的径向振动，使一个或两个密封面都失去密封作用，漏气量大增，此即环的颤振。如果通过端隙的气流大于环和缸壁的摩擦力时，环会转动而对口漏气。可见环在气缸中有三种运动状态，即跳动浮起、径向颤振、旋转对口，使其密封性能恶化。

3）气环的第二次密封。窜入活塞环背隙和侧隙的气体，产生背压力 F_2 和侧压力，使环进一步压紧缸壁和环槽，显著加强了第一、第二密封面的密封。此即为气环的第二次密封。做功行程时，环的背压力远大于环的弹力，所以此时第一密封面的密封主要是靠第二次密封。但是，如果环的弹力不好或接触面贴合不良，而在环面和缸壁间出现了缝隙，此缝隙就要首先漏窜气体，且其单位压力大于单位背压力，就将削弱或形不成第二密封面。因此，靠活塞环弹力产生的密封，是第一密封面第二次密封的前提。

不难看出，两个密封面都必须在其有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，并且表面粗糙度值较低。然而对于环面来说，新环形状复杂，难以与缸壁相适应，因而环面一般都有细微纹路，并进行镀锡等表面处理，以加速磨合。

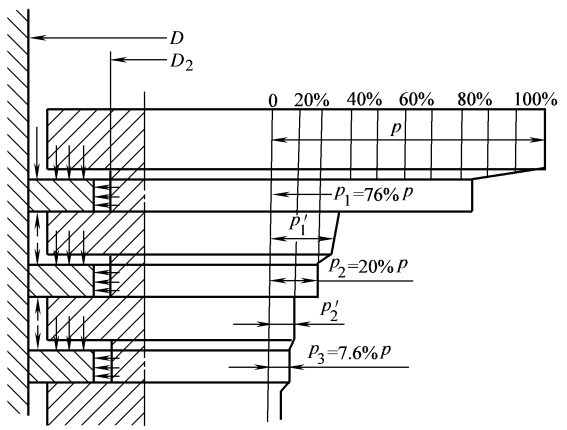


图 6-17 环槽中气体压力的下降

有了两个密封面的密封，理论上只有开口处是唯一的漏气通道。由于开口很小，并且相互按一定位置错开，形成迷宫式封气路线，气体通过各道环口以后，压力显著下降，如图 6-17 所示。其漏气量在高速发动机上是很微小的，一般仅为进气量的 0.2%~1.0%，这也是往复活塞式发动机至今仍有强大生命力的原因之一。

2. 活塞环的泵油作用及危害

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。环在气压力、惯性力、摩擦力的作用下，反复地靠在环的上、下沿，其过程是：当活塞带动活塞环下行（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 6-18a 所示。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，如图 6-18b 所示。如此反复运动，就将润滑油泵到活塞顶。

活塞环的泵油作用，一方面对润滑困难的气缸都是有利的，另一方面随着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，甚至会在环槽内形成积炭，挤压活塞环而使其失去密封

性。另外还加剧了气缸等零件的磨损。为此，多在结构上采取相应措施，如尽量减小环的质量、气环采取特殊断面形状等。

3. 气环开口形状

气环开口形状对漏气量有一定影响。直开口工艺性好，但密封性差，如图 6-19a 所示；阶梯形开口密封性好，工艺性差，如图 6-19b 所示；斜开口的密封性和工艺性介于前两种开口之间，斜角一般为 30°或 45°，如图 6-19c 所示。

4. 气环的断面形状

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，常见的有以下几种：

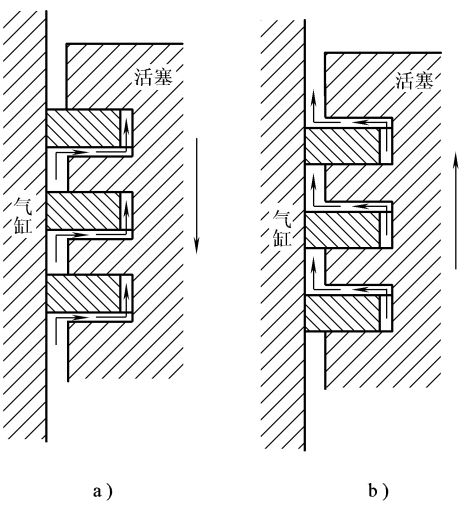


图 6-18　矩形断面环泵油原理

a) 活塞下行　b) 活塞上行

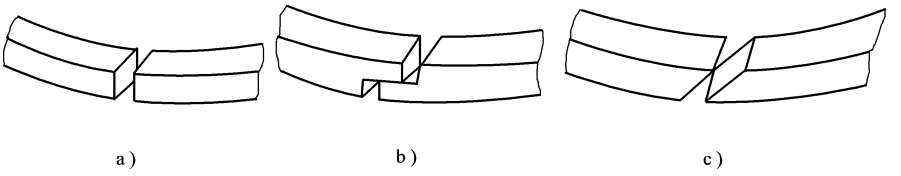


图 6-19　气环开口形状

a) 直开口　b) 阶梯形开口　c) 斜开口

(1) 矩形环　如图 6-20a 所示，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。但在与活塞一起往复运动时，在环槽内上下窜动，把气缸壁上的机油不断地挤入燃烧室中，产生“泵油作用”，如图 6-18 所示，使机油消耗量增加，活塞顶及燃烧室壁面会产生积炭。

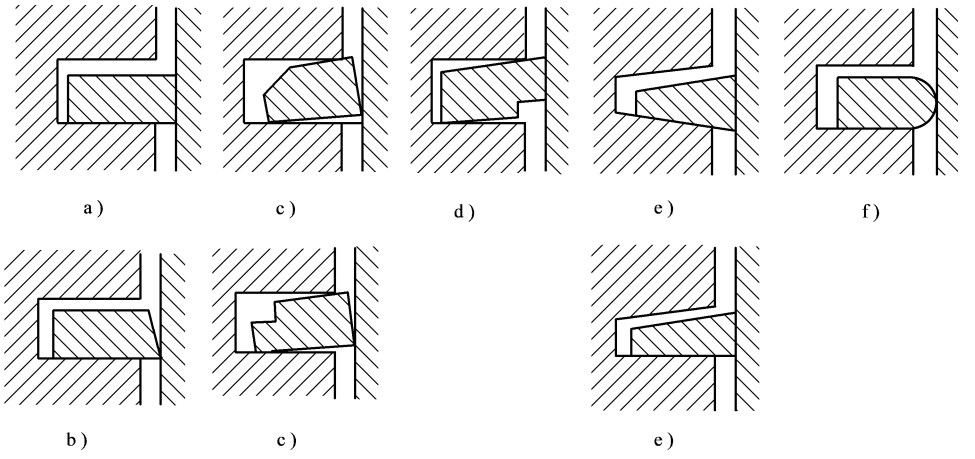


图 6-20　气环的断面形状

a) 矩形环　b) 锥形环　c) 内切口扭曲环　d) 外切口扭曲环　e) 梯形环　f) 桶形环

（2）锥形环　如图 6-20b 所示，其锥角一般为 30′～60′，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，所以单位压力大，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，并且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)。

（3）扭曲环　如图 6-20c、d 所示，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，在离开口 3～5mm 内仍保持原矩形断面。

扭曲原理：当活塞环装入气缸后，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，不产生转矩，如图 6-21a 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，如图 6-21b 所示，在力偶的作用下活塞环发生微量的扭曲变形。

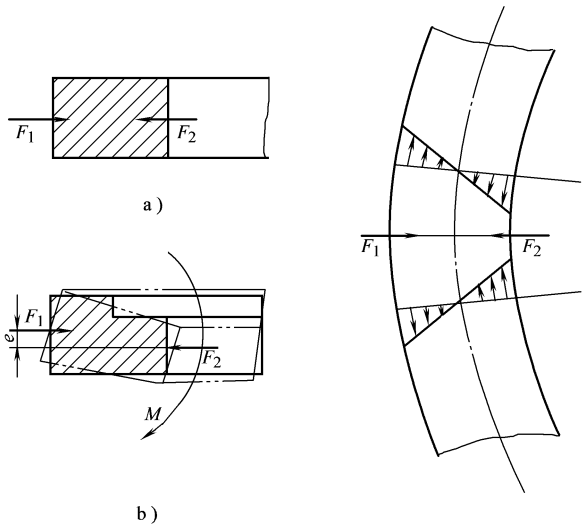


图 6-21　扭曲环的作用原理

a）矩形环　b）扭曲环

扭曲环有如下特点：

1）扭曲后的环面与锥形环相似，因而具有锥形环的一些特点(线接触,有利于密封和磨合;能刮油、布油和形成楔形油膜)。

2）减少了环在环槽内的上下移动量，从而减小了泵油作用，并减小了冲击力，使磨损减轻。

3）做功行程作用于环上侧及背面的燃烧压力足以使环不再扭曲，两个密封面达到完整接触，既有利于散热，也使单位压力不致过大。

4）经过使用磨损后，第一密封面接触面积逐渐增大。

扭曲环的安装：内上切口扭曲环一般装入第一道环槽上，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。外切口扭曲环一般装入第二、三道环槽上，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，如图 6-20e 所示。这种环当活塞在侧压力作用下左、右换向时，环的侧隙 δ_2 和背隙 δ_3 将不断变化，如图 6-22 所示。使胶状油不断从环槽中被挤出，避免了上述故障。另外，当发动机停转，活塞冷却时，其径向收缩会加大 δ_2，起抵消轴向收缩而减小 δ_2 的作用，使活塞环不会滞住，这对冷车起动有利。半梯形环除上述作用外，还具有内

切口扭曲环的特点。

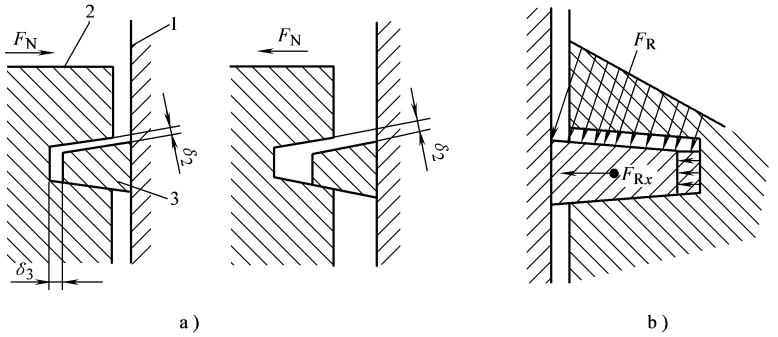


图 6-22　梯形环工作情况

1—气缸壁　2—活塞　3—梯形环

（5）桶形环　桶形环如图 6-20f 所示，是近几年来出现的一种新型结构活塞环，其特点是活塞环的外圆面为凸圆弧形。

桶形环的优点是：当桶形环上下移动时，均能与气缸形成楔形空间，使机油容易进入摩擦面，从而减少磨损；环面与缸壁是圆弧接触，能很好地适应活塞的摆动，避免了棱角负荷；接触面积小，有利于密封。

随着发动机高压缩比、高速、大功率和短行程的发展，气环趋于轻而窄。其优点是：面窄摩擦热小，不易拉毛；质轻而不易产生跳动和颤振；可减小活塞的环带部尺寸，从而减小活塞高度，使活塞质量减小。

六、油环

油环分为整体式与组合式两种。

（1）整体式油环　如图 6-23 所示，环的外圆柱面中间加工有凹槽，槽中钻有小孔或开切槽。当活塞向下移动时，油环将缸壁上多余的机油刮下，通过小孔或切槽流回曲轴箱；当活塞向上移动时，刮下的机油仍通过回油孔流回曲轴箱。

（2）组合式油环　组合式油环如图 6-24 所示。它由一个径向衬环、三个扁平环(上面两片,下面一片)和一个轴向波形环组成。其材料为弹簧钢，三个扁平环的外表面镀铬。轴

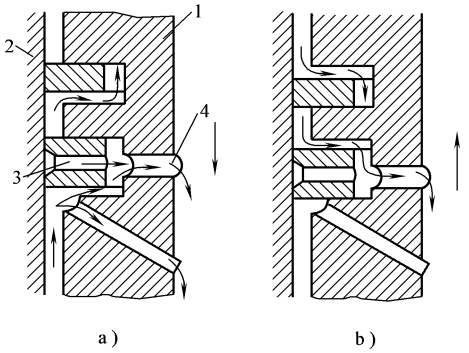


图 6-23　整体式油环的刮油过程

a）活塞下行　b）活塞上行

1—活塞　2—气缸壁　3—油环切槽　4—回油孔

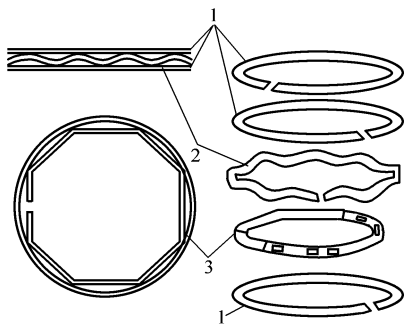


图 6-24　组合式油环

1—扁平环　2—波形环　3—衬环

向波形环使扁平环贴紧槽上下端面，形成端面密封，以防机油上窜；径向衬环使扁平环外围紧贴气缸壁，以便活塞下行时刮去气缸壁上多余的机油。由于扁平环较薄，径向衬环弹力较大，各扁平环独立工作，能很好地适应气缸壁不均匀磨损和活塞变形摆动的影响。组合环具有对缸壁接触压力高且均匀，刮油能力强，密封性良好等优点，应用日益增多。

第四节　活塞环的检测与维修

一、活塞环的损伤

活塞环在工作时，由于受高温、高压、润滑条件差的影响，其磨损失效往往要比气缸快。随着活塞环磨损的加剧，活塞环的弹力逐渐减弱，端隙、侧隙增大，使气缸密封性变差，造成窜机油和漏气，降低了发动机的动力性和经济性。因此，在发动机两次大修之间、二级维护时，如果气缸的最大圆柱度误差达到0.09～0.11mm时，可采用更换同级尺寸活塞环的方法来改善发动机的性能，以延长发动机的大修间隔里程。

活塞环除正常磨损失效外，还有断裂损坏。这主要由于活塞环侧隙、端隙过小或安装不当，当发动机在大负荷下工作时，工作温度过高，活塞环压死在气缸壁上，在冲击负荷作用下产生断裂。此外，在维护、小修更换活塞环时，如缸肩未刮平，也会造成第一道环撞断。

二、选配活塞环

1）活塞环的外径尺寸应按气缸修理尺寸的级别选择，且要选用与气缸、活塞同一个修理尺寸的级别。

2）维护或小修中需更换活塞时，其选用的修理尺寸级别应与被更换的活塞环相同。

三、活塞环的维修

1. 维修活塞环的端隙（图6-25）

1）把活塞环放在气缸内，用活塞顶将活塞环推平，未加工的气缸应推至气缸下部磨损最小处。

2）将塞尺插入活塞环开口处进行测量，其间隙值应符合技术要求，一般为0.25～0.50mm。

3）不能使用端隙过大的活塞环，端隙过小，可用细平锉在开口的一个端面上锉去少许以调整端隙，然后用细砂纸修去毛刺。

2. 维修活塞环的侧隙（图6-26）

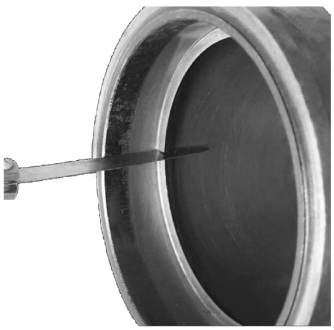


图6-25　活塞环端隙检查

图6-26　活塞环侧隙检查

1）把活塞环装到活塞环槽内。

2）将活塞环围绕环槽转动一周，活塞环在环槽内应能自由转动，既不松动又无阻滞现象。

3）用塞尺测量间隙应符合要求，一般为0.04～0.08mm。

4）活塞环侧隙过大，应重新选配；侧隙过小，可将活塞环放在平铺的砂纸上，涂些机油进行研磨修复，必要时可将环槽端面车去少许。

3. 维修活塞环的背隙

1）将活塞环放入环槽内，此时活塞环的宽度应低于活塞的环岸。

2）用深度游标卡尺测量时，环槽深度与环的宽度之差应符合要求，其差值一般为0～0.35mm。

3）活塞环背隙过大应重新选配，背隙过小可适当车深活塞环槽。

4. 检查活塞环的弹力

将活塞环放在活塞环弹力检验器上进行检查。检查时，环的开口水平向外，当环口压缩到规定间隙时，所需压力(即活塞环弹力)应符合技术要求。

5. 检查活塞环的漏光度

1）将活塞环平放在镗磨后的气缸内，用活塞顶推平活塞环(如气缸未加工,则应将活塞环推至气缸下部磨损最小处)。

2）在活塞环上面盖上避光板(外圆以不接触缸壁为准)，在气缸下部放置灯光照明。

3）观察活塞环外圆外面与气缸壁之间的漏光缝隙和漏光弧长。

4）活塞环漏光度检验的一般技术要求是：在活塞环开口端左右30°范围内不允许漏光，同一根活塞环上漏光不应多于两处，每处漏光弧长所对应的圆心角不得超过25°，同一环上漏光弧长所对应的圆心角总和不超过45°，漏光处的缝隙应不大于0.03mm。

第五节　活塞销的构造与维修

一、活塞销的功用及工作条件

活塞销用来连接活塞和连杆，并在活塞和连杆之间传递力。

活塞销在高温条件下承受很大的周期性冲击负荷，且由于活塞销在销孔内摆动角度不大，难以形成润滑油膜，因此润滑条件较差。为此活塞销必须有足够的刚度、强度和耐磨性，质量也要尽可能小，销与销孔应该有适当的配合间隙和良好的表面质量。在一般情况下，活塞销的刚度尤为重要，活塞销发生弯曲变形，可能使活塞销座损坏。

二、活塞销材料

活塞销的材料一般为低碳钢或低碳合金钢，如20、20Mn、15Cr、20Cr或20MnV等。外表面渗碳淬硬，再经精磨和抛光等精加工。这样既提高了表面硬度和耐磨性，又保证有较高的强度和冲击韧性。

三、活塞销的结构

活塞销的结构如图6-27所示。为了在最小的质量下获得最大的刚度，活塞销一般都做成中空的圆柱形，如图6-27a所示。图6-27b所示的组合形是从接近等强度出发，两端为锥形，中间为圆柱形。这种结构最为合理，结构质量较小。图6-27c所示活塞销两端为锥形，

这种结构也是以接近等强度而设计的，且采用冷挤压成形，工艺简单，强度高，因此广泛用在轿车发动机中。活塞销为了保证外表面耐磨且内部韧性好，能够抗冲击，故大都采用低碳合金钢制造，并采用外表面渗碳淬火。

1. 全浮式活塞销

活塞销与活塞销座的连接大多采用全浮式连接，如图 6-28 所示，即在发动机运转过程中，活塞销不仅可以在连杆小头衬套孔内，还可以在销座孔内缓慢转动，以使活塞销各部分的磨损比较均匀。在采用铝活塞时，由于销座的热膨胀量大于钢质活塞销，为了保证热工作状态下，销与销座的正常工作间隙(0.01～0.02mm)，在冷态装配时，销与销座孔采用过渡配合。装配时，应把活塞放在 70～80℃的油中加热，然后用手轻轻把销推入销孔中。为了防止活塞销轴向窜动而刮伤气缸壁，在活塞销座孔两端用卡环嵌在销座环槽中加以轴向定位。

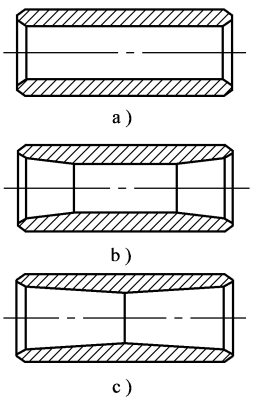


图 6-27 活塞销的结构

a）圆柱形 b）组合形 c）两端锥形

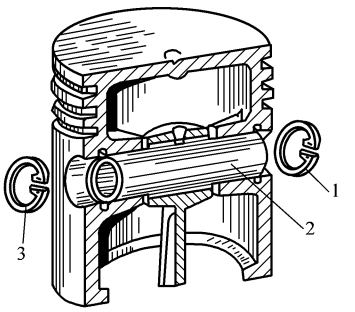


图 6-28 活塞销连接方法

1、3—卡环 2—活塞销

2. 半浮式活塞销

半浮式连接就是销与销座孔和连杆小头两处中，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，将销压入，为过盈配合，销与座孔间有一定装配间隙。这种连接方式是销座孔内无卡簧，小头处无衬套，适用于轻型高速发动机。

四、活塞销的选配

1. 活塞销的损伤

活塞销由于受到尺寸的限制，一般外径较小。因此单位面积受到的载荷较大，并且还承受一定的弯矩作用，使活塞销产生磨损和弯曲。

全浮式活塞销主要损伤部位是其与活塞和连杆的连接配合处，其径向磨损后失圆，轴向磨损成台阶形。在工作中，活塞销会慢慢地转动，使磨损减轻，并沿圆周均匀分布。此外，由于全浮式活塞销载荷分布均匀，提高了活塞销的抗弯强度，因此，这种连接形式的活塞销的弯曲变形一般较小。

半浮式活塞销目前在微型车发动机上采用较多。由于活塞销与连杆小头衬套无相对转动，其磨损部位一般发生在其与活塞销座孔配合表面，且沿圆周方向的磨损也不均匀，其平行于气缸轴线的上下方向是受力最大的部位，通常也是磨损最大的部位。这种连接形式的活

塞销在磨损的同时，一般会伴随弯曲变形。其优点是活塞销与活塞销座孔的配合间隙可略微大些，但装配时必须采用专用工具。

活塞销磨损过大，将会引起气缸偏磨和不正常的金属敲击声响。如活塞销弯曲变形过大，将会引起销座严重的应力集中，可能造成销座的破裂。

活塞销磨损后，如配合间隙大于许用极限(汽油机一般为 0.05mm，柴油机一般为 0.075mm)应予更换。如小于此极限，可将活塞销磨削到最大磨损处的直径尺寸，然后进行镀铬、镀铁胀粗等方法修复。

2. 活塞销的选配

发动机大修时，活塞销必须随活塞的更换而更换。活塞销除标准尺寸外，还有四级加大的修理尺寸，除标准尺寸至第一级修理尺寸的级差为 0.08mm 外，其余为 0.04mm，共分为四级，以适应发动机在两次大修之间的修理要求。

选配活塞销的质量要求是：新活塞销表面粗糙度 R_a 不大于 0.63μmm，无锈蚀斑点，圆度、圆柱度不超过 0.0025mm，同组活塞重量差在 10g 以内。

活塞销修理尺寸的选用，可以按照原活塞销尺寸的加大量和连杆衬套、活塞销座孔的磨损程度来决定，并应成组更换。

3. 活塞销座孔的修配

全浮式活塞销与销座孔的配合，对于汽油机，在常温下应有微量的过盈，过盈量一般为 0.0025～0.0075mm。当活塞处于 348～353K(70～80℃)时，又有微量的间隙，活塞销能在销座孔内转动。但无间隙感，要求它们之间的接触面积在 75% 以上。对于柴油机，在常温下是过渡配合，允许有轻微间隙。

活塞销与销座孔的上述配合要求一般是通过对活塞销座孔的铰削或镗削来实现的。近年来，许多工厂生产的活塞，其销座孔是经过精加工的，它可与标准修理尺寸的活塞销相配合。活塞销与座孔的标准尺寸又按直径分组，每组相差 0.0025mm。因为这一微小尺寸差无法测量，经常以不同颜色加以区别，使用时应选用颜色相同的活塞与活塞销进行装配。这样可以保证装配精度，也为修理作业提供方便。

(1) 活塞销座孔的铰削　活塞销座孔的铰削是用手工操作进行的，其工艺是：

1) 选择铰刀。根据活塞销的实际尺寸选择长刃铰刀，刀刃长度应能保证两活塞销座孔能同时进行铰削，以保证两孔的同轴度。

2) 调整铰刀。将铰刀垂直地夹持在台虎钳上，初步调整铰刀，第一刀一般调整到刀片上端刚刚露出销座孔即可，以后各刀的调整量也不应过大，一般是旋转调整螺母 60°～90°为宜。

3) 铰削。铰削时两手握住活塞，施以轻轻的压力，用力要均匀，掌握要平稳，按顺时针方向旋转铰销，如图 6-29 所示。

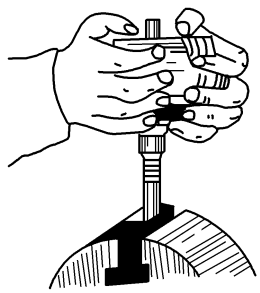


图 6-29　活塞销座孔的铰销

为了使销座孔铰削正直，每调整一次铰刀，都要从销座孔两个方向各铰一次。每次铰削到当刀片下端面接近活塞下方销座孔时，应压下活塞，使它从铰刀下方脱出，以免铰偏和起棱。

4) 试配。铰削过程中，应随时用活塞销进行试配，防止铰大。当铰到用手掌力量能将活塞推入一个销座孔深度的 1/3 时，如图 6-30 所示，应停止铰削。然后用铜冲垫在活塞销外端，用木

锤或铜锤轻轻将活塞销打入销座孔内。在打压时，应防止活塞销倾斜损伤座孔表面，然后用冲头将活塞销从反方向冲击，视其接触痕迹进行刮削修正。

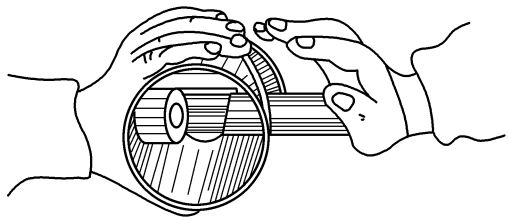


图 6-30 活塞销座与活塞销座孔的铰销

5）刮削。刮削修正的部位是活塞销座孔中接触痕迹较深的表面。刮削的要领是：从里向外，刮大留小、刮重留轻，以免造成座孔的圆柱度超差，并应边刮边试配。注意试配时应始终在座孔较大的一端进。座孔经刮削后，活塞销应能用手掌力量从原来试配的一端推入1/2～2/3，且接触面积为75%以上，分布均匀，轻重一致。

（2）活塞销座孔的镗削　活塞销座孔可以采用镗削方法加工。镗削多采用高速精镗，以达到较高的精度和较低的表面粗糙度。加工精度可达2～1级，加工孔径尺寸公差可保持在0.005～0.008mm，圆度和圆柱度误差不大于0.0015～0.0025mm，表面粗糙度 R_a 不大于0.80μmm。这种精镗切削速度高，切削截面小，因此切削力小，热变形小，提高了加工精度，降低了表面粗糙度，并且有较高的生产率。

活塞销座孔的加工还应保持座孔与活塞轴线的垂直度，垂直度的破坏将产生活塞与气缸的偏磨现象。

（3）活塞销与连杆衬套的修配　在修理过程中，如活塞、活塞销已换成新件，则连杆衬套必须同时更换，并通过铰削或镗削恢复它与活塞销的正常配合要求。

更换连杆衬套：更换连杆衬套需在连杆经过检查、校正之后进行。衬套与连杆小头的配合，应有0.10～0.20mm的过盈量，以保证衬套工作时不发生转动。过盈量过大会造成压入衬套困难，甚至压坏衬套。

过盈量的测量可用游标卡尺分别测量连杆小头内径和新衬套的外径，差值就是衬套的过盈量，通过测量选择新的衬套。通常用经验方法判断：在衬套压入小头之前先与活塞销试配，如能勉强套入活塞销，则为合适。如套不进活塞销，则说明加工余量太大；如套上后感到松旷，则加工余量太小，均应重新选配。

新衬套压入前应检查连杆小头孔是否有损伤、毛刺等，以免擦伤衬套外径。压入时衬套倒角应对着连杆小头有倒角的一侧，使其对正后压入，还要注意使油孔对准。对于两半截式的衬套，应使衬套压至连杆小头油孔边缘，以保证机油流动畅通。露出连杆小头端面的部分，需用锉刀修平。

第六节　连杆的构造与维修

一、连杆组的构造

连杆组包括连杆体、连杆盖、连杆螺栓和连杆轴承等零件。习惯上常常把连杆体、连杆盖和连杆螺栓合起来称作连杆，有时也称连杆体为连杆。

1. 连杆组的功用及工作条件

连杆组的功用是将活塞承受的力传给曲轴，并将活塞的往复运动转变为曲轴的旋转运动。

连杆小头与活塞销连接，同活塞一起往复运动；连杆大头与曲柄销连接，同曲轴一起旋转运动，因此在发动机工作时连杆进行复杂的平面运动。连杆组主要受压缩、拉伸和弯曲等交变负荷。最大压缩载荷出现在做功行程上止点附近，最大拉伸载荷出现在进气行程上止点附近。在压缩载荷和连杆组平面运动时产生的横向惯性力的共同作用下，连杆体可能发生弯曲变形。

根据连杆组的工作条件，连杆组应该具有足够的抗疲劳强度和结构刚度，质量应该尽可能小。若强度不足，连杆螺栓、连杆盖甚至连杆体都可能断裂。若刚度不够，则可能是大头变形而使连杆螺栓弯曲；大头孔失圆而使连杆轴承的润滑遭到破坏；连杆杆身弯曲而造成活塞与气缸壁、连杆轴承与曲柄销偏磨、气缸漏气和窜机油等造成的。

2. 连杆组材料

连杆体和连杆盖由优质中碳钢或中碳合金钢，如45、40Cr、42CrMo或40MnB等模锻或辊锻而成。连杆螺栓通常用优质合金钢40Cr或35CrMo制造。一般均经喷丸处理以提高连杆组零件的强度。

纤维增强铝合金连杆以其质量轻、综合性能好而备受注目。在相同强度和刚度的情况下，纤维增强铝合金连杆比用传统材料制造的连杆要轻30%。

3. 连杆构造

连杆由小头、杆身和大头构成，如图6-31所示。

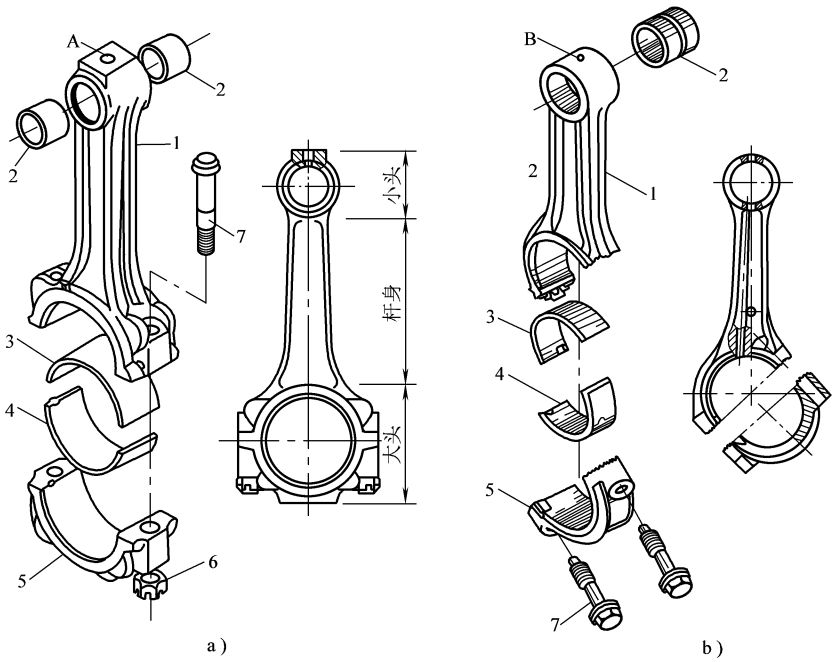


图6-31　连杆组及其各部件名称

a）平切口连杆　b）斜切口连杆

1—连杆体　2—连杆衬套　3—连杆轴承上轴瓦　4—连杆轴承下轴瓦　5—连杆盖　6—螺母　7—连杆螺栓

A—集油孔　B—喷油孔

（1）连杆小头　连杆小头除传力外还相对于活塞销往复摆动，因此在要求其具有一定强度和刚度的同时，还要求其耐磨和减小摩擦力。为此一般在连杆小头孔中压入减摩的衬

套。为了润滑活塞销与连杆衬套这对摩擦副，在小头及衬套上钻出集油孔或铣出集油槽，收集发动机运转时飞溅上来的润滑油进行润滑。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油道。

（2）连杆杆身　连杆杆身也承受交变载荷的作用，因此杆身要具有足够的断面积。为了在较小的质量下得到较大的刚度，高速发动机的连杆杆身大都采用“工”字形的断面，如图 6-32 所示，其长轴在连杆摆动平面内。为了使连杆从小头到大头传力比较均匀，杆身断面一般从小头到大头逐渐加大。有些连杆体上钻有喷油孔，喷出的油可润滑气缸、活塞销、活塞环、活塞等。

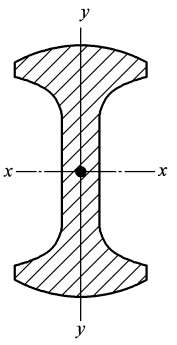


图 6-32　杆身工字形的断面

（3）连杆大头　连杆大头与曲轴上的连杆轴颈相连接，因此要求其有足够的强度和刚度。连杆大头与连杆盖的分开面大多垂直连杆轴线，称为平切口连杆。由于平切口连杆的大端具有较大的刚度，轴承孔受力变形小及制造费用低，因而大都采用这种结构。

在某些柴油机上，为了增加曲轴轴承的工作能力而使连杆轴颈（曲柄销）略大于气缸直径。为了使连杆大头在卸下连杆盖以后仍能从气缸抽出，连杆大头一般采用斜切口，斜角大多为 45°。某些 V 型发动机为了使曲轴箱外形更为紧凑，也采用斜切口连杆。斜切口连杆刚度较差，变形较大。当连杆受拉伸时，沿连杆杆体与连杆盖结合面方向作用着很大的横向力，使连杆螺栓承受剪切力。为此必须采用能承受较大剪切力的定位元件，才能保证工作可靠。

1）止口定位如图 6-33a 所示，优点是工艺简单，成本低，但不能防止大头盖止口向外变形、连杆体止口向内变形。这种大头盖与连杆体都是单向定位，定位不可靠。止口因加工误差或拆装变形对大头孔影响较大，且大头横向尺寸较大，不紧凑。图 6-34a 所示为止口定位实物图。

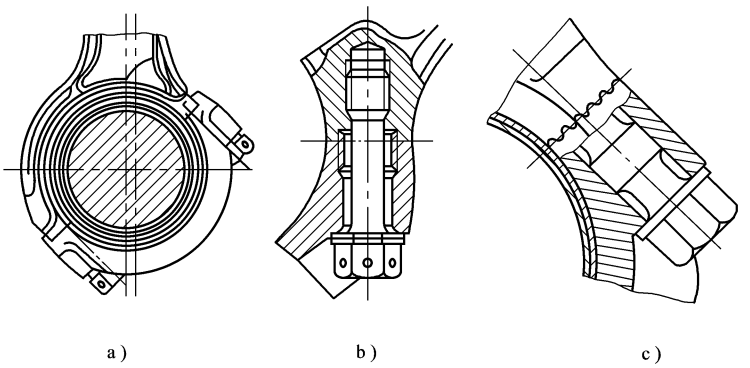


图 6-33　斜切口连杆的定位方式
a）止口定位　b）套筒定位　c）锯齿定位

2）套筒定位如图 6-33b 所示，连杆体的孔和连杆大头盖的孔是分别加工的，然后压配一个刚度大、抗剪强度高的短套筒。这样，拆装大头盖十分方便。其缺点是套筒孔的加工要求高，孔距不够准确时会出现过定位而引起大头孔严重失圆。另外大头横向尺寸也较大。

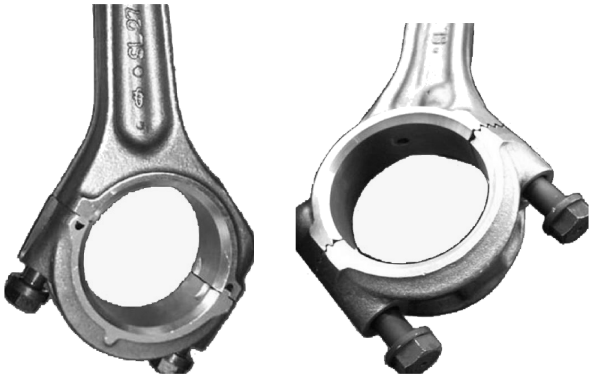
3）锯齿形定位如图 6-33c 所示，优点是锯齿接触面积大，贴合紧密，定位可靠，结构紧凑。对齿距公差要求较严，但现代采用拉削工艺能较好地满足要求，故这种定位在某些柴油机中常被采用。图 6-34b 所示为锯齿定位实物图。

在轿车发动机中斜切口连杆应用很少，一般都采用尺寸紧凑的平切口形式。

4. V 型发动机连杆

V 型发动机由于左右两缸的连杆装在同一个曲柄销上，故其结构随安装布置而不同。V 型发动机的连杆布置有三种形式，如图 6-35 所示。

（1）并列式连杆布置　如图 6-35a 所示，两个相同的连杆一前一后并列地安装在同一个曲柄销上。这种连杆可以通用，结构与单列式发动机的连杆相同，只是大头宽度一般要稍小一些。这种布置因左右气缸要在轴向错开一段距离，故使发动机的长度增加。



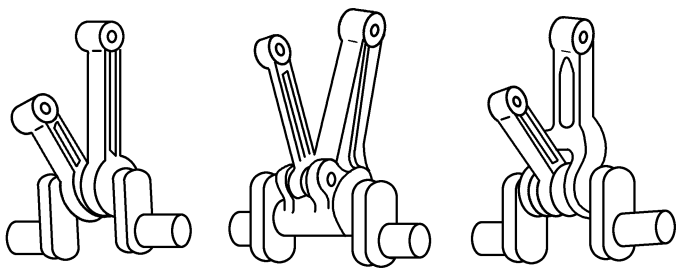
a)　　b)

图 6-34　斜切口连杆的定位方式

a）止口定位　b）锯齿定位

（2）主副连杆布置形式　如图 6-35b 所示，它是左右两缸中，一缸采用主连杆，它的大头与曲柄销相配装；另一缸采用副连杆，它的大头与主连杆上的大头（或连杆盖）上的两个凸耳用销作铰链连接。这种结构的连杆在同一个平面内运动，故气缸中心线位于同一平面内，不增加发动机长度。缺点是连杆不能互换。

（3）叉形连杆布置形式　如图 6-35c 所示，它是左右两缸中，一缸的连杆为叉形，另一缸的为片形。安装时，片形连杆插在叉形连杆大头的空档中，围绕叉形连杆轴瓦的外圆表面摆动，叉形连杆的轴瓦即为片形连杆的铰接销。虽然它十分紧凑，但两缸的连杆、轴瓦都不相同，故制造复杂。



a）　　b）　　c）

图 6-35　V 型发动机的连杆布置形式

a）并列式连杆　b）主副连杆　c）叉形连杆

为了保证连杆大头孔尺寸精确，连杆与连杆盖通常配对加工，并在同侧打上记号，装配时不得互换或变更装配方向。轿车大都采用并列式连杆布置形式。

5. 连杆螺栓及轴瓦

连杆螺栓一般采用韧性较好的优质碳素钢或优质合金钢制成，并经热处理。连杆螺栓装配时要按规定的扭紧力矩上紧，使螺栓具有足够的预紧力以保证连杆轴瓦与大头孔良好地贴合，保证连杆体与连杆盖之间有足够的压紧力。扭紧力矩过小，连杆剖分面处易产生缝隙，使连杆螺栓受到很大附加拉力而造成疲劳断裂；反之，扭紧力矩过大，超过了螺栓材料的屈服强度，会造成螺栓变形甚至断裂。为此安装连杆螺栓时，应当用扭力扳手将两个螺栓分两三次交替均匀地拧紧至规定力矩。为防止螺纹连接自行松脱，连杆螺栓处设有防松装置，常用的有开口销、锁片、铁丝、自锁螺母、螺纹表面镀铜等方法。

安装在连杆大头孔中的连杆轴瓦是剖分成两半的滑动轴承，如图 6-36 所示。轴瓦是在厚 1 ~3mm 的薄钢背的内圆面上浇铸 0. 3 ~0. 7mm 厚的减摩合金层，起到减小摩擦阻力和加速磨合的作用。轴承合金轴瓦的疲劳强度较低，只能用于负荷不大的汽油机，而铜铅合金或

高锡铝合金轴瓦均具有较高的承载能力与耐疲劳性。含锡量20%以上的高锡铝合金轴瓦在汽油机和柴油机上均得到广泛采用。在铜铅合金减摩层上再镀一层厚度为0.02 ~0.03mm的铜或锡，即能用于高度强化的柴油机。

连杆轴瓦的背面应有精度很高的表面粗糙度。半个轴瓦在自由状态下不是半圆形，当它们装入连杆大头孔内时，又有过盈，故能均匀地紧贴在大头孔壁上，具有很好的承受载荷和导热的能力。这样可以提高其工作可靠性和延长使用寿命。

为了防止连杆轴瓦在工作中发生转动或轴向移动，在两个连杆轴瓦的剖分面上，分别冲压出高于钢背面的两个定位凸键3(图6-36)。装配时，这两个凸键分别嵌入连杆大头和连杆盖上的相应凹槽中，如图6-37所示。在连杆轴瓦内表面还加工有油槽2(图6-36)，用以储油，保证可靠润滑。

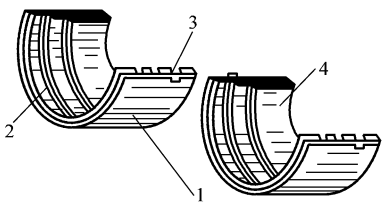


图6-36 连杆轴瓦

1—钢背 2—油槽 3—定位凸键 4—减摩合金层

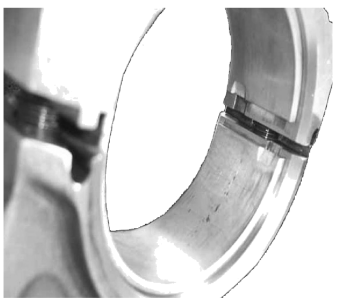


图6-37 连杆盖的凹槽

二、连杆组的维修

1. 活塞销与连杆衬套的修配

在修理过程中，如活塞、活塞销已换成新件，则连杆衬套必须同时更换，并通过铰削或镗削恢复它与活塞销的正常配合要求。

(1) 更换连杆衬套 更换连杆衬套需在连杆经过检查、校正之后进行。衬套与连杆小头的配合，应有0.10 ~0.20mm的过盈，以保证衬套工作时不发生转动。过盈量过大会造成压入衬套的困难，甚至压坏衬套。

过盈量的测量，可用游标卡尺分别测量连杆小头内径和新衬套的外径，差值就是衬套的过盈量，通过测量选择新的衬套。通常用经验方法判断：在衬套压入小头之前先与活塞销试配，如能勉强套入活塞销，则为合适。如套不进活塞销，则说明加工余量太大；如套上后感到松旷，则说明加工余量太小，均应重新选配。

新衬套压入前应检查连杆小头孔是否有损伤、毛刺等，以免擦伤衬套外径。压入时衬套倒角应对着连杆小头有倒角的一侧，使其对正后压入，还要注意使油孔对准。对于两半截式的衬套，应使衬套压至连杆小头油孔边缘，以保证机油流动畅通。露出连杆小头端面部分，需用锉刀修平。

(2) 连杆衬套的铰削 连杆衬套的铰削与活塞销座孔的铰削基本相同。其工艺是：

1) 选择铰刀：根据活塞销实际尺寸，选择相应的可调铰刀，将铰刀垂直于台虎钳口夹紧。

2) 调整铰刀将连杆小头套入铰刀，一手托住连杆大头，一手压下连杆小头，以刀刃露

出衬套上端面 3～5mm 为第一刀的铰削量来进行铰削，如铰削量太大或太小，会使连杆在铰削中出现摆动，衬套易铰成棱形或喇叭口形。

3）铰削：一手托住连杆大头，按顺时针方向均匀转动连杆，一手把持住连杆小头，并向下略施压力，如图 6-38 所示。

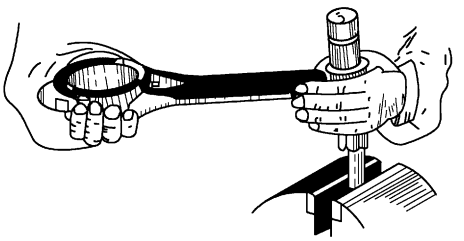


图 6-38　铰削连杆衬套

铰削时应保持连杆杆身与铰刀轴线垂直，防止铰偏。当衬套下平面与刀刃下方相平时，应停止铰削，将连杆小端下压，使其脱出铰刀，以免铰出棱坎。

保持铰刀直径不变，再将连杆小端反面重铰一次，这样可以保证衬套内圆的圆柱度。铰刀每次的调整量以旋转螺母 60°～90°角为宜。

4）试配：为防止铰削过度，应边铰削边用活塞销试配。当铰削到能用手掌力量将活塞销推入衬套 1/3～2/5 时，应停止铰削。然后将活塞销压入或用木槌打入衬套内，再用台虎钳夹住活塞销两端往复扳转连杆。从相反方向以台阶形冲头将活塞销冲出，查看衬套的接触情况，进行必要的修刮。

5）修刮：根据衬套接触痕迹和松紧度，用刮刀修刮到能用手掌力量将活塞销推入连杆衬套为止。修刮要领与修刮活塞销座孔相同。

（3）连杆衬套的镗削　镗削连杆衬套时，以衬套的内孔为定心基准。固定好连杆大头，支承好连杆小头，用连杆衬套的镗刀按标准活塞销尺寸进行镗削。镗削后进行试配和必要的修刮。图 6-39 所示为在小型镗削机上镗削定位的情况。

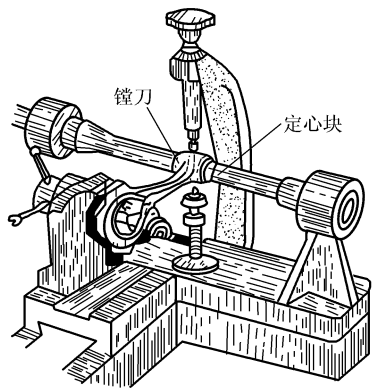


图 6-39　连杆衬套的镗削

镗削加工生产效率高，加工精度好，可保证连杆大小端孔中心线相互平行，半浮式活塞销衬套的加工可采用连杆衬套的镗削加工方法。

（4）连杆衬套修理质量的检验　活塞销与连杆衬套的配合是否符合要求，通常是以感觉来判断的。因为它们在常温下仅有 0.005～0.010mm，这样高的配合要求很难测量。

1）检验配合间隙。镗削后的衬套，表面粗糙度小，应以拇指力量能压入抹过机油的活塞销为宜；或将活塞销夹于台虎钳上，沿活塞销轴线方向扳动连杆，应无间隙感，且连杆小头两端的油膜应无气泡。转动连杆时，应圆滑无滞，如图 6-40 和图 6-41 所示。

对于手工铰削的衬套，应以手掌力能压入涂抹过机油的活塞销为宜，或在台虎钳上把连杆向上转至与水平约成 75°时能停住，用手轻轻振动，连杆应能靠其自重徐徐下落，则说明配合间隙符合要求。

2）检验接触面积。如图 6-41 所示，将连杆左右转动数次，然后将活塞销取下，连杆衬套内圆表面的接触痕迹的面积应在 75% 以上。接触点分布均匀，轻重一致。

2. 连杆的修理

连杆在工作中由于受复杂的交变载荷作用，会发生杆身弯曲、扭曲和双重弯曲，有时也

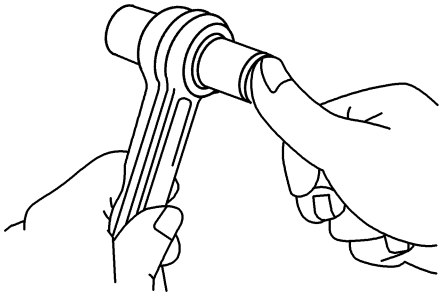


图 6-40 活塞销与连杆衬套手工简单试配

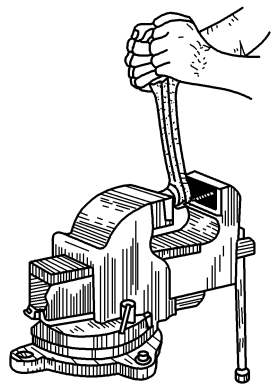


图 6-41 活塞销与连杆衬套工具试配

会出现大小头内孔的磨损、螺栓孔损坏、大端接触面损伤，以及连杆的裂纹等。

连杆的弯曲、扭曲和双重弯曲，是由发动机超负荷和爆燃等原因引起的，上述变形将使活塞在气缸中歪斜，造成活塞与气缸、连杆轴承与连杆轴径的偏磨。

连杆大头内孔磨损将产生失圆和锥形，当其圆度和圆柱度超过 0.025mm 时，可在轴承盖端面加调整垫或堆焊修复。连杆大头与曲柄之间，一般应有 0.10～0.35mm 的间隙，超过 0.50mm 时，应在大头侧面堆焊。

连杆螺栓在工作中受很大的交变载荷作用，会发生拉长、裂纹和螺纹损坏等损伤，严重时会断裂，造成敲坏气缸体的严重事故。修理中要认真检查，不符合技术要求时，应及时更换。

（1）连杆弯曲、扭曲变形的检验　连杆变形的检验可在连接检验器上进行，如图 6-42、图 6-43 所示。

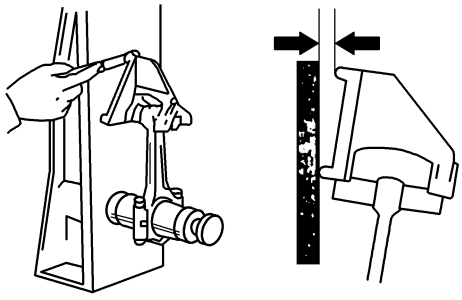


图 6-42 连杆弯曲的检测

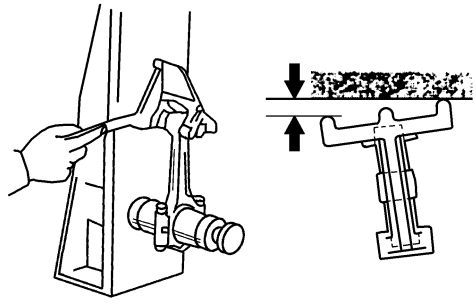


图 6-43 连杆扭曲的检测

检验器上有支持连杆大端孔的可调心轴，它与平板相垂直。进行检验时，首先将连杆大端的轴承盖装好，不装轴承，并按规定转矩拧紧螺栓，确认大端轴承孔的圆度、圆柱度符合技术要求后，装上已经铰配好的活塞销；再将连杆大端装到检验器横轴上，使心轴定心块向外扩张，把连杆固定在检验器上；最后将带有 V 形块的“三点规”放在连杆小头的活塞销上。三点规上的三点共面，且与 V 形块垂直，下面两点间的距离为 100mm，上测点与两下测点连线的垂直距离也是 100mm。

检验时，如果三点规的三个测点都与检验平板接触，则说明连杆既无弯曲也无扭曲。

1）连杆弯曲。若上测点与平板接触，下面两测点与平板不接触，且与平板的间隙相等，或下面的两测点与平板接触，而上测点与平板不接触，则表明连杆发生了弯曲。这时用塞尺测得的测点与平板间的间隙值，即为连杆在100mm长度上的弯曲度值。

2）连杆弯曲。如果只有一个下测点与平板接触，且上测点与平板的间隙等于另一个测点与平板间隙的一半，此时下测点与平板的间隙，即为连杆在100mm长度上的扭曲度值。

3）连杆弯扭并存。当一个下测点与平板接触时，上测点与平板的间隙就不等于另一个下测点与平板间隙的一半，这时下测点与平板的间隙，即为连杆在100mm长度上的扭曲度值；上测点与平板的间隙和下测点与平板间隙的一半的差值，即为连杆在100mm长度上的弯曲度值。

连杆双重弯曲的检验如图6-44所示。检验时，将连杆大端端面与平板靠紧，测出连杆小端端面与平板的距离 a；将连杆翻转180°，用同样方法测出距离 b。若两次测得数值不等，则说明连杆有双重弯曲，两次测得的数值之差（$a-b$），即为双重弯曲值。

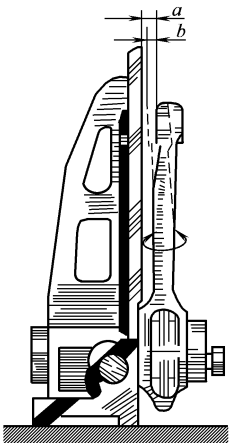


图6-44　连杆双重弯曲的检验

汽车修理技术标准规定：连杆在100mm长度上弯曲度值应不大于0.03mm，扭曲度值应不大于0.06mm。超过允许数值应进行校正。

（2）连杆弯曲、扭曲变形的校正　通常用连杆校正器的附设工具校正连杆的弯、扭变形。

校正扭曲时，先将连杆大端盖装好，装到检验器的心轴上，然后用扳钳进行校正，直至合格为止，如图6-45所示。弯曲的校正方法如图6-46所示。校正时，将弯曲的连杆置于压具上，使弯曲部位的凸面最高处对着支点，并在丝杠和连杆受压处之间放好垫铁，然后利用丝杠施加压力，使连杆向已弯的反方向发生变形，并使连杆变形量为弯曲部位变形量的几倍到几十倍，停留一定时间，待金属组织稳定后，再去掉载荷。重新复查校正情况，确定是否需要再次校正。

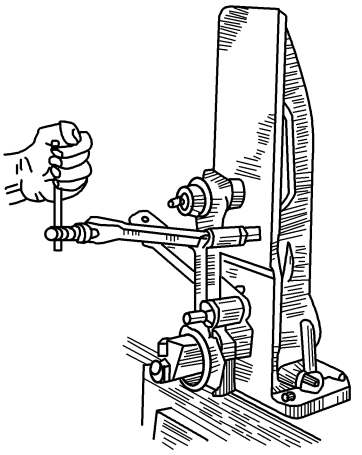


图6-45　连杆扭曲的校正

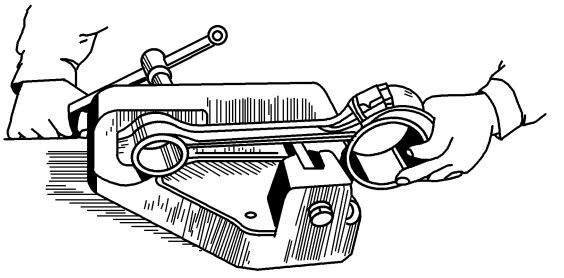


图6-46　连杆弯曲的校正

连杆的校正通常在常温下（冷压）进行，卸除负荷后，连杆有恢复原状的趋势。因此，

在校正弯、扭变形较大的连杆后，最好进行时效处理。

此时可将校正后的连杆加热至300℃左右，并保温一定时间。校正弯、扭变形小的连杆时，只需在校正负荷下保持一定时间即可。当连杆弯扭并存时，一般先校正扭曲后校正弯曲。

连杆经过弯、扭校正后，两端座孔轴心线的变化应不大于0.15mm，否则会影响气缸的压缩比。

（3）活塞连杆组的装配及注意事项　活塞连杆组各零件经修理、检验合格后，即可装配成组合件。装配前应进行彻底清洗，尤其要清洗干净连杆油道中的污垢。

1）活塞和连杆的组装。将活塞置于水中加热至70～80℃取出，迅速擦拭干净活塞销座孔，在座孔和活塞销上涂些薄机油，用大拇指把活塞销推入座孔(严禁用手锤打入)，并迅速通过连杆小头衬套孔，直至另一侧销座孔锁环槽的内端面。装上锁环，锁环嵌入环槽中的深度应不小于锁环直径的2/3。锁环与活塞销两端应各有0.10～0.25mm的间隙，否则易把锁环顶出，造成拉缸事故。

装配前，活塞销及衬套孔应先涂上15W/40润滑油。活塞、连杆、连杆盖组合装配时，上面的标记应朝同一个方向，即朝发动机前面，这一点特别重要。

2）装活塞销锁环：将活塞销锁环装于活塞销座孔两端的环槽内，如图6-47所示。

3）装连杆轴瓦：将连杆轴瓦装于连杆体大头端和连杆盖上，轴瓦的定位凸键要与键槽对准，轴瓦内表面涂抹105润滑脂。

4）装连杆盖：将连杆盖装于连杆体上，注意连杆盖与连杆体上的配对记号或数字必须一致。

5）拧上连杆螺栓。不是新更换的连杆，其螺栓按原顺序拧上即可，无需拧紧至规定力矩。

6）活塞连杆组称重。同台发动机的活塞连杆组质量允许误差一般小于平均值的4%。

（4）活塞环和活塞的组装　安装活塞环时，用专用工具或徒手依次安装油环、第二道活塞环和第一道活塞环。注意有标记的一面朝上，如图6-48所示，并在活塞环和活塞环槽上加适量的15W/40润滑油。

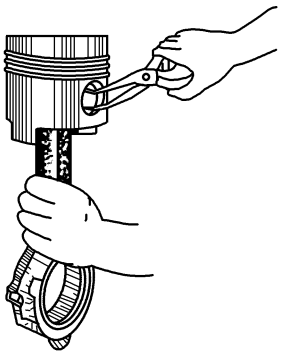


图6-47　安装活塞销锁环

图6-48　活塞环朝上标记图

应注意各道环的结构和安装方向。许多车的第一道活塞环采用镀铬环(白亮颜色)，以改善润滑性和减缓磨损。装配时，镀铬环应装在第一道环槽内。

活塞环装好后，应能在环槽中灵活转动，不得有阻滞现象。当把活塞连杆组装到气缸中时，三道活塞环的开口应相互错开 120°，组合油环的上下刮片开口错开 180°，如图 6-49 所示。图 6-50 所示为 LJ465 发动机活塞环安装工艺图，一、二道气环对口相错 180°，将油环上下开口相错 180°装入活塞第三槽中，油环开口连线和两气环开口连线互相垂直，均与活塞顶箭头标线成 45°角。注意，安装活塞环之后，应往活塞槽中注油润滑油。

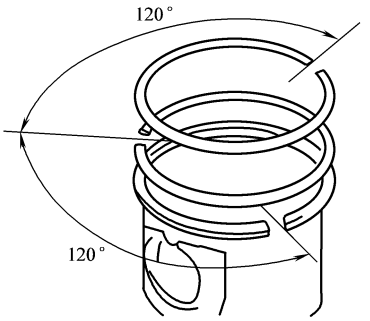


图 6-49　活塞环开口间隙要求

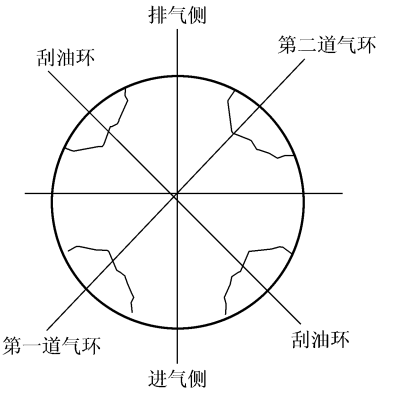


图 6-50　LJ465 发动机活塞环安装工艺图

思　考　题

1. 活塞的作用是什么？由哪几部分组成？
2. 活塞采用特殊结构的原因是什么？一般活塞的形状有何特点？
3. 活塞环分哪两大类？各有何用途？安装时应注意什么？
4. 试述连杆的作用及构造？
5. 活塞与气缸选配的目的是什么？如何进行选配？
6. 为何进行活塞与气缸选配？
7. 拆装活塞环应注意什么？
8. 活塞销与活塞销座孔、连杆的连接方式有几种？
9. 拆装连杆应注意什么？
10. 如何检验和校正连杆的弯曲变形与扭曲变形？
11. 简述活塞连杆组的组装工艺。

第七章　曲轴飞轮组的构造与维修

曲轴飞轮组的结构，如图 7-1 所示。

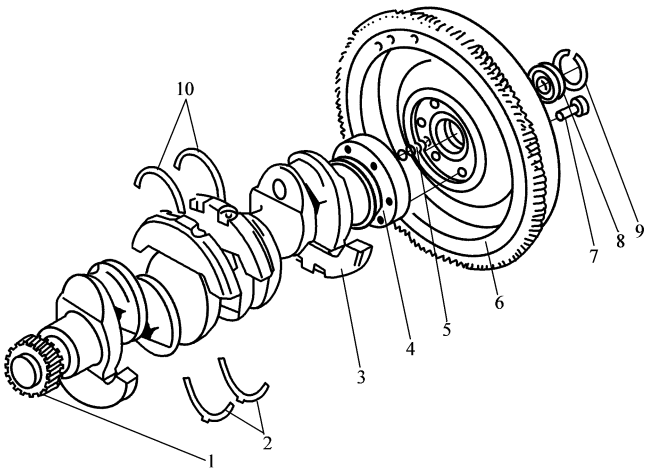


图 7-1　曲轴飞轮组的组成

1—曲轴正时齿轮　2—下止推片　3—平衡重　4—曲轴　5—定位销　6—飞轮　7—飞轮螺栓
8—变速器第一轴承　9—挡圈　10—上止推片

第一节　曲轴的构造

一、曲轴的功用及工作条件

1. 曲轴的功用

曲轴是把活塞、连杆传来的力转变为转矩，用以驱动汽车的传动系和发动机的配气机构以及其他辅助装置。

2. 曲轴的工作条件

曲轴在周期性变化的气体压力、惯性力及力矩的共同作用下工作，承受弯曲和扭转交变载荷。因此，曲轴应有足够的抗弯曲、抗扭转的疲劳强度和刚度；轴颈应有足够大的承压表面和耐磨性；曲轴的质量应尽量小；对各轴颈的润滑应充分。

曲轴各部分名称如图 7-2 所示。

二、曲轴组成材料

曲轴一般由 45、40Cr、35Mn_2 等中碳钢和中碳合金钢模锻而成，轴颈表面经高频淬火或氮化处理，最后进行精加工。

现代汽车发动机广泛采用球墨铸铁曲轴，如 CA488-3、奥迪 100、捷达 EA827、富康 TU 和切诺基等汽油机，以及 6120、YC6105Q 等柴油机均采用球墨铸铁曲轴。球墨铸铁价格便宜，耐磨性能好，轴颈不需硬化处理，同时金属消耗量少，机械加工量也少。

为提高曲轴的疲劳强度，消除应力集中，轴颈表面应进行喷丸处理，圆角处要经滚压处理。

三、曲轴的类型

曲轴基本上由若干个单元曲拐构成。一个曲柄销，左右两个曲柄臂、两个主轴颈构成一个单元曲拐，如图 7-2 所示。单缸发动机的曲轴只有一个曲拐，多缸直列式发动机曲轴的曲拐数与气缸数相同，V 型发动机曲轴的曲拐数等于气缸数的一半。将若干个单元曲拐按照一定的相位连接起来再加上曲轴前、后端便构成一根曲轴。多数发动机的曲轴的曲柄臂上都装有平衡重。

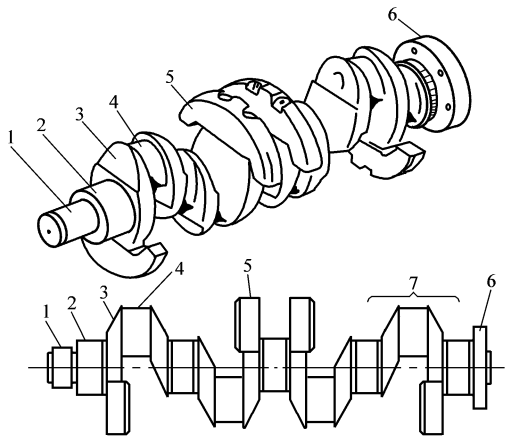


图 7-2　曲轴各部名称

1—曲轴前端　2—主轴颈　3—曲柄臂　4—曲柄销
5—平衡重　6—曲轴后端凸缘　7—单元曲拐

（1）按单元曲拐连接方法的不同　曲轴分为整体式和组合式两类。

1）整体式曲轴。各单元曲拐锻制或铸造成一个整体的曲轴为整体式曲轴。其优点是工作可靠，质量轻，结构简单，加工面少，为中小型发动机所广为采用，如图 7-2 所示。

2）组合式曲轴。由单元曲拐组合装配而成的曲轴为组合式曲轴。单元曲拐便于制造，即使是大型曲轴也无需大型专用制造设备。另外，单元曲拐如果加工超差或使用中损坏可以更换，而不必将整根曲轴报废。组合式曲轴结构复杂，拆装不便，如图 7-3 所示。国产 135 系列柴油机采用组合式曲轴。

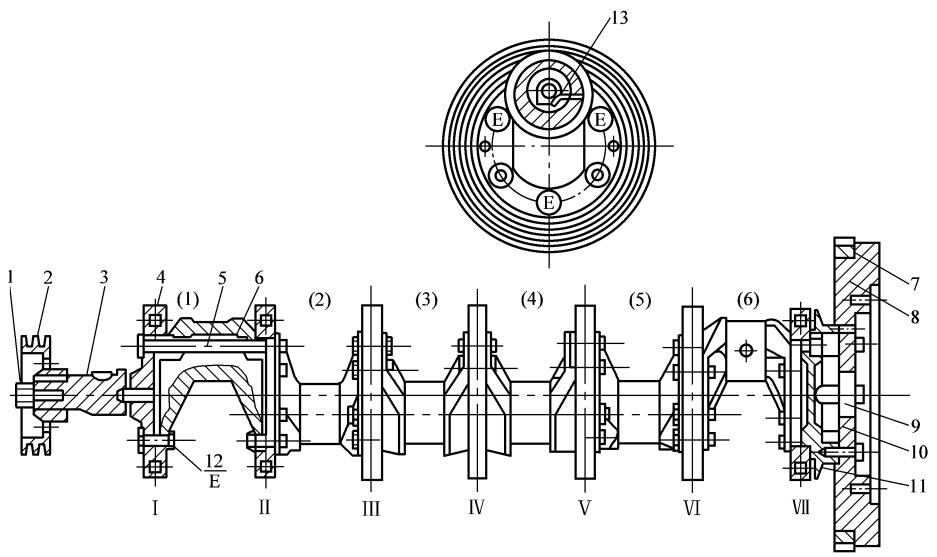


图 7-3　组合式曲轴

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

（2）按曲轴主轴颈数的多少　曲轴可分为全支承曲轴和非全支承曲轴，如图 7-4 所示。

1）全支承曲轴。在相邻的两个曲拐间都有主轴颈的曲轴为全支承曲轴。其优点是抗弯曲能力强，并可减轻主轴承的载荷。但主轴颈多，加工表面多，曲轴和机体相应较长。在直列式发动机中，全支承曲轴的主轴颈数比气缸数多一个；在 V 型发动机中，全支承曲轴的主轴颈数比气缸数的一半多一个。现代汽车发动机多采用全支承整体式曲轴。

2）非全支承曲轴。主轴颈数少于全支承曲轴主轴颈数的为非全支承曲轴，其优缺点与全支承曲轴恰好相反。

四、曲轴的构造

曲轴形状比较复杂，它可分为主轴颈、曲柄销(又称连杆轴颈)、曲柄、平衡重、前端轴和后端轴五个部分，并通过主轴颈支承在主轴承上旋转。

1. 曲柄销

曲柄销与连杆大头相连，并在连杆轴承中转动，曲柄销与气缸数相等。为了使曲轴易于平衡，曲柄销对称布置。如四缸发动机曲轴的一、四缸曲柄销在同一侧，二、三缸曲柄销在另一侧，两者相差 180°，如图 7-4 所示。

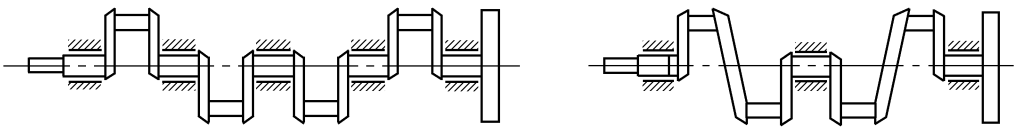


图 7-4 曲轴的支承形式

a）全支承曲轴 b）非全支承曲轴

主轴颈和曲柄销均需润滑。机油经机体上的油道进入主轴承润滑主轴颈，再从主轴颈沿曲轴中的油孔(实心轴颈)进入连杆轴承润滑曲柄销，如图 7-5 所示。

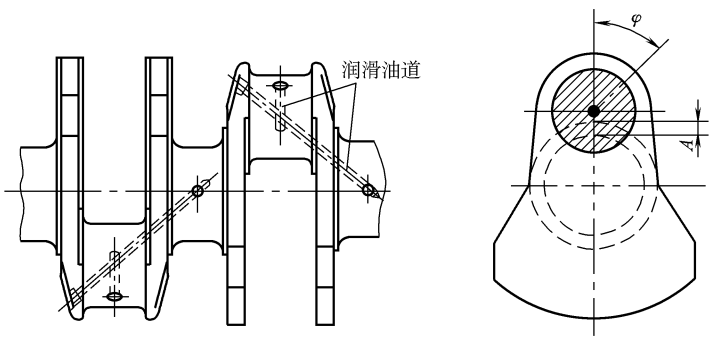


图 7-5 连杆轴承供油方式

2. 曲柄

曲柄是主轴颈与曲柄销的连接部分，也是曲轴受力最复杂、结构最薄弱的环节。曲柄形状多数呈矩形或椭圆形，它与主轴颈和曲柄销的连接处形状突然变化，存在着严重的应力集中现象，曲轴裂缝或断裂大多数出现在这个部位。为了减小这种应力集中现象，此处都采用过渡圆角连接。但过渡圆角半径过大会使轴承的承压面积减小。

3. 平衡重

平衡重用来平衡发动机不平衡的离心力和离心力矩，有时还用来平衡一部分往复惯性力。对于四缸、六缸等多缸发动机，由于曲柄对称布置，往复惯性力和离心力及其产生的力矩，从整体上看都能相互平衡，但曲轴的局部却受到弯曲作用。从图 7-6a 中可以看出，第 1 和第 4 曲柄销的离心力 F_1 和 F_4 与第 2 和第 3 曲柄销的离心力 F_2 和 F_3 因大小相等、方向相反而相互平衡；F_1 和 F_2 形成的力矩 $M_{1\text{-}2}$ 与 F_3 和 F_4 形成的力矩 $M_{3\text{-}4}$ 也能相互平衡。但是

两个力矩都给曲轴造成了弯曲载荷。曲轴若刚度不够就会产生变形，引起主轴颈和轴承偏磨。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设置平衡重，如图7-6b所示。平衡重所造成的弯矩可以同$M_{1\text{-}2}$和$M_{3\text{-}4}$造成弯矩平衡。一般四缸发动机设置4块平衡重；六缸发动机可以设置4块、6块、8块平衡重，甚至在所有曲柄下均设有平衡重。加平衡重会导致曲轴质量和材料消耗增加，锻造工艺复杂。因此，曲轴是否加平衡重，要视具体情况而定。

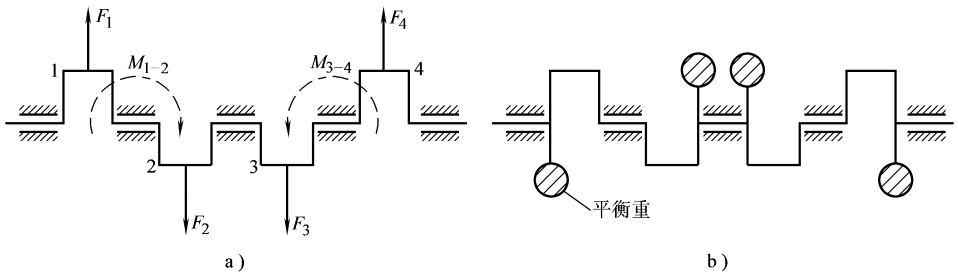


图7-6　曲轴平衡重作用示意图

a）受力平衡　b）设置平衡重

平衡重形状多成扇形，使其重心远离曲轴回转中心，以期在较小的质量下获得较大的旋转惯性力。有的平衡重与曲柄臂锻或铸成一体，如图7-5所示。有的则是单独制成零件，再用螺栓紧固在曲柄臂上。

4. 前端轴与后端轴

前端轴是第一道主轴颈之前的部分，通常有键槽和螺栓孔，用来安装正时齿轮、带轮、扭转减振器等。后端轴是最后一道主轴颈之后的部分，一般在其后端有凸缘盘，飞轮用螺栓紧固于曲轴后端面上。有的汽油机产生点火和喷油脉冲的信号发生器齿轮装在飞轮的前端或后端。

曲轴的前后端都伸出曲轴箱，为了防止机油沿轴颈流出油底壳，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、回油螺栓等。图7-7所示为常见的自紧油封的曲轴前后端结构。

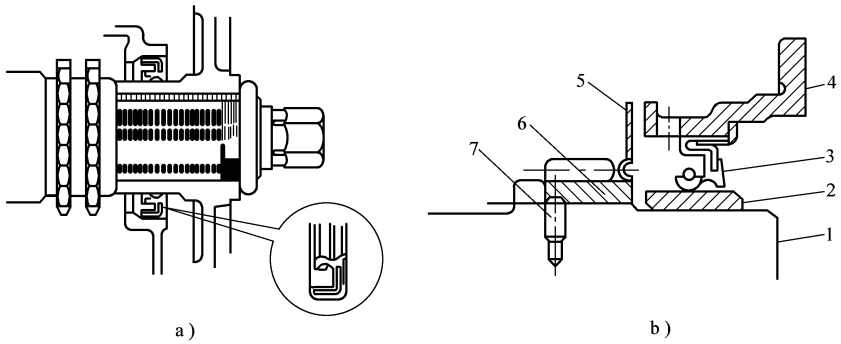


图7-7　曲轴前后端的结构

a）前端轴　b）后端轴

1—曲轴　2—衬套　3—自紧油封　4—油封护圈　5—挡油盘　6—信号发生器齿轮　7—定位销

五、曲轴的轴向定位

曲轴必须用推力轴承保证曲柄连杆机构正常工作。但也应允许曲轴受热后能自由膨胀，所以曲轴轴向上只能有一处设置定位装置。

轴向定位是通过止推装置实现的。所采用的推力轴承一般有两种形式：带有减摩合金层的止推片；翻边轴瓦的翻边部分。前者应用更为广泛。

止推装置可以设置在曲轴自由端、功率输出端或中间的主轴颈上。

止推装置设置在曲轴自由端时，曲轴受热后，只向后端伸长，对常用的前驱动的传动机构(如配气定时、供油定时等)没有影响。但曲轴受到来自后端的轴向力后，将引起附加弯曲变形。它适用于小功率发动机。在大功率发动机上，常将止推装置设置在功率输出端的主轴颈处。这种止推方式能保证传动装置(如离合器)正确的轴向间隙。但对前驱动机构的高速发动机配气定时、供油定时将产生不利影响。设置在中间主轴颈上的止推装置兼容了上述两者的利弊，得到了广泛采用。

六、曲轴主轴承、连杆轴承和主轴承盖

1. 主轴承和主轴承盖

主轴承(俗称大瓦)的基本构造与连杆轴承相同，主要不同点是：为了向连杆轴承输送机油，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，有些只在上轴瓦上开油槽或通油孔。

主轴承盖用螺栓与主轴承座相连。为了保证孔形，它们必须合起来一起加工，所以每个主轴承座都有与配对的主轴承盖，为了装配时不搞错，都做有标记。现代发动机为了增大曲轴的支承强度和缸体刚度，尤其是铝合金缸体，将各个主轴承盖制成一体，形成主轴承盖梁，有利于改善缸体刚度并加强曲轴抗弯强度。

2. 主轴承和连杆轴承

连杆轴承和主轴承均承受交变载荷和高速摩擦，因此轴承材料必须具有足够的抗疲劳强度，而且要摩擦小、耐磨损和耐腐蚀。

连杆轴承和主轴承均由上、下两片轴瓦对合而成。每一片轴瓦都是由钢背和减摩合金层或钢背、减摩合金层和软镀层构成，前者称为二层结构轴瓦，后者称三层结构轴瓦，如图7-8所示。

钢背背面只有很小的表面粗糙度，旨在增大与连杆大头孔或主轴承孔的接触面积，以利散热。在钢背背面镀锡也可以达到同样的目的。

在钢背上浇铸减摩合金层，减摩合金材料主要有白合金、铜基合金和铝基合金。

白合金也叫巴氏合金，应用较多的锡基白合金减摩性好，但疲劳强度低，耐热性差，温度超过100℃时，硬度和强度均明显下降，因此常用于负荷不大的汽油机。

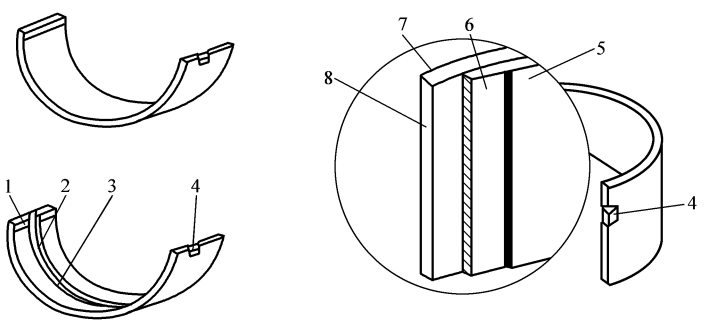


图7-8 轴瓦及其各部名称

1—布油 2—环形油槽 3—油孔 4—定位唇 5—软镀层
6—减摩合金层 7—钢背 8—轴瓦结合面

铜铅合金的突出优点是承载能力大，抗疲劳强度高，耐热性好。但磨合性能和耐腐蚀性差。为了改善其磨合性和耐腐蚀性，通常在铜铅合金表面电镀一层软金属而成三层结构轴瓦，多用于高强化的柴油机。

铝基合金包括铝锑镁合金、低锡铝合金和高锡铝合金。含锡 20% 以上的高锡铝合金轴瓦因为有较好的承载能力、抗疲劳强度和减摩性能而被广泛地用于汽油机和柴油机。

软镀层是指在减摩合金层上电镀一层锡或锡铅合金，其主要作用是改善轴瓦的磨合性能并作为减摩合金层的保护层。

轴瓦在自由状态时，两个结合面外端的距离比轴承孔的直径大，其差值称为轴瓦的张开量。在装配时，轴瓦的圆周过盈变成径向过盈，对轴承孔产生径向压力，使轴瓦紧密贴合在轴承孔内，以保证其良好的承载和导热能力，提高轴瓦工作的可靠性和延长其使用寿命。

在轴瓦的结合端冲压出定位唇，如图 7-8 所示。在轴承孔中加工有定位槽，以便装配时正确定位。定位唇的作用只在于方便装配，欲使轴瓦在轴承孔中不转动、不移动、不振动，靠轴瓦与轴承孔之间的过盈配合来保证。

七、曲拐的布置与多缸发动机的工作顺序

曲轴的形状和各曲拐的相对位置(曲拐的布置)取决于缸数、气缸排列方式(单列或 V 形等)和发火次序(各缸的做功行程交替次序)。在安排多缸发动机的发火次序时，应注意使连续做功的两缸相距尽可能远，以减轻主轴承的载荷。同时避免可能发生的进气重叠现象(相邻两缸进气门同时开启)，以免影响充气效率。做功间隔应力求均匀，就是说，在发动机完成一个工作循环的曲轴转角内，每个气缸都应发火做功一次，而且各缸发火的间隔时间(以曲轴转角表示,称为发火间隔角)应力求均匀。对缸数为 i 的四冲程发动机而言，发火间隔角为 $720°/i$，即曲轴每转 $720°/i$ 时，就应有一缸做功，以保证发动机运转平稳。

几种常用的多缸发动机曲拐布置和发火次序如下：

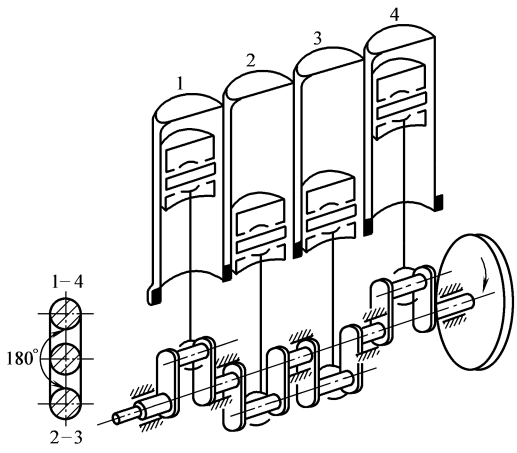


图 7-9　直列四缸发动机曲拐布置

1. 四冲程直列四缸发动机

发火间隔角应为 720°/4 = 180°，其曲拐布置如图 7-9 所示，四个曲拐布置在同一平面内。发火次序有两种可能的排列法，即 1—3—4—2 或 1—2—4—3，它们的工作循环如表 7-1、表 7-2 所示。

表 7-1　直列四缸发动机工作循环表(发火次序: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

表 7-2 直列四缸发动机工作循环表(发火次序:1—2—4—3)

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

2. 四冲程直列六缸发动机

四冲程直列六缸发动机的发火间隔角为 720°/6 = 120°。这种发动机曲轴的曲拐，每两缸布置在一个平面内，互成 120°夹角，如图 7-10 所示。曲拐的具体布置有两种方案：第一种发火次序为 1—5—3—6—2—4，这种方案应用较为普遍，其工作循环见表 7-3；另一种发火次序为 1—4—2—6—3—5，其发火次序可参考第一种方法进行排列。直列六缸发动机惯性力平衡，发动机运转平稳，广泛用在各种车辆上。

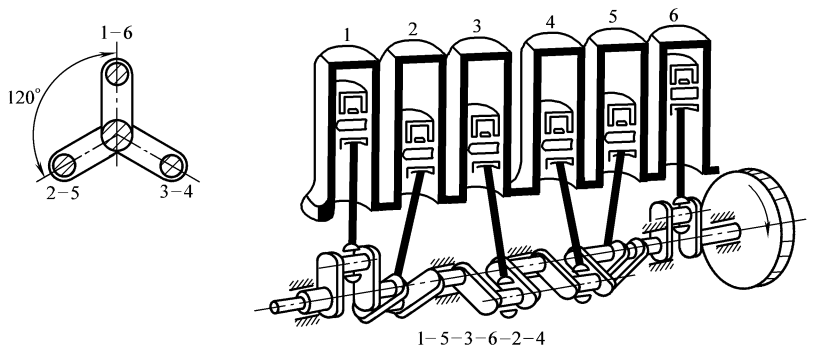


图 7-10 直列六缸发动机曲拐布置与发火次序

表 7-3 直列六缸发动机工作循环表(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
0~180	60	做功	排气	进气	做功	压缩	进气
	120			压缩	排气		
	180		进气			做功	
180~360	240	排气					压缩
	300			做功	进气		
	360		压缩			排气	
360~540	420	进气					做功
	480			排气	压缩		
	540		做功			进气	
540~720	600	压缩					排气
	660			进气	做功		
	720		排气			压缩	

3. V 形八缸发动机

V 形八缸发动机左右两缸共用一个曲拐，故曲拐布置与四缸发动机一样可采用曲拐 180°平面布置，也可采用曲拐 90°夹角空间布置，如图 7-11 所示。V 形八缸发动机结构紧凑，平衡性好，广泛应用于排量较大的轿车。LS400 轿车发动机就是采用曲拐空间布置形式。

V 形八缸发动机的发火次序为 1—8—4—3—6—5—7—2，其工作循环见表 7-4。

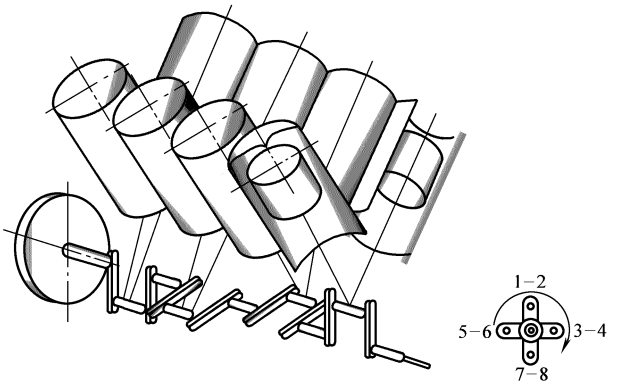


图 7-11　V 形八缸发动机曲拐布置图

表 7-4　V 形八缸发动机工作循环表（发火次序为 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 ~ 180	90	做功	做功	进气	压缩	排气	进气	排气	压缩
	180		排气	压缩		进气			做功
180 ~ 360	270	排气			做功		压缩	进气	
	360		进气	做功		压缩			排气
360 ~ 540	450	进气			排气		做功	压缩	
	540		压缩	排气		做功			进气
540 ~ 720	630	压缩			进气		排气	做功	
	720		做功	进气		排气			压缩

八、曲轴扭转减振器

曲轴在周期性的力矩作用下会产生扭转振动。若扭转的力矩大、曲轴长且刚度小时，扭振便会增大。当某曲轴的扭振数与曲轴自身的固有振动频率相等或成倍数关系时，曲轴便会产生共振。轻则会使功率下降，齿轮或链轮磨损加重，重则会使曲轴扭断。为了消除或降低曲轴的扭转振动，一般在曲轴前端装有扭转减振器。

1. 橡胶摩擦式扭转减振器

图 7-12 所示为国产红旗牌轿车用 8V100 型发动机上装用的橡胶摩擦式扭转减振器。它是由转动惯量较大的惯性盘 5、橡胶垫 4 和圆盘 3 组成，圆盘 3 和惯性盘 5 与橡胶垫硫化粘接。圆盘 3 的轮毂用螺钉与带轮毂相

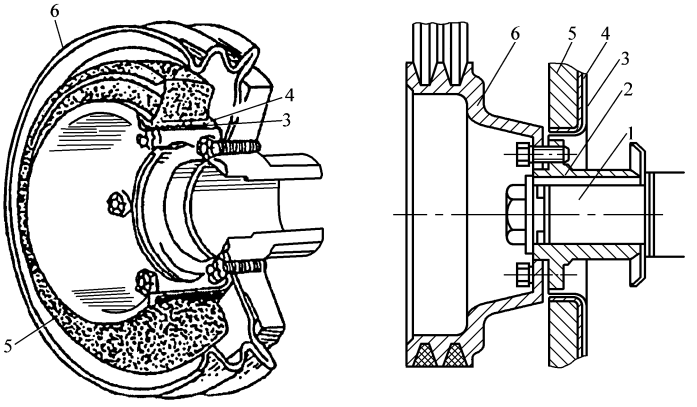


图 7-12　国产红旗牌轿车用 8V100 型发动机上装用的橡胶摩擦式扭转减振器

1—曲轴前端　2—带轮轮毂　3—圆盘　4—橡胶垫　5—惯性盘　6—带轮

连。当曲轴旋转发生扭振时，曲轴带动圆盘 3 一起振动。惯性盘 5 的转动惯量较大，转动瞬时角速度比圆盘 3 均匀，于是惯性盘与圆盘便有了相对角振动，使橡胶垫 4 产生正反方向交替变化的扭转变形。这时由于橡胶垫变形而产生的橡胶内部的分子摩擦而消耗扭转振动能量，因此整个曲轴的扭转振动的振幅将减小，以避免曲轴在常用转速区产生共振。

图 7-13a 所示为双质量扭转减振器。它是采用双质量及双减振橡胶构成的，比单减振橡胶的减振效果要好。图 7-13b 所示为复合式减振器。它是在原扭转减振器的基础上，在轴向追加一个橡胶减振器，从而大幅度地降低了因曲轴振动而产生的噪声。

2. 液阻式硅油减振器

图 7-14 为一种液阻式硅油减振器。它由密封外壳 1、减振惯性体 2、衬套 3、侧盖 4 和注油螺塞 5 组成。减振惯性体和外壳之间具有一定的间隙(一般为 0.45 ~ 1.0mm)，中间充满一定粘度的硅油(高粘度)。由于减振惯性体转动惯量较大，当曲轴旋转时，它近似匀速运转。而当曲轴发生扭转振动时，带动外壳一起振动，这时壳体和惯性体之间发生滑动，剪切硅油而形成阻尼力矩，从而达到减振的目的。这种减振器在轿车和各种车辆上获得广泛应用。

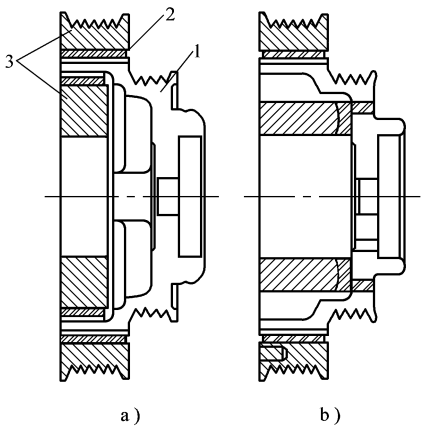


图 7-13 橡胶式减振器

a）双质量扭转减振器 b）复合式减振器

1—带轮 2—橡胶 3—减振器盘

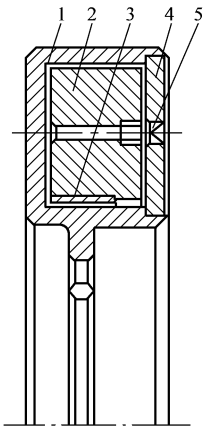


图 7-14 液阻式硅油减振器

1—密封外壳 2—减振惯性体 3—衬套

4—侧盖 5—注油螺塞

3. 平衡轴

平衡轴是两个和曲轴平行的轴，随曲轴转动而转动。在活塞到达上止点或下止点后反转时产生的振动称为一次振动，这个振动会被曲轴的平衡重平衡。而平衡轴平衡的是二次振动，该装置用于日本 2001 年新开发的 4 缸 QR 发动机。发动机和变速器连接后重心会向变速器一方移动，发动机一侧支架的振动会变大。因此，在发动机支架一侧靠近第一个气缸和第二个气缸位置的下部安装了一套平衡装置，通过这个平衡装置可以平衡二次惯性力的 75%。它的主动链轮由发动机曲轴通过链条驱动，左平衡轴再通过一对齿轮驱动，使得左右平衡轴的旋转方向相反。活塞上下运动通过连杆推动曲柄，转换成曲轴的回转运动，在活塞未到达上、下止点时连杆是倾斜的，由于有横向力的存在而产生振动。这就是二次振动，即活塞一次往复运动引起两次二次振动。因此，当平衡轴的转速是曲轴的 2 倍时才能平衡二次振动。平衡轴主要用于直列四缸和五缸发动机，其装配示意图如图 7-15 所示。

发动机运转时，有关的运动件在进行往复直线运动和转动，速度的大小和方向周期性变化，产生惯性力和惯性力矩，并作用到相关零件上，使它们产生变形，破坏零件之间的配合间隙，对发动机造成不良影响。在高档发动机中，可以采用加平衡装置的方法来平衡惯性力和惯性力矩。

广州本田发动机设有两根平衡轴：前平衡轴和后平衡轴，如图 7-16 所示。发动机运转时平衡轴随之转动，产生的惯性力和惯性力矩与其他运动件的惯性力和惯性力矩相抵消，可以很好地减轻两者造成的不良影响。两根平衡轴均由铸铁制成，机加工后进行过表面渗氮处理。前平衡轴有三个轴颈，安装到缸体上之后有三个支承点，轴颈和缸体轴承座之间装有平衡轴衬套，可以起减摩作用。前端有螺纹孔，用于固定平衡轴带轮，工作时，由曲轴通过带轮和同步带带动平衡轴转动。后平衡轴有两个轴颈，前端与一个齿轮室内的齿轮啮合，依靠齿轮室上的带轮带动，其他情况与前平衡轴基本一样。前、后平衡轴不是普通的圆轴，而是制成特殊形状，这是对发动机运动件的运动、受力进行计算后针对实际情况设计而成的，可以有效地减轻惯性力的不良影响。

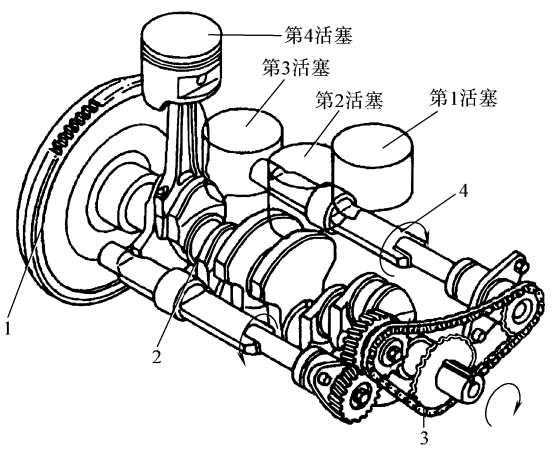


图 7-15　平衡轴装配示意图

1—飞轮　2—曲轴　3—平衡链　4—平衡轴

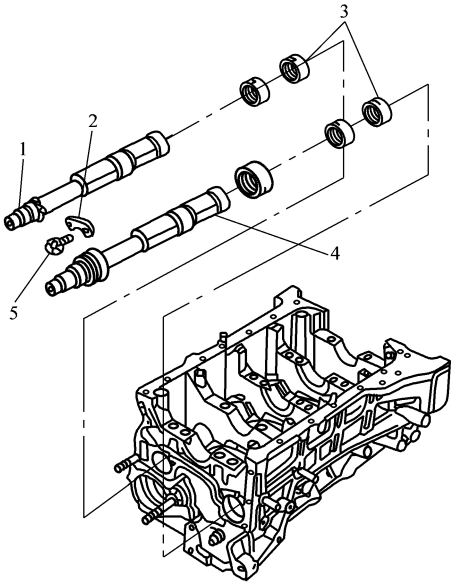


图 7-16　广州本田发动机双平衡轴机构简图

1—后平衡轴　2—保持架　3—平衡轴衬套

4—前平衡轴　5—螺钉

第二节　曲轴的检测与维修

曲轴是发动机的重要零件，它将发动机的动力以转矩形式输出。曲轴本身结构形状复杂，异面之间的过渡区域很小，应力集中相当严重。在工作时，既要承受周期性不断变化的混合气的压力和活塞连杆组往复运动的惯性力，还要承受自身旋转运动的离心惯性力，以及这些力所形成的合力矩的作用。如曲轴的扭转刚度不够，在高速运动时就可能会引起曲轴强烈的扭转共振。另外，曲轴各轴颈表面要承受很大的单位压力，且有很高的滑动摩擦速度，

摩擦副的散热条件也较差。上述工况可能导致曲轴的弯曲变形、应力断裂、疲劳破坏和轴颈磨损。因此，要求曲轴具有足够的刚度、强度、耐磨性和旋转平稳性等。

一、曲轴的常见损伤

1. 轴颈的磨损

曲轴主轴颈和连杆轴颈的磨损是不均匀的，磨损部位有一定的规律性。主轴颈与连杆轴颈径向磨损呈椭圆形，且最大磨损部位相互对应，即各主轴颈的最大磨损位置靠近连杆轴颈一侧；而连杆轴颈的最大磨损也是靠近主轴颈一侧，如图 7-17 所示。曲轴轴颈沿轴向还有锥形磨损。

（1）轴颈的椭圆形磨损　轴颈的椭圆形磨损是由作用在轴颈上的力，沿圆周方向分布不均匀引起的。发动机工作时，连杆轴颈承受着由连杆传来的周期性变化的气体压力、活塞连杆组往复运动的惯性力及连杆大端回转运动离心力的作用，这些力的合力作用在连杆轴颈内侧，方向始终沿曲柄半径向外，使连杆大头始终压紧在连杆轴颈内侧。因而，连杆轴颈的内侧磨损最大，造成椭圆形。

（2）连杆轴颈产生锥形磨损　连杆轴颈产生锥形磨损，主要是因为通往连杆轴颈的油道是倾斜的。曲轴旋转时，在离心力的作用下，润滑油中的机械杂质偏积在连杆轴颈的一侧，如图 7-18 所示，因而加速了该侧轴颈的磨损，使连杆轴颈磨损呈锥形。此外，连杆弯曲、连杆大头的不对称结构等原因，都会使轴颈沿轴向因受力不均而发生磨损偏斜。

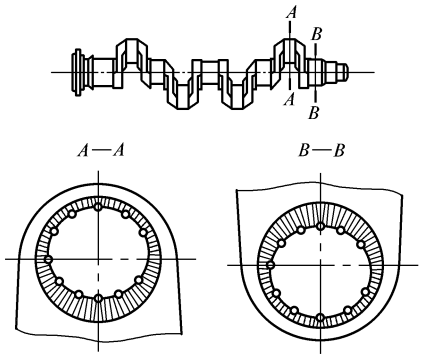


图 7-17　轴颈磨损规律

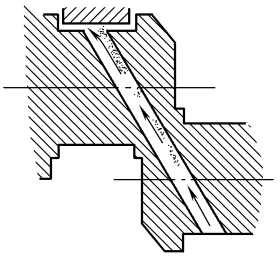


图 7-18　润滑油中的杂质在连杆轴上偏积

（3）主轴颈磨损成椭圆形　主轴颈磨损成椭圆形，主要是受到连杆、连杆轴颈及曲柄离心力的影响，使靠近连杆轴颈一侧的主轴颈与轴承发生相对磨损较大。图 7-17 所示五个主轴颈，其中二、四两道主轴颈由于两边都有连杆轴颈，受力较均匀，磨损也较均匀，而其余三道轴颈的磨损是靠近连杆轴颈的一侧磨损严重。

实践表明，连杆轴颈的磨损比主轴颈的磨损严重。这是由于连杆轴颈负荷较大，润滑条件又差的缘故。

轴颈表面还可能出现擦伤和烧伤。擦伤是机油不清洁，其中较大的机械杂质把轴颈表面划出沟痕。轴颈表面的烧伤则是烧瓦引起的，这主要是由机油压力不足、机油太稀、油路阻塞等造成的，这时轴颈与轴瓦发生剧烈摩擦，温度上升，使轴颈表面烧成蓝色，有时会使轴瓦合金被烧熔。

2. 曲轴的裂纹与折断

曲轴的裂纹多数发生在曲柄臂与轴颈之间的过渡圆角处，以及油孔处。前者多为横向裂纹，严重时将造成曲轴断裂，应予以注意。后者则多为轴向裂纹，沿斜置油孔的锐边向轴向发展。

曲轴的横向、轴向裂纹主要是应力集中引起的，由于曲轴受力条件十分复杂，既要承受混合气压力、往复运动质量惯性力和回转质量的离心力，还要承受这些力所形成的弯矩和转矩，使过渡区的应力陡增，极容易产生疲劳，出现裂纹。

发动机高速运转时，其扭转共振颇具破坏性，此时曲轴上的裂纹将增大，其中横向裂纹发展严重时，可能导致曲轴的折断。

轴颈上油孔处的裂纹，主要是油道斜置使油孔处的应力呈不对称分布所致。

3. 曲轴弯曲和扭曲

曲轴产生弯曲和扭曲变形，多数是由使用不当和修理不当造成的。如发动机在爆燃或超负荷等冲击条件下工作，个别气缸不工作或工作不均衡，各道主轴承松紧度不一致，主轴承座孔同轴度偏差增大等，都会造成曲轴承载后的弯扭变形。曲轴发生弯曲变形后，将加剧活塞连杆组和气缸的磨损，以及曲轴和轴承的磨损，甚至引起曲轴的折断。

曲轴的扭曲变形将影响发动机的配气正时和点火正时。经验证明，扭曲变形主要是个别活塞气缸膨胀造成的。当个别气缸壁间隙过小，或活塞热膨胀过大，活塞运动阻力将增大，曲轴运转不均，发展到活塞卡缸时，便会导致曲轴的扭曲。此外，拖带挂车时起步过猛和紧急制动未踩下离合器都会引起曲轴的扭曲变形。

4. 曲轴的其他损伤

曲轴的其他损伤有：起动爪螺纹孔损坏，曲轴前后油封轴颈磨损；曲轴后凸缘固定飞轮的螺栓孔磨损；凸缘盘中间支承孔磨损等。

二、曲轴的检验与校正

1. 曲轴的检验

（1）曲轴裂纹的检验　曲轴清洗后，首先应检查有无裂纹。检查方法有两种：磁力探伤法和浸油敲击法。磁力探伤是借助探伤器(仪)将零件磁化，在零件可能产生裂纹处撒些磁粉，当磁力线通过裂纹边缘处时，磁粉将会吸附在裂纹处，从而显现出裂纹的部位和大小。

浸油敲击法是将曲轴放在煤油中浸泡片刻，取出并擦净表面油膜，然后撒上白粉，用手锤分段敲击每道曲柄臂，如有明显油迹出现，则说明该处有裂纹，如图 7-19 所示。

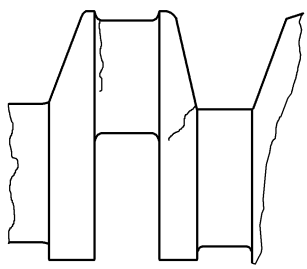


图 7-19　曲轴裂纹油迹

（2）曲轴弯曲的检验　曲轴弯曲变形后，曲轴主轴颈的同轴度偏差增大。检验时，一般是将曲轴的第一道和最后一道主轴颈搁置在检验平板的 V 形块上(或磨床顶针间)，将百分表垂直地触及在中间一道主轴颈上(通常此道变形最大)头。慢慢转动曲轴一圈，此时百分表指针所示的最大摆差，即为该轴颈对前后主轴颈轴线的同轴度偏差。曲轴主轴颈的同轴度偏差，一般应不大于 0.15mm，否则应予以校正，低于此限值可结合磨削轴颈予以修正，如图 7-20 所示。

（3）曲轴扭曲的检验　曲轴扭曲检验时，可将曲轴置于检验平板的 V 形块上，然后将

第一、第六缸连杆轴颈(直列六缸发动机)转到水平位置，用百分表分别测量第一缸连杆轴颈和第六缸连杆轴颈至平板的距离，求得这同一方位上两个连杆轴颈的高度差 ΔA，则扭转变形的扭转角 θ 为

$$\theta = \frac{360\Delta A}{2\pi R} = 57\ \frac{\Delta A}{R}$$

式中，R 是曲柄半径(mm)。

(4) 曲轴轴颈磨损的检验　曲轴轴颈磨损的检验如图 7-21 所示。

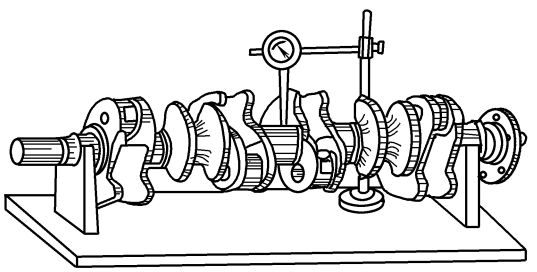


图 7-20　曲轴弯曲检查示意图

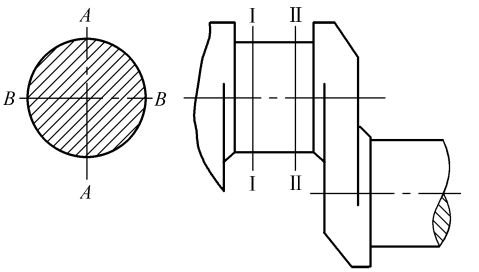


图 7-21　曲轴轴颈测量位置

根据轴颈的磨损规律，在每一道轴颈上选取两个截面Ⅰ—Ⅰ和Ⅱ—Ⅱ，在每一道截面上取与曲柄平行及垂直的两个方向 A—A 和 B—B，用外径千分尺进行测量。此时，轴颈同一横断面上测得的最大差值的一半，即为圆度误差。轴颈在纵断面上测得的最大差数值的一半，即为圆柱度误差。

曲轴主轴颈和连杆轴颈的圆度、圆柱度误差不得大于 0.025mm。超过该值，则需按修理尺寸对轴颈进行光磨。

2. 曲轴的校正

(1) 曲轴弯曲的校正　曲轴弯曲超过允许极限时应进行校正。校正通常采用冷压法和表面敲击法。

1) 冷压校正法：将曲轴置于压力机平台的 V 形块上，在压头与轴颈之间垫以铜皮，转动曲轴，当百分表指示在弯曲的最大值处时，在曲轴弯曲相反方向加压，如图 7-22 所示。压力应缓缓增加，并注意观察百分表的读数。对于钢质曲轴，压弯量应为曲轴弯曲量的 10～15 倍，并保持 1.5～2min 后再释放压力。曲轴校正后需经时效处理，此时应将曲轴加热到 300～500℃，保温 0.5～1h，以消除冷压时产生的内应力。

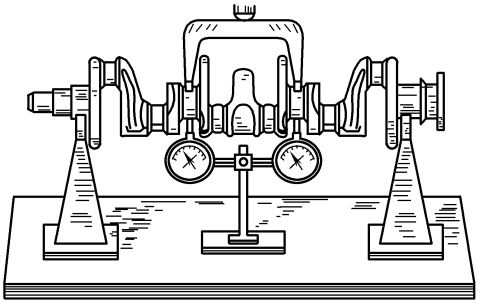


图 7-22　曲轴的冷压校正

曲轴弯曲变形量较大时，必须经反复多次校正，防止一次压校变形量过大造成曲轴的折断。对于球墨铸铁曲轴，一般不提倡校直，如进行校正应特别小心，并且压校变形量不得大于原弯曲量的 10 倍。

2) 表面敲击校正法：曲轴表面敲击校正有角球形手锤和风动锤两种方法。通过敲击曲柄臂表面的非加工面，使曲柄变形，因而使曲轴轴线发生位移，从而达到校正弯曲的目的。

敲击的部位、程度和方向要根据曲轴弯曲量的大小和方向确定，当曲轴弯曲方向与曲轴

的曲柄平面重合时，可按图 7-23 所示部位敲击两对曲柄，使其变形量之和等于弯曲度，达到校正的目的。

在敲击过程中，敲击部位应选择非加工面，并且被敲击的表面不能再进行切削加工，否则将可能破坏已建立起的残余应力平衡状态。敲击校正效果随敲击次数增加反而降低，第一次敲击效果最好，重复敲击同一部位，会使表面硬化程度增加，所以每处每次敲击以 3 ~5 次为宜。冷作校正只适用于弯曲量不大于 0. 30 ~0. 50mm 的曲轴。

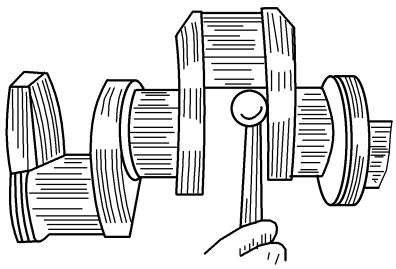


图 7-23　表面敲击校正曲轴

（2）曲轴扭曲的校正　曲轴若产生轻微的扭曲变形，可直接在曲轴磨床上结合对连杆轴颈的磨削予以修正。当扭曲变形的扭转角超过 ±8°时，应进行校正。以保证配气相位和点火正时的准确性，以及曲轴的动平衡要求。

曲轴扭曲变形较大时，可采用液压扳杆校正，如结合火焰局部加热，校正效果更好，但这种方法工艺复杂，效率低。校正时，曲轴轴颈的支承很重要。此外，还要防止曲轴产生弯曲变形，扭转角度大，无法经光磨曲轴和校正消除时，一般应报废。

三、曲轴轴颈的磨削

曲轴主轴颈和连杆轴颈磨损后，其圆度、圆柱度偏差若超过 0. 025mm，应按修理尺寸进行光磨。曲轴轴颈的磨削应在弯、扭校正后进行。磨削加工设备通常用专用曲轴磨床。MQ8260 型曲轴磨床如图 7-24 所示。这种磨床中心高为 300mm，中心距为 160mm。

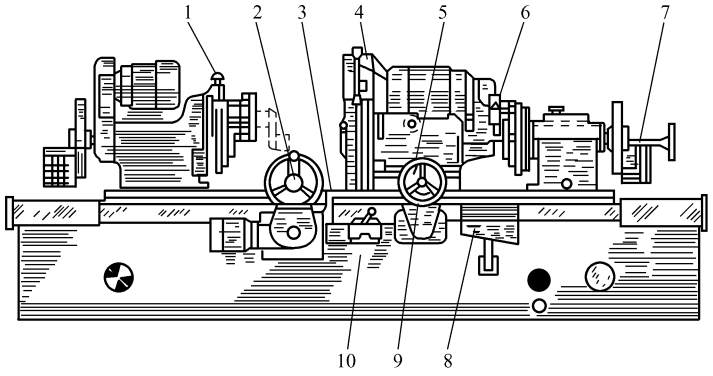


图 7-24　MQ8260 型曲轴磨床

1—左卡盘定位手柄　2—工作台纵向移动手轮　3—工作台机动、手动选择手柄　4—冷却液开关
5—横向进给手轮　6—右卡盘定位手柄　7—配重块　8—按钮台　9—横向进给刻度盘调整手柄
10—砂轮架快速进退手柄

1. 轴颈修理尺寸的确定

曲轴连杆轴颈和主轴颈修理尺寸，是根据曲轴轴颈前一次的修理尺寸、磨损程度和磨削余量来选择的。曲轴连杆轴颈和主轴颈的修理尺寸，汽油机一般有 2 ~4 级。“二汽”规定曲轴修磨只分两级(微型汽车发动机,如东安 LJ465 的曲轴修理尺寸也只有两级)，柴油机一般有 4 ~6 级，每级以 0. 25mm 递减，并在数值前面标以“ -”号，表示轴颈缩小。

在保证磨削质量的前提下，应尽可能选择最接近的修理尺寸级别，以延长曲轴使用寿命。曲轴的连杆轴颈和主轴颈，应分别磨削成同一级修理尺寸，以便选配统一的轴承，保证

合理的配合间隙。

2. 磨削定位基准的选择

曲轴磨削时定位基准选择是否恰当，定位基准本身的情况好坏，对于曲轴磨削质量影响很大。选择定位基准时，应尽可能选择与制造曲轴时使用的加工定位基准一致，使磨削后的曲轴轴线与制造时的轴线保持不变。

通常磨削曲轴的定位基准有两处：一处是采用锁紧螺栓、螺孔倒角和曲轴后端凸缘中间的轴承座孔；另一处是采用曲轴正时齿轮轴颈和曲轴后端凸缘盘的外圆柱表面。

（1）磨削曲轴主轴颈定位基准　磨削曲轴主轴颈时，一般选用锁紧螺栓、螺孔倒角和曲轴后端凸缘中间的轴承座孔为定位基准。锁紧螺栓、螺孔倒角和曲轴后端凸缘盘轴承座孔近似制造加工基准孔，符合与制造曲轴加工定位基准一致的要求。

（2）磨削连杆轴颈定位基准　磨削连杆轴颈时，宜采用曲轴前端正时齿轮轴颈和曲轴后端凸缘盘外圆柱面作为定位基准。正时齿轮轴颈与凸缘盘外圆柱面，一般不易磨损，且装夹方便，工作可靠。同时这两个表面加工精度较高，它们的公共轴线相对主轴颈公共轴线的误差很小，因此加工后的误差也小。但上述基准表面在使用过程中，可能遭到损坏，所以在曲轴磨削前，应对定位基准进行检查和修正，使之符合技术要求，否则加工质量就无法保证。

3. 主轴颈的磨削

磨削主轴颈的工艺要求如下：

1）磨削曲轴时，应先磨削主轴颈，然后磨削连杆轴颈。因为主轴颈中心线是确定和检验曲柄半径的基准。

2）以锁紧螺栓、螺孔倒角和后端轴承座孔为定位基准，装夹固定后，采用百分表检查主轴颈轴心线与磨床轴心线的同轴度。以避免由于装夹过紧(或过松)、定位基准失准、磨床主轴松旷等造成的曲轴弯曲、摆动和偏心等。

一些工厂采用三爪自定心卡盘夹持正时齿轮轴颈的方法磨削主轴颈。利用这种方法定位时，更要仔细检查主轴颈中心线与磨床中心线的同轴度，防止因使用三爪自定心卡盘而产生的磨损，造成加工时积累误差过大而影响加工精度的要求。

3）磨削用砂轮一般宜采用粒度为 40～60 目，硬度为中软 ZR_1 或 ZR_2，以陶瓷为粘结剂的普通氧化铝砂轮。

4）正确选择磨削规范，以保证轴颈表面淬火层不致因磨削时温度升高而产生退火或裂纹。

5）磨削时如轴颈的磨削量加大，可以分粗磨和精磨两步进行。粗磨最好采用切入法进刀，这种方法进给量大，可以提高生产效率，减少磨削时间。精磨应采用纵向进刀法，可磨去粗磨时在轴颈表面留下的磨痕，保证加工精度，如图 7-25 所示。在精磨结束前，应使砂轮沿整个轴颈表面往复空走 1～2 次，以降低表面粗糙度。

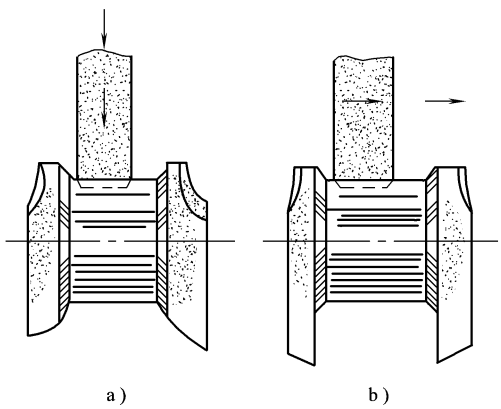


图 7-25　磨削进给方法

a）切入法　b）纵向进刀法

6）磨削时，必须供给足够的冷却液，以冷却轴颈，冲刷砂粒和金属屑。冷却液常用2%~3%的苏打溶液，其中含有少量的肥皂水和防锈乳液。

7）所有主轴颈必须在一次安装后磨完，不允许在磨削中途松动夹具或再装夹。

4. 连杆轴颈的磨削

连杆轴颈的磨削工艺要求如下：

（1）选择磨削方法　由于连杆轴颈磨损不均匀，可以采用两种磨削方法：同心磨法、偏心磨法。

1）同心磨法。同心磨法就是磨削后保持连杆轴颈的轴线位置不变，即曲柄半径和分配角不变，不改变原来的压缩比，但磨削量大，曲轴使用寿命较短。由于柴油机对压缩比的变化较敏感，故常用此法。当前，汽车使用期内，大修次数减少，用同心磨法磨削连杆轴颈，可以保证发动机性能不变。

2）偏心磨法。偏心磨法是按磨损后的连杆轴颈表面进行定位磨削的。这时连杆的中心线位置和曲柄半径均发生了变化，磨削后曲柄半径大于原曲柄半径，使压缩比增大，而且各缸变化不均匀。随着各次修理误差的积累，将加剧这种不均衡，破坏了曲轴的动平衡，造成附加动载荷，这对柴油机来说是不允许的。目前，偏心磨法一般用于汽油机连杆轴颈的修磨。偏心磨法的优点是磨削量小，装夹定位方便，并可延长曲轴使用寿命。两种磨法的比较如图7-26所示。

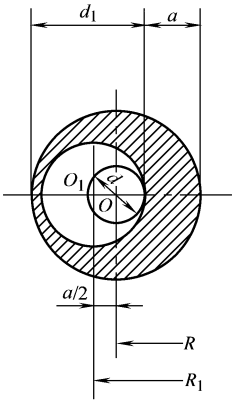


图7-26　同心法和偏心法磨削连杆轴颈的比较

由图7-26可列出下列关系式：

$$d_1 - d = a$$

$$R_1 - R = \frac{a}{2}$$

式中　d_1——偏心磨法磨削后连杆轴颈直径(mm)；

d——同心磨法磨削后连杆轴颈直径(mm)；

R_1——偏心磨法磨削后曲轴曲柄半径(mm)；

R——同心磨法磨削后曲轴曲柄半径(mm)；

a——连杆轴颈在靠近主轴颈那边多磨削的偏移量(mm)。

从上式可知，偏心磨法磨削后，曲柄半径增大$a/2$，压缩比也相应地增大了，这样易引起发动机突爆。

（2）装夹定位要求

1）连杆轴颈磨削时，应以磨削后的主轴颈为基准，使连杆轴颈中心线与磨床主轴中心线重合。

2）将磨削后的主轴颈中心线，调整至偏离磨床主轴中心线，其偏移量为曲柄半径，可用磨床三爪卡盘上的刻度尺读得初调数值。调整配重装罩，使其平衡重量与偏移重量相等。

3）校正同位连杆轴颈。由于曲轴的扭曲变形或连杆轴颈磨损相差较大，当曲轴经过初步调整位于水平位置后，还要用K形规检查两个连杆轴颈的高度，偏差值不得超过0.15mm。

当一个连杆轴颈调整到与磨床主轴中心线重合，再将K形规移至另一连杆轴颈上，轴

颈应与K形规的两个平面靠合。若轴颈与K形规的一面靠合，另一面有间隙 a，则表示曲轴有扭曲。当 a 值未超过曲柄夹角允许的偏差数值时，为了尽可能选用较前面的修理尺寸，可微量转动曲轴，使轴颈在K形规两侧的间隙相等，即每边间隙为 $a/2$。这样调整后，该轴颈磨削量减小，而另一端轴颈磨削量增加，两轴颈磨损量趋于相等，可延长曲轴使用寿命。

4）复查回转半径。用同心磨法磨削连杆轴颈时，为了保证曲柄半径的准确，在安装调整连杆轴颈后，应进行曲柄半径的复查。

复查方法如图7-27所示，以磨床床面为基准，用高度游标尺测量轴颈最高和最低位置，其读数差的一半即为曲柄半径。此值应符合原厂要求，否则应重新进行调整。

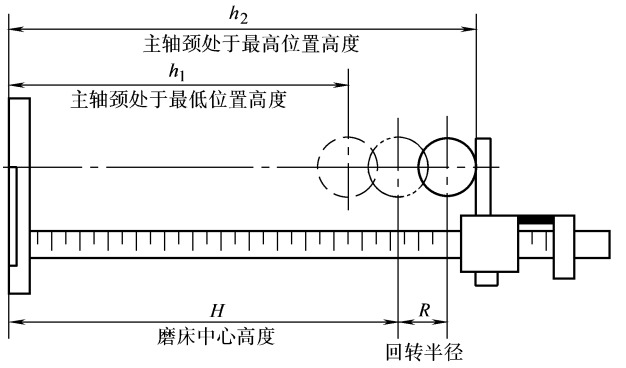


图7-27 曲轴回转半径的检查

（3）连杆轴颈的磨削 磨削连杆轴颈时，一般是先磨削两端的连杆轴颈，因为它的扭转变形最大，磨削量也最大。当同位的两个连杆轴颈磨完以后，再按曲轴的分配角利用磨床的分度机构旋转曲轴，使另一对连杆轴颈转到机床主轴中心位置，用同样的方法进行调整和磨削。磨削方法和磨削规范与主轴颈相同。

5. 曲轴加工后的技术要求

曲轴主轴颈与连杆轴颈经磨削加工后应符合以下技术要求：

1）同名轴颈必须为同级修理尺寸，且与轴承的配合间隙应符合规定。

2）轴颈的圆度、圆柱度误差不大于0.005mm，表面粗糙度 R_a 不大于0.32μm，轴颈与曲柄的过渡圆角半径 R 为3.00～3.50mm。

3）主轴颈的同轴度偏差一般为0.03～0.04mm。

4）同名连杆轴颈同轴度偏差不大于0.10mm，各曲柄在圆周上的角偏差不大于1°。

5）连杆轴颈轴心线与主轴颈轴心线的平行度偏差不大0.01mm，两轴心线距离(曲柄半径)符合原设计基本尺寸。

四、曲轴其他部件修理

曲轴锁紧螺栓螺纹孔的螺纹损伤，超过2牙，磨损松旷，可用加大螺纹孔的方法修复。但应注意切勿损伤螺纹孔倒角。

曲轴后端凸缘盘端面对主轴颈轴心线的圆跳动，应不大于0.06mm；外圆的径向圆跳动应不大于0.04mm。超过规定数值，可把后端凸缘盘端面及外圆柱面误差车削消除。若凸缘盘上的螺栓孔磨损后的圆度误差超过0.035mm，可扩孔修理，改用加大尺寸的固定螺栓。凸缘盘上安装变速器第一轴前轴承的承孔，对于主轴颈轴线的径向圆跳动，如大于0.06mm时，可采用镶套法修理。

正时齿轮键槽若有磨损、缺损应予以焊补，再将键槽铣削至原尺寸。

曲轴油封轴颈磨损超过极限或起槽，可用堆焊法或镶套法修复。

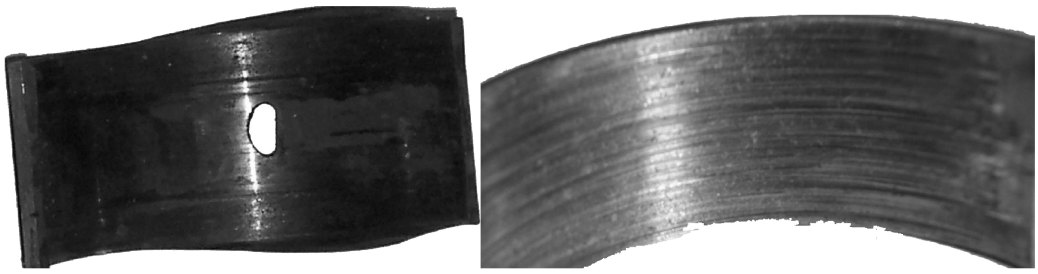
五、曲轴轴承的修理

汽车发动机的曲轴轴承多采用滑动轴承，而汽油机几乎完全采用薄壁轴承。这种轴承由宽背和减摩合金组成。瓦背用低碳钢压制而成，背面镀有极薄的锡层，防止锈蚀。轴承的减摩合金有巴氏合金、铜铅合金和锡铝合金等。

巴氏合金具有优异的减摩性能，磨合性好，缺点是疲劳强度低，当温度超过100℃时，其硬度、强度急剧下降。铜铅合金的优点是减摩性好，强度高，但合金中的铅易受腐蚀。锡铝合金的疲劳强度和承载能力高，耐蚀性好，适用于高负荷、高转速的发动机上。但这种合金膨胀系数大，要求有较大的配合间隙，刮削性能较差。

1. 轴承的常见损伤及其原因

轴承的常见损伤有：磨损、疲劳剥落、刮伤和烧熔。图7-28所示为曲轴轴承烧熔和拉伤。



曲轴轴承烧熔　　曲轴轴承拉伤

图7-28　曲轴轴承的损伤形式

轴承损坏的主要形式是磨损和疲劳剥落。轴承的磨损使用初期较明显，这时轴承表面粗糙，接触面积小，磨损速度快。特别是连杆轴承的上瓦片和主轴承下瓦片，由于燃烧气体的压力大，在冲击负荷作用下，使用初期磨损速度快。而后轴承表面出现暗灰色的冷硬层，耐磨性提高，使磨损速度缓慢。使用后期，由于轴承间隙增大，轴颈产生椭圆、锥形又使轴承磨损加剧。轴承合金的疲劳剥落，是由于轴承在长期的交变载荷、冲击载荷作用下使合金产生疲劳，继而出现微小裂纹，并向纵深扩展，使合金出现剥落。

轴承的另一种损坏形式是刮伤和烧熔。如果机油滤清不良，机械杂质进入轴颈与轴承间隙之中，硬质磨料便会刮伤合金表面；严重时在合金表面和轴颈表面刮出许多环状沟痕(拉毛)。轴承合金的烧熔主要是在严重缺乏机油和超负荷条件下运转，出现了干摩擦，使轴承温度急剧升高，合金膨胀，如配合间隙过小，则会导致烧熔。

2. 轴承的选配

曲轴轴承经过一个发动机大修间隔里程的使用，由于磨损严重，在发动机大修时，应随着曲轴修磨而全部更换。

由于曲轴轴承本身刚度小，其内孔形状和尺寸完全取决于轴承座孔。因此在选配前，首先应检查轴承座孔是否符合技术要求。要求轴承座孔的圆度和圆柱度误差都不超过0.025mm。检查时，将轴承盖装好，按规定力矩拧紧固定螺栓，用内径量表测量座孔的圈度和圆柱度，百分表上最大读数与最小读数差值的一半即为座孔的圆度和圆柱度误差。当轴承座孔圆度误差超差较小时，可采用加、减垫片的方法加以调整，但不得压在轴瓦

的端面上。

选配轴承的要求如下：

（1）根据轴颈选配轴承　轴承的修理尺寸与轴颈一样，具有相应的修理级别。因此，在选配轴承时，应根据曲轴轴颈的修理尺寸，按修理级别选用相应缩小尺寸的新轴承。不可对下一级修理尺寸的轴承采用多镗削合金的方法，将内径扩大，以代替上一级别的轴承使用。因为轴承合金层的厚度与其疲劳强度有关。试验证明，巴氏合金层减薄，疲劳强度将提高，相反，若合金层过厚，则易发生疲劳剥落现象。因此，对不同合金材料的轴承都有一定合金层厚度的要求。轴承的修理缩小尺寸，通常是底板厚度增加，而合金厚度相差无几，其加工余量是有限的。

（2）轴承的圆弧长度符合规定　可将新的轴承装入座孔内，测量轴承对口面高出轴承座或盖的数值。高出量 h 一般为 0.03～0.05mm，如图 7-29 所示，以保证轴承与座孔紧密贴合，提高散热效果。

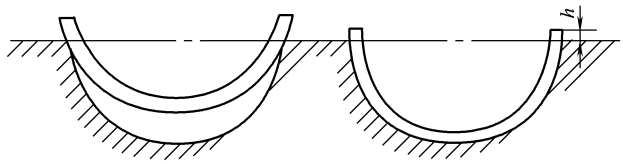
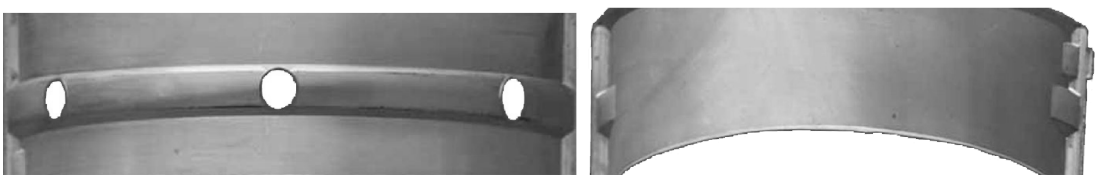


图 7-29　轴承装入座孔的要求

经验检查法为，将轴承安装好，装上轴承盖，按规定力矩拧紧一端螺栓，在另一端轴承座与盖的平面间插入厚度为 0.05mm 的垫片。当把该螺栓拧紧到 10～20N·m 时，抽不出垫片，则说明轴承长度合适；如抽得出垫片，则说明轴承过长，可在无定位凸点的一端适当锉低些。如果该端未加扭力扭紧时就抽不出垫片，说明轴承过短，应重新选配。

（3）定位凸点完整，瓦背光滑　轴承定位凸点是轴承在座孔内圆周方向和轴向的定位结构。凸点损坏失效后，会导致轴承走外圆。如凸点过低，可用尖锉锉出些许；若无法修复，应重新选配。如图 7-30 所示，轴承背面应光滑，无斑点，表面粗糙度 R_a 应不大于 1.25μm。



a)　　b)

图 7-30　曲轴主轴承

a）曲轴轴承上瓦　b）曲轴轴承下瓦

（4）弹性合适　新轴承的曲率半径应大于轴承座孔的半径，保证轴承压入座孔后，借轴承自身的弹力能与座孔贴合紧密。

此外，轴承合金表面应无裂缝和砂眼。轴承合金与瓦背应有一定的结合强度，轻敲瓦背，应清脆而无嘶哑声音。

3. 轴承的修配

轴承的修配通常是用镗削和手工刮削来完成的。镗削加工可保证轴承的尺寸精度和形位精度，并降低表面粗糙度，提高修理质量，因此专业修理厂普遍采用镗削法。手工刮削生产效率低、加工精度不高，只适用于小型修理单位和小修作业，目前已基本淘汰。

曲轴轴承的镗削，通常在国产JCS-007型镗瓦机上进行。这种镗瓦机可以镗削各种主轴承、连杆轴承以及连杆衬套等，其外形如图7-31所示。

1）主轴承的镗削。将气缸体倒放在镗瓦机机座上，并加以固定。将垫铁及可调支架安装到气缸体的底平面上，装好各道主轴承盖，在气缸体两端的主轴承座孔中装入标准的定心套(按机型选用)；然后将镗杆从一端定心套中穿入，通过全部可调支架的衬套孔，从另一端定心套穿出。找正中心，固定可调支架取出定心套，装上各道轴承，并按规定转矩拧紧全部主轴承螺栓，即可进行镗削，如图7-32所示。

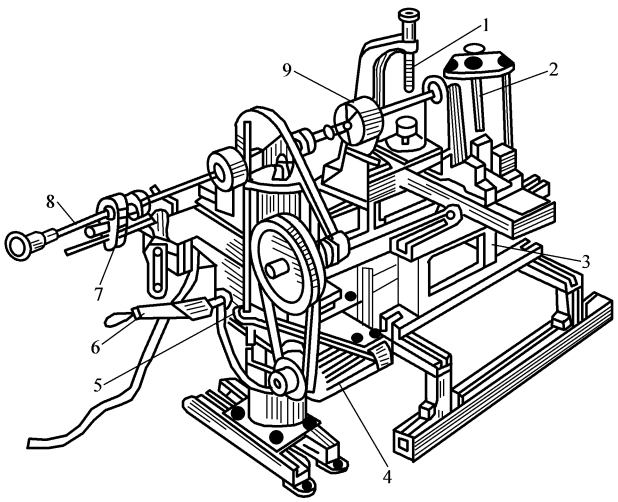


图7-31　JCS-007型镗瓦机

1、2—连杆卡压螺栓　3—机架　4—电动机　5—动力头升降螺杆
6—动力头升降手柄　7—进给箱　8—进给量调节手柄
9—刀杆轴承座

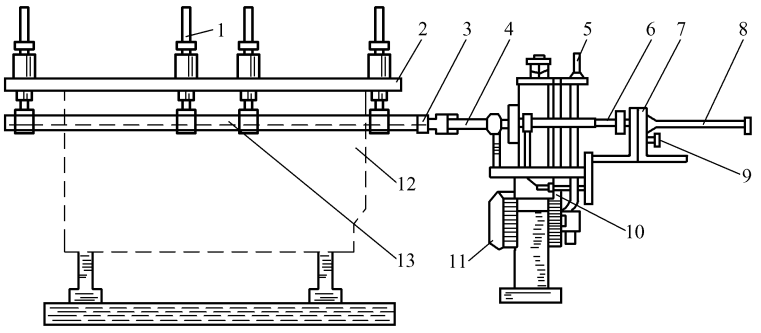


图7-32　镗削主轴承的装卡

1—可调支架　2—垫块　3—万向节　4—传动轴　5—动力头垂直升降调节螺杆　6—开合螺母手柄
7—进给箱　8—走刀丝杠　9—进给盘调节手柄　10—电动机开关　11—电动机　12—气缸体　13—镗杆

调整刀头尺寸时，为了保证对刀精度，可采用带V形架的专用对刀外径千分尺进行测量，如图7-33所示。如果要求镗削的直径为D，则对刀外径千分尺上的读数A应为

$$A = B + \frac{D - d}{2}$$

式中　B——用对刀外径千分尺测量刀杆的读数；

D——要求镗削的直径；

d——刀杆的直径。

2）连杆轴承的镗削。镗削连杆轴承时，将符合要求的轴承装入连杆座孔，并按规定转矩拧紧连杆螺栓，使轴承与座孔紧密贴合。

为了保证镗削后连杆轴承孔中心线与连杆衬套孔中心线平行，应以加工好的连杆小端衬套孔和与其配合的活塞销为定位基准，将活塞销的两端放在镗瓦机的V形块上，连杆大端

支承在可调整的螺钉上，如图 7-34 所示。

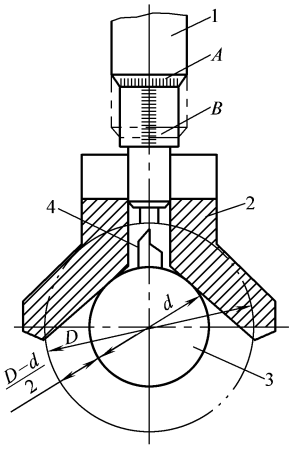


图 7-33　对刀百分尺

1—百分尺刻度套筒

2—V 形架　3—镗杆　4—刀头

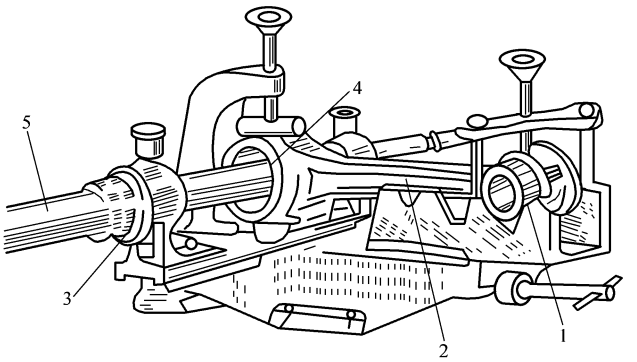


图 7-34　镗削连杆轴承

1—活塞销　2—连杆　3—轴套　4—连杆轴承　5—镗杆

为了保证镗削后轴承合金厚度的均匀性和连杆大小端孔的中心距不变，需要仔细找正镗杆与轴承的中心。方法是：卡住连杆小头，装上镗刀，转动镗杆，用刀尖划印方法找正中心。如不符合要求，可横向移动 V 形块拖板，纵向调整螺钉来改变中心的高低位置。中心找正后，固定住连杆大小端便可进行镗削。

3）轴承镗削后的质量要求。镗削后的轴承，其圆度和圆柱度误差应不大于 0.005mm；表面粗糙度 R_a 应不大于 1.25mm，同一道轴承上、下两片轴瓦厚度差不大于 0.20mm；连杆大小头中心距的变化量一般不大于 0.05mm；轴承与轴颈的配合间隙应符合技术要求，并且接触面积应不小于 85% 。

第三节　飞轮的构造与维修

一、飞轮的构造

对于四冲程发动机来说，每四个活塞行程做功一次，即只有做功行程做功，而排气、进气和压缩三个行程都要消耗功。因此，曲轴对外输出的转矩呈周期性变化，曲轴转速也不稳定。为了改善这种状况，需在曲轴后端安装飞轮。

飞轮是转动惯量很大的盘形零件，其作用如同一个能量存储器。在做功行程中，发动机传输给曲轴的能量，除对外输出外，还有部分能量被飞轮吸收，从而使曲轴的转速不会升高很多。在排气、进气和压缩三个行程中，飞轮将其储存的能量放出来补偿这三个行程所消耗的功，从而使曲轴转速不致降低太多。

结构上，飞轮一般做成中间薄、轮缘厚、具有很大转动惯量的圆盘，如图 7-35 所示。材料一般为铸铁或铸钢。飞轮外缘压入一个齿圈，它与起动机齿轮啮合后便可带动发动机起动运转。

飞轮上往往刻有上止点和点火提前角的标记，用于安装和调节点火正时。飞轮在用螺栓

与曲轴凸缘连接时，要按照规定的力矩安装，以保证可靠连接，如图 7-36 所示。

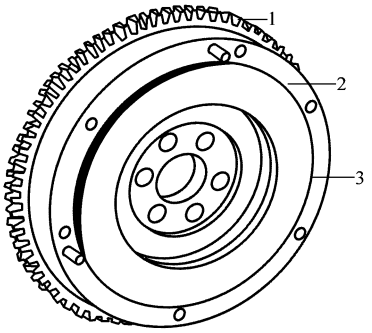


图 7-35　飞轮

1—齿圈　2—离合器安装面　3—离合器圆盘摩擦面

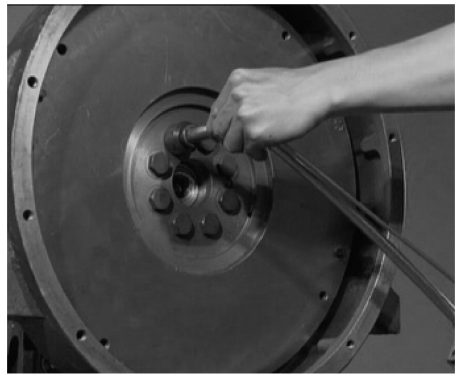


图 7-36　安装飞轮螺栓

多缸发动机的飞轮应与曲轴一起进行动平衡试验。为了拆装后不破坏原平衡状态，飞轮用定位销或不对称螺栓予以保证。采用灰铸铁制造飞轮时，飞轮圆周速度一般不应超过30～50m/s，否则要采用球墨铸铁或铸钢、锻钢，以免其因离心力而损坏。

飞轮应与曲轴一起进行动平衡。为保持动平衡后曲轴与飞轮的相对位置，通常采用定位销或不等距的螺栓将飞轮紧固在曲轴后端。

二、飞轮的维修

1. 飞轮的常见损伤

（1）飞轮齿圈的磨损　发动机起动时，飞轮齿圈上的轮齿受到起动机齿轮的频繁撞击和滑移干摩擦，且齿轮啮合处常夹杂着尘粒，而使齿圈轮齿产生磨损或裂损剥落。由于飞轮始终单向旋转，其齿圈轮齿的磨损通常发生在与旋转方向相反的一面。

（2）飞轮工作面的磨损　飞轮工作面即为与离合器摩擦片结合的平面。工作中由于离合器在分离和结合的瞬间，与飞轮平面存在转速差，从而产生相对滑动摩擦，使飞轮平面产生磨损，此为正常磨损。飞轮平面的异常磨损较常发生，其原因通常是驾驶操作不当、离合器无自由行程、离合器压盘压力不足，使离合器与飞轮经常处于半离合状态，从而加剧了飞轮平面的磨损。当离合器摩擦片磨损到极限后，露出的铆钉头将在飞轮表面刮出沟槽，严重损伤飞轮平面。

飞轮平面还会因高速摩擦所产生的高温而产生局部烧灼结硬，使摩擦结合能力下降。

（3）飞轮螺栓孔损伤　由于飞轮承受的转矩较大，并且传递转矩的同时，常伴随着冲击载荷，因而飞轮螺栓孔将产生损伤变形。

2. 飞轮的修理

1）飞轮齿圈如只有个别轮齿损坏，可继续使用。齿圈轮齿如单面磨损可翻面使用，翻面后，应在轮齿端头重新倒角。若打坏三个以上轮齿，或连续打坏两个轮齿，齿圈松动；齿圈轮齿磨损超过齿长 30% 时，应更换齿圈。新齿圈与飞轮外圆的配合过盈量一般为 0.30～0.60mm，新齿圈轮齿端面应有一定倒角，更换时，应将新齿圈加热到 350～400℃ 趁热压入，直至止口。冷却后即具有一定紧度。

2）飞轮工作面不得有裂纹和严重烧伤痕迹。若工作面的磨损起槽深度超过 0.50mm，

或平面度误差大于0.15mm时，应使用平面磨床予以磨削加工。飞轮平面加工后，其总厚度一般不得减少1.20mm。

3）飞轮螺栓孔磨损后，若圆度误差大于0.035mm，可采用扩孔修理，然后配制相应加大尺寸的螺栓。

4）飞轮与曲轴装合后，其工作面摆差在半径150mm处测量，不得大于0.10mm，以保证曲轴飞轮组的平衡要求。

5）飞轮磨削后、与曲轴装合后，均需作平衡试验，其不平衡量应符合原厂规定。在曲轴、飞轮和离合器上有动平衡的组合编号，如图7-37、图7-38、图7-39所示。

图7-37 曲轴动平衡的组合编号

图7-38 飞轮动平衡的组合编号

图7-39 离合器动平衡的组合编号

思 考 题

1. 如何检查与修理曲轴弯曲？
2. 如何检查与修理曲轴磨损？
3. 如何检查与调整曲轴轴向间隙？
4. 如何进行曲轴轴承选配？
5. 平衡轴系统有何功用？
6. 飞轮的主要功用是什么？飞轮上所刻的标记有何用途？

第八章　配气机构的构造与维修

第一节　配气机构的功用及组成

一、配气机构的功用

配气机构可根据每一气缸内进行的工作循环和点火顺序要求，定时打开和关闭各缸的进、排气门，使新气及时进入气缸和废气及时排出气缸，使换气过程最佳。所谓新气，对于汽油机就是汽油与空气的混合物，对于柴油机则为纯净的空气。好的配气机构应使发动机在各种工况下工作时获得最佳的进气量，以保证发动机在各种工况下工作时都发挥出最好的性能。

发动机在全负荷下工作时，需获得最大功率和转矩，这就要求在此工况下，配气机构应保证获得最大进气量。吸入的新鲜气量越多，发动机发出的功率和转矩越大。进气充满气缸的程度，常用充气效率(也称充气因数)η_v表示。即：

$$\eta_v = \frac{M}{M_0}$$

式中　M——进气过程中，实际充入气缸的进气量；

M_0——在进气状态下充满气缸工作容积的进气量。

一般情况下发动机充气效率η_v总是小于1的。η_v的大致范围：

四冲程汽油机为0.7～0.85。

四冲程非增压柴油机为0.75～0.90。

四冲程增压柴油机为0.90～1.05。

充气效率越高，表明充入气缸的新鲜气量越多，燃烧后放出的热量也越多，发动机发出的功率就越大。好的配气机构就是要在发动机大负荷工作时，保证充气效率最大。在发动机部分负荷下工作时，要求汽车具有良好的燃油经济性，这时配气机构应保证混合气形成质量良好。因此，可变化配气正时技术得到了发展，并在配气机构中获得了越来越多的应用。

二、配气机构形式

常见的配气机构有两种形式：

(1) 气门式配气机构　它由凸轮驱动，通过传动机构来控制进、排气门开闭，这是四冲程发动机最常用的一种机构。

(2) 气孔式配气机构　它是在气缸套中间开有进、排气孔，通过活塞位移来控制进、排气过程，常用于二冲程发动机。本章只介绍四冲程气门式配气机构。

三、配气机构的组成

气门式配气机构由气门组和气门传动组两部分组成，如桑塔纳2000配气机构如图8-1所示。现在的汽车发动机大都采用顶置气门，即进、排气门置于气缸盖内，倒挂在气缸顶上。

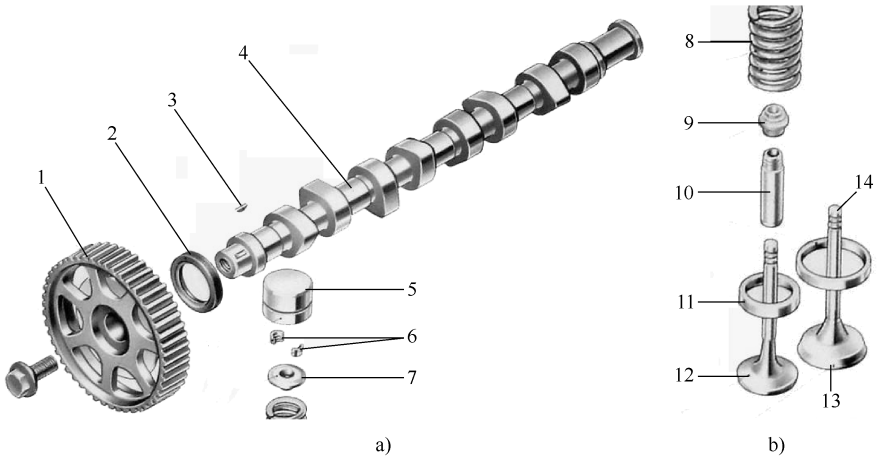


图 8-1 桑塔纳 2000 配气机构

a）气门传动组 b）气门组

1—凸轮轴正时带轮 2—凸轮轴油封 3—半轴键 4—凸轮轴 5—液力挺柱 6—气门锁片 7—上气门弹簧座 8—气门弹簧 9—气门油封 10—气门导管 11—排气门座圈 12—气门座圈 13—进气门 14—进气门座圈

从不同的角度，气门式配气机构有多种分类方法。

1. 按气门的布置形式分

按照气门的布置形式，气门式配气机构可分为侧置气门和顶置气门两种形式，其中侧置气门配气机构在轿车发动机中已经被淘汰，货车和客车大多采用这种形式。两种形式的配气机构如图 8-2 所示。

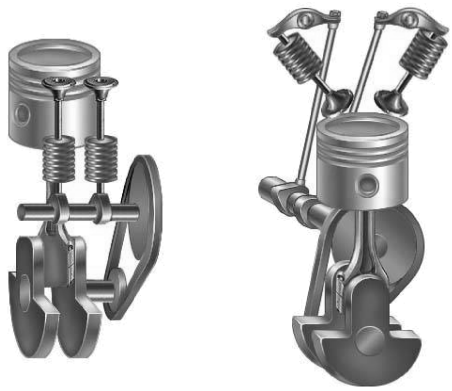


图 8-2 气门式配气机构形式

2. 按凸轮轴的布置位置分

按照凸轮轴的布置位置分为三种：凸轮轴下置式、凸轮轴中置式和凸轮轴上置式，如图 8-3 所示。三者都可用于气门顶置式配气机构。凸轮轴下置式和中置式配气机构中的凸轮轴位于曲轴箱中部。当发动机转速较高时，为了减小气门传动机构的往复运动质量，可将凸轮轴位置移到气缸体的上部，由凸轮轴经过挺柱直接驱动摇臂，而省去推杆，这种结构称为凸轮轴中置式配气机构。

（1）凸轮轴下置式配气机构　凸轮轴置于曲轴箱内的配气机构为凸轮轴下置式配气机构，如图 8-3a 所示。

下置凸轮轴由曲轴定时齿轮驱动。发动机工作时，曲轴通过定时齿轮驱动凸轮轴旋转。当凸轮的上升段顶起挺柱时，经推杆和气门间隙调整螺钉推动摇臂绕摇臂轴摆动，压缩气门弹簧使气门开启。当凸轮的下降段与挺柱接触时，气门在气门弹簧力的作用下逐渐关闭。

凸轮轴下置式配气机构的主要优点是凸轮轴离曲轴近，可以简单地用一对齿轮传动。缺点是零件多，传动链长，整个机构的刚度差。在高转速时，可能破坏气门的运动规律和气门的定时启闭。因此，多用于转速较低的发动机，如东风 EQ6100-1、BJ492Q 等发动机均为凸

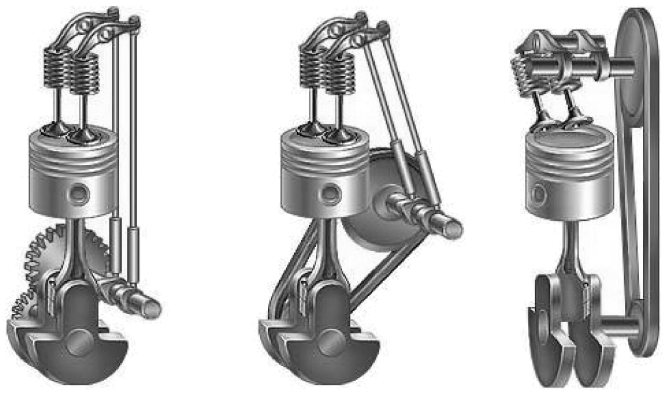


图 8-3　凸轮轴的布置位置

a）凸轮轴下置式　b）凸轮轴中置式　c）凸轮轴上置式

轮轴下置式配气机构。

（2）凸轮轴中置式配气机构　凸轮轴置于机体上部的配气机构被称为凸轮轴中置式配气机构，如图 8-3b 所示。与凸轮轴下置式配气机构的组成相比，少了推杆，从而减轻了配气机构的往复运动质量，增大了机构的刚度，更适用于较高转速的发动机。

有些凸轮轴中置式配气机构的组成与凸轮轴下置式配气机构没有什么区别，只是推杆较短而已，如 YC6105Q、6110A、依维柯 8210. 22S 等。

（3）凸轮轴上置式配气机构　凸轮轴置于气缸盖上的配气机构为凸轮轴上置式配气机构（OHC），如图 8-3 所示，其主要优点是运动件少，传动链短，整个机构的刚度大，适合于高速发动机。由于气门排列和气门驱动形式不同，凸轮轴上置式配气机构有多种多样的结构形式。

1）摇臂驱动。摇臂驱动、单凸轮轴上置式配气机构，如图 8-4 所示。凸轮轴推动液力挺柱，液力挺柱推动摇臂，摇臂再驱动气门；或凸轮轴直接驱动摇臂，摇臂驱动气门。

2）摆臂驱动。摆臂驱动、凸轮轴上置式配气机构，如图 8-5 所示。由于摆臂驱动气门

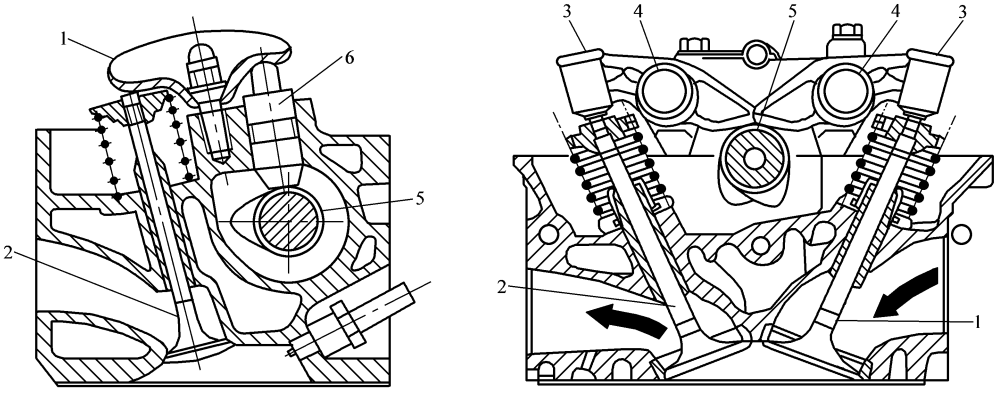


图 8-4　摇臂驱动、单凸轮轴上置式配气机构

1—进气门　2—排气门　3—摇臂　4—摇臂轴　5—凸轮轴　6—液力挺柱

的配气机构比摇臂驱动式刚度更好，因此在轿车发动机上的应用比较广泛，如 CA488-3、奔驰 QM615、奔驰 M115 等发动机均为单上置凸轮轴(SOHC)摆臂驱动式配气机构，如图 8-5a 所示；而本田 B20A、尼桑 VH45DE、三菱 3G81 等发动机都是双上置凸轮轴(DOHC)摆臂驱动式配气机构，如图 8-5b 所示。

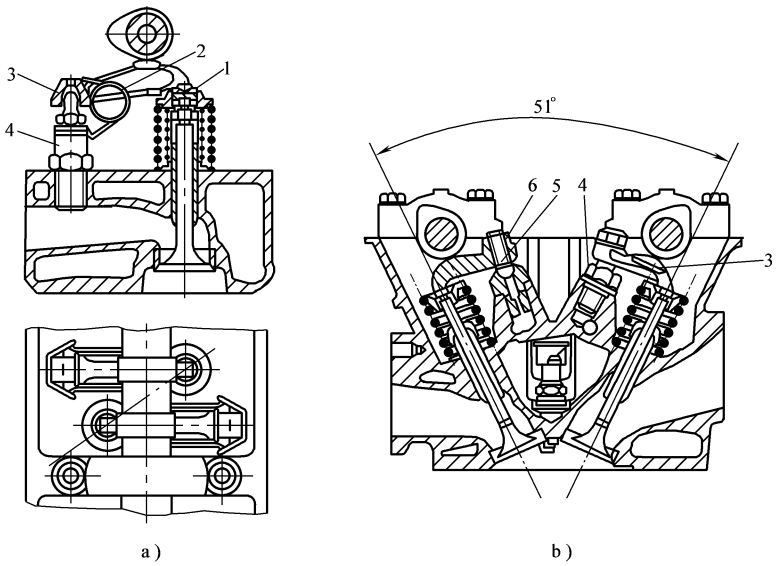


图 8-5 摆臂驱动、凸轮轴上置式配气机构

a) 单上置凸轮轴(SOHC) b) 双上置凸轮轴(DOHC)

1—气门间隙调整块 2—弹簧扣 3—摆臂 4—摆臂支座 5—气门间隙调整螺钉 6—锁紧螺母

3）直接驱动。直接驱动、凸轮轴上置式配气机构，如图 8-6 所示。在这种形式的配气

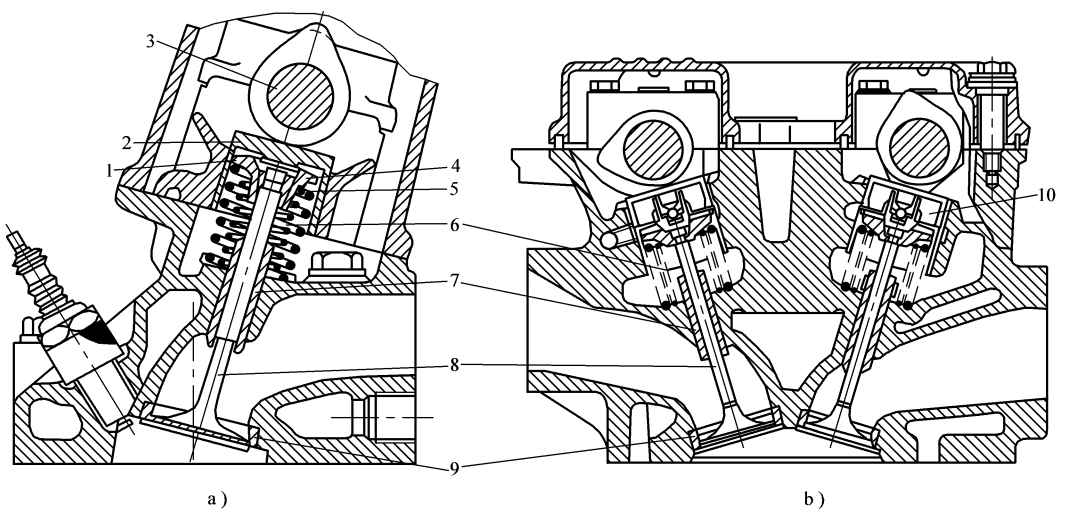


图 8-6 直接驱动、凸轮轴上置式配气机构

a) 单上置凸轮轴(SOHC) b) 双上置凸轮轴(DOHC)

1—气门间隙调整垫片 2—吊杯形机械挺柱 3—凸轮轴 4—气门弹簧座 5—气门锁夹

6—气门弹簧 7—气门导管 8—气门 9—气门座圈 10—吊杯形液力挺柱

机构中，凸轮通过吊杯形机械挺柱驱动气门，如图 8-6a 所示；或通过吊杯形液力挺柱驱动气门，如图 8-6b 所示。

与上述各种形式的配气机构相比，直接驱动式配气机构的刚度最大，驱动气门的能量损失最小，因此在高度强化的轿车发动机上得到广泛的应用，如奥迪、捷达、桑塔纳、马自达 6、欧宝 V6、奔驰 320E，还有依维柯 8140.01、8140.21 等均为直接驱动式配气机构。

3. 按凸轮轴的传动方式分

按曲轴和凸轮轴的传动方式，可分为齿轮传动式、链传动式和同步带传动式三种形式。

（1）齿轮传动式配气机构　齿轮传动机构用于下置式和中置式凸轮轴的传动，如图 8-7 所示。

为了保证齿轮啮合平顺，噪声低，磨损小，定时齿轮都是斜齿轮，并用不同材料制造。曲轴定时齿轮用中碳钢制造，凸轮定时齿轮用铸铁或夹布胶木制造。为了保证正确的配气定时和喷油定时，在传动齿轮上刻有定时记号，装配时必须对正记号。

（2）链传动式配气机构　链传动机构用于中置式和上置式凸轮轴的传动，如图 8-8 所示，尤其是上置式凸轮轴的高速汽油机采用链传动机构的很多。链条一般为辊子链，工作时保持一定的张紧度，不使其产生振动和噪声。为此在链传动机构中装有导链板并在链条的松边装设张紧器。

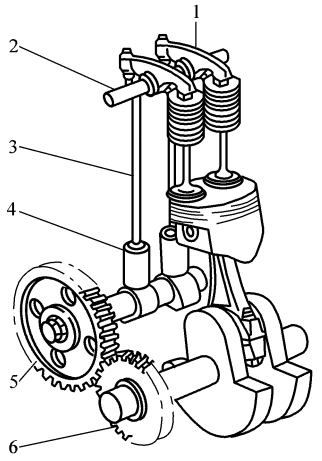


图 8-7　凸轮轴的齿轮传动机构

1—摇臂　2—摇臂轴　3—推杆　4—挺柱
5—凸轮轴定时齿轮　6—曲轴定时齿轮

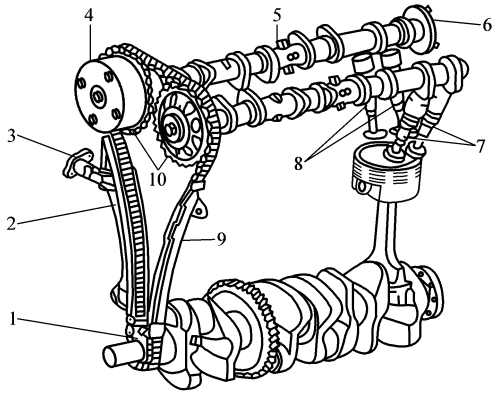


图 8-8　凸轮轴的链传动机构

1—曲轴定时链轮　2—张紧器导板　3—链条张紧器
4—智能型可变配气定时控制器　5—进气凸轮轴　6—定时转子
7—排气门　8—进气门　9—导链板　10—凸轮轴定时链轮

（3）同步带传动式配气机构　同步带传动机构如图 8-9 所示，用于上置式凸轮轴的传动。与齿轮和链传动相比，带传动具有噪声小、质量小、成本低、工作可靠和不需要润滑等优点。另外，同步带伸长量小，适合有精确定时要求的传动，因此被越来越多的汽车发动机特别是轿车发动机所采用。同步带用氯丁橡胶制成，中间夹有玻璃纤维，齿面粘附尼龙编织物。在使用中不能使同步带与水或机油接触，否则容易引起跳齿。同步带轮由钢或铁基粉末冶金制造。为了确保传动可靠，同步带需保持一定的张紧力，为此在同步带传动机构中也设

置有张紧轮与张紧弹簧组成的张紧器。

（4）自动张紧机构　图 8-10 所示是由张紧轮和张紧装置组成的自动张紧机构。张紧轮是利用安装轴心与回转中心偏心，再利用此偏心作用把张紧力传给同步带。

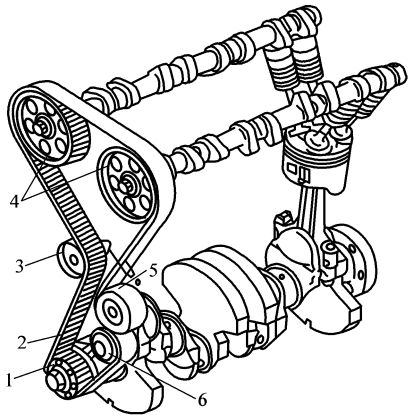


图 8-9　凸轮轴的同步带传动机构

1—曲轴定时同步带轮　2—同步带
3—张紧轮　4—凸轮轴定时同步带轮
5—中间轮　6—水泵传动同步带轮

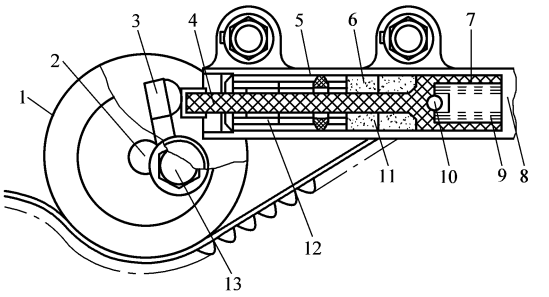


图 8-10　自动张紧机构

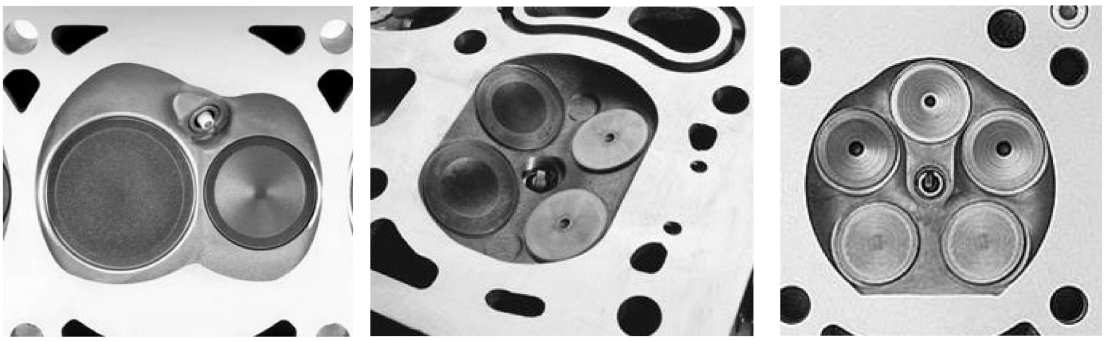
1—张紧轮外圆　2—张紧轮回转中心　3—接触摇臂　4—推杆
5—活塞　6—蓄油室　7—高压室　8—调整器体　9—回位弹簧
10—球阀　11—限位环　12—主弹簧　13—安装中心

若因低温和同步带劣化而伸长时，同步带产生松弛，这时由回位弹簧力推动推杆 4、接触摇臂 3，利用偏心将力矩传给张紧轮而作用于同步带上，从而消除同步带的松弛而张紧同步带。同时球阀开启，油从蓄油室进入高压室 7，则保持其张力。若同步带张紧力大，则反过来同步带作用于同步带张紧轮，通过摇臂推动推杆而向下移动，高压室中油受压缩的同时，球阀关闭，高压室压力上升。这时高压室的硅油通过间隙返回低压室(蓄油室)，这样既获得了减振的效果，又保持了同步带的最佳张紧力基本不变。这种机构广泛用在高性能双顶置凸轮轴的同步带传动中。

一般发动机都采用每缸两个气门(一个进气门和一个排气门)的结构。为了进一步改善气缸的换气，在可能的条件下，应尽量加大气门的直径，特别是进气门的直径。但是，受燃烧室尺寸的限制，气门直径最大一般不能超过气缸直径的一半。当气缸直径较大，活塞平均速度较高时，每缸一进一排的气门结构就不能保证良好的换气质量。因此，很多新型汽车的发动机采用每缸四气门的结构，即两个进气门和两个排气门，如奥迪 A6、本田雅阁和雷克萨斯 400 等汽油机都采用这种形式。采用这种形式后，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。如果高速大功率柴油机采用了直接喷射式燃烧室或预燃室式燃烧室，则采用每缸四气门的结构特别有利。这时喷油器或预热室可布置在气缸的中央位置，不仅混合气形成和燃烧较好，而且气缸盖的结构布局也较合理。此外，采用四气门后还可适当减小气门升程，改善配气机构的动力性，四气门的汽油机还有利于改善 HC 与 CO 的排放。

4. 每缸气门数及其排列方式

发动机每缸气门数及排列如图 8-11 所示。当每缸用两气门时，为使结构简化，大多数采用所有气门沿缸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



a)　　b)　　c)

图 8-11　每缸气门数

a）二气门　b）四气门　c）五气门

个气道，以便简化气道并得到较大的气道通过截面；另一种是将进、排气门交替布置，每缸单独用一个气道，这样有助于气缸盖均匀冷却。柴油机的进、排气道一般分置于缸体的两侧，以免排气加热进气。汽油机的进、排气道通常置于缸体的同一侧，以便进气受到排气的预热。

当每缸采用四个气门时，气门排列的方案有两种：

1）同名气门排成两列如图 8-12a 所示。由一个凸轮通过 T 形驱动杆同时驱动，并且所有气门都可以由一根凸轮轴驱动。两同名气门在气道中的位置不同，可能会使二者的工作条件和工作效果不一致。

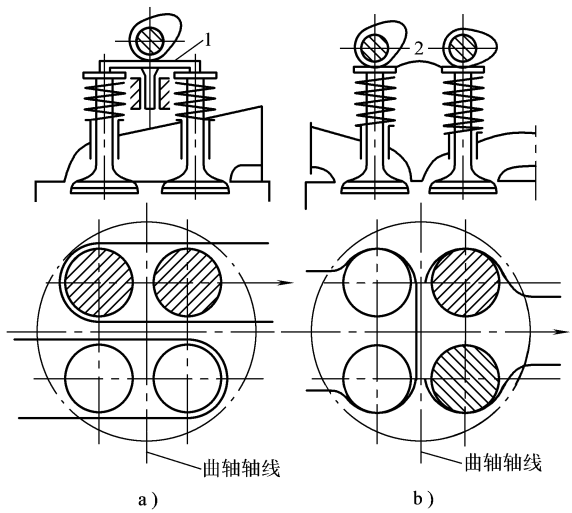


图 8-12　每缸四气门的布置及其驱动

a）同名气门排成两列　b）同名气门排成一列

1—T 形驱动杆　2—气门尾端的从动盘

2）同名气门排在同一列如图 8-12b 所示，则没有上述缺点，但一般要用两根凸轮轴。

第二节　气门间隙与配气相位

一、气门间隙

发动机工作时，气门因温度升高而膨胀，如果气门与其传动件之间在冷态时无间隙或间隙太小，则在热态时气门及其传动件的受热膨胀势必引起气门关闭不严，造成发动机在压缩行程和做功行程中漏气，而使功率下降，严重时甚至不易起动。为了消除这种现象，通常在发动机冷态装配时，在气门与其传动件之间留有适当的间隙，以补偿气门受热后的膨胀量，这一间隙通常称为气门间隙。有的发动机采用液力挺柱，挺柱的长度能自动变化，随时补偿气门的热膨胀量，故不需要预留气门间隙。

气门间隙的大小由发动机制造厂根据试验确定。一般在冷态时进气门的间隙为 0.25 ~ 0.35mm，排气门间隙为 0.30 ~ 0.35mm。如果气门间隙过小，发动机在热态下可能因气门关闭不严而发生漏气，导致功率下降，甚至烧坏气门。如果气门间隙过大，则使传动零件之间以及气门与气门座之间产生撞击响声，并加速磨损。同时，也会使气门开启的持续时间减少，气缸的充气以及排气情况变坏。

二、配气相位

在四冲程发动机的简单工作循环中，为了方便，曾把进、排气过程都看作是在活塞的一个行程内(曲轴转 180°)完成的，即气门开关时刻是在活塞的上、下止点处。但实际情况并非如此，由于发动机转速很高，一个行程的时间极短，例如，上海桑塔纳轿车发动机，在最大功率时的转速为 5600r/min，一个行程历时仅为 60s/(5600×2) = 0.0054s，再加上用凸轮驱动气门开启需要一个过程，气门全开的时间就更短了，这样短的时间难以做到进气充分，排气干净。为了改善换气过程，提高发动机性能，实际发动机的气门开启和关闭并不恰好在活塞的上、下止点，而是适当地提前和滞后，以延长进、排气的时间。也就是说，气门开启过程中曲轴转角都大于 180°。

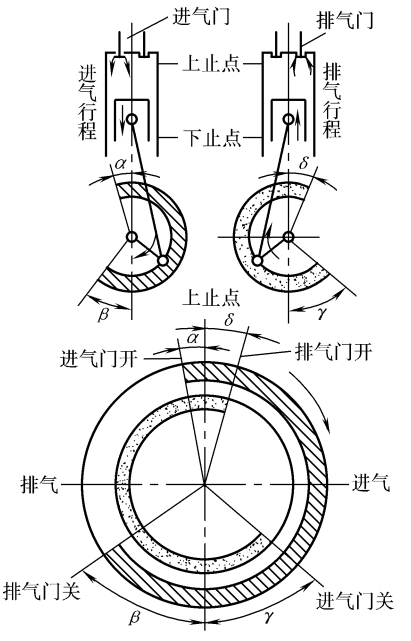


图 8-13　配气相位图

用曲轴转角表示的进、排气门开闭时刻和开启持续时间，称为配气相位。配气相位的各个角度可用配气相位图来表示，如图 8-13 所示。

1. 进气门的配气相位

(1) 进气提前角　在排气行程接近终了，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(或早开角)，用 α 表示，一般为 10° ~ 30°。进气门提前开启的目的，是为了保证进气行程开始时进气门已开大，新鲜气体能顺利地充入气缸。

(2) 进气迟后角　在进气行程下止点过后，活塞重又上行一段，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(或晚关角)，用 β 表示，一般为 40° ~ 80°。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，气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，气缸内压力逐渐增大，进气气流速度逐渐减小，至流速等于零时，进气门便关闭，该角度最适宜。若进气门关闭过晚便会将进入气缸的气体重新又压回进气管。

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

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(或早开角)，用 γ 表示，一般为 40° ~ 80°。排气门恰当地早开，气缸内还有 0.3 ~ 0.5MPa 的压力，做功作用已经不大，但利用此压力可使气缸内的废气迅速地自由排出，待活塞到达下止点时，气缸内只剩 0.11 ~

0.12MPa 的压力，使排气行程所消耗的功率大为减小。此外，高温废气的早排，还可防止发动机过热。但若 γ 角过大，则将得不偿失。

（2）排气迟后角　在活塞越过上止点后，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(或晚关角)，用 δ 表示，一般为 10°～30°。由于活塞到达上止点时，气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。

由上述可见，排气门开启持续时间内的曲轴转角，即排气持续角为 $\gamma+180°+\delta$。

3. 气门的叠开

由于进气门早开和排气门晚关，就出现了一段进、排气门同时开启的现象，称为气门叠开。同时开启的角度，即进气门早开角与排气门晚关角的和($\alpha+\delta$)，称为气门叠开角。

由于叠开时气门的开度很小，且新鲜气体和废气流的惯性要保持原来的流动方向，所以只要叠开角适当，就不会产生废气倒排回进气管和新鲜气体随废气排出的问题。相反，由于废气气流周围有一定的真空度，对排气速度有一定影响，从进气门进入的少量新鲜气体可对此真空度加以填补，还有助于废气的排出。发动机的结构不同、转速不同，配气相位也就不同。

有些增压柴油机配气相位的叠开角较一般非增压柴油机要大得多。这是因为进气压力高，一方面不会发生废气倒流入进气管的现象，另一方面除可使充量更大外，新鲜空气可将气缸内的废气扫除干净。虽有一部分新鲜空气会从排气门排出，但无关紧要，并不消耗燃油。

同一台发动机转速不同也应有不同的配气相位，转速越高，提前角和迟后角也应越大，然而这在结构上很难满足。现在都是按发动机的性能要求，通过试验来确定某一常用转速下较合适的配气相位，自然它也就只能对这一转速最为有利。

由于进气门关闭时，活塞距下止点已较远，其速度已相当大。因而晚关角的变化对气缸内的容积及充量的影响较大。所以，在配气相位的四个角中，进气迟后角的大小，对发动机性能的影响最大。因此，一般当发动机配气相位变迟后，影响发动机性能最大的进气迟后角变大，而这正是高速时所要求的，所以对高速稍有利而低速性能变坏；反之，配气相位变早时，进气迟后角变小，对低速稍有利而高速性能变坏。

对于不同发动机，由于结构形式、转速各不相同，因而配气相位也不相同。合理的配气相位应根据发动机性能要求，通过反复试验确定。

三、可变配气正时机构

发动机转速不同，要求不同的配气正时。这是因为：当发动机转速改变时，由于进气流速和强制排气时期的废气流速也随之改变，因此在气门晚关期间，利用气流惯性增加进气和促进排气的效果将会不同。例如，当发动机在低速运转时，气流惯性小，若此时配气正时保持不变，则部分进气将被活塞推出气缸，使进气量减少，气缸内残余废气将会增多。当发动机在高速运转时，气流惯性大，若此时增大进气迟后角和气门重叠角，则会增加进气量和减少残余废气量，使发动机的换气过程臻于完善。总之，四冲程发动机的配气正时应该是进气迟后角和气门重叠角随发动机转速的升高而加大。如果气门升程也能随发动机转速的升高而加大，则将更有利于获得良好的发动机高速性能。采用可变配气正时机构对发动机性能的改善，可从图 8-14 中了解。

1. 马自达 6 轿车的可变配气正时机构

马自达 6 轿车 L3 型发动机只在进气凸轮轴上装置可变配气正时器，它能够随着发动机的情况变化连续不断地调整进气凸轮轴与曲轴间的相位，以实现最佳配气正时。

（1）可变配气正时机构的组成　该机构由可变配气正时器、凸轮轴位置传感器、曲轴位置传感器、机油控制阀和动力系统控制模块(PCM)等组成，如图 8-15 所示。

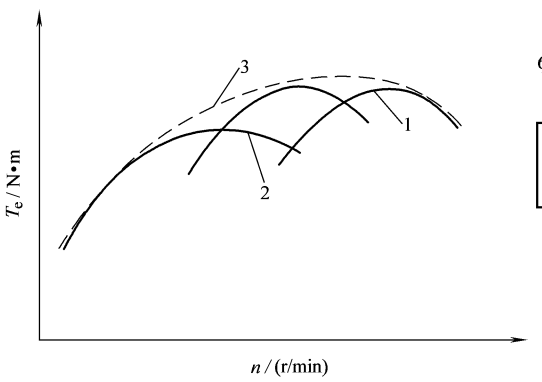


图 8-14　发动机速度特性

1—高速发动机　2—中、低速发动机

3—装有可变配气正时机构的发动机

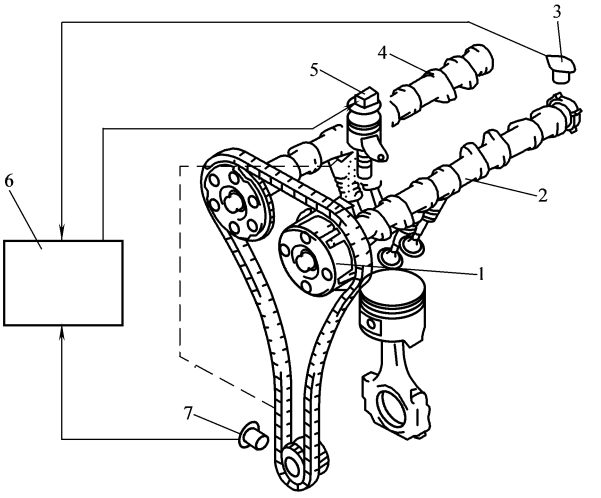


图 8-15　可变配气正时机构组成(马自达 6)

1—可变配气正时器　2—进气凸轮轴　3—凸轮轴位置传感器　4—排气凸轮轴　5—机油控制阀　6—动力系统控制模块(PCM)　7—曲轴位置传感器

可变配气正时器 1 安装在进气凸轮轴 2 的前端，其功用是利用来自机油控制阀 5 的油压连续不断地调整进气凸轮轴与曲轴之间的相位。可变配气正时器包括一个与凸轮轴链轮结合为一体的壳体 2(图 8-16,以下同)、可变配气正时器盖 5、止动销 6 以及与凸轮轴结合为一体的转子 4。壳体的内腔被转子分隔成配气正时提前室和配气正时迟后室等两种油压室。在可变配气正时器盖和转子上均刻有记号，作为安装时的对正标记。

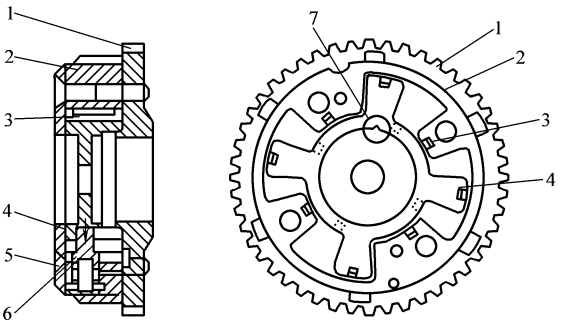


图 8-16　可变配气正时器

1—凸轮轴链轮　2—壳体　3—密封条

4—转子　5—盖　6—止动销　7—对正标记

机油控制阀受 PCM 控制，按照 PCM 的指令转换供给可变配气正时器的机油油道。机油控制阀由滑阀 1、电磁线圈 4、可动铁心 3 和复位弹簧 5 等组成，如图 8-17 所示。

曲轴位置传感器的功用是将发动机转速信号传输给 PCM。

凸轮轴位置传感器的功用是将气缸识别信号传输给 PCM。

PCM 的功用是控制机油控制阀，使其适时地将机油供入相应的油道以改变配气正时。

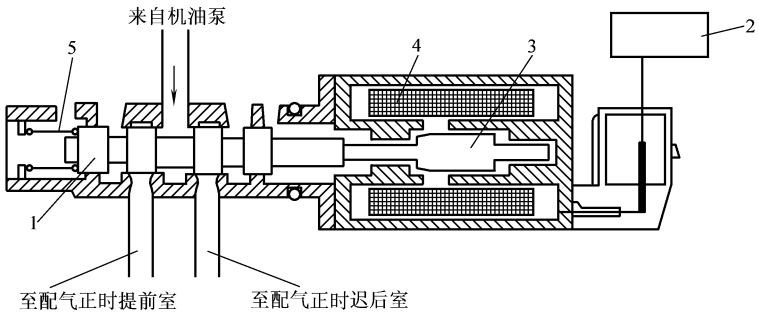


图 8-17　机油控制阀

1—滑阀　2—PCM　3—可动铁心　4—电磁线圈　5—复位弹簧

（2）可变配气正时机构的工作原理　当机油控制阀内的滑阀按照 PCM 的指令信号向左移动时，如图 8-18 所示，来自机油泵的油压经配气正时提前油道 11 传送到可变配气正时器 5 内的配气正时提前室 7。在油压的推动下，与凸轮轴结合为一体的转子 8 相对由曲轴驱动的壳体 9，向进气提前的方向旋转一定的角度，而使进气提前。与此相反，当滑阀按照 PCM 的指令信号向右移动时，来自机油泵的油压经配气正时迟后油道 10 传送到配气正时迟后室，在油压的推动下，转子相对壳体，向进气迟后的方向旋转一定角度，致使进气迟后。

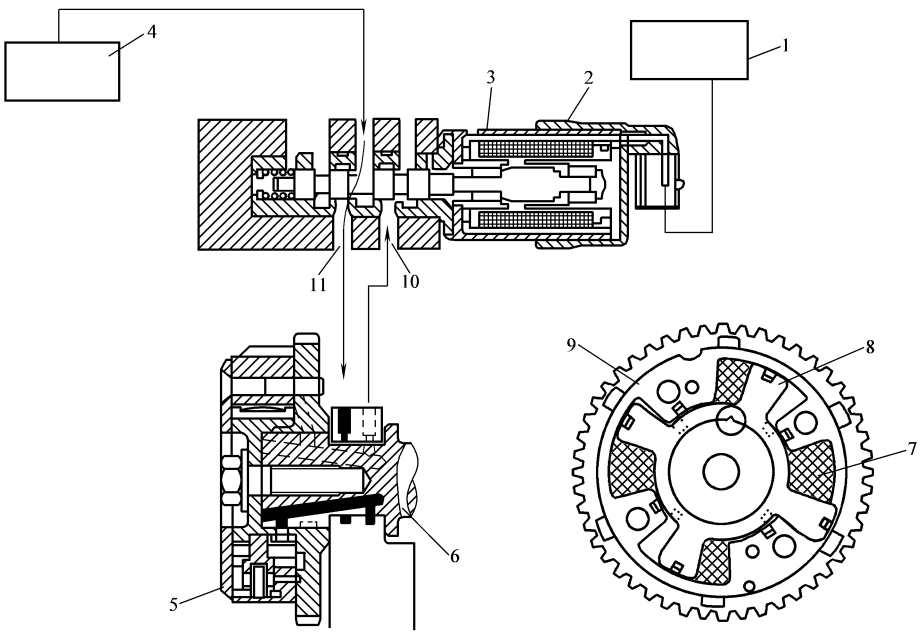


图 8-18　配气正时提前

1—PCM　2—机油控制阀　3—电磁阀　4—机油泵　5—可变配气正时器　6—凸轮轴

7—配气正时提前室　8—转子　9—壳体　10—配气正时迟后油道　11—配气正时提前油道

当滑阀停在配气正时提前油道和配气正时迟后油道的中间位置时，配气正时提前室和配气正时迟后室内都保持着机油泵的油压。这时转子和壳体之间没有相对的转动，因而配气正时保持不变，如图 8-19 所示。

这种可变配气正时机构的凸轮轮廓不变，进气持续角和气门升程都不变，虽然在高速时

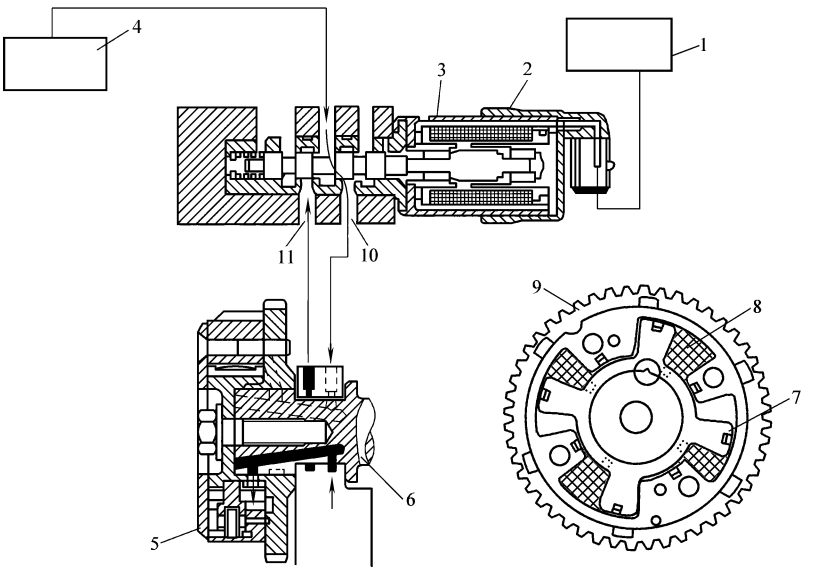


图 8-19 配气正时提前

1—PCM 2—机油控制阀 3—电磁阀 4—机油泵 5—可变配气正时器 6—凸轮轴
7—转子 8—配气正时提前室 9—壳体 10—配气正时迟后油道 11—配气正时提前油道

可以加大进气迟后角，但气门重叠角却相应减小，如图 8-20 所示。

2. 本田 VTEC（可变配气正时电子控制）**可变配气正时机构**

VTEC 可变配气正时机构属于另一种类型的可变配气正时机构。它可以同时改变进、排气门的配气正时，而且在改变配气正时的同时，也改变气门升程。

1）VTEC 可变配气正时机构的组成如图 8-21 所示，在该机构中，进、排气凸轮轴上均设置高速凸轮 3 和低速凸轮 2、4 两种凸轮。两个低速凸轮分别驱动第一摇臂 5 和第二摇臂 7，高速凸轮则驱动中间摇臂 6。在摇臂上装有可移动的液压活塞 11、12 和一个限位活塞 14。VTEC 可变配气正时机构能根据发动机转速的高低，自动转换不同的凸轮来驱动气门启闭。由于高、低速凸轮的轮廓不同，在改变配气正时的同时，也就改变了气门升程。

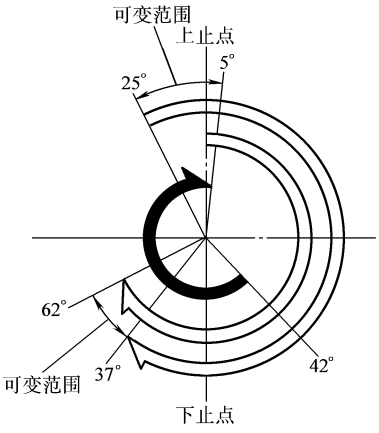


图 8-20 马自达 6 轿车 L3 型发动机配气正时图

2）VTEC 可变配气正时机构的工作原理。当发动机在中、低速工作时，没有油压作用于液压活塞，驱动气门的启闭无关，如图 8-22a 所示。当发动机在高速工作时，在油压的作用下，液压活塞 A、B 向图 8-22b 所示的箭头方向移动，使第一、二摇臂与中间摇臂结合成一个摇臂。三个摇臂一起在高速凸轮的作用下驱动气门启闭。这时低速凸轮不起作用。

油压作用与否由电控单元根据发动机转速的变化自动控制。由于可变配气正时机构结构复杂，目前尚未得到普及。

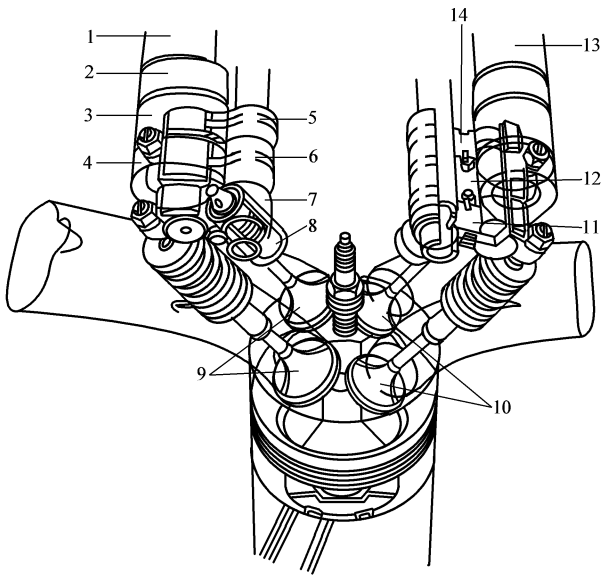


图 8-21　本田 VTEC 可变配气正时机构组成

1—进气凸轮轴　2—第一低速凸轮　3—高速凸轮　4—第二低速凸轮　5—第一摇臂　6—中间摇臂
7—第二摇臂　8—空动弹簧　9—进气门　10—排气门　11—液压活塞 A　12—液压活塞 B
13—排气凸轮　14—限位活塞

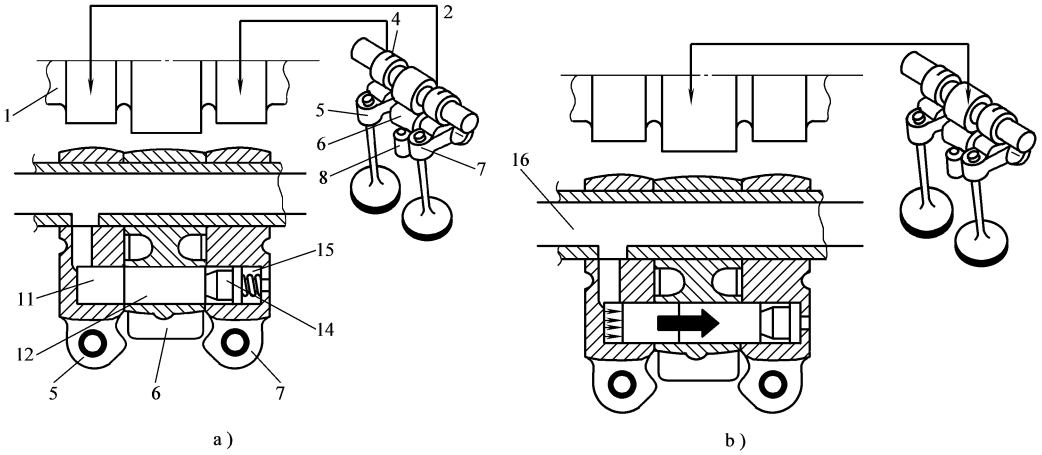


图 8-22　VTEC 可变配气正时机构的工作原理

a）发动机在中、低速工作　b）发动机高速工作

15—复位弹簧　16—油道（图注 1～14 同图 8-21）

第三节　气门组的构造与维修

一、气门组的构造

气门组包括气门、气门座、气门导管及气门弹簧等零件，如图 8-23 所示，有的进气门还设有气门旋转机构。气门组应保证气门能够实现气缸的密封，因此要求：

1）气门头部与气门座贴合严密。

2）气门导管与气门杆的上下运动有良好的导向。

3）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。

4）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。

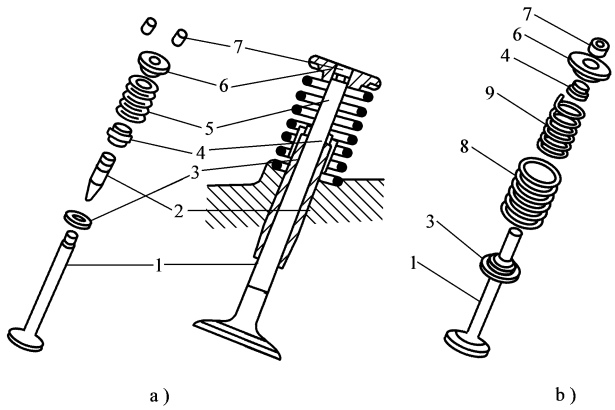


图 8-23 气门组的基本组成

a）单气门弹簧 b）双气门弹簧

1—气门 2—气门导管 3—下气门弹簧座

4—气门油封 5—气门弹簧 6—上气门弹簧座

7—气门锁片 8—外气门弹簧 9—内气门弹簧

1. 气门的构造

（1）气门的工作条件 气门的工作条件非常恶劣。首先，气门直接与高温燃气接触，受热严重，而散热困难，因此气门温度很高。排气门由于高温废气的冲刷，最高温度可达 800～1100K，进气门由于新鲜气体的冲刷，温度较低，但也可达 600～700K；其次气门承受气体力和气门弹簧力的作用，以及由于配气机构运动件的惯性力使气门落座时受到冲击；第三，气门在润滑条件很差的情况下以极高的速度启闭并在气门导管中高速往复运动。此外，气门由于与高温燃气中有腐蚀性的气体接触而受到腐蚀。

（2）气门材料 据气门的工作条件，要求气门材料应具有下列特性：

1）耐热，有良好的导热性。

2）在高温下仍能保持足够的硬度和强度，并耐冲击。

3）耐磨损，耐腐蚀。

进气门一般用中碳合金钢制造，如铬钢、铬钼钢和镍铬钢等。排气门则采用耐热合金钢制造，如硅铬钢、硅铬钼钢、硅铬锰钢等。高强度的发动机趋于用 21-4N 奥氏体钢和铬镍钨钼钢等。

为了节省耐热合金钢，有的排气门头部用耐热合金钢，而杆部用普通合金钢制造，然后将两者对焊在一起。还有的在排气门的气门锥面上堆焊或喷涂一层钨钴合金，以提高其硬度、耐磨性、耐热性和耐腐蚀性，达到延长气门使用寿命的目的。

（3）气门结构 汽车发动机的进、排气门均由气门头部和气门杆两部分构成，其结构和各部分名称如图 8-24 所示。

1）气门头部。气门顶面的形状如图 8-25 所示，气门顶面有平顶、凹顶和凸顶等形状。

① 平顶气门。目前应用最多的是平顶气门，其结构简单，制造方便，受热面积小，进、排气门都可采用。

② 凹顶气门。头部与气门杆有较大的过渡圆弧，用作进气门时，可以减小进气阻力，而且凹顶气门具有较大的弹性，能较好地适应气门座圈的变形。但其受热面积大，不适合作排气门。

③ 凸顶气门。凸顶气门的头部刚度大，用作排气门时，排气阻力较小，但受热面积大，质量大，加工也比较复杂。

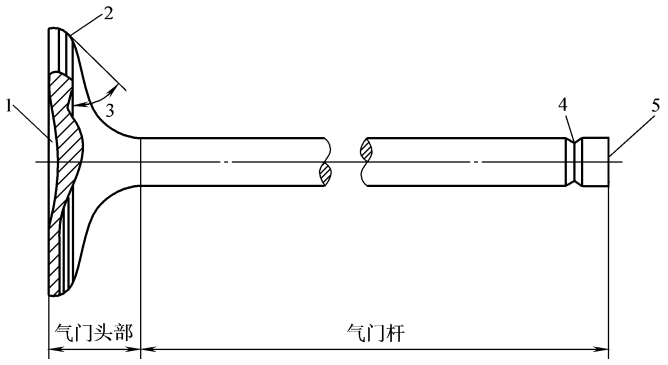


图 8-24　气门结构及各部分名称

1—气门顶面　2—气门锥面　3—气门锥角　4—气门锁夹槽　5—气门尾端面

2）气门锥角。气门与气门座之间的配合面做成锥面，如图 8-26 所示，以便落座时自行对正中心，接触良好。气门密封锥面并不是以全宽参加工作，从降低热负荷的角度出发，希望接触带宽些，但接触带过大时，工作面比压下降，杂物和硬粒卡在气门锥面与气门座面之间不能很好碾碎，妨碍密封性。为了保证密封可靠，气门与气门座相配研磨后，要求得到 1 ~ 2mm 宽的密封带。

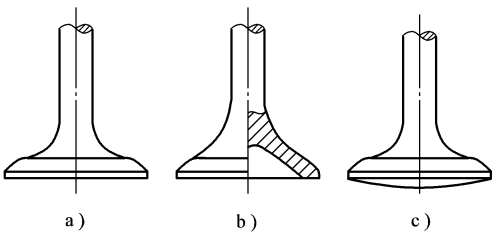


图 8-25　气门顶面的形状

a）平顶　b）凹顶　c）凸顶

气门锥角对气门头部与气门座的密封性和导热性，以及气门的刚度都有影响，一般多采用 45°，有的采用 30°，个别情况下也有用 60°或 15°的。

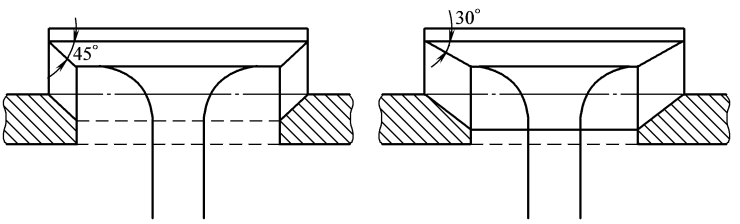


图 8-26　气门锥角

3）气门直径。进气门直径一般大于排气门直径。这是由于进气阻力对发动机动力性的影响比排气阻力大得多(尤其对汽油机而言)。在受限制的燃烧室空间(考虑到燃烧室的紧凑性、发动机的尺寸等)内布置的进、排气门，显然应当适当加大进气门直径，并适当减小排气门直径。有时为了加工简单，把进、排气门直径做成一样，在这种情况下往往在排气门头部刻有排气标记，以防装错。

气门头部到气门杆的过渡圆弧一般都比较大，以减小气流阻力，同时也增加强度，改善气门头部的散热情况。

4）气门杆部。气门杆部用来为气门运动导向，并承受侧压力，且传走一部分热量。气门杆的圆柱形表面需经磨光。有的发动机排气门杆加粗，以利于传热，降低排气门的温度。

但出于工艺上的考虑，绝大多数发动机的进、排气门杆制成一样粗。

① 弹簧座的固定。气门尾端的形状取决于气门弹簧座的固定形式。最常用的固定方法有两种，如图 8-27 所示。一是在气门杆尾端制有凹槽，其中嵌入制成两半的锥形锁环（锁片），利用弹簧座的锥形内表面将锁环卡住，如图 8-27a 所示。大多数轿车发动机都采用此法。第二种固定方法是气门杆尾端制有圆柱形径向通孔，利用插在孔内的锁销来支承弹簧座，而弹簧座的边缘又可阻止锁销松脱，如图 8-27b 所示。

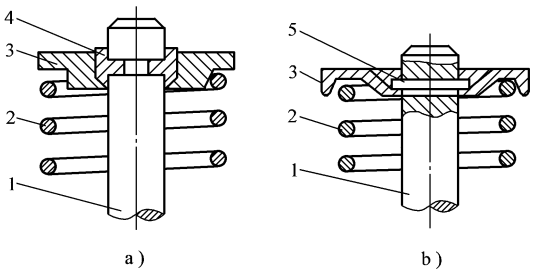


图 8-27 气门尾部形状与气门弹簧座的固定形式
a）锥形锁环形式 b）圆柱形径向通孔形式
1—气门杆 2—气门弹簧 3—弹簧座 4—锁环 5—锁销

也有的气门杆端制有锥形加粗部，弹簧座以其自身的内锥面靠在它上面。弹簧座上开有略大于气门杆圆柱部分的切口，以便安装时从侧面插入。采用这种结构时，气门导管必须制成剖分式的。

② 防落装置。为了防止当气门弹簧万一折断时气门落入气缸造成严重事故，可在气门杆尾部加工一个环形槽，在槽内装上弹簧卡环，如图 8-28 所示。一般环形槽的位置相应于气门最大升程后可再下降 1～2mm。

5）机油防漏装置。由于进气管中有一定真空度，气缸盖上的机油会通过气门与导管之间的间隙漏到进气门上。为了减少机油损耗和气门上沉积物的数量，在有些发动机进气门杆上部压有橡胶挡油罩，以避免机油过多地漏入进气门。492Q 型汽油机即采用这种结构，如图 8-29 所示。

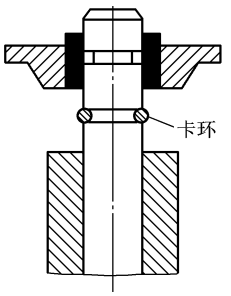


图 8-28 安全防落卡环

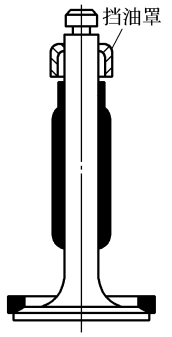


图 8-29 机油防漏装置

2. 气门座的构造

气缸盖上与气门锥面贴合的部位称为气门座。气门座与气门共同执行密封功能，可以直接在气缸盖上镗出，也可以用耐热钢、球墨铸铁或合金铸铁单独制成，然后压入气缸盖或气缸体的相应孔中，后者称为镶嵌式气门座。

气门座圈是单独制成的零件，以一定的过盈量压入气缸盖上的座孔中，其结构如图 8-30 所示。气门座圈的外圆面可以是圆柱面（图 8-30a），也可以是锥角不超过 12°的圆锥面（图 8-30b）。在气门座圈的外圆面上加工有环形槽，当气门座圈压入座孔后，气缸盖材料由于塑性变形而嵌入环形槽内，可以防止气门座圈脱落。图 8-31c 所示为另一种气门座圈结构和镶

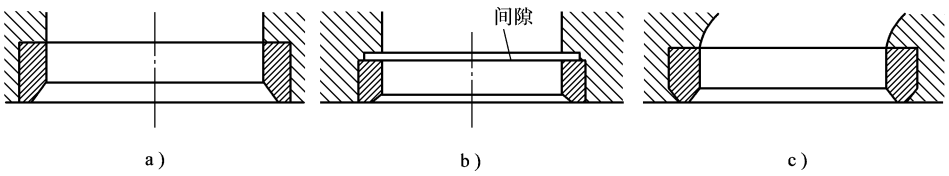


图 8-30　气门座圈

a）圆柱面气门座圈　b）圆锥面气门座圈　c）镶嵌式气门座圈

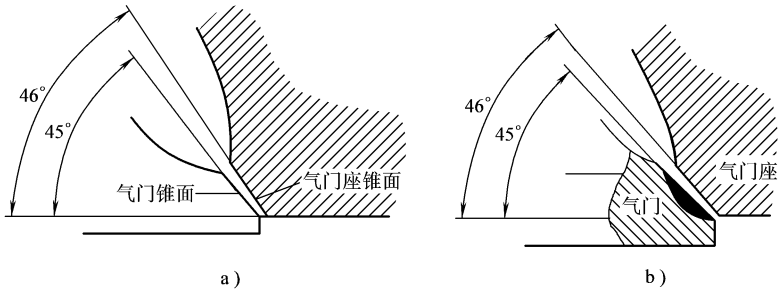


图 8-31　气门和气门座

a）气门锥角比气门座圈锥角小　b）气门锥角与气门座圈锥角相等

嵌方法。它是将气门座圈装入座孔后，将气门座圈周围的气缸材料碾压入气门座圈与气缸盖间的缝隙使气门座圈固定。气门座圈也可以和气缸盖一起铸造。

镶嵌式气门座的优点是可以采用比缸体好的材料制作气门座，这样既不浪费材料，又可提高使用寿命，可以更换，维修方便。缺点是传热较差，加工精度要求高，使成本增加，若精度太差，不能保证一定的过盈，工作时镶块松脱，将会造成事故，或因配合不良而影响传热。

当缸盖用铝合金制造时，由于铝合金不耐磨，必须用耐磨材料单独制成气门座之后镶入气缸盖，如 492Q 型汽油机两个气门均镶座。

车用汽油机经常在部分负荷下工作，由于节气门开度不大，进气被节流，进气管道中真空度较大，进气门可以经常得到经由气门导管吸入的机油的润滑，故可以不镶气门座。而排气门的工作条件就恶劣得多，因此大多镶有气门座。

柴油机有些是进、排气门均镶座，以提高耐磨性。有些则是进气门镶座、排气门不镶座。这是因为柴油机的排气门经常受到由于燃烧不完全而夹杂在废气中的柴油和机油等的润滑而不致强烈磨损。柴油机无化油器，进气管内真空度较小，虽然汽车柴油机经常在部分负荷下工作，但柴油机的负荷不是用汽油机那样的节气门来控制，进气管内的真空度不会因负荷减小而增加，因此进气门通过导管漏入的机油少。加之气门直径又较大，在很高的气体压力作用下挠曲变形较大，致使在密封锥面上发生微量的相对滑动，磨损比较严重。

对于增压柴油机来说，由于完全排除了从气门导管获得机油的可能，进气门座的磨损尤显突出。因此，进气门就更需要镶座，而且往往采用 30°气门锥角，以抵消因弯曲而引起的锥面上的相对滑动。例如，135 系列柴油机采用增压后，把原 45°锥角改为 30°，此外还添加了进气门旋转机构。

气门座或气门座圈的锥角要与气门锥角相适应。一般气门锥角比气门座圈锥角小 0.5° ~ 1°

(图 8-31a)，其作用是使二者不以锥面的全宽接触，这样可以增加密封锥面的接触压力，加速磨合，并能切断和挤出二者之间的任何积垢或积炭，保持锥面良好的密封性。但是，若在气门锥面上镀耐磨合金，气门座或气门座圈经过电感应法硬化处理后，气门与气门座或气门座圈则采用相同的锥角(图 8-31b)。

3. 气门导管构造

气门导管的功用是为气门的运动导向，保证气门的往复直线运动，使气门与气门座或气门座圈能正确贴合。此外，还能将气门杆接受的热量部分地传给气缸盖。

气门导管的工作温度较高，且润滑条件较差，主要靠配气机构工作时飞溅起来的机油来润滑气门杆和气门导管孔。气门导管由灰铸铁、球墨铸铁或铁基粉末冶金制造。以一定的过盈量将气门导管压入气缸盖上的气门导管座孔之后，再精铰气门导管孔，以保证气门导管与气门杆的正确配合间隙。

一般气门导管上端孔口不倒角(图 8-32a)，以减少进入导管的机油量。排气门导管下端孔口加工有排渣槽(图 8-32b)，以便刮出排气门杆上的积垢或积炭。有的气门导管在外圆面上加工有卡环槽，以嵌入卡环，防止气门导管工作时松落(图 8-32a)。

有的发动机不装气门导管，直接在气缸盖上加工出气门杆孔，作为气门的导向孔。气门杆与气门导管孔需要润滑，但进入气门导管孔的机油又不能太多，否则将使机油的消耗量增加。为了控制和减少机油消耗量，现代汽车发动机装有气门油封。气门油封组件如图 8-33 所示。

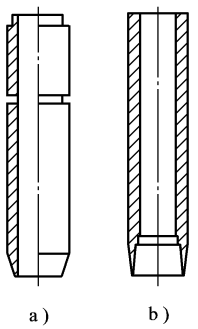


图 8-32　气门

a）气门导管上端孔口无倒角　b）排气门导管加工有排渣槽

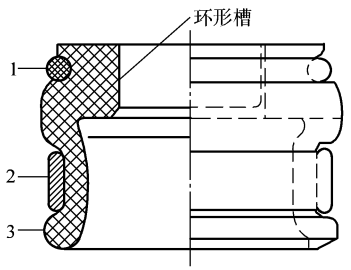


图 8-33　气门油封

1—卡环　2—卡箍　3—氟橡胶油封

4. 气门弹簧

气门弹簧用于克服气门关闭过程中气门及传动件的惯性力，防止各传动件之间由于惯性力的作用而产生间隙，保证气门及时落座并紧密贴合，防止气门发生跳动，破坏其密封性。

为此，气门弹簧应有足够的刚度和安装预紧力。

气门弹簧多为圆柱螺旋弹簧(图 8-34a)，其材料为高碳锰钢、铬钒钢等冷拔钢丝，加

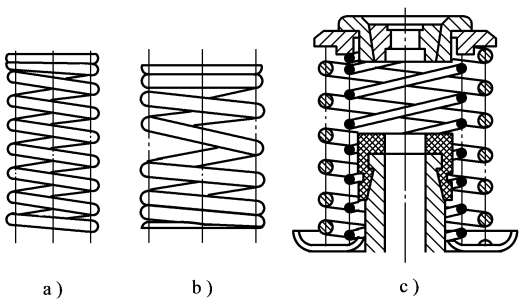


图 8-34　气门弹簧

a）圆柱螺旋弹簧　b）变螺距圆柱弹簧

c）同心安装的内外弹簧

工后要进行热处理，钢丝表面要光滑，经抛光或喷丸处理，借以提高疲劳强度，增强弹簧的工作可靠性。此外，为了避免弹簧锈蚀，弹簧表面要进行镀锌、镀铜、磷化或发蓝处理。

气门弹簧的一端支承在气缸盖上，另一端则压靠在气门杆端的弹簧座上，弹簧座用锁片固定在气门杆的末端。为了防止弹簧发生共振，可采用变螺距的圆柱弹簧(图 8-34b)。高速发动机多数是一个气门有同心安装的内外两根气门弹簧(图 8-34c)，这样能提高气门弹簧工作的可靠性，不但可以防止共振，而且当一根弹簧折断时另一根还可维持工作。此外，还能使气门弹簧的高度减少。当采用两根气门弹簧时弹簧圈的螺旋方向应相反，这样可以防止折断的弹簧圈卡入另一个弹簧圈内。

5. 气门旋转机构

当气门工作时，如能产生缓慢的旋转运动，可使气门头部周围温度分布比较均匀，从而减小气门头部的热变形。同时，气门旋转时，在密封锥面上产生轻微的摩擦力，能够清除锥面上的积垢。

强制式气门旋转机构如图 8-35 所示，在旋转机构壳体 4 上有 6 个变深度的凹槽，凹槽中装有钢球 5 和复位弹簧 8，碟形弹簧 7 安装在旋转机构壳体 4 与气门弹簧座 3 之间。当气门关闭时，碟形弹簧并没有压紧在弹簧座上。这时钢球在复位弹簧的作用下位于凹槽的最浅处。当气门开启时，气门杆尾端受到的压力传到碟形弹簧，使碟形弹簧变形并压紧在钢球上，迫使钢球沿凹槽的斜面滚动，同时带动旋转机构壳体和气门锁片 6 以及气门 1 一起旋转一定的角度。

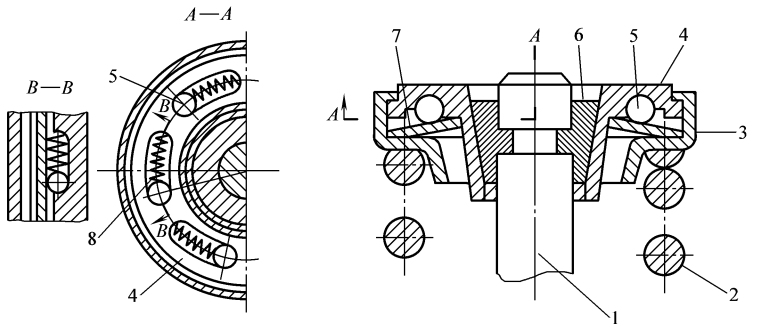


图 8-35　强制式气门旋转机构

1—气门　2—气门弹簧　3—气门弹簧座　4—旋转机构壳体　5—钢球　6—气门锁片
7—碟形弹簧　8—复位弹簧

二、气门组的维修

1. 气门的修理

发动机在运动中，气门将不停地开启和关闭，由于气门与气门座的相互撞击、敲打，引起工作面起槽和变宽。排气门受高温气体的冲击使工作面烧伤，出现斑点和凹陷。气门杆在气门导管内不断摩擦，使配合间隙增大，从而使气门杆在气门管内晃动，引起气门头部的偏磨，关闭不严而漏气。气门还将发生杆部及下端面的磨损。

由于气缸内的气体压力以及凸轮通过挺杆对气门的撞击，将造成气门杆弯曲。杆身弯曲会导致气门顶部的变形和偏摆，使气门关闭不严而漏气。又由于间隙过大，机油受高温影响后，会在导管内产生积炭和结胶，从而加速了气门杆与导管间的磨损，影响正常工作。

（1）气门杆弯曲的检查与修理　气门杆弯曲检查如图 8-36 所示。在平板上放置两个 V 形铁块，相距 100mm，将气门杆置于 V 形铁块上，用百分表触头抵住气门杆的中间，用手转动气门杆，测量气门杆中部的弯曲度，再将百分表触头移至气门头部，测量气门头部的径向跳动量。若气门杆弯曲度超过 0.03mm 或气门头部的摆差超过 0.05mm 时，均可用手压机冷压校直。

（2）气门杆磨损检查与修理　气门杆磨损可通过外径千分尺的测量而确定，气门杆的允许磨损量应小于 0.04mm，如超过规定，可用镀铬法修复。气门杆磨修后，圆度和圆柱度误差应达到规定值(不大于 0.01mm)。

（3）气门杆端面损伤的检查与修理　气门杆端面的磨损或疤痕会造成端面不平、气门关闭不严。检查方法是：将气门杆放置在两 V 形铁块上，用百分表触头抵住气门杆端面测量，所测杆身的摆差应不大于 0.03mm。气门杆端面磨损修理，可用光磨气门机修磨，或用砂轮修磨，如图 8-37 所示。其修理工艺为：将气门杆平放在 V 形铁座上，一手按住气门杆，一手转动气门头，并使气门杆端面轻抵砂轮磨平。

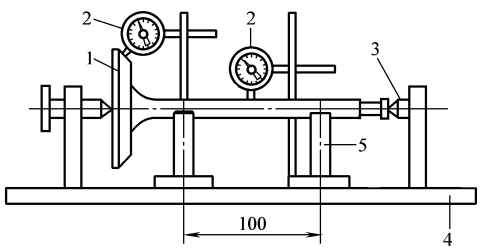


图 8-36　气门杆弯曲检查

1—气门　2—百分表　3—顶针　4—平板　5—V 形铁块

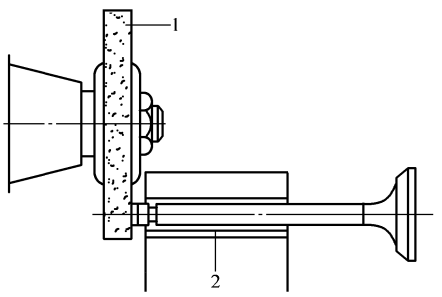


图 8-37　气门杆端磨平

1—砂轮　2—带 V 形槽的夹具

（4）气门工作面磨损检查与修理　气门工作面磨损会破坏气门与气门座的密封性，导致漏气，并改变气门间隙。

检查气门工作面的磨损情况，观察工作面表面是否有疲劳脱层引起的点蚀、擦伤引起的刻痕和较大的斑痕、烧伤和偏磨引起的凹陷。修理气门工作面可在气门光磨机上进行。图 8-38 所示为气门光磨机。

气门工作面光磨工艺如下：

首先检查砂轮是否平整，按气门杆外径选择夹心，将气门杆夹住，使气门头伸出夹心长度为 40mm 左右。按气门规定角度调整夹架，打开切削液开关，光磨时，先开动夹架电动机，查看气门是否摇摆，再开动砂轮电动机。光磨时，一手转动横向手柄，使气门慢慢向右移动，一手转动纵向手柄，使砂轮渐渐移进气门工作面。这时气门工作面在砂轮面上左右慢慢移动，以保持砂轮平整，但须注意气门移动不能超过砂轮面，以防打坏砂轮和气门。直至把旧痕、缺陷及麻点全部磨去，再进行 3～5 次空走刀，直到没有火花为止。当把旧痕缺陷及麻点全部磨去后，再用“00”号砂布磨光气门工作面，最后关闭切削液开关，关闭电动机。

光磨后气门工作面圆度和圆柱度误差为 0.01mm，表面粗糙度 R_a 为 1.25μm，气门工作面与气门杆同心度偏差不大于 0.03mm。如磨修后气门头部圆度厚度小于 1mm，则需要

更换。

若因气门或气门座的修理条件较差，很难达到规定标准时，或在汽车维修各方面磨损不大时，可采用研磨方法，使气门与气门座的工作结合面获得有效的配合，保证密封。

气门研磨可分机动研磨和手工研磨两种。图 8-39 所示为气门研磨机。

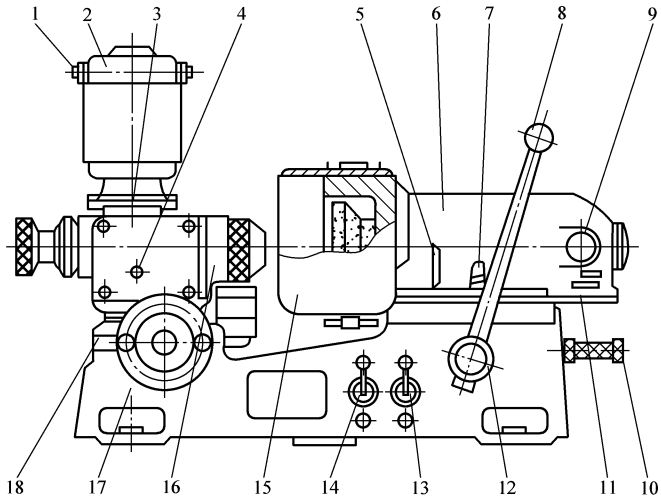


图 8-38　3M9360 型气门光磨机

1—电刷架　2—车头电动机　3—加油孔　4—油窗　5—出风口　6—磨头体　7—注油孔　8—扳杆　9—电刷架　10—定位螺钉　11—纵导轨面　12—插销　13—车头开关　14、15—玻璃罩　16—车头　17—手轮　18—横向导面

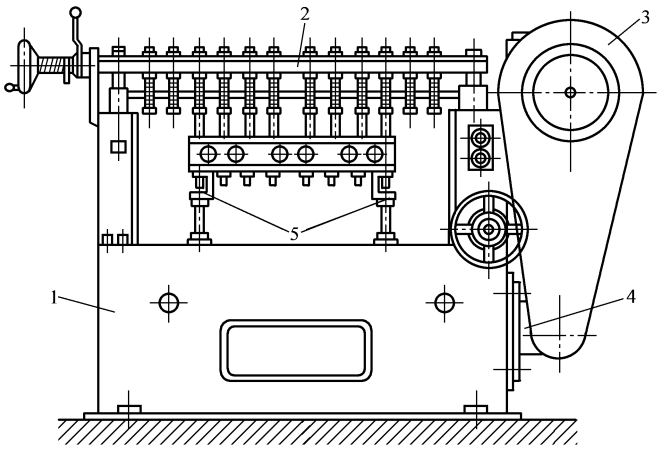


图 8-39　气门研磨机

1—床台　2—摆动和往复机构　3—减速器　4—电动机　5—高低调节支柱

1）气门机动研磨工艺。先将气门与气门座擦拭干净，把气缸盖安置于研磨机工作台上，紧固在专用角铁托架上。在每个气门导管上端套装一只细小圆形弹簧，在配合好的气门斜面上薄涂一层均匀的粗研磨砂，然后使气门杆部浸润机油，并随即装入导管内。

摆动手柄，使转轴停留在向上提起的位置，移动气缸盖，使各气门座孔对正转轴的垂直平面。在转轴下端接头上套入研磨转柄，气门在气缸盖上的转柄长度为 140mm，气缸体上

的为 89mm。

当转轴在提高位置时，转动工作台的升降手轮，使转柄压住气门顶部，直至气门与气门座的距离达到 13mm 为止，再查看转柄是否与气门在同一中心线上，然后调整偏心轮上的距离，使转轴旋转的角度在 45°～90°范围内。

起动研磨机进行研磨，使自动变更起点机构手柄运转，否则可用手柄转动变更进给方向，直至爪轮往返一次，停止转动。换研磨砂时，转动升降手柄，使缸盖下降，将气门提起，用布将气门斜面及座上的粗研磨砂擦去，涂上细研磨砂，涂抹均匀后，再装到导管孔内继续进行精磨。精磨后，将气门取出，并将气门及气门座擦拭干净后，再将气门插入导管孔内，并在气门与座面相接触的圆周上涂抹一层机油，用手工继续研磨几分钟。

2）气门手工研磨工艺。研磨前，应用汽油清洁气门、气门座及气门导管，并将气门按顺序排列或标出记号，以免错乱。

在气门杆上套上一个细软圈形弹簧，在气门斜面上涂抹一层薄薄的粗研磨砂(不宜过多,以免流入导管内)，同时，在气门杆上涂以机油，将气门杆插入导管内。

使用气门研磨工具或橡皮捻子，使气门往复旋转运动与气门座进行研磨，注意旋转角度不宜过大，以免磨出环形磨痕，旋转角度一般以 10°～30°为宜。提起和转动气门，变换气门与气门座的相对位置，以保证研磨均匀。

在手工研磨过程中，研磨不应过分用力，也不要用力在气门座上撞击敲打，否则会将气门工作面磨宽或磨成凹形槽痕。

当气门工作面与气门座工作面磨出一条较整齐无斑痕、麻点的接触环带时，可以将粗研磨砂洗去，继续研磨。直到工作面上出现一条整齐的灰色无光的环带时，再洗去细研磨砂，涂上机油，继续研磨几分钟即可。研磨时，不要让研磨砂掉入气门杆和导管间，以免使气门杆和导管受到不应有的磨损。

气门经手工研磨后，其工作面接触宽度应符合原厂规定。如无原厂规定时，一般进气门工作面接触宽度为 1.20～1.50mm，排气门为 1.50～2.0mm。

2. 气门密封性试验

气门研磨后，须检查其密封性，可采用带有气压表的专门检验气门密封性的检验仪器进行检查，如图 8-40 所示。检查时，先将空气容筒紧密地压在气缸盖(或气缸体)上的气门头部周围，再捏(压缩)橡皮球，使空气容筒内具有 66.6kPa 的压力，如果在半分钟内，气压表的读数不下降，则表示气门与气门座的密封良好。

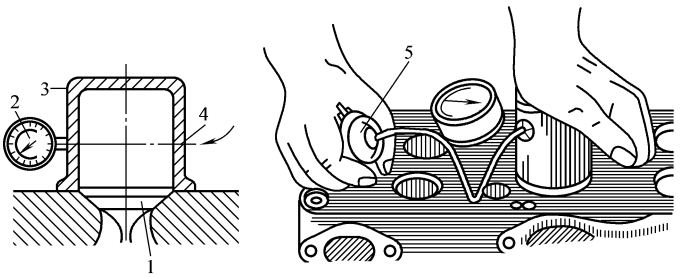


图 8-40 用气门密封检验器检验气门密封情况

1—气门 2—气压表 3—空气容筒 4—与橡皮球相通的气孔 5—橡皮球

如无检查仪器，可用以下方法进行检查：

1）用软铅笔在气门工作面上每隔 4mm 画一条线，如图 8-41a 所示，再将气门装入，让有均等若干条线条的气门工作面和与之相配的气门座工作面接触，并转动气门 1/8 ~ 1/4 转，然后取出气门，检查铅笔线条。如铅笔线条均被切断，如图 8-41b 所示，则表示密封良好；如果有些线条未断，则表示密封不严，需要重新研磨。

2）在气门工作面上涂抹一薄层轴承蓝，将气门压在气门座上旋转 1/4 圈，再将气门提起，若轴承蓝布满气门座工作面一周而无间断，又十分整齐，则表示密封良好。

3）在相配的气门座上轻拍气门数次，查看气门和气门座的工作面，如有明亮而完整的光环，可认为已达到密封要求。

4）可把煤油或汽油浇在气门顶面上，观察气门与气门座接触处是否有渗漏现象，如无即为合格。

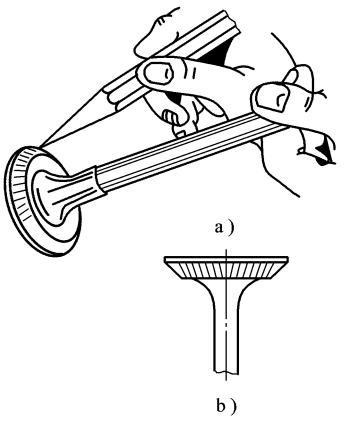


图 8-41　铅笔线画线检查
a）画线　b）查看线条被切情况

3. 气门弹簧的检查与选配

气门弹簧经过长期使用后，由于受力压缩而产生塑性变形，促使弹性疲劳而使自由长度缩短，弹力不足，弹簧出现歪斜变形和折断。气门弹簧自由长度缩短和弹力不足都将影响配气相位的正确性和气门关闭的严密性，这不仅影响发动机的正常运转，而且在顶置式的气门装置中，还会发生气门掉入气缸，造成严重事故。

气门弹簧折断是由于弹簧质量不佳，高速时气门弹簧振动加剧，超过了弹簧的疲劳限度而发生折断。可用磁力探伤检查气门弹簧的裂纹或折断，如发现任何性质的裂纹或折断，均应更换气门弹簧。

（1）气门弹簧自由长度的检查　气门弹簧的自由长度及在规定压缩长度内的相应压力，应符合原厂规定。一般自由长度的缩短不得超过 3mm，弹力减弱不得超过原厂规定的 1/10。此外，弹簧圈的末端应与前一圈贴紧（允许不超过 0.4mm）。取一标准弹力的弹簧与要检查的弹簧一起放在玻璃检测平板上，用钢直尺测量，看其长度是否一致，是否符合规定尺寸。

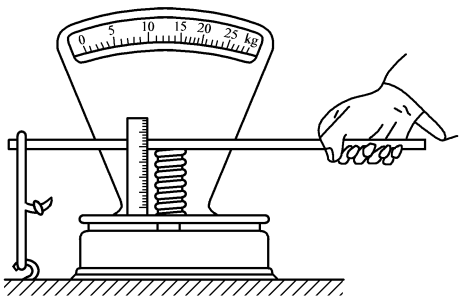


图 8-42　在弹簧试验器上检查弹簧弹力

气门弹簧弹力可用弹簧试验器进行测量，如图 8-42 所示。其测量方法为：将弹簧放在测量台秤上，旁边靠一量尺，将弹簧压至规定长度，从台秤上查看相应指示力大小，看其是否符合标准。

在无弹簧试验器情况下，可用图 8-43 所示方法进行测量。取标准弹力的弹簧与被检查的弹簧各一只，在中间垫一块铁板，一起夹在台虎钳上，压缩弹簧，被检查弹簧长度等于标准弹簧长度，则可用，如被检查弹簧压缩后长度小于标准弹簧压缩后的长度，则为弹力不足，应更换新弹簧。

（2）气门弹簧弯曲和扭曲变形的检查　气门弹簧弯曲和扭曲变形的检查方法，是将气

门弹簧放置在平板上，用 90°角尺检查，如图 8-44 所示。其上端不贴合缝隙应不大于 1.5mm 为合格，即弹簧中心线偏斜不超过 1.5mm，否则应更换新弹簧。

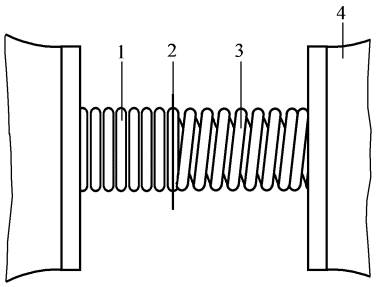


图 8-43 比较气门弹簧的弹性

1—试验弹簧 2—隔板 3—标准弹簧 4—台虎钳

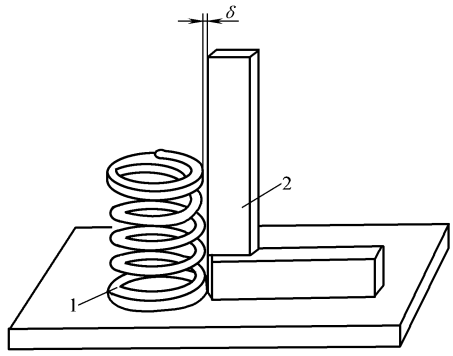


图 8-44 弹簧变形检验

1—被检弹簧 2—90°角尺

4. 气门座损伤的检查和修理

气门座磨损主要来自于冲击引起的塑性变形，同时它还受到高温气体的烧蚀，因此气门座磨损后，会出现气门工作斜面宽度增大，表面具有冲击硬化层，呈现斑点，易造成气门关闭不严而漏气。

气门座磨损后，如工作面磨损过宽，超过 2mm，气门座工作面烧蚀出现斑点、凹陷，下陷到一定程度时，应进行铰削和磨削，如图 8-45 所示。如气门座圈有裂纹、松动和严重烧蚀时，则应重镶气门座圈。

（1）气门座铰削工艺 气门座的铰削如图 8-46 所示。铰削时，铰刀是以插入气门导管内的铰刀导杆来定中心的，以保证铰出的气门座中心与气门导管的中心重合。因此，气门导管镶入后要与气门杆配合合适，才能进行气门座的铰削，其工艺如下：

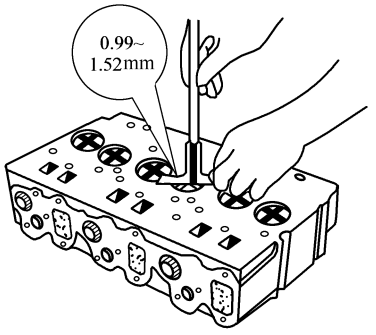


图 8-45 测量气门座圈下沉量

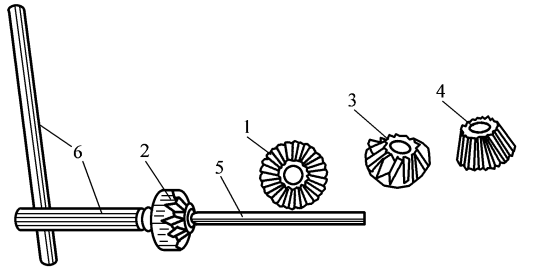


图 8-46 气门座铰刀

1—15°座面铰刀 2—45°细刃铰刀 3—45°粗刃铰刀

4—75°座面铰刀 5—铰刀导杆 6—铰刀把

1）选择铰刀导杆：根据气门导管的内径，选择与之相适应的铰刀导杆，并将铰刀导杆插入气门导管内，使铰刀导杆与气门导管内孔表面相贴合。

2）选择铰刀：根据气门直径选用合适的气门座铰刀。

3）砂磨硬化层：由于气门座存在硬化层，在铰削时，往往使铰刀滑溜，遇此情况时，可用粗砂布垫在铰刀下面先进行砂磨，然后再进行铰削。

4）初铰：先将45°铰刀套在铰刀导杆上，使铰刀的键槽对准铰刀把下端面的凸缘，即可进行铰削。铰削时，铰刀导杆应正直，两手用力要均匀、平稳，直到将烧蚀、斑点等缺陷铰去为止。

5）铰上斜面：用75°铰刀铰削15°上斜面，缩小和改变上接触面，如图8-47所示。

6）铰下斜面：用15°铰刀铰削75°下斜面，缩小和改变下接触面。

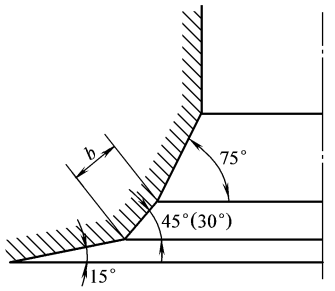


图8-47　气门座锥角示意图（气门座锥角 $b=1\sim3$mm）

7）初铰后的试配：如果接触面偏上，应加大15°斜面铰削量，使接触面下移，如接触面偏下，则加大75°斜面铰削量，使接触面上移。初铰时应尽量使气门工作面接触在其中下部，应边铰边试配。为了延长气门座与气门的使用寿命，当接触面距气门下边缘1mm时，即可停止铰配。

8）精铰：最后用45°的精刃铰刀或铰刀上垫以细纱布再次精细修铰气门座工作面，以降低接触面的表面粗糙度。气门座铰削顺序，如图8-48所示。

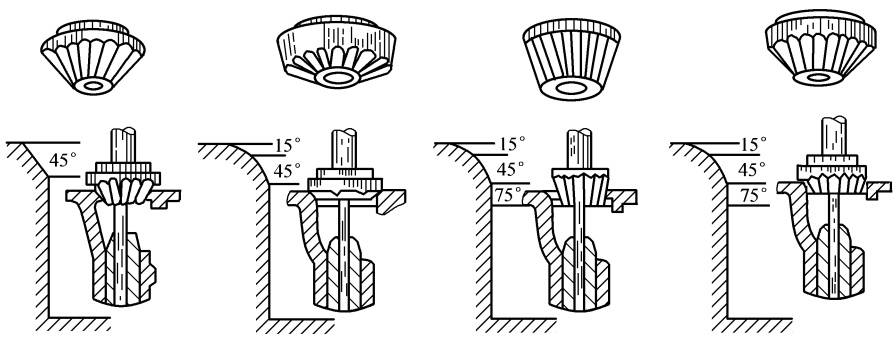


图8-48　气门铰刀锥角及顺序

（2）气门座的光磨工艺　气门座的磨削是用砂轮代替了铰刀，用手电钻或电动机作动力代替了手工铰削或以压缩空气为动力的风动砂轮机来修磨气门座。用光磨机修磨气门座速度快，质量高，特别用于修磨硬度高的气门座效果更好。

国产磨削机共分两种：同心光磨气门座机、偏心光磨气门座机。国产同心光磨气门座机由手提式电动机、磨头及导杆三部分组成，磨头采用轴承式结构，如图8-49所示。其工艺操作如下：磨削时，将图8-49中的导杆插入气门导管，用锥面及弹簧胀圈1定位，将导杆

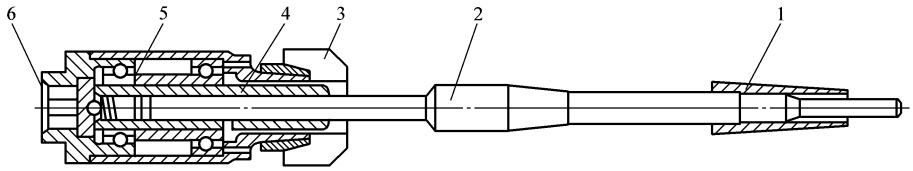


图8-49　磨头及导杆

1—弹簧胀圈　2—导杆　3—砂轮　4—磨头轴套　5—弹簧　6—六角孔

固定在气门导管内，将磨头轴套4套在导杆上，然后将电动机球形六角头插在磨头上端的六角孔6内，即可磨削。

磨削时，应保持电动机垂直，并将磨头慢慢下压，使弹簧5压缩，直到砂轮3和气门接触，方能开始磨削，光磨时间不宜太长，要边磨边检查边试配。停止操作时，应先关闭电动机开关，待砂轮停止转动后再取出，检视其接触面情况。

砂轮材料应根据气门座材料选择，对于钢制气门座，粗磨时用$G60Z_1$砂轮，精磨时用$G100ZR_2$砂轮；对于铸铁气门座，粗磨时采用$T60Z_1$砂轮，精磨时采用T100Z R_2砂轮。砂轮直径根据气门直径确定，气门座磨削机如图8-50和图8-51所示。

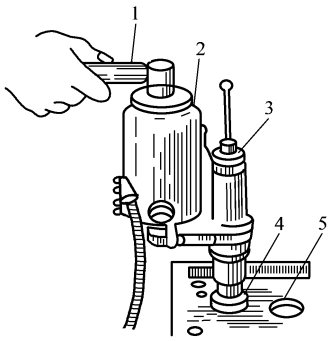


图8-50 偏心光磨气门座机

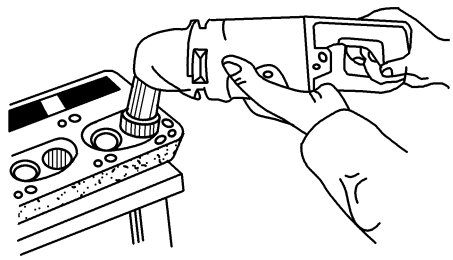


图8-51 同心光磨气门座机

1—机柄 2—机体 3—调节螺母 4—砂轮 5—气门座

以上所述同心式光磨气门座机，即砂轮中心线与气门座工作面中心线重合。另外一种是偏心光磨气门座机，砂轮以3000r/min的转速自转，同时以30r/min左右的转速公转，由于砂轮不是和气门座全部接触，负荷较少，而且转速很高，所以加工精度较高。

气门座磨削加工后，应检查气门工作面与导管孔同心度偏差，其偏差不应超过0.05mm。

（3）气门座镶配 气门座经多次铰削或磨削后直径增大，而气门经多次研磨或光磨后直径减小，使气门工作面位置改变，这将减小压缩比和充气效率。因此，要检查气门的下陷量。当气门顶平面低于气缸盖(或气缸体)平面2mm，或气门座工作面低于气缸盖或气缸体平面2mm，以及原气门座有裂纹、严重烧伤、松动时应重新镶气门座。

镶配气门座工艺如下：原来未镶过气门座时，则要利用镗床或钻床，以气门导管中心孔为定位基准进行镗削。如原来已镶有气门座，则应拉出旧座圈，如图8-52所示。在镶新气门座前，应先检查气门座承孔的圆柱度误差，应小于0.05mm，圆度误差应小于0.02mm，表面粗糙度R_a为1.25μm。如超过规定，则用镗刀或铰刀镗出或铰气门座承孔，再用平面铣刀铣平座圈上端平面。座圈材料最好与基体材料性能接近，一般采用合金铸铁与球墨铸铁。座圈压入后，上端面应与基体平面平齐，高出平面部分应予以修平。

5. 气门导管修理

（1）气门导管损伤检查 发动机工作时，气门杆在气门导管中滑动，气门导管起着导向作用，使气门头部与气门座同心，并使气门杆上的热量经气门导管传给气缸体。它们工作温度高，润滑条件差，机油易积炭，同时供给摩擦副的机油又不能过多，以防止机油流入燃烧室。

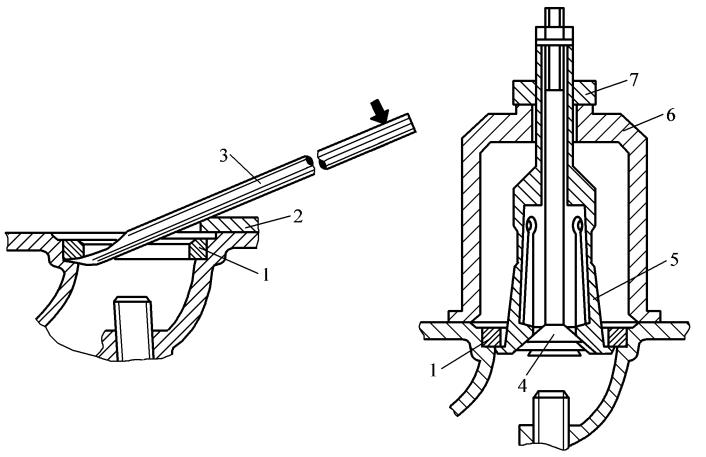


图 8-52　原气门座的取出方法

1—原气门座　2—垫块　3—撬棒　4—胀开锥　5—弹簧夹头拉爪　6—套筒　7—施加压出力螺母

气门导管与气门杆在工作中磨损后，将使配合间隙增大，引起散热不良，气门温度过高，气门在导管中易受摆动冲击，使气门座不均匀磨损，造成漏气、漏油、气门头烧蚀，造成工作中气门不密封和偏磨。所以要检查气门杆与气门导管孔的配合间隙，确定气门导管孔是否磨损。气门杆与导管配合间隙的检查通常是在拆散清洗后进行。如图 8-53 所示，将百分表固定在气缸盖或气缸体的侧壁上，同时将气门升高约 15mm 左右，使百分表测杆触头与气门头部边缘靠紧，然后往复摆动气门，百分表指针读数的一半即为间隙，如该值超过使用极限时应更换新件。

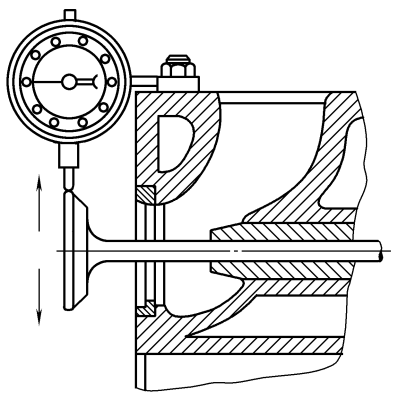


图 8-53　气门杆与导管配合间隙的检验

（2）更换气门导管工艺　先拆卸旧的气门导管，用直径小于导管外径 1～1.5mm，并具有台肩的冲头，配合压床或锤子，将导管以与压入时相反的方向压出，同时注意配合松紧度，以便确定其过盈量。气门导管与气缸盖承孔配合的过盈量通常用经验方法确定，新气门导管尺寸比旧气门导管尺寸大 0.01～0.02mm，还可取导管外径的 2%～3% 作为过盈量。过盈量太大，会使缸盖或缸体变形，甚至破裂；过盈量太小，会使导管松动，散热不良。

检查气门导管承孔的磨损情况，其圆度和圆柱度误差应不大于 0.01mm，否则应予以修理。

1）镶入气门导管。将选定的新导管外径涂一层薄机油，用冲头冲入或压力机压入导管承孔内。气门导管镶入后，导管压入深度应符合技术要求，如图 8-54 所示。然后对气门导管内径进行铰削至标准尺寸或修理尺寸。

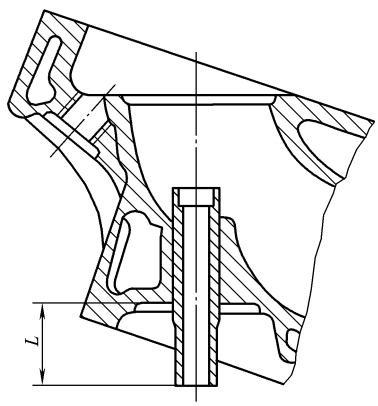


图 8-54　气门导管压入深度

2）气门导管铰削工艺。气门导管内孔一般用气门导

管铰刀进行铰削，铰削时，应根据气门杆直径来铰削气门导管直径。把导管专用铰刀放入导管孔内，用扳手夹住刀柄，双手用均等力顺时针方向转动刀杆，每次铰削量为 0.03 ~ 0.04mm，铰刀要保持平正，边铰削边试配，直至达到正确的配合要求。

铰削后的气门导管内孔表面粗糙度 R_a 不大于 1.25μm，气门导管内孔圆度和圆柱度公差不大于 0.01 ~ 0.03mm。

气门导管与气门杆的配合间隙，即配合松紧度，可用经验方法检查。将气门杆和导管孔擦净，在气门杆上涂一层机油，放入导管内，上、下拉动数次，然后提起气门，气门杆能借自身重量，徐徐下降为合格。

第四节　气门传动组的构造与维修

气门传动组主要包括凸轮轴、正时齿轮、挺柱及其导管，有的还有推杆、摇臂和摇臂轴等。气门传动组的作用是使进、排气门能按配气相位规定的时刻开闭，且保证有足够的开度。

一、气门传动组的构造

1. 凸轮轴

（1）凸轮轴工作条件　凸轮轴承受周期性的冲击载荷。凸轮与挺柱之间的接触应力很大，相对滑动速度也很高，因此凸轮工作表面的磨损比较严重。针对这种情况，凸轮轴轴颈和凸轮工作表面除应有较高的尺寸精度、较小的表面粗糙度和足够的刚度外，还应有较高的耐磨性和良好的润滑条件。

（2）凸轮轴材料　凸轮轴通常由优质碳钢或合金钢锻造，也可用合金铸铁或球墨铸铁铸造。轴颈和凸轮工作表面要经热处理后磨光。

（3）凸轮轴构造　凸轮轴的构造如图 8-55 所示。由于凸轮轴是通过凸轮轴轴颈支承在凸轮轴轴承孔内的，因此凸轮轴轴颈数目的多少是影响凸轮轴支承刚度的重要因素。如果凸轮轴刚度不足，工作时就会发生弯曲变形，这会影响配气正时。下置式凸轮轴每隔 1 ~ 2 个气缸设置一个凸轮轴轴颈。如 YC6105QC 型六缸发动机均有 7 个凸轮轴轴颈，而 CA6102 型发动机只有 4 个凸轮轴轴颈。上置式凸轮轴基本上是每隔一个气缸设置一个凸轮轴轴颈。如 CA488-3、依维柯 8140.01 等四缸发动机的凸轮轴均有 5 个凸轮轴轴颈。有些四缸发动机的凸轮轴只有 4 个轴颈，如捷达、桑塔纳等轿车发动机。

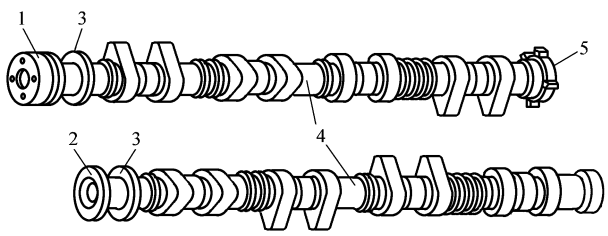


图 8-55　四气门直列四缸发动机双上置式凸轮轴（马自达 L3）构造

1—进气凸轮轴　2—排气凸轮轴　3—轴向定位凸肩　4—凸轮轴轴颈　5—凸轮轴位置传感器传感元件

上置式凸轮轴的轴承若为剖分式结构时，各凸轮轴轴颈的直径均相等。下置式凸轮轴轴颈的直径由风扇端向飞轮端依次减小，目的是便于安装。

凸轮的轮廓应保证气门开启和关闭的持续时间符合配气相位的要求，且使气门有合适的升程（它决定了气门通道面积）及其升降过程的运动规律。凸轮轮廓形状如图 8-56 所示。*O*

点为凸轮旋转中心。*EA* 为以 *O* 点为圆心的圆弧。当凸轮按图 8-56 中箭头方向转过弧 *EA* 时，挺柱不动，气门关闭；凸轮转过 *A* 点后，挺柱(液压挺柱除外)开始上移；至 *B* 点，气门间隙消除，气门开始开启；凸轮转到 *C* 点，气门开度达最大。至 *D* 点，气门完全闭合。ψ 对应着气门开启持续角，ρ_1和ρ_2则分别对应着消除和恢复气门间隙所需的转角。凸轮轮廓 *BCD* 段的形状决定了气门的升程及其升降过程的运动规律。

凸轮轴上各同名凸轮(各进气凸轮或各排气凸轮)的相对角位置与凸轮轴旋转方向、发动机工作顺序及气缸数或做功间隔角有关。如果从发动机风扇端看凸轮轴逆时针方向旋转，则工作顺序为 1—3—4—2 的四缸发动机其做功间隔角为 720°/4 = 180°曲轴转角，相当于 90°凸轮轴转角，即各同名凸轮间的夹角为 90°，如图 8-57a 所示。对于工作顺序为 1—5—3—6—2—4 的六缸发动机，其同名凸轮的相对角位置如图 8-57b 所示。

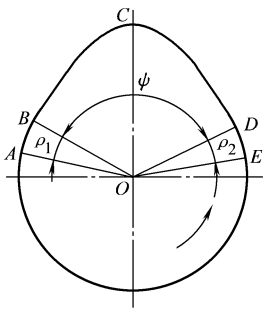


图 8-56　凸轮

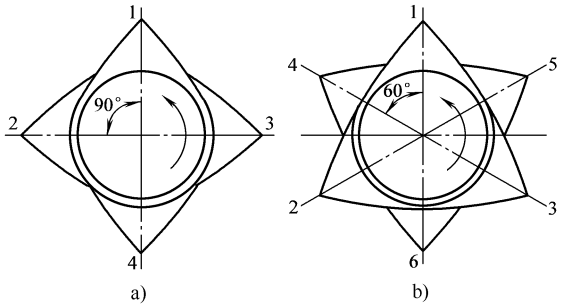


图 8-57　同名凸轮的相对角位置
a）四缸发动机　b）六缸发动机

同一气缸的进、排气凸轮的相对角位置即异名凸轮相对角位置，取决于配气正时及凸轮轴旋转方向。

(4) 凸轮轴轴承　中置式和下置式凸轮轴的轴承一般制成衬套压入整体式轴承座孔内，再加工轴承内孔，使其与凸轮轴轴颈相配合。上置式凸轮轴的轴承多由上、下两片轴瓦对合而成，装入剖分式轴承座孔内。轴承材料与主轴承相同，在低碳钢钢背上浇敷减摩合金层，也有的凸轮轴轴承采用粉末冶金衬套或青铜衬套。

(5) 凸轮轴轴向定位　为了限制凸轮轴在工作中产生的轴向移动或承受螺旋齿轮在传动时产生的进给力，凸轮轴需要轴向定位。

1) 推力轴承定位。上置式凸轮轴通常利用凸轮轴承盖的两个端面和凸轮轴轴颈两侧的凸肩进行轴向定位(图 8-58a)，其间隙 $\Delta = 0.1 \sim 0.2$mm，也就是凸轮轴的最大许用轴向移动量。

2) 止推板轴向定位。中、下置式凸轮轴的轴向定位通常采用止推板(图 8-58b)。在第一凸轮轴轴颈和凸轮轴正时齿轮之间装入调整环 5，在调整环外再套上止推板 6。止推板用螺栓固定在机体前端面上。调整环、凸轮轴正时齿轮毂与第一凸轮轴轴颈端面紧紧靠在一起。由于调整环比止推板厚 0.08 ~ 0.20mm，因此在止推板与凸轮轴正时齿轮毂或止推板与第一凸轮轴轴颈端面之间形成 0.08 ~ 0.20mm 的间隙。此间隙即凸轮轴最大许用轴向移动量。欲改变凸轮轴轴向移动量，只需改变调整环的厚度。

3) 止推螺钉定位(图 8-58c)。在正时传动室盖 7 上与凸轮轴前端相对一齿轮传动机构

(6120 型发动机)应的位置拧入止推螺钉 9，使其端部与正时齿轮紧固螺栓 8 的六角头端面相距 $\Delta = 0.10 \sim 0.20$mm 时，将止推螺钉锁紧，即可实现凸轮轴的轴向定位。

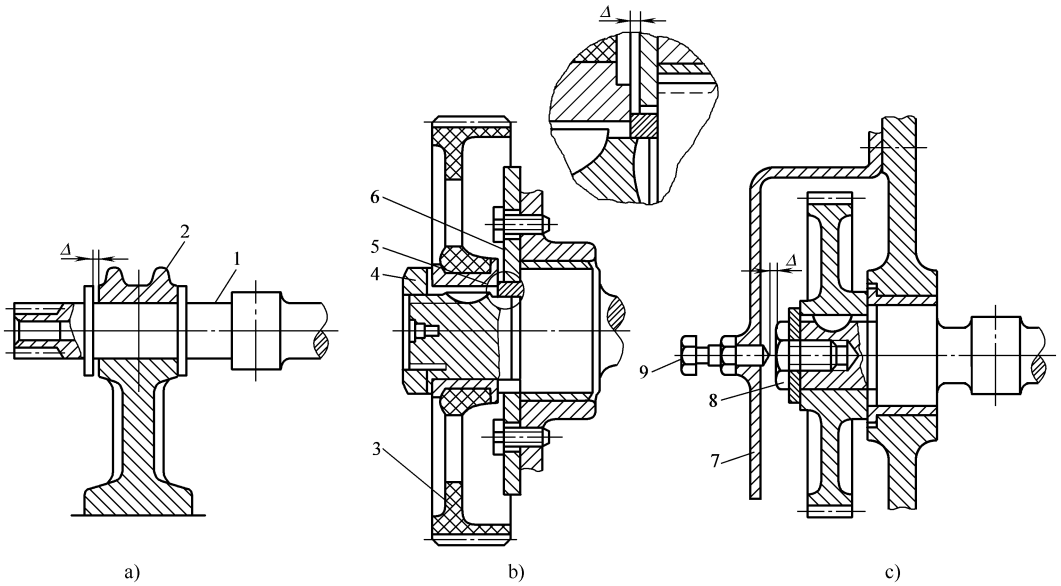


图 8-58　凸轮轴轴向定位方式

a）推力轴承定位　b）止推板轴向定位　c）止推螺钉定位

1—凸轮轴　2—凸轮轴承盖　3—凸轮轴正时齿轮　4—螺母　5—调整环　6—止推板

7—正时传动室盖　8—螺栓　9—止推螺钉

2. 挺柱

（1）挺柱的功用　挺柱是凸轮的从动件，它将来自凸轮的运动和作用力传给推杆或气门，同时还承受凸轮所施加的侧向力，并将其传给机体或气缸盖。

挺柱工作时，其底面与凸轮接触。由于接触面积小，接触应力较大，因此摩擦和磨损都相当严重。此外，在凸轮不变方向的侧向力作用下，还加重了起导向作用的挺柱侧表面与挺柱孔的偏磨。因此，挺柱工作面应该耐磨损并应得到良好的润滑。

（2）挺柱的材料　制造挺柱的材料有碳钢、合金钢、镍铬合金铸铁和冷敷合金铸铁等。

（3）挺柱的分类　挺柱可分为机械挺柱和液力挺柱两大类，每一类中又有平面挺柱和滚子挺柱等多种结构形式。

1）机械挺柱。机械挺柱的结构形式如图 8-59 所示，其中薄壁杯形平面挺柱(图 8-59a)由于结构简单，质量轻，在中、小型发动机中得到广泛应用。

挺柱上的推杆球面支座的半径比推杆球头半径略大，以便在两者中间形成楔形油膜来润滑推杆球头和挺柱上的球面支座。

为减轻平面挺柱工作面的磨损，可采取下列结构措施：

① 挺柱轴线偏离凸轮的对称轴线，偏心距 $e = 1 \sim 3$mm(图 8-60a)。发动机工作时凸轮与挺柱底面的摩擦力可使挺柱围绕其自身的轴线旋转，以达到使挺柱底面磨损均匀的目的。

② 将挺柱底面做成半径为 $R = 500 \sim 1000$mm 的球面，将凸轮工作面制成锥角很小的锥面(图 8-60b)。这样即使在挺柱轴线与凸轮对称轴线重合的情况下，由于凸轮与挺柱的接触

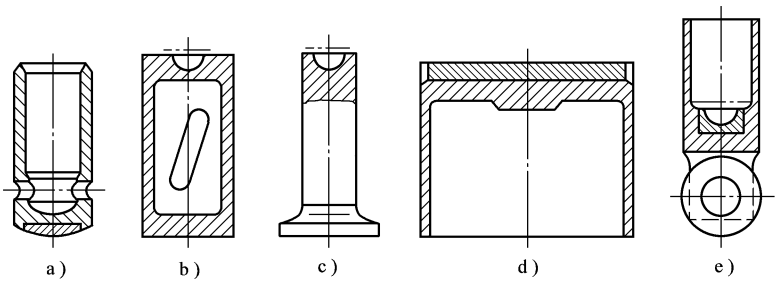


图 8-59　机械挺柱

a）薄壁杯形平面挺柱　b）听子形平面挺柱　c）菌形平面挺柱　d）吊杯形平面挺柱　e）滚子挺柱

点偏离挺柱轴线，在工作时接触点处的摩擦力也可使挺柱绕其自身轴线转。

③ 在挺柱底面镶嵌耐磨金属块(图 8-60b)。

④ 将挺柱侧表面制成桶形。当挺柱在挺柱孔内歪斜时，由于桶形侧表面的自位作用，可以减小凸轮与挺柱底面以及挺柱侧表面与挺柱孔内表面的接触应力，从而减轻磨损并使磨损均匀。

2）液力挺柱。在配气机构中预留气门间隙将使发动机工作时配气机构产生撞击和噪声。为了消除这一弊端，有些发动机尤其是轿车发动机采用了液力挺柱，借以实现零气门间隙。气门及其传动件因温度升高而膨胀，或因磨损而缩短，都会由液力作用来自行调整或补偿。

平面液力挺柱的构造如图 8-61a 所示。在挺柱体 1 中装有柱塞 2，柱塞上端压入推杆支座 4。柱塞被柱塞弹簧 9 向上推压，其极限位置由卡环 3 限定。柱塞下端的单向阀保持架 6 有可减轻挺柱底面磨损的结构，单向阀保持架 6 内装有单向阀弹簧 7 和单向阀 8。发动机润

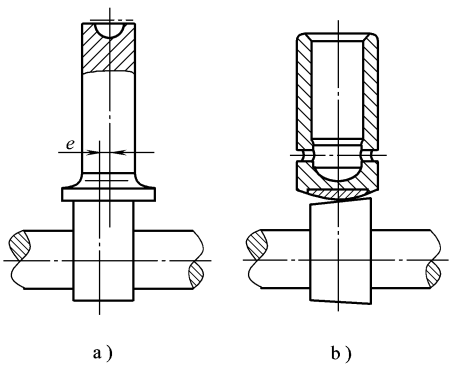


图 8-60　减轻挺柱底面磨损的结构措施

a）挺柱轴线偏离凸轮的对称轴线

b）挺柱底面镶嵌耐磨金属块

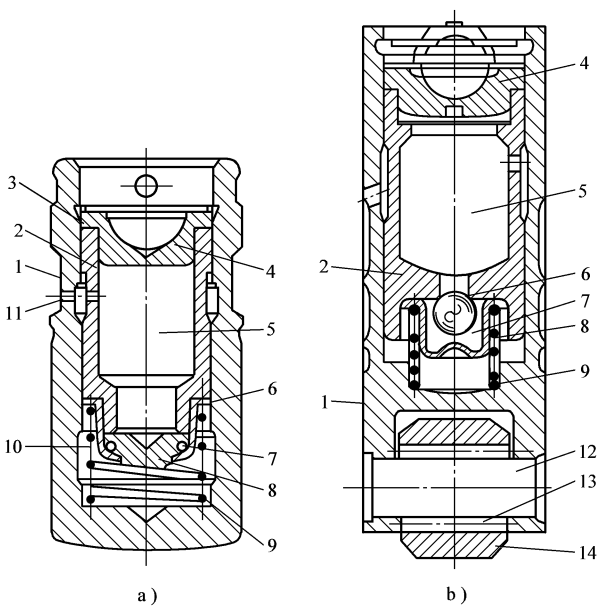


图 8-61　液力挺柱

a）平面液力挺柱(CA8V100）　b）滚子液力挺柱(GM2.5L)

1—挺柱体　2—柱塞　3—卡环　4—推杆支座　5—内油腔　6—单向阀保持架　7—单向阀弹簧　8—单向阀　9—柱塞弹簧　10—高压腔　11—进油孔　12—滚轮销　13—滚针轴承　14—滚轮

滑系中的机油经进油孔 11 进入内油腔 5，并在机油压力的作用下推开单向阀 8 充满高压腔 10。在液力挺柱内始终充满着机油。

当气门关闭时，在柱塞弹簧的作用下，柱塞与推杆支座一起上移，使气门及其传动件相互接触而无间隙。当凸轮顶起挺柱时，挺柱体上移，高压腔内的机油压力迅速升高，使单向阀关闭，机油被封闭在高压腔内。由于机油不能压缩，因此液力挺柱如同机械挺柱一样向上移动，使气门开启。

在工作中会有少量机油从高压腔经挺柱体与柱塞之间的间隙泄漏出去，在气门关闭时将有相应数量的机油从内油腔经单向阀进入高压腔予以补充。液力挺柱结构复杂，加工精度高，磨损后无法调整只能更换。

3. 推杆

推杆处于挺柱和摇臂之间，它能将挺柱传来的运动和作用力传给摇臂。

在凸轮轴下置式的配气机构中，推杆是一个细长杆件，加上传递的力很大，所以极易弯曲。因此，要求推杆有较好的纵向稳定性和较大的刚度。

推杆一般用冷拔无缝钢管制造，两端焊上球头和球座(图 8-62c)。也可以用中碳钢制成实心推杆(图 8-62a)，这时两端的球头或球座与推杆锻成一个整体。对于机体和气缸盖都是用铝合金制造的发动机，宜采用锻铝或硬铝制造推杆，并在其两端压入钢制球头和球座(图 8-62b)，其目的是当发动机温度变化时，不致因为材料热膨胀系数的不同而引起气门间隙的改变。

推杆两端的球头或球座均需淬硬和磨光，以提高其耐磨性。

4. 摇臂

摇臂将推杆和凸轮传来的运动和作用力改变方向后传给气门使其开启。

摇臂在摆动过程中承受很大的弯矩，因此应有足够的强度和刚度以及较小的质量。摇臂由锻钢、可锻铸铁、球墨铸铁或铝合金制造。

摇臂是一个双臂杠杆，以摇臂轴为支点，两臂不等长(图 8-63a)。短臂端加工有螺纹

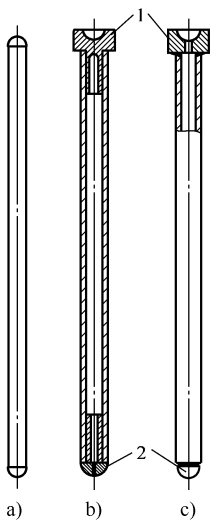


图 8-62 推杆

1—球座 2—球头

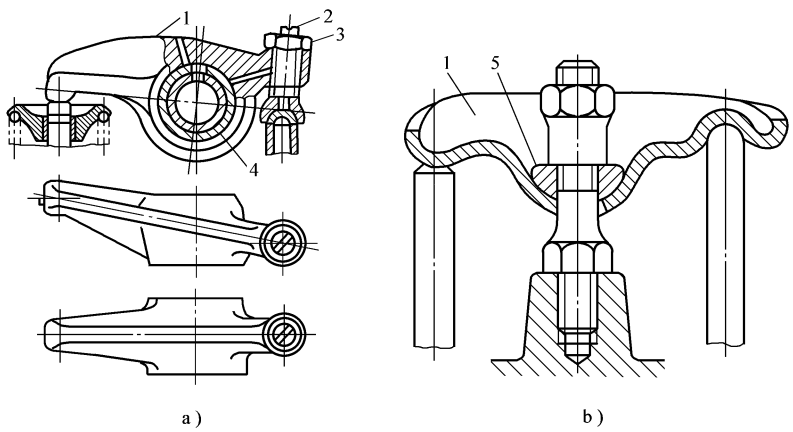


图 8-63 摇臂

a) 摇臂 b) 薄板冲压而成的摇臂

1—摇臂 2—气门间隙调整螺钉 3—锁紧螺母 4—摇臂衬套 5—摇臂支点球座

孔，用来拧入气门间隙调整螺钉。长臂端加工成圆弧面，是推动气门的工作面。由于摇臂工作面与气门杆尾端面的接触应力很大，且有相对滑移，因此磨损严重，通常圆弧工作面需在淬火后磨光。为使摇臂的质量尽可能小，而又有较大的强度和刚度，特将摇臂制成“T”字形或“工”字形断面。图 8-63b 所示为薄板冲压而成的摇臂，它与液力挺柱联用，所以摇臂上不安装气门间隙调整螺钉。

摇臂孔内镶有衬套并通过空心的摇臂轴支承在摇臂轴座上，后者固定在气缸盖上。摇臂在摇臂轴上的位置由限位弹簧或挡圈限定。

摇臂衬套与摇臂轴、摇臂工作面与气门杆尾端面以及气门间隙调整螺钉的球头或球座与推杆的球座或球头均需要润滑。为此将机油从机体经气缸盖和摇臂轴座中的油道引入摇臂轴，再从摇臂轴、摇臂衬套和摇臂上的油孔流向摇臂两端。

二、气门传动组的维修

1. 凸轮轴的修理

（1）凸轮的损伤　凸轮的损伤形式有凸轮工作表面磨损、擦伤和点蚀(疲劳剥落)。

1）凸轮磨损原因：凸轮运动的接触形式是点接触，在离凸轮基圆最远处，气门的升程最大，此处单位接触压力最高，造成凸轮表面的不均匀磨损，凸轮尖顶磨损尤为严重，因而造成气门升程降低，影响充气性能和排气效果，使发动机性能变坏。

2）凸轮擦伤的原因：它是由于在高的表面接触应力下，润滑条件不良，部分区域金属表面发生直接接触，造成金属的粘着而引起的刻痕。

3）凸轮点蚀(疲劳剥落)原因：凸轮受周期性交变应力载荷，使表面产生弹性或塑性变形，变形处开始硬化再现裂纹，并进一步发展，最后成点状或片状剥落。

（2）凸轮损伤的检查　凸轮的擦伤和疲劳剥落一般可用检视法发现。对凸轮磨损，用标准凸轮轮廓线制成的样板置于凸轮顶轮廓处，如产生缝隙超过规定值，则为磨损。也可用外径分千尺寸(或游标卡尺)测量凸轮全高，如图 8-64 所示，即凸轮顶点中心线到基圆最低点距离小于规定值，则为磨损。

（3）凸轮损伤的修理　凸轮有擦伤和疲劳剥落需更换新件。对凸轮的磨损后的修理方法，应根据其升程高度减小值而定，可直接在专用凸轮轴磨床上磨削。当升程高度值磨损超过技术要求时，先进行堆焊，即以一定频率和振幅的电脉冲自动堆焊，再经过凸轮轴磨床磨削至标准轮廓尺寸，如图 8-65 所示。

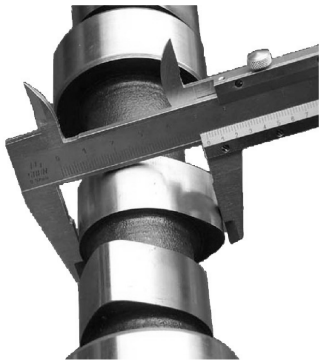


图 8-64　用游标卡尺检查凸轮高度

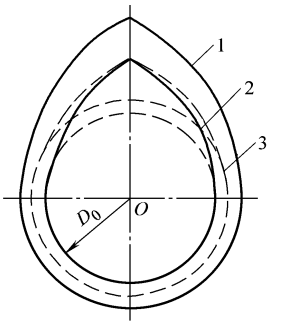


图 8-65　凸轮磨损及修复

1—新凸轮外形　2—磨损凸轮外形　3—修复凸轮外形

（4）凸轮轴变形的检查与修理　凸轮轴弯曲变形的检查：将凸轮轴安装于车床两顶针间，或将V形铁块放于平板上，以两端轴颈作为支点，如图8-66所示。用百分表测杆触头与中间轴颈表面接触，并缓转凸轮轴一圈，如百分表摆差在0.05～0.10mm范围内，其修理方法为；可以结合凸轮轴轴颈磨修加以修整，如百分表摆差大于0.10mm，其修理应采用冷压校正，要求校正后的弯曲度应不大于0.03mm。

（5）凸轮轴轴颈磨损的检查与修理　凸轮轴轴颈磨损的检查方法是测量轴颈的圆度和圆柱度误差，也可测量轴颈磨损量，如图8-67所示。如超过规定值，应予以修理。可用修理尺寸法进行修理，即缩小轴颈尺寸(每级缩小0.10mm)，配用相应修理尺寸的凸轮轴轴颈。如超过最后一级修理尺寸，凸轮轴轴颈磨损可采用堆焊，再磨削至标准尺寸。

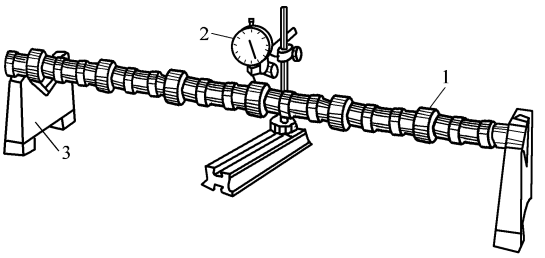


图8-66　凸轮轴弯曲检查

1—凸轮轴　2—百分表　3—V形铁块

图8-67　凸轮轴轴颈尺寸检测

（6）凸轮轴上传动齿轮损伤的检查与修理　凸轮轴上驱动分电器及机油泵传动齿轮的轮齿磨损，如齿厚磨损均大于0.50mm，可堆焊，车削后重新铣齿，再进行热处理。

（7）凸轮轴其他损伤的检查与修理　凸轮轴上偏心轮表面磨损如超过技术要求，可换新件。凸轮轴上安装正时齿轮的固定螺母的螺纹损坏，如多于2牙，可用堆焊修复，重新车螺纹或更换新件。

2. 凸轮轴轴承修理

（1）凸轮轴轴承的损伤检查　凸轮轴轴承磨损的检查就是测量其圆度和圆柱度，误差应不大于规定值，表面粗糙度 R_a 应为1.6μm，凸轮轴轴颈和轴承配合间隙应符合技术要求。凸轮轴轴承与座孔的配合使用极限应符合技术要求。

（2）凸轮轴轴承的修理　凸轮轴轴承修理方法有镗削法、铰削法、刮削法。铰削法和刮削法是手工操作，设备简单，操作方便，因此被广泛地采用。

1）铰削法。凸轮轴轴承的铰削需使用长活络铰刀，它的杆上装有四把铰刀，是铰削凸轮轴轴承的专用工具，其铰削工艺如下：

① 铣出气缸体上的后端堵孔盖，拆除旧轴承，根据轴颈选配同级修理尺寸轴承，压入座孔，使其油孔对正。

② 清洁各道轴承内孔。

③ 将铰刀穿过第一、二、三道轴承，再把铰刀放入第四道轴承内孔，然后慢慢顺时针旋转铰刀，直到各铰刀铰过轴承为止，铰削时，要经常加注机油，以利于铰削。

④ 每次的铰削量为调整铰刀螺母不超过60°。

⑤ 将轴承内径铰削至相应的修理尺寸。

⑥ 铰削后，将铰刀退回来，此时要以与进行铰削时相同的旋转方向，慢慢旋转退出。

⑦ 铰削后检验其圆度和圆柱度误差，以及表面粗糙度应符合技术要求。用压缩空气吹干净表面，装上凸轮轴，用塞尺检查各道轴承的配合间隙。

2）刮配法

① 冲下气缸体上的后端堵孔盖，拆除旧轴承。

② 根据凸轮轴轴颈的尺寸，选配同级修理尺寸的凸轮轴轴承。

③ 测量轴承与座孔的过盈量(用量缸表和游标卡尺测量)，开缝轴承为 -0.07 ~ 0.19mm；整体轴承为 -0.05 ~ 0.13mm；铝合金气缸体一般为 -0.03 ~ 0.07mm。如果过盈量过大，轴承难以装入，或使气缸体胀裂，或使轴承变形；过盈量过小，轴承工作易发生转动，堵住轴承润滑油道孔，破坏润滑。

④ 刮配前，首先检查该轴承是否适合采用刮配法，只有刮配量很小的轴承，才能使用此法，如刮配量较大，则必须采用铰配法。

⑤ 检查刮配量。刮削量为轴承与座孔的过盈量与轴承与轴颈配合间隙之和，使刮削后轴承内径的尺寸应相当于轴颈尺寸 + 轴承与轴颈的配合间隙 + 轴承与座孔的过盈量。

刮配量的检查应在轴承未压入座孔前进行。试配轴承与轴颈，把待刮轴承套入该轴颈上，应稍有松动，在轴承与轴颈之间插入与刮削量相同厚度的塞尺，当拉动轴承时应稍有阻力为合适。原因是轴承压入座孔后，内径缩小尺寸相当于轴承与座孔的过盈量，这样才能基本上达到所需要的配合间隙。

⑥ 将轴承压入座孔内，压入时应将轴承摆正，对准轴承，防止轴承打毛、压偏、变形。

⑦ 将凸轮轴装入轴承内，转动数圈，试看接触情况，并加以适当修刮。

⑧ 刮配后要求接触面积达到 75% 以上，刮配后的轴承与轴颈配合松紧度，可用经验法检查：用手扳动正时齿轮，凸轮轴能转动灵活，没有咬住现象，沿径向移动凸轮轴时，应没有明显的间隙感觉。

3. 气门挺杆的修理

(1) 气门挺杆损伤的检查与修理　气门挺杆外圆柱表面磨损的检查方法，是测量外圆柱面的圆度和圆柱度误差是否在规定范围之内(原厂规定为 0.01mm，使用极限应不大于 0.03mm)，气门挺杆外圆柱表面磨损超过规定，应予以修理，其修理方法应使用无心磨床磨至修理尺寸，或先镀铬再磨至标准尺寸。目前，基本采用换件修理。

(2) 气门挺杆衬套的磨损与更换　气门挺杆与挺杆衬套磨损后应更换衬套，同时对气缸体挺杆衬套承孔进行检查，其缸体承孔与衬套外径配合间隙应符合技术要求。缸体承孔的圆度和圆柱度误差不大于 0.03mm，否则应进行修整。挺杆衬套内孔磨损，应根据修复后的挺杆尺寸进行铰削。

(3) 气门挺杆外圆柱体底部球面损伤的检查与修理　气门挺杆外圆柱体底部球面损伤的检查，应无凹陷及波纹，表面粗糙度 R_a 为 0.63μm，球面对挺杆轴线的圆跳动公差一般在半径 15mm 的圆周上测量应不大于 ±0.05mm。

球面磨损检查可用样板检查其漏光缝隙，如图 8-68 所示。当漏光缝隙大于 0.2mm 时，则应修理，

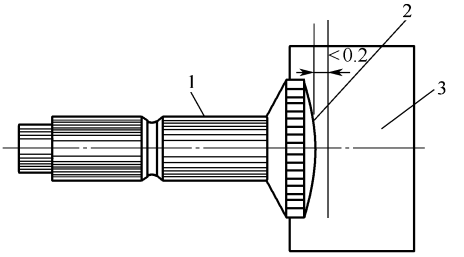


图 8-68　挺杆球面检查

1—挺杆　2—球面　3—样板

用专用磨床进行磨修，简单的办法是将挺柱夹在车床或钻床上，并在球面样模内涂以细研磨砂，与挺杆球面直接研磨。由于球面边缘处速度大，则磨削量也大，而球面中心附近速度慢，则磨削量小，自然磨成球面，修磨时，要边研磨边试配，最后用油石进行修磨。

4. 气门推杆的修理

（1）气门推杆损伤的检查　气门推杆沿杆身轴线易产生弯曲，推杆直线度误差应不大于0.30mm，如图8-69所示。杆身表面应光滑、平直，不得有锈蚀和裂纹现象。推杆下端凸球面半径，应符合规定，以免半径减小而加快挺杆内球面磨损。气门推杆损伤还包括气门推杆凹球端面和气门推杆下端凸球磨损。

（2）气门推杆修理　气门推杆弯曲应进行冷压校直修理。气门推杆凹球端面和下端凸球磨损可采用弹簧钢丝堆焊球面再进行修磨，凹球端面的半径公差应控制在 -0.30 ~ 0.10mm 之间。

5. 摇臂和摇臂轴的修理

（1）摇臂轴的检查和修理　摇臂轴轴径磨损检查，应测量轴径磨损量和表面粗糙度。如轴颈磨损大于0.02mm，或摇臂轴与摇臂承孔配合超过规定，应予以修理，其修理方法可采用电镀修复或更换。摇臂轴外圆柱面的圆柱度误差应不大于0.01mm，其修理可采用电镀修复。摇臂轴弯曲变形，应用冷压校直，使其直线度误差在100mm长度上应不大于0.03mm。

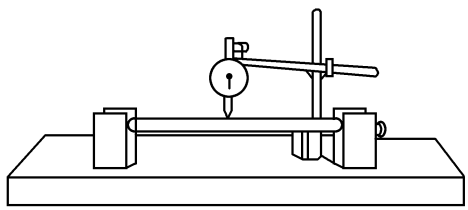


图8-69　测量推杆直线度误差

（2）摇臂损伤的检查和修理　摇臂损伤主要是摇臂头部的磨损，检查时，摇臂头部应光洁无损，磨损后的凹陷应不大于0.50mm。如超过规定则应修理，其修理方法为堆焊后修磨。头部圆柱面半径，超过维修极限时应更换衬套修复，但衬套油孔与摇臂上的油孔要重合，以免影响润滑效果。

摇臂上调整螺钉的螺纹孔损坏，一般应更换。

思　考　题

1. 试比较凸轮轴下置式、中置式和上置式配气机构的优缺点及其各自的应用范围。
2. 进、排气门为什么要早开晚关？
3. 为什么在采用机械挺柱的配气机构中要预留气门间隙？怎样调整气门间隙？为什么采用液力挺柱或气门间隙补偿器的配气机构可以实现零气门间隙？
4. 如何根据凸轮轴判定发动机工作顺序？
5. 如何确定异名凸轮的相对角位置？
6. 试述两种可变配气正时机构的工作原理及其各自的优缺点。
7. 配气机构有何功用？
8. 配气机构主要由哪些零件组成？
9. 凸轮轴的驱动方式有几种？
10. 拆装气门应注意什么？
11. 如何检查与修理气门磨损和烧蚀？
12. 如何铰修气门座？如何研磨气门与气门座？
13. 气门弹簧有何功用？有几种类型？如何检查气门弹簧？

14. 凸轮轴有何功用？如何检查与修理凸轮轴轴向间隙？
15. 如何检查与修理凸轮轴弯曲？凸轮磨损有何危害？如何检查？
16. 装用液力挺杆有何优点？
17. 什么是配气相位？
18. 为何设气门间隙？检查与调整气门间隙的基本原则是什么？调节气门时如何确定气缸上止点？

第九章　汽油机燃油供给系的构造与维修

第一节　汽油及其使用性能

汽油是多种烃的混合物，其主要化学成分是碳(C)和氢(H)。

汽油在发动机气缸内燃烧时，如果氧气充足且与汽油蒸气混合均匀，则燃烧完全，其燃烧产物为二氧化碳(CO_2)和水(H_2O)；若氧气不足或混合不良，则燃烧不完全，这时燃烧产物中除包含二氧化碳(CO_2)和水(H_2O)之外，还有一氧化碳(CO)和碳氢化合物(HC)。CO和HC都是有害排放物，会造成环境污染。

汽油使用性能的好坏对发动机的动力性、经济性、可靠性和使用寿命都有很大的影响。因此，车用汽油需要满足许多要求。

1. 良好的蒸发性

蒸发性良好的汽油能在极短的时间内完全蒸发汽化，并与空气均匀混合形成可燃混合气，保证发动机在各种条件下都能迅速起动、加速和正常运转。若蒸发性不好，则汽油不能完全汽化，不能形成均匀的混合气，致使燃烧不完全，从而造成燃油消耗量增加、有害排放物增多。同时，未蒸发的汽油还会冲掉气缸壁上的润滑油膜，使气缸和活塞磨损加剧，因此不宜使用蒸发性不好的汽油。但是汽油的蒸发性太好，在使用中容易发生“气阻”，即汽油在管路中蒸发形成气泡，阻碍汽油流通，使供油不畅，甚至中断，造成发动机熄火。

汽油的蒸发性用馏程和饱和蒸气压评定。馏程是指燃油在规定条件下蒸馏出某一百分比的温度范围。饱和蒸气压则是指在规定条件下燃油和燃油蒸气达到平衡状态时，燃油蒸气的压力。在国家标准中，对车用汽油的馏程和饱和蒸气压都有明确而又严格的规定。

2. 高抗爆性

可燃混合气在压缩过程终了时利用火花塞点燃。在正常燃烧的情况下，火焰从火花塞端一直传播到远离火花塞的末端。若在火焰传播过程中，末端混合气自行发火燃烧，这时气缸内的压力急剧增高，并发生强烈的振荡，在气缸内产生清脆的金属敲击声，称这种不正常燃烧现象为爆燃。严重的爆燃将使发动机过热，功率下降，发动机磨损加剧，甚至损坏发动机零件。

汽油在发动机气缸内燃烧时不发生爆燃的能力称为汽油的抗爆性。燃用高抗爆性的汽油，可以提高发动机的压缩比而不会发生爆燃，从而可以提高发动机的热效率。

汽油的抗爆性用辛烷值评定。辛烷值越高，抗爆性越好。汽油的辛烷值是在规定条件下在标准的试验机上测定的。由于试验条件的不同，而有马达法辛烷值(*MON*)和研究法辛烷值(*RON*)之分。同一种汽油的*RON*比其*MON*高6～10个单位。

近年来美国及其他一些国家采用抗爆指数这一新指标来评定汽油的抗爆性。抗爆指数被定义为*RON*和*MON*的平均数。即：抗爆指数 $A_i = \frac{1}{2}(RON + MON)$。

目前，在我国国家标准中用*RON*划分车用汽油牌号，而有的国家则用抗爆指数 A_i 划分

车用汽油牌号。从 20 世纪初开始在汽油中加入四乙基铅液[$Pb(C_2H_5)_4$]以大幅度提高汽油的辛烷值。但是到了 60 年代以后，随着汽车的大量生产和使用，含铅汽油的危害逐步为人们所认识。四乙基铅的危害主要有以下几个方面：

1）燃用含铅汽油的发动机废气中有铅毒，直接污染环境，特别是对少儿智力发育有损害。

2）含铅的废气使三元催化转化器中的催化剂中毒失效，使排气净化装置不起净化作用。

3）燃用含铅汽油时，会大大增加发动机燃烧室的积炭和结胶，从而明显地增加发动机运动件的磨损。

鉴于燃用含铅汽油的危害，世界各国都在限制或禁止使用含铅汽油。

无铅汽油不加任何着色剂，无色透明。含铅汽油则呈淡黄色。

此外，在国家标准中还规定用实际胶质和诱导期来评价汽油的安定性；用硫含量、铜片腐蚀、水溶性酸或碱以及酸度作为汽油防腐性的评价指标；用机械杂质及水分评定汽油的清洁性。汽车发动机必须使用符合标准的车用汽油。

第二节　发动机燃油供给系

一、燃油供给系的功用及组成

1. 燃油供给系的功用

燃油供给系可根据发动机运转工况的需要，向发动机供给一定数量的、清洁的、雾化良好的汽油，以便与一定数量的空气混合形成可燃混合气。同时，燃油供给系还需要储存相当数量的汽油，以保证汽车有相当长的续驶里程。

2. 燃油供给系的组成

传统发动机燃油供给系(化油器式发动机燃油供给系)包括汽油箱、汽油滤清器、汽油泵、油气分离器、油管和燃油表等辅助装置，其组成如图 9-1 所示。它包括四个部分：

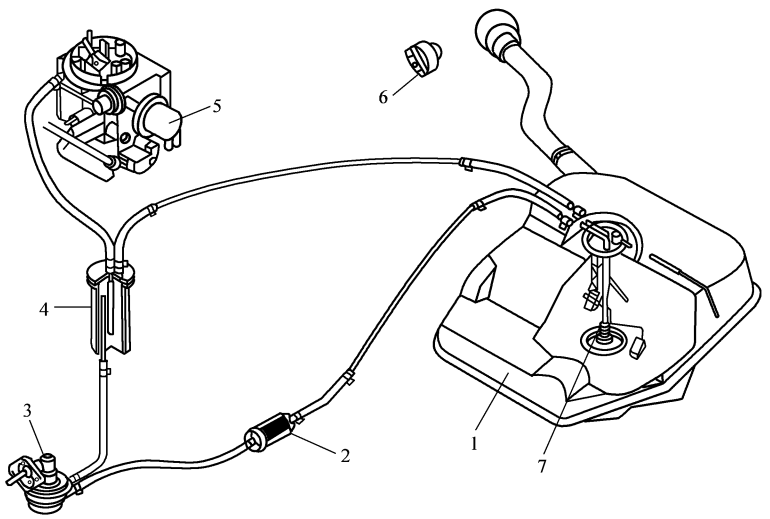


图 9-1　化油器式发动机燃油供给系组成(CA488-3)

1—汽油箱　2—汽油滤清器　3—汽油泵　4—油气分离器　5—化油器　6—汽油箱盖　7—燃油表传感器

（1）燃油供给装置　汽油油箱、汽油泵、汽油滤清器、油管。

（2）空气供给装置　空气滤清器。

（3）可燃混合气形成装置　化油器(化油器方式)、进气歧管等(电控方式)。

（4）废气排出装置　气管道、排气消声器，三元催化转化器。

汽油车的燃料供给装置大体可分为两类，即化油器方式和电子控制燃油喷射方式。由于汽车技术的进步和环保的要求，目前化油器方式已被淘汰，电子控制燃油喷射方式被广泛使用，如图9-2所示。本章只讲解汽油机燃油供给系的理论与电控燃油供给系的构造与维修。

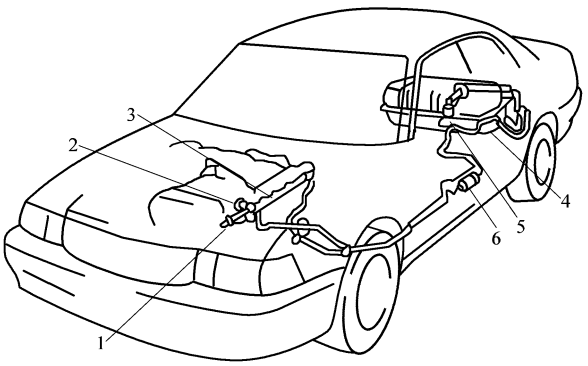


图9-2　燃料供给系的布置

1—喷油器　2—燃油压力调节器　3—燃油分配管

4—油箱　5—电动汽油泵　6—燃油滤清器

二、可燃混合气的形成过程

汽车发动机的可燃混合气形成时间很短，从进气过程开始算起到压缩过程结束为止，总共也只有0.01～0.02s的时间。要在这样短的时间内形成均匀的可燃混合气，关键在于汽油的雾化和蒸发。所谓雾化就是将汽油分散成细小的油滴或油雾。良好的雾化可以大大增加汽油的蒸发表面积，从而提高汽油的蒸发速度。另外，混合气中汽油与空气的比例应符合发动机运转工况的需要。因此，混合气形成过程就是汽油雾化、蒸发以及与空气配比和混合的过程。

在进气过程中，进气门开启，空气经空气滤清器1、化油器2、进气歧管10和进气门11进入气缸12(图9-3)。在整个空气流道中，喉管4的喉部截面积较小，空气流过时流速增大，静压力减小，从而造成喉部压力低于大气压力。浮子室6与大气相通，故浮子室液面上的压力基本上是大气压力。主喷管8的出口位于喉管4的喉部，因此其出口压力等于喉部压力。在大气压力与喉部压力之差(即喉管真空度)的作用下，汽油从浮子室6经主量孔7和主喷管8喷入喉管4中，并受到流经喉管的高速空气流的冲击，分散成细小的油滴。这些细小的油滴在随空气流动的过程中不断蒸发汽化并与空气混合，其中粒径较大的油滴将沉积在进气歧管的内壁上形成油膜。油膜在气流的推动下缓慢地流向气缸。为了促使油膜在流进气缸之前蒸发殆尽，在进气歧管外壁附设进气预热套9，利用发动机排气或循环冷却液对进气歧管加热，以加速油膜蒸发。汽油蒸发并与空气混合形成均匀可燃混合气的过程将一直持续到压缩过程结束。

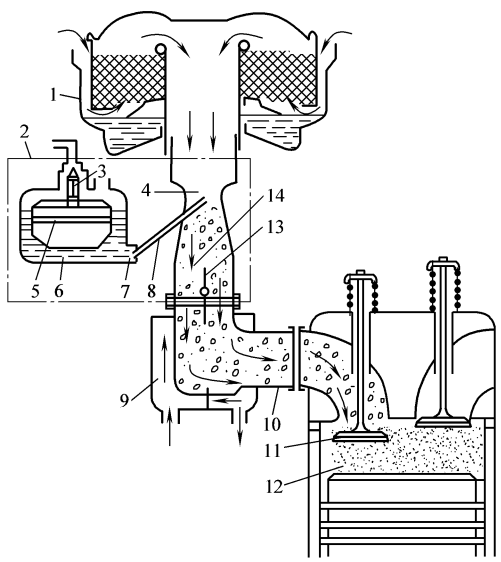


图9-3　可燃混合气的形成过程

1—空气滤清器　2—化油器　3—进油针阀　4—喉管

5—浮子　6—浮子室　7—主量孔　8—主喷管

9—进气预热套　10—进气歧管　11—进气门

12—气缸　13—节气门　14—化油器混合室

汽车行驶过程中路况不断变化，要求发动机输出的功率也能相应地变化。欲改变发动机功率需改变供入气缸内的可燃混合气数量。为此，化油器中设有节气门 13。节气门开度不同，进入气缸内的混合气数量也不同。当节气门开大时，空气流动阻力减小，空气流量增加。流速增大，其静压力进一步下降，喉管真空度相应增大，这时通过主喷管喷出的汽油数量增多。即当节气门开大时，进入气缸的混合气数量增多，发动机功率随之增加。节气门通过一系列杆件与驾驶室内的加速踏板相连，驾驶员通过踩踏加速踏板来改变节气门的开度。

为了保证可燃混合气中空气与汽油的比例符合发动机运转工况的要求，需控制空气流量和汽油流量。在气缸真空度一定时，空气流量取决于喉管的形状和尺寸。在喉管真空度一定时，汽油流量取决于主量孔的形状和尺寸。因此，这两个零件都是单独加工制成之后安装到化油器上的。

三、发动机运转工况对可燃混合气成分的要求

1. 可燃混合气成分的表示法

可燃混合气中空气与燃油的比例称为可燃混合气成分或可燃混合气浓度，通常用过量空气系数和空燃比表示。

（1）过量空气系数　燃烧 1kg 汽油实际消耗的空气质量与完全燃烧 1kg 汽油理论上消耗的空气质量之比为过量空气系数，记作 ϕ_α。即

$$\phi_\alpha = \frac{\text{燃烧 1kg 汽油实际消耗的空气质量}}{\text{完全燃烧 1kg 汽油理论上消耗的空气质量}}$$

$\phi_\alpha = 1$ 的可燃混合气称为理论混合气；$\phi_\alpha < 1$ 的称为浓混合气；$\phi_\alpha > 1$ 的则称为稀混合气。

（2）空燃比 α　可燃混合气中空气质量与燃油质量之比为空燃比，记作 α。即

$$\alpha = \frac{\text{空气质量}}{\text{燃油质量}} = \frac{A}{F}$$

按照化学反应方程式的当量关系，可求出 1kg 汽油完全燃烧所需空气质量即化学计量空气质量约为 14.7kg。显然，$\alpha = 14.7$ 的可燃混合气为理论混合气；$\alpha < 14.7$ 的为浓混合气；$\alpha > 14.7$ 的为稀混合气。空燃比 $\alpha = 14.7$ 称为理论空燃比或化学计量空燃比。

过量空气系数与空燃比的关系如表 9-1 所示。

表 9-1　过量空气系数与空燃比的关系

$\alpha = 14.7$			$\phi_\alpha = 1$		理论混合气	
$\alpha < 14.7$			$\phi_\alpha < 1$		浓混合气	
$\alpha > 14.7$			$\phi_\alpha > 1$		稀混合气	
$\phi_\alpha = 0.4$	$\phi_\alpha < 0.85$	$\phi_\alpha = 0.88$	$\phi_\alpha = 1$	$\phi_\alpha = 1.11$	$\phi_\alpha = 1.15$	$\phi_\alpha > 1.4$
上限	过浓	浓	标准	稀	过稀	下限

2. 可燃混合气成分对发动机性能的影响

可燃混合气浓度对发动机性能的影响很大，直接影响动力性和经济性。通过试验证明，发动机的功率和耗油率都是随着过量空气系数 ϕ_α 变化而变化的。理论上，对于 $\phi_\alpha = 1$ 的理论混合气而言，所含空气中的氧正好足以使汽油完全燃烧，但实际上，由于时间和空间条件的限制，汽油细粒和蒸气不可能及时地与空气绝对均匀地混合，因此，即使 $\phi_\alpha = 1$，汽油也

不可能完全燃烧，混合气 $\phi_\alpha > 1$ 才有可能完全燃烧。因为 $\phi_\alpha > 1$ 时，混合气中有较多的空气，正好满足完全燃烧的条件，此混合气称为经济混合气，对于不同的汽油机经济混合气成分不同，一般在 $\phi_\alpha = 1.05 \sim 1.15$ 范围内。当 ϕ_α 大于或小于 1.05 ~ 1.15 时，耗油率 g_e 增大，经济性变坏。

当 $\phi_\alpha = 0.88$ 时，发动机功率 P_e 最大，因为这种混合气中汽油含量较多，汽油分子密集，因此，燃烧速度最高，热量损失最小，因而使得缸内平均压力最高，功率最大，此混合气称为功率混合气。对不同的汽油机来说，功率混合气一般在 $\phi_\alpha = 0.85 \sim 0.95$ 之间。

$\phi_\alpha > 1.11$ 的混合气称为过稀混合气，$\phi_\alpha < 0.88$ 的混合气称为过浓混合气，混合气无论过稀、过浓都会使发动机功率 P_e 降低，耗油率 g_e 增加。

混合气过稀时，由于燃烧速度太低，损失热量很多，往往造成发动机温度过高；严重过稀时，燃烧可延续到进气过程的开始，进气门已经开启时还在进行，火焰将传到进气管，以至化油器喉管内，引起“回火”并产生拍击声。当混合气稀到 ϕ_α 大于 1.4 时，混合气虽然能着火，但火焰无法传播，导致发动机熄火，所以 $\phi_\alpha = 1.4$ 称为火焰传播下限。

混合气过浓时，由于燃烧很不完全，产生大量的 CO，造成气缸盖、活塞顶和火花塞积炭，排气管冒黑烟，甚至废气中的一氧化碳可能在排气管中被高温废气引燃，发生排气管“放炮”。混合气浓到 ϕ_α 小于 0.4 时，可燃混合气虽然能着火，但火焰无法传播，发动机熄火，所以 $\phi_\alpha = 0.4$ 称为火焰传播上限。

从以上分析可知，发动机正常工作时，所用的可燃混合气 ϕ_α 值，应该在获得最大功率和获得最低燃油消耗率之间，在节气门全开时，ϕ_α 值的最佳范围为 0.85 ~ 1.15，一般在节气门全开条件下，$\phi_\alpha = 0.85 \sim 0.95$ 时，发动机可得到较大的功率，当 $\phi_\alpha = 1.05 \sim 1.15$ 时，发动机可得到较好的燃料经济性，所以当 ϕ_α 在 0.85 ~ 1.15 范围内，动力性和经济性都比较好，即 P_e 较大，g_e 较小。

实际上，对于一定的发动机，相应于一定工况，只能供应一定 ϕ_α 值的可燃混合气，该 ϕ_α 值究竟要满足动力性，还是经济性，还是二者适当兼顾，这就要根据汽车及发动机的各种工况进行具体分析。

如上所述，可燃混合气成分直接影响发动机的性能及发动机能否正常运转，而且使用同一种成分的混合气不可能同时获得最大功率和最低燃油消耗率。

3. 汽油机各种工况对可燃混合气成分的要求

作为车用汽油机，其工况(负荷和转速)是复杂的，例如，超车、制动、高速行驶、汽车在红灯信号下，起步或怠速运转、汽车满载爬坡等，工况变化范围很大，负荷可以 0→100%，转速可以最低→最高。不同工况对混合气的数量和浓度都有不同要求，如图 9-4 所示，具体要求如下：

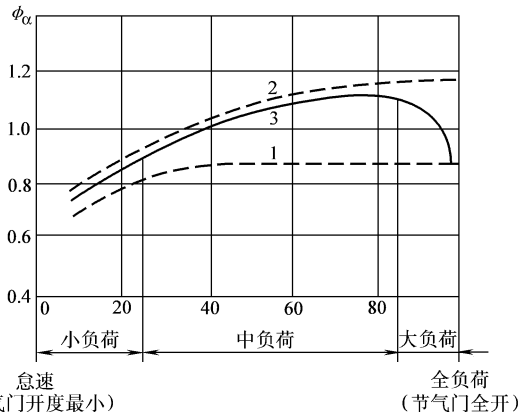


图 9-4　化油器特性

1—相应于最大功率时的 ϕ_α 值

2—相应于最低燃油消耗率时的 ϕ_α 值　3—理想化油器特性

(1) 起动工况　要求供给极浓的混合

气 $\phi_\alpha = 0.2 \sim 0.6$，以使进入气缸的混合气在火焰传播界限之内。因为起动时，发动机处于冷车状态，混合气得不到足够的预热，汽油蒸发困难。同时，由于发动机曲轴被带动的转速低(80～100r/min)，因而被吸入化油器喉管内的空气流速较低。难以在喉管处产生足够的真空度使汽油喷出。即使是从喉管流出汽油，也不能受到强烈气流的冲击而雾化，绝大部分呈油滴状态。混合气中的油粒会因为与冷金属接触而凝结在进气管壁上，不能随气流进入气缸。因而使气缸内的混合气过稀，无法引燃。因此，要求化油器供给极浓的混合气进行补偿，从而使进入气缸的混合气有足够的汽油蒸气，以保证发动机得以起动。

(2) 怠速工况　怠速是指发动机在对外无功率输出的情况下以最低转速运转，此时混合气燃烧后所做的功，只用以克服发动机的内部阻力，使发动机保持最低转速稳定运转。汽油机怠速运转转速一般为700～1000r/min，转速很低，使得汽油雾化不良，与空气的混合也很不均匀。另一方面，节气门开度很小，吸入气缸内的可燃混合气量很少，同时又受到气缸内残余废气的冲淡，使混合气的燃烧速度降低，因而发动机动力不足。因此要求提供较浓的混合气 $\phi_\alpha = 0.6 \sim 0.8$。

(3) 小负荷工况　要求供给少量较浓混合气 $\phi_\alpha = 0.7 \sim 0.9$，因为小负荷时，节气门开度较小，进入气缸内的可燃混合气量较少，而上一循环残留在气缸中的废气在气缸内气体中所占的比例相对较多，不利于燃烧，因此必须供给较浓的可燃混合气。

(4) 中负荷工况　中负荷工况节气门的开度为25%～85%。汽车发动机大部分时间在中等负荷下工作，因此应该供给 $\phi_\alpha = 1.05 \sim 1.15$ 的经济混合气，以保证发动机有较好的燃油经济性。从小负荷到中负荷，随着负荷的增加，节气门逐渐开大，混合气逐渐变稀。

(5) 大负荷和全负荷　发动机在大负荷或全负荷工况时，节气门接近或达到全开位置。这时需要发动机发出最大功率以克服较大的外界阻力并加速行驶。为此应该供给 $\phi_\alpha = 0.85 \sim 0.95$ 的功率混合气。从中负荷转入大负荷时，混合气由经济混合比加浓到功率混合比。

(6) 加速工况　发动机的加速是指负荷突然迅速增加的过程。要求混合气量要突增，并保证浓度不下降。当驾驶员猛踩加速踏板时，节气门开度突然加大，以期发动机功率迅速增大。在这种情况下，空气流量和流速以及喉管真空度均随之增大。汽油供油量，也有所增大。但由于汽油的惯性大于空气的惯性，汽油来不及以足够的量喷出，所以瞬时汽油流量的增加比空气的增加要小得多，致使混合气过稀。另外，在节气门急开时，进气管内压力骤然升高，同时由于冷空气来不及预热，使进气管内温度降低。不利于汽油的蒸发，致使汽油的蒸发量减少，造成混合气过稀。结果就会导致发动机不能实现立即加速，甚至还会发生熄火现象。

为了改善这种情况，就应该采取强制方法。在节气门突然开大时，强制多供油，额外增加供油量，及时使混合气加浓到足够的程度。

第三节　发动机电控燃油供给系的构造与维修

一、电控燃油喷射系统的概述

汽油喷射式发动机的燃油供给系简称汽油喷射系统，是在恒定的压力下，利用喷油器将一定数量的汽油直接喷入气缸或进气管道内的汽油机燃油供给装置。

与化油器相比，汽油喷射系统具有下列优点：

1）能根据发动机工况的变化供给最佳空燃比的混合气。

2）供入各气缸内的混合气，其空燃比相同，数量相等。

3）由于进气管道中没有狭窄的喉管，因此进气阻力小，充气性能好。

因此，汽油喷射式发动机具有较高的动力性和经济性，良好的排放性。此外，发动机的振动有所减轻，汽车的加速性也显著改善。

车用汽油喷射系统有多种类型，可按不同方法进行分类：

1）按汽油喷射系统的控制方法，可分为机械控制式、电子控制式及机电混合控制式三种。近 10 年来，电子控制汽油喷射系统(以下简称电控汽油喷射系统)得到了迅速而充分的发展，成本大幅度下降，使用可靠性和可维修性都达到了相当高的水平。

2）按喷射部位的不同，可分为缸内喷射和缸外喷射两种。缸内喷射是通过安装在气缸盖上的喷油器，将汽油直接喷入气缸内。这种喷射系统需要较高的喷射压力，约 3 ~ 5MPa。因而喷油器的结构和布置都比较复杂，目前极少应用。缸外喷射系统是将喷油器安装在进气管或进气歧管上，以 0. 20 ~ 0. 35MPa 的喷射压力将汽油喷入进气管或进气道内。前者称进气管喷射，后者称进气道喷射。

进气管喷射系统的喷油器安装在节气门体上(图 9-5)，而节气门体安装在进气歧管的上部，相当于化油器式发动机安装化油器的位置。因此，进气管喷射又称节气门体喷射(TBI)。

由于一台发动机只装有 1 个或 2 个喷油器在节气门体上，所以又称这种喷射方式为单点喷射(SPI)。

进气道喷射(PFI)系统是每个气缸设置一个喷油器，各个喷油器分别向各缸进气道(进气门前方)喷油(图 9-6)，这种喷射方式又称多点喷射(MPI)。

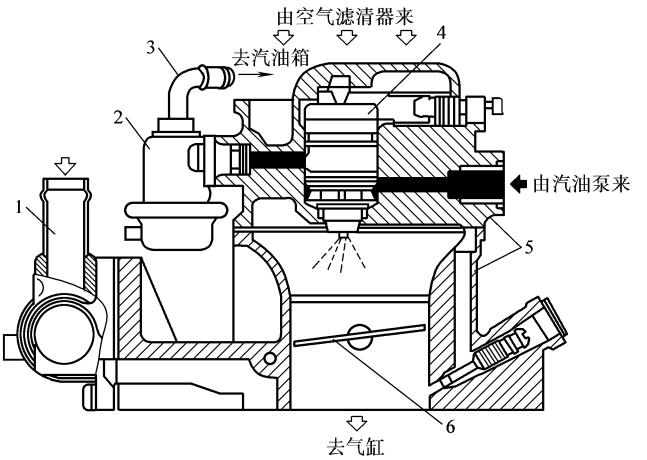


图 9-5 进气管喷射(节气门体喷射)

1—空气阀 2—油压调节器 3—回油管 4—喷油管

5—节气门体 6—节气门

3）按喷射的连续性，汽油喷射系统可分为连续喷射式和间歇喷射式。连续喷射是指在发动机工作期间，喷油器连续不断地向进气道内喷油，且大部分汽油是在进气门关闭时喷射的。这种喷射方式大多用于机械控制式或机电混合控制式汽油喷射系统。间歇式喷射是指在发动工作期间，汽油被间歇地喷入进气道内。电控汽油喷射系统都采用间歇喷射方式。

二、电控燃油供给系的构造与工作原理

发动机的燃油供给系包括下列主要部件：燃油箱、燃油管、电动燃油泵(图 9-7)、燃油滤清器、油轨、喷油器和燃油压力调节器，如图 9-8 所示。

电动燃油泵将燃油从燃油箱泵出，通过燃油滤清器到达喷油器。电磁控制的喷油器将精确计量的燃油喷入进气管，多余的燃油通过燃油压力调节器返回油箱，燃油压力调节器保证系统中的燃油压力为一个常数。

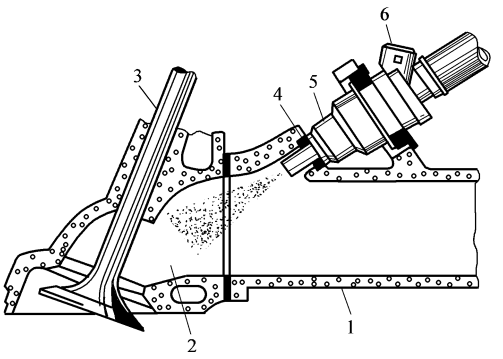


图 9-6　进气道喷射

1—进气歧管　2—进气道　3—进气门　4—密封圈
5—喷油器　6—接线柱

图 9-7　电动燃油泵实物图

1. 电动汽油泵

电动汽油泵总成，如图 9-9 所示，它由电动汽油泵泵芯及托架构成，电动汽油泵如图 9-7所示。在电控汽油喷射系统中应用的电动汽油泵通常有两类：滚柱式电动汽油泵和叶片式电动汽油泵。

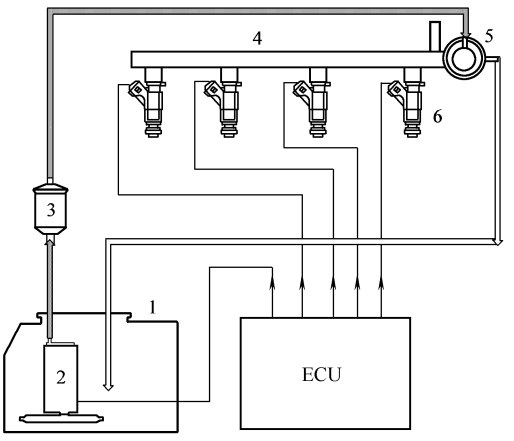


图 9-8　发动机的供油系统

1—燃油箱　2—电动燃油泵　3—燃油滤清器　4—油轨
5—压力调节器　6—喷油器

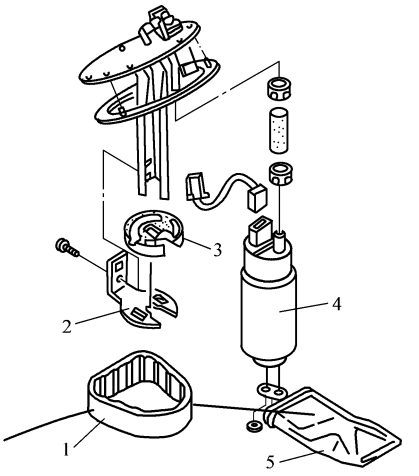


图 9-9　电动汽油泵总成图

1—橡胶圈　2—固定座　3—橡胶缓冲垫
4—电动汽油泵　5—滤网

（1）滚柱式电动汽油泵　由永磁电动机驱动的滚柱式电动汽油泵如图 9-10 所示。转子 9 偏心地安装在泵体 7 内，滚柱 8 装在转子的凹槽中。当转子旋转时，滚柱在离心力的作用下紧压在泵体的内表面上。同时在惯性力的作用下，滚柱总是与转子凹槽的一个侧面贴紧，从而形成若干个工作腔。在汽油泵工作过程中，进油口 1 一侧的工作腔容积增大，成为低压吸油腔，汽油经进油口被吸入工作腔内。在出油口 6 一侧的工作腔容积减小，成为高压压油腔，高压汽油从压油腔经出油口流出。

限压阀 2 的作用是当油压超过 0.45MPa 时开启，使汽油回流到进油口，以防止油压过

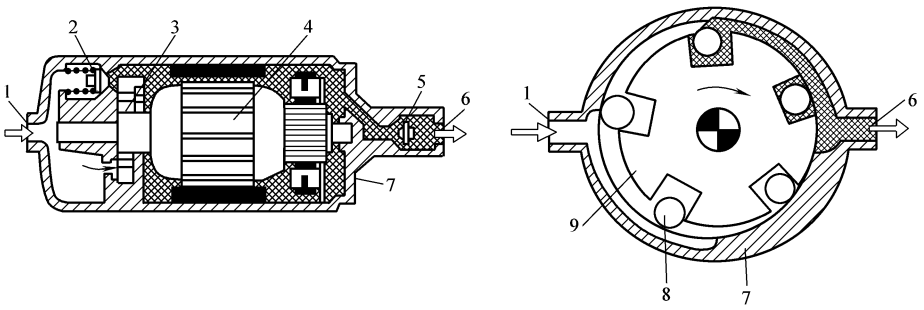


图 9-10 滚柱式电动汽油泵

1—进油口 2—限压阀 3—汽油泵 4—电动机 5—单向止回阀
6—出油口 7—泵体 8—滚柱 9—转子

高损坏汽油泵。在出油口处装设单向止回阀 5，当发动机停机时，止回阀关闭，防止管路中的汽油倒流回汽油泵，借以保持管路中有一定的油压，目的是再起动发动机时比较容易。

（2）叶片式电动汽油泵 叶片式电动汽油泵结构如图 9-11 所示。叶轮 3 是一个圆形平板，在平板的圆周上加工有小槽，开成泵油叶片。叶轮旋转时，小槽内的汽油随同叶轮一同高速旋转。由于离心力的作用，使出口处油压增高，而在进口处产生真空，从而使汽油从进口吸入，从出口排出。叶片式电动汽油泵运转噪声小，油压脉动小，泵油压力高，叶片磨损小，使用寿命长。

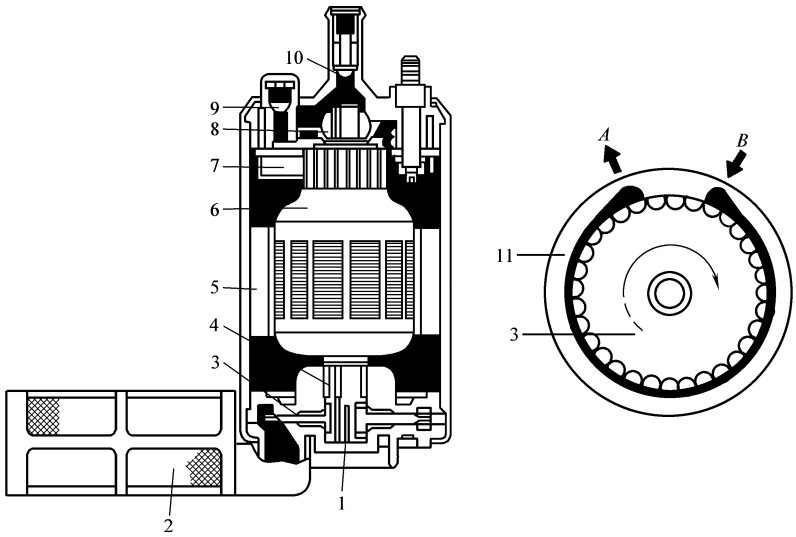


图 9-11 叶片式电动汽油泵

1—橡胶缓冲垫 2—滤网 3—叶轮及叶片 4、8—轴承 5—永久磁铁 6—电枢
7—炭刷 9—限压阀 10—单向止回阀 11—泵体

（3）电动汽油泵的工作要求 为了保证燃油泵的工作，燃油泵一般安装于燃油箱体内部。这样可使燃油泵的工作温度条件比较恒定，供油系统结构简单，且不易产生气阻和燃油泄漏等故障现象。电动燃油泵所要求的工作条件是燃油箱体内部必须拥有足够量的燃油。如果燃油箱内没有燃油，电动燃油泵将会由于其自身冷却不良而导致转子线圈烧毁，最终导致

燃油泵失效。

（4）电动燃油泵的安装位置　一般装在燃油箱内，奔驰、沃尔沃等少数车型装在油箱外。

2. 油轨总成

油轨总成如图 9-12 所示，它可将汽油均匀、等压地输送给各缸喷油器。由于它的容积较大，故有储油蓄压、减缓油压脉动的作用。

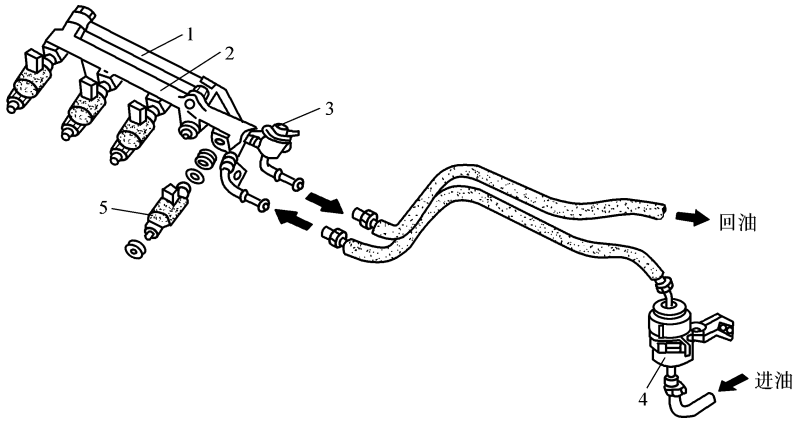


图 9-12　油轨总成

1—进油管　2—燃油分配管　3—油压调节器　4—汽油滤清器　5—喷油器

3. 喷油器

（1）功用　喷油器可按照电控单元的指令将一定数量的汽油适时地喷入进气道或进气管内，并与其中的空气混合形成可燃混合气。

（2）工作原理　电控喷油器是一个电磁开关的球阀装置。线圈引出两极经过发动机线束与 ECU 和电源相连；线圈受 ECU 控制对系统接地导通后，产生磁力克服弹簧力、燃油的压力和歧管的真空吸力，吸起阀芯，燃油就穿过阀座孔，呈雾状地从导向孔喷入进气门；断电后，磁力消失，在弹簧力及燃油压力的作用下，喷油器关闭。喷油器的顶部采用橡胶密封圈与燃油导轨接口形成可靠压力燃油密封；下部也采用橡胶密封圈与发动机进气歧管对空气密封。

喷油器的构造如图 9-13 所示。不论是上端供油式（图 9-13a），还是侧面供油式（图 9-13b），喷油器

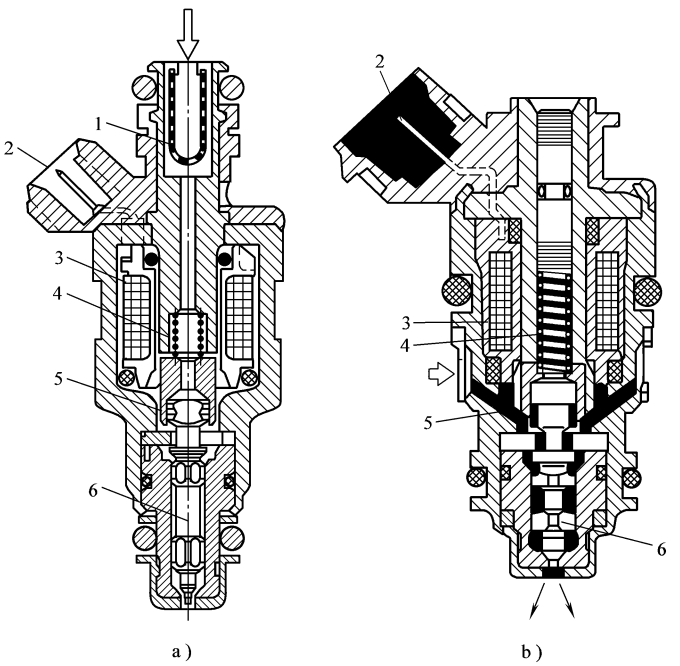


图 9-13　喷油器构造

a）上端供油式　b）侧面供油式

1—滤网　2—电接头　3—电磁线圈　4—复位弹簧　5—衔铁　6—针阀

都是由电磁线圈、衔铁、针阀、复位弹簧及喷油器体等主要零件构成。侧面供油式喷油器多用于节气门体汽油喷射系统。喷油器相当于电磁阀，通电时电磁线圈3产生电磁力，将衔铁5及针阀6吸起，喷油器开启，汽油经喷孔喷入进气道或进气管。断电时电磁力消失，衔铁及针阀在复位弹簧4的作用下将喷孔关闭，喷油器停止喷油。喷油器可以有1、2或3个喷孔，分别用于双气门、四气门和五气门发动机。

喷油器的通电、断电由电控单元(图9-14a中1)控制。电控单元以电脉冲的形式向喷油器输出控制电流。当电脉冲从零升起时，喷油器因通电而开启；电脉冲回落到零时，喷油器又因断电而关闭。电脉冲从升起到回落所持续的时间称为脉冲宽度。若电控单元输出的脉冲宽度短，则喷油持续时间短，喷油量少(图9-14b)；若电控单元输出的脉冲宽度长，则喷油持续时间长，喷油量多(图9-14c)。一般喷油器针阀升程约为0.1mm，而喷油持续时间为2～10ms。

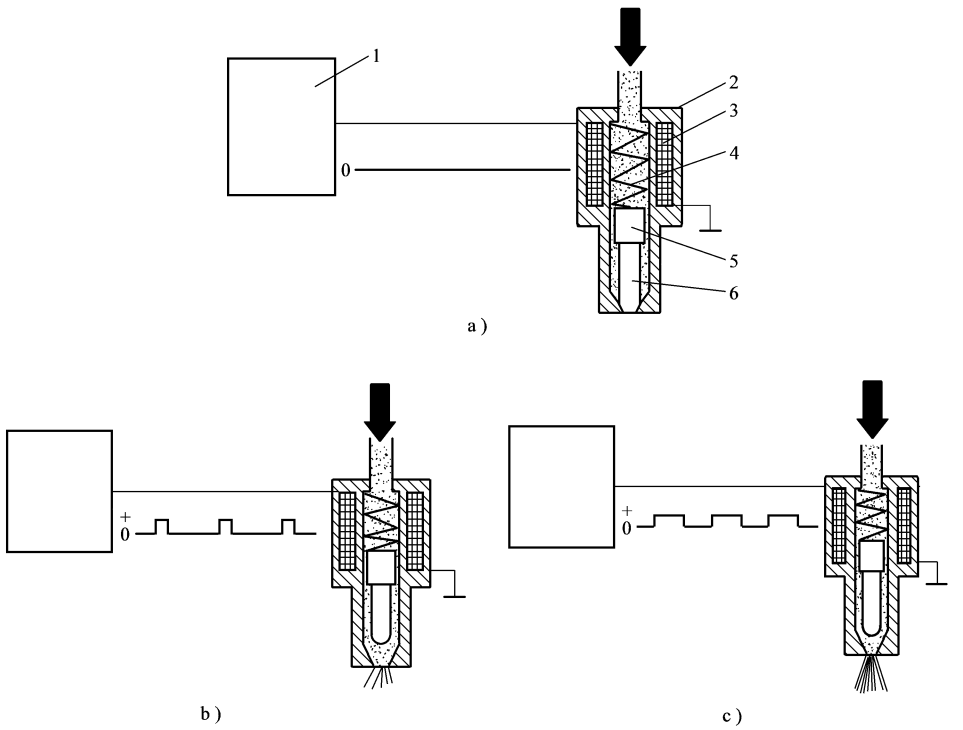


图9-14 喷油器工作原理示意图

a）发动机停机时无电脉冲输出 b）短脉冲宽度 c）长脉冲宽度

1—电控单元 2—喷油器体 3—电磁线圈 4—复位弹簧 5—衔铁 6—针阀

（3）喷油器的驱动方式 喷油器按其电磁线圈的驱动方式不同可分为电压驱动式和电流驱动式两种。电压驱动式喷油器是指电控单元驱动喷油器喷油的电脉冲的电压是恒定的。这种喷油器有低电阻型和高电阻型之分。低电阻型电压驱动式喷油器用5～6V电压驱动，其电磁线圈的电阻约3～4Ω，不能与12V电源直接连接，否则会烧坏电磁线圈。高电阻型电压驱动式喷油器用12V电压驱动，其电磁线圈的电阻约为12～16Ω，维修时可直接与12V电源连接。电流驱动式喷油器的驱动电脉冲开始时用较大的电流，使电磁线圈产生较大的电磁力，以便将针阀迅速吸起，随后再用较小的电流保持针阀的开启状态。这种喷油器为低电阻型，其电磁线圈的电阻一般为2～3Ω。

（4）安装位置　喷油器安装于进气歧管末端或气缸内、进气总管(单点喷射和冷起动喷油器)附近，如图 9-15 所示。

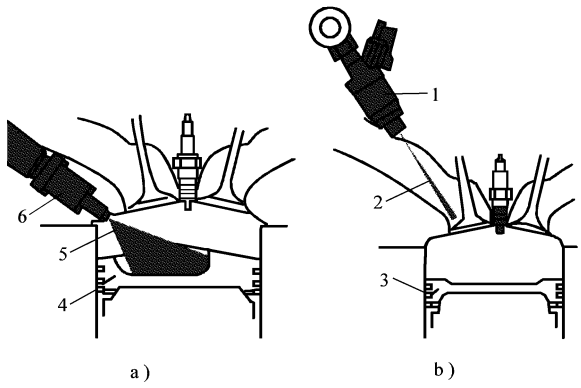


图 9-15　喷油器的安装位置

a）缸内喷射　b）进气道喷射

1、6—喷油器　2—进气口　3、4—活塞　5—燃油

4. 燃油压力调节器

（1）功用　燃油压力调节器用于调节油轨中燃油的压力，消除因燃油供给速率改变、油泵供油的变化和发动机真空度的改变对喷油的干扰，始终保持油轨内与进气歧管内的压差恒定。

因为喷油器的喷油量除取决于喷油持续时间外，还与喷油压力有关。在相同的喷油持续时间内，喷油压力越大，喷油量越多，反之亦然。所以只有保持喷油压力恒定不变，才能使喷油量在各种负荷下都只惟一地取决于喷油持续时间或电脉冲宽度，以实现电控单元对喷油量的精确控制。

燃油压力调节器的构造如图 9-16 所示，膜片 4 将其分隔成上下两个腔。上腔有进油口 1 连接燃油分配管，回油口 2 与汽油箱连通。下腔通过真空接管 6 与节气门后的进气管相连。

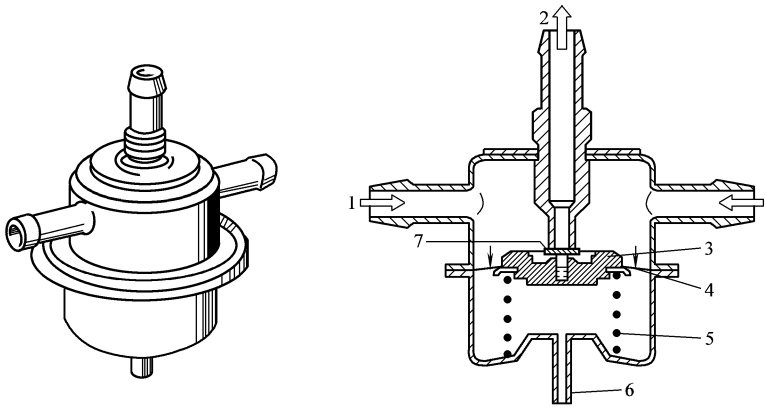


图 9-16　燃油压力调节器

1—进油口　2—回油口　3—阀座　4—膜片　5—弹簧

6—真空接管(接进气管)　7—平面阀

（2）工作原理　当进气管压力减小时，燃油压力调节器中的膜片 4 克服弹簧 5 的弹力向下弯曲，平面阀 7 将回油管口开启，汽油经回油口 2 流回汽油箱，使燃油供给系的压力下降，但两者的压差得持不变。相反，当进气管压力增大，膜片向上弯曲，平面阀将回油管口关闭，回油终止，燃油供给系的压力增大，使两者的压差仍然保持不变，如图 9-17 所示。

燃油供给系的压力与进气管压力之差由燃油压力调节器中的弹簧 5 的弹力限定，调节弹簧预紧力即可改变两者的压力差，也就是改变喷油压力。

（3）安装位置　燃油压力调节器安装于燃油分配管末端，连有真空管。

5. 油压脉动缓冲器

当汽油泵泵油、喷油器喷射及燃油压力调节器的回油平面阀开闭时，都将引起燃油管路中油压的脉动和脉动噪声。燃油压力脉动太大使燃油压力调节器的工作失常。

油压脉动缓冲器的作用就是减小燃油管路中油压的脉动和脉动噪声，并能在发动机停机后保持油路中有一定的压力，以利于发动机重新起动。

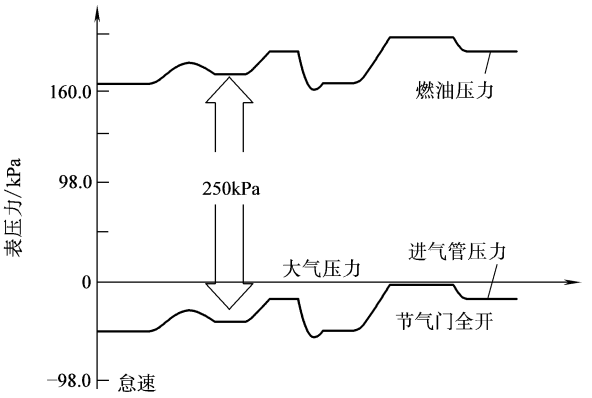


图 9-17　燃油压力调节器调节工作示意图

油压脉动缓冲器的结构如图 9-18 所示，膜片 3 将缓冲器分成空气室 6 和燃油室 7 两部分。当发动机工作时，燃油从进油口 1 流进燃油室，由出油口 8 流出。压力脉动的燃油使膜片弹簧 4 或张或弛，燃油室的容积则或增或减，从而消减了油压的脉动。发动机停机后，膜片弹簧推动膜片向上，将燃油挤出燃油室，以保持管路中有一定的油压。

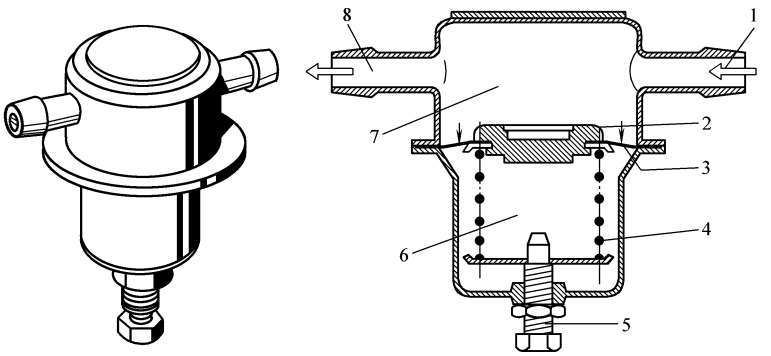


图 9-18　油压脉动缓冲器

1—进油口　2—膜片座　3—膜片　4—膜片弹簧　5—调节螺钉　6—空气室　7—燃油室　8—出油口

三、电控燃油供给系的维修

1. 电动燃油泵的维修与故障诊断

（1）电动燃油泵的检测

1）检测电动机电阻值，应为 1 ~ 5Ω。

2）检测电动机工作电流值，应为 3 ~ 6A。

3）检测泵油量，应大于 1L/40s。

（2）燃油泵的就车检查

1）用专用导线将诊断座上的燃油泵测试端子跨接到 12V 电源上。

2）将点火开关转至“ON”位置，但不要起动发动机。

3）旋开油箱盖能听到燃油泵工作的声音，或用手捏进油软管应感觉有压力。

4）若听不到燃油泵的工作声音或进油管无压力，应维修或更换燃油泵。

5）若有燃油泵不工作故障，且上述检查正常，应检查燃油泵电路导线、继电器、各熔

丝有无断路。

（3）燃油泵的拆装与检测　拆装燃油泵时应注意：释放燃油供给系压力，并关闭用电设备。拆下燃油泵后，测量燃油泵两端子之间电阻，应为 2～3Ω。用蓄电池直接给燃油泵通电，应能听到燃油泵电动机高速旋转的声音。注意：通电时间不能太长。

（4）常见故障

1）现象一：发动机动力不足，发抖。故障原因：泵油量少，滤网堵塞，限压阀关闭不严。维修：检测泵油量或泵油压力。

2）现象二：发动机不能工作。故障原因：泵油量太少或燃油泵不工作，滤网严重堵塞。维修：检测泵油量。

3）现象三：发动机有时会突然熄火。故障原因：电动机轴承磨损，偶尔拖滞。维修：检测电阻值、电流值、泵油压力。

2. 电磁喷油器的维修与故障诊断

（1）电磁喷油器的检测

1）检测线圈电阻值，有 11～17Ω（高阻型）或 2～3Ω 两种（低阻型）。

2）直接通电，检测工作情况。

3）检测喷油量（拆离进气歧管，保持系统油压正常），连续喷油量为 50～70mL/15s，之间相差小于 10%（5mL）；

4）滴油量不超过 1 滴/60s（保持油压正常）。

5）喷油雾状均匀，并有一定锥度。

（2）常见故障

1）现象一：发动机动力不足，发抖。故障原因：喷油量少，个别喷嘴不工作，雾化不良，滤网堵塞，阀门堵塞，针阀卡滞。维修：检测喷油量，清洗或更换喷油器。

2）现象二：发动机不能工作。故障原因：喷油量太少或多个喷油器不工作，滤网严重堵塞。维修：检测喷油器工作情况和喷油量。

3）现象三：油耗大（冒黑烟），热起动困难。故障原因：针阀磨损，关闭不严，滴油。维修：检测滴油、喷油情况，清洗或更换喷油器。注意：喷油时间（脉宽）与喷油器本身无关。

3. 燃油压力调节器的维修与故障诊断

（1）检测

1）拔下真空管，油压上升 50kPa，转速提高 100r/min 左右。

2）真空管不渗油，与进、回油管不相通。

3）夹紧回油管，油压上升多为调节器故障，少为供油方面故障。

（2）常见故障

1）故障现象一：发动机怠速高，冒黑烟，热起动困难。故障原因：真空管脱、裂，油压高，真空管（膜片）漏油。故障检测：按故障原因检测。

2）故障现象二：油耗高。故障原因：阀门胶粘，开启不良，或真空管脱落，调节油压过高。

3）故障现象三：发动机动力不足，怠速发抖，起动困难。故障原因：弹簧变软，调节油压过低。故障检测：按故障原因检测。

第四节　发动机燃油供给系辅助装置构造与维修

一、汽油箱的构造与工作原理

汽油箱的功用是储存汽油，其数目、容量、形状及安装位置均随车型而异。汽油箱的容量应使汽车的续驶里程达 200～600km。

1. 汽油箱构造

汽油箱用薄钢板冲压焊接或由塑料制造而成，捷达和桑塔纳轿车的油箱则用高分子高密度聚乙烯塑料制造。一般油箱上部有加油管、油面指示表的传感器和出油开关；下部有放油塞；箱内有隔板以加强油箱的强度，并减轻行车时汽油的振荡。油箱是密封的，一般在油箱盖上装有空气阀、蒸气阀，保持油箱内油压正常，加油时，应先放沉淀后加油，如图 9-19 所示。

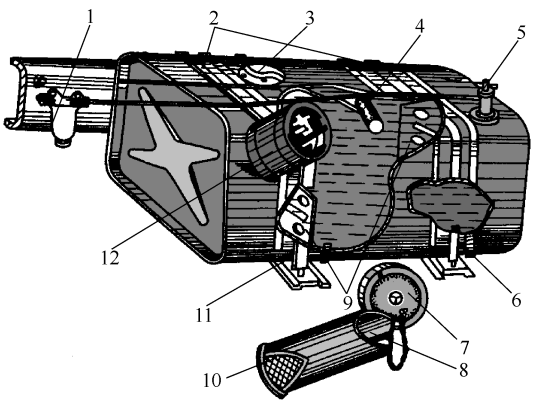


图 9-19　汽油箱整体图

1—汽油滤清器　2—油箱固定箍带　3—油量指示表传感器　4—传感器浮子　5—出油开关　6—放油螺塞　7—油箱盖　8—加油延伸管　9—隔板　10—滤网　11—汽油箱支架　12—加油管

2. 汽油箱储油的工作原理

汽油箱是密封的，以防止汽油溅出，其上部有加油口和加油口盖。在专门使用无铅汽油的汽车上，汽油箱加油口的上部装有弹簧压力阀，在向汽油箱内加油时，只能使无铅汽油的加油嘴插入。加油口盖内有空气阀和蒸气阀(图 9-20)。随着汽油的不断消耗，汽油箱内的油面将逐渐下降，汽油箱内将出现一定的真空度。若真空度过大，汽油不可能被汽油泵吸出。这时，空气阀开启，使汽油箱与大气相通以消除汽油箱内的真空度。如果气温很高，汽油蒸发太快，将使汽油箱内压力过大。这时蒸气阀开启，使汽油蒸气逸出以保持汽油箱内的压力基本稳定。

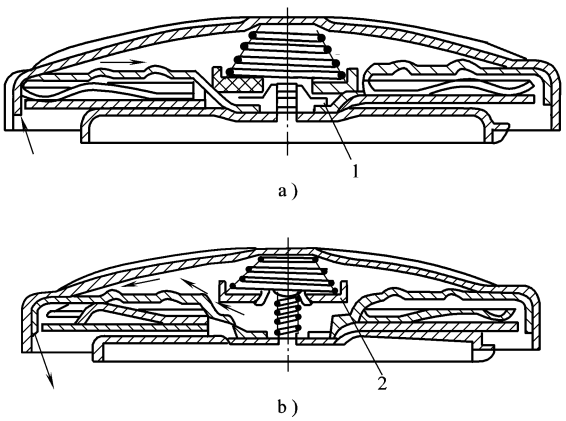


图 9-20　汽油箱及加油口盖

a）空气进入汽油箱　b）汽油蒸气逸出汽油箱

1—空气阀　2—蒸气阀

二、汽油滤清器的构造与工作原理

1. 汽油滤清器的功用

汽油从汽油箱进入汽油泵之前，先经过汽油滤清器除去其中的水分与杂质。

2. 汽油滤清器的工作原理

发动机工作时，汽油在汽油泵的作用下，经进油管接头 4 流入。水及较重的杂质被阻隔在滤芯外衬筒 3 之外，较轻的杂质悬浮在汽油中并在通过滤芯时被纸质滤芯 2 吸收。汽油通过滤芯的微孔进入滤芯内衬筒 1，再经出油管接头 5 流出，如图 9-21 所示。

滤芯多用多孔陶瓷或微孔滤纸制造。陶瓷滤芯结构简单，不消耗金属，滤清效果较好，但滤芯不易清洗干净，使用寿命短。纸质滤芯滤清效果好，结构简单，使用方便。现代轿车发动机多采用一次性使用、不可拆式纸质滤芯汽油滤清器。图 9-22 所示为桑塔纳 2000 汽油滤清器。一般每行驶 30000km 整体更换一次。

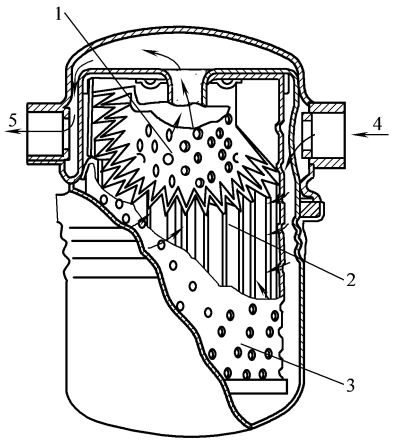


图 9-21　不可拆式纸滤芯汽油滤清

1—滤芯内衬筒　2—纸质滤芯

3—滤芯外衬筒　4—进油管接头

5—出油管接头

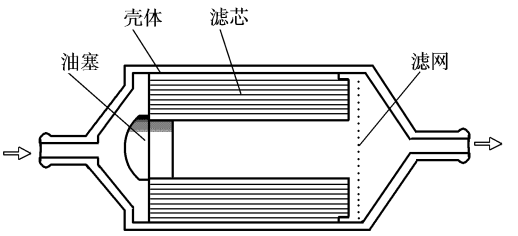


图 9-22　桑塔纳 2000 汽油滤清器

思　考　题

1. 何谓汽油的抗爆性？汽油的抗爆性用何种参数评价？
2. 汽车发动机运行工况对混合气成分有何要求？
3. 何谓化油器特性？何谓理想化油器特性？它有何实际意义？
4. 在电控汽油喷射系统中，喷油器的实际喷油量是如何确定的？试述其过程。
5. 汽油机燃料供给系的功用是什么？
6. 汽油机燃烧过程是怎样进行的？
7. 什么是过量空气系数？
8. 什么是空燃比？
9. 混合气浓度对发动机性能有何影响？
10. 什么是发动机工况？如何表示？
11. 什么是发动机负荷？如何表示？
12. 发动机工作时对混合气浓度有何要求？
13. 试述电控燃油供给系的构造、工作原理以及维修方法？

第十章　柴油机燃油供给系的构造与维修

第一节　柴油机燃油供给系

柴油机采用高压喷射的方法，在压缩行程接近终了时把柴油喷入气缸，直接在气缸内形成均匀的混合气，并借助气缸内高温的空气自行燃烧。

一、柴油机燃油供给系的功用与要求

1. 柴油机燃油供给系的功用

柴油机燃油供给系的功用是储存、滤清和输送柴油，并按各种不同工况的要求，定时、定量、定压地将柴油喷入燃烧室，使其与空气迅速而良好地混合和燃烧，最后将废气排出。

2. 柴油机燃油供给系的要求

为保证混合气的形成及燃烧能在最有利的条件下进行，使柴油机获得良好的经济性、动力性、稳定性及满足排污、噪声等指标，供给系应满足下列条件：

1）应正确地供给与柴油机负荷相适应的油量，并保持各缸供油量的均匀性。

2）应能自动改变喷油正时，以适应柴油机转速或负荷变化的需要。

3）当柴油机转速和负荷变化时，供油系统应有足够的响应速度，提供所要求的供油量。

4）喷雾特性应与燃烧室有良好配合，能使柴油机获得最佳的燃烧过程。

5）可靠耐用，结构简单，制造容易，维修方便。

二、柴油

1. 柴油的特性

柴油的特性包括馏程、粘度、含硫量、闪点、凝点、水溶性酸或碱等。

（1）馏程　柴油从加热到蒸馏完毕的全部温升过程称为柴油的馏程。50% 馏出温度是指馏出 50% 时的温度，一般要求不能高于 300℃，该种柴油能使柴油机加速性能好，工作稳定；馏出 90%，温度一般不高于 350 ~ 355℃，否则就会使柴油燃烧不充分，稀释柴油机的润滑油。

（2）粘度　粘度是表示柴油稀稠的一项指标。它随温度上升而变小，随温度下降而增大，所以粘度要指明是在什么条件下测定的。粘度与流动性、雾化性、燃烧性和润滑性有很大关系，过大则雾化性不好，燃烧不完全，排气冒黑烟，使油耗增大；过小会造成喷油泵精密偶件润滑不足，漏油增加及降低柴油在燃烧室中的贯穿深度，从而降低柴油机的使用寿命和输出功率。

（3）10% 蒸发余物残炭　10% 蒸发余物残炭是指柴油在馏程试验中的 10% 蒸余物，在残炭测定器中隔绝空气的条件下，受热蒸发和分解后所剩下的炭黑色残留物。测定结果用质量百分比表示。如残炭多，则会在燃烧室内形成过多积炭，并在排气中增加黑烟。

（4）含硫量　含硫量是指柴油中含硫的百分比。柴油中的硫经过燃烧后会生成二氧化

硫和三氧化硫，它在气缸和排气管中遇到冷凝水时，会形成腐蚀性很强的亚硫酸和硫酸而导致化学蚀损严重，而且含硫高的柴油燃烧后，会生成硬质积炭，擦伤气缸壁，增加机械磨损。含硫的废气进入曲轴箱，会增加机油的沉淀物，促使机油老化变质。因此，含硫量越小越好。

（5）闪点　闪点是使柴油在一定条件下加热，柴油蒸气与周围空气形成的混合气在接近火焰时开始发出闪火的温度。闪点是表示柴油蒸发性和安全性的指标。它的测定需要明火，所以与柴油的自燃点不同。闪点低的柴油，蒸发性好，柴油机易起动，但过低则易使柴油机工作粗暴。

（6）凝点　凝点是指柴油在一定试验条件下，遇冷开始凝固的最高温度。选用柴油时一般要求凝点比最低的工作温度低3℃以上。从便于使用的角度出发，凝点低些好，但凝点越低，生产时脱蜡的程序就需越多，生产成本也就越高，因此需要生产不同凝点的柴油，供柴油机在不同温度条件下使用。

（7）水溶性酸或碱　水溶性酸或碱指柴油中是否含有能溶于水的酸或碱。由于水溶性酸或碱对金属有强烈的腐蚀作用，因此在柴油中是不允许含有酸或碱的。

（8）发火性　发火性指柴油的自燃能力，用十六烷值评定。柴油的十六烷值越大，发火性越好，越容易自燃。国家标准规定轻柴油的十六烷值不可小于45。

2. 柴油的选用

柴油分为轻柴油和重柴油两种。轻柴油用于1000r/min以上的高速柴油机，重柴油用于1000r/min以下的中低速柴油机。一般加油站所销售的柴油均为轻柴油。轻柴油产品目前执行的标准为GB 252—2000《轻柴油》，该标准中柴油的牌号分为10号、5号、0号、－10号、－20号、－35号、－50号。

冷凝点是衡量轻柴油低温性能的重要指标，能够反映柴油低温实际使用性能，最接近柴油的实际最低使用温度。用户在选用柴油牌号时，应同时兼顾当地气温和柴油牌号对应的冷凝点。5号轻柴油的冷凝点为8℃，0号轻柴油的冷凝点为4℃，－10号轻柴油的冷凝点为－5℃，－20号轻柴油的冷凝点为－14℃。

根据GB 252—2000标准要求，选用轻柴油牌号应遵照以下原则：

1）10号轻柴油适用于有预热设备的柴油机。

2）5号轻柴油适用于风险率为10%的最低气温在8℃以上的地区使用。

3）0号轻柴油适用于风险率为10%的最低气温在4℃以上的地区使用。

4）－10号轻柴油适用于风险率为10%的最低气温在－5℃以上的地区使用。

5）－20号轻柴油适用于风险率为10%的最低气温在－14℃以上的地区使用。

6）－35号轻柴油适用于风险率为10%的最低气温在－29℃以上的地区使用。

7）－50号轻柴油适用于风险率为10%的最低气温在－44℃以上的地区使用。

3. 柴油机可燃混合气的形成

（1）可燃混合气形成的特点　柴油机的混合气是在气缸内形成的。由于柴油机的燃料是粘度较大、蒸发性较差的柴油，所以需要采用高压喷射的方法。柴油机进气行程吸入气缸的只是新鲜空气，空气经压缩后压力增大、温度升高，压缩行程终了时，柴油才开始喷入燃烧室与空气混合。同时，由于从开始喷油到喷油结束有一段延续时间，先期喷入气缸的燃料，经过着火落后期开始燃烧，这时喷油器仍在喷油，这样就出现了边喷油、边形成可燃混

合气、边燃烧的复杂过程。因此柴油机可燃混合气形成的特点是：

1）柴油机可燃混合气形成的时间短促，不如汽油机完善。汽油机可燃混合气形成是从发动机的进气行程开始，历经进气行程和压缩行程，约占360°曲轴转角，油气混合时间充分，能达到较好的混合。而柴油机混合气的形成是在压缩行程终了前开始向气缸内喷油，从喷油开始与空气混合，到绝大部分燃料燃烧完毕相应的曲轴转角只有30°～40°(若曲轴转速为2000r/min,时间仅有0.002～0.003s)，因而柴油机可燃混合气形成时间极为短促，燃料来不及与空气很好地混合，形成的混合气质量差。

2）柴油粘度大，蒸发性差，不易雾化和汽化，很难保证全部的燃料分子与空气完全接触，因此不利于混合气的形成。

3）从喷油开始不久(高速柴油机约为0.001s)便开始燃烧，故空气与柴油的混合是与燃烧过程同时进行的。这样燃烧废气会影响柴油与空气的混合，而不利于混合气的形成。

4）柴油机可燃混合气的浓度在燃烧室内各处是不均匀的，而且是不断变化的，这将造成燃烧过程中混合气过浓的地方，燃料因缺氧燃烧迟缓，使燃烧不完全而出现排气冒黑烟的现象。混合气过稀的地方，空气得不到充分利用。因此柴油机不得不采用较大的空气过量系数，使喷入气缸的柴油能比较完全地燃烧。

为了改善混合气的形成状况，缩短着火落后期，使柴油机工作柔和，除选用十六烷值较高的柴油，采用较高的压缩比，以提高气缸空气温度，促进柴油蒸发以外，还应适当地提高喷油压力，并利用燃料喷射与燃烧室形状的配合，使燃油呈雾状均匀地分布在气缸内高温空气中，同时，还应利用进气道空气流动涡流和活塞压缩空气的气流，使柴油与空气混合均匀。

(2）可燃混合气形成的方法　目前，柴油机可燃混合气形成的方法有：空间混合、表面蒸发混合和采用上述两种方法的复合混合。

1）空间混合。空间混合是使柴油颗粒均匀地分布在燃烧室空间，与压缩后的高温空气混合成可燃混合气。这种方式是利用柴油的高压喷射和雾化以及燃烧室内压缩空气的强烈运动来完成的。

采用这种方式形成均匀的可燃混合气时，要求喷油器喷射的燃料油滴细小，同时还要有较强的空气涡流运动，以促进喷入燃烧室的燃料微粒汽化，且与空气迅速混合均匀。

2）表面蒸发混合。表面蒸发混合的基本原理是喷油器将燃料以油膜状态分布在燃烧室壁表面，控制燃烧室表面温度，使其表面油膜蒸发速度最快(温度低蒸发慢,温度过高燃料在壁的表面形成沸腾的气膜,反而使蒸发速度下降,一般320～370℃时蒸发速度最快)。油膜上面有高速旋动的空气涡流，使蒸发的燃料气体与空气混合形成可燃混合气，先利用燃料喷射贯穿空气时或碰壁反射时形成的少量燃料在空间混合燃烧起引燃作用。随着燃烧的进行，燃烧室的温度越来越高，空气相对油膜的流速也越来越大(进气涡流挤入燃烧室中使其速度相对提高)，可以保证油膜以越来越快的速度蒸发，并与空气形成均匀的可燃混合气，使燃烧加速进行直至烧完。

采用表面蒸发混合时，要求喷油器喷射的密集油柱具有一定的穿透能力，能与空气涡流运动恰当地配合，在燃烧室壁表面形成比较均匀的油膜。同时还要有高速运动的空气涡流并控制燃烧室壁的温度，以保证迅速形成可燃混合气。

3）采用上述两种方法复合混合形成混合气，是将一部分燃料喷入燃烧室空间，进行空

间混合，另一部分燃料喷在燃烧室壁的表面形成均匀油膜，以表面蒸发的形式形成可燃混合气。

4. 柴油机燃烧过程

柴油机的燃烧包括物理和化学两个过程。柴油和空气的混合属于物理过程，混合气的自燃以及使柴油中的热能有效地被利用而使燃烧过程完善的化学反应属化学过程。为了便于说明柴油机燃烧过程的规律，把一个连续的燃烧过程按燃烧进展中的某些特征划分为四个不同的阶段，如图 10-1 所示。

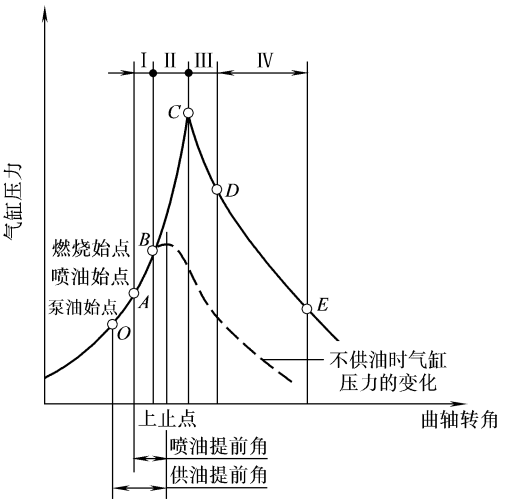


图 10-1　柴油机混合气燃烧的四个阶段

Ⅰ—备燃期　Ⅱ—速燃期　Ⅲ—缓燃期　Ⅳ—后燃期

（1）备燃期（*AB* 阶段）　从喷油开始到开始着火燃烧为止。喷入气缸中的雾状柴油并不能马上着火燃烧，气缸中的气体温度虽然已高于柴油的自燃点，但柴油的温度不能马上升高到自燃点，要经过一段物理和化学的准备过程。也就是说，柴油在高温空气的影响下，吸收热量，温度升高，逐层蒸发而形成油气，向四周扩散并与空气均匀混合（物理变化）。

随着柴油温度升高，少量的柴油分子首先分解，并与空气中的氧分子进行化学反应，具备着火条件而着火，形成了火源中心，为燃烧做好了准备。这一时期很短，一般仅为 0.0007～0.003s。

（2）速燃期（*BC* 阶段）　从燃烧开始到气缸内出现 P_{max} 时为止。对于高速柴油机，最高压力点一般在上止点后 6°～10°（曲轴转角）时出现。在这一阶段，火源迅速形成，燃烧速度迅速加快，放热速率在这一阶段终了时达到最高。放热量约为每循环总放热量的 1/3，气缸内压力和温度急剧上升，燃烧最高压力达 6～9MPa，柴油进一步喷入燃烧室，引起混合气浓度提高。

速燃期中的燃烧主要取决于备燃期内喷入燃烧室中柴油的数量及其物理化学准备进展情况。如果备燃期长，而且在此期间喷入的柴油量很多，又都做好了燃烧的充分准备，则一旦某处发火，火焰即迅速向各处传播，燃烧速率很高，压力升高率增加，引起柴油机工作粗暴。

（3）缓燃期（*CD* 阶段）　从出现 P_{max} 开始到出现 T_{max} 为止。这一阶段喷油器继续喷油，由于燃烧室内的温度和压力都高，柴油的物理和化学准备时间很短，几乎是边喷射边燃烧。但因为气缸中氧气减少，废气增多，燃烧速度逐渐减慢，气缸容积增大。所以气缸内压力略有下降，温度达到最高值，通常喷油器已结束喷油。

（4）后燃期（*DE* 阶段）　后燃期是从最高温度点开始到开始排气的这一段时间。这一时期，虽然不喷油，但仍有一少部分柴油没有燃烧完，随着活塞下行继续燃烧。后燃期没有明显的界限，有时甚至延长到排气行程还在燃烧。后燃期放出的热量不能充分利用来做功，很大一部分热量将通过缸壁散至冷却液中，或随废气排出，使发动机过热，排气温度升高，造成发动机动力性下降，经济性下降。因此，要尽可能地缩短后燃期。

为了保证柴油机工作可靠（尤其是冷起动的可靠性），应该保证柴油有很好的发火条件；

为使柴油机工作柔和，燃烧噪声小，寿命长，速燃期的压力升高率和最高燃烧压力不超过一定限度，应尽可能缩短备燃期，减小在备燃期内形成的做好燃烧准备的混合气量；为使燃烧完全及时，提高柴油机的动力性和经济性，减少排气冒烟，应改善混合气浓度，提高后期的燃烧速率，缩短后燃期。

第二节　柱塞喷油泵式燃油供给系的构造与维修

一、柴油机燃油供给系组成

柴油机燃油供给系由供油装置、进排气装置和燃烧室等部分组成。供油装置由柴油箱、输油泵、柴油滤清器、喷油泵、高压油管、喷油器和回油管等组成，如图 10-2 所示。有些要求较高的柴油机供油装置，还在油箱上增设电动燃油泵、限压器和稳压器等装置。增设电动燃油泵的目的是加强输油泵供油能力，以便在发动机结构不变的条件下，增大发动机功率，减少燃料消耗。有的发动机还增设了进气增压装置。

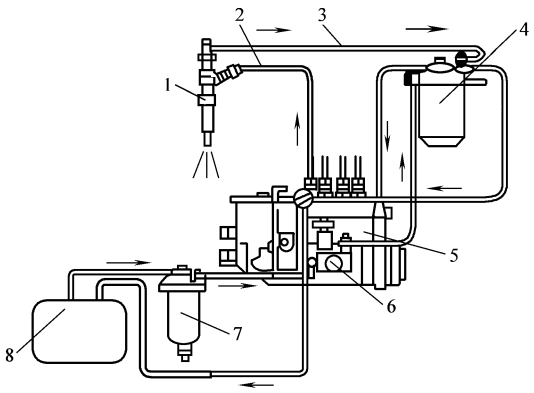


图 10-2　柴油机供油装置组成示意图

1—喷油器　2—高压油管　3—回油管　4—柴油滤清器
5—喷油泵　6—输油泵　7—油水分离器　8—柴油箱

柴油箱储有经过沉淀和滤清的柴油。输油泵通过进油管将柴油从油箱中吸出，并提高到一定的压力送往柴油滤清器，柴油经柴油滤清器滤去杂质后流进喷油泵的低压油腔。喷油泵工作时，燃油从低压油腔进入高压泵腔内并提高压力，打开出油阀经高压油管和喷油器，以一定的压力喷入燃烧室与空气混合，形成可燃混合气而燃烧做功。

整个供油系统可分为两条油路。一条是从柴油箱到喷油泵入口，这段油路中的油压一般为 0.15 ~ 0.3MPa，称为低压油路。低压油路用以向喷油泵提供清洁的柴油。为保证喷油泵有充分的燃料供应，要求输油泵的供油量大于喷油泵供油量，所以始终有多余的燃油从喷油泵回油管流回油箱。另一条是从喷油泵到喷油器，其油压一般在 10MPa 以上，这段油路称为高压油路。其作用是增大柴油压力，使柴油通过喷油器呈雾状喷入燃烧室，与空气混合形成可燃混合气。由喷油器针阀偶件的缝隙渗漏的燃油经回油管流回油箱。

为了在发动机起动时排除整个油路中的空气，使柴油充满喷油泵的低压油腔，在输油泵上装有手动输油泵。

发动机的活塞位于上止点时，其顶部与气缸盖底面的空间构成燃烧室。它是可燃混合气形成和燃烧的场所。进、排气装置包括空气滤清器，进、排气管和气缸盖中的进、排气道以及排气消声器等。空气经空气滤清器滤去杂质后，经进气管和进气门进入气缸。燃烧后的废气经排气门、排气管排出。

二、柱塞式喷油泵构造

1. 喷油泵的功用

喷油泵的功用是按照柴油机的运行工况和气缸工作顺序，以一定的规律，定时、定量地

向喷油器输送高压燃油。

多缸车用柴油机的喷油泵应满足下列要求：

1）各缸油量相等。在标定工况下各缸供油量相差不超过3%～4%。喷油泵的供油量应随柴油机工况的变化而变化，为此喷油泵必须有供油量调节机构。

2）各缸供油提前角相同，误差小于0.5°～1°的曲轴转角。供油提前角也应随柴油机工况的变化而变化，为此应装置喷油提前器。

3）各缸供油持续角应一致。

4）能迅速停止供油，以防止喷油器发生滴漏现象。

喷油泵种类很多，在汽车柴油机上得到广泛应用的有直列柱塞式喷油泵和转子式分配泵油泵。此外，还有泵—喷油器等。

喷油泵总成是柴油机燃油供给系中很重要的总成部件，常称为柴油机的心脏。柴油机燃油供给的计量、正时、加压、雾化、分配、控制开始喷射和停止喷射等都是由它们完成的，它们是经过精密加工和装配、调试后才能装机使用的。因此，在柴油机的使用中需要严格按照技术规范对这些部件进行精心维修与调校。柱塞式喷油泵的结构形式很多。目前我国在用车的柴油机喷油泵主要是国产Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ号泵和仿制国外的A、B、P、Z型直列柱塞泵。A、B系列喷油泵(或称A、B型喷油泵)的基本结构相同，均为直列柱塞式喷油泵的传统结构。P型喷油泵则另辟蹊径，采用不开侧窗口的箱式封闭泵体，使喷油泵结构得到强化。下面分别介绍A型和P型喷油泵的结构及工作原理。

2. 直列柱塞式喷油泵的构造和工作原理

（1）A型直列柱塞式喷油泵的构造　直列柱塞式A型喷油泵，结构如图10-3所示。

喷油泵向外侧倾斜约30°角装在柴油机的左前方的支架上，贯穿式凸轮轴31由柴油机后部的轮系喷油泵齿轮，通过空气压缩机、曲轴和连接器等传动装置驱动，喷油泵凸轮轴的转速为柴油机曲轴转速的1/2。燃油从喷油泵前方的进油空心螺栓8和螺栓接头6进入喷油泵泵体1中的低压腔，燃油由相同结构的6副柱塞偶件34加压成高压油和出油阀偶件36通过出油阀紧座41送出。相同结构的6只出油阀分别接6只高压油管和柴油机6只气缸的喷油器。喷油器的回油管接回油螺栓9和螺栓接头6回流喷油泵低压腔，并由螺栓接头4和空心螺栓8接回油管至燃油箱。

喷油泵由：柱塞分泵、油量调节机构、驱动机构和泵体四部分组成。利用多个柱塞式分泵向发动机各缸的喷油器提供高压油。

在喷油泵中，每组喷油泵有两对偶件：柱塞偶件和出油阀偶件，柱塞偶件由柱塞和柱塞套筒组成，出油阀偶件由出油阀和出油阀座组成；在喷油器中还装有柱塞驱动机构和供油量控制机构。

1）柱塞分泵

① 柱塞偶件如图10-4所示。

柱塞分泵中柱塞偶件由柱塞和柱塞套构成，它是喷油泵中最精密的偶件。正是由于柱塞偶件的精密配合及柱塞的高速运动，才得以实现对燃油的增压。每台喷油泵的柱塞偶件数和与其配套的柴油机气缸数相同。一般柱塞偶件用优质合金钢制造，经过精细加工和配对研磨，使其配合间隙为0.0015～0.0025mm。间隙过大，容易漏油，导致油压下降；间隙过小，对偶件润滑不利，且容易卡死。柱塞偶件在使用中不能互换。

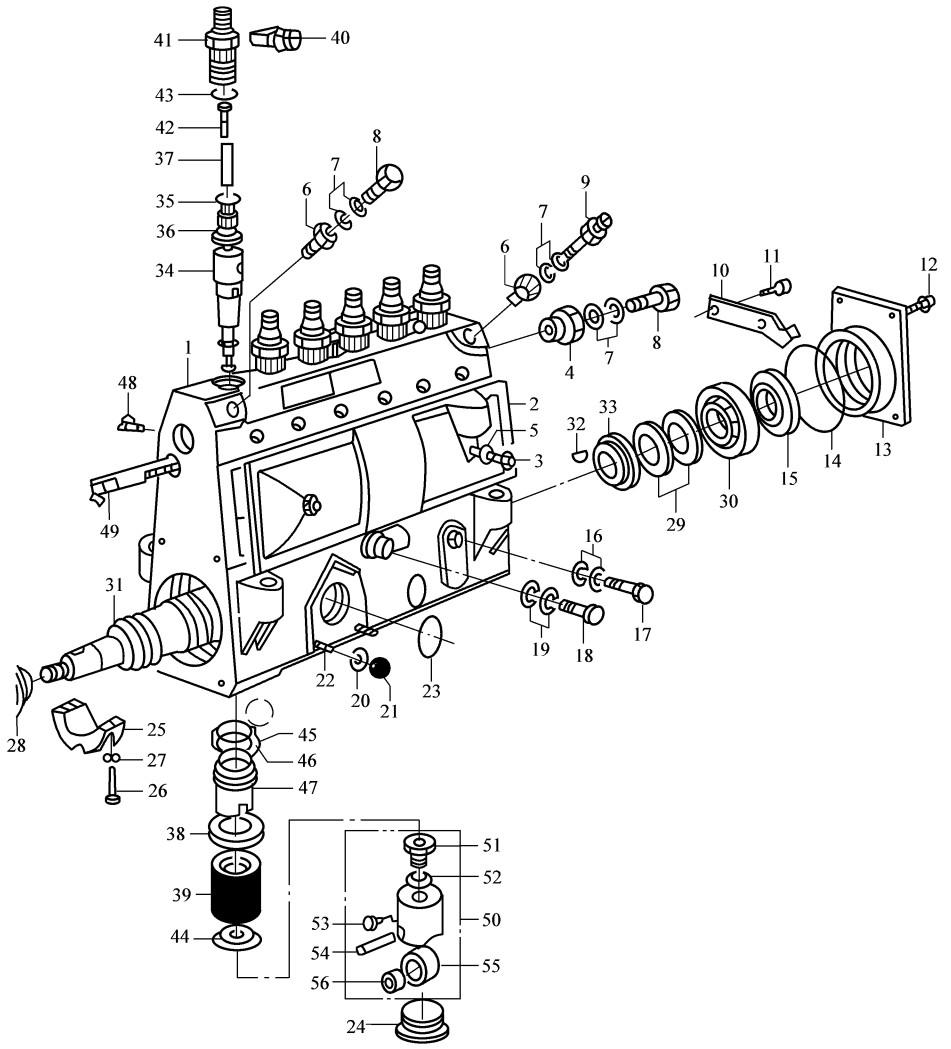


图 10-3　6110 型柴油机 A 型喷油泵结构

1—泵体　2—侧盖板　3—螺栓　4—螺栓接头　5、16、19、27—垫圈　6—螺栓接头　7—垫圈　8—空心螺栓　9—回油螺栓　10—指针　11、12、17、18、26、45、48、51—螺钉　13—遮盖　14、23—胶圈　15—油封　20—弹簧垫圈　21、52—螺母　22—螺柱　24—螺堵　25—托瓦　28、33—环　29—垫片　30—轴承　31—凸轮轴　32—半圆键　34—柱塞偶件　35—高压密封圈　36—出油阀偶件　37—出油阀弹簧　38—弹簧座　39—柱塞弹簧　40—夹板　41—出油阀紧座　42—限位器　43—橡胶密封圈　44—弹簧座　46—齿圈　47—控制套筒　49—控制齿条　50—滚轮组　53—滑块　54—销轴　55—外滚轮　56—内滚轮

柱塞头部加工有螺旋槽和直槽，柱塞下部加工有榫舌。柱塞套安装在喷油泵体的座孔中，柱塞套上的油孔与喷油泵内的低压油腔相通。为了防止柱塞套转动，用定位螺钉将其固定。

② 出油阀偶件。出油阀与出油阀座是喷油泵中另一对精密偶件，称出油阀偶件，如图 10-5 所示。出油阀偶件位于柱塞偶件的上方，出油阀座的下端面与柱塞套的上端面接触，通过拧紧出油阀紧座 11 使两者的接触面保持密合。同时，出油阀弹簧 9 将出油阀压紧在出油阀座上。

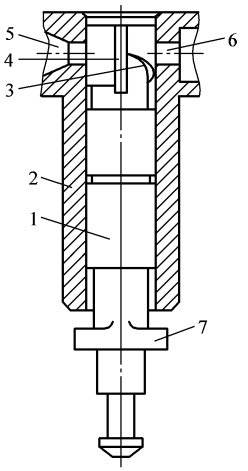


图 10-4　柱塞偶件

1—柱塞　2—柱塞套
3—螺旋槽　4—直槽
5、6—油孔　7—榫舌面

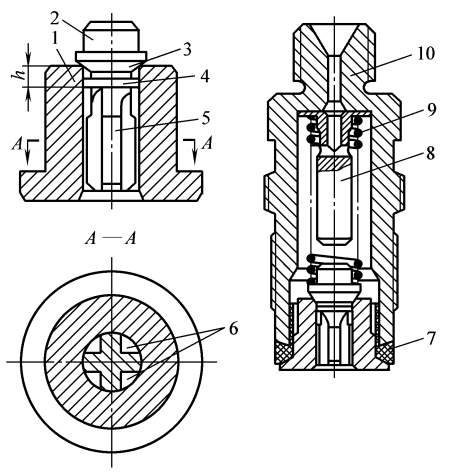


图 10-5　出油阀偶件

1—出油阀座　2—出油阀　3—密封锥面
4—减压环带　5—导向　6—切槽
7—密封衬垫　8—减容器　9—出油阀弹簧
10—出油阀紧座

出油阀的密封锥面与出油阀座的接触表面经过精细研磨。出油阀减压环带与出油阀座孔的配合间隙很小。减压环带以下的出油阀表面是其在出油阀座孔内往复运动的导向面，导向部分的横截面为十字形。在有些出油阀紧座中设有减容器，旨在减小高压管路系统的容积，改善燃油的喷射过程。此外，减容器还起到限制出油阀最大升程的作用。

出油阀工作原理，如图 10-6 所示。当柱塞上行泵油时，出油阀在柱塞顶部油压的作用下，克服弹簧的压力和高压油管内的残余压力而上升。当出油阀的密封锥面离开阀座时，燃油仍被减压环带挡住，不能立即送入高压油管，直至减压环带的下缘也离开座孔时，燃油才能通过铣槽进入高压油管，见图 10-6a。当泵油停止时，出油阀在弹簧力的作用下迅速下落，减压环带已经进入导向孔(座内)，泵腔出口便被切断，于是柴油停止进入高压油管，见图 10-6b；减压环带进入导孔后，继续下行至距离 h(h 为减压行程)，才使密封锥面贴合，见图 10-6c。由于出油阀本身所让出的容积，使高压管路的压力迅速下降，喷油就可以立即停止。如果没有减压环带，则在出油阀与阀座的锥面贴合后，高压管路中瞬时仍存在着很高的余压力，使喷油器发生滴漏现象。

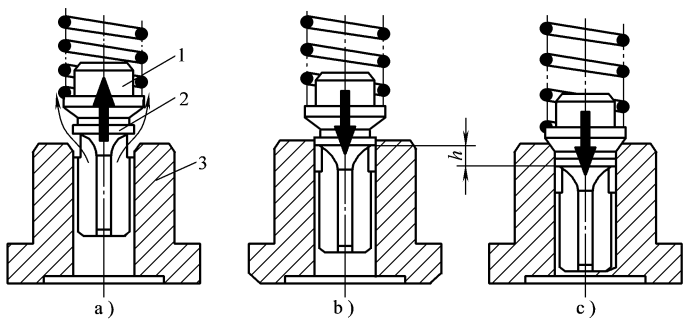


图 10-6　出油阀工作原理

a）减压环带下缘离开座孔　b）减压环带进入导向孔　c）密封锥面贴合
1—出油阀　2—减压环带　3—出油阀座　h—减压行程

2）供油量调节机构。喷油泵供油量调节机构的功用是，根据柴油机负荷的变化，通过

转动柱塞来改变循环供油量。供油量调节机构或由驾驶员直接操纵，或由调速器自动控制。图10-7所示为齿杆式供油量控制机构。

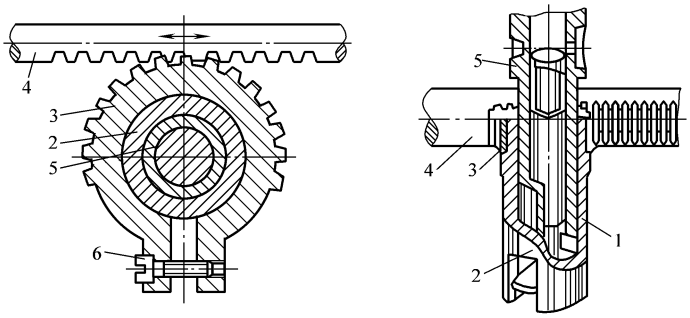


图10-7 齿杆式供油量控制机构

1—柱塞 2—柱塞套筒 3—可调齿圈 4—齿杆 5—柱塞套 6—紧固螺钉

柱塞1下端有条状板块嵌装在柱塞套筒2相应的凹槽中，柱塞套筒2松套在柱塞套5上。在柱塞套筒上部有一个可调齿圈3，用螺钉紧紧。可调齿圈3与齿杆4相啮合。齿杆的轴向位置由驾驶员或调速器控制。移动齿杆时，齿圈便带动柱塞套筒2同步转动，柱塞套筒又通过下凹槽带动柱塞1相对于不动的柱塞套5转动，这就改变了柱塞的有效行程，从而达到了调节循环供油量和改变柴油机工况的目的。

齿杆式供油量调节机构工作可靠，传动平稳，但制造成本较高，且柱塞偶件之间的中心距较大。

3）驱动机构。喷油泵的驱动机构包括凸轮轴和挺柱组件。驱动机构通过滚轮挺柱将凸轮轴的旋转运动转变为柱塞的往复运动。柱塞弹簧迫使柱塞、滚轮挺柱和凸轮轮廓面始终保持接触，并能使柱塞下行回位。

① 喷油泵凸轮轴。喷油泵凸轮轴的作用是将曲轴分配的部分动力传递给柱塞，使之往复运动，同时保证各分泵按各缸工作(发火)顺序和一定的供油规律向各缸喷油器输送高压燃油。

喷油泵凸轮轴上设有与柴油机缸数相等的凸轮。四冲程柴油机的喷油泵凸轮轴的转速是发动机曲轴转速的一半。喷油泵凸轮轴是曲轴通过齿轮驱动的，曲轴转两圈，各缸喷油一次，凸轮轴只需转一圈，二者速比为2∶1。当喷油器开启压力调定时，它的喷油规律主要由喷油泵凸轮来控制。

② 滚轮体总成如图10-8所示。滚轮挺柱为了避免凸轮驱动时柱塞承受侧向力，减少运动件的摩擦和磨损，滚轮挺柱作为中间传动件将凸轮的旋转运动转变为柱塞的往复运动。滚轮在滚轮架孔内可做相对运动，滚轮、衬套与滚轮轴均可做相对运动，以达到使磨损均匀的目的。滚轮靠凸轮轴甩油润滑，提高使用寿命。

4）喷油泵体。喷油泵体是喷油泵的基础零件，泵油机构、供油量调节机构和驱动机构等都安装在喷油泵体上，它在工作中承受较大的作用力。因此，泵体应有足够的强度、刚度和良好的密封性。此外，还应该便于拆装、调整和维修。

A型喷油泵泵体为整体式，它由铝合金硬模铸造而成，如图10-9所示，其结构紧凑、体积小、质量轻。泵体侧面开有窗口，底部用盖板封闭，侧盖和底盖均用螺栓固定，使喷油泵的拆装、调整和维修极为方便。

(2) 直列柱塞式喷油泵的工作原理

1）柱塞式喷油泵的工作原理。柱塞式喷油泵工作原理如图10-10所示。柱塞1的圆柱面上有直线型(或螺旋型)斜槽3，斜槽内腔和柱塞上面的泵腔用孔连通。柱塞套2上有两个

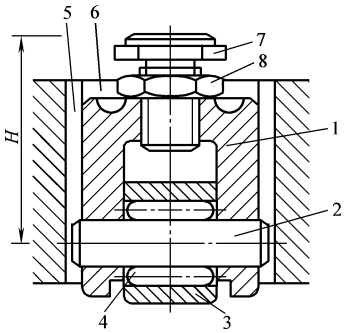


图 10-8　滚轮体总成

1—滚轮体　2—滚轮销　3—滚轮
4—滚针轴承　5—定位长槽　6—挺柱孔
7—调整螺钉　8—锁紧螺母

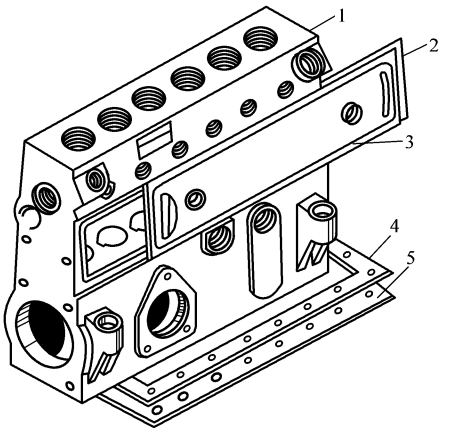


图 10-9　A 型喷油泵泵体

1—喷油泵泵体　2、4—衬垫　3—侧盖　5—底盖

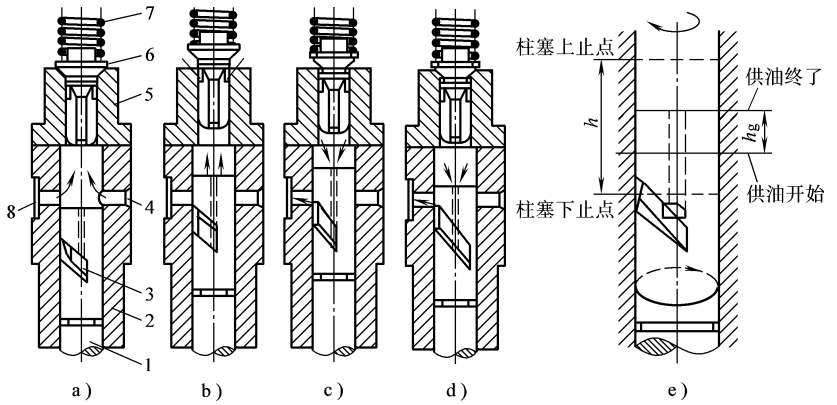


图 10-10　柱塞式喷油泵工作原理示意图

a）柱塞下行，燃油充满泵腔　b）柱塞上行，向喷油器供油
c）柱塞进一步上行，燃油流入低压油腔　d）喷油泵不泵油状态　e）供油量调节
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

油孔 4 和 8，都与喷油泵泵体上的低压油腔相通。如图 10-10a 所示，当柱塞下行到两个油孔 4 和 8 已与柱塞上面的泵腔相通时，由输油泵经滤清器输送到喷油泵的低压油腔里的燃油，经油孔 4 和 8 被吸入并充满泵腔。在柱塞自下止点上移的过程中，起初有一部分剩余燃油从泵腔被挤回低压油腔，直到柱塞上部的圆柱面将两个油孔 4 和 8 都完全封闭为止。此后，柱塞继续上升，如图 10-10b 所示，柱塞上部的燃油压力很快增高到足以克服出油阀弹簧 7 的作用力，出油阀 6 即开始上升。当出油阀上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而向喷油器供油；当柱塞再上移到图 10-10c 所示的位置时，斜槽 3 与油孔 8 开始接通，也就是泵腔与低压油腔接通，于是泵腔内的燃油便开始经柱塞中的孔道、斜槽 3 和油孔 8 流向低压油腔。这时泵腔中的油压迅速下降，出油阀在弹簧压力作用下立即回位，喷油泵供油即停止，此后柱塞仍继续上行，至到达上止点为止，但不再泵油。

由上述泵油过程可知，由驱动凸轮轮廓曲线的最大矢径决定的柱塞行程 h 是一定的，但并非在整个柱塞上移行程 h 内都在泵油。喷油泵只是在柱塞完全封闭油孔 4 和 8 之后到柱塞斜槽 3 和油孔 8 开始接通之前的这一段柱塞行程 h_g 内才对外供油。所以，h_g 称为柱塞有效行程。

2）供油量的调节。喷油泵每次泵出的油量取决于 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 h_g 的大小。h_g 的改变是通过改变柱塞斜槽 3 与柱塞套油孔 8 的相对角位置来实现的。将柱塞向图 10-10e 中箭头所示的方向转动一个角度，h_g 增大，使供油量增加；反之，h_g 缩小，供油量便减少。当柱塞转到图 10-10d 所示位置时，柱塞根本不可能完全封闭油孔 8，因而 h_g 为零，喷油泵处于不泵油的状态。油量调节机构正是通过转动柱塞某一角度值来改变柱塞有效行程 h_g，从而改变供油量的。

利用上述供油量调节原理，可将多缸喷油泵的各缸供油量调匀。其操作步骤为：保持调节齿杆不动，拧松调节齿圈紧固螺钉，适当地转动柱塞套筒，使其带动柱塞在柱塞套内转动，改变柱塞的有效行程，便可使供油量或增或减，然后拧紧调节齿圈紧固螺钉，如图 10-11所示。根据需要再拧松另一个调节齿圈的紧固螺钉，重复上述步骤，直到各缸供油量均匀一致为止。这项工作须在专门的喷油泵试验台上进行。

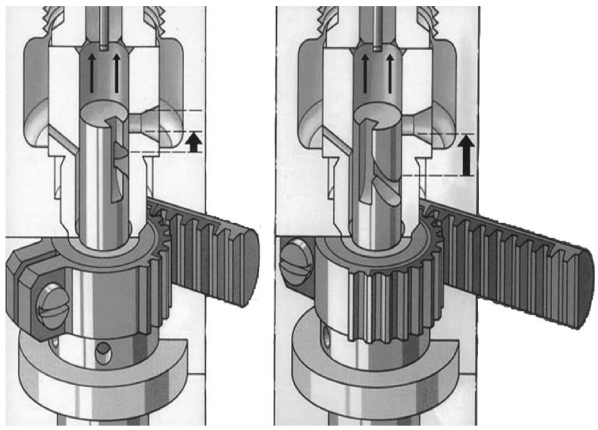


图 10-11 柱塞式喷油泵供油量控制示意图
a）部分供油位置 b）最大供油位置

出油阀偶件是一个特殊的单向阀。由于出油阀弹簧的作用，在供油终了出油阀落座时，出油阀上的减压环带首先进入出油阀座导向孔而切断泵腔出口，使燃油停止进入高压油管，从而消除了高压油管中的残余压力。因为这种残余压力影响喷射正时和喷射规律并会引起二次喷射和滴油。在吸油过程中，出油阀上部圆锥面与出油阀座严密配合，防止了高压油路中的油倒流回喷油泵，以免减少供油量。

3）供油正时的调节。供油正时是指喷油泵对柴油机有正确的供油时刻，而供油时刻用供油提前角表示。供油提前角是指从柱塞顶面封闭柱塞套油孔起到活塞上止点为止，曲轴所转过的角度。如上所述，多缸喷油泵各缸供油提前角或供油间隔角应该相同。各缸供油间隔角取决于喷油泵凸轮轴上各凸轮的相对位置，但由于加工和装配误差，很难达到一致，因此必须进行调节。调节的方法是改变供油正时调整螺钉伸出挺柱体外的高度（图 10-8）。旋出调整螺钉，挺柱体的高度 H 增加，柱塞位置升高，柱塞套油孔提前被封闭，供油提前，即供油提前角增大。拧入调整螺钉，则使供油滞后，供油提前角减小。对各缸的供油正时调整螺钉逐个调节之后，可以使各缸供油提前角或供油间隔角达到一致。应该指出，这种调节只是用来补偿加工和装配误差，调节的幅度很小。欲同时或较大幅度地改变各缸供油提前角，须借助于喷油提前器。

（3）P 型直列柱塞式喷油泵的构造 P 型喷油泵的工作原理与 A 型喷油泵基本相同，但

在结构上脱离了柱塞式喷油泵的传统结构，具有一些明显的特点。

1）箱形封闭式喷油泵体。P 型喷油泵采用不开侧窗口的箱形封闭式喷油泵体，大大提高了喷油泵体的刚度，可以承受较高的喷油压力而不发生变形，以适应柴油机不断向大功率、高转速发展的需要。

2）吊挂式柱塞套。喷油泵柱塞 5(图 10-12)和出油阀偶件 3 都装在有连接凸缘的柱塞套 4 内，当拧紧柱塞套顶部的出油阀紧座 1 之后，构成一个独立的组件。然后用柱塞套紧固螺栓 14 将柱塞套凸缘紧固在泵体的上端面上，形成吊挂式结构。这种结构改善了柱塞套和喷油泵体的受力状态。

另外，柱塞套内孔上端孔径略大(图 10-13)，可防止柱塞在上端卡死。柱塞套内孔的中部加工有集油槽 2，从柱塞偶件间隙泄漏的柴油集中于此槽内，经回油孔 1 流回喷油泵的低压油腔。

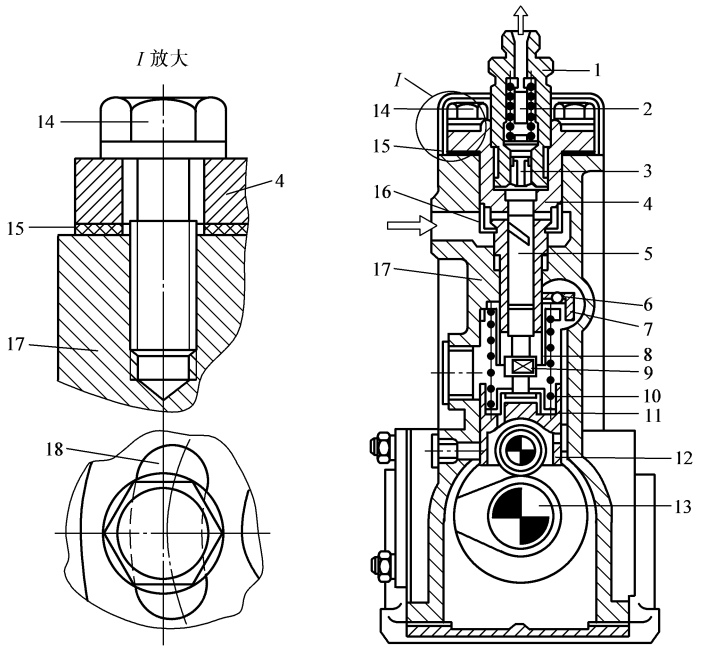


图 10-12　P 型喷油泵

1—出油阀紧座　2—减容器　3—出油阀偶件　4—柱塞套　5—柱塞　6—钢球　7—调节拉杆　8—柱塞套筒　9—柱塞榫舌　10—柱塞弹簧　11—弹簧座　12—挺柱　13—凸轮轴　14—柱塞套紧固螺栓　15—调节垫片　16—导流罩　17—喷油泵体　18—柱塞套凸缘上的螺栓孔

P 型喷油泵的柱塞顶部开有起动槽 3。当柱塞处于起动位置时，此槽与柱塞套油孔相对，在柱塞上移到起动槽的下边缘封闭油孔时开始供油。由于起动槽的下边缘低于柱塞顶面，因此供油迟后，供油提前角减小。这时气缸温度较高，柴油喷入气缸容易着火燃烧，有利于柴油机低温起动。

在柱塞套油孔的外面装有导流罩 16(图 10-12)。当柱塞供油结束时，高压柴油以很高的速度经柱塞套油孔流回低压油腔，并强烈地冲击喷油泵体，使其发生穴蚀。导流罩可以防止喷油泵体穴蚀的发生。

3）钢球式油量调节机构。P 型喷油泵的油量调节机构包括调节拉杆 7、柱塞套筒 8 和嵌入调节拉杆凹槽中的钢球 6。柱塞榫舌 9 嵌入柱塞套筒的豁口中(图 10-12)。移动调节拉杆，通过钢球带动柱塞套筒使柱塞转动，从而改变供油量。这种油量调节机构结构简单，工作可靠，配合间隙小。

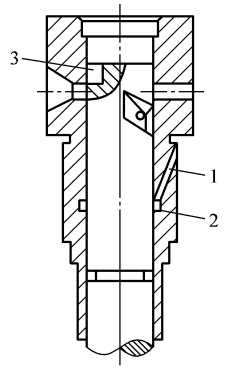


图 10-13　柱塞偶件结构

1—回油孔　2—集油槽　3—起动槽

4）压力润滑。利用柴油机润滑系主油道内的机油对各润滑部位施行压力式润滑。

P 型泵各缸供油提前角或供油间隔角是利用在柱塞套凸缘下面增

减调节垫片 15(图10-12)的方法来进行调节的。调匀各缸供油量则通过转动柱塞套 4 来实现。柱塞套凸缘上的螺栓孔是长圆孔(图 10-12)，拧松柱塞套紧固螺栓 14，柱塞套可绕其轴线转动 10°左右。当转动柱塞套时，改变了柱塞套油孔与柱塞的相对位置，从而改变了柱塞的有效行程，即改变了循环供油量。

(4) 喷油提前器　喷油提前器实际上是喷油泵供油提前角自动调节装置。

供油提前角对柴油机性能有很大的影响，供油提前角过大或过小均使柴油机的动力性和经济性恶化。为了保证柴油机有良好的使用性能，必须在最佳供油提前角下工作。当转速和供油量一定时，能获得最大功率和最小燃油消耗率的供油时刻，称为最佳供油提前角。最佳供油提前角随柴油机转速和负荷而变化，转速越高，负荷越大，最佳供油提前角也越大。

汽车柴油机的转速和负荷都在很大范围内变化，所以现在的汽车柴油机都装有喷油提前器。这样，当柴油机工况发生变化时，才能自动地进行调节，使喷油泵始终保持最佳供油时刻。

目前广为应用的是机械离心式自动喷油提前器，它只能响应柴油机转速的变化进行供油提前角的自动调节。其结构形式虽有多种，但工作原理基本相同，图 10-14 所示为其中的一

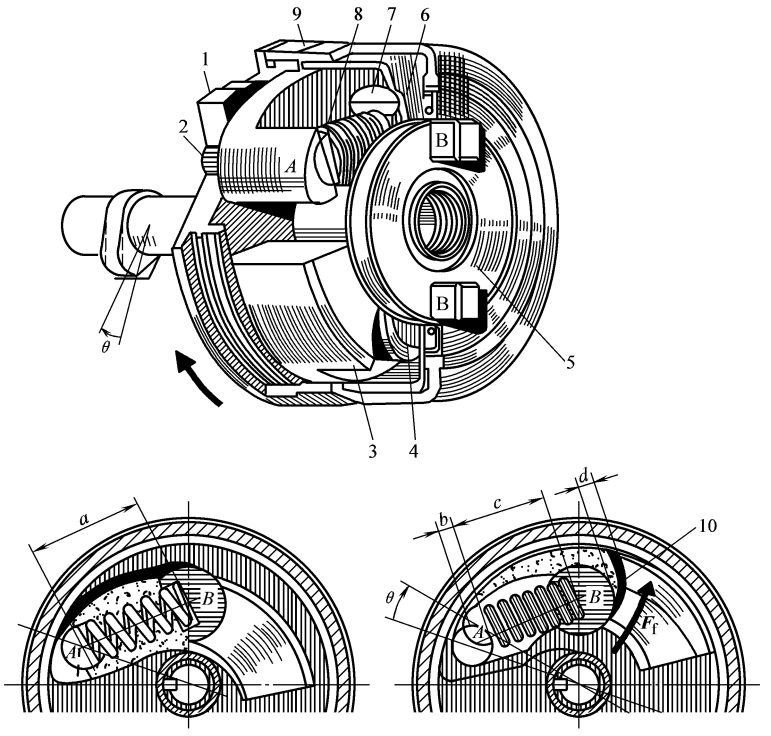


图 10-14　机械式自动喷油提前器

1—从动盘　2—飞锤销　3—飞锤　4、7—传动销　5—主动盘凸缘　6—主动盘
8—提前器弹簧　9—防护罩　10—飞锤圆弧面　a—起始时弹簧长度
b—终了时飞锤销的移动距离　c—终了时弹簧长度
d—终了时飞锤移动距离　θ—提前角调节范围　F_f—飞锤离心力

种。整个装置由防护罩 9 密封，其内部包括主动盘 6 和从动盘 1。主动盘凸缘 5 的外侧有两个传动爪 B，它们与喷油泵的驱动轴刚性连接。主动盘凸缘的内侧固定有两个传动销 4 和 7。

在传动销的圆柱面上加工有平凹坑，作为提前器弹簧 8 的支座。从动盘 1 与喷油泵凸轮轴刚性连接，其上固定有两个飞锤销 2，在飞锤销的圆柱面上也加工有平凹坑，作为提前器弹簧 8 的另一端支座。飞锤 3 上的销孔套在飞锤销上。提前器弹簧 8 支承在传动销与飞锤销之间，并使飞锤的圆弧面压紧在传动销上。可见，主动盘与从动盘之间为弹性连接，并能相互转动一定的角度。

当柴油机恒速运行时，喷油泵驱动轴通过主动盘凸缘 5、传动销 4 和 7、飞锤圆弧面 10、飞锤销 2 和从动盘 1 来驱动喷油泵凸轮轴。

若转速升高，则飞锤的离心力 F_f 克服弹簧力使飞锤向外张开。当飞锤的圆弧面沿传动销由内向外滑动时，便带动从动盘或喷油泵凸轮轴相对于主动盘或喷油泵驱动轴沿喷油泵旋转方向转过一定角度，从而使供油提前。喷油提前器的调节范围为 0° ~ 10°。

三、柱塞式喷油泵的维修（A 型泵）

1. 泵体的维修

凸轮轴轴承支承座孔磨损致使轴承松旷，可对座孔进行镶套修复；供油齿杆与其衬套配合间隙不大于 0. 10mm，否则应更换衬套。喷油泵壳体不得有裂纹存在，喷油泵壳体出现裂纹可进行焊修或更换新件。

2. 喷油泵凸轮轴的维修

凸轮轴出现裂纹应更换，凸轮轴的直线度误差超过 0. 05mm，应进行冷压校正；支承轴颈磨损与轴承配合松旷、油封轴颈圆度误差大于 0. 10mm，均应进行电镀、堆焊修复或更换新件；凸轮表面应无剥落现象。凸轮升程磨损量应不大于 0. 50mm；输油泵偏心轮的磨损量应不大于 0. 30mm，否则要进行堆焊修复或更换新件。

3. 柱塞偶件的修理

（1）柱塞偶件的检验　柱塞偶件常用的检验方法有外观检验、密封性检验和滑动性检验等。

1）外观检验。柱塞与柱塞套筒不得有任何裂纹及变形；其配合工作面不得有明显的摩擦划痕；柱塞端面、直槽、斜槽、导向部分台肩、环槽边缘及柱塞套筒内孔表面不得有金属剥落及锈蚀斑痕。

2）滑动性检验。用清洁的柴油清洗后，将柱塞插入柱塞套筒，并倾斜 60°角倒置，如图 10-15 所示。将柱塞相对于柱塞套筒转动任意角度并抽出 1/3，松手后，在自重的作用下，柱塞应能连续缓慢下滑到底。如有卡滞现象，则表明柱塞或套筒存在毛刺或变形等损伤；下滑速度太快则说明偶件配合间隙过大。

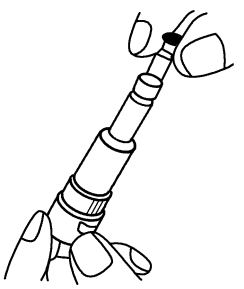


图 10-15　柱塞偶件滑动性检验

3）密封性检验。在有设备的条件下，柱塞偶件的密封性能检验应在喷油器试验器上进行。检验时，将各分泵的出油阀取出，阀座及衬垫保留在孔内，拧紧出油阀压紧螺母，将喷油器试验器的油管与分泵相连，并排出油管中的空气。移动喷油泵供油齿杆使柱塞处于最大供油位置，转动凸轮轴，使被试柱塞上升到供油行程的中间位置（进、回油孔被封闭）。压动试验器泵油手柄，使油压升至 20MPa，然后测定油压由 20MPa 下降到 10MPa 所需的时间，以不少于 10s 为合格。同时，同一喷油泵各柱塞偶件的密封性相差应不大于 15% 。

无设备时，也可用简易的方法对柱塞偶件的密封性进行定性检验。将柱塞偶件倒置，并利用手指分别将柱塞套筒顶至使侧面的进回油孔被堵严。然后用另一只手将柱塞抽出 1/3，松手后柱塞应能被上方的真空吸力吸回原来的位置，否则表明柱塞偶件的密封性不符合要求。

（2）柱塞偶件的修理　当柱塞偶件的性能不符合要求时，可采用选配法、镀覆法修复或更换新件。选配法是将柱塞和柱塞套筒分别进行研磨加工，去除其表面的磨损痕迹，恢复其正确的几何形状，然后根据修理后的尺寸重新选配组合并进行对研，以组成符合配合精度要求的新柱塞偶件。镀覆法则是对柱塞表面进行镀铬或化学镀镍，然后精加工至所需尺寸，使之与柱塞套筒的配合满足要求。但由于柱塞偶件的配合精度要求极高，加工难度很大，目前生产中多以更换新件法进行修理。

4. 出油阀偶件的维修

（1）出油阀偶件的检验　与柱塞偶件相似，出油阀偶件一般也要进行外观检验、滑动性检验及密封性检验等。

1）外观检验。解体后进行直观检验，出油阀减压环带不得有明显的磨损痕迹；出油阀密封锥面不得有明显的凹陷，密封锥面的宽度应不大于 0.4 ~ 0.5mm；出油阀及阀座的密封锥面不得有金属剥落及锈蚀现象；阀及阀座的任何部位不得有裂纹存在。

2）滑动性检验。把经过柴油清洗的出油阀偶件垂直放置，将出油阀从阀座中抽出 1/3，转至任意位置松开出油阀后，在自重作用下，出油阀均应能够自由滑落到阀座支承面上。

3）密封性检验。出油阀偶件的密封性应利用专用工具进行检验，如图 10-16a 所示。将出油阀偶件装入专用工具中，上方与喷油器试验器的油管相连，旋出底部顶杆螺钉使出油阀落到阀座上。压动喷油器试验器泵油手柄使油压上升到 25MPa，测定油压由 25MPa 下降到 10MPa 的时间应不少于 60s。然后拧进顶杆螺钉，顶起出油阀 0.30 ~ 0.50mm，用同样的方法测试减压环带的密封性，油压从 25MPa 下降到 10MPa 的时间应不少于 20s。

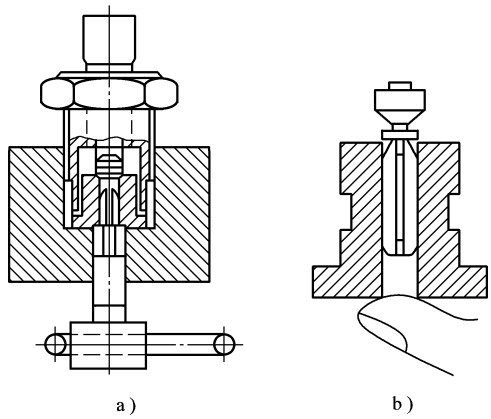


图 10-16　出油阀偶件的滑动性检验
a）专用工具检验　b）简易方法检验

无试验设备时，也可用简易方法进行检验，如图 10-16b 所示。用手指堵住阀座下端油孔，将出油阀轻轻放入阀座中。当减压环带刚进入阀座内孔时，出油阀应自行停止下落。用手指将其压到底后立即松开，出油阀应能迅速弹回，否则其密封性不符合要求。

（2）出油阀偶件的修理　出油阀偶件密封锥面的密封性变差，可进行对研修复。即将出油阀夹在研磨机上或垫有铜片的台虎钳上，在出油阀的密封锥面上涂少许抛光研磨膏、手持阀座使之与出油阀相靠合，然后开动研磨机或手动进行研磨。

阀座下端面出现锈迹或擦伤，可在平玻璃板上进行研磨。研磨时应使磨痕呈交叉花纹。研磨好的两个阀座底平面对置时，用手拿住一个阀座，另一个在自重作用下应掉不下来。

出油阀偶件出现裂纹或其配合表面磨损严重时，应更换出油阀偶件。

5. 其他零件的维修

（1）挺柱总成的维修　挺柱总成在泵体承孔内应运动自如且配合间隙不大于 0.15mm，

否则应予以更换。滚轮销与销孔的配合间隙大于0.05mm，应更换滚轮销。滚轮与衬套及衬套与滚轮销之间的总间隙超过0.20mm时，也应予以更换。

（2）供油齿杆的维修　将齿杆放在平板上用塞尺检查，其直线度误差应不大于0.05mm，否则应冷压校直。用百分表检查齿面磨损，齿杆与小齿圈的啮合间隙大于0.20mm时，应更换齿杆或齿圈。

（3）其他零件的维修　柱塞弹簧和出油阀弹簧弹力明显下降、歪斜变形超过2mm或出现裂纹，密封圈、油封及轴承等损坏，均应更换新件。柱塞弹簧下座与柱塞端部的间隙应为0.15～0.30mm，如图10-17所示。不合适应重新选取弹簧下座。柱塞凸缘块与柱塞套筒凹槽的配合间隙大于0.12mm，应堆焊修复或更换柱塞套筒（标准配合间隙为0.02～0.08mm）。小齿圈齿厚磨损超过0.10mm，应更换新件。

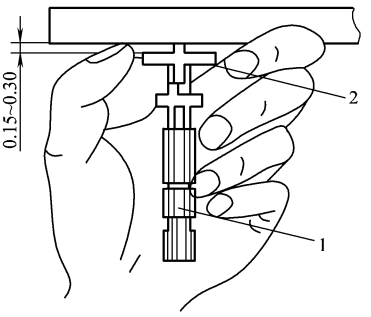


图10-17　弹簧座与柱塞端部间隙
1—柱塞　2—弹簧下座

第三节　输油泵和柴油滤清器的构造与维修

一、输油泵的构造与维修

1. 输油泵的构造

（1）输油泵的功用　输油泵能将柴油从油箱内吸出，并将足够量和一定压力的柴油输送给喷油泵。输油泵的输油量一般为柴油机全负荷需要量的3～4倍。

（2）输油泵的结构　输油泵主要由泵体、活塞、进油阀、出油阀和手油泵等组成，如图10-18所示。

（3）输油泵的工作原理　柱塞式输油泵的工作原理见图10-19。发动机凸轮轴转动时，轴上的偏心轮1推动活塞10往复运动。当偏心轮的凸起部转到下方，柱塞被柱塞弹簧7推动下移时（图10-19a），其上方泵腔容积增大，产生真空度，使单向阀8打开，柴油便从进油口9被吸入。与此同时，柱塞下方的泵腔容积减小，油压增高，单向阀6关闭，下泵腔中的柴油从通道4经出油口5被压出流往柴油滤清器。当柱塞被偏心轮和顶杆推动上移时（图10-19b），上泵腔的油压升高，单向阀8关闭，单向阀6开启。同时下泵腔中产生了真空度，于是柴油自上泵腔通过单向阀6经通道4流入下腔。当输油泵的供油量大于喷油泵的需油量，或柴油滤清器阻力过大时，油路和下泵腔油压升高，若此油压与弹簧压力平衡，则柱塞停在某一位置（图10-19c），不能回到下止点，即柱塞的有效行程减小，从而减小了输油量，并限制油压的进一步提高。这样，实现了输油泵输油量和供油压力的自动调节。

当柴油机的负荷减小，输送的燃油量有多余时，上泵腔油压升高，所产生的反作用力可与活塞弹簧的弹力相平衡，使活塞停留在一个中间位置，使输油量减少，达到自动调节输油量的目的。

当柴油机不转，即喷油泵不工作时，可用手上下压动手油泵给喷油泵供入一部分燃油。手动供油时，应将柴油细滤清器和燃油喷油泵上的放气螺钉拧开，直到燃油充满喷油泵为止，再起动柴油机，进入正常运转输油状态。

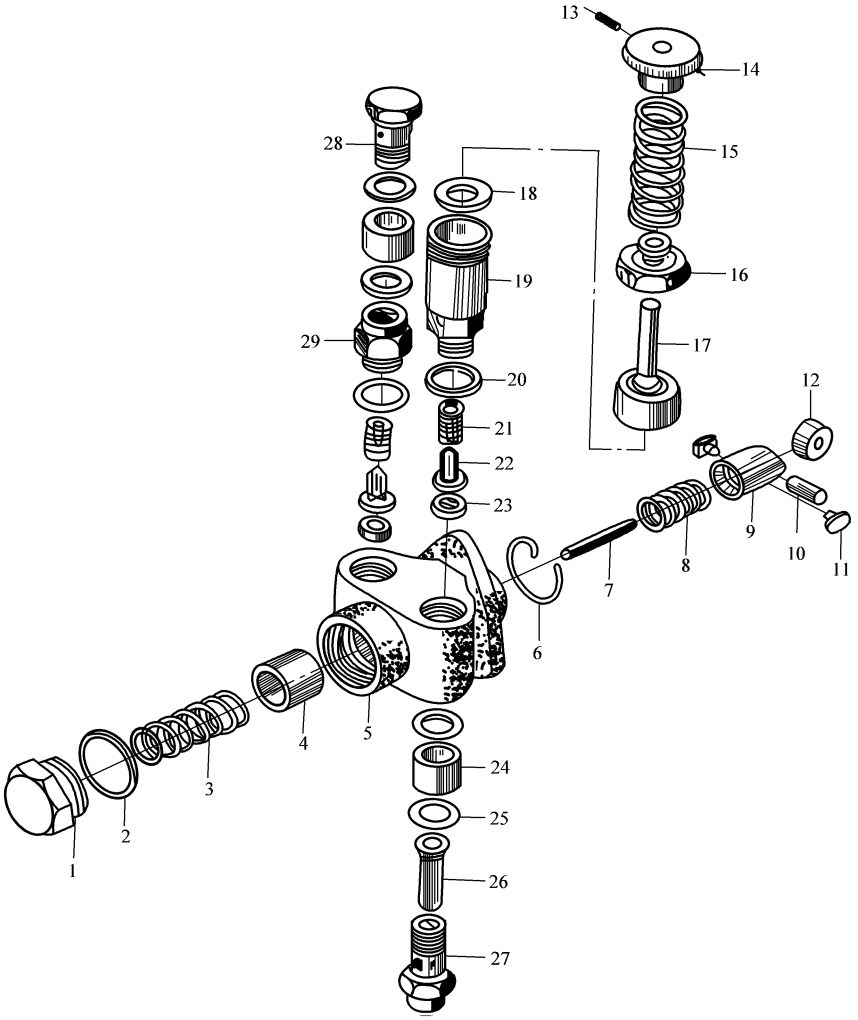


图 10-18　活塞式输油泵的构造

1—螺塞　2、20、25—垫圈　3—活塞弹簧　4—活塞　5—泵体　6—卡簧　7—顶杆　8—滚轮弹簧　9、10—滚轮体
11—滑块　12—滚轮　13—销　14—手油泵拉钮　15—手油泵弹簧　16—手油泵盖　17—手油泵活塞部件
18—O 形圈　19—手油泵体　21—止回阀弹簧　22—止回阀　23—止回阀座　24—防污圈　26—滤网
27—进油管连接螺栓　28—出油管连接螺栓　29—出油管接头

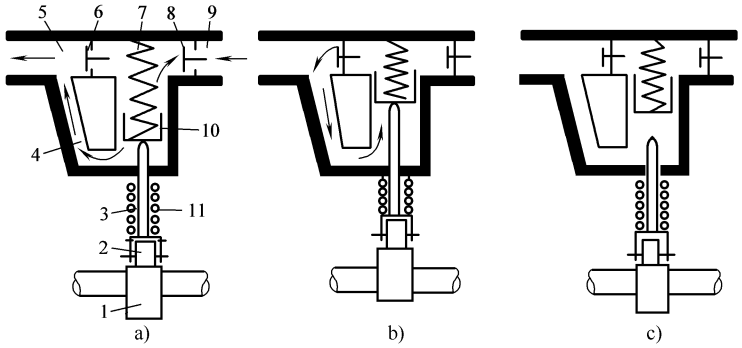


图 10-19　柱塞式输油泵工作原理示意图

a）柱塞下移　b）柱塞上移　c）柱塞停于某位置
1—偏心轮　2—滚轮　3—顶杆　4—通道　5—出油口　6、8—单向阀　7—柱塞弹簧　9—进油口　10—活塞　11—弹簧

2. 活塞式输油泵的维修

（1）输油泵的清洗　输油泵的清洗工作要在柴油盆中进行，先洗精密件，后洗一般零件和泵体。清洗后的零件应用压缩空气吹干，并按顺序依次摆放于零件托盘内，以防零件丢失。

（2）输油泵主要零件的维修

1）检视泵体。泵体应无裂损，油管接头螺纹损坏不得多于 2 牙。

2）检视止回阀及阀座。止回阀磨合应均匀，无破裂；阀座唇口平面应平整、光亮、无刻痕、无缺口或变形，否则应更换新件。

3）检视各种弹簧。止回阀弹簧、滚轮弹簧、活塞弹簧以及手油泵弹簧均应无扭曲、裂纹、折断现象，否则应更换新件。

4）检测活塞与泵体缸孔以及手油泵活塞与泵体缸孔的配合间隙，应为 0.005 ~ 0.025mm，若超过使用限度，应换新件，或采用铰削、珩磨缸孔加大活塞的方法修复。

5）检查滚轮体与泵体缸孔、滚轮体组件、各运动件，应无过度松旷，否则应更换新件。

6）检视其他零件，如进油滤网、各种垫圈等，一旦失效，应换新件。

（3）输油泵的装复　按与拆卸解体的逆顺序装复输油泵。装复时要注意保持清洁；各运动副在装配时，应用清洁柴油润滑后装合；各密封垫圈端面压紧的宽度应均匀，不能倾斜。

（4）输油泵的试验

1）手油泵试验方法如图 10-20 所示。手油泵性能：每分钟以 80 ~ 100 个行程工作时，在 30s 表内，应有燃油从出油口流出。

2）在试验台上进行试验如图 10-21 所示。技术要求如下：

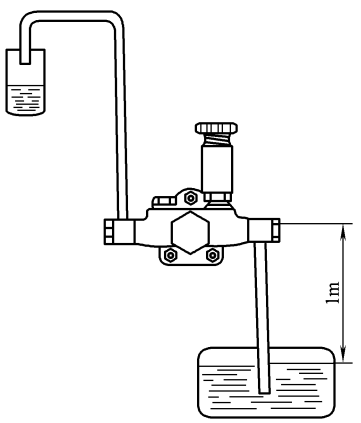


图 10-20　手油泵试验方法示意图

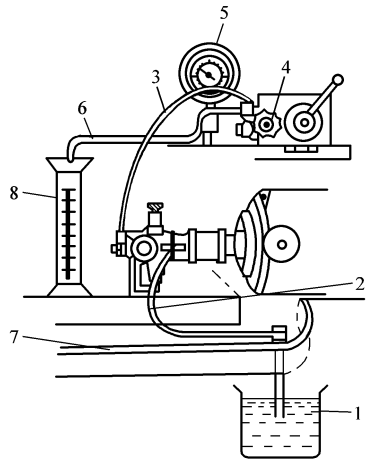


图 10-21　输油泵在试验台实验

1—柴油池　2—输油管　3—送油管
4—实验开关　5—油压表　6—接油管
7—输油泵实验台　8—量杯

① 吸油能力：转速 100r/min，40s 内能吸进并泵出油。

② 手油泵性能：以 60～100 次/min 的速度用手油泵泵油，在 25 次前能吸进并泵出油。

③ 供油压力：转速 600r/min 时，出油压力为 160kPa。

④ 供油量：一定转速、一定时间内的泵油量。

3）输油泵的密封试验如图 10-22 所示。

① 旋紧手油泵手柄，堵住出油口，将其浸入柴油中。

② 从进油口通入 150～200kPa 的压缩空气，用量筒收集泵体与推杆缝隙处漏出气泡。

③ 要求 1min 不超过 50mL。

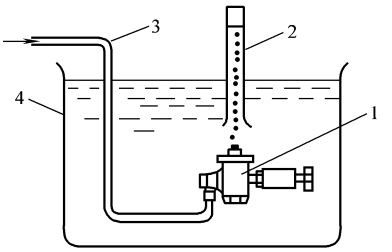


图 10-22 输油泵密封性的检查

1—输油泵 2—量筒

3—油管 4—柴油池

二、柴油滤清器的构造与维修

1. 柴油滤清器的构造

柴油在运输和储存过程中，不可避免地会混入灰尘、水分和金属容器表面腐蚀物等杂质。长期储存之后，柴油还可能氧化变质而结焦。燃油滤清器的功用是将柴油中的机械杂质和尘粒过滤掉，以保证喷油泵和喷油器工作可靠并延长它们的使用寿命。对滤清器的基本要求是阻力小，寿命长，过滤效率高。

在采用纸质滤芯的滤清器中，滤芯表面能过滤粒度为 1～3μm 的杂质。若在纸面上刷一层清漆，滤清效果更好。现有纸质滤芯的使用寿命约为 400h。纸质滤芯具有质量轻、体积小、成本低、滤清效果好等优点，被广泛用于轻型货车上。轿车柴油机上多使用一次性纸质滤芯柴油滤清器。纸质滤芯柴油滤清器的结构如图 10-23 所示。来自输油泵的柴油从进油口 5 进入滤清器壳体 6 与纸质滤芯 7 之间的空隙，然后经过滤芯过滤之后，由中心杆 8 经出油口 3 流出。在滤清器盖上设限压阀 2，当油压超过 0.1～0.15MPa 时，限压阀开启，多余的柴油自进油口经限压阀直接返回柴油箱。

车用柴油机采用双级滤清器，即柴油滤清器和柴油滤清器油水分离器，两级滤清器串联使用，柴油滤清器油水分离器的结构如图 10-24 所示。

当柴油机工作时，柴油首先经柴油滤清器油水分离器粗滤后，除掉水和滤去部分杂质，然后再流经柴油滤清器进行细滤，保证柴油的洁净度。柴油的流向如图 10-25 所示。

柴油滤清器的滤清效率达到甚至大于 90%，柴油滤清器油水分离器的滤清效率大于 80%。若柴油中存在水和杂质，燃油供给系的零件会因柴油内的水等腐蚀生锈和因杂质的存在而损坏，可见从柴油中除去水分和滤去杂质对燃油供给系无故障工作和延长其使用寿命是相当重要的。

2. 柴油滤清器的使用与维修

第一级滤清器为柴油滤清器油水分离器，应每天拧松阀塞放水，如图 10-26 所示。一般柴油机使用 500h 或汽车行驶 16000km 后，应更换双级滤清器。滤清器为不可拆式，更换时需整体更换。

更换新滤清器时，将滤清器充满干净的柴油，在滤清器密封胶圈上涂上少许润滑油（15W/40）。涂油后，必须在 15min 内安装。滤清器装到接头上后，用手拧紧，直到与滤清器座接触，然后再拧 1/2～3/4 圈。不要拧得太紧，以免损坏滤清器螺纹和橡胶圈。

检查滤清器座与缸盖密封的 O 形密封圈是否渗漏，如有渗漏，应拆下滤清器座，更换 O 形密封圈。安装时，用手拧上螺母，然后将螺母拧紧。

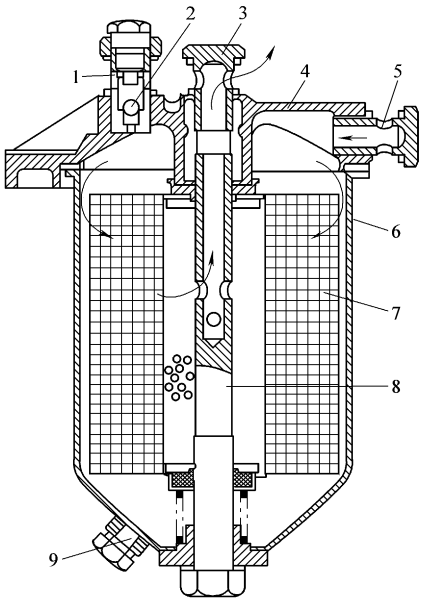


图 10-23　纸滤芯柴油滤清器

1—旁通孔　2—限压阀　3—出油口
4—滤清器盖　5—进油口　6—滤清器壳体
7—纸质滤芯　8—中心杆　9—放油塞

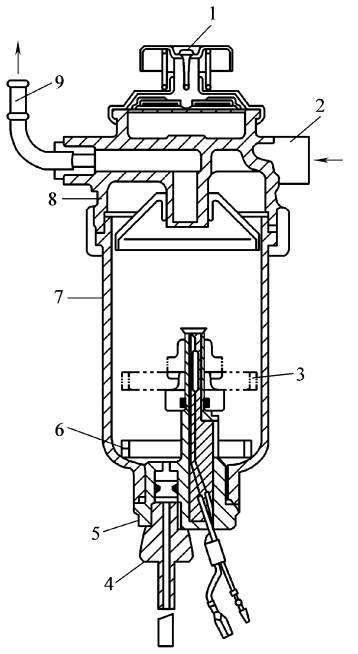


图 10-24　柴油滤清器油水分离器

1—手压膜片泵　2—进油口　3—放水水位
4—放水塞　5—液面传感器　6—浮子
7—分离器壳体　8—分离器盖　9—出油口

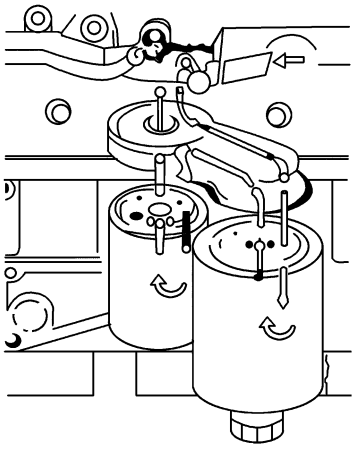


图 10-25　双级滤清器柴油流向示意图

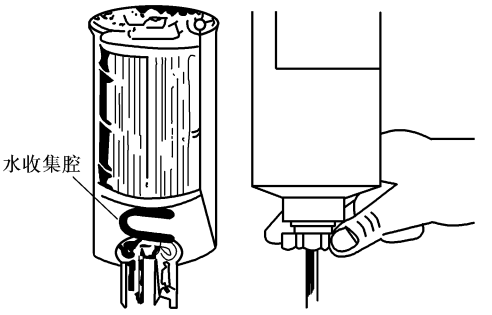


图 10-26　放出柴油滤清器油水分离器中的水

第四节　喷油器的构造与维修

一、喷油器的构造

1. 喷油器功用

喷油器可将喷油泵输送来的高压柴油，以一定的压力经喷孔成雾状喷入柴油机燃烧室，

和压缩空气形成均匀的混合气以利于燃烧。喷油器还能迅速地切断燃油供给，不发生燃油滴漏现象。

2. 喷油器的要求

喷油器应满足不同类型的燃烧室对喷雾特性的要求。一般说来，喷注应有一定的贯穿距离和喷雾锥角，以及良好的雾化质量，而且在喷油结束时不发生滴漏现象。具体要求：雾化均匀；喷射干脆利落；无后滴现象；油束形状与方向适应燃烧室。

3. 喷油器安装的位置

喷油器一般直接安装在气缸盖上，如图 10-27 所示。

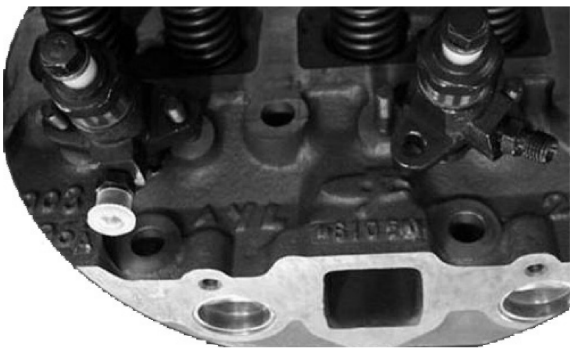


图 10-27　喷油器安装在气缸盖的位置

4. 喷油器的形式

汽车柴油机广泛采用闭式喷油器。这种喷油器主要由喷油器体、调压装置及喷油嘴等部分组成。闭式喷油器的喷油嘴是由针阀和针阀体组成的一对精密偶件，其配合间隙仅为 0.002 ~ 0.004mm。为此，在精加工之后，尚需配对研磨，故在使用中不能互换。一般针阀由热稳定性好的高速钢制造，而针阀体则采用耐冲击的优质合金钢制造。

根据喷油嘴结构形式的不同，闭式喷油器又可分为孔式喷油器和轴针式喷油器两种，分别用于不同类型的燃烧室。

（1）孔式喷油器　孔式喷油器用于直喷式燃烧室柴油机上，其结构如图 10-28 所示。由针阀 11 和针阀体 12 构成的喷油嘴通过拧紧螺母 10 与喷油器体 9 紧固在一起。为了保证结合面的密封，针阀体的上端面与喷油器体的下端面都需经过精细的研磨。调压弹簧 7 的预紧力通过顶杆 8 作用在针阀上，将针阀压紧在针阀体内的密封锥面上，使喷油嘴关闭。调压弹簧的预紧力由调压螺钉 5 调节。

孔式喷油器喷油嘴的内部结构如图 10-29 所示。针阀的上锥面称为承压锥面，用来承受油压产生的轴向推力，使针阀升起。针阀下端的锥面称为密封锥面，与针阀体内的密封锥面配合，以实现喷油器内腔的密封。针阀的密封锥面与针阀体内的密封锥面都是在精加工之后再配对研磨，以保证其配合精度。孔式喷油器的喷油嘴头部加工有 1 个或多个喷孔，有 1 个喷孔的称单孔喷油器，有两个喷孔的称双孔喷油器，有 3 个以上喷孔的称多孔喷油器。一般喷孔数目为 1 ~ 7 个，喷孔直径为 0.2 ~ 0.5mm。喷孔直径不宜过小，否则既不易加工，又易在使用中被积炭堵塞。6120Q-1 型柴油机采用双孔孔式喷油器，喷孔直径为 0.42mm。因为对燃油喷射方向有特定的要求，所以在喷油器体与针阀体之间设有定位销 14。

柴油机工作时，来自喷油泵的高压柴油通过高压油管送到喷油器，经进油管接头 16、喷油器滤芯 17 以及喷油器体 9 和针阀体 12 内的油道（图 10-28）进入喷油嘴内的高压油腔 6（或称压力室）（图10-29）。油压作用在针阀的承压锥面上，形成一个向上的轴向推力。当此推力超过调压弹簧的预紧力时，针阀升起并将喷孔打开，高压柴油经喷孔喷入燃烧室。针阀升起的最大高度即针阀升程，由喷油器体（或接合座）的下端面限制。喷油泵停止供油时，喷油器高压油腔内的油压迅速下降，针阀在调压弹簧的作用下迅速回位，将密封锥面关闭。

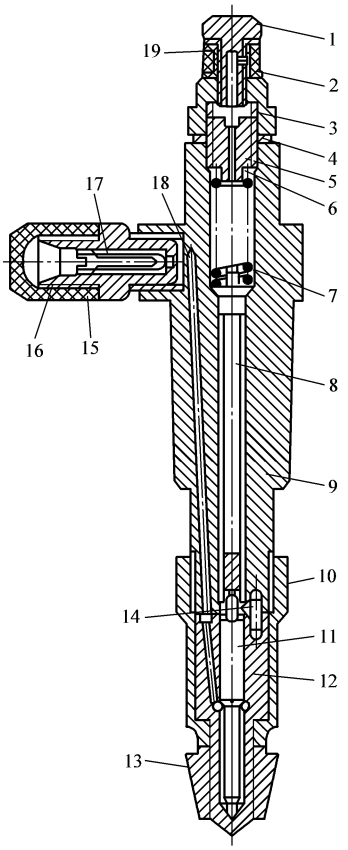


图 10-28　孔式喷油器结构

1—回油管接头　2—衬垫　3—调压螺钉保护螺母　4、6—垫圈　5—调压螺钉　7—调压弹簧　8—顶杆　9—喷油器体　10—拧紧螺母　11—针阀　12—针阀体　13—垫块　14—定位销　15—进油管接头护帽　16—进油管接头　17—喷油器滤芯　18—进油管接头衬垫　19—裸护套

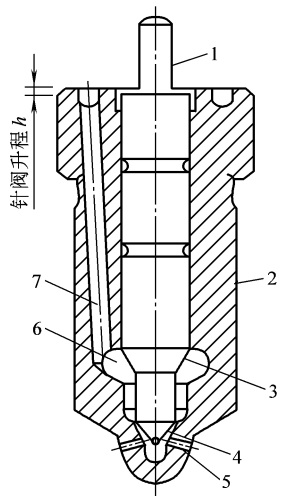


图 10-29　孔式喷油器喷油嘴的结构形式

1—针阀　2—针阀体　3—承压锥面　4—密封锥面　5—喷孔　6—高压油腔压力室　7—进油道

在喷油器工作期间，会有少量柴油从针阀与针阀体的配合表面之间的间隙漏出。这部分柴油对针阀起润滑作用，并沿间隙上升，通过回油管再经外回油管流回油箱。归纳为：供油→喷油→停油→回油四个过程反复循环。

图 10-30 所示为奔驰 MB331 型柴油机使用的长型喷油嘴、调压弹簧下置式五孔式喷油器，或称低惯量孔式喷油器。其结构特点是，调压弹簧 8 下置，靠近喷油嘴，使顶杆 7 大为缩短，从而减小了运动件的质量和惯性力，有助于消减针阀跳动。在喷油嘴与喷油器体之间设置接合座 6，可以简化喷油器体的加工。

（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。在轴针式喷油器中，针阀密封锥面以下有一段轴针，它穿过针阀体上的喷孔且稍凸出于针阀体之外，使喷孔呈圆环形。因此，轴针式喷油器的喷柱是空心的。

轴针式喷油器的结构如图 10-31 所示。轴针式喷油器工作时，轴针在喷孔内往复运动，

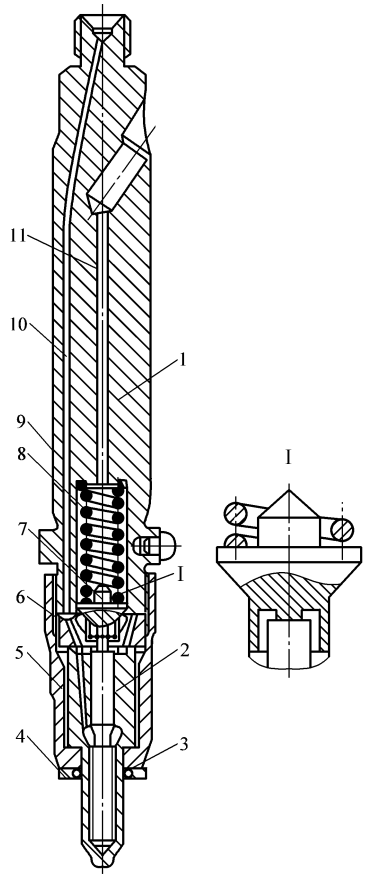


图 10-30 低惯量孔式喷油器

1—喷油器体 2—喷油嘴 3—弹性垫圈
4—密封垫圈 5—喷油嘴拧紧螺母
6—接合座 7—顶杆 8—调压弹簧
9—垫圈 10—进油道 11—回油道

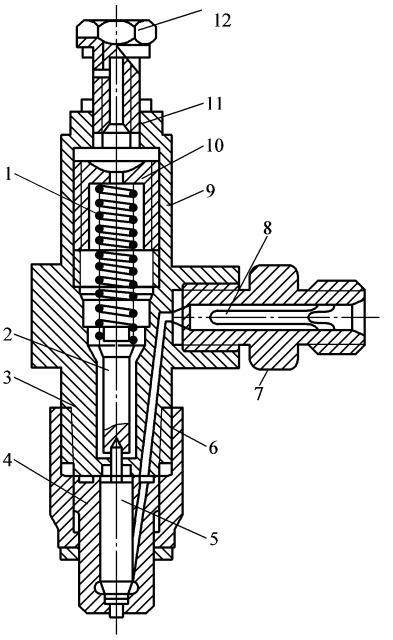


图 10-31 轴针式喷油器结构

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

能清除喷孔中的积炭，喷孔不易堵塞，喷油器工作可靠。由于喷孔较大(一般为 1 ~ 3mm)，因此加工方便。

二、喷油器的维修

1. 拆卸前的注意事项

1）确保拆卸场地、工具及清洗用柴油的清洁，拆卸中应小心、仔细，不要碰坏零件的精密表面(因为喷油器是柴油机的一个精密部件)。

2）按缸序拆卸喷油器，并做好标记以保证能正确装回原位，避免错乱。

2. 拆卸的操作步骤

1）从柴油机上拆下喷油器，并做好标记，即记住每一缸所对应的喷油器。

2）在铜钳口的台虎钳上拆下喷油器紧固螺母，并拆下喷油嘴。然后再将紧固螺母旋放喷油器体，以保护喷油器体下端研磨平面。

3）分解针阀和针阀体，在洁净的柴油中对针阀和针阀体进行清洗。

注意1：若针阀咬死在阀体中，用手拔不出来，可用铜片或棉布垫针阀体轻轻夹在台虎钳上，同时在针阀尾部垫以铜片或用棉布垫手钳夹住，慢慢将其抽出。若仍抽不动，可在柴油中浸泡一两天，待积炭泡软后再抽出。

注意2：针阀和针阀体必须配对存放，不允许与另外的针阀或针阀体调换。针阀与针阀体是一对不能互换的精密偶件。针阀和针阀体配对研磨，配合间隙小，约为0.001～0.0025mm。

4）将喷油器体夹在铜钳口的台虎钳上，拆下回油管螺栓、调压螺钉护帽、垫圈及调压螺钉，取出垫片、调压弹簧和顶杆，将其放在柴油中清洗。

5）分解针阀和针阀体后，应精心清除其表面积炭和锈蚀。针阀体外部及底面的积炭与锈蚀可用细研磨砂纸去除。

注意：绝对禁止用研磨砂纸打磨针阀。喷孔中的积炭要用比喷孔小的木质探针摩擦清除。

3. 维修

1）用柴油清洗喷油器各零件，清除喷孔内的积炭。注意：要用合适的专用清洁针。

2）螺纹损伤不得超过2牙。

3）调压弹簧和顶杆应无明显弯曲。

4）检查针阀。若针阀磨损或有伤痕，应更换偶件。

5）检查针阀体。阀体前端严重烧蚀，应更换偶件。

6）检查针阀与针阀体的配合情况，配合间隙应为0.001～0.0025mm。

4. 喷油器装复

按与分解相反的顺序进行(先拆的后装,后拆的先装)装复。注意：装配时应使喷油器体的定位销对准针阀定位销孔。

安装喷油器时，必须使用新铜垫，并且只能装用一个新铜垫。安装时要将喷油器的定位珠与缸盖孔中相应的凹槽对准。

5. 喷油器的调试

(1) 开启压力的调试　用喷油器压力试验器(图3-43)进行开启压力调试。

1）技术要求：喷油压力符合技术要求。

2）检查：如图3-43所示检查喷油器的喷油压力。

3）调整：压力过低或过高应进行调整(分别按S型或P型来进行调整)，直到喷油压力符合技术要求。

(2) 密封性能的检查

1）导向部分配合严密性的检查与试验：调整喷油器的压力(在不喷油的前提下)，测量油压下降到一定值时所需时间，应符合技术要求。时间过短，则导向部分配合间隙过大；时间过长，则导向部分有卡滞或拉毛现象。

2）针阀密封锥面密封性的检查与试验：检查时，以较慢的速度压动泵油手柄，使压力升高到低于标准喷油压力以下2MPa，测量油压下降到一定值时所需时间符合技术要求(9～12s)，喷孔口不允许有明显油液积累和滴油现象，但允许有湿润，否则应更换换针阀偶件。

(3) 滑动试验　滑动试验如图10-32所示。针阀和针阀体清洗干净后，针阀体与水平面成45°角，针阀相对针阀体转动任意角度并抽出1/3，松手后，在自重的作用下，针阀应能

持续缓慢下滑到底。如针阀在某位置不能平稳下滑，则说明针阀座变形或有表面损伤；若下落速度太快，则说明配合间隙过大，应更换针阀偶件。

（4）喷雾质量检查　喷雾质量检查如图 10-33 所示。

图 10-32　针阀偶件滑动试验

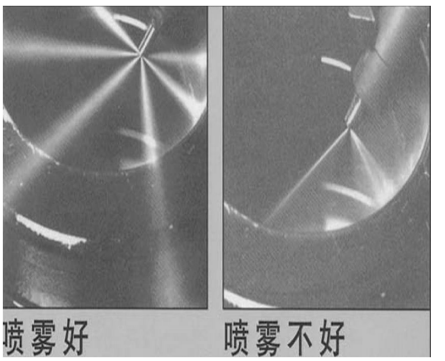


图 10-33　喷油器喷雾质量检查

1）每个孔喷油雾化良好，喷油时能听到断续的清脆声。

2）目测喷雾形状：以 80 ~ 100 次/min 的速度压动泵油手柄，观察喷射的油束是否正常。要求每个孔喷油时雾化良好，油束应成细雾状，没有偏射、散射，断油干脆、利索。

3）喷雾锥角的检查：如图 10-34 所示，确保每个孔都喷油，油束间的夹角也符合技术要求。

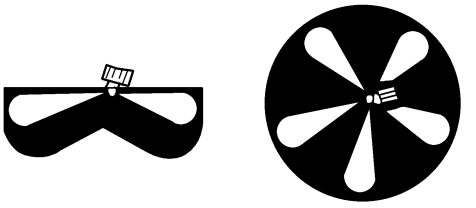


图 10-34　喷油器喷雾质量与喷油锥角检查

（5）喷油干脆度检查

1）技术要求：停油干脆。

2）检查：以 70 次/min 的速度压动泵油手柄，喷油开启和终了应明显，喷孔口不允许有明显油液积累和滴油现象，但允许有湿润。

6. 喷油器常见故障及原因

喷油器常见故障及原因见表 10-1。

表 10-1　喷油器常见故障及原因

故 障 现 象	可能产生的原因	排 除 方 法
不喷油	● 针阀与阀体咬死	● 更换喷油嘴偶件
喷油压力低	● 调整螺钉松动 ● 弹簧变软	● 重新调整，并拧紧 ● 重新调整
雾化不良	● 针阀积炭或磨损 ● 针阀与阀座面磨损或烧坏 ● 针阀卡住 ● 喷孔堵塞	● 更换喷油嘴偶件 ● 更换喷油嘴偶件 ● 更换喷油嘴偶件 ● 清洁或更换喷油嘴偶件

第五节　调速器的构造与维修

一、调速器的功用及类型

1. 调速器的功用

调速器能根据柴油机负荷的变化自动调节柴油机每循环的供油量，使柴油机能够以稳定的转速运行。

喷油泵(以柱塞式喷油泵为例)每个工作循环的供油量除取决于供油拉杆的位置外，在实际工作中还受到发动机转速的影响。发动机转速提高，使喷油泵柱塞移动速度增加，柱塞套上油孔的节流作用随之增大，于是在柱塞泵油行程中，柱塞虽未完全封闭进油孔，但由于燃油一时来不及从油孔挤回，泵腔内油压增加而使供油开始时间提前；同样，在柱塞移动到其斜槽与油孔接通之后，泵腔内油压一时来不及下降，使供油时刻略为推迟。这样，即使供油拉杆位置不变，随着发动机转速提高，供油量也略有增大；反之，随着发动机转速降低，供油量略有减小。通常将供油拉杆位置不变时供油量随发动机转速变化的关系称为喷油泵的速度特性。

2. 调速器的类型

喷油泵的速度特性对转速、负荷不断变化的高速柴油机来说是非常不利的。例如，汽车由上坡行驶过渡到下坡行驶时，负荷急剧减小，而喷油泵的供油拉杆可能由于某种原因还保持在原来的供油位置，将使柴油机的转速急剧上升，以致转速超过允许的最高转速，俗称“飞车”，严重时，会造成机件损坏。同时，柴油机超速工作，使混合气形成的时间过短，燃烧不完全，出现排气冒黑烟和发动机过热现象，发动机的动力性、经济性和排气净化性降低，因此在柴油机中都装有调速器，以防止超速。汽车在短暂停车、起动暖车、变速器换挡时，柴油机还需要在稳定的怠速情况下工作，即使供油拉杆保持在最小供油量位置，当内部阻力略有增大而使发动机转速降低时，供油量反而减小，促使发动机转速进一步降低，甚至熄火。反之，当发动机内部阻力稍有减小时，柴油机转速将不断升高，因此在柴油机上还装有低速调节装置。这种只限制发动机最高转速和稳定发动机怠速的调速器称为两极式调速器。

在矿区、林区、大型建筑工地、复杂的地形等特殊路况行驶的各种中型、重型柴油机汽车，所遇到的行驶阻力变化频繁，而且变化范围很大。为了减轻驾驶员的劳动强度，保证安全和延长机件的使用寿命，希望汽车速度和发动机转速仍能基本上稳定在某一转速，故采用全速式调速器。这种调速器不仅能限制发动机的最高转速和保持其怠速工作的稳定性，而且能使发动机在其工作转速范围内任一选定的转速下稳定地工作。

综上所述，为使柴油机在不同的负荷下能保持所需的转速，柴油机必须装有调速器，自动地控制转速。调速器调节柴油机转速的实质，就是自动控制柴油机每循环的供油量，即当柴油机由于某种原因使其转速增高或降低时，调速器能自动控制供油拉杆位置，减少或增加每循环供油量，使柴油机转速不再继续增高或降低。这样就使柴油机保持在某一变化较小的转速范围内稳定运转。

汽车柴油机调速器按其工作原理的不同，可分为机械式、气动式、液动式、机械气动复合式、机械液压复合式和电子式等多种形式。目前应用较广泛的是机械式调速器，其结构比较简单，工作可靠，性能良好。

按调速器起作用的转速范围不同，又可分为两极式和全速式调速器，中、小型汽车柴油机采用两极式调速器可起到防止超速和稳定怠速的双重作用。重型货车则采用全速式调速器，这种调速器除具有两极式调速器的功能外，还能对柴油机工作范围内的任何转速起调节作用，使柴油机在各种转速下都能稳定运转。国产系列Ⅰ、Ⅱ、Ⅲ号喷油泵多采用全速式调速器。

二、两极式调速器

两极式调速器(以 RQ 型两极式调速器为例)只在柴油机的最高速和怠速起自动调节作用，在最高速和怠速之间的任何转速都不起作用，而由驾驶员控制柴油机转速的变化。

德国博世(Bosch)公司生产的 RQ 型调速器是典型的两极式调速器，与 A、B、P 型柱塞式喷油泵配套。型号中的 R 表示机械离心式，Q 表示可变杠杆比。

1. 两极式调速器的结构

两极式调速器主要由发动机转速的感应部件、传动部件和附加装置等组成，如图 10-35 所示。

(1) 感应部件　感应部件的作用是感知柴油机转速的变化，并发出相应的信号，它主要由飞锤(也称飞块)7 组成。

(2) 传动部件　传动部件的作用是根据感应部件提供的信号调节供油量，它主要由角形杠杆 21、调速套筒 17、调速杠杆 2 和连接杆 5 等组成。

(3) 附加装置　附加装置的作用是使供油量变化缓和、稳定，同时也就使发动机转速的变化缓和、稳定。附加装置主要包括怠速稳定弹簧 1、转矩平衡装置 20 和转矩校正装置。

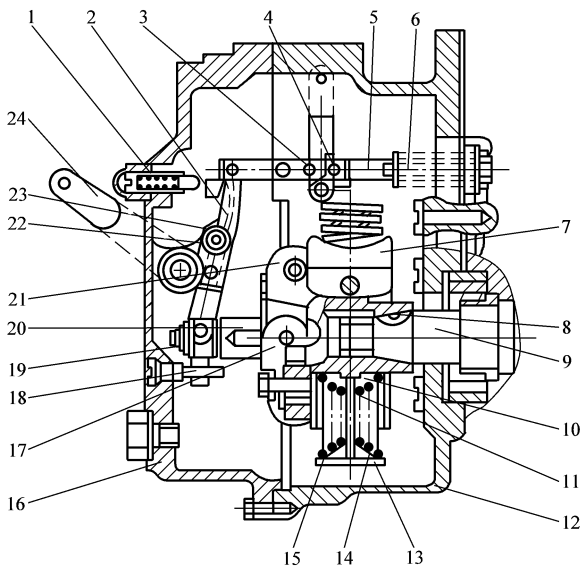


图 10-35　RQ 型两极式调速器结构示意图

1—怠速稳定弹簧　2—调速杠杆　3—挡销　4—停油臂　5—连接杆　6—供油量调节齿条　7—飞锤　8—半圆键　9—喷油泵凸轮轴　10—内弹簧座　11—内弹簧　12—调速器壳体　13—外弹簧座　14—中间弹簧　15—外弹簧　16—调速器盖　17—调速套筒　18—导向销　19—滑动销　20—转矩平衡装置　21—角形杠杆　22—摇杆　23—滑块　24—调速手柄

调速器用螺钉固定在喷油泵后端。喷油泵凸轮轴通过半圆键连接一个轴套，轴套上固定两个双头螺柱，在每个螺柱上套装一个飞锤 7。飞锤 7 通过角形杠杆 21、调速套筒 17、调速杠杆 2 和连接杆 5 与喷油泵的供油量调节齿条 6 连接。飞锤 7 内装有内、中、外三个弹簧，其外端均支承在外弹簧座 13 上。外弹簧座的内端支承在飞锤 7 的内端面上，称怠速弹簧；中间弹簧 14 和内弹簧 11 的内端支承在内弹簧座 10 上，称它们为高速弹簧。当把弹簧安装在弹簧座上时，应有一定的预紧力，预紧力的大小可以调整。

摇杆 22 的一端与调速手柄 24 连接，另一端与圆柱形的滑块 23 铰接，滑块 23 在调速杠杆 2 的长孔中滑动。为保证滑动销 19 移动灵活，设有导向销 18 为滑动销 19 导向。

在调速器壳体 12 的侧面装有停油臂 4，在连接杆 5 上固定有挡销 3，转动停油臂 4，拨动挡销，使其向左拉动供油量调节齿条 6 直至停止供油。

此外，RQ 型调速器在调速器盖上装有怠速稳定弹簧 1，在滑动销内装有转矩平衡装置 20，还可根据需要在飞锤内安装转矩校正装置。

2. 两极式调速器基本工作原理

RQ 型两极式调速器的工作原理如图 10-36 所示。

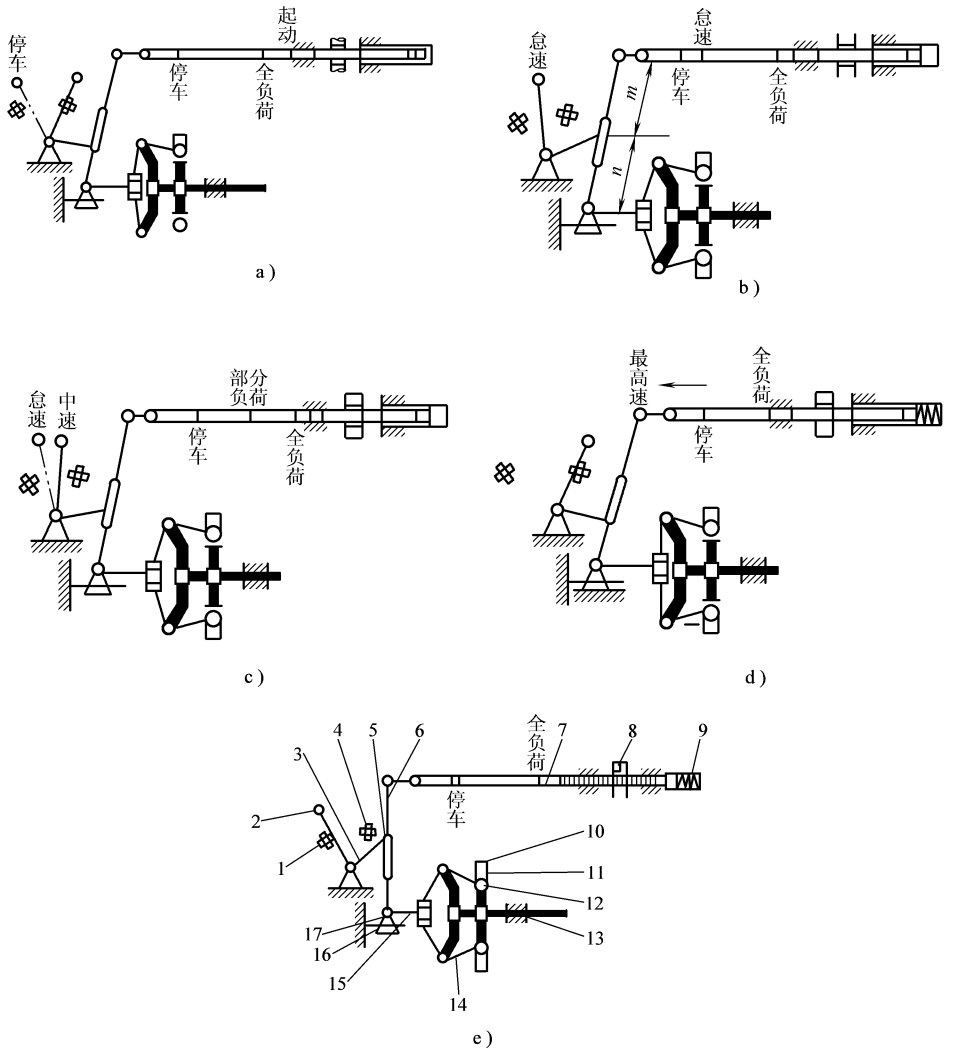


图 10-36　两极式调速器基本工作原理

1—停车挡块　2—调速手柄　3—摇杆　4—最高速挡块　5—滑块　6—调速杠杆　7—供油量调节齿条　8—喷油泵柱塞　9—供油量限制弹性挡块　10—调节螺母　11—调速弹簧　12—飞锤　13—喷油泵凸轮轴　14—角形杠杆　15—调速套筒　16—导向销　17—铰接点

（1）起动　如图 10-36a 所示，将调速手柄 2 从停车挡块 1 移至最高速挡块 4 上。在此过程中，调速手柄 2 带动摇杆 3，摇杆 3 又带动滑块 5，使调速杠杆 6 以其下端的铰接点 17 为支点向右摆动，并推动喷油泵供油量调节齿条 7 克服供油量限制弹性挡块 9 的阻力，向右

移到起动油量的位置。起动油量多于全负荷油量，旨在加浓混合气，以利于柴油机低温起动。

（2）怠速　如图 10-36b 所示，柴油机起动之后，将调速手柄 2 置于怠速位置。这时调速手柄 2 通过摇杆 3、滑块 5 使调速杠杆 6 仍以其下端的铰接点 17 为支点向左摆动，并拉动供油量调节齿条 7 左移至怠速油量的位置。

怠速时柴油机转速很低，飞锤 12 的离心力较小，只能与怠速弹簧力相平衡，飞锤处于内弹簧座与安装飞锤的轴套之间的某一位置。若此时柴油机由于某种原因转速降低，则飞锤离心力减小，在怠速弹簧的作用下，飞锤移向回转中心，同时带动角形杠杆 14 和调速套筒 15，使调速杠杆 6 下端的铰接点 17 以滑块 5 为支点向左移动，调速杠杆 6 则推动供油量调节齿条 7 向右移动，增加供油量，使转速回升；反之，当转速增高时，飞锤 12 的离心力增大，飞锤便压缩怠速弹簧而远离回转中心，同样通过角形杠杆 14 和调速套筒 15，使调速杠杆 6 下端的铰接点 17 以滑块 5 为支点向右移动，而供油量调节齿条 7 则向左移动，减小供油量，使转速降低。可见，调速器可以保持怠速转速稳定。

调节螺母 10 用来调节怠速弹簧的预紧力，以达到调节怠速转速的目的。

（3）中速　如图 10-36c 所示，将调速手柄 2 从怠速位置移至中速位置。供油量调节齿条 7 处于部分负荷位置，柴油机转速较高，飞锤 12 进一步外移直到飞锤底部与内弹簧座接触。柴油机在中等转速范围内工作时，飞锤离心力不足以克服怠速弹簧和高速弹簧的共同作用力，飞锤始终紧靠在内弹簧座上而不能移动，即调速器在发动机中等转速范围内不起调节供油量的作用。此时驾驶员可根据汽车行驶的需要改变调速手柄的位置，使调速杠杆 6 以其下端的铰接点 17 为支点转动，并拉动供油量调节齿条 7 增加或减少供油量。

（4）最高转速　如图 10-36d 所示，将调速手柄 2 置于最高速挡块 4 上。供油量调节齿条相应地移至全负荷位置，柴油机转速由中速升高到最高速。此时，飞锤的离心力相应增大，并克服全部调速弹簧的作用力，使飞锤连同弹簧座一起向外移到一个新的位置。此时，飞锤的离心力便超过调速弹簧的作用力，使供油量调节齿条 7 向减油方向移动，从而防止柴油机超速。

（5）停车　如图 10-36e 所示，将调速手柄 2 置于停车挡块 1 上。调速杠杆 6 以其下端的铰接点 17 为支点向左摆动，并带动供油量调节齿条 7 向左移到停油位置，柴油机停车，调速器飞锤在调速弹簧的作用下抵靠在安装飞锤的轴套上。

综上所述，RQ 型两极式调速器对柴油机转速的调节，是通过一套杠杆系统把飞锤的位移转变为供油量调节齿条的位移，以增减喷油泵的供油量来实现的。由于 RQ 型两极式调速器采用了摇杆和滑块机构，在怠速和最高转速时调速器的杠杆比是不同的，调速套筒与供油量调节齿条 7 位移之比，等于调速杠杆 6 被滑块 5 分成两段后的长度 m 与 n 之比(图 10-36b)。

当调速手柄处于怠速位置时，仅为 1∶1. 35。即当调速套筒产生一定位移时，供油量调节齿条的移动量相对于高速时较小，喷油泵的供油量变化也比高速时小，使怠速转速不至于有较大的波动，从而提高了怠速的稳定性。另一方面，较小的杠杆比可以在离心力发生较小的变化时就能使供油量调节齿条移动，从而提高了调速器在怠速时的调速敏感性。当调速手柄位于最高速位置时，杠杆比为 1∶3. 23。这时飞锤的离心力很大，柴油机转速发生较大的变化时，较大的离心力便立即使供油量调节齿条移动并产生较大的位移，从而可以迅速地稳定柴油机转速，限制转速。

三、调速器的维修

调速器常见故障及原因如表 10-2 所示。

表 10-2　调速器常见故障及原因

故 障 现 象	可能产生的原因	排 除 方 法
油量调节机构不灵活	● 杆件变形 ● 运动部位有杂质、间隙过大	● 修复或更换 ● 清洗有关零件
最高断油转速不符合要求	● 调速弹簧调整不当 ● 调速弹簧变形 ● 行程调整不当	● 重新调整弹簧力 ● 重新调整弹簧力 ● 重新调整行程
怠速不稳定	● 怠速弹簧力量过小或调整不当 ● 调速器连杆之间的间隙过小 ● 齿杆卡滞	● 重新调整弹簧力 ● 更换有关零件 ● 清洗齿杆
仅爬坡性能差	● 转矩点油量过小 ● 转矩点转速不当	● 重新调整转矩点油量 ● 重新调整转矩点转速
仅爬坡冒黑烟	● 转矩点油量过大 ● 转矩点转速不当	● 重新调整转矩点油量 ● 重新调整转矩点转速
动力性差	● 总油量过小	● 重新调整总油量
冒黑烟	● 总油量过大	● 重新调整总油量
起动困难	● 起动油量过小	● 重新调整起动油量 ● 重新调整起动转速

第六节　分配式喷油泵的构造与维修

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。德国博世公司的 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，因此不需要进行各缸供油量和供油正时的调节。

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。

一、VE 分配泵的结构和工作原理

VE 分配泵的结构如图 10-37 所示，它由低压系统、高压系统、调速系统、正时装置、停油装置及各种附加装置组成。

1. 低压系统

如图 10-38 所示，VE 分配泵低压系统包括滑片式输油泵、压力调节阀、回油螺钉等部件。

（1）滑片式输油泵　VE 分配泵采用滑片式输油泵，它安装在泵体内部，是单作用叶片泵的一种，具有结构紧凑、体积小、流量大等优点。

滑片式输油泵由转子 1、滑片 2、偏心环 3 和输油泵盖等零件组成，如图 10-39 所示。偏心环中心和转子中心之间的偏心距为 e，滑片装在转子槽内，能灵活滑动。当转子在传动轴驱动下旋转时，滑片在其离心力的作用下，向外甩开，使外端紧贴偏心环内表面，起密封作用。这样，采用四块滑片就会在偏心环、转子、滑片、输油泵盖和泵体内端面之间形成四个密封空间。随着转子转动，由于偏心的影响，每个密封空间的容积都不断变化。当转子按图 10-39 所示顺时针方向旋转，转到下半部时，转子与偏心环的间隙不断加大，离心力使滑片逐渐伸出槽外，两滑片间包络的工作容积不断加大，形成局部真空，而把燃油从进油口吸入腔内。当转子继续旋转到图 10-39 所示上半部时，转子与偏心环间的间隙不断减小，滑片在偏心环内壁的作用下压进槽内，两滑片间的容积逐渐缩小，燃油因此被压缩，产生一定的压力，并从出油口排到泵室内，向泵室内提供所需的油压及流量。这些密封空间的容积随着转子的转动而不断变化，实现连续供油。

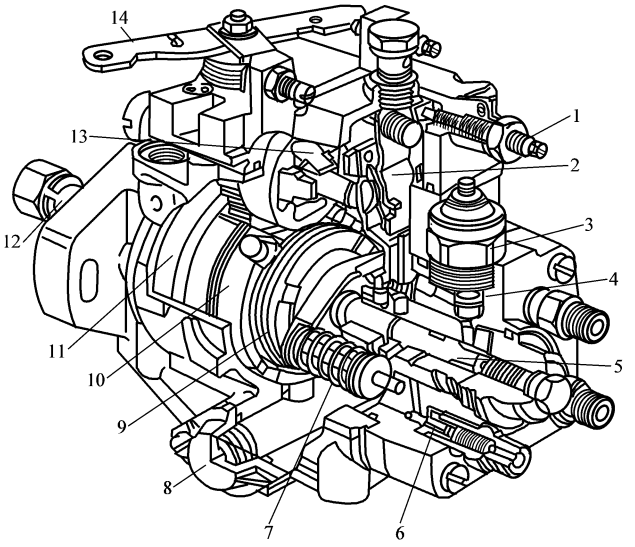


图 10-37　VE 分配泵结构图

1—全负荷油量调节螺钉　2—调速杠杆　3—电磁阀　4—泵头
5—柱塞　6—出油阀　7—柱塞弹簧　8—正时装置
9—端面凸轮　10—滚轮座　11—输油泵　12—传动轴
13—飞块　14—操纵杆

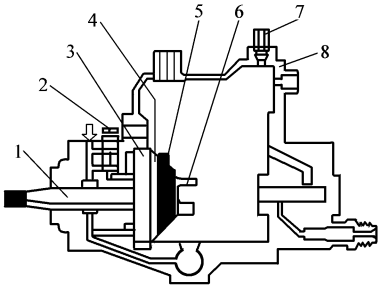


图 10-38　VE 分配泵低压系统

1—传动轴　2—压力调节阀
3—滑片式输油泵　4—输油泵盖
5—传动齿轮　6—传动爪
7—回油螺钉　8—泵体

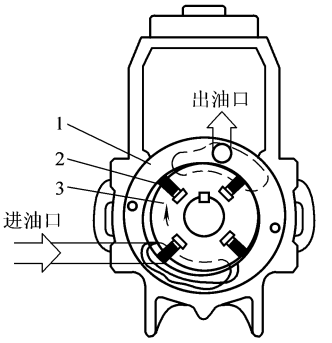
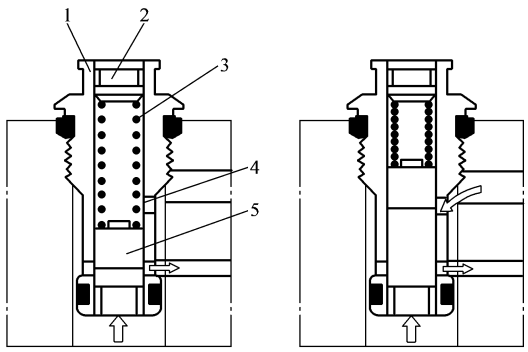


图 10-39　滑片式输油泵

1—转子　2—滑片　3—偏心环

（2）调压阀　在泵体内装一调压阀控制进入泵室内的燃油压力，调压阀主要由阀体、螺塞、调节弹簧、滑阀等零件组成，如图 10-40 所示。

油泵在静态时，燃油压力等于零，滑阀在弹簧力的作用下，压到最下位置，完全关闭阀体上的回流孔（图 10-40a）。这时泵室内燃油与输油泵进油口油路隔断，随着油泵转速的升高，输油泵出口压力 p 与泵转速成正比地上升，直到压力 p 对滑阀的推力大于调节弹簧的预紧力时，滑阀被顶到开始打开回流孔位置（图 10-40b），部分燃油回流到输油泵的进口油路里，输油泵出口压力 p 的上升速度得到控制。这时 p 的上升速度既受输油泵特性的影响，又受燃油回流量的限制。当转速进一步提高时，滑阀在油压 p 的作用下继续上升，回流孔开度加大，回流量增加，相应产生更大的压力降，使输油泵出口压力 p 随转速上升的速度减小，呈缓慢上升趋势。



a）滑阀关闭状态　　b）滑阀开启状态

图 10-40　调压阀

1—阀体　2—螺塞　3—调节弹簧　4—回流孔　5—滑阀

对于一个特定的输油泵，其出口压力的大小和走向取决于调节弹簧的预紧力和刚度。调节弹簧的预紧力小，出口压力在较低时就受到调压阀的控制而升势减缓；相反，预紧力大，则出口压力在较高点才会受到控制。预紧力的大小由螺塞来调整。

（3）回油螺钉部件　回油螺钉部件由回油螺钉和滤网组成，回油螺钉上有回油孔，如图 10-41 所示。工作时，因内外有压力差 Δp，所以燃油会通过回油孔，从回油接头、回油管流回油箱。

回油量取决于回油孔内外压力差 Δp 和回油孔的直径，回油量与压力差 Δp 和回油孔直径都成正比。当回油孔尺寸确定后，油泵转速升高，泵室内压力上升，压力差 Δp 加大。因此，回油量随转速升高而增加。燃油从回油孔流出，能把泵室内的热量带走，以保持泵室内不致过热。转速高，泵室内产生的热量增加，燃油从回油孔带走的热量也增加，两者相适应。回油螺钉内滤网的作用是对回油进行过滤，使油中的杂质不能进入油箱。

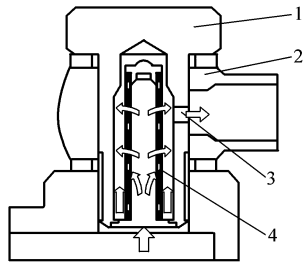


图 10-41　回油螺钉部件

1—回油螺钉　2—回油接头　3—回油孔　4—滤网

上述低压系统三个部件都有各自的作用，输油泵按其特性提供压力和流量，调压阀控制和稳定输油泵出口压力，回油螺钉影响泵室内油温和油压，因此，这些部件都是影响供油的重要因素。

2. 高压系统

分配泵高压系统由柱塞、分配套、凸轮、滚轮、柱塞弹簧、出油阀和出油阀弹簧等零部件组成，如图 10-42、图 10-43 所示。

（1）柱塞与分配套　柱塞与分配套构成一对精密偶件。与直列泵的最大区别是 VE 分配泵只有单根柱塞，这根柱塞具有泵油及配油的双重作用。柱塞既做旋转运动，又做往复运动。

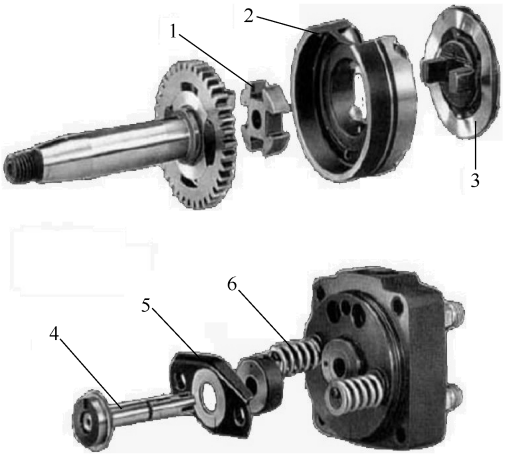


图 10-42 分配泵高压系统配件图

1—十字联轴器 2—滚轮座圈 3—碟形凸轮盘
4—柱塞 5—柱塞止推座 6—柱塞回位弹簧

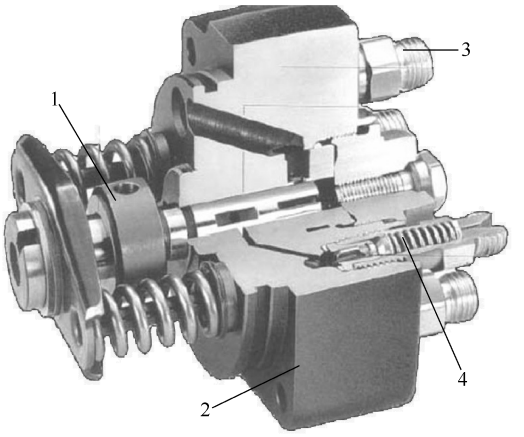


图 10-43 分配泵高压系统组成图

1—油量控制套 2—分配头 3—出油阀接头
4—出油阀

柱塞与凸轮连在一起，在驱动轴的传动下做旋转运动时，完成向各缸分配油量的任务。柱塞与凸轮随驱动轴旋转的同时，随端面凸轮型线的起伏，在固定的滚轮座及滚轮上又做往复运动，实现泵油的作用。

1）柱塞的结构。如图 10-44 所示，VE 分配泵柱塞的特点是油槽和油孔多，其各自的用途如下：

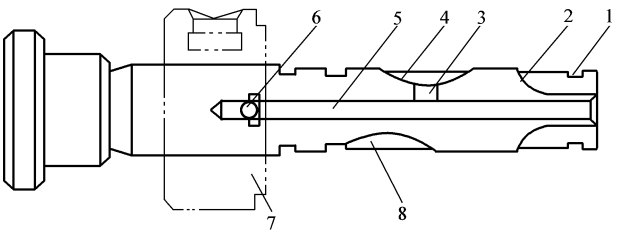


图 10-44 VE 分配泵柱塞

1—环槽 2—进油槽 3—分配孔 4—分配槽 5—中心孔
6—回油孔 7—油量调节滑套 8—平衡槽

① 进油槽。进油槽数量与柴油机缸数相同，如六缸柴油机就有六条进油槽。这些油槽等距分布在柱塞头部，每一条油槽各自承担着相对应气缸的进油任务，把泵室内的低压油引入高压腔。

② 中心孔。中心孔在柱塞中有一很深的中心孔，高压腔内的高压油，通过中心孔与柱塞内相关的孔、槽连通。

③ 分配槽。分配槽及分配孔，在柱塞旋转时，按各缸工作顺序分别与各缸接通，并把高压油送入各相应气缸。

④ 平衡槽。在柱塞表面中部与分配槽成 180°的反面，铣有一条平衡槽，其作用是沟通出油阀下的高压油路和泵室内腔，使各缸高压油路的剩余压力都能保持一致，有利于提高各缸供油均匀性。

⑤ 回油孔。VE 分配泵回油孔的作用与直列泵中回油孔的回油作用相同，但无进油作用。回油孔位于柱塞大外圆处，与中心孔 5（图 10-44）相通。柱塞升起泵油时，油量调节滑套一直关闭着回油孔，因此，高压油只有通向出油阀、高压油管到喷油器；当柱塞升起到回油孔被打开时，整个高压油路与低压室相通，高压油迅速卸压。

⑥ 环槽。VE 分配泵柱塞分为无环槽和有环槽两种类型。

a. 无环槽柱塞在进油槽 2(图 10-44)关闭后，凸轮由下止点开始向上升起即开始压油，无可调预行程。

b. 有环槽柱塞在进油槽关闭时，进油并未结束，这时环槽仍与低压油路相通，无法产生高压。只有在进油槽关闭、柱塞升起到环槽关闭后才能开始供油。因此，有环槽柱塞的供油始点是发生在柱塞沿凸轮型线已升起了一定高度的位置，这样，可通过改变柱塞静止状态的起始位置，使柱塞升起时环槽提前或迟后关闭，也就改变了供油的预行程及其在凸轮上的工作段。

2）分配套的结构。如图 10-45 所示，分配套压配在泵头内，与柱塞配合组成一副偶件，分配套内有多种孔，各有其用途。

① 进油孔。当柱塞进油槽转到与分配套上的进油孔相通时，泵室内的低压油从进油孔流入柱塞上的油槽后通入高压腔。

② 通油孔。分配套上的通油孔数目与柴油机气缸数相同，当柱塞上的分配槽转到与某通油孔相通时，该通油孔把高压油引向相应气缸的出油阀和喷油器。

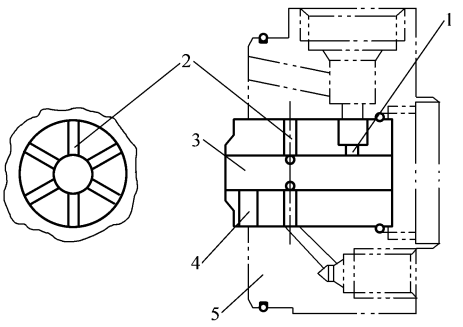


图 10-45　分配套的结构

1—进油孔　2—通油孔　3—中孔

4—平衡孔　5—泵头

③ 中孔。中孔是柱塞的重要配合面和导向面。

④ 平衡孔。平衡孔和通油孔能与旋转而来的柱塞上的平衡槽同时相通，使高压油路与低压室相通并卸压，从而使各缸剩余压力保持一致。

（2）凸轮与滚轮　如图 10-46 所示，滚轮安装在固定不动的滚轮座内，在凸轮的接触下只有自转并无往复运动。凸轮采用端面凸轮，同时做往复运动和旋转运动。

（3）柱塞弹簧　VE 分配泵柱塞弹簧充分利用了泵室内空间，在柱塞的左右两侧各装一根弹簧，分担负荷。这样不但保证了柱塞的正常工作，也避免了弹簧因负荷过大而断裂，如图 10-47 所示。

（4）高压系统工作原理

1）进油过程。如图 10-48 所示，当柱塞随凸轮旋转到下止点位置时，进油槽与分配套上的进油孔相通，泵室内的低压油开始流入高压腔。这时柱塞上的分配槽与分配套上的通油孔关闭。柱塞随凸轮继续旋转，直到进油孔与进油槽完全关闭。如柱塞头部不带环槽，充油行程就此结束；如果柱塞上带有环槽则需等到柱塞继续旋转到一定位置后，在凸轮的作用下，柱塞移至环槽完全关闭时，充油过程才结束。

2）供油过程。如图 10-49 所示，柱塞进油槽被关闭后继续旋转，在端面凸轮的作用下，使柱塞向图 10-49 所示右边移动，使高压腔内的燃油产生高压。同时，柱塞上的分配槽与分配套上的通油孔相通，高压油经通油孔被压入泵头上的油孔，克服出油阀弹簧的预紧力并顶开出油阀，流向高压油管至喷油器。

3）供油结束。如图 10-50 所示，柱塞在继续旋转的同时，沿凸轮型线不断向右移动，当移动到回油孔被油量调节套打开时，高压油将从泄油孔流向低压室，整个高压系统迅速降压。在出油阀弹簧的作用下关闭出油阀，供油结束。

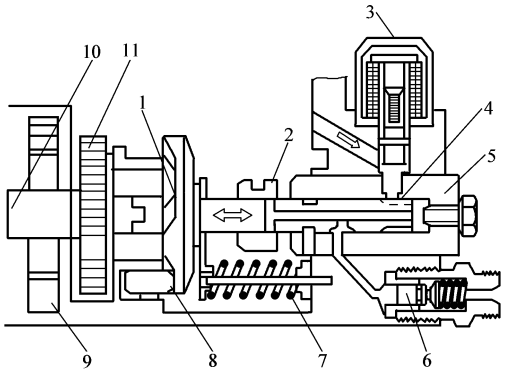


图 10-46 VE 分配泵端面凸轮

1—端面凸轮 2—油量调节滑套 3—电磁阀 4—柱塞
5—分配套 6—出油阀 7—柱塞弹簧
8—滚轮 9—输油泵 10—传动轴 11—传动齿轮

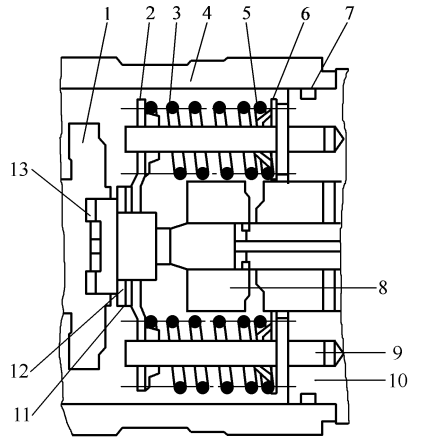
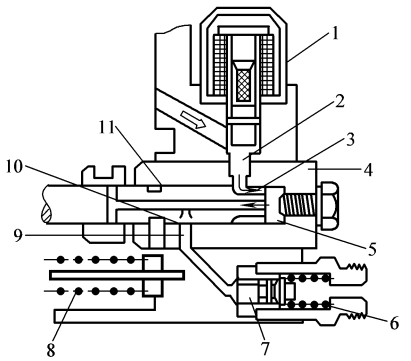


图 10-47 VE 分配泵柱塞弹簧

1—端面凸轮 2—弹簧座 3—柱塞弹簧 4—泵体
5—弹簧座 6、12、13—垫片 7—O 形圈
8—油量调节滑套 9—销 10—泵头 11—垫圈



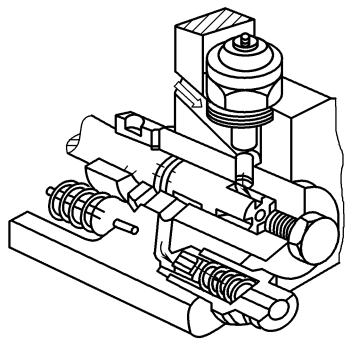
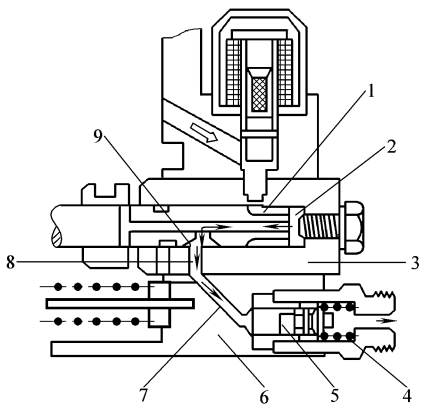


图 10-48 进油过程

1—电磁阀 2—进油孔 3—进油槽 4—分配套 5—高压腔 6—出油阀弹簧 7—出油阀
8—柱塞弹簧 9—通油孔 10—分配槽 11—柱塞



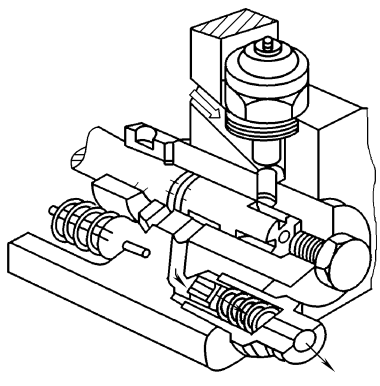


图 10-49 供油过程

1—进油槽 2—高压腔 3—分配套 4—出油阀弹簧 5—出油阀 6—泵头 7—油孔 8—通油孔 9—分配槽

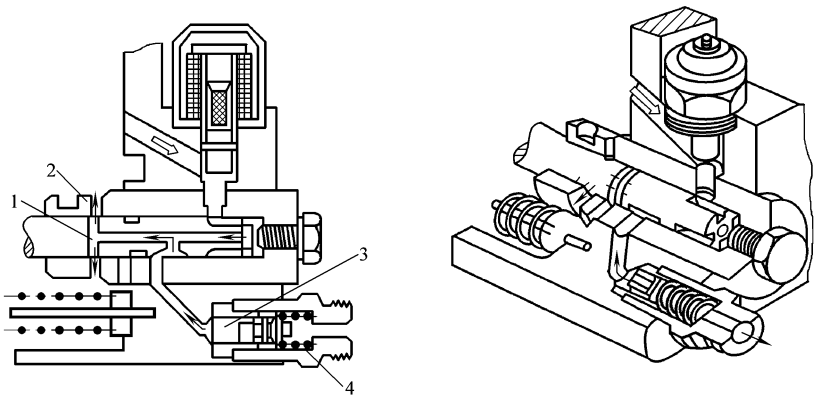


图 10-50　供油结束

1—回油孔　2—油量调节套　3—出油阀　4—出油阀弹簧

4）压力平衡过程。如图 10-51 所示，柱塞旋转完成了一个缸的供油循环后，一方面对下一缸进行同样循环，同时在该缸供油结束后，继续转过 180°时，柱塞上的压力平衡槽又与分配套上对应该缸的通油孔相通，使出油阀下面的整个高压油路直通低压室，并保持与低压室相等的压力。这样，就使各缸在下一次供油前，油路里剩余压力都能保持一致，这有利于改善各缸供油均匀性。

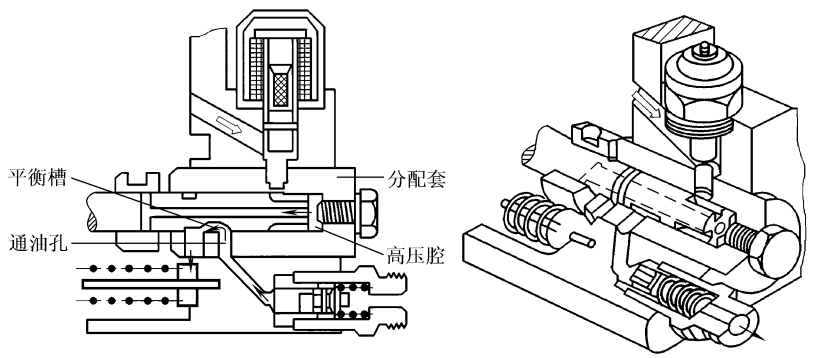


图 10-51　压力平衡过程

二、VE 分配泵的维修

1. VE 分配泵转速与油量的调整

VE 分配泵转速与油量的调整如图 10-52 所示。旋入怠速螺钉，转速升高；反之降低。节气门限位螺钉旋入，转速降低，反之升高。总油量螺钉旋入，油量加大；反之减少。

2. VE 分配泵转矩的调整

VE 分配泵转矩的调整，如图 10-53 所示。

（1）调整螺套　降低增压补偿器弹簧的预紧力则转矩增加，反之减小。

（2）增压补偿器限位螺钉　旋入增压补偿器限位螺钉，自由加速烟度加大、起步转矩增大。

3. VE 分配泵常见故障及原因

1）VE 分配泵常见故障及原因如表 10-3 所示。

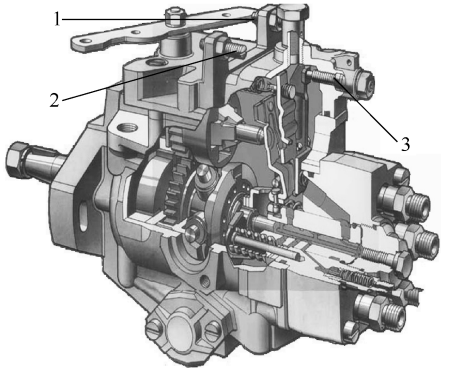


图 10-52 VE 分配泵转速与油量调整

1—怠速螺钉 2—节气门限位螺钉 3—总油量螺钉

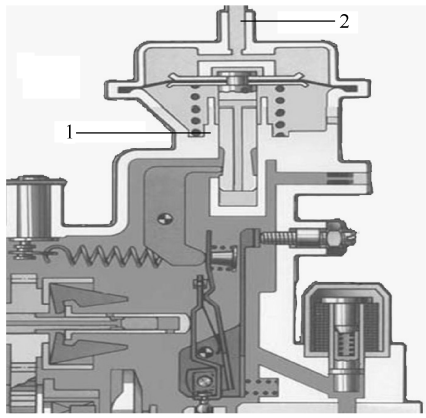


图 10-53 VE 分配泵转矩调整

1—调整螺套 2—增压补偿器限位螺钉

表 10-3 VE 分配泵常见故障及原因

故 障 现 象	可能产生的原因	排 除 方 法
无法起动	● 断油电磁阀未通电 ● 断油电磁阀损坏 ● 供油提前角不对 ● 泵内空气过多	● 接通电磁阀电源 ● 更换电磁阀 ● 调整供油提前角 ● 排除油路空气
发动机发抖且冒蓝白烟	● 供油提前角过小 ● 高压油管与喷油器连接错误	● 调整供油提前角 ● 正确装配高压油管
所有工况的油耗高、排温高	● 供油提前角过小	● 调整供油提前角
高速功率低、油耗高、排温高，但中、低速正常(提前器工作不良)	● 进油阻力过大(应低于 -80kPa) ● 输油泵泄漏 ● 回油螺钉装错 ● 进油管路漏气	● 更换柴油滤清器 ● 维修输油泵 ● 装上正确的回油螺钉 ● 排除漏气部位
发动机转速升高过慢	● 进油管路漏气 ● 输油泵失效	● 排除漏气部位 ● 维修输油泵
中低速噪声大(KSB 失效)	● KSB(冷起动提前器)未通电 ● KSB 失效 ● 提前角过大	● 接通 KSB 的电源 ● 更换 KSB ● 调整提前角

2）VE 分配泵常见损伤举例

① 燃油中含有水分，油泵滚轮损坏，如图 10-54 所示。

② 燃油中含有杂质，油泵柱塞磨损，如图 10-55 所示。

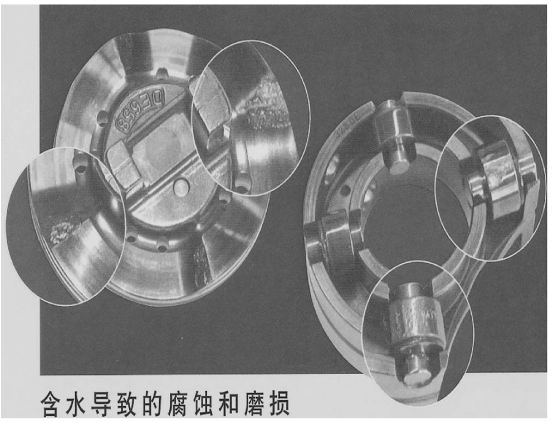


图 10-54　油泵滚轮损坏

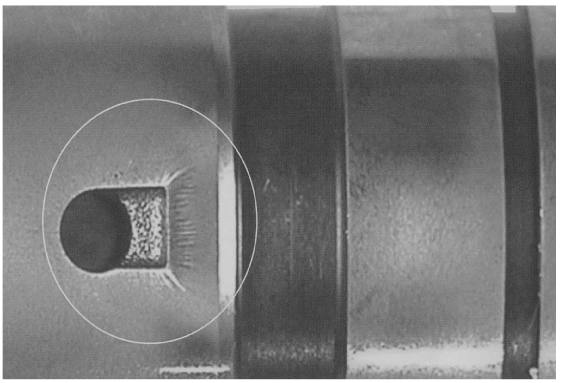


图 10-55　油泵柱塞磨损

思　考　题

1. 柴油机燃料供给系的功用是什么？
2. 柴油机燃料供给系主要有几部分组成？各部分的功用是什么？
3. 柴油机工作时为什么直接将柴油喷入气缸？
4. 柴油机混合气形成有何特点？柴油机混合气形成主要有哪几种方式？
5. 喷油器的功用是什么？喷油器有几种类型？对柴油机喷油器有哪些要求？
6. 喷油器主要由哪些零件组成？怎样控制喷油器的喷油压力？
7. 喷油泵的功用是什么？主要由哪几部分组成？
8. 柱塞分泵的供油量与什么有关？出油阀上的减压环带有何作用？
9. 油量调节机构的功用是什么？有几种类型？
10. 柴油机上为什么装用调速器？什么是两极式和全程式调速器？
11. 机械离心式调速器主要由哪几部分组成？简单说明它是怎样工作的？
12. 供油提前角自动调节器安装在什么位置？有何功用？
13. 输油泵有何功用？安装在什么位置？怎样驱动？
14. 活塞式输油泵是怎样工作的？活塞式输油泵是怎样实现输油量自动调节的？
15. 柴油的使用性能指标有哪些？对柴油机的工作有何影响？
16. 简述活塞式输油泵的工作原理。
17. 简述 A 型喷油泵的工作原理。
18. 简述 VE 分配泵的工作原理。
19. 发动机不能起动的故障原因有哪些？如何进行诊断？

第十一章　进、排气系统的构造与维修

第一节　进气系统构造与维修

进气系统的功用是尽可能多和尽可能均匀地向各气缸供给可燃混合气或纯净的空气。进气系统一般主要包括空气滤清器和进气歧管。为了增强进气效果，有的进气系统还装有谐振器。在汽油喷射式发动机的进气系统还包括空气计量装置。图 11-1 所示为桑塔纳 2000GSi 型轿车空气供给系。

一、空气滤清器的构造与维修

1. 空气滤清器的功用

燃油燃烧需要大量的空气。以普通轿车为例，每消耗 1L 汽油需要消耗 5000 ~ 10000L 空气。大量的空气进入气缸，若不将其中的杂质或灰尘滤除，必然加速气缸的磨损，缩短发动机使用寿命。实践证明，发动机不安装空气滤清器，其寿命将缩短 2/3。

空气滤清器的功用主要是滤除空气中的杂质或灰尘，让洁净的空气进入气缸。另外，空气滤清器也有降低进气噪声的作用。

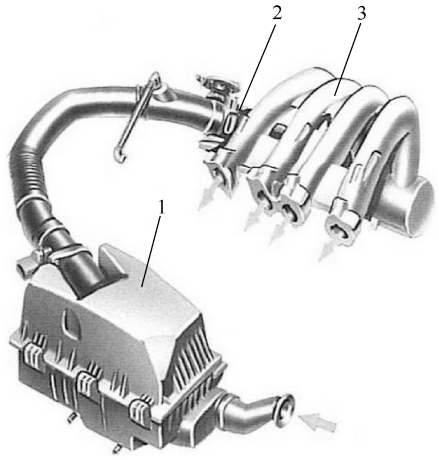


图 11-1　桑塔纳 2000GSi 型轿车空气供给系
1—空气滤清器　2—节气门体　3—进气歧管

2. 空气滤清器结构

空气滤清器一般由进气导流管、空气滤清器盖、空气滤清器外壳和滤芯等组成。现在广泛用于汽车发动机上的空气滤清器仍有多种结构形式。按滤清方式，可以分为惯性式和过滤式；按是否用机油，分为干式和湿式。把它们组合起来就有干惯性式、干过滤式、湿惯性式、湿过滤式、综合两种以上的叫综合式。

（1）纸滤芯空气滤清器　纸滤芯空气滤清器被广泛用于各类汽车发动机上。桑塔纳 2000GSi 型轿车的干式纸滤芯空气滤清器的结构如图 11-2 所示。空气从空气滤清器进气短管 1 经滤网 3 进入滤清器底部，再经纸滤芯 5 和空气滤清器出气短管 7 流出滤清器，进入进气歧管。空气中粗大的杂质被滤网阻留，而细微杂质则被纸滤芯滤除。

纸滤芯空气滤清器有质量轻、成本低和滤清效果好等优点。纸滤芯由经过树脂处理的微孔滤纸制成，有干式和湿式两种。干式纸滤芯可以反复使用，如图 11-3 所示。纸滤芯经过浸油处理后即为湿式纸滤芯，其优点是使用寿命长，吸附杂质的能力强，滤清效果好，但不能反复使用，需定期更换。

（2）离心式及复合式空气滤清器　离心式空气滤清器多用于大型货车。在许多自卸车或矿山用汽车上还使用离心式与纸滤芯式相结合的双级复合式空气滤清器（图 11-4）。双级复合式空气滤清器的上体 7 是纸滤芯空气滤清器，下体 12 是离心式空气滤清器。空气从滤

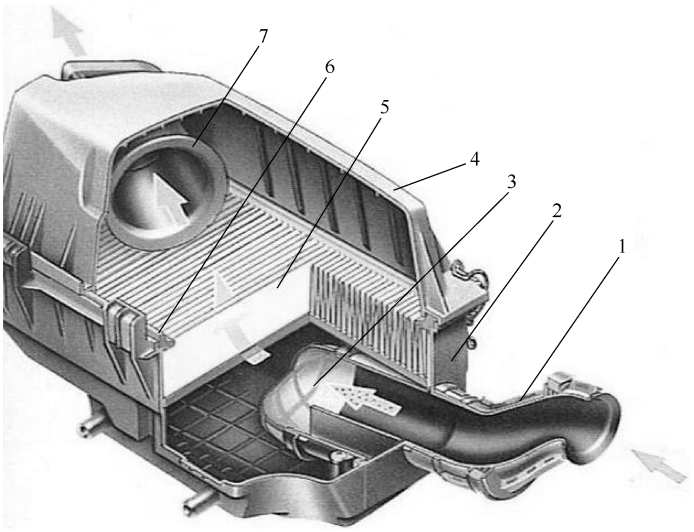


图 11-2　干式纸滤芯空气滤清器(桑塔纳 2000GSi 型轿车)

1—空气滤清器进气短管　2—下壳体　3—滤网

4—上壳体　5—纸滤芯　6—密封圈　7—空气滤清器出气短管

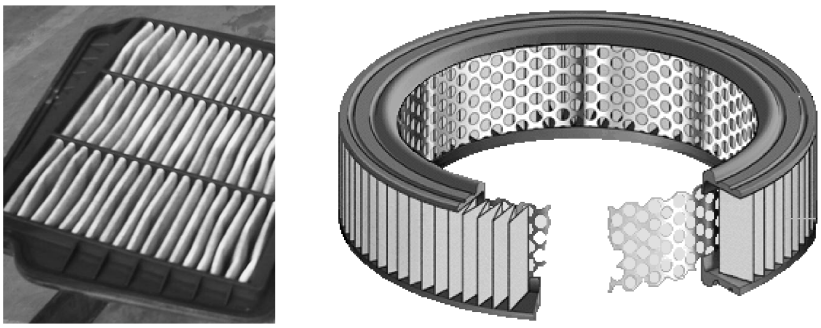


图 11-3　纸质空气滤芯

清器下体的进气口 10 首先进入旋流管 11，并在旋流管螺旋导向面 16 的引导下产生高速旋转运动。在离心力的作用下，空气中的大部分灰尘被甩向旋流管壁并落入集灰盘 14 中，空气则从旋流管顶部进入纸滤芯空气滤清器。空气中残存的细微杂质被纸滤芯 2 滤除。

（3）干过滤式空气滤清器　图 11-5 所示为干过滤式空气滤清器。

3. 空气滤清器的维修

1）空气滤清器常见故障及原因如表 11-1 所示。

表 11-1　空气滤清器常见故障及原因

故 障 现 象	可能产生的原因	排 除 方 法
进气过滤效果差	● 滤芯装配不到位 ● 滤芯松 ● 滤芯上的密封件漏装 ● 滤芯失效	● 重新装配滤芯 ● 拧紧滤芯 ● 补装密封件 ● 更换滤芯

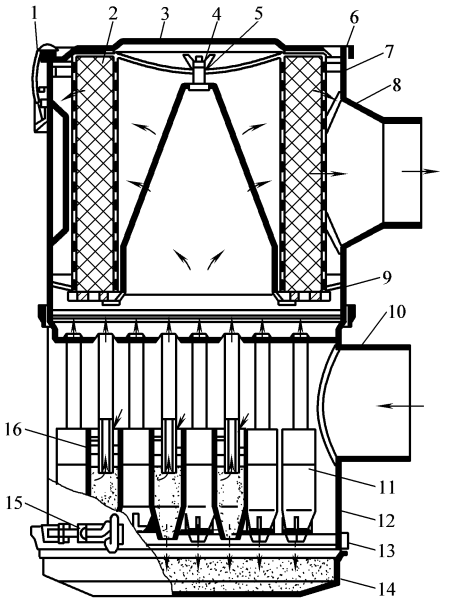


图 11-4 双级复合式空气滤清器

1—卡簧 2—纸滤芯 3—滤清器上盖 4—蝶形螺母 5—密封垫 6、9、13—密封圈 7—上体 8—出气口 10—进气口 11—旋流管 12—下体 14—集灰盘 15—卡箍 16—旋流管螺旋导向面

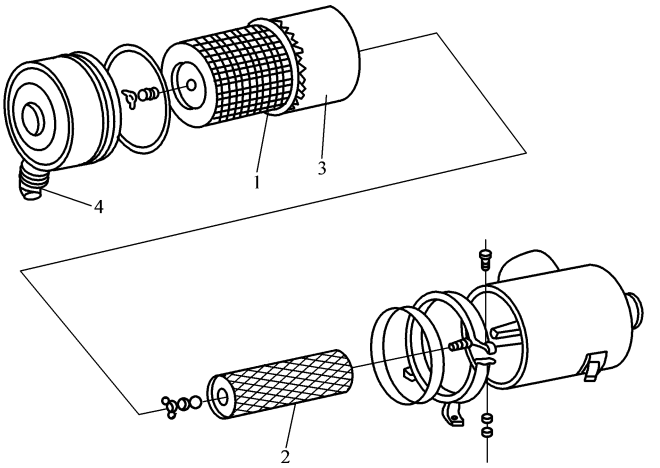


图 11-5 干过滤式空气滤清器

1—主滤芯 2—安全滤芯 3—叶片环 4—集尘排尘袋

2）空气滤清器滤芯失效如图 11-6 所示。

3）空气滤清器密封松脱与脱落如图 11-7、图 11-8 所示。

4）空气滤清器进气管破裂如图 11-9 所示。

5）空气滤清器的清洁与滤芯的更换

① 纸质滤清器的清洁

图 11-6　空气滤清器滤芯失效

图 11-7　空气滤清器密封松脱

图 11-8　空气滤清器密封脱落

图 11-9　空气滤清器进气管破裂

a. 空气滤清器的检查：用肉眼检查空气滤清器的滤芯是不是太脏、已损坏或有油污。如有必要，更换空气滤清器的滤芯。

b. 清洁空气滤清器：用压缩空气先从内侧向外充分地吹净，然后再吹净滤芯的外侧，如图 11-10 所示。

② 纤维滤清器的清洁

a. 空气滤清器的检查：用肉眼检查空气滤清器的滤芯是不是过脏、已损坏或有油污。如有必要，更换空气滤清器的滤芯。

b. 清洁空气滤清器

a）用压缩空气从滤芯的内侧向外吹，以吹除脏物，如图 11-10 所示。

b）将滤芯浸在水中，并上下搅动 10min 或更长的时间。

c）在清洁的水中反复漂洗，直到漂洗水变干净为止，如图 11-11 所示。

d）用摇动滤芯的方法或用压缩空气吹的方法清除滤芯上的水分。

注意：不要敲打滤芯，避免其掉落下来。

e）将空气滤清器壳体内部的脏物擦净。

6）空气滤清器滤芯的更换

① 取出旧滤芯。拆卸滤芯时，首先用手拧下锁紧装置，然后拆下盖子，取出滤芯。

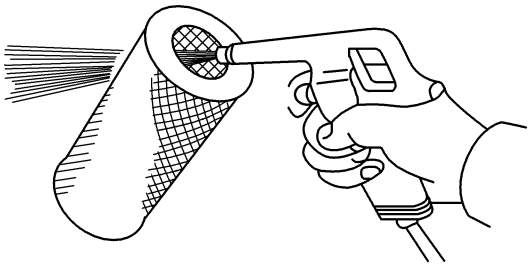


图 11-10 用压缩空气清洁空气滤清器

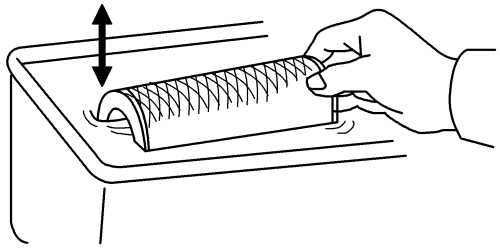


图 11-11 在清洁的水中清除滤芯脏物

② 安装新滤芯。安装滤芯时，须将滤芯放置在正确的位置上，拧紧锁紧装置，扣上盖。安装滤清器之前，须拭去接触面上的一切灰尘。拆下空气滤清器后，不可起动汽车，以免加速发动机的磨损。

二、进气歧管的构造

1. 进气歧管的构造与功用

对于节气门体燃油喷射式发动机，进气歧管指的是节气门体之后到气缸盖进气道之前的进气管路。它的功用是将空气与燃油的混合气由节气门体分配到各缸进气道。对于气道燃油喷射式发动机或柴油机，进气歧管只是将洁净的空气分配到各缸进气道。

进气歧管必须将空气—燃油混合气或洁净空气尽可能均匀地分配到各个气缸，为此进气歧管内气体流道的长度应尽可能相等。为了减小气体流动阻力，提高进气能力，进气歧管的内壁应该光滑。

一般节气门体燃油喷射式发动机的进气歧管由合金铸铁制造，轿车发动机多用铝合金制造。铝合金进气歧管质量轻、导热性好。气道燃油喷射式发动机除应用铝合金进气歧管外，近几年来采用复合塑料进气歧管的发动机也日渐增多。这种进气歧管质量极轻，内壁光滑，无需加工。图 11-12、图 11-13 所示分别为铝合金进气管和树脂进气管。

图 11-12 铝合金进气管

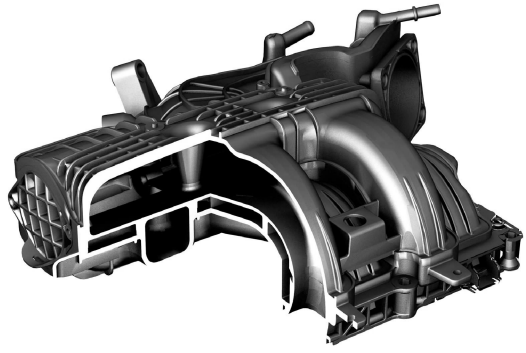


图 11-13 树脂进气管

2. 谐振进气系统

由于进气过程具有间歇性和周期性，致使进气歧管内产生一定幅度的压力波。此压力波以当地声速在进气系统内传播和往复反射。如果利用一定长度和直径的进气歧管与一定容积的谐振室组成谐振进气系统(图 11-14)，并使其固有频率与气门的进气周期调谐，那么在特

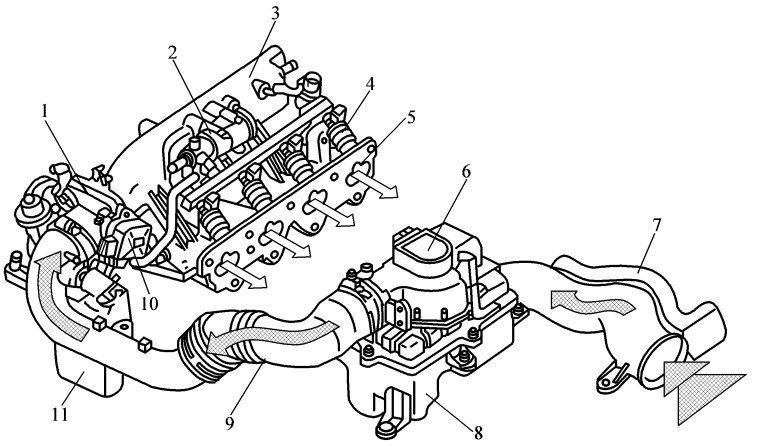


图 11-14　谐振进气系统

1—节气门体　2—怠速控制阀　3—进气总管　4—喷油器　5—进气歧管
6—空气流量计　7—谐振腔　8—空气滤清器　9—进气导流管　10—节气门位置传感器　11—谐振腔

定的转速下，就会在进气门关闭之前，在进气歧管内产生大幅度的压力波，使进气歧管的压力增高，从而增加进气量。这种效应称为进气波动效应。

谐振进气系统的优点是没有运动件，工作可靠，成本低，但只能增加特定转速下的进气量和发动机转矩。

3. 可变进气歧管

为了充分利用进气波动效应和尽量缩小发动机在高、低速运转时进气速度的差别，从而达到改善发动机经济性及动力性，特别是改善中、低速和中、小负荷时的经济性和动力性的目的，要求发动机在高转速、大负荷时装备粗短的进气歧管；而在中、低转速和中、小负荷时配用细长的进气歧管。可变进气歧管就是为适应这种要求而设计的。

一种能根据发动机转速和负荷的变化而自动改变有效长度的进气歧管，即可变长度进气歧管如图 11-15 所示。当发动机低速运转时，发动机电子控制装置 5 指令转换阀控制机构 4 关闭转换阀 3，这时空气经空气滤清器 1 和节气门 2 沿着弯曲而又细长的进气歧管流进气缸。细长的进气歧管提高了进气速度，增强了气流的惯性，使进气量增多。当发动机高速运转时，转换阀开启，空气经空气滤清器和节气门直接进入粗短的进气歧管。粗短的进气歧管进气阻力小，也使进气量增多。可变长度进气歧管不仅可以提高发动机的动力性，由于它提高了发动机在中、低速运转时的进气速度，而增强了气缸内的气流强度，从而还可以改善燃烧过程，使发动机中、低速的燃油经济性有所提高。

双通道可变进气歧管如图 11-16 所示，其每个歧管都有两个进气通道，一长一短。根据发动机转速的高低，由旋转阀 2 控制空气经哪一个通道流进气缸。当发动机在中、低速运转时，旋转阀将短进气通道 1 封闭，空气沿长进气通道 3、进气道 5、进气门 6 进入气缸。当发动机高速工作时，旋转阀使长进气通道短路，将长进气通道也变为短进气通道。这时空气同时经两个短进气通道进入气缸。

可变进气歧管在所有转速下都可以使发动机转矩平均提高 8% 。

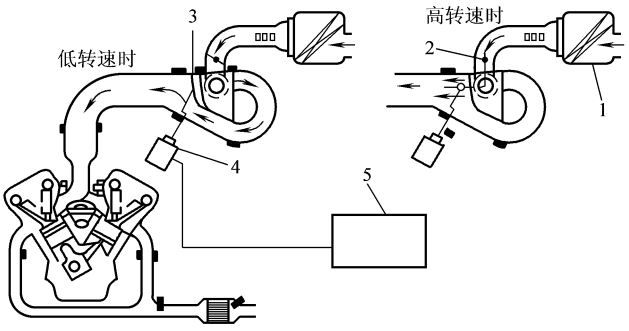


图 11-15 可变长度进气歧管

1—空气滤清器 2—节气门 3—转换阀
4—转换阀控制机构 5—发动机电子控制装置

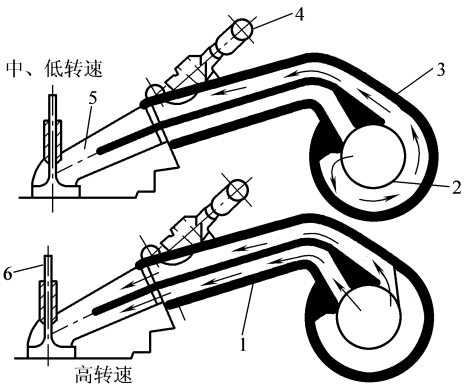


图 11-16 双通道可变进气歧管

1—短进气通道 2—旋转阀 3—长进气通道
4—喷油器 5—进气道 6—进气门

第二节 排气系统构造与维修

一、单排气系统及双排气系统

直列型发动机在排气行程期间，气缸中的废气经排气门进入排气歧管，再由排气歧管进入排气管、催化转化器和消声器，最后由排气尾管排到大气中。这种排气系统称作单排气系统(图 11-17)。

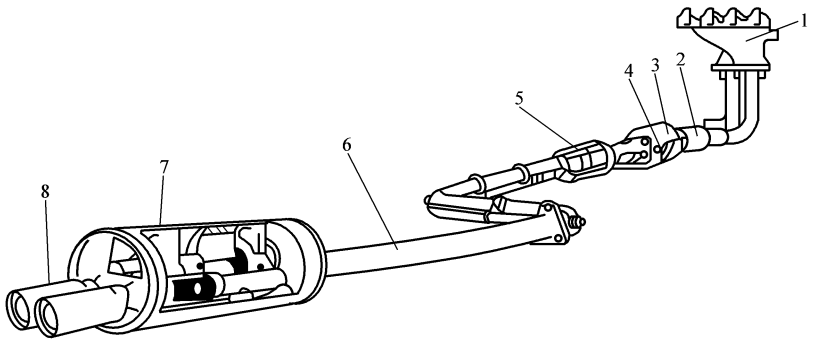


图 11-17 单排气系统的组成

1—排气歧管 2—前排气管 3—催化转化器 4—排气温度传感器 5—副消声器
6—后排气管 7—主消声器 8—排气尾管

V 型发动机有两个排气歧管，在大多数装配 V 型发动机的汽车上仍采用单排气系统，即通过一个叉形管将两个排气歧管连接到一个排气管上。来自两个排气歧管的废气经同一个排气管、同一个消声器和同一个排气尾管排出。但有些 V 型发动机采用两个单排气系统，即每个排气歧管各自都连接一个排气管、催化转化器、消声器和排气尾管，如图 11-18 所示。这种布置形式称为双排气系统。

双排气系统降低了排气系统内的压力，使发动机排气更为顺畅，气缸中残余的废气较

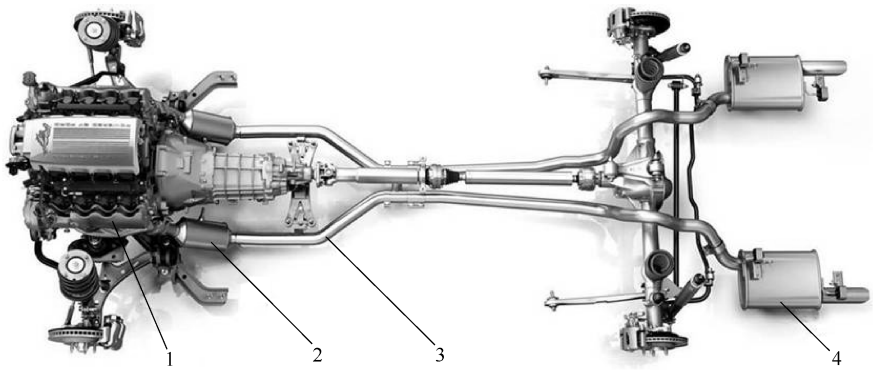


图 11-18　V 型发动机排气系统示意图

1—排气歧管　2—催化转化器　3—排气管　4—消声器

少，因而可以充入更多的空气—燃油混合气或洁净的空气，发动机的功率和转矩都相应地有所提高。

二、排气歧管

排气歧管一般由铸铁或球墨铸铁制造，近些年来采用不锈钢排气歧管的汽车越来越多，其原因是不锈钢排气歧管质量轻，耐久性好，同时内壁光滑，排气阻力小。

排气歧管的形状十分重要。为了使各缸排气不相互干扰及不出现排气倒流现象，并尽可能地利用惯性排气，应该将排气歧管做得尽可能长，而且各缸支管应该相互独立、长度相等。图 11-19 所示的不锈钢排气歧管的结构较好地满足了上述要求。相互独立的各个支管都很长，而且 1、4 缸排气歧管汇合在一起，2、3 缸汇合在一起，可以完全消除排气干扰现象。图 11-20 所示为铸铁排气歧管。

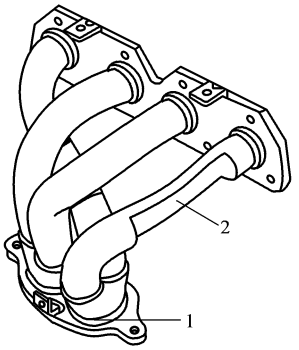


图 11-19　不锈钢排气歧管(丰田汽车)

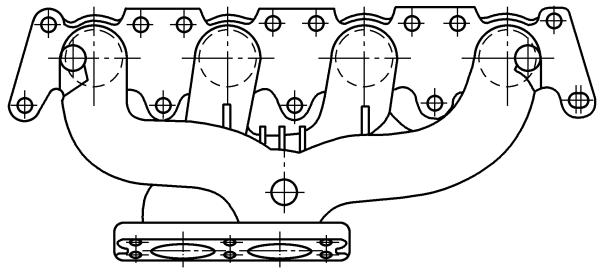


图 11-20　铸铁排气歧管(捷达轿车)

三、消声器

发动机的排气压力为 0.3 ~ 0.5MPa，温度为 500 ~ 700℃，这表明排气有一定的能量。同时，由于排气的间歇性，在排气管内会引起排气压力的脉动。若将发动机排气直接排放到大气中，将产生强烈的、频谱比较复杂的噪声，其频率从几十赫兹到一万赫兹以上。

消声器的功用是降低排气噪声。消声器通过逐渐降低排气压力和衰减排气压力的脉动，使排气能量耗散殆尽。

消声器有四种基本结构形式，如图 11-21 所示。实际应用的消声器多为这些基本形式的组合。

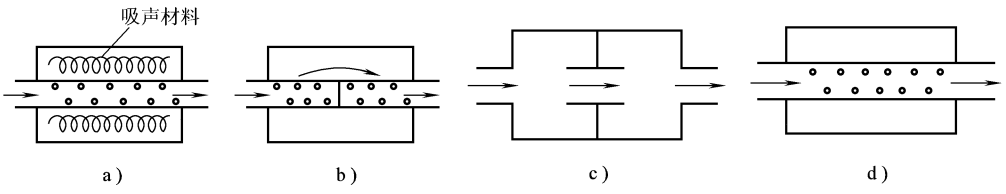


图 11-21 消声器的基本结构形式

a）吸收式 b）干涉式 c）扩张式 d）共振式

红旗 CA7220 型轿车的排气系统装有前、中、后三个消声器(图 11-22)。前消声器为扩张式，壳体由内、外壳和纤维夹层构成，纤维夹层为石棉陶瓷纤维，主要起隔热作用。壳体内用两个带孔隔板隔成三个扩张室。扩张式消声器主要用来降低中、低频噪声。前消声器为全金属结构，构造简单，耐高温、耐腐蚀，使用寿命长(图 11-22a)。中消声器是吸收式与共振式的组合，其内部由两个多孔管和两个隔板形成两个共振室，其中装填多孔性吸声材料——岩棉。吸声材料能降低中、高频噪声，共振室对共振频率附近的噪声消减效果最好。吸声材料在高温和腐蚀性气体的作用下会丧失其消声能力，所以中消声器使用寿命较短(图 11-22b)。后消声器是吸收式、扩张式与共振式的多种组合，其结构如图 11-22c 所示。排气在后消声器内循环流动，既能降低噪声，又可降低排气温度。

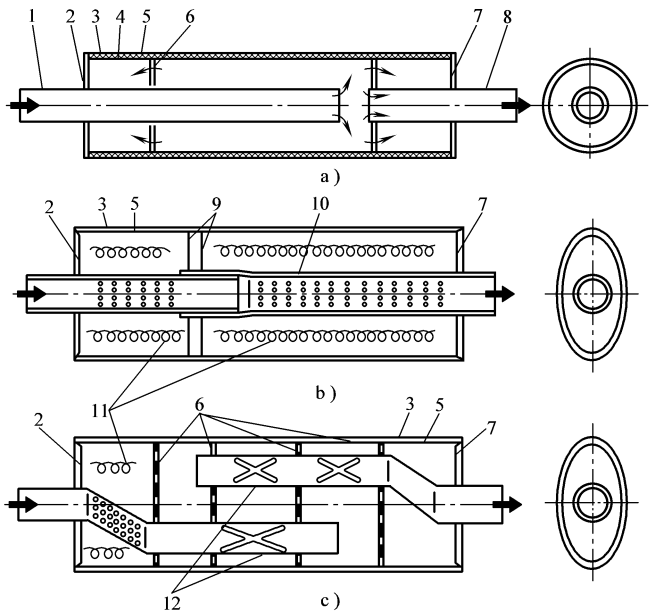


图 11-22 消声器结构示意图(红旗轿车)

a）前消声器 b）中消声器 c）后消声器

1—进气管 2—前端盖 3—外壳 4—纤维夹层 5—内壳 6—多孔隔板

7—后端盖 8—出气管 9—隔板 10—带孔管 11—吸声材料 12—带缝管

四、催化转化器

以活塞式内燃机为动力的汽车是城市大气的主要污染源之一。汽车排放的污染物主要有一氧化碳(CO)、碳氢化合物(HC)蒸氧化合物(NO_x)和微粒。

1）CO 是燃油的不完全燃烧产物，是一种无色、无臭、无味的气体。它与血液中血红素的亲和力是氧气的 300 倍，因此当人吸入 CO 后，血液吸收和运送氧的能力降低，导致头晕、头痛等中毒症状。当吸入含容积浓度为 0.3% 的 CO 气体时，可致人死亡。

2）NO_x 主要是指 NO 和 NO_2，产生于燃烧室内高温富氧的环境中。空气中 NO_x 的浓度为 $10\times10^{-6}\sim20\times10^{-6}$时可刺激口腔及鼻粘膜、眼角膜等。当 NO_x 超过 500×10^{-6}时，几分钟可使人出现肺气肿。

3）HC 包括未燃烧和未完全燃烧的燃油和机油蒸气。HC 和 NO_x 在阳光照射下形成光化学烟雾，其主要的生成物是臭氧（O_3），它具有强氧化性，可使橡胶开裂，植物受害，大气能见度降低，并刺激人眼和咽喉。

4）微粒主要是指柴油机排气中的炭烟，而汽油机的排气微粒微不足道。微粒表面吸附的有机物对人的呼吸道有害。

当前汽车上装备的各种排气净化装置便是为了降低上述污染物的排放。汽车排出的废气，含有有害成分，如无色无味有毒气体 CO；对呼吸系统有刺激作用，对农作物有害的 HC；对人体有害，引起肺炎、肺气肿的 NO_x。催化转化器就是要降低这三种成分的含量。催化转化器内装有催化剂，促进空气与这些有害成分起化学反应，使 CO 氧化为 CO_2，CH 氧化为 CO_2 和 H_2O，NO_x 还原为 N_2。因此，催化转化器就是利用催化剂的作用，将排气中的 CO、HC 和 NO_x，转换为对人体无害的气体的一种排气净化装置，也称其为催化净化转换器。

金属铂、钯或铑均可作催化剂。在化学反应过程中，催化剂只促进反应的进行，不参加反应。

催化转化器有氧化催化转化器和三元催化转化器。氧化催化转化器只将排气中的 CO 和 HC 氧化为 CO 和 H_2O，因此这种催化转化器也称为二元催化转化器。必须向氧化催化转化器供给二次空气作为氧化剂，才能使其有效地工作。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 NO_x 还原为氮（N_2）和氧（O_2），而 CO 和 HC 在还原反应中被氧化为 CO_2 和 H_2O。当同时采用两种转化器时，通常把两者放在同一个转换器外壳内，且三元催化转化器置于氧化催化转化器前面。排气经过三元催化转化器之后，部分未被氧化的 CO 和 HC 继续在氧化催化转化器中与供入的二次空气进行氧化反应。图 11-23 所示为三元催化转化器。

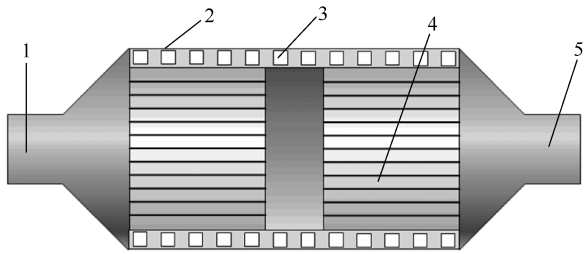


图 11-23　三元催化转化器

1—入口　2—外壳　3—石棉隔热垫　4—陶瓷蜂窝载体　5—出口

第三节　进、排气管总成的维修

一、进、排气歧管的拆检及修复

拆卸进、排气歧管前，先拆下有关零件，如各种管路，然后拧下各紧固件，最后卸下进、排气歧管。检查前，要先清洗进、排气歧管及其与缸盖的结合面，用钢直尺检查密封面

平面度，300mm 以内的平面度应小于 0.15mm。平面度超差，会导致结合面漏气，可采用较厚的新密封垫片来弥补，也可以用加工设备修平翘曲的结合平面。仔细检查歧管是否有裂纹，一般排气歧管两端根部易出现裂纹，主要是由排气歧管温度变化剧烈，热应力过大引起的。裂纹的修复较难，应尽可能更换，也可采用铜芯焊条电弧冷焊方法修复。安装进、排气歧管之前，应在朝向歧管一侧的衬垫面上涂一层密封胶，安装时先将排气歧管就位，按从中央向两端的次序交替拧紧所有紧固螺母。

二、进、排气歧管衬垫的维修

1）检查衬垫有无裂纹或烧蚀，若有，应及时更换，以防漏气。

2）检查进气管预热装置的连接水管及管接头，若漏水应及时更换。

思 考 题

1. 空气滤清器的功用是什么？
2. 目前应用较多的空气滤清器有哪几类？它是如何滤除空气中的杂质？
3. 纸质干式空气滤清器有何优缺点？
4. 进、排气歧管的功用是什么？
5. 排气消声器的功用是什么？

第十二章　冷却系的构造与维修

第一节　冷却系的功用及组成

一、冷却系的功用

冷却系用于保证发动机在所有工况下都在适当的温度范围内。冷却系既要防止发动机过热，也要防止冬季发动机过冷。在发动机冷起动之后，冷却系还要保证发动机迅速升温，尽快达到正常的工作温度。

在发动机工作期间，最高燃烧温度可能高达2500℃，即使在怠速或中等转速下，燃烧室的平均温度也在1000℃以上。因此，与高温燃气接触的发动机零件受到高温加热。在这种情况下，若不进行适当的冷却，发动机将会过热，工作过程恶化，零件强度降低，机油变质，零件磨损加剧，最终导致发动机动力性、经济性、可靠性及耐久性的全面下降。但是冷却过度也是有害的。过度冷却或使发动机长时间在低温下工作，均会使散热损失及摩擦损失增加，零件磨损加剧，排放恶化，发动机工作粗暴，发动机功率下降及燃油消耗率增加。

二、发动机过热或过冷的影响

1. 发动机过热的影响

1）降低了充气效率，导致发动机功率下降。

2）早燃和爆燃的倾向加大，破坏了发动机的正常工作；同时，也促使零件承受额外的冲击负荷而造成早期损坏。

3）运动件的正常间隙被破坏，使零件不能正常运动，甚至发生损坏。

4）金属材料的力学性能降低，造成零件变形及损坏。

5）润滑情况恶化，加剧了零件的摩擦和磨损。

2. 发动机过冷的影响

发动机的冷却单纯依靠零件本身对外散热是不够的，必须对某些零件，特别是与高温气体直接接触的零件，进行必要的强制冷却，才能保证发动机正常运转。但是，过分的冷却也会引起不良后果：

1）进入气缸的可燃混合气(或空气)温度太低，使点燃困难或燃烧迟缓，造成发动机功率下降及燃料消耗量增加。

2）润滑油的粘度增大，造成润滑不良，加剧零件的磨损，同时增大了功率消耗。

3）燃烧后生成物中的水蒸气易冷凝成水与酸性气体形成酸类，加重对零件特别是气缸的侵蚀作用。

4）因温度过低而未汽化的燃料对摩擦表面(气缸壁、活塞、活塞环等)油膜的冲刷以及对润滑的稀释，加重了零件的磨损。

三、发动机的冷却方式

根据所用冷却介质的不同，发动机的冷却方式可分为水冷式和风冷式。

1）水冷式以冷却液(水)为传热介质，再传给空气。也就是以少量的冷却液进行不断循环的方法，在发动机水套中吸收多余的热量，再流到散热器中散去热量。由于水套进出口的温度差较小(约为10K)，气缸下部不致过冷，且水冷式的冷却强度容易调节，能保持发动机在正常温度工作，并能用热水预热发动机，便于冬季起动。

2）风冷式以空气为冷却介质，利用高速流动的空气直接吹过气缸盖和气缸体表面，把热量散发到大气中，保证发动机在最有利的温度范围内工作。

四、发动机的正常工作温度

冷却系是发动机热量的消耗者，为了使发动机正常地工作，不管负荷、转速和周围大气温度如何变化，冷却液温度应保证在353～373K(80～100℃)范围内。只有在这一狭窄的温度范围内，才能使各受热机件处于正常的热规范内：气缸壁为470～570K(200～300℃)，气缸盖、活塞顶部为573～673K(300～400℃)，润滑油的温度为343～363K(70～90℃)。这样才能保证发动机有较大的输出功率和较好的经济性，且运动零件的磨损正常。

五、水冷系的组成

水冷系具有冷却可靠，零件布置紧凑，噪声低，使用方便等优点，在汽车发动机上应用较为广泛。水冷系主要由散热器、风扇、水泵、冷却水管、水套、节温器和冷却液温度监测、控制装置等组成，如图12-1所示。

目前汽车发动机上广泛采用的是水冷系。水冷系一般都是由水泵强制给冷却液，使冷却液在冷却系中进行循环流动的，故称为强制循环式水冷系。水冷发动机的气缸盖和气缸体中都铸有储水的、连通的夹层空间，称为水套。其作用是让冷却液接近受热的高温零件，并可在其中循环流动。水泵将冷却液由机外吸入并加压，使之经分水管流入发动机缸体水套。这样，冷却液从气缸壁吸收热量，温度升高；流到气缸盖水套，再次受热升温后，沿水管进入散热器内。经风扇的强力抽吸，空气流由前向后高速通过散热器。最终使受热后的冷却液在流经散热器的过程中，使其热量不断通过散热器散发到大气中去，同时使冷却液本身得到冷却。冷却后的冷却液流到散热器的底部后，又在水泵的加压下，经水管再压入水套，如此不断地循环，从而使发动机在高温条件下工作的零件不断地得到冷却，保证发动机的正常工作。

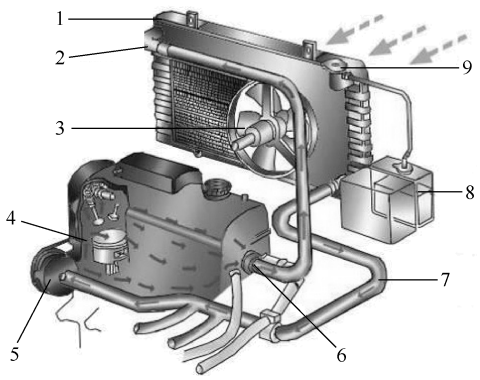


图12-1 冷却系的组成

1—散热器 2—上水管 3—冷却风扇 4—冷却液 5—水泵 6—节温器 7—下水管 8—储液罐 9—散热器盖

冷却系中设有调节温度的装置，是为了保证发动机在不同的负荷和转速条件下均在最适宜的温度范围内工作，如百叶窗和节温器等。

桑塔纳2000型轿车发动机的冷却方式为密封高压水冷系，它的水箱盖限压阀开启压力为0.12～0.15MPa，而一般的水冷系散热器盖的开启压力在0.1MPa以下，为0.026～0.037MPa。上海桑塔纳2000型轿车发动机冷却系布置如图12-2所示。奥迪、捷达、本田轿车发动机也采用这种类型的水冷系。

通常，冷却液在冷却系中的循环流动路线有两条：一条为大循环，另一条为小循环，如

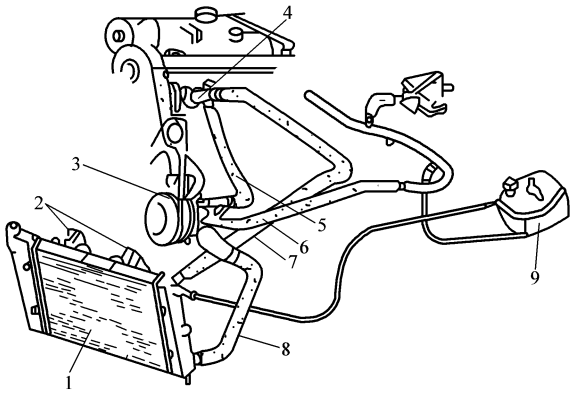


图 12-2　桑塔纳 2000 型轿车发动机冷却系示意图

1—散热器　2—风扇　3—水泵　4—缸盖出水口　5—旁通水管
6—暖风回水进水泵冷却液管　7—缸盖大循环时出水管(进水管)
8—散热器出水管　9—膨胀水箱

图 12-3、图 12-4 所示。大循环是冷却液温度高时，冷却液经过散热器而进行的循环流动；小循环是冷却液温度低时，冷却液不经过散热器而进行的循环流动，从而使冷却液温度很快升高。冷却液进行大循环还是小循环，由节温器控制。

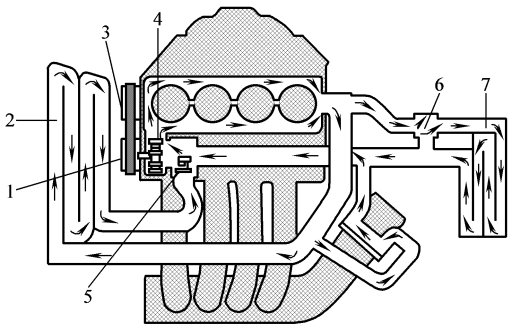


图 12-3　冷却系大循环示意图

1—水泵齿形带轮　2—散热器　3—曲轴齿形带轮　4—水泵叶轮　5—节温器　6—控制阀　7—暖风装置的热交换器

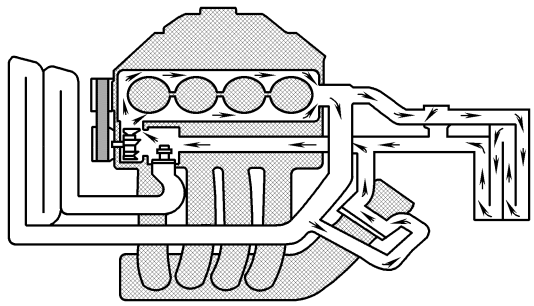


图 12-4　冷却系小循环示意图

大多数汽车装有暖风系统。暖风机是一个热交换器，如图 12-3 所示，也可称作第二散热器。在装有暖风机的水冷系中，热的冷却液从气缸盖或机体水套经暖风机进水软管流入暖风机芯，然后经暖风机出水软管流回水泵。吹过暖风机芯的空气被冷却液加热之后，一部分送到风窗玻璃除霜器，一部分送入驾驶室或车厢。

六、冷却液

冷却液是水与防冻剂的混合物。冷却液用水最好是软水，否则将在发动机水套中产生水垢，使传热受阻，易造成发动机过热。

纯净水在 0℃时会结冰。发动机冷却系中的水结冰，将使冷却水终止循环引起发动机过热。尤其严重的是水结冰时体积膨胀，可能将机体、气缸盖和散热器胀裂。为了适应冬季行车的需要，在水中加入防冻剂制成冷却液以防止循环冷却水的冻结。最常用的防冻剂是乙二

醇。冷却液中水与乙二醇的比例不同，其冰点也不同(表 12-1)。50% 的水与 50% 的乙二醇混合而成的冷却液，其冰点约为 -35.5℃。

表 12-1 冷却液中各成分含量

冷却液冰点/℃	乙二醇的质量分数(%)	水的质量分数(%)	密度/(kg/m³)
-10	26.4	73.6	1.0340
-20	36.4	63.8	1.0506
-30	45.6	54.4	1.0627
-40	52.6	47.7	1.0713
-50	58.0	42.0	1.0780
-60	63.1	36.9	1.0833

在水中加入防冻剂，同时还提高了冷却液的沸点。例如，含 50% 乙二醇的冷却液在大气压力下的沸点是 103℃。因此，防冻剂有防止冷却液过早沸腾的附加作用。

防冻剂中通常含有缓蚀剂和泡沫抑制剂。防锈剂可延缓或阻止发动机水套壁及散热器的锈蚀或腐蚀。冷却液中的空气，在水泵叶轮的搅动下会产生很多泡沫，这些泡沫将妨碍水套壁的散热。泡沫抑制剂能有效地抑制泡沫的产生。在使用过程中，防锈剂和泡沫抑制剂会逐渐消耗殆尽，因此，定期更换冷却液是十分必要的。在防冻剂中一般还要加入着色剂，使冷却液呈蓝绿色或黄色以便识别。

第二节 水冷系的构造与维修

一、水冷系的构造

1. 散热器

散热器的功用是增大散热面积，加速冷却液的冷却。冷却液经过散热器后，其温度可降低 10～15℃。为了将散热器传出的热量尽快带走，在散热器后面装有风扇与散热器配合工作，其结构如图 12-5 所示。

散热器上水室顶部有加水口，冷却液由此注入整个冷却系并用散热器盖盖住。在上水室和下水室分别装有进水管和出水管，进水管和出水管分别用橡胶软管与气缸盖的出水管和水泵的进水管相连。在散热器下面一般装有减振垫，防止散热器受振动损坏。在散热器下水室的出水管上还有放水开关，必要时可将散热器内的冷却液放掉。

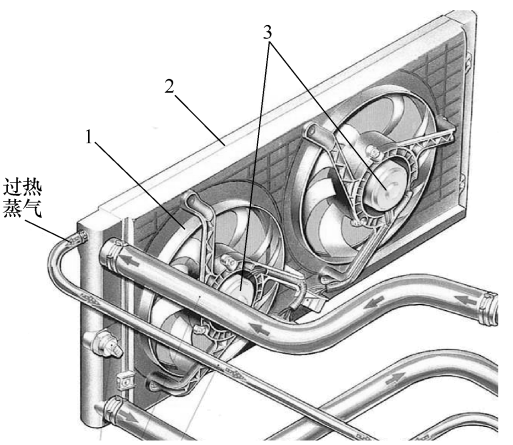


图 12-5 冷却系散热器

1—护罩 2—散热器 3—电动风扇

散热器芯由许多冷却管和散热片组成，设置散热片是为了增加散热器芯的散热面积。散热器芯的构造形式有多种，常用的有管片式和管带式两种，如图 12-6 所示。

1）管片式散热器芯冷却管的断面大多为扁

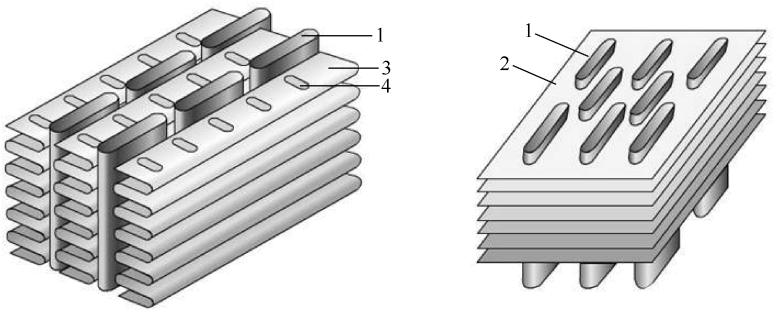


图 12-6　散热器芯结构

a）管带式　b）管片式

1—冷却管　2—散热片　3—散热带　4—缝孔

圆形，它连通上、下水室，是冷却液的通道。与圆形断面的冷却管相比，扁形管不但散热面积大，而且万一管内的冷却液结冰膨胀，扁形管可以借其横断面变形而避免破裂。采用散热片不但可以增加散热面积，还可增大散热器的刚度和强度。这种散热器芯强度和刚度都较好，耐高压，但制造工艺较复杂，成本高。

2）管带式散热器芯采用冷却管和散热带沿纵向间隔排列的方式，散热带上的缝孔是为了破坏空气流在散热带上形成附面层，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采用。

散热器必须有足够的散热面积，而且所用材料导热性能好，因此，散热器一般用铜或铝制成。

目前汽车发动机多采用闭式水冷系，这种冷却系的散热器盖具有自动阀门。发动机热态工作时，阀门关闭，将冷却系与大气隔开，一方面防止水蒸气逸出，另一方面使冷却系内的压力稍高于大气压力，从而可提高冷却液的沸点。现在的汽车发动机大多采用压力式散热器盖，其结构和工作原理如图 12-7 所示。

压力式散热器盖包括一个压力阀和一个真空阀，两个阀均为单向阀。压力阀向上打开，真空阀向下打开，压力阀弹簧较硬，真空阀弹簧相对软一些。发动机正常状态时阀门均关闭，把冷却系与大气隔开。当冷却系内压力

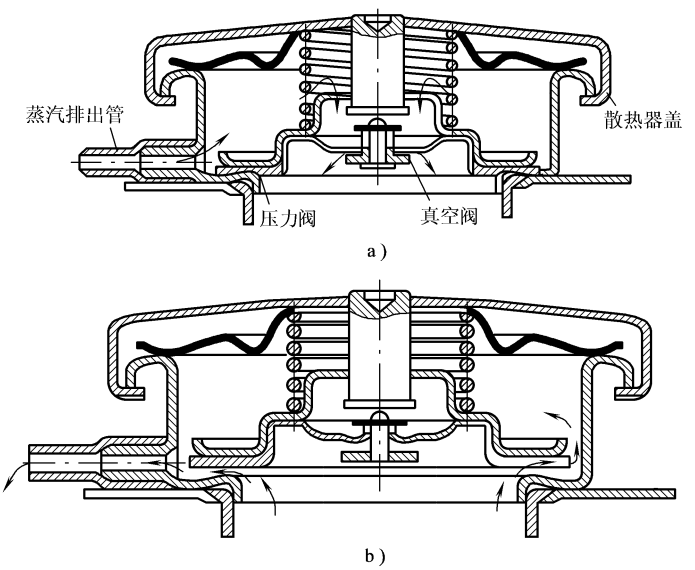


图 12-7　压力式散热器盖结构和工作原理示意图

a）真空阀开启　b）压力阀开启

升高到一定值时，压力阀弹簧受压缩打开阀门，过高的压力由溢流管释放掉，冷却系内的压力下降，以防止散热器胀裂；当压力下降到一定值时，压力阀在弹簧作用下又重新关闭。这样就使冷却系内压力稍高于大气压力，从而可提高冷却液沸点，增加散热器与大气温差，增强了散热效率，同时又减少了冷却液的蒸发损失。当散热器内的压力继续降低，超过某一值时，真空阀开启，外部空气进入散热器，使散热器内的压力升高；当散热器内的压力升高到一定值后，真空阀在其弹簧的作用一下重新关闭。各种汽车发动机散热器盖阀门开启压力略有差别。压力阀开启压力一般超过大气压 26%~37%。

加注防锈防冻液的汽车发动机，为了减少冷却液的损失，保证冷却系正常工作，采用散热器加储水箱结构，如图 12-8 所示。

储水箱的上方用一根软管通大气，另一根软管与散热器的溢流管相连。当散热器内蒸汽压力升高到某一值时，其盖上的压力阀打开，冷却液通过压力阀和溢流管进入储水箱；当温度下降时，冷却液又从储水箱通过真空阀流回到散热器内部。这样可以防止冷却液损失。储水箱印有两条液面高度标记线，液面高度应位于这两条标记线之间，如图 12-9 所示。储水箱中的冷却液应位于“MAX”和“MIN”之间，若低于“MIN”位应及时补充冷却液。还有一些储水箱上标记为：“HIGH”和“LOW”之间。

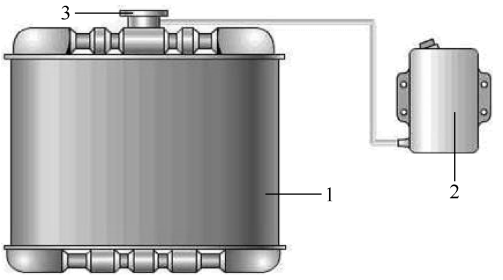


图 12-8 散热器和储水箱结构
1—散热器 2—储水箱 3—加压盖

图 12-9 储水箱冷却液标记示意图

2. 冷却风扇

（1）功用 冷却风扇的功用是提高通过散热器芯的空气流速，增加散热效果，加速冷却液的冷却。风扇安装在散热器后面，并与水泵同轴。当风扇旋转时，对空气产生吸力，使之沿轴向流动。空气流由前向后通过散热器芯，使流经散热器芯的冷却液加速冷却。

（2）形式 车用发动机的风扇有两种形式，即轴流式和离心式，如图 12-10 所示。轴流式风扇所产生的风的流向与风扇轴平行，离心式风扇所产生的风的流向为径向。轴流式风扇效率高，风量大，结构简单，布置方便，因而在车用发动机上应用广泛。

图 12-10a 所示的轴流式风扇由叶片、托板铆接而成，叶片则由薄钢板冲压成形，横断面多为圆弧形，这种风扇也叫做螺旋桨式轴流风扇。为了降低风扇噪声，使叶片具有良好的空气动力性能，已开始大量使用具有翼型断面叶片的整体铝合金铸造或用尼龙、聚丙烯等合成树脂注塑的轴流式风扇，如图 12-10b 所示。这种风扇由 2~8 片叶片组成，常见的为 4、5、6 片。为减小叶片

旋转时的气流噪声，叶片常做成不等距的或叶片为奇数。图 12-10c 所示为离心式风扇。

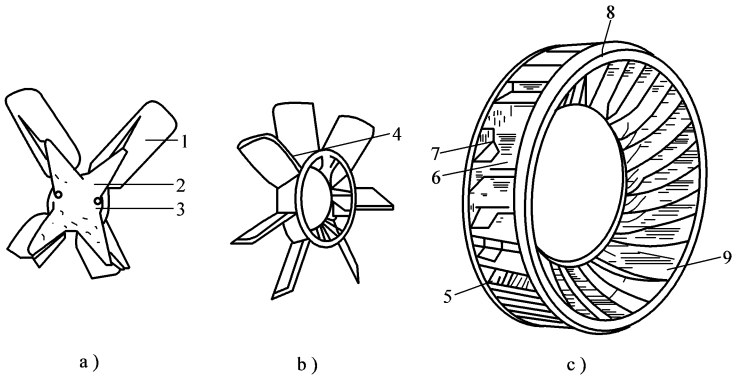


图 12-10　冷却风扇

a）薄钢板叶片的轴流式冷却风扇

b）铝合金、合成树脂叶片的轴流式冷却风扇　c）离心式风扇

1—叶片　2—铆钉　3—托板　4—翼形叶片　5—风扇导轮

6—叶片　7—连接板　8—加强圈　9—风扇盘

3. 水泵

（1）功用　水泵的功用是对冷却液加压，加速冷却液的循环流动，保证冷却可靠。车用发动机上多采用离心式水泵。离心式水泵具有结构简单、尺寸小、排水量大、维修方便等优点，其结构和工作原理如图 12-11 所示。

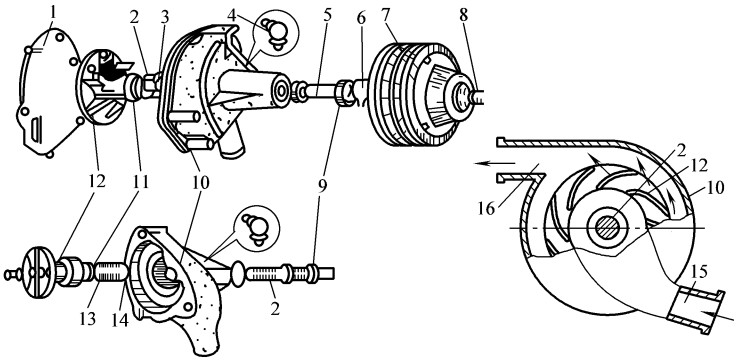


图 12-11　离心式水泵

1—水泵盖　2—水泵轴　3—夹布胶木垫圈　4—油嘴　5—轴承限管

6、14—锁环口　7—带轮　8—螺母　9—轴承　10—泵体　11—水封弹簧

12—叶轮　13—水封皮碗　15—进水管　16—出水管

（2）构造　离心式水泵主要由泵体、叶轮和水泵轴等组成，叶轮的叶片一般是径向或向后弯曲的，其数目一般为 6 ~ 9 片。当叶轮旋转时，水泵中的水被叶轮带动一起旋转，在离心力作用下，水被甩向叶轮边缘，然后经外壳上与叶轮成切线方向的出水管压送到发动机水套内。与此同时，叶轮中心处的压力降低，散热器中的水便经进水管被吸进叶轮中心部分。如此连续地作用，使冷却液在水路中不断地循环。如果水泵因故停止工作时，冷却液仍然能从叶轮叶片之间流过，进行热流循环，不至于使发动机很快发生过热。

（3）安装位置　安装在风扇带轮上或缸体上。

4. 冷却强度调节装置

（1）功用　冷却强度调节装置是根据发动机不同工况和不同使用条件，改变冷却系的散热能力，即改变冷却强度，从而保证发动机经常在最有利温度状态下工作。

改变冷却强度有两种调节方式：一种是改变通过散热器的空气流量；另一种是改变冷却液的循环流量和循环范围。

1）改变通过散热器的空气流量。利用百叶窗和各种自动风扇离合器来实现改变通过散热器的空气流量。百叶窗可以调节空气流量并防止冬季冻坏水箱，多用人工调节，也有采用自动调节装置的。自动风扇离合器是根据发动机的温度自动控制风扇的转速，调节扇风量以达到改变通过散热器的空气流量的目的。

① 百叶窗。由于冬季冷车起动后的暖机过程，或严寒冷却液温度较低时，冷却液只进行小循环，这时散热器内的冷却液温度很低。为此在散热器前安装有百叶窗，用来调节流过散热器的空气量，以调节冷却系的冷却强度，从而改善燃油的雾化条件，减少排气污染。百叶窗是由许多片活动挡板组成的，有垂直安装的，也有水平安装的。多用手柄在驾驶室内通过传动件调节多片挡板的开度，这样可根据仪表板上的冷却液温度表来观察冷却液温度，再根据冷却液温度调节百叶窗的开闭程度，以改变空气流的强度。

② 自动风扇离合器。自动风扇离合器有硅油式、机械式和电磁式三种。目前应用最多的是硅油式风扇离合器。硅油式风扇离合器是一种以硅油为转矩传递介质，利用散热器后面气流温度控制的液力传动离合器。它结构简单、工作效果好，并具有明显节省燃料的优点。这种风扇离合器结构如图 12-12 所示。

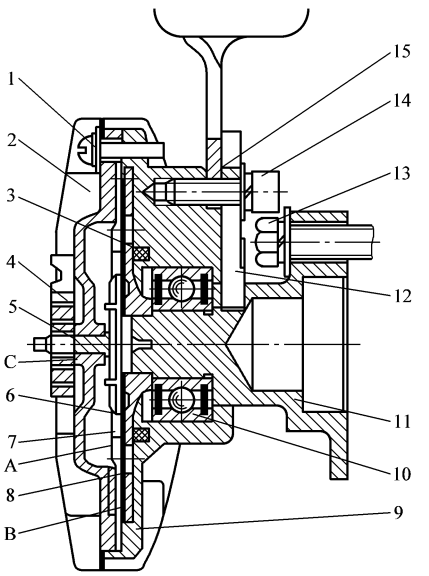


图 12-12　硅油式风扇离合器结构示意图

1—螺钉　2—前盖　3—密封毛毡圈　4—双金属感温器　5—阀片轴　6—阀片　7—主动板　8—从动板　9—壳体　10—轴承　11—主动轴　12—锁止板　13—螺栓　14—内六角螺钉　15—风扇

A—进油孔　B—回油孔　C—漏油孔

前盖 2、壳体 9 和从动板 8 用螺钉 1 组装为一体，通过轴承 10 安装在主动轴 11 上。为了加强对硅油的冷却，在前盖上铸有散热片。主动轴与水泵轴一起转动，风扇 15 安装在壳体上。从动板与前盖之间的空腔为储油腔（油面低于轴中心线），从动板与壳体之间的空腔为工作腔。主动板 7 固接在主动轴上，它与壳体及从动板之间均有一定的间隙。从动板上有进油孔 A，若偏转阀片 6，则进油孔即可打开。阀片的偏转靠螺旋状的双金属感温器 4 控制，并受从动板上定位凸台的限制。感温器外端固定在前盖上，内端卡在阀片轴 5 的槽内。从动板外缘有一回油孔 B，中心有漏油孔 C，以防静态时从阀片周围泄漏硅油。

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，进油孔被阀门关

闭，硅油不能从储油腔流入工作腔，工作腔内无硅油，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打滑，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，当风扇离合器前端的气流温度达到 333～338K 时，感温器受热变形而带动阀片轴和阀片转动，进油孔打开。当吹向感温器的气流温度超过 338K 时，进油孔完全打开，于是硅油从储油腔进入工作腔。由于主动板与从动板之间的缝隙进入了粘度很大的硅油，主动板利用硅油的粘性即可带动壳体和风扇转动。此时风扇离合器处于接合状态，风扇转速迅速升高，风量增大，冷却强度增大。在风扇离合器接合期间，硅油在壳体内不断循环。由于主动板的转速比从动板高，因此在离心力作用下，从主动板甩向工作腔外缘的油液压力比储油腔外缘的油压力高，油液从工作腔经回油孔流回储油腔，而进油腔又经油孔及时地向工作腔补充油液。工作腔内的缝隙始终充满硅油使离合器处于接合状态。在从动板 8 的回油孔 B 旁，有一个刮油凸起伸入工作腔的缝隙内，其作用是使离合器转动时回油孔一侧的硅油压力增高，使硅油从工作腔流回储油腔的速度加快，缩短风扇离合器回到分离状态的时间。

当发动机负荷下降时，冷却液温度降低，吹向感温器的气流温度低于 308K 时，感温器恢复原来形状，阀片将进油孔关闭。工作腔内油液继续从回油孔流向储油腔，直至甩空为止。这时风扇离合器回到分离状态，风扇停止转动。

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。

③ 电动冷却风扇。目前也有一些发动机的冷却风扇直接由直流电动机驱动，而不是由曲轴通过传动带驱动。这种风扇只有在冷却液温度达到一定值时才会转动，其系统组成包括风扇电动机、风扇继电器和冷却液温度开关。低温时，冷却液温度开关闭合，继电器触点断开，风扇电动机不转；高温时，冷却液温度开关断开，继电器触点闭合，电动机带动风扇转动。

2）改变通过散热器冷却液的流量。一般是由节温器来控制通过散热器冷却液的流量。

节温器位于发动机和散热器上水室之间的冷却液通道上，它的用途是当发动机处于冷态时关闭通道，阻止冷却液经散热器循环，使发动机能很快地达到正常的工作温度。减少发动机磨损，提高发动机效率，降低冷车运转时的排放污染。

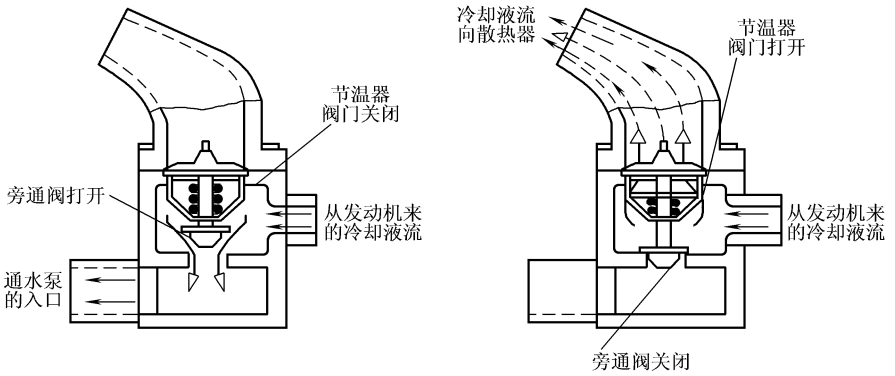


图 12-13　节温器工作原理

图 12-13 所示为节温器的工作原理。多数发动机有一个冷却液旁通道。经节温器连接水套与水泵。当发动机处于冷态，节温器关闭时，旁通道使一些冷却液可以在缸体和缸盖水套内进行小循环，使发动机升温并防止出现局部过热。当发动机升温后，经节温器的旁通道关闭或限流，冷却液经散热器的大循环系统打开，全面调节发动机温度。图 12-14 所示为桑塔纳 2000 节温器的工作原理示意图。

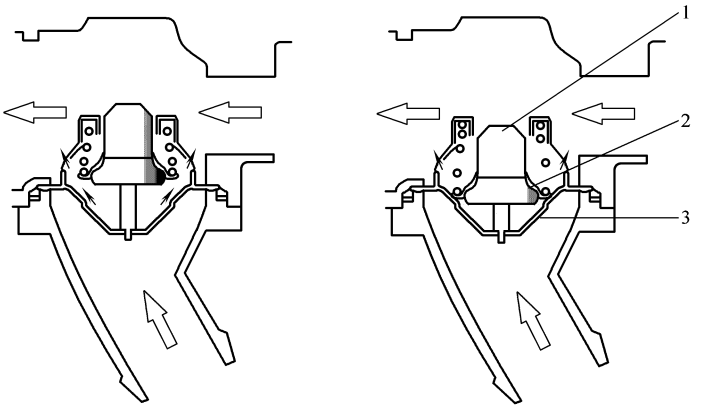


图 12-14　桑塔纳 2000 节温器工作原理

1—节温器芯　2—阀　3—阀座

节温器的结构如图 12-15 所示，由一个阀门和一个温控机构组成。温控机构早年采用液体波纹管式，如今基本上采用石蜡膨胀式。这种节温器是利用石蜡受热时逐渐熔化，体积膨胀，而迫使壳内橡胶管收缩，对节温器内推杆的端头产生上举力。因为推杆固定不动，故其反作用力可以克服弹簧压力打开阀门，使水套与散热器相通，进行大循环；而当冷却液温度降低时，石蜡体积减小，在弹簧力作用下阀门关闭，冷却液只能进行小循环。一般节温器的阀门在冷却液温度低于 70℃时关闭，达到 85℃时打开。由于石蜡本身的传热能力较低，所以感应体对于温度的响应速度不够迅速，为提高节温器的灵敏度，可采用铜丝布夹进石蜡内的方法提高感应体的灵敏度。

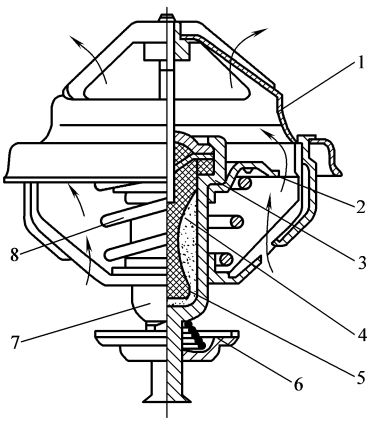


图 12-15　石蜡膨胀式节温器结构示意图

1—支架　2—主阀门　3—推杆　4—石蜡　5—胶管　6—副阀门　7—节温器外壳　8—弹簧

为泄放发动机水套内的空气，便于向冷却系加注冷却液，在节温器的阀片上开有直径为 1.5mm 的泄气孔。

二、水冷系的维修

1. 冷却液的排放与加注（以桑塔纳 2000 为例，其他车型作为参考）

（1）排放

1）将仪表板上的暖风开关拨至右端，打开暖风控制阀。注意：在热态时不可立即取下冷却液储液罐的盖子，因为会有蒸汽喷出。

2）在盖子上盖一块抹布，小心地旋开盖子。

3）在发动机下放置一个干净的收集盘。

4）松开夹箍，拔下散热器的下水管，放出冷却液。

（2）加注　冷却系中必须常年加注一种冷却液添加剂（长效防锈防冻液，它含乙二醇）以防止结冻、腐蚀损坏及提高沸点。切勿混用不同牌号的冷却液。禁止使用磷酸盐和亚硝酸盐作为防腐剂的冷却液。加注时应按以下步骤进行：

1）加注冷却液至冷却液储液罐两条标记线之间。

2）旋紧储液罐盖子。

3）使发动机运转 5～7min。

4）检查冷却液液面高度。

2. 散热器维修

散热器作为影响发动机能否正常运行的重要部件应当引起使用和维修部门的注意，在检查维修中，应按以下技术要求进行。

1）整车每行驶 2 万 km，应用水正面冲洗散热器，清除积尘等堵塞物，以防止散热性能的降低。

2）对大修车的散热器总成应进行泄漏检查和修补。泄漏检查应用将压缩空气引入浸入水中的散热器中进行泄漏检查，通入的压缩空气压力为 120kPa，持续 1min 不得有渗漏。经修补的焊缝应牢固、美观，并去除毛刺。

3）对大修车的散热器进行修补，允许将冷却水管卡断，但不得多于 2 根。卡断的管头应焊补牢靠，无渗漏，散热器焊补时在每 0.1m^2 面积内不得多于 1 处。

4）散热器的拆卸和安装（以桑塔纳 2000 为例，其他车型作为参考）

① 拆卸

a. 排放冷却液。

b. 松开冷却液管上的夹箍，拔下散热器的冷却液软管。

c. 拔下位于冷却风扇罩壳上的热敏开关插头。为防止损坏冷凝器及制冷剂管路，不要压迫、扭曲及弯曲制冷剂管路。

d. 将双冷却风扇连同罩壳一起拆下。

e. 拆下散热器。

② 散热器的维修

a. 散热器常见故障及原因见表 12-2。

表 12-2　散热器常见故障及原因

故 障 现 象	可能产生的原因	排 除 方 法
冷却效果下降	散热芯结水垢严重	清除散热芯外表污垢

b. 泥土堵塞散热芯如图 12-16 所示，应清除泥土。

c. 散热芯损坏如图 12-17 所示，应进行修复，不可修复的应更换。

5）安装。按与拆卸相反的顺序安装散热器。

3. 风扇故障与维修

1）风扇常见故障及原因如表 12-3 所示。

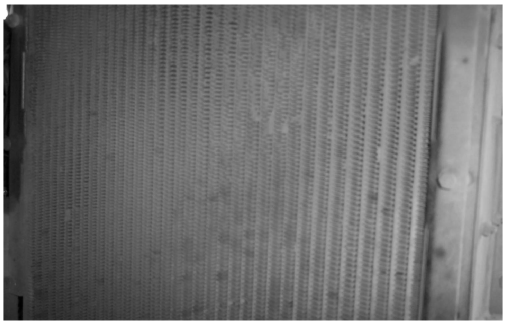


图 12-16 泥土堵塞散热芯

图 12-17 散热芯损坏

表 12-3 风扇常见故障及原因

故 障 现 象	可能产生的原因	排 除 方 法
抽吸空气效果下降	风叶变形	更换风扇
	风叶断裂	更换风扇

2）风扇叶片断裂如图 12-18 所示，此时应更换风扇。

4. 水泵维修

（1）分解

1）拆下风扇和传动带轮。

2）拆下水泵盖。

3）松掉叶轮紧固螺栓，取出水泵叶轮。

4）取出水封密封垫圈及水封总成。

5）取出水泵轴前端槽形螺母开口销，拆下螺母，取出轮毂。

6）取出水泵外轴承挡圈，将水泵轴及轴承一起从水泵壳后端压出或冲出。

7）用专用拉器或冲头，将内、外轴承和隔套从泵轴上压出或冲出。

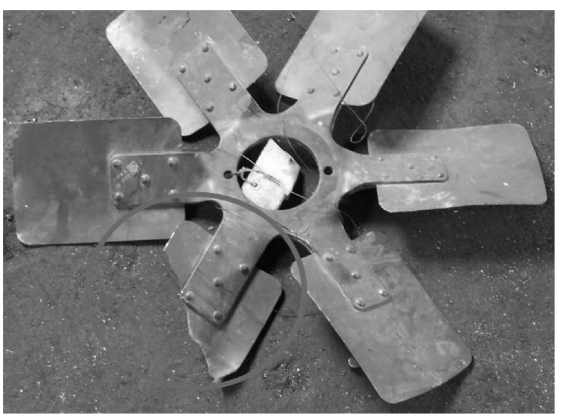


图 12-18 风扇叶片断裂

（2）清洗 清洗水泵壳及盖、水泵轴、轴承、隔套、挡圈及螺栓等零件。

（3）维修水泵

1）水泵壳体裂纹可采用铸铁焊条乙炔焊接，也可采用电焊或环氧树脂胶粘结。

2）水泵壳体与盖结合平面变形超过技术要求时，可车削，但车削总厚度不超过规定值，可加厚泵盖衬垫。

3）水泵轴磨损，检查水泵轴和轴承配合间隙，如超技术要求，可采用水泵轴镀锡修复或更换水泵轴。

4）检视水泵叶轮破裂，可用环氧树脂胶粘结或铸铁焊条气焊。

5）叶轮孔径磨损，其与水泵轴配合间隙大于技术要求，采用水泵轴镀锡修复或更换水泵轴。

6）叶轮方孔磨损，其与水泵轴配合间隙大于技术要求，可对水泵扁方堆焊修复或

更换。

7）水封座圈外径磨损，如与水泵壳体孔配合间隙大于技术要求，可更换水封座圈。

8）水封座圈如有麻点、沟槽或不平，可车削或铰削；如水封老化、变形和破裂，应更换。

9）检查水泵叶轮与泵盖端面间隙，应符合技术要求，否则可用垫片调整。

10）检查叶轮与泵壳间隙，应符合技术要求，否则更换叶轮。

（4）调试水泵　调试水泵包括泵水压力、泵水量的调节和进行密封性试验。

1）在水泵试验台上试验水泵性能

① 水泵装在试验台上。

② 连接水管，打开阀门，关闭排气阀。

③ 开启压缩空气，使其进入下水箱，将水压入上水箱。

④ 关闭阀门和压缩空气开关。

⑤ 用传动装置调节试验水泵至转速为2000r/min。

⑥ 通过流量计感应塞，由流量计显示出该转速下的流量，应符合技术要求。

⑦ 扬程不低于技术要求。

2）用简易方法试验

① 用手转动带轮，泵轴应转动自如，叶轮与泵壳不发生碰擦。

② 堵住水泵进水口，将水灌入水泵腔中，转动水泵轴，泄水孔无漏水现象。

（5）水泵的维修工艺（表12-4）

表12-4　水泵的维修工艺

检测结果 / 项目	发动机型号	技术要求	检测结果	判断
水泵壳体的维修				
壳体各螺孔螺纹				
壳体与盖的结合平面				
水泵轴直线度误差				
水泵轴承轴向间隙				
水泵轴承径向间隙				
水泵叶轮				
风扇叶片				
叶轮轮叶与水泵壳的间隙				
叶轮外沿与壳体内壁最窄处间隙				

5. 节温器的维修

（1）拆卸

1）使发动机前端位于维修工作台上。

2）在点火开关切断的情况下，拔下蓄电池搭铁线。

3）排放冷却液。

4）拆卸 V 带及发电机。

5）从连接体上拆下冷却液管。

6）松开螺栓，取出节温器盖、O 形密封圈和节温器。

（2）检查　在水浴中加热节温器，观察节温器阀门开启温度和升程。节温器开始打开温度约为 85℃左右，结束打开温度约为 110℃，节温器最大升程应符合技术要求。

（3）安装

1）清洁安装 O 形密封圈的密封表面。

2）安装节温器，注意节温器的感温部分必须在气缸体内。

3）用冷却液浸湿新的 O 形密封圈。

4）拧紧节温器盖螺栓。

5）安装发电机。

6）加注冷却液。

6. 硅油风扇离合器的维修

硅油风扇离合器常见故障及原因见表 12-5。

表 12-5　硅油风扇离合器常见故障及原因

故 障 现 象	可能产生的原因	排 除 方 法
转速不随温度变化而变化	● 双金属感温器脏 ● 双金属感温器失灵 ● 漏硅油	● 清洗双金属感温器 ● 更换硅油风扇离合器 ● 更换硅油风扇离合器

7. 冷却系典型故障及排除

（1）冷却系故障及原因（表 12-6）

表 12-6　冷却系故障及原因

故 障 表 现	故 障 原 因
水泵漏水	1. 水封破损 2. 水封摩擦副表面粗糙度不符合要求，或偏磨 3. 水封弹簧预紧力不够，水封摩擦副间不能密封 4. 矩形密封圈损坏

（2）安装水泵注意事项

1）更换水泵时，应检查新水泵总成上是否带有密封圈，密封圈应装在水泵壳体的相应位置。

2）水泵装配时，安装表面上应使用乐泰（LOCTITE）29 密封胶（或国产 GY280 密封胶）。

3）水泵螺栓拧紧力矩应符合技术要求。

4）用手转动水泵带轮，使其运转自如。

（3）节温器的使用注意事项

1）更换节温器时，注意节温器座密封圈必须完好无损。

2）安装节温器时，要保证节温器的正确安装位置。

3）装复时要注意密封圈的朝向。

4）节温器座螺栓拧紧力矩应符合技术要求。

5）严禁在拆除节温器的情况下起动运行发动机，否则会出现下列情况。

① 当需要冷却液做大循环时，由于部分冷却液进行小循环(即冷却液通过阻力小的旁通水路进入水泵进口)，而导致发动机过热。

② 当需要冷却液做小循环时，由于部分冷却液进入大循环，会使发动机升温过慢，甚至过冷，导致发动机性能下降和恶化。

总之，发动机只有依靠节温器才能控制最佳工作温度，它的动力性、经济性、可靠性才能得以充分发挥。一旦把节温器拆除，发动机将在“过热”或“过冷”状态下工作。因此发动机决不能不装节温器运转。

8. 冷却系典型故障及排除(表 12-7)

表 12-7　冷却系典型故障及排除

故障表现	故障原因	故障排除
泄漏	1. 水泵水封损坏 2. 密封圈损坏(进水管、水泵壳体、节温器座等三处) 3. 散热器泄漏 4. 连接胶管泄漏	检查更换水泵总成 检查更换密封圈 焊补或更换 更换
冷却系过热	1. 节温器损坏 2. 传动带打滑、传动带张紧不够，水泵转速降低 3. 冷却液面过低，循环水量不足 4. 无节温器或节温器安装不正确 5. 指示仪表失灵 6. 水泵气蚀严重或不工作 7. 软管弯折	检查更换节温器 检查更换传动带 加冷却液，检查渗漏 检查并正确安装节温器 校对并维修或更改仪表 检查、更换水泵总成 检查、更换软管
冷却系过冷	1. 指示仪表失灵 2. 无节温器或节温器不起作用	校对、维修或更改仪表 检查更换节温器
风扇噪声	橡胶压块损坏	更换

思　考　题

1. 发动机为什么要冷却，一般最佳冷却液温度范围是多少？
2. 水冷系中为什么要装节温器？什么是大循环？什么是小循环？
3. 冷却系中冷却液温度过高或过低有哪些原因？
4. 为什么要采用风扇离合器？试述硅油风扇离合器的工作原理。
5. 节温度器有何功用？
6. 散热器有何功用？
7. 如何检查散热器密封性？
8. 散热器常见故障有哪些？如何修理？
9. 如何维修水泵常见故障？
10. 如何调整风扇传动带松紧度？

11. 风扇离合器有何功用？有几种类型？
12. 冷却系中冷却液温度过高或过低有哪些原因？
13. 汽车上为什么采用风扇离合器？试述硅油风扇离合器的工作原理。

第十三章　润滑系的构造与维修

第一节　润滑系的功用及组成

一、概述

发动机工作时，各运动零件都存在相互作用，并发生高速的相对运动，零件表面必然要产生摩擦，而摩擦对发动机工作是有害的。主要表现为：摩擦产生摩擦力和摩擦力矩，使发动机克服摩擦消耗功率，导致有效功率减小，摩擦加速零件工作表面的磨损，并产生大量的热，可能导致零件工作表面烧损，降低零件的使用寿命而使零件很快报废。因此，要保证发动机正常工作，就必须对相互运动零件表面进行润滑。润滑的作用是在摩擦表面覆盖一层机油，使相互运动的零件表面之间形成一层薄的机油膜，以减小摩擦阻力，降低功率损失，减轻零件磨损，延长使用寿命。将机油送到运动零件表面而实现润滑的系统称为发动机的润滑系。

二、润滑系的功用

（1）润滑作用　润滑运动零件表面，减小摩擦阻力和磨损，减小发动机的功率消耗。

（2）清洗作用　机油在润滑系内不断循环，清洗摩擦表面，带走磨屑和其他异物。

（3）冷却作用　机油在润滑系内循环还可带走摩擦产生的热量，起冷却作用。

（4）密封作用　在运动零件之间形成油膜(如活塞与气缸)可以提高它们的密封性，有利于防止漏气或漏油。

（5）防锈蚀作用　在零件表面形成油膜，对零件表面起保护作用，防止零部件腐蚀生锈。

（6）液压作用　机油还可用作液压油，如在液压挺柱内起液压作用。

（7）减振作用　在运动零件表面形成油膜，可以吸收冲击并减小振动，起减振缓冲作用。

三、润滑方式

由于发动机传动件的工作条件不尽相同，因此，对负荷及相对运动速度不同的传动件采用不同的润滑方式。

（1）压力润滑　压力润滑是以一定的压力把机油供入摩擦表面的润滑方式。这种方式主要用于主轴承、连杆轴承及凸轮轴承等负荷较大的摩擦表面的润滑。

（2）飞溅润滑　利用发动机工作时运动件溅泼起来的油滴或油雾润滑摩擦表面的润滑方式，称飞溅润滑。该方式主要用来润滑负荷较轻的气缸壁面和配气机构的凸轮、挺柱、气门杆以及摇臂等零件的工作表面。

（3）润滑脂润滑　通过润滑脂嘴定期加注润滑脂来润滑零件的工作表面，如水泵及发电机轴承等。

四、润滑系的组成及油路

现在的汽车发动机润滑系的组成基本相同，主要由油底壳、机油泵、机油滤清器、限压

阀、旁通阀、油道、机油散热器、机油压力传感器、机油压力表和机油温度表等组成，如图 13-1 所示。其中油底壳 4 是储存机油的容器。机油泵 2 是建立油压保证机油循环的装置；集滤器 3、机油滤清器 7 是用于滤除机油中的机械杂质和胶质的装置；限压阀用于限制机油的最高压力，以防止机油压力过高而增加机油泵的功率损失，并防止润滑系的密封元件和管路以及散热器等遭到破坏；溢流阀 1 用于当机油滤清器阻塞时，机油能短路直接进入主油道，而不影响发动机正常工作；发动机油道主要是由发动机机体上加工出的一系列润滑油道组成循环油路，如图 13-1 中的主油道 8 和分油道 9；机油压力传感器、机油压力表和机油温度表等是系统必要的安全检测设备；在整个压力润滑油路终端设置的机油压力开关是最低机油压力报警开关，动作压力为 30kPa。机油散热器用于热负荷较高的发动机，以防止机油温度过高，造成机油粘度过低，摩擦表面油膜不易形成，甚至机油变质；而过低的机油温度，虽能有利于保持油膜，但将导致摩擦阻力增加，因此保持油温的正常范围才有利于发动机的工作。一般发动机是靠汽车行驶中的迎面空气流吹拂油底壳来使机油冷却的。

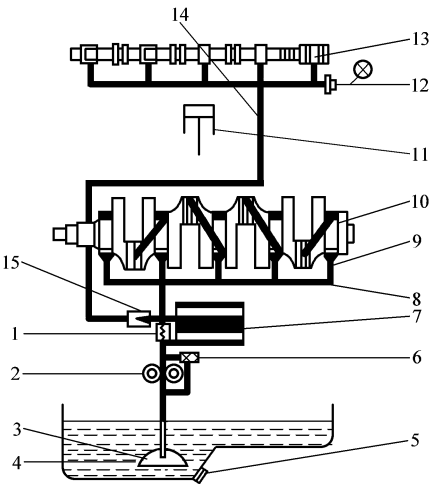


图 13-1 桑塔纳 2000 型轿车 AJR 型发动机压力润滑系示意图

1、6—溢流阀 2—转子式机油泵 3—集滤器 4—油底壳 5—油底壳放油塞 7—机油滤清器 8—缸体主油道 9—分油道 10—曲轴 11—活塞组 12—缸盖主油道端压力开关 13—凸轮轴 14—第四气缸盖螺栓孔 15—机油滤清器单向阀

桑塔纳 2000 型轿车的 AJR 型发动机压力润滑(图 13-1)的过程是：机油泵在发动机的带动下转动，机油泵产生吸力。从油底壳内吸出机油，先经集滤器的滤网去除较大的杂质，以改善机油泵的工作条件。机油经机油泵增压后，若油压过高，则部分机油经溢流阀旁流回机油泵入口。

正常压力机油进入滤清器经过滤清后，进入主油道，经各分油道将压力机油供到 5 个曲轴主轴承，再经过曲轴上的斜油孔通到各连杆轴承，并进入连杆体中的油道，压力机油被送到连杆小头活塞销轴承中，从该轴承两端被挤出后在活塞内腔飞溅，回到油底壳；另一路压力机油自机油滤清器出来后，通过安装在机油滤清器盖上的一个单向阀，进入机体上钻出的一个通向缸体上平面的油道，流经缸盖上第四道气缸盖螺栓孔，进入气缸盖主油道，再由气缸盖分油道分别将压力机油送到各道凸轮轴轴承和液压挺柱。这里设一单向阀的目的是当发动机停机时，使缸盖各油道内的压力机油不流走，保持在油道中，防止在发动机再次起动时缸盖供油不足，导致液压挺柱不能正常工作。

AJR 型发动机也采用飞溅润滑，曲轴旋转时，连杆大头在油面中会甩起机油，飞溅在气缸壁上，使活塞得以润滑。其次，曲轴主轴承、连杆轴承、活塞销轴承、凸轮轴轴承等在压力机油润滑过后，机油会从轴承两端挤出，一方面有压力，另一方面由于零件的运动，因此也会起到飞溅润滑与冷却的作用。

图 13-2 所示为桑塔纳 2000 型轿车 AJR 型发动机润滑系油路组成立体图，图 13-3 所示为富康轿车发动机润滑系油路，图 13-4 所示为马自达轿车发动机润滑系油路，图 13-5 所示

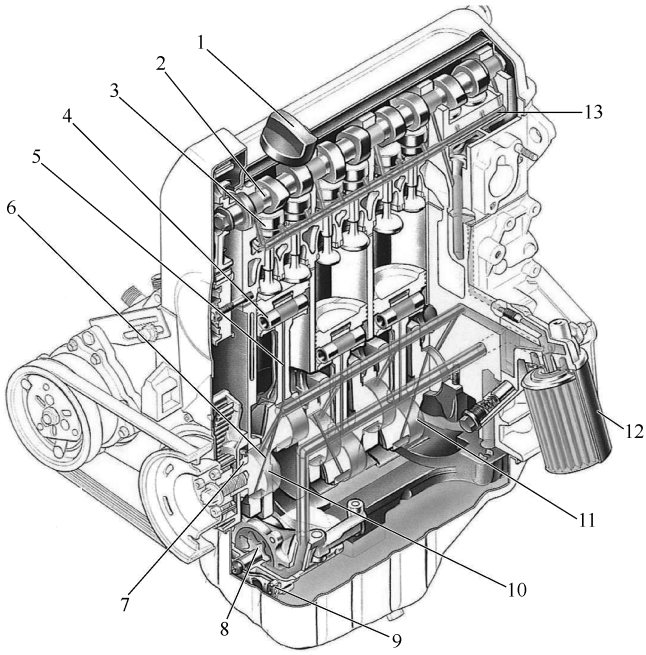


图 13-2　桑塔纳 2000 型轿车 AJR 型润滑系油路组成立体图

1—加机油口盖　2—凸轮轴轴颈　3—液压挺柱　4—活塞销气缸盖主油道　5—连杆油道　6—曲轴油道　7—V 带轮　8—转子式机油泵　9—机油集滤器　10—曲轴主轴颈　11—曲柄销轴颈　12—机油滤清器　13—气缸盖主油道

为康明斯 6BT 柴油机的润滑系油路。

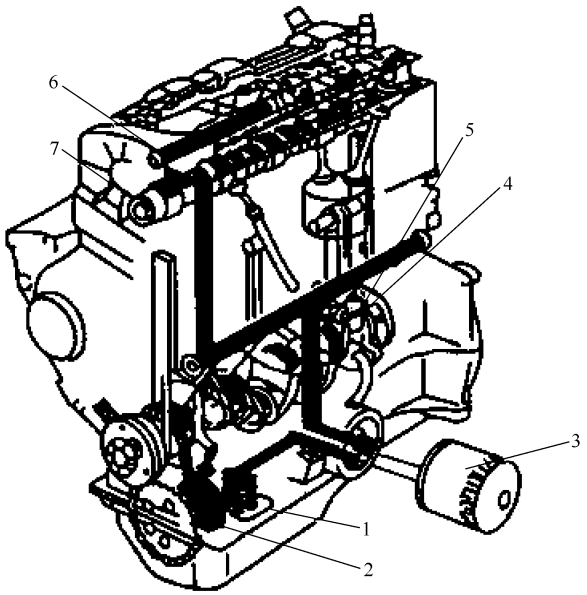


图 13-3　富康轿车发动机润滑系油路

1—机油集滤器　2—机油泵　3—机油滤清器　4—机油压力传感器　5—主油道　6—摇臂轴　7—凸轮轴

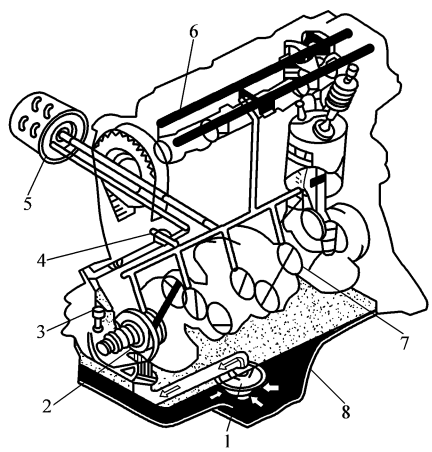


图 13-4　马自达轿车发动机润滑系油路

1—集滤器　2—机油泵　3—限压阀　4—机油压力传感器　5—机油滤清器　6—摇臂轴　7—曲轴　8—油底壳

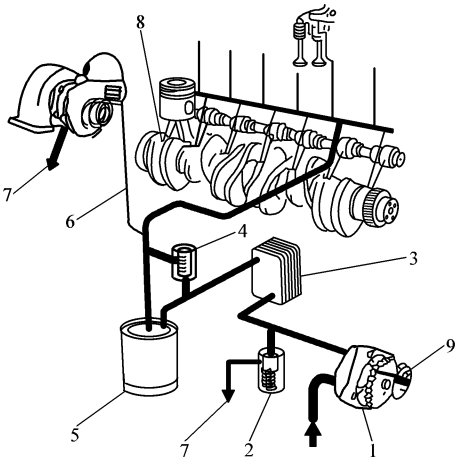


图 13-5 康明斯 6BT 柴油机的润滑系油路

1—机油泵 2—调压阀 3—机油冷却器 4—滤清器旁通阀 5—机油滤清器
6—增压器机油供油管 7—机油返回油底壳 8—活塞冷却喷嘴 9—机油泵惰轮

第二节 润滑系的构造

润滑系的主要组成机件有机油泵、机油集滤器和机油滤清器、机油散热器以及机油压力表和传感器等。

1. 机油泵

机油泵结构形式有多种，常用的有齿轮式和转子式。

（1）外啮合齿轮式机油泵 外啮合齿轮式机油泵由泵体、泵盖、主动齿轮、从动齿轮、主动齿轮轴及传动螺旋齿轮等组成，如图 13-6 所示。当发动机工作时，凸轮轴的驱动齿轮带动螺旋齿轮而使泵壳内的主动齿轮旋转，主动齿轮又带动从动齿轮做反方向旋转，将机油从进油口沿齿隙与泵壁间送至出油口(图 13-7)。与此同时，进油口处形成低压，产生吸力，

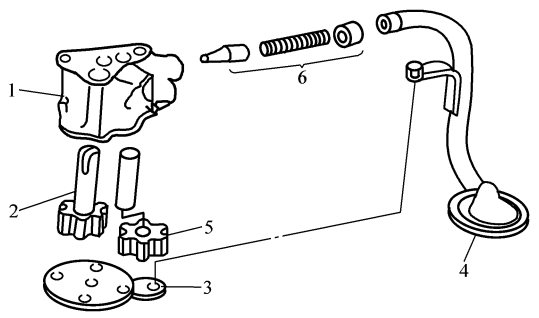


图 13-6 外齿轮式机油泵的组成

1—泵体 2—主动齿轮 3—泵盖
4—集滤器 5—从动齿轮 6—限压阀

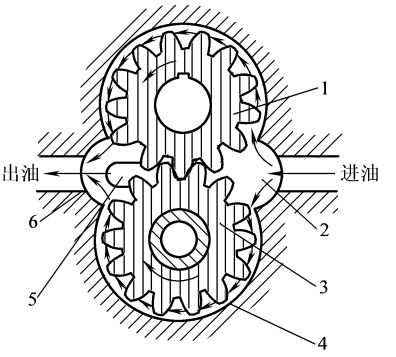


图 13-7 外齿轮式机油泵工作原理示意图

1—主动齿轮 2—进油腔 3—从动齿轮 4—泵体 5—卸油槽 6—出油腔

油底壳内的机油被吸入进油口，出油口处的机油越积越多。因而油压增高，机油便不断地被泵压送到各摩擦部分进行润滑。

（2）内啮合齿轮式机油泵　内啮合齿轮式机油泵由内齿轮、外齿轮、半月块等组成，如图 13-8 所示。主动齿轮为较小的外齿轮，从动齿轮为较大的内齿轮，它们以相同方向转动，半月块将泵体内的容腔分成吸油腔和压油腔，以产生吸油及泵油的作用，如图 13-9 所示。

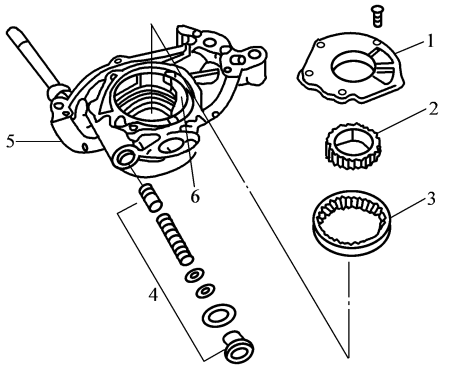


图 13-8　内齿轮式机油泵
1—泵盖　2—外齿轮　3—内齿轮
4—限压阀　5—泵体　6—半月块

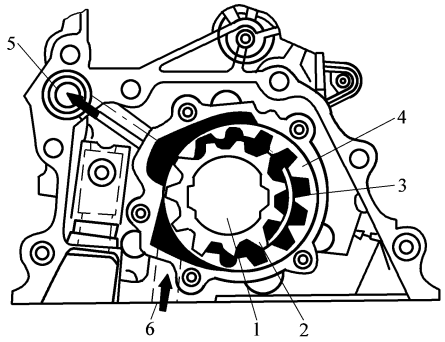


图 13-9　内齿轮式机油泵工作原理图
1—驱动轴　2—主动齿轮　3—半月块
4—从动齿轮　5—出油口　6—进油口

（3）转子式机油泵　转子式机油泵由泵体、泵盖、内转子(主动)、外转子(从动)等组成，如图 13-10 所示。内转子比外转子少一个齿，与泵壳作偏心安装。当内转子驱动外转子转动时，内、外转子齿的空间发生由小变大、再由大变小的变化，产生吸力，机油盘内的机油被吸入而泵压送到运动机件，如图 13-11 所示。

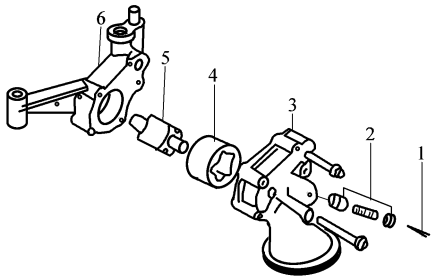


图 13-10　转子式机油泵的一般结构
1—开口销　2—限压阀　3—泵盖
4—外转子　5—内转子　6—泵体

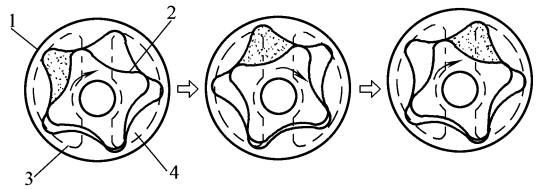


图 13-11　转子式机油泵的工作原理
1—外转子　2—内转子　3—出口　4—入口

（4）叶片式机油泵　叶片式机油泵由偏心转子、叶片、弹簧及泵体等组成，如图 13-12 所示。叶片装在转子槽内，由弹簧压紧在泵体上，转子偏在一旁。当转子与叶片一起旋转时，叶片间的容积发生变化，在容积由小变大处设有吸油口，以产生吸油作用，在容积由大变小处设有出油口，将机油加以压力送出。

机油泵一般由凸轮轴上的驱动齿轮和机油泵主动齿轮轴上的传动螺旋齿轮相啮合而旋转。某些机型以曲轴带动，使用内、外齿轮式机油泵。

2. 机油集滤器

机油集滤器如图 13-13 所示，它一般安装在机油泵进油口的前面，主要作用是防止较大的机械杂质进入润滑油路。

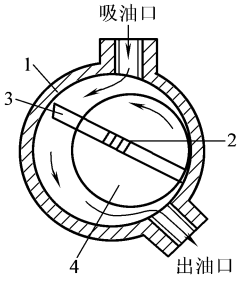


图 13-12 叶片式机油泵工作原理
1—泵体 2—弹簧
3—叶片 4—偏心转子

图 13-13 机油集滤器
1—油管 2—滤网

3. 机油滤清器

在发动机工作过程中，机件摩擦表面磨损下来的金属屑、燃料燃烧产生的炭粒以及机油变质形成的胶质，将不断地混入机油中。这些杂质会加速机油变质，缩短机油的使用寿命。如果把含有这些杂质的机油直接送到运动零件表面，机油中的杂质就会成为磨料，从而加速零件的磨损，并且引起油道堵塞及活塞环、气门等零件胶结。因此，在机油润滑机件摩擦表面之前，必须首先清除这些杂质，以保证机件摩擦表面的良好润滑，延长其使用寿命。

机油滤清器的作用是滤除机油中的杂质。在发动机润滑系中一般都采用过滤式机油滤清器，其滤芯越细密则过滤效果越好，但滤芯越细密，机油过滤过程中的通过阻力也就越大。在货车特别是重型货车上一般采用滤清能力不同的两级滤清器：粗滤器和细滤器，并且多为可更换滤芯式，即当使用时间达到更换周期时，只需将中心螺栓拆下更换滤芯即可。粗滤器用于滤去机油中粒度较大、颗粒直径为 0.05～0.1mm 以上的杂质。这种滤清器对机油的流动阻力比较小，一般串联在机油泵和主油道之间，以保证机油泵压出的机油全部经过过滤后流入主油道，属于全流式滤清器。滤清器内设有旁通阀，当滤清器滤芯堵塞时，机油将不经过滤芯而直接从旁通阀进入主油道，以保证机件的润滑。细滤器的作用是滤除直径为 0.001～0.05mm 的细小杂质，它与主油道并联称为分流式滤清器。经过细滤器的机油直接返回油底壳，通流量一般为总流量的 10%～30%，使油底壳内的机油清洁度逐步得到改善。

目前，在轿车上已很少采用分流式滤清器，而普遍采用全流式滤清器，并且一般都采用整体式滤清器，即将滤芯与外壳制成一个不可拆卸的整体。当使用时间达到更换周期时，须将滤芯和外壳一起更换。桑塔纳轿车发动机机油滤清器结构如图 13-14 所示。这种滤清器使粗滤和细滤集为一体，即细滤芯(尼龙滤芯)6 与粗滤芯(褶纸滤芯)4 串联，设置在同一壳体内，滤清器出油口 9 是螺纹孔，借此螺纹孔把滤清器安装在机体的螺纹接头上，螺纹接头与机体主油道相通。在机体安装平面与滤清器之间用密封圈 1 密封。其工作流程如图 13-15 所示。机油从滤清器盖 2(图 13-14)周边的进油口 8 进入滤清器，从外向内流过褶纸滤芯 4 和尼龙滤芯 6，过滤后进入滤清器中心油腔。当机油压力大于单向阀 5 的弹簧力时，单向阀打

开，机油经出油口 9 流进机体主油道。单向阀的作用是当发动机停止工作时，维持发动机内有足够的机油，以利于下次起动。为了安全起见，这种滤清器也设有旁通阀 7，如果滤芯被堵塞，机油压力增大，会使旁通阀 7 打开，机油绕过滤芯直达中心油腔，虽然这时机油未经滤清，但防止了发动机缺少机油的危险。

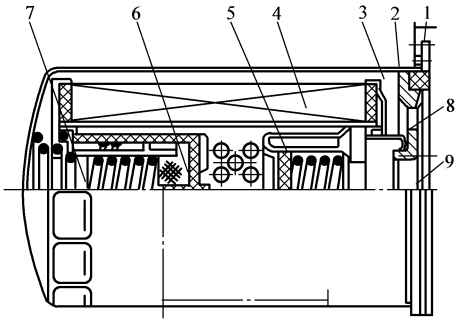


图 13-14　桑塔纳轿车发动机机油滤清器结构
1—密封圈　2—滤清器盖　3—滤清器壳
4—褶纸滤芯　5—单向阀　6—尼龙滤芯
7—旁通阀　8—进油口　9—出油口

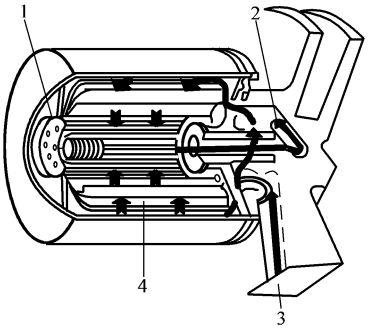


图 13-15　桑塔纳 2000 型轿车发动机机油滤清器工作流程图
1—旁通阀　2—通向发动机的清洁机油
3—从油底壳来的机油　4—褶纸滤芯

机油滤清器的滤芯有褶纸滤芯和纤维滤清材料滤芯等。褶纸滤芯的一般结构如图 13-16 所示。褶纸滤芯由微孔滤纸制造，微孔滤纸经酚醛树脂处理后，具有较高的强度、耐腐蚀性和抗水湿性。滤纸一般叠成折扇形或波纹形，围在冲有许多小孔的薄壁芯筒外，滤纸和盖板之间用胶粘合在一起。褶纸滤芯具有质量轻、体积小、结构简单、滤清效果好、阻力小和成本低等优点，因此得到了广泛的应用。

为了提高纸质滤芯的过滤性能，不少轿车发动机机油滤清器滤芯采用双网孔滤纸，其结构如图 13-17 所示。双网孔纸质滤芯，其机油流入的一面为网孔直径较大的粗层面，机油流出的一面为网孔直径较小的细层面。与普通纸质滤芯相比，在过滤效果相同的情况下，采用双层网孔纸质滤芯机油流动阻力小，且不易阻塞。

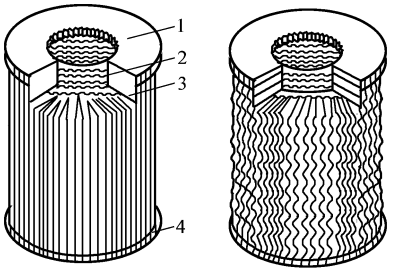


图 13-16　褶纸滤芯的一般结构
1—上端盖　2—芯筒
3—微孔滤纸　4—下端盖

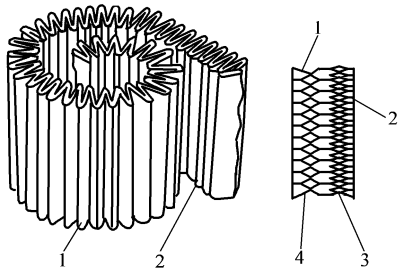


图 13-17　双网孔纸质滤芯
1—粗层　2—细层　3—流出层　4—流入层

4. 机油散热器、冷却器

由于机油在润滑机件摩擦表面停留，吸收机件表面因摩擦产生的部分热量，从而使机油温度升高。机油温度过高将使其粘度下降，降低润滑能力，同时减弱对摩擦表面的冷却作

用，机油还会因高温而氧化变质。为了使机油保持在最有利的温度范围内工作，有些发动机装有机油散热器。根据冷却机油的方法不同，机油散热器可以分为风冷式机油散热器和水冷式机油散热器。

（1）风冷式机油散热器　风冷式机油散热器是以空气为冷却介质带走机油热量的冷却机油装置。风冷式机油散热器由散热片、限压阀、开关、进油管、出油管等组成，如图13-18所示，其结构一般为管片式，和一般的管片式冷却液散热器类似。一般安装在水冷却散热器的前面，与主油道并联。机油泵工作时，一方面将机油供给主油道，另一方面经限压阀、机油散热器开关、进油管进入机油散热器，冷却后从出油管流回油底壳，如此循环流动。

（2）水冷式机油散热器　水冷式机油散热器是以发动机的冷却液为冷却介质冷却机油的装置。通常将机油散热器置于冷却液管道中，利用冷却液的温度来控制机油的温度。当机油温度高时，靠冷却液降温。发动机起动时，则从冷却液吸收热量使机油温度迅速提高。水冷式机油散热器的一般结构如图 13-19 所示，它由合金铸成的壳体、前盖、后盖和铜芯管等组成。为了加强冷却，管外又套装了散热片。冷却液在管外流动，机油在管内流动，两者进行热交换。也有使机油在管外流动，而冷却液在管内流动的结构。

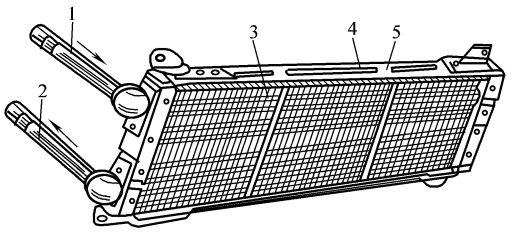


图 13-18　风冷式机油散热器

1—进油管　2—出油管

3—散热片　4—扁管　5—框架

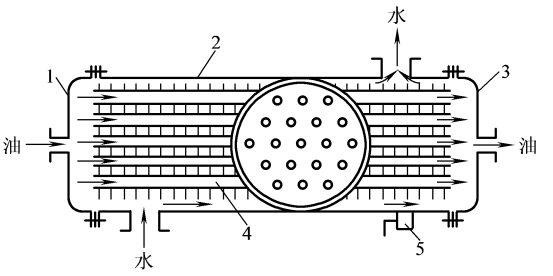


图 13-19　水冷式机油散热器结构

1—前盖　2—壳体

3—后盖　4—铜芯管　5—放水开关

水冷式机油散热器安装位置比较自由，机油温度不随气温而变化，发动机起动后对机油加热快，机油流动阻力小，但结构比较复杂，冷却液与机油的密封要求高。

在有些发动机上，将机油散热器与机油滤清器制成一体，对机油进行冷却。图 13-20 所示为本田 F20A 型发动机机油散热器与滤清器的结构，在机油滤清器的进、出油道口处装有一环形发动机冷却液管道，通过循环的冷却液将机油的热量带走。

5. 限压阀

限压阀又称安全阀。机油泵泵送机油的压力必须适当，压力过低，不易将机油压入摩擦机件的间隙内而使润滑不良；压力过高，将使喷到活塞与气缸壁间的机油过多，渗入燃烧室而引起大量积炭和机油的浪费，严重时还可能使油管及机油压力表传感器等机件损坏。机油泵压送机油的压力，是随着发动机转速的增加而增高的，并且当润滑系中油路淤塞、轴承间隙过小或使用的机油粘度过大时，也将使供油压力增高。因此，在润滑系机油泵和机油滤清器或油道中设有限压阀，用以限制润滑系中的机油压力，以保安全。

常用的限压阀有柱塞式和钢球式两种。

（1）柱塞式限压阀　柱塞式限压阀由柱塞、弹簧、螺塞等组成，如图 13-21 所示。限压阀装在与主油道相通的油路上。柱塞顶端有小孔，在油压正常时，一部分机油由此孔流入正时齿轮盖内(侧置式气门发动机)，以润滑正时齿轮。当油压超过正常值时，柱塞被推动，让大量机油经过正时齿轮盖上的开口流回油底壳，以限制油压升高。

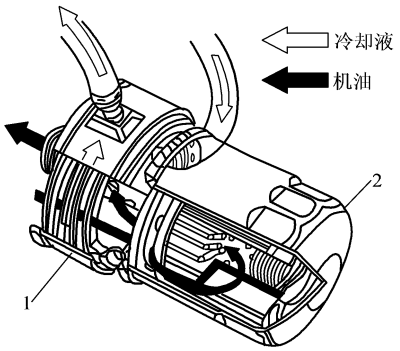


图 13-20　本田 F20A 型发动机机油散热器与滤清器结构
1—机油散热器　2—机油滤清器

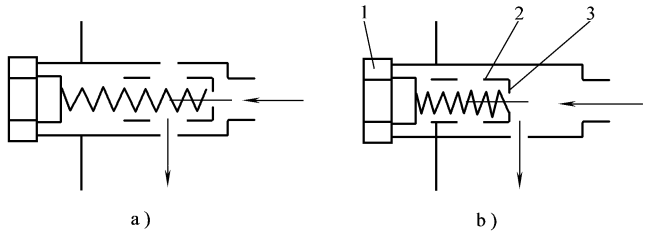


图 13-21　柱塞式限压阀
a）油压正常时　b）油压偏高时
1—柱塞　2—弹簧　3—螺塞

（2）钢球式限压阀　钢球式限压阀由钢球、弹簧及螺塞等组成，装在机油泵上，如图 13-22 所示。当油压正常时，弹簧的张力使钢球关闭了回油道。当压力超过正常值时，机油压力克服弹簧张力推开钢球，一部分机油可以从回油道流回进油口，进行小循环，因而限制了机油压力升高。

6. 机油压力表、机油压力传感器

机油压力表用以指示发动机在运转时润滑系中的机油压力，一般都采用电热式机油压力表。它由油压表和传感器组成，中间用导线连接，如图 13-23 所示。

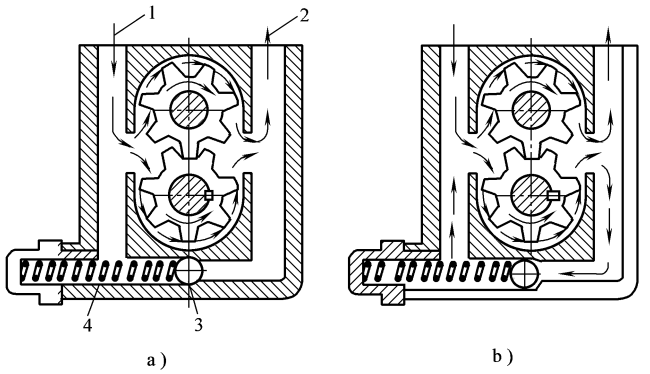


图 13-22　钢球式限压阀
a）油压正常时　b）油压偏高时
1—进油口　2—出油口　3—钢球　4—弹簧

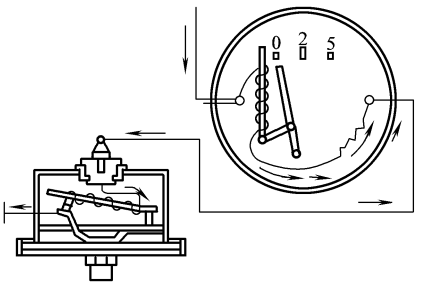


图 13-23　电热式机油压力表

传感器装在粗滤器壳体或主油道上，它把感受到的压力传给油压表。油压表装在驾驶室内仪表板上，表面上有 0、2、5 三个刻线，单位是 0.1MPa，以表示机油压力的大

或小。

7. 机油标尺

机油标尺(量油尺)是用来检查油底壳内油量和油面高低的。它是一片金属杆，下端制成扁平状，并有刻度线，如图13-24所示。

检查时，如油面在中线“2/4” ~ “4/4”刻线之间，表示机油量适当；超过“4/4”刻线时，表示机油过多；低于中线(“2/4”刻线)，表示机油不足，应及时补充；如低于“0”刻线，则表示机油将耗尽(图13-24)。F表示机油适当，L表示机油已不足，应立即加油。

应经常对油底壳内的机油量进行检视和补充，使其保持在一定的高度。如油面过高，则激溅到气缸壁上的机油过多，会渗入燃烧室造成机油的浪费和燃烧室的积炭，使发动机温度增高，动力下降；但油面过低，则影响润滑，加速机件的磨损。

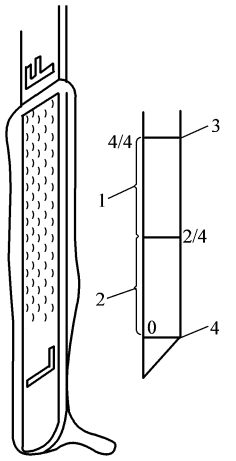


图13-24　机油标尺及油量识别
1—可以使用　2—L机油不足
3—F加油线标准　4—机油将耗尽

第三节　润滑系的检测与维修

一、机油泵的维修

1. 机油泵的分解

1）从发动机机体上拆下机油泵总成，如果机油泵在曲轴箱内，应先拆下油底壳，再拆机油泵。

2）旋下机油泵盖的固定螺栓，取下泵盖和衬垫，取出从动齿轮。

3）拆下泵盖上的限压阀螺塞，取出弹簧和钢球(或柱塞)。

4）取掉泵盖上固定集滤器位置的开口销，或卸去集滤器与泵体的连接螺栓，取下集滤器。

5）用锉刀锉掉传动齿轮横销的铆钉头，取出铆钉，拉出传动齿轮，抽出主动齿轮及泵轴。

2. 机油泵的维修

(1) 齿轮的磨损程度　检查主动齿轮、被动齿轮的磨损程度，观察其有无损伤，必要时进行更换(最好成对更换)。

(2) 检查机油泵盖与齿轮端面间隙　检查时，将钢直尺直边紧靠在带齿轮的泵体端面上，将塞尺插入二者之间的缝隙进行测量。若间隙不符合标准，可以增减泵盖与泵体之间的垫片进行调整，如图13-25所示。

(3) 齿轮啮合间隙检查　主动齿轮与被动齿轮啮合间隙的检查如图13-26所示，用塞尺插入啮合齿间，测量120°三点齿侧，应符合技术要求。

(4) 齿顶与泵壳径向间隙检查　用塞尺检查齿顶与泵壳的径向间隙，该间隙应符合技术要求。间隙过大时应更换齿轮，如图13-27所示。

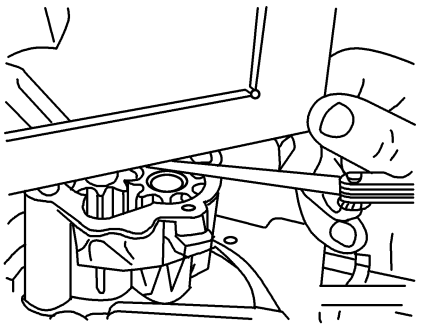


图 13-25　齿轮泵端面间隙检查

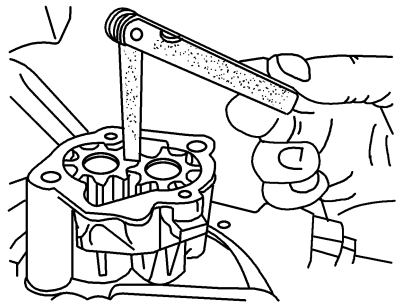


图 13-26　机油泵齿轮啮合间隙

3. 机油泵的装复

机油泵的全部零件经过维修后应清洗干净，将各零件按与分解相反的顺序装配。装复时，边装边检查各机件的配合情况，如齿轮的啮合间隙、从动轴与壳体的配合、主动轴与齿轮承孔的配合等，应重点检查和调整主、从动齿轮端面与泵盖间的间隙。另外，装配时要注意主动轴轴向间隙应略小于齿轮端面与泵盖的间隙，以免造成碰伤。

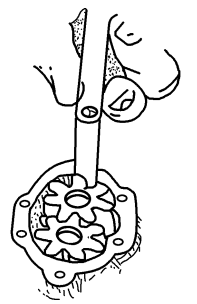


图 13-27　齿顶与泵壳径向间隙检查

4. 机油泵的试验

机油泵装合后，应进行总成试验，试验条件应尽量接近发动机的正常工作条件，这样可以比较客观地反映出机油泵的技术状态。

（1）机油泵转速　转速对机油泵泵油量的影响较大，当压力不变时，转速与泵油量的变化近似于直线关系，对于不同车型的机油泵应按其所要求的转速进行试验。

（2）试验压力　机油在发动机内流动时有一定阻力，试验时可人为地增加机油泵出口处的阻力(可采用阻力管)，使其与在发动机内流动时的阻力相近。有些车型若有特定要求，则应根据不同的要求调整试验压力。

（3）机油粘度　发动机工作时机油的工作温度约为 80～90℃，油温上升时，机油粘度下降，为使室温下降试验时机油的粘度与正常工作时相似，可在试验机油中加入一定比例的煤油。

（4）试验温度　一般要求试验时室内温度为 20℃，但温度偏差几度时，对试验结果影响不大。在一些缺少试验设备的修理厂中，也可用经验方法检验机油泵。试验时将机油泵灌满机油，用拇指堵住出油口，按工作方向转动机油泵轴，如感觉到有一定的出油压力即认为合格。

机油泵安装到发动机上后，发动机温度正常时，机油压力应符合说明书的规定；如不符，应调整机油限压阀。当油压过低时，可在限压阀螺塞孔内加调整垫片，以增加弹簧张力，使油压升高；当油压过高时，应在连接处加垫圈，或减少螺塞孔内的调整垫片，以减弱弹簧张力，使油压降低。若因球阀关闭不严而影响机油压力时，则应换用新阀。

齿轮式机油泵结构简单，机械加工方便，工作可靠，使用寿命长，应用较广泛。

5. 机油泵常见故障及原因(表 13-1)

表 13-1　机油泵常见故障及原因

故 障 现 象	可能产生的原因	排 除 方 法
机油泵排量小(齿轮泵)	● 齿轮啮合面磨损 ● 齿轮与机油泵体端面间隙过大 ● 限压阀卡滞或弹簧弹力下降	● 更换齿轮 ● 更换齿轮 ● 清洁限压阀或重新调整弹簧弹力

二、转子式机油泵的维修

1. 检测内外转子啮合间隙

(1) 内、外转子啮合间隙的检查　用塞尺检测转子泵内、外转子啮合间隙的方法如图 13-28 所示，所测数值应符合技术要求。

(2) 修理方法　若检测出机油泵内、外转子的啮合间隙超出或接近使用极限值时，应同时更换内、外转子。

2. 检测外转子与机油泵体的径向间隙

(1) 检测外转子与机油泵体的径向间隙　用塞尺检测外转子与机油泵体的径向间隙，如图 13-29 所示，所测数值应符合技术要求。

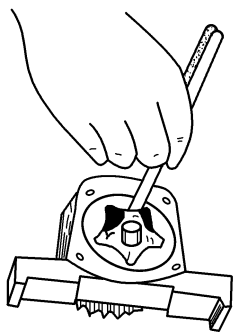


图 13-28　检查转子泵内、外转子啮合间隙

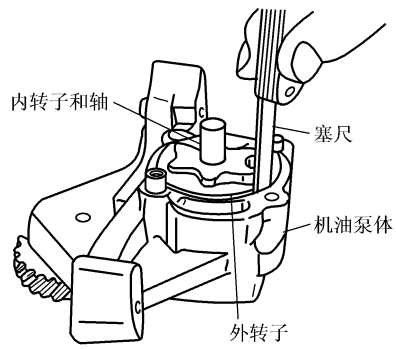


图 13-29　机油泵外转子与泵体间隙的测量

(2) 修理方法

1) 若检测出机油泵体与外转子径向间隙超过或接近使用极限尺寸时，应同时更换内、外转子。

2) 若换上新的内、外转子后，径向间隙仍然超过或接近使用极限尺寸时，要考虑更换新的机油泵壳体，直至符合使用规定值。

3. 检测内外转子与机油泵体的端面间隙

(1) 检测内、外转子与机油泵体端面间隙　用钢直尺和塞尺配合检测内、外转子与机油泵体端面间隙的方法如图 13-30 所示，所测数值应符合技术要求。

(2) 修理方法

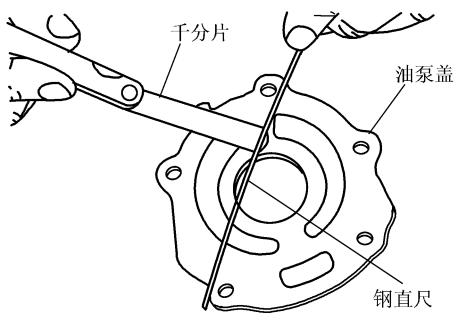


图 13-30　内、外转子与机油泵体端面间隙

1）若检测出内、外转子与机油泵体的端面间隙超过或接近使用极限值，应同时更换新的内、外转子。

2）若换上新的内、外转子后，端面间隙仍然超过或接近使用极限值，则需要更换机油泵壳体，或磨削修理机油泵体端面，直至尺寸达到要求。

综上所述，无论是齿轮泵还是转子泵，机油泵的主要缺陷有：齿轮端面(转子端面)与泵盖端面间隙增大；齿顶(外转子)与泵壳内孔径向间隙增大；齿轮(内外转子)啮合间隙增大，主动轴与轴套、从动轴与从动齿轮衬套的间隙增大，限压阀失效等。检测的内容大致相同。

4. 限压阀、球阀的维修

检查限压阀弹簧刚度，检查球阀(柱塞)磨损情况，若磨损失圆严重，应予以更换。

5. 机油泵常见故障及原因(表 13-2)

表 13-2　机油泵常见故障及原因

故 障 现 象	可能产生的原因	排 除 方 法
机油泵排量小(转子泵)	● 内外转子啮合间隙过大 ● 转子与机油泵体端面间隙过大 ● 外转子与机油泵体径向间隙过大 ● 限压阀卡滞或弹簧弹力下降	● 更换内外转子 ● 更换转子 ● 更换外转子 ● 清洁限压阀或重新调整弹簧弹力

三、机油滤清器的维修

1. 机油滤清器常见故障及原因(表 13-3)

表 13-3　机油滤清器常见故障及原因

故 障 现 象	可能产生的原因	排 除 方 法
滤芯损坏、滤芯堵塞	● 机油脏	● 更换机油和滤芯

2. 机油滤清器的维修与维护

1）对于整体罐式机油滤清器，一旦滤清能力下降，阻力提高，应更换滤清器总成。

2）对于滤芯可换式滤清器应根据行驶里程要求定期更换滤芯，并清洗滤清器壳，保证滤芯缝隙畅通无阻。

3）检查滤清器壳体有无裂损或变形，滤片是否完好，若有裂纹或变形，应予以焊修或校正。

4）检查滤清器体、油道、旁通阀孔以及旁通阀座的密封性。若密封不严，需研磨修理或更换新件。

更换机油滤清器的注意事项如下：

1）拆下时应使用专用工具，以防损坏连接部位的螺纹。

2）安装机油滤清器时，应先检查并清洁机油滤清器安装面，然后在滤清器密封垫的表面上涂一层机油。

3）装复后，起动发动机，检查是否有漏油现象。

第四节 润 滑 剂

汽车发动机润滑剂包括机油和润滑脂两种。

一、机油的使用特性及机油添加剂

汽车发动机机油在润滑系内循环流动，循环次数每小时可达100次。机油的工作条件十分恶劣，在循环过程中，机油与高温的金属壁面及空气频频接触，不断氧化变质。窜入曲轴箱内的燃油蒸气、废气以及金属磨屑和积炭等，使机油受到严重污染。另外，机油的工作温度变化范围很大：在发动机起动时为环境温度；在发动机正常运转时，曲轴箱中机油的平均温度可达95℃或更高。同时，机油还与180～300℃的高温零件接触，受到强烈的加热。因此，作为汽车发动机的机油，必须具备优良的使用性能。目前，汽车发动机广泛使用的机油，以从石油中提炼出来的润滑油为基础油，再加入各种添加剂混合而成。汽车发动机用机油应具有下列使用性能：

（1）适当的粘度　机油粘度对发动机的工作有很大的影响。粘度过小，在高温、高压下容易从摩擦表面流失，不能形成足够厚度的油膜；粘度过大，冷起动困难，机油不能被泵送到摩擦表面。

机油的粘度随温度而变化。温度升高，粘度减小；温度降低，粘度增大。为了使机油在较宽的温度范围内都有适当的粘度，必须在基础油中加入增稠剂。添加增稠剂之后，可以使机油在高温时保持足够的粘度，而在低温时粘度增加不多。

（2）优异的氧化安定性　氧化安定性是指机油抵抗氧化作用不使其性质发生永久变化的能力。当机油在使用与储存过程中与空气中的氧气接触而发生氧化作用时，机油的颜色变暗，粘度增加，酸性增大，并产生胶状沉积物。氧化变质的机油将腐蚀发动机零件，甚至破坏发动机的工作。

汽车发动机尤其是高性能发动机的机油，经常在高温下与氧气接触，这就要求机油具有优异的热氧化安定性。为此，要在机油中添加氧化抑制剂。

（3）良好的防腐性　机油在使用过程中不可避免地被氧化而生成各种有机酸。这类酸性物质对金属零件有腐蚀作用，可能使铜铅和锡镍一类的轴承表面出现斑点、麻坑或使合金层剥落。

为提高机油的防腐性，除加深机油的精制程度外，还要在机油中加入防腐添加剂。

（4）较低的起泡性　由于机油在润滑系中快速循环和飞溅，必然会产生泡沫。如果泡沫太多，或不能迅速消除，将造成摩擦表面供油不足。控制泡沫生成的方法，是在机油中添加泡沫抑制剂。

（5）强烈的清净分散性　机油的清净分散性是指机油分散、疏松和移走附着在零件表面上的积炭和污垢的能力。为使机油具有清净分散性，必须加入清净分散添加剂。

（6）高度的极压性　在摩擦表面之间的油膜厚度小于0.3～0.4μm的润滑状态，称边界润滑。习惯上把高温、高压下的边界润滑，称为极压润滑。机油在极压条件下的抗磨性叫极压性。发动机的轴承及配气机构等零件的润滑，即为极压润滑。为了提机油极压性，避免在极压润滑的条件下机油被挤出摩擦表面，必须在机油中加入极压添加剂。极压添加剂与金属表面起化学反应，形成强韧的油膜以提供对零件的极压保护。

二、机油的分类

国际上广泛采用美国 SAE 粘度分类法和 API 使用分类法，而且它们已被国际标准化组织(ISO)确认。

1）美国工程师学会(SAE)按照机油的粘度等级，把机油分为冬季用机油和非冬季用机油。冬季用机油有 6 种牌号：SAE0W、SAE5W、SAE10W、SAE15W、SAE20W 和 SAE25W。非冬季机用机油牌号有：SAE20、SAE30、SAE40 和 SAE50。号数较大的机油适于在较高的环境温度下使用。

上述牌号的机油只有单一的粘度等级，当使用这种机油时，汽车驾驶员需根据季节和气温的变化随时更换机油。目前使用的机油大多数具有多粘度等级，其牌号有 SAE5W—20，SAE10W—30、SAE15W—40、SAE20W—40 等。例如，SAE10W—30 在低温下使用时，其粘度与 SAE30W 一样，而在高温下，其粘度又与 SAE30 相同。因此，一种机油可以冬夏通用。

2）API 使用分类法是美国石油学会(API)根据机油的性能及其最适合的使用场合，把机油分为 S 系列、C 系列两类。S 系列为汽油机机油，目前有 SA、SB、SC、SD、SE、SF、SG 和 SH8 个级别。S 系列为柴油机机油，目前有 CA、CB、CC、CD 和 CE 5 个级别。级号越靠后，使用性能越好，适用的机型越新或强化程度越高。其中，SA、SB、SC 和 CA 等级别的机油，除非汽车制造厂特别推荐，否则将不再使用。

3）我国的机油分类法参照采用 ISO 分类方法。GB/T 7631.3—1995 规定，按机油的性能和使用场合分为：

1）汽油机机油：SC、SD、SE、SF、SG、SH 等 6 个级别。

2）柴油机机油：CC、CD、CD—Ⅱ、CE、CF—4 等 5 个级别。

3）二冲程汽油机机油：ERA、ERB、ERC 和 ERD 等 4 个级别。

每一种使用级别又有若干种单一粘度等级和多粘度等级的机油牌号。例如，CC 级机油有三个单一粘度等级和六个多粘度等级的机油牌号。它们分别是 30、40 和 50 号及 5W/30、5W/40、10W/30、10W/40、15W/40 和 20W/40。

我国机油使用分类与 API 使用分类的对应关系见表 13-4。

表 13-4　我国机油使用分类与 API 使用分类的对应关系

我国的分类	API 分类	我国的分类	API 分类
SC≠SC		SF = SF	
SD≠SD		CC = CC	
SE = SE		CD = CD	

三、机油的选用

1）根据汽车发动机的强化程度选用合适的机油使用级。汽油机的强化程度往往与生产年份有关。后生产的汽车比早年生产的汽车强化程度高，应选用使用级较高的机油。

柴油机的强化程度用强化系数 K 表示。强化系数按下式计算：

$$K = P_{me} C_m \tau$$

式中　P_{me}——平均有效压力(MPa)；

C_m——活塞平均速度(m/s)；

τ——冲程系数(四冲程 $\tau=0.5$，二冲程 $\tau=1$)。

$K\leqslant 50$ 时，选用 CC 级机油；$K>50$ 时，应选用 CD 级机油。

2）根据地区的季节气温选用适当粘度等级的机油。按当地的环境温度选用机油时，可参考图 13-31。

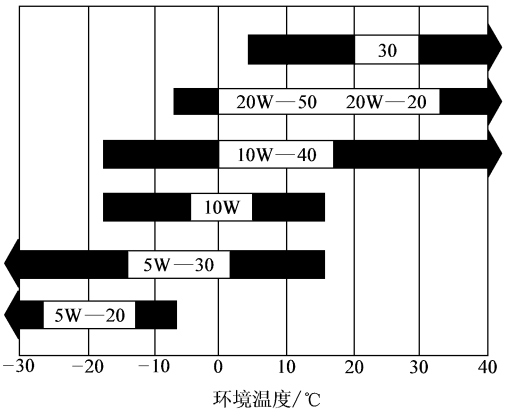


图 13-31 按当地的环境温度选用机油

四、合成机油

合成机油是利用化学合成方法制成的润滑剂。它的主要特点是有良好的粘度—温度特性，可以满足大温差的使用要求；有优良的热氧化安定性，可长期使用不需更换。使用合成机油，发动机的燃油经济性会稍有改善，并可降低发动机的冷起动转速。目前，合成机油的价格比从石油提炼出来的机油贵。但是，随着生产规模的扩大和制造工艺的改进，合成机油的价格将会越来越便宜。未来将是合成机油的时代。

五、润滑脂

润滑脂是将稠化剂掺入液体润滑剂中所制成的一种稳定的固体或半固体产品，其中可以加入旨在改善润滑脂某种特性的添加剂。

润滑脂在常温下可附着于垂直表面而不流淌，并能在敞开或密封不良的摩擦部位工作，具有其他润滑剂所不能代替的特点。因此，在汽车的许多部位都使用润滑脂润滑。

目前，进口汽车和国产新车普遍推荐使用汽车通用锂基润滑脂(GB/T 5671—1995)。这种润滑脂具有良好的高低温适应性，可在 −30～120℃的宽温度范围内使用；具有良好的抗水性和防锈性能，可用于潮湿和与水接触的摩擦部位；具有良好的氧化安定性和润滑性，在高速运转的机械部位使用，不变质、不流失，保证润滑。它能够满足我国从哈尔滨到海南岛广大地区汽车的使用要求，与使用钙基或复合钙基润滑脂比较，可以延长换油期 2 倍，使润滑和维护费下降 40% 以上。

思 考 题

1. 润滑系的功用是什么？由哪些机件组成？发动机的润滑方式有几种？
2. 试述齿轮式机油泵和转子式机油泵的构造和工作原理。
3. 发动机通常采用哪几种机油滤清器？它们应该串联还是并联？为什么？
4. 润滑油路中如果不装限压阀将引起什么后果？
5. 如何维修齿轮式机油泵？
6. 如何维修转子式机油泵？
7. 如何检查机油泵总成好坏？
8. 润滑系中的旁通阀有何功用？
9. 润滑系中的限压阀有何功用？

参 考 文 献

[1] 汤定国. 汽车发动机构造与维修[M]. 北京：人民交通出版社，2001.
[2] 郭新华. 汽车发动机构造与维修[M]. 哈尔滨：哈尔滨工业大学出版社，2004.
[3] 卢若珊. 汽车发动机构造与维修[M]. 北京：国防工业出版社，2006.
[4] 姜年强. 汽车修理工艺[M]. 北京：人民交通出版社，1998.
[5] 张普国. 汽车修理实习[M]. 北京：中国劳动出版社，1998.
[6] 余志生. 汽车理论[M]. 北京：机械工业出版社，2000.
[7] 石聿俊. 桑塔纳轿车构造与维修[M]. 北京：高等教育出版社，2000.
[8] 周若柔. 汽车构造[M]. 北京：中国劳动出版社，1998.
[9] 鲁明巧. 汽车构造[M]. 北京：高等教育出版社，2008.
[10] 陈家瑞. 汽车构造(上册)[M]. 北京：人民交通出版社，2007.
[11] 颜伏伍. 汽车发动机原理[M]. 北京：人民交通出版社，2007.
[12] 张吉国. 汽车维修机具与设备[M]. 北京：机械工业出版社，2005.

汽车检修一学通丛书

《汽车发动机机械系统的检测与维修》
《汽车发动机电控系统的诊断与维修》
《汽车发动机实训指导手册》
《汽车电气系统的检测与维修》
《汽车电气系统实训指导手册》
《汽车传动系统的检测与维修》
《汽车传动系统实训指导手册》
《汽车转向、行驶与制动系统的检测与维修》
《汽车转向、行驶与制动系统实训指导手册》
《汽车安全与舒适系统的诊断与维修》
《汽车安全与舒适系统实训指导手册》
《汽车拆装、调整与综合故障诊断》
《汽车拆装、调整与综合故障诊断实训指导手册》
《汽车车载网络的检测与维修》
《汽车车载网络实训指导手册》
《图解汽车维修英语》
《汽车与配件市场营销》

地址：北京市百万庄大街22号
邮政编码：100037
电话服务
服务咨询热线：010-88361066
读者购书热线：010-68326294
010-88379203
网络服务
机工官网：www.cmpbook.com
机工官博：weibo.com/cmp1952
金书网：www.golden-book.com
教育服务网：www.cmpedu.com
封面无防伪标均为盗版

机械工业出版社微信服务号

上架指导 交通运输/汽车维修

ISBN 978-7-111-31230-7

策划编辑◎连景岩

ISBN 978-7-111-31230-7

定价：38.00元