

高等学校试用教材

# 柴油机

陆修涵 主编

中国铁道出版社

高 等 学 校 试 用 教 材

# 柴 油 机

(原理 结构 动力学)

陆 修 涵 主 编

中 国 铁 道 出 版 社

1 9 8 2 年 • 北 京

## 内 容 简 介

全书分柴油机原理、柴油机动力学和柴油机结构三篇。内容包括：柴油机的燃料和热化学的基本知识，换气过程的分析和热力过程计算，燃油系统和燃烧室的作用原理，柴油机特性调节和废气涡轮增压系统分析及计算；柴油机曲柄连杆机构的运动学及动力学，平衡分析和曲轴扭转振动的基本概念；柴油机曲轴、连杆、活塞、气缸盖、气缸体，以及配气机构和辅助系统的结构和作用原理。

本书除可作为高等学校内燃机车专业教学用书外，亦可供柴油机设计人员及有关专业的师生、工程技术人员参考。

高等学校试用教材

柴 油 机

《原理 结构 动力学》

陆 修 涵 主编

中国铁道出版社出版

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经售

中国铁道出版社印刷厂印

开本：787×1092<sub>16</sub> 印张：23.5 字数：582千

1982年2月 第1版 1982年2月 第1次印刷

印数：0001—5,000册 定价：2.40元

# 前 言

本书是供内燃机车专业用的教材，是在一九七七年十二月兰州内燃机车专业教学计划会议上决定编写的。

根据教学计划规定，柴油机课程计九十学时，但在教材编写会议上，考虑到各校具体安排学时数时将有所增加，因此编写的内容略多一些，讲授时可酌情取舍。

本书第一篇第一、二、六、八、九、十章由上海铁道学院陆修涵编写，第三、四、五、十二章由上海铁道学院戚文星编写，第七章由兰州铁道学院缪实之编写，第十一章由上海铁道学院金永亮编写；第二篇第一、二、三章分别由西南交通大学谭达明、北方交通大学贾萍稳、上海铁道学院徐起发编写；第三篇第一、二章分别由上海铁道学院张宗才、姜恩沪编写，第三、四章由长沙铁道学院胡志伟编写。全书由上海铁道学院内燃机车教研组陆修涵主编，由大连铁道学院内燃机车教研组主审。

编写本书时，我们力求理论联系实际，密切结合我国当前机车柴油机的生产情况，并尽可能引用较新的内容。但由于我们业务水平不高，且缺乏实践经验，因此在教材中一定存在着不少缺点和错误，诚恳地希望同志们给予批评指正。

上海铁道学院内燃机车教研组

一九八〇年九月

# 目 录

## 第一篇 柴油机原理

|                          |                                     |
|--------------------------|-------------------------------------|
| 第一章 绪论..... 1            | 第一节 统一式燃烧室.....95                   |
| 第一节 柴油机的发展概况..... 1      | 第二节 半分开式燃烧室.....97                  |
| 第二节 柴油机的基本工作原理..... 2    | 第三节 预燃室式燃烧室.....98                  |
| 第三节 机车柴油机的发展..... 5      | 第九章 柴油机工作过程的实验分析 .....101           |
| 第二章 柴油机的工作循环..... 7      | 第一节 柴油机的示功图 .....101                |
| 第一节 柴油机的理论循环..... 7      | 第二节 压缩和膨胀过程的平均多变指数 .....102         |
| 第二节 柴油机的实际循环..... 9      | 第三节 燃烧过程的分析计算 .....103              |
| 第三章 燃料与热化学.....11        | 第四节 平均指示压力的计算 .....107              |
| 第一节 柴油机的燃料.....11        | 第五节 柴油机的机械损失 .....109               |
| 第二节 热化学.....19           | 第六节 机械损失的测试 .....111                |
| 第四章 柴油机的换气过程.....23      | 第七节 影响柴油机机械损失的因素 .....113           |
| 第一节 四冲程柴油机的换气过程.....23   | 第八节 柴油机的热平衡 .....114                |
| 第二节 换气过程的分析.....27       | 第十章 柴油机的特性与调节 .....116              |
| 第三节 二冲程柴油机换气过程的特点.....31 | 第一节 柴油机的特性 .....116                 |
| 第五章 柴油机的热力过程及其计算.....35  | 第二节 柴油机的调速 .....124                 |
| 第一节 压缩过程.....35          | 第三节 液压联合调节器 .....130                |
| 第二节 燃烧过程的计算.....36       | 第十一章 柴油机的涡轮增压器 .....137             |
| 第三节 膨胀过程.....41          | 第一节 概述 .....137                     |
| 第四节 柴油机的性能指标.....42      | 第二节 废气涡轮增压器的压气机 .....139            |
| 第五节 柴油机性能指标的提高.....51    | 第三节 废气涡轮的基本工作原理和特性曲线 .....151       |
| 第六节 柴油机的近似热计算.....53     | 第四节 废气涡轮增压器的总体布置 .....161           |
| 第六章 柴油机的混合气形成与燃烧.....59  | 第五节 柴油机运行中增压器的异常现象和处理方法 .....166    |
| 第一节 混合气的形成.....59        | 第十二章 柴油机的涡轮增压系统 .....171            |
| 第二节 柴油机的燃烧过程.....62      | 第一节 恒压增压系统 .....171                 |
| 第三节 柴油机的燃烧产物.....68      | 第二节 变压(脉冲)增压系统 .....175             |
| 第七章 燃油系统.....72          | 第三节 废气涡轮增压器主要参数的估算 .....181         |
| 第一节 机车柴油机燃油系统简介.....72   | 第四节 废气涡轮增压柴油机的主要性能指标及其影响因素 .....189 |
| 第二节 喷油泵.....73           | 第五节 涡轮增压器与四冲程柴油机的特性配合及其调整 .....193  |
| 第三节 喷油器.....79           |                                     |
| 第四节 燃油喷射过程.....86        |                                     |
| 第五节 影响喷射过程的因素.....90     |                                     |
| 第六节 燃油的不正常喷射.....92      |                                     |
| 第八章 燃烧室.....95           |                                     |

## 第二篇 柴油机动力学

|                         |     |                       |     |
|-------------------------|-----|-----------------------|-----|
| 第一章 曲柄连杆机构运动学及动力学 ..... | 198 | 第三节 V型柴油机的平衡分析及平      |     |
| 第一节 中心曲柄连杆机构运动学 .....   | 198 | 衡法 .....              | 246 |
| 第二节 曲柄连杆机构受力分析 .....    | 206 | 第四节 柴油机内部平衡性能 .....   | 258 |
| 第三节 曲轴轴颈和轴承的载荷 .....    | 219 | 第三章 曲轴扭转振动的基本概念 ..... | 263 |
| 第四节 主副连杆机构的动力分析 .....   | 228 | 第一节 扭转振动的基本概念 .....   | 263 |
| 第二章 柴油机平衡分析及平衡法 .....   | 237 | 第二节 曲轴扭转振动的固有频率 ..... | 266 |
| 第一节 柴油机动力平衡性概念 .....    | 237 | 第三节 共振转速 .....        | 268 |
| 第二节 直立式柴油机动力平衡分析        |     | 第四节 柴油机曲轴系统扭转振动的      |     |
| 及平衡法 .....              | 243 | 避振和减振 .....           | 272 |

## 第三篇 柴油机结构

|                  |     |                    |     |
|------------------|-----|--------------------|-----|
| 第一章 运动件 .....    | 277 | 第二节 凸轮外形与配气机构的     |     |
| 第一节 曲轴组 .....    | 277 | 惯性力 .....          | 341 |
| 第二节 连杆组 .....    | 284 | 第三节 高速柴油机配气机构的弹性   |     |
| 第三节 活塞组 .....    | 294 | 问题 .....           | 351 |
| 第二章 固定件 .....    | 304 | 第四节 配气机构通过能力的确定和   |     |
| 第一节 气缸盖 .....    | 304 | 校验 .....           | 356 |
| 第二节 气缸套 .....    | 314 | 第四章 柴油机的辅助系统 ..... | 361 |
| 第三节 机体 .....     | 321 | 第一节 润滑系统 .....     | 361 |
| 第三章 配气机构 .....   | 327 | 第二节 冷却系统 .....     | 366 |
| 第一节 配气机构的总体布置和主要 |     | 第三节 启动系统 .....     | 368 |
| 元件 .....         | 327 |                    |     |

# 第一篇 柴油机原理

## 第一章 绪 论

### 第一节 柴油机的发展概况

任何事物的发展都不是偶然的，而有其一定的必然规律。柴油机目前能在各个领域里得到广泛应用，也正是这样。蒸汽机在十八、十九世纪里，促进了社会经济的发展，引起了工业革命；但随着工业生产的进一步发展，对动力机械提出了更高的要求，如重量轻、功率大、效率高等等。这对于蒸汽机来说，因它必须设置锅炉，并使燃料在锅炉内燃烧以产生蒸汽，再将蒸汽导入蒸汽机中才能作出机械功。因而整个动力装置显得笨重、复杂，热效率也很低。这些缺点，很难适应当时正在发展起来的运输式及移动式动力装置的要求，甚至已起着阻碍作用。因此，就很自然地产生了将燃料直接加入发动机内部而进行热功转换的设想，以去除锅炉，减轻重量，并进一步提高发动机的热效率。这种在机器内部进行燃烧的发动机，相对于在外部燃烧的蒸汽机来说，称之为内燃机。

从有内燃机的设想开始直到它被创造出来并供生产实际所应用，经历了一段相当长的时间，人们为此付出了辛勤的劳动。它主要是解决了为实现内部燃烧所必须解决的一系列理论和技术问题，例如怎样加入燃料以进行高效率的燃烧、怎样点燃、怎样将燃烧过的废气排出并再次补充新鲜空气以实现不断的循环工作、怎样控制燃烧室温度、怎样使工作可靠等等。这些问题现在看来似觉简单，但在当时，确要作很大努力才逐步得以解决的。

1878年，鄂图（Otto）在继承前人研究成果的基础上，研制成功了以煤气为燃料、用电火花点燃的四冲程内燃机。这一成就，被认为是内燃机发展史上的里程碑。此后不久，又有人提出了利用气缸里压缩空气的高温来点燃喷射进去的燃料的燃烧原理，并由狄塞尔（Diesel）在1897年首先研制成功。由于这种特殊的点燃方法，因而被称为压燃式内燃机。这类发动机通常采用柴油为燃料，故习惯上就叫它“柴油机”。

刚开始运用的内燃机还比较笨重，但经不断的研究和改进后，就充分显示出它的轻便性和高的热效率，因而逐渐被各个领域广泛采用，也为发展陆上、水上交通运输事业和航空工业创造了条件。由于柴油机燃用价格较低的柴油，热效率又很高，故发展特别迅速，在有些领域里已占主要地位，如农业用的拖拉机、联合收割机、各种大型运输车辆、移动式动力装置、筑路机械、矿山机械、工程建筑机械等等；内河、海上航行的船舶，大多也以柴油机为主机；铁路机车的内燃化，已是世界各国铁路牵引动力的发展方向之一。其他如军用舰艇、坦克等等，亦都以柴油机为动力。

柴油机被广泛地采用，确实是由于它有着一系列的优点，但以一分为二的观点来看，它还是有某些缺点，现将这些主要优缺点说明如下：

## 一、柴油机的优点

(一) **热效率高** 因燃烧过程在柴油机内部进行, 因而热损失少。同时, 因燃烧后开始作热功转换时的燃气温度很高, 而作功后的排气温度则相对较低, 就是说, 具有较大的工作温差, 因而热效率高。现代内燃机的最高热效率可达46%, 这是其他热机所难与相比的, 例如蒸汽机的热效率只有9~16%。

(二) **重量轻** 和蒸汽机相比, 柴油机的单位功率重量及所占容积要小得多, 这对运输工具及移动式装置上的动力设备, 有特别重要的意义。目前, 机车用柴油机的单位功率重量约在4~6.5千克/千瓦之间。

(三) **起动快** 柴油机一般只要几秒钟或几十秒钟便可起动, 且能很快达到全功率。

(四) **用水少** 其冷却水仅用来冷却气缸等处于高温下工作的零件。而机车上的冷却水是循环的, 理论上并无消耗。因此, 在缺水地区很适宜采用内燃机车。

(五) **功率范围广** 目前柴油机的最小功率为1.1千瓦(1.5马力), 最大可达35300千瓦(48000马力), 可供选择的功率范围极为宽广。

(六) **运用方便** 柴油机控制管理方便、便于遥控。

## 二、柴油机的缺点

(一) **对燃料要求高** 由于燃料的燃烧是在气缸内部进行, 因此为了保证工作可靠, 须采用杂质少和没有腐蚀性的高质量燃油。

(二) **噪音大** 柴油机工作时噪音较大, 容易使人疲劳。

(三) **容易引起公害** 柴油机排出的废气中往往含有有害物质, 将引起空气污染。

(四) **扭矩特性不符合陆上运输装置的要求** 柴油机的扭矩随转速变化的特性不能适应汽车、机车等陆上运输装置的要求, 不能直接驱动车轮而必需装有传动装置。如电传动、液力传动及机械传动等。

## 第二节 柴油机的基本工作原理

图1-1-1所示为柴油机的结构示意图。1为气缸, 2为活塞。活塞可在气缸内滑动, 并通过连杆3与曲轴4连接。当曲柄处于零度时(图1-1-1), 活塞处于最高点, 这时称为上止点(或上死点)。曲柄处于180°度时, 活塞处于最低点, 称为下止点(或下死点)。活塞在上下两止点间运行一次, 就完成了—个冲程。气缸盖5上装有进气阀6、排气阀8及喷油器7。进、排气阀的定时启闭是由配气机构来执行的; 喷油器的定时喷油是由喷油泵及相应的驱动装置来完成的。但示意图上为突出主要部件以说明工作原理, 故这些装置均未表达。

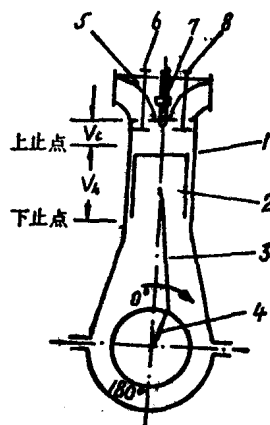


图1-1-1 柴油机结构示意图

1——气缸; 2——活塞;  
3——连杆; 4——曲轴;  
5——气缸盖; 6——进气  
阀; 7——喷油器; 8——  
排气阀。



## 一、四冲程柴油机

图 1—1—2 所示为四冲程柴油机的工作原理图。图的上半部分表示活塞、连杆、曲柄及进、排气阀在四个不同冲程时的相对位置，图的下半部分表示各冲程时气缸内气体压力和气缸工作容积的改变情况。

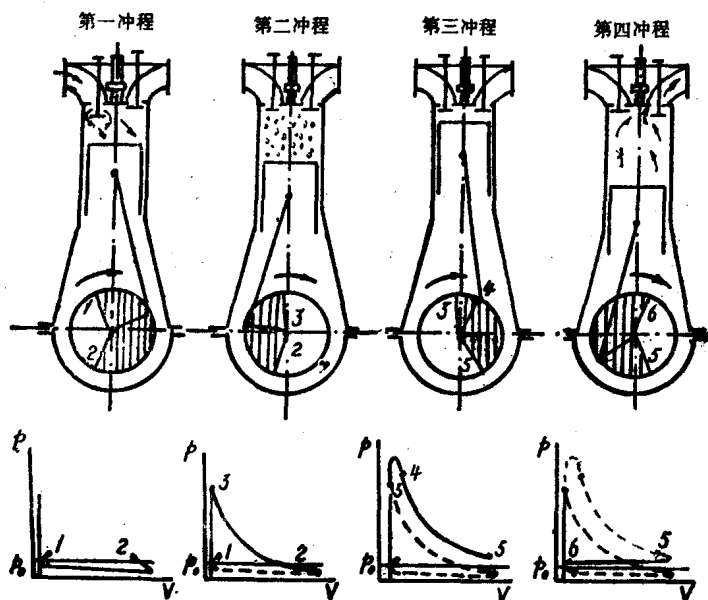


图 1—1—2 四冲程柴油机工作简图

**第一冲程：**曲柄自 1 点转到 2 点，活塞自上向下移动。当曲柄在 1 点时，进气阀正好被配气机构所打开，而当曲柄转到 2 点时，进气阀即被关闭。自 1 点转到 2 点期间，因活塞下移，而使气缸内形成局部真空，故空气便通过进气阀被吸入气缸，这个过程称为进气过程，习惯上也称进气冲程。但严格地说，自 1 点到 2 点实际上已超过了—个冲程的范围，所以称它为过程比较确切些。

**第二冲程：**曲柄继续自 2 点转到 3 点，活塞自下向上移动。这时因进气阀已被关闭，故气缸里的空气即被压缩，则空气的温度与压力亦随之升高。其升高的程度，取决于被压缩的程度。这个过程称为压缩过程或压缩冲程。

**第三冲程：**当压缩冲程将终了时，喷油器即开始将燃油喷入气缸。此时，由于缸内的空气温度已经很高，足以点燃喷入的燃油，于是在经过一定的物理、化学过程之后，燃油便开始燃烧，此时，气缸里的温度和压力更是急速上升。故曲柄自 3 点转到 4 点期间是燃油进行燃烧的主要阶段。

当曲柄转到 4 点时，大部分燃油的燃烧基本结束。气缸里高温、高压气体的膨胀，推动活塞下行。其压力随着膨胀而逐渐降低，直到曲柄转到 5 点即排气阀被打开时为止。这一过程称为燃烧—膨胀过程，或燃烧—膨胀冲程。

在这冲程中，高压的气体直接作用在活塞上推动活塞向下移动，并通过连杆和曲轴向外界输出有用功，因此也称为工作冲程。

**第四冲程：**曲柄自5点转到6点，活塞自下向上移动，当达5点时，排气阀被打开，这时因气缸里的压力大于外界大气压，故已经作过功的废气便开始排出，气缸内的气体压力亦即迅速下降。当曲柄转过下止点后，活塞上行，废气则继续被活塞推出气缸并直至上止点。但排气阀要在过上止点后的6点处才被关闭。这个过程称为排气过程或排气冲程。

从图上看，进气阀开于1点，排气阀关于6点，在1与6点之间，进气阀和排气阀同时开着。这种进、排气阀叠开的情况，在一般柴油机上都有，其叠开角度有时甚至很大，其原因将在以后换气过程一章中进行讨论。

当第四冲程结束即排气终了时，进气阀已经打开，新的进气冲程又即开始。由于这种柴油机须要经过四个冲程才完成一次作功过程，所以被称为四冲程柴油机。

## 二、二冲程柴油机

我们知道四冲程柴油机是通过四个冲程或曲轴旋转二转（ $720^\circ$ ）才作一次功的，如果使曲轴每旋转一转（ $360^\circ$ ）即经二个冲程就能作一次功的话，则在结构参数相同和每秒钟转数亦相同的情况下，柴油机所能发出的功率就将增加一倍。根据这个设想，创造了二冲程柴油机。

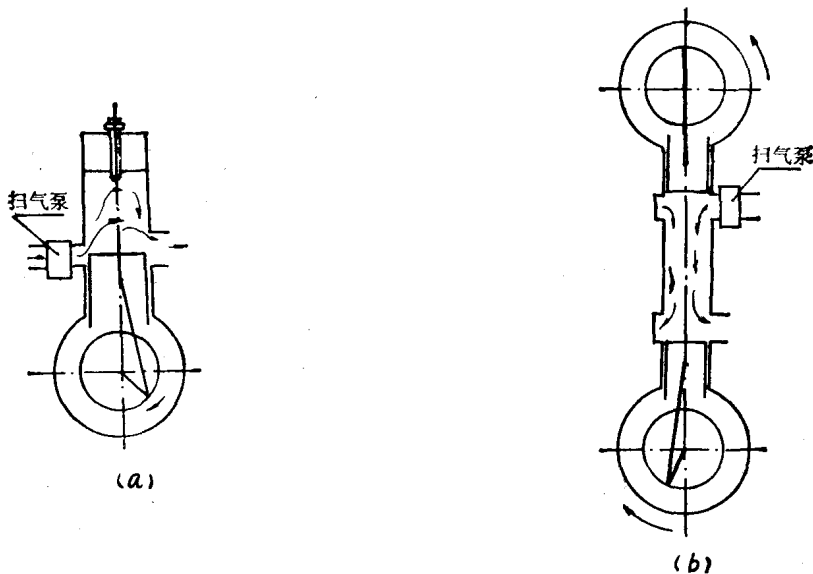


图 1—1—3 二冲程柴油机工作简图

二冲程柴油机的工作原理如图 1—1—3 a 所示。在气缸的下部两侧开有两排气口。一排为进气口，它与扫气泵相连；一排为排气口，它通向大气。气口的启闭是由活塞控制的。故在气缸头上只装有喷油器而没有进排气阀。二冲程柴油机在工作时，当活塞下移到达下止点以前，活塞就将原来由它遮闭着的进、排气口打开，由于扫气泵以  $1.2 \sim 1.4$  巴的压力泵送着空气，所以废气只能经由排气口排向大气。在此同时，扫气泵就将新鲜空气压入气缸，并将废气进一步从排气口挤出。随着活塞的下移，进排气口的开启度也愈大，新鲜空气的排挤作用也愈强烈。通常活塞在到达下止点或下止点前时，进排气口的开度将达到最大值。这种以新鲜空气替换废气的工作一直持续到活塞越过下止点后又把进排气口关闭时为止。这个

过程称为二冲程柴油机的扫气过程。此后，随着活塞的继续上升，其所进行的压缩、燃烧及膨胀等过程，将和四冲程的相同。显而易见，这里，活塞仅经两个冲程（即曲轴每旋转一转）便完成了一次做功的过程。

为了能完成二冲程柴油机的换气任务，就必需很好地组织扫气过程，因此，二冲程柴油机有很多换气方案。例如图 1—1—3 b 所示是我国东风<sub>4</sub>机车上用的二冲程柴油机的换气示意图。该柴油机可以视为二台二冲程柴油机的组合，它们上下对向布置，两个活塞公用一个气缸，所以省去了气缸盖。上下两根曲轴用机械方法连接，以相同的转速运转，从而使两个活塞作对向运动。上活塞控制进气口，下活塞控制排气口，当两个活塞都分别处于下止点时（图中所示是两活塞分别处于外面的止点，因此，这类柴油机的下止点也称为外止点，上止点称为内止点），进排气口被全部打开，扫气泵的空气自上而下，将废气从下面的排气口挤出。当上下活塞向内移动时，则逐渐关小进排气口，直到全部关闭，扫气过程遂告结束。此后，活塞继续向内移动，压缩过程开始。当上下活塞各自接近内止点时，装在气缸中部两侧的两个喷油器，即开始将燃油喷入气缸而进行燃烧。活塞过内止点后，燃烧基本结束并开始膨胀。直到下活塞将气缸下面的排气口打开时，缸内废气开始排出。接着，上活塞又将气缸上面的进气口打开。这样，随着扫气的进行，将重复另一个新的循环。

当转速相同时，气缸内每单位时间的燃烧次数，二冲程是四冲程的一倍；因此，与气缸里高温燃气相接触的零件如气缸盖、气缸、活塞、气阀等的受热情况，二冲程柴油机就显得比较严重，热负荷亦将高些。此外，由于二冲程柴油机换气所需的时间要比四冲程短，其所采用的扫气方式亦不易将气缸里的废气清扫干净；因此，每个循环喷入气缸的燃油量，总比相同结构尺寸的四冲程柴油机要少一些，则其功率亦就不会比相应的四冲程柴油机增大一倍。而且，实践证明，其经济性亦比四冲程柴油机要差一些。故现代机车所采用的柴油机，以四冲程较多。

随着铁路运输事业的发展，机车的功率亦应不断增大，但因机车有限界和轴重的限制，故要求柴油机在一定的尺寸和重量范围内能发出尽可能大的功率，即增加它的强化程度。为此，就应在一定的气缸尺寸范围内燃烧更多的燃油，使更多热量转换成机械功。要燃烧更多燃油，就需要将更多的新鲜空气充进气缸，因而产生了增压柴油机。在增压柴油机中，充进气缸的空气，不是由活塞在向下止点移动时所吸入，而是另外用压气机以一定压力送入缸内，这就大大地增加了进入气缸的空气量，现代增压柴油机大多利用柴油机排出的废气能量来推动涡轮，并在涡轮轴上连有一个单级离心式压气机，借此泵气入缸。用这种增压方式的柴油机一般称它为废气涡轮增压柴油机。现代机车柴油机增压后的功率可增大两倍以上。

### 第三节 机车柴油机的发展

柴油机在二十世纪初就得到了很快的发展，作为运输工具的动力装置，先试用在船上。1912年瑞士苏尔寿公司制造了世界上第一台736千瓦的机车柴油机，用在普鲁士铁路上。接着因第一次世界大战而停顿下来。到1923年以后，苏联、美国等一些工业较发达的国家，相继制造了以内燃机为动力的机车，但进展不大。第二次世界大战期间，除了没有直接受到战争破坏的国家像美、瑞士等国的机车柴油机略有一些发展外，在其他国家几乎都处于停滞状态。因此，内燃机车的应用，当时在世界上还是有限的。

第二次世界大战结束以后的初期，在美国由于其经济和生产能力的不断增长，促使机车

用柴油机获得了较为迅速的发展,并最终停止了蒸汽机车的生产。接着欧洲各国的工业生产逐渐恢复,运输任务日趋繁重,对内燃机车的要求也日有增加,从而机车用柴油机也有了迅速的发展。其发展除表现在数量的迅速增加外,柴油机的功率也有显著增大,柴油机的强化程度也有了很大的增长。在50年代初期,机车柴油机的单机功率约在700~1500千瓦(1000~2000马力)之间;到50年代后期,单机功率就达到1500千瓦以上了。到60年代已达到3000千瓦。现在机车上的柴油机最大功率已达4400千瓦以上,并有继续增大的趋势。

我国长期处在三座大山沉重压迫之下,柴油机制造工业和其他工业一样,得不到应有的发展。在抗日战争之前虽然有一些小功率柴油机的生产,但数量是微不足道的。1940年才向国外买进图纸开始生产功率为220千瓦(300马力)的柴油机,而且有些零件还需购自国外。即使如此,其产量仍是极少,故解放前每年生产的柴油机总功率数还不超过8000千瓦。全国解放以后,柴油机生产事业才有了迅猛的发展。现在我国每年生产的柴油机的总功率数已达解放前的几千倍以上,产品类型也有几百种,单机最大功率达7500千瓦以上,这充分体现了社会主义制度的优越性。

我国的机车用柴油机自1959年起才开始试制生产,经过二十多年来的努力,已取得了很大的成就,单机功率从最初的736千瓦(1000马力),发展到了目前我国自己设计制造的2200千瓦和3000千瓦;与此同时,在技术性能指标方面也逐渐接近和达到了世界同类产品的水平。这些大功率内燃机车的投入运用,正在为我国的铁路运输事业发挥着很大的作用。我们相信在机车制造厂广大职工和科技工作者的共同努力下,今后我国的机车柴油机制造业必将会取得更大的成就。

## 第二章 柴油机的工作循环

### 第一节 柴油机的理论循环

供柴油机作出机械功的热量是由喷入气缸的燃油经燃烧后产生的。燃烧过程的进行经历着一系列复杂的物理化学变化, 经过燃烧后的工质, 不但在质和量上都起变化, 而且还必须进行更换, 以重复新的循环。

热力学理论通常把实际过程加以抽象和简化, 将其概括为由几个基本热力过程所组成的理论循环。研究理论循环的目的是便于分析计算, 便于发现某些决定循环热效率的重要因素, 为进一步提高循环的热效率和作功能力指出了方向。

由热力学可知, 内燃机有三种理论循环: 等容加热循环、等压加热循环及混合加热循环。下面仅将热力学中已推导过的结果并结合其中各有关参数讨论如下:

#### 一、循环热效率 $\eta_i$ 和循环平均压力 $p_i$

三种理论循环如图 1-2-1 所示。因混合加热循环具有代表性, 故仅将该循环的 $\eta_i$ 和 $p_i$ 列出并讨论之。

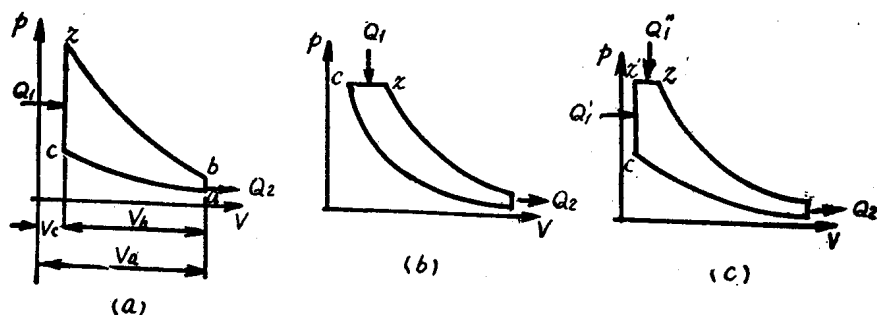


图 1-2-1 内燃机的三种理论循环

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^{\kappa} - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} \quad (1-2-1)$$

$$p_i = \frac{\varepsilon^{\kappa}}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_o}{k - 1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \eta_i \quad (1-2-2)$$

式中  $\varepsilon$ ——压缩比,  $\varepsilon = \frac{V_o}{V_c}$ ;

$\lambda$ ——压力升高比,  $\lambda = \frac{p_z}{p_c}$ ;

$\rho$ ——初期膨胀比,  $\rho = \frac{V_z}{V_c}$ ;

$k$ ——绝热指数。

在等容加热循环中,  $\rho=1$ , 因而其热效率和平均压力为:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (1-2-3)$$

$$p_i = \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{k-1} (\lambda - 1) \eta_i \quad (1-2-4)$$

在等压加热循环中,  $\lambda=1$ , 其热效率和平均压力为:

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)} \quad (1-2-5)$$

$$p_i = \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{k-1} \cdot k(\rho - 1) \eta_i \quad (1-2-6)$$

热效率是热能转变为机械功的百分数, 它代表着柴油机的经济性。具体地说, 它表征着每“千瓦小时”所消耗的燃油量, 因而是一个重要的经济指标。至于平均压力 $p_i$ , 则在热力学中亦已阐明: 平均压力 $p_i$ 和气缸工作容积 $V_h$ 的乘积应等于该循环所作的有用功。对于一定尺寸的柴油机,  $V_h$ 是一个定值, 所以 $p_i$ 表征着每循环的作功能力, 它同样是一个重要参数。在 $\eta_i$ 和 $p_i$ 这二个基本参数间, 在一定条件下是互有联系的。如每循环加入的热量相等, 则 $\eta_i$ 的大小就决于 $p_i$ 。

## 二、压缩比 $\varepsilon$

压缩比是柴油机的基本结构参数, 压缩比的增大意味着压缩终了时容积 $V_c$ 的相对减小和压缩终了压力 $p_c$ 、温度 $t_c$ 的相应增大; 那末, 在循环的加入热量相同时, 增加压缩比可以扩大循环的温度阶梯和膨胀比, 从而提高了循环的热效率。这在热力学中应用 $T-S$ 图早已证明过了。公式(1-2-1)、公式(1-2-3)、公式(1-2-5)亦正是表明了这个关系, 但其提高率则随着 $\varepsilon$ 的不断增大而逐渐减少。图1-2-2 仅以等容循环为例绘制了 $\eta_i$ 和 $\varepsilon$ 的关系。

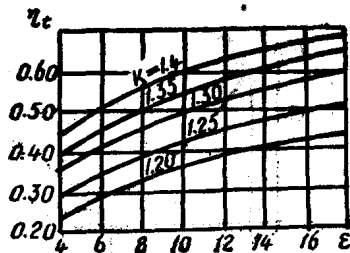


图 1-2-2 热效率与压缩比的关系  
(等容加热循环)

## 三、绝热指数 $k$

理论循环的工质是理想工质, 其压缩和膨胀过程都是绝热过程, 所以 $k$ 是一个常数。但从图1-2-2中可以看出,  $k$ 值增大则 $\eta_i$ 增高, 因而不同的工质对循环热效率是有影响的。

## 四、压力升高比 $\lambda$ 和初期膨胀比 $\rho$

将等容加热循环和等压加热循环的热效率公式相对比, 后者多一个乘数 $\frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}$ 。因 $\rho$

$>1$ ,  $k>1$ , 所以这个乘数大于1, 即等容加热的 $\eta_i$ 大于等压加热的 $\eta_i$ 。由此可知, 假使混合加热循环的总的加热量相等, 则增大 $\lambda$ 可以增加混合循环中等容部分的加热量, 提高热量的利用率, 因而其 $\eta_i$ 亦愈高。

此外, 从上述的循环平均压力 $P_i$ 的公式还可看出, 增加 $\rho$ 值可提高 $P_i$ , 但由于等压部分加热量的增加, 因而 $\eta_i$ 将会随之下降。

应当指出, 上述对理论循环的分析所得出的若干结论, 对提高 $P_i$ 或 $\eta_i$ 具有一定的指导意义。但在具体应用上, 考虑到 $\epsilon$ 和 $\lambda$ 的提高会引起最高爆发压力 $P_b$ 的显著增长, 对承载零件结构强度的要求更高。如何正确地选择压缩比和压力升高比就显得十分重要, 以后要详加讨论。

## 第二节 柴油机的实际循环

理论循环仅仅是看成和实际循环作比较用的趋近极限。为了改善实际循环, 尽量使之与理论循环的指标相接近, 故有必要将两者作一下分析和比较。以指出其差异和查明引起损失的原因。下面的讨论, 先限于非增压柴油机。

现将两种循环的差别比较于图1—2—3上。图中 $a, c, z, z', b, a_i$ 为理论循环,  $a, c, z, b, r, a$ 为四冲程柴油机的实际循环。假定这种两循环中加入的热量完全相同, 所差别的仅是实际循环中加入的热量是喷射到气缸里的燃油经燃烧后产生的, 故其加热过程近似于混合循环。

我们知道, 理论循环的压缩始点压力为大气压力 $P_0$ , 而实际循环的进气是靠活塞自上止点向下止点移动时, 以部分真空将空气由外界吸入, 故 $P_a$ 必然小于 $P_0$ 。图上的 $a$ 点即为压缩始点, 故 $a$ 点低于 $a_i$ 点,  $eaa_i$ 为吸气消耗的功。

从 $a$ 点开始压缩。由于实际柴油机中工质和气缸壁间始终存在着热量的交换, 故压缩过程并非按绝热指数 $k$ 而是按平均多变压缩指数 $n_1$ 进行的。

在压缩过程接近终了, 活塞到达上止点附近时, 喷入气缸的燃油即着火燃烧以取代理论循环的等容和等压供热。

我们知道, 实际的燃烧过程中, 由于柴油机活塞的高速运动, 燃烧容积是在不断变化着, 同时, 燃油着火后的放热, 需要持续一定的时间才能完成。因此, 燃油的着火燃烧如在活塞到达上止点时才开始, 那末, 随着活塞的下移, 燃烧容积的扩大, 其结果除导致最高爆发压力 $P_b$ 下降外, 更会形成燃烧结束点的后移。由热力学知, 燃烧后移时的热功转换效率, 由于膨胀比的减小而大大下降了。为了减少燃烧的后移, 使整个燃烧过程能在活塞过了上止点后不久即告结束, 以保证燃油发出的热量得以在充分的膨胀中加以有效地利用, 我们总是将燃油提前喷入气缸, 以使燃油的着火能在活塞到达上止点 $c'$ 以前的 $c_i$ 点开始, 这就称为着火提前。相对于上止点而言所提前的着火时间, 以曲轴转角计算, 称为着火提前角。

总之, 上述实际燃烧过程的各种因素(活塞的高速运动、放热的持续时间、以及着火提

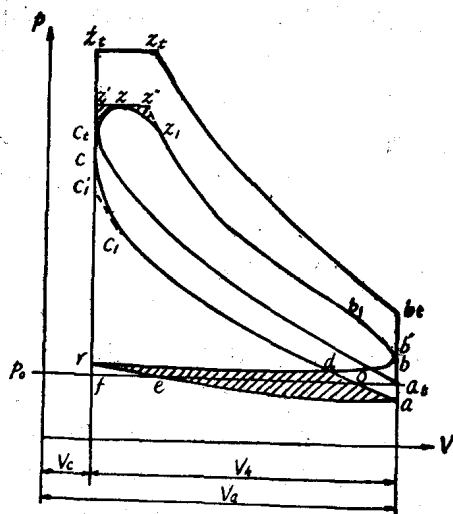


图1—2—3 柴油机的理论循环与实际循环的比较

前等),使实际循环的供热偏离了理想循环的等容和等压供热方式,而是如图1—2—3所示按 $C_1CZZ_1$ 的过程曲线进行的。从而增加了实际循环的压缩功,图1—2—3所示的面积 $C_1C'_1CC_1$ 即代表了因提前着火燃烧而多消耗的压缩功。此外,还损失了一部分膨胀有用功,见图1—2—3所示的示功图顶部的阴影面积。

上述的燃烧过程,在一般情况下大致在上止点后 $40\sim 70^\circ$ 曲轴转角处可基本结束,紧接着便是膨胀过程的开始。在这段燃烧——膨胀过程中,由于高温工质不断地向气缸壁传出热量,因此,膨胀过程大致按平均多变膨胀指数 $n_2$ 进行的。

显然,燃烧——膨胀过程曲线 $czz_1b_1b$ 下面的面积 $a_1fczz_1b_1ba_1$ 即代表该循环所作的膨胀有用功。

在膨胀过程的后期即进入排气过程,它代替了理论循环的等容放热过程。在排气过程中,为了减少排气消耗的功,其排气阀总是在活塞到达下止点前提前开启,让废气在 $b_1$ 点就开始逸出(沿 $b_1b$ 线)。当然,这样做的结果,会减少一部分有用功面积( $b_1b'bb_1$ ),但由于排气背压的下降,从而使活塞推出废气时的排气功减少了。就是说,使图1—2—3所示的排气功面积 $brfa_1b$ 减小了,但得失相衡是值得的。

在四冲程柴油机中,常把这块排气消耗的功和吸气消耗的功合并起来称为换气过程的消耗功(亦称泵气损失)。考虑到吸气过程中的面积 $refr$ 是残余废气的膨胀功,因而是正功,因此,换气过程的消耗功就应当用面积 $breab$ 来表示。

我们把这块换气耗功进行剖析,并使它与上述的膨胀有用功和压缩消耗功一并来考虑,那末,就会看到在 $breab$ 这块换气耗功中,面积 $aoa_1a$ 正好和压缩冲程开始时由大气推动活塞所作的正功面积 $aoa_1a$ 相抵消。如再进一步将 $breab$ 这块换气耗功中的面积 $bdoa_1b$ ,从膨胀正功面积 $a_1fczz_1b_1ba_1$ 中扣去,那末,图1—2—3的示功图会明显地划分成正功和负功两大部分,即正功面积 $dc_1czz_1b_1bd$ 和负功面积 $a_1erdoa_1$ 。前者称为实际循环的有用功,后者在习惯上就称为实际循环的换气消耗功,在图1—2—3上用阴影面积来表示。

纵观四冲程柴油机实际循环和理论循环的比较,其明显的差别除了实际循环要比理论循环多消耗了一块换气功面积外,更主要的是实际循环的有用功面积显然要比理论循环大为缩小了,究其原因,主要应从以下几方面看。

首先是工质比热的变化。我们从热力学中可知,空气和燃气的比热都具有随温度上升而增大的特性。而多原子气体( $\text{CO}_2$ 、 $\text{H}_2\text{O}$ 、 $\text{SO}_2$ )的比热值又要比双原子气体( $\text{O}_2$ 、 $\text{N}_2$ )为大。在实际循环中,由于燃料燃烧后工质成分的明显变化,使三原子气体量增加,再加上燃烧最高温度很高(可达 $1800\sim 2200\text{K}$ ),故实际循环中,燃烧后工质的比热必然随温度的增长而明显上升。我们知道,比热的上升,即意味着在同样的加热量下,实际循环所引起的压力和温度的增长要比理论循环的低得多。亦就是说,实际循环的最高燃烧压力 $P_z$ (或 $T_z$ )总要比理论循环的低得多。此外,由于实际循环中燃烧的热量不能及时放出、燃烧和膨胀期间气缸壁的强烈的传热损失、活塞环的泄漏损失等,都直接影响着 $P_z$ 的升高,致使实际循环的燃烧——膨胀线 $czb$ 要比理论循环的 $c_1z'_1z_1b_1$ 线低得多。虽然,从示功图上看,因实际循环的 $P_z$ 低于大气压力 $P_0$ 而使实际循环的压缩线 $ac$ 要比理论压缩线 $a_1c_1$ 低,但由此而减少的压缩功还远不能补偿因燃烧——膨胀线下降所减少的膨胀有用功。因此,对非增压四冲程柴油机来说,理论循环的热效率一般可达60%左右,而实际循环的热效率一般仅为40%左右,即实际循环的热效率约为理论循环的70%左右。



### 第三章 燃料与热化学

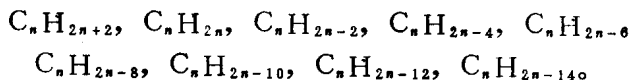
#### 第一节 柴油机的燃料

柴油机的主要燃料是柴油，柴油是石油制品。我国是世界上石油蕴藏量丰富的国家之一，这为我国动力机械的发展提供了重要的物质基础。

##### 一、石油的成分及组成

石油是多种碳氢化合物的混合物，其所含元素主要是碳和氢，约占石油重量的95%左右，此外，亦含有少量的氮、氧、硫及金属化合物如钒、钠等有机酸盐类。因碳氢化合物简称烃，故石油是烃类的混合物。

石油中烃类分子是由碳原子和氢原子有规律地组成的。碳氢原子依照下列化学通式组成：



上列各式中 $n$ 为碳原子的数目。任何一类烃中，含碳原子数目最少的是气体，较多的是液体，再多一些且其分子结构更复杂的是胶体和固体。现用烷类 $C_nH_{2n+2}$ 来具体说明： $n=1\sim4$ ，即 $CH_4$ 到 $C_4H_{10}$ 是气体； $n=5\sim16$ ，即由 $C_5H_{12}$ 到 $C_{16}H_{34}$ 是液体； $n=17\sim20$ ，即从 $C_{17}H_{36}$ 到 $C_{20}H_{42}$ 是胶体； $n>21$ ，即 $C_{21}H_{44}$ 以上是固体石蜡。烃类的命名规则是：含有1至10个碳原子的烃类，分别以甲、乙、丙、丁、戊、己、庚、辛、壬、癸命名；当碳原子数目超过10时，则以数字命名。如 $CH_4$ 为甲烷， $C_{11}H_{24}$ 为十一烷。

烃类按分子中碳氢原子排列的结构形式不同，又分为脂肪族、环烷族和芳香族。

(一) 脂肪族烃 脂肪族烃分子结构的特点是开链式的，即其碳原子是以长链形状排列的。根据碳与氢的饱和程度不同，脂肪族烃又可分为：1、烷类；2、烯类；3、炔类。

##### 1. 烷类 $C_nH_{2n+2}$

烷类的通式为 $C_nH_{2n+2}$ ，其分子结构为链状，是一种饱和烃。所谓饱和烃就是碳原子的四个键都以单键形式与其它原子相结合，如甲烷是最轻的饱和烃。其它如正辛烷( $C_8H_{18}$ )等饱和烃都是由具有四个单键的碳原子连串而成，其结构式如下。至于非饱和烃则是指相邻的两个碳原子间有双键或三键相联结，如下面即提到的烯类和炔类均是。

