

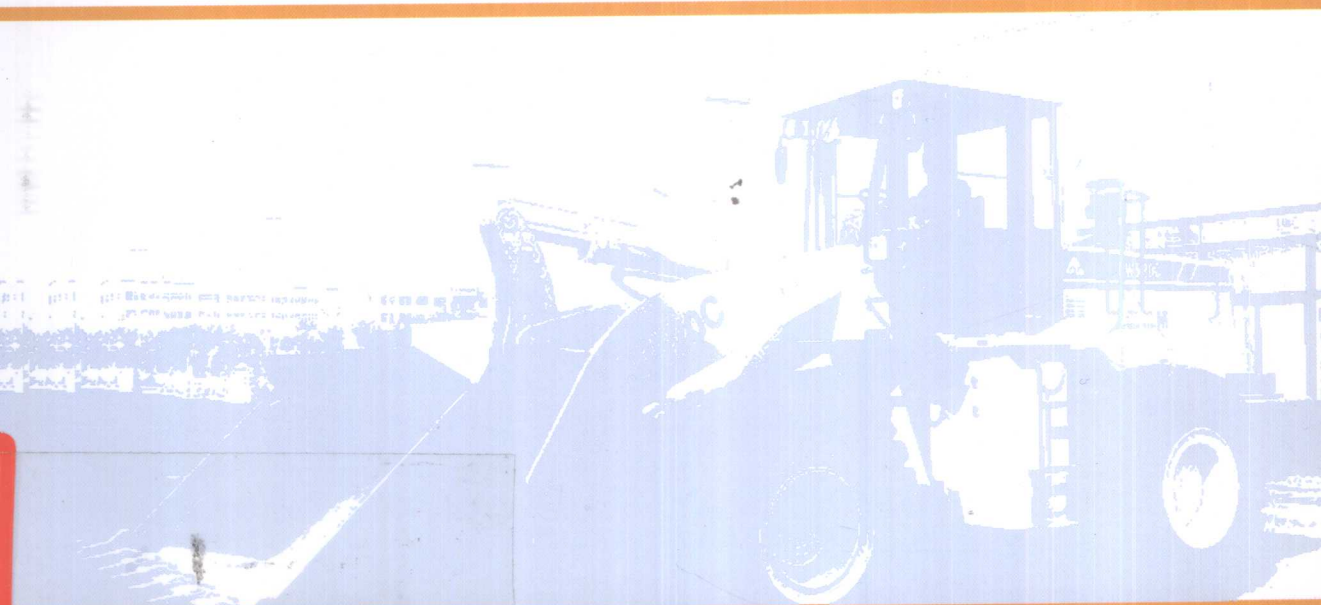


21世纪交通版高等学校教材

工程机械发动机原理 与底盘理论

Engine Principles and Chassis Theories of Construction Machinery and Equipment

曹源文 马丽英 归少雄 主 编
郭小宏 主 审



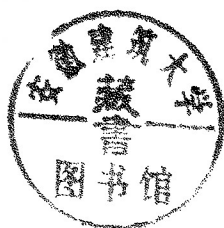
人民交通出版社
China Communications Press

21 世纪交通版高等学校教材

Engine Principles and Chassis Theories of
Construction Machinery and Equipment

工程机械发动机原理与底盘理论

曹源文 马丽英 归少雄 主编
郭小宏 主审



人民交通出版社

内 容 提 要

本书系统地介绍了工程机械发动机原理和底盘理论,全书分两篇,共12章。第一篇为工程机械发动机原理,内容主要包括:发动机的性能、发动机的换气过程、汽油机工作原理、柴油机混合气的形成与燃烧、发动机特性、发动机的排放与噪声、变负荷工况下发动机性能等。第二篇为工程机械底盘理论,内容主要包括:工程机械行驶理论、液力变矩器及其与发动机共同工作特性、工程机械牵引性能、动力性、稳定性、制动性、转向性理论等,此外本书紧跟工程机械发动机和底盘发展技术,将新的技术成果注入工程机械发动机与底盘理论当中。

本书可作为机械设计制造及其自动化、农业机械、军用车辆、汽车拖拉机、土木工程、道路与铁道工程等相关专业本科、研究生的教材或教学参考书,也可供从事工程机械、车辆工程以及公路、铁路、港口码头施工等技术人员参考。

图书在版编目(CIP)数据

工程机械发动机原理与底盘理论/曹源文等主编. —北京:人民交通出版社, 2010.3
ISBN 978-7-114-08247-4

I.工... II.曹... III.①工程机械-发动机-理论②工程机械-底盘-理论 IV.TU601

中国版本图书馆CIP数据核字(2010)第033248号

21世纪交通版高等学校教材

书 名:工程机械发动机原理与底盘理论

著 作 者:曹源文 马丽英 归少雄

责任编辑:沈鸿雁 刘永超

出版发行:人民交通出版社

地 址:(100011)北京市朝阳区安定门外外馆斜街3号

网 址:<http://www.ccpres.com.cn>

销售电话:(010)59757969, 59757973

总 经 销:人民交通出版社发行部

经 销:各地新华书店

印 刷:北京鑫正大印刷有限公司

开 本:787×1092 1/16

印 张:15.75

字 数:389千

版 次:2010年3月 第1版

印 次:2010年3月 第1次印刷

书 号:ISBN 978-7-114-08247-4

定 价:29.00元

(如有印刷、装订质量问题的图书由本社负责调换)

前 言

本书是根据 21 世纪交通版(机械设计及其自动化专业工程机械方向)高等学校教材编写委员会的要求而编写的。

全书分两篇,共 12 章。第一篇为工程机械发动机原理(第一至第七章),主要介绍:发动机的性能、换气过程及增压技术,发动机混合气的形成与燃烧,发动机特性及其对工程机械负荷工况的适应性能等。第二篇为工程机械底盘理论(第八至第十二章),内容主要包括:工程机械行驶理论、液力变矩器与发动机共同工作特性、工程机械牵引性能、稳定性、动力性、转向性、制动性理论等。

为使广大读者对目前工程机械发动机原理与底盘理论的最新动态有所了解,特将新的技术成果注入本书,还将液压与液力传动纳入工程机械牵引底盘的发动机-液压传动与控制-行走结构-工作装置系统中,有选择地进行了介绍、讲解、讨论,这为车辆的整体配置提供了技术支持。

本书可作为机械设计制造及其自动化、农业机械、军用车辆、汽车拖拉机、土木工程、道路与铁道工程等相关专业本科、研究生的教材或教学参考书,也可供从事工程机械、车辆工程以及公路、铁路、港口码头施工等技术人员参考。

本书由重庆交通大学曹源文、马丽英、归少雄主编,各章分工为:第一、二、十、十一章由曹源文教授编写;第三、四、五、六章由马丽英编写;第七、八、九、十二章由归少雄编写;全书由曹源文统稿。

在本书的编写过程中,主审重庆交通大学郭小宏教授提出了许多宝贵意见,在此表示衷心的感谢。

我国工程机械发动机与底盘技术发展迅速,新技术、新方法不断涌现,但是由于我们掌握的资料有限,书中出现疏漏在所难免,希望同行专家和使用本书的单位与个人提出宝贵意见,请寄重庆交通大学机电学院(邮政编码是 400074),以利适时修订。

编 者

2009 年 12 月

目 录

第一篇 工程机械发动机原理

第一章 工程机械发动机的性能	3
第一节 发动机理论循环	3
第二节 发动机实际循环	7
第三节 发动机性能指标	11
第四节 发动机的机械损失和机械效率	15
第五节 发动机的燃烧化学性能	18
第六节 发动机的热平衡	20
第二章 发动机的换气过程及增压技术	22
第一节 四冲程发动机的换气过程	22
第二节 四冲程发动机的充气系数及其提高措施	25
第三节 发动机增压的基本概念与分类	29
第四节 废气涡轮增压器的基本结构和工作原理	30
第五节 废气涡轮增压的类型及能量利用	36
第六节 发动机增压的主要技术措施	38
第三章 汽油机工作原理	45
第一节 汽油的使用性能	45
第二节 汽油机混合气的形成	46
第三节 汽油机燃烧过程及其影响因素	48
第四节 汽油机电控喷射系统	54
第四章 柴油机混合气的形成与燃烧	58
第一节 柴油的使用性能	58
第二节 燃油的喷射与雾化	59
第三节 柴油机混合气的形成与燃烧室	64
第四节 柴油机的燃烧过程	70
第五节 柴油机电控燃油喷射系统	75
第五章 发动机特性	81
第一节 概述	81

第二节 负荷特性	84
第三节 速度特性	88
第四节 柴油机调速特性	91
第五节 万有特性	96
第六章 发动机的污染排放与噪声	99
第一节 发动机有害排放物的生成及危害	99
第二节 影响汽油机有害排放物生成的主要因素	102
第三节 影响柴油机有害排放物生成的主要因素	105
第四节 有害排放物的控制	106
第五节 发动机的噪声	109
第七章 变负荷工况下发动机的性能	113
第一节 柴油机的速度特性	113
第二节 工程机械负荷工况对发动机性能的影响	116
第三节 变负荷工况下发动机性能的评价指标	126

第二篇 工程机械底盘理论

第八章 履带工程机械行驶理论	133
第一节 履带工程机械行驶原理	133
第二节 履带行走机构运动学和动力学	135
第三节 履带接地比压和接地平面核心域	139
第四节 履带工程机械的行驶阻力	148
第五节 履带工程机械的附着性能	151
第九章 轮式工程机械的行驶理论	155
第一节 轮式行走机构运动学和动力学	155
第二节 轮式工程机械的滚动阻力及附着性能	158
第三节 轮式工程机械总体动力学	162
第四节 双桥驱动工程机械运动学和动力学	163
第五节 轮式工程机械的通过能力	167
第十章 液力变矩器及其与发动机共同工作的特性	169
第一节 液力变矩器特性	169
第二节 液力变矩器与发动机共同工作特性	174
第三节 液力变矩器与发动机的合理匹配	176
第十一章 工程机械牵引性能及其参数的合理匹配	187
第一节 牵引力平衡和牵引功率平衡	187
第二节 牵引特性	194

第三节	牵引性能参数的合理匹配.....	198
第四节	工程机械牵引性能和燃料经济性的分析.....	206
第五节	牵引性能参数的计算步骤.....	210
第十二章	工程机械其他性能.....	214
第一节	动力性.....	214
第二节	稳定性.....	217
第三节	制动性.....	222
第四节	转向性.....	227
常用符号		242
参考文献		243

第一篇 工程机械发动机原理

第一章 工程机械发动机的性能

发动机是一种将热能转化为机械能的热力机械。实际上,燃料的化学能转变为机械功的过程十分复杂,发动机的实际循环由一系列复杂的物理—化学过程组成。从机构运动学的角度来看,发动机的实际工作过程是按照一定的循环周而复始地进行工作。从热力学的角度来看,发动机以一种开式循环方式工作,汽缸内循环起止点的工质不相同,过程起点的工质是新鲜充量,终点的工质则为燃烧产物,因此发动机的实际循环非常复杂。

通过分析发动机的理论循环,可以用简单公式阐明各参数之间的关系,确定衡量发动机工作过程进行情况性能指标的理论极限。理论循环的研究为提高发动机的性能指明了基本途径,并为判断实际发动机工作过程进行的完善程度及改进潜力提供了理论依据。

本章的主要内容为:发动机的理论循环;发动机的实际循环;发动机的性能指标;发动机的机械损失等。

第一节 发动机理论循环

发动机的工作过程十分复杂,为了便于研究,在工程热力学中通常将发动机的实际循环加以抽象和简化,形成由几个基本热力过程所组成的理想循环,用理想循环代替复杂的实际循环进行理论分析和计算,这样就可以用较简单的公式说明影响发动机性能的某些重要因素,从而指明提高发动机动力性和经济性的方向。

一、3 种基本理论循环

发动机的理论循环是把它的实际工作过程加以简化,以便作定量分析。首先必须对发动机的实际过程进行必要的简化假设。现将这些假设条件总结如下:

- (1) 假设汽缸内的工质数量不变,不考虑进、排气过程,并忽略漏气的影响;
- (2) 假设压缩过程和膨胀过程均是绝热过程,不考虑传热损失和补燃损失;
- (3) 假设燃烧过程为对工质进行的等容加热过程或等压加热过程,排出的废气带走热量用等容放热过程代替;
- (4) 假设工质为理想气体,其物理常数与标准状态下的空气物理常数相同,整个循环中工质的物理性质及化学性质不变,工质的比热容为固定值;
- (5) 假设循环过程为可逆循环。

根据以上假设条件,可以得到发动机的 3 种基本理论循环,即:混合加热循环和等容加热循环、等压加热循环。发动机的理论循环常用示功率图来说明,如图 1-1 所示。

将实际循环简化为理论循环,必须使其尽可能符合实际循环的特点,尤其是加热过程的特点。例如在汽油机中,混合气燃烧迅速,汽缸内温度、压力增长很快,可以认为其燃烧过程基本上是在容积不变的条件下进行的,即可简化为等容加热循环。在高增压和低速大型柴油机中,

由于受燃烧最高压力的限制,大部分燃料在上止点以后燃烧,是在压力基本上一定的情况下进行的,即可简化为等压加热循环。而高速柴油机则介于这两者之间,其燃烧过程可以认为是先等容加热、后等压加热的组合,即可简化为混合加热循环。

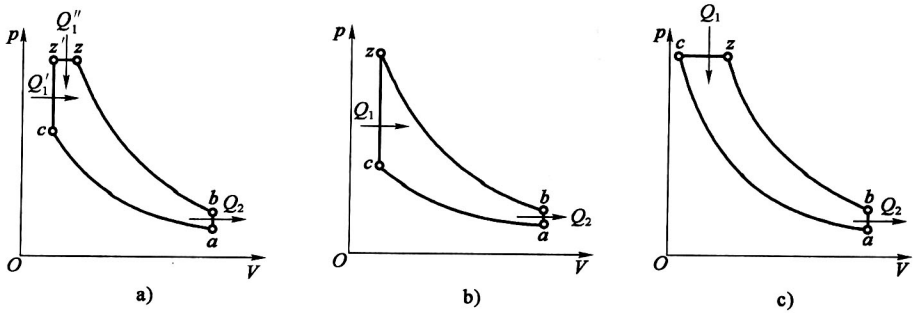


图 1-1 发动机理论循环
a)混合加热循环;b)等容加热循环;c)等压加热循环

二、循环热效率和循环平均压力

1. 循环热效率

循环热效率是转变为循环净功的热量与工质所吸收的热量之比,用 η_t 表示。即:

$$\eta_t = \frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \tag{1-1}$$

式中:W——工质的循环净功,J;
 Q_1 ——工质在循环中吸收的热量,J;
 Q_2 ——工质在循环中放出的热量,J。

热效率是用来衡量循环中热量的利用程度,是评价循环的经济性指标。

2. 循环平均压力

单位汽缸工作容积的工质所做的循环净功,称为循环平均压力,用 p_t 表示。即:

$$p_t = \frac{W}{V_h} \quad (\text{J/m}^3) \text{ 或 } (\text{N/m}^2) \tag{1-2}$$

式中: V_h ——汽缸工作容积, m^3 。

循环热效率 η_t 和循环平均压力 p_t 是评价理论循环的两个基本指标, η_t 用于评价其经济性, p_t 用于评价其动力性。

三、发动机的理论循环

1. 混合加热循环

混合加热循环加入到工质中的热量 Q_1 分为两部分:一部分是在定容情况下加入的热量 Q'_1 ,另一部分是在定压情况下加入的热量 Q''_1 。循环中工质吸收的热量 $Q_1 = Q'_1 + Q''_1$ 。循环中定容放出的热量为 Q_2 ,循环净功 $W = Q_1 - Q_2$,如图 1-1a)所示。

由工程热力学可知,混合加热循环的热效率 η_t 和循环平均压力 p_t 为:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\lambda \rho^k - 1}{(\lambda - 1) + k\lambda (\rho - 1)} \tag{1-3}$$

$$p_t = \frac{p_a}{k-1} \frac{\epsilon^k}{\epsilon - 1} [k\lambda (\rho - 1) + (\lambda - 1)] \eta_t \tag{1-4}$$

式中: p_a ——进气终了压力, kPa;

ϵ ——压缩比, $\epsilon = V_a/V_c$;

λ ——压力升高比, $\lambda = p_z/p_c$;

ρ ——预胀比, $\rho = V_z/V_c$;

k ——绝热指数, $k = c_p/c_v$ 。

c_p, c_v ——分别为工质的等压比热和等容比热。

2. 等容加热循环

等容加热循环加入到工质中的热量 Q_1 是在容量不变的情况下进行的, 使工质状态达到 z 点, 然后由 z 点绝热膨胀到 b 点, 如图 1-1b) 所示。因其无等压加热过程, 是混合加热循环 $\rho=1$ 的特例。故将 $\rho=1$ 分别代入式(1-3)、式(1-4)中, 即得到等容加热循环的热效率及平均压力为:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \quad (1-5)$$

$$p_t = \frac{p_a}{k-1} \frac{\epsilon^k}{\epsilon-1} (\lambda-1) \eta_t \quad (1-6)$$

3. 等压加热循环

等压加热循环的加热过程是在压力不变的条件下进行的, 如图 1-1c) 所示。可将其看成混合加热循环 $\lambda=1$ 的特例。将 $\lambda=1$ 分别代入式(1-3)和式(1-4), 即得到等压加热循环的热效率和平均压力为:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)} \quad (1-7)$$

$$p_t = \frac{p_a}{k-1} \frac{\epsilon^k}{\epsilon-1} (\rho-1) \eta_t \quad (1-8)$$

四、循环热效率 η_t 和循环平均压力 p_t 的影响因素

根据上述 3 种理论循环的热效率和平均压力与循环参数之间的关系式, 可以分析各参数对这两个指标的影响。

1. 循环热效率 η_t 的影响因素

1) 压缩比 ϵ

由式(1-3)、式(1-5)、式(1-7)可知, 随着压缩比 ϵ 的增加, 3 种理论循环的热效率 η_t 提高。在加热量 Q_1 相同的条件下, 提高 ϵ , 可提高循环的最高温度和平均吸热温度, 降低循环平均放热温度, 因此 η_t 增加。以等容加热循环为例, 说明压缩比 ϵ 对循环热效率 η_t 的影响。如图 1-2 所示, 由于两个循环的加热量 Q_1 相同, 则 ϵ 高的循环 $ac'z'b'a$ 等容线 $c'z'$ 曲线下的面积 $ec'z'me$ 应与 ϵ 低的循环 $aczba$ 中等容线 cz 曲线下的面积 $eczne$ 相等, 而 ϵ 高的循环比 ϵ 低的循环传给冷源的热量 Q_2 却减少了, 其减少量相当于面积 $b'bmb'$ 。因此等容加热循环压缩比增大时, η_t 增加。

图 1-3 表示等容加热循环效率 η_t 随压缩比 ϵ 的变化情况。可见: 与 η_t 并非直线关系, 在 ϵ 较低时, 随 ϵ 的提高, η_t 提高很快; 但在 ϵ 较高时, 再提高 ϵ , η_t 的增加效果就很小了。

2) 绝热指数 k

绝热指数 k 值取决于工质的种类, 它对 η_t 的影响如图 1-4 所示。不同的工质, 不同的温度, 具有不同的 k 值, 随着 k 值增大 η_t 将提高。一般取空气 $k=1.40$ 。当可燃混合气加浓时, 混合气中燃料蒸气较多, k 值将降低, 因而 η_t 随之降低。反之, 当可燃混合气变稀时, k 值增大, 因而 η_t 将提高。理论循环中比热视为定值, 则 k 也为定值, 不随温度而变化。

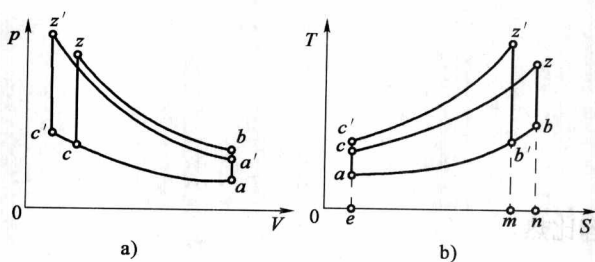


图 1-2 压缩比对定容加热循环的影响

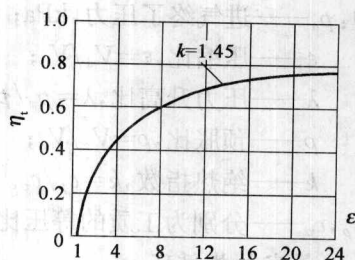


图 1-3 等容加热循环效率 η_i 随压缩比 ϵ 的变化

3) 压力升高比 λ 和预胀比 ρ

在等容加热循环中,压力升高比 λ 随加热量 Q_1 的增加而增大。由式(1-5)可知,当 ϵ 保持不变, λ 增大时, η_i 不变。因为 Q_1 是等容条件下加入的,由于比热为定值,故加入的每一部分热量都使工质的温度具有相同的升高,而且得到每一部分热量的工质都具有相同的膨胀比,所以 η_i 不变。

在等压加热循环中, ρ 值随加热量的增加而增大。当 ϵ, k 不变时,由式(1-7)可知, ρ 增大,使 η_i 减小。这是因为在等压加热循环中,最后所加的部分热量的时间随着 ρ 增大而距上止点越远,这部分热量做功的机会越少,故循环热效率 η_i 降低。

在混合加热循环中,如果总加热量和压缩比保持不变,其等容加入热量和等压加入热量的比例不同时,则热效率也不同。当总加热量一定时,等容加热部分越大,即 λ 值越大,则热效率 η_i 越高,在 $\lambda = \lambda_{\max}$ 和 $\rho = 1$ 时,即全部热量都在等容下加入,则循环热效率 η_i 最高。而在 $\rho = \rho_{\max}$ 和 $\lambda = 1$ 时,即全部热量都在等压下加入,则热效率 η_i 最低。

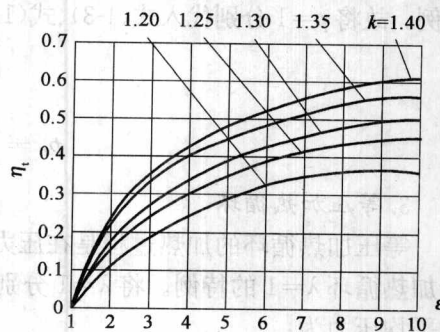


图 1-4 η_i 与 ϵ, k 的关系

2. 循环平均压力 p_i 的影响因素

由式(1-4)、式(1-6)、式(1-8)可知,循环平均压力 p_i 随着进气终了压力 p_a 、压缩比 ϵ 、绝热指数 k 、压力升高比 λ 、预胀比 ρ 、循环热效率 η_i 的增加而增大。

五、3 种理论循环的比较

实质上,柴油机、汽油机都是按照混合加热循环运行的。由于混合气形成方式、负荷调节方式和着火、燃烧方式的差异,各种燃烧参数范围有所差别。因此对它们应采用相应的工作循环,以期得到最大的热效率。下面利用理论循环分析的结论,对比分析柴油机、汽油机的 3 种基本循环的循环热效率。

对于汽油机,压缩比 ϵ 的最大值由于其所用燃料的确定而确定,因此按 ϵ 一定来比较其 3 种理想循环的热效率。而对于柴油机,在工作条件一定时,其压缩比也基本上是确定的。但其压缩比较高,压缩终了压力也较高,为避免其工作粗暴、噪声及振动,必须控制其最高压力。因此,应按最高压力一定来比较 3 种基本循环的热效率。

1. 初始状态相同,加热量 Q_1 及 ϵ 相等时,3 种理想循环热效率的比较

如图 1-5a) 所示,等容加热循环、混合加热循环、等压加热循环在 $T-S$ 图上的曲线分别为 $aczba$ 、 $acz''b'a$ 、 $acz'b'a$ 。由于 ϵ 相同,故 3 种循环的绝热压缩线 ac 重合;又因为 Q_1 相等,所以

在 $T-S$ 图上的面积 $aczba$ 、面积 $acz''b''a$ 和面积 $acz'b'a$ 相等,但 3 种循环的放热量 Q_2 却是等压加热循环最大,等容加热循环最小。于是根据式(1-1)有:

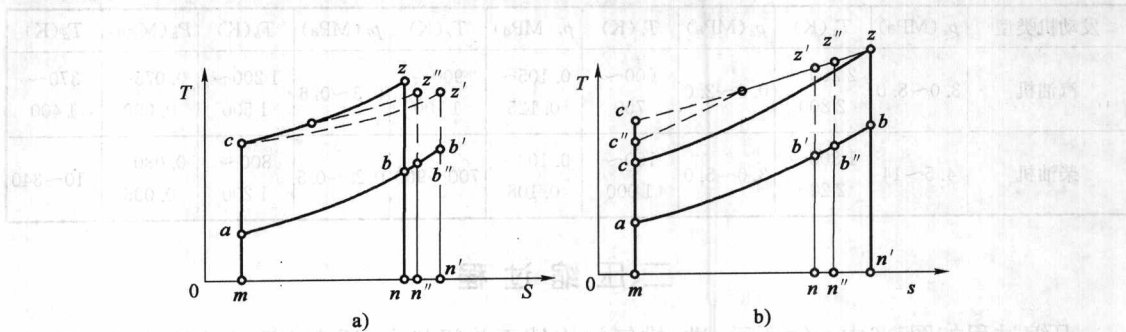


图 1-5 加入热量相同时 3 种理论循环的比较

$$\eta_{iv} > \eta_{tm} > \eta_{tp} \quad (1-9)$$

式中: η_{iv} ——定容加热循环热效率;

η_{tp} ——定压加热循环热效率;

η_{tm} ——混合加热循环热效率。

由此可知,当 ϵ 一定时,定容加热循环的热效率最高,因此汽油机按等容加热循环工作最有利。

2. 当初始状态相同,加热量 Q_1 和循环最高压力分别相等时,3 种理论循环热效率的比较

如图 1-5b)所示, $aczba$ 为等容加热循环, $acz''b''a$ 为等压加热循环, $acz'b'a$ 为混合加热循环。可见 3 种循环虽然加热量 Q_1 相等,但 3 种循环的放热量 Q_2 却是定容加热循环最大,等压加热循环最小。则有:

$$\eta_{tp} > \eta_{tm} > \eta_{iv} \quad (1-10)$$

由此可知,在初始状态,加热量 Q_1 和循环最高压力分别相等时,等压加热循环的热效率最高,混合加热循环次之,定容加热循环最低。这说明在发动机热负荷和机械强度受到限制时,采用等压加热循环热效率最高。

第二节 发动机实际循环

与理论循环相比,发动机的实际循环复杂很多,它是由进气、压缩、燃烧、膨胀和排气五个过程组成的。现以四冲程发动机为例讨论实际循环的进行情况。在图 1-6 中的 $p-V$ 图上的封闭曲线表示实际循环中工质压力随容积变化的关系。曲线所包围的面积 A_1 就是气体完成一个实际循环所做的有用功。

一、进气过程

为使发动机连续运转,必须不断吸入新鲜工质,即存在一个进气行程。进气过程如图 1-6 中 ra 线所示。在活塞接近上止点时,进气门开启,活塞离开上止点后,排气门关闭,活塞由上止点向下止点移动时,上一循环留在压缩容积中的废气首先由 r 点膨胀到 r' 点,压力由 p_r 降到小于大气压力,然后新鲜气体吸入汽缸。由于进气系统有阻力,进气终了压力 p_a 总是低于大气压力 p_0 ,压力差 $p_0 - p_a$ 用来克服进气系统的阻力。进入汽缸的新鲜气体由于受到发动机高温零件和残余废气的加热,因此进气终了的温度 T_a 总是高于大气温度 T_0 。

发动机在全负荷时的进气终了压力 p_a 和进气终了温度 T_a 的范围列于表 1-1。

发动机实际循环工质状态参数范围

表 1-1

发动机类型	p_z (MPa)	T_z (K)	p_c (MPa)	T_c (K)	p_r (MPa)	T_r (K)	p_b (MPa)	T_b (K)	P_a (MPa)	T_a (K)
汽油机	3.0~8.0	2 200~ 2 800	0.8~2.0	600~ 750	0.105~ 0.125	900~ 1 100	0.3~0.6	1 200~ 1 500	0.075~ 0.090	370~ 1 400
柴油机	4.5~14	1 800~ 2 200	3.0~5.0	750~ 1 000	0.103~ 0.108	700~900	0.25~0.5	800~ 1 200	0.080~ 0.095	310~340

二、压缩过程

压缩过程如图 1-6 中 ac 线所示,进、排气门均处于关闭状态,活塞由下止点向上止点移动,缸内工质受到压缩,压力、温度不断上升,工质受压缩的程度用压缩比 ϵ 表示。

压缩过程的作用是增大做功过程的温差,使工质获得最大限度的膨胀比,提高循环的热效率。同时也为燃烧过程创造有利条件,柴油机压缩终点气体的高温,是保证柴油自燃的必要条件。压缩终了压力 p_c 和压缩终了温度 T_c 。数值范围如表 1-1 所列。

柴油机为保证柴油喷入汽缸后能及时迅速燃烧,以及冷车起动时可可靠着火,选择的压缩比 ϵ 应使压缩终了的温度比柴油的自燃温度高出 200~300K。一般高速柴油机的压缩比 $\epsilon = 14 \sim 22$,而汽油机的压缩比 ϵ 受到爆燃和表面点火的限制,一般 $\epsilon = 6 \sim 10$ 。

工程热力学中,凡满足 $p v^n = \text{常数}$ 的过程,统称为多变过程。 n 值为 0、1、 k 和 $\pm\infty$ 时,分别是等压、等温、等熵和等容过程。在理论循环中,假设压缩过程是绝热过程。实际上,发动机的压缩过程是一个复杂的多变过程。压缩开始时,新鲜工质因其温度低,从缸壁吸热,多变压缩指数 $n'_1 > k$;随着工质温度升高,某一瞬时与缸壁温度相等,则 $n'_1 = k$;此后,由于工质温度高于缸壁温度,则工质向缸壁传热 $n'_1 < k$ 。因此,压缩过程中 n'_1 是不断变化的,如图 1-7 所示。

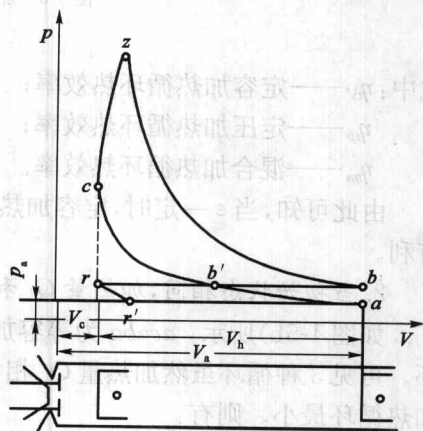


图 1-6 四冲程发动机示功图

V_c —燃烧室容积; V_h —汽缸工作容积

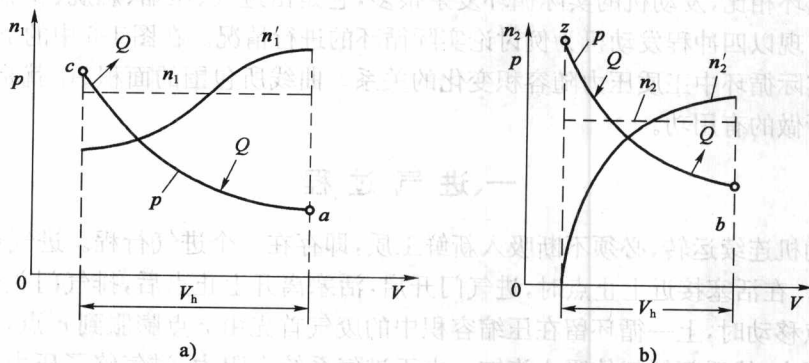


图 1-7 实际压缩和膨胀过程及其过程指数

a) 压缩过程; b) 膨胀过程

但在实际循环的近似计算中,常用一个不变的、平均多变指数 n_1 来取代变化的压缩多变指数 n'_1 ,条件是以这个指数进行的压缩过程,其起点 a 和终点 c 的工质状态应与实际过程相符。

根据试验测定,所得 n_1 的变化范围:高速柴油机 $n_1 = 1.38 \sim 1.42$;汽油机 $n_1 = 1.32 \sim 1.38$;增压柴油机 $n_1 = 1.35 \sim 1.37$ 。

n_1 的大小主要受工质与缸壁的热交换情况和工质泄漏情况的影响。当发动机转速提高后,因热交换时间缩短,工质向缸壁传递的热量减少,同时气体泄漏减少,于是 n_1 增大。当负荷增加或采用空气冷却时,缸壁的平均温度升高,使工质在压缩初期吸热多而后期放热少,于是 n_1 增大;当汽缸尺寸较大时,相对散热量减少, n_1 增大。

三、燃 烧 过 程

燃烧过程如图 1-6 中 cz 线所示,此时进排气门均关闭,活塞处于上止点附近。燃烧过程将燃料的化学能转变为热能,使工质的压力和温度升高,放出的热量越多,放热时越接近上止点,热效率越高。由于燃料燃烧不是瞬时完成的,因此柴油机在上止点前 c' 点就开始喷油,如图 1-8a) 所示。喷入汽缸内的柴油与空气混合,借助高温空气的热量自行着火燃烧。燃烧开始时,燃烧速度很快,而汽缸容积变化很小,工质的温度、压力剧增,接近于等容加热,如图 1-8a) 中 cz' 段所示,以后的燃烧是在活塞由上止点向下止点移动的情况下进行的,汽缸内温度继续上升,而压力升高不多,容积却略有增大,接近于等压加热,如图 1-8a) 中 $z'z$ 段所示,因此柴油机燃烧过程可视为由接近先等容加热、后等压加热两部分组成,即混合加热过程。

汽油机在上止点前 c' 开始点火,火花塞跳火,点燃混合气,如图 1-8b) 所示,火焰迅速传播到整个燃烧室,燃烧所放出的热量使工质的温度和压力剧增,而容积没有显著变化,因此燃烧过程接近等容加热过程,如图 1-8b) 中的 cz 段。

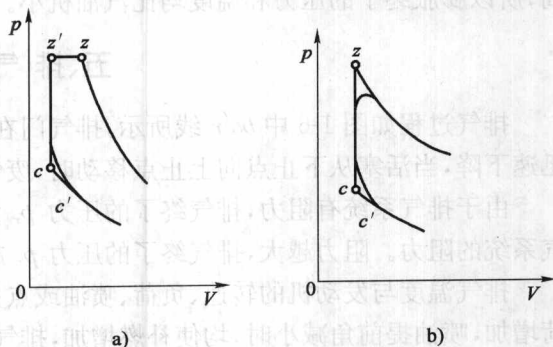


图 1-8 发动机实际循环燃烧过程
a) 柴油机; b) 汽油机

无论汽油机还是柴油机,燃烧都不是瞬时完成的。燃烧最高爆发压力 p_z 和最高温度 T_z 数值范围如表 1-1 所示。

柴油机的压缩比 ϵ 很高,但柴油机的最高温度 T_z 却比汽油机低,这主要是因为柴油机过量空气系数大,其次是部分燃料在膨胀过程中燃烧造成的。

四、膨 胀 过 程

膨胀过程如图 1-6 中的 zb 线所示。此时高温高压的工质推动活塞由上止点向下止点移动,膨胀做功,将热能转变为机械功。此时,汽缸内气体的压力、温度不断下降。

在发动机中,由于燃料不可能全部在燃烧过程中燃烧完毕,在膨胀过程中还要继续燃烧,这种燃烧称为补燃。柴油机补燃将延续到膨胀过程的大部分,与此同时,高温热分解产物,在膨胀中发生复合放热现象。此外膨胀过程也同压缩过程一样,有热交换和漏气损失。因此膨胀过程是一个非常复杂的多变过程。膨胀初期由于补燃,工质吸热, $n_2 < k$; 膨胀到某一瞬时,

工质吸收的热量与它向缸壁的放热量相等, $n_2 = k$; 膨胀后期, 工质向缸壁放热, $n_2 > k$, 如图1-8b)所示。

与压缩过程一样, 为分析和计算方便起见, 也用一个不变的平均多变膨胀指数 n_2 来代替变化着的 n'_2 , 只要以这个 n_2 计算的膨胀过程, 其起始与终了状态和实际膨胀过程相符就可以了。

n_2 的一般范围: 柴油机 $n_2 = 1.15 \sim 1.28$; 汽油机 $n_2 = 1.23 \sim 1.28$ 。

n_2 主要取决于补燃、工质与缸壁间的热交换及漏气情况。当发动机转速增加时, 补燃增加, 传热、漏气减少, 使 n_2 减少; 当转速不变负荷增加时, 补燃增加, 使 n_2 减少; 混合气形成与燃烧不良也使补燃增加, n_2 减少; 缸壁、活塞环磨损量大, 漏气增加以及汽缸直径小, 相对散热面积加大和工质传出热量增加时, n_2 增大。

膨胀终点的压力和温度可用下式计算:

$$p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} \text{ (kPa)} \quad (1-11)$$

$$T_b = T \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2 - 1} \text{ (K)} \quad (1-12)$$

p_b 和 T_b 值列于表 1-1 中。由于柴油机的膨胀比较大, 转变为有用功的热量多, 热效率高, 所以膨胀终了的压力和温度均比汽油机小。

五、排气过程

排气过程如图 1-6 中 $bb'r$ 线所示, 排气门在下止点前 b 处开启, 废气高速排出, 缸内压力迅速下降, 当活塞从下止点向上止点移动时, 废气继续排出。

由于排气系统有阻力, 排气终了的压力 p_r 大于大气压力 p_0 , 压力差 $p_r - p_0$ 用来克服排气系统的阻力。阻力越大, 排气终了的压力 p_r 越高。

排气温度与发动机的转速、负荷、喷油或点火提前角有关, 以柴油机为例, 当转速升高, 负荷增加, 喷油提前角减小时, 均使补燃增加, 排气温度升高。

从热功转换关系来看, 若循环供油量一定, 热转换功越高则排气温度越低。因此排气温度常用作判断发动机工作过程进行得好坏和热负荷高低的重要参数。

排气终了的压力 p_r 和温度 T_r 范围如表 1-1 所示。

实际循环由上述 5 个过程组成, 发动机的工作过程是实际循环的周而复始。

六、发动机实际循环损失

发动机的实际循环与理论循环相比, 存在着各种损失, 现以四冲程发动机为例进行说明。

1. 工质变化引起的损失

实际循环中, 燃烧前工质是新鲜空气与上一循环残留的废气的混合物, 燃烧后则变为燃烧产物, 因此工质的成分是变化的。

理论循环假定工质的比热不变, 而实际上空气和燃气的比热均随温度升高而增大, 这意味着同样的加热量在实际循环中引起的压力和温度的升高要比理论循环低, 其结果是循环的热效率低, 循环功减少。同时在整个循环中, 工质的泄漏是避免不了的, 因此会产生泄漏损失。

总之, 实际循环中工质的组分、比热、数量均是变化的, 由此产生的损失包括在图 1-9 中 W_k 面积内。