



21世纪高等学校教材

普通高等教育“十一·五”汽车类专业(方向)规划教材

QI CHE FA DONG JI YUAN LI

# 汽车发动机原理

主 编 吴建华

副主编 常 绿 韩同群 周 炜



机械工业出版社  
CHINA MACHINE PRESS

21 世纪高等学校教材

普通高等教育“十一五”汽车类专业(方向)规划教材

# 汽车发动机原理

主 编 吴建华

副主编 常 绿 韩同群 周 炜

参 编 安永东 童 勇

崔宏耀 周立迎

主 审 林学东

机械工业出版社

本书讲述了发动机的工作过程, 主要内容包括发动机的性能指标、发动机的换气过程、发动机废气涡轮增压、燃料与燃烧化学、柴油机混合气的形成与燃烧、汽油机混合气的形成与燃烧、发动机特性、发动机排放与噪声、车用发动机的发展趋势等。

本书为汽车类专业本科教材, 也可供从事发动机的设计、制造和运用的工程技术人员、技术工人参考。

### 图书在版编目(CIP)数据

汽车发动机原理 / 吴建华主编. —北京: 机械工业出版社, 2005

21世纪高等学校教材. 普通高等教育“十一五”汽车类专业(方向)规划教材

ISBN 7-111-16539-X

I. 汽... II. 吴... III. 汽车—发动机—理论—高等学校—教材 IV. U464

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2005)第 046778 号

机械工业出版社(北京市百万庄大街22号 邮政编码 100037)

策划编辑: 赵爱宁 责任编辑: 刘涛 版式设计: 冉晓华

责任校对: 申春香 封面设计: 王伟光 责任印制: 陶湛

北京铭成印刷有限公司印刷·新华书店北京发行所发行

2005年7月第1版第1次印刷

787mm×1092mm 1/16·15 25印张·374千字

定价: 22.00元

凡购本书, 如有缺页、倒页、脱页, 由本社发行部调换

本社购书热线电话(010)68326294

封面无防伪标均为盗版

普通高等教育汽车类专业(方向)  
教材编审委员会

主任:	北京理工大学	林逸
副主任:	黑龙江工程学院	齐晓杰
	湖北汽车工业学院	陶健民
	扬州大学	陈靖芯
	西华大学	黄海波
	机械工业出版社	邓海平
委员:	吉林大学	方泳龙
	吉林大学	刘玉梅
	北京航空航天大学	高峰
	同济大学	陈永革
	上海交通大学	喻凡
	上海大学	何忱予
	哈尔滨理工大学	徐雳
	武汉理工大学	张国方
	山东理工大学	邹广德
	山东交通学院	李祥贵
	燕山大学	韩宗奇
	长沙理工大学	张新
	青岛理工大学	卢燕
	河南科技大学	张文春
	南京工程学院	贺曙新
	淮阴工学院	刘远伟
秘书:	机械工业出版社	赵爱宁
	机械工业出版社	冯春生

# 序

汽车被称为“改变世界的机器”。由于汽车工业具有很强的产业关联度，因而被视为一个国家经济发展水平的重要标志。近 10 年来，我国汽车工业快速而稳步发展，汽车产量年均增长 15%，是同期世界汽车产量增长量的 10 倍。汽车工业正在成为拉动我国经济增长的发动机。汽车工业的繁荣，使汽车及其相关产业的人才需求量大幅度增长。与此相应地，作为人才培养主要基地的汽车工业高等教育也得到了长足发展。据不完全统计，迄今全国开办汽车类专业的高等院校已达百余所。

从未来发展趋势看，打造我国自主品牌、开发核心技术是我国汽车工业的必然选择，但当前我国汽车工业还处在以技术引进、加工制造为主的阶段，这就要求在人才培养时既要具有前瞻性，又要与我国实际情况相结合。要在注重培养具有自主开发能力的研究型人才的同时，大力培养知识、能力、素质结构具有鲜明的“理论基础扎实，专业知识面广，实践能力强，综合素质高，有较强的科技运用、推广、转换能力”特点的应用型人才。这也意味着对我国高等教育的办学体制、机制、模式和人才培养理念等提出了全新的要求。

为了满足新形势下对汽车类高等工程技术人才培养的需求，在中国机械工业教育协会机械工程及自动化学科教学委员会车辆工程学科组的领导下，成立了教材编审委员会，组织制定了多个系列的普通高等教育规划教材。其中，为了解决高等教育应用型人才培养中教材短缺、滞后等问题，组织编写了“普通高等教育‘十一五’汽车类专业(方向)规划教材”。

本系列教材在学科体系上适应普通高等院校培养应用型人才的需求；在内容上注重介绍新技术和新工艺，强调实用性和工程概念，减少理论推导；在教学上强调加强实践环节。此外，本系列教材将力求做到：

1) 全面性。目前本系列教材包括汽车设计与制造、汽车运用与维修、汽车服务工程、物流工程等专业方向，今后还将扩展专业领域，更全面地涵盖汽车类专业方向。

2) 完整性。对于每一个专业方向，今后还将继续根据行业变化对教学提出的要求填平补齐，使之更加完善。

3) 优质性。在教材编审委员会的领导下, 继续优化每一本教材的规划、编审、出版和修订过程, 让教材的生产过程逐步实现优质和高效。

4) 服务性。根据需要, 为教材配备 CAI 课件和教学辅助教材, 召开新教材讲习班, 在相应网站开设研讨专栏等。

相信本系列教材的出版将对我国汽车类专业的高等教育产生积极的影响, 为我国汽车行业应用型人才培养模式作出有益的探索。由于我国汽车工业正处于快速发展阶段, 对人才不断提出新的要求, 这也就决定了高等教育的人才培养模式和教材建设也处于不断变革之中。我们衷心希望更多的高等院校加入本系列教材建设的队伍中来, 使教材体系更加完善, 以更好地为高等教育培养汽车专业人才服务。

中国汽车工程学会      常务理事  
中国机械工业教育  
协会车辆工程学科      副主任  
林 逸

# 前 言

汽车工业是国民经济支柱产业，随着汽车工业的迅速发展，急需大量汽车发动机制造、维修与应用等方面的生产第一线的应用型高级技术人才。作为培养这方面人才的高等院校的车辆工程专业发展迅速，而适合应用型本科车辆工程专业的教材又十分缺乏。为满足教学的需要，根据2004年2月在哈尔滨和4月在扬州召开的全国应用型本科车辆工程专业教材工作会议制定的《汽车发动机原理》教材编写大纲，由淮阴工学院、湖北汽车工业学院、北京吉利大学、黑龙江工程学院、西华大学等院校的有关教师共同编写了本教材。

应用型本科车辆工程专业的学生毕业后大部分工作在企业生产第一线，他们需要很强的专业技术应用能力。本教材内容以加强针对性和应用性为原则，紧跟汽车发动机技术不断发展的形势，在教学内容现代化方面做了尝试。例如，柴油机混合气的形成增添了柴油机电控和可变技术等方面的内容，汽油机混合气的形成则以电控汽油喷射为主线展开讲述，不再涉及化油器形成混合气的内容。每一章的内容我们都融合了汽车发动机近期发展比较成熟的新技术，第九章着重介绍了车用发动机的现状及其发展趋势。

本教材讲述了发动机的工作过程，主要内容包括发动机的性能指标、发动机的换气过程、发动机废气涡轮增压、燃料与燃烧化学、柴油机混合气的形成与燃烧、汽油机混合气的形成与燃烧、发动机特性、发动机排放与噪声、车用发动机的发展趋势等。本教材按“全国应用型本科车辆工程专业教材工作会议”商定的50~60学时编写。

本教材由淮阴工学院吴建华担任主编，淮阴工学院常绿、湖北汽车工业学院韩同群、北京吉利大学周炜担任副主编。淮阴工学院吴建华、黑龙江工程学院安永东、西华大学童勇、黑龙江工程学院崔宏耀、湖北汽车工业学院韩同群、淮阴工学院常绿、北京吉利大学周炜、淮阴工学院周立迎共同编写了本教材。

本教材由吉林大学汽车工程学院林学东教授担任主审。在书稿编写过程中，林学东教授多次审阅书稿，提出了许多宝贵意见，编者深表感谢。

本书为车辆工程专业本科教材，也可供从事发动机的设计、制造和运用的工程技术人员、技术工人参考。

本书引用了有关教科书、内燃机专业期刊的许多资料，在此一并表示感谢。

由于编者水平有限，错误在所难免，欢迎使用本教材的同志指正批评。

编 者

## 常用符号

$B$ ——每小时发动机的耗油量	$Q$ ——热量
$b_e$ ——有效燃油消耗率	$Q_1$ ——循环单缸燃烧发热量
$b_i$ ——指示燃油消耗率	$Q_2$ ——循环单缸燃烧散热量
$C_m$ ——活塞平均速度	$S$ ——活塞行程
$D$ ——气缸直径	$T_a, t_a$ ——环境温度
$d_k$ ——燃烧室凹坑口直径	$T_{co}, t_{co}$ ——压缩终点温度
$F_i$ ——示功图面积	$T_{de}$ ——进气终点温度
$K_T$ ——转矩适应系数	$T_{ex}, t_{ex}$ ——膨胀终点温度
$K_n$ ——转速适应系数	$T_{max}, t_{max}$ ——最高燃烧温度
$K_a$ ——混合气的空气量比例系数	$T_r, t_r$ ——排气温度
$H_u$ ——燃料低热值	$T$ ——热力学温度
$i$ ——气缸数	$T_{tq}$ ——曲轴转矩
$L$ ——燃烧 1kg 燃油实际供给空气量	$C_m$ ——活塞平均速度
$L_0$ ——燃烧 1kg 燃油理论供给空气量	$V_a$ ——气缸总容积
$m_e$ ——比质量	$V_c$ ——气缸压缩容积
$n$ ——发动机转速	$V_s$ ——气缸工作容积
$n_1$ ——压缩多变指数	$v_T$ ——湍流火焰传播速度
$n_2$ ——膨胀多变指数	$v_L$ ——层流火焰传播速度
$P_e$ ——有效功率	$W$ ——循环功
$P_m$ ——机械损失功率	$W_i$ ——循环指示功
$P_i$ ——指示功率	$W_m$ ——实际机械损失功
$P_L$ ——升功率	$W_e$ ——循环有效功
$P_p$ ——泵气损失功率	$\alpha$ ——空燃比
$p$ ——压力	$\epsilon_c$ ——压缩比
$p_a$ ——环境压力	$\eta_t$ ——循环热效率
$p_{co}$ ——压缩终点压力	$\eta_{ei}$ ——有效热效率
$p_{ex}$ ——膨胀终点压力	$\eta_{ii}$ ——指示热效率
$p_{de}$ ——进气终点压力	$\eta_m$ ——机械效率
$p_r$ ——排气终了压力	$\eta_r$ ——燃烧效率
$p_{max}$ ——最高燃烧压力	$\theta_{ij}$ ——喷油提前角
$p_{me}$ ——平均有效压力	$\theta_{ig}$ ——点火提前角
$p_{mi}$ ——平均指示压力	$\theta_H$ ——供油提前角
$p_{mm}$ ——平均机械损失压力	$\rho_0$ ——初始膨胀比
$p_t$ ——循环平均压力	$\lambda_p$ ——压力升高比



$\kappa$ ——等熵指数

$\pi_k$ ——增压比

$\varphi_k$ ——增压度

$\tau$ ——冲程数(四冲程  $\tau = 4$ , 二冲程  $\tau = 2$ ),  
时间

$\tau_i$ ——着火落后期

$\phi_a$ ——过量空气系数

$\phi_c$ ——充量系数

$\varphi$ ——曲轴转角

$\Omega$ ——涡流比

$\mu$ ——转矩储备系数

$\gamma$ ——残余废气系数

## 《汽车发动机原理》信息反馈表

尊敬的老师：

您好！感谢您多年来对机械工业出版社的支持和厚爱！为了进一步提高我社教材的出版质量，更好地为我国高等教育发展服务，欢迎您对我社的教材多提宝贵意见和建议。另外，如果您在教学中选用了本书，欢迎您对本书提出修改建议和意见。

### 一、基本信息

姓名：\_\_\_\_\_ 性别：\_\_\_\_\_ 职称：\_\_\_\_\_ 职务：\_\_\_\_\_

邮编：\_\_\_\_\_ 地址：\_\_\_\_\_

任教课程：\_\_\_\_\_ 电话：\_\_\_\_\_ — \_\_\_\_\_ (H) \_\_\_\_\_ (O)

电子邮件：\_\_\_\_\_ 手机：\_\_\_\_\_

### 二、您对本书的意见和建议

(欢迎您指出本书的疏误之处)

### 三、对我们的其他意见和建议

请与我们联系：

100037 北京百万庄大街 22 号·机械工业出版社·高教分社 赵编辑 冯编辑 收

Tel: 010-88379712, 88379715 (O), 68994030 (Fax)

E-mail: ainingzhao@sohu.com, fcs8888@sohu.com

# 目 录

序

前言

常用符号

<b>第一章 发动机的性能</b> .....	1
第一节 发动机理论循环 .....	1
第二节 四冲程发动机的实际循环 .....	6
第三节 发动机的指示性能指标 .....	12
第四节 发动机的有效性能指标 .....	15
第五节 机械损失与机械效率 .....	18
第六节 热平衡 .....	22
复习思考题 .....	24
<b>第二章 发动机的换气过程</b> .....	25
第一节 四冲程发动机的换气过程 .....	25
第二节 四冲程发动机的充量系数 .....	28
第三节 提高发动机充量系数的措施 .....	30
复习思考题 .....	35
<b>第三章 发动机废气涡轮增压</b> .....	36
第一节 概述 .....	36
第二节 废气能量的利用 .....	39
第三节 废气涡轮增压器的基本结构和 工作原理 .....	42
第四节 废气涡轮增压的类型 .....	48
第五节 汽油机增压概述 .....	51
第六节 车用增压发动机的性能 .....	53
复习思考题 .....	57
<b>第四章 燃料与燃烧化学</b> .....	58
第一节 发动机燃料 .....	58
第二节 代用燃料及应用 .....	63
第三节 燃烧化学 .....	70
第四节 燃烧的基本理论 .....	72
复习思考题 .....	75
<b>第五章 柴油机混合气的形成与燃烧</b> .....	77
第一节 燃油的喷射与雾化 .....	77
第二节 燃烧与放热 .....	85
第三节 混合气形成与燃烧室 .....	90
第四节 燃烧过程的优化 .....	100
复习思考题 .....	106

<b>第六章 汽油机混合气的形成和 燃烧</b> .....	107
第一节 汽油机的燃烧过程 .....	107
第二节 汽油机电控汽油喷射系统概述 .....	115
第三节 电控汽油喷射空气供给系统 .....	121
第四节 燃油供给系统 .....	126
第五节 电子控制系统 .....	130
第六节 燃油喷射的控制 .....	138
第七节 汽油机的燃烧室 .....	143
复习思考题 .....	152
<b>第七章 发动机的特性</b> .....	153
第一节 发动机的特性概述 .....	153
第二节 发动机的负荷特性 .....	155
第三节 发动机的速度特性 .....	159
第四节 发动机的转矩适应性 .....	162
第五节 车用柴油机的调速特性 .....	164
第六节 发动机的万有特性 .....	167
复习思考题 .....	170
<b>第八章 发动机排放与噪声</b> .....	171
第一节 发动机有害排放物的生成及 危害 .....	171
第二节 影响汽油机有害排放物生成的 主要因素及控制 .....	178
第三节 影响柴油机有害排放物生成的 主要因素 .....	186
第四节 发动机排放标准与测试 .....	192
第五节 发动机噪声来源与控制 .....	197
复习思考题 .....	200
<b>第九章 车用发动机的发展趋势</b> .....	201
第一节 概述 .....	201
第二节 电控技术的发展 .....	201
第三节 燃烧技术的发展 .....	217
第四节 燃料电池 .....	219
第五节 混合动力驱动技术 .....	225
复习思考题 .....	228
<b>参考文献</b> .....	230

# 第一章 发动机的性能

发动机的性能指标主要有动力性能指标(功率、转矩、转速)、经济性能指标(燃料及润滑油消耗率)及运转性能指标(冷起动性能、噪声和排气品质)等。

衡量一台发动机的质量主要是对以上性能指标进行评定,但在评定时不仅要考虑性能指标,还要把可靠性、耐久性、结构工艺性、使用维修性、生产实际条件以及使用特点等多方面予以综合评定。

本章主要阐述发动机的动力性能、经济性能及运转性能指标。通过深入到发动机工作过程的各个阶段,对它们进行分析,从中找出影响性能的因素及提高性能的一般规律。

## 第一节 发动机理论循环

### 一、三种基本循环

发动机的理论循环是将非常复杂的实际工作过程加以抽象简化,忽略次要因素后建立的循环模式。通过对理论循环的研究,达到以下目的:

- 1) 确定循环热效率的理论极限,以判断实际发动机经济性能和工作过程进行的完善程度以及改进的潜力。
- 2) 有利于分析比较发动机不同热力循环方式的经济性能和动力性能。
- 3) 通过分析发动机理论循环的热效率和平均压力,明确提高以理论循环热效率为代表的经济性能和以平均压力为代表的动力性能的基本途径。

在进行理论循环研究之前,首先必须对发动机的实际过程进行必要的简化假设,这也是建立理论循环的一个重要依据。总结起来,这些假设有以下几点:

- 1) 假设工质是理想气体,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,工质比热容为常数。
- 2) 假设工质是在闭口系统中作封闭循环。
- 3) 假设工质的压缩及膨胀是绝热等熵过程。
- 4) 假设燃烧是外界无数个高温热源等容或等压向工质加热。工质放热为等容放热。
- 5) 假设循环过程为可逆循环。

工程热力学中曾经讨论过三种发动机的理论循环,即等容加热循环、等压加热循环和混合加热循环。早期的发动机由于转速低,循环时间较长,因此,习惯上的处理方式是汽油机混合气燃烧迅速,近似为等容加热循环;高增压和低速大型柴油机,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,燃烧时气缸压力变化不显著,所以近似为等压加热循环;高速柴油机介于两者之间,其燃烧过程视为等容、等压加热的组合,近似为混合加热循环。

对混合加热循环及其两个极端情况即等容和等压加热循环进行对比分析,有利于准确、

全面地理解理论循环及其影响因素的物理实质，因此，发动机的理论循环分析传统上就是指这三种循环的对比分析，图 1-1 示出三种循环的  $p-V$  图。

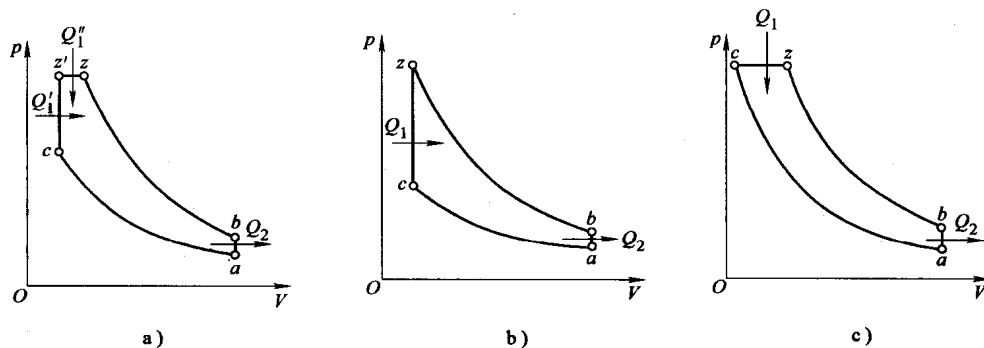


图 1-1 发动机理论循环

a) 混合加热循环 b) 等容加热循环 c) 等压加热循环

理论循环是用循环热效率  $\eta_t$  和循环平均压力  $p_t$  来评定的。

## 二、循环热效率 $\eta_t$

$\eta_t$  是工质所做循环功  $W$  (J) 与循环加热量  $Q_1$  (J) 之比，用以评定循环经济性。

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

式中， $\eta_t$  是循环热效率； $W$  是工质所做循环功(J)； $Q_1$  是循环加热量(J)； $Q_2$  是工质在循环中放出的热量(J)。

按工程热力学公式，三种循环的热效率分别如下。

混合加热循环热效率为

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon_c^{\kappa-1}} \frac{\lambda_p \rho_0^{\kappa} - 1}{(\lambda_p - 1) + \kappa \lambda_p (\rho_0 - 1)} \quad (1-2)$$

式中， $\epsilon_c$  是压缩比， $\epsilon_c = V_a/V_c = (V_s + V_c)/V_c = 1 + V_s/V_c$ ，其中， $V_a$  为气缸总容积， $V_c$  为气缸压缩容积， $V_s$  为气缸工作容积； $\rho_0$  是初始膨胀比， $\rho_0 = V_z/V_z'$ ； $\lambda_p$  是压力升高比， $\lambda_p = p_z/p_c$ ； $\kappa$  是等熵指数。

对式(1-2)取  $\rho_0 = 1$ ，得等容加热循环热效率为

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon_c^{\kappa-1}} \quad (1-3)$$

对式(1-2)取  $\lambda_p = 1$ ，得等压加热循环热效率为

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon_c^{\kappa-1}} \frac{\rho_0^{\kappa} - 1}{\kappa (\rho_0 - 1)} \quad (1-4)$$

三种循环热效率  $\eta_t$  的影响因素分述如下。

(1) 混合加热循环热效率  $\eta_t$  的影响因素 由式(1-2)可知，随着压缩比  $\epsilon_c$  的增大， $\eta_t$  提高。显然，提高了  $\epsilon_c$ ，就提高了循环平均吸热温度，降低了循环平均放热温度，扩大了循环温差，增大膨胀比，如图 1-2 所示； $\rho_0$  对  $\eta_t$  的影响，当  $\rho_0$  值增大，循环总

加热量  $Q_1$  和  $\epsilon_c$  保持不变, 意味着等压加热部分增大, 等容加热部分相应减少(图 1-3), 此时  $\eta_t$  下降;  $\lambda_p$  对  $\eta_t$  的影响, 当  $\lambda_p$  增大, 循环总加热量  $Q_1$  和  $\epsilon_c$  不变时, 此时  $\rho_0$  减小, 即平均膨胀比  $V_b / [(V_z - V_{z'})/2]$  增加, 图 1-3 中  $z-b$  变到  $z'-b'$ , 相应的  $Q_2$  减少,  $\eta_t$  提高。

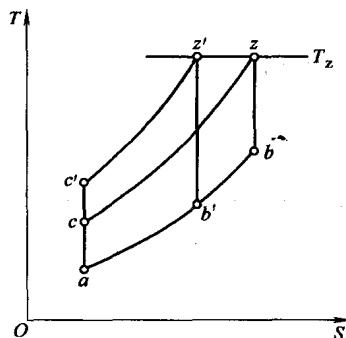


图 1-2 最高温度相同时, 提高压缩比  $\epsilon_c$  对循环的影响

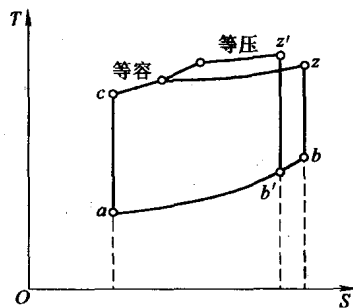


图 1-3  $\lambda_p$ 、 $\rho_0$  对  $\eta_t$ 、 $p_t$  的影响

(2) 等容加热循环热效率  $\eta_t$  的影响因素 由式(1-3)可知, 随着压缩比  $\epsilon_c$  的增大,  $\eta_t$  提高。图 1-4 表示等容加热循环效率  $\eta_t$  与压缩比  $\epsilon_c$  的关系。

(3) 等压加热循环热效率  $\eta_t$  的影响因素 由式(1-4)可知, 随着压缩比  $\epsilon_c$  的增大, 如图 1-2 所示,  $\eta_t$  提高。 $\rho_0$  对  $\eta_t$  的影响, 当  $\rho_0$  值加大, 随着加热量  $Q_1$  的增加, 若  $\epsilon_c$  保持不变, 由式(1-4)可知, 因平均膨胀比减小, 放出的热量  $Q_2$  增加,  $\eta_t$  下降。

等熵指数  $\kappa$  对循环效率  $\eta_t$  的影响如图 1-5 所示。随着  $\kappa$  值的增大,  $\eta_t$  将提高。 $\kappa$  值取决于工质的性质, 双原子气体  $\kappa = 1.4$ , 多原子气体  $\kappa = 1.33$ 。

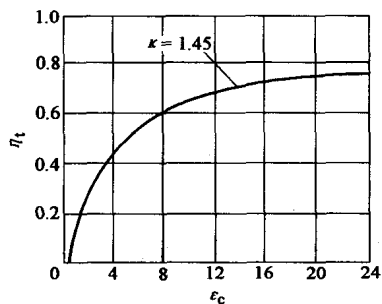


图 1-4 等容加热循环效率  $\eta_t$  与压缩比  $\epsilon_c$  的关系

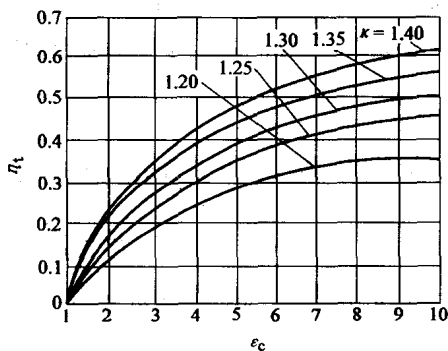


图 1-5  $\eta_t$  与  $\kappa$ 、 $\epsilon_c$  的关系

从以上理论循环中得知, 在用于指导实践时, 必须考虑到发动机实际工作条件的约束和限制。

(1) 结构条件的限制 尽管从理论循环的分析可知, 提高压缩比  $\epsilon_c$  和压力升高比  $\lambda_p$  对提高循环热效率  $\eta_t$  有利, 但这将导致最高循环压力  $p_z$  的急剧升高, 从而对承载零件的强度要求更高, 这势必缩短发动机的使用寿命, 降低发动机的使用可靠性, 为此只好增加发动机的质量, 结果造成发动机体积与制造成本的增加。因此, 在实际设计时, 对上述参数的选择

必须根据具体情况权衡利弊而定。

(2) 机械效率的限制 发动机的机械效率  $\eta_m$  是与气缸中的最高循环压力  $p_z$  密切相关的, 因为  $p_z$  值决定了曲柄连杆机构的质量、惯性力以及主要承压面积的大小等。不加限制地提高  $\epsilon_c$  以及  $\lambda_p$ , 将引起  $\eta_m$  的下降。从有效指标上看, 将导致由压缩比  $\epsilon_c$  和压力升高比  $\lambda_p$  提高而带来的收益得而复失。这一点, 对于本来压缩比已经很高的柴油机来说更为明显。

(3) 燃烧方面的限制 若压缩比定得过高, 汽油机将会产生爆燃、表面点火等不正常燃烧的现象。对于柴油机而言, 过高的压缩比将使压缩终了的气缸容积变得很小, 对制造工艺的要求极为苛刻, 燃烧室设计的难度增加, 也不利于燃烧的高效进行。

目前, 柴油机的压缩比  $\epsilon_c$  一般在 12~22 之间, 最高循环压力  $p_z = 7 \sim 14\text{MPa}$ , 压力升高比  $\lambda_p$  在 1.3~2.2 左右。汽油机的压缩比  $\epsilon_c = 6 \sim 12$ ,  $p_z = 3 \sim 8.5\text{MPa}$ ,  $\lambda_p$  在 2.0~4.0 左右。

### 三、循环平均压力 $p_t$

循环平均压力  $p_t$  (kPa) 是指单位气缸容积所做的循环功, 用它来评定气缸工作容积的做功能力

$$p_t = \frac{W}{V_s}$$

式中,  $W$  是循环所做的功(J);  $V_s$  是气缸工作容积(L)。

根据工程热力学公式, 混合加热循环的平均压力为

$$p_t = \frac{\epsilon_c^\kappa}{\epsilon_c - 1} \cdot \frac{p_{de}}{\kappa - 1} [(\lambda_p - 1) + \kappa \lambda_p (\rho_0 - 1)] \eta_t \quad (1-5)$$

式中,  $p_{de}$  是进气终点的压力(kPa)。

式(1-5)中, 取  $\rho_0 = 1$ , 得等容加热循环的平均压力为

$$p_t = \frac{\epsilon_c^\kappa}{\epsilon_c - 1} \cdot \frac{p_{de}}{\kappa - 1} (\lambda_p - 1) \eta_t$$

式(1-5)中, 取  $\lambda_p = 1$ , 得等压加热循环的平均压力为

$$p_t = \frac{\epsilon_c^\kappa}{\epsilon_c - 1} \cdot \frac{p_{de}}{\kappa - 1} \kappa (\rho_0 - 1) \eta_t$$

可见,  $p_t$  是随进气终点压力  $p_{de}$ , 压缩比  $\epsilon_c$ , 初始膨胀比  $\rho_0$ , 等熵指数  $\kappa$  和循环热效率  $\eta_t$  的增加而增加。

### 四、三种基本循环的比较

三种理论循环比较如表 1-1 所示。

表 1-1 三种理论循环的比较

循环名称	循环热效率	循环特点
等容加热循环	$\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon_c^{\kappa-1}}$	加热过程在等容条件下很快完成, 循环热效率仅与压缩比有关

(续)

循环名称	循环热效率	循环特点
等压加热循环	$\eta_i = 1 - \frac{1}{\epsilon_c^{\kappa-1}} \frac{\rho_0^{\kappa} - 1}{\kappa (\rho_0 - 1)}$	加热过程在等压条件下缓慢完成, 负荷的增加使得循环热效率下降
混合加热循环	$\eta_i = 1 - \frac{1}{\epsilon_c^{\kappa-1}} \frac{\lambda_p \rho_0^{\kappa} - 1}{(\lambda_p - 1) + \kappa \lambda_p (\rho_0 - 1)}$	介于上述两者之间

汽、柴油机实质上都是按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。下面利用理论循环分析的结论, 对比分析汽、柴油机的三种基本循环的循环热效率的差别及其原因。

(1) 同一机型不同加热模式的对比 此时,  $\epsilon_c$ 、 $Q_1$  不变, 三种循环的  $T-S$  图如图 1-6 所示。等容加热循环、混合加热循环、等压加热循环三种循环在  $T-S$  图上的曲线分别为  $acz_1 b_1 a$ 、 $acz_2 b_2 a$ 、 $acz_3 b_3 a$ , 由于等容线的斜率比等压线的斜率大, 在相同  $Q_1$  的情况下, 在图中从左到右应依次为  $z_1 b_1$ 、 $z_2 b_2$  和  $z_3 b_3$ 。因此放热量  $Q_2$  必然是等压加热循环最大, 等容加热循环最小。于是有

$$\eta_{iv} > \eta_{im} > \eta_{ip}$$

式中,  $\eta_{iv}$  是等容加热循环热效率;  $\eta_{im}$  是混合加热循环热效率;  $\eta_{ip}$  是等压加热循环热效率。这一结论实际上是要提高循环加热“等容度”的理论基础。

从图中还可以看出, 等容加热循环平均加热温度最高, 而等压加热循环平均加热温度最低, 混合加热循环则介于两者之间。即

$$T_{miv} > T_{mim} > T_{mip}$$

式中,  $T_{miv}$  是等容加热循环平均加热温度;  $T_{mim}$  是混合加热循环平均加热温度;  $T_{mip}$  是等压加热循环平均加热温度。

(2) 三种循环具有相同加热量  $Q_1$  时的对比 为了便于对比, 先假定三种循环具有相同的最高压力  $p_{max}$ 。如图 1-7 所示, 分别作出与图 1-6 符号相似的三种循环的  $T-S$  图, 此时, 加热终了的状态点  $z_1$ ,  $z_2$  和  $z_3$  都在  $p_{max}$  线上。由于等容、等压线斜率的差别, 压缩终了的温度将是  $T_p > T_m > T_v$ , 即等压循环压缩终了的温度最高, 混合循环次之, 等容循环最低。在相同  $Q_1$  的条件下, 与图 1-6 所示相反, 从左到右依次是  $z_3 b_3$ 、 $z_2 b_2$  和  $z_1 b_1$ , 即放热量  $Q_{2v} > Q_{2m} > Q_{2p}$  于是有

$$\eta_{ip} > \eta_{im} > \eta_{iv}$$

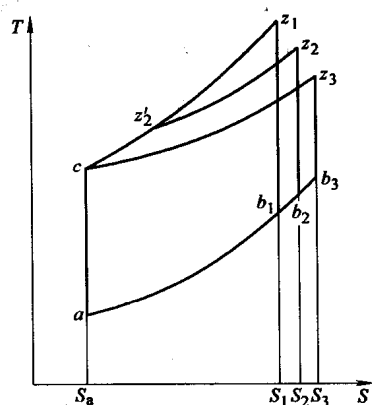


图 1-6 同一机型不同加热模式三种理想循环热效率的比较

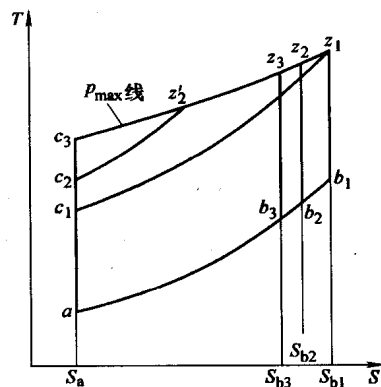


图 1-7 等  $p_{max}$  和  $Q_1$  时三种理想循环热效率的比较



(3) 汽、柴油机负荷变化( $Q_1$  不同)时的对比 就柴油机而言, 由于是喷雾压燃后边喷油边燃烧, 当负荷下降时, 喷油时间缩短, 但初期相当于等容燃烧的部分变化不大。这相当于  $\lambda_p$  基本不变而  $\rho_0$  减小, 此时  $\eta_i$  将提高。

汽油机则是点火后火焰传播燃烧。无论负荷大小, 火焰传播距离都不改变。负荷减小时残余废气系数, 燃烧速度降低, 燃烧时间加长。这相当于  $\lambda_p$  下降而  $\rho_0$  上升, 此时  $\eta_i$  将降低。汽、柴油机的这种相反变化的趋势, 将使中、低负荷时二者耗油量的差距进一步扩大。

## 第二节 四冲程发动机的实际循环

发动机的冲程即为行程, 发动机的工作过程就是实际循环不断重复进行的过程。发动机实际循环是由进气、压缩、燃烧、膨胀和排气五个过程组成的, 较之理论循环复杂得多, 图 1-8 为四行程发动机示功图。

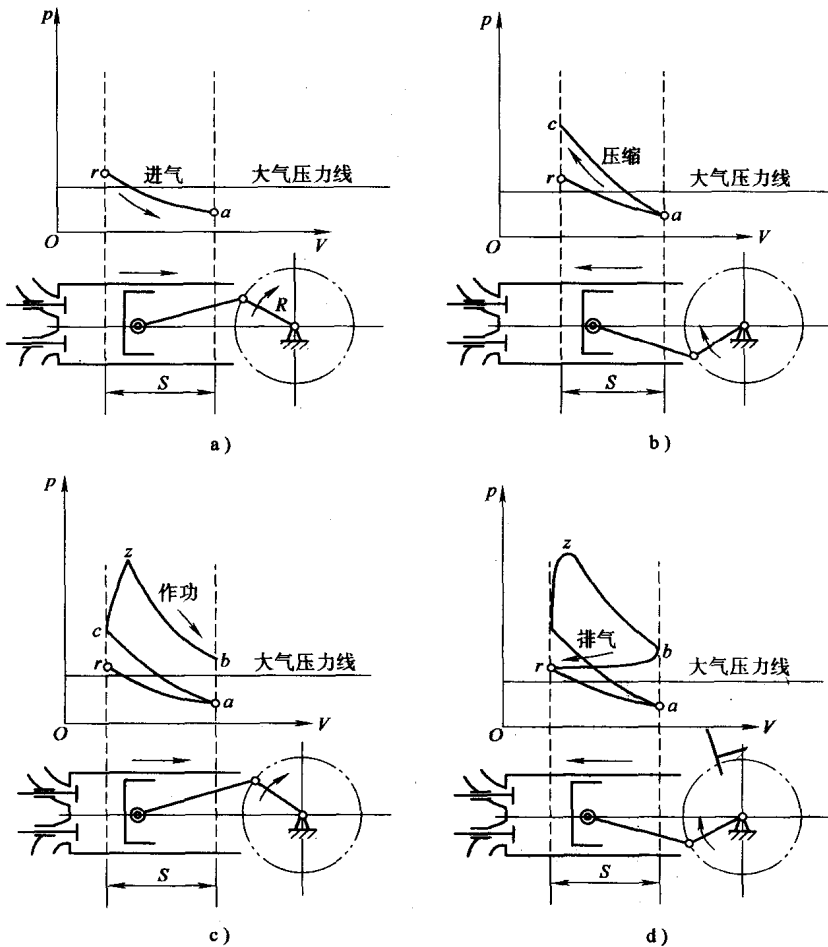


图 1-8 四行程发动机示功图

a) 进气过程 b) 压缩过程 c) 膨胀过程(作功过程) d) 排气过程