

内燃机理论与设计

上册

吉林工业大学内燃机教研室编

384446

机械工业出版社

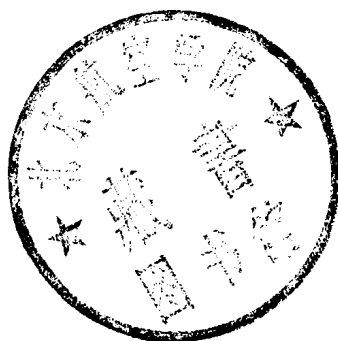
TK43/0.1.11

384446

内 燃 机 理 论 与 设 计

上 册

吉林工业大学内燃机教研室编



机 社



C0188430

本书以汽车、拖拉机、农用类型的内燃机为主，对内燃机的工作过程理论，各主要零部件及附件的结构与设计方法作了较系统的介绍。

本书分上、下两册出版，上册分六章讲述内燃机工作过程的基本理论，下册分七章讲述内燃机主要零部件及附件的结构与设计。

本书供从事内燃机设计、制造与使用工作的工人、技术人员使用和参考，也可作为有关院校内燃机、汽车、拖拉机等专业的教学参考书。

内燃机理论与设计

上册

吉林工业大学内燃机教研室编

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 787×1092 $1/16$ ·印张 $9\frac{1}{2}$ ·字数 222 千字

1975 年 10 月北京第一版·1977 年 3 月北京第二次印刷

印数 47,001—97,000 ·定价 0.79 元

*

统一书号: 15033·4285

毛主席语录

要提倡唯物辩证法，反对形而上学和烦琐哲学。

实践的观点是辩证唯物论的认识论之第一的和基本的观点。

打破洋框框，走自己工业发展道路。

中国人民有志气，有能力，一定要在不远的将来，赶上和超过世界先进水平。

前 言

在伟大的无产阶级文化大革命和批林批孔运动的推动下，在毛主席无产阶级革命路线的指引下，我国的工农业生产形势一派大好。农业机械化速度加快，汽车、拖拉机、农用内燃机工业获得了空前的发展。一大批内燃机制造厂在全国各地迅速建成，各种类型的内燃机产量大大增加，自行设计的新产品不断涌现，且已在各地普遍推广使用。

为了适应内燃机工业迅速发展的需要，我校内燃机专业组织了由工宣队、工农兵学员和革命教师参加的三结合小组，深入有关单位进行调查研究。并在此基础上，以马列主义、毛泽东思想为武器，对洋奴哲学、爬行主义进行了深刻的批判，制定了本书的编写大纲。

编写本书时，我们力求运用辩证唯物主义的观点来阐明内燃机技术科学的内在矛盾和规律，密切联系我国当前的内燃机生产实践。在体系上初步打破了以热力计算、动力计算和强度计算为中心的形而上学的烦琐体系，而代之以提高内燃机动力性、经济性、耐久性和可靠性为中心的体系。在内容叙述上注意培养读者分析和解决实际问题的能力，取材立足于国内，基本上采用我国自行设计的先进结构和数据，注意反映我国工人阶级和革命技术人员在毛主席革命路线指引下所取得的经验和成就。对于外国的某些先进技术，本着“洋为中用”的方针，在书中也作了适当的介绍。

本书初稿编成后，曾于1972年在校内给工农兵学员使用过，他们的教学实践为本书的修改提供了基础。在修改过程中，我们又广泛听取了各有关工厂、研究所和兄弟院校的意见，对初稿作了较大的修改和补充，使本书的质量有了进一步的提高。

本书的编写工作，曾得到第一汽车制造厂、洛阳东方红拖拉机制造厂、上海市内燃机研究所、天津内燃机研究所、长春汽车研究所、洛阳拖拉机研究所等许多单位的大力支持和帮助，为本书提供了许多宝贵的经验和资料，在此谨表感谢。

由于我们水平有限，缺乏实践经验，书中肯定还存在着不少缺点和错误，恳切地希望广大工农兵同志提出批评意见，以便今后不断充实和提高。

吉林工业大学内燃机教研室 1974年5月

目 录

第一章 内燃机的性能指标与工作过程	1
第一节 内燃机的动力性和经济性指标	1
一、内燃机的工作循环和示功图	1
二、指示指标	2
三、有效指标	3
四、机械损失及其测定	4
第二节 内燃机的理论循环	6
一、内燃机的理论循环	7
二、理论循环的分析	9
第三节 内燃机的实际工作过程	12
一、进气过程	12
二、压缩过程	12
三、燃烧过程	14
四、膨胀过程	16
五、排气过程	17
第四节 内燃机的热平衡	18
第二章 燃料与燃烧	21
第一节 内燃机燃料的一般知识	21
第二节 关于发动机中燃料的发火和燃烧的基本概念	24
一、气相燃烧反应	24
二、链式反应	25
三、烃的氧化反应	26
第三节 车用汽油的使用性能	27
一、汽油的蒸发性能	27
二、汽油的抗爆性能	30
三、车用汽油的品种和规格	31
第四节 柴油的使用性能	32
一、低温流动性和雾化性能	32
二、蒸发性能和发火性能	33
三、轻柴油的品种和规格	34
第五节 燃烧热化学	35
一、燃料燃烧的理论空气量	35
二、燃烧反应的分子数改变	36
三、燃料及可燃混合气的热值	37
四、由燃气的组成推测燃烧状态的方法	38
第六节 内燃机的大气污染	41
第三章 汽油机的燃烧过程	44
第一节 正常燃烧	44
一、燃烧过程的三个时期	44

二、火焰传播速度与燃烧速率	45
第二节 爆震燃烧与表面点火	46
一、爆震燃烧	46
二、表面点火	47
第三节 影响燃烧过程的主要因素	48
一、混合气质量对燃烧过程的影响	48
二、点火对燃烧过程的影响	53
三、转速和负荷对燃烧过程的影响	60
第四节 燃烧室的选型	61
一、压缩比的选择	61
二、燃烧室结构设计的要求	62
三、典型燃烧室结构分析	63
第四章 柴油机的混合气形成与燃烧	66
第一节 柴油机的燃烧过程	66
一、柴油机混合气形成的特点	66
二、柴油机燃烧过程的四个时期	66
第二节 影响柴油机燃烧过程的主要因素	69
一、燃料性质的影响	69
二、压缩比的影响	69
三、喷油规律的影响	70
四、喷油提前角的影响	71
五、转速与负荷的影响	72
第三节 燃料的喷雾	72
一、燃料喷注的分散	72
二、燃料喷注的基本参数	73
三、影响喷雾的主要因素	73
第四节 柴油机燃烧室内的气流运动	74
一、直接喷射燃烧室内的气流运动(进气涡流)	75
二、涡流室燃烧室内的气流运动(压缩涡流)	78
三、预燃室燃烧室内的气流运动(燃烧涡流)	79
四、改善柴油机混合气形成与燃烧的途径	80
第五节 柴油机燃烧室的设计	82
一、直接喷射燃烧室	82
二、涡流室燃烧室	86
三、预燃室燃烧室	89
第五章 换气过程	92
第一节 四冲程发动机的换气过程和换气损失	92
一、换气过程	92
二、四冲程发动机的换气损失	94
第二节 四冲程发动机的充气系数	96
一、充气系数和充填效率	96
二、充气系数或充填效率与发动机功率的关系	96

三、充气系数的估算	97
四、某些因素对充气系数的影响	99
五、提高充气系数的主要措施——减小进气系统的阻力	101
第三节 进排气系统的动态效应	104
一、进气波动效应	104
二、惯性效应	105
三、排气管的影响	107
四、动态效应的实用问题	108
第四节 二冲程发动机的换气	108
一、二冲程发动机工作过程的特点	108
二、二冲程发动机换气方式的分类	110
三、扫气效率	111
四、实际发动机的气口布置	115
第五节 增压	117
一、增压——提高内燃机功率的主要手段	117
二、增压方法	118
三、机械增压对发动机性能的影响	119
四、废气涡轮增压	120
五、增压柴油机的机械负荷和热负荷	124
第六章 内燃机的使用特性	126
第一节 内燃机的使用工况与特性	126
第二节 内燃机的速度特性	127
一、汽油机的速度特性	127
二、柴油机的速度特性	130
第三节 内燃机的负荷特性	133
一、汽油机的负荷特性	133
二、柴油机的负荷特性	134
第四节 内燃机的万有特性	135
第五节 汽化器式发动机的不稳定工况	137
一、加速工况下的进气量	138
二、加速工况下的混合气形成	139
三、加速工况下的有效指标	139
第六节 内燃机功率的标定以及大气状态变化时功率和燃料消耗率的换算	140
一、功率的标定	140
二、大气状态变化时功率和燃料消耗率的换算	141

第一章 内燃机的性能指标与工作过程

内燃机是一种热力发动机，它利用燃料在气缸内燃烧所发出的热能，以气体作为介质（简称工质），将热能转变为机械功。

内燃机的工作性能，大体可分为以下四方面：动力性、经济性、可靠性和耐久性。前两者表示一定尺寸和重量的内燃机在单位时间内作功的能力，以及作一定量机械功所消耗燃料的多少，主要与发动机工作过程的进行有关。后两者表示内燃机无故障地长期工作的能力，主要决定于发动机零部件的结构、材料和制造工艺等因素。本章主要研究内燃机的动力性和经济性指标及其与工作过程的关系。

第一节 内燃机的动力性和经济性指标

建立内燃机性能的评价指标，目的在于对各种类型的发动机进行比较，从中找出影响性能指标的因素及其提高的措施，以便使发动机指标不断提高，促进我国内燃机工业的发展。

内燃机的动力性和经济性指标有两种：以工质对活塞作功为基础的指标称为指示指标，以发动机曲轴输出功率为基础的指标称为有效指标。为了更好地说明内燃机的动力性和经济性指标，我们先简略地分析一下内燃机的工作循环。

一、内燃机的工作循环和示功图

四冲程内燃机工作循环是由进气、压缩、燃烧、膨胀和排气等过程组成。图 1-1 表示内燃机气缸内压力随气缸容积而变化的情况， ra 线表示进气过程、 ac 线表示压缩过程， cz 线表示燃烧过程， zb 线表示膨胀过程， br 线表示排气过程。由此可见，对四冲程的发动机来说，曲轴每转两转，活塞往复运动四个冲程，发动机完成一个工作循环，作功一次。

图 1-1 所示的这种压力-容积图表明了气缸内工质的作功情况，所以叫做示功图，它可由称为示功器的专门仪器测出。

在示功图上，上面的环形面积 $b''czb'bb''$ 代表从压缩冲程到膨胀冲程工质所作的正功，下面的环形面积 $rr'ab''r$ 为负功，表示进排气过程中的能量损失，称为泵气损失。在一般的发动机测试方法下，泵气损失作为发动机机械损失的一部分，因此，可以认为只是上面的环形面积 $b''czb'bb''$ 代表循环的指示功，用 W_i 表示。对于气缸尺寸相同的发动机，工作循环进行得越好，作功越多，则上面的环形面积 $b''czb'bb''$ 也越大。

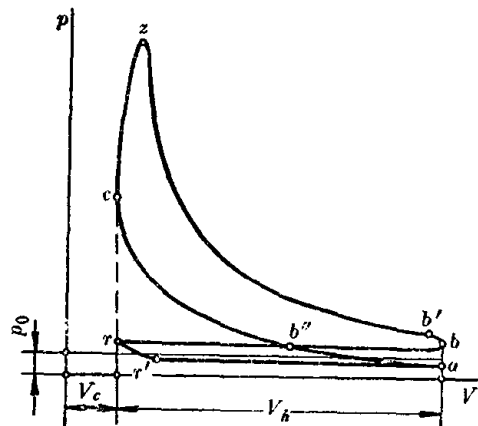


图 1-1 内燃机示功图

V_c —压缩容积； V_h —气缸工作容积

二、指 示 指 标

常用的指示指标有平均指示压力 p_i 、指示功率 N_i 、指示燃料消耗率 g_i 和指示效率 η_i 等。其中前两个是评价动力性的指标，后两个是评价经济性的指标。

(一) 平均指示压力 p_i

如图 1-2 所示，示功图的面积代表每循环所作的指示功 W_i 。如果压缩曲线 ac 下面的压缩负功，用高为 p_1 ，底为 V_h 的矩形表示，膨胀曲线 czb 下面的正功，用高为 p_2 ，底也为 V_h 的矩形表示，则这两个矩形面积之差，矩形 $a'c'z'b'$ 面积就等于示功图的面积，即代表一个循环的指示功 W_i ，如令 $p_2 - p_1 = p_i$ ，则有

$$W_i = p_i V_h \quad \text{公斤} \cdot \text{米} \quad (1-1)$$

或

$$W_i = p_i F S \quad \text{公斤} \cdot \text{米}$$

式中 p_i ——矩形 $a'c'z'b'$ 的高 (公斤/厘米²)；

V_h ——气缸工作容积 (米³)；

F ——活塞顶投影面积 (米²)；

S ——活塞行程 (米)。

因此我们可以这样认为：每循环的指示功 W_i 等于一个假想的大小不变的压力 p_i 作用在活塞上，使活塞移动一个行程 S 所作的功。 p_i 称为平均指示压力。公式 (1-1) 又可写成

$$p_i = \frac{W_i}{V_h} \quad (1-1a)$$

这样，平均指示压力 p_i 又可理解为单位气缸工作容积每循环所作的指示功。工质对活塞作功越多， p_i 值越大。所以可用平均指示压力 p_i 来评价各种不同排量的发动机的作功能力。

(二) 指示功率 N_i

工质单位时间对活塞所作的净功，即工质在气缸中发出的功率称为指示功率。如果气缸的工作容积为 V_h 升，平均指示压力为 p_i 公斤/厘米²，则每一缸一个工作循环所作的指示功为 $W_i = 10 p_i V_h$ 公斤·米。当发动机的转速为 n 转/分时，对于四冲程发动机，每一缸每分钟要进行 $\frac{n}{2}$ 个工作循环，每一缸一分钟作功为 $\frac{W_i n}{2}$ 公斤·米，每秒钟作功为 $\frac{W_i n}{2 \times 60}$ 公斤·米。设发动机有 i 个气缸，则每秒钟作功为 $\frac{i W_i n}{2 \times 60}$ 公斤·米，因为 1 马力相当于每秒作功 75 公斤·米，所以工质在气缸中发出的功率 N_i 是

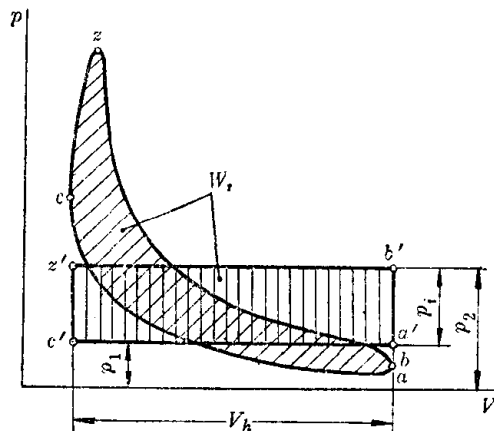


图1-2 指示功 W_i 与平均指示压力 p_i

$$N_i = \frac{i W_i n}{2 \times 60 \times 75} = \frac{i \times 10 p_i V_h n}{9000} = \frac{p_i i V_h n}{900} \quad \text{马力}$$

对于二冲程发动机，曲轴转一转即完成一个工作循环，所以

$$N_i = \frac{i W_i n}{60 \times 75} = \frac{p_i i V_h n}{450} \quad \text{马力}$$

如果用 τ 表示每循环的冲程数 (对于四冲程发动机 $\tau = 4$, 对于二冲程发动机 $\tau = 2$), 则可用如下的通式表示四冲程和二冲程发动机的指示功率

$$N_i = \frac{p_i i V_h n}{225 \tau} \quad \text{马力} \quad (1-2)$$

指示功率是工质在气缸中发出的功率, 并不是从发动机曲轴输出的可以实际利用的功率。

(三) 指示燃料消耗率 g_i

发动机以一指示马力的功率做功一小时所消耗的燃料量称为指示燃料消耗率 g_i 。如果发出 N_i 马力时, 每小时消耗燃料 G_T 公斤, 则

$$g_i = \frac{1000 G_T}{N_i} \quad \text{克/马力小时} \quad (1-3)$$

每小时燃料消耗量 G_T 可由试验测定。

(四) 指示效率 η_i

燃料所含的热能转变为指示功的有效程度用指示效率 η_i 来衡量, 它在数值上等于 1 马力小时的指示功与所消耗的热量之比。

因为 1 马力小时的功与 632 千卡的热量相当, 如果所用燃料的热值是 H_u 千卡/公斤, 则完成 1 指示马力小时的功所消耗的热量等于 $\frac{g_i}{1000} H_u$ 千卡, 故

$$\eta_i = \frac{632}{\frac{g_i}{1000} H_u} = \frac{632000}{g_i H_u} \quad (1-4)$$

内燃机的指示指标见表 1-1。

指示指标表示内燃机工作循环进行的情况, 主要用于研究内燃机气缸内的工作过程, 在内燃机的生产和使用中应用不多。

三、有效指标

常用的有效指标有有效功率 N_e 、平均有效压力 p_e 、有效扭矩 M_e 、有效燃料消耗率 g_e 和有效效率 η_e 等。

(一) 有效功率 N_e

由发动机曲轴输出的功率称为有效功率。在发动机工作时, 活塞及活塞环与气缸壁之间、各轴颈与轴承之间、各运动件与空气间常存在着摩擦阻力, 因此会消耗摩擦功; 驱动气门机构以及风扇、水泵、机油泵和发电机等附件, 也要消耗功率。此外, 在四冲程发动机中进行进排气过程引起泵气损失。所有这些消耗的功率一般总称为机械损失功率 N_m 。因此, 由发动机曲轴输出可供利用的有效功率

$$N_e = N_i - N_m$$

内燃机的有效功率 N_e , 可以利用称为测功器的专用设备测定。

(二) 有效扭矩 M_e

发动机工作时, 由曲轴输出的扭矩称为有效扭矩, 它与有效功率 N_e 之间有如下关系

$$N_e = M_e \cdot \frac{2\pi n}{60} \times \frac{1}{75} \quad \text{马力}$$

即
$$M_e = 716.2 \frac{N_e}{n} \quad \text{公斤} \cdot \text{米} \quad (1-5)$$

(三) 平均有效压力 p_e

为了比较不同大小发动机动力性的好坏, 可以与平均指示压力 p_i 相似, 引用平均有效压力 p_e 的概念, 它是一个作用在活塞顶上的假想的大小不变的压力, 它使活塞移动一个行程所作的功等于每循环所作的有效功。对于四冲程和二冲程内燃机与公式 (1-2) 相仿, 可写出

$$N_e = \frac{p_e i V_h n}{225 \tau} \quad \text{马力} \quad (1-6)$$

于是
$$p_e = \frac{225 \tau N_e}{n i V_h} \quad \text{公斤/厘米}^2 \quad (1-7)$$

将公式 (1-5) 代入公式 (1-7) 以后, 便得

$$p_e = \frac{M_e \pi \tau}{10 i V_h} \quad \text{公斤/厘米}^2 \quad (1-7 a)$$

可见 p_e 代表了单位气缸工作容积所发出的扭矩。 p_e 是一个重要的指标, 不仅说明工作循环进行得好坏, 而且还包括了机械损失的大小, 是发动机总性能的一种表现, 可以用来评价不同排量发动机的动力性。在其他相同的条件下, p_e 值越高, 发动机的动力性越好。

(四) 有效燃料消耗率 g_e

与指示燃料消耗率 g_i 相似, 发动机每作一有效马力小时的功所消耗的燃料量称为有效燃料消耗率。如果在发出 N_e 马力时, 每小时消耗燃料为 G_e 公斤, 则

$$g_e = \frac{1000 G_e}{N_e} \quad \text{克/马力小时} \quad (1-8)$$

有效燃料消耗率 g_e 直接表明不同发动机在燃料消耗方面经济性的好坏, 具有很大的实际意义。

(五) 有效效率 η_e

与指示效率 η_i 相似, 有效效率表示燃料所含的热量转变为有效功的有效程度, 它在数值上等于 1 马力小时的有效功与所消耗的热量之比, 与公式 (1-4) 相似, 有

$$\eta_e = \frac{632000}{g_e H_u} \quad (1-9)$$

有效指标都是以发动机曲轴输出功率为基础的。 N_e 、 M_e 表示发动机的实际工作能力, p_e 表示发动机单位气缸工作容积的工作能力, g_e 则表示燃料消耗的经济性。

内燃机的有效指标见表 1-1。

表1-1 内燃机的动力性和经济性指标

指 标	p_i (公斤/厘米 ²)	p_e (公斤/厘米 ²)	g_i (克/马力小时)	g_e (克/马力小时)	η_i	η_e	η_m
汽油机	8~12	6~10	170~250	210~280	0.25~0.4	0.2~0.3	0.7~0.9
柴油机	7~10	6~9	125~145	160~210	0.43~0.5	0.3~0.4	0.7~0.85

四、机械损失及其测定

在机械损失中, 活塞及活塞环与缸壁之间摩擦损失约占 50~60%, 其中活塞环的摩擦损

失大于活塞的摩擦损失。轴承摩擦损失约占10~30%，泵气损失约占15~30%。

对机械损失功率 N_m 可以与公式 (1-2) 类似地写出

$$N_m = \frac{p_m i V_h n}{225\tau} \quad \text{马力} \quad (1-10)$$

式中 p_m 称为机械损失平均压力，也像 p_i 和 p_e 一样，可以设想为一个作用在活塞上的压力，用来比较不同排量发动机的机械损失程度。

机械损失常用有效功率与指示功率之比，即机械效率 η_m 表示

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{p_e}{p_i} \quad (1-11)$$

内燃机的机械损失功率，可用试验方法测定，常用的方法有拖动法与单缸熄火法两种。

拖动法是直接测定机械损失的方法。先将发动机起动，加热到正常工作温度，然后停止供油（柴油机）或点火（汽油机），用电力测功器拖动发动机，测出在各种转速时拖动发动机所需的功率，即得该发动机在各种转速下的机械损失功率。

单缸熄火法只能用于多缸发动机，用这种方法时，依次使单个气缸不喷油或不点火，测定各缸指示功率，然后算出机械损失功率 N_m 。如果各缸的指示功率依次为 N_{i1} 、 N_{i2} 、 N_{i3} ……，发动机的总指示功率为 N_i ，有效功率为 N_e ，则

$$N_i = N_{i1} + N_{i2} + N_{i3} + \dots$$

$$\text{所以} \quad N_m = (N_{i1} + N_{i2} + N_{i3} + \dots) - N_e \quad (1-12)$$

测定时，先将发动机调整到正常工作情况，测定其有效功率 N_e 。然后停止一个气缸（例如第一缸）的供油或点火，调整测功器，使发动机的转速恢复到原来的数值，再测定发动机的有效功率 $N_{e(1)}$ 。由于有一个气缸不工作，第二次测得的有效功率比第一次测得的小，两者之差即为停油或停火气缸的指示功率。所以第一缸的指示功率

$$N_{i1} = N_e - N_{e(1)}$$

同法，依次使各缸熄火，即可测得有效功率 $N_{e(2)}$ 、 $N_{e(3)}$ ……等。于是可得其他缸的指示功率

$$N_{i2} = N_e - N_{e(2)}$$

$$N_{i3} = N_e - N_{e(3)}$$

.....

把上列各式相加后得

$$N_{i1} + N_{i2} + N_{i3} + \dots = iN_e - (N_{e(1)} + N_{e(2)} + N_{e(3)} + \dots)$$

式中 i ——发动机的气缸数。

将上式代入公式 (1-12) 得

$$N_m = iN_e - (N_{e(1)} + N_{e(2)} + N_{e(3)} + \dots) - N_e$$

$$\text{即} \quad N_m = (i-1)N_e - (N_{e(1)} + N_{e(2)} + N_{e(3)} + \dots) \quad (1-12a)$$

因此，根据所测得的 N_e 、 $N_{e(1)}$ 、 $N_{e(2)}$ 、 $N_{e(3)}$ ……等有效功率的数值，即可计算出发动

机的机械损失功率 N_m 。

还有一种确定柴油机机械损失的简便方法，是使发动机在一定的转速下运转，变化喷油量，测量有效功率，这样就得出如图 1-3 所示的曲线，将该线下端延长，如虚线所示，则它在横坐标轴上的截距 $00'$ ，即代表该转速下发动机的机械损失平均压力 p_m 。如果这时得到的燃料消耗量 G_T 曲线，在接近空负荷时，近于直线，则所确定的 p_m 值还是比较准确的。这种方法主要适用于单缸柴油机。

实际上，发动机的机械损失功率 N_m 是很难精确测定的。用拖动法测量比较方便，但是，由于不喷油或不点火，气缸内压力有很大变化，发动机零件负荷和表面机油温度都与工作情况有所不同，这对机械损失不可能没有影响。用单缸熄火法，也有类似问题，而且一缸熄火，可能影响其他气缸的指示功率。例如汽油机一缸熄火时，可能使其他气缸充气量有较大变化，因而各缸的指示功率也有较大变化。所以，即使同一台发动机，用不同方法测得的机械损失数值也可能相差很大。

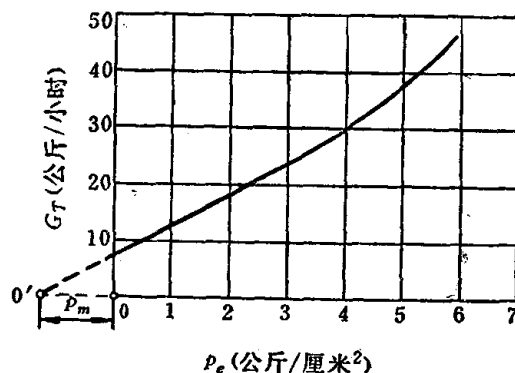


图1-3 用延长线法确定机械损失

第二节 内燃机的理论循环

在内燃机中，燃料化学能转变为机械功的过程是非常复杂的。内燃机工作时需要不断地排出废气，吸入新气。在实际内燃机中，还存在各种附加损失，如燃烧不完全损失，缸壁的散热损失和泵气损失等。这就使我们难于掌握内燃机热功转换的主要矛盾。为了抓住内燃机工作循环的主要矛盾，我们把实际循环加以简化，抽象出所谓理论循环。

最简单的理论循环是一个封闭循环，不考虑进气和排气过程，它以空气为工质，假定在循环的过程中工质的数量和性质不变。实际循环的燃烧过程和排气过程用加入热量和排出热量的过程来代替。压缩过程和膨胀过程都假定是绝热过程。还假定工质的比热是一定的，不随温度和压力而变。在理论循环中，除根据热力学第二定律不可避免地传给冷源的热损失外，不包括任何其他损失。因而，理论循环可以确定出最大可能的热量利用率 and 气缸容积利用程度（平均压力），它可作为实际循环的理想极限。根据对这样极限的接近程度就可以初步判断实际发动机的各个过程进行的好坏。

通过对理论循环的研究，可以分析出影响内燃机工作循环的动力性和经济性的主要因素，从而找到提高内燃机性能指标的途径。

把实际循环简化为理论循环，必须使理论循环尽量符合实际循环的特点，首要的是要符合加热过程的特点。如在汽油机中，混合气燃烧迅速，气缸内温度、压力增加很快，可认为其燃烧放热基本上在气缸容积一定的条件下进行的，即简化为定容加热循环。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，大部分燃料在上死点以后燃烧，其燃烧放热基本上在气缸压力一定的条件下进行，即可简化为定压加热循环。而高速柴油机则介于这两者之间，可认为是定容与定压的组合，即可简化为混合（定容定压）加热循环。下面我们对

定容加热、定压加热和混合加热三种理论循环进行简要的分析。

一、内燃机的理论循环

(一) 混合加热循环

如图 1-4 a 所示, 在这个循环中, 工质由初始点 a , 经绝热压缩到点 c , 然后定容加热 Q'_1 到 z' , 定压加热 Q''_1 到 z , 再绝热膨胀到 b , 最后定容排出热量 Q_2 , 由 b 点又回到 a 点。实现混合加热循环所必需的热量 Q_1 等于 Q'_1 与 Q''_1 之和。

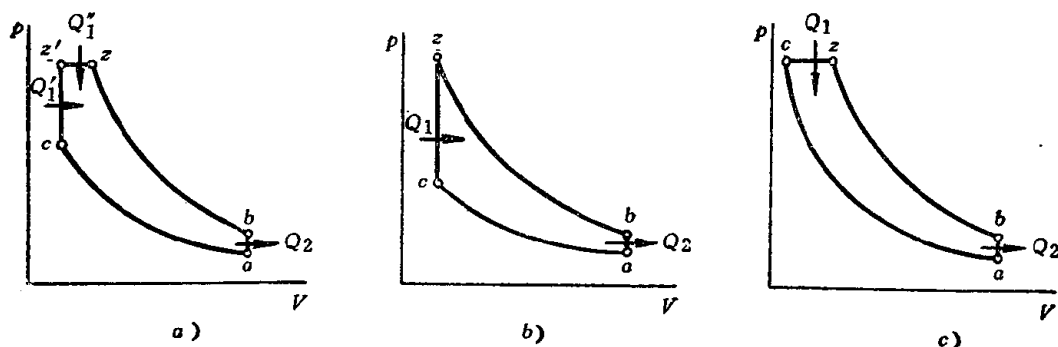


图1-4 内燃机理论循环

a) 混合加热循环; b) 定容加热循环; c) 定压加热循环

1. 循环热效率

任何理论循环的经济性都可用热效率来评定。热效率是转变为循环净功的热量 AW_t 与所消耗全部热量 Q_1 的比值

$$\eta_t = \frac{AW_t}{Q_1}$$

式中 A ——功的热当量, 即单位功所相当的热量, $A = \frac{1}{427}$ 千卡/公斤·米。

在理论循环中, 除了损失热量 Q_2 以外, 没有任何其他附加损失。因此, 转变为有用功的热量为 Q_1 与 Q_2 热量之差

$$AW_t = Q_1 - Q_2$$

由此, 热效率

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (1-13)$$

因为

$$Q_1 = Q'_1 + Q''_1$$

其中沿定容线 Cz' 加入的热量

$$Q'_1 = G c_v (T_{z'} - T_c)$$

沿定压线 $z'z$ 加入的热量

$$Q''_1 = G c_p (T_z - T_{z'})$$

式中 G ——工质的重量 (公斤);

c_v ——工质的定容比热 (千卡/公斤·°C);

c_p ——工质的定压比热 (千卡/公斤·°C)。

于是一个循环所加入的总热量

$$Q_1 = Gc_v(T_{z'} - T_c) + Gc_p(T_z - T_{z'}) = Gc_v[T_{z'} - T_c + \kappa(T_z - T_{z'})]$$

式中 $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$ ——绝热指数。

在理论循环中, 传给冷源的热量

$$Q_2 = Gc_v(T_b - T_a)$$

将 Q_1 和 Q_2 代入公式 (1-13), 可得

$$\eta_t = 1 - \frac{T_b - T_a}{T_{z'} - T_c + \kappa(T_z - T_{z'})} \quad (1-14)$$

为了便于进行分析, 可用压缩初始温度 T_a 表示上式中的其他各温度

$$T_c = T_a \varepsilon^{\kappa-1}$$

$$T_{z'} = T_a \varepsilon^{\kappa-1} \lambda$$

$$T_z = T_a \varepsilon^{\kappa-1} \lambda \rho$$

$$T_b = T_a \lambda \rho^{\kappa}$$

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

$\lambda = \frac{p_z}{p_c}$ ——压力升高比;

$\rho = \frac{V_z}{V_{z'}}$ ——预胀比。

将所得温度值代入公式 (1-14), 得

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \frac{\lambda \rho^{\kappa} - 1}{\lambda - 1 + \kappa \lambda (\rho - 1)} \quad (1-15)$$

由公式 (1-15) 可知, 混合循环的热效率 η_t 与压缩比 ε 、预胀比 ρ 、压力升高比 λ 及绝热指数 κ 等有关。

2. 循环平均压力

与平均指示压力相似, 我们把面积等于理论循环示功图的面积 W_t 、底边长度等于 V_h 的矩形的高度定义为理论循环的平均压力 p_t , 即

$$p_t = \frac{W_t}{V_h} = \frac{Q_1 \eta_t}{AV_h}$$

它是评定理论循环动力性的指标。因为

$$Q_1 = Gc_v[T_{z'} - T_c + \kappa(T_z - T_{z'})] = Gc_v T_a [\lambda - 1 + \kappa \lambda (\rho - 1)]$$

$$= Gc_v T_a \varepsilon^{\kappa-1} [\lambda - 1 + \kappa \lambda (\rho - 1)]$$

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

所以

$$p_t = \frac{Gc_v T_a \varepsilon^{\kappa} \eta_t}{AV_a (\varepsilon - 1)} [\lambda - 1 + \kappa \lambda (\rho - 1)]$$

再引用关系式 $c_v = AR/\kappa - 1$ 和 $p_a V_a = GRT_a$, 则

$$p_t = \frac{\varepsilon^{\kappa}}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{\kappa - 1} [\lambda - 1 + \kappa \lambda (\rho - 1)] \eta_t \quad (1-16)$$

由公式 (1-16) 可知, 混合循环的平均压力 p_i 随压缩始点压力 p_a 、压缩比 ε 、压力升高比 λ 、预胀比 ρ 和绝热指数 κ 的增大而增加。

(二) 定容加热循环

在容积不变的条件下对工质加热的循环称为定容加热循环 (图 1-4 b), 它可以看作是混合加热循环在 $Q'_1 = 0$ 时的特殊情况, 即令 $V_z = V_{z'}$, 也就是 $\rho = 1$, 就可由公式 (1-15) 和 (1-16) 得出定容加热循环的热效率和平均压力

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (1-17)$$

$$p_i = \frac{\varepsilon^{\kappa}}{\varepsilon-1} \frac{p_a}{\kappa-1} (\lambda-1) \eta_i \quad (1-18)$$

由此可知, 定容加热循环的热效率, 随压缩比 ε 和绝热指数 κ 的增大而增加。平均压力随压缩始点压力 p_a 、压缩比 ε 和压力升高比 λ 的增大而增加。

(三) 定压加热循环

在压力不变的条件下对工质加热的循环称为定压加热循环 (图 1-4 c), 它可以看作是混合加热循环在 $Q'_1 = 0$ 时的特殊情况, 即令 $p_c = p_{z'}$, 也就是 $\lambda = 1$, 就可由公式 (1-15) 和 (1-16) 得出等压加热理论循环的热效率和平均压力

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \frac{\rho^{\kappa-1}}{\kappa(\rho-1)} \quad (1-19)$$

$$p_i = \frac{\varepsilon^{\kappa}}{\varepsilon-1} \frac{p_a}{\kappa-1} \kappa(\rho-1) \eta_i \quad (1-20)$$

由此可知, 定压加热循环的热效率将随压缩比 ε 和绝热指数 κ 的增大而增加, 但随 ρ 的增大而减小。平均压力随压缩初始压力 p_a 、压缩比 ε 、预胀比 ρ 和绝热指数 κ 的增大而增加。

二、理论循环的分析

根据上面导出的三种循环的热效率 η_i 和平均压力 p_i 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。

(一) 压缩比 ε

由热效率公式 (1-15)、(1-17)、(1-19) 可以看出, 压缩比 ε 提高时, 三种循环的热效率 η_i 都提高。以定容加热循环为例, 在图 1-5 b 所示的温熵 $T-S$ 图中, 若 $aczb$ 是原有的循环, 在压缩比提高后成为 $ac'z'b'$, 因为加热量 Q_1 相同, $c'z'$ 曲线下的面积 $ec'z'm$ 应当与 cz 曲线下的面积 $eczn$ 相等, 也就是说, z' 点必在 z 点的左方。所以在压缩比提高后的 $ac'z'b'$ 循环中, 传给冷源的热量 Q_2 减少了, 其减少量相当于面积 $b'bnm$ 。因此定容加热循环压缩比提高时, 循环做功较多, 热效率 η_i 和循环平均压力 p_i 都较高。同样, 也不难证明其他两种循环压缩比提

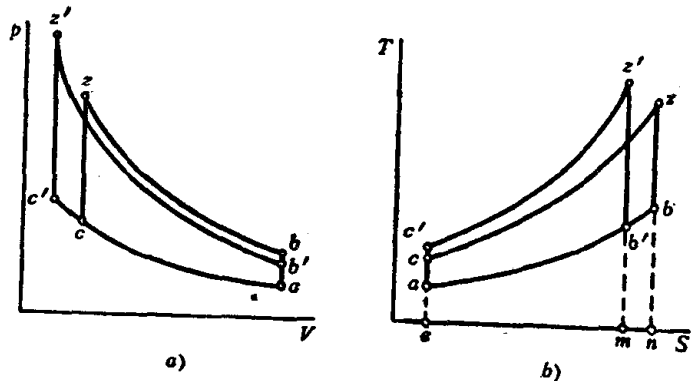


图1-5 压缩比对于定容加热循环的影响