

李幼勤 编著

柴油机原理

СДЯЖ



大连理工大学出版社

T/K421

L39

425342

柴油机原理

主编 李幼鹏



00425342

大连理工大学出版社

1991年3月

田宝荣

(辽)新登字16号

内 容 简 介

本书主要阐述柴油机的工质更换和能量转换的基本规律。全书共分九章,是根据专业特点和长期的科学实践及教学经验而作,撰写中加强了对物理概念的阐述,加强了对柴油机热力性能参数与各过程、各影响因素之间联系和特性的分析,加强了对使用管理实际的联系。内容的编写还考虑了有利于施教和自学,并附有可供选修的内容。

学习本书的先导课程除数、理、化等基础外,主要还有工程热力学、空气动力学、传热学、油料学和柴油机结构等课程。

本书可供大学本科柴油机专业和其他专业选为“柴油机原理课”的基本教材,其中包括船舶动力管理专业。也可供柴油机研究和高级管理人员作参考。

柴 油 机 原 理

Chaiyouji Yuanli

李幼鹏 编著

大连理工大学出版社出版发行 (邮政编码: 116024)

大连理工大学印刷厂印刷

开本: 787×1092 1/16 印张: 14 字数: 334 千字

1992年6月第1版

1992年6月第1次印刷

印数: 0001—3000册

责任编辑: 李 鸽

封面设计: 羊 戈

责任校对: 杜祖诚

ISBN 7-5611-0608-4/TK·11 定价: 4.03元

前 言

本书由编者在原有教材的基础上，根据柴油机的发展和40年科研教学实践的经验而编著的。全书共分九章。撰写中，还考虑了不同专业和人员的需要。

本书经张庆德教授主审，对全书作了全面深入细致的审阅，提出许多中肯的意见。本书还经过唐开元、刘炽棠教授和崔可润、孔祥煦、王义溥副教授等人的审阅，也提出了许多宝贵意见。另外，王华斌、李育学、刘镇、邱涛等同志对稿件的校核也做了许多工作，在此，一并表示衷心感谢。

书中内容涉及多种学科理论知识和柴油机设计、试验和实际管理知识，编者水平有限，难免存在某些缺点和错误，恳请读者给予批评指正。

编 者

1990年9月

目 录

第一章 柴油机实际循环参数.....	1
§ 1.1 柴油机理想循环.....	1
§ 1.2 柴油机实际循环参数.....	4
第二章 四冲程柴油机的换气过程.....	11
§ 2.1 四冲程柴油机换气过程进行情况.....	11
§ 2.2 评定换气过程质量的参数.....	15
§ 2.3 对充量系数 η_v 及残余废气系数 γ_r 的分析.....	18
第三章 二冲程柴油机的换气过程.....	27
§ 3.1 概述.....	27
§ 3.2 二冲程柴油机换气系统的基本型式.....	27
§ 3.3 二冲程柴油机换气过程的进行情况.....	31
§ 3.4 二冲程柴油机换气质量的评定.....	32
§ 3.5 影响二冲程柴油机换气的因素.....	35
§ 3.6 气孔和气阀主要参数的选取和时面值的计算.....	38
第四章 柴油机的压缩过程.....	43
第五章 柴油机的燃烧和膨胀过程.....	48
§ 5.1 柴油机燃烧过程的进行情况.....	48
§ 5.2 表征燃烧过程的参数.....	51
§ 5.3 柴油机燃烧的机理.....	54
§ 5.4 柴油机的排放和燃烧噪声.....	60
§ 5.5 改善柴油机燃烧的基本途径.....	63
§ 5.6 影响柴油机燃烧过程的因素.....	66
§ 5.7 柴油机燃烧过程的计算方法.....	72
§ 5.8 柴油机的膨胀过程.....	77
第六章 柴油机可燃混合气体的形成和燃烧室.....	79
§ 6.1 概述.....	79
§ 6.2 燃油的喷射过程.....	79
§ 6.3 喷射过程中柴油的雾化和分布.....	90
§ 6.4 气体的运动.....	94
§ 6.5 燃烧室.....	96
第七章 柴油机的增压.....	105
§ 7.1 概述.....	105
§ 7.2 柴油机排气能量的利用.....	109

§ 7.3	柴油机的涡轮增压系统	111
§ 7.4	废气涡轮增压器及机械增压器	119
§ 7.5	柴油机和增压器的配合工作	134
§ 7.6	高增压和超高增压柴油机	142
第八章	柴油机循环参数的分析和近似热力计算	150
§ 8.1	柴油机的热平衡	150
§ 8.2	对指示热效率 η_i 的分析	153
§ 8.3	对平均指示压力 p_i 的分析	155
§ 8.4	柴油机的机械损失和机械效率	157
§ 8.5	柴油机的燃烧化学及工质比热	160
§ 8.6	柴油机实际循环的近似热力计算	166
§ 8.7	柴油机实际循环的模拟热力计算	179
第九章	柴油机的特性	183
§ 9.1	柴油机特性的分类	183
§ 9.2	柴油机的负荷特性	184
§ 9.3	柴油机的万有特性	187
§ 9.4	柴油机的速度特性	190
§ 9.5	柴油机的推进特性	195
§ 9.6	柴油机功率的分级及标定	199
§ 9.7	柴油机的限制特性	201
§ 9.8	因大气状态影响, 对柴油机性能的修正	208
附录:	主要参数标志符的涵义	212
	主要参考文献	214

第一章 柴油机实际循环参数

柴油机实际循环参数是一组从总体上表示柴油机实际运转中整个能量转换的数量、效率以及其它有关性能的参数。这些参数既标志着本学科追求的最终目标，同时也是衡量各中间过程和有关参数优劣及确定改进方向的基本依据。

§ 1.1 柴油机理想循环

柴油机实际循环是由按一定顺序进行的一系列复杂的物理、化学过程组成的。描述实际循环的方法有很多，最常用的是示功图法，图 1-1-1 即为以缸内压力随气缸容积或曲轴转角而变化的实例，(a) 称展开示功图 ($p-\phi$ 图)，(b) 称压容示功图 ($p-V$ 图)。由于压缩过程和燃烧膨胀过程缸内压力和换气过程缸内压力相差极大，若按相同比例画在一张示功图上，换气过程将是一条接近于直线的曲线，如 (b) 图所示。因此，需要时将另行测录。

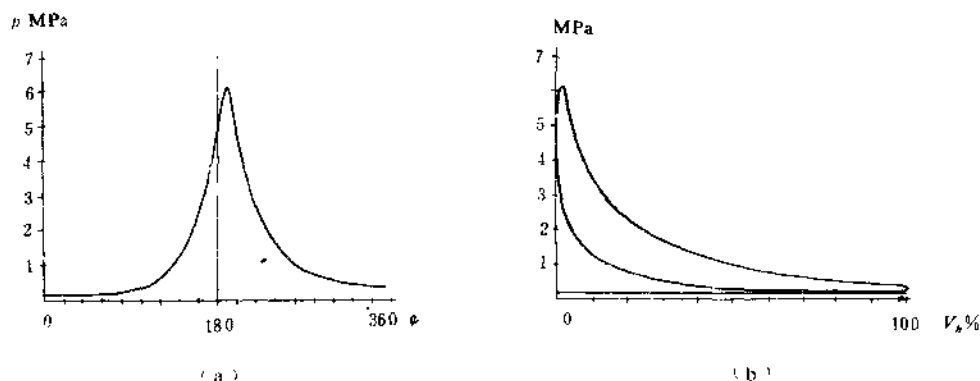


图 1-1-1 6-135 柴油机示功图

一、理想循环

柴油机理想循环是在对实际循环进行了简化和科学的抽象后形成的。目的在于突出热功转换过程的本质和突出主要矛盾，明确提高热效率和作功能力的极限和主要途径，有利于分析研究和计算，同时，也为创造新的循环提供理论根据。

柴油机理想循环有如下一些假设：

① 只存在热与功的转换，而且在等容、等压或等温、等熵情况下进行吸热或放热。而实际循环中除存在热与功的转换外，还存在燃烧，即化学能到热能的转换。而且化学能——热能——功的转换过程受转换速度的影响，因此过程不可能是完全的等压、等容过程。

② 工质为理想气体，过程中，其物理化学性质不变，数量不变。实际柴油机中工质为实际气体，而且随着过程的进行，其成分、数量、性质也都发生变化。

③ 工质被封闭在气缸内，循环使用，不作更换。实际循环中，存在换气，即有工质更换。

④ 压缩和膨胀过程是绝热的，可逆的。实际循环中工质与周围器壁存在热的交换，而且还会有漏泄存在。

⑤ 废气涡轮和压气机的工质是相同的，因此其工作过程可以与缸内过程绘在同一个坐标系中。实际柴油机并非如此，很难严格准确地将它们绘于同一 $p-V$ 坐标系中。

1. 卡诺循环

其效率为：

$$\eta_t = 1 - T_2/T_1 \quad (1.1.1)$$

式中 T_1, T_2 各为高温和低温热源温度。

2. 往复内燃机理想循环

根据图 1-1-3 所示，可得出这一理想循环的热效率 η_t 和单位气缸容积每循环所做功——比功 p_t 为：

$$\begin{aligned} \eta_t &= \frac{W_t}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2' + Q_2''}{Q_1' + Q_1''} \\ &= 1 - \frac{\psi(\lambda \rho^k \psi^{-k} - 1) + k(\psi - 1)}{\varepsilon^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]} \end{aligned} \quad (1.1.2)$$

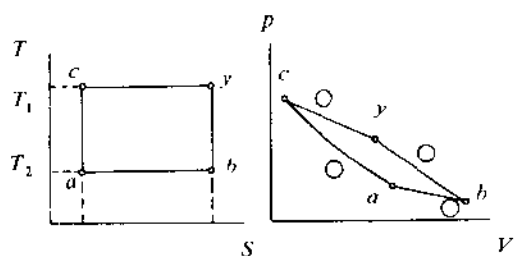
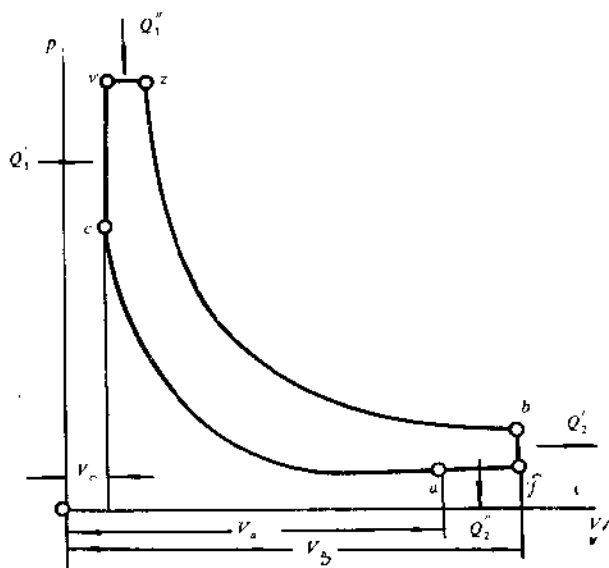
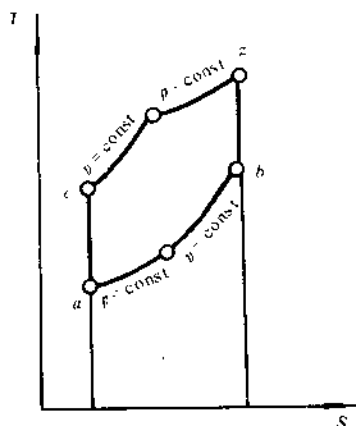


图 1-1-2 卡诺循环



(a)



(b)

图 1-1-3 混合加热混合放热循环

$$p_t = \frac{W_t}{V_h} = \frac{Q_1 \eta_t}{V_h} = \frac{p_a}{k-1} \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon \cdot \psi - 1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \eta_t \quad (1.1.3)$$

以上两式中

ε (压缩比) = V_a (压缩始点容积) / V_c (压缩终点容积)；

λ (压力升高比) = p_z (循环最高压力)/ p_0 (压缩终点压力);

ρ (初膨胀比) = $V_z/V_y = V_z$ (定压加热终点容积)/ V_c ;

δ (后膨胀比) = V_b (膨胀终点容积)/ V_z ;

ψ (气缸容积变化比) = V_b/V_a ;

Q_1 (加热量) = Q'_1 (等容加热量) + Q''_1 (等压加热量)

Q_2 (放热量) = Q'_2 (等容放热量) + Q''_2 (等压放热量)

上式中若 $\psi = 1$, 可得混合加热等容放热理想循环, 图 1-1-4 为其示功图, 与实际柴油机循环比较接近。这时以上两式变为

$$\eta_{ivp} = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]} \quad (1.1.4)$$

$$p_{ivp} = \frac{p_a}{k-1} \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] \eta_{ivp} \quad (1.1.5)$$

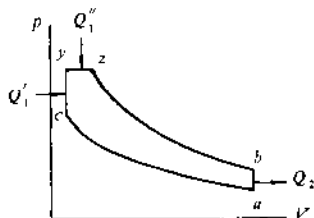


图 1-1-4 混合加热等容放热理想循环

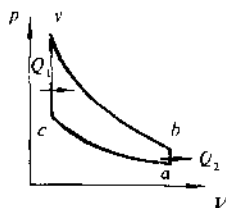


图 1-1-5 等容加热等容放热理想循环

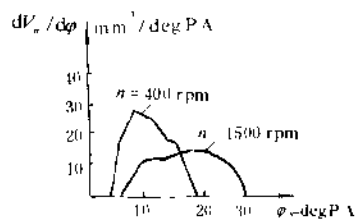


图 1-1-6 等压加热等容放热理想循环

若 $\psi = 1$, $\rho = 1$, 可得等容加热等容放热理想循环, 如图 1-1-5 所示。与汽油机实际循环比较接近。此时

$$\eta_{iv} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (1.1.6)$$

$$p_{iv} = \frac{p_a}{k-1} \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} (\lambda - 1) \eta_{iv} \quad (1.1.7)$$

若 $\psi = 1$, $\lambda = 1$, 即成等压加热等容放热理想循环, 如图 1-1-6 所示。此时

$$\eta_{ip} = 1 - \frac{\rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1} k(\rho - 1)} \quad (1.1.8)$$

$$p_{ip} = \frac{p_a}{k-1} \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} k(\rho - 1) \eta_{ip} \quad (1.1.9)$$

二、由理想循环所能得到的结论

1. 卡诺循环虽然在热机上无法实现, 但它具有极大的理论价值。它指明了一个根本性的规律: 提高热机热效率的根本途径是提高高温热源温度 T_1 和降低低温热源温度 T_2 , 即提高 T_1 与 T_2 之间的差值, 差值越大, 膨胀比也越大, 效率越高。柴油机的热效率所以在所有热机中最高, 其根本原因就在于其燃烧膨胀过程的温度比其它热机高, 膨胀比大。

2. 组织实际柴油机的工作过程会受到很多因素的限制, 如最高压力, 压缩比, 最高转

速, 最高排温等等。不同限制条件, 前述几种理想循环的效率的高低次序是不同的。如 $T-S$ 图 (图 1-1-7), 在压缩比和放热量相同的条件下, 等压放热循环的放热量最多, (面积 $b_p-B_p-A-a-b_p$ 所示), 其次为混合加热循环, (面积 $b_{vp}-B_{vp}-A-a-b_{vp}$ 所示), 等容加热循环的放热量最少, (面积 $b_v-B_v-A-a-b_v$ 所示), 这说明等容加热循环热效率最高, 等压加热循环最低, 混合加热循环居中, 即 $\eta_{iv} > \eta_{ivp} > \eta_{ip}$ 。但是在最高压力 p_z 和加热量相同的条件下, 情况则相反, $\eta_{ip} > \eta_{ivp} > \eta_{iv}$, 如 $T-S$ 图 (如图 1-1-8) 所示。

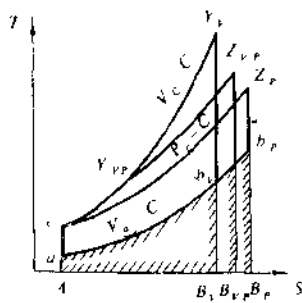


图 1-1-7 Q_1 和 ε 一定时, 各种循环的比较

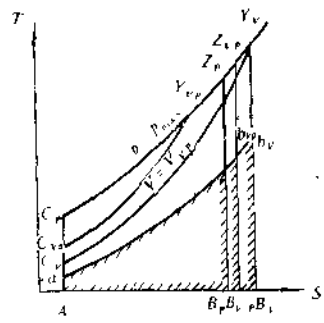


图 1-1-8 Q_1 和 p_z 相同时, 各种循环的比较

§ 1.2 柴油机实际循环参数

就能量的形式而言, 柴油机的整个能量转换过程是经过两个转换阶段, 第一阶段是喷入气缸内的燃油经过燃烧使燃油所含有的化学能转化为热能, 第二阶段是将热能转变为机械功。

第二阶段能量转换又分为两步, 第一步是通过缸内工质的压缩和膨胀推动活塞运动, 将热能转变为活塞所吸收的膨胀功——指示功, 第二步是经过活塞、连杆和曲轴的传递运动, 将活塞所吸收的指示功变为可使曲轴承担外部负荷的有效功。能量每经过一次转换, 都要产生一些损失。

今以一个缸的循环油量 (简称射油量) g_f (kg) 为基础, 以图 1-2-1 表示其相应的能量转换全过程的基本情况。若燃油的低热值为 H_u (kJ/kg), 那么加入该气缸里的化学能即为 $g_f H_u$ (kJ), 燃油在缸内燃烧后释放出热量 q_1 (kJ), 而 $g_f H_u$ 与 q_1 的差值即为燃烧不完全而产生的损失。热量 q_1 经过工质膨胀, 使活塞获得循环指示功 W_i (kJ), $g_f H_u$ 与 W_i 的差值 Δq_i 即为指示损失, 它包括排除废气、燃烧不完全损失、工作循环中由气缸周壁传给冷却水所带走的热量以及其它少量损失, 活塞所获得的指示功 W_i 经过机械传递时, 由于运动副的摩擦以及带动柴油机自身辅助机件等所耗去一些能量, 即机械损失功 W_m , 最后可供曲轴法兰盘向外输出的有效功为 $W_e = W_i - W_m$ (kJ)。

图 1-2-1 柴油机能量转换的流程图

整个能量转换过程中, 在气缸内由燃油化学能到热能, 进而到指示功的转换是在整个能量转换过程中具有决定性影响的过程, 也是本门学科所要研究的关键问题之一。

根据能量转换的不同层次,柴油机的循环参数可分为两类,即指示参数和有效参数。

今若以图 1-2-2 表示一单缸柴油机上所测得的有关参数——射油量 g_f (kg), 循环指示功 W_i (kJ), 循环有效功 W_e (kJ), 其中射油量 g_f 和有效功 W_e 可用测油耗装置和测功器 (或扭力仪) 测得。指示功则可由各缸测录的 p - V 示功图或 p - ϕ 示功图中求得。

一、柴油机的指示参数

指示参数是表示在气缸内从燃油的化学能到活塞所吸收的机械功的能量转换过程中, 所转换能量的数量和效率的一组参数。

1. 指示功 W_i

柴油机的指示功是指气缸内的工质每一循环作用于活塞上的功, 或者说是在缸内活塞经过一个循环后所吸收的功。它可由 p - V 图上膨胀线和压缩线之间的闭合面积来确定, 也可由 p - ϕ 图计算得到。

图 1-2-3 是四种柴油机的 p - V 示功图的示意图。其中 (a) 是四冲程无增压柴油机的示功图, (b) 是四冲程高增压柴油机示功图, (c) 是二冲程柴油机示功图。

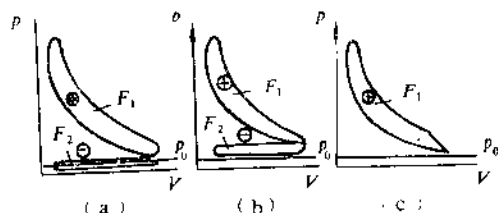


图 1-2-3 柴油机的 p - V 示功图

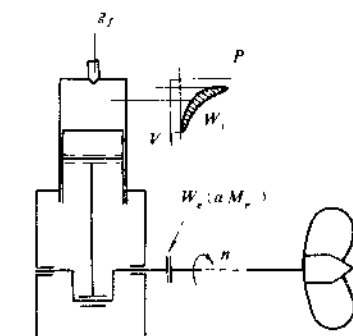


图 1-2-2 单缸柴油机测定能量转换示意图

从图 (a) 及图 (b)、(c) 中可以看出, 在示功图上有两个闭合面积: 一个是示功图高压部分面积 F_1 , 另一个是示功图低压部分面积 F_2 , 即由进、排气过程所围成的闭合面积。面积 F_1 即为柴油机每一个循环的指示功 W_i ; 面积 F_2 表示泵气功, 根据机型和工况的不同, 它可能是正值也可能是负值。但无论泵气功为正或为负, 在计算

时都要把它放在机械损失内去考虑。

有了示功图以后, 即可利用计算机程序经计算机算出闭合面积并换算出指示功, 或利用面积仪量出闭合面积, 然后乘以图形的比例, 即可求出相应的指示功。

$$W_i = F_1 ab \quad (1.2.1)$$

式中 F_1 为示功图的高压闭合面积; a 为示功图纵坐标比例; b 为示功图横坐标比例。多缸机的总指示功为各缸指示功之和。

2. 平均指示压力 (指示比功) p_i

指示功是表示气缸内在一个循环中所获得指示功的数量。因为它和气缸尺寸的大小有关, 所以不能作为气缸内做功强度的指标。为此, 需要引出另一个代表单位气缸容积所做指示功的参数, 即指示比功, 通常称为平均指示功压力 p_i 。其定义为每一个循环相应于每个单位气缸工作容积所完成的指示功。按此定义, 平均指示压力的表达式应为:

$$p_i = W_i / V_h \quad (1.2.2)$$

若 W_i 用千焦 (kJ) 作单位, V_h 用升 (l) 作单位, 则

$$p_i = W_i / V_h \quad (\text{MPa}) \quad (1.2.3)$$

从物理概念上看, p_i 与理想循环中的比功 p_i 相同。但是它们的量纲与压力单位相同, 故也可把平均指示压力 p_i 看成是一个假想的不变的压力作用在活塞上, 在一个冲程内所做之功恰好等于循环的指示功。由于 p_i 排除了气缸容积的影响, 因而就成为一个用以比较各种类型柴油机动力性能的指标。

柴油机在标定工况时, p_i 值一般在下列范围内:

四冲程无增压柴油机 0.638 ~ 0.981 MPa

四冲程增压柴油机 0.785 ~ 3.2 MPa (个别超过 3.9 MPa)

二冲程柴油机 0.8 ~ 1.7 MPa

3. 指示功率 N_i

柴油机的指示功率为整机在单位时间内所做的指示功。已知

$$W_i = p_i V_h = p_i F S \quad (1.2.4)$$

式中 F 为活塞顶面积; $F = \frac{\pi}{4} D^2$ (D 为活塞直径); S 为冲程长度。

故柴油机的指示功率计算公式为:

$$N_i = \frac{2 p_i V_h n i}{\tau} \quad (\text{W}) \quad (1.2.5)$$

式中 p_i 为平均指示压力 (Pa); V_h 为每缸工作容积 (m^3); n 为转速 (s^{-1}); τ 为循环冲程数, 四冲程 $\tau = 4$, 二冲程 $\tau = 2$; i 为气缸数。

在实际应用时, 一般采用 p_i (MPa), V_h (l), n (rpm), 代入上式可得

$$N_i = \frac{p_i V_h n i}{30 \tau} \quad (\text{kW}) \quad (1.2.6)$$

对于四冲程柴油机

$$N_i = \frac{p_i V_h n i}{120} \quad (\text{kW}) \quad (1.2.6a)$$

对于二冲程柴油机

$$N_i = \frac{p_i V_h n i}{60} \quad (\text{kW}) \quad (1.2.6b)$$

4. 指示热效率 η_i

指示热效率的定义是: 指示功与为得到这部分指示功所消耗的燃油热值之比。它表明气缸中将燃油的化学能转变为指示功的有效程度。按定义, 表达式应为

$$\eta_i = \frac{W_i}{g_f H_u} \quad (1.2.7)$$

式中 W_i 为指示功热当量 (kJ); g_f 为每缸每循环耗油量 (kg); H_u 为燃油低热值 (kJ/kg)。

5. 指示耗油率 (或称指示比油耗) g_i

指示耗油率 g_i 是每得到一个单位指示功所消耗的油量。它可直接由柴油机上所测得的功率数及小时耗油量求得。

$$g_i = G_f / N_i \quad (\text{kg/kW} \cdot \text{h}) \quad (1.2.8a)$$

或

$$g_i = (G_f / N_i) 10^3 \quad (\text{g/kW} \cdot \text{h}) \quad (1.2.8b)$$

式中 G_f 为整机每小时耗油量 (kg/h); N_i 为整机指示功率 (kW)。

指示耗油率 g_i 和指示热效率 η_i 都是表示经济性的参数, 根据 (1.2.7) 和 (1.2.8a) 两式, 可得两者之间的关系为:

$$\eta_i = \frac{3.6 \times 10^6}{g_i H_u} \quad (g_i \text{ g/kW} \cdot \text{h}) \quad (1.2.9)$$

其中 3.6×10^3 (kJ/kW·h) 为 1 kW·h 的热当量。

公式 (1.2.9) 指明指示热效率 η_i 与指示耗油率 g_i 的倒数成正比。

柴油机在标定工况时的指示热效率的数值在下列范围之内：

	η_i	$g_i \text{ g/kW} \cdot \text{h}$
四冲程柴油机	0.43 ~ 0.50	204 ~ 163
二冲程柴油机	0.40 ~ 0.50	218 ~ 177
低速涡轮增压柴油机可达	0.60	141

二、有效参数

有效参数是指曲轴输出端的动力参数和经济性参数，它表示了柴油机中从燃油化学能转变为曲轴输出端有效功的全部能量转换数量和效率的一组参数。

与指示参数相类似，有效参数包括有效功率，平均有效压力，有效热效率和有效耗油率等，现具体介绍如下：

1. 有效功率 N_e

有效功率就是整台柴油机在单位时间内所能输出的有效功，其单位用千瓦 (kW)，原工程制用马力 (ps)。实际柴油机的有效功率是根据测功器、扭力仪或所带负荷测出，这时，可按下式计算出柴油机的有效功率。

$$N_e = M_e \frac{2\pi n}{60} 10^{-3} = \frac{M_e n}{9550} \quad (\text{kW}) \quad (1.2.10)$$

式中 M_e 为所测柴油机输出的有效扭矩 (N·m)； n 为柴油机的转速 (rpm)。

2. 平均有效压力 p_e

平均有效压力 p_e 的定义是整台柴油机平均每个单位气缸工作容积在一个循环中所输出的有效功。它是实际工作中最常用的动力性能指标之一。

平均有效压力 p_e 和平均指示压力 p_i 一样，也是表示单位气缸工作容积的作功强度，但它所指的是有效功，而平均指示压力 p_i 所指的是指示功。另在测定和计算数值的方法上，也与平均指示压力 p_i 不同，后者是根据由各缸测绘的示功图所求得的循环指示功 W_i 计算而得，整机指示功率是由各缸的指示功相加计算而得；而平均有效压力只能由所测得的整机有效功率 N_e 计算而得，根据 (1.2.6) 式可导出

$$N_e = \frac{p_e V_h n i}{30 \tau} \quad (\text{kW}) \quad (1.2.11)$$

反推出

$$p_e = \frac{30 \tau N_e}{V_h n i} \quad (\text{MPa}) \quad (1.2.12)$$

式中 n 为转速 (rpm)； V_h 为气缸工作容积 (l)； N_e 为有效功率 (kW)。

在标定工况下，平均有效压力数值范围一般为：

四冲程无增压柴油机	0.35 ~ 0.80 MPa
二冲程无增压柴油机	0.50 ~ 0.65 MPa
四冲程增压柴油机	0.75 ~ 3.00 MPa (个别已超过 4.0 MPa)
二冲程增压柴油机	0.70 ~ 1.50 MPa

3. 升功率 N_L

升功率 N_L 是指相应于柴油机平均每升气缸工作容积在标定工况下所发出的有效功率, 即

$$N_L = \frac{N_e}{i V_h} \quad (\text{kW/l}) \quad (1.2.13)$$

式中 N_e 为有效功率 (kW); V_h 为气缸工作容积 (l)。

将 (1.2.11) 式代入 (1.2.13) 式可得

$$N_L = \frac{p_e n}{30 \tau} \quad (\text{kW/l}) \quad (1.2.14)$$

由上式可明显看到, 升功率与平均有效压力 p_e 和转速 n 的乘积成正比。它不仅与每个单位容积每循环输出有效功的强度有关, 而且与单位时间内完成的循环次数有关, 因此它是对气缸工作容积利用率总的评价。 N_L 数值越大, 柴油机强化程度越高, 相应的柴油机尺寸一般就越小。一些高速船舶, 为了达到功率大、重量和尺寸轻小的要求, N_L 数值较高。

目前柴油机的 N_L 值一般在下列范围内:

船用高速柴油机 18.4 ~ 29.5 (kW/l)

船用中速柴油机 3.70 ~ 7.35 (kW/l)

4. 有效热效率 η_e

有效热效率 η_e 是指有效功与为得到这部分有效功所消耗的燃油热值之比。它表明整个能量转换过程中能量转换的有效程度。按图 1-2-2 所示, 有效热效率 η_e 应为:

$$\eta_e = \frac{W_e}{g_f H_u} \quad (1.2.15)$$

5. 有效耗油率 g_e

有效耗油率 g_e 是指每得到一个单位有效功所消耗的燃油量。其单位一般用千克/千瓦小时 (kg/kW·h)。

若所测得整机有效功率为 N_e (kW), 每小时耗油量为 G_f (kg/h), 则

$$g_e = \frac{G_f}{N_e} \quad (\text{kg/kW} \cdot \text{h}) \quad (1.2.16)$$

有效耗油率是一个应用广泛的代表柴油机经济性指标的参数。有效热效率 η_e 与有效耗油率 g_e 有如下关系:

$$\eta_e = \frac{3.6 \times 10^6}{g_e H_u} \quad (1.2.17)$$

(1.2.17) 式是有效热效率 η_e 与有效耗油率 g_e 之间的换算公式, 也说明有效热效率 η_e 与有效耗油率 g_e 的倒数成正比。

一般柴油机在标定工况下, g_e 和 η_e 值大致在如下范围内:

	g_e g/kW·h	(g/ps·h)	η_e
四冲程无增压柴油机	231 ~ 272	(170 ~ 200)	0.40 ~ 0.30
二冲程无增压柴油机	245 ~ 299	(180 ~ 220)	0.38 ~ 0.30
四冲程增压柴油机	165 ~ 217	(121 ~ 160)	0.50 ~ 0.35
低速增压柴油机可达	156	(115)	0.54

6. 有效扭矩 M_e , 平均有效压力 p_e 和循环射油量 g_f 之间的关系

$$N_e = \frac{M_e n}{9550} = \frac{p_e V_h n i}{30 \tau} \quad (1.2.18)$$

式中 M_e 为有效扭矩 (N·m); p_e 为平均有效压力 (MPa); V_h 为气缸工作容积 (l); n 为转速 (rpm)。

由 (1.2.18) 式求得的有效扭矩应为:

$$M_e = \frac{318.3 p_e V_h i}{\tau} \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (1.2.19)$$

另外, 平均有效压力 p_e 与循环射油量 g_f 应有如下关系:

$$p_e = \frac{W_e}{V_h} = \frac{g_f H_u \eta_e}{V_h} \quad (\text{MPa}) \quad (1.2.20)$$

将 (1.2.20) 式代入 (1.2.19) 式后可得

$$M_e = \frac{318.3 H_u i}{\tau} g_f \eta_e \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

$$\text{即} \quad M_e = k_1 p_e = k_2 g_f \eta_e \quad (1.2.21)$$

$$\text{式中} \quad k_1 = \frac{318.3 V_h i}{\tau}; \quad k_2 = \frac{318.3 H_u i}{\tau}.$$

对于一既定柴油机来说, k_1, k_2 都为常数, 由此可知 M_e, p_e, g_f 之间互成正比, 故都可作为代表柴油机负荷的参数。

三、有效参数与指示参数之间的关系

从能量转换层次来看, 指示参数只反映了气缸内从燃油化学能到指示功的转换过程, 而有效参数则反映了从燃油化学能到有效功的全部转换过程, 差别在于有效参数还反映了从指示功到有效功的机械传递过程。

1 机械传递能量过程中的损失和效率

① 机械损失

今若以 W_m, p_m, N_m 分别表示在机械传递过程中相应于每缸每循环所损失的功、平均机械损失压力和机械损失功率, 即

平均机械损失压力应为:

$$p_m = \frac{W_m}{V_h} \quad (1.2.22)$$

式中 W_m 为循环机械损失功 (kJ); V_h 为气缸工作容积 (l)。

机械损失功率为

$$N_m = \frac{p_m V_h n i}{30 \tau} \quad (\text{kW}) \quad (1.2.23)$$

② 机械效率 η_m

若以 η_m 表示机械传递机械效率, 按定义应为:

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{p_e}{p_i} = \frac{N_e}{N_i} \quad (1.2.24 a)$$

或

$$\eta_m = 1 - \frac{W_m}{W_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i} = 1 - \frac{N_m}{N_i} \quad (1.2.24 b)$$

机械效率 η_m 表明了机械传递过程中, 将指示功转变为有效功的效率。

2. W_e 、 p_e 、 N_e 与 W_i 、 p_i 、 N_i 之间的关系:

由机械损失和机械效率, 可得有效参数与指示参数之间的关系应为

$$W_e = W_i - W_m = W_i \eta_m \quad (1.2.25)$$

$$p_e = p_i - p_m = p_i \eta_m \quad (1.2.26)$$

$$N_e = N_i - N_m = N_i \eta_m \quad (1.2.27)$$

3. η_e 与 η_i 之间的关系

根据定义, 可得

$$\eta_e = \frac{W_e}{g_f H_u} = \frac{W_i}{g_f H_u} \cdot \frac{W_e}{W_i} = \eta_i \eta_m \quad (1.2.28)$$

上式说明有效热效率 η_e 等于指示热效率 η_i 和机械效率 η_m 的乘积。

4. g_e 与 g_i 之间的关系

由耗油率的定义可知

$$g_e = \frac{G_f}{N_e} 10^6 = \frac{G_f}{N_i} 10^6 \frac{N_i}{N_e} = \frac{g_i}{\eta_m} \quad (1.2.29)$$

上式说明有效耗油率等于指示耗油率 g_i 与机械效率 η_m 倒数的乘积。

在标定工况下, 机械效率数值的一般范围为:

无增压四冲程柴油机	0.78 ~ 0.85
增压四冲程柴油机	0.80 ~ 0.92
无增压二冲程柴油机	0.70 ~ 0.80
增压二冲程柴油机	0.75 ~ 0.92

第二章 四冲程柴油机的换气过程

柴油机的整个排气和进气过程总称为换气过程。换气过程的基本任务是将气缸内膨胀结束时的废气排出缸外，并将新鲜空气充入气缸，以保证再次喷入缸内的燃油及时完全燃烧所必需的氧气；另外，新气进入缸内时，对受热机件有冷却作用，可以降低其热负荷。所以，换气过程必然对柴油机的燃烧过程，进而对柴油机所能燃烧的油量——作功能力、效率和热负荷等都有很大的影响。

对换气过程的基本要求是：排除废气干净，充填新气充足，为完成换气过程所消耗的功要少。

§ 2.1 四冲程柴油机换气过程进行情况

一、无增压四冲程柴油机的换气过程

四冲程柴油机的换气过程是由排气和进气两个过程所组成。图 2-1-1 为换气系统简图。图 2-1-2 是换气过程中缸内压力的变化及相应的排、进气正时示意图。下面分别对排气和进气过程进行讨论。

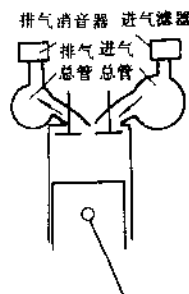


图 2-1-1 四冲程无增压柴油机换气系统简图

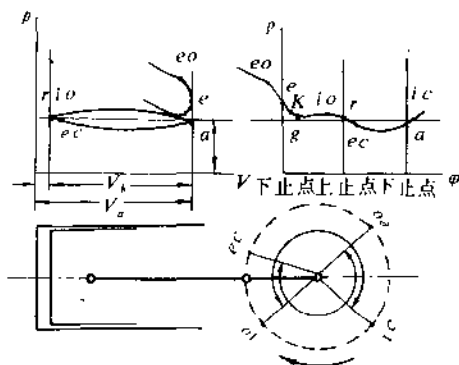


图 2-1-2 四冲程无增压柴油机换气过程示意图

1. 排气过程 (eo-ec)

排气过程是指从膨胀过程末期，活塞尚未到下止点而排气阀已经开始打开（如图 2-1-2 中 eo 点所示）起，直到下止点后排气阀完全关闭（ec 点）的全过程。全程超过 180° 曲轴转角。

按活塞和气阀的运动来看，排气过程可以分为三个阶段，即排气阀开始开到下止点为止的“前期排气”（eo-e），下止点到上止点的“排气行程排气”（e-r）和上止点到排气阀全关的“滞后排气”（r-ec）。排气阀通常在下止点前 $30^\circ \sim 50^\circ$ 曲轴转角开始打开。气阀的开启和废气的流动都不可能瞬间完成，而是需要一个过程。提前开，可以使活塞在开始由下止点上行排气时，气阀已经有了一定的开启面积，减少了流动阻力；同时提前排气也可以使活塞开始由下止点上行时所受压力降低，从而减少了推挤废气的耗功。排气阀通常在上止点后 $10^\circ \sim$