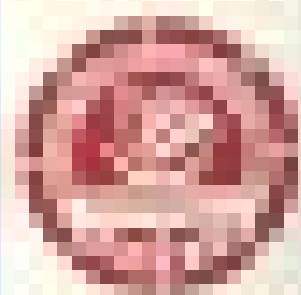


符合 STCW 95 规则要求

杜荣铭 主编
郑克钊 主审

船舶柴油机

大连海事大学出版社



中国科学院图书馆藏

中国科学院
图书馆藏

船舶柴油机



1980年1月出版

符合 STCW 95 规则要求

船舶柴油机

杜荣铭 主编
郑克钊 主审

大连海事大学出版社

(辽)新登字 11 号

图书在版编目(CIP)数据

船舶柴油机/杜荣铭主编. —大连:大连海事大学出版社,1996.12

ISBN 7-5632-1014-8

I. 船… II. 杜… III. 船用柴油机 IV. U664.121

中国版本图书馆 CIP 数据核字(96)第 20781 号

大连海事大学出版社出版

(大连市凌水桥 邮政编码 116026)

鞍山市第三印刷厂印刷

大连海事大学出版社发行

1997 年 2 月第 1 版

1997 年 2 月第 1 次印刷

开本:787×1092 毫米 1/16

印张:25.5

字数:636 千

印数:0001~3000

定价:35.80 元

内 容 提 要

本书共十二章,主要讲述船用大型低速二冲程柴油机和四冲程柴油机的构造、原理、特性和管理,结合典型柴油机讨论其使用、调整和故障处理方法,并对柴油机的燃油系统、柴油机润滑与冷却系统、增压系统、柴油机操纵与监控系统等作了较详细的介绍。

前 言

本书是以 1995 年 12 月高等航海学校航海类专业教学指导委员会下发的“轮机管理专业四年制本科指导性教学计划”为准,参考 STCW 公约 module course 中操作级及管理级关于柴油机课程的要求,并结合我校多年来的教学经验编写的。

本书共十二章,主要介绍了近代船用大型低速二冲程柴油机和中速四冲程柴油机的结构、工作原理、动力系统、使用与管理。在内容上力求理论联系实际,结合新型船舶柴油机讨论其使用、调整、故障及处理,并对燃油处理与燃烧、润滑与冷却、增压与喘振、调速器及调整、柴油机性能、启动换向与操纵、测试与监控、运转管理及应急处理等作了较详细的叙述。此外还对柴油机及轴系的振动与消减作了简要介绍。

本书由杜荣铭教授主编,郑克钊教授主审。第一、三、九章由杜荣铭、于洪亮编写;第二章由孟庆明编写;第四、七、十章由李斌编写;第五、六、十二章由姜培元编写;第八章由许乐平编写;第十一章由彭水生编写。

本书主要作为水运院校轮机管理专业教材,也可供轮机管理人员及船机修造人员阅读。

目 录

第一章 柴油机工作过程	(1)
第一节 柴油机的热力循环.....	(1)
第二节 柴油机的工作过程.....	(6)
第三节 柴油机的性能指标	(13)
第四节 船舶柴油机的类型和发展	(20)
第二章 主要部件	(28)
第一节 燃烧室部件	(28)
第二节 曲柄连杆机构	(54)
第三节 机架、机座和贯穿螺栓.....	(77)
第四节 典型柴油机介绍	(81)
第三章 燃油的喷射与燃烧	(86)
第一节 燃油	(86)
第二节 燃油的喷射和雾化	(98)
第三节 可燃混合气的形成.....	(105)
第四节 燃油的燃烧.....	(109)
第五节 柴油机的排气污染与净化.....	(117)
第六节 喷油设备.....	(120)
第四章 换气与增压	(137)
第一节 柴油机的换气过程.....	(137)
第二节 换气机构.....	(145)
第三节 废气涡轮增压.....	(155)
第四节 废气涡轮增压器.....	(162)
第五节 柴油机废气涡轮增压系统.....	(168)
第六节 增压系统的维护管理及故障排除.....	(174)
第五章 柴油机系统	(178)
第一节 燃油系统.....	(178)
第二节 低质燃油的使用.....	(181)
第三节 润滑系统.....	(184)
第四节 冷却系统.....	(189)
第六章 润滑与冷却	(195)

第一节	润滑和润滑油的性质	(195)
第二节	气缸润滑	(202)
第三节	曲轴箱油润滑	(211)
第四节	柴油机的冷却	(217)
第七章	柴油机及推进轴系的振动	(221)
第一节	活塞、连杆的运动	(222)
第二节	曲柄连杆机构的作用力	(226)
第三节	柴油机的振动与平衡	(232)
第四节	扭摆扭转振动的特性	(245)
第五节	轴系的扭转振动	(249)
第六节	轴系扭转振动的减振措施	(260)
第七节	轴系的纵向振动与消减	(265)
第八章	柴油机特性	(271)
第一节	概述	(271)
第二节	速度特性	(273)
第三节	负荷特性	(277)
第四节	推进特性	(279)
第五节	调速特性	(282)
第六节	限制特性	(282)
第七节	船舶柴油机与螺旋桨的配合	(284)
第八节	船舶柴油机功率和转速使用范围	(287)
第九章	调速和调速器	(290)
第一节	柴油机的调速	(290)
第二节	机械式调速器	(292)
第三节	液压调速器	(295)
第四节	电子调速器	(312)
第五节	调速器的故障与管理	(315)
第十章	起动、换向和操纵系统	(318)
第一节	起动装置	(318)
第二节	换向装置	(326)
第三节	柴油机的操纵系统	(331)
第十一章	示功图测录与柴油机监控	(338)
第一节	示功图的测录	(338)
第二节	柴油机某些运转参数和性能参数的测量	(354)
第三节	柴油机的监控	(364)
第十二章	柴油机运转管理与应急处理	(376)
第一节	备车与机动操纵	(376)
第二节	运转中的管理	(378)
第三节	封缸运行	(382)

第四节	停增压器运转.....	(384)
第五节	拉缸.....	(385)
第六节	敲缸.....	(387)
第七节	扫气箱着火.....	(388)
第八节	曲轴箱爆炸.....	(390)
第九节	烟囱冒火.....	(392)
第十节	连杆螺栓断裂.....	(393)
第十一节	紧急刹车.....	(395)

机

第一章 柴油机工作过程

第一节 柴油机的热力循环

一、柴油机概述

柴油机是内燃机的一种。它的基本工作原理是使燃料以压缩发火方式在发动机的气缸中燃烧,将燃料的化学能转变为热能,从而生成高温、高压的燃气,燃气工质在气缸中膨胀推动活塞作往复运动将热能转变为机械功。活塞的往复运动通过连杆曲柄机构转变为曲轴的回转运动,带动工作机械。由此,柴油机是一种压缩发火的往复式内燃机。燃料的化学能经过燃烧才能转变为热能。为了使燃料获得燃烧所需的空气,柴油机就必须具有获得新鲜空气的过程。在柴油机中,燃油不是靠外界火源点燃的,而是在高温条件(高于燃油自燃温度)下自行发火燃烧的。所以,进入气缸的空气还必须达到足够高的温度。从大气里吸入柴油机气缸中的低温空气是靠活塞的压缩在压缩终点达到足够高的压力和温度。此时,将雾化的燃油喷入高温空气中,就能发火燃烧。由于燃油发火是靠空气的压缩而自燃,所以柴油机又称为压燃式内燃机。

燃油燃烧后放出的大量热能,使燃气的压力和温度急剧升高。此燃气在气缸中膨胀推动活塞作功。膨胀终了时,气体失去了作功能力,变成废气被排出气缸。

总之,燃油在柴油机气缸中燃烧作功,必须通过进气、压缩、燃烧、膨胀和排气五个过程才能实现,由这五个过程组成的全部热力循环过程叫工作过程。包括进气、压缩、膨胀和排气等工作过程的周而复始的循环叫工作循环。图 1-1 所示即为柴油机工作过程示意图。

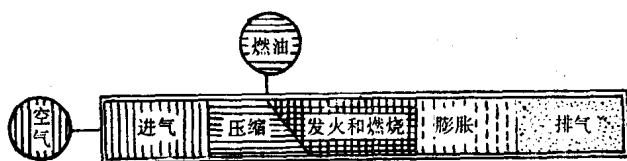


图 1-1 柴油机工作过程示意图

在结构上,上述工作循环中的进气、压缩、燃烧、膨胀和排气各过程,是通过活塞、连杆、曲轴、配气机构和燃油喷射系统等部件之间互相配合的动作来实现的。

表示柴油机工作原理的常用术语有:

(1)上止点(T. D. C.) 活塞在气缸中运动的最上端位置,也就是活塞离曲轴中心线最远的位置。

(2)下止点(B. D. C.) 活塞在气缸中运动的最下端位置,也就是活塞离曲轴中心线最近的位置。

(3)行程(S) 指活塞从上止点移动到下止点间的直线距离。它等于曲轴曲柄半径 R 的两倍($S=2R$)。活塞移动一个行程,相当于曲轴转动 180°CA (曲轴转角)。

(4)缸径(D) 气缸的内径。

(5)压缩室容积(V_c) 活塞在气缸内上止点时,活塞顶上的全部空间(活塞顶、气缸盖底面与气缸套表面之间所包围的空间)容积。亦称气缸余隙容积。如图 1-2 所示。

(6)气缸工作容积(V_h) 活塞在气缸中从上止点移动到下止点时所扫过的容积。见图 1-2。显然:

$$V_h = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot S \quad (1-1)$$

(7)气缸总容积(V_a) 活塞在气缸内位于下止点时,活塞顶以上的气缸全部容积。见图 1-2。显然:

$$V_a = V_h + V_c \quad (1-2)$$

(8)压缩比(ϵ) 气缸总容积与压缩室容积之比值。亦称几何压缩比。

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c} \quad (1-3)$$

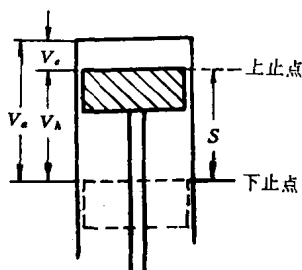


图 1-2 气缸容积

二、柴油机理论循环

在柴油机的实际循环中,燃料的化学能转变为机械功的过程是十分复杂的。例如,在整个循环中工质的质和量不断变化,整个过程是不可逆的,在能量转变中还存在着机械摩擦、泵气、散热及燃烧不完全等一系列必不可免的损失,使确切地描述其实际热力过程变得十分困难。

为了能利用工程热力学的基本理论与公式进行研究,就应根据柴油机实际循环的特征,进行适当简化和抽象化。这种基于工程热力学的基本理论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循环叫做理论循环或理想循环。

通过研究这些理论循环可以:

(1)用简单的公式说明循环中各基本热力参数的关系,以明确提高理论循环热效率 η_i 和平均压力 p_i 的有效途径;

(2)确定循环热效率的理论极限,以判断柴油机循环的完善程度;

(3)有利于比较各种热力循环的经济性和动力性。

根据加热方式的不同,内燃机的理论循环有三种基本形式。如图 1-3 所示。

(1)等容加热循环——Otto 循环(图 a) 由绝热压缩 1-2、等容加热 2-3(加热量 Q_1)、绝热膨胀 3-4 及等容放热 4-1(放热量 Q_2)等过程组成。点燃式内燃机(如汽油机)按此循环工作。

(2)等压加热循环——Diesel 循环(图 b) 与等容循环不同之处仅在于是在等压条件 2-3 下加入热量 Q_1 。早期的空气喷射式柴油机按此循环工作。现代高增压柴油机亦有向此循环发展的趋势。

(3)混合加热循环——Sabathe 循环(图 c) 是在等容加热 2-3 与等压加热 3-4 混合加热条件下加入热量 $Q_1(Q'_1 + Q''_1 = Q_1)$ 。一般的无气喷射(airless injection)柴油机按此循环工作。

由工程热力学可知,理论循环示功图所包围的面积如图 1-3(c) 所示,1-2-3-4-5-1 即为一个循环所作的理论功 W_{th} 。该理论循环的热效率 η_i 与平均压力 p_i 的计算公式为:

$$\eta_i = 1 - \frac{\lambda \rho^{\lambda} - 1}{\epsilon^{\lambda-1} [(\lambda - 1) + k \lambda (\rho - 1)]} \quad (1-4)$$

$$p_i = \frac{W_{th}}{V_h} = \frac{p_a \cdot q_l}{RT_a} \cdot \eta_i \quad (1-5)$$

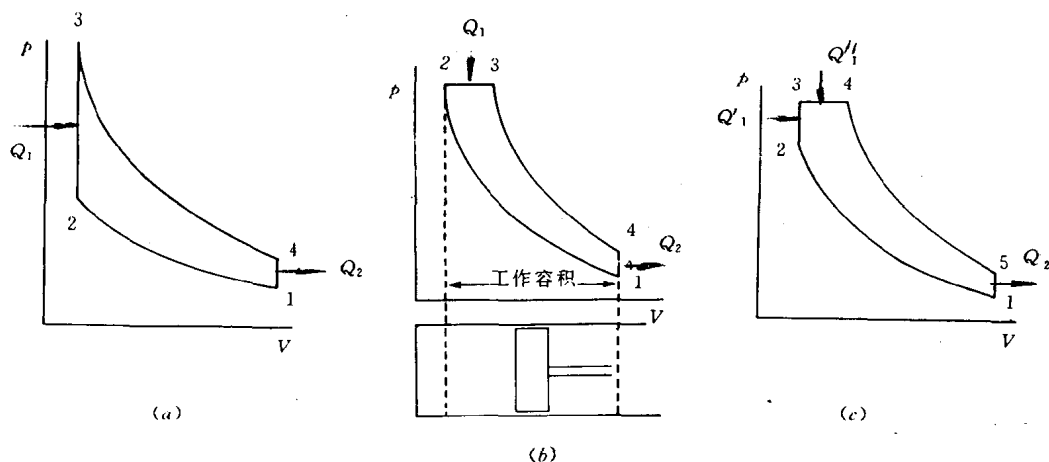


图 1-3 理论循环示功图

式中: ϵ ——压缩比, $\epsilon = V_a/V_c$;

λ ——压力升高比, $\lambda = p_z/p_c$;

ρ ——初期膨胀比, $\rho = V_z/V_c$;

k ——工质绝热指数;

p_a ——压缩始点压力;

T_a ——压缩始点温度;

q_i ——单位质量工质吸入热量;

R ——气体常数。

由式(1-4)和式(1-5)可知,混合加热循环的理论热效率 η_t 随压缩比 ϵ 、压力升高比 λ 和绝热指数 k 的增加而提高,随初期膨胀比 ρ 的减小而提高。理论循环的平均压力 p_i 随 p_a 、 q_i 、 η_t 的提高和 T_a 的降低而增加。这些结论对柴油机性能改进有重要意义,一直指导着柴油机的发展。

由上述三种理论循环热效率的比较可知,若循环加热量 Q_1 与循环最高压力 p_z 相同。则等压加热循环的热效率最高,混合加热循环次之;若 Q_1 与 ϵ 相同,则等容加热循环的热效率最高,混合加热循环次之。当代高增压柴油机的最高爆发压力 p_z 已经达到了相当高的限度(如 15MPa),显然这种限制最高爆发压力的柴油机以等压燃烧循环的工作热效率最高。

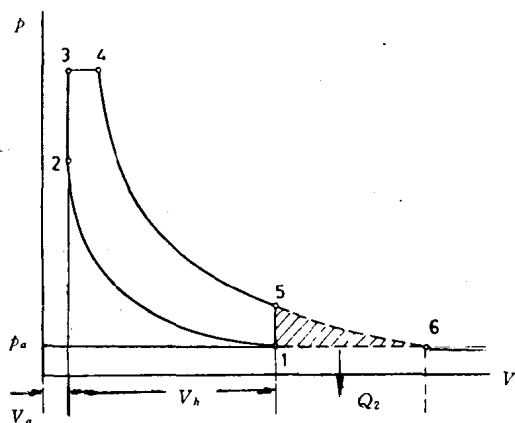


图 1-4 继续膨胀混合加热循环

上述三种理论循环中,工质只绝热膨胀到 5 点,然后等容放热(相当于排入大气),由此必然损失部分排气能量。若使工质由 p_z 一直膨胀到进气压力 p_a ,即在 5 点以后继续绝热膨胀到 6 点(如图 1-4 所示),然后等压放热 Q_2 (6-1),这种循环称继续膨胀循环(图示为继续膨胀混合加热循环)。显然此种循环比前述三种循环更

完善。此循环即为涡轮增压柴油机理论循环(相当于柴油机与燃气轮机联合工作),称修正阿特金森(Atkinson)循环。在柴油机气缸内如实现此种循环,气缸必须做得很长,采用柴油机与燃气涡轮联合工作可合理解决此问题:气缸内膨胀 4-5,燃气涡轮内膨胀 5-6。

三、柴油机实际循环

柴油机的实际循环存在着许多不可避免的损失,使它不可能达到理论循环的热效率 η_i 和平均压力 p_i 。工质是实际混合气,以燃烧加热和排气放热,并计及各种热力损失的实际工作循环称实际循环。为了改善实际循环,减少与理论循环指标上的差距,应分析两种循环之间的差异和引起各项损失的原因。

图 1-5 为非增压四冲程柴油机的理论循环与实际循环示功图。图中 $a_1c_1y_1z_1b_1a_1$ 为理论循环示功图, ac_1czbdr_a 为实际循环示功图。二者输入热量相同。由图可知,两者的差异如下:

1. 工质的影响

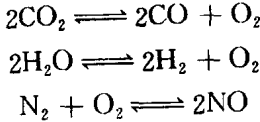
理论循环中的工质是理想气体,而实际循环中的工质是空气和燃烧产物,所以产生如下影响:

(1)工质的成分变化。在柴油机中,燃烧前的工质是新鲜空气和上一循环残留在压缩容积里的燃烧气体的混合物;燃烧后,工质成为燃烧产物,其各个时期的成分也是变化着的,不仅与燃料成分有关,而且还与过量空气系数和燃烧温度有关。

(2)工质比热的变化。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(CO_2 、 H_2O 、 SO_2)的比热值又要比双原子气体(O_2 、 N_2 、空气)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,再加上最高燃烧温度很高(可达 $1800\text{K} \sim 2200\text{K}$),故实际循环中,工质的比热必然随温度的升高而

增大。这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时低得多,其结果是实际循环的热效率低,作功能力下降。工质比热的变化对循环的影响显著。

(3)工质的高温分解。当温度超过 1000°C 时,实际工质的燃烧产物将陆续以一定的数值发生高温分解,与此同时吸收相当热量保持化学平衡。即在高温时引起如下的可逆反应:



高温分解的程度与压力和温度有关,在高温低压时反应向右进行,并吸收热量,在膨胀行

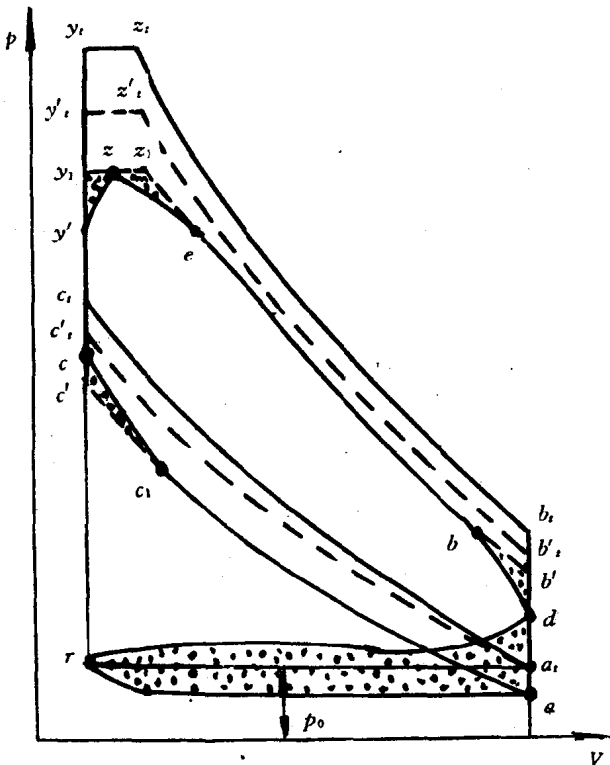


图 1-5 非增压柴油机理论循环与实际循环 p - V 图的比较示意图

程中由于温度降低,反应向左进行而放出热量。高温分解需要吸收热量,使燃烧阶段的压力、温度增加较少,也使实际循环的热效率和作功能力下降。

(4)工质分子数的变化。燃油在气缸中燃烧后使工质的分子数增加,不同柴油机在全负荷时的过量空气系数 α 在1.2~2.0之间,分子变更系数(工质燃烧后与燃烧前摩尔数的比值)约为1.03~1.055,这对提高柴油机的效率是有利的,但影响极小。

上述工质影响因素使示功图变为 $a_1c_1'y_1'z_1'b_1'a_1$ 。

2. 气缸壁的传热损失

在实际循环中,柴油机的工质与缸壁之间始终存在着热量交换。例如在压缩过程初期,气缸壁温度较高使空气被加热;而在后期,由于气体温度超过了缸壁温度,便发生从气体到缸壁的相反的热量传递。实际压缩过程是一个多变过程,平均压缩多变指数 n_1 约为1.32~1.37(低速增压柴油机)。实际压缩过程的热量交换总趋势是缸内工质向缸壁散热。此外,由于流动阻力使 p_a 低于大气压力而使整个压缩线 ac' 处于理论线 a_1c_1 之下。

膨胀过程是一个更加复杂的多变膨胀过程。在膨胀初期由于后燃现象以及原在高温时已分解的燃烧产物的重新复合反应,使缸内工质为加热膨胀;在膨胀后期,由于后燃结束及复合反应的减弱使工质为散热膨胀。整个膨胀过程是一个以平均膨胀多变指数 n_2 为代表的多变膨胀过程,通常 n_2 约为1.15~1.30,即整个膨胀过程是一个工质被加热的多变过程。

考虑到实际循环中的热交换、气体流动以及漏气等项损失,其示功图变为 $ac'y_1z_1b'a$ 。

3. 换气损失

理论循环中是混合加热(图1-5上的 $c_1y_1z_1$)和等容放热(b_1a_1),无需进行工质的替换。而实际循环必须排出废气和吸入新鲜空气。在排气过程中,为了减少排气消耗的功,其排气阀总是提前开启,让废气在下止点前 b 点就开始逸出(沿 bd),减少了一部分有用功面积($bb'db$),称膨胀损失功。但由于排气背压下降,从而使活塞推出废气时的排气功减少,即使排气耗功 dra_1d 的面积减少。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吸入,故 p_a 小于 p_0 ,即压缩始点 a 低于 a_1 点。 raa_1r 为吸气消耗的功。面积 $bb'db$ 、面积 dra_1d 与面积 raa_1r 之和就是实际循环的换气损失。其中,排气耗功与吸气耗功之和称泵气功。

4. 时间损失

在实际柴油机中,由于燃烧的速度是有限的,活塞具有高速的运动以及有一定的供油提前角,这都使燃烧过程偏离了理论的等容和等压过程,增加了压缩消耗功和减少了膨胀有用功,在示功图上出现了如图1-5上止点附近 $c_1c'cc_1$ 和 $y'y_1zy'$ 所示的所谓时间损失。

5. 燃烧损失

燃烧损失是指后燃和不完全燃烧所引起的损失。

在理论循环中,全部热量是在 z_1 点以前输入完毕。但在实际循环中,当接近 z 点时,由于氧气浓度的降低,引起燃烧速度的降低,因而直到膨胀线 e 点以前还在继续燃烧,这就是后燃现象。面积 zz_1ex 表示后燃损失。 e 点的位置取决于可燃混合气形成的完善性、供油规律、过量空气系数和柴油机转速等一系列因素,一般大约处于上止点后 $40^\circ\sim 70^\circ$,甚至拖至排气阀打开之时。

由于空气不足,或混合物形成不良造成的不完全燃烧,使燃料的热值未充分利用,则促使燃烧膨胀线的位置下移,产生不完全燃烧损失。

6. 泄漏损失

气阀处的泄漏可以完全防止,但活塞环处的泄漏却无法避免。不过在良好的磨合状态下,其泄漏量约为气缸内工质总重的 0.2%。通常,漏气损失可并入热交换损失中。

在上述各项损失中,工质影响是不可避免的。对实际循环损失影响较大的还有传热损失、换气损失和燃烧损失。由于上述各项损失的存在,使实际循环的热效率明显下降。如一台非增压四冲程柴油机的压缩比 $\epsilon=13$,过量空气系数 $\alpha=2$,最高爆发压力 $p_t=5\text{MPa}$,其理论循环热效率 $\eta_t=61\%$,而实际循环热效率降低到 45%,仅为理论循环热效率的 74%。

第二节 柴油机的工作过程

一、四冲程柴油机工作原理

若柴油机工作循环的五个过程是通过进气、压缩、膨胀和排气四个行程(720°CA)来实现的,这种柴油机就叫做四冲程柴油机。

图 1-6 所示的四个简图,分别表示四个行程进行的情况以及活塞、曲轴、气阀等部件的有关动作位置。

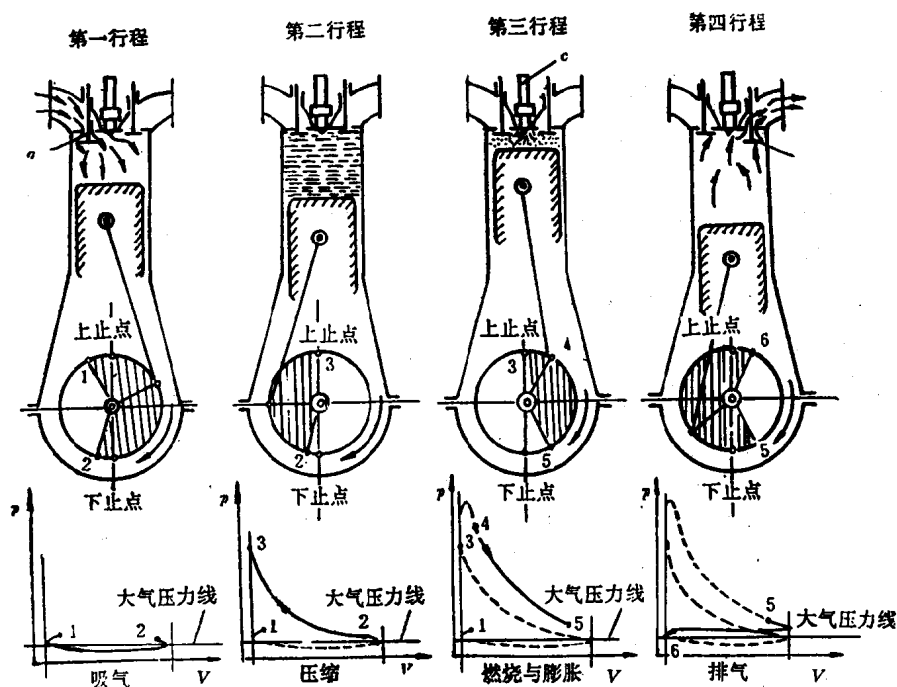


图 1-6 四冲程柴油机的工作原理示意图

第一行程——进气行程,空气进入气缸时相应的活塞行程。

活塞从上止点下行,进气阀 a 打开。由于气缸容积不断增大,缸内压力下降,依靠气缸内与大气的压差,新鲜空气经进气阀被吸进气缸。进气阀一般在活塞到达上止点前即提前打开(曲柄位于点 1),下止点后延迟关闭(曲柄位于点 2),曲轴转角 φ_{1-2} (图中阴影线所占的角度)表示进气持续角,约为 $220^\circ\text{CA}\sim 250^\circ\text{CA}$ 。

第二行程——压缩行程,工质在气缸内被压缩时相应的活塞行程。

活塞从下止点向上运动,自进气阀 a 关闭(点2)才开始压缩,一直到上止点(点3)为止。第一行程吸入的新气,经压缩后,压力增高到 $3\text{MPa}\sim 6\text{MPa}$,温度升高到 $600^{\circ}\text{C}\sim 700^{\circ}\text{C}$ (燃油的自燃温度为 $210^{\circ}\text{C}\sim 270^{\circ}\text{C}$)。压缩终点的压力和温度分别用符号 p_c 和 t_c 表示。在压缩过程的后期由喷油器(c)喷入气缸的燃油,与高温空气混合、加热,并自行发火燃烧。曲轴转角 φ_{2-3} 表示压缩过程,约为 $140^{\circ}\sim 160^{\circ}$ 。

第三行程——燃烧和膨胀行程,工质在气缸内燃烧膨胀时相应的活塞行程。

活塞在上止点附近,由于燃油强烈燃烧,使气缸内的压力和温度急剧升高,压力约达 $5\text{MPa}\sim 8\text{MPa}$,甚至高达 15MPa 以上。温度约为 $1400^{\circ}\text{C}\sim 1800^{\circ}\text{C}$,或更高些。燃烧的最高压力和最高温度分别用 p_z 和 t_z 表示。高温高压的燃气(作功的工质)膨胀推动活塞下行而作功。由于气缸容积逐渐增大,压力下降,在上止点后某一时刻(点4)燃烧基本完成。膨胀一直到排气阀 b 开启时结束,膨胀终了时的气缸内气体压力 p_b 约为 $250\text{kPa}\sim 450\text{kPa}$,气体温度 t_b 约为 $600^{\circ}\text{C}\sim 700^{\circ}\text{C}$ 。与进气阀相同,排气阀 b 总是在下止点前提早开启(点5)。曲轴转角 φ_{3-4-5} 表示燃烧和膨胀过程。

第四行程——排气行程,废气从气缸内排出时相应的活塞行程。

在上一行程末,排气阀 b 开启时活塞尚在下行,废气靠气缸内外压力差经排气阀排出。当活塞由下止点上行时,废气被活塞推出气缸,此时的排气过程是在略高于大气压力(约 1.05 至 1.1 大气压)且在压力基本不变的情况下进行的。排气阀一直延迟到上止点后(点6)才关闭。曲轴转角 φ_{5-6} 表示排气持续角,约为 $230^{\circ}\sim 260^{\circ}$ 。

进行了上述的四个行程,柴油机就完成了一个工作循环。当活塞继续运动时,另一个新的循环又按同样的顺序重复进行。

四冲程柴油机每完成一个工作循环,曲轴要回转两转。每个工作循环中只有第三行程(膨胀行程)是作功的,其它三个行程都是为膨胀行程服务的,都需要外界供给能量。柴油机常做成多缸的,这样,进气、压缩、排气行程的能量可由其它正在作功的气缸供给。如果是单缸柴油机,那就由较大的飞轮供给。

图1-6下方的 $p-V$ 图表示出一个工作循环内气缸中气体压力随活塞位移(即气缸容积)而变化的图形。工作循环各过程线的综合,就构成了四冲程柴油机的示功图。在过程进行时,气缸内气体的压力和容积是同时变化的。 $p-V$ 示功图可用来研究柴油机工作过程进行的情况,并且可用来计算柴油机一个工作循环的指示功。

四冲程柴油机的进、排气阀的启闭都不正好在上、下止点,而是在上、下止点前后某一时刻。它们的开启持续角均大于 180°CA 。进、排气阀在上、下止点前后启闭的时刻称为气阀正时,通常气阀正时用距相应止点的曲轴转角($^{\circ}\text{CA}$)表示。用曲轴转角表示气阀正时的圆图称气阀正时圆图,如图1-7所示。

在图1-7中,进气阀在上止点前点1开启,在下止点后点2关闭。其与相应止点的夹角 φ_1 、 φ_2 分别称进气提前角、进气滞后角。排气阀在下止点前点5开启,在上止点后点6关闭,其与相应止点的夹角 φ_3 、 φ_4 分别称为排气提前角、排气滞后角。气阀提前开启与延后关闭是为了将废

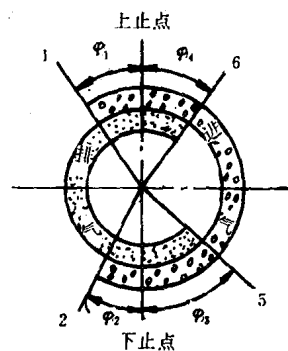


图 1-7 气阀正时圆图

气排除干净并增加空气的吸入量,以利于燃油的燃烧,另外还可减少排气耗功。因此,气阀正时是影响四冲程柴油机作功的重要因素。

由图 1-7 尚可看出,在上止点前后进气阀与排气阀同时开启着,同一气缸的进、排气阀在上止点前后同时开启的曲轴转角称为气阀重叠角。在气阀叠开期间,进气管、气缸、排气管连通,此时利用废气的流动惯性,除可避免废气倒冲入进气管外,尚可抽吸新鲜空气进入气缸,并利用此压力差在将新气吸入气缸的同时将燃烧室内的废气扫出气缸,实现所谓燃烧室扫气。此时不但可提高换气质量,还可利用进气冷却燃烧室有关部件。因而,四冲程柴油机均有一定的气阀重叠角,而且增压柴油机的气阀重叠角均大于非增压机。如表 1-1 所示。

四冲程柴油机气阀重叠角 表 1-1

名 称	非 增 压		增 压	
	开 启	关 闭	开 启	关 闭
进气阀	上止点前 $15^{\circ}\sim 30^{\circ}$	下止点后 $10^{\circ}\sim 30^{\circ}$	上止点前 $40^{\circ}\sim 80^{\circ}$	下止点后 $20^{\circ}\sim 40^{\circ}$
排气阀	下止点前 $35^{\circ}\sim 45^{\circ}$	上止点后 $10^{\circ}\sim 20^{\circ}$	下止点前 $40^{\circ}\sim 55^{\circ}$	上止点后 $40^{\circ}\sim 50^{\circ}$
重叠角	$25^{\circ}\sim 50^{\circ}$		$80^{\circ}\sim 130^{\circ}$	

二、二冲程柴油机工作原理

用活塞的两个行程完成一个工作循环的柴油机叫做二冲程柴油机。

在四冲程柴油机中新气的吸入与废气的排出均依靠活塞的抽吸与推挤作用(各占有一个多活塞行程)。在二冲程柴油机中没有单独的进气与排气过程,其进气与排气过程几乎重叠在下止点前后约 $120^{\circ}\text{CA}\sim 150^{\circ}\text{CA}$ 内同时进行。因此在结构上,二冲程柴油机必须采用气缸套下部扫气口—排气口,或气缸套下部扫气口—气缸盖上排气阀的换气机构,而且还必须设置一个专门的扫气泵以提高进气压力,使进气能从扫气口进入气缸并清扫废气出气缸。由此可把进、排气过程(换气过程)缩减到下止点前后的部分行程中完成。

图 1-8 为一种二冲程柴油机工作原理图。该柴油机使用由柴油机带动的罗茨式扫气泵,采

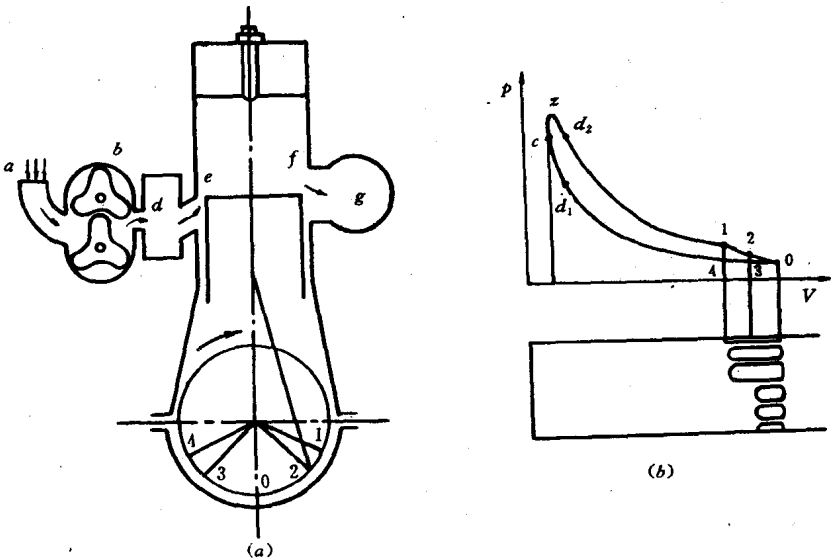


图 1-8 二冲程柴油机工作原理示意图