

涡轮增压柴油机热力过程模拟计算

顾 宏 中 著

上海交通大学出版社

内 容 简 介

本书主要讲述气缸内热力过程及进排气管热力过程计算、涡轮增压器简化计算、进排气系统不定常流计算及瞬态特性模拟计算等,使读者对涡轮增压柴油机热力过程及性能的模拟计算有一个完整的必要的知识。

本书可作为大学“船舶动力机械”或“内燃机”专业本科生和硕士研究生相应课程的参考教材,也可供有关工厂与研究所工程技术人员参考。

涡轮增压柴油机 热力过程模拟计算

顾 宏 中 著

上海交通大学出版社出版
上海淮海中路1984弄19号
新华书店上海发行所发行
常熟文化印刷厂排版印装

开本: 787×1092 毫米 1/16 印张: 10.25 字数: 254,280
1985年1月第一版 1985年1月第一次印刷
印数: 1—4000

统一书号: 13324·0004 科技新书目: 75·205

定价: 1.95 元

前 言

《涡轮增压柴油机热力过程模拟计算》一书是根据“船舶动力机械”专业选修课的要求进行编写的。可作为攻读“柴油机性能”硕士研究生的相应课程参考教材，亦可作为“内燃机”专业选修课的参考教材及有关工厂与研究所工程技术人员的参考书。

本书的主要内容是讲述柴油机气缸内的热力过程计算、进排气管内的热力过程计算、涡轮增压器及中冷器的简化计算法，同时还介绍了进排气系统中不定常流的计算方法及涡轮增压柴油机瞬态特性模拟计算。并附有一些实例及各相应部分的电算源程序框图，使读者对当代涡轮增压柴油机的热力过程及配合性能模拟计算有一个较完整的必要的知识。

本书是根据作者近年来的研究工作及国内外的相应资料编写而成，初稿已在大学本科生选修课及研究生班中使用过两次，并作了修改。在编写过程中，郭中朝及盛涤新同志做了不少具体工作，在此表示感谢。由于该书涉及的领域较广，编写时间不长，错误在所难免，希读者指正。

编 著 者 1983年6月

工程单位制与国际单位制的换算

近年来,国内外不少技术书刊和资料已经采用国际单位制,但由于一些内燃机的测试设备和人们的习惯,仍常常用工程单位制,或两者同时标出,故本书仍采用工程单位制。但为了便于参照,下面附有内燃机的常用参数单位换算表。

常用参数单位换算表

参 数	单 位		换 算 关 系
	国际单位制	工程单位制	
力	牛顿, N	公斤, kg	1 kg=9.80665 N
压 力	牛顿/米 ² , N/m ²	公斤/厘米 ² , kg/cm ²	1 kg/cm ² =98066.5 N/m ²
重量密度	N/m ³	kg/m ³	1 kg/m ³ =9.80665 N/m ³
质量密度	kg/m ³	公斤·秒 ² /米 ⁴ , kg·sec ² /m ⁴	1 kg·sec ² /m ⁴ =9.80665 kg/m ³
热 量	焦耳, J	卡, cal	1 cal=4.187 J
比 热	焦耳/公斤·度, J/(kg·deg)	千卡/公斤·度, kcal/kg·deg	1 kcal/(kg·deg)=4187 J/(kg·deg)
气体常数 R	J/(kg·deg)	kg·m/(kg·deg)	1 kg·m/(kg·deg)=9.80665 J/(kg·deg)
通用气体常数	J/(kmol·deg)	kg·m/(kmol·deg)	1 kg·m/(kmol·deg)=9.80665 J/(kmol·deg)
功	焦耳, J	kg·m	1 kg·m=9.80665 J
扭 矩	N·m	kg·m	1 kg·m=9.80665 N·m
功 率	千瓦, kW	马力, HP	1 HP=0.736 kW
油 耗 率	g/(kW·hr)	g/(HP·hr)	1 g/(HP·hr)=0.736 g/(kW·hr)
传热系数	kJ/(m ² ·hr·deg)	kcal/(m ² ·hr·deg)	1 kcal/(m ² ·hr·deg)=4.187 kJ/(m ² ·hr·deg)
温 度	℃, K	℃, K	—
容 积	m ³	m ³	—
比 容	m ³ /kg	m ³ /kg	—
时 间	秒, sec	秒, sec	—

主 要 符 号

- a ——音速;
 A ——音速,热功当量,惯性系数;
 B_f ——到计算时刻喷入气缸中已燃油量;
 c_o ——涡轮中绝热膨胀得到的理论速度;
 c_v ——定容比热;
 c_p ——定压比热;
 c_m ——活塞平均速度;
 D ——缸径;
 D_v ——阀盘内径;
 E ——弹簧恢复力;
 f ——管道摩擦系数,干摩擦力;
 F ——截面积;
 F_T ——当量喷嘴面积;
 $F_{r,0}$ ——当量面积;
 g_o ——有效油耗率;
 g_f ——每循环每缸燃油量;
 G_s ——空气流量;
 G_T ——废气流量;
 G_o ——气缸充量;
 h_o ——气阀升程;
 H_u ——柴油低发热量;
 i ——气缸数;
 I ——焓;
 J ——刚体转动惯量;
 K ——绝热指数,气体热传导系数;
 L_o ——理论燃烧一公斤柴油所需空气量;
 m ——燃烧品质指数;
 M_o ——燃烧产物分子量;
 M ——马赫数,作用力矩;
 M_a ——空气的分子量;
 n ——转速;
 N_o ——功率;
 P_{max} ——气缸爆发压力;
 P_o ——平均有效压力;

P_{10} ——涡轮排气背压;
 P_o ——大气压力;
 P_m ——平均机械损失压力;
 P_i ——平均指示压力;
 P_r ——泼拉脱数;
 Q_w ——冷却水带走的热量;
 Q_p ——预混合燃烧的燃料分数;
 Q_d ——扩散燃烧的燃料分数;
 Q_{ee} ——排气道中散热量;
 Re ——雷诺数;
 R ——气体常数;
 S ——行程;
 T ——温度;
 T_o ——大气温度;
 T_{vu} ——排气阀下底面温度;
 T_{vs} ——排气阀锥面的温度;
 T_{DS} ——进气阀锥面温度;
 T_K ——增压器出口气体温度, 冷却液温度;
 T_{KP} ——高压级压气机进口温度;
 T_{cwo} ——中冷器冷却水温度;
 T_{Tf} ——以流量的平均温度;
 T_{Ts} ——以时间的平均温度;
 u ——气流速度, 内能;
 V_s ——气缸排量;
 V_{K1}, V_{K2}, V_{K3} ——替代热传导系数;
 W_{Tad} ——涡轮理论膨胀功;
 W_{TD} ——燃气的指示功;
 W_T ——涡轮转子传给轴的功;
 W_K ——压气机功;
 W_{Kad} ——压气机理论压缩功;
 T_{cw} ——中冷器进水温度;
 X_K ——缸内气体所含有的燃烧产物所相当的燃油量占每循环每缸喷油量的分数;
 Z ——套筒位移;
 α ——燃烧过量空气系数;
 α_u, α_v ——传热系数;
 α_K ——广义的过量空气系数;
 α_m ——排气阀下底面的平均传热系数;
 β ——莫尔变化系数;
 α, β ——黎曼变量;

η_m ——柴油机机械效率;
 η_{TK} ——涡轮增压器总效率;
 η_s ——扫气效率;
 η_K ——增压器效率;
 η_T ——涡轮效率;
 η_{ow} ——中冷器冷却效率;
 η_r ——阻力系数;
 μ_T ——涡轮流量系数;
 μ_s ——进气阀流量系数;
 μ_e ——排气阀流量系数;
 φ_s ——扫气过量空气系数;
 φ ——曲轴转角;
 φ_z ——燃烧持续角;
 φ_K ——过量扫气空气系数;
 ξ_T ——涡轮前热利用系数;
 γ_z ——瞬时废气系数;
 γ_r ——残余废气系数;
 θ_z ——燃烧始角;
 τ_i ——滞燃期;
 π_K ——压比;
 π_T ——膨胀比;
 ρ_g ——气体密度;
 ω ——旋转角速度。

角标:

S ——进气管;
 T ——涡轮前;
 W ——冷却水,缸壁;
 Z ——气缸;
 TK ——涡轮增压器;
 o ——大气状态,标定工况;
 B ——排气管,动叶;
 ec ——排气道;
 a ——截面积;
 e ——熵,输出;
 f ——摩擦;
 h ——传热;
 N ——喷嘴;
 L ——负载;
 E ——发动机。

目 录

前言	(1)
工程单位制与国际单位制的换算	(2)
主要符号	(3)
第一章 绪论	(1)
§1-1 概况	(1)
§1-2 热力系统的划分	(2)
第二章 增压参数估算	(4)
§2-1 空气流量的估算	(4)
§2-2 增压压力的估算	(8)
§2-3 涡轮前废气平均压力与涡轮当量喷嘴面积的估算	(9)
§2-4 平均机械损失压力 P_m 的估算	(10)
第三章 气缸内热力过程计算	(14)
§3-1 工质的成分、比热、绝热指数、分子量与气体常数	(14)
§3-2 气缸内热力过程参数	(18)
§3-3 气缸工作容积	(21)
§3-4 燃油燃烧放热规律	(21)
§3-5 气缸周壁的热传导	(27)
§3-6 进排气阀(口)的流量计算	(29)
§3-7 气缸扫气模型	(32)
§3-8 燃烧放热率计算	(38)
第四章 进排气系统中的热力过程计算	(42)
§4-1 排气管内的热力过程(容积法)	(42)
§4-2 排气阀温度的计算	(44)
§4-3 二级增压系统热力过程计算	(49)
§4-4 带有脉冲转换器的排气系统热力过程计算	(53)
§4-5 复合式增压系统的计算	(56)
§4-6 中冷器的计算	(58)
§4-7 排气温度的计算	(60)
第五章 进排气系统中不定常流的计算	(63)
§5-1 一维不定常流的数值解法	(63)
§5-2 边界条件的处理	(73)
§5-3 进排气系统不定常流计算	(85)
第六章 废气涡轮增压器计算	(94)
§6-1 涡轮增压器中的能量传递	(94)

§6-2	增压器特性参数的计算	(95)
§6-3	轴流涡轮特性参数的计算	(96)
§6-4	径流涡轮特性参数的计算	(103)
第七章	计算方法与计算实例	(113)
§7-1	常微分方程组的数值解	(113)
§7-2	循环计算的分段及步长选择	(115)
§7-3	涡轮增压柴油机综合参数的计算	(119)
§7-4	计算框图与输入输出	(121)
§7-5	计算实例	(124)
第八章	涡轮增压柴油机瞬态特性模拟计算	(129)
§8-1	瞬态特性及其要求	(129)
§8-2	试验研究与模拟计算	(133)
§8-3	缸内过程及燃烧规律模拟	(136)
§8-4	进排气管中压力变化的计算	(139)
§8-5	中冷器与涡轮增压器热力参数计算	(140)
§8-6	柴油机与涡轮增压器转速变化的计算	(141)
§8-7	调速特性与喷油特性的计算	(144)
§8-8	微分方程组的数值解及其与试验的比较	(146)
§8-9	模拟计算的应用与实例	(147)
参考文献		(151)

第一章 绪 论

§ 1-1 概 况

近十多年来涡轮增压柴油机的平均有效压力不断提高,对经济性等性能的要求亦愈来愈高。对高增压的柴油机来说,其热力过程的组织及涡轮增压器的选配比低增压时要困难得多。但对不论哪一种涡轮增压柴油机都要求有运转的可靠性、稳定性与经济性。具体来说,要求:

(一) 在标定工况下,须达到预期的增压压力 P_K 及空气流量 G_K , 使有足够的燃烧过量空气系数 α , 使燃烧完善及油耗率 g 满足要求。同时, 涡轮前排气温度 T_T 不超过预定值, 扫气系数 ϕ 具有适当大小, 以保证气缸热负荷在允许范围内。但过高的 P_K 会导致气缸爆发压力超过允许值, 机械负荷会过大。另外, 涡轮增压器的转速 n_{TK} 须低于允许值, 其涡轮增压器总效率 η_{TK} 在较佳范围内。

(二) 在低工况时, 必须保证有一定量的燃烧过量空气, 以达到满意的燃烧, 使有较好的经济性及不高的热负荷。这一点要求对于高增压柴油机来说特别重要, 因为对低增压柴油机来说, 这是不成问题的。这一要求尤其是对一些特殊用途的场合, 如快艇、拖船、渔船, 甚至以速度特性运转的场合等更是如此。这时, 低负荷性能往往是一个突出而关键的问题。有时需要在增压系统或整个动力装置上采取一些适当措施来满足要求。

(三) 要求在整个运转范围内不发生增压器喘振与阻塞。由于涡轮允许运转的范围较广, 高效率运转区亦较大, 配合运行时间问题较少。而增压器不管是有叶或无叶扩压器, 能运转的范围较窄, 因此主要是要求与增压器的配合要好, 而对涡轮来说, 要求在适当的 u/c 下运转, 以保证较高的涡轮效率。

(四) 对快艇、电站及车用等增压柴油机来说, 还必须有较好的过渡工况响应速度, 使之在突加速、突减速或突加负荷时柴油机能适应运转要求。

要满足上述这些要求, 对设计人员带来很大困难。因涡轮增压柴油机中的各运转参数都是相互关联的, 如增压压力、空气流量、燃烧过量空气系数、排气温度、爆发压力、油耗率、增压器的转速与效率等等。只要其中一个参数改变, 其它参数都将改变。而常规的工作过程计算都是建立在大量选定参数的基础上, 对工作过程中的几个特征点进行估计的, 因此很难反映进排气系统中流体力学性能、燃烧放热规律与传热损失等, 更不能对各个工况作配合性能计算。近十多年来, 柴油机的参数不断提高, 新产品的更换周期不断缩短, 若只凭经验来设计, 势必进行大量的试验, 花较多的时间去调整, 费钱且拖延试制周期, 不能满足时代的要求, 甚至无法进行。但随着计算技术的发展, 电子计算机在柴油机设计和试验中的应用为我们提供了一个快速而准确的计算手段, 使有可能从柴油机气缸中及各系统的物理模型出发, 用微分方程组对缸内及各系统的工作过程进行数学模拟, 然后联立求解, 求得各参数随时间变化的规律, 在此基础上算出综合参数及整机性能。在模拟计算中, 把气缸内、进排气系统及涡轮增压器中的热力过程、气体流动、充量交换、废气涡轮增压器特性与柴油机的配合等等问题都一起加以考虑, 这样就可反映出结构参数、燃烧规律、配气相位、进排气系统中的流动阻力、中冷器特性、涡轮

增压器特性等等与柴油机性能的关系。

这样一种计算方法,不仅在柴油机的老产品改进和新产品设计阶段,可通过计算进行多方案比较,以及在柴油机调试阶段,与测试相结合,可指明调整的参数及其数量,而且可以用来估算环境参数 P_0 、 T_0 变化后各性能参数的变化,以及对超高增压柴油机各种增压系统的研究,以判别各性能参数以及气缸、燃烧室及气阀的热负荷情况。这时不仅要计算标定工况,而且要计算非设计工况的性能。同样亦可以模拟计算过渡工况,并研究各结构参数及性能参数与过渡响应的关系。上述计算方法实际上早已被国外很多工厂及研究所所采用,省掉了不少试验,节约了人力物力,这亦是新产品换代时间缩短的原因之一。

当然,涡轮增压柴油机热力过程的电算模拟还在逐步完善,特别是对某些经验系数及半经验公式(如流量系数、传热系数、燃烧放热规律、变工况时燃烧规律的改变规律及气缸传热系数等)目前还不是最完善。另外,热力过程与气缸热负荷结合起来进行计算等还在发展。近几年来,国内对热力过程的电算模拟,已为我国柴油机的研究与发展做出不少成绩,今后尚须继续努力,为我国实现四化作出贡献。

§ 1-2 热力系统的划分

在进行涡轮增压柴油机的热力过程计算时,先把涡轮增压柴油机的计算模型划分成几个独立的瞬时热力平衡的系统。

划分的要求是:

(一) 对划分的每个系统均能够假定每瞬时在系统内各点的气体压力、温度和成分都是均匀的,即处于瞬时热力平衡状态。若对进排气管压力等参数变化以一维不定常流动模型进行计算时,则进排气管系内各截面的参数是不同的。

(二) 系统与系统之间是通过热量与质量的传递相互联系的。对于四或二冲程涡轮增压柴油机的计算系统,一般可以划分成以下几个独立而又相互联系的热力平衡系统:

1. 气缸

一般可假定柴油机气缸中气体的压力、温度与成分是均匀的,对四冲程柴油机可认为在720度曲轴转角内都是处于瞬时热力平衡状态。对二冲程柴油机,强制扫气阶段若用“分层扫气”模型进行计算,则该时的气缸划分成两个热力系统,即扫气气流区域与废气区域。两系统压力平衡,但气体的温度与成分不同。

2. 排气管

指从排气阀通到涡轮喷嘴为止的排气支管与总管。对排气管的计算,若忽略压力波的传播,则排气管中是一个单纯的充填与排空过程,认为排气管内各点每瞬时都处于热力平衡状态。若考虑压力波的传播,则每瞬时沿着排气管长度的各点参数是不同的。若为二级涡轮增压,则两个涡轮之间的空间划为一个系统,以计算其参数变化。对脉冲转换器增压系统来说,排气管划分为两个系统,即排气阀至脉冲转换器喉口为一个系统;而从脉冲转换器喉口至涡轮喷嘴为另一个系统。

3. 进气管或扫气箱

一般可认为进气管或扫气箱容积足够大,其中压力与温度不随曲轴转角而变。在进气管较小的情况下,亦可把进气管内的过程当作是充填与排空过程。对二冲程串联增压系统,则以

第二级压缩机后的空间作为一个系统。对谐振增压系统与气波增压系统，则进气管中以一维不定常流动来计算，各截面处的参数是不相同的。

4. 废气涡轮增压器

在每一循环中涡轮发出的功与压气机消耗的功平衡，流量平衡及转速相等，并且转速在脉冲系统下亦认为是稳定的。在气体流动方面的计算，经常以一个当量喷嘴来代替涡轮。通过增压器后参数的改变通常是由试验得到的特性线插值求得。

5. 中冷器

一般把中冷器简化成一个节流与降温的元件进行参数变化的计算。

第二章 增压参数估算

在设计或强化某一增压柴油机时,为了进行配合电算,首先要初步选定某一增压器的型号,以便利用该增压器的特性曲线,或在调整试验中判别调整的量,这也需要估算增压器的空气流量及增压压力等参数。若只从一些经验数据来选取,或根据一些相类似柴油机的数据来选取,一方面没有反映出空气流量与柴油机一些基本参数,如排气温度、增压压力、有效油耗率与机械效率等参数之间的内在联系;另一方面,经验数据的范围较大,因此不宜采用。目前,尤其是一些高增压大功率柴油机,对运转的可靠性与寿命都有较高的要求。其中一个重要因素是气缸热负荷,对烧劣质燃油的中低速柴油机来说,排气阀温度是一个重要的限制因素。一般来说,在正常的燃烧与扫气的情况下,涡轮前废气平均温度 T_T 大致可以代表相同类型柴油机气缸热负荷的大小,从目前生产的国内外大功率增压柴油机来说,除个别由于结构上的原因外, T_T 都是比较低的。一般四冲程高速柴油机 $T_T = 580 \sim 650^\circ\text{C}$, 四冲程中速柴油机 $T_T = 480 \sim 580^\circ\text{C}$, 二冲程中、高速柴油机 $T_T = 420 \sim 500^\circ\text{C}$, 二冲程低速机 $T_T = 380 \sim 430^\circ\text{C}$ 。当然要达到这样低的 T_T 就要有一定量的空气量来保证。一般来说,该时燃烧过量空气系数是较大的,这样大的空气量对燃烧及扫气的要求来说是足够有余的。采用大空气量的一个主要原因是为了不使气缸部分受热零件热负荷过高。有些超高增压柴油机在标定工况时使用大的燃烧过量空气系数 α 是为了保证在低工况时不使空气太少而引起热负荷过高。

因此,确定增压参数的合理顺序应该是从考虑柴油机的燃烧与热负荷出发,定下涡轮前的废气温度 T_T , 根据 T_T 定出空气流量 G_s , 再根据柴油机的通流特性确定增压压力 P_k , 然后确定排气管平均压力及涡轮的通流截面。

§ 2-1 空气流量的估算

根据涡轮前废气平均温度 T_T 来估算空气流量 G_s , 首先要建立 T_T 与 G_s 之间的关系。比较简便的方法是根据流进流出柴油机气缸的气体参数建立能量平衡式,从而可绕过工作循环计算。其能量平衡式如下:

$$\xi_T H_u - \frac{632.3}{g_o \eta_m} + \alpha \varphi_s L_o (\mu c_p)_s T_s = (\alpha \varphi_s - 1 + \beta_o) L_o (\mu c_p)_T T_T \quad (2-1)$$

式中: ξ_T ——涡轮前热利用系数;

H_u ——柴油低发热量, 千卡/公斤;

g_o ——有效油耗率, 公斤/马力·小时;

η_m ——柴油机机械效率;

α ——燃烧过量空气系数;

φ_s ——扫气过量空气系数;

L_o ——理论上燃烧一公斤柴油所需空气量,一般可取 $L_o = 0.495$ 公斤莫尔/公斤;

T_s ——柴油机进气管中空气的绝对温度;

$(\mu c_p)_s$ ——在 T_s 时空气的平均定压莫尔比热,可近似地利用下式算得;

$$(\mu c_p)_s = 6.59 + 0.0006 T_s \text{ 千卡/公斤莫尔} \cdot \text{K} \quad (2-2)$$

β_0 ——燃烧后理论莫尔变化系数,一般 $\beta_0 = 1.034$;

T_T ——涡轮前废气平均温度, K;

$(\mu c_p)_T$ ——在 T_T 时废气平均定压莫尔比热,可近似用下式算得;

$$(\mu c_p)_T = 1.986 + \frac{4.89 + (\alpha \varphi_s - 1)4.6}{\alpha \varphi_s} + \frac{86 + (\alpha \varphi_s - 1)60}{\alpha \varphi_s \times 10^5} T_T \text{ 千卡/公斤莫尔} \cdot \text{K} \quad (2-3)$$

式(2-1)中;

第一项为一公斤柴油燃烧后被利用的热量;

第二项为一公斤柴油燃烧后发出的指示功相当的热量;

第三项为一公斤柴油燃烧所需空气带来的热量;

第四项为一公斤柴油燃烧后废气中相应的热量。

式(2-1)的几个参数中, H_u 可根据所用柴油牌号查得; g_s 在设计柴油机时总有一个预计值,根据柴油机的类型及国内技术水平而定,一般高增压高速四冲程柴油机 $g_s = 0.150 \sim 0.165$ 公斤/马力·小时;高增压中速四冲程柴油机 $g_s = 0.140 \sim 0.160$ 公斤/马力·小时;增压高速二冲程柴油机 $g_s = 0.165 \sim 0.175$ 公斤/马力·小时;增压中速二冲程柴油机 $g_s = 0.155 \sim 0.165$ 公斤/马力·小时;低速二冲程柴油机 $g_s = 0.120 \sim 0.150$ 公斤/马力·小时。 η_m 值与 c_m 、 n 及 D 等参数有关,增压高速四冲程柴油机 $\eta_m = 0.85 \sim 0.90$;增压中速二及四冲程柴油机 $\eta_m = 0.87 \sim 0.92$;低速二冲程柴油机 $\eta_m = 0.89 \sim 0.94$ 。由于增压程度等不同, η_m 差别较大,建议可利用下一节介绍的经验公式算得。 T_c 可根据中冷器的冷却效果得出。

若式(2-1)中的 ξ_T 定下后,就可由 T_T 值算出 $\alpha \varphi_s$ 值,即空气流量 G_s 。 ξ_T 也可这样表示, $\xi_T = 1 - h_T$, h_T 为气体在气缸、气缸头中排气道及排气管中散给四壁的相对散热量的分数。假使排气管为非冷却式,则基本上代表了气缸中散热量的大小。 h_T 的值并不就是冷却水带走的热量分数,因冷却水中还包括一部分气缸与活塞组之间的摩擦热。假使是油冷活塞,则滑油中包含了一部分在气缸中由活塞传走的热量。若要进行 h_T 的理论计算,则要利用气缸中气体对缸壁之间的瞬时传热系数 α_s ,而 α_s 目前至少有十几种经验公式,差别很大,高达一倍以上。所以,这里试图用一种以实测数据为依据的简便方法来求得 h_T 或 ξ_T 。下面简要介绍一下其关系式的来源。

由于 α_s 的经验公式算得的值差别较大,使用其绝对值不太可靠,但与一些参数之间的相对关系还是可以利用的,故首先建立起散热量与一些参数之间的比例关系。

设气缸单位体积内工质的散热量为 H_v ,则

$$H_v \propto \frac{\int_0^{2K\pi} \alpha_s F (T_s - T_w) \frac{d\varphi}{n}}{V_s}$$

式中:

$$F = \pi D S f_1(\varphi) + \frac{\pi}{2} D^2 = D S \left[\pi f_1(\varphi) + \frac{\pi}{2} \frac{D}{S} \right] \text{ 为气缸传热表面积;}$$

$$V_s = \frac{\pi}{4} D^2 S \text{——气缸容积;}$$

T_s ——气缸内气体瞬时温度;

T_w ——气缸散热表面平均温度；

n ——柴油机转速；

φ ——曲轴转角；

K ——系数，四冲程时 $K=2$ ；二冲程时 $K=1$ 。

单位重量工质的散热量

$$H_r \propto \frac{H_s}{P_s T_s}$$

单位重量柴油的散热量

$$H_o \propto H_r \alpha$$

式中： α ——燃烧过量空气系数。

把一些参数代入，则

$$H_o \propto \frac{\int_0^{2K\pi} \alpha_s DS \left[\pi f_1(\varphi) + \frac{\pi D}{2S} \right] (T_s - T_w) T_s \alpha d\varphi}{\frac{\pi}{4} D^2 S n P_s} \quad (2-4)$$

在积分号内的几个参数，可近似地作如下处理：

(1) 传热系数 α_s ，可利用胡希尼(G. Woschni)经验公式的参数关系，即

$$\alpha_s \propto \frac{1}{D^{0.22}} \times \frac{1}{T_s^{0.52}} \times (P_s c_m)^{0.78}$$

式中： T_s 、 P_s ——气缸内气体的瞬时温度与压力。

(2) $(T_s - T_w)$ 中， T_w 在一个周期中变化不大，可取为常数，而 T_s 是周期变化的函数，可以写成 $(T_s - T_w) = T_s \cdot f_2(\varphi)$ 。

(3) 而 $T_s \propto \frac{g_i}{a} f_3(\varphi)$ ， $P_s = P_s f_4(\varphi)$ 。

这样，式(2-4)中积分号内的部分可写为

$$\begin{aligned} & \int_0^{2K\pi} \alpha_s DS \left[\pi f_1(\varphi) + \frac{\pi D}{2S} \right] (T_s - T_w) \alpha d\varphi \\ & \propto \int_0^{2K\pi} D^{-0.22} T_s^{-0.52} (P_s \cdot c_m)^{0.78} [f_4(\varphi)]^{0.78} DS \left[\pi f_1(\varphi) + \frac{\pi D}{2S} \right] T_s f_2(\varphi) T_s \alpha d\varphi \\ & \propto \frac{DS (P_s c_m)^{0.78} \left(\frac{g_i}{a} \right) T_s \alpha}{D^{0.22} \left(\frac{g_i}{a} \right)^{0.52}} \int_0^{2K\pi} \frac{[\pi f_1(\varphi)] f_2(\varphi) f_3(\varphi) [f_4(\varphi)]^{0.78}}{[f_3(\varphi)]^{0.52}} d\varphi \end{aligned}$$

式中： $f_4(\varphi)$ 为气缸内压力变化规律。对于柴油机来说，四冲程与二冲程的差别较大，但同样是四冲程(或二冲程)的基本相近，可以认为相同。

$f_1(\varphi)$ 对于各类柴油机来说，连杆、曲柄比差得不多，可以近似地认为 $f_1(\varphi)$ 相同。

$f_2(\varphi)$ 及 $f_3(\varphi)$ 是 $\left(1 - \frac{T_w}{T_s}\right)$ 及 T_s 的变化规律。对柴油机来说，同是四冲程的，其基本规律相近，可近似认为相同；同是二冲程的，其基本规律相近，亦可认为是相同，但四与二冲程的 $f_2(\varphi)$ 和 $f_3(\varphi)$ 差别较大。

另外， S/D 的值，不管是四冲程或二冲程，同是筒式的，二冲程的相对来说要大些，但十字

头式的 S/D 值大得多,与筒式的相比差别较大。

综上所述,积分符号部分可分为三种情况:四冲程柴油机为一类,积分部分认为都一样;筒式二冲程柴油机为一类,积分部分相同;十字头式二冲程柴油机为一类,积分部分亦相同。这样式(2-4)可写为

$$H_0 \propto \frac{DS(P_s c_m)^{0.78} \left(\frac{g_i}{a}\right)^{0.48} T_s \alpha}{D^{0.22} D^2 S n P_s}$$

但对上述三类柴油机,其成比例的比例常数是不同的,须分别来处理。为了简化, $\left(\frac{g_i}{a}\right)^{0.48}$ 以 $\left(\frac{g_i}{a}\right)^{0.5}$ 来代替。再化简得

$$H_0 \propto \frac{(\alpha g_i)^{0.5} T_s c_m^{0.78}}{(Dn)(DP_s)^{0.22}} \quad (2-5)$$

实际上,上述三类增压柴油机中,相对散热量是否符合式(2-5)所示的关系,可以利用一些实际柴油机的试验资料,利用气体热量平衡式(2-1)来校核。根据 T_r 、 T_s 、 g_s 及 αp_s 等试验数据,反过来求出 ξ_r , 由 ξ_r 就可求出 h_r 及 H_0 ,

$$h_r = 1 - \xi_r$$

$$H_0 = h_r H_u$$

同时设

$$R = \frac{(\alpha g_i)^{0.5} T_s c_m^{0.78}}{(Dn)(DP_s)^{0.22}} \quad (2-6)$$

式中: D 的单位为米; P_s 为公斤/厘米²; c_m 为米/秒; g_i 为克/马力·小时; n 为转/分。

算出相应的 R 值后,然后视 h_r (即 ξ_r) 与 R 之间是否成正比关系来校核上述这些近似假设是否切合实际。根据 25 台四冲程与 12 台二冲程增压柴油机的试验数据,利用式(2-1)及(2-6)算得相应的 ξ_r 及 R 值,以相应的 ξ_r 及 R 值画在坐标图上,如图 2-1 及图 2-2。可以看出,基本上呈一直线关系,误差在 1% 以内。从所画的近似直线关系可写成:

四冲程增压柴油机 ($S/D = 1 \sim 1.2$)

$$\xi_r = 1.044 - 0.00116 R \quad (2-7)$$

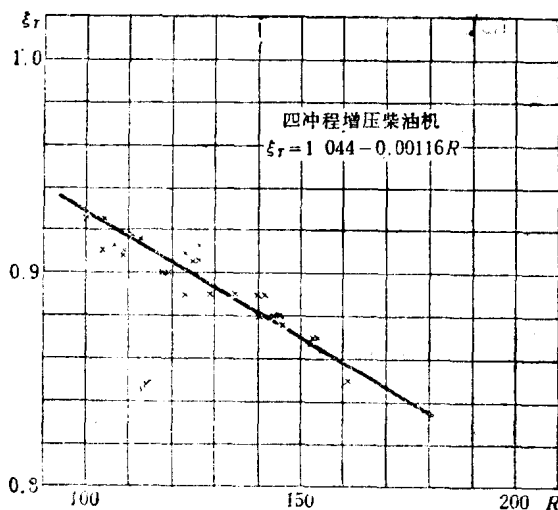


图 2-1 四冲程柴油机 ξ_r 与 R 的关系⁽¹⁾

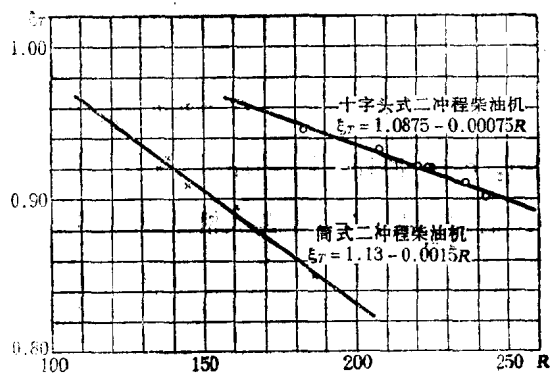


图 2-2 二冲程柴油机 ξ_r 与 R 的关系⁽¹⁾

$$h_T = 0.00116 R - 0.044 \quad (2-8)$$

筒式二冲程柴油机 ($S/D = 1.2 \sim 1.45$)

$$\xi_T = 1.13 - 0.0015 R \quad (2-9)$$

$$h_T = 0.0015 R - 0.13 \quad (2-10)$$

十字头式二冲程柴油机 ($S/D = 1.65 \sim 2.15$)

$$\xi_T = 1.0875 - 0.00075 R \quad (2-11)$$

$$h_T = 0.00075 R - 0.0875 \quad (2-12)$$

从上述这些关系式看出,对四冲程柴油机,当 $R=0$ 时, ξ_T 并不等于 1,而是 1.044,即误差 4.4%,其原因是由于各柴油机的 S/D 有差别,以及没有考虑缸头排气道传热量及采取一些近似假定等所引起,而对于二冲程机,是由于扫排气口的传热问题没有单独加以考虑,而且 S/D 的差别较大等等所引起。实际上,成正比关系有误差这一点对我们并不太重要,重要的是得到了经验公式(2-7)、(2-9)、(2-11)。就是说,若利用这一所画的直线关系求得的 ξ_T 与实际的涡轮前热利用系数 ξ_T 的误差只在 1% 以内,即利用式(2-6)、(2-7)、(2-9)、(2-11)所得出的 ξ_T ,依此决定的空气流量而引起 T_T 的误差约在 10°C 左右,实际上温度 T_T 与流量 G_s 的测量误差往往亦在这一范围内。因此利用上述方法初步估算各种柴油机运转点的 T_T 与 $\alpha\varphi_s$ 的关系是可行的。

至于式(2-7)、(2-9)、(2-11)是否具有通用性,从用来校核的 37 台柴油机的参数来看,缸径从 135 到 1050 毫米,转速从 108 到 2200 转/分,平均有效压力从 6.24 到 20.4 公斤/厘米²,增压系统亦是变压、定压、脉冲转换器、串联、复合、有中冷与无中冷都有,是具有通用性的。至于更小缸径、更大的 S/D (四冲程 $S/D \approx 2.0$, 二冲程 $S/D \approx 3.0$) 及非增压柴油机的相对散热量是否也符合这一关系式,须作进一步研究。

§ 2-2 增压压力的估算

上一节是根据要求的 T_T 值来估算出 G_s (即 $\alpha\varphi_s$), 现在的问题就是要有多大的 P_s 才能保证这么多的空气量通过气缸。表征气缸通过性能的参数是充气系数 η_s 与扫气系数 φ_s 的乘积,即 $(\eta_s\varphi_s)$ 。下面先在 $(\eta_s\varphi_s)$ 与 P_s 等参数之间建立关系式。

从柴油机原理知道:

$$G_s = \frac{N_s \varphi_s \alpha \varphi_s \times 14.3}{3600} \text{ 公斤/秒} \quad (2-13)$$

又

$$G_s = \eta_s \varphi_s \cdot \frac{n}{60c} \cdot \frac{P_s \times 10^4}{RT_s} \cdot \frac{V_s \cdot i}{10^3} \text{ 公斤/秒} \quad (2-14)$$

式中: c ——冲程系数,四冲程 $c=2$, 二冲程 $c=1$ 。

把(2-13)、(2-14)两式相等,并把 $N_s = \frac{iV_s \cdot P_s \cdot n}{450c}$ 代入,化简后得

$$P_s = \frac{(\alpha\varphi_s) P_s \cdot T_s \cdot g_s}{645(\eta_s\varphi_s)} \text{ 公斤/厘米}^2 \quad (2-15)$$

式中: P_s 的单位为 公斤/厘米²;

T_s 的单位为 K;