

内燃机性能研究

沈恒溱 刘急 高政冠 程映玉 编

机械工业出版社

本书由二十四篇专论组成,较全面地反映我国近几年来在内燃机性能研究方面的成果,特别是研制方法上的变革,以期缩短在产品质量和研制方法上与世界先进水平的差距。所收集的文章点面结合,使本书既方便读者入门,又具有一定的系统性和深度。

全书分工作过程模拟、燃烧系统研究、充量与进气涡流研究、喷油过程与油束计算、增压技术、台架试验的数据处理与自动化等六个部分,较详细地介绍了内燃机燃烧系统、喷油系统、进排气和增压系统等结构设计参数对动力、经济 and 环境保护等性能的影响,强调了使用数理模型在电子计算机上进行性能预测的方法及其在近代产品研制中的作用。除了简要涉及研制有关系统时的测量实验方法外,本书还专门介绍了发动机性能台架测试的数据处理和程序控制。

本书可供从事内燃机生产、设计、试验、研究和教学工作的专业人员参考,对其它领域内从事热力学、燃烧理论、流体力学及有关测试、计算技术在工程上应用的有关专业人员亦有参考价值。

内燃机性能研究

沈恒淦 刘急 高政冠 程映玉 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 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ · 印张 $23 \frac{1}{2}$ · 字数 577 千字

1981年5月北京第一版·1981年5月北京第一次印刷

印数 0,001—4,400 · 定价 2.40 元

*

统一书号: 150394·4707

目 录

序.....(1)

一、工作过程模拟

柴油机缸内工作过程的研究.....铁道科学研究院柴油机研究室 董锡明(3)
增压柴油机工作过程的电子模拟计算.....上海船舶运输科学研究所动力室 李景培(22)

二、燃烧系统研究

内燃机燃烧过程基础研究导引.....上海内燃机研究所 高政冠(57)
论中低速增压柴油机的燃烧过程大连工学院 胡国栋(100)
一种向燃烧室底部喷油的燃烧方式七〇研究所二室(执笔人:徐家禄)(113)
关于M过程在涡流燃烧室上的应用镇江农业机械学院 李德桃(126)
一种新颖涡流燃烧室的实践.....常州柴油机厂技术科 上海内燃机研究所
吴吉湘 张逸敏 钱龙文 钱品根.....(136)
可变喉口截面预燃室的研究
.....上海柴油机厂大马力设计组 西安交通大学内燃机教研室(153)
从示功图计算柴油机的放热率清华大学机械系 徐大宏(167)

三、充量与进气涡流研究

高速风冷柴油机进气过程的试验研究.....福建龙溪机器厂技术科设计组
(执笔人:刘传忠)(178)
配气凸轮型线与配气机构的设计计算.....复旦大学数学系 上海工农动力机厂技术组
(执笔人:尚汉冀 高汝熹).....(186)
柴油机旋流进气道的试验与改进清华大学机械系(207)
对柴油机进气道试验方法的评价.....济南内燃机厂技术科 山东工学院内燃机教研室
(执笔人:施健 张俊明等)(214)

四、喷油过程与油束计算

柴油机喷油过程的计算方法.....铁道科学研究院 陈泽深 北京大学 应隆安
二七机车车辆工厂 颜英华(225)
柴油机喷油过程的计算结果和分析.....铁道科学研究院柴油机研究室 二七机车车辆工厂设
计科(执笔人:陈泽深)(237)
无涡流的油束穿透距离计算七一一研究所 聂长庚(250)
喷油规律的测定铁道部二七机车车辆工厂设计科 铁道科学研究院柴油机研究室(261)

五、增压技术

- 柴油机增压系统主要参数的估算 上海交通大学 顾宏中(264)
- 增压器与柴油机的配合模拟计算 武汉水运工程学院内燃机教研组 七一一研究所三室
高孝洪 姚叔林 胡雪帆 刘治邦(279)
- 柴油机脉冲增压系统的分析与试验 (北京) 增压系统协作组(291)
- 层流流量计 镇江农业机械学院 王伯年(307)
- 油耗自动测量中的程序、逻辑设计与线路 华中工学院403教研室 沈永安 石定河
张清香(315)
- 内燃机功率、油耗测量的数据处理 上海交通大学 上海柴油机厂
铁道科学研究院 铁道部建厂局
(执笔人: 梁志 蔡万盛)(323)
- 发动机台架试验的程序控制 长春汽车研究所 俞庆严
上海炼油厂研究所 蔡振德 吴怀霖
吉林工业大学 金文桂(359)

序

内燃机的研制主要有两大目标：

1. 提高产品的寿命、可靠性；
2. 提高产品的性能（动力、经济与环境保护等）。

针对前者，我们选择结构强度为代表，编辑了《内燃机结构强度研究》一书^①；而后者正是本书涉及的内容。

编者是把这两本书作为姊妹篇来编辑的，出于同一编辑思想——试图在内燃机工程界提倡新的研制方法。因为在实际工作中，我们深切地感受到，产品研制方法的革命乃是产品设计革命的前提。

在产品研制中，以往的传统方法是：首先根据大量的经验统计，或者从现有几种同类型产品的实测数据中，选择一组（或几组）设计参数；随即在制得的样机上测出一组（或几组）性能参数；然后根据对试验结果的经验判断来修改设计参数；如此反复多次，直到所选定的设计参数能达到所要求的性能参数为止。这样的研制方法，通常称之为“凑试”法。采用这种方法，产品设计需经多次修改才能定型，其首次设计的图纸资料的可利用率不到50%。

于是就发展了整机设计前的专题单项试验，即事先对某些系统和关键零部件就某些主要性能单独地进行实验室考察。它的特点是：以各种不同形式的模拟实验来代替实物试验——从单缸机到诸如作充量分析用的气道吹风专用试验台，乃至作应力分析用的光弹实验技术等；通过各个专题单项的实验类比如预先分析各系统或零部件的性能，然后将这些实验结果综合地应用于整机设计。这种方法，我们不妨称之为“先期试验”法。显然，这种方法，就其所试验的各个系统或零部件来说，仍然包含着大量“凑试”的成分，所得结果在很大程度上仍未越出经验的范围；然而，就其对整机性能的预测来说，毕竟为进一步的理论分析提供了线索，因而它具有较高的预测能力，其首次设计的图纸资料的可利用率可达75%。

随着计算技术的发展，在研制过程中，人们就试图从逐步用电子计算机计算来代替各种实验模拟，旨在进一步提高对产品性能的预测能力，缩短研制周期。然而，要做到这一点的先决条件是，务必在设计参数与性能参数之间建立起一个既具有明确的物理意义又可以用数学方程来表达的确切的联系，不管建立这种联系需要引进多少中间环节。于是人们就针对内燃机在实验研究与日常使用中所呈现的种种现象，试图在反复观测分析的基础上，综合地应用各有关学科中已有的理论成果，构作出相应的物理模型来予以一一解释，并使之足以在新的设定条件下正确地预告新的现象的呈现，直到能以数学方程来描述这类物理模型并作出符合工程精度要求的定量的预测为止。而这种方程一旦被建立，作为一种理想情况，人们就不必通过试验即可直接在电子计算机上迅速地进行性能的预测和调整了。这种方法，我们姑且称之为“数理模型”法。

显然，这种方法丝毫也没有贬低实验和经验的作用，因为为了建立普遍适用而简洁的数理模型乃至确立相应的边界条件，都务必反复进行大量的实验，它们原是从实验中提炼出来

^① 此书已于1977年5月由机械工业出版社出版。

的,其中还不可避免地有一些待定系数有赖于经验统计;然而它毕竟不同于传统的“凑试”了,已经注入了大量的理论成分,从而在不同程度上越出了经验的范围,从这个意义上来说,它获得了名副其实的预测能力。有关实例表明,运用这种研制方法可以使首次设计的可信赖程度达到90%左右。同时,当着我们的实验目的不再仅仅是为了满足某一特定产品的要求去凑数,而是为了在更广泛的意义上去探求一个更为一般的数理模型时,那末,与“凑试”法相比,它将自然地赋予实验本身及其数据以更为普遍的价值。

当然,这种方法不可能一开始就全面运用,然而不妨从某些条件较成熟的局部(例如活塞温度-应力分析)或某些方面(如工作过程)着手;所构作的数理模型一开始也势必比较粗糙,需要一个完善过程;然而它毕竟为我们显示了一幅可以期待的前景——随着电子计算机运算能力的扩大,它将促使设计工作向自动化、最佳化方向发展。当然,不管是什么设计,最终还必须经过实践的检验。

在《内燃机零部件结构强度研究》一书中,编者所强调的主要是研制方法从“凑试”到“先期试验”的变革;在本书中,则更强调“数理模型”的意义。从编入本书的论文中可以看出,“数理模型”法已在某些专题研究中开始运用,并取得了一定的成效;有些则正为此作准备;然而,为数终究不多。通过本书的介绍,我们希望这种研制方法能引起内燃机工程界的重视。

我们相信,在工程界接受了这种研制方法的基本思路以后,将会大大丰富工程研究的内容。这里,工程研究被理解为基础理论与工程设计之间的桥梁。正是通过这座桥梁把基础理论中的一般的科学法则逐次地转化为可供设计师们应用的具体技术资料,使基础理论研究中的成果不断注入新的设计之中;也正是通过这座桥梁,使人们能及时发现各有关学科之间的交叉和空白,从而为理论研究提出新的课题。这是一座理论联系实际的桥梁,是一个有待于我们去大力开拓的广阔领域。我们希望有更多的理论工作者介入这一领域,为提高工程研究水平发挥更大的作用,因为当前的工程研究正缺乏相应的理论指导。

以上就是我们所以要编辑本书的基本想法。

除了有关性能研究的专题论文以外,本书还扼要地介绍了与进行这些专题研究有关的测试技术,限于篇幅,不可能详全。对于这一专门领域,似应另出专书。

在本书的编辑过程中,承铁道部科学研究院、交通部船舶科学研究所、西安交通大学、上海交通大学、上海柴油机厂、上海内燃机研究所工作过程组等单位大力支持,特此致谢。

参加本书编辑工作的有:《内燃机》杂志编辑部沈恒溱、刘急、高政冠、程映玉等同志。

柴油机缸内工作过程的研究[⊖]

铁道科学研究院柴油机研究室 董锡明

随着内燃机车用柴油机功率的不断提高,要求更好地组织和完善柴油机的工作过程,达到完全燃烧,降低机械负荷和热负荷,良好的排烟,以使柴油机经济、可靠地工作。

本文提出了一种应用电子计算机计算柴油机工作过程的方法,应用这种方法可以预测各种参数(增压压力 p_s , 增压空气温度 t_s , 排气背压 p_e , 压缩比 ε 等)对柴油机性能的影响,可以进行配气凸轮型线及其相位的选择,可以计算出发动机的流通特性,可以研究柴油机的燃烧及缸壁散热规律……,因此它可以减少柴油机的试验规模与范围。

文中介绍了这种方法的基本原理。为阐明方法的实际意义,以 12V 24/26 型柴油机为例,着重介绍了这种方法的计算结果及其应用,以及所取得的初步效果。

一、符号说明

D ——气缸直径 (米);	h_v ——气门升程 (米);
S ——活塞行程 (米);	σ_v ——气门盘锥角 (度);
λ ——连杆比;	B ——每循环供油量 (公斤/循环);
R ——曲柄半径 (米);	A ——热功当量 (千卡/公斤·米);
Z ——气缸数目;	L_o ——燃烧 1 公斤燃料理论上所需空气量 (公斤/公斤);
n ——曲轴转速 (转/分);	L_{o1} ——燃烧 1 公斤燃料理论上所需空气的公斤莫尔数 (公斤莫尔/公斤);
C_m ——活塞平均速度 (米/秒);	R_g ——气体常数 (公斤·米/公斤·°K);
ε ——压缩比;	C_v ——气体定容比热 (千卡/公斤·度);
V ——气缸容积 (米 ³);	C_p ——气体定压比热 (千卡/公斤·度);
V_h ——行程容积 (米 ³);	K ——气体绝热指数;
μ_s ——进气门流量系数;	U ——气体内能 (千卡/公斤);
μ_b ——排气门流量系数;	i ——气体焓 (千卡/公斤);
H_u ——燃料低热值 (千卡/公斤);	m ——燃烧品质指数;
C ——燃料含碳量;	φ_0 ——由燃烧始点计之曲轴转角 (度);
H ——燃料含氢量;	φ_z ——燃烧持续时间 (度);
O_i ——燃料含氧量;	θ ——着火提前角。正号为滞后,负号为提前 (度);
φ ——曲轴转角 (度);	x ——燃料燃烧百分数;
$\Delta\varphi$ ——曲轴转角间隔 (度);	α ——过量空气系数;
D_v ——气门外径 (米);	
f_s ——进气门开启截面积 (米 ²);	
f_b ——排气门开启截面积 (米 ²);	

⊖ 参加本文工作的还有: 中国科学院计算技术研究所曹滩路, 北方交通大学柴油机教研室贾萍稳, 二七机车车辆工厂设计科曹志刚。

- α_g ——气体同缸壁传热系数 (千卡/米²·小时·°K);
 η_m ——柴油机机械效率;
 η_e ——柴油机有效效率;
 η_i ——柴油机指示效率;
 η_v ——充量系数;
 γ ——残余废气系数;
 ψ ——扫气系数;
 β ——分子变更系数;
 L_i ——指示功 (公斤·米);
 p_i ——平均指示压力 (公斤/厘米²);
 p_e ——平均有效压力 (公斤/厘米²);
 g_i ——单位指示油耗量 (克/马力·小时);
 g_e ——单位有效油耗量 (克/马力·小时);
 N_e ——柴油机有效功率 (马力);
 p ——缸内气体压力 (公斤/厘米²);
 p_s ——进气门前空气压力 (公斤/厘米²);
 p_t ——涡轮前气体压力 (公斤/厘米²);
 p_z ——最高爆发压力 (公斤/厘米²);
 $dp/d\varphi$ ——压力升高速度 (公斤/厘米²·度);
 p_o ——大气压力 (公斤/厘米²);
 T_o ——大气温度 (°K);
 T ——缸内气体温度 (°K);
 $T_i(t_i)$ ——涡轮前气体温度 [°K (°C)];
 $T_s(t_s)$ ——进气门前气体温度 [°K (°C)];
 $T_w(t_w)$ ——缸壁传热表面平均温度 [°K (°C)];
 G ——缸内气体重量 (公斤);
 G_s ——由进气门进入的气体流量 (公斤);
 G_b ——由排气门排出的气体流量 (公斤);
 Q_b ——每循环燃料燃烧放热量 (千卡/循环);
 Q_w ——每循环缸壁散热量 (千卡/循环);
 F ——缸壁散热面积 (米²);
 g ——重力加速度 (米/秒²);
 注脚 a ——压缩始点;
 y ——燃烧始点;
 z ——膨胀始点;
 b ——排气始点;
 H ——重叠始点;
 d ——进气始点。

二、基本原理与公式

本法只研究气缸内的工作循环, 已知气缸进出口的边界条件: 增压压力 p_s , 增压空气温度 T_s , 排气背压 p_t 。至于这些边界条件如何得来将不涉及, 因为它们属于柴油机与增压器配套计算的范畴。如何利用本文所列公式, 在已知压气机与涡轮特性曲线的情况下, 根据压气机与涡轮能量平衡, 排气门与涡轮处流量连续的条件进行配套计算可参见〔4〕、〔5〕。

本文原理公式不但适用于定压增压柴油机, 同样亦适用于脉冲增压柴油机, 此时须知排气背压 p_t 随时间的变化关系。文中公式指四冲程直接喷射式柴油机而言, 对于二冲程柴油机、分隔式燃烧室柴油机、汽油机或煤气机, 原理一样, 但计算公式和程序须稍加变动。

柴油机简图如图 1 所示。根据柴油机物理模型可建立下列对柴油机各个工作阶段都适用的数学方程式。

1. 基本方程式

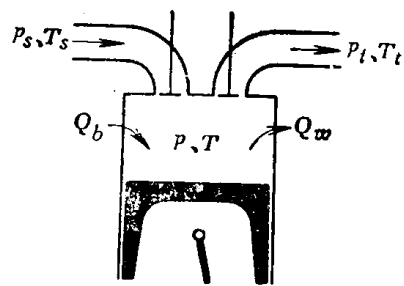


图 1 柴油机气缸简图

(1) 热平衡方程式

外界加入气缸的热量为：燃料燃烧放热量 Q_b 和进入气缸的新鲜空气所具有的焓 $G_s i_s$ 。这些热量在气缸中转换为气体的内能 GU ，并对外做功 $A p dV$ ，有一部分散往缸壁 Q_w ，还有一部分在排气过程中排出 $G_b i_b$ 。

根据热力学第一定律，可建立热平衡方程式

$$\frac{dQ_b}{d\varphi} + \frac{dG_s}{d\varphi} i_s = \frac{d(GU)}{d\varphi} + A p \times 10^4 \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dG_b}{d\varphi} i_b + \frac{dQ_w}{d\varphi} \quad (1)$$

(2) 燃料数量变化方程式

气缸内已经燃烧的燃料量的变化，在燃烧过程中表现为放热规律 $dQ_b/d\varphi$ 的变化，而在排气过程则与排气量的变化成正比。

由此建立燃料数量变化方程式

$$B \frac{dX}{d\varphi} = \frac{1}{H_u} \frac{dQ_b}{d\varphi} - \frac{BX}{G} \frac{dG_b}{d\varphi} \quad (2)$$

(3) 燃烧规律方程式

最好对已有的发动机示功图进行热力分析而得出燃烧规律。对于不具备条件或处于设计阶段的发动机可采用韦别 (Бябе) 的半经验方程式〔6〕

$$X = 1 - e^{-6.908 \left(\frac{\varphi_0}{\varphi_z} \right)^{m+1}} \quad (3)$$

或

$$\frac{dX}{d\varphi} = 6.908 \frac{m+1}{\varphi_z} \left(\frac{\varphi_0}{\varphi_z} \right)^m e^{-6.908 \left(\frac{\varphi_0}{\varphi_z} \right)^{m+1}} \quad (4)$$

此法的优点在于把极端复杂的燃烧过程归结为两个简单参数：燃烧品质指数 m 和燃烧持续时间 φ_z 。通过经验的积累，可以掌握各种机型的 m 、 φ_z 的范围，从而了解燃烧过程的进展情况及其影响。

另外，还有一些考虑燃烧规律的方法，例如，按三角形来考虑燃烧规律的方法〔7〕、〔8〕、〔9〕；根据喷油规律计算燃烧规律的方法〔10〕、〔11〕，这种方法尚处于研究阶段，有待完善。

(4) 重量平衡方程式

$$\frac{dG}{d\varphi} = \frac{dG_s}{d\varphi} + B \frac{dX}{d\varphi} - \frac{dG_b}{d\varphi} \quad (5)$$

进入气缸的新鲜空气量，燃料量以及排气量的任何变化都要引起缸内气体重量的变化。

(5) 气体状态方程式

$$pV = GR_g T \quad (6)$$

(6) 气体流量方程式

通过孔板的气体流量与孔的面积 f 、流量系数 μ 及孔前后压力、温度有关。而进排气门喉口处相当于一个面积随时间变化的孔板，因此也可采用气体流量方程式〔12〕：

对于进气

$$\frac{dG_s}{d\varphi} = \frac{\mu_s f_s p_s 10^4}{6 \pi \sqrt{R_g T_s}} \sqrt{2g \frac{K}{K-1} \left[\left(\frac{p}{p_s} \right)^{2/K} - \left(\frac{p}{p_s} \right)^{K+1/K} \right]} \quad (7)$$

$$\text{对于排气临界压力比 } \beta_b = \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K}{K-1}} \frac{dG_b}{d\varphi} = \frac{\mu_b f_b p 10^4}{6 \pi \sqrt{R_g T}}$$

$$\begin{cases} \beta_b^{1/K} \sqrt{2g \frac{K}{K+1}} & (\text{超临界 } p \geq p_i/\beta_b) \\ \sqrt{2g \frac{K}{K-1} \left[\left(\frac{p_i}{p} \right)^{2/K} - \left(\frac{p_i}{p} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]} & (\text{亚临界 } p < p_i/\beta_b) \end{cases} \quad (8)$$

其中气门开启最小截面积 f_s , 有许多近似公式^[13], 选用比较简单准确的公式

$$f_{s,b} = \pi h_v \cos \sigma_v (D_v + h_v \sin \sigma_v - \cos \sigma_v) \quad (9)$$

由此可见, 对于不同的凸轮型线, 不同的配气相位, 则对应不同的气门升程, 从而有不同的气门开启截面 f , 因此可以进行凸轮多方案的选择。

进排气门流量系数表征气体流经进排气门的一切损失, 是随曲轴转角变化的。它是气门升程和气体流速的函数, 一般可由静态吹风试验或示功图分析求出。在没有试验资料及同类型发动机流量系数曲线的情况下, 可按^[14]统计得出的经验公式

$$\mu = 0.95 - 3.3(h_v/D_v)^2$$

或^[15]给出的经验公式

$$\mu = 0.97 - 2(h_v - b_0/\sin \sigma_v)/d_s$$

其中 b_0 为座面宽度; d_s 为喉口直径。^[16]也给出了一些流量系数的资料。

(7) 容积方程式

气缸容积随曲轴转角的变化, 由已知的内燃机动力学公式

$$V = \frac{1}{4} \pi D^2 \sigma \quad (10)$$

$$\text{其中 } \sigma = \frac{S}{\varepsilon - 1} + R \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \varphi + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right) \right]$$

(8) 传热方程式

气体传给缸壁热量 Q_w 与传热系数 α_g , 传热面积 F 以及两者的温差 $T - T_w$ 成比例, 即

$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = \sum_i \alpha_{gi} F_i (T - T_{wi}) / 21600 n \quad (11)$$

$$i = \begin{cases} 1 & \text{—— 气缸盖} \\ 2 & \text{—— 活塞} \\ 3 & \text{—— 气缸套} \end{cases}$$

1) 传热系数 α_g 由于内燃机传热的复杂、不稳定性, 迄今还未得出成熟的传热公式, 许多文章发表了不少的经验公式, 其中著名的有努塞尔特 (NuBelt)、布列林格 (Брилиг)、艾歇伯克 (Eichelberg)、泼弗劳姆 (Pflaum)、阿南特 (Annand)、胡希尼 (Woschni) 等, 但这些公式不是从物理学及传热学的基本理论出发, 而是各个作者根据其自认为对传热起主导作用的参数, 经过试验求出其修正系数或指数而得出的经验公式, 由于试验机型的差异, 这些公式的计算结果相差甚大。

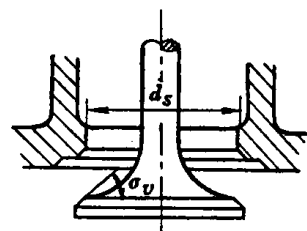


图2 气门喉口处简图

在计算中采用了较大型发动机常用的艾歇伯克公式, 考虑了增压压力对传热影响的泼弗劳姆公式以及较新的胡希尼公式。

① 艾歇伯克公式^[17]

$$\alpha_{gi} = 2.1 \sqrt{pT} \sqrt[3]{C_m} \quad (12)$$

$$C_m = \frac{Sn}{30}$$

② 泼弗劳姆公式^[18]

$$\alpha_{gi} = f(p_s) f(C_m) \sqrt{pT} \quad (13)$$

其中若

$$C_m < 3.6$$

则

$$f(C_m) = 3.0 - 2.75[1 - e^{-(1.5 - 0.416C_m)}]$$

若

$$C_m \geq 3.6$$

则

$$f(C_m) = 3.0 + 2.75[1 - e^{-(1.5 - 0.416C_m)}]$$

而

$$f(p_s)_{1,2} = 1.1 + 0.368(p_s - p_0)/p_0$$

$$f(p_s)_3 = 0.36 + 0.12(p_s - p_0)/p_0$$

③ 胡希尼公式^[19]

$$\alpha_{gi} = 265 D^{-0.214} (C_m p)^{0.786} T^{0.525} \quad (14)$$

2) 散热面积 F

$$F_{1,2} = \frac{1}{4} \pi D^2 \quad (15)$$

$$F_3 = \pi D \sigma$$

注脚: 1——气缸盖; 2——活塞; 3——气缸套; σ 见式 (10)。

(9) 过量空气系数 α 方程式

根据过量空气系数定义得

$$\alpha = \frac{G - B\chi}{L_0 B\chi} \quad (16)$$

或写成微分形式

$$\frac{d\alpha}{d\varphi} = \left(\frac{dG}{d\varphi} - B \frac{d\chi}{d\varphi} \right) \frac{1}{L_0 B\chi} - \left(\frac{G - B\chi}{L_0 B^2 \chi^2} \right) B \frac{d\chi}{d\varphi} \quad (17)$$

(10) 气体的绝热指数 K 、气体比热 C_v 、 C_p 与气体常数 R_g

由于气缸中的气体成分随曲轴转角变化, 因此 K 、 C_v 、 C_p 、 R_g 也都随之变化。

1) 气体绝热指数及比热 绝热指数 K , 比热 C_v 、 C_p 是气体成分和温度的函数。为了简便和保持整个计算的解析性, 最好能以解析函数来表达它们的变化, 因而采用下列方程式^[6]

$$K = 1.259 + \frac{76.7}{T} - \left(0.005 + \frac{0.0372}{\alpha} \right) \chi \quad (18)$$

$$C_v = \frac{AR_g}{K - 1} \quad (19)$$

$$C_p = \frac{K}{K - 1} AR_g \quad (20)$$

由此可见, χ 、 α 的物理意义扩大了, 不但表示燃烧过程燃料燃烧的百分数和过量空气系数, 而且还用来表示气体成分的变化。此时, χ 表示缸内气体(空气和燃烧产物的混合物)中燃烧产物的浓度, 亦即生成这么多的燃烧产物所耗费的燃料百分数。 α 则表示混合气中空气所占有的比例, α 值愈大则表示混合气中空气愈多, 当 $\alpha = \infty$ 时, 则表示纯空气。

2) 气体常数 R_g 气体常数 R_g 也是随气体成分变化的, 不同的气体 R_g 值是不一样的, 对于空气 $R_{g\text{空}} = 29.27$, 对于任意气体 $R_g = \frac{848}{\mu_k}$ (μ_k 为气体分子量)。

因此气缸中气体常数为变数

$$R_g = \beta R_{g\text{空}} \quad (21)$$

其中

$$\beta = 1 + \frac{H/4 + O_2/32}{\alpha L_{01}}$$

即为一般热计算中燃烧过程的分子变更系数, 在此应理解为气体与同量空气分子数的比值。

由上可见 K , C_v , C_p , R_g 只是过量空气系数 α 和燃料燃烧百分数 χ 和温度 T 的函数, 这样处理使问题大为简化。

(11) 气体内能 U 与焓 i

由热力学可知

$$U = C_v T \quad (22)$$

$$i = C_p T \quad (23)$$

2. 微分方程组的求解

上述方程为常微分方程组, 方程个数与未知数个数相等, 给定初值可用龙格-库塔 (Runge-Kutta) 法求解。但须按柴油机各工作阶段把微分方程组化为可解形式。

由式 (18), (19), (20), (22) 可知函数

$$U = f(T, \alpha, \chi)$$

化成全微分形式

$$\frac{dU}{d\varphi} = \frac{\partial U}{\partial \alpha} \frac{d\alpha}{d\varphi} + \frac{\partial U}{\partial T} \frac{dT}{d\varphi} + \frac{\partial U}{\partial \chi} \frac{d\chi}{d\varphi} \quad (24)$$

为计算方便, 减小求解时的方程个数, 将此式代入方程 (1), 得

$$\begin{aligned} \frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{G \frac{\partial U}{\partial T}} & \left[\frac{dQ_b}{d\varphi} + \frac{dG_s}{d\varphi} (i_s - U) - AR_g T \frac{dG_b}{d\varphi} - \frac{dQ_w}{d\varphi} \right. \\ & \left. - Ap \times 10^4 \frac{dV}{d\varphi} - BU \frac{d\chi}{d\varphi} - G \left(\frac{\partial U}{\partial \alpha} \frac{d\alpha}{d\varphi} + \frac{\partial U}{\partial \chi} \frac{d\chi}{d\varphi} \right) \right] \end{aligned} \quad (25)$$

以式 (25) 为基础, 经数学变换, 将前述方程组整理为下列形式:

(1) 压缩过程: G , G_b , Q_b , G_s , α , χ 均为常数。

$$\begin{aligned} \frac{dT}{d\varphi} = \frac{(K-1)^2}{AR_g G \left(K-1 + \frac{76.7}{T} \right)} & \left[- \sum_i \alpha_{s,i} F_i (T - T_{w,i}) / 21600 \pi \right. \\ & \left. - \frac{\pi}{180} ARGR_g T \sin \varphi \left(1 + \frac{\lambda \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right) / \sigma \right] \end{aligned} \quad (26)$$

(2) 燃烧过程: G_b, G_s 为常数

$$\begin{aligned} \frac{dT}{d\varphi} = & \left\{ \left[0.259 + \frac{76.7}{T} - \left(0.005 + \frac{0.0372}{\alpha} \right) \chi \right]^2 \left[B \frac{d\chi}{d\varphi} \left(H_u \right. \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{AR_q T}{0.259 + \frac{76.7}{T} - \left(0.005 + \frac{0.0372}{\alpha} \right) \chi} \right) - \sum_i \alpha_{g_i} F_i (T - T_{w_i}) / 21600 n \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{\pi}{180} GARR_q T \sin \varphi \left(1 + \frac{\lambda \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right) / \sigma \right] + GARR_q T \right. \\ & \left. \times \frac{d\chi}{d\varphi} \left(-0.005 - \frac{0.0744}{\alpha} \right) \right\} / GARR_q \left[0.259 + \frac{153.4}{T} \right. \\ & \left. - \left(0.005 + \frac{0.0372}{\alpha} \right) \chi \right] \end{aligned} \quad (27)$$

$$\frac{d\alpha}{d\varphi} = -\frac{\alpha}{\chi} \frac{d\chi}{d\varphi} \quad (28)$$

(3) 膨胀过程: $Q_b, G_s, G_b, \chi, G, \alpha$ 为常数

$$\begin{aligned} \frac{dT}{d\varphi} = & \frac{(K-1)^2}{GARR_q \left(K-1 + \frac{76.7}{T} \right)} \left\{ - \sum_i \alpha_{g_i} F_i (T - T_{w_i}) / 21600 n \right. \\ & \left. - \frac{\pi}{180} GARR_q T \sin \varphi \left(1 + \frac{\lambda \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right) / \sigma \right\} \end{aligned} \quad (29)$$

(4) 排气过程: Q_b, G_s, α 为常数

$$\begin{aligned} \frac{dT}{d\varphi} = & \frac{(K-1)^2}{GARR_q \left(K-1 + \frac{76.7}{T} \right)} \left\{ \Phi(\varphi, T, G) AR_q T \left[1 - \frac{1}{(K-1)(1 + L_0 \alpha_{\text{燃烧}})} \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{G}{(K-1)^2} \frac{(0.005 + 0.0372/\alpha_{\text{燃烧}})}{B(1 + L_0 \alpha_{\text{燃烧}})} \right] - \sum_i \alpha_{g_i} F_i (T - T_{w_i}) / 21600 n \right. \\ & \left. - \frac{\pi}{180} GARR_q T \sin \varphi \left(1 + \frac{\lambda \cos \varphi}{\sqrt{1 + \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right) / \sigma \right\} \end{aligned} \quad (30)$$

$$\frac{dG}{d\varphi} = \Phi(\varphi, T, G)$$

$$= -\frac{\mu_b f_b G \sqrt{R_q T}}{6nV} \begin{cases} \beta_b^{1/K} \sqrt{2g \frac{K}{K+1}} & (p \geq p_i/\beta_b) \\ \sqrt{2g \frac{K}{K-1} \left[\left(\frac{p_i}{p} \right)^{2/K} - \left(\frac{p_i}{p} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]} & (p < p_i/\beta_b) \end{cases}$$

(31)

(5) 重叠过程: Q_b 为常数

$$\begin{aligned} \frac{dT}{d\varphi} = & \frac{(K-1)^2}{GAR_q \left(K-1 + \frac{76.7}{T} \right)} \left\{ \Phi_s(\varphi, T, G, \alpha, \chi) \left[AR_q \left\{ \left(\frac{K_s T_s}{K_s - 1} - \frac{T}{K-1} \right) \right. \right. \right. \\ & + \left. \left. \frac{0.0372GT}{L_0 B (K-1)^2 \alpha^2} \right\} \right] + \Phi_b(\varphi, T, G, \alpha, \chi) AR_q T \left[\frac{B\chi}{G(K-1)} \right. \\ & + \left. \frac{0.005 + 0.0372/\alpha}{(K-1)^2} \chi - 1 \right] - \frac{dQ_w}{d\varphi} - Ap \times 10^4 \frac{dV}{d\varphi} \left. \right\} \end{aligned} \quad (32)$$

$$\frac{dG}{d\varphi} = \Phi_s - \Phi_b \quad (33)$$

$$\frac{d\alpha}{d\varphi} = \frac{1}{L_0 B \chi} \Phi_s \quad (34)$$

$$\frac{d\chi}{d\varphi} = -\frac{\chi}{G} \Phi_b \quad (35)$$

$$\frac{dG_b}{d\varphi} = \Phi_b \quad (36)$$

其中

$$\Phi_b = -\frac{\mu_b f_b G \sqrt{R_q T}}{6nV} \sqrt{2g \frac{K}{K-1} \left[\left(\frac{p_t}{p} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{p_t}{p} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]}$$

$$\Phi_s = \frac{\mu_s f_s p_s 10^4}{6n \sqrt{R_q T_s}} \sqrt{2g \frac{K}{K-1} \left[\left(\frac{p_0}{p_s} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{p}{p_s} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right]}$$

(6) 进气过程: Q_b, G_b, χ 为常数

$$\begin{aligned} \frac{dT}{d\varphi} = & \frac{(K-1)^2}{GAR_q \left(K-1 + \frac{76.7}{T} \right)} \left\{ \Phi_s \left[AR_q \left(\frac{K_s T_s}{K_s - 1} - \frac{T}{K-1} \right) \right. \right. \\ & + \left. \frac{0.0372GT}{L_0 B \left(\frac{G}{L_0 B \chi} + \alpha_0 \right)^2} \right] - \frac{dQ_w}{d\varphi} - Ap \times 10^4 \frac{dV}{d\alpha} \left. \right\} \end{aligned} \quad (37)$$

$$\frac{dG}{d\varphi} = \Phi_s \quad (38)$$

其中 Φ_s 同前

$$K_s = 1.259 + \frac{76.7}{T_s}$$

$$\alpha_0 = \left(\alpha - \frac{G}{L_0 B \chi} \right)_{\text{进}}$$

计算以压缩始点为起点, 给定 p, T, α 初值用龙格-库塔法对方程组分步积分, 可求出每一曲轴转角下 $p, T, G, G_b, G_s, \alpha, \chi, Q_b, Q_w, K$ 等值, 计算一个循环 α 重新回到压缩始点, 此时 p, T, α 值要与初值相符, 否则以新值重复计算, 一般算两次即可符合。

3. 柴油机参数及指标

(1) 涡轮前燃气温度 T_t

目前有许多计算涡轮前燃气温度的方法, 但这些方法是采用一些经验系数来估计各种因

素对排气温度的影响, 因而显得烦杂而且不准确。

本计算直接从排气管热平衡方程出发, 认为整个排气、扫气时期从气缸中排出气体所具有的热量, 等于排气管中气体所具有的热量, 则有:

$$\frac{dQ_p}{d\varphi} = \frac{dG_b}{d\varphi} i = \frac{K}{K-1} AR_q T \frac{dG_b}{d\varphi}$$

$$\therefore Q_p = Q_{p,i-1} + \frac{K}{K-1} AR_q T \frac{dG_b}{d\varphi} \Delta\varphi$$

亦即, 某一曲轴转角下, 排气热量 Q_p 等于前一角度时的排气热量与此角度间隔 $\Delta\varphi$ 内排气热量之和。

则涡轮前燃气温度 T_i 为

$$T_i = \frac{Q_p}{G_b C_{p,i}} \quad (39)$$

其中 G_b 为排气门关闭时排出气体总流量, 而 $C_{p,i}$ 为排气管中气体的定压比热, 其计算方法同前, 只不过排气管中的过量空气系数

$$\alpha_p = \frac{G_b - Bx_p}{L_0 Bx_p}$$

而排气管中燃气生成时所消耗的燃料燃烧百分数 x_p 为燃烧终了时之 x_b 与排气门关闭时留在气缸中的 x_d 之差, 即 $x_p = x_b - x_d$ 。

(2) 循环功

$$L_i = \oint p \times 10^4 dV \quad (40)$$

(3) 平均指示压力

$$p_i = \frac{L_i}{V_h \times 10^4} \quad (41)$$

(4) 单位指示油耗量

$$g_i = \frac{2.7 \times 10^6 B}{p_i V_h Z} \quad (42)$$

(5) 指示效率

$$\eta_i = \frac{632}{g_i H_u} \quad (43)$$

(6) 有效功率

$$N_e = \frac{p_i \eta_m V_h n Z}{0.9} \quad (44)$$

三、计算结果及应用

拟以高增压内燃机车用 24/26 型柴油机为例, 说明方法的应用, 计算结果也适用于同类型柴油机, 对于其它类型柴油机的定性分析也是有效的。

1. 工作过程参数的变化

(1) 压力和温度

柴油机气缸内的工作过程主要取决于：气缸内燃料燃烧与放热的情况；气缸容积的增减，气体成分的变化；气体与缸壁的换热过程；进排气过程中进入或排出气体的重量和热量的多少……，这些变化的因素也就决定了气缸内工作气体的参数。柴油机工作的不同阶段（压缩、燃烧、膨胀、排气、进气）这些因素的影响程度是不一样的，这些因素的相互制约，主次地位的相互转换就构成了柴油机工作过程气体参数的复杂变化。

图3表示出气缸内气体压力及温度的变化，从压缩开始由于气缸容积的减小，压力、温度升高。燃烧开始后压力、温度剧增，最高温度点滞后于最大压力点。在进排气过程中，主要由于进排气重量、热量和气缸容积间的相互制约，使压力、温度波动，比较明显的是在进气门开启后，新鲜空气进入气缸，温度大幅度下降。

(2) 气体重量与过量空气系数

气缸内气体重量 G ，进气量 G_s ，排气量 G_b 以及过量空气系数 α 的变化曲线表示在图4中。由图可见，过量空气系数很好地表征了气体中空气的比例，当进气门开启后，由于缸内新鲜空气的增加， α 逐渐增高，直到进气终了时 α 高达 4.27，表示气缸中充满了空气。在燃烧开始后由于燃料的燃烧，而使 α 急剧下降。

图5表示出气体重量变化速率 $\frac{dG}{d\varphi}$ 、 $\frac{dG_s}{d\varphi}$ 、 $\frac{dG_b}{d\varphi}$ 的曲线。这是一个很有意义的图形，仔细地研究这些曲线可以得知凸轮型线最有效的区段。由图可见，排气效率最高区段大约在下止点附近，而进气效率最高区段大约在曲轴转角 90° 左右，可能是由于此时气缸容积变化较大之故。

(3) 计算与试验结果的比较

表1给出了计算结果与第三台 12V 24/26 型柴油机 1971 年 5 月 15 日的试验结果^[26]的比较，可见计算与试验结果相当符合。

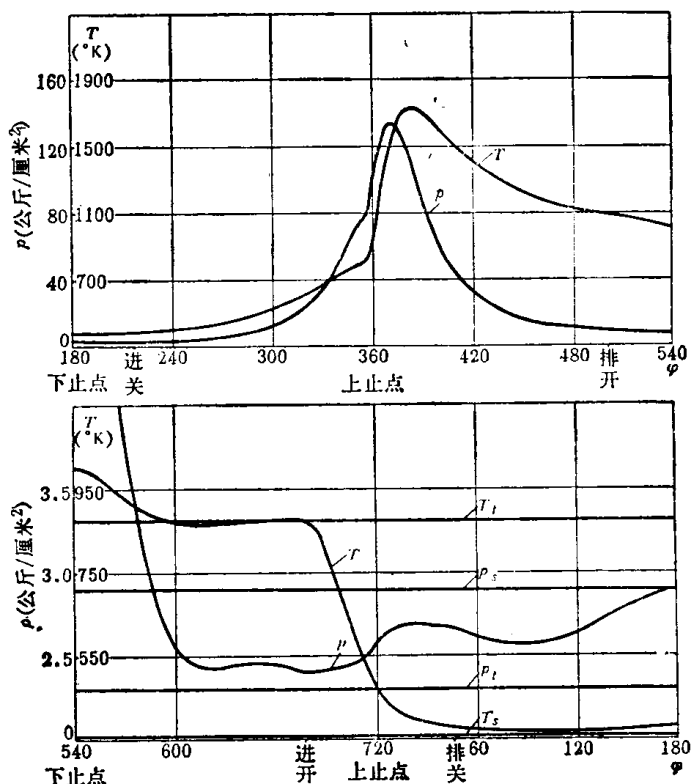


图3 气缸内气体压力和温度的变化
 $n = 1100$ 转/分, $p_e = 17.4$ 公斤/厘米², $p_s = 2.9$ 公斤/厘米², $t_s = 84^\circ\text{C}$, $p_t = 2.3$ 公斤/厘米²

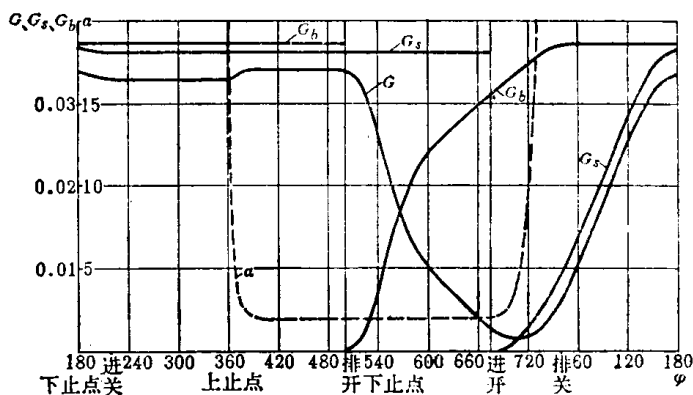


图4 过量空气系数 α ，气缸内气体重量 G ，进气量 G_s ，排气量 G_b 的变化

2. 凸轮型线与配气相位的选择

设计新发动机时，都要进行凸轮型线及配气相位的选择，因其直接影响燃烧空气量的多少和泵程功的大小。对于高增压柴油机说来，由于存在着柴油机与增压器的配套及日益严重的热负荷问题，则使凸轮型线及配气相位的选择显得更加重要。

(1) 配气凸轮的选择

一般凸轮型线及配气相位的选择须要通过试验，由于巨大的耗费不可能进行很多方案的选择比较，而利用本计算方法则显得简便易行，可以从几十种甚至上百种凸轮方案中，较快地选择出较佳方案，配以验证，能够收到较好的效果。

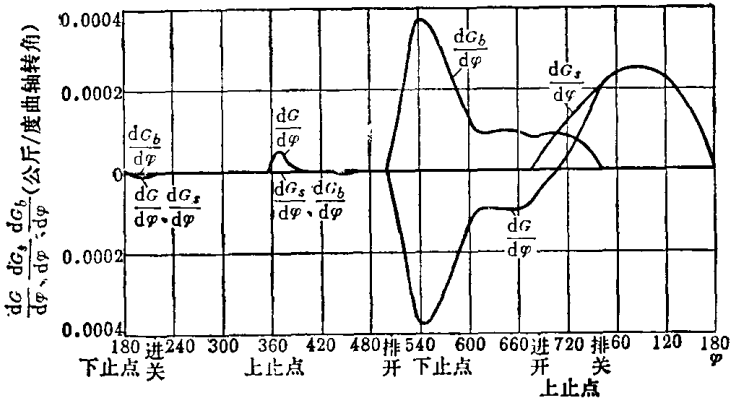


图5 气体重量变化速率 $dG/d\varphi$, $dG_s/d\varphi$, $dG_b/d\varphi$ 的变化曲线

为了提高12V24/26型柴油机性能，改善燃烧，曾对[21]给出的17种不同配气相位的凸轮进行了选择计算，主要结果列于表2中。使循环供油量及其它进排气参数保持一定，所列

表1 计算与试验结果比较

初 始 参 数		$\epsilon = 13$		$n = 1100$		配气相位 $\begin{smallmatrix} 45 & 45 \\ 40 & 40 \end{smallmatrix}$			
参 数	p_s	$t_s, ^\circ\text{C}$	p_t	N_e	$t_t, ^\circ\text{C}$	G_s	p_z	g_e	α
计 算	2.66	65	2.143	2896	586	3.81	134.5	154	2.15
试 验	2.66	65~68	2.143	2937	586	3.86	135	150	2.2

表2 不同配气相位及凸轮方案的计算

初 始 参 数			p_s	$t_s, ^\circ\text{C}$	p_t	n	ϵ	θ	B	
			2.9	84	2.3	1100	13	-3	0.0012916	
序 号	进开 进关	排关 排开	G_s	$t_t, ^\circ\text{C}$	p_z	η_v	$\gamma \times 10^4$	ψ	α_z	N_e
1	40 36	40 36	4.132	639.10	137.71	2.353	2.140	1.127	1.803	3364
2	45 40	45 40	3.977	654.80	136.93	2.329	3.591	1.096	1.785	3383
3	55 50	55 50	4.189	629.02	135.69	2.290	1.769	1.174	1.755	3389
4	60 50	60 50	4.322	613.95	136.13	2.311	1.467	1.200	1.771	3390
5	70 40	70 40	4.787	575.45	136.98	2.336	0.702	1.315	1.790	3369
6	70 80	70 80	4.313	628.52	127.48	2.026	0.700	1.366	1.552	3303
7	70 40	75 50	4.837	571.38	136.97	2.334	0.640	1.330	1.789	3378
8	70 40	80 60	4.877	570.31	136.96	2.333	0.615	1.342	1.788	3373
9	75 50	75 70	4.839	575.62	135.44	2.287	0.594	1.358	1.753	3353
10	80 40	75 50	4.972	560.84	136.98	2.335	0.702	1.315	1.789	3382
11	80 40	80 60	5.009	559.89	136.96	2.333	0.547	1.378	1.788	3368
12	80 60	80 60	4.850	570.21	133.30	2.218	0.532	1.403	1.700	3358