

李斯特教授主编《内燃机全集》第三卷

内
燃
机
专
热

内 燃 机 传 热

W. 柏夫劳姆 著
〔德〕 K. 摩伦浩尔

唐后启 庞凤阁 陈元春 译

史习康 贾锡印 校

4
4-2
3

367788

李斯特教授主编《内燃机全集》第三卷

内 燃 机 传 热

(德) W. 柏夫劳姆 K. 摩伦浩尔 著

唐后启 庞凤阁 陈元春 译

史习康 贾锡印 校



(黑)新登字第9号

内 容 简 介

本书是内燃机传热方面的权威著作。译自德国《内燃机传热》的第一版,该书主要论述内燃机工质的传热,冷却介质的传热,发动机零件的热负荷与热应力及其测试技术。最后附有各传热方程一览表,并简要地说明了其基础、来源、试验条件、应用场合,以备读者计算时选用。

本书可作为内燃机专业高年级学生和研究生教材或参考书,也可供从事内燃机工作的科技人员以及大专院校有关专业的教师参考。



内燃机传热
唐后均 史凤阁 陈元春 译
史习康 贾锡印 校

哈尔滨船舶工程学院出版社出版发行
哈尔滨建筑工程学院附属印刷厂

开本 787×1092 1/16 印张 19.125 字数 435 千字
1992年8月第1版 1992年8月第1次印刷
印数: 1—1200册
ISBN 7-81007-253-6/TB·2
定价: 5.05元

译者序

本书是李斯特教授主编的名著《内燃机全集》的第三卷《内燃机的传热》，由德国柏林大学教授 W·柏夫劳姆、K·摩伦霍尔合著。

该书的内容丰富，理论密切结合实际。目前国内出版的译著或论著，尚不如本书详尽。

本书的特点是反映了“内燃机传热”这一学科的最新研究成果，在气体传热方面，著者密切结合各种类型的内燃机各个冲程中的不同特点、试验条件，给出了各研究者提出的传热方程并详尽的论述各方程的试验基础，应用条件，各参数的影响。在压缩和燃烧膨胀冲程中阐述了对流换热，辐射传热的影响。

全书共分六章，第一章绪论，介绍传热学概论，内燃机传热的一些特殊情况，在非稳态或准稳态过程中的工作循环，传热对工作循环的影响等。

第二章工质的传热，详细地论述了各换热方程，并分析了燃烧室型式、燃气速度、工质压力和温度、结构参数以及辐射对传热的影响。

第三章冷却介质的传热，主要论述冷却空气和冷却水的传热。

第四章论述发动机零部件的热负荷与热应力。

第五章为试验和测量技术，介绍换热系数的确定方法，气体温度、壁温和活塞温度的测量方法以及热电比拟法等。

第六章为附录，列出了各传热方程的一览表，并对它们的来源、试验条件、应用场合等作了简要的说明，以备读者计算时选用。

本书原由唐后启先生提议并主持编译，因唐先生于 1990 年 10 月不幸病逝，生前遗愿，希教研室能组织完成本书翻译出版，不致半途而废。本书由唐后启翻译第一、三、六章和第四章的 1—3 节，鹿凤阁译第二章，陈元春译第四章的第四节及第五章。由史习康先生对全书进行了认真而仔细地校对，最后贾锡印教授进行审校并统稿。本书的编译、出版并得到王传溥教授及船院出版社的大力支持并做了大量的工作，谨在此表示衷心的感谢。

由于译者水平有限，不妥或错误之处在所难免，敬请专家和读者批评指正。

译者 1991 年 10 月

前 言

内燃机全集的主编 H·李斯特 (Hans List) 教授于 1938 年计划出版的本书第一卷有关发动机结构这一基本主题问世之后,就着手出版有关内燃机传热的第三卷。但在那时关于内燃机传热知识的论著甚少,尚不足以恰当地处理内燃机的一些过程。据了解,当时只有努谢尔特 (Nußelt) 于 1923 年和艾希尔贝尔格 (Eichlberg) 于 1937 年在这一特殊领域中发表了他们具有独创性的研究论著。然而,这些论著,用今天的观点来看,仅能为本书提供内容贫乏的资料,这是因为从 1950 年起才在国内外发表了一些与发动机发展有关的较为深入和必要的传热知识。

本书的第一作者早在 1932 年对高压发动机的计算中,就感到他对内燃机传热知识的贫乏,因而试图通过自己的研究工作加以系统的论述。因此在多年之前,当李斯特教授问及本书的第一作者一柏夫劳姆(W. Pfau)是否准备撰写本书的第三卷^[1],他欣然同意了。显然,那时在这个特殊领域内没有什么综合性的论著,这就需要尽可能从零星、分散的论著中进行综合与分析。出版这样的论著,十分符合第二个年青作者的愿望。在这领域中,他是第一作者最早的长期合作者。

我们两人一致认为,最好是按照统一计划提出各自撰写章节,并通过经常的接触加以协商确定。六篇主要章节的分工如下:第一章、第二章和第六章以及第三章的 3.3.4 节和第四章的 4.2.3 节由柏夫劳姆撰写,而第三章、第四章和第五章由摩伦浩尔 (K. Mollenhauer) 撰写。

迄今为止,描述由工作气体至冷却介质的热传导的著名传热方程是作为典范而又深刻的关键性方程来加以应用。为了节省读者查阅现有的、零散的专著及计算过程所需的时间,在本书的附录中简明地给出了这些方程的基础、来源和试验条件,以及对传热过程中各种不同的影响参数和含义的说明。在一定的范围内探讨由于热渗透对各种构件和测试技术的影响,以便使这些构件和测试元件更能符合要求。

用数学的约束关系来描述的参数方程具有普遍的适用性。但对工程师来说,通常必须用数值进行计算,故必须通过换算因子对那些至今仍在传热领域中采用的单位换算成国际通用的国际单位制(即 SI-单位制),因此在本书的前面汇编了这种换算因子的一览表。对此考察迄今取得的数值与图表中所给出的数值是很有必要的。为了这种换算,本书也将对还处于发展中且带有经验系数的以原始形式表示的工作气体的传热方程汇编在附录中。然而,在正文中,对这些方程和其他方程以及有关数值应用的说明,都毫无例外地采用新的单位制。

作者理所当然地要对所有给予建议、协助计算、绘图、照象和抄写工作的同事表示谢意。由于他们的帮助,使得本书得以顺利问世。他们之中,在科学方面的代表者首推工学博士 A·阿波哈布萨(Ahmed abohappa), G-R. 克勒特(Gerd-Rudiger Klette)和工学士 D. 福兴(Damrong Photien)。我们还要感谢那些给予帮助的专家和热情为我们提供资料的同事和公司。我们特别要对迄今还担任本丛书主编的 H. 李斯特教授和最近出任的新主编 A. 毕兴格(anton Pischinger)教授所给与的指导性建议和富有启发性的提示再次表示深切的谢意。

此外,除了克勒特先生外,还有工学博士 R.G. 蒲特纳(Rainer G. Putter)先生为本书的

校阅工作付出了辛勤的劳动，在此也一并致谢。我们也尽力消除书中出现的各种可能的错误，但我们深知，要完全消除所有的印刷错误是一件难以办到的事，为此，恳请读者给予谅解和指正。

最后，由于本书中的数字、方程类型、制图和数据表格在印刷技术上的难度，我们还要对承担这类科技书籍的精心刊印而享有盛誉的出版社表示感谢。

W.柏夫劳姆

K.摩伦浩尔

1977年3月于柏林

公式参数一览表

公式参数 1	意 义 2	国际单位 3	现用单位 4	换算因子 β 5 Δ 4: 3	附 注 6
Q	热量	Ws KWh	kcal kcal	4186.8 $\approx$ 4200 ²⁾ 1.163 $\cdot 10^{-3}$	注意: 1Nm = 1J = 1Ws 10^{-3} $\frac{1}{1.163} = 859.845$ ≈ 860
Φ	热流量	W	kcal/h	1.163 $\approx$ 1.2	
q	热负荷	W/m ²	kcal/m ² h	1.163	
λ	导热系数	W/mK	kcal/mh°C	1.163	
α	换热系数	W/m ² K	kcal/m ² h°C	1.163	
k	总传热系数	W/m ² K	kcal/m ² h°C	1.163	
c	比 热	Ws/kgK	kcal/kg°C	4186.8	对于定压与定容 比热应带有标记 p 与 v
c	比热	$\frac{Ws}{m^2}$ ($\frac{273.15K}{1.813296K}$) k $\frac{Ws}{m^2}$ ($\frac{9C}{1.8C}$) K	kcal/N ² m°C ²⁾ kcal/N ² m°C ²⁾	4186.8 4132 ³⁾	
p	压力	bar	kp/cm ²	0.980665 $\Delta g \cdot 10^{-1}$ ≈ 0.981	1bar = 10 ⁵ N/m ² 10 ⁵ Pa $\frac{10}{g} = 1.019716$ ≈ 1.02 $g = 9.81m/s^2$
U	周 长	m	m	1	
A	面 积	m ²	m ²	1	
V	容 积	m ³	m ³	1	
v	比 容	m ³ /kg	m ³ /kg	1	
ρ	密 度	kg/m ³	kg/m ³	1	
W	功	Nm, Ws	Kpm	9.80665	
P	功 率	kW	PS	0.7335 ⁴⁾	
T, Θ	温度(开氏温度)	K	K		

公式参数一览表(续)

公式参数 1	意 义 2	国际单位 3	现用单位 4	换算因子 β^* 5 Δ : 3	附 注 6
t, ϑ	温度(开氏温度)	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	1	
Δ	差 值	—	—	—	
s, δ	距离(壁厚,行程)	m	m	1	• 的其他意义见下 页!
r, d	半径,直径	m	m	1	
l, b, h	长度,宽度,高度	m	m	1	L 也表示长度
τ	时 间	s, h	s, h	1	
n	转速或旋转频率	min^{-1} 或 s^{-1}	U/min	1	
ω	速 度	m/s	m/s	1	
c_m	活塞平均速度	m/s	m/s	1	
λ^*	过量空气系数	—	—	—	无 * 号的意义 见前页
v^*	空气含量	—	—	—	
M	摩尔质量	kg/mol	kg/mol	1	
m	质 量	kg	kg	1	
C_{ex}	辐射(强度)常数	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}^4$	$\text{kcal}/\text{m}^2\text{hK}^4$	1.163	C_{ex} $= 5.77 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}^4$ 黑 体
η	动力粘度	Ns/m^2	kps/m^2	9.80665	$1 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} = 1 \frac{\text{kg}}{\text{sm}}$ $= \frac{1}{9.80665} \frac{\text{KpS}^2}{\text{m}}$
ν	运动粘度	m^2/s	m^2/s^2	1	$\nu = \frac{\eta}{\rho}$

公式参数一览表(续)

公式参数 1	意 义 2	国际单位 3	现用单位 4	换算因子 β^* 5 $\triangle 4: 3$	附 注 6
λ	导热率	m^2/s	m^2/h	1/3600	$\alpha = \frac{\lambda}{C_p \cdot \rho}$
$H_i(t)$	焓	Ws	kcal	4186.8	ΔH 焓降
$h_i(t)$	比 焓	$\text{Ws}/\text{m}^3 (^\circ\text{C})$	kcal/Nm^3	4132	Δh 比焓降
s/d	行程比 $s = \text{行程}$, $d = \text{气缸直径}$	—	—	—	也用 D 表示气缸直径
z	压缩比与辐射能力	—	—	—	在表示辐射能力或辐射交换系数时,习惯上皆标以该辐射体的标记
φ	角度,曲轴转角	$^\circ$	$^\circ \text{KW}$	—	
β	膨胀系数	$1/^\circ\text{C}$	$1/^\circ\text{C}$	1	
ψ	阻力系数	—	—	—	
S	熵	Ws/K	$\text{kcal}/^\circ\text{C}$	4186.8	
S_{vol}^0	容积比熵	$\text{Ws}/\text{m}^3 (^\circ\text{C}) \text{K}$	$\text{kcal}/\text{Nm}^3 \text{C}$	4132	对于 KWh: $\beta = 1.147 \cdot 10^{-1}$
S_{kg}^0	质量比熵	Ws/kgK	$\text{kcal}/\text{kg}^\circ\text{C}$	4186.8	对于 KWh: $\beta = 1.163 \cdot 10^{-1}$

* 例如: $1\text{kcal} = \text{JWs}$

1) 下面划有一条横线的最后一个数字, 表示精确到该尾数(其后至少有一个零)!

这是由于: $426.935 \times 9.80665 = 4186.80211$

或在第二列中: $\frac{4186.\underline{8}}{3600} = 1.163$

2) $1\text{Nm}^3 \triangleq 1\text{m}^3$ 在 0°C 和 760 毫米汞柱(托)时 = 1013.25mbar

3) 这是由于: $4186.\underline{8} : 1.101325 = 4132.05033$

4) 这是由于: $75 \cdot 9.80665 \cdot 10^{-3} \approx 0.735498 \approx 0.7355$ (其倒数为: $1.35962 \approx 1.36$)

5) 根据 DIN (西德工业标准) 1345, 其摩尔比焓 S_m 的国际单位为 Ws / molK .

下标与缩写一览表

	标 记
无标记:	气体值(如: 空气、燃气等)
0,1,2,...	某些确定的状态或位置
$i, a,$	内部,外部(如: 物体的内部温度
w	壁面
k	冷却一侧,冷却介质
b 或 $Konv$	对流(输送、接触)
s 或 str	辐射("S"相当于黑体的辐射规律)
z	("str"一般(灰体)的辐射)
L 或 a	气缸
D	增压内燃机的增压力或一般的初始压力
K	气缸盖
B	活塞
G	气缸衬套
F	气体
	火焰

缩 写

ATL	废气涡轮增压器
$m.A$	增压
$o.A$	非增压
Br.	燃料
C, K	方程中的一般常数(如 p, k, a, b, c)
EDV	电子数据处理(设备)
IVKM-TUB	柏林工业大学内燃机研究所*
Lu	空气
VG	燃气
VKM	内燃机
VP	理想热力循环
OT	上止点
UT	下止点
VR	燃烧室容积
V_c	压缩室容积
V_h	行程容积
DS	绝热层

* 现改名为: 设计学与热机研究所,从事内燃机教学与科研(IKTM-VKM).

目 录

公式参数一览表	(9)
下标与缩写一览表	(13)
第一章 绪论	(1)
1.1 引言	(1)
1.2 传热学概论	(3)
1.2.1 稳态过程与非稳态过程的传热基本方程	(3)
1.2.2 影响因素	(5)
1.2.3 经验方程或解析方程	(6)
1.2.4 传热与相似理论	(6)
1.2.4.1 传热与相似准则	(7)
1.2.4.2 基本方程与相似准则中的热物理特性系数	(8)
a) 导热系数	(9)
b) 粘度	(13)
c) 比热	(14)
d) 密度	(18)
1.3 内燃机的一些特殊情况	(19)
1.3.1 对换热方程的影响	(19)
1.3.2 辐射的作用	(22)
1.3.3 向冷却介质的传热	(23)
1.4 在非稳态或准稳态过程的工作循环	(23)
1.5 传热对工作循环的影响	(26)
1.5.1 换气	(26)
1.5.2 压缩、燃烧与膨胀	(26)
1.5.3 热损耗与效率	(28)
1.6 零部件的热应力	(30)
第二章 工质的传热	(34)
2.1 换热方程	(34)
2.1.1 努谢尔特型(第Ⅰ组)的换热方程	(34)
2.1.2 相似理论型(第Ⅱ组)的换热方程	(40)
2.2 燃烧方式的影响	(46)
2.2.1 直接喷射的四冲程柴油机燃烧室	(46)
2.2.2 间接喷射的四冲程柴油机燃烧室	(47)
2.2.3 不同扫气方法的二冲程柴油机的燃烧室	(50)
2.2.4 汽油机的燃烧室	(51)
2.3 燃气速度的影响	(53)
2.4 工质的压力和湿度的影响	(57)
2.5 几何参数的影响	(72)

2.6 辐射的影响	(74)
2.6.1 α -方程	(74)
2.6.2 测量值	(87)
2.6.3 解析计算	(95)
2.6.3.1 辐射能力与辐射换热	(95)
2.6.3.2 壁面对辐射和对流的影响	(105)
2.7 换热方程在四冲程和二冲程发动机中的应用	(113)
2.8 换热方程的比较研究	(114)
2.8.1 数量上的对比	(114)
2.8.2 通过局部影响的观察对换热方程的评估研究	(134)
第三章 冷却介质的传热	(139)
3.1 内燃机的传热与冷却	(139)
3.2 冷却空气的传热	(141)
3.2.1 散热片的导热	(141)
3.2.2 装有散热片的壁面传热	(146)
3.2.3 冷却空气的导向装置对冷却空气的加热与传热的影响	(154)
3.2.4 冷却空气的流通能力与压力损失	(161)
3.3 水冷时的传热	(163)
3.3.1 传热情况概述	(163)
3.3.2 强制对流与自然对流时的传热	(165)
3.3.3 蒸发时的传热	(169)
3.3.4 气蚀时的传热	(177)
3.3.5 发动机运转时的传热	(181)
第四章 发动机零部件的热负荷与热应力	(186)
4.1 引言与定义	(186)
4.2 温度变化与温差应力	(190)
4.2.1 温度变化与温度场	(190)
4.2.2 温差应力	(195)
4.2.3 绝热防护层	(202)
4.3 活塞的热负荷与热应力	(209)
4.3.1 热应力与结构设计	(209)
4.3.2 活塞的传热	(214)
4.3.2.1 工作气体与活塞间的热交换	(214)
4.3.2.2 活塞与汽缸套间的热交换	(216)
4.3.2.3 活塞与冷却介质间的热交换	(217)
4.4 汽缸盖的热负荷与热应力	(222)
4.4.1 热应力和结构设计	(222)
4.4.2 汽缸盖的传热	(227)
4.4.2.1 工作气体的传热	(227)

4.4.2.2 气阀中的传热	(228)
4.4.2.3 气缸盖的进气和排气道的传热	(234)
4.5 气缸套的热负荷与热应力及其结构设计	(236)
第五章 试验和测量技术	(241)
5.1 引言	(241)
5.2 换热系数的确定方法	(241)
5.2.1 解析方法	(241)
5.2.2 实验方法	(243)
5.2.2.1 热平衡法	(243)
5.2.2.2 表面温度法	(245)
5.2.2.3 传热测量器	(249)
5.3 温度的测定	(250)
5.3.1 工作气体的温度	(250)
5.3.2 稳态壁温测量	(252)
5.3.3 活塞温度的测量	(256)
5.3.3.1 连续测量	(256)
5.3.3.2 间断测量	(256)
5.3.3.3 遥测技术	(259)
5.3.4 快速变化的表面温度的测量	(261)
5.4 热-电模拟	(263)
第六章 附录	(267)
6.1 传热方程的原始形式	(267)
6.1.1 谢努尔特型(第 I 组)的传热方程	(267)
6.1.2 相似理论(第 II 组)的传热方程	(269)
6.2 在内燃机领域内所采用的一些固体、液体和气体的热物理特性系数	(275)
表 1.1~1.7.	(275)
参考文献	(289)

第一章 绪 论

1.1 导 言

我们假定本书的读者已掌握稳态和非稳态传热过程的基本内在联系与数学关系。目前有关这方面的著作十分丰富,其中或多或少地介绍了一些为工程师所重视的问题,例如[1、2、3、4、]。此外还有一些著作专门介绍这一问题在某些技术领域中的特殊或独有的应用,例如热交换器[5],燃烧[6]或取暖与空调技术[7]等。

当时有些作者根据自己的理解力图利用以往发表的零散著作和数据资料进行综合和归纳整理使之成为工程师所采用的形式。然而在内燃机的传热领域内,至今尚未发现有类似的著作。这一缺陷现在必须加以消除,不论这种工作目前还有多少困难,经过作者在此领域中多年来艰辛的努力和卓有成效的研究,已使此领域内的知识系统化成为可能。因为在这领域内已发表了很多鲜为人知的个别的和分散的著作。但这并不排除有些作者在某一确定的目的下必须进行的恰当选择,因而不得不暂时放弃其他工作^①。与此有关的著作还有活塞式内燃机中专门涉及边界层理论的传热问题。这些理论的意义虽然也很重要,但不能实际利用,因为在非稳态运转条件下,统一的边界层无法形成;此外,还有不同速度分量的负载变化过程;油膜覆盖的气缸套表面上的活塞滑移运动;在气缸盖底面和活塞顶面有强烈的火焰和速度峰值作用的燃烧过程。然而,这些研究工作对于深入了解传热过程是有帮助的。在这方面值得提到的有:马德尔(Mader)、赫尔茨费尔德(Herzfeld)、柏夫锐姆(Pfriem)、和爱伯勒(Eberle)[195、196、197、198],有关这方面的详细论述,可参阅本书的第五章。

在绪论这一章中,我们将首先论述活塞式内燃机有关传热的一般情况和特殊情况(这些特殊情况,简单地说就是:活塞式发动机或内燃机或在前而有意识地加上四冲程、二冲程、或增压发动机等标志,以示其特殊性)。这就要求对有关的结构和运行情况以及有关物理学上、热力学上和技术关系上的数学处理问题作出简要的说明。

在内燃机发展的初期,原先认为混合气形成和燃烧是没有干扰的理想工作过程,而发动机的安全运行仅需考虑它的结构部件直接受到工作时诸力所产生的机械负荷。然而,随着功率的增加,通过一段时间运行后,就会出现裂纹形式的损伤,这些裂纹特别容易出现在工作过程中受到高温和交变温度作用的壁上。因此,在最初奥托(Otto)和狄塞尔(Diesel)并未阐明过这类现象。但在萨斯(Sass)^②的关于内燃机发展史一书中,曾对大型气体燃料发动机和大型柴油机的结构与气缸上出现热裂现象作过报道。通过长时间的艰辛劳动和巨大的代价取得了消除这种损伤的经验。这就是,必须保证机械零件随壁温的升高能够自由地膨胀或者通过附加的冷却措施使得壁温降低。因为我们无法防止来自炽热气体的不可避免的热渗透的传热过程,为此,必须同时考虑零件壁面的造型设计,以便使零

①参阅内容丰富的文献“强载发动机的传热”,作者:沃泽尼(Woehni)和陈武英(Chen Wu-jen),内燃机研究学会的研究报告H135(1972)法兰克福/美国。

②萨斯(Sass,F):《从1860~1918年德国内燃机发展史》柏林-哥廷根-海得堡、斯普林格出版社1962。

件壁面不致温差过大。

设计者和试验工程师们知道在发动机零部件中特别容易损坏的危险部位，例如，在四冲程发动机气缸盖进、排气阀之间的部位或非分开式气缸盖的底部与大型二冲程发动机的排气隔板，或气缸套法兰的四周，为了阻止热渗透或减小最上部壁面层温度峰值所产生的破坏作用，可在承受力作用的表面上设置非冷却的壁面屏蔽或在与燃料直接接触的现代高速柴油机活塞表面上喷涂金属氧化物保护层，因为这种材料的导热系数很小，一种曾被成功地使用的典型的有效屏蔽方法是在双作用二冲程发动机燃烧室下部范围内的活塞杆上采用这种保护层。

由于热渗透的强度取决于工作气体与壁面间的温差和换热系数以及零件壁面的导热系数和冷却介质的作用，在零件壁面内部形成了温度场，从而产生壁面零件内部应力状态。这些热应力应叠加在工作过程中诸力所产生的纯机械负荷之上。热渗透是评定发动机的热负荷和通过传热向周围环境散发的热损耗的不可缺少的重要比较参数。此处对热负荷可理解为：首先温度场的绝对温度和温度梯度，以及由此而引起的材料内部的应力；其次是活塞与活塞环在运动时的运行状态和润滑情况，阀座的密封与污染情况等，热损耗是功能的损耗，并因而降低了发动机的效率[60]①。

在温度场方面还需要区分稳定部分和由于活塞式发动机周期性工作过程所确定的非稳态部分。非稳态部分仅限于壁面的内侧，依照温度波动的幅度和与各自的换热系数以及与壁面导热系数相关的工作循环的频率大小，对于低速发动机来说，这种非稳态的温度场仅几毫米深，而对于高速发动机来说不过几分之一毫米。由于实际上处于稳态的冷却介质的作用，故温度场仅在一侧受到干扰。因此，零件壁面的应力与变形也仅由稳定的温度场来确定。微弱的非稳态的温度场仅能引起交变的表面应力，当然，这种应力在极限情况下必然引起初始裂纹，前面有关保护层的论述已涉及到这个问题。

因为换热系数方程的建立目前只能通过整个发动机的热平衡的比较，或在少数情况下，由壁面的稳态温度场中温差的检测来达到。这就是说，方程的所有平均数值仅是对工作循环的整个时间过程和气缸壁面的所有空间位置状态下恰当地算出。尽管已知传热过程参数的某种规律和影响，但不同位置的瞬时的并支配换热系数的实际变化过程如何，对于不同的给定的方程还是未能确定。这就是为什么会出现很多带有不同数值系数方程的主要原因，因为它们是根据各自的物理基础和试验对象（一般是指发动机而言），而得出的本书有一章节专门讨论各种典型方程及其适用范围。很多方程都可以通过一些附加的条件以适应各种不同类型发动机的研究，借以满足热负荷或相应的热损耗初步计算的需要，这是一系列有关时间和局部的平均换热系数的综合性问题。

这个问题的困难在于一个有待进一步解决的命题，这就是借助方程不仅要确定燃烧室中换热系数随时间的变化，而且还要确定在空间位置上换热系数的变化情况。然而人们可以根据传热过程的一般规律预测由于结构形式，气体速度，燃料喷射及火焰温度所引起的较高的热渗透与热负荷的位置，但还不能确定其数值的大小。也许随着技术的发展，在本书以后的版本中，这一问题可以得到相应的改善。关于这种方程的建立也正在进行中（参阅本书正文第1页的脚注文献和文献（21b）以及目前在铸造的部件上所进行的运转试验

①参阅该文献中的“热力学关系的说明”，第71～78页。

(241))。但这并不能说明目前工程师们对这类问题就束手无策了。和以往一样,物理的基本定律和经验可以指导我们在何处和如何予先考虑这些问题。例如,众所周知,换热系数与几何尺寸成反比而递增。对于一个直径 $d=0$ 的理想线段或一个曲率半径 $r=0$ 的锐角来说,其理论上的换热系数 $\alpha \rightarrow \infty$ 。我们将会发现,传热过程一个最重要的无量纲特征值——努谢尔特数可提供这种予先的判断。在内燃机的燃烧室中的尖锐棱边呈现出白炽的现象,而与其直接相连的平滑壁面则保持暗黑色,这些现象是试验工程师们所熟知的。设计师们虽然进行了长期的计算,仍未能圆满地解决这些问题。但是前事不忘后事之师,人们最好事先就能考虑和重视这些问题,以便尽可能避免在今后研究工作中的失败,避免时间的损失和资金的浪费。

然而,近代测量技术已经达到这样的水平,即通过对壁面某一部位表面温度脉动变化的测量以确定该处发生的传热情况,并可把这些知识应用于设计。不过这个问题的解决,终究是要针对相应的试验对象进行,它可以是发动机的本身,或者是一个合适的试验设备。然后借助相似理论确定可资利用的比较值,有关的测量技术将在本书专门的一章中详细地加以论述。

综上所述,传热对于内燃机的结构,运行和发展上的意义是不能低估的,这一事实已逐渐被人们所认识。有关这一知识的近代状况将会专门章节中进行论述。

1.2 传热学概论

1.2.1 稳态过程与非稳态过程的传热基本方程

根据傅立叶定律,在稳定导热时,通过有限延伸的平面壁或通过绝对静止的气体或液体介质,或是通过处于层流状态的液体或气体介质所传递的热量为

$$Q = \lambda A \frac{T_1 - T_2}{s} \tau \quad (1.1)$$

式中 $T_1 - T_2$ 为所讨论区域内的温度降。其余参数的意义及以后出现的相同符号均按本书的“公式参数一览表”的规定。

如果我们计算的不是总热量,而是单位时间通过某一壁面的热量,则可用下列热流公式求得

$$\Phi = \frac{Q}{\tau} = \lambda A \frac{T_1 - T_2}{s} \quad (1.2)$$

为了尽可能避免原始值的测量并获得决定热应力的参量的一般比较值,定义热负荷(亦称热流密度)为:

$$q = \frac{\Phi}{A} = \lambda \frac{T_1 - T_2}{s} \quad (1.3)$$

在内燃机的燃烧室与气缸内的工作气体温度和压力是决定四周壁面热应力的主要原始数据。当气缸是圆筒形,且气缸盖与活塞顶用凸缘或导向肋等进行局部加固,气缸盖与活塞顶的底面一般是一个平面。通过长度为 l 、内径与外径分别 d_i 与 d_o 的管壁热流为

$$\Phi = \lambda 2\pi l \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{d_o}{d_i}} \quad (1.4)$$

利用方程(1.2)与(1.3)可以推导出外壁上的热负荷为