

916585

内燃机结构设计

西南交通大学 谈荣望 主编

高等学校教材

基本馆藏



中国铁道出版社



高等学校教材

内燃机结构设计

西南交通大学 谈荣望 主编

北方交通大学 李成山 主审

中国铁道出版社

1990年·北京

内 容 简 介

本书详细介绍了内燃机活塞组、连杆、曲轴、气缸盖、气缸套、机体和配气机构等零部件的结构形式、材料选用、受力情况和常见故障,同时介绍了总体设计方法和内燃机实例。

本书作为高等学校内燃机专业教材,也可供有关专业的工程技术人员参考。

高等学校教材

内燃机结构设计

西南交通大学 谈荣望 主编

中国铁道出版社出版、发行

北京东单三条十四号

责任编辑 马时亮 封面设计 王毓平

各地新华书店经售

中国铁道出版社印刷厂印

开本: 787×1092毫米 1/16 印张: 16 字数: 389千

1990年5月 第1版 第1次印刷

印数: 1—2,000册 定价: 3.20元

ISBN7-113-00693-0/TK·7

前 言

本书是在1981年西南交通大学编写、由中国铁道出版社出版的《机车柴油机结构设计》试用教材的基础上修订而成的。

由于国家教委扩大了专业面,将柴油机纳入内燃机专业,因此将书名更改为《内燃机结构设计》。修订后除了讲述机车柴油机外,还增加了汽油机、中小型及风冷柴油机等内容,因此重写了第一章第一、三节,第二章第五节,第四章第四节,第五章第七节,第六章第一、三、五节,第八章全部,第九章第一节。同时,在全书中删除了古典的强度计算法,补充了有限元法和优化设计的基本概念以及它们在内燃机零部件设计中的应用。为了满足学有余力的学生的需要,在书末列出了可供深入学习的参考文献。

本教材编写分工情况是:第一、三和九章由西南交大谈荣望编写;第二、四章由西南交大俞文钦编写;第五、七章由北方交大宋国隆编写;第六章由北方交大彭振纲编写;第八章由上海铁道学院姜恩沪编写。全书由谈荣望主编,北方交大李成山主审。

在编写过程中,许多工厂、机务段、科研单位和兄弟院校提供了有关资料,在此表示衷心感谢。

编 者
1988年8月

目 录

第一章 绪 论	1
第一节 对内燃机的基本要求	1
第二节 内燃机结构设计中的几个基本概念	5
第三节 内燃机结构设计中常用的计算和测试方法	10
第二章 活 塞 组	22
第一节 活塞的工作情况	22
第二节 活塞的材料和表面覆盖处理	25
第三节 活塞的冷却	28
第四节 活塞的结构设计	32
第五节 活塞的试验和计算	41
第六节 气环的结构设计	45
第七节 油环的结构设计	52
第八节 活塞环的计算	55
第九节 活塞环的材料和表面覆盖处理	61
第十节 活塞销	62
第三章 连 杆	64
第一节 连杆的工作条件和材料	64
第二节 V型内燃机的连杆型式	66
第三节 连杆的结构设计	69
第四节 连杆的强度	77
第五节 连杆螺栓	81
第四章 曲 轴	88
第一节 曲轴的工作情况	88
第二节 曲轴的材料和强化工艺	92
第三节 曲轴的结构设计	94
第四节 曲轴的强度校核	102
第五节 内燃机轴承	111
第五章 固 定 件	121
第一节 气缸盖的工作条件和材料	121
第二节 气缸盖的设计	124
第三节 气缸套的工作条件和材料	130
第四节 水冷式内燃机气缸套的结构	132
第五节 气缸套的磨损和提高耐磨性的措施	136
第六节 气缸套的穴蚀和防止穴蚀的措施	139

第七节 风冷式内燃机气缸结构	141
第八节 机体的工作条件和材料	142
第九节 机体的结构形式和主要尺寸的确定	144
第六章 配气机构设计	152
第一节 概述	152
第二节 气门机构的结构设计	157
第三节 凸轮设计	167
第四节 气门驱动机构设计	180
第五节 气门弹簧设计	184
第七章 辅助系统	190
第一节 润滑系统	190
第二节 冷却系统	195
第三节 起动系统	197
第八章 内燃机结构设计总论	199
第一节 内燃机的基本设计过程	199
第二节 内燃机的基本结构参数	203
第三节 内燃机结构设计的近况和展望	211
第九章 内燃机实例简介	221
第一节 国产柴油机简介	224
第二节 国外典型柴油机简介	234
参考文献	246

第一章 绪 论

第一节 对内燃机的基本要求

1. 动力性能

内燃机的动力性能指标一般指内燃机的功率、扭矩和转速。

内燃机的有效功率按下式计算：

$$P_e = \frac{p_{em} \cdot V_s \cdot i \cdot n}{30 \tau} = 0.7854 \frac{p_{em} \cdot V_m \cdot i \cdot d^2}{\tau} \text{ (kW)}$$

式中 p_{em} ——平均有效压力 (Pa) ;

V_m ——活塞平均速度 (m/s) ;

V_s ——气缸工作容积 (L) ;

i ——气缸数;

n ——转速 (r/min) ;

d ——气缸直径 (dm) ;

τ ——冲程数, 四冲程内燃机 $\tau = 4$, 二冲程内燃机 $\tau = 2$ 。

我国内燃机有效功率的标定, 随用途和使用条件的不同而有差异。汽车、拖拉机和摩托车等多按15min功率标定。工业拖拉机、工程机械和内燃机车等则同时标出1h功率和12h功率。农业排灌动力则同时标出12h功率和持续功率。电站用柴油机则标出持续功率。应该指出的是, 为了提高内燃机的使用寿命或是由于选型的关系等等, 内燃机的使用功率经常低于上述标定功率。这种动力装置的使用功率称为装车 (使用) 功率。

各国标准规定的大气状况和所带附件

表 1-1

国 别	标准代号	标准大气状况			试验时发动机所带附件						
		大气压力 p_0 (kPa)	大气温度 t_0 (°C)	相对湿度 ϕ (%)	空滤器	消声器	发电机	风 扇	散热器	水 泵	空压机
中	GB	101.3	20①	60	无	无	有 (不发	无	无	有	无
美	SAE	99.52	29.4	—	无	无	电)	无	无	无	无
联邦德国	DIN	101.3	20	—	有	有	无	有	无	有	无
英	BS	99.86	29.4	—	A②	A②	有	B③	无	有	无
日	JIS	101.3	15	—	有	无	有	有	无	有	无
苏	ГОСТ	101.3	20	—	有	无	有	无	无	有	无
国际标准化组织	ISO	101.3	27	—	无	无	有	无	无	有	无
国际铁路联盟	UIC	750	27	60	有	有	无	有	无	有	无

注: ① 船用内燃机规定标准大气温度 $t_0 = 30^\circ\text{C}$ 。
② A——进气压力降和排气背压均与装有空气滤清器和消声器时相同。
③ B——仅风冷内燃机装风扇。

目前世界各国内燃机标准规定的大气状况和所带附件不同,故相互间的功率标准各异。表1—1列出各国标准规定的大气状况和所带附件^[1]。当出厂试验或使用环境状况与标准规定的大气状况不同时,应对有效功率加以修正。表1—2列出各国标准相互间的功率换算公式^[1]。

各国功率标准的换算公式

表1—2

序 号	换 算 标 准 名 称	换 算 公 式
1	联邦德国DIN和美国SAE	$P_{\text{DIN}} = 0.927 P_{\text{SAE}} - 1.9$
2	英国BS和美国SAE	$P_{\text{BS}} = 0.94 P_{\text{SAE}} - 2.1$
3	日本JIS和美国SAE	$P_{\text{JIS}} = 0.967 P_{\text{SAE}} - 1.2$
4	苏联ГОСТ和美国SAE	$P_{\text{ГОСТ}} = P_{\text{SAE}}$

汽车拖拉机、工程机械和农用动力机械对扭矩要求有一定的储备,这种储备用最大扭矩 T_{tqmax} 与标定功率时的扭矩 T_{tq} 之比用 μ_m 表示

$$\mu_m = \frac{T_{\text{tqmax}}}{T_{\text{tq}}}$$

μ_m 称为扭矩适应性系数,它表征这类内燃机在不换挡条件下克服障碍的适应能力。

标定功率时转速 n_s 和最大扭矩时转速 $n_{T_{\text{tqmax}}}$ 之比用 μ_n 表示,即

$$\mu_n = \frac{n_s}{n_{T_{\text{tqmax}}}}$$

μ_n 称为转速适应性系数。

扭矩适应性系数与转速适应性系数的乘积称为内燃机的适应性系数 μ 。这种动力装置的这些系数如表1—3所示^[2]。

各种动力装置的适应性系数

表1—3

动力装置	汽 油 机			柴 油 机		
	μ_m	μ_n	μ	μ_m	μ_n	μ
转重汽车	1.1~1.25	1.5~2	1.65~2.5	1.05~1.2	1.5~2	1.6~2.4
工程机械	1.2~1.45	1.6~2	1.9~2.9	1.15~1.4	1.6~2	1.85~2.8
拖 拉 机	1.2~1.3	1.6~2	1.9~2.6	1.15~1.25	1.6~2	1.85~2.5

内燃机的转速对功率和结构的影响很大,它还与配套机械的情况有关,随用途不同其值变化很大。提高内燃机转速,可使内燃机的体积减小、重量减轻和功率增大,但相应的惯性力增大、磨损和噪音增加,给燃烧的组织增加困难,从而影响内燃机的经济性、可靠性和使用寿命。

各种用途内燃机的转速大致如下:

柴油机 (r/min)

汽车、拖拉机	1500~4000
工程机械	1500~2800
干线内燃机车	850~1500
船舶 高速	1000~2000
中速	300~850

汽油机

2500~6000
2000~3600

发电用柴油机的转速受电网频率 f 与磁极对数 i 的限制，其关系式为：

$$n = 60 \cdot \frac{f}{i}$$

2. 外形尺寸和重量

内燃机的外形尺寸和重量是评价内燃机结构紧凑和对金属材料利用程度的一个指标。各种用途内燃机对外形尺寸和重量的要求有着很大的差别。衡量内燃机外形尺寸和重量的指标是体积功率 P_v 和比重量 g_w ，它们的定义分别为：

$$\text{体积功率 } P_v = P_e / V_{ex} \quad (\text{kW/m}^3)$$

$$\text{比重量 } g_w = G / P_e \quad (\text{kg/kW})$$

式中 V_{ex} ——内燃机的外形体积，等于内燃机外形尺寸长、宽、高的乘积 (m^3)，

G ——内燃机的重量 (kg)。

为了使机车能安全地通过铁道建筑物，我国规定机车的界限尺寸如图 1—1 所示 (GB146—59)。考虑到机车和通道的需要，机车内部两边要空出 0.5m 左右，因此，柴油机的宽度应严格限制在 2~2.4m 以内，柴油机的高度限制在 2.5~3m 以内。

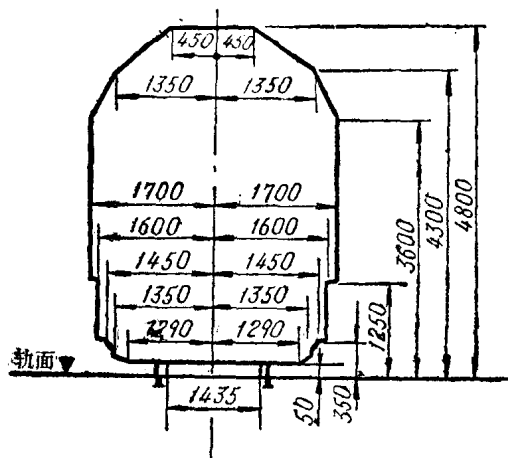


图 1—1 我国机车车辆限界

各种用途内燃机的体积功率 P_v (kW/m^3)

和比重量 g_w (kg/kW) 表 1—4

用 途	P_v 柴 油 机	g_w	
		柴 油 机	汽 油 机
小型、单缸	160~285	16~26	2~8
多缸		5.5~16	1.6~6
工程机械	150~345	4~7	1~4
干线内燃机车	150~300	3.4~6	—
高速			
中速			
船用中速	55~90	11~19	—

各种用途内燃机的体积功率 P_v 和比重量 g_w 的值如表 1—4 所示。

3. 可靠性和耐久性

内燃机的可靠性是指在规定运用条件下不致因故障而不能工作的能力。可靠性指标用在保证期内的不停车故障数、停车故障数、更换主要零件数和非主要零件数来考核。可靠性差的内燃机，意味着技术维修费用高，完成一定任务需要配备的内燃机数量多，这就增加了投资费用。

内燃机的耐久性，也称内燃机的寿命，是指内燃机在大修前的累计运行时间 (h) 或里程 (km)，它主要由内燃机缸套和曲轴磨损到规定极限值的时间来决定。内燃机的耐久性好，则可减少停修时间和修理费用。表 1—5 为现代柴油机缸套和曲轴轴颈最大允许极限磨损值。

各种用途柴油机一般大修期如下：

农用柴油机

6000~8000h

载重汽车柴油机

300000~600000h

工程机械用柴油机	6000~15000h
机车用柴油机 高速	8000~20000h
中速	15000~32000h
船用中速大功率柴油机	15000~40000h

柴油机大修前缸套和曲轴的极限磨损值

表 1—5

名 称	气缸内径(mm)			曲轴主轴颈		曲轴连杆轴颈	
	100~200	200~400	400~800	磨损极限	椭圆度	极限磨损	椭圆度
允许极限磨损值	$\frac{1}{800}d$	$\frac{1}{400}d$	$\frac{1}{200}d$	$\frac{1}{800}d_1$	$\frac{1}{1250}d_1$	$\frac{1}{800}d_2$	$\frac{1}{1250}d_2$

注： d ——气缸内径(mm)； d_1 ——主轴颈外径(mm)； d_2 ——曲柄销外径(mm)。

内燃机的可靠性和耐久性要求零件有足够的强度、刚度和耐磨性，它反映内燃机的设计和制造质量以及维护使用是否合理。

4. 经济性

燃料消耗费和机油消耗费是内燃机使用中的日常支出，降低这些费用无疑是十分必要的。

燃料消耗费对固定工况使用的内燃机是按该工况的燃料消耗率来计算，对变工况使用的内燃机是按外特性曲线上的最低燃料消耗率来考虑。万有特性的低油耗区范围越宽，对变工况使用的内燃机来说越经济。作为更全面考虑，应使内燃机与外载荷的联合工作特性在变工况的使用范围内接近万有特性的低油耗区。

现有内燃机的燃料消耗率 (g/kW·h) 一般为：

	柴油机	汽油机
汽车拖拉机	215~260 (直接喷射式) 240~270 (分隔式燃烧室)	300~350
工程机械	220~260	270~350
内燃机车 高速	210~240	
中速	200~220	
中速船用或发电用	200~220	

现代内燃机的机油消耗率约为燃料消耗率的 1~2%。

此外还要考虑燃料和机油的品质和价格。

内燃机的经济性还应当包括购置费和必要的保养和备件费。在内燃机设计中合适地选择材料、考虑工艺，并注意“三化”（产品系列化、零部件通用化和零件标准化），是提高内燃机经济性的有效途径之一。

5. 其它

(1) 使用

要求内燃机使用方便，包括容易起动、好操纵、易维修。

内燃机的起动应迅速可靠，特别在寒冷地区更为重要，它是考核新产品设计先进性的一项重要指标。对固定、船用和机车用柴油机一般要求在 5℃ 环境温度下能顺利起动。对汽车、拖拉机、中小型移动电站和农用柴油机，则要求在 -5℃ 的环境温度下，不附加任何辅助装置能顺利起动。

好操纵是指使用者不需特别的专门技能即可操纵,且不需经常进行调整。对于大型内燃机应能进行远距离控制,对水温、油温和压力等超过许用值时应能自动报警和自动停车。

内燃机应考虑经常调整部位的可接近性,有足够的空间进行调整和维修。

(2) 噪声

噪声对人体健康有害,国际标准组织(ISO)提出,为保护听力,每天工作8h允许的噪声为90dB(A),工作时间每减少一半,允许的噪声值可提高5dB(A)。但在任何情况下,不允许超过115dB(A)。

有些国家早就有关于汽车噪声的法规,如载重汽车允许的标准值不超过90dB(A),船用高速柴油机在持续功率和持续运转时应不大于120dB(A)。我国关于内燃机噪声的标准正在拟订中。

(3) 排气污染

内燃机排气中有CO、HC和NO_x等有害人体健康的物质,因此对城市用的汽车内燃机、隧道和井下作业用的内燃机提出了防污染要求。

日本对柴油机排气中的NO_x的规定是:直接喷射式柴油机不得超过850PPm,涡流式和预燃式柴油机不得超过500PPm。欧洲大陆发动机制造者协会(EMA)试验法规定:NO_x+HC不得大于10.9~12.1g/kW·h,CO不得大于13.6g/kW·h。我国目前还没有关于这方面的法规,预计不久也将拟订。

第二节 内燃机结构设计中的几个基本概念

在内燃机零件的结构设计中,经常遇到下面的一些基本概念,为了便于以后的学习,先在这里作适当的介绍。

一、机械负荷

机械负荷是指内燃机零件所受的机械应力,它是决定内燃机机械强度的主要因素。机械应力包括由气体压力、运动质量惯性力和预紧力引起的应力,以及由振动引起的附加应力等。一般主要是前三种应力,而预紧力又常与气体压力和运动质量惯性力有关,所以机械负荷用最高爆发压力 p_{max} 和最大往复运动质量惯性力 p_{imax} 引起的应力来代表。这些力的共同点是周期性变化,因而引起疲劳破坏和激起强烈的振动。

最大气体压力为:

$$P_{max} = p_{max} \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \quad (1-1)$$

最大往复运动质量惯性力为:

$$P_{imax} = m_i r \omega^2 (1 + \lambda)$$

$$\propto d^3 \cdot \frac{s}{2} \cdot n^2$$

$$\propto \frac{d^3}{s} \cdot V_m^2$$

令

$$K = \frac{d^3}{s} \text{ 则}$$

$$P_{i_{max}} = KV_m^2 \quad (1-2)$$

式中 p_{max} ——单位最高爆发压力；
 d ——气缸直径；
 r ——曲柄半径，等于活塞行程 s 的一半；
 λ ——曲柄半径与连杆长度之比；
 s ——活塞行程；
 ω ——曲轴转动角速度；
 n ——曲轴转速；
 m_i ——往复运动质量，一般正比于气缸直径的三次方；
 V_m ——活塞平均速度。

以后我们将会看到，内燃机主要零件的尺寸都用它与气缸直径 d 的关系来表示，因此，主要零件中所受的应力（包括拉、压、弯、扭）都只与 P_{max} 和 V_m 有关。因此，机械负荷常用 P_{max} 和 V_m 表示。

为了反映轴承的工作情况，建议用单位轴承面积上承受的最大往复运动质量惯性力作为评定机械负荷的一个指标。设轴承的有效面积与气缸直径 d 的平方成正比，因而单位轴承面积上所受的惯性力

$$a \propto \frac{d^3 \cdot \frac{s}{2} \cdot n^2}{d^2} \propto \frac{s}{d} \cdot d^2 \cdot n^2 \quad (1-3)$$

a 称为内燃机的运转值（也称为惯性力系数）。为了计算方便，不使其值过大，令：

$$a = \frac{s}{d} \cdot d^2 \cdot n^2 \cdot 10^{-3} \quad (1-4)$$

把式（1-4）再转化为：

$$a = \frac{s}{d} \cdot d^2 \cdot n^2 \propto \frac{s^2 \cdot n^2}{s/d} \propto \left(\frac{V_m}{\sqrt{s/d}} \right)^2$$

因此，运转值 a 与 $V_m / \sqrt{s/d}$ 的平方成正比。习惯上把 $V_m / \sqrt{s/d} = V_m'$ 称为活塞的校正平均速度。

二、热负荷

内燃机的许多零件在工作时都有不同程度的温度升高，其热量来源主要是高温燃气，其次是运动零件摩擦产生的热量。

为使问题简化，以平板导热为例，单位面积的热流量（热流密度）为：

$$q = \frac{\lambda}{h} \Delta t \quad (1-5)$$

式中 λ ——材料的导热系数；
 h ——平板的厚度；
 Δt ——平板两面间的温度差。

随着内燃机增压度的提高, 气体传给零件的热量增加, 因而需要导出的热量也增加。在结构和材料不变的情况下, 导出热量的增加, 使温差 Δt 加大, 受热面的温度上升。

内燃机零件在高温下工作会带来下列一些问题:

(1) 高温可能使零件材料熔化烧损, 或在高温下材料腐蚀加快和产生蠕变。交变的高温条件, 使材料出现疲劳裂纹;

(2) 材料强度和硬度下降, 从而使零件产生裂纹和磨损;

(3) 零件受热膨胀变形, 破坏配合间隙, 例如造成活塞在气缸内咬死, 针阀在喷油器内咬死等;

(4) 高温引起机油变质, 破坏正常的工作条件, 例如当活塞第一环槽处的温度超过 230°C 时, 机油在环槽内结胶, 使活塞环卡死, 造成故障。

同时, 由于内燃机零件有温差存在, 温度高处的膨胀大, 温度低处的膨胀小, 而零件又是一个整体, 各处的膨胀相互制约。制约的结果, 温度高的地方不能自由膨胀, 受到压缩应力, 而温度低的地方受到拉伸应力, 这就是热应力。

仍以平板受热为例来粗略地说明热应力的计算。假定一块平板上侧的温度为 t_1 , 下侧的温度为 t_2 , 并且 $t_1 > t_2$, 那末, 上侧和下侧的温度差 $\Delta t = t_1 - t_2$ 。由于相互制约的关系, 假定平板全部按平均温度 $\frac{1}{2}(t_1 + t_2)$ 膨胀。因此上侧将因不能自由膨胀而有压应变, 应变量按下式计算:

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{\alpha l \frac{t_1 + t_2}{2} - \alpha l t_1}{l} \\ &= -\alpha \frac{\Delta t}{2}\end{aligned}$$

式中 l —— 膨胀方向的长度;

α —— 材料的热膨胀系数。

则上侧受到的压缩应力为:

$$\sigma_t = E\varepsilon = -E\alpha \frac{\Delta t}{2} \quad (1-6)$$

式中 E 为材料的弹性模数。

但实际上平板上的热应力是二向应力, 即在两个互相垂直的方向上都有热应力, 当计及横向变形的影响时, 热应力的计算公式为

$$\sigma_t = \frac{E\alpha\Delta t}{2(1-\mu)} \quad (1-7)$$

式中 μ 为材料的横向变形系数 (泊桑比)。

由于各种金属材料的横向变形系数 μ 相差不大, 因此当平板的温差 Δt 一定时, 平板的热应力随材料的 $E\alpha$ 而变化。举例来说, 钢的 $E\alpha/(1-\mu)$ 值约为 $3920\text{kPa}/^{\circ}\text{C}$, 铝合金的 $E\alpha/(1-\mu)$ 值约为 $1570\text{kPa}/^{\circ}\text{C}$, 所以当平板的温差相同时, 钢的热应力比铝合金高很多。

将式 (1-5) 代入式 (1-7) 得:

$$\sigma_t = \frac{\alpha E}{\lambda} \frac{1}{2(1-\mu)} qh \quad (1-8)$$

由式 (1-8) 可以看出, 材料一定时, 增加零件的厚度 h 和热流量 q , 零件的热应力就加大。在结构一定的情况下, 改变材料, 零件的热应力也就相应改变。 $\alpha E/\lambda$ 集中反映了

材料特性对产生热应力的影响,称为热特性系数。在热流量 q 和厚度 h 相同时,由于钢和铝合金热特性系数的差别,钢的热应力是铝合金的47倍左右。

但是我们不能错误地认为,受热零件不能采用钢而只能用铝合金。这是因为钢的机械强度比铝合金高很多,这样,一方面它可以承受高的应力;另一方面它可以做得比铝合金薄,产生的热应力相对地也就小些。受热零件在选择材料时,应该从热特性系数考虑。

衡量内燃机热负荷的指标,习惯上采用单位活塞面积上的功率 P_A 表示。

根据内燃机原理,有效功率公式为:

$$\begin{aligned} P_e &= \frac{p_{em} V_s \cdot i \cdot n}{30 \tau} \\ &= \frac{p_{em} \cdot A \cdot s \cdot i \cdot n}{30 \tau} \end{aligned}$$

式中 A 为活塞面积。

故有

$$\begin{aligned} P_A &= \frac{P_e}{iA} = \frac{p_{em} \cdot s \cdot n}{30 \tau} \\ &= K_1 \frac{p_{em} \cdot V_m}{\tau} \end{aligned} \quad (1-9)$$

因此常用 $p_{em} \cdot V_m / \tau$ 作为评定内燃机负荷的指标。可以看出,当 τ 确定后,影响内燃机热负荷的因素是 p_{em} 和 V_m 。

如果引用活塞校正平均速度 V'_m 代替 V_m ,则可写成:

$$\frac{1}{f_o} = \frac{P_e}{iA \sqrt{s/d}} \quad (1-10)$$

$\frac{1}{f_o}$ 叫做校正单位活塞面积的功率或热负荷系数。

有时也用升功率 P_l 来表示内燃机的热负荷,即

$$\begin{aligned} P_l &= \frac{P_e}{i \cdot V_s} = \frac{p_{em} \cdot n}{30 \tau} \\ &= K_2 \frac{p_{em} \cdot n}{\tau} \end{aligned} \quad (1-11)$$

上述两种表示方法的缺点是不能直接反映出零件能否可靠地工作,实用上也常用零件的温度场来直接表示零件的热负荷,如图1—2所示。从中可以明显地看出零件的最高温度及其所在部位和温度差的大小,从而可以判断结构的合理性。温度场可以采用模拟和计算方法得到,这将在下节中介绍。

三、强化指标

内燃机负荷的大小将直接影响内燃机的总体布置和零部件的结构设计、材料选用以及加工方法等,因此,以 p_{em} 和 V_m 作为强化指标来反映内燃机负荷的大小。根据前述,热负荷与 $p_{em} \cdot V_m$ 有关,因此将 $p_{em} \cdot V_m$ 称为强化系数,作为一个更完整的强化指标使用。

四、结构刚度

内燃机的结构刚度用相对变形量来判别。相对变形量小,则结构刚度大;反之则结构刚度小。

内燃机零件的结构刚度不足,可能引起偏磨或局部超负荷而导致零件的损坏。例如,曲轴的结构刚度不足,将引起主轴承和主轴颈、曲柄销和连杆瓦以及活塞和气缸套的偏磨、擦伤和咬死等故障。因此,为使内燃机具有足够的可靠性和耐久性,内燃机零件应具有足够的刚度。

下面分析一下各种情况时的相对变形量。

1. 由于拉伸造成的相对变形量为:

$$\delta = \frac{\Delta l}{l} = \frac{P_l}{E F}$$

式中 P_l ——拉伸力;

E ——材料的弹性模数;

F ——截面积。

由最高气体压力引起的相对变形,由式(1-1)得:

$$\delta = \frac{p_{\max} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2}{E K_1 d^2} = K'_1 p_{\max}$$

由最大惯性力引起的相对变形,由式(1-2)得:

$$\delta = \frac{K V_m^2}{E K_1 d^2} = K''_1 V_m^2$$

在推导上述两式时,面积 F 是按其与气缸直径 d 的平方关系选取的, K_1 为其比例常数。 K'_1 和 K''_1 为相应的常数。

2. 由于弯曲造成的总变形量 f ,根据材料力学可表示为:

$$f = K_d \frac{P_d l_1^3}{E J}$$

式中 P_d ——作用力;

l_1 ——跨距;

J ——截面惯性矩;

K_d ——常数。

则相对变形量

$$\delta = \frac{f}{l_1} = K_d \frac{P_d l_1^2}{E J}$$

由最高气体压力引起的相对变形,由式(1-1)得:

$$\begin{aligned} \delta &= K_d \frac{p_{\max} \frac{\pi}{4} d^2 (K_3 d)^2}{E K_1 d^4} \\ &= K'_d p_{\max} \end{aligned}$$

由最大惯性力引起的相对弯曲变形,由式(1-2)得:

$$\delta = K_d \frac{K_1 V_m^2 (K_3 d)^2}{E K_1 d^4} = K''_d V_m^2$$

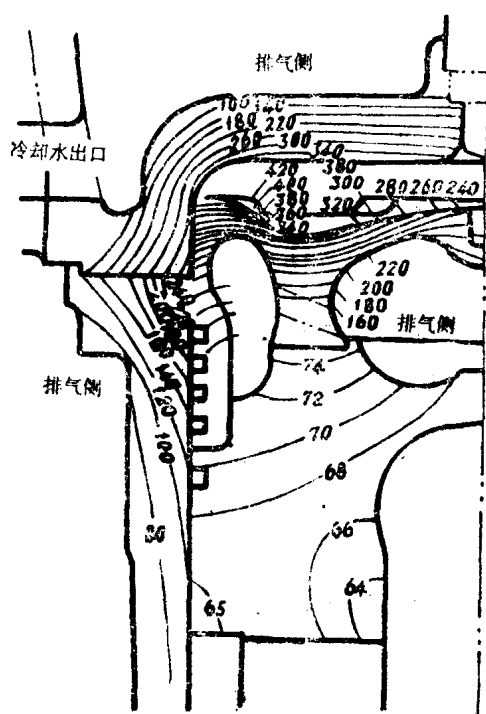


图 1-2 温度场

在推导上述两式时，跨距 l_1 是按其与气缸直径 d 成一次方关系选取的，截面惯性矩 J 是按其与气缸直径 d 成四次方关系选取的， K_3 和 K_4 分别为其比例常数。 K'_4 和 K''_4 为相应常数。

3. 由于扭转造成的相对扭角 φ ，根据材料力学可表示为：

$$\varphi = K_o \frac{T_{tq} l}{G J_p}$$

式中 K_o ——常数；

T_{tq} ——扭矩；

l ——轴长；

G ——材料的剪切弹性模数；

J_p ——截面的极惯性矩。

由最高气体压力引起的相对扭转角 φ ，则由式（1—1）可得：

$$\varphi = K_{t.o} \frac{p_{max} \frac{\pi}{4} d^2 d^2}{G d^4} = K'_{t.o} p_{max}$$

由最大惯性力引起的相对扭转角 φ ，则由式（1—2）可得：

$$\varphi = K_{t.o} \frac{K V_m^2 d^2}{G d^4} = K''_{t.o} V_m^2$$

在推导上述两式时，轴长 l 是按其与气缸直径 d 成一次方关系选取的，截面的极惯性矩 J_p 是按其与气缸直径 d 成四次方关系选取的， $K_{t.o}$ 为考虑它们比例关系后的常数。 $K'_{t.o}$ 和 $K''_{t.o}$ 为相应的常数。

从以上的分析中可以看出，结构刚度与 p_{max} 或 V_m^2 成正比。

内燃机的结构刚度是一个复杂的问题，因为内燃机零件的负载有静态、动态和热态，因此也就存在静刚度、动刚度和热刚度等多种问题。一般情况下只有零件刚度得到保证之后，整体结构的刚度才有基础。内燃机的刚度只有通过实际使用来考验。

第三节 内燃机结构设计中常用的计算和测试方法

内燃机是综合热力学、力学（流体和固体）、材料学和工艺学等多学科的产品，而且用途广，因此结构设计的难度较大。随着科学技术的迅猛发展，在现代内燃机的结构设计中，对零部件的先期性研究和整机研究，已广泛采用各种现代化方法进行计算和测试。现将内燃机结构设计中常用的计算和测试方法介绍如下。

一、计算方法

内燃机结构设计中采用电子计算机计算的很多，现就结构的优化设计和结构强度的数值计算（温度场计算）作简要介绍如下：

1. 结构的优化设计

从本章等一节对内燃机的基本要求中我们可以看到，有一些要求是相互矛盾的。例如要使内燃机轻，从一般强度角度看，就要采用小截面的零件，这样安全系数就小，会使安全可

靠性降低。如采用优质材料来解决, 又会影响造价。以往的设计方法是凭经验提出一个设计方案, 然后进行强度计算, 根据计算结果修改设计方案, 再进行计算, 如此多次反复, 直至得到满意的结果。这样的设计方法, 不仅确定方案费时费事, 更主要的是所得结果并不是最佳设计方案, 并需要很有经验的设计师进行设计。

优化设计可以克服传统设计方法的弊端。机械设计中使用的优化设计方法很多, 对于处理数据量很大的内燃机结构设计, 我们主要应用数学规划法。这种方法的基本特征是以最优化的数学方法为理论基础, 利用计算机寻求最佳参数。它一般要经过三个阶段: (1) 将设计问题转换为一个数学模型, 其中包括建立评选设计方案的目标函数, 考虑这些设计方案是否为工程所能接受的约束条件, 以及确定哪些参数参与优选等。(2) 根据数学模型中的函数性质, 选用合适的优化方法并编制相应的计算机程序。(3) 在计算机上自动解得最优值, 然后对计算结果作出分析和正确的判断, 得出最优设计方案。

采用数学规划法的优化设计问题, 一般要归纳为如下形式的数学模型:

在满足不等式约束和等式约束条件下:

$$g_u(x_1, x_2, \dots, x_n) \geq 0 \quad (u=1, 2, 3, \dots, m)$$

$$h_v(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0 \quad (v=1, 2, 3, \dots, p)$$

求 n 个设计变量 $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ 使目标函数

$$F(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \rightarrow \text{最优。}$$

内燃机结构设计中的约束条件可以是应力、变形、安全系数和温度等等, 目标函数可以是重量、造价或寿命等等。

每一个约束条件在设计空间构成一个曲面或超曲面。满足全部约束条件的那一部分设计空间称为容许域或可行域。容许域中的任一点代表一个可行的设计方案。显然, 优化设计就是在容许域中求出一个优化点, 即优化设计方案。

为了更好地说明优化设计的内容, 下面举一个简单的例子^[4]。

设有如图 1—3 (a) 所示的圆形截面悬臂梁, 在自由端作用有集中载荷 $f=10\text{kN}$, 扭矩 $T_{tq}=10\text{kN}\cdot\text{cm}$ 。悬臂伸出长度的允许取值范围为 $5\text{cm} \leq l \leq 15\text{cm}$, 直径的允许取值范围为 $2\text{cm} \leq d_0 \leq 10\text{cm}$ 。在满足强度、刚度条件下, 设计一个用料最省的方案。

设计方案可以用不同的 d_0 和 l 值表示。用料多少的设计指标可以用梁的体积 $V = \frac{\pi}{4} d_0^2 l$ 来表示。梁的弯曲强度条件为 $\frac{fl}{0.1d_0^3} \leq [\sigma]$, 扭转强度条件为 $\frac{T_{tq}}{0.2d_0^3} \leq [\tau]$, 刚度条件为 $\frac{fl^3}{3EJ} \leq [f]$, 由于剪切强度和扭转刚度容易满足, 所以在这里暂不考虑。

若已知材料的许用弯曲应力 $[\sigma]=10\text{kN}/\text{cm}^2$, 许用扭转剪应力 $[\tau]=7.5\text{kN}/\text{cm}^2$, 允许挠度 $[f]=0.01\text{cm}$, 弹性模量 $E=70.3 \times 10^3 \text{kN}/\text{cm}^2$, 则可以将上述设计问题归纳为下述数学模型。

设 $x_1 = d_0$, $x_2 = l$, 求目标函数

$$F(x_1, x_2) = \frac{\pi}{4} x_1^2 x_2$$

最小, 并受约束于

$$\left. \begin{aligned} g_1(x_1, x_2) &= x_1 - 2 \geq 0 \\ g_2(x_1, x_2) &= 10 - x_1 \geq 0 \end{aligned} \right\} d_0 \text{ 的边界条件}$$