

内燃机理论与设计

下 册

吉林工业大学内燃机教研室编

机械工业出版社

内 燃 机 理 论 与 设 计

下 册

吉林工业大学内燃机教研室编



机 械 工 业 出 版 社

本书以汽车、拖拉机、农用类型的内燃机为主，对内燃机的工作过程理论，各主要零部件及附件的结构与设计方法作了较系统的介绍。

本书分上、下两册出版。上册分六章讲述内燃机工作过程的基本理论；下册分七章讲述内燃机主要零部件和附件（包括活塞组，连杆曲轴组，机体和气缸盖，配气机构，燃料供给，润滑、冷却与起动系等）的结构和设计方法，列有必要的图表和计算公式，第十三章内燃机的整体方案为内燃机的选型和主要参数的选择提供了依据。

本书可供从事内燃机设计、制造与使用的工人、技术人员以及有关院校内燃机、汽车拖拉机等专业的工农兵学员参考。



内燃机理论与设计

下 册

吉林工业大学内燃机教研室编

*

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 787×1092¹/₁₆·印张 26·插页 6·字数 636 千字

1977年7月北京第一版·1977年7月北京第一次印刷

印数 00,001—64,000·定价 2.25 元

*

统一书号: 15033·4358

1702-15

毛主席语录

要提倡唯物辩证法，反对形而上学和烦琐哲学。

实践的观点是辩证唯物论的认识论之第一的和基本的观点。

打破洋框框，走自己工业发展道路。

中国人民有志气，有能力，一定要在不远的将来，赶上和超过世界先进水平。

目 录

第七章 活塞组	1
第一节 活塞的设计	1
一、活塞的工作情况与设计的要求	1
二、活塞的材料	4
三、活塞头部的的设计	7
四、活塞裙部的的设计	23
第二节 活塞销和活塞销座	33
一、活塞销和销座的刚度和结构强度	34
二、活塞销和销座的耐磨性	39
三、活塞销的结构、材料和工艺	41
第三节 活塞环	42
一、活塞环的工作原理	42
二、活塞环的结构参数	47
三、活塞环断面形状的设计	54
四、活塞环的材料和表面镀覆	60
五、油环的设计	63
第八章 连杆曲轴组件	67
第一节 连杆组件的设计	67
一、连杆的设计	67
二、连杆螺栓的设计	75
第二节 曲轴的设计	79
一、曲轴的材料	80
二、曲轴主要尺寸的确定	83
三、提高曲轴强度的措施	86
第三节 轴承的设计	93
一、内燃机轴承的工作情况与轴承材料	93
二、轴瓦的结构设计	99
三、动负荷轴承工作情况的分析	113
第四节 飞轮的设计	128
一、内燃机的扭矩波动	128
二、飞轮转动惯量的确定	130
三、飞轮结构设计要点	132
第五节 曲轴扭转振动	133
一、实际扭振系统的简化	133
二、扭振固有频率的计算	138
三、临界转速	141
四、扭转振动的消减	143
第六节 曲柄连杆机构惯性力的平衡	146

一、单缸发动机的平衡	146
二、单列多缸发动机的平衡	149
三、V型发动机的平衡	153
四、保证发动机平衡性的技术要求	157
第九章 机体与气缸盖	158
第一节 机体的设计	158
一、机体的设计要求	158
二、机体结构型式的选择	158
三、机体基本尺寸的确定	159
四、机体结构细节的设计	167
五、机体材料和结构工艺性	167
六、机体的密封	169
七、内燃机的支承	173
第二节 气缸与气缸套	175
一、气缸和气缸套的结构与材料	175
二、气缸的磨损规律及其耐磨性的提高	181
三、湿缸套的穴蚀与防止缸套穴蚀的措施	183
第三节 气缸盖设计与燃烧室的密封	184
一、气缸盖的材料	184
二、气缸盖的总体结构和尺寸	185
三、进排气道的布置	185
四、气缸盖的冷却	195
五、燃烧室的密封	197
第四节 风冷内燃机机体与气缸盖的结构特点	201
一、风冷内燃机的机体和气缸	201
二、风冷内燃机的气缸盖	206
第十章 配气机构	209
第一节 配气机构的总布置	209
一、配气机构的通过能力	209
二、气门的布置	214
三、凸轮轴的布置和驱动	215
四、每缸气门数目及其排列方式	218
第二节 凸轮外形设计与凸轮机构运动学	219
一、圆弧凸轮的设计	220
二、函数凸轮的计算	226
三、凸轮的计算精度和加工精度	239
第三节 凸轮轴与气门驱动件	241
一、凸轮轴的设计	241
二、挺柱、推杆和摇臂	247
第四节 气门组	251
一、气门、气门座和气门导管的设计	251
二、气门弹簧的设计	258

第十一章 内燃机的燃料供给	262
第一节 汽化器	262
一、汽化器的特性	262
二、汽化器的结构	269
三、汽化器主要参数的选择	277
第二节 喷油泵	278
一、喷油泵的结构	278
二、国产高速柴油机喷油泵系列	281
三、转子式分配泵	283
四、喷油泵主要结构参数的选择	285
五、喷油泵精密偶件的工艺要求	289
六、精密偶件的磨损	292
第三节 喷油器与燃料喷射过程	292
一、喷油器的结构	292
二、喷油器主要结构参数的选择	295
三、喷油器主要零件的工艺要求	295
四、喷油器的磨损	298
五、燃料喷射过程	299
第四节 调速器	302
一、柴油机使用调速器的必要性	302
二、调速器的结构	303
三、调速器的工作指标	309
四、调速器性能的提高	312
五、调速器的估算	313
第五节 燃料供给系附件	314
一、空气滤清器	314
二、输油泵	319
三、燃料滤清器	320
四、供油提前角自动调节器	322
第十二章 内燃机的润滑、冷却与起动	323
第一节 润滑系	323
一、内燃机用机油的使用性能及其选用	323
二、润滑系总体方案	326
三、润滑系主要部件的选用	328
第二节 冷却系	344
一、冷却系总体方案	345
二、水冷系主要部件的选用	346
第三节 起动系	361
一、影响起动性能的因素	361
二、常用起动方式	362
三、改善柴油机低温起动性的途径	344
第十三章 内燃机的整体方案	368

第一节 对汽车、拖拉机、农用内燃机的要求	368
第二节 内燃机选型	368
一、柴油机还是汽油机	369
二、气缸布置单列还是双列	370
三、水冷还是风冷	370
第三节 内燃机主要参数的选择	371
一、平均有效压力	371
二、活塞平均速度	373
三、气缸直径与气缸数	374
四、冲程数	374
第四节 典型内燃机的构造	382
一、X195型柴油机	382
二、X2105型柴油机	383
三、3E150C 型中速柴油机	387
四、490 型拖拉机柴油机	390
五、4125 型拖拉机柴油机	391
六、6120 Q 型车用柴油机	391
七、12V135 型柴油机	393
八、12V150 Z 型车用柴油机	395
九、1E40 F 型通用汽油机	399
十、485 Q 型车用汽油机	400
十一、BJ492 型车用汽油机	400
十二、25Y-6100 Q 型车用汽油机	401
十三、CA-10 B 型车用汽油机	403
十四、CA-72 型车用汽油机	404
本书所用主要符号及角标	406

第七章 活 塞 组

活塞组包括活塞、活塞销和活塞环等与活塞在气缸里一起作往复运动的零件，它们是活塞式发动机中工作条件最严重的组件。发动机的工作可靠性和使用耐久性，在很大程度上与活塞组的工作情况有关。活塞组件应与气缸一起保证发动机工质的可靠密封，否则活塞式发动机就不能正常运转。活塞组零件工作情况的特点是工作温度很高，并在很高的机械负荷下高速滑动，同时润滑不良，这就决定了它们遭受强烈的磨损，并且可能产生滑动表面的拉毛、烧伤等故障。实践经验证明，活塞组零件决定发动机的修理间隔。在大功率强化发动机中，活塞组的热负荷限制了发动机的强化潜力。由此可见，提高活塞组零件的工作可靠性和耐久性，具有极重要的意义。

第一节 活塞的设计

一、活塞的工作情况与设计要求

(一) 活塞的运动和惯性力

活塞组在气缸里高速往复运动，为了分析活塞组所产生的惯性力情况，必须研究它的运动规律。

对应某一曲柄转角 φ (图 7-1)，活塞的位移

$$s = r + l - r \cos \varphi - l \cos \varphi_l$$

式中 r ——曲轴的曲柄销中心的旋转半径，简称曲柄半径，

$$r = S/2, S \text{ 为活塞行程；}$$

l ——连杆大小头孔轴线间的距离，简称连杆长度；

φ ——曲柄转角；

φ_l ——连杆摆动角，它可按式确定

$$\cos \varphi_l = \sqrt{1 - \sin^2 \varphi_l} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi};$$

$\lambda = r/l$ ——连杆比，说明发动机连杆长度的参数。

连杆比 λ 是曲柄连杆机构的最重要结构参数，机构的运动特性和受力情况都与 λ 的大小有关。对高速内燃机的曲柄连杆机构来说，一般 $\lambda = 1/3 \sim 1/4$ 。由于 λ 的数值不大， $\lambda^2 \sin^2 \varphi \ll 1$ ，所以可写出下面的近似式以简化计算

$$\cos \varphi_l \approx 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \varphi$$

其最大误差不超过 0.15% (当 $\lambda = 1/3$ 时)。

把 $\cos \varphi_l$ 的上述近似式代入活塞位移 s 的方程式中，得

$$s = r \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2 \varphi) \right] \quad (7-1)$$

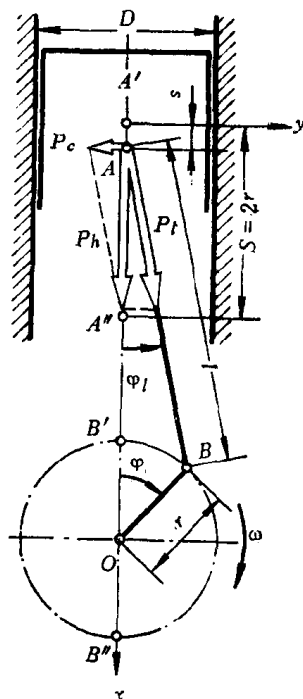


图7-1 活塞的运动和受力

把公式 (7-1) 对时间 t 求导一次和两次, 即得活塞组速度 v 和加速度 a 的变化规律

$$v = \frac{ds}{dt} = r\omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \quad (7-2)$$

$$a = \frac{d^2s}{dt^2} = r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (7-3)$$

式中 ω ——曲轴旋转角速度

$$\omega = \frac{2n\pi}{60} \approx 0.105 n \text{ (弧度/秒)};$$

n ——发动机转速 (转/分)。

当 $\varphi = 0$ 即活塞位于上死点时, 加速度 a 达到最大值

$$a_{\max} = r\omega^2 (1 + \lambda) \quad (7-3a)$$

如果活塞组的重量为 G_h 公斤, 则它产生的最大惯性力为

$$P_{ah\max} = -\frac{G_h}{g} a_{\max} = -G_h \frac{r\omega^2 (1 + \lambda)}{g} \text{ 公斤} \quad (7-4)$$

例如, 国产 CA-72 型汽车发动机 $r = 0.045$ 米, $\omega = 0.105 \times 4400 = 460$ 弧度/秒, $\lambda = 1/3.8$, 则根据公式 (7-4) 可以算出活塞组最大惯性力 $P_{ah\max} \approx 1230 G_h$; 4105 型高速柴油机 $r = 0.06$ 米, $\omega = 0.105 \times 2000 = 210$ 弧度/秒, $\lambda = 1/3.5$, 则 $P_{ah\max} \approx 350 G_h$ 。从上面两个典型实例的计算可知, 活塞组的最大惯性力, 在目前的高速性水平上, 已达活塞组本身重量的 1000~2000 倍 (汽油机) 和 300~600 倍 (柴油机)。

活塞组的惯性力周期性变化, 可能引起发动机的振动, 使连杆组、曲轴组零件特别是其轴承负荷加重, 导致发动机耐久性下降, 是非常有害的。因此, 在设计活塞组零件时要求结构尽可能轻巧, 要求采用比重小、强度高的材料。目前, 单位活塞面积的活塞重量 (称为结构重量, 以克/厘米²为单位) 为 1~1.5 (汽油机) 和 1.5~3 (高速柴油机), 缸径较大者接近上限。

(二) 活塞的机械负荷

1. 气压力和惯性力

作用在发动机活塞上的力 P_h (图 7-1), 是沿气缸轴线作用的气压力 P_q 与惯性力 P_a 的合力

$$P_h = P_q + P_a \text{ 公斤} \quad (7-5)$$

但一般当气压力在活塞上死点附近达到最大值时, 惯性力的方向与气压力相反, 故考虑传力件的机械强度时, 只考虑最大气压力是偏于安全的

$$P_h = P_{q\max} = F(p_z - 1) = \frac{\pi}{400} D^2 (p_z - 1) \text{ 公斤} \quad (7-6)$$

式中 F ——活塞顶投影面积, 简称活塞面积, $F = \frac{\pi D^2}{400}$ (厘米²);

D ——气缸直径 (毫米);

p_z ——气缸内工质的最高燃烧压力 (公斤/厘米²)。

p_z 的大小可从实测的发动机示功图得出, 一般 $p_z = 30 \sim 50$ (汽油机); $60 \sim 90$ (高速柴油机); $80 \sim 120$ (增压柴油机)。

由于活塞承受机械负荷很大, 所以设计活塞时必须注意保证足够的机械强度。在结构上要有足够的壁厚, 尽量避免可能出现的应力集中。活塞材料应有足够的强度。

2. 活塞侧压力

由于连杆的摆动，作用在活塞上的力 P_h 传给连杆时（连杆承受力 P_l ），在活塞与气缸之间造成一个侧压力 P_c 。（图 7-1），即

$$P_h = P_c + P_l$$

或

$$P_c = P_h \tan \varphi_l = P_h \frac{\lambda \sin \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \text{ 公斤} \quad (7-7)$$

活塞侧压力 P_c 的最大值可通过逐点作图法求出膨胀冲程的一段 P_c 曲线后确定。估算时可利用下述经验公式

$$P_{c \max} = 0.1 P_{q \max} \approx 8 \times 10^{-4} p_z D^2 \text{ 公斤} \quad (7-8)$$

（三）活塞的热负荷

活塞在气缸内工作时，活塞顶面承受瞬变高温的作用，燃气的最高温度可达 2000~2500℃。活塞顶温度因而也很高，图 7-2 表示一项实验结果。活塞不仅温度高，而且温度分布很不均匀，各点之间有很大的温度梯度，这就成为热应力的根源。柴油机的活塞，热负荷尤其严重。因为柴油机工质密度大，扰流强，很高的压力升高率引起急剧的气流脉动，促进对流传热。另外，柴油机不均匀混合气燃烧的特点使其火焰的热辐射能力大大超过汽油机。柴油机燃烧室中温度的分布很不均匀，带来活塞局部过热的危险（图 7-2）。尤其是直接喷射式柴油机活塞顶上都有相当深的凹坑（图 7-12，7-13），活塞实际受热面积大大增大，活塞热负荷更加严重。图 7-3 是高速内燃机活塞温度分布的大致趋向，上限对应高热负荷发动机（如风冷，二冲程），下限对应热负荷较低者。如果活塞顶温度超过 370~400℃，就会产生疲劳热裂现象，而第一环槽温度超过 200~220℃ 就会使润滑油变质甚至碳化，造成活塞环粘结，失去活动性，或者使环槽迅速磨损或变形。因此，在设计活塞时要求选用导热性好的材料，适当加大传热的断面，使最高温度下降，温度梯度减小，活塞材料在 300~400℃ 仍应有足够的机械性能。活塞工作温度高使润滑条件恶化，所以活塞材料要有足够的减摩性，或采用特殊的表面处理。

由于活塞在不同工况下具有非常不同的温度，所以在不同工况下保持最佳的配合间隙成为十分复杂的问题。如果冷状态下间隙合适，在热状态下由于活塞温度大大超过气缸温度，很可能使间隙过小而咬死，反之则冷状态下可能间隙太大而发生敲击。因此，一般希望活塞材料的热膨胀系数要小，同时要在结构上采取适当措施，防止过大的热变形。

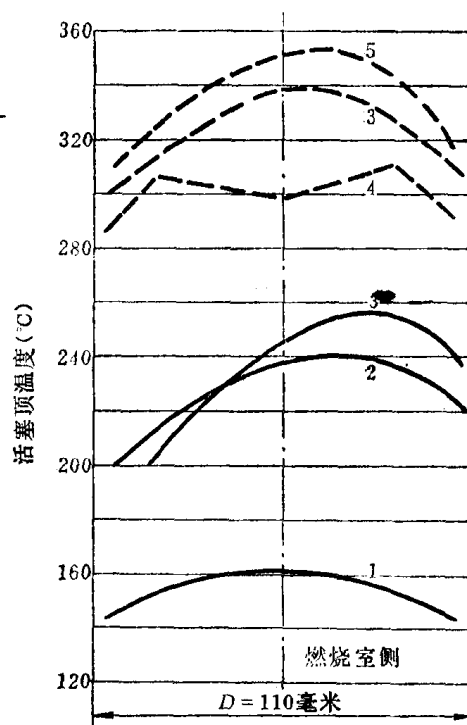


图7-2 活塞顶面温度的实例

1—汽油机；2—预燃室式柴油机；3—涡流室式柴油机；4—直接喷射式柴油机；5—涡流室式增压柴油机；实线—水冷；虚线—风冷

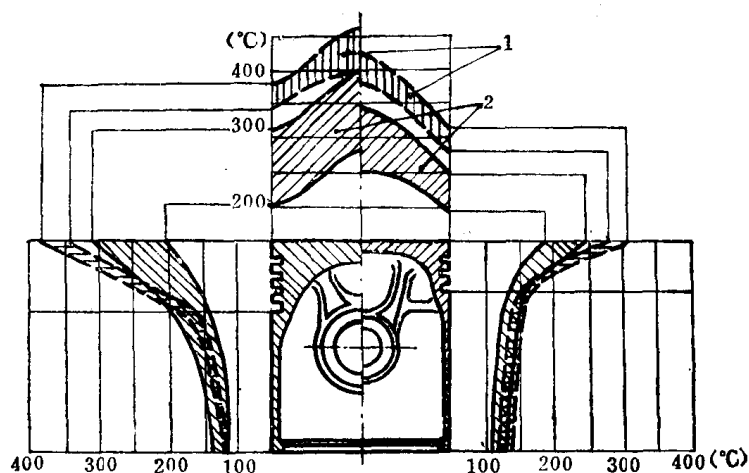


图7-3 汽车拖拉机发动机活塞工作温度的大致范围

(左为柴油机, 右为汽油机)

1—铸铁活塞; 2—铝活塞 (上限对应高热负荷发动机 (如风冷, 二冲程), 下限对应热负荷较低者)

二、活塞的材料

在活塞式发动机中, 灰铸铁由于耐磨性好、膨胀系数小、成本低等原因, 曾广泛地被用作制造活塞的材料。但近几十年来, 由于发动机转速日益提高, 工作过程日益强化, 灰铸铁活塞因比重大和导热差两个根本缺点而逐渐被铝基轻合金活塞所淘汰。目前汽油机和高速柴油机几乎已完全不用铸铁活塞, 只在低速柴油机和增压柴油机的情况下, 应用高级铸铁或耐热钢制造活塞。

实际铝活塞的重量约为同样结构铸铁活塞的 50~70%。而结构重量轻, 惯性小, 对高速发动机具有决定性的意义。如所周知, 决定受力零件结构重量的是材料单位重量的结构刚度 E/γ 和结构强度 σ_b/γ 。根据表 7-2 所载的数据可知, 铝合金的 E/γ 和 σ_b/γ 值要比灰铸铁大一倍左右。

铝合金相对铸铁的另一个决定性优点是导热性好, 可以使活塞温度显著下降。铝活塞由于材料强度较差, 另一方面比重小, 所以有必要也有可能加大断面, 这促进进一步匀化温度场, 减小活塞热应力。从图 7-3 的温度曲线对比可知, 铝活塞的最高温度要比铸铁活塞低 100°C 左右。活塞温度降低, 可以使发动机具有较高充气系数, 防止滑油变质, 改善活塞环的工作条件。对汽油机来说, 采用铝活塞为提高压缩比, 改善性能创造了重要的条件。

铝合金的缺点是温度升高时强度和硬度下降较快 (特别当温度超过 200°C 时) (表 7-2), 膨胀系数较大, 为控制热变形使结构设计复杂化。此外, 它成本较高。

目前采用的几类典型活塞铝合金化学成分如表 7-1 所列。

1. 铝铜合金

铝铜合金中最有名的是 Y 合金, 它的高温强度、导热性、延展性都很好, 锻造性能也好, 加工容易, 但比重大, 尤其是热膨胀系数大, 同时也比较贵, 因此现已几乎不用。

2. 铝硅合金

铝硅合金中最有名的是含硅 Si12% 左右的共晶铝硅合金, 因为它膨胀系数很低, 国外经

表7-1 典型活塞铝合金的化学成分(%)①

类 别	品 种②	Cu	Si	Mg	Mn	Ni	Fe
铝铜镍镁 (Y合金)	AlCu4Ni2Mg	3.5~4.5	<0.6	1.2~1.8	<0.1	1.7~2.3	<0.8
共晶铝硅 (Lo—Ex合金)	AlSi12CuMg	1~2	11~13	0.5~1.5	0.5~1.0	—	0.5~0.7
亚(近)共晶 铝硅	AlSi9Cu3Mg	2~4	8.5~10.5	0.5~1.5	<0.5	0.5~1.5	<1.2
过共晶铝硅	AlSi18CuMg	0.8~1.2	17~19	0.8~1.3	<0.2	0.8~1.3	<0.7
	AlSi24CuMg③	1.0~1.7	23~26	0.5~1.0	<0.2	0.8~1.3	<0.7

① Al含量;

② 本书暂用的代号;

③ 此外还有Cr0.3~0.5。

表7-2 典型活塞材料的物理机械性能

合金种类	① 制造 方法	比重 γ (克/厘米 ³)	导热率 λ (卡/厘米·秒·°C)	线膨胀 系数 β ($\times 10^{-6}$ /°C)	相对 弹性 模数 E (公斤/毫米 ²) 磨损	布氏硬度 (HB)			抗拉极限 σ_b (公斤/毫米 ²)		延伸率 δ (%)		弯曲疲劳极限 σ_{-1} (公斤/毫米 ²)		
						20°C	200°C	300°C	20°C	300°C	20°C	300°C	20°C	300°C	
Y合金	I	2.80	0.34	23.5	1.1	6800	110	100	32	25	11	0.7	6	7	4.5
	II	2.82	0.36	23.5	1.1	6800	125	100	30	37	16	1	14	12	10
共晶铝硅 (Si12%)	I	2.68	0.32	21	1.0	7500	105	95	35	23	12	1	5	8.5	5
	II	2.70	0.34	21	1.0	7500	110	95	32	36	14	3	8	13.5	9.5
过共晶铝硅 (Si18%)	I	2.67	0.27	18.5	0.9	7700	105	95	37	20	10	0.5	1	8	5
	II	2.68	0.30	18.5	0.9	7700	115	95	33	28	13	2	5	10	9
过共晶铝硅 (Si24%)	I	2.65	0.25	17.5	0.8	8000	105	95	40	18	10	0.5	1	8	8
灰铸铁	III	7.3	0.12	11	0.6	10500	200	200	170	22	20	0.1	0.1	9.5	8.5

① 制造方法: I—金属型铸造并经淬火; II—锻造并经淬火; III—砂型铸造。

常称为 Lo—Ex 合金。铝硅合金中硅 Si 的作用是使膨胀系数和比重下降,耐磨性、硬度(特别是工作温度下硬度)、刚度和疲劳强度提高,铸造流动性改善,但 Si 使铝合金导热性下降,塑性减小,切削性和锻造性恶化。

共晶铝硅合金是目前国内外应用最广泛的活塞材料,既可用于汽油机,也可用于柴油机,既可铸造,也可锻造。含 Si9%左右的亚共晶铝硅合金,热膨胀系数稍大一些,但由于铸造性能好,适应大量生产工艺的要求,应用也很广。

3. 过共晶铝硅合金

随着发动机性能的提高,活塞的热负荷及机械负荷越来越高,因此要求全面地提高耐热性,特别是要求线膨胀系数比共晶铝硅合金更小的材料,这就导致过共晶铝硅合金的出现和发展。这种合金尚处在发展初期。它是含 Si16~26%的铝硅合金,有时加少量稀有金属以细化共晶组织。为使溶液凝固时先析出的 Si 初晶细化,可添加 P0.01~0.05%进行变质处理。

这类合金热膨胀系数、耐磨性等都比共晶合金好，缺点是延伸率比较小，工艺上有些困难（铸造易偏析，加工费刀具等）。过共晶铝硅合金被建议用于风冷、二冲程等热负荷特别重的发动机。

铝合金活塞毛坯的最通用生产方法是金属型铸造，保证毛坯尺寸精度较高，生产率高，成本低。为了保证起模方便，金属型芯必须分成很多块（例如三块、五块或七块），比较复杂，且使用不耐久。所以，在设计活塞内腔形状时必须注意到型芯制造的方便。因为铝合金的收缩率大，凝固区间长，又容易吸气，所以用这种仅有重力作用的铸造法时，有时会产生热裂、气孔、针孔及缩松等缺陷。为了得到优质的毛坯，可以采用压铸法。

在强化发动机中，可以采用锻造铝合金活塞。在模锻时，晶粒细化，呈流线分布，同时晶粒发生塑性变形，且由于晶格错位增加硬化作用，所以强度较高（图7-4）。锻造活塞由于金属组织致密，导热性较好，所以活塞温度可比铸造的低。图7-5表示重量完全相同的两种活塞，锻造活塞的最高温度比铸造活塞低50℃左右。锻造活塞延伸率大，对缓和应力集中很有利。但含Si多于18%的过共晶铝硅合金由于性脆，不适于锻造。

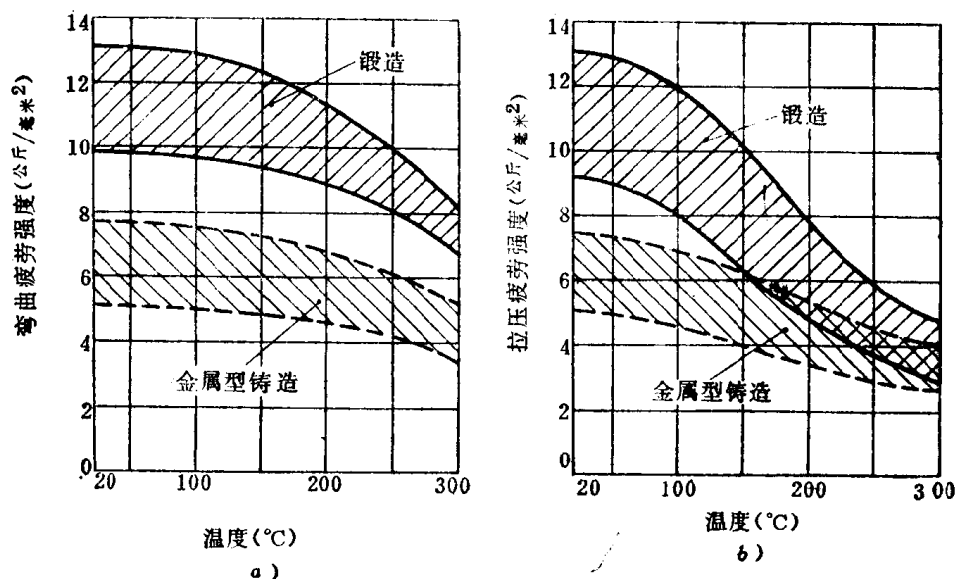


图7-4 铸造和锻造铝合金高温疲劳强度的比较

a) 对称循环弯曲疲劳强度；b) 对称循环拉压疲劳强度

(上限为Al—Cu系即Y合金，下限为Al—Si系合金)

锻造时往往会在活塞中造成很大残余应力，所以锻造工艺，特别是终锻温度、热处理温度一定要合适。锻造活塞在使用过程中出现的裂纹大多是由残余应力引起的。此外，锻造对结构形状的限制更大。总之，锻造活塞成本高，一般只用于高强度发动机。但由于锻造方法生产率高，国外有时甚至在小客车上也有用锻造活塞的。

最近出现一种新的成型方法，称为液态模锻法。这种方法就是向浇入铸型中的金属液，在其液态或半液态情况下施加压力，一直保持到铸件凝固终了。它是一种介于铸造和锻造之间的方法，不需要复杂的锻造设备，也不需要复杂的压铸设备，可以去除铸造缺陷，改善机械性能，扩大合金成分的使用范围，对厚壁的活塞类零件特别适用。

铝合金活塞为了提高硬度和强度，以及使形状尺寸稳定，必须经过淬火和人工时效处理。

我国关于铝活塞的技术标准推荐采用铝硅系合金。为了使结晶细化,性能改善,可加入稀土合金。我国近年来自行设计的新发动机,不论是车用汽油机,还是中小型高速柴油机,均广泛采用共晶铝硅合金 $AlSi12CuMg$ (表 7-1) 制造活塞。铝合金活塞铸成后加热到 $500\sim 550^{\circ}C$,保温 3~5 小时,水淬,再加热到 $200^{\circ}C$ 左右,保温 8~16 小时,人工时效。常温硬度 HB 90~140,在 $300^{\circ}C$ 下不小于 HB 35,常温下抗拉强度极限 $\sigma_b \geq 20$ 公斤/毫米² (试棒 $\sigma_b \geq 24$), $300^{\circ}C$ 下 $\sigma_b \geq 8$ 公斤/毫米²,常温下延伸率 $\delta \geq 0.5\%$ 。在我国,过共晶铝硅合金也开始用于热负荷较高的柴油机,例如 150 系列重型车用强化柴油机的活塞 (图 7-13),就采用铝合金 $AlSi18CuMg$ (表 7-1)。

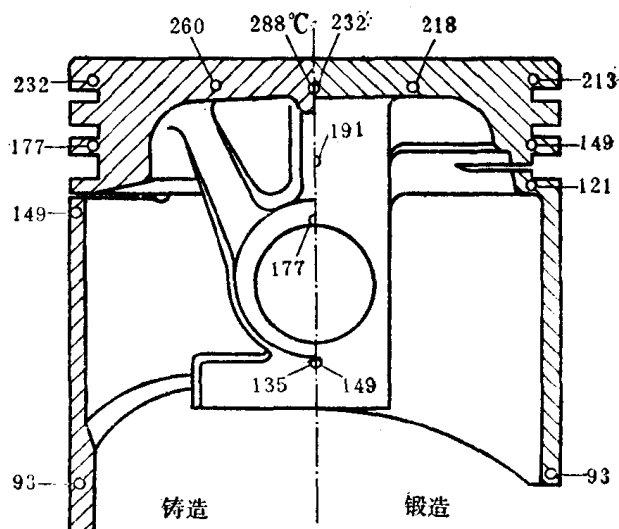


图7-5 小客车用铸造和锻造的铝合金活塞
温度分布的比较

三、活塞头部的的设计

活塞头部是指活塞销以上的部分,其主要功用是承受气压力并把它传给连杆,同时与活塞环一起配合气缸密封工质。因此活塞头部的设计要点在于:

1) 保证它具有足够的机械强度与刚度,以免断裂和产生过大变形,因为环槽的变形过大势必影响活塞环的正常工作;

2) 保证温度不过高,温差小,防止产生过大的热变形和热应力,为活塞环的正常工作创造良好条件;

3) 尺寸尽可能紧凑,因为一般活塞头部高度 H_1 (称为压缩高度) (图 7-6) 缩短 1 单位的话,整个发动机的高度可以缩短 1.5~2 单位。此外,活塞头部缩短当然能显著减轻活塞重量。

(一) 活塞压缩高度的确定

在确定活塞压缩高度 H_1 (图 7-6) 时,一般均从活塞环的布置出发。例如,活塞环的数目、环的位置和轴向高度、环与环之间的环岸高度等都直接影响尺寸 H_1 。

1. 第一环位置

根据活塞环的布置确定活塞压缩高度时,首先必须定出第一环的位置,即所谓火力岸的高度 h (图 7-6)。为了缩小 H_1 ,当然希望 h 值尽可能小。但 h 过小可能使第一环温度过高,导致弹性松弛、粘结等故障。有时为了降低第一环温度,在第一环上面作出一个隔热槽 (见图 7-22 的 B 处),使部分热流偏离第一环。柴油机活塞环的工作条件比汽油机更严重,所以 h 值要更大些。至于 h 的确切数值,大多参考同类型比较成熟的发动机确定,最后通过新样机的试验进行考核。在表 7-3 中列出了一些国产典型中小功率高速内燃机活塞尺寸的统计结果,以供参考。由此表可见,一般汽油机 $h = (0.06 \sim 0.08) D$,柴油机 $h = (0.15 \sim 0.25) D$ 。

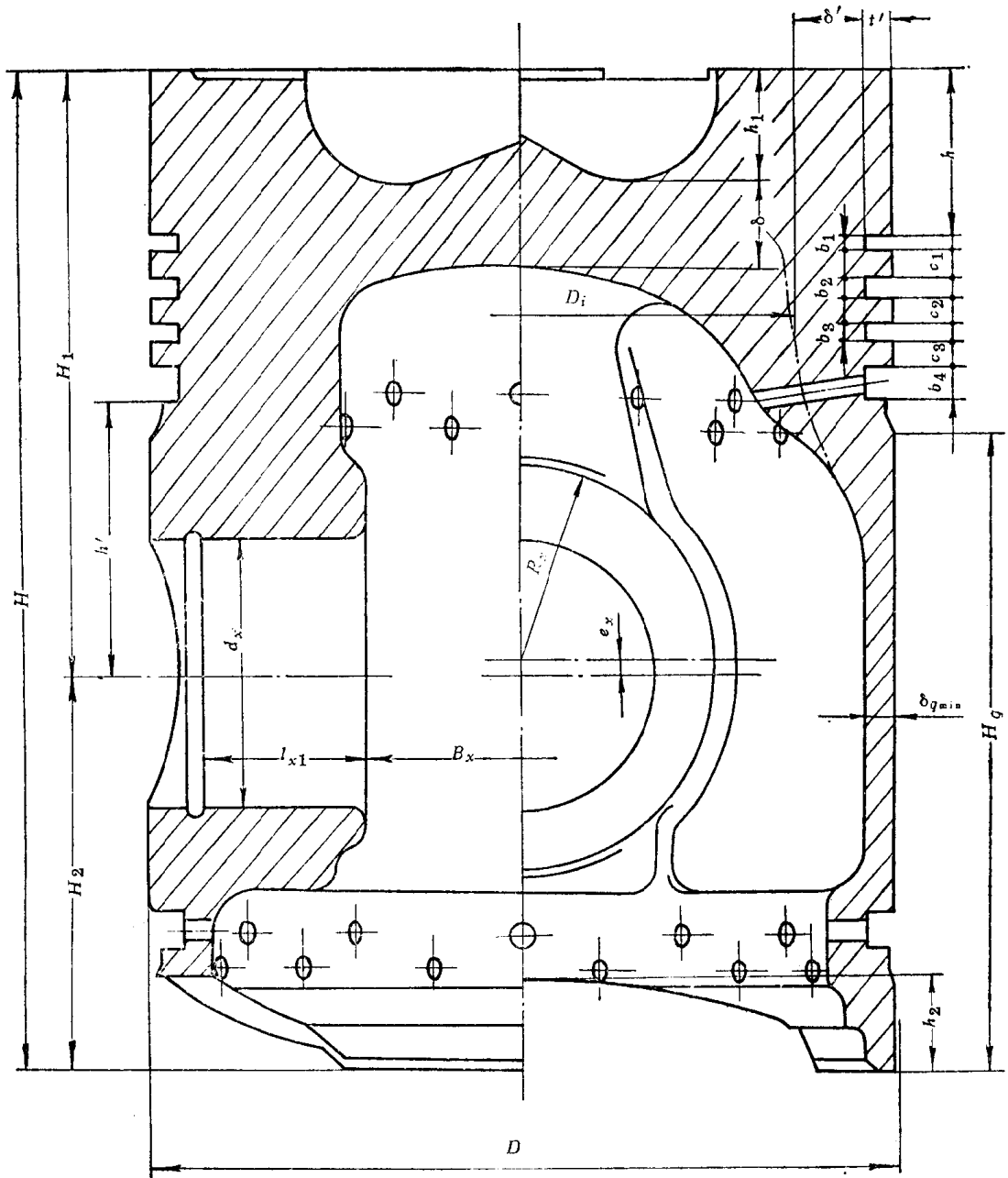


图7-6 活塞的主要尺寸

2. 环岸厚度

为了减小活塞高度，活塞环轴向高度 b 应尽可能小，这样活塞环惯性力也小，对环槽侧面冲击减轻了，有助于提高环槽耐久性。在小型高速内燃机上，一般气环高度 $b_g = 2 \sim 3$ 毫米，油环高度 $b_o = 4 \sim 6$ 毫米（表 7-3）。

环岸的厚度 c （图 7-6），应保证它不会破坏。强化柴油机的实践经验表明，第一环岸有时会沿着岸根整圈断落下来。这是因为第一环岸上面的压力 p_1 （图 7-7a）比下面的压力 p_2 大得多，在岸根会产生很大的弯曲和剪切应力，如果此应力值超过铝合金在当地很高工作温度下的强度极限或疲劳极限，则岸根可能断裂。专门的实验表明，当活塞顶上作用着最高爆发压力 p_z 时， $p_1 \approx 0.9 p_z$ ， $p_2 \approx 0.2 p_z$ 。环岸是一个厚 c_1 、外圆 D 、内圆 D' 的圆环形板，沿内圆

表7-3 国产典型汽车、拖拉机、农用内燃机活塞主要尺寸参数 (参看图7-6)

参 数	柴 油 机								汽 油 机						
	90系列	95系列	100系列	105系列	6120Q	6135Q	150系列	4160T	一 般 范 围	SH-490Q	BJ-492Q	CA-72	CA-10B	25Y-6100Q	一 般 范 围
D	90	95	100	105	120	135	150	160		90	92	100	101.6	100	
S/D	1.11	1.21	1.20	1.14	1.17	1.04	1.07	1.12		1.00	1.00	0.90	1.13	1.15	
c _m	6.7	7.7	8.0	8.0	9.3	8.4	10.7	9.0		12.0	12.2	13.2	10.7	11.5	
p _{eg}	7.03	6.63	7.14	6.50	7.60	6.68	8.22	6.63		7.38	6.90	7.60	5.50	7.68	
h/D	0.22	0.16	0.20	0.18	0.15	0.22	0.19	0.18	0.15~0.25	0.07	0.065	0.06	0.06	0.08	0.06~0.08
b ₁	2.5	3	2.5	3	3.5	3	3.5	4	2~4	3	2.5	2.5	3	2.5	2~3
c ₁	5	3.5	4	4	7.5	5	8	7	3.5~7	3	3.5	4	3	4	3~4
c ₂ ~c ₃	4	3	4	3	5.5	3	6	6	3~6	4	3	3.5	3	3	3~4
b _y	—	6	4.76	6	5.5	6	6	7	5~7	4.75	5.0	4.75	4.7	4.8	4~5
d _x /D	0.36	0.37	0.35	0.37	0.37	0.36	0.37	0.375	0.35~0.38	0.28	0.27	0.25	0.27	0.28	0.25~0.30
$\frac{R_x+e_x}{0.5d_x}$	1.50	1.54	1.43	1.53	1.45	1.54	1.51	1.63	1.4~1.6	1.40	1.44	1.44	1.43	1.46	1.4~1.5
B _x /D	0.39	0.38	0.40	0.41	0.38	0.41	0.41	0.40	0.38~0.42	0.40	0.37	0.36	0.41	0.40	0.35~0.40
$\frac{h'}{R_x+e_x}$	1.35	0.80	0.92	1.00	1.15	1.34	1.05	1.08	0.8~1.4	1.50	1.58	1.40	1.25	1.08	1.0~1.6
H ₁ /D	0.77	0.63	0.73	0.70	0.70	0.81	0.72	0.75	0.6~0.8	0.56	0.56	0.49	0.55	0.53	0.45~0.6
H ₂ /D	0.42	0.53	0.47	0.51	0.53	0.53	0.48	0.56	0.4~0.6	0.50	0.53	0.51	0.49	0.50	0.45~0.55
H/D	1.20	1.16	1.20	1.20	1.23	1.34	1.20	1.31	1.1~1.4	1.06	1.09	0.99	1.04	1.02	0.9~1.1
H _q /D	0.75	0.77	0.70	0.75	0.74	0.86	0.74	0.83	0.75~0.85	0.79	0.76	0.63	0.74	0.71	0.6~0.8
H ₂ /H _q	0.58	0.70	0.67	0.68	0.72	0.62	0.65	0.67	0.6~0.7	0.63	0.70	0.80	0.67	0.70	0.65~0.8
δ/D	0.10	0.12	0.15	0.06	0.06	0.22	0.08	0.14	0.1~0.2	0.07	0.08	0.08	0.07	0.09	0.06~0.1
D _i /D	—	0.77	0.81	0.71	0.63	—	—	—	0.5~0.8	0.72	0.75	0.70	0.67	0.75	0.7~0.8
δ _{qmin}	3	3	4	3	4	5	7	5	3~6	3		3	3.7	3	3~4

● 梯形环槽的检验宽度;

● 梯形销座的平均跨度。