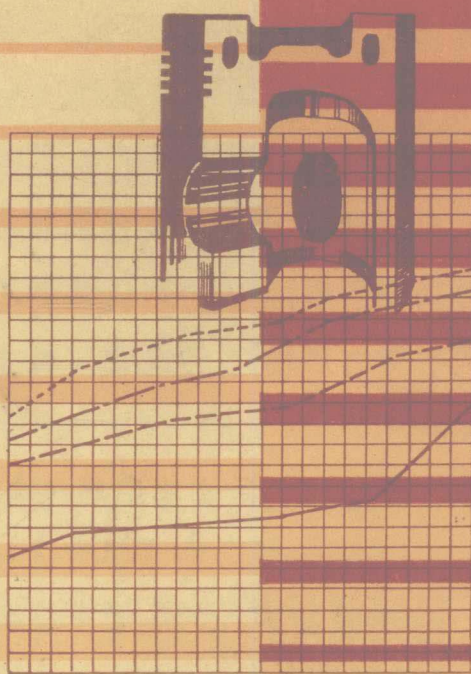


热交换热应力热疲劳

译文集



第七研究院第七一一研究所 上海交通大学热强度组

TH6

前 言

随着发动机热负荷的提高及飞行器、反应堆的发展，热应力和热疲劳问题的研究日益受到广大力学、热学工作者的重视和工厂应用方面的欢迎。特别在电子计算机及有限元法出现后，依靠这个有力工具可以解决许多以前不能解决的热应力问题。因此，柴油机热疲劳寿命预测也随之开展起来，成为国际上热门的研究项目。为此，上海交通大学二系热强度组和七一一研究所四室编译出版了本文集。

文集包含了温度场传热问题、柴油机热疲劳寿命问题及较为先进的热应力和温度场的耦合问题，目的是让读者了解国外这方面的情况、研究方法及成果，从中得到启发，促进我国这方面研究工作及应用工作的开展，为四化作贡献。

由于我们水平有限，因此译文集中难免有不妥之处，敬请广大读者批评指正。

顾泽同 1983.4.20.

目 录

热负荷对柴油机活塞的影响	(1)
柴油机气缸复杂热交换的研究	(13)
传热计算的改进途径	(19)
非直喷式柴油机的传热	(33)
通过测量温度分布来确定高速柴油机 活塞的局部换热系数	(43)
高速柴油机气缸内瞬时换热的试验研究	(51)
增压柴油机热负荷预测	(62)
柴油机活塞的温度分布和热变形形态	(70)
线性耦合热弹性力学的近似解	(80)
平板的热冲击(耦合项的研究)	(94)
内燃机活塞温度场和应力场的动态特性	(101)
用应变幅值分部法预测热疲劳和机械疲劳寿命	(111)
在叠加波形应力下的疲劳强度(关于柴油机活塞 顶的疲劳强度)	(119)
柴油机燃烧室(活塞)的短时等效持久试验	(125)
大缸径柴油机燃烧室壁面热负荷某些解析法	(137)

热负荷对柴油机活塞的影响

[西德] Manfred D. Roehrl

柴油机活塞顶面被燃气加热，燃气温度可达 $1800\sim 2600^{\circ}\text{C}$ 。燃气的平均温度通常在 $600\sim 700^{\circ}\text{C}$ 左右。热从燃气传到活塞顶主要是对流换热，其次是辐射换热。燃烧室温度剧烈地瞬态变化像热波一样传到活塞顶表面。这些热波的波幅为 10° 。在高速运转的柴油机上热波按照指数函数在1毫米距离内消失。

在发火行程，活塞吸收的小部分热量在充气期传给冷的新鲜空气。而主要部分经由同冷气缸相接触的活塞环带和裙部流入冷却液。由于受柴油机和活塞结构及柴油机操作方式和活塞速度的影响，这个热量的 $50\sim 80\%$ 由活塞环传递。依赖到达活塞底面的油量，润滑油亦输送热。热交换条件和活塞材料的导热系数都影响到活塞局部温度和活塞的温度梯度。活塞的热损失取决于换热系数。由于换热系数受时间上的瞬态和空间局部变动的制约，所以确定换热系数是多年来的难题。柴油机活塞温度的大量测量和换热系数的确定现在给我们提供了一种检查活塞温度状况的良好方法。

一、非增压和增压柴油机 活塞的温度

无论是非增压柴油机还是增压柴油机，活塞第一道环槽的温度都是重要的。这个温度必须保持低于使该活塞环及其它环槽可能发生结胶和咬死的温度。因为通常应用的极限温度取决于滑油的品质，即滑油的更换期、燃油质量和活塞、活塞环、气缸套所要求的使用寿命，所以很难确定。对于车用柴油机活塞应不超过 $220\sim 240^{\circ}\text{C}$ 。

在较高温度下，存在润滑油可能在第一道环槽区域内结胶、环粘住，以使窜气量增加、烧坏活塞环、活塞咬死，因而有可能使柴油机发生故障的危险。此外，较高的温度使第一道活塞环槽处的活塞材料的耐磨性降低。

影响活塞温度的第二个因素是活塞材料的结构强度。就此而论，活塞特别危险点的位置在帮助构成燃烧室的活塞顶部分。预燃室式柴油机特别危险点在同预燃室出口相对应的活塞顶表面处，而直喷式柴油机则位于活塞燃烧室的边缘。

假如超过最高温度，静态应力和动态气体应力的叠加可能导致活塞顶龟裂，而随后出现活塞的局部损坏。所以活塞顶的局部温度不应超过 360°C 。然而位于活塞顶部的燃烧室局部温度强烈地受到燃烧室边缘构造的影响。

燃烧室颈部最紧密的收缩使离开燃烧室的燃气产生较高的速度。热传导截面的减小，使燃烧室边缘凸出部分的温度较高。

不同结构的燃烧室活塞顶区域温度分布的计算示于图1。

盆形燃烧室的活塞温度分布 具有盆形燃烧室的活塞能得到最合适的温度场。特别在燃烧室边缘部位，借助于导热横截面能够避免极大的温度梯度。

球形燃烧室的活塞温度分布 球形燃烧室边缘部位比盆形燃烧室承受更大的应力，这是由于燃气在已减小的边缘部位横截面中流出而造成的。

△形燃烧室边缘的活塞温度分布 在具有△形燃烧室边缘的情况下，产生特别高的温度梯度，这是由于减小燃烧室口的直径，因而减

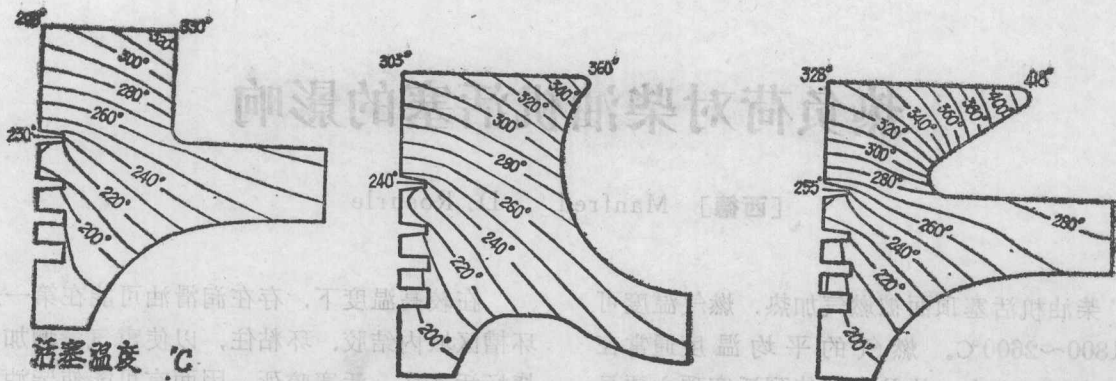


图 1 燃烧室形状对活塞温度的影响

小导热横截面引起的。

尽管有某些限制，但由于考虑到噪声、油耗或排烟等因素，把活塞燃烧室的形状做成收缩率减少的收口形，这类活塞温度较高，其温度为平均有效压力的函数。温度较高时，为了设法减少材料强度的降低，在采用收口形燃烧室活塞时，比用燃烧室最宽点间的距离与燃烧室口部直径相等（即盆形燃烧室）的活塞，需要在更早阶段进行温度测量。

在确定换热系数为平均有效压力或转速的函数基础上，在增压柴油机情况下，当增加平均有效压力时燃烧室底部换热系数有微小升高趋势，燃烧室壁面维持不变，活塞顶面随着平均有效压力的增加有降低的趋势。但是当增加转速时，所有地方的换热系数都有上升趋势（图 2）。

下面的活塞温度示例是这样升高的：例如，缸径为 125 毫米、增压、无空冷的柴油机，假如平均有效压力从 $P_{me} = 8.6$ 公斤/厘米² 升至 14.6 公斤/厘米²，这将导致燃烧室边缘的温度升高 80°C 和第一道环槽升高 45°C。如有空冷，温度从 $T_L = 204$ °C 降至 110°C。这样燃烧室边缘的温度升高能够降低到 43°C 而第一道环槽的温度升高降低到 27°C。

二、测温技术

甚至今日，活塞温度的确定还要借助于各

种温度测量技术。测温法基本上可分成两类：

- (1) 在特定运行条件下，确定活塞温度分布的测量方法；
- (2) 在运行工况变化时，确定活塞上几个选择点温度变化的测量方法。

由于目前还没有什么适用于上述两种条件的一种测量技术，所以上述两种方法一直并用。时间和要满足的费用是另一个受限条件。

确定活塞温度分布的测温技术(非电测法)
确定温度分布应用最广泛的测量技术是使用易熔塞法，此法早在 1931 年就研究出来了。这种嵌入活塞确定温度的易熔塞由有一明显熔点的纯金属或某些特殊合金制成的。

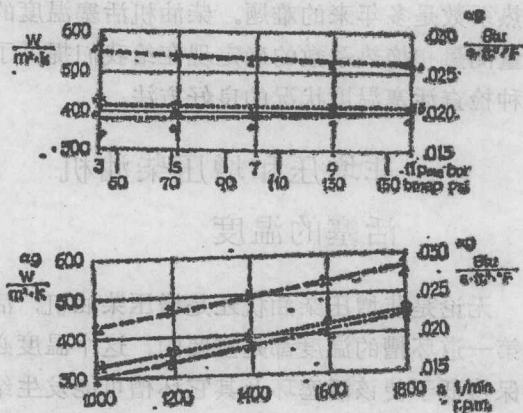


图 2 平均有效压力对换热系数的影响

- △——活塞顶
- ×——燃烧室壁
- 燃烧室底部

残余硬度法依赖于瞬时较高温度下工作

的活塞材料硬度的变化,但在零件运转期间,其检测出现温度的能力受到限制。以上两种方法的综合就是温塞法。此法用由重金属制做的小螺钉来代替易熔塞嵌入活塞,通过其硬度的变化来确定测点上的温度。

确定温度变化的测温技术(电测法) 在应用非电测量技术时,为了能够确定试验工况下的活塞最高温度,柴油机必须拆开。而用电测技术就不同了,在柴油机运行时就能够测定。此时温度信号必须从运转着的柴油机中传递出来。应用热电偶来确定活塞温度可能是最古老的电测法。这种方法不仅适用于测量平均温度而且也适用于测量每一个变化的温度。这种方法关键所在是使测量数值能连续地传递。为此,已研制了许多传送装置。

借助于电感场的间断耦合与 NTC(负温度系数)电阻计的无接触传递操作甚至能在机器高速运转下测量温度。用电阻对温度极敏感的半导体做感受器。为了实现无接触传递,一个初线圈和一个次线圈安置在曲轴箱上和活塞底部末端每一个测点处。在经过下止点附近时发生耦合。用双重线圈装置,有可能适用于若干个测点,这要看活塞尺寸的大小。

非电测技术和电测技术的比较 确定活塞温度时用易熔塞法或 NTC 法所得到的值相互之间的不能进行比较。然而,用同样的测量方法,所测得的温度可以进行比较。这是由于用易熔塞法确定的是表面温度,而用 NTC 法测量的是表面内几毫米深处的温度。用测得的表面内几毫米深处的温度近似推算表面温度可用下面公式:

$$\Delta T(^{\circ}\text{F}) = \frac{q \cdot S}{\lambda}$$

式中 q ——热负荷,英热量单位/英尺²·时;
 S ——测量点到表面的距离,英寸;
 λ ——导热系数,英热量单位/英尺·时· $^{\circ}\text{F}$ 。

在环带区段易熔塞的测量同 NTC 法测得的相

一致,但前者便于平时使用。在燃烧室边缘区段用易熔塞比 NTC 法确定的温度要高过 50°C ,这是由于燃气直接作用的结果。用温度塞确定的温度一贯比用 NTC 法测得的高。其差可达 $20\sim 30^{\circ}\text{C}$ 。通过温度塞对加热炉恒定条件下测量,这一点亦能进一步得到证实。然而在较高温度时,上述两种方法测量的误差以及不同测量点的分散度变得较小。从这些观点出发,用温度塞测量裙部和环带区温度是不合适的。

三、影响活塞温度的因素

1. 非冷却活塞

环槽镶圈的影响 有规律地对比观察第一道环槽有或没有镶圈的活塞,可知热负荷的影响是导热系数不同的两种材料之间的传热不同造成的。测量奥氏体铸铁环槽镶圈和镶圈后面周围铝材的温度,表明环槽镶圈的温度比活塞基材约低 10°C (图 3)。

顶岸间隙的影响 缸径为 100 毫米的增压六缸直喷式柴油机活塞温度测量表明标准顶岸间隙(上部 0.620 毫米,下部 0.430 毫米)比顶岸间隙在整个岸高上增加到 1.5 毫米的活塞顶边缘处($340\sim 360^{\circ}\text{C}$)约低 50°C ,第一道环槽以上亦低约 50°C ,而第一道环槽以下($210\sim 230^{\circ}\text{C}$)约低 20°C (图 4)。

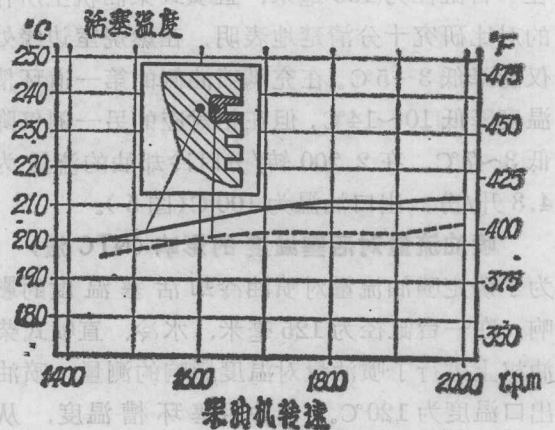


图 3 耐蚀高镍铸铁镶圈及其后面活塞合金上的温度

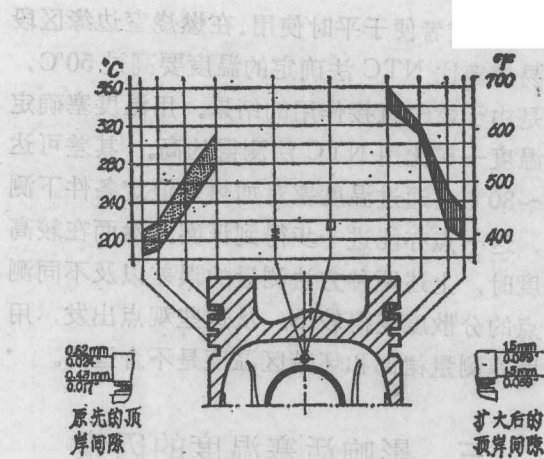


图 4 顶岸间隙对活塞环槽区温度的影响

在另一示例中，一台非增压五缸客车用柴油机将顶岸间隙从 0.42 毫米增至 1.0 毫米，环槽底温度增加 10~15°C，特别是预燃室式燃烧室，顶岸间隙每增加 0.1 毫米，温度都相应增加 2~3°C。

2. 喷油冷却活塞

各种活塞冷却都使做功的有效热量减少。然而，为了增加升功率，为了使活塞能很好运行，降低活塞某些特殊部位的温度，或者降低整个活塞顶温度的升高，活塞进行冷却是必要的。活塞冷却的最简单方法是喷油冷却，它借助于安装在气缸底部边缘的喷咀直接连续向活塞内腔喷油。

喷油冷却对活塞温度的影响 (NTC 法)

在一台缸径为 130 毫米、直喷式柴油机上所作的对比研究十分清楚地表明，在燃烧室边缘处仅能降低 3~5°C。在充满喷油侧的第一道环槽温度降低 10~14°C，但在相对应的另一侧仅降低 3~7°C。在 2,200 转/分时冷却油的流量为 4.3 升/分，出口油温为 100°C (图 5)。

喷油流量对活塞温度的影响 (NTC 法)

为了确定喷油流量对喷油冷却活塞温度的影响，在一台缸径为 125 毫米、水冷、直喷式柴油机上进行了喷油量对温度影响的测量。喷油出口温度为 120°C。非冷活活塞环槽温度，从 A、B 两相对侧测得的温度都接近于 225°C。用 1.9 升/分的喷油量对活塞内腔进行冷却，在

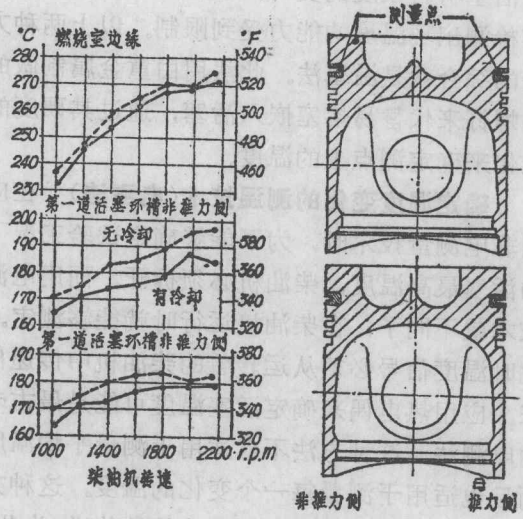


图 5 喷射冷却对活塞温度的影响

喷射侧 B 温度降低约 20°C，到达 202°C。而在相对的另一侧，温度仅降低 4°C。甚至在冷却油量倍增时，对温度的影响仅是轻微的 (图 6)。

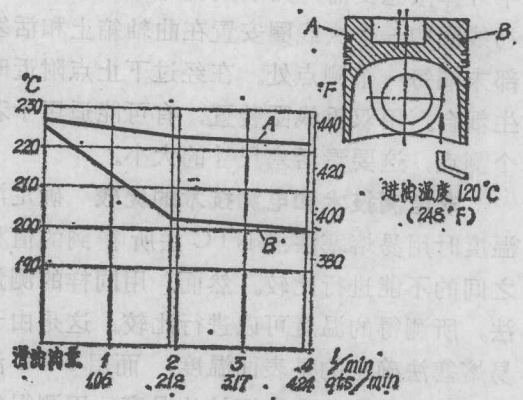


图 6 喷射油流量对第一道活塞环槽温度的影响

水出口温度 96°C (205°F)；
柴油机转速 2,500 转/分；
输出功率 39 马力/缸；
缸径 125 毫米 (4.92 英寸)。

油温和平均有效压力对活塞温度的影响 (NTC 法)

为了确定喷向活塞内腔轮廓面的冷却油温度和平均有效压力对第一道环槽温度的影响，在一台缸径为 120 毫米的增压八缸直喷式柴油机上进行试验。油温每变化 10°C，引

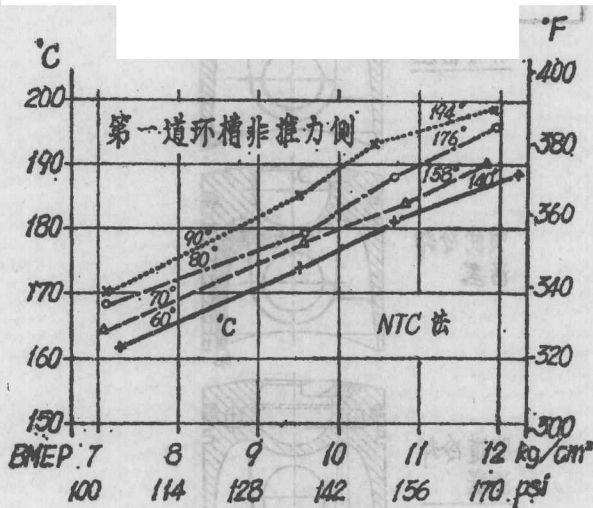


图 7 冷却油温度和平均有效压力对第一道环槽温度的影响

起第一道环槽温度变化为 4~5°C。平均有效压力增加 1 公斤/厘米²，第一道环槽温度平均升高 6°C。而同所选的油温没有多大关系(图 7)。

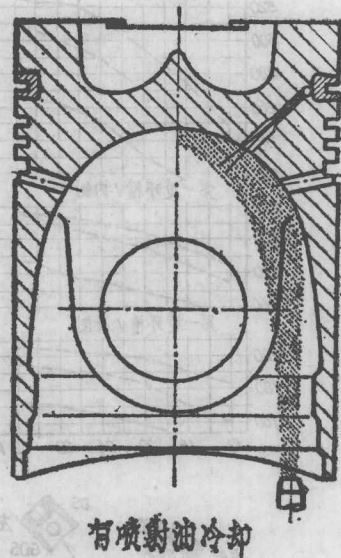
3. 强制油冷活塞

强制油冷活塞能更有效地控制活塞温度，避免局部温度峰值或获得总温降低，以及使材料的强度上升到避免或大大推迟顶部龟裂产生的程度。有冷却腔(冷却油强制通过此腔)的强载柴油机活塞可用铸造法制造。适当形状的专用泥芯可用水溶性盐混合物或能烧掉的多孔石墨等不同材料做成。也可以用薄钢片制成冷却腔铸入活塞。

然而，由于强度的要求，虽然燃烧室或销座区段要求用锻造的活塞材料，但仍然要求强制油冷却，那末具有冷却腔的活塞可以用能满足这些要求的电子束焊接工艺来生产。

用这种方法制造的活塞，由两部分组成：锻造的活塞基体和具有铸入环槽镶圈的红套环带，二者在真空室用一台电子束焊接机焊接在一起。具有冷却腔的活塞具有显著的振荡冷却效果，这样就达到了从活塞顶区域(燃烧室边缘和活塞环带)散失一定热量的目的。

活塞进一步改进结构——特别对于未来功率的增加——可能是具有由钢铁材料制造的旋



入式燃烧室镶块的铸造或锻造的冷却式活塞，或者由锻造裙部和由钢铁材料制成活塞顶的组合式活塞。

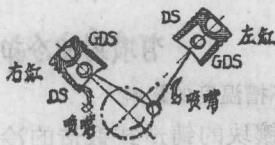
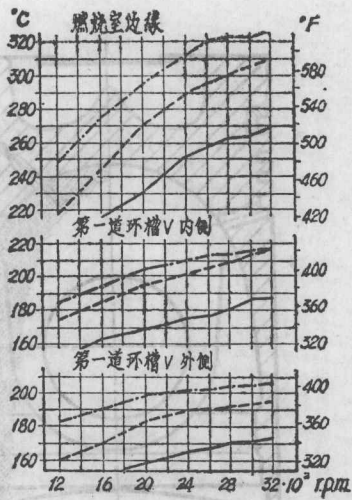
喷油冷却和强制冷却的比较(NTC法)

为了研究两种冷却型式——喷油冷却和强制油冷却——的效果比较试验在缸径为 114.3 毫米、在 3,200 转/分时为 210 公制马力(德国工业标准)八缸柴油机上进行。在热力学性能上，同非冷活塞进行了比较。

在用 V 型柴油机做试验时，还可附带研究热对第一道环槽 V 型内侧和 V 型外侧处的影响。

此外，还测量了燃烧室边缘的温度。正像所预料的那样，所有三个测量点的温度，强制油冷却活塞最低，而非冷活塞最高。在非冷和强制油冷却燃烧室边缘之间温度差接近 55°C，而在非冷和喷油冷却活塞之间温差约 15°C。非冷和强制油冷却活塞第一道环槽 V 型外侧处的温差约 33°C，而非冷和喷油冷却之间温差约 10°C，而且喷油喷嘴的位置就设在 V 型外侧(图 8)。

压缩比的影响(易熔塞法) 试验在缸径为 125 毫米、能烧多种燃料的直喷式单缸试验机上进行，其工况为全负荷、2,500 转/分，用



DS—推力侧
GDS—非推力侧

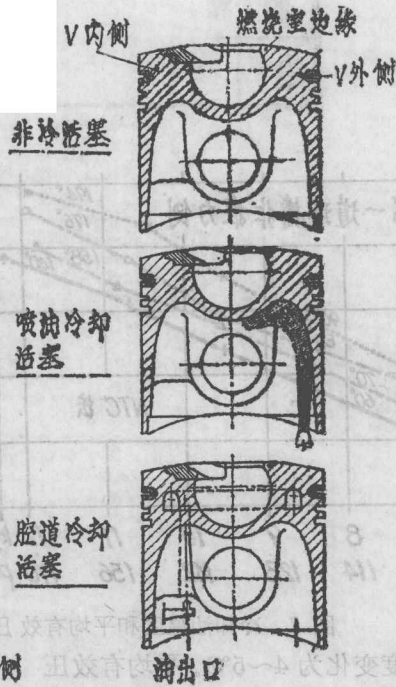


图 8 喷油冷却、强制油冷却和非冷活塞温度

DS——推力侧；

GDS——非推力侧。

变压缩比的、具有冷却腔的电子束焊接活塞 (图 9, 左边 $\epsilon = 17$, 右边 $\epsilon = 20$), 仅仅在燃

烧室本体和第一道环槽压缩比较低处产生较低温度(图 9)。

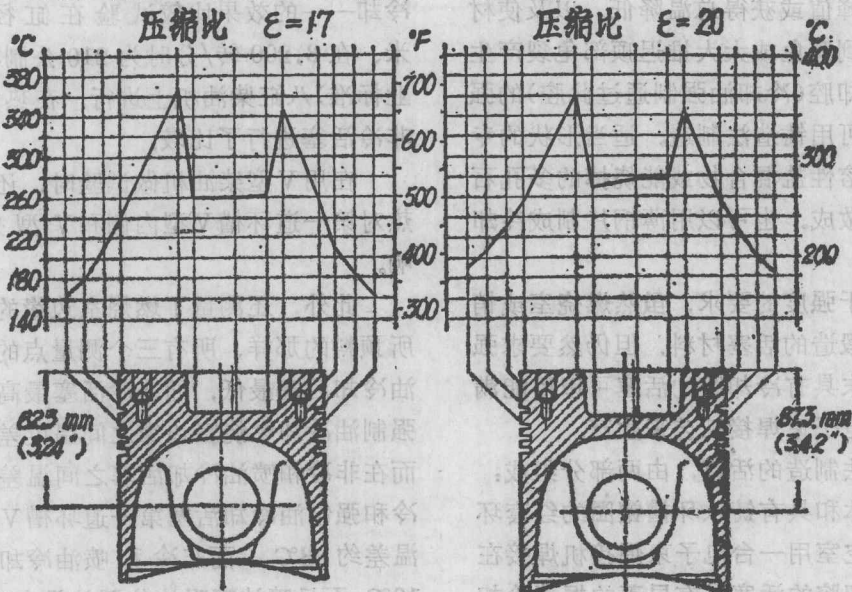


图 9 压缩比对活塞温度的影响

冷却腔定位的影响 (NTC 法) 为了研究冷却腔定位对燃烧室边缘和第一道环槽温度的影响, 在上述柴油机上做了试验。冷却腔的定

位以活塞销轴线为基准, 冷却腔底边离销轴线分别为 44 毫米和 52 毫米。为了使得活塞温度的变化不受柴油机滑油油压的影响, 冷却油由

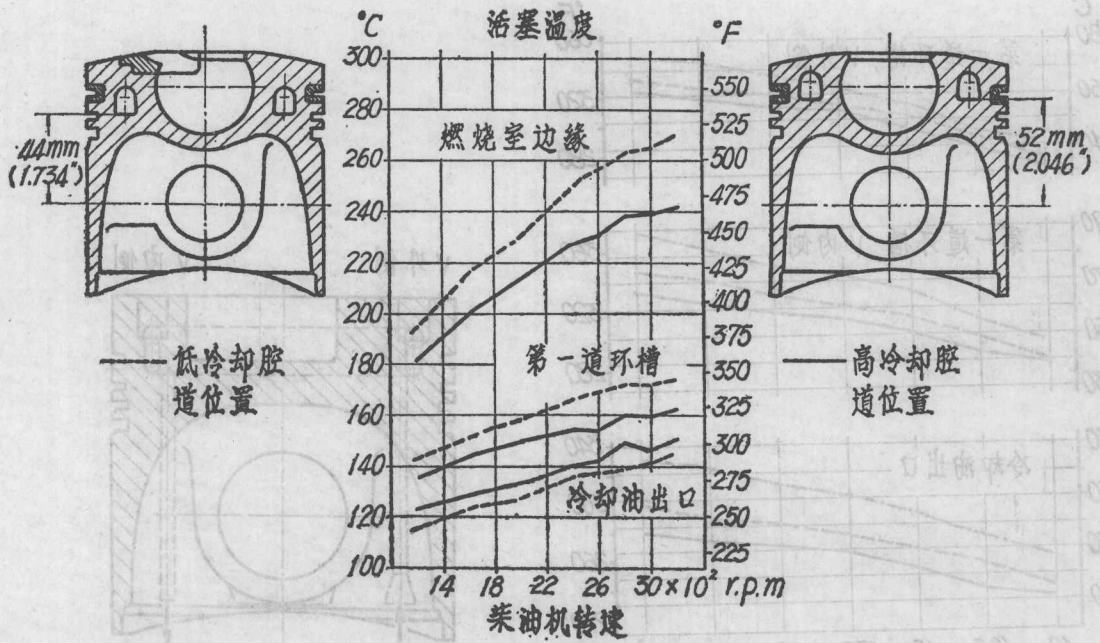


图 10 冷却腔位置对活塞温度的影响

一个单独驱动的油泵供应。借用一台热交换器使油温保持恒定的 100°C。如图 10 所示，冷却腔定位较高的活塞，燃烧室盆状边缘温度低 15~25°C，而第一道环槽的温度低 3~10°C。同时，油的出口温度增加 3~8°C。

油流量的影响(NTC 法) 前几节用的方法亦可用来确定油流量对活塞温度的影响。借助于一只用外动力驱动的油泵来改变油量而不受柴油机转速影响，并且能保持进口油温为恒定的 100°C。试验在增压 V 型 10 缸柴油机上进行，该机有空冷器，缸径为 125 毫米，2,500 转/分时，380 马力。试验运转时，油流量分 2、3、4 升/分。活塞第一道环槽温度和油出口温度都用 NTC 法测量。

当油流量从 2 升/分增加到 3 升/分时，活塞第一道环槽的 V 型外侧处温度可以降低 3~8°C，而 V 型内侧处温度降低 8~15°C。油流量从 2 升/分倍增到 4 升/分，活塞第一道环槽 V 型外侧处温度降低 7~14°C 而 V 型内侧降低 9~23°C。

当油流量从 2 增加到 3 或 4 升/分时，伴

随着一个值得注意的油出口温度的降低，从 165°C 降到 148°C 或 138°C，转速均为 2,500 转/分(图 11)。

在一台缸径为 114.3 毫米的柴油机上，油量从 1.65 升到 2.75 或 3.5 升/分时，在燃烧室边缘得到相类似的结果。在图 12 上可看出燃烧室边缘的最初温度在 2,800 转/分时为 325°C，甚至在油量为 1.65 升/分时温度可大约降低 70°C，而油量增加对燃烧室边缘温度只有微小的影响。

供油孔或排油孔直径的影响(NTC 法)

在确定供油孔和排油孔横截面对第一道环槽和冷却油出口温度影响的研究中，供、排油孔直径在 7~10 毫米内变化。用喷孔直径为 2 毫米的喷油咀及进口温度为 92°C 的冷却油时，供、排油孔直径变化没有产生什么影响。另一方面，当 V 型内侧的排油孔限定为 5 毫米，第一道环槽处的温度增加 3~5°C。

与此相类似，由于油流量减少，出油温度升高 10°C(图 13)。

喷咀直径的影响(NTC 法) 柴油机转速

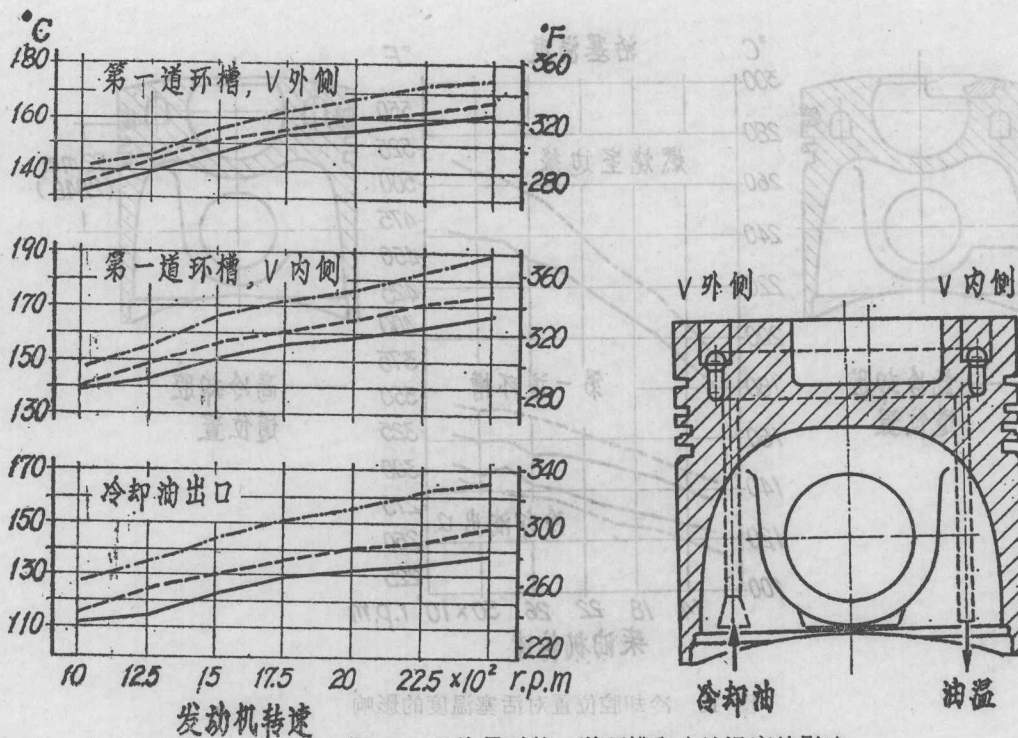


图 11 油流量对第一道环槽和出油温度的影响

— · — · — 2 升/分; - - - 3 升/分; ——— 4 升/分

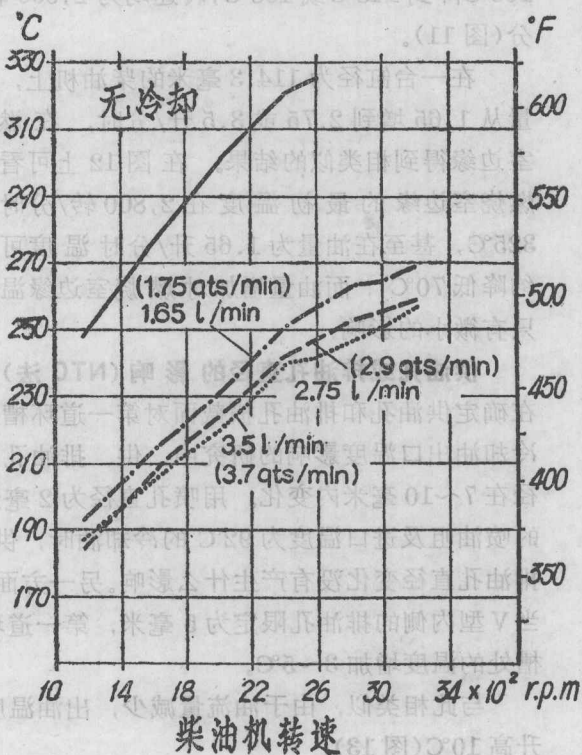


图 12 油流量对燃烧室边缘温度的影响



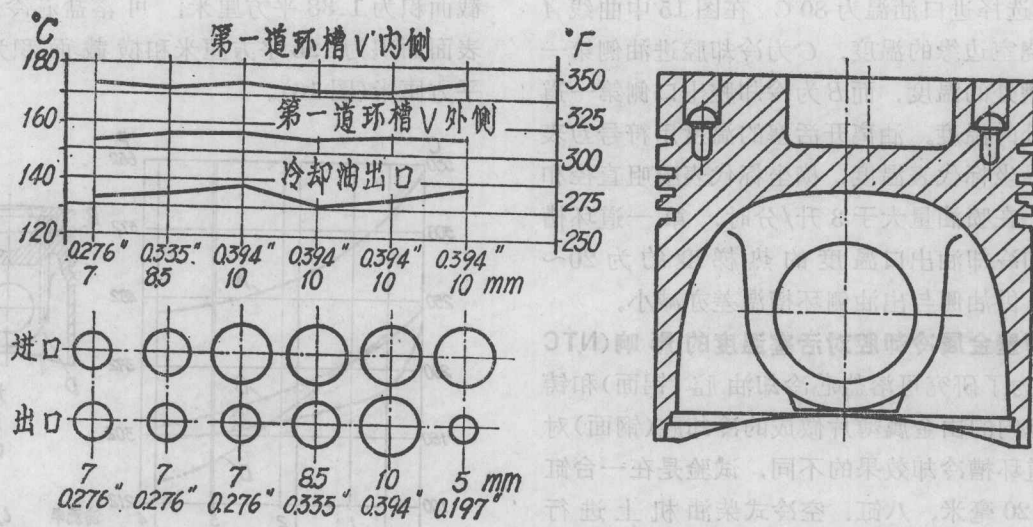


图 13 进、排油孔直径对活塞温度的影响

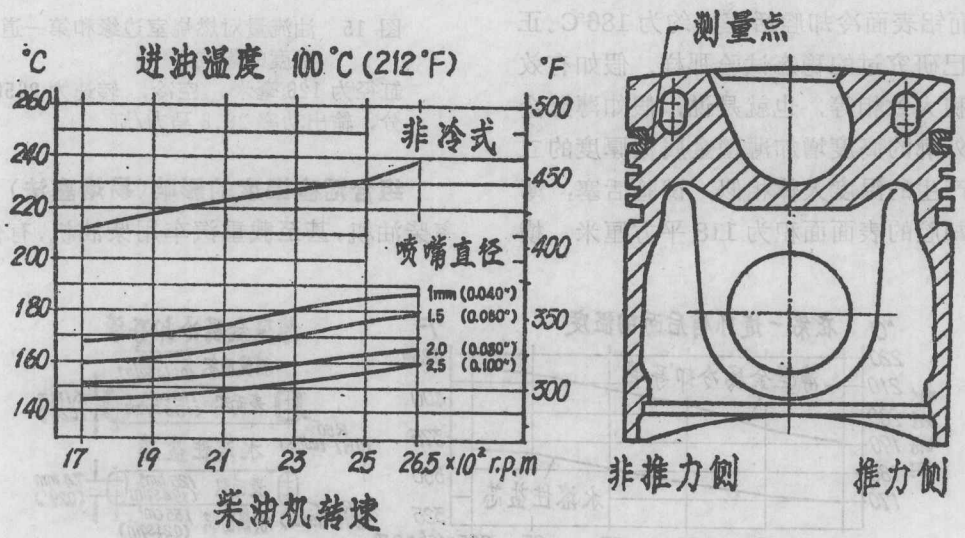


图 14 喷嘴直径和柴油机转速对第一道环槽温度的影响

和各种直径的喷嘴及因此而引起的冷却油油量的变化对第一道环槽温度的影响画在图 14 上。喷嘴的直径分别为 1、1.5、2 和 2.5 毫米，在全负荷时冷却油量有以下变化：用直径为 1 毫米的喷嘴时，为 0.5 升/分，而用直径为 2.5 毫米的喷嘴时，为 3.8 升/分。显然，为活塞选择一个正确的喷嘴，也即用合适的喷油量，使活塞第一道环槽区能够产生一个十分有影响的温降。甚至当增加油量，即选用一个较大直径的喷嘴时，可能仅对狭窄的第一道环槽区产

生影响。然而，从图上可以看到，转速变化的影响相对来说较小，也就是它的数量级为每变化 100 转/分，温度约变化 2°C。

此外，在这儿将注意到油温改变 10°C，第一道活塞环槽产生 4~7°C 的变化，而平均有效压力变化 1 公斤/厘米²，第一道活塞环槽产生 8~14°C 的变化。以上试验是在一台缸径为 120 毫米的、空冷、八缸柴油机上进行的。

在该柴油机全负荷点运行时，对活塞油流出口处的温度亦进行了测量。为了取得良好效

果,而选择进口油温为 80°C 。在图 15 中曲线 A 为燃烧室边缘的温度, C 为冷却腔进油侧第一道环槽处的温度, 而 B 为冷却腔出口侧第一道环槽处的温度。油离开活塞的温度用符号 D 表示。纵坐标代表温度, 横坐标代表喷嘴直径和油量。在喷油量大于 3 升/分时, 第一道环槽温度和冷却油出口温度的热梯度约为 $20\sim 30^{\circ}\text{C}$, 供油侧与出油侧环槽温差亦减小。

薄壁金属冷却腔对活塞温度的影响(NTC法) 为了研究可溶盐芯冷却油腔(铝面)和铸在活塞内的由金属薄片做成的冷却腔(钢面)对第一道环槽冷却效果的不同, 试验是在一台缸径为 120 毫米、八缸、空冷式柴油机上进行的。在 2,650 转/分的相同运行条件下, 薄壁金属冷却腔活塞的第一道环槽处温度大约为 215°C , 而铝表面冷却腔活塞大约为 186°C 。正象以前早已研究过的稳态试验那样, 假如有效冷却腔面积大致相等, 也就是说, 假如薄壁金属冷却腔外廓的高度增加薄壁金属板厚度的二倍, 则所产生的温度大体相似。试验活塞: 薄壁金属冷却腔的表面面积为 118 平方厘米, 横

截面积为 1.38 平方厘米; 可溶盐芯冷却腔的表面面积为 125 平方厘米和横截面积为 1.55 平方厘米(图 16)。

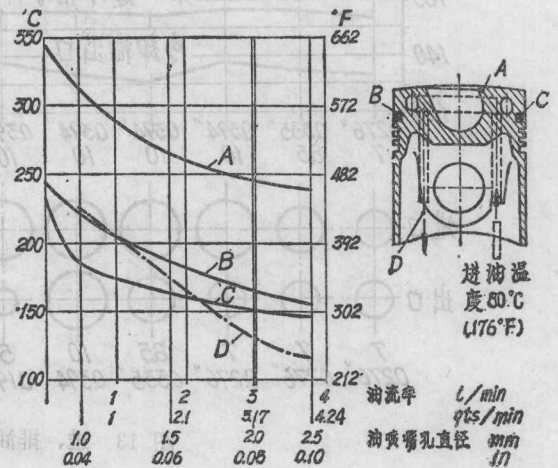


图 15 油流量对燃烧室边缘和第一道环槽温度的影响
缸径为 120 毫米、空冷、转速为 2650 转/分、输出功率 28.8 马力/缸

组合活塞温度的影响(易熔塞法) 高比功率柴油机, 甚至载重汽车用柴油机, 有使用由两

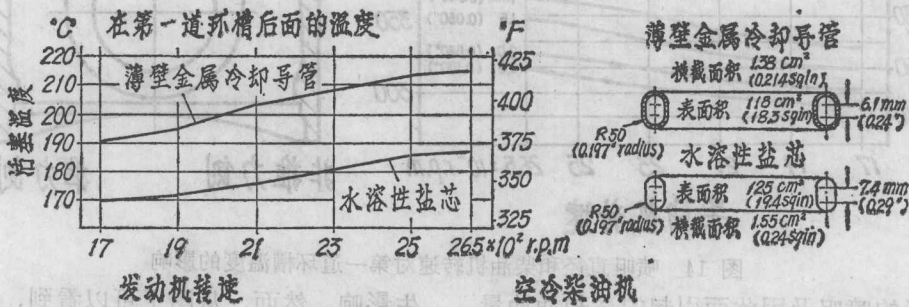


图 16 薄壁金属冷却导管对第一道环槽温度的影响

种不同材料所组成的组合式活塞的趋势。在与全铝活塞的比较中，确定两只组合活塞顶温度的试验在缸径为125毫米、能烧多种燃料的单缸机上进行。温度用易熔塞测量。作试验的活塞是一个有冷却腔的电子束焊接活塞，压缩比 $\epsilon = 20$ ；同样结构的但具有旋入镍铬钛合金燃烧室镶块的活塞，压缩比 $\epsilon = 19$ ；以及由锻造裙部和可锻铸铁顶部组成组合活塞，压缩比 $\epsilon = 19$ 。

测量是在2,500转/分并用4升/分的冷却油流量时进行的。

具有燃烧室镶块的活塞燃烧室边缘温度最高(图17中间那个图)为280°C。整体活塞上(左边图)，燃烧室边缘的一个最高温度为360°C，而组合式活塞(右边图)为370°C。组合式活塞第一道环槽温度最低，为160°C，整体活塞最高，为200°C，旋入燃烧室镶块的活塞第一道环槽有相似的温度。

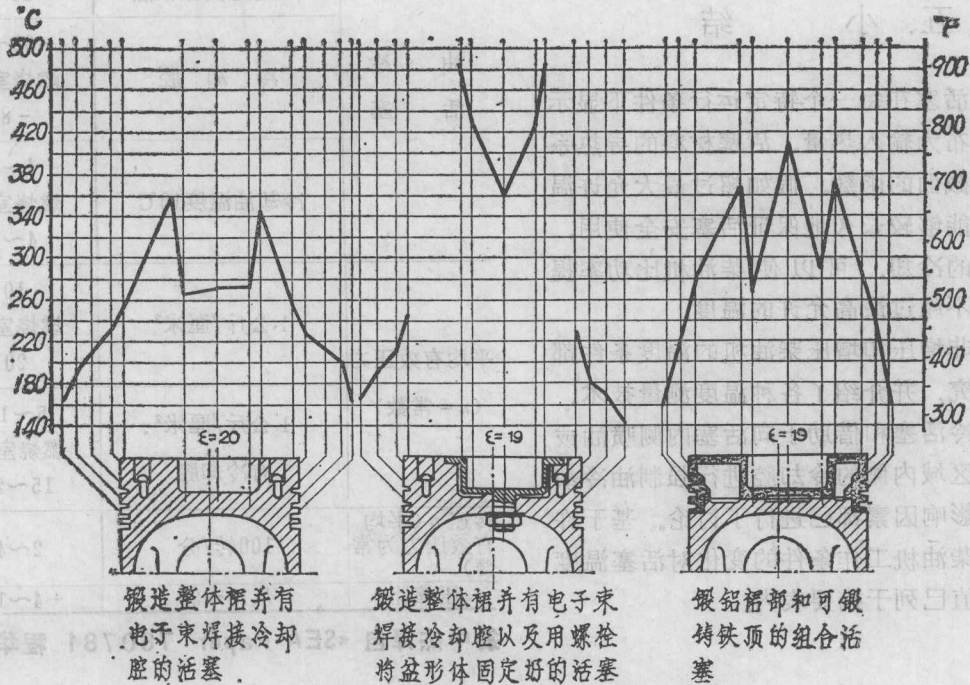


图17 组合活塞结构对活塞温度的影响

四、各种影响因素的综合评定

根据所做的大量试验(能够只报告有关本文内容的试验摘要)做如下概述，柴油机运行条件变化时，可引用近似的平均参考值：

水冷柴油机，水温变化10°C，第一道环槽温度产生大约8~10°C同方向的变化。

将50%抗冻剂加入冷却水后，第一道环槽温度将升高10°C。

在非冷活塞柴油机中，将油箱温度升高

10°C，第一道环槽温度的升高微不足道，仅有1~3°C。

借助于连杆大端喷油咀冷却的活塞，喷咀侧环槽温度只能降低8~15°C。

假如用固定的喷咀向活塞内腔喷油，则活塞环槽温度能够降低10~30°C。

假如应用有冷却腔的活塞，则环槽温度能够降低30~60°C，以及燃烧室边缘温度比非冷活塞该处的温度降低80°C。

有冷却腔的活塞，冷却油降低10°C，环槽和燃烧室边缘温度大约降低4~8°C。

平均有效压力变化 1 公斤/厘米²，环槽温度约有 10℃ 的变化，而燃烧室边缘温度有 15~20℃ 的变化。在活塞有冷却腔的情况下，这些数值可能稍有减少。

在相同的平均有效压力情况下，转速每增加 100 转/分，环槽温度升高 2~4℃。

由于压缩比的增加，例如从 19 增加到 20，环槽温度大体升高 4~12℃。

五、小 结

柴油机活塞在每一个特定运行条件下显示出的温度分布为输入热量、活塞材料的导热系数和活塞横截面的函数。假如超过最大允许温度，则就不能够较长久地保证活塞安全使用。借助于活塞的冷却，可以使柴油机比功率提高，而活塞不超过最高允许的温度。

本文对非增压和增压柴油机的温度条件都已进行了研究，并介绍了各种温度测量技术。用几例对非冷活塞和借助于向活塞内侧喷油或借助于环带区域内侧的冷却腔进行强制油冷却活塞的各种影响因素都已进行了讨论。基于许多试验，将柴油机工作条件的变化对活塞温度影响的平均值已列于摘要表内。

柴油机工作条件对活塞温度的影响

柴油机运行条件	柴油机运行条件的变化	活塞温度的变化(第一道活塞环)
水 冷 却	水温 10℃	8~10℃
	50% 抗冻剂	+5~10℃
油箱温度	10℃	1~3℃
	喷咀从连杆大端喷油	-8~15℃ 喷咀侧
油 冷 活 塞	固定的喷咀喷油	-10~30℃
	冷却腔	-30~60℃ 燃烧室边缘 -80℃
	冷却油温度 10℃	4~8℃ 燃烧室边缘 4~8℃
平均有效压力 (n = 常数)	1 公斤/厘米 ²	10℃ 燃烧室边缘 20℃
	1 公斤/厘米 ² 有冷却腔	5~10℃ 燃烧室边缘 15~20℃
转速 n (平均有效压力为常数)	100 转/分	2~4℃
压缩比	从 19~20	+4~12℃

翁中杰译自 «SEA» Paper 780781 程华峰校

柴油机气缸复杂热交换的研究

[苏] Г.Б.Розенблит

气缸、活塞组件热负荷的增长严重地阻碍了现代强化柴油机的发展。因此,最近广泛推广采用计算方法确定气缸、活塞组件内的温度场。结果,在很大程度上减少了研制柴油机气缸、活塞组件的工时和工具消耗。但是,在确定温度场时,必要的精确度只能以可靠的局部边界条件,也即燃气局部的放热系数与温度来保证。

气缸内的气体动力条件对燃烧过程中的复杂热交换起着重大的作用。众所周知,在燃烧室中,发火之前的、并且基本上决定了燃烧过程的气体动力情况,在进气(排气)过程中就形成了。

因此,在各种类型(各种结构的进气机构,各种增压方式)、各种尺寸和各种速度等等的柴油机中,工作过程的气动力学性质差异极大。这些性质对燃气热流中的对流部份和辐射部份的影响,由于传热机理的本质区别而各不相同。例如,空气涡流速度的增大导致对流放热的增强,而另一方面,缩短了高温火焰的发光过程,也即:减少了辐射放热。

作者试图采用活塞平均速度为特征速度来描述非稳定热交换的气体动力学条件,并且以燃烧室内的热交换情况与已知的稳定工质流(例如管内气体流动等)的热交换过程之间引出相似之处,但无法保证取得可靠的资料。

在工作循环中,切向分速度沿气缸径向变化剧烈,并且对混合气的形成起着本质性的作用,因此把它作为定性速度也是合理的。

在四冲程和二冲程柴油机上(Д70、10Д100等等),测量了在断油运转时的气流非稳定运动的切向分速度。根据所得到的结果和对一些

著作的分析,按照相似理论和量纲分析的基本原理对实验资料进行了总结,并且得出了描述各种类型柴油机燃气运动的无量纲速度方程:

$$\frac{\bar{w}_\tau}{\bar{w}_0} = f\left(\frac{\tau}{\tau_0}, \frac{x_1}{R_0}, \frac{\bar{w}_0 \tau_0}{R_0}, \frac{\bar{w}_0 R_0}{v}\right) \quad (1)$$

此处,采用进入(排出)气缸的空气平均速度 \bar{w}_0 作为定性速度;循环时间 τ_0 作为定性时间;气缸半径 R_0 作为定性尺寸。

表1列出了计算四冲程柴油机各工作过程切向速度 \bar{w}_τ 的经验方程。

燃烧过程的特征不仅是燃气温度和压力的绝对数值高、温度和压力增长速度快,而且在燃烧时还产生压力脉动。这种脉动,在利用示波器摄取缸内压力变化时很容易发现,条件是示波器接头管道长度要尽量接近最小。这是因为该管道的存在会使高频波动很快衰减,以致传播不到传感器上。

产生这种波动的原因是燃烧点的特性очаговым характером сгорания,这时,燃烧室容积内的压力无法完全平衡。由于初始波压很高、相对就有小的压降(1.05~1.15),因此,我们可把这种波动看作具有声波性质的弱强度冲击波来研究。实际上,可以应用声学定律。

声波在固定壁面附近引起二次流(即所谓声流动——акустические течения),其流向为金属壁面的法线方向。

二次流在边界层区域可强化热交换[1]。

声流动的强度可用波速表征,因此也能够作为对流换热研究中的一种定性速度。

利用示波器测量气缸内燃气压力,并且摄取燃烧过程燃气压力的脉动。这样根据已知的

表 1

过程名称	燃气切向分速度	说 明
充 气	<p>对于点 $r = 0.4R_0$: $\frac{\bar{w}_\tau}{\bar{w}_0} = A \left(\frac{\tau}{\tau_0} + 1 \right)^{-1} \left(\frac{\bar{w}_0 \tau_0}{R_0} \right)^{-1} \left(\frac{\bar{w}_0 R_0}{v} \right)^{0.6}$;</p> <p>$\bar{w}_\tau = f_1(r)$ 对于 $0.4 R_0 \geq r > 0$; $\frac{\bar{w}_\tau}{r} = \text{const.}$;</p> <p>对于 $R_0 \geq r \geq 0.4 R_0$; $\bar{w}_\tau r^{1.9} = \text{const.}$</p>	<p>从进气道方面: $A = 1 \times 10^{-2}$, 对于船用柴油机 $A = 1.55 \times 10^{-2}$, 对于汽车拖拉机柴油机 从排气道方面: (与上相应) $A = 0.36 \times 10^{-2}$, $A = 0.56 \times 10^{-2}$</p>
压 缩	<p>对于点 $r = 0.75R_0$: $\frac{\bar{w}_\tau}{\bar{w}_0} = B \left(\frac{\tau}{\tau_0} \right)^{9.7} \left(\frac{\bar{w}_0 \tau_0}{R_0} \right)^{-1.31} \left(\frac{\bar{w}_0 R_0}{v} \right)^{0.39}$</p> <p>$\bar{w}_\tau = f_2(r)$ 对于 $0.75 R_0 \geq r > 0$; $\frac{\bar{w}_\tau}{r} = \text{const.}$</p> <p>对于 $R_0 \geq r \geq 0.75 R_0$; $\bar{w}_\tau r^{2.4} = \text{const.}$</p>	<p>$B = 0.205$, 对于船用柴油机 $B = 0.485$, 对于汽车拖拉机柴油机</p>
膨 胀	<p>\bar{w}_τ 的变化与压缩过程中的变化相对称</p>	<p>—</p>
排 气	<p>对于 $r = 0.4R_0$ 在排气阶段中的最大值</p> <p>$\frac{\bar{w}_\tau}{\bar{w}_{0B}} = B \left(\frac{\bar{w}_{0B} \tau_0}{R_0} \right)^{-1.19} \left(\frac{\bar{w}_{0B} R_0}{v} \right)^{1.72}$</p> <p>$\bar{w}_\tau = f_3(r)$ 对于 $0.4 R_0 \geq r > 0$; $\frac{\bar{w}_\tau}{r} = \text{const.}$; 对于 $R_0 \geq r \geq 0.4 R_0$; $\bar{w}_\tau r^{1.74} = \text{const.}$</p> <p>$\bar{w}_\tau = f_4(r)$ 对于 $0.5 \tau_0 \leq \tau \leq 0.75 \tau_0$; $\bar{w}_\tau = (\bar{w}_{\tau \max} - \bar{w}_{\tau_0.5 \tau_0}) \times \left(\frac{\tau}{0.25 \tau_0} - 2 \right) + \bar{w}_{\tau_0.5 \tau_0}$</p> <p>对于 $0.75 \tau_0 \leq \tau \leq 0.85 \tau_0$; $\bar{w}_\tau = \bar{w}_{\tau \max}$</p> <p>对于 $0.85 \tau_0 \leq \tau \leq \tau_0$; $\bar{w}_\tau = (\bar{w}_{\tau \max} - \bar{w}_{\tau_0.5 \tau_0}) \left(4.4 - \frac{\tau}{0.25 \tau_0} \right) + \bar{w}_{\tau_0.5 \tau_0}$</p>	<p>从排气道方面: $B = 4.27 \times 10^{-9}$ 对于船用柴油机 $B = 12.5 \times 10^{-9}$, 对于汽车拖拉机柴油机 从进气道方面: (与上相应) $B = 1.42 \times 10^{-9}$ $B = 3.6 \times 10^{-9}$</p>