

学术文集

1

59
中國人民解放軍海軍工程學院

学术文集

· 内部刊物 ·

一九八二年十二月 第一期

-
- 高速强载发动机活塞热状态分析……………王昌一
- 兼用烟道热计算方法……………魏立省
- 带加速燃气轮装置与蒸汽、燃气联合动力装置的功率分配
问题……………罗云
- 喂轨迹的粗略描绘及系统品质的近似计算……………胡道渊
- 铁磁理论与 MnCO 系硬磁合金……………楊恩誠
- 关于换热器热计算方法的探讨……………杜先之
- 论证猎潜艇主要战术技术性能（反潜武器、水雷精度、航
速）的初步研究……………陈久宽
- 旋轉电机的电磁转矩……………张盖凡
- 全步电机兩相对中点稳态短路时的等值电路……………张盖凡

一、引言:

高速强载柴油机 M-50Φ 广泛用于高速小艇作为主机,但其工作的可靠性和持久性是不能令人满意的,53年以前的产品第一次拆修前的保险期仅 250 小时。经过若干次改进,目前第一次拆修前的保险期亦不超过 400 小时,且在全功率 (1000 馬力 1700 轉/分) 的运转时间不能超过保险期的 20% [5]。因此进一步提高该型柴油机的可靠性和持久性是改进其战术技术性能的重要问题之一。

现代高速强载柴油机的可靠性与持久性。很大程度上取决于活塞组件的热负荷和热应力,活塞组件发生的故障比较多,如涨圈卡滞、顶部裂紋等都是常見的,柴油机第一次拆修前的保险期也往往决定于活塞组件是否需要清洗检查。M-50Φ 使用的經驗表明:拆修时活塞表面常出现严重的结胶,必须进行仔細的清洗和处理,这些都是因为活塞组件工作时的温度很高,而且温度场的分布亦不均匀。从保证活塞组件可靠性的观点出发,研究活塞组件温度场的关键在于下列三个参数:

(1) 第一道涨圈槽区的温度 t_{IK} : 根据里卡杜 [1] 的試驗,方形断面的涨圈在用沒有添加剂的滑油工作时, t_{IK} 在 220°C 时就开始结胶。当 t_{IK} 升高至 240°C 时,发动机只要工作几小时,涨圈就会因严重结胶而卡滞。涨圈区的温度对结胶的反应是很敏感的滑油从开始结胶到结胶量最大的温升不超过 30°C,而且在温度升高的最初 10°C 时,结胶量的增长最快 [2]。由此可以看出,涨圈区的温度升高 30~50°C 时,就会根本破坏活塞正常的工作。

(2) 活塞顶的最高温度 t_u : 在高温条件下,活塞材料的强度将显著下降,特别显著的是铝合金,以 M-50Φ 活塞使用的 AK-4 为例,当温度从 300°C 上升至 400°C 时,材料的强度几乎降低了一半 [3]。由此可见, t_u 提高将破坏活塞的强度。

(3) 最大温度差 Δt_{max} : 温度差的大小决定了活塞热应力的多少。热应力又经常是活塞顶部的最主要应力。以 A-50 柴油机为例,热应力占全部应力的 78% 左右 [4],估計 M-50Φ 活塞的热应力亦占全部应力的 70% 左右。可见 Δt_{max} 过大会使活塞因热应力过大而破坏。

上述几个参数主要取决于通过活塞顶部的热流和活塞内部的热阻分布。为了便于討論,我們將活塞顶部的热状态用图 1 来表示。热量 Q 从活塞顶部傳入,还有一部份热量 Q' 从顶部側緣的圆柱表面傳入,以 $n = \frac{Q'}{Q}$ 代表这部份热量所占的百分比。傳入活塞顶的热量分两路:一部份由滑油从底部带走,用 Q_{M} 表示滑油带走的热量,用 $m = \frac{Q_{\text{M}}}{Q}$ 表示这部份热量所占的百分比;另一部份热量 Q_{CT} 則流到顶部和箱部(包括涨圈槽部份,下同)的接界处 C 点,这部份热量經过涨圈和导向部傳給气缸,最后由冷却水带走。从燃气直至冷却水形成一条热流路线。在这条热流路线上的总温差是燃气与冷却水的温差, $t_r - t_n$

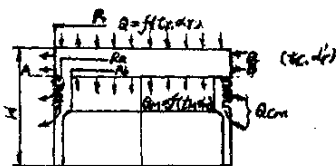


图 1

它和通过活塞顶的热量 Q 成正比，比例常数就是路线的总热阻 R_{Σ} ，即

$$t_r - t_B = QR_{\Sigma} \quad \text{或} \quad Q = \frac{t_r - t_B}{R_{\Sigma}} \quad \dots\dots(1)$$

式中的 R_{Σ} 考虑到了 m, n 等对热量变化的影响，可用下式来表示：

$$R_{\Sigma} = \frac{1}{\alpha_r F} + \frac{1}{F\lambda} (h + D\phi_c) + (1 - m + n)(R_{cT} + R_{II}) \dots\dots(2)$$

可以看出总热阻是由下列三部份组成：(1) $\frac{1}{\alpha_r F}$ ——它代表燃气至顶表面的热阻。 α_r 是燃气传热系数， F 是顶表面积；(2) $\frac{1}{F\lambda} (h + D\phi_c)$ ——顶表面到 C 点的热阻， $(h + D\phi_c)$ 是平均的热流綫长度，它和顶厚 h 及顶部直径 D 有关， ϕ_c 是修正系数，它说明热流两向（轴向和径向）流动对流綫长度的影响，很明显，冷却越是强烈则 ϕ_c 值越小，即这种情况下平均的流綫比较短些；(3) $(1 - m + n)(R_{cT} + R_{II})$ ——它代表 C 点至冷却水热阻。其中 R_{cT} 代表箱部热阻； R_{II} 则代表气缸的热阻（包括气缸与冷却水之间的热阻）。

我们用图 2 来表明公式 (1) 的綫性关系，图中的角 φ 就代表通过活塞顶热流量的多少。

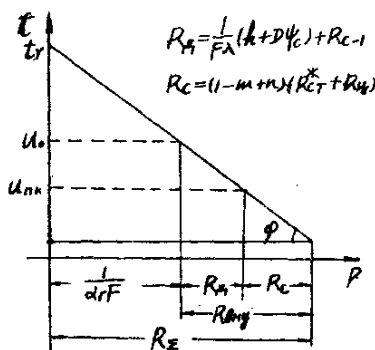


图 2

$\varphi = \arccos \frac{Q}{Q_{\max}}$ 从图中可以看出活塞温度场中几个主要参数和热量及热阻分布的关系：

$$\left. \begin{aligned} u_0 &= t_r + Q \left[\frac{1}{F\lambda} (h + D\phi_c) + (1 - m + n)(R_{cT} + R_{II}) \right] = t_r + QR_{\Sigma} \\ u_{IIK} &= t_B + Q(1 - m + n)(R_{cT}^* + R_{II}) \\ \Delta u_{\max} &= Q \frac{1}{F\lambda} (h + D\phi_c) \end{aligned} \right\} \dots\dots(3)$$

式中的 R_{Σ} 是活塞顶中心至冷却水的热阻，称为内热阻； R_{cT}^* 是表示第一道活塞环槽以下的箱部热阻，它比 R_{cT} 稍小一些，图上用 $R_{cT} - R_{cT}^*$ 代表两者之差。

从上述这些分析不难看出,改善活塞温度场,提高活塞组件工作可靠性,可以采取如下的几项措施:

(1) 提高总热阻 R_{Σ} 降低通过活塞的热流: 其中最有效的措施是增加 $\frac{1}{a_r F}$, 降低燃气的传热系数主要依靠选择合理的工作过程参数。在活塞顶的表面采用一层绝热的材料来增大热阻, 也相当于减小 a_r 的作用。

(2) 降低内热阻 R_{BHy} : 其中最有效的方法是加强冷却活塞顶, 使 ϕ 降低而 m 增加, 也可以设法减小 n 值, 如采取减小头部间隙改善胀圈密封性等措施。这些方法虽然使热流量 Q 有所增加, 但仍能改善活塞的温度场, 以 u_0 为例, 将 (3) 式中的第一式写成下列的形式就可以看出减小 R_{BHy} 的好处:

$$u_0 = t_K + \frac{t_r - t_R}{1 + \frac{1}{a_r F \cdot R_{BHy}}}$$

这种关系从图3中也可以看清楚, 当 R_{BHy} 减小至 R'_{BHy} 时, 虽然 ϕ 增大至 ϕ' , 但 u_0 确降低至 u'_0 。

其他的 u_{HK} 和 Δu_{max} 一般也会相应下降。

(3) 降低燃气和冷却水的温度。

(4) 合理的布置内热阻: 增加第一道胀圈前的内热阻, 亦能局部的改善胀圈槽区的温度, 这就是一般常见的胀圈槽的隔热保护措施, 从图4上可以看出, 当 R_{AB} 增大至 R'_{AB} 而其他热阻

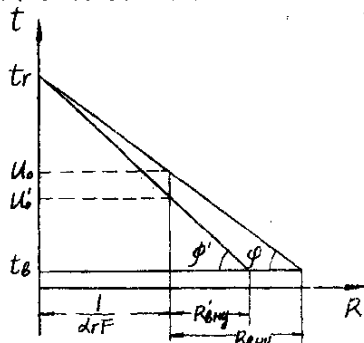


图 3

不变时, 热量降低了 ($\phi \rightarrow \phi'$), 这时 u_{HK} 降低至 u'_{HK} 而 u_0 则反而增高至 u'_0 , 这时 Δu_{max} 会提高。

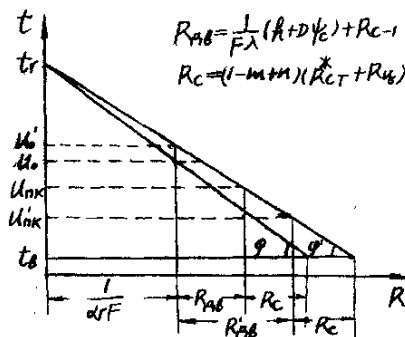


图 4

根据上述这些改善活塞温度的途径, 我们对 M-50 ϕ 活塞的改进过程进行了分析计算。并提出了对今后改进的一些意见。在分析计算时, 我们以同系列的柴油机 M-601 作为对比的标准, 因为它和 M-50 ϕ 具有同样的结构布置尺寸, 但是由于强度度较低, 其工作

可靠性和持久性较好，比第一次拆修的保险期达到了1,000小时[6]，现将两种柴油机参数列入表1

表1 M-50Φ和M601性能参数

机 型	M-601	M-50Φ
类 型	四冲程机械增压	四冲程机械增压
功 率 (馬力)	700 (額定)	1000 (全)
轉 速 (轉/分)	1500 (額定)	1700 (全)
气 缸 数 目	12 (V)	12 (V)
气 缸 直 徑 (毫米)	180	180
冲 程 (毫米)	200/209.8	200/209.8
压 縮 比	13.5	13.5
平均有效压力 (公斤/厘米 ²)	6.85	8.48
最大爆炸压力 (公斤/厘米 ²)	80~90	95
活塞平均速度 (米/秒)	10	11.35
燃 油	AC或A1	AC或A1
燃油耗量 (克/馬力小时)	≤190	193
滑 油	MK-22 或 MC-20	MK-22 或 MC-20 加入3% 添加剂 Азони-циатил
滑油耗量 (克/馬力小时)	≤8	≤10
滑油最高温度 (°C)		95°C
冷却水最高温度		85°C
保险期 (小时)	1000	400
(D/N ₀ 馬力/厘米)	3.24	5.55
N ₀ (馬力/升)	11.2	16
N ₀ (馬力/分米 ²)	23	32.8
G ₀ (公斤/馬力)	2.07	1.7 (帶回行离合器)

二、活塞頂部溫度場的確定方法:

1. 常用的幾種方法介紹:

活塞頂部溫度場的確定一直是柴油機研究方面的一個重要課題，目前運用較普遍的有下列幾種方法:

(1) 實測法: 將熱電偶或測溫合金(熱塞)嵌在所要測定的活塞上，在柴油機工作時(或工作後)記錄下測得的各點的溫度，這種方法測得的溫度是比較準確的，但是必須使用專門的活塞，而且由於測量設備的裝置困難，只能測得有限的數點溫度，難於獲得完整的溫度

場。

(2) 电模拟法: 利用电流、电压、电阻抗及电容和热流、温差、热阻及热容具有相似的关系, 所以可以测定模拟电网络中各点的电压来确定活塞中各点的温度。这种方法可以考虑一些复杂结构因素(如頂的形状)对温度場的影响, 能比較快的求得温度場。但是确定模拟网络的边界参数难于准确。全苏铁路运输科学研究所就是用这种模拟方法来研究機車柴油機 A-50 和 42BKM 型的活塞温度場。为了校正边界参数, 他們是将模拟法与实测法結合进行的。上述研究工作对该两型柴油机的改进設計提供了可靠的資料。[7] [8]。

(3) 解析法: 上述两种方法均偏重于試驗研究, 不仅需用較完善的设备和仪表而且对問題實質的揭露分析亦不够, 运用傳热学的原理去計算活塞的温度場则可以弥补上述不足, 有利于从理論上指出影响温度場的各主要因素及其相互关系。但是解析法必須略去不少次要的因素以簡化計算, 即使如此还不能避免大量繁杂的計算工作, 其准确性还必須用实测法来校正, 这种方法可以用于探索活塞温度場改善的方向。本文即利用这种方法[3]来研究 12UH18/20 系列柴油機活塞的温度場。

2. 解析法的簡要介紹:

我們采用的这种分析法, 是在簡化某些边界条件的基础上求介傳热学穩定热傳导的拉氏方程。

將活塞頂看作是頂部均匀傳热的等厚度圓平板, 忽略掉 Q'' , 建立如图 5 所示的圓柱座标, 并且把座标轉換成图 6 所示的相对座标, 即令: $\xi = \frac{x}{h}$; $\eta = \frac{r}{R}$ 。这样我們可以建

立如下的拉氏方程:

$$\frac{\partial^2 \tau}{\partial \eta^2} + \frac{1}{\eta} \frac{\partial \tau}{\partial \eta} + \frac{1}{\xi^2} \frac{\partial^2 \tau}{\partial \xi^2} = 0 \dots\dots (4)$$

它的边界条件可以写成:

$$\left. \begin{aligned} \eta=1 \text{ 时 } \quad \frac{\partial \tau}{\partial \eta} &= 0 \\ \xi=0 \text{ 时 } \quad \frac{\partial \tau}{\partial \xi} - K_1 \tau &= 0 \\ \xi=1 \text{ 时 } \quad \frac{\partial \tau}{\partial \xi} &= h_2 \end{aligned} \right\} \dots\dots (5)$$

式中的 $T = t - u$ 代表活塞頂内任意点温度与燃气温度之差; $K = \frac{\alpha h}{\lambda}$; Z 是 $\xi=1$ 时的边界温度梯度, 在有

滑油冷却的底部 $Z_m = \frac{m Q}{\lambda F \eta_m^2}$ (见图 6) $\eta_m = \frac{r_m}{R}$,

在与箱部接界的地方 $Z_{cr} = \frac{Q(1-m)}{\lambda F(\eta_c^2 - \eta_s^2)}$ (见图 6)

$$\eta_a = \frac{r_a}{R}, \quad \eta_s = \frac{r_s}{R}.$$

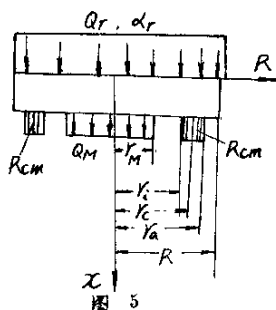


图 5

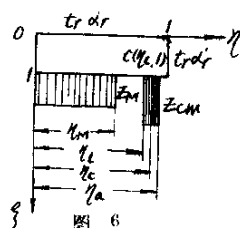


图 6

在(5)式边界条件下求得(4)式的通解如下:

$$\begin{aligned} T &= \frac{Q}{F} \left(-\frac{1}{a_r} + \frac{h}{\lambda} \xi + \frac{D}{\lambda} \psi \right) \\ \psi &= \frac{1-m}{2(\eta_a^2 - \eta^2)} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\frac{1}{2} J_0^2(\beta_n)} \frac{\mu_n E_M + E_{\sigma\tau}}{\beta_n (e^{\epsilon} \epsilon_n - \frac{B_n}{A_n} e^{-\epsilon} \epsilon_n)} \times \\ &\times [e^{\epsilon} \epsilon_n \xi + \frac{B_n}{A_n} e^{-\epsilon} \epsilon_n \xi] J_0(\beta_n \eta) \end{aligned} \quad \left. \vphantom{\sum} \right\} \dots\dots(6)$$

式中的 β_n 是一阶贝塞尔函数根的根值, 可以从贝塞尔函数表中查得; J_0 代表零阶第一类贝塞尔函数; $\epsilon = \frac{h}{R}$ 代表相时顶厚, $\mu_n = \frac{Z_M}{Z_{\sigma\tau}}$; $E_M = \int_0^{\eta_m} \eta J_0(\beta_n \eta) d\eta$; $E_{\sigma\tau} = \int_{\eta_c}^{\eta_a} \eta J_0(\beta_n \eta) d\eta$ 。

这个通解是一个无穷级数, 但在实际计算时, 取其前 10 项已经足够准确了, 将(6)式与前述(1)(2)式作一比较, 可以看出 $\frac{1}{F} \left(-\frac{1}{a_r} + \frac{h}{\lambda} \xi + \frac{D}{\lambda} \psi \right)$ 可以看成从燃气至活塞顶内任意点 (ξ, η) 的热阻。

确定(6)式的值需求得热流量 Q , 它与绝对尺寸有关, 但确定 ψ 则只需求出有关的无因次值, 它更具有普遍意义, 如果以 C 点 $(\xi=1, \eta=\eta_c)$ 为参照点, 则:

$$u_c = t_r - T_c = t_r - \frac{Q}{F} \left(-\frac{1}{a_r} + \frac{h}{\lambda} + \frac{D}{\lambda} \psi_c \right) \dots\dots(7)$$

令任意点温度与 C 点温度之差为 Δu 则:

$$\Delta u = u - u_c = \frac{Q}{F} \left(\frac{D}{\lambda} \Delta \psi \right) \dots\dots(8)$$

$$\Delta \psi = (1 - \xi) \frac{h}{D} + \psi_c - \psi \dots\dots(9)$$

$\Delta \psi$ 仍然是无因次值, 但从(8)式中可以看出它具有比 ψ 更为明显的物理意义, 它能说明任意点和参照 C 点的温差大小, 因此活塞顶内的等 $\Delta \psi$ 线, 亦代表等温线。我们可以求出 $\Delta \psi$ 和 (ξ, η) 的关系曲线, 称它为无因次热特征线, 它能代表几何相似的活塞, 在热相似 ($B_1 = \frac{a_r D}{\lambda}$) 条件下的温度场。当求得无因次热特征线后, 只要求出各部热阻得出热流量 Q , 就能确定各部的绝对温度值 (见公式(1)和(2))。

从(7)式可以看出燃气至 C 点的热阻, 如果用 R_A 来表示:

$$R_A = \frac{1}{F} \left(-\frac{1}{a_r} + \frac{h}{\lambda} + \frac{D}{\lambda} \psi_c \right) \dots\dots(10)$$

R_A 相当于(2)式中前两项热阻之和, 而第三项热阻中所包括的箱部热阻 $R_{\sigma\tau}$ 和气缸热阻 R_H

可以分别由下面方法求得:

(1) 箱部热阻 $R_{\sigma\tau}$

箱部有若干个涨圈, 其热阻如图 7 所示。自下而上其热阻的关系如下:

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{R_3} &= \frac{1}{R_{10} + R_{2-3}} + \frac{1}{R_{\text{HK}}} \\ \frac{1}{R_2} &= \frac{1}{R_3 + R_{2-3}} + \frac{1}{R_{\text{HK}}} \\ \frac{1}{R_1} &= \frac{1}{R_2 + R_{1-2}} + \frac{1}{R_{\text{HK}}} \end{aligned} \right\} \dots (11)$$

$$R_{\text{HT}} = R_1 + R_{2-3}$$

式中 R_{HK} —— 涨圈的热阻

R_{10} —— 箱部圆筒的热阻

R_{1-2} —— 两涨圈间箱部轴向的热阻

(11) 式中的各热阻可以利用传热学中的公式分别求得。现分别介绍如下：

第一、涨圈的热阻 R_{HK} ：

我们把涨圈传热阻的情况简化如图(8)所示，热量由涨圈上下两侧沿箭头所指分 Q' 和 Q'' ，两部分传至涨圈，经涨圈传至气缸。涨圈在槽中的位置看作是不变的，它偏向下跌圈槽，偏距为 e ，所有间隙间都充满润滑油其导热系数为 λ_M ，这样我们就可以写出了，

$$\left. \begin{aligned} R_{\text{HK}} &= \frac{1}{\pi I} \left[\frac{\frac{\delta_K}{2}}{2a\lambda_M} + \frac{1}{\lambda_K} + \frac{\delta_{\text{II}}}{\lambda_m b} \right] \\ a &= \frac{1}{2} \left[\frac{1}{\frac{1}{\frac{\delta_K}{2}} \cdot \frac{\lambda_M}{\lambda} + 1 + \frac{e}{\frac{\delta_K}{2}}} + \frac{1}{\frac{1}{\frac{\delta_K}{2}} \cdot \frac{\lambda_M}{\lambda} + 1 - \frac{e}{\frac{\delta_K}{2}}} \right] \end{aligned} \right\} \dots (12)$$

第二、箱部圆筒部分的热阻 R_{10} ：

箱部圆筒部分可以简化成图(9)所示的形式，它适用于通过枢轴传递热量的公式

$$\tau = \frac{e^{m_1} (L_{10} - \chi) + e^{-m_1} (L_{10} - \chi)}{e^{m_1} \cdot L_{10} + e^{-m_1} \cdot L_{10}} \tau_{n-1}$$

$$\text{式中 } m_1 = \sqrt{\frac{\alpha u_{10}}{\lambda f_{10}}} = \sqrt{\frac{\lambda_M}{\lambda} \frac{1}{\delta_{10} S_{10}}}$$

u_{10} —— 箱部周长 $u_{10} = 2\pi R$

f_{10} —— 箱部横截面积

α —— 箱部表面传热系数 $= \alpha \frac{\lambda_M}{\delta_{10}}$

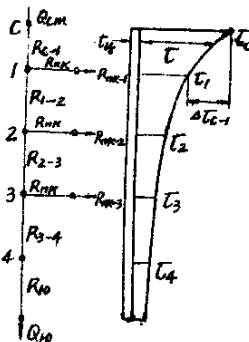


图 7

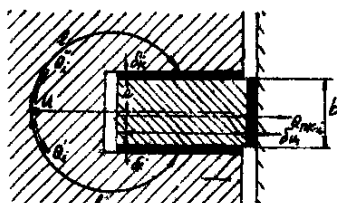


图 8

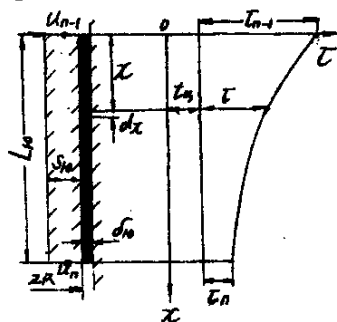


图 9

按照傅立叶公式

$$Q_{10} = \lambda f_{10} \left(\frac{\partial \tau}{\partial x} \right)_{x=0} = -\frac{\tau_{n-1}}{R_{10}}$$

$$R_{10} = \frac{1}{m_1 \lambda f_{10} (h(m_1 L_{10}))} \quad \dots\dots (13)$$

考虑到活塞在气缸中的偏心，对箱表面传热系数的影响，根据计算，取 $\delta_{10} = 0.85\Delta$ 是合适的。（ Δ 箱部与气缸的热间隙）

第三、两涨圈间箱部轴向的热阻 R_{i-i+1} ，按照传热学的傅立叶公式可以求得：

$$R_{i-i+1} = \frac{L_{i-i+1}}{F_i} \quad \dots\dots (14)$$

(2) 气缸热阻 R_{11} ：

在确定气缸热阻时，认为热量仅仅在活塞所在的一段长度内向冷却水传出如图(10)，而一般衬筒较薄， $\frac{S_{11}}{D}$ 很小，所以可近似的适用平壁传热的公式：

$$R_{11} = \frac{1}{\alpha_{11}} + \frac{S_{11}}{\lambda_{11}} \quad \dots\dots (15)$$

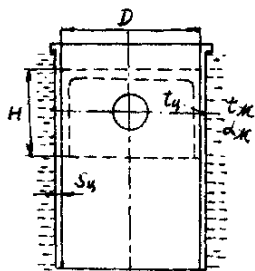


图 10

在求总热阻时，首先分别计算头部、箱部和气缸的热阻，然后再相加求得总热阻和热流量 Q

3. 活塞顶部温度场计算：

我们用解析法对 M—50 柴油机的气缸进行计算。计算之前进行 $N_c = 1000$ 马力 $n = 1700$ 转/分时的热力计算，求得其瞬时气体传热系数 α 和气体温度 t 和曲柄转角关系的曲线图（图 11），并且求得其 $t_c = 940^\circ C$ ； $\alpha_c = 340^\circ \text{ 千卡/米}^2 \text{ 小时}^\circ C$

(一) 初始参数的确定：

由图纸上得到的几何参数和材料性质决定的参数如下：

活塞直径 $D = 0.18$ 米

顶厚与直径比 $h/D = 0.075$

活塞总高 $H = 0.113$ 米

相对箱部内径 $\eta = 0.80$

相对涨圈槽处内径 $\eta_a = 0.92$

箱部中心相对半径 $\eta_s = 0.86$

箱部厚度（下部） $S_{10} = 0.01$ 米

顶部至第一道涨圈槽距离 $L_{1-2} = 0.015$ 米

第一道涨圈槽至第二道涨圈槽距离 $L_{2-3} = 0.01$ 米

第二道涨圈槽至第三道涨圈槽距离 $L_{3-4} = 0.009$ 米

第三道涨圈槽到第四道涨圈槽距离 $L_{4-5} = 0.01$ 米

第四道涨圈槽到箱顶的距离 $L_{4-01} = 0.005$ 米

涨圈厚度 $b = 0.003$ 米

涨圈的宽度 $S = 0.007$ 米

涨圈的端间隙（与槽之间） $\delta_K = 0.00022$ 米

箱部（下部）与衬筒间的间隙 $\delta_{K0} = 0.00034$ 米

衬筒的厚度 $\delta_{11} = 0.0058$ 米

活塞材料（铝合金）的导热系数 $\lambda = 150$ 千卡/米小时 $^{\circ}C$

衬筒材料（18XBA）的导热系数 $\lambda_{11} = 15$ 千卡/米小时 $^{\circ}C$

涨圈材料（铸铁，钢）的导热系数 $\lambda_K = 40$ 千卡/米小时 $^{\circ}C$

滑油的导热系数 $\lambda_M = 0.1$ 千卡/米小时 $^{\circ}C$

工作条件决定的参数如下：

气体至活塞顶的传热系数 $a_r = 340$ 千卡/米 2 小时 $^{\circ}C$

气体的温度 $t_r = 940^{\circ}C$

冷却水的温度 $t_k = 85^{\circ}C$

冷却水至气缸壁的传热系数 $a_k = 2400$ 千卡/米 2 小时 $^{\circ}C$

（二）求无因次热特征曲线：

根据公式(6)及初始参数 η_a 和 η_s ，我们从贝塞尔函数表[9]中可以查得最初的 $J_1(\beta_n)$ 的

十个根值，这样我们就能得出无冷却活塞($m=0$)求 ϕ 值的公式如下：

$$\phi = 2.43 \sum_{n=1}^{10} \frac{1}{J_0(\beta_n)} \times \frac{E_{cr}}{\beta_n (c^{\varepsilon\beta_n} - \frac{B_n}{A_n} e^{-\varepsilon\beta_n})} \times [c^{\varepsilon\beta_n} \varepsilon + \frac{B_n}{A_n} e^{-\varepsilon\beta_n} \varepsilon] J_1(\beta_n \eta)$$

公式中的 E_{cm} 一项可以用贝塞尔函数的递推公式将积分求出：

从贝塞尔函数表中查得有关的 J_0 和 J_1 值就能算出每一个根值 β_n 所对应的下述三个数

$$\text{值: } \frac{1}{J_0(\beta_n)} \quad \frac{E_{cr}}{\beta_n (c^{\varepsilon\beta_n} - \frac{B_n}{A_n} e^{-\varepsilon\beta_n})};$$

$$[c^{\varepsilon\beta_n} \varepsilon + \frac{B_n}{A_n} e^{-\varepsilon\beta_n} \varepsilon]; J_0(\beta_n \eta).$$

现将其计算结果分别列入表 2.3 和 4 中。

$$\text{表 2. } \frac{1}{J_0(\beta_n)} \quad \frac{E_{cr}}{\beta_n (c^{\varepsilon\beta_n} - \frac{B_n}{A_n} e^{-\varepsilon\beta_n})} \quad \text{值}$$

β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	β_6	β_7	β_8	β_9	β_{10}
0.0876	0.0201	0.0018	0.00297	0.00346	0.00241	0.00139	0.000635	0.000276	0.000406

表 3. $[e^{\beta \xi} + \frac{B}{A} e^{-\beta_n \xi}]$ 值

$\xi \backslash \beta_n$	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	β_6	β_7	β_8	β_9	β_{10}
0	1.896	1.943	1.96	1.971	1.975	1.979	1.982	1.984	1.986	1.987
0.25	1.93	2.03	2.13	2.237	2.41	2.558	2.763	3.0125	3.3065	3.649
0.5	2.005	2.249	2.592	3.0755	3.7735	4.5845	5.6795	7.1211	8.9613	11.2881
0.75	2.12.1	2.63	3.446	4.6065	6.5425	9.3162	12.9761	17.5064	26.4379	37.5268
1	2.284	3.19	4.834	7.521	11.903	19.05	30.332	48.721	78.013	125.008

表 4. $J_0(\beta_n \eta)$ 值

$\eta \backslash \beta_n$	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5	β_6	β_7	β_8	β_9	β_{10}
0.1	0.964	0.881	0.758	0.603	0.429	0.246	0.69	-0.092	0.226	-0.325
0.2	0.859	0.585	0.204	-0.126	-0.343	-0.401	-0.308	-0.117	0.095	0.250
0.3	0.696	0.164	-0.277	-0.397	-0.197	0.118	0.295	0.221	-0.017	-0.217
0.4	0.493	-0.187	0.392	-0.066	0.273	0.206	-0.115	-0.245	-0.040	0.197
0.6	0.056	-0.375	0.178	0.171	-0.239	-0.005	0.207	-0.116	-0.111	0.172
0.8	-0.282	0.031	0.139	-0.222	0.216	-0.140	0.026	0.083	-0.148	0.155
0.86	-0.343	0.160	-0.026	-0.078	0.117	-0.181	0.180	-0.147	0.094	-0.028
0.9	-0.373	0.227	-0.126	0.045	0.022	-0.076	0.118	-0.143	0.152	-0.148
1.0	0.403	0.300	-0.250	0.218	-0.196	0.180	-0.167	0.157	-0.148	0.141

根据上述三表中的结果，将它们每一项的三表乘积再十项叠加就可以求得每一点 (ξ, η) 的 ϕ 值，现将求得各点的 ϕ 值列入表 5

表 5. ϕ 值

ξ	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.6	0.8	0.86	0.9	1
0	-0.322	-0.308	-0.2955	-0.280	-0.210	0.0708	0.1235	0.1612	0.1755	0.1832
0.25	-0.325	-0.319	-0.300	-0.265	-0.214	-0.06725	0.127	0.1669	0.18	0.1847
0.5	-0.332	-0.3275	-0.3085	-0.2685	-0.2218	-0.074	0.1362	0.1811	0.1921	0.2098
0.75	-0.3402	-0.341	-0.339	-0.286	-0.2346	-0.085	0.1518	0.2102	0.212	0.1815
1	-0.3505	-0.3602	-0.333	-0.3045	-0.2515	-0.1005	0.1755	0.2665	0.261	0.1585

求得各点的 ϕ 值之后, 首先找出 ϕ_c 亦即 $\xi=1$ 和 $\eta=0.86$ 的 ϕ 值, 根据公式(9)就可求得各点的 $\Delta\phi$ 值, 列于表 6

表 6 无因次特性 $\Delta\phi$ 值

ξ	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.6	0.8	0.86	0.9	1.0
0	0.663	0.650	0.637	0.602	0.553	0.412	0.218	0.173	0.166	0.158
0.25	0.648	0.642	0.623	0.588	0.537	0.390	0.196	0.156	0.143	0.138
0.5	0.636	0.632	0.613	0.573	0.526	0.378	0.168	0.123	0.112	0.094
0.75	0.626	0.626	0.611	0.571	0.520	0.370	0.134	0.085	0.073	0.104
1	0.617	0.626	0.606	0.571	0.518	0.367	0.091	0	0.003	0.109

根据表 6 可以作出该活塞的无因次特性曲线如图 12 并作出活塞顶上的等 $\Delta\phi$ 线, 它亦可以代表活塞顶上的等温线。

(三) 求绝对的温度场:

求绝对温度场时首先运用公式(10)~(15)求得各处的热阻, 将它们列入表 7.

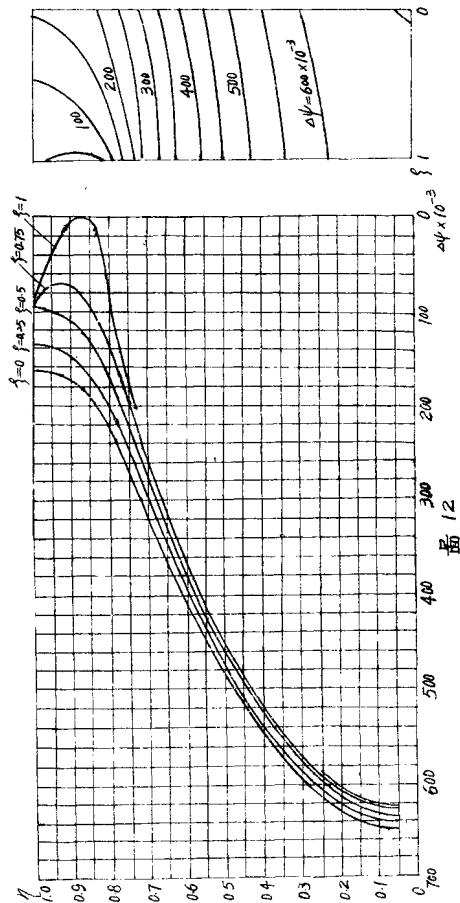
求得总热阻 R_F 之后就可以按照公式求得总热流 Q

$$Q = \frac{t_r - t_n}{R_F} = \frac{940 - 85}{0.19933} = 4420 \text{ 千卡/小时}$$

有了 Q 值之后就可以确定各点的温度, 下面我们求几个最重要的温度。

$$u_c = t_r - QR_A = 940 - 4420 \times 0.1284 = 359^\circ\text{C}$$

$$u_o = u_c + \frac{QD}{FA} \Delta\phi_{\max} = 359 + \frac{4420 \times 0.18}{\frac{\pi}{4} (0.18)^2 \times 150} = 497.5^\circ\text{C}$$



$$u_{HK} = u_c - (R_{c-1} = 359 - 1420 \times 0.01793 = 279.7^\circ\text{C})$$

$$\Delta u_{max} = \frac{QD}{F\lambda} \quad \Delta \phi_{m12} = \frac{420 \times 0.18}{\pi (0.18)^2 \times 150} \times 0.663 = 138.5^\circ\text{C}$$

求其他各点的温度和求 u_c 的方法是完全一样的，可根据需要一一求出。

三、M50Φ 发动机活塞结构分析

了解 M50Φ 活塞的热状态后，可以对它的结构进行分析。分析时我们引用 M601 发动机的活塞进行对比。它们的活塞亦极相似。

图 13 为 M601 活塞，材料为铝合金，锻制，有三道涨圈和一道刮油圈，涨圈材料原设计采用铸铁，方形断面。

当 M601 发动机在额定工况工作时，活塞的热状态通过上述的计算方法进行计算，所得结果如 8 表第一项。

活塞热状态说明中心温度 u_c 及第一道涨圈槽区温度处于上限，由于最大温差 Δu_{max} 所产生的热应力，安全系数约为 2.4 左右。以后，该厂 61 年产品将涨圈改用梯形断面 [10]，并将第一道涨圈改用钢制，这样发动机工作是可靠的，第一次检修保险期可以达到 1000 小时，总大修间隔视为 6000 小时。所以 M601 发动机作为一般船用或机车用轻型高速发动机是比较合适的。

M50Φ 发动机为了满足特种用途达到提高功率减少重量尺寸的要求，其工作参数较 M601 大大提高了一步，即转速提高到 1700 转/分，全功率达到 1000 马力，如果保持结构不变活塞的热状态起了显著的变化，计算结果各点的温度见表 8 第二项，从表中看出 u_c 从 381.5°C 增加到 464.5°C，升高了 80°C， u_{HK} 从 243°C，增加到 286°C，升高了 43°C，最大温差 Δu_{max} 提高了 25.5%，亦即热应力增加了 25.5%。根据这样的热状态，活塞不能可靠的长期工作，因为涨圈会很快发生结胶卡死现象。由于上述情况 M50Φ 活塞与 M601 比较，M50Φ 作了下列的更改 [11]，主要有：

- 1) 顶部厚度由 18 毫米减薄到 13 毫米；
- 2) 第一二道涨圈都采用钢制造，表面镀铬，涨圈断面从长方形改为梯形；
- 3) 第一道涨圈背面与槽之间的间隙减小了，槽底的直径第一道涨圈由 $\phi 163$ 毫米增加到 $\phi 165$ 毫米，其余各道也增至 $\phi 164$ 毫米；
- 4) 头部外形由椭圆形改为正圆形截面，同时间隙最大处缩小了 0.25 毫米；
- 5) 润滑油中加添加剂“阿子尼”азини—пизитин—I

第一项措施减小头部厚度后，头部温度场有了改变，改变后的热状态见表 8 第三项。温度 u_{HK} 降低了 6.3°C，但 u_c 增加了 33°C， Δu_{max} 增加了 12%。第二项措施主要是防止涨圈卡死和折断，减小涨圈槽中滑油储量，提高滑油的流动性以防止结胶。第四项为降低涨圈槽区温度，因为间隙缩小了，渗入间隙燃气的量和速度减小了，因而进入活塞头部外侧的热量 Q' 就减少了。第五项措施为提高滑油高温稳定性缓和涨圈结胶程度和延长滑油使用寿命，根据 M50 发动机使用情况，没有使用添加剂时，发动机工作 150 小时即须拆洗活塞，当采用添加剂后发动机拆洗活塞时间可以延长到 250 小时。