

航空发动机轴承腔 热状态分析模型及温度场计算

燃气涡轮研究院 李 健*

北京空间飞行器总体设计部 刘志全

西北工业大学 袁培益

【摘要】 分析了轴承腔的主要热源。建立了轴承及石墨密封摩擦热的计算模型、密封热泄漏量的计算模型、对流换热系数的计算模型及温度场的计算模型。用热网络法建立子轴承腔的热平衡方程组,并采用拟牛顿法求解了该方程组。获得了 10 种不同工况下的温度场计算结果,该结果与本文的测试结果基本吻合。

主题词: 航空发动机 轴承 温度场 热分析

分类号: TH 133 V 233. 45

随着航空发动机推重比等性能不断提高,发动机主轴承及轴承腔的热问题愈来愈突出,直接影响着轴承寿命和发动机的可靠性。因此,进行轴承腔的热分析,定量计算出轴承及密封的摩擦热及热泄漏量,确定轴承腔系统的温度场,对于优化发动机的参数设计、提高发动机的推重比和可靠性具有重要意义。

1 计算模型

1.1 轴承摩擦热的计算模型

图 1 为某型发动机后轴承腔结构的分析模型(节点位置与节点号的对应关系见表 1)。该轴承腔的主要热源有:轴承摩擦热 Q_{bf} ;石墨接触密封的摩擦热 Q_{rub} ;密封的热泄漏量 Q_{air} ;外界热源以传导方式输入轴承腔的热量。轴承的摩擦功率损失为^[1]:

$$Q_{bf} = CZ\rho^2u^3\beta' \quad (1)$$

式中: Z 为滚动体数量, ρ 为滑油密度, l 为滚子长度, u 为轴承保持架圆周速度, β 为径向游隙对功率损失的

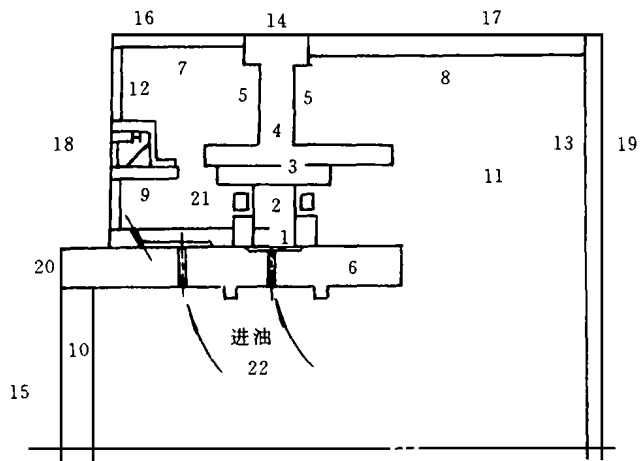


图 1 某型发动机后轴承腔结构的分析模型

影响系数, C 为总阻力系数, 具体算式详见文献[1]。

1.2 石墨接触密封摩擦热的计算模型

$$Q_{\text{rub}} = F_{\tau} \nu \mu \quad (2)$$

$$F_{\tau} = \pi(F_r + F_{gr} + F_g)D \quad (3)$$

式中, F_{τ} , ν 和 μ 分别为密封件接触合力、滑动速度和摩擦系数, F_r 为单位密封周长径向气体不平衡力, F_g 为密封件扇形接头间隙气体不平衡力, F_{gr} 为密封件和周向弹簧系统的惯性力(周向弹簧力按密封环和弹簧系统的运动惯性力来设计计算, 因此周向弹簧的最大径向载荷按 F_{gr} 计算), D 为密封直径。

$$F_r = A(1 - K) \cdot \Delta p \quad (4)$$

$$K = [1 + 1/(1 + p_2/p_1)]/3 \quad (5)$$

$$F_g = cn1\Delta p/(\pi D) \quad (6)$$

$$F_{gr} = 9m\omega^2\delta/2 \quad (7)$$

在式(3)~(7)中, Δp 为密封压差, A 为密封凸缘宽度, K 为载荷系数, p_1 为挡油空气压力, p_2 为油腔压力, c 为密封环接头间隙, Δp 为密封压差(Pa), l 为密封接头流动长度(m), n 为密封环接头数目, m 为密封件和周向弹簧单位周长质量, ω 为密封跑道角速度, δ 为密封件径向跳动量。

1.3 密封热泄漏量的计算模型

轴承腔外热空气通过密封渗入到轴承腔内的热量为:

$$Q_{\text{air}} = G \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (8)$$

根据试验数据, 得出如下的拟合公式:

$$G = \frac{Dp_1}{\sqrt{T}} \left[-0.7151 + 0.9382 \left(\frac{p_1}{p_2} \right) - 0.2305 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^2 + 0.019 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^3 \right] \quad (9)$$

式中: G 为气体泄漏量(kg/s), c_p 为气体比热[J/(kg·K)], D 为跑道直径(m), ΔT 为密封泄漏前后空气的温差, T 为气腔温度(K), p_1 为气腔压力(MPa), p_2 为油腔压力(MPa)。

1.4 轴承腔内对流换热系数的计算模型

轴承腔内的传导和辐射是比较容易处理的, 而对流换热系数是最难精确计算的。本文研究的后轴承腔, 其轴承润滑方式为环下润滑。润滑油与轴承内外滚道、润滑油与石墨密封跑道之间都要进行强制对流换热, 将其中的摩擦热带走。从轴承和石墨跑道飞溅到轴承腔中的滑油与空气混合形成两相流, 两相流与高温轴承腔内壁也要进行对流换热。这几种对流换热系数采用如下的公式计算:

$$\alpha = \begin{cases} 0.332(k/l) Pr^{1/3} Re^{1/2} & (Re < 5 \times 10^5) \text{ 层流} \\ (0.037 Re^{0.8} - 850)(k/l) Pr^{1/3} & (5 \times 10^5 \leq Re < 10^7) \text{ 紊流} \end{cases} \quad (10)$$

针对不同的换热面, 采用不同的定型尺寸 l 、雷诺数 Re 和普朗特数 Pr 。

1.5 轴承腔温度场的计算模型

首先将轴承腔进行温度节点的划分。在稳态传热时, 流入任一节点的热流等于流出该节点的热流。在任一时刻任一节点的净热流率为:

$$q_i = q_{Gi} + \sum_{j=1}^n (q_{ci,j} + q_{vi,j} + q_{ri,j}) \quad (11)$$

q_{Gi} 为分配到 i 节点的内部生成热, $q_{ci,j}$, $q_{vi,j}$ 和 $q_{ri,j}$ 分别为 i 节点到 j 节点的传导热流率、对流换热热流率、辐射热流率, n 为有换热关系的节点总数。则轴承腔系统的热平衡方程式组为:

$$q_j = q_j(t_1, t_2, \cdots, t_m) = 0 \qquad (j = 1, 2, \cdots, m)$$

(12)

求解这一方程组即可求出轴承腔的温度场 t_j ($j = 1, 2, \cdots, m$)。

2 轴承腔温度节点及热网络图

轴承腔分析模型热节点布置如图 1 所示(所考虑元素为轴对称)。节点位置与节点号的对

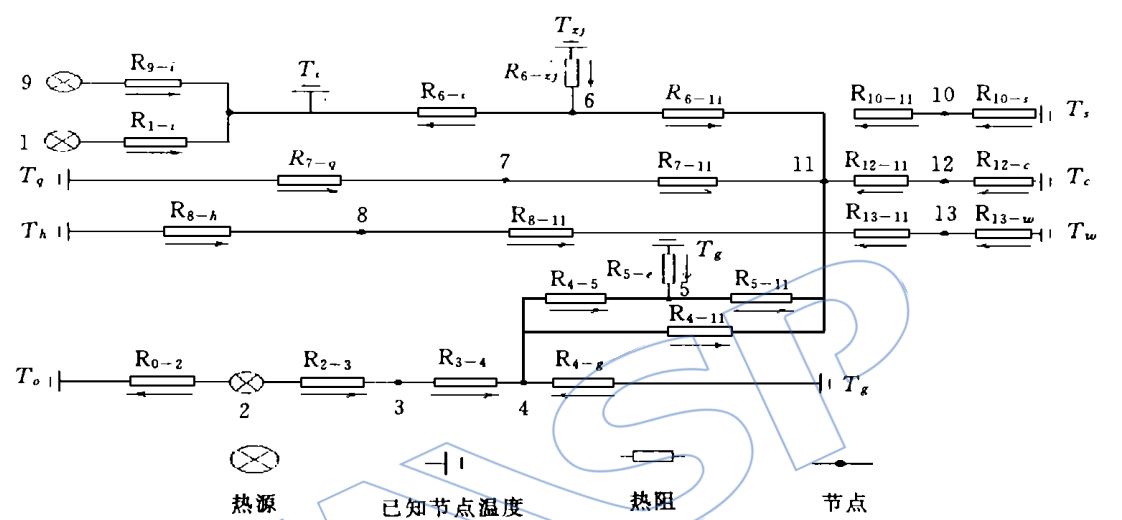


图 2 轴承腔的热网络图

应关系见表 1。各节点之间的热传递关系可用图 2 所示的热网络图来表示。

表 1 节点位置与节点号的对应表

节点号	节点位置及含义	节点号	节点位置及含义
1	内圈平均温度 T_1	13	后盖内表面温度 T_{13}
2	外圈滚道表面温度 T_2	14	轴承座外环境温度 T_g (已知)
3	轴承外圈与轴承座配合表面的温度 T_3	15	涡轮轴中心孔温度 T_s (已知)
4	轴承座外表面的温度 T_4	16	轴承腔外前部空气温度 T_q (已知)
5	轴承座侧表面的温度 T_5	17	轴承腔外后部空气温度 T_h (已知)
6	轴颈平均温度 T_6	18	密封跑道外侧环境温度 T_c (已知)
7	石墨密封装置安装边内侧温度 T_7	19	后盖外环境温度 T_w (已知)
8	轴承腔筒体内壁温度 T_8	20	轴颈前端温度 T_{zj} (已知)
9	石墨跑道上的平均温度 T_9	21	润滑轴承后的滑油温度 T_o (已知)
10	测温感应头平均温度 T_{10}	22	供油温度 T_l (已知)
11	轴承腔内滑油—空气温度 T_{11}	23	回油温度 T_e (已知)
12	密封跑道内侧壁温度 T_{12}		

3 热平衡方程组的建立

根据上述热网络图和所建立的模型, 建立如下的热平衡方程组:

$$q_1 = (1/2)Q_i - \alpha A_i(T_1 - T_i) = 0 \quad (13)$$

$$q_2 = \frac{1}{2}Q_e - \frac{2\pi k B_e}{\ln(D/D_e)}(T_2 - T_3) - \alpha A_e(T_2 - T_0) = 0 \quad (14)$$

$$q_3 = \frac{2\pi k B_e}{\ln(D/D_e)}(T_2 - T_3) - \frac{2\pi k B_e}{\ln(D_1/D)}(T_3 - T_4) = 0 \quad (15)$$

$$q_4 = \frac{2\pi k B_e}{\ln(D_1/D)}(T_3 - T_4) + \frac{2\pi k_3 l_1}{\ln(D_2/D_1)}(T_g - T_4) - \frac{\pi k_2 (D_2^2 - D_1^2)}{l_1} \left[\frac{T_4 + T_a}{2} - T_5 \right] - \alpha' A_0(T_4 - T_{11}) = 0 \quad (16)$$

$$q_5 = \frac{\pi k_2 (D_2^2 - D_1^2)}{2l_1} \left[\frac{T_4 + T_a}{2} - T_5 \right] - \alpha' A_2(T_5 - T_{11}) = 0 \quad (17)$$

$$q_6 = \alpha A_3(T_{zj} - T_6) - \alpha' A_3(T_6 - T_i) - \alpha' A_4(T_6 - T_{11}) = 0 \quad (18)$$

$$q_7 = U A_7(T_q - T_7) - \alpha' A_7(T_7 - T_{11}) = 0 \quad (19)$$

$$q_8 = U A_8(T_h - T_{11}) - \alpha' A_8(T_8 - T_{11}) = 0 \quad (20)$$

$$q_9 = 0.98Q_{\text{rub}} - \alpha A_9(T_9 - T_i) = 0 \quad (21)$$

$$q_{10} = \alpha' A_{10}(T_s - T_{10}) - \alpha' A_{10}(T_{10} - T_{11}) = 0 \quad (22)$$

$$q_{11} = U_{12} A_{16}(T_c - T_{11}) - \alpha' A_{16}(T_{12} - T_{11}) = 0 \quad (23)$$

$$q_{12} = U_{13} A_{17}(T_w - T_{11}) - \alpha' A_{17}(T_{13} - T_{11}) = 0 \quad (24)$$

$$q_{13} = Q_{\text{bfr}} + Q_{\text{rub}} + Q_{\text{air}} + \frac{2\pi k_3 l_1}{\ln(D_2/D_1)}(T_g - T_4) + 2\alpha' A_2(T_5 - T_{11}) + \alpha A_3(T_{zj} - T_6) + U A_7(T_q - T_{11}) + U A_8(T_h - T_{11}) + \alpha' A_{10}(T_s - T_{10}) + U_{12} A_{16}(T_c - T_{11}) + U_{13} A_{17}(T_w - T_{11}) - (10^{-3}/60) c_{p13} \rho_{13} L_{\text{oil}}(T_e - T_i) = 0 \quad (25)$$

上列方程式中, k_1 , k_2 和 k_3 分别表示轴承外圈、轴承座和轴承座结构部件的导热系数, U_7 , U_8 , U_{12} 和 U_{13} 分别为密封安装边筒体、轴承腔筒体、密封跑道侧壁和后盖平壁的总传热系数, $A_i \sim A_{17}$ 为对流换热面积^[2], α , α_e 和 α_0 分别为滑油与内圈滚道表面、与外圈滚道表面和与石墨跑道的对流换热系数, $\alpha_0 = 2000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; α_{i1} 为轴承腔内油气混合物与轴承腔壁的换热系数, 其值为 $600 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; α' 为油气混合物与轴承腔内其它面的换热系数, 其值为 $250 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。 ρ_{13} 为滑油在进口和出口平均温度下的密度。 c_{p13} 为滑油在进口和出口平均温度下的比热容; $Q_i = 0.35Q_{\text{bfr}}$, $Q_e = 0.30Q_{\text{bfr}}$

4 轴承腔温度场的计算结果及测试结果

4.1 工况及原始数据

轴承腔的结构参数及本文的 10 种计算和测试的工况见文献[2], 轴承腔结构材料的导热系数见文献[3]。试验所用 4109 合成航空润滑油, 其密度 $\rho(\text{g}/\text{cm}^3)$ 、比热 $c_p[\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$ 、导热系数 $k[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$ 、运动粘度 $\nu(\text{mm}^2/\text{s})$ 随温度 $t(^{\circ}\text{C})$ 变化的计算公式为:

$$\rho = 0.9748 - 0.000753t \quad (26)$$

$$c_p = 1.78 + 0.0028t \quad (27)$$

$$k = 0.1536 - 0.0001t \tag{28}$$

$$\ln \ln(v + 0.8) = 21.171 - 3.538 \ln(t + 273) \tag{29}$$

4 2 温度场的计算结果

用拟牛顿法求解由式(13)~ (25)组成的热平衡方程组。温度场的求解结果如表 2 所示。

表 2 节点温度的计算结果和测试值(单位: °C)

工况 序号	节 点 温 度													测试值
	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7	T_8	T_9	T_{10}	T_{11}	T_{12}	T_{13}	T_4
1	95.4	83.1	80.4	77.2	174.0	100.3	156.4	98.70	125.5	111.3	87.70	147.7	88.40	77.0
2	94.8	86.8	84.7	82.1	184.6	106.2	168.3	108.4	131.2	121.7	97.10	159.2	97.70	85.0
3	94.4	89.0	87.6	86.0	182.4	100.2	170.2	115.7	130.0	127.1	105.3	162.0	106.0	78.0
4	91.3	83.95	81.5	78.6	194.6	106.2	177.0	110.1	137.8	126.0	97.40	166.9	98.00	81.0
5	94.0	87.8	86.0	83.7	178.1	103.3	163.8	109.2	144.0	120.7	98.80	155.5	99.40	83.0
6	90.4	88.1	86.9	85.5	189.0	105.0	177.0	119.0	141.6	131.7	108.0	168.2	108.6	82.0
7	92.8	90.9	89.2	87.3	203.9	115.0	189.3	124.3	151.6	139.0	111.8	179.4	112.5	88.0
8	93.1	90.0	88.1	85.9	199.5	113.7	184.2	119.5	154.0	134.7	107.2	174.3	107.9	89.0
9	93.1	88.2	86.2	83.9	191.5	109.2	175.7	113.4	153.5	127.5	101.6	166.2	102.3	87.0
10	92.9	88.2	86.1	83.6	186.2	107.0	172.2	113.7	152.8	126.5	102.6	163.2	103.2	87.0

4 3 轴承腔热状态参数的测试

本文除了测量各工况条件中的有关参数(如轴承腔外温度 T_o 、进油温度 T_i 等)外,还测量了各工况下 4 节点的温度值 T_4 。测试结果如表 2 所示。

5 测试结果与计算结果的比较

从表 2 可看出,测试值与计算值基本吻合。这表明文献[1]所建立的热分析模型基本反映了轴承腔的发热、传热和温度分布规律。从表中还可看出,测试值与计算值之间也存在一定的偏差。造成这种偏差的主要原因有: (1) 进行传热计算时,选用的计算公式为近似公式; (2) 测量仪器本身存在误差; (3) 有些测试值是在工况尚未达到完全稳定的情况下获得的。但偏差值都在 6°C 内,计算结果与测试结果基本吻合。该研究为更加有效地控制轴承腔内关键部件的温度,计算轴承腔最佳滑油量提供了理论和试验依据,并为新机研制提供了实用的技术储备。

参 考 文 献

- 1 斯库巴切夫斯基 航空燃气涡轮发动机零件结构与计算 北京: 国防工业出版社, 1992
- 2 李健 航空发动机轴承腔的热分析: [硕士学位论文] 西安: 西北工业大学 1998
- 3 工程材料实用手册编辑委员会 工程材料实用手册(第 1 卷~ 第 8 卷). 北京: 中国标准出版社, 1989
- 4 刘志全, 张鹏顺, 沈允文 高速圆柱滚子轴承的热分析模型 机械科学与技术, 1997, 16(4): 607- 611
- 5 刘志全, 沈允文, 张鹏顺 高速圆柱滚子轴承温度分布的计算与测试 机械科学与技术, 1997, 16(5): 805- 811
- 6 刘志全, 张永红, 苏华 高速滚动轴承热分析 润滑与密封, 1998, (4): 66- 68
- 7 刘志全, 沈允文, 陈国定 某直升机齿轮传动系统的稳态热分析 中国机械工程, 1999, 10(6): 607- 610
- 8 刘志全, 沈允文, 陈国定 某直升机齿轮传动系统的瞬态热分析 航空动力学报, 1999, 14(3): 309- 312

(责任编辑 杨再荣)

EFFECT OF TRAILING EDGE EJECTION OF TURBINE BLADES ON HEAT TRANSFER OF COOLING PASSAGE WITH STAGGERED PIN FINS

Ji Honghu and Wang Baoguan

(2nd Dept Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016)

Wang Daijun and Deng Huayu

(Department of Power Engineering, Xindu 610500)

ABSTRACT An experimental research was conducted to simulate the effect of trailing edge ejection of turbine blades on heat transfer of the inner cooling passage with staggered pin fin array. The test model was a rotating rectangular duct with staggered pin fin array. The parameter of S_n/d equals 6.5 and S_p/S_n takes a value of 1.2, where d is the diameter of the pin fin, S_n and S_p are the transverse space and twice the axial space between pin fins respectively. The angle between the long side of the rectangular duct and the rotation axis is 20 degree. The effects of the ratio between the total area of the trailing edge ejection holes A_0 and the maximum cross section area of the duct A , Reynolds number Re , rotation number Ro and other relevant parameters on heat transfer were investigated. The heat transfer characteristics of the rotation rectangular duct with trailing edge ejection were compared to those with top end ejection.

Key Words Heat transfer Blades Wakes

THERMAL ANALYSIS MODELS AND TEMPERATURE FIELD CALCULATION OF BEARING OIL CAVITY IN AN AEROENGINE

Li Jian

(1st Division, Gas Turbine Institute, Xindu, Sichuan 610500)

Li Zhiquan

(Beijing Institute of Spacecraft System Engineering, Beijing 100086)

Yuan Peiyi

(7th Dept Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072)

ABSTRACT Endurance and reliability of an aeroengine and its bearings are closely related to the thermal state of the bearing oil cavity. The major heat sources which affect the thermal behavior of the bearing oil cavity in an aeroengine are analysed. The models for calculating bearing heat generation, graphite seal heat generation, heat leaking from the graphite seal, convection coefficients and temperature fields of the bearing oil cavity are established. The thermal balance coupled equations of the bearing oil cavity are derived from these models by thermal net method and are solved by quasi-Newtonian method. The steady state temperature fields of the bearing oil cavity are obtained from the solutions of 10 different operation conditions and are consistent with the experimental results in general.

Key Words Aircraft engines Bearings Temperature field Thermal analysis