

文章编号: 1000-8055(2005)03-0483-05

航空发动机轴承腔热分析计算

葛治美¹, 韩振兴², 张恩和³, 李国权³, 邢俊³
(1 驻沈阳黎明发动机制造公司军事代表室, 辽宁 沈阳 110043;
2 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083;
3 沈阳发动机设计研究所, 辽宁 沈阳 110015)

摘要: 轴承腔热分析计算的目的是确定轴承腔的热负荷和温度分布。采用二维轴对称稳态导热的有限元程序, 对某型发动机中轴承腔进行了热分析计算。程序功能比较齐全, 使用方便。可从AUTOCAD直接输入图形数据, 用ALGOR工程软件分网译码进行前处理, 用ANSYS工程软件进行后处理。选用相关经验公式计算摩擦热及换热系数。实例计算结果表明程序计算结果合理, 精度满足工程要求。

关键词: 航空、航天推进系统; 航空发动机; 轴承腔; 计算; 热分析

中图分类号: V 231.1

文献标识码: A

Thermal Analysis of Aeroengine Bearing Compartment

GE Zhimei¹, HAN Zhen-xing², ZHANG En-he³,
LI Guo-quan³, XING Jun³

(1 The Customer Representative of Liaoning Engine Manufacturing Corporation,
Shenyang 110043, China;

2 School of Jet Propulsion,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China;

3 Shenyang Aeroengine Research Institute, Shenyang 110015, China)

Abstract: Thermal analysis of aeroengine bearing compartment was conducted using the finite element analysis and calculation program based on 2D axisymmetrical steady-state heat transfer model. The program was developed using axisymmetrical triangle annular cell FORTRAN. The engineering software ALGOR and ANSYS were used for pre-processing and post-processing respectively, while AUTOCAD was used for the direct input of graphic data and semi-automatic grid-drawing and decoding. Empirical formulae were adopted to calculate friction heat and heat transfer coefficient. The application of this model to an engine shows satisfactory results.

Key words: aerospace propulsion system; bearing compartment; heat transfer; thermal analysis; aeroengine

随着发动机增压比、涡轮前温度以及转速的提高, 主轴承腔的热负荷也越来越高, 对主轴承及轴承腔润滑及冷却的要求也越高。实验与计算表

明, 滑油系统的热负荷主要产生于轴承腔, 轴承腔的滑油温升占滑油系统总温升的80%以上。轴承腔的主要热负荷包括三部分: 一是轴承及密封装

收稿日期: 2004-12-27; 修订日期: 2005-04-08

作者简介: 葛治美(1958-), 男, 大连金州人, 驻沈阳黎明发动机制造公司军事代表室高级工程师, 硕士, 主要从事航空发动机设计与试验研究

置的摩擦热;二是轴承腔外高温环境的对流及辐射热;三是高温封严气体的泄漏热。由于热负荷大,造成的轴承腔及滑油温度升高或分布不合理会影响到轴承的寿命及安全可靠工作。轴承腔热分析的目的,一是要确定轴承腔的总热负荷,即每秒钟有多少热量需要滑油带走;二是确定轴承腔各部分温度分布,特别要找出局部温度偏高、容易着火结焦及需要限定温度的部位,为改进润滑冷却及选材提供依据。

目前对轴承腔进行热分析的方法可简称为节点网络热平衡法^[1,2]。该方法不能准确反映及处理轴承腔的结构与换热特点,有一定的随意性。本文采用二维稳态轴对称导热模型及相应的通用有限元计算程序,该程序能处理各种结构形式、材料组合、边界类型及有无内热源、有无接触热阻等不同情况,尽可能真实地反映轴承腔的结构、材料物性及换热特点。该程序与ALGOR,ANSYS有限元软件有机结合进行前后处理,使程序的应用更加规范化、便利化、工程化。

1 二维轴对称稳态导热模型有限元分析方法二维轴对称稳态导热微分方程^[3]

二维轴对称稳态导热微分方程^[3]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(rk \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial r} \left(rk \frac{\partial T}{\partial x} \right) + rq_i = 0 \quad (1)$$

边界条件:

第Ⅰ类边界条件: $T|_{\Gamma_T} = T_{已知}$

第Ⅱ类边界条件: $-k \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{\Gamma_q} = q$

第Ⅲ类边界条件: $-k \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{\Gamma_h} = h(T - T_0)$

其中: x 和 r 是轴向和径向坐标, k 是导热系数, T 是温度, Γ_T , Γ_q , Γ_h 为第一、二、三类边界域, n 是外法线方向, q 是热流密度, h 是对流换热系数, T_0 是周围介质温度, q_i 是单位体积热生成率。

对应于上述稳态问题的泛函表达式为:

$$J(T) = \iint_{\Omega} \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)^2 - rTq_i \right] dx dr - \int_{\Gamma_h} \left(T_0 T - \frac{1}{2} T^2 \right) ds + \int_{\Gamma_q} r q T ds \quad (2)$$

采用三节点的三角环形单元,单元内和边界上均采用线性温度分布。经过单元分析,组集线性方程组及系数矩阵变换,最后得到正定、对称的方

程组,可采用cholesky直接解法求解温度分布。

2 轴承腔各项生成热及相关换热系数的计算

2.1 轴承及封严装置的摩擦生热计算

2.1.1 滚子轴承摩擦热^[4]

$$Q = CZ\rho l^2\mu^3\beta \quad (W) \quad (3)$$

其中: Z 为滚子数, ρ 为滑油密度(kg/m^3), l 为滚子宽度(m), μ 为保持架速度(m/s), β 为径向游隙对功率损失的影响系数, C 为总阻力系数。

2.1.2 球轴承摩擦热^[5]

$$Q = M_f\omega = 2\pi N f/60 \quad (W) \quad (4)$$

$$M_f = M_l + M_v + M_y + M_s + M_e \quad (W) \quad (5)$$

其中: M_l , M_v , M_s , M_e , M_f 分别为载荷引起的力矩、粘性摩擦力矩、轴承自传摩擦力矩、滚子端面摩擦力矩、总力矩, ω 为角速度(1/s), N 为转速(r/min)。

2.1.3 涨圈密封摩擦热

$$Q = 0.1047RNf[(P_i - P_o)(1 - \lambda)\Delta R_d S + (P_i - P_o)(1 - \lambda)\Delta R_c S + ZW] \quad (W) \quad (6)$$

其中: R 为密封半径(m), N 为转速(r/min), f 为摩擦系数, P_o 和 P_i 为封严装置内、外压力(Pa), λ 为流量系数, S 为封严表面周长(m), ΔR_d 为周向间隙(m), ΔR_c 为径向间隙(m), W 为弹簧力(N), Z 为涨圈道数。

利用公式(4)、(5)计算了中轴承腔2、3号球轴承摩擦热分别为4 002 W 和4 679 W,利用公式(6)计算了中轴承腔3、4号涨圈摩擦热分别为58.4 W 和1 834 W。

2.2 对流换热系数计算

轴承腔与流体的换热包括腔外环境的高温气体、封严高温气体对腔壁的换热用 h_a 表示,这部分通常都是加热。另外包括轴承腔壁面、轴承滚动体等对滑油及油气混合物的换热用 h_o 表示,这部分通常都是冷却。轴承腔中流体与固体壁面的对流换热形式很复杂,既有强迫对流,又有自然对流,既有重力场中的对流,也有离心力场中的对流,既有管内流,又有管外流、平板流。既有绝对坐标系中流动又有旋转坐标系中的流动,既有气相流动,又有液相流动及两相流动、液膜流动,甚至还有冲击流动。根据轴承腔各部位的具体情况,选

表1 换热系数和对应温度
Table 1 Heat exchange coefficient and corresponding temperature

序号 <i>i</i>	$h_{a(i)}/$ (W /m ² · K)	$T_{a(i)}$ /(K)	$h_{o(i)}/$ (W /m ² · K)	$T_{o(i)}$ /(K)	序号 <i>i</i>	$h_{a(i)}/$ (W /m ² · K)	$T_{a(i)}$ /(K)	$h_{o(i)}/$ (W /m ² · K)	$T_{o(i)}$ /(K)
1	738.702	748.150	2 977.03	379.148	7	1 038.56	345.300	832.951	379.148
2	738.702	388.700	632.090	379.148	8	191.323	618.670	2 773.25	379.148
3	1 054.16	633.270	111.579	379.148	9	604.953	376.350	73.212 5	379.148
4	152.976	345.300	47.389 2	379.148	10	10.000 0	748.150	582.213	379.148
5	152.976	345.300	50.717 6	379.148	11	6.6654 1	376.350		
6	1 038.56	345.300	554.346	379.148	12	64.582 7	376.350		

择相应的对流换系数计算公式。本文收集了轴承腔可能用到的各类换热系数经验公式^[6~9], 编成子程序, 供计算时调用。对于算例发动机的中轴承腔相应的 h_a 及 h_o 计算结果见表1。

3 发动机轴承腔温度场实例计算

3.1 计算模型

根据AU TOCAD 2000 环境下的发动机总图, 对轴承腔部分进行简化及二维轴对称化处理, 并尽可能保持了轴、轴承以及内外环、涨圈、轴承座、封严篦齿等原有的结构形状, 对轴承滚动体近似做了二维轴对称化处理。计算模型(图1)按三角形元素分网, 分网时有意识地考虑摩擦热的施加部位以及各零件配合界面和材料导热系数的差异, 但未考虑接触热阻。

3.2 边界条件的处理

轴承腔边界条件分别按第Ⅱ、Ⅲ类边界处理。其中轴承腔前后各剖断面及轴承座支板剖断面可

按绝热边界处理 $q=0$; 其余按第Ⅲ类边界处理。其中轴承腔外侧即气侧分12段, $h_{a(1)}\sim h_{a(12)}$, 轴承腔内侧即油侧分10段, $h_{o(1)}\sim h_{o(10)}$ (图2)。各段换热系数及流体温度示于表1。

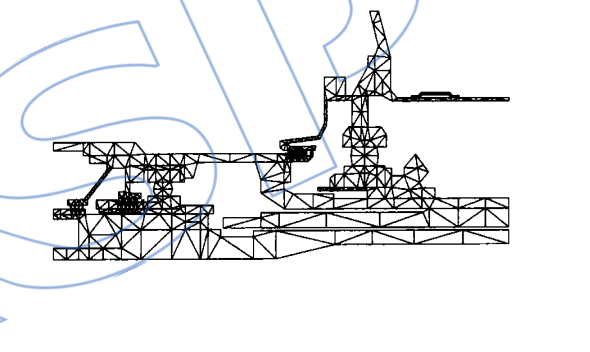


图1 中轴承腔计算模型
Fig 1 M iddle bearing cavity calculation model

3.3 摩擦热施加方法

把轴承及涨圈的摩擦生热作为内热源项, 施加上到摩擦表面附近的元素上。中轴承腔的2号轴承其内热源项施加在229, 230, 298, 299四个元素

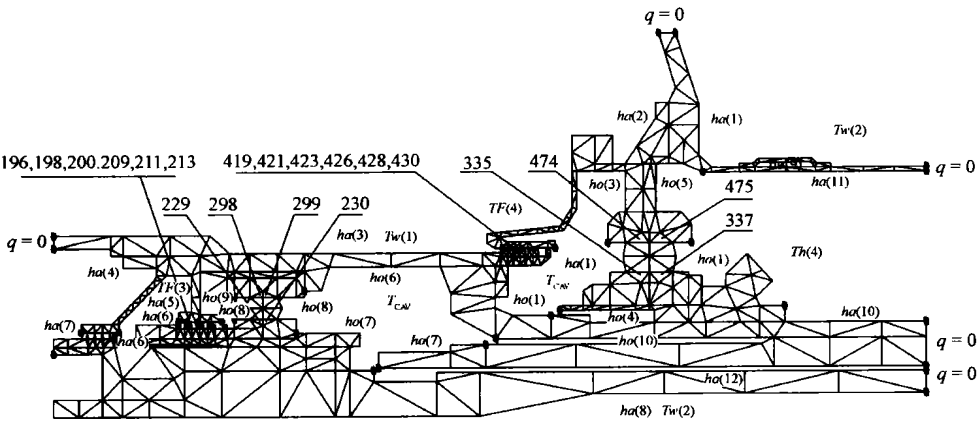


图2 中轴承腔计算模型边界
Fig 2 M iddle bearing cavity calculation model border

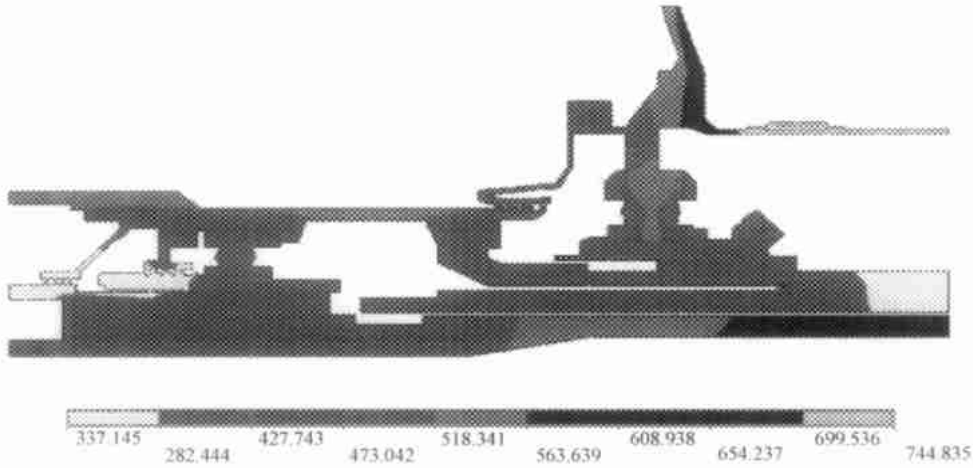


图3 中轴承腔温度分布云图

Fig 3 Middle bearing cavity temperature distributing chart

上; 3 号轴承的内热源项施加在 335, 337, 474, 475 四个元素上。中轴承腔 3、4 号涨圈的内热源项分别施加在 196, 198, 200, 209, 211, 213 及 419, 421, 423, 426, 428, 430 各 6 个元素上。

3 4 计算结果及其分析

3 4 1 计算结果

轴承腔的温度场计算结果示于图 3。

3 4 2 结果分析

(1) 温度分布规律分析

由温度场计算结果可以看出, 温度分布规律是合理的, 与高温环境及封严气体接触部位温度偏高, 与滑油接触的表面温度偏低, 各摩擦发热表面温度偏高, 而周围温度较低。

(2) 热平衡分析

对于稳态导热过程, 对轴承腔的总加热量(包括对流加热、摩擦生热)应等于向滑油总散热量。轴承腔计算的热平衡分析如下: 摩擦热为 13 766 W, 50.4%; 对流加热为 13 553 W, 49.6%; 滑油散热为 27 305 W; 滑油温升 $\Delta T = 52^{\circ}\text{C}$, 热平衡误差 $< 0.05\%$ 。

热平衡分析表明, 轴承腔温度场分析的有限元程序是正确可靠的。结合多个算例的计算及滑油温升的实测结果表明计算的滑油温升与实测值基本吻合。

4 结 论

(1) 本文所应用的二维轴对称轴承腔热分析程序具有结构合理、使用方便、功能齐全、结果可

靠的优点。

(2) 实例计算结果正确, 规律合理, 通过反复热平衡检查及与实验值比较, 证明了程序计算结果的正确性及工程实用性。

(3) 根据轴承腔各部位的不同情况特点, 近似选用相关经验公式进行计算, 其结果合理, 精度基本能满足工程要求。

(4) 轴承腔热分析程序与 ALGOR, ANSYS, AUTOCAD 工程软件紧密结合, 使程序的应用更加规范化、工程化。

参考文献

- [1] 林基恕, 常春江, 杨九高, 等. 传动及润滑系统. 航空发动机设计手册(第 12 册)[Z]. 北京: 航空工业出版社, 2002
- [2] 李健, 肖育祥, 袁培益. 某型航空发动机后轴承腔温度场计算与测试[R]. CSAA 98- PG- 006, 1999
- [3] 曹玉璋, 韩振兴. 传热学[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1989
- [4] 李健. 某型航空发动机轴承腔的热分析模型[R]. CSAA 98- PG- 006, 1999
- [5] 黄文奇. 多级齿轮传动系统的热分析[D]. 北京: 北京航空航天大学, 1992
- [6] 陈大光, 曹玉璋, 韩振兴, 等. 通用基础. 航空发动机设计手册(第 1 册)[Z]. 北京: 航空工业出版社, 2000
- [7] 郑际睿, 陆大有, 朱长青. 传热学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1982
- [8] 曹玉璋, 韩振兴. 热工基础[M]. 北京: 航空工业出版社, 1993
- [9] Schultz W E. Ball Bearing Heat Analysis Program [R]. NASA - CR - 150919, 1978