

文章编号: 1000-8055(2008)01-0179-05

高速圆柱滚子轴承工作温度研究

王黎钦, 陈观慈, 古 乐, 郑德志
(哈尔滨工业大学 机电学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 将滚子与套圈滚道摩擦生热视为移动热源,建立了高速圆柱滚子轴承温度场计算模型;使用 ANSYS 的 APDL 语言发展了轴承工作温度分析的参数化程序,输入热流密度等边界条件,程序能够自动建模精确的分析高速圆柱滚子轴承工作温度. 以一个型号轴承为例,分析了不同工况参数对轴承工作温度的影响,结果显示轴承内圈转速、径向载荷和润滑油入口油温对轴承工作温度影响显著.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 圆柱滚子轴承; 工作温度; 轴承生热; 移动热源

中图分类号: V231. 1

文献标识码: A

Study on operating temperature of high-speed cylindrical roller bearings

WANG Li-qin, CHEN Guan-ci, GU Le, ZHENG De-zhi

(School of Mechatronics Engineering,
Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: Heat generation between rollers and raceways treated as moving heat source, a model for calculating the temperature field of a high-speed cylindrical roller bearing was set up. A parametrical code has been developed with the APDL language of ANSYS. Using this code, the operating temperature of cylindrical roller bearings with different types of lubricants can be obtained more accurately when boundary conditions such as heat flux are input. Taking one model of bearing as an example, effects of various operating parameters on operating temperature have been analyzed. It is shown that the rotational speed of the inner ring, the radial load and the inlet temperature of the lubricant have a great influence on operating temperature of the bearing.

Key words: aerospace propulsion system; cylindrical roller bearing;
operating temperature; heat generation; moving heat source

高速圆柱滚子轴承常用于现代航空涡轮发动机主轴的径向定位,承受载荷较轻,主要包括各旋转元件的重量以及转子径向不平衡力,其 $d \cdot n$ 值高达 $3 \times 10^6 \text{ mm} \cdot \text{r/min}$ 以上,现代航空涡轮发动机主轴用圆柱滚子轴承的这种高速轻载工作特性常导致轴承的轻载打滑现象,据航空发动机主轴轴承现场使用数据和轴承失效件的统计分析

可以发现疲劳剥落仅占总故障数的 2.39%,而打滑蹭伤和摩擦磨损占总故障数的 53.89%^[1],打滑和摩擦直接导致轴承的生热加剧,严重时甚至引起内圈膨胀轴承游隙减小而使轴承卡死.因此高速圆柱滚子轴承的工作温度研究具有重要的现实意义.

Blok^[2]和 Jaeger^[3]先后提出预测两个摩擦物

收稿日期: 2006-12-30; 修订日期: 2007-04-27

基金项目:国家自然科学基金(50605014); 国家 973 计划(2007CB607602)

作者简介:王黎钦(1964-),男,湖南邵东人,教授,博士,主要从事极限工况摩擦学和高性能陶瓷轴承技术的研究.

体接触表面的闪温计算理论. Kim 等^[46]学者计算了轴承滚动体与套圈滚道接触区内的温度,这些研究主要是计算单个接触区的温度; Kannel 和 Barber^[7]假设滚动体与套圈滚道的接触传热为半无限体上有一移动热源的传热问题,且简化为一维瞬态传热,通过理论推导的方法得到了计算滚动体接触表面温度的解析公式,其方法只能计算滚动体的一维表面温度,具有较大的局限性; Brown 和 Forster^[8]利用 Gupta 的程序计算了轴承的摩擦生热,同时使用 ANSYS 软件计算了角接触球轴承各单个元件的稳态温度场. 中国学者^[9-10]采用热阻网络法研究了不同类型的滚动轴承的稳态温度场,这种方法简单易行,但对越来越高速度的轴承会产生较大误差. 大多数学者对轴承温度研究主要集中于滚动体与套圈滚道的单个椭圆接触区或轴承的稳态温度,而对于轴承的多维瞬态温度则研究甚少.

本文将套圈滚道生热视为移动热源,建立高速圆柱滚子轴承的二维瞬态温度场计算模型,该模型更为接近轴承的实际工况,能够更精确的得到高速圆柱滚子轴承工作温度. 同时在此模型基础上,使用 ANSYS 的 APDL 语言编制了用于温度计算的参数化程序,结合高速圆柱滚子轴承的生热计算程序^[9],能够方便的自动建模计算不同轴承在不同工况下的工作温度.

1 温度场计算模型

1.1 热源介绍

高速圆柱滚子轴承工作时滚子与套圈滚道的接触面位置不断发生变化,图 1 是滚子与套圈滚道的接触过程示意图,滚子与套圈滚道的接触面如图 1(a) 所示,接触面在滚道上的移动如图 1(b) 所示, t_0 时刻,滚子在虚线接触面处, t_1 时刻,滚子在实线接触面处,当经过一定的时间间隔后,滚子又重新回到上述位置,而且滚子与套圈的接触区又是轴承较大的热源位置,因此球和内、外圈滚道表面实际上承受着移动热源的作用,套圈滚道中滚子经过的接触带面上的每一个表面都经历有限次的加热和冷却的循环,最终达到稳态的温度场,滚子与轴承内圈和外圈滚道的接触都属此情况.

1.2 温度场计算模型

采用移动热源方法计算高速圆柱滚子轴承温度场,为了减小计算量,节约 CPU 计算时间,需要对模型进行适当简化:虽然在轴承承载区和非

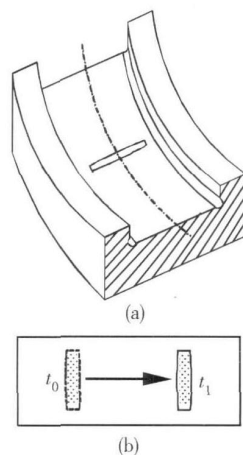


图 1 滚子与套圈滚道接触过程示意图

Fig. 1 Scheme of the contact between a roller and a raceway

承载区,滚子与套圈滚道接触的力学特性和摩擦生热存在较大差别,但由于高速轴承滚动体沿套圈滚道旋转一周经历承载区和非承载区需时极短,而各接触表面摩擦热量无法在短时间内传递到轴承元件表面内部,故假定轴承的温度场沿周向均匀分布是可行的,即轴承温度轴对称分布,因此可将三维问题简化为二维问题,计算套圈的横截面温度分布即可,大大减少计算量;同时将热源的加热时间和加热间隔时间一同放大一定倍数,此方法不影响温度的最终结果. 图 2 以外引导圆柱滚子轴承为例给出了轴、滚子轴承和轴承座的截面图,内圈和外圈沟道处的加粗黑线为滚子与滚道的接触面截线. 式(1)给出了接触线上施加热流密度载荷的大小和时间, dt 可通过接触面的宽度、套圈转速和滚子的公转速度确定; $t_{i+1} - t_i$ 通过套圈转速、滚子的公转速度和滚子数确定. 其中摩擦生热在参于接触的两个元件表面的分配系数可以根据元件材料的导热系数确定.

$$q = \begin{cases} k \times H / A & t_i \leq t \leq t_i + dt \\ 0 & t_i + dt < t < t_{i+1} \end{cases} \quad (1)$$

式中

q ——热流密度 (W/m^2)

k ——摩擦生热在接触表面的分配系数
($0 < k < 1$)

H ——接触表面的功率损耗 (W)

A ——接触面面积 (m^2)

t ——时间 (s)

轴、轴承和轴承座中各个开放表面的对流边界条件如图 2 所示,轴承腔体内部表面为润滑油的强迫对流,轴承的供油方式为外喷油,对流传热

系数通过经验公式(2)^[11]确定,其中内圈表面为 h_1 ,外圈表面为 h_2 ,其他对流传热系数:保持架与外圈引导面为 $2h_2$,轴外表面和内圈侧面为 $h_1/3$,外圈侧面为 $h_2/3$,轴承座外表面为空气的自然对流,对流传热系数为 h_3 . 因为轴承传导散热和轴内表面的空气对流散热相对于润滑油的对流散热较小,并且轴内空气与外界交换较少,因此认为轴

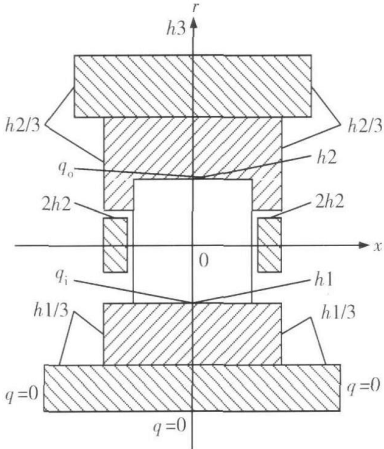


图 2 圆柱滚子轴承温度场计算模型

Fig. 2 Model of temperature calculating for a cylindrical roller bearing

的两个端面 and 轴内表面为绝热面.

$$h = 0.332 K Re^{1/2} Pr^{1/3} / d_p \tag{2}$$

式中

- h ——对流传热系数[W/ (m² · K)]
- K ——润滑油的导热系数[W/ (m · K)]
- Re ——润滑油的雷诺数
- Pr ——润滑油的普朗特数
- d_p ——节圆直径 (m)

由于轴承内部各元件间的温差较小,计算模型忽略轴承的辐射散热.为减小计算量,有限元模型的初始温度设为入口油温,此设置不影响轴承温度的最终结果,确定上述传热计算的边界条件后可分别对轴承各个元件进行温度场计算,其中滚子和保持架上的生热采用 Kannel^[7]的方法将生热平均作用到热源经过的接触带面上进行计算,即公式(1)中的 A 为热源经过的整个环形带面的面积.

采用 ANSYS 软件的 APDL 语言进行参数化编程实现移动热源加载并且计算轴承组件的温度场,其中轴承组件表面的对流传热系数通过表面效应单元施加,热流密度直接施加在实体单元上.当输入轴承结构参数、材料参数、润滑油参数以及生热和传热边界条件后,可以方便的计算轴承组

件的温度场,且改变上述输入参数可以自动建模得到不同圆柱滚子轴承在不同工况的温度场.

2 算例和结果分析

选用 Poplawski^[12]论文中使用的轴承作为算例进行温度计算,轴承型号为 NU 313. 保持架材料为 40CrNiMoA,其他轴承元件材料均为 8Cr4Mo4V. 使用润滑油型号为 MIL-L-7808,该型号润滑油与国内 4109 航空润滑油性能相似,表 1 给出了该轴承的基本结构尺寸,表 2 给出了该型号航空润滑油的热物性性能参数.

表 1 NU 313 轴承基本结构尺寸
Table 1 Basic physic dimensions of the bearing NU313

NU 313 轴承基本结构尺寸	
内径/mm	65
外径/mm	140
宽度/mm	33
滚子数	12
滚子直径/mm	21
滚子长度/mm	21
滚子有效长度/mm	17.68
节圆直径/mm	102.5

表 2 MIL-L-7808 润滑油热物性参数^[13]
Table 2 Thermal and physical parameters of the lubricant MIL-L-7808

温度/ °C	比热容 c_p / kJ/ (kg · °C)	粘压系数 α / 10^{-8} Pa^{-1}	运动粘度 ν / (mm ² /s)
50	1.92	1.075	8.618
100	2.06	0.758	2.783
150	2.20	0.593	1.419

由于轴承各元件材料的物理性质相同或相似,因此摩擦生热在参与接触的两元件接触表面按 1 : 1 分配,即公式(1)中分配系数 $k = 0.5$.

图 3 给出了轴承工作温度分析时的有限元模型,单元类型为 Plane77 和 Surf151,其中 Surf151 为表面效应单元,单元与节点总数分别为 2 952 和 7 785,图中显示的箭头和数据为轴承内部各表面的对流换热系数.图 4 直观的给出了轴承组件的温度分布,图中的温度单位为 K,为便于理解,在解释说明中将温度单位转换为摄氏度. 外圈固

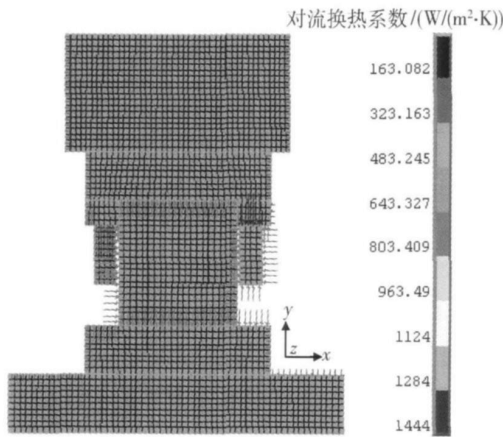


图 3 轴承有限元模型

Fig. 3 Finite element model of the bearing

定,内圈转速 n 为 16 000 r/min,径向载荷 2 000 N,入口油温 60 °C 由图可知轴承的最高温度出现在滚子与内圈滚道的接触面上,最高温度为 185.6 °C,最低温度位于保持架内表面,其值为 84.9 °C 同时可以发现沿径向 r 向外轴承组件温度呈下降趋势,图 5 则给出了轴承对称中线位置 ($x=0$) 节点沿径向 r 向外的温度分布,横坐标为节点的径向位置,纵坐标为节点的温度,由图可知由轴内表面到轴承内圈滚道,温度逐渐上升,到内圈滚道达到最大值,随后逐渐下降,在外圈滚道温度小幅升高,而后温度持续下降.其他工况下的轴承组件温度分布也具有相似的特点.

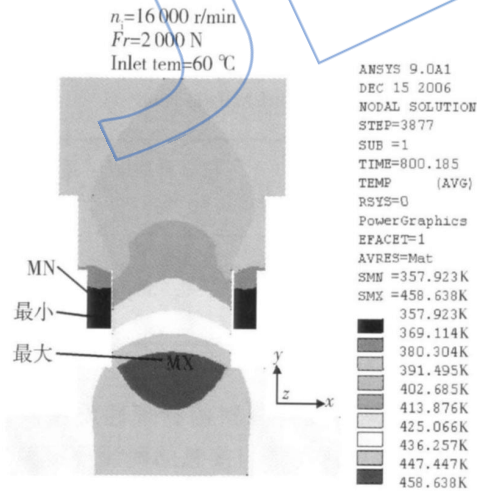


图 4 轴承组件温度分布

Fig. 4 Temperature of bearing units

图 6 给出了内圈转速变化对轴承组件温度的影响,此图以及后面的图中内圈滚道、外圈滚道和外圈引导面的温升为该位置的最大温升.外圈固定、径向载荷 2 000 N,入口油温 60 °C 由图可知由于随内圈转速的增加,轴承各热源生热增加,导

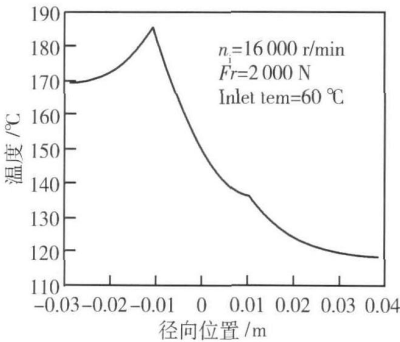


图 5 轴承对称中心温度分布

Fig. 5 Temperature of the symmetrical centerline of bearing units

致轴承各位置的温升不断增加,其中内圈滚道的温升(同时也是轴承组件的最大温升)增幅最大当内圈转速为 20 000 r/min 时,内圈滚道的温升为 178.02 °C,外圈滚道和保持架引导面温升分居其后.轴承组件内部的最小温升受内圈转速变化的影响较小,位于保持架内表面.

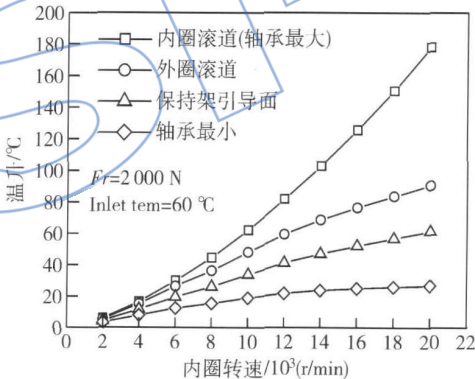


图 6 内圈转速对轴承组件温升的影响

Fig. 6 Temperature rise influenced by rotational speed of inner ring

图 7 给出了径向载荷变化对轴承组件温度的影响.外圈固定,内圈转速 n 为 15 100 r/min,入口油温 60 °C 由图可知随径向载荷的增加,轴承组件的温升急剧减少,当径向载荷超过 7 000 N 后,轴承的温升几乎保持不变,即温度几乎保持不变.同时可以发现当载荷达到一定程度,内、外圈滚道的温升非常接近.上述温升变化主要是随径向载荷增加,有效的减小了滚子在套圈滚道的滑动,使得轴承的生热快速减小,并且径向载荷增加到一定程度后对轴承内部各热源生热影响甚微所致.

图 8 给出了入口油温变化对轴承组件温度的影响.外圈固定,内圈转速 n 为 15 100 r/min,径向载荷 2 000 N.由图可知由于润滑油粘度和粘压系数随入口油温的增加而显著减小,致使轴承

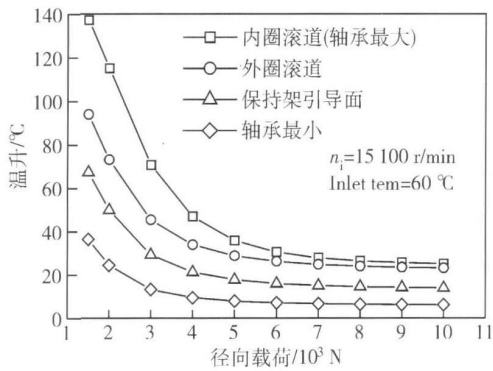


图 7 径向载荷对轴承组件温升的影响
Fig.7 Temperature rise influenced by radial load

内部各热源的生热也明显减小,从而导致轴承组件各位置温升随入口油温的增加而迅速减小,尤以内圈滚道温升减小幅度最大,当入口油温提高 120 °C,内圈滚道温升减小了 78 °C,而轴承组件内部的最小温升受入口油温的影响相对较小,当入口油温提高 120 °C,轴承组件最小温升仅减小了 8 °C

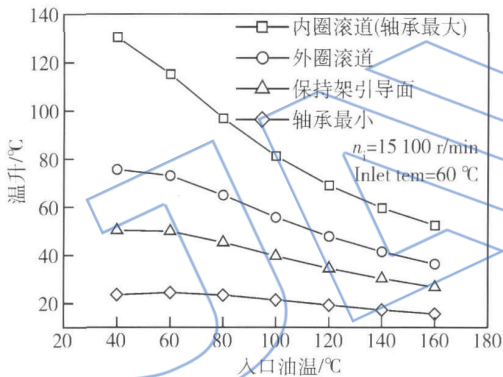


图 8 入口油温对轴承组件温升的影响
Fig.8 Temperature rise influenced by oil inlet temperature

3 结 论

通过前述高速圆柱滚子轴承温度场计算模型分析以及轴承工作温度算例可以得出以下结论:

- (1) 文中提出的高速圆柱滚子轴承温度场计算模型更为接近轴承的实际工况,相对闪温理论和热阻网络法,能够更精确地预测轴承工作温度.
- (2) 结合高速圆柱滚子轴承生热计算程序^[9]和参数化温度计算程序能够较好的预测高速圆柱滚子轴承在各种工况下参数下的工作温度,利于选择轴承的最佳工况参数,如轴承的最佳径向载荷.
- (3) 针对文中的轴承算例而言,内圈转速、径

向载荷和润滑油入口油温对轴承工作温度影响显著.在计算的所有工况中,内圈滚道为该轴承的最大温度位置,因此内圈滚道表面通常也是轴承内部最先因温度过高而失效的位置.

参考文献:

- [1] 焦育洁,吕新生,张锡昌.航空发动机主轴圆柱滚子轴承典型故障分析[J].轴承,2003,12:29-30.
JIAO Yujie, LU Xinsheng, ZHANG Xichang. Typical fault analysis of cylindrical roller bearing in the aero-engine shaft[J]. Bearing, 2003, 12:29-30.
- [2] Blok H. Surface temperatures under extreme pressure lubricating conditions[R]. Omnes, Paris:Second World Petroleum Conference, 1937.
- [3] Jaeger J C. Moving surfaces of heat and the temperature at sliding contacts[J]. Proc. R. Soc. N. S. W., 1942, 56:203-224.
- [4] Kim K H, Sadaghi F. Three-dimensional temperature distribution in EHD Lubrication: Part I-Circular contact[J]. Tribology, 1992, 114:32-41.
- [5] Ma M T. An expedient approach to the non-newtonian thermal EHL in heavily loaded point contacts[J]. Wear, 1977, 206:100-112.
- [6] Liu X L, Jiang M, Yang P. Non-newtonian thermal analyses of point EHL contacts using the eyring model[J]. Tribology, 2005, 127:70-81.
- [7] Kannel J W, Barber S A. Estimate of surface temperature during rolling contact[J]. Tribology Transaction, 1989, 32(3): 305-310.
- [8] Brown J R, Forster N H. Operating temperatures in lubricated rolling element bearings for gas turbines[R]. AIAA-2000-3027. 2000: 1268-1275.
- [9] 何晓亮,熊万里,黄红武.高速精密主轴轴承热特性的计算及分析[J].机械,2003,30(6):14-16.
HE Xiaoliang, XIONG Wanli, HUANG Hongwu. Analysis and calculation on the thermal behavior of precision high-speed spindle bearing[J]. Machinery, 2003, 30(6): 14-16.
- [10] 蒋兴奇,马家驹,赵联春.高速精密角接触球轴承热分析[J].轴承,2000,(8):1-4.
JIANG Xingqi, MA Jiaju, ZHAO Lianchun. Thermal analysis for high speed precision angular contact ball bearing[J]. Bearing, 2000, (8):1-4.
- [11] Harris T A. Rolling bearing analysis[M]. 3rd ed. New York:John Wiley and Sons, Inc. 1990.
- [12] Poplawski J V. Slip and cage forces in a high-speed roller bearing[J]. Journal of Lubrication Technology, 1972: 143-152.
- [13] Gupta P K. Advanced dynamics of rolling elements[M]. New York:Springer-Verlag New York Inc, 1984.