

DOI: 10.3901/JME.2021.07.061

考虑接触参数与摩擦生热交互影响的高速角接触球轴承温升预测研究*

靳 岚^{1,2} 芮执元^{1,2} 蒋海元^{1,2} 潘建龙^{1,2}

(1. 兰州理工大学机电工程学院 兰州 730050;

2. 兰州理工大学有色冶金新装备教育部工程研究中心 兰州 730050)

摘要: 为精确预测高速角接触球轴承在实际工况下的温升, 通过对角接触球轴承的生热机理分析, 提出一种考虑接触参数与摩擦生热交互影响的高速角接触球轴承温升预测方法。利用 Abaqus 有限元软件脚本接口技术, 自主编制 Python 脚本程序, 实时提取受载的角接触轴承的接触参数为初始量, 计算轴承摩擦生热量, 将其作为时变热载荷, 加载至有限元模型上, 求解在径向载荷和转速作用下的高速角接触球轴承温升, 得到接触参数、摩擦生热量、温升之间的相互影响关系, 最后采用轴承温升实验对数值模拟结果进行验证。结果表明: 考虑接触参数与摩擦生热交互影响下的高速角接触球轴承温升预测方法更符合实际工况。

关键词: 接触参数; 摩擦生热; 交互影响; 高速角接触球轴承; 温升预测

中图分类号: TH133

Research on Prediction of Temperature Rise of High Speed Angular Contact Ball Bearing Considering Interaction between Contact Parameters and Friction Heat

JIN Lan^{1,2} RUI Zhiyuan^{1,2} JIANG Haiyuan^{1,2} PAN Jianlong^{1,2}

(1. School of Mechanical and Electronic Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050;

2. Engineering Research Center for Nonferrous Metallurgical New Equipment, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050)

Abstract: A new method of is put forward for predicting accurately the temperature rise of high-speed angular contact ball bearing considering the interaction between contact parameters and frictional heat generation under the actual working state in this paper. The contact parameters, of which the loaded angular contact ball bearings are read from the extracted code in real time using the Python script independently compiled with Abaqus software, is the initial variables to calculate the bearing friction heat generation. It is used as a time-varying thermal loads to the finite element model for solving the temperature rise of high-speed angular contact ball bearings under the radial load and rotation speed. Finally, the interactions of the contact parameters, frictional heat generation, and temperature rise can be received. The result shows that the method of predicting the temperature rise of high-speed angular contact ball bearings under the interaction of contact parameters and frictional heat generation is more in line with the actual working conditions.

Key words: contact parameters; friction heat; interaction; high speed angular contact ball bearing; prediction of temperature rise

0 前言

高速角接触球轴承广泛应用于航空发动机、轨道交通、加工中心等高速机械设备, 其性能直接影

响着转子系统的稳定性和使用寿命。高速角接触球轴承在工作过程中, 轴承内部的生热与热量聚集会导致轴承内部温度升高, 异常的温升导致润滑油黏度下降, 润滑状态恶化, 油膜厚度减小, 引起轴承过早疲劳失效, 降低工作效率和使用寿命, 严重时甚至发生胶合咬死的现象, 造成设备故障停机^[1-2]。因此, 精确的预测高速角接触球轴承温升是实现轴

* 国家自然科学基金资助项目(51965035)。20200701 收到初稿, 20210118 收到修改稿

承热设计的重要基础。

文献[3]通过研究轴承摩擦发热量的计算方法和对流换热系数,基于 ANSYS 软件对轴承进行稳态热分析,通过实例分析不同工况对角接触球轴承温度分布的影响,表明径向力和转速都会显著影响轴承的最高温度,且转速影响更大。文献[4]在轴承拟静力学的基础上,考虑保持架和润滑油的影响,对角接触球轴承各局部发热状态进行分析计算,得到了角接触球轴承的局部生热模型,分析了转速等工况条件对轴承生热的影响,并利用 ANSYS 对轴承温度场进行仿真,得到稳态工况下的轴承温度场。文献[5]在角接触球轴承拟静力学模型的基础上,建立了考虑接触热阻的角接触球轴承热传递模型及有限元分析模型,对轴承进行了有限元稳态与瞬态温度场分析,得到了轴向力及转速对轴承温度场及热平衡时间影响规律。文献[6]建立了考虑热-流-固耦合效应的滚动轴承瞬态温度网络的理论模型。对轴承进行了考虑热膨胀效应的准静态分析,研究了轴承的发热、传热和散热,试验结果表明,建立的考虑热-流-固耦合效应的模型更为精确,并讨论了转速、负载、油温和油流量对温升的影响。文献[7]提出了一种在主轴系统中用数值方法估计角接触球轴承平衡温度的方法,通过计算轴承在主轴系统中的摩擦力矩,采用有限元法对包括轴承在内的主轴系统进行了热分析。文献[8]以进给系统角接触球轴承为研究对象,基于球轴承拟静力学和摩擦生热理论,建立了热传递模型和一种考虑接触热阻的球轴承组件有限元热结构模型,采用有限元法仿真轴承组件稳态温度场,结果表明转速和轴向载荷对轴承温升及轴向热位移影响较大。文献[9]将有限元模型与试验数据相结合建立了电主轴温升预测模型,较为精确地预测了不同工况下电主轴的温度场。

上述国内外有关轴承温升研究主要具有以下两个特点:①在轴承拟静力学的基础上,对角接触球轴承发热量进行分析计算;②在有限元软件中建立轴承模型,然后对其温度场进行分析,得到不同工况下的轴承温度场,但在角接触球轴承温升分析时,对接触参数与摩擦生热量之间相互作用影响考虑较少,使得轴承分析仍不能精确反映工作的实际情况。

为精确预测高速角接触球轴承在实际工况下的温升,本文通过对高速接触球轴承生热机理的分析,提出了一种考虑接触参数与摩擦生热交互影响下的高速角接触球轴承温升预测方法,通过自主编写的

Python 脚本程序,实时提取受载的角接触轴承接触参数,同时联合 Abaqus 软件计算得到的轴承摩擦生热量,求解高速角接触球轴承在径向载荷、转速、时变热载荷共同作用下的温升,最终获得角接触球轴承接触参数、摩擦生热量、温升之间的相互影响关系,最后通过轴承温升试验对数值模拟计算结果的可靠性进行验证,为角接触球轴承的热设计提供指导。

1 角接触球轴承生热机理

高速角接触球轴承内部的生热主要由摩擦热引起,摩擦生热量是轴承设计的重要性能指标^[9]。角接触球轴承摩擦来源非常复杂,包括差动滑动引起的摩擦、自旋滑动引起的摩擦、滚珠打滑引起的摩擦、球体陀螺旋转引起的滑动摩擦、润滑剂黏性摩擦等。计算轴承摩擦生热量,首先需要分析轴承滚珠的受力状况和运动状态。

1.1 角接触球轴承滚珠受力分析

角接触球轴承在运转时,滚珠不仅受到内外圈的接触载荷 Q_i 和 Q_e ,还受到因转速所带来的离心力 F_c ,同时滚珠与内外圈沟道的接触角也由初始接触角 α_0 分别变为 α_i 和 α_e 。滚珠与沟道之间的接触区域由一点变为椭圆,椭圆长半轴为 a_i ,短半轴为 b_i ,如图 1 所示。

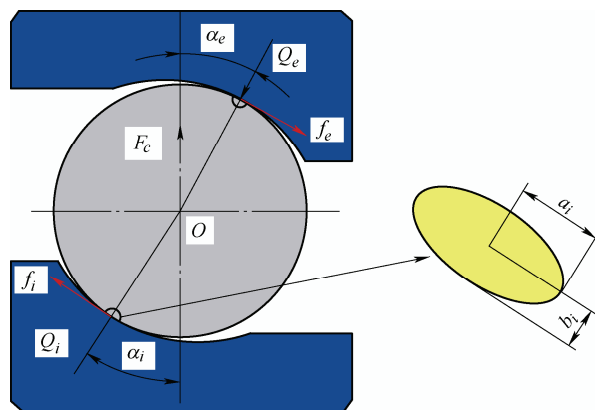


图 1 角接触球轴承滚珠受力分析

1.2 角接触球轴承滚珠运动分析

角接触球轴承高速运转时,由于摩擦力的作用,滚珠在沟道内既绕轴承中心轴线的公转角速度 ω_m ,又绕自身轴线自转角速度 ω_R ,同时,滚珠还会产生相对于接触内圈沟道的自旋角速度 ω_{si} 。

$$\omega_m = \frac{1 - \gamma' \cos \alpha_i}{1 + \cos(\alpha_i - \alpha_e)} \omega \quad (1)$$

$$\omega_R = \frac{\pm\omega}{\left(\frac{\cos\alpha_e + \tan\beta\sin\alpha_e}{1+\gamma'} \cos\alpha_e + \frac{\cos\alpha_i + \tan\beta\sin\alpha_i}{1-\gamma'} \cos\alpha_i \right)} \gamma' \cos\beta \quad (2)$$

$$\omega_{si} = \frac{\gamma' \sin\beta + \sin(\alpha_i - \beta)}{1 - \gamma' \cos\alpha_i} \omega_R \quad (3)$$

式中，“+”用于外圈沟道控制；“-”用于内圈沟道控制， $\gamma' = \frac{D}{d_m}$ ； D 为滚珠直径，mm； d_m 为轴承节圆直径，mm； ω 为轴承旋转角速度，rad/s； β 为自转轴空间姿态角， $\tan\beta = \frac{\sin\alpha_e}{\cos\alpha_e + \gamma'}$ 。

1.3 角接触球轴承生热计算模型

轴承的生热量与摩擦力矩有关，本文主要考虑由载荷引起的摩擦力矩 M_f 、润滑剂引起的黏性摩擦力矩 M_v 和滚珠自旋引起的自旋摩擦力矩 M_{si} ，采用 Palmgren 的轴承摩擦力矩经验公式^[10]，计算式为

$$M_f = f_1 P_1 d_m \quad (4)$$

$$\begin{cases} M_v = 10^{-7} f_o (vn)^{\frac{2}{3}} d_m^3 & vn \geq 2000 \\ M_v = 160 \times 10^{-7} f_o d_m^3 & vn < 2000 \end{cases} \quad (5)$$

$$M_{si} = \frac{3\mu Q_i a_i \sum_i}{8} \quad (6)$$

式中， f_1 为与轴承的类型和施加的载荷相关的系数； P_1 为用来确定摩擦力矩的计算负荷； f_o 为与轴承类型和润滑方式有关的经验系数； v 为润滑剂在工作温度下的运动黏度； n 为轴承转速； μ 为摩擦系数； Σ_i 为第二类椭圆积分。

由于惯性力影响，各个滚珠与内、外圈的摩擦力矩均不相同，因此，采用局部生热计算公式计算轴承摩擦力矩，单个滚珠在各自接触区的摩擦力矩可表示为

$$M_{ij} = \frac{1}{2Z} \frac{D}{d_e} (M_v + M_f) \quad (7)$$

$$M_{ej} = \frac{1}{2Z} \frac{D}{d_i} (M_v + M_f) \quad (8)$$

式中， M_{ij} 、 M_{ej} 分别为第 j 个滚珠在轴承内、外圈上的摩擦力矩，N·mm； d_i 、 d_e 分别为轴承内、外圈沟底直径，mm； Z 为轴承滚珠个数。

高速运转时，假设滚珠的运转状态为外圈滚道控制，滚珠在外圈滚道上只做纯滚动，则轴承单个滚珠与内、外圈沟道的摩擦生热量 H_{ij} 、 H_{ej} 可分别表示为

$$H_{ij} = \omega_{roll} M_{ij} + \omega_{si} M_{si} \quad (9)$$

$$H_{ej} = \omega_{roll} M_{ej} \quad (10)$$

式中， ω_{roll} 为滚动体相对于外圈滚道的滚动速度，rad/s， $\omega_{roll} = \omega_m \cdot d_m / D$ 。

由式(1)~(10)可以看出，角接触球轴承的摩擦生热量受轴承内圈的接触力 Q_i 、内圈接触椭圆长半轴 a_i 、内外圈接触角 α_i 、 α_e 等接触区域参数的影响。

高速角接触球轴承受到轴向、径向载荷以及转速的作用，其滚珠与内外圈滚道相互接触产生摩擦生热导致轴承温度升高，而温升又引起轴承内部接触区域参数变化，进而使得轴承摩擦生热量改变，影响轴承的温升。如图 2 所示，角接触球轴承内部接触区域参数影响着轴承的摩擦生热量，而摩擦生热量又通过温升影响着轴承内部接触区域参数。接触参数与摩擦生热交互影响，直到轴承温度趋于平衡状态。

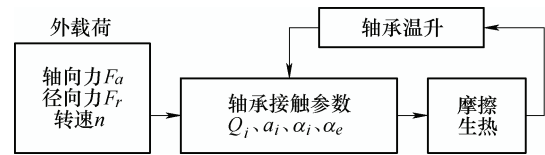


图 2 角接触球轴承生热机理

考虑角接触球轴承内部接触参数与摩擦生热的交互影响，设轴承从开始温升到热平衡状态，所用时长为 t_s ，将 t_s 分为 n 个 Δt 时间段。

在经历 l 个 Δt 时间段后，轴承滚珠与内圈接触力 Q_i 、接触椭圆长半轴 a_i 、滚珠与内外圈沟道接触角 α_i 、 α_e 分别变为 Q_i^l 、 a_i^l 、 α_i^l 、 α_e^l ；因而滚珠自旋摩擦力矩变为 M_{si}^l ，滚动体相对于内滚道的自旋角速度变为 ω_{si}^l ，滚珠相对于外圈滚道的滚动角速度变为 ω_{roll}^l

$$\begin{aligned} M_{si}^l &= f(Q_i^l, a_i^l) \\ \omega_{si}^l &= g(\alpha_i^l, \alpha_e^l) \\ \omega_{roll}^l &= h(\alpha_i^l, \alpha_e^l) \quad t = l \cdot \Delta t \end{aligned} \quad (11)$$

结合式(9)~(11)得，轴承的时变摩擦生热量(随时间变化的摩擦生热量)为 Q_i^l 、 a_i^l 、 α_i^l 、 α_e^l 的函数，即

$$\begin{aligned} H_{ij}^l &= K [f(Q_i^l, a_i^l), g(\alpha_i^l, \alpha_e^l), h(\alpha_i^l, \alpha_e^l)] \\ H_{ej}^l &= H [h(\alpha_i^l, \alpha_e^l)] \end{aligned} \quad (12)$$

1.4 对流换热系数确定

对于轴承的对流换热系数，轴承腔体内部表面为润滑油的强迫对流，对流换热系数 h_1 ^[11]用式(13)

计算；轴承外圈外表面与空气间的对流换热系数 h_2 [12]用式(14)确定；轴承内圈内表面与空气间的对流换热系数 h_3 [11]用式(15)确定；其余表面对流换热系数均按 $h_1/3$ [13]确定。

$$h_1 = 0.0986 \left[\frac{n}{v_1} \left(1 - \frac{D \cos \alpha}{d_m} \right) \right]^2 kPr^{\frac{1}{3}} \quad (13)$$

$$h_2 = \begin{cases} 0.3(T - T_a)^{0.25} & \text{自然对流} \\ 0.3 \frac{k_a}{De} Re^{0.57} & \text{受迫对流} \end{cases} \quad (14)$$

$$h_3 = 0.11 \frac{k}{d} (0.5Re^2Pr)^{0.35} \quad (15)$$

式中， n 为轴承旋转套圈转速； v_1 为润滑油运动粘度； d_m 为轴承节圆直径； D 为轴承滚珠直径； α 为初始接触角； T_a 为环境温度； $Re_k = uDe/v_2$ ， u 为气流速度， v_2 为空气运动黏度， De 为轴承外圈直径；

k_a 为空气导热系数； $R_e = \pi \omega d^2 / v_2$ ， ω 、 d 分别为轴承内圈旋转的角速度和直径； u 为气流速度， v_2 为空气运动黏度； Pr 为 Prandtl 数； k 为热导率。

2 角接触球轴承温升计算

本文从角接触球轴承整体模型中分割出单个滚珠以及与之相对应的内、外圈接触部分作为分析模型，编写 Python 脚本程序，结合 Abaqus 软件，对高速角接触球轴承进行温升计算，分析其接触特性和热特性，求解流程如图 3 所示，图中 V_b 为滚珠的体积， A_i 为滚珠与内圈接触区域的面积， A_e 为滚珠与外圈接触区域的面积。

通过 Python 语言编写 Abaqus 脚本程序，获取每个 Δt 时刻轴承的接触参数 Q_i^t 、 α_i^t 、 α_e^t ；基于以上提取的参数，计算每个 Δt 时刻后轴承的时变摩擦生热量。

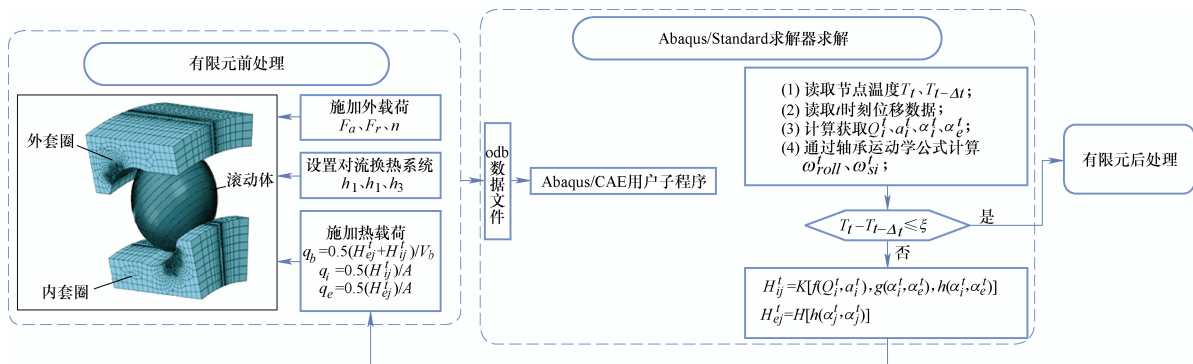


图 3 角接触球轴承温升计算流程

将每个 Δt 时刻后的时变摩擦生热量作为热载荷施加到轴承有限元模型上，作为下一个 Δt 时刻计算的初始热载荷，实现轴承时变热载荷(随时间变化的热载荷)的施加，进行轴承温升计算。

3 结果分析

本文采用角接触球轴承模型的几何参数和材料参数如表 1、表 2 所示。

表 1 角接触球轴承几何参数

结构参数	数值	结构参数	数值
内径/mm	90	外径/mm	160
滚珠直径/mm	22.23	节圆直径/mm	125.3
滚珠数量	16	初始接触角	40
内圈沟道比率	0.523	外圈沟道比率	0.523
内圈沟底直径/mm	147.4	外圈沟底直径/mm	102.8

表 2 角接触球轴承材料参数

参数	数值	参数	数值
密度/(kg·m ⁻³)	7 791.8	热膨胀系数/K ⁻¹	1.023 × 10 ⁻⁶
弹性模量/GPa	213	比热容/(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	477.63
泊松比	0.3	热导率/(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	35.62

轴承工作环境温度设为 20 °C，角接触球轴承在径向载荷 6 000 N、转速 8 000 r/min 工况下的温度场分布云图如图 4 所示。轴承在达到热平衡后，滚珠与内圈接触区域的温度最高，为 107.9 °C，内圈上的最高温度为 96.9 °C，滚珠与外圈接触区域的温度为 72.9 °C。滚珠与内圈的自旋生热导致内圈的生热量高于外圈，所以轴承滚珠与内圈接触区域的温度高于与外圈接触区域的温度。因此，在轴承热设计时，需要重点关注滚珠与内圈接触区域的润滑和散热。

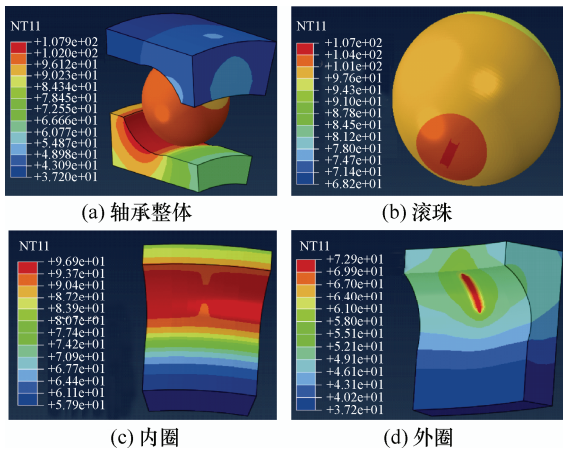


图 4 角接触球轴承温度场分布

角接触球轴承的温升导致轴承发生热变形，轴承内圈的轴向和径向位移量随温度的变化曲线如图 5 所示，由图 5 可以看出，轴承内圈径向位移和轴向位移随着温度的升高而增大，且径向位移量的涨幅大于轴向位移量；因为内圈径向位移是径向载荷和热变形共同导致，而轴向位移只由热变形引起。

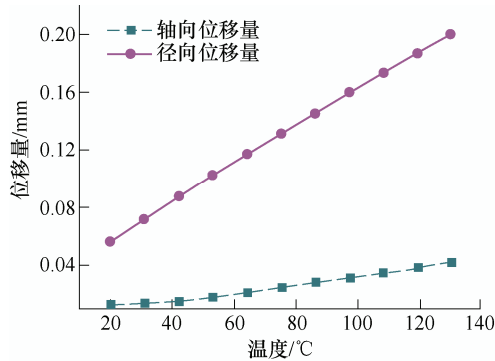


图 5 轴承内圈变形量随温度变化曲线

角接触球轴承热变形导致轴承内部接触区域参数发生变化，轴承滚珠与内外圈的接触力、接触角随温度变化曲线如图 6、7 所示。

由图 6 可知，轴承在开始温升时，滚珠与外圈的接触力大于内圈接触力，随着轴承温度的升高，内外圈接触力均增大，轴承温度趋于平衡后，内圈接触力大于外圈接触力。因为轴承在温升初始，转速产生离心力导致滚珠与外圈的接触力高于内圈的接触力，轴承在温升过程中，内圈的温度高于外圈，因而内圈的热变形大于外圈，所以内圈接触力增大速率高于外圈接触力，轴承热平衡后，内圈接触力大于外圈接触力。由图 7 可知，轴承在温升过程中，内圈接触角大于外圈接触角，但内圈接触角未随温升发生明显变化，保持平稳状态，外圈接触角随着轴承温度的升高逐渐减小。

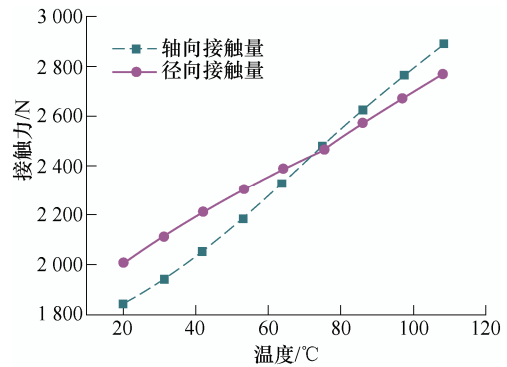


图 6 接触力随温度变化曲线

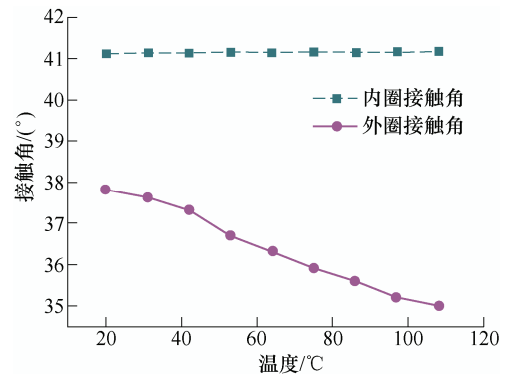


图 7 接触角随温度变化曲线

以轴承受外载荷后且为发生热变形的接触区域参数为基础，计算得到的轴承摩擦生热量作为恒定热载荷进行轴承温升计算是工程上常用的轴承温度预测方法。角接触球轴承在未考虑温度影响和考虑温度影响条件下，滚珠与内外圈接触力、接触角的计算结果对比如表 3 所示。由表 3 可知，考虑温度影响与未考虑温度影响后轴承接触力的计算结果存在明显差异，由此可见，温升对轴承接触力的影响至关重要。考虑温升的影响，轴承内外圈接触力在时变热载荷条件下的计算结果均高于恒定热载荷条件下的计算结果。三种条件下轴承内圈接触角相差很小，因此，可以忽略温升对轴承内圈接触角的影响；未考虑温度影响和恒定热载荷、时变热载荷三种方法计算得到的轴承外圈接触角依次减小。

表 3 未考虑温度影响与考虑温度影响下轴承接触参数对比

接触参数	未考虑温度影响	考虑温度影响	
		恒定热载荷	时变热载荷
内圈接触力/N	1 848	2 629	2 889
外圈接触力/N	2 013	2 595	2 767
内圈接触角/(°)	41.124	41.171	41.176 3
外圈接触角/(°)	37.823	35.582	35.026 3

角接触球轴承内部接触区域参数随着轴承的温升而变化，从而导致轴承摩擦生热量发生变化，轴

承各热源摩擦生热量随温度变化的曲线如图 8 所示。由图 8 可知,随着轴承温度的升高,自旋生热量增大,总生热量也增大,而载荷和黏性摩擦引起的生热量未发生明显变化。

轴承在温升过程中接触力增大,由式(6)可知,轴承自旋生热量与轴承内圈接触力有关,因此自旋生热量随轴承温升增大;由式(4)、(5)可知,当轴承所受载荷工况恒定时,载荷和润滑剂黏性引起的摩擦力矩不会发生变化,因此,载荷和润滑剂黏性引起的生热量只与轴承滚珠的运动角速度有关,而轴承在温升过程中,接触角的变化较小,因而轴承滚珠的运动角速度变化较小(由式(1)~(3)可知),所以载荷和黏性摩擦引起的生热量未随温升发生明显的变化。

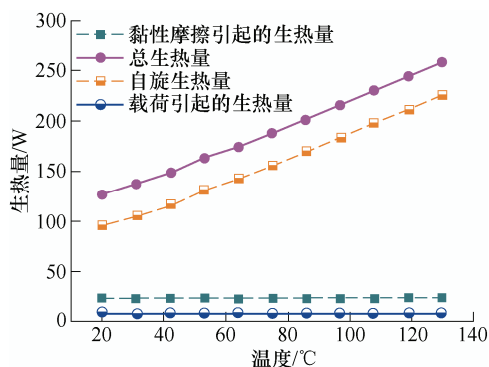


图 8 轴承各热源生热量随温度变化曲线

4 试验

采用如图 9 所示的试验装置,测量角接触球轴承在实际工况下的温度变化,试验台包括驱动电机、主轴、被测试轴承、径向加载装置、LMS 温度测试系统。轴承座上留有测温孔,可使用温度传感器测量轴承外圈温度。



图 9 轴承温度测试实验台

1. LMS 温度测试系统 2. 主轴; 3. 驱动电动机;
4. 径向加载装置 5. 被测试轴承

对角接触球轴承加载 8 000 r/min 转速, 6 000 N 径向载荷, 测得轴承外圈温度随时间变化的曲线。角接触球轴承在恒定热载荷和时变热载荷下外圈温度变化曲线与实验值对比如图 10 所示。由图可知,轴承在时变热载荷下的温度变化曲线与实验值有较高的吻合度,而恒定热载荷下轴承温升曲线与实验值存在一定误差。因此,考虑接触参数与摩擦生热交互影响下的高速角接触球轴承温升预测更符合实际工况。

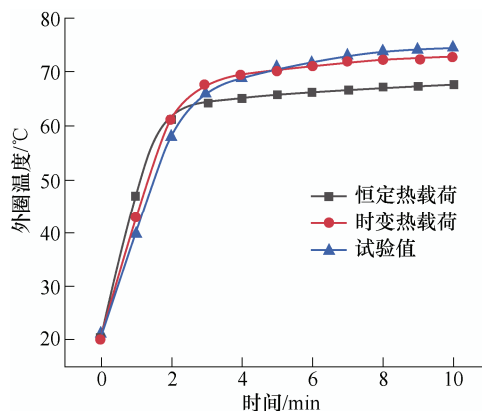


图 10 轴承各部件温度随时间变化曲线

5 结论

(1) 通过对轴承生热机理分析,提出一种考虑接触参数与摩擦生热交互影响下的高速角接触球轴承温升预测方法,编写 Python 脚本程序与 Abaqus 软件相结合,对高速角接触球轴承温升求解,并采用实验验证了本文轴承温升预测方法的可靠性。

(2) 由于轴承内圈接触角受温升影响较小,因此在考虑接触参数与摩擦生热交互影响时,可忽略滚珠与内圈沟道接触角的影响,从而简化计算程序。

参 考 文 献

- [1] 宁练,周子民. 滚动轴承内部温度状态监测技术[J]. 轴承, 2007(2): 25-27, 51.
NING Lian, ZHOU Zimin. Research on condition monitoring, technique for internal temperature of rolling bearings[J]. Bearing, 2007(2): 25-27, 51.
- [2] 王燕霜,刘喆,祝海峰. 轴连轴承温度场分析[J]. 机械学报, 2011, 47(17): 84-91.
WANG Yanshuang, LIU Jie, ZHU Haifeng. Temperature field analysis of bearing with shaft[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(17): 84-91.
- [3] 金燕,刘少军,张建阁. 高速角接触球轴承热分析及试

- 验验证[J]. 轴承, 2018(12): 30-33, 38.
- JIN Yan, LIU Shaojun, ZHANG Jiange. Thermal analysis and experimental verification for high speed angular contact ball bearings[J]. Bearing, 2018(12): 30-33, 38.
- [4] 俞锋, 李松生, 邵娟, 等. 高速角接触球轴承生热分析及温度场研究[J]. 工业控制计算机, 2015(8): 120-121. YU Feng, LI Songsheng, SHAO Juan, et al. Thermal and temperature field analysis of high-speed angular contact ball bearing[J]. Industrial Control Computer, 2015(8): 120-121.
- [5] 陈维福. 机床进给系统轴承热特性分析及试验研究[D]. 南京: 南京理工大学, 2015. CHEN Weifu. Thermal characteristics analysis and experimental study of bearing in machine tool feed system[D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2015.
- [6] HAO X, YUN X, HAN Q. Thermal-fluid-solid coupling in thermal characteristics analysis of rolling bearing system under oil lubrication[J]. Journal of Technology, 2019, 142(3): 1-41.
- [7] KIM K S, LEE D W, LEE S M, et al. A numerical approach to determine the frictional torque and temperature of an angular contact ball bearing in a spindle system[J]. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2015, 16(1): 135-142.
- [8] 胡小秋, 陈维福. 角接触球轴承热特性分析及试验[J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(2): 106-110. HU Xiaoqiu, CHEN Weifu. Thermal characteristics analysis and experiment for angular contact ball bearing[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2015, 49(2): 106-110.
- [9] 张丽秀, 李超群, 李金鹏, 等. 高速高精度电主轴温升预测模型[J]. 机械工程学报, 2017, 53(23): 129-136. ZHANG Lixiu, LI Chaoqun, LI Jinpeng, et al. The temperature prediction mode of high speed and high precision motorized spindle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(23): 129-136.
- [10] 雷默涵, 姜歌东, 梅雪松, 等. 高速球轴承微接触弹流摩擦及生热分析[J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(4): 81-88. LEI Mohan, JIANG Gedong, MEI Xuesong, et al. Micro-contact EHL friction and heat generation analysis of high speed ball bearings[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(4): 81-88.
- [11] CRECELIUS W J, PIRCIS J. Computer program operation manual on SHABERTH. A computer program for the analysis of the steady state and transient thermal performance of shaft-bearing systems[R]. ADA042 981, 1976.
- [12] HARRIS T A, KOTZALAS M N. 滚动轴承分析[M]. 罗继伟, 马伟, 杨咸启, 等译. 北京: 机械工业出版社, 2010. HARRIS T A, KOTZALAS M N. Advanced concepts of bearing technology[M]. Translated by LUO Jiwei, MA Wei, TANG Xianqi, et al. Translation. Beijing: China Machine Press, 2010
- [13] 王黎钦, 陈观慈, 古乐, 等. 高速圆柱滚子轴承工作温度研究[J]. 航空动力学报, 2008, 23(1): 179-183. WANG Liqin, CHEN Guangci, GU Le, et al. Study on operating temperature of high-speed cylindrical roller bearings[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(1): 179-183.

作者简介: 靳岚, 女, 1972年出生, 副教授。主要研究方向为机械系统动力学。

E-mail: lan_jane@126.com