



轴承

Bearing

ISSN 1000-3762,CN 41-1148/TH

## 《轴承》网络首发论文

题目：考虑热诱导载荷与摩擦生热交互影响作用下的高速角接触球轴承温度场分析  
作者：靳岚，蒋海元，卢世奇，王潇  
收稿日期：2021-11-05  
网络首发日期：2022-01-25  
引用格式：靳岚，蒋海元，卢世奇，王潇. 考虑热诱导载荷与摩擦生热交互影响作用下的高速角接触球轴承温度场分析[J/OL]. 轴承.  
<https://kns.cnki.net/kcms/detail/41.1148.TH.20220124.1128.002.html>



**网络首发：**在编辑部工作流程中，稿件从录用到出版要经历录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿等阶段。录用定稿指内容已经确定，且通过同行评议、主编终审同意刊用的稿件。排版定稿指录用定稿按照期刊特定版式（包括网络呈现版式）排版后的稿件，可暂不确定出版年、卷、期和页码。整期汇编定稿指出版年、卷、期、页码均已确定的印刷或数字出版的整期汇编稿件。录用定稿网络首发稿件内容必须符合《出版管理条例》和《期刊出版管理规定》的有关规定；学术研究成果具有创新性、科学性和先进性，符合编辑部对刊文的录用要求，不存在学术不端行为及其他侵权行为；稿件内容应基本符合国家有关书刊编辑、出版的技术标准，正确使用和统一规范语言文字、符号、数字、外文字母、法定计量单位及地图标注等。为确保录用定稿网络首发的严肃性，录用定稿一经发布，不得修改论文题目、作者、机构名称和学术内容，只可基于编辑规范进行少量文字的修改。

**出版确认：**纸质期刊编辑部通过与《中国学术期刊（光盘版）》电子杂志社有限公司签约，在《中国学术期刊（网络版）》出版传播平台上创办与纸质期刊内容一致的网络版，以单篇或整期出版形式，在印刷出版之前刊发论文的录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿。因为《中国学术期刊（网络版）》是国家新闻出版广电总局批准的网络连续型出版物（ISSN 2096-4188，CN 11-6037/Z），所以签约期刊的网络版上网络首发论文视为正式出版。

# 考虑热诱导载荷与摩擦生热交互影响作用下的高速角接触球轴承 温度场分析

靳岚, 蒋海元, 卢世奇, 王潇  
(兰州理工大学机电工程学院 兰州 730050)

**摘要:** 高速电主轴角接触球轴承内部的摩擦使得轴承温度升高, 温度过高时会严重影响主轴单元的工作性能, 为精确分析高速角接触球轴承的温度场, 提出了一种考虑热诱导载荷与摩擦生热交互影响作用下的高速角接触球轴承温度场分析方法。在综合考虑轴承差动滑动、自旋滑动、载荷以及润滑剂黏性共同引起的轴承生热的基础上, 计算了总摩擦生热量, 从而建立了轴承热诱导载荷和摩擦生热的关系模型, 运用有限元分析方法获得了热稳态时的热诱导载荷与摩擦生热交互影响作用下的轴承温度场分布。结果表明: 设计高速电主轴轴承初始预紧力时, 需要考虑摩擦生热对轴承预紧力的影响。为电主轴轴承初始预紧力的设计提供了理论支撑。

**关键词:** 高速角接触球轴承; 热诱导载荷; 摩擦生热; 交互影响; 温度场

**中图分类号:** TH133

## Research on Temperature Field Prediction of High Speed Angular Contact Ball Bearing Considering the Interaction Between Thermally Induced Load and Friction Heat Generation

JIN Lan, JIANG Haiyuan, LU Shiqi, WANG Xiao

(School of Mechanical and Electronic Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050)

**Abstract:** The internal friction in angular contact ball bearings of the high speed electric spindle increases the bearing temperature, and the high temperature could seriously affect the working performance of the entire electric spindle unit. A new method of is put forward for analyzing accurately the temperature field of high speed angular contact ball bearing considering the interaction between thermally induced load and friction heat generation in this paper. On the basis of comprehensive consideration of bearing to heat generation caused by bearing differential sliding, spin sliding, load and lubricant viscosity, the total heat generation friction is calculated, thereby establishing the bearing thermally induced load and frictional heat generation. The relationship model, using the finite element analysis method, obtains the bearing temperature fields distribution of the interaction between thermally induced load and friction heat generation in thermal steady state. The results show that: when designing the initial preload of high speed electric spindle bearing, it is necessary to consider the influence of friction heats generation on the bearing load. It provides theoretical support for the design of the initial preload of the electric spindle bearing.

**Key words:** high speed angular contact ball bearing; thermally induced load; friction heat; interaction; temperature field

## 0 引言

角接触球轴承作为电主轴单元中重要的支承和传递运动部件, 其工作性能对电主轴单元的运动有十分重要的影响。角接触球轴承在高速、重载的工况下, 由于轴承内部各组件间的摩擦会产生大量的热, 导致轴承内、外圈沟道产生相对位移进而产生

使得滚珠与内外圈沟道接触载荷逐渐变大的力称之为热诱导载荷, 而热诱导载荷又会影响轴承的摩擦生, 使得轴承温度进一步升高, 温度过高时会引起轴承过早疲劳失效、承载能力和工作效率的减低等诸多问题<sup>[1-2]</sup>。因此对角接触球热诱导载荷与摩擦生热的交互影响深入研究有着重要的意义。

文献[3]提出了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, 通过编写脚本程序, 对角接触球轴承仿真计算, 然后进行实验验证, 得到了更符合实际工况的轴承摩擦生热预测方法。文献[4]建立了热膨胀影响的角接触球轴承受力模型, 采用局部法计算了轴承的生热量,

**收稿日期:** 2021-11-5

**基金项目:** 国家自然科学基金(5196050236)

**作者简介:** 靳岚(1972-), 女, 副教授, 研究方向为系统动力学。通信作者: 蒋海元(1995-), 男, 硕士研究生, 研究方向为先进制造技术, E-mail: 2215911871@qq.com

建立了轴承传热模型,通过理论与实验对比表明,随着转速的上升,轴承的生热量增加,温度升高,热膨胀对轴承的内部特性影响明显。文献[5]建立了一种机床主轴热机耦合模型,采用有限元法求解了轴承的温升和热变形,根据轴承载荷-位移关系解得轴承的热诱导预紧力,然后计算了轴承的径向刚度,结果表明,轴承各部件的热位移将会导致轴承预紧力和径向刚度的增加。文献[6]综合考虑热诱导预紧力及润滑油黏温效应等因素,建立电主轴热-结构耦合计算方法,通过对电主轴进行了温升以及热变形测量,得出了电主轴轴向伸长是影响加工精度的主要原因。文献[7]首先建立了考虑滚动体自旋摩擦生热和接触热阻的主轴单元分析模型,然后搭建了轴承热诱导预紧力测试系统,通过仿真和实验对比,得到轴承在工作状态下,热诱导预紧力先急剧上升,后缓慢下降,最终趋于稳定的结论。文献[8]提出了一种接触电阻实验方法,用来确定轴承安装前接触状态和有效预紧力范围,实验结果表明,通过考虑轴承的接触状态,可以确定其最佳的有效预紧力范围。上述文献均是研究了工况参数和接触参数对轴承生热的影响以及由于摩擦生热产生的热诱导载荷,但对摩擦生热和热诱导载荷之间的交互影响作用考虑较少。

鉴于此,本文对高速角接触球轴承摩擦生热分析时考虑了轴承产生的热诱导载荷的影响,提出了一种考虑热诱导载荷与摩擦生热交互影响作用下的高速角接触球轴承温度场分析方法,流程如图1所示。

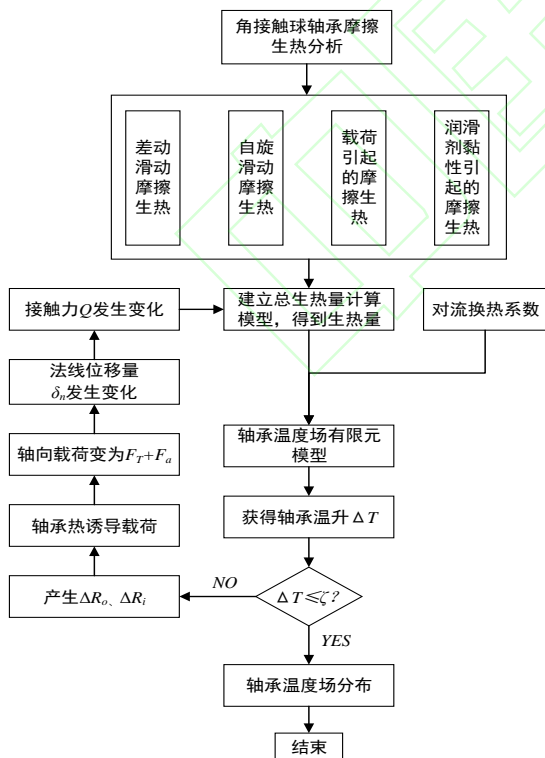


图1 轴承温度场分析流程图

Fig.1 Bearing temperature fields analysis process

通过对高速角接触球轴承摩擦生热分析,在综

合考虑差动滑动、自旋滑动、载荷以及润滑剂黏性共同引起的摩擦生热的基础上,计算了总摩擦生热量,将计算得到的生热量和对流换热系数作为边界条件,运用有限元法获取轴承温升,根据滚动轴承载荷-变形关系求得摩擦生热量影响下的热诱导载荷,然后再通过热诱导载荷对接触力的影响关系式进而计算出热诱导载荷影响下的摩擦生热量,实现热诱导载荷与摩擦生热的交互影响,再将计算得到的热诱导载荷影响下的摩擦生热量作为新的边界条件,再次运用有限元方法,获取新的温升,如此迭代计算,直到温升  $\Delta T$  小于等于定值  $\zeta$  时,此时认为轴承温度趋于稳定状态(文中将其称之为热稳态),输出轴承温度场分布。

## 1 角接触球轴承摩擦生热分析

轴承在运转过程中的摩擦是以发热的形式消耗能量,消耗的能量可以通过功率损耗来表达,即生热量,将计算得到的生热量作为热载荷加载在轴承温度场有限元模型中进行温度场的仿真计算。摩擦是导致轴承生热的主要原因,角接触球轴承中的摩擦现象十分复杂,包括沟道接触面上的差动滑动摩擦、自旋滑动摩擦、外载荷引起的摩擦以及润滑剂黏性摩擦等。

### 1.1 差动滑动摩擦生热量计算

要计算差动滑动摩擦首先要对轴承滚珠进行受力分析,计算出接触区域内任意一点的接触应力。高速角接触球轴承在运转过程中,滚珠不仅受到内外圈的接触载荷  $Q_{ij}$  和  $Q_{oj}$ ,还会受到因球转动所带来的离心力  $F_c$  和陀螺力矩  $M_{gj}$ ,由于受力,滚珠与内外圈的接触角也由初始接触角  $\alpha$  分别变为  $\alpha_{ij}$  和  $\alpha_{oj}$ ,同时滚珠与沟道会产生椭圆接触区域,如图2所示。

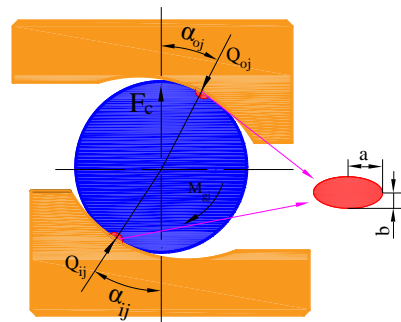


图2 滚珠受力分析

Fig.2 Force analysis of ball bearings

第  $j$  个滚珠与内圈沟道接触区域内任意一点的  $(x,y)$  接触应力<sup>[9]</sup>  $\sigma$  可表示为

$$\sigma = \frac{3Q_{ij}}{2\pi ab} \left[ 1 - \left( \frac{x}{a} \right)^2 - \left( \frac{y}{b} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

式中,  $Q_{ij}$  滚珠与内圈沟道之间的接触力,  $a$ 、 $b$  为接触椭圆长、短半轴。

滚珠与内外圈沟道接触面上任意一点  $(x,y)$  的表面摩擦力  $\tau$  可表示为

$$\tau = \frac{3\mu Q_{ij}}{2\pi ab} \left[ 1 - \left( \frac{x}{a} \right)^2 - \left( \frac{y}{b} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

式中， $\mu$  为摩擦因数。

根据滚珠与内外圈沟道接触表面的接触方式<sup>[9-10]</sup>，接触面上任意一点沿着短轴 ( $y$  轴) 方向的表面摩擦力  $\tau_{iyj}$  可表示为

$$\tau_{iyj} = \frac{c_v A_c \mu_a \sigma}{A_0} + \frac{1 - \frac{A_c}{A_0}}{\frac{h}{\eta v_{iyj}} + \frac{1}{\tau_{lim}}} \quad (3)$$

式中， $A_c$  为凸峰与凸峰的接触面积， $A_0$  为总接触面积， $\sigma$  为接触应力。 $c_v = \pm 1$ ，正、负号取决于滑度的方向， $\mu_a$  为摩擦因数。 $h$  为接触区域的油膜厚度， $\eta$  为接触区域润滑油黏度， $v_{iyj}$  为滚珠相对于内外圈沟道在短轴 ( $y$  轴) 方向的差动滑动速度， $\tau_{lim}$  为在接触区域接触载荷作用下可承受的最大切应力。

第  $j$  个滚珠在接触椭圆短轴方向由差动滑动摩擦导致的生热量<sup>[9]</sup>为

$$H_{iyj} = \int \tau_{iyj} v_{iyj} dA_{ij} \quad (4)$$

其中， $\tau_{iyj}$  为沿椭圆接触区域短轴方向的摩擦切应力，由式(3)计算得出， $v_{iyj}$  为在接触椭圆短轴方向滚珠相对于内圈沟道的差动滑动速度。

### 1.2 自旋滑动摩擦生热量计算

要计算轴承的自旋滑动摩擦生热量首先要对滚珠进行运动分析。角接触球轴承滚珠的运动形式十分复杂，包括滚珠绕轴承轴线的公转运动，绕自身轴线的自转运动，同时滚珠还会产生相对于沟道的自旋运动，如图 3 所示。

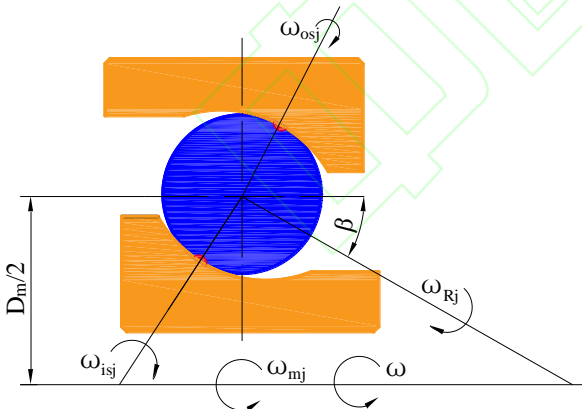


图 3 滚珠运动分析  
Fig.3 Ball motion analysis

本文采用外沟道控制理论，即外圈固定，内圈旋转，滚珠的自转角速度  $\omega_R$  以及滚珠相对于轴承内圈的自旋角速度  $\omega_{sj}$  分别为

$$\omega_R = \frac{-\omega}{\left( \frac{\cos \alpha_o + \tan \beta \sin \alpha_o}{1 + \gamma' \cos \alpha_o} + \frac{\cos \alpha_i + \tan \beta \sin \alpha_i}{1 - \gamma' \cos \alpha_i} \right) \gamma' \cos \beta} \quad (5)$$

$$\omega_{sj} = \frac{\gamma' \sin \beta + \sin(\alpha_i - \beta)}{1 - \gamma' \cos \alpha_i} \omega_R \quad (6)$$

式中， $\gamma' = D/d_m$ ； $D$  为滚珠直径； $d_m$  为轴承节圆直径； $\omega$  为轴承旋转角速度； $\beta$  为自转轴空间姿态角， $\tan \beta = \sin \alpha_o / (\cos \alpha_o + \gamma')$ 。

第  $j$  个滚珠与内圈沟道自旋滑动引起的摩擦力矩<sup>[12]</sup>为

$$M_{isj} = \frac{3\mu Q_{ij} a_{ij} E(e)}{8} \quad (7)$$

式中， $\mu$  滑动为摩擦因数， $Q_{ij}$  为滚珠与内圈沟道之间的接触力， $a_{ij}$  为椭圆接触区域长半轴长度， $E(e)$  为第二类完全椭圆积分。

则由第  $j$  个滚珠与内圈沟道的自旋滑动摩擦引起的生热量为

$$H_{isj} = M_{isj} \times \omega_{sj} \quad (8)$$

式中， $\omega_{sj}$  为滚珠相对于内圈沟道的自旋角速度。

### 1.3 载荷和润滑剂黏性引起的摩擦生热量计算

轴承在运转过程中由于载荷和润滑剂黏性引起的摩擦生热通过摩擦力矩计算得到，因此先计算摩擦力矩，采用 Palmgren 提出的经验公式计算<sup>[14]</sup>。

(1) 载荷引起的摩擦生热计算模型

$$M_l = f_l P_l d_m \quad (9)$$

式中， $f_l$  为与施加载荷和结构有关的系数； $P_l$  为轴承当量动载荷； $d_m$  为轴承节圆直径 (mm)。

由载荷引起的摩擦生热量为：

$$H_l = 1.047 \times 10^{-4} n M_l \quad (10)$$

(2) 润滑剂黏性引起的摩擦力矩

$$\text{当 } vn \geq 2000 \text{ 时, } M_v = 10^{-7} f_o (vn)^{\frac{2}{3}} d_m^3 \quad (11)$$

$$\text{当 } vn < 2000 \text{ 时, } M_v = 160 \times 10^{-7} f_o d_m^3 \quad (12)$$

式中， $f_o$  为与轴承类型和润滑方式有关的系数，查表可得； $v$  为工作温度下的润滑剂运动粘度 ( $\text{mm}^2/\text{s}$ )； $n$  为轴承转速 (r/min)。

由润滑剂黏性引起的摩擦生热量为：

$$H_v = 1.047 \times 10^{-4} n M_l \quad (13)$$

### 1.4 总摩擦生热量计算

轴承在运转过程中的摩擦生热量同时受到多个因素的影响，根据上述建立的差动滑动摩擦生热、自旋滑动摩擦生热、载荷引起的摩擦生热以及润滑剂黏性引起的摩擦生热量计算模型，得到角接触球轴承总摩擦生热量计算模型

$$H = \sum_{j=1}^N (H_{iyj} + H_{isj}) + H_l + H_v \quad (14)$$

## 2 角接触球轴承热诱导载荷分析

轴承热诱导载荷是轴承高速运转过程中，由于轴承内部各组件间的摩擦生热造成的热变形，导致轴承内外圈沟道的相对几何关系发生改变，内外圈



沟道的径向和轴向膨胀, 因此产生热诱导载荷。轴承采用定位预紧的方式, 内外圈沟道产生相对位移如 4 图所示。

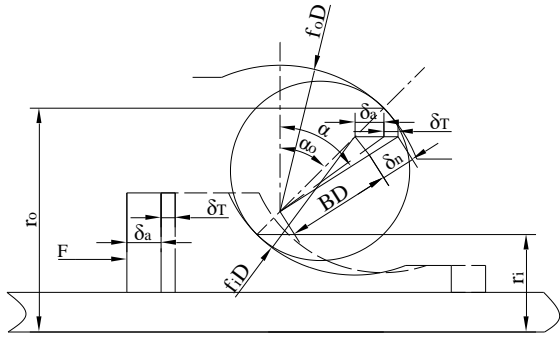


图 4 内外圈沟道相对位移

Fig.4 Relative displacement of inner and outer raceway

图中  $\delta_a$  为初始轴向载荷  $F_a$  产生的位移,  $\delta_r$  为热诱导载荷  $F_T$  产生的内、外圈相对热位移,  $B$  为轴承总曲率,  $D$  为滚珠直径,  $\delta_n$  为接触线方向的法向位移量,  $r_o$  为外圈沟底半径,  $r_i$  为内圈沟底半径,  $\alpha_0$  为热变形后的接触角,  $\alpha$  为轴向总载荷  $F$  产生的接触角,  $F=F_a+F_T$ 。

轴承受到的轴向总载荷  $F$  计算公式<sup>[13]</sup>为

$$\frac{F}{ZD^2C} = \sin \alpha \left( \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right)^{1.5} \quad (15)$$

式中,  $Z$  为滚珠个数,  $C$  为轴向位移常数。

则轴承产生的热诱导载荷为

$$F_T = ZD^2C \sin \alpha \left( \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right)^{1.5} - F_a \quad (16)$$

式中,  $\cos \alpha_0$  根据式 (17) 计算<sup>[6]</sup> 可得;  $\sin \alpha$ ,  $\cos \alpha$  根据图 4 中的几何关系计算得到。

$$\cos \alpha_0 = 1 - \frac{p_d + 2(\Delta r_o - \Delta r_i)}{2BD} \quad (17)$$

式中,  $p_d$  为轴承初始游隙,  $\Delta r_o$  为由温升引起的外圈沟底半径变形量,  $\Delta r_i$  为由温升引起的内圈沟底半径变形量。

根据图 4 中的几何关系可得

$$\delta_a + \delta_r = [BD + \delta_n] \sin \alpha - BD \sin \alpha_0 \quad (18)$$

式中,  $\delta_n$ ,  $\delta_r$  的计算公式分别为

$$\delta_n = BD \left( \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right) \quad (19)$$

$$\delta_r = \delta_{Ti} - \delta_{To} \quad (20)$$

式中,  $\delta_{Ti}$ ,  $\delta_{To}$  分别为内外圈的热位移, 计算公式为:

$$\delta_{Ti} = \alpha_{Ti} \Delta T_i L_i \quad (21)$$

$$\delta_{To} = \alpha_{To} \Delta T_o L_o \quad (22)$$

其中,  $\alpha_i$ ,  $\alpha_o$  分别为轴承内、外圈材料的热变形系数,  $\Delta T_i$ ,  $\Delta T_o$  分别内、外圈的温升,  $L_i$ ,  $L_o$  分别为内、外圈的宽度。

将式 (19)、(20) 带入式 (18) 可得

$$\sin \alpha = \frac{\frac{\delta_a + \alpha_{Ti} \Delta T_i L_i - \alpha_{To} \Delta T_o L_o}{BD} + \sin \alpha_0}{\sqrt{\cos^2 \alpha_0 + \left( \frac{\delta_a + \alpha_{Ti} \Delta T_i L_i - \alpha_{To} \Delta T_o L_o}{BD} + \sin \alpha_0 \right)^2}} \quad (23)$$

$$\cos \alpha = \frac{\cos \alpha_0}{\sqrt{\cos^2 \alpha_0 + \left( \frac{\delta_a + \alpha_{Ti} \Delta T_i L_i - \alpha_{To} \Delta T_o L_o}{BD} + \sin \alpha_0 \right)^2}} \quad (24)$$

### 3 热诱导载荷与摩擦生热交互影响

角接触球轴承在运转过程中热诱导载荷与摩擦生热交互影响, 如图 5 所示, 轴承在受到径向载荷、轴向载荷、初始预紧力以及转速的作用下, 产生摩擦生热量, 使得轴承温度高影响轴承热诱导载荷, 而热诱导载荷又影响着轴承产生的摩擦生热量, 导致轴承温升进一步升高, 直到轴承温度趋于稳定状态。

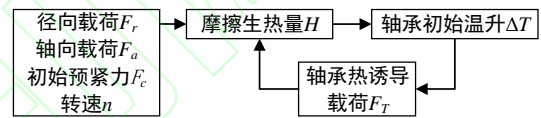


图 5 热诱导载荷与摩擦生热交互影响

Fig.5 The interaction between thermally induced load and frictional heat generation

#### 3.1 摩擦生热量对热诱导载荷的影响分析

角接触球轴承在运转过程中由于各组件之间的摩擦生热, 使得轴承温度升高, 从而影响轴承的热诱导载荷, 而轴承温升是通过摩擦生热量计算得到的, 因此首先要计算轴承的摩擦生热量和温升。

在轴承工作环境为 20°C、受到初始预紧力 50N、轴向载荷 2000N、径向载荷 5000N 的工况下, 计算得到不同转速下的摩擦生热量和温升, 结果如表 1、表 2 所示。

表 1 轴承生热量

Tab. 1 Bearing heat generation

转速 (r/min)	轴向载 荷(N)	差动滑 动摩擦 生热量 (W)	自旋滑 动摩擦 生热量 (W)	载荷引 起的摩 擦生热 量(W)	黏性引 起的摩 擦生热 量(W)	总生热 量 (W)
4000	2000	147.41	398.12	64.29	108.05	717.87
6000	2000	172.62	572.13	96.43	204.94	1046.12
8000	2000	226.45	727.88	128.57	329.42	1412.32
10000	2000	295.95	867.14	160.71	470.72	1794.52
12000	2000	405.11	988.23	192.86	636.3	2222.5
14000	2000	558.13	1092.75	225	825.96	2701.84

表 2 轴承各转速下的温升

Tab. 2 Temperature rise of bearing at each speed

转速(r/min)	轴向载荷(N)	径向载荷(N)	温升(°)
4000	2000	5000	22.8
6000	2000	5000	31.2
8000	2000	5000	42.3
10000	2000	5000	54.4
12000	2000	5000	69.4
14000	2000	5000	82.8

根据表 1、表 2 中各转速下的轴承摩擦生热量

和温升,通过建立的轴承热诱导载荷计算公式(16)、(17)、(23)、(24),计算受到摩擦生热影响下的轴承热诱导载荷,结果如图6所示。

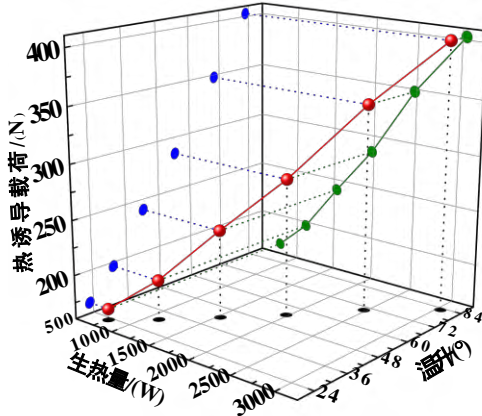


图6 摩擦生热影响下的轴承热诱导载荷

Fig.6 Thermal induced load of bearing under the influence of frictional heat generation

由图6可看出,轴承热诱导载荷在随着摩擦生热量和温升的增大而增大,结合角接触球轴承热诱导载荷计算公式(16)、(17)、(23)、(24)分析可知,是因为轴承外圈沟底半径 $r_o$ 和内圈沟底半径 $r_i$ 产生了热变形,进而影响了轴承的热诱导载荷,而轴承内外圈沟底产生的热变形,是由于轴承在运转过程中滚珠与内外圈沟道之间的摩擦生热导致轴承温度升高产生的,而温升是通过将轴承产生的摩擦生热量,作为热载荷加载在轴承温度场有限元模型中进行仿真计算得到的,因此摩擦生热量通过温升影响着轴承的热诱导载荷。

### 3.2 热诱导载荷对摩擦生热量的影响分析

轴承产生的热诱导载荷会改变其所受到的轴向载荷,导致滚珠与沟道接触线方向的法向位移量发生变化,引起滚珠与内圈滚道的接触力发生变化,进而影响轴承的摩擦生热量。

轴承第 $j$ 个滚珠与内圈沟道的接触力 $^{[4]}$  $Q_{ij}$ 为

$$Q_{ij} = K_n \delta_n^{1.5} \quad (25)$$

式中, $K_n$ 为接触线方向的法向接触刚度, $\delta_n$ 为轴承内圈接触线方向的法向位移量,结合式(15)和式(19)计算得到,将计算结果带入式(25)得接触力 $Q_{ij}$ 变为

$$Q_{ij} = \frac{K_n B^{1.5} D^{1.5} (F_T + F_a)}{ZD^2 C \sin \alpha} \quad (26)$$

将式(26)分别带入差动滑动、自旋滑动以及载荷引起的摩擦生热量计算公式(4)、(8)、(10)得

$$H_{ij} = \frac{3}{2} \int \left[ \frac{c_v A_c \mu_a K_n B^{1.5} D^{1.5} (F_T + F_a)}{A_0 \pi a b Z D^2 C \sin \alpha} \left( 1 - \frac{A_c}{A_0} + \frac{1}{\frac{h}{\eta v_{nyj}} + \frac{1}{\tau_{lim}}} \right) \right] \times v_{ij} dA_{ij} \quad (27)$$

$$H_{ij} = \frac{3\mu K_n B^{1.5} D^{1.5} (F_T + F_a) a_{ij} E(e)}{8ZD^2 C \sin \alpha} \omega_{si} \quad (28)$$

$$H_l = 0.0013 \times \left[ \frac{X_0 F_r + Y_0 (F_T + F_a)}{C_0} \right]^{0.33} \times [(F_T + F_a) - 0.1 F_r] d_m \times 1.047 \times 10^{-4} \quad (29)$$

对上述建立的轴承热诱导载荷影响下的摩擦生热量计算模型分析可知,差动滑动、自旋滑动以及载荷引起的摩擦生热量增大,而润滑剂黏性引起的摩擦生热量没有发生变化,这是因为,当轴承产生热诱导载荷 $F_T$ 后,受到的轴向载荷由 $F_a$ 变为 $F = F_T + F_a$ ,导致轴承滚珠与内圈沟道的接触力 $Q_{ij}$ 变大,使得的差动滑动、自旋滑动以及载荷引起的摩擦生热量都在随之变大,而润滑剂黏性引起的摩擦生热量不受载荷影响,只受转速的影响,因此黏性引起的摩擦生热量不发生变化。

在考虑热诱导载荷与摩擦生热的交互影响作用下,当轴承趋于热稳态时各转速下的生热量结果如表3所示。

表3 轴承达到热稳态时的生热量

Tab.3 The heat generated when the bearing reaches thermal steady state

转速 (r/min)	轴向载 荷(N)	差动滑 动摩擦 生热量 (W)	自旋滑 动摩擦 生热量 (W)	载荷引 起的摩 擦生热 量(W)	黏性引 起的摩 擦生热 量(W)	总生热 量(W)
4000	2000	155.83	405.61	80.6	108.05	750.09
6000	2000	189.24	591.86	116.9	204.94	1102.94
8000	2000	253.87	763.43	151.4	329.42	1498.12
10000	2000	342.71	937.15	184.2	470.72	1934.78
12000	2000	465.38	1063.38	215.9	636.3	2380.96
14000	2000	632.67	1157.81	246.9	825.96	2863.34

## 4 轴承热稳态温度结果

利用有限元分析软件,在轴承趋于热稳态时,将计算得到的摩擦生热量和对流换热系数作为边界条件,进行轴承温度的仿真计算。

### 4.1 生热量计算

根据上述建立的轴承热诱导载荷与摩擦生热交互影响的关系式,进行迭代计算。当轴承趋于热稳态时各转速下的摩擦生热量,如表3所示。

### 4.2 对流换热系数的确定

两个接触物体之间的热量传递形式主要有三种:热对流、热传导、热辐射三种形式,对于轴承而言,主要传热方式是轴承各组件开放表面与周围润滑油及空气之间的热对流,对流换热计算较为复杂,是轴承传热研究的重点。其他两种传热形式的影响非常小,可以忽略不计。对流换热系数依据文献[3]进行计算,轴承腔体内部表面为润滑油的强迫对流,对流换热系数 $h_1$ 用式(30)计算;轴承外圈外表面与空气间的对流换热系数 $h_2$ 用式(31)确定;其余表面对流换热系数均按 $h_1/3$ 确定。

$$h_1 = 0.0986 \left[ \frac{n}{v_1} \left( 1 - \frac{D \cos \alpha}{d_m} \right) \right]^{\frac{1}{2}} k P r^{\frac{1}{3}} \quad (30)$$

$$h_2 = \begin{cases} 0.3(T - T_a)^{0.25} & \text{自然对流} \\ 0.3 \frac{k_a}{D_e} Re^{0.57} & \text{受迫对流} \end{cases} \quad (31)$$

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； $\alpha$  为初始接触角； $T_a$  为环境温度； $Re_K = uD_e/v_2$ ， $u$  为气流速度， $v_2$  为空气运动粘度， $D_e$  为轴承外圈直径； $k_a$  为空气导热系数； $Re = \pi \omega d^2 / v_2$ ， $\omega$ 、 $d$  分别为轴承内圈旋转的角速度和直径； $v_2$  为空气运动粘度； $Pr$  为 Prandtl 数； $k$  为热导率。

### 4.3 轴承热稳态温度场分布

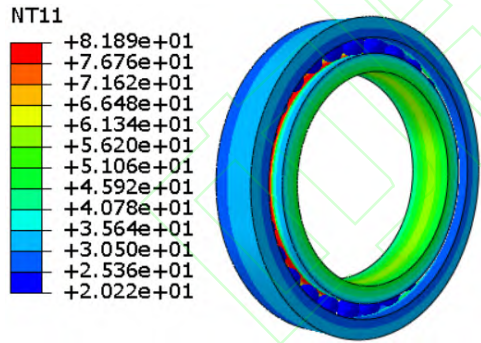
本文以某公司制造的高速角接触球轴承为例，进行轴承温度计算，轴承的具体结构尺寸如表 4 所示。

表 4 轴承结构尺寸参数

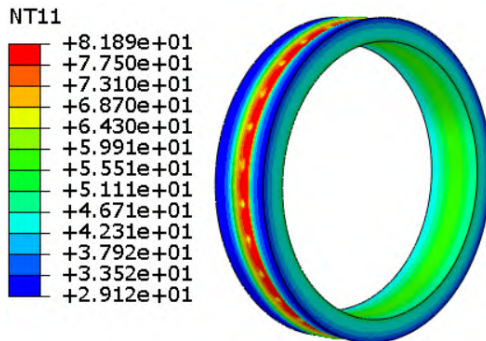
Tab. 4 Bearing structural dimension parameters

名称	大小	名称	大小
内径 $D_i$	100mm	外径 $D_o$	150mm
球径 $D$	11.112mm	节圆直径 $d_m$	125mm
球数	28	初始接触角 $\alpha$	15°
内沟道比率 $f_i$	0.528	外沟道比率 $f_o$	0.528
内沟道底直径 $d_i$	116.7mm	外沟道底直径 $d_o$	135.8mm

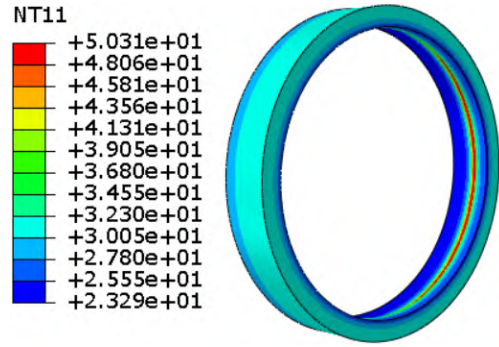
在轴承工作环境为 20°C，初始预紧力为 50N，轴向载荷 2000N、径向载荷 5000N、转速 10000r/min 的工况下，轴承热稳态温度场分布如图 7 所示。



a 轴承整体



b 轴承内圈



c 轴承外圈

图 7 轴承热稳态温度场分布

Fig.7 Bearing thermal steady state temperature fields distribution

从图 7 可看出，轴承在趋于热稳态后，最高温度出现在轴承滚珠与内圈的接触区域，而滚珠与外圈的接触区域温度相对较低，这是因为本文是基于外圈沟道控制理论对轴承温度场进行分析，即滚珠在外圈沟道上纯滚动，而在内圈沟道上自旋滑动，所以滚珠与内圈沟道接触区域的温度要高于外圈沟道。

根据 3.2 节中建立的考虑轴承热诱导载荷影响的轴承摩擦生热模型，计算新的生热量，与不考虑热诱导载荷影响的摩擦生热量进行对比分析，结果如图 8 所示。

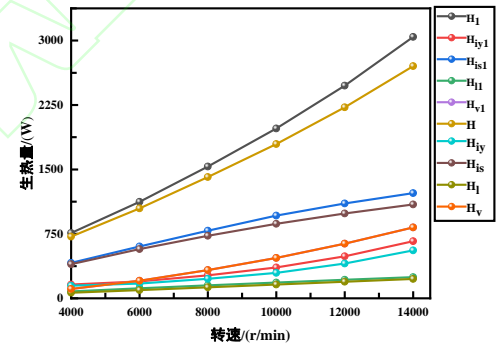


图 8 生热量对比

Fig.8 Comparison of raw heat

$H_1$ 、 $H_{1y1}$ 、 $H_{1s1}$ 、 $H_{1l1}$ 、 $H_{1v1}$  分别为总生热量、差动滑动摩擦生热量、自旋滑动摩擦生热量、载荷引起的摩擦生热量、黏性引起的摩擦生热量，下角标带 1 的表示考虑热诱导载荷影响的各摩擦生热量，不带 1 的表示不考虑热诱导载荷影响的各摩擦生热量。

对比是否考虑轴承热诱导载荷对摩擦生热量的影响分析可知，考虑热轴承诱导载荷对摩擦生热量的影响时，差动滑动、自旋滑动以及载荷引起的摩擦生热量大于不考虑热诱导载荷时的生热量，而润滑剂黏性引起的摩擦生热量没有发生变化，这是因为，当轴承产生热诱导载荷  $F_T$  后，受到的轴向载荷由  $F_a$  变为  $F = F_T + F_a$ ，导致轴承滚珠与内圈沟道的接触力  $Q_{ij}$  变大，使得的差动滑动、自旋滑动以及载荷引起的摩擦生热量都在随之变大，而润滑剂黏性引起的摩擦生热量不受载荷影响，只受转速的影响，因此黏性引起的摩擦生热量不发生变化。

本文基于轴承外圈沟道控制理论进行分析，即外圈沟道固定，内圈沟道随着主轴以一定的角速度旋转，因此与接触力相关的差动滑动和自旋滑只发



生在滚珠与内圈沟道的接触区域，而载荷和润滑剂黏性引起的摩擦生热与接触力无关，所以只对轴承滚珠与内圈沟道的接触力在是否考虑热诱导载荷的影响下进行对比分析，如图9所示。

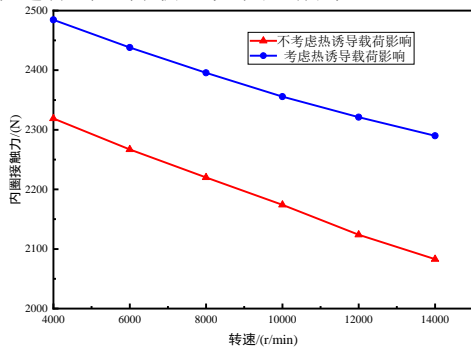


图9 轴承滚珠与内圈沟道接触力对比

Fig.9 Comparison of contact force between bearing ball and inner raceway

从图9可以看出，不论是否考虑热诱导载荷的影响，轴承滚珠与内圈沟道的接触力在随着转速的增大而呈减小趋势，这是因为随着转速的增大，滚珠离心力也随之增大，使滚珠与内圈沟道之间的接触力逐渐减小；对比是否考虑热诱导载荷影响时滚珠与内圈沟道之间的接触力随转速的变化可知，当不考虑热诱导载荷的影响时，滚珠与内圈沟道的接触力减小趋势较为明显，而考虑热诱导载荷时减小趋势越来越缓慢，这是因为随着转速的升高，摩擦生热不断增大，导致轴承温升不断升高，产生的热诱导载荷也越来越大，使得轴承所受的轴向载荷不断增大，进而使得滚珠与内圈的接触力不断变大，抵消了一部分离心力的影响，所以在考虑热诱导载荷的影响时，随着转速的增大，接触力减小的趋势越来越缓慢。

运用有限元方法获得不同转速下的轴承温升，然后将得到的不考虑热诱导载荷影响的轴承温升，和考虑热诱导载荷与摩擦生热交互影响作用下趋于热稳态时的轴承温升，进行对比分析，结果如图10所示。

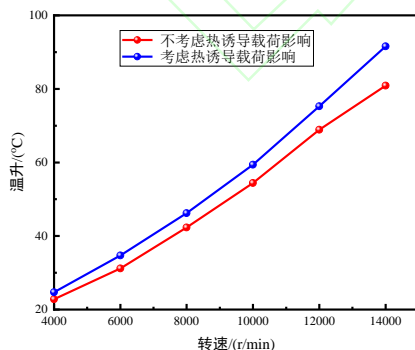


图10 不同转速下的轴承温升对比

Fig.10 Comparison of bearing temperature rise at different speeds

由图10可知，轴承温升在随着转速的增大而增大，这是因为轴承在运转过程中，随着转速的增大，轴承产生的各摩擦生热量在增大，导致轴承温升升高；考虑轴承热诱导载荷与摩擦生热交互影响作用

下温升随着转速的变化逐渐大于不考虑热诱导载荷影响时的温升变化，这是因为轴承产生的摩擦生热量不仅受到转速的影响，还受到热诱导载荷等因素的影响，随着转速的增大，产生热诱导载荷也随之增大，使得摩擦生热量不断增大，温升进一步升高，所以导致考虑热诱导载荷影响时温升随着转速的变化逐渐大于不考虑热诱导载荷时的温升变化。

## 5 结论

本文在对电主轴角接触球轴承温度场分析时，考虑了热诱导载荷的影响，并且分析了摩擦生热和热诱导载荷的交互影响作用，最后采用有限元法获得了角接触球轴承稳态温度场，得到如下结论：

(1)角接触球轴承热诱导载荷与摩擦生热的交互影响作用对轴承的温度场有着重要的影响，在角接触球轴承温度场分析时不能忽略。

(2)电主轴角接触球轴承在运转过程中，由于摩擦生热和热诱导载荷的交互影响作用，使得热诱导载荷与轴承温升不断增大，直到轴承温度趋于稳定状态，而热诱导载荷又会引起轴承受到的总预紧力的增大，进而使得滚珠与内圈沟道的接触力变大，导致轴承温度进一步升高，影响轴承以及电主轴的工作性能，因此再设计高速电主轴轴承初始预紧力时，需要考虑摩擦生热对轴承预紧力的影响。本文的研究结果对高速电主轴轴承初始预紧力的设计提供了理论支撑。

### 参考文献：

- [1] 葛泉江, 闫国斌. 某型航空发动机前中介轴承失效分析[J]. 航空发动机, 2007, 33(1): 42-44.
- [2] 曹永. 混合陶瓷角接触球轴承温度场分布的有限元分析[D]. 天津: 天津大学, 2008.
- [3] 靳岚, 芮执元, 蒋海元, 等. 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[J]. 机械工程学报, 2021, 57(07): 61-67.
- [4] 张长, 田继胤, 郭丹, 等. 考虑热膨胀影响的脂润滑高速角接触球轴承热特性分析[J/OL]. 清华大学学报(自然科学版): 1-11[2021-09-05]. <https://doi.org/10.16511/j.cnki.qhdxxb.2021.25.015>.
- [5] 周子超, 王伊卿, 吴文武, 等. 机床主轴轴承热诱导预紧力及刚度计算与实验研究[J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(02): 111-116.
- [6] 史晓军, 康跃然, 樊利军, 等. 永磁同步电机电主轴热-结构耦合计算方法[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2017, 45(02): 50-54+60.
- [7] 卢团良, 邱明, 董艳方, 等. 基于光纤光栅传感器的机床主轴轴承热诱导预紧力研究[J]. 中国机械工程, 2021, 32(17): 2025-2031+2039.
- [8] Md Junayed Hossain, 孙翔雨, 姚振强. 预紧力对轴承接触状态及电主轴回转性能的影响[J]. 机械设计与研究, 2020, 36(03): 44-49.
- [9] HARROS T A, KOTZALAS M N. 滚动轴承分析—轴承技术的高等概念[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009: 96-100.
- [10] 邓四二, 滕弘飞, 王燕霜, 等. 新型航空润滑油油膜拖动力计算研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(5): 838-842. DOI:10.3969/j.issn.1000-8055.2007.05.027.
- [11] MA, CHI, YANG, JUN, ZHAO, LIANG, et al. Simulation and experimental study on the thermally induced



deformations of high-speed spindle system[J]. Applied thermal engineering: Design, processes, equipment, economics,2015,86251-268.DOI:10.1016/j.applthermaleng.2015.04.064.

[12]Palmgren A. Ball and Roller Design Engineering. 3ed ed[M]. Philadelphia: Burkbank, 1959.

[13]Harris T A. Rolling bearing analysis[M], 5th ed. New York, USA: John Wiley & Sons, 2001:135-140, 190-191.

[14]宋男. 结合自旋生热的高速角接触球轴承温度场及热—应力耦合分析[D]. 吉林大学, 2017. 10-12.

