

# 脂润滑圆锥滚子轴承温度场及热阻逆向辨识研究

张松 张义民 李铁军

(沈阳化工大学装备可靠性研究所 辽宁 沈阳 110142)

**摘要:**圆锥滚子轴承的热特性影响其工作性能,合理的热量传递模型是热特性研究的基础。本文针对脂润滑条件下的圆锥滚子轴承,在ANSYS的APDL模块中,建立了圆锥滚子轴承装置仿真模型,使用有限元法(FEM)计算轴承的温度场,提取热节点的温度值。根据润滑脂的实际工作机理,建立脂润滑圆锥滚子轴承的热阻模型,建立热阻模型的热平衡方程并求解,逆向辨识出模型中各部分热阻的值,并将辨识热阻与理论热阻对比。结果表明,热阻辨识结果与理论计算结果一致,本文对圆锥滚子轴承的有限元分析及建立的热阻模型,对轴承的热量传递及热特性的研究具有一定的指导作用。

**关键词:**圆锥滚子轴承;有限元法;热平衡;热阻

## 0 引言

圆锥滚子轴承广泛应用于数控机床、电动机等机械动力系统,对这类系统进行完整的热分析需要研究支撑轴承的热特性,特别是轴承的整体热阻<sup>[1]</sup>。对于滚动轴承的热阻,一般通过简化轴承各零件的几何形状来对其进行理论计算,进而分析轴承内部传热过程,计算轴承的温度场。张义民等<sup>[2]</sup>以赫兹理论为基础,研究滚动体与滚道的接触状态,考虑宏观接触区域,得到了不同温升条件下,角接触球轴承滚动体与滚道间接触热阻的理论计算方法。王燕霜等<sup>[3]</sup>建立了轴连轴承的热传递模型,由该模型建立多个热平衡方程,并使用牛顿-约翰法对其求解。闫柯等<sup>[4]</sup>分析滚动轴承热特性的理论模型,总结了通过热电偶和无线技术的滚动轴承温度测量方法,为热阻值的实验测量提供了方法和理论指导。王东峰等<sup>[5]</sup>在角接触球轴承中,结合径向热应力、离心应力及装配应力的分析,建立热阻网络模型,研究轴承-主轴系统的热力耦合特性。Xu等<sup>[6]</sup>考虑轴箱位置、轴承座尺寸、流经轴承座表面的气体流速等因素,建立热阻模型描述轴承系统复杂的传热过程,预测了润滑脂的热参数,给润滑边界条件的确定提供理论依据。Yan等<sup>[7]</sup>在双列圆锥滚子轴承中,考虑了轴承座端面的对流热阻,将轴承座的热阻分成四部分进行精确计算,得到包含轴承座与轴的轴承

热阻模型。

上述研究中,通过简化几何形状对热阻进行计算,取得了显著成就。然而简化热阻的形状,会为热分析带来一定的误差,并且大部分研究将热阻视为定值,而实际上受接触状态、润滑情况、热膨胀等因素的影响,不同条件下的热阻值也不相同。本文首先使用有限元法(FEM)在APDL中进行迭代计算,得到圆锥滚子轴承的瞬态温度场,提取热节点的温度值,再结合建立的热阻网络模型,由仿真温度逆向辨识出热阻值。

## 1 APDL 有限元仿真

### 1.1 轴承结构及仿真模型

本文针对30205号圆锥滚子轴承,在ANSYS的APDL中建立轴承-丝杠系统仿真模型。在仿真模型中忽略倒角、油沟等参数,可以简化建模,同时便于后续进行有限元分析。

圆锥滚子轴承工作过程中,热源位置有两个:其一为滚动体与滚道的接触区域,其二为滚动体端面与内圈挡边的接触区域。本文计算两个热源的摩擦发热率,在仿真模型中施加相应的热量。热量传递方式如下:热传导在轴承座、外圈、滚动体、内圈、丝杠之间进行;流体与固体表面之间存在对流换热;忽略内部零部件间的热辐射。发热率计算及各边界条件按照文献<sup>[8]</sup>的经验公式确定。对于热分析,使

用 Solid70 热单元，将模型划分六面体网格。

### 1.2 仿真结果

在 ANSYS 的 APDL 中，设置材料属性，定义接触类型，加载各边界条件。以上一次计算出的温度场作为初始条件对下一载荷步进行设置，由此进行迭代计算，计算完成后，可以得到仿真模型的温度场。提取各个热节点的温度值。轴承内外圈温度云图如图 1 所示。

由图 1 可知，整体上内圈温度高于外圈，最高温度位置为内圈滚道。

## 2 热阻模型与逆向辨识

### 2.1 脂润滑圆锥滚子轴承 - 丝杠系统热阻模型

脂润滑轴承工作过程中，润滑脂在内外圈滚道处起润滑作用，同时会有一部分被挤压到滚道的侧面，本文建立了考虑润滑脂热阻的轴承 - 丝杠系统热阻模型，如图 2 所示。

图 2 中，节点编号 1 ~ 7 表示不同位置的热节点温度；热阻编号  $R_1 \sim R_{11}$  表示不同位置的热阻； $Q_1 \sim Q_5$  表示内热源。热节点位置及热阻类型分别如表 1、表 2 所示。

润滑脂分三部分添加到热阻模型中，包括外圈滚

表 1 热节点位置

热节点编号	温度位置	热节点编号	温度位置
1	轴承座外表面	5	轴承内圈
2	轴承座内部	6	丝杠阶梯轴
3	轴承外圈	7	空气
4	滚动体外表面	-	-

表 2 热阻类型

热阻编号	热阻类型	热阻编号	热阻类型
$R_1$	轴承座导热热阻	$R_7$	内圈导热热阻
$R_2$	轴承座与外圈接触热阻	$R_8$	滚动体内侧润滑脂热阻
$R_3$	外圈导热热阻	$R_9$	内圈与丝杠接触热阻
$R_4$	外滚道润滑脂热阻	$R_{10}$	丝杠热阻
$R_5$	滚动体外侧润滑脂热阻	$R_{11}$	轴承座对流换热热阻
$R_6$	内滚道润滑脂热阻	-	-

道处的润滑脂热阻  $R_3$ 、内圈滚道处的润滑脂热阻  $R_7$ ，以及堆积到滚动体侧面的热阻  $R_5$  和  $R_8$ 。接触热阻为  $R_2$  和  $R_9$ ，是由两固体在交界面的不完全接触产生的。丝杠的热阻包括轴向和径向两部分。 $Q_1 \sim Q_5$  是分配到三个热节点的摩擦热，按照 Burton 的分配方式<sup>[9]</sup>，即摩擦热均等分配到互相接触表面。

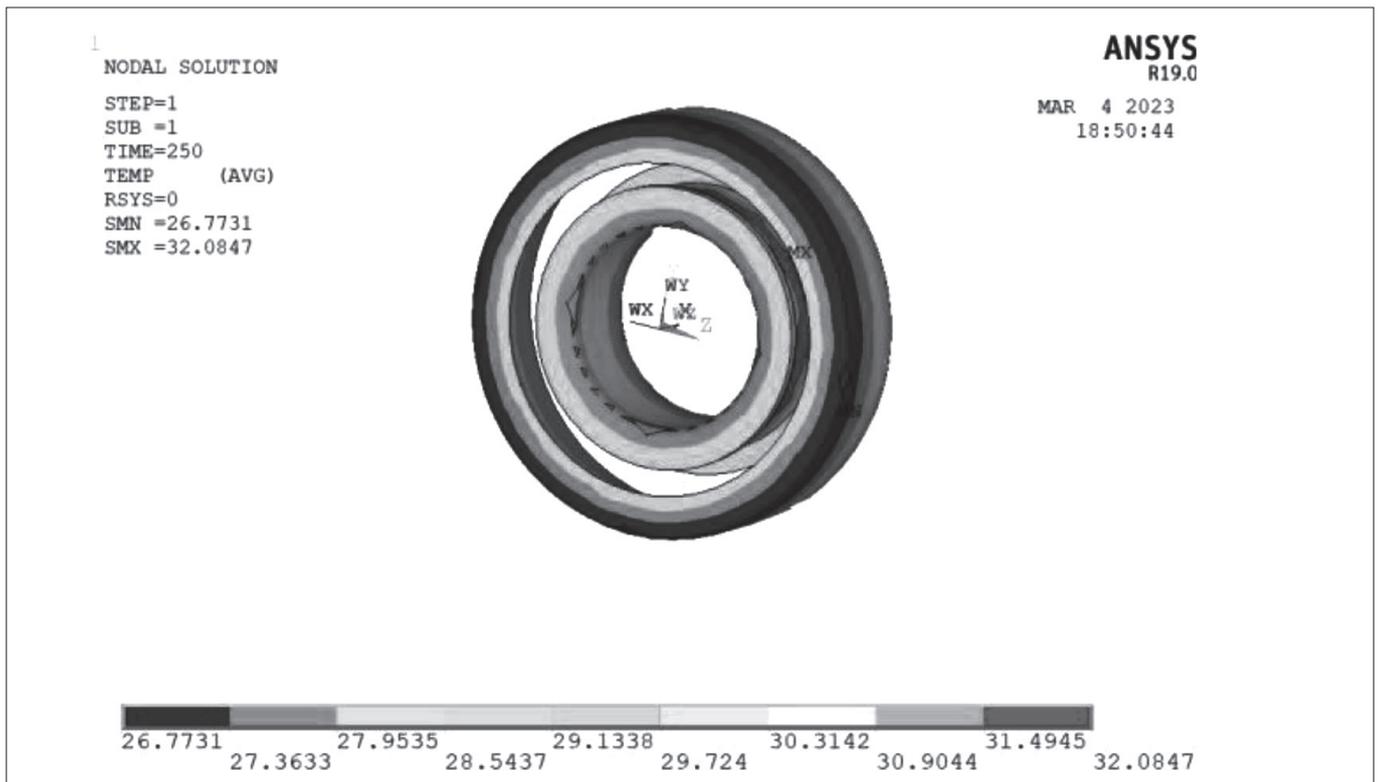


图 1 轴承内外圈温度云图

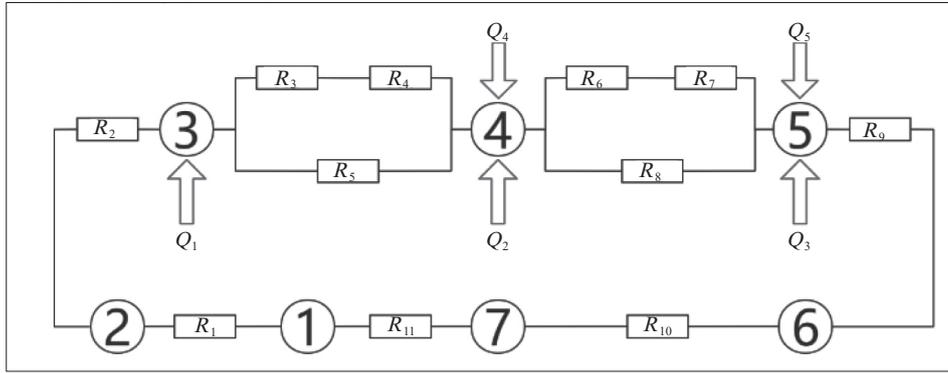


图2 热阻模型

### 2.2 热阻的逆向辨识

由 Kirchhoff 定律，建立模型的热平衡方程组如下：

$$\begin{cases}
 (T_1 - T_7) / R_{11} - (T_2 - T_1) / R_1 = 0 \\
 (T_2 - T_1) / R_1 - (T_3 - T_2) / R_2 = 0 \\
 (T_3 - T_2) / R_2 - (T_4 - T_3) / (R_3 + R_4) - (T_4 - T_3) / R_5 - Q_1 = 0 \\
 (T_4 - T_3) / (R_3 + R_4) - (T_4 - T_3) / R_5 + (T_4 - T_5) / (R_6 + R_7) - \\
 (T_4 - T_5) / R_8 - Q_2 - Q_4 = 0 \\
 (T_4 - T_5) / (R_6 + R_7) - (T_4 - T_5) / R_8 - (T_5 - T_6) / R_9 + Q_3 + Q_5 = 0 \\
 (T_5 - T_6) / R_9 - (T_6 - T_7) / R_{10} = 0
 \end{cases} \quad (1)$$

式中： $T$  - 热节点温度；  
 $R$  - 热阻；  
 $Q$  - 分配的内热源。

在 APDL 仿真结果中提取各个热节点温度  $T_1 \sim T_7$ ，结合五个内热源  $Q_1 \sim Q_5$ ，求解热平衡方程，热阻逆向辨识结果如表 3 所示。

表3 热阻逆向辨识结果

热阻编号	热阻值 / (K/W)	热阻编号	热阻值 / (K/W)
$R_1$	0.59	$R_7$	0.49
$R_2$	0.52	$R_9$	0.55
$R_3$	0.46	$R_{10}$	9.7
$R_{3-4}$	0.61	$R_{11}$	0.32
$R_{4-5}$	0.86	-	-

$R_4$ 、 $R_5$ 、 $R_6$ 、 $R_8$  是与润滑脂相关的热阻，受滚道处润滑脂厚度的影响。 $R_{3-4}$  和  $R_{4-5}$  为相应两节点间的等效热阻。

对于典型结构的热阻，如可简化为圆筒壁模型的内外圈导热热阻，以及可简化为平板模型的丝杠轴向热阻等，可以按照不同结构进行分类。平板热阻是关于热量沿着平板法线方向上传递的热阻，其热阻为：

$$R = \frac{\delta}{\lambda A} \quad (2)$$

式中： $\delta$  - 平板厚度；  
 $\lambda$  - 导热系数；  
 $A$  - 横截面积。

圆筒壁热阻是指热量穿越圆筒壁内外表面时的热阻，其热阻为：

$$R = \frac{\ln(d_2/d_1)}{2\pi\lambda l} \quad (3)$$

式中： $d_1$ 、 $d_2$  - 圆筒的内外径；  
 $\lambda$  - 导热系数；  
 $l$  - 圆筒的宽度。

圆柱热阻根据热量传递方向的不同，分为径向圆柱热阻模型和轴向圆柱热阻模型。

径向圆柱热阻：

$$R = \frac{1}{\lambda\pi l} \quad (4)$$

轴向圆柱热阻：

$$R = \frac{4l}{\lambda\pi d^2} \quad (5)$$

式中： $\lambda$  - 导热系数；  
 $l$  - 圆柱的宽度；  
 $d$  - 圆柱的外径。

接触热阻由文献<sup>[10]</sup>的方法确定，本模型的辨识热阻与理论热阻对比结果如表 4 所示。

由表 4 可知，本模型的热阻辨识结果，整体上与典型结构热阻的理论计算结果一致，最大误差值发生在丝杠处的热阻，最大百分比误差

差发生在内圈与丝杠的接触热阻。对于各导热热阻，本模型热阻误差较小。

### 3 结语

本文基于 APDL 对轴向载荷作用下的圆锥滚子轴承进行有限元分析，计算出轴承的温度场，并提取出各个热节点的温度值，结果表明在轴承 - 丝杠系统中，内圈平均温度高于外圈，最高温度位置为滚

表 4 热阻误差对比

热阻类型	误差值	误差百分比/%
轴承座导热热阻	0.11	18.644
轴承座与外圈接触热阻	0.14	26.923
外圈导热热阻	0.08	17.391
内圈导热热阻	0.09	18.367
内圈与丝杠接触热阻	0.16	29.091
丝杠热阻	2.82	29.072
轴承座对流换热热阻	0.09	28.125

动体与内滚道的接触区域；建立了包含润滑脂的热阻模型，对热平衡方程进行求解，逆向辨识出模型中各热阻的值，并与热阻的理论计算结果比较，验证了本模型的正确性，为深入研究圆锥滚子轴承内部热量传递过程提供依据。

### 参考文献

[1]Winer W O,Bair S,Gecim B.Thermal resistance of a tapered roller bearing[J].ASLE Transactions, 1986, 29(04):539-547.

[2] 张义民, 王孟卓, 李铁军. 不同温升下受轴向载荷的球轴承内部接触热阻计算方法 [J]. 机械设计与制造, 2021, 363(05):128-132.

[3] 王燕霜, 刘喆, 祝海峰. 轴连轴承温度场分析 [J]. 机械工程学报, 2011, 47(17):84-91.

[4] 闫柯, 朱永生, 洪军, 等. 滚动轴承组件热生成与热传

递实验研究 [J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2012, 40(S2):31-34.

[5] 王东峰, 刘译励, 解添鑫, 等. 考虑径向热力耦合的主轴-轴承系统热网络稳态温度场分析 [J]. 轴承, 2018(10):24-29.

[6]Xu J,Zhang J J,Huang Z Q.Calculation and finite element analysis of the temperature field for high-speed rail bearing based on vibrational characteristics[J]. Journal of Vibroengineering, 2015, 17(02):720-732.

[7]Yan K,Wang N,Zhai Q,et al.Theoretical and experimental investigation on the thermal characteristics of double-row tapered roller bearings of high speed locomotive[J].International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 84:1119-1130.

[8]Harris T A,Kotzalas M N.Rolling Bearing Analysis[M].the 5th Edition.CRC. 2006.

[9]Burton R A,Staph H E.Thermally activated seizure of angular contact bearings[J].ASLE Transactions, 2008, 10(04):408-417.

[10] 王建臣, 周翎飞, 戴温克, 等. 接触热阻效应下的数控机床主轴系统热态特性 [J]. 机械设计与研究, 2020, 36(03):94-99.

