

DOI: 10.3901/JME.2022.05.151

考虑热效应的圆柱滚子轴承内外圈位移及滚道应力特性分析*

郝旭^{1,2} 李宁² 于长鑫¹ 翟敬宇²

(1. 瓦房店轴承集团国家轴承工程技术研究中心有限公司 大连 116300;

2. 大连理工大学机械工程学院 大连 116024)

摘要: 针对圆柱滚子轴承热特性如何影响轴承内外圈变形等轴承接触力学特性机理不明的问题,开展了考虑温度、转速、润滑等参数影响圆柱滚子轴承内外圈位移及滚道应力特性的动态分析。建立了轴承系统热-力耦合有限元模型,通过测试轴承变形量以及网格尺寸合理性分析验证了有限元模型的有效性。分析了不同转速、润滑油温度与流速下轴承内外圈位移及滚道应力特性。结果表明,轴承套圈位移随转速的增加逐渐增加;润滑油温度对滚道应力的影响取决于轴承游隙的大小,低温润滑下轴承滚道应力较大;轴承从启动状态到热平衡状态过程中内外圈位移变化明显,不同套圈角位置处位移变化幅度不同,整体上外圈位移大于内圈位移。

关键词: 圆柱滚子轴承; 热特性; 套圈变形; 滚道应力

中图分类号: TG156

Distribution Characteristics of Stress and Displacement of Rings of Cylindrical Roller Bearing Considering Thermal Effect

HAO Xu^{1,2} LI Ning² YU Changxin¹ ZHAI Jingyu²

(1. National Bearing Engineering Technology Research Center Co., Ltd., Wafangdian Bearing

Group, Dalian 116300;

2. School of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024)

Abstract: Aiming at the problem that the thermal characteristics of cylindrical roller bearings affect the deformation of the inner and outer rings of the bearing and the mechanism of the bearing contact mechanics is not clear, a dynamic analysis considering the influence of temperature, speed, lubrication and other parameters on the displacement and raceway stress characteristics of the inner and outer rings of cylindrical roller bearings is carried out. First, the thermal-mechanical coupling finite element model of the shaft-cylindrical roller bearing-bearing seat system is established, and the validity of the finite element model is verified by testing the bearing deformation and the rationality of the mesh size. The displacement and raceway stress characteristics of bearing inner and outer rings under different speeds, oil temperature and flow rate are analyzed. The results show that the displacement of the bearing ring gradually increases with the increase in speed; the influence of lubricating oil temperature on the raceway stress depends on the size of the bearing clearance, and the bearing raceway stress is greater under low-temperature lubrication; the displacement of the inner and outer rings of the bearing changes significantly from the starting state to the thermal equilibrium state, and the displacement changes at different ferrule angular positions are different, and the outer ring displacement is greater than the inner ring displacement as a whole.

Key words: cylindrical roller bearing; thermal characteristics; ring deformation; raceway stress

* 国家重点研发计划资助项目(2018YFB2000300)。20200828 收到初稿, 20210105 收到修改稿

0 前言

温度是滚动轴承重要的工作参数之一, 尤其针对航空发动机靠近燃烧室处的圆柱滚子轴承, 一方面此处的圆柱滚子轴承由于转速高导致各部件之间摩擦生热较高, 另一方面此处的润滑油经过不断循环后温度升高导致轴承处于高温润滑状态下, 温度的变化导致轴承结构参数、安装状态、力学与动态特性等将发生明显的改变, 引起的热膨胀效应会导致轴承各部件的变形增大, 进一步对轴承的承载特性、零部件之间接触力学特性产生显著的影响。此外, 由于摩擦生热, 轴承内外圈发生热膨胀变形, 如果轴承安装游隙设计不合理, 会导致轴承内部挤压大变形, 严重时将导致轴承失效。因此, 开展考虑热效应的轴承接触力学特性研究不仅为轴承的参数设计提供技术支持, 具有一定的研究意义。

长期以来, 人们对轴承套圈位移与滚道应力特性开展了大量的研究。JONES 与 HARRIS^[1]考虑了轴承使用过程中变形, 分析了柔性套圈对轴承疲劳寿命的影响。ZUPAN 等^[2]建立了轴承力学平衡方程, 发现刚、柔两种套圈模型下轴承承载特性有较大区别。MITROVIC 等^[3]建立了球轴承二维计算模型, 分析了温度对热膨胀、刚度的影响。JANG 等^[4]建立了包含轴-轴承-轴承座系统有限元模型, 研究了外部温度对轴承变形、接触角的影响。YANG 等^[5]通过研究深沟球轴承滚道应力和位移的影响, 对轴承结构参数提供了指导。现有分析轴承应力、变形特性的研究成果众多, 但针对轴承热环境因素、几何参数的影响考虑较少^[6-12]。

本文建立了轴-圆柱滚子轴承-轴承座系统热-力耦合有限元模型, 分别从转速、润滑参数对轴承套圈位移和滚道应力的影响进行分析, 以及轴承热平衡过程的位移和应力特性。

1 轴承热-力耦合有限元模型

1.1 有限元模型建立

圆柱滚子轴承滚动体与滚道为线接触, 具有高承载能力、游隙较大等特点。在载荷与温度的作用下套圈变形与滚道应力变化大。本文研究对象

N1013M 圆柱滚子轴承。

采用有限元软件 ANSYS 对轴承-轴-轴承座系统进行热-力耦合建模和计算。轴承系统结构有限元模型如图 1 所示。

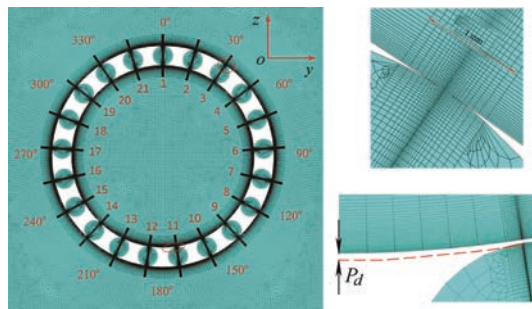


图 1 轴承-轴-轴承座系统有限元模型

热分析计算时参考温度为环境温度。在滚动轴承的有限元计算中, 必须考虑许多不同的接触对, 计算时间通常很长。为了节省计算成本, 采用二维平面单元进行有限元建模。热分析单元采用 PLANE67, 该单元可用于二维平面的稳态或瞬态热分析, 每个单元有 4 个节点, 每个节点有包含温度在内的两个自由度; 结构分析单元采用 PLANE42, 该单元为具有平面应力和平面应变的四节点、矩形、二维实体单元, 每个节点有两个自由度, 单元厚度设置为轴承滚子长度。

采用扫掠分网方法对模型进行网格划分, 轴承套圈与滚子接触区域进行变尺寸加密分网, 接触区的最小网格尺寸为 $6\ \mu\text{m}$, 保证计算的精确性。有限元模型共划分 190 508 个单元和 579 666 个节点。内圈与轴、外圈与轴承座、内圈与滚子、外圈与滚子之间的接触单元和目标单元分别为 CONTA174 和 TARGE170。采用 on-Gauss-point 检测算法进行接触分析, 与传统的 node-contact 检测算法相比, 该检测算法能够检测出更多的节点并具有较高的计算精度。所有的接触表面均假定是光滑的, 轴与内圈、轴承座与外圈之间的摩擦系数为 0.2, 滚子与套圈滚道之间的摩擦系数为 0.001^[13]。轴承、轴承座和轴采用线弹性及各向同性材料建模, 轴承材料为 GCr15 钢, 轴和轴承座材料为 45 钢。考虑轴承实际的工作状态, 轴中心节点进行全约束固定, 滚动体与内外圈接触点连线约束周向自由度, 耦合轴承座上表面 z 向自由度, 在轴承座上表面任意节点施加向下的径向载荷 F_r , 如图 2 所示。

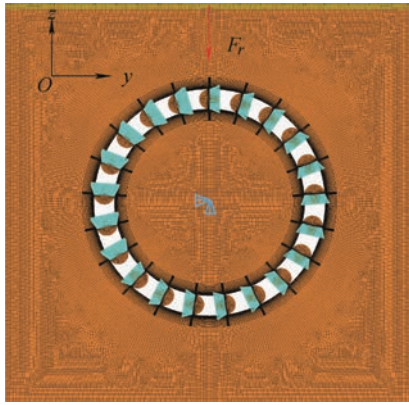


图2 轴承系统边界条件设置

尽管加载时在力的作用点附近会产生一些局部的奇异应力, 但仅发生在距离轴承座表面很浅的区域内, 而本文并不研究这个区域的应力特征, 且由于轴承座壁厚较厚, 因此加点附近所产生的奇异应力对轴承套圈位移及滚道应力不会产生影响^[13]。

计算过程为:

(1) 建立轴承热分析计算模型, 分析轴承的生热、热传导与热对流特性, 采用热网络法建立轴承瞬态温度计算微分方程, 获得不同工况下轴承各部件温度, 轴承热分析模型建立具体过程参见作者已发表的文献[14]。

(2) 使用热单元(PLANE67)建立轴承系统有限元模型进行热分析计算, 将第一步计算获得的温度施加到系统的各部件上, 并存储每个部件的热膨胀变形计算结果。

(3) 将热单元转换为结构单元(PLANE42), 导入第二步热膨胀变形计算结果文件作为结构分析计算的初始条件, 进行轴承内外圈位移与滚道应力分析。实现考虑热效应的轴承接触力学有限元分析方法。

1.2 模型验证

(1) 网格尺寸合理性验证

由于所建立的有限元模型中存在机械接触, 而有限元法求解机械接触问题的主要难点之一是获得真实的接触应力^[15], 不适当的网格尺寸会导致不准确的结果, 特别是对于用来求解轴承滚子与滚道之间的接触问题。为此, 一些学者研究了有限元网格大小对轴承接触区接触应力的影响。DEMIRHAN 等^[13]分析了网格尺寸对滚子与滚道之间接触应力以及内外圈相对位移的影响。MARTINEZ 和 LOSTADO 等^[16-17]研究了双列圆锥滚子轴承有限元模型中网格密度对接触应力

的影响, 并与理论计算的接触应力结果进行了对比, 统计了两种方法计算结果的平均绝对百分比误差(MAPE), 验证了有限元模型分网尺寸的合理性。

结合所建立的有限元模型, MAPE 值定义如下

$$MAPE = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \left| \frac{Y_{y_i FEM} - Y_{y_i TH}}{Y_{y_i TH}} \right| \quad (1)$$

式中, $Y_{y_i FEM}$ 和 $Y_{y_i TH}$ 分别为有限元模型计算的接触应力和理论计算的接触应力, n 为接触应力不为零的节点总数。

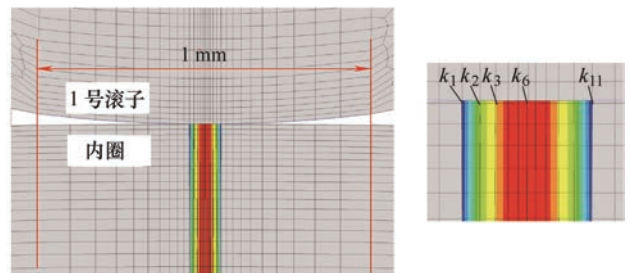


图3 内圈滚道与1号滚子的接触应力

轴承径向载荷 2 000 N, 游隙为零时, 1 号滚子(图 1)与内圈滚道间接触应力有限元计算结果如图 3 所示, 此时在滚子与滚道 1 mm 宽的接触区域内网格划分数为 30 份, 接触区域内最小网格尺寸为最大网格尺寸的 0.067 倍(间距比 0.067)。接触应力理论计算采用 HARRIS^[18]的方法, 结合式(1)中 MAPE 误差计算公式, 对不同分网份数、间距比下的接触应力 MAPE 值进行计算统计, 结果如表 1 所示。由表可以看出, 接触区网格划分数越多, MAPE 值越小。单元划分数相同时, 较小的间距比可以降低 MAPE 值。当接触区的网格划分数和间距比分别为 30 和 0.067 时, MAPE 值约为 5%, 此时, 滚子与滚道接触区的网格尺寸非常细。因此, 验证了所建立的有限元模型的网格尺寸是可行的。

表1 不同网格数和间距比下 MAPE 值

接触区分网份数	间距比	MAPE(%)	划分单元数
10	1	34.43	115 748
20	1	12.49	152 708
30	1	7.05	190 508
10	0.067	12.5	115 748
20	0.067	7.38	152 708
30	0.067	5.05	190 508

(2) 试验测试验证

在有限元模型网格尺寸的合理性经过验证之后, 接下来通过试验测试轴承弹性变形量并与有限元计算结果进行对比的方式, 进一步验证所建立的有限元模型的准确性。

试验台结构如图 4 所示, 由伺服电机、联轴器、转轴、支撑轴承与测试轴承、轴承箱、加载装置组成。采用两个电涡流传感器分别测量轴承内、外圈的径向位移, 传感器型号为 RP6605, 最高可承受温度 200 °C, 分辨率和静态波动范围分别为 0.1 μm 和 0.4 μm , 可满足轴承内外圈位移的测量。一个电涡流传感器测量外圈的径向位移, 另一个用于测量轴的径向位移, 以表示内圈的径向位移。电涡流传感器数据采集模块型号为 PXIe-4499。力传感器与第 2 章轴承温度测试所使用传感器的一致, 型号为 DYLF-102, 分辨率为 0.1 N, 其数据采集模块型号为 PXIe-6341。由于轴承外圈与转轴是不同的材料, 而电涡流传感器测试不同材料的灵敏度是不同的。为此, 需对电涡流传感器测试两种材料的灵敏度进行标定, 确保传感器测试的准确性。对于外圈和转轴, 标定后电涡流传感器的灵敏度分别为 2.03 V/mm 和 1.99 V/mm。

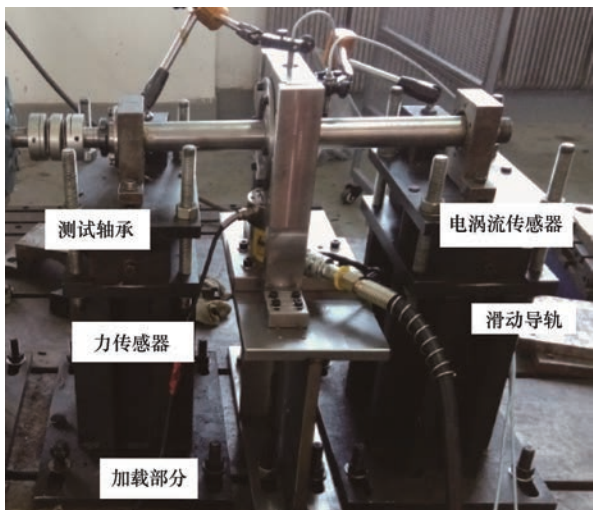


图 4 试验台实物图

轴承游隙会影响受载滚子数量, 导致不同游隙的轴承承载能力是不同的, 因此在载荷的作用下轴承的弹性变形量也是不同的。为了使试验测试结果与有限元计算结果对比具有相同的边界条件, 则首先需要确定轴承安装后的游隙, 然后

在有限元模型中设置相同的游隙值, 最后对试验测试与有限元计算获得的轴承弹性变形量进行对比。采用对轴承施加连续递增的径向载荷, 并分别测试轴承内、外圈位移的方式获得轴承的游隙。首先, 测试获得不同载荷下轴承内、外圈的相对位移。其次, 为了消除载荷引起的弹性变形, 对测试结果进行曲线拟合, 在零载荷处, 内、外圈的相对位移即是轴承的游隙, 试验测得轴承径向游隙为 61.5 μm 。最后, 不同载荷下的相对位移测试结果减去轴承的游隙, 得到轴承的弹性变形量。

在有限元模型中设置与测试结果相同的游隙值, 采用 HARRIS^[18]的理论方法计算轴承的径向弹性变形量。室温条件下, 试验测试、有限元与理论计算结果对比如图 5 所示。结果表明: 测试结果与有限元计算结果具有较好的一致性, 最大误差为 7.1%; 理论计算结果与测试结果误差较大, 最大误差为 42.5%。理论计算时轴承为刚体假设, 因此误差较大, 而有限元模型为柔性体, 与轴承的实际情况相符。测试结果验证了所建立的有限元模型的准确性。

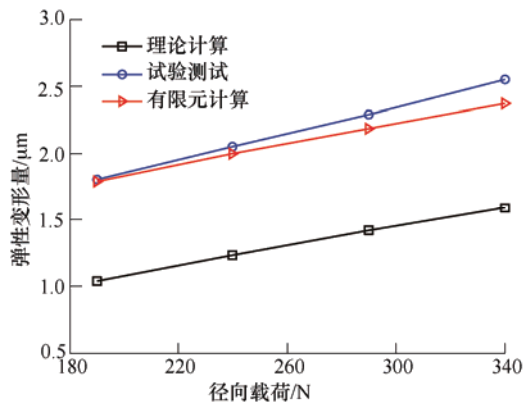


图 5 不同载荷下轴承径向弹性变形量

2 转速对套圈位移及滚道应力的影响

润滑油温度为 20 °C 和流速为 10 mL/s 时, 热平衡状态轴承内、外圈位移分布如图 6 所示。可以看出, 随着转速的增加, 内外圈位移均逐渐增加, 主要是由于转速越高, 套圈温度越高, 热膨胀量越大。此外, 含游隙轴承套圈的位移大于零游隙轴承套圈位移, 说明含游隙轴承套圈变形更大。

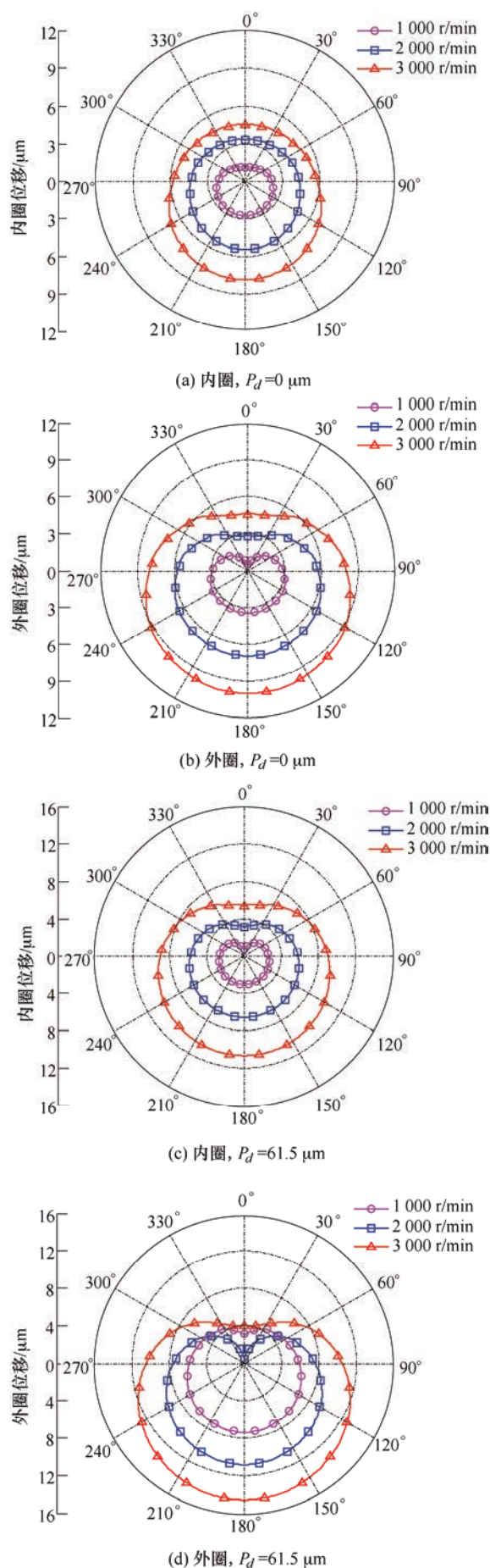


图 6 内圈转速对轴承内外圈位移的影响

轴承热平衡状态转速对滚子与内、外圈滚道接触处 von Mises 应力的影响如图 7 所示。可以看出，

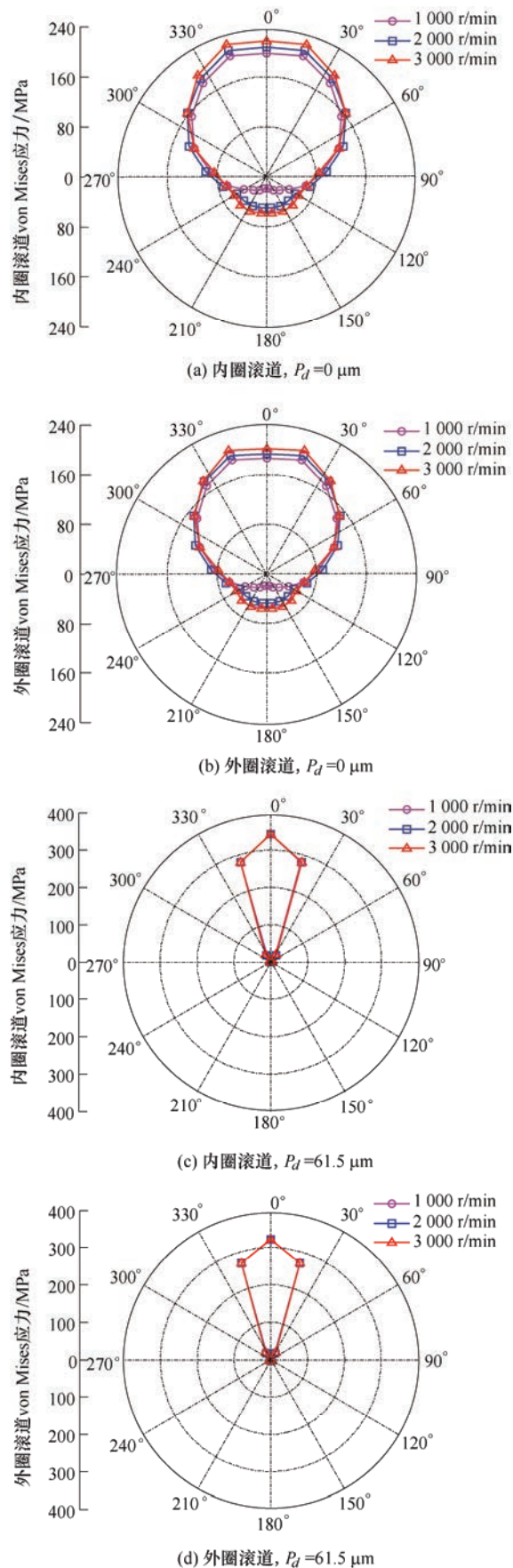


图 7 转速对轴承内外圈滚道 von Mises 应力分布影响

游隙为零时, 转速越高, 内外圈滚道应力越大, 此时轴承所有滚子均处于承载状态。当游隙为 $61.5\ \mu\text{m}$ 时, 转速对内外圈滚道应力无明显影响, 内外圈滚道出现 3 个应力峰值, 有 3 个滚子处于承载状态。

轴承运行时通常内圈温度高于外圈温度, 内圈的热膨胀量大于外圈的热膨胀量, 因此对于运行前游隙为零的轴承, 其运行后由于内外圈膨胀量的不同使轴承处于负游隙状态, 热膨胀使所有滚子均处于承载状态。

由以上分析可以看出, 转速对轴承滚子与滚道接触处的应力几乎没有影响。进一步分析不同游隙条件下套圈滚道的应力特性。转速为 $3\ 000\ \text{r/min}$ 时, 滚子与内、外圈滚道接触处 von Mises 应力如图 8 所示。可以明显的看出, 随着游隙的增加, 承载区滚子数量逐渐减少, 1 号滚子位置处滚道应力逐渐增加。

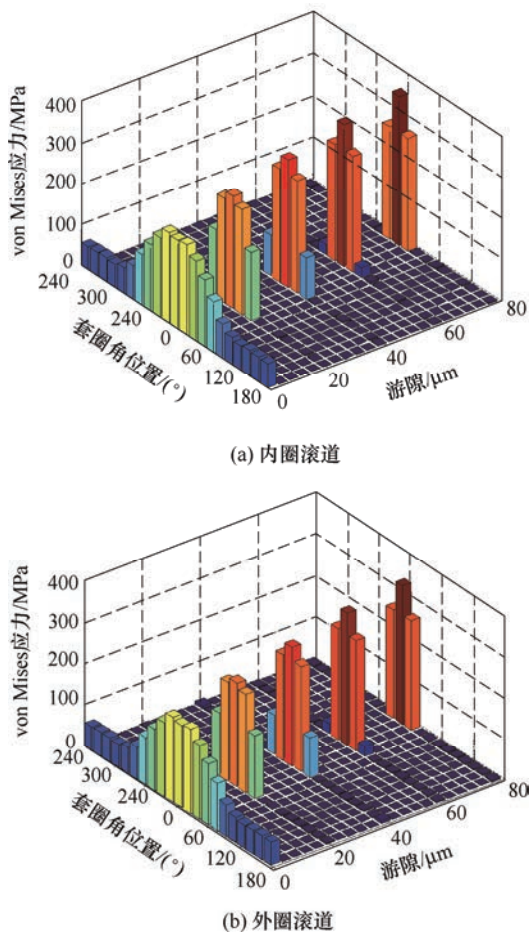


图 8 不同游隙下轴承内外圈滚道 von Mises 应力

3 润滑对套圈位移及滚道应力的影响

3.1 润滑油温度的影响

分析润滑油温度(T_{oil})从 $0\ ^\circ\text{C}$ 升高到 $80\ ^\circ\text{C}$ 时轴承热平衡状态内、外圈位移分布特性。润滑油流速为 $10\ \text{mL/s}$, 内圈转速为 $3\ 000\ \text{r/min}$, 结果如图 9

所示。可以看出, 润滑油温度对套圈位移有显著的影响。随着油温的升高, 内外圈位移均呈先减小后增大的趋势, 外圈位移变化大于内圈。润滑油温度较低时粘度大, 摩擦生热率高, 导致轴承温度较高,

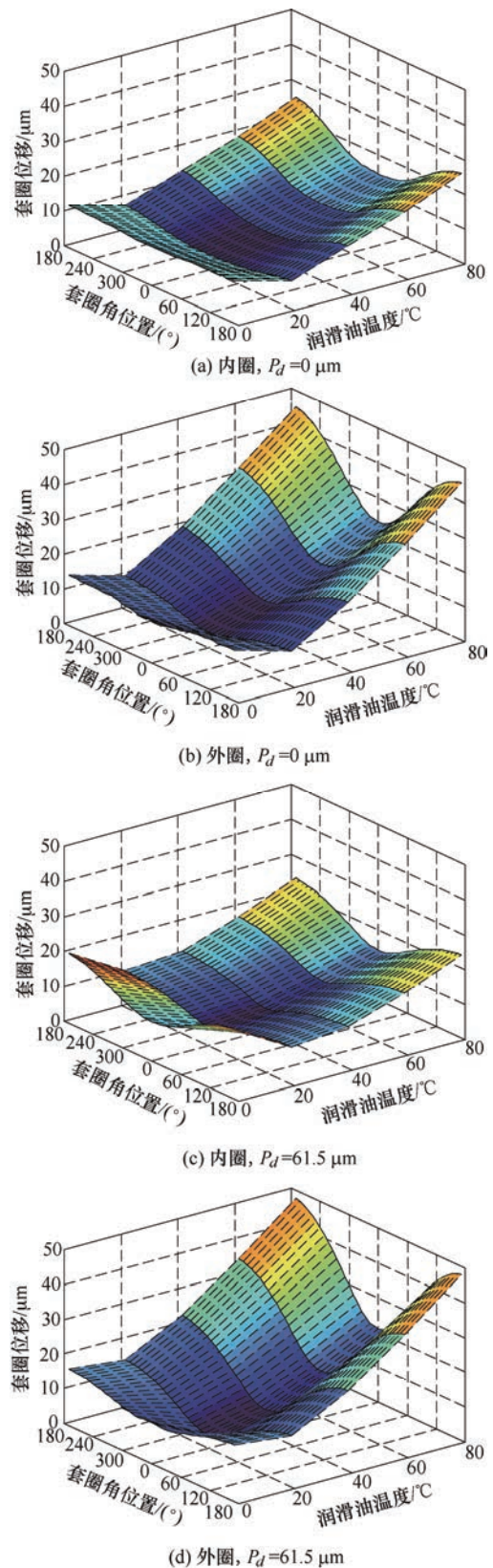


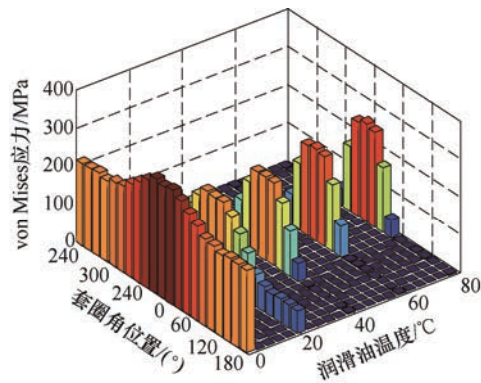
图 9 润滑油温度对轴承热平衡状态内外圈位移的影响

内外圈热膨胀引起的位移较大。零游隙与有游隙情况下内外圈位移变化幅值差别不大, 说明润滑油温度对轴承套圈位移的影响大于游隙对套圈位移的影响。

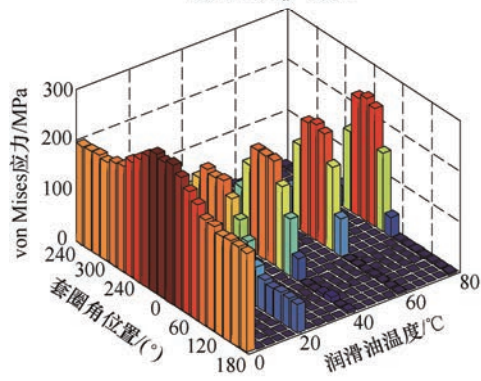
图 10 为不同润滑油温度作用下热平衡状态轴承滚子与内、外圈滚道接触处的 von Mises 应力。结果表明:

(1) 轴承游隙 $P_d=0\ \mu\text{m}$ 时, 润滑油温度为 $0\ ^\circ\text{C}$ 和 $20\ ^\circ\text{C}$ 条件下轴承所有滚子均处于受载状态。随着油温的升高, 生热率减小, 润滑油温度逐渐对内、外圈温度起主导作用, 轴承受载滚子数量减少, 滚道应力变化不大。

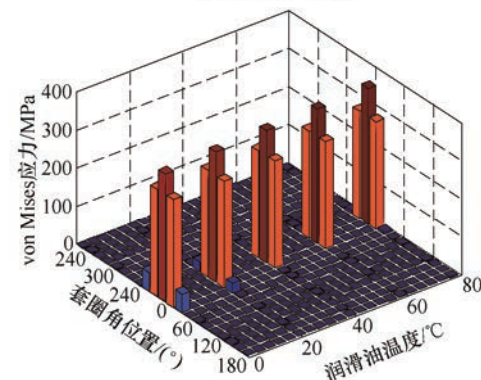
(2) 轴承游隙为 $P_d=61.5\ \mu\text{m}$ 时, 随着润滑油温度的升高, 承载滚子数量由 5 个减少为 3 个。



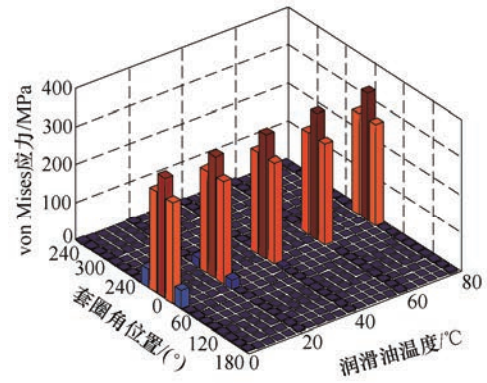
(a) 内圈, $P_d=0\ \mu\text{m}$



(b) 外圈, $P_d=0\ \mu\text{m}$



(c) 内圈, $P_d=61.5\ \mu\text{m}$



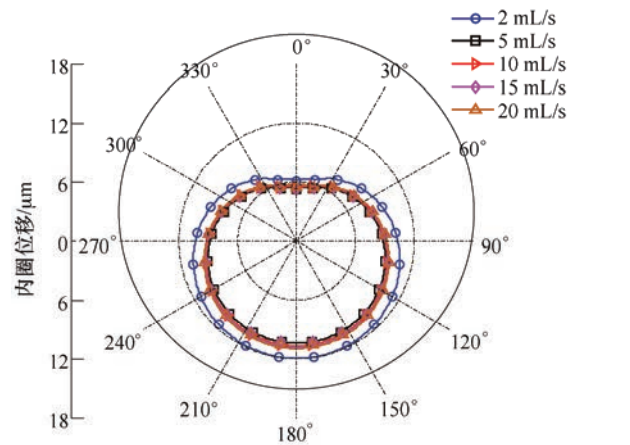
(d) 外圈, $P_d=61.5\ \mu\text{m}$

图 10 润滑油温度对轴承内外圈滚道 von Mises 应力的影响

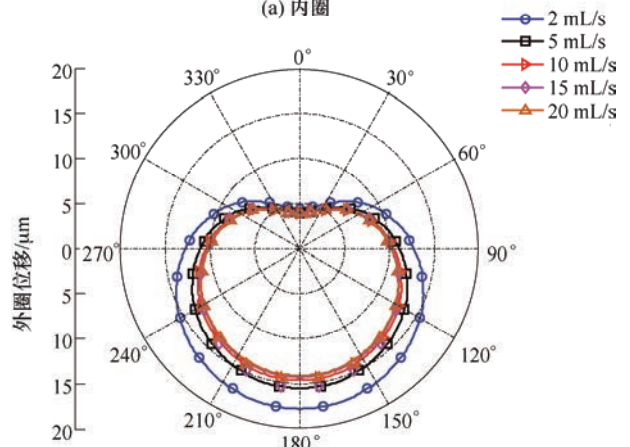
总的来看, 润滑油温度对轴承游隙较小的情况下套圈滚道应力有明显的影, 且较低的油温将导致轴承滚道应力显著增加。

3.2 润滑油流速的影响

润滑油温度 $20\ ^\circ\text{C}$, 内圈转速 $3\ 000\ \text{r/min}$, 游隙 $61.5\ \mu\text{m}$ 时, 润滑油流速对热平衡状态轴承内、外圈位移分布以及套圈滚道 von Mises 应力的影响分别如图 11 和 12 所示。



(a) 内圈



(b) 外圈

图 11 润滑油流速对轴承内外圈位移分布的影响

由图 11 可以看出, 润滑流速对内外圈位移的影响不大。润滑油流速较低时轴承温度升高, 导致内外圈位移出现较明显的增加。不同润滑油流速条件下轴承均有 3 个滚子处于承载状态。

由图 12 可以看出, 润滑油流速对内外圈滚道 von Mises 应力值没有明显的影响。

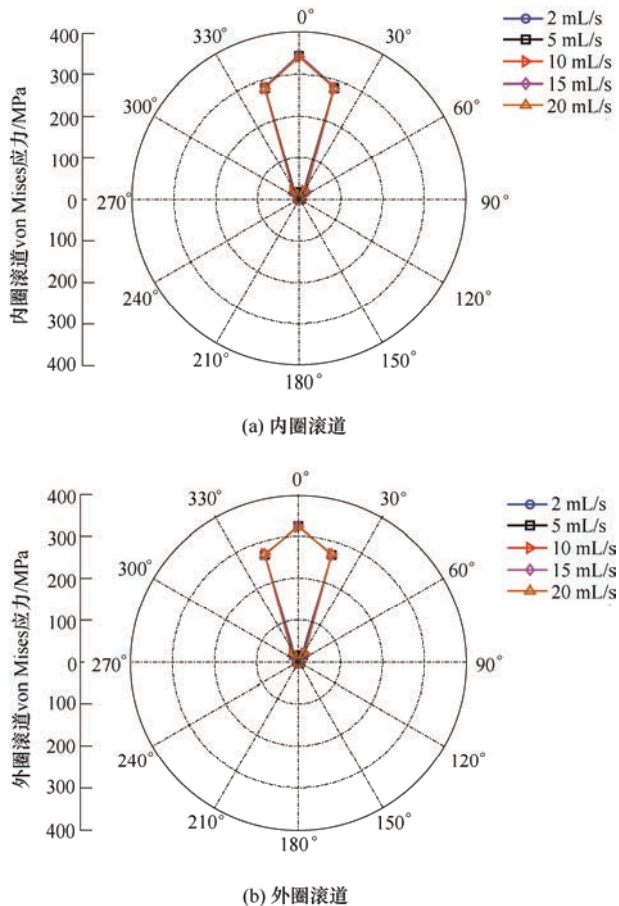


图 12 润滑油流速对轴承内外圈滚道 von Mises 应力的影响

4 轴承热平衡过程位移及滚道应力的影响

润滑油流速 10 mL/s, 内圈转速 3 000 r/min 和游隙 $61.5\ \mu\text{m}$ 时, 两种润滑油温度条件下轴承热平衡过程中内、外圈位移变化如图 13 所示。由图可以得出结论如下:

(1) 轴承热平衡过程中内外圈位移先快速增大后逐渐稳定。轴承运行后, 温度逐渐升高, 内外圈位移逐渐增大, 随着轴承逐渐达到热平衡状态, 内外圈位移趋于稳定。

(2) 不同润滑油温度下轴承热平衡过程中套圈位移变化趋势一致, $T_{oil}=80\ ^\circ\text{C}$ 时套圈位移远大于 $T_{oil}=20\ ^\circ\text{C}$ 时套圈位移。

总的来看, 轴承热平衡过程中套圈位移变化十分

明显, 且随角度呈现不同的变化趋势, 角位置为 180° 处套圈位移最大, 整体上外圈位移大于内圈位移。

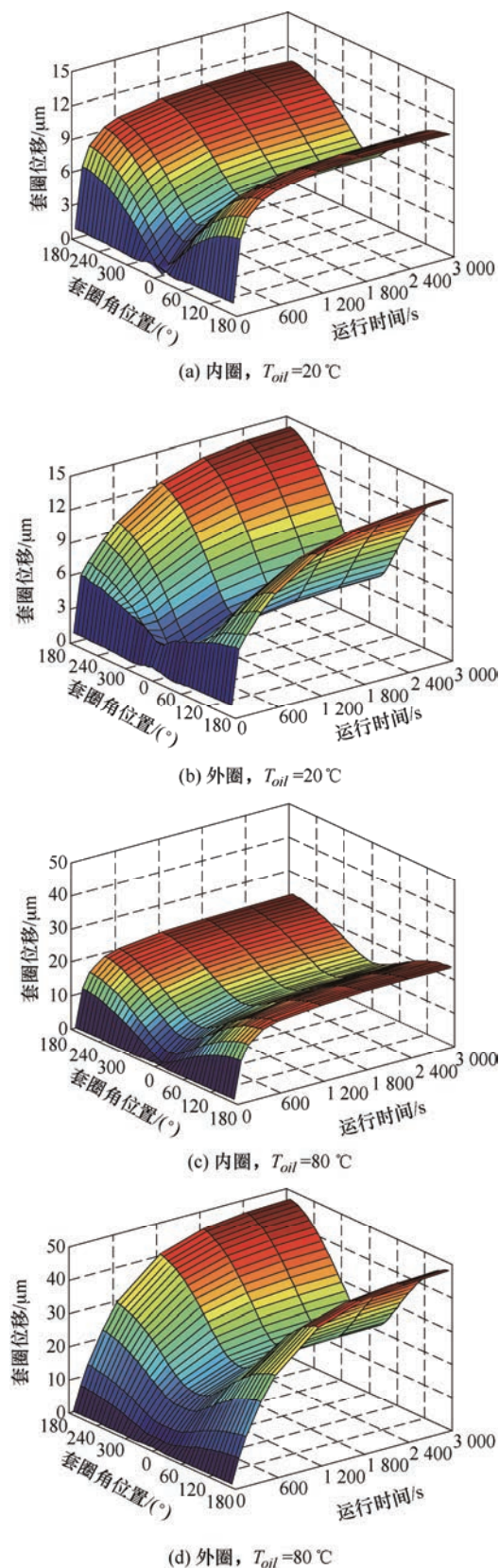


图 13 轴承热平衡过程中套圈位移变化

图 14 为轴承热平衡过程中滚子与滚道接触处的 von Mises 应力。可以看出, 轴承在运行期间始

终保持 3 个滚子受载, 应力变化不明显。

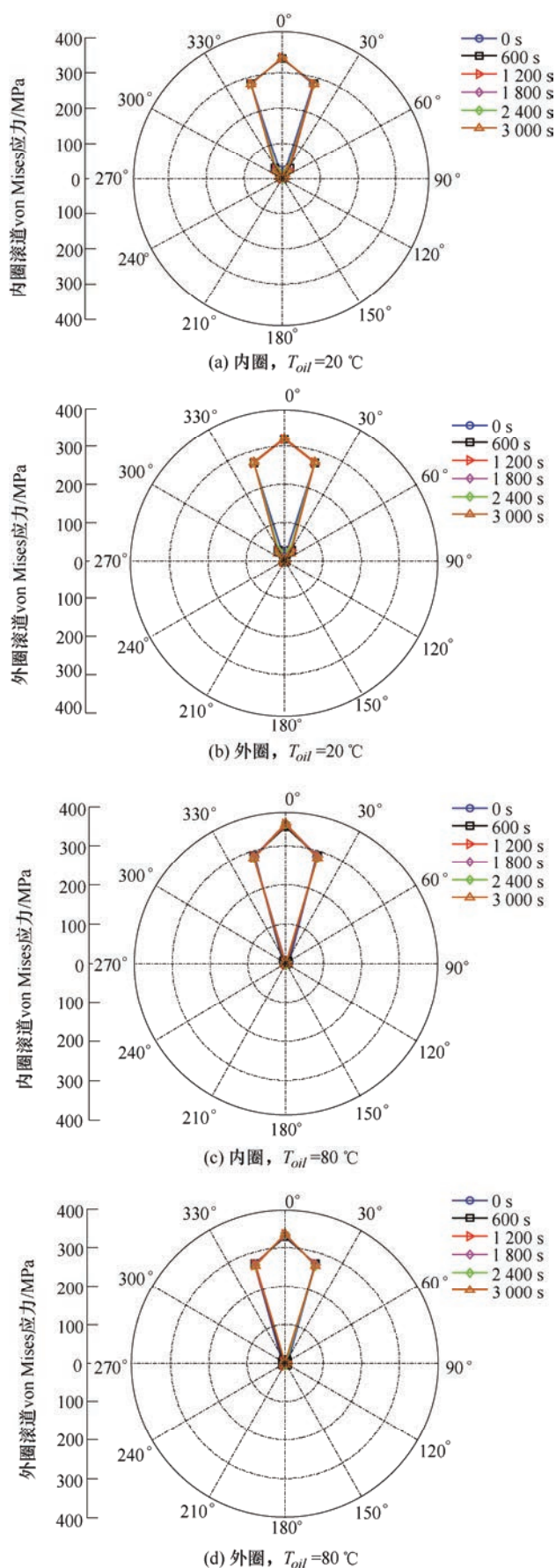


图 14 轴承热平衡过程中内外圈滚道 von Mises 应力变化

5 结论

本文考虑轴承运行过程中的热效应建立了圆柱滚子轴承系统有限元模型, 通过网格合理性评估以及试验测试的方式验证了模型的有效性。考虑轴承运行过程中的热效应, 研究了多种工况条件下以及轴承热平衡过程中内外圈位移与应力特性。取得的主要结论有:

(1) 转速越高内外圈位移变化越大, 含游隙轴承套圈变形大于零游隙轴承套圈变形。

(2) 润滑油温度对套圈位移影响明显。安装游隙较小且低温润滑会导致滚子与滚道相互挤压, 应力增大。润滑油流速较低时对套圈位移有一定影响。

(3) 轴承从启动到热平衡状态逐渐增大, 不同角位置处增加速率不同。整体上外圈位移略大于内圈位移。

参 考 文 献

- [1] JONES A B, HARRIS T A. Analysis of a rolling-element idler gear bearing having a deformable outer-race structure[J]. Journal of Fluids Engineering, 1963, 85(2): 273-278.
- [2] ZUPAN S, PREBIL I. Carrying angle and carrying capacity of a large single row ball bearing as a function of geometry parameters of the rolling contact and the supporting structure stiffness[J]. Mechanism and Machine Theory, 2001, 36(10): 1087-1103.
- [3] MITROVIC R M, ATANASOVSKA I D, SOLDAT N D, et al. Effects of operation temperature on thermal expansion and main parameters of radial ball bearings[J]. Thermal Science, 2015, 19: 91-91.
- [4] JANG G H, KIM D K, HAN J H, et al. Analysis of dynamic characteristics of a HDD spindle system supported by ball bearing due to temperature variation[J]. Microsystem Technologies, 2003, 9(4): 243-249.
- [5] YANG L, DENG S, LI H. Numerical analysis of loaded stress and central displacement of deep groove ball bearing[J]. Journal of Central South University, 2016, 23(10): 2542-2549.
- [6] TAKABI J, KHONSARI M M. Experimental testing and thermal analysis of ball bearings[J]. Tribology International, 2013, 60: 93-103.
- [7] KAPPAGANTHU K, NATARAJ C. Nonlinear modeling

- and analysis of a rolling element bearing with a clearance[J]. Communications in Nonlinear Ence & Numerical Simulation, 2011, 16(10): 4134-4145.
- [8] KOROLEY A V, KOROLEY A A, KREHEL R. Character of distribution of the load between the balls in the ball bearings under the action combined of external load[J]. Mechanism and Machine Theory, 2014, 81: 54-61.
- [9] WANG Y, YUAN Q. Contact force distribution and static load-carrying capacity of large size double row four-point contact ball bearing[J]. Defence Technology, 2013, 9(4): 229-236.
- [10] WANG Y, CAO J. Determination of the precise static load-carrying capacity of pitch bearings based on static models considering clearance[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2015, 100: 209-215.
- [11] JEVTIC M B, RADOVANOVIC L Z, ADAMOVIC Z Z. Numerical and experimental aspects of thermally induced vibration in real rotors[J]. Thermal Science, 2011, 15(2): 545-558.
- [12] TOMOVIC R. Calculation of the necessary level of external radial load for inner ring support on q rolling elements in a radial bearing with internal radial clearance[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2012, 60(1): 23-33.
- [13] DEMIRHAN N, KANBER B. Stress and displacement distributions on cylindrical roller bearing rings using FEM[J]. Mechanics Based Design of Structures and Machines, 2008, 36(1): 86-102.
- [14] HAO X, GU X, ZHOU X, et al. Distribution characteristics of stress and displacement of rings of cylindrical roller bearing[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2019, 233(12): 4348-4358.
- [15] LOSTADO R, MARTINEZ R F, DONALD B J M. Determination of the contact stresses in double-row tapered roller bearings using the finite element method, experimental analysis and analytical models[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015, 29(11): 4645-4656.
- [16] MARTINEZ R F, LORZA R L, DELGADO A A S, et al. Optimizing presetting attributes by softcomputing techniques to improve tapered roller bearings working conditions[J]. Advances in Engineering Software, 2018, 123: 13-24.
- [17] LOSTADO R, GARCIA R E, MARTINEZ R F. Optimization of operating conditions for a double-row tapered roller bearing[J]. International Journal of Mechanics and Materials in Design, 2016, 12(3): 353-373.
- [18] HARRIS T A. Rolling bearing analysis[M]. John Wiley and Sons, 2001.
-
- 作者简介: 郝旭, 男, 1988 年出生, 博士, 工程师。主要研究方向为滚动轴承热力学与转子动力学。
E-mail: haox@zwz.cn
- 翟敬宇(通信作者), 男, 1984 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为轴承优化设计与试验。
E-mail: zhajy@dlut.edu.cn