

DOI:10.19344/j. cnki. issn1671-5276.2024.04.034

高速角接触球轴承性能仿真及应用研究

蒋聪¹, 乔思佳², 朱钰珏³

(1. 中国航空工业集团公司金城南京机电液压工程研究中心, 江苏 南京 211106;

2. 空军装备部驻南京地区第三军事代表室, 江苏 南京 210008;

3. 中国人民解放军海军指挥学院, 江苏 南京 210016)

摘要:为了在轴承使用前分析研判其在特定工况下的承载工作能力, 基于某型高速角接触球轴承的特定工况, 分别从急加减速过程、非稳态工作时润滑状态、保持架动态特性和强度、最佳预紧力等 4 个方面开展仿真研究, 针对出现的影响轴承稳定工作的现象进行分析, 对该型轴承的实际工程使用给出了合理化建议。

关键词:轴承; 高速; 性能; 预紧力; 振动

中图分类号:TH133.3 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2024)04-0177-05

Performance Simulation and Application Research of High Speed Angular Contact Ball Bearing

JIANG Cong¹, QIAO Sijia², ZHU Yujue³

(1. AVIC Nanjing Mechanical and Hydraulic Engineering Research Center, Nanjing 211106, China;

2. The Third Military Representative Office of the Air Force Equipment Department in Nanjing, Nanjing 210008, China;

3. People's Liberation Army Naval Command College, Nanjing 210016, China)

Abstract: In order to analyze and evaluate the loading capability of bearings prior to their use under specific working conditions, based on a certain type of high speed angular contact ball bearings in the performance of the specific conditions, conducts simulation research respectively in terms of sharp deceleration process, unsteady lubrication state, maintained dynamic characteristics and strength and best pre-tightening force. The phenomenons affecting steady working of the bearings are analyzed and the rationalisation proposals for the actual engineering use of the bearings of this type are given.

Keywords: bearing; high-speed; performance; pre-tightening force; vibration

0 引言

随着航空机械的发展, 航空用转子类部件转速有逐渐提高的趋势, 通常也伴随着愈发恶劣的使用工况, 这就对作为关键支承部件的轴承提出了更高的使用要求^[1-3]。因此针对该种工况下轴承使用情况开展具体分析, 显得尤为迫切。

目前国内外研究现状显示, 研究滚动轴承的基本理论主要有 Hertz 的弹性接触理论、弹性流体润滑理论、套圈的控制理论等^[4]。滚动轴承的力学分析方法主要包括拟静力学法、静力学法、拟动力学法和动力学法 4 种^[5]。拟静力学方法由 JONES^[6]于 1959 年创建, 采用库仑摩擦定理对角接触轴承进行了轴向动力学分析, 构建了用在角接触球轴承拟静力学分析模型。1984 年, GUPTA 等^[7]建立了用于分析整个轴承系统的运动微分方程, 全面地对轴承各组成部件的相互作用进行了

解析。2007 年, 邓四二等^[8]国内学者基于轴承动力学、弹性力学、滚动轴承摩擦学等理论, 开展了针对高速圆柱滚子轴承组成部件的瞬态动力学解析。其后, 邓四二等^[9]基于拟动力学、动力学, 采用数值方法对角接触球轴承开展了动力学研究, 结果表明轴承保持架动态特性的主要影响因素有: 轴承腔内油气比、外引导间隙、转速、工作时载荷和兜孔间隙。动力学模型分析方法考虑的影响因素最为全面, 滚动轴承的组成部件动态特性较为复杂, 尤其在高转速下, 安装配合等不同外界干扰势必会带来计算分析的障碍, 这一系列因素使滚动轴承动力学理论的完善还有很长一段路要走。

1 模型参数

该型角接触球轴承对向安装于涡轮轴上, 轴承内圈旋转, 结构如图 1 所示。轴承外形、结构、

第一作者简介:蒋聪(1991—), 男, 江苏南京人, 硕士, 研究方向为空气涡轮起动机, jclunwen@163.com。

工况等参数如表 1 所示。

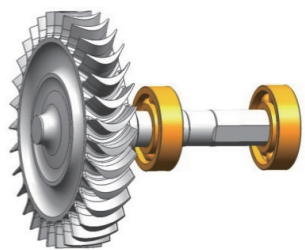


图 1 涡轮转子系统几何模型

表 1 相关参数

参数名称	数值或说明
外形尺寸/mm	$\phi 12 \times \phi 28 \times 8$
工作转速/(r/min)	0~120 000
工作载荷/N	轴向 200, 径向 300
工作温度/℃	≤ 150 , 短时 200
工作时间/s	加速 ≤ 40 , 减速 ≤ 60
润滑方式	飞溅润滑
保持架材料	锡铅铜
外圈材料	GCr15
内圈材料	GCr15
钢球材料	GCr15

2 急加减速过程仿真分析

通过对轴承急加减速过程进行动力学仿真,可以了解轴承内部零件间相互作用机理,同时可得到加减速过程中球与滚道的打滑率、保持架的运动等瞬态动力学行为,从而为轴承结构参数优化和预紧力确定提供基础^[10-12]。

动力学分析计算量大,不能按 1:1 的时间进行仿真,于是设定加速阶段从 114 000 r/min 开始,加速 2 s 至 120 000 r/min,恒速运行 1 s,然后再减速 3 s 至 114 000 r/min,总仿真时间为 6 s。内圈转速变化过程见图 2 所示。

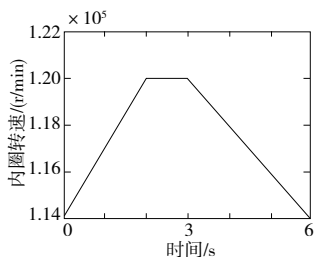


图 2 内圈转速随时间变化

通过动力学仿真得到球公转角速度与保持架角速度随时间的变化,如图 3 所示。

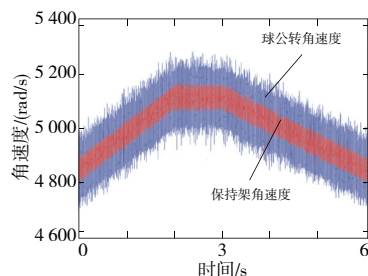


图 3 球和保持架角速度变化

从图 3 中可以看出,由于轴承承受轴向、径向联合载荷,转动过程中球的公转角速度呈周期性变化,且球公转角速度变化幅度大于保持架角速度变化幅度。这是因为保持架随球组转动,其角速度是所有球公转角速度的平均值,变化幅度相对较小。在仿真分析的转速变化范围内,从加速到稳定及稳定到减速的转变过程中球和保持架的角速度没有明显突变。

图 4—图 7 所示为在恒速阶段 2~2.01 s 内,球与内外圈的旋滚比、法向力、切向力及球与保持架的角速度变化。可以看出,由于球的公转运动的周期性,这些参数均呈周期性变化。

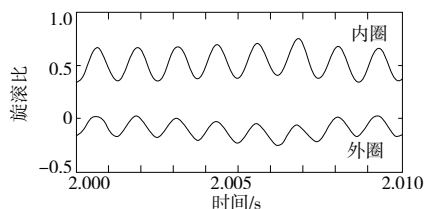


图 4 球相对内外圈的旋滚比

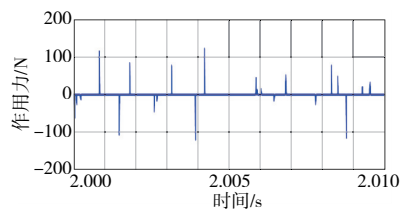


图 5 球与保持架兜孔圆周方向作用力

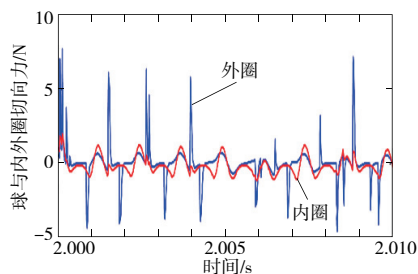


图 6 球与内外圈的切向力

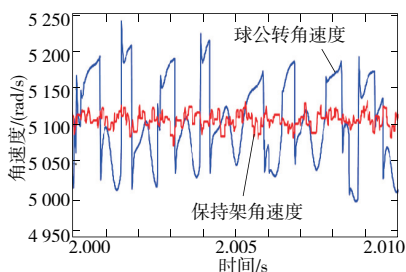


图7 球与保持架角速度变化

图4中球与内外圈的旋滚比说明球在内外滚道上均发生自旋,这不同于拟静力学中的套圈控制假设,即钢球在一个滚道上纯滚动且没有自旋,但在另外滚道上滚动和自旋同时存在,说明动力学的结果更符合实际。球相对内圈的旋滚比大于外圈,表明球主要在内圈上发生自旋,球与内圈的滑动速度较大。

由图5可以看出,球与保持架的碰撞频率基本上在球的一个公转周期内碰撞两次,最大碰撞力约为100 N。

由图6可以看出球与内外圈的切向力、球与外圈的切向力有尖峰,且有一定周期性,球与内圈切向力的大小和方向呈现周期性变化,同时也存在与外圈切应力尖峰对应的小峰值,说明球与内外圈存在同步的冲击滑动。

结合图7中对应时刻球的公转速度发生突变,可以认为球相对内外圈的冲击滑动是由保持架与球的碰撞产生的,球与外圈的法向载荷较大,冲击滑动产生的切向力峰值较大,球与内圈的法向载荷较小,冲击滑动产生的切向力也较小。球在进入和离开径向载荷区时与内圈切向力的大小和方向都有规律性的变化,且与球公转速度的变化有关联,说明球与内圈存在滑动,即球相对内圈发生了打滑。但这个过程是渐进的,相对平稳。为减小球与内圈的打滑可适当增大轴向载荷,降低球公转速度的变化幅值,从而减小球相对内圈的打滑。

根据图6、图7的对应关系还可知,当球进入径向载荷区域时,球的滚动阻力增大,公转速度开始降低,但此时球公转角速度大于保持架角速度,球与保持架碰撞,推动保持架转动;当球逐渐离开径向载荷区域时,滚动阻力减小,公转速度开始增加,此时保持架的角速度大于球的公转角速度,保持架与球碰撞,推动球加速运动,直至下一次与保持架相碰,如此完成一个周期运动。

保持架的时间平均磨损率综合反映球与保持

架碰撞力的大小和频率。从图8中不同兜孔间隙 D_p 下保持架的磨损率来看,为适应球公转速度的变化,兜孔间隙应适当大些,以便给球的速度变化留足空间,从而减小球与保持架的碰撞及球与滚道的冲击滑动,推荐兜孔间隙范围为0.28~0.33 mm。

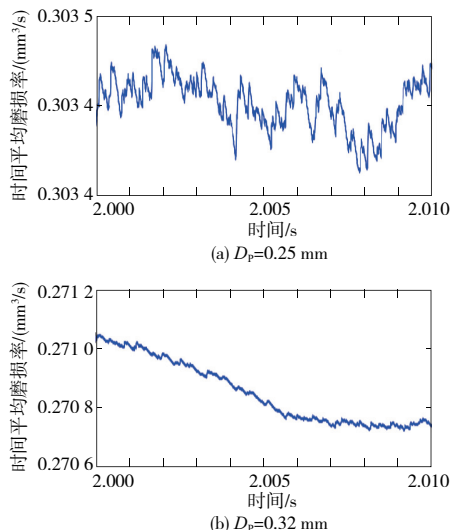


图8 不同兜孔间隙的保持架时间平均磨损率

3 非稳态工况下轴承润滑状态分析

通过对轴承的润滑状态仿真,可以了解轴承在急加速、急减速工况下润滑油油膜厚度,油膜厚度对轴承疲劳和磨损寿命都有显著影响。高速轴承在少量的润滑油下即可起到有效润滑作用,过量的润滑油在高速旋转的轴承内产生大量的搅拌热,导致温度升高而加速润滑状况的恶化^[13-15]。因此过多的润滑油是不必要的。

根据轴承动力学仿真得到球与滚道的实时油膜厚度如图9所示。可以看出,在加速—恒速—减速时间历程内,球与滚道的油膜厚度变化不大,整体上随着转速增加,油膜厚度增加,随着转速降低,油膜厚度减薄。

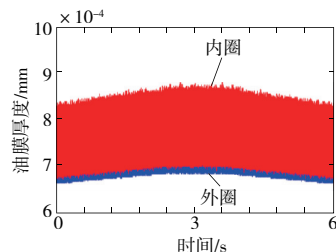


图9 球与滚道油膜厚度变化

图10为取2~2.01 s时间段内的结果。可以看出球与内外圈的膜厚随球的角位置周期性变

化,球与内圈的油膜厚度整体上大于外圈,且内圈油膜厚随球角位置的变化较大。内圈油膜厚度范围为 $0.70 \sim 0.87 \mu\text{m}$,外圈油膜厚度范围为 $0.69 \sim 0.72 \mu\text{m}$ 。由此计算得内圈油膜参数 λ 范围为 $13.84 \sim 18.44$,外圈油膜参数 λ 范围为 $14.63 \sim 15.26$ 。当油膜参数 $\lambda > 3$ 时,球与滚道被油膜完全隔开,属于完全弹流润滑,即在给定工况下,轴承润滑效果较好。

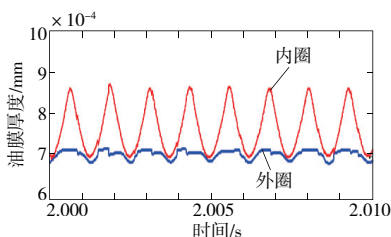


图 10 2~2.01 s 内球与滚道油膜厚度变化

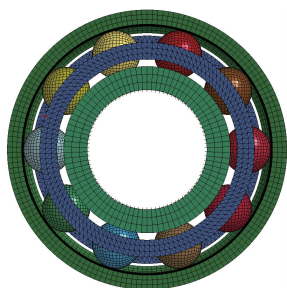


图 11 有限元模型

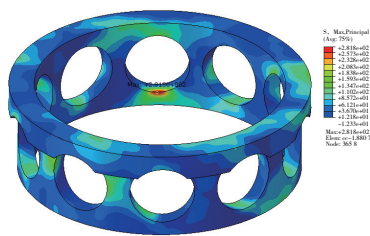


图 12 保持架最大拉应力云图

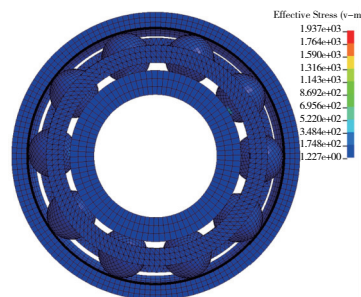


图 13 轴承模型等效应力云图

5 轴承预紧力优化

轴承的预紧是为了使轴承的工作性能最佳而施加的预载荷。预紧力过小或过大对轴承寿命都是不利的,预紧力不足会导致轴承打滑或内部载荷分布不均而损伤滚道,预紧力过大会导致轴承功率损耗增大,摩擦磨损加剧而导致疲劳失

4 轴承强度校核

利用有限元软件对保持架强度进行仿真分析,有限元模型如图 11 所示。

图 12 为保持架运转过程中最大拉应力云图。可以看出,保持架最大拉应力为 281.8 MPa 。不同的铜材料抗拉强度不同。按照保持架材料锡青铜的抗拉强度为 360 MPa 校核,满足工况要求。

轴承的等效应力云图如图 13 所示,滚珠与滚道接触部位为应力集中区域,滚珠与内圈滚道的接触部位是最大应力位置,与实际情况吻合,接触部位最大等效应力达到 $1\,937 \text{ MPa}$ 。由于轴承套圈材料 GCr15 轴承钢经过淬火等热处理,其马氏体组织的极限强度一般介于 $2\,900 \sim 3\,500 \text{ MPa}$ 之间,取安全系数 1.5 ,因此轴承的强度符合安全需要。

效^[16-17]。为防止高速轴承预载过大导致过热损伤或卡死,该型轴承采用定压预紧方式,轴承最佳预紧力的确定要先根据轴承不打滑的准则确定最小预紧力,然后根据轴承的关键性能指标确定合适的预紧力范围。通过动力学仿真得到的不同轴向预紧力下轴承动态性能参数如图 14—图 18 所示。

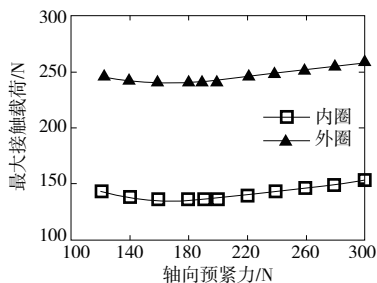


图 14 球与滚道最大接触载荷

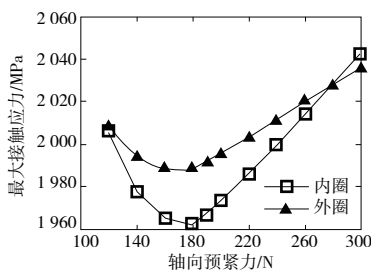


图 15 球与滚道最大接触应力

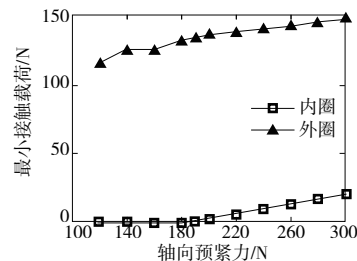


图 16 球与滚道最小接触载荷

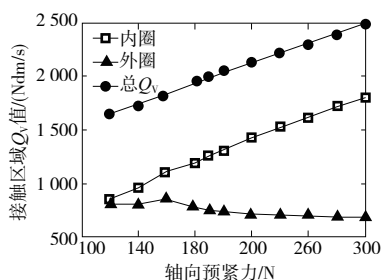
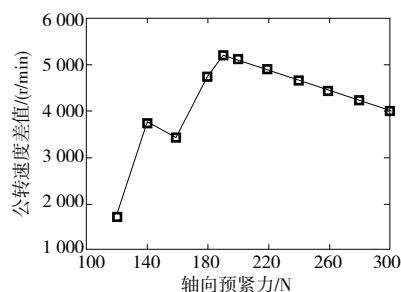
图 17 球与内外圈接触区域 Q_v 值

图 18 球公转速度差值

由图 14 和图 15 可以看出,随着预紧力的增加,球与内外滚道的最大接触载荷和最大接触应力先减小后增大,因此,存在最佳预紧力使球与滚道的最大接触载荷和应力最小,从而提高轴承的疲劳寿命。由疲劳寿命确定的预紧力推荐范围约为 180~190 N。

图 16 为球与内外滚道的最小接触载荷随预紧力的变化,当预紧力大于 180 N 时,球与内圈的最小接触载荷大于 0。因此为减小球与内滚道的滑动,预紧力应大于 180 N。

图 17 中的 Q_v 为球与滚道接触区域内压力与滑动速度乘积的积分,在仿真时间内的时间平均值。根据 Q_v 值可计算轴承的发热率和磨损率,因此将其作为反映轴承发热和磨损的综合指标。随着预紧力增大,球与外圈的 Q_v 值先略有增加,然后减小并趋于稳定,球与内圈的 Q_v 值不断增大,总的 Q_v 值也不断增大,说明随着预紧力增大,轴承的发热和磨损增加,预紧力不能过大。

图 18 所示为球转动一周的过程中最大最小公转速度的差值,由前面分析可知,降低球公转速度的差值(或幅值)有利于减小球与内圈滚道的打滑,同时也有利于减小球与保持架的冲击碰撞速度,从而提高保持架的稳定性^[18-20]。因此,由轴承打滑和保持架稳定性所确定的预紧力应大于 190 N,再考虑轴承加减速的工况,预紧力还应适当增大。

6 结语

该型高速角接触球轴承的动力学仿真结果对轴承的使用和设计有一定指导作用,但同时也具有一定的局限性,需要相关试验支撑并根据试验结论再进行改进。因而后续工作将尽可能结合试验结果调整计算模型和条件,以进一步完善该型轴承的使用建议。

参考文献:

- [1] 刘秀海. 高速滚动轴承动力学分析模型与保持架动态性能研究[D]. 大连:大连理工大学,2011.

- [2] 赵玉洁. 高速角接触球轴承结构参数与不同加载对其动态特性影响的研究[D]. 长春:吉林大学,2017.
- [3] 徐立晖. 高速电主轴角接触球轴承力学特性研究[D]. 杭州:浙江大学,2015.
- [4] 唐云冰,高德平,罗贵火. 航空发动机滚动轴承的载荷分布研究[J]. 航空学报,2006,27(6):1117-1121.
- [5] 吴云鹏,张文平,孙立红. 滚动轴承力学模型的研究及其发展趋势[J]. 轴承,2004(7):44-46.
- [6] JONES A B. Ball motion and sliding friction in ball bearings [J]. Journal of Basic Engineering, 1959, 81(1):1-12.
- [7] GUPTA P K, PAUL B. Advanced dynamics of rolling elements [J]. Journal of Applied Mechanics, 1986, 53(3):731-732.
- [8] 杜辉,周彦伟,邓四二,等. 高速圆柱滚子轴承零件间相互作用力瞬态动力学分析[J]. 轴承,2005(9):9-12,15.
- [9] 邓四二,郝建军,滕弘飞,等. 角接触球轴承保持架动力学分析[J]. 轴承,2007(10):1-5.
- [10] 马家起. 成对安装角接触球轴承-转子系统动力学特性研究[D]. 兰州:兰州理工大学,2019.
- [11] 张家库. 高速角接触球轴承静动态参数性能分析[D]. 合肥:合肥工业大学,2008.
- [12] 刘振宇. 高速主轴用滚动轴承性能分析与试验研究[D]. 北京:北京工业大学,2006.
- [13] 于清焕. 空间角接触球轴承非线性动态特性研究[D]. 秦皇岛:燕山大学,2018.
- [14] 邓四二,李兴林,汪久根,等. 角接触球轴承摩擦力矩特性研究[J]. 机械工程学报,2011,47(5):114-120.
- [15] 王斌. 航空发动机滚动轴承保持架动力学研究[D]. 沈阳:沈阳航空航天大学,2012.
- [16] 陈思佳. 角接触球轴承安装预紧对转子动力学性能影响[D]. 上海:华东理工大学,2015.
- [17] 孙锬. 空间角接触球轴承的预紧载荷演化机理研究[D]. 秦皇岛:燕山大学,2015.
- [18] 黄伟迪,甘春标,杨世锡,等. 高速电主轴角接触球轴承刚度及其对电主轴临界转速的影响分析[J]. 振动与冲击,2017,36(10):19-25.
- [19] 张永强. 角接触球轴承刚度特性研究及其有限元建模分析[D]. 西安:中国科学院大学(中国科学院西安光学精密机械研究所),2017.
- [20] 李墩强. 角接触球轴承结构参数优化与寿命预测研究[D]. 沈阳:沈阳建筑大学,2016.

收稿日期:2022-12-12