

300 万 DN 值圆柱滚子轴承优化设计与试验

李鸿亮, 郑艳伟, 谷运龙, 张延彬, 王玉飞
(洛阳轴承研究所有限公司, 河南 洛阳 471039)

摘 要: 为了解决圆柱滚子轴承在高 DN(轴承内径×轴承转速)值工况下易失效问题,开展了高 DN 值圆柱滚子轴承的研制工作。结合轴承设计准则,进行 300 万 DN 值圆柱滚子轴承结构参数优化设计和材料选取;基于轴承动力学理论,建立了动力学模型并仿真分析,研究了 300 万 DN 值圆柱滚子轴承动力学行为;在自主研发的试验机上进行轴承试验,试验过程中监测轴承温升及振动加速度值。结果表明:DN 值为 300 万时,温度低于 130℃,振动加速度低于 2.0g。通过优化设计,圆柱滚子轴承 DN 值从 200 万提升到了 300 万。

关 键 词: 300 万 DN 值; 圆柱滚子轴承; 载荷分布; 保持架打滑率; 保持架质心轨迹

中图分类号: V231.96; TH133.33 **文献标志码:** A

Optimization design and experiment for cylindrical roller bearings to 3 million DN

LI Hongliang, ZHENG Yanwei, GU Yunlong,
ZHANG Yanbin, WANG Yufei

(Luoyang Bearing Research Institute Company Limited, Luoyang Henan 471039, China)

Abstract: In order to resolve the failures of cylindrical roller bearings under the condition of high DN (bearing inner diameter×inner speed), high DN cylindrical roller bearings were developed. Based on the design criteria of bearings, the structural parameters optimization design and material selection for cylindrical roller bearings to 3 million DN were carried out. Based on the dynamic theory of bearings, the dynamic model of bearings was established and simulated. The dynamic behaviour for cylindrical roller bearing to 3 million DN was investigated; finally, the bearing test was carried out on the self-developed testing machine to verify the rationality of the structural parameters and material selection for cylindrical roller bearing to 3 million DN. During the test, the temperature rose and vibration acceleration of the bearing was monitored. Result showed that when DN was 3 million, the temperature was lower than 130℃ and vibration acceleration was lower than 2.0g. Through optimized design, the DN of cylindrical roller bearing has increased from 2 million to 3 million.

Key words: 3 million DN; cylindrical roller bearings; load distribution; cage slipping; mass center trajectory of cage

收稿日期:2019-11-05

基金项目:配套项目(JPPT-125-5-247)

作者简介:李鸿亮(1982—),男,高级工程师,硕士,主要从事滚动轴承设计理论及应用技术。

通信作者:郑艳伟(1991—),男,工程师,硕士,主要从事滚动轴承设计理论及应用技术。E-mail:2217768638@qq.com

引用格式:李鸿亮,郑艳伟,谷运龙,等. 300 万 DN 值圆柱滚子轴承优化设计与试验[J]. 航空动力学报,2020,35(6):1195-1203. LI Hongliang,ZHENG Yanwei,GU Yunlong,et al. Optimization design and experiment for cylindrical roller bearings to 3 million DN[J]. Journal of Aerospace Power,2020,35(6):1195-1203.

通常情况下,轴承的 DN 值(轴承内径(mm)×轴承转速(r/min))超过 $0.6 \times 10^6 \text{ mm} \cdot \text{r/min}$ 即可认为高速轴承,而现在航空发动机主轴轴承的 DN 值高达 $3.0 \times 10^6 \text{ mm} \cdot \text{r/min}$ 。在高 DN 值的工况下,轴承失效形式表现为磨损加剧、温升过高、保持架断裂等而不是简单的疲劳失效,这对轴承的设计、加工与应用提出了更严格的要求。传统的轴承结构设计已经不能满足发动机对轴承的性能要求,故有必要对 DN 值高的圆柱滚子轴承进行研制。

国外对高速圆柱滚子轴承动力学理论与试验研究较早,Walters^[1]和 Gupta 等^[2-3]建立了轴承动力学模型,但是计算时间长、计算量大。Meeks 等^[4-6]对轴承动力学模型进行简化,并进行了试验验证。美国国家航空航天局 NASA^[7-9]采用 CY-BEAN 程序开发了高速圆柱滚子轴承,将计算得到的轴承特性与试验数据进行了对比分析,所开发的轴承内径为 118 mm,内圈转速在 10 000~25 500 r/min,径向载荷从 2 220~8 900 N。CY-BEAN 程序可以很好的预测外圈温度和润滑油传递的热量,但是计算机程序不能预测低转速下保持架打滑率。国内对圆柱滚子轴承的理论计算与试验也开展了部分研究,周志澜、马纯民^[10]编写了《航空发动机主轴轴承失效分析与预防》一书,对航空发动机主轴轴承的寿命及影响轴承寿命的主要因素进行了分析讨论。冯仰园等^[11]开展了航空发动机用圆柱滚子轴承的试验,研制的圆柱滚子轴承通过了 250 万 DN 值的试验验证。邓四二、孙雪、张文虎、崔永存、杨海生等^[12-17]基于轴承动力学理论,分析了保持架引导方式与间隙比、弹性支承、滚子动不平衡量、润滑油的拖动特性、非圆滚道、保持架柔性化等对保持架稳定性的影响,为圆柱滚子轴承的结构设计及使用提供理论依据。靳新、王俨凯等^[18-19]分别研究了保持架打滑率与轴承内、外圈和滚动体故障频率之间的关系和航空发动机中介轴承的动力学减载设计。王兴刚^[20]针对航空发动机用圆柱滚子轴承的失效形式进行了分析研究、技术改进并进行考核验证,运用动力学分析程序对轴承性能进行分析计算,验证了失效分析的合理性,但文中只是解决轻载打滑问题,并且文中所给的轴承 DN 值在 130 万左右。张庆^[21]依托清华大学摩擦学国家重点实验室高速滚动轴承试验机(INNOWEP 高速圆柱滚子轴承试验机)揭示轴承打滑损伤规律。哈尔滨工业大学^[22-25]建立了轴承模型、求解并开发

了轴承分析软件。河南科技大学^[26-28]依托 ADAMS 软件进行建模,采用 FORTRAN 软件进行编程求解,但文中试验研究较少。

上述国内研究有的是理论建模分析,有的是故障研究,考虑并不全面,而国外对 300 万 DN 值圆柱滚子轴承已经有了成熟的经验。鉴于此,本文对圆柱滚子轴承优化设计、建模分析、试验验证,为我国高速圆柱滚子轴承的设计优化提供技术保障和技术借鉴。

1 轴承的优化设计

某型号轴承设计应满足的基本条件如表 1 所示。

表 1 轴承设计时应满足的基本条件
Table 1 Basic conditions of bearing design

参数	数值及详情
轴承转速/(r/min)	19 000
轴承内径/mm	160
径向载荷/kg	300~2 200
润滑油	4050 号,环下润滑
工作温度/℃	240~250
寿命要求/h	500
轴承精度等级	P4 级

轴承安装于航空发动机主轴,主轴高速旋转,其中某型号轴承主要承受径向载荷,该轴承选用外圈无挡边圆柱滚子轴承。

1.2 轴承材料选择

根据高温、高速的工况,某型号轴承外圈和滚子材料选用航空发动机主轴轴承用高温轴承钢 S8Cr4Mo4V。其材料在高温下硬度高、耐磨、耐疲劳等,还具有良好的尺寸稳定性以及较好的加工性能。

某型号圆柱滚子轴承内圈采用航空发动机主轴轴承用高温渗碳轴承钢 SG13Cr4Mo4Ni4V。其材料经渗碳淬火,轴承零件表面硬度高、芯部韧性好,芯部断裂韧性优于全淬透钢 S8Cr4Mo4V,在高温下硬度高、耐磨、耐疲劳和抗冲击等,具有良好的尺寸稳定性以及较好的加工性能。

某型号圆柱滚子轴承保持架材料选用 40CrNiMoA 结构钢。与铜保持架相比,该钢质保持架具有强度高的优点,为目前航发主轴轴承保持架所用材料之一。为了保持架稳定运转,还需

对保持架进行动不平衡量检测。

保持架表面进行镀银处理,银层厚度为 0.025~0.045 mm,镀银的主要作用:①发动机启动时,轴承在无油干摩擦条件下,滚子与保持架的损伤减小,摩擦阻力减小;②发动机停车时,轴承腔润滑油减少,油膜破坏,银层起到润滑作用;③银是软金属,降低了滚子与保持架之间碰撞产生的接触应力,提高保持架寿命。

综上,轴承材料选择如表 2 所示。

表 2 轴承材料的选择
Table 2 Bearing material selection

项目	材料
外圈	S8Cr4Mo4V
内圈	SG13Cr4Mo4Ni4V
滚子	S8Cr4Mo4V
保持架	40CrNiMoA

1.3 轴承引导方式的选择

圆柱滚子轴承保持架引导方式可分为三种:滚子引导、外圈引导和内圈引导。本轴承引导方式选择内圈引导。内圈引导的优点是:内圈相对于外圈引导保持架,不仅减少了阻力,而且还增加了拖动力,减少滑蹭损伤。内圈引导须提高保持架的加工精度以保证其平衡度。

1.4 轴承主要参数选取

为提高轴承的承载能力及寿命,需要大的滚子直径,但是轴承高速旋转,为减小滚子离心力的影响,需要小的滚子直径,同时轴承套圈壁薄,考虑到套圈刚度,滚子直径不能太大。选取滚子直径为 12 mm,长度为 12 mm,滚子数量为 32 粒。

圆柱滚子轴承径向游隙的大小影响轴承中的载荷分布及轴承内外圈承受的最大接触载荷,而载荷分布与轴承寿命有紧密关系。同时,轴承在运转过程中,受到温度、离心力、装配等因素的影响,游隙也会随之变化,因此游隙在圆柱滚子轴承设计时,必须考虑的因素。本文圆柱滚子轴承径向游隙值取 0.08~0.1 mm。

1.4.1 滚子母线形状的形状选择及凸度设计

国内外研究与轴承使用经验表明:圆柱滚子轴承的滚子为直母线修形时,滚子两端会产生严重的边缘应力集中,该现象会导致滚子早期剥落,降低滚子的承载能力。为了提高滚子的承载能力和疲劳寿命,在轴承设计时减小滚子两端的直径,

对滚子母线修形进而改善滚子形状,本论文所研究的滚子形状为圆弧修正线滚子。

1) 圆弧修正线母线滚子凸度

圆弧修正线滚子母线凸度 V_c 根据下式计算:

$$V_c = 3.83 \times 10^{-5} \frac{Q^{0.9}}{L_{we}^{0.8}} \tag{1}$$

式中 Q 为滚子与滚道接触载荷; L_{we} 为滚子有效长度。

2) 圆弧修正线母线滚子轮廓

滚子的圆弧修正线母线采用如下方程计算:

$$R_c = \frac{(L_{we} - L_1^2)}{8V_c} \tag{2}$$

式中 L_1 为滚子中部直母线部分长度。

1.4.2 保持架设计

保持架形状为长方孔实体保持架。

300 万 DN 值圆柱滚子轴承运转时,保持架的引导面以及兜孔表面的磨损是保持架最严重磨损区域,这两者都处于滑动状态且滑动速度较高,因此引导间隙和兜孔间隙的选择对保持架的运动平稳性极为重要,引导间隙的选择时考虑保持架与引导面之间形成全油膜,避免金属之间的相互接触,取引导间隙为 0.5 mm;为了减小滚子与保持架兜孔过梁的冲击碰撞,国内外研究表明滚子轴承的兜孔间隙存在一个最佳范围,本圆柱滚子轴承保持架兜孔周向间隙取 0.25 mm;兜孔轴向间隙影响保持架的运行稳定性,过大过小的兜孔轴向间隙均不利于保持架的平稳运转,本圆柱滚子轴承保持架兜孔轴向间隙取 0.2 mm。

2 圆柱滚子轴承动力学模型建立

2.1 圆柱滚子轴承系统坐标系

为了进行轴承动力学仿真分析,描述轴承各零部件之间的相互作用,定义了如下坐标系,如图 1 所示:

- 1) 大地坐标系 $\{O; X, Y, Z\}$;
- 2) 滚子质心坐标系 $\{O_i; x_i, y_i, z_i\}$;
- 3) 保持架质心坐标系 $\{O_c; x_c, y_c, z_c\}$;
- 4) 保持架兜孔中心坐标系 $\{O_p; x_p, y_p, z_p\}$;
- 5) 内圈质心坐标系 $\{O_1; x_1, y_1, z_1\}$ 。

以上坐标系中 1) 为坐标系固定;2) 坐标系只能移动不能转动;3)、4)、5) 坐标系可以移动和转动。

2.2 轴承非线性动力学微分方程组

分析轴承零件受力及建立相应的非线性动力

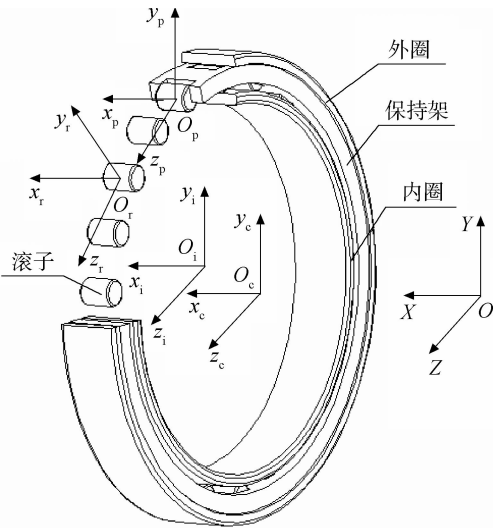


图 1 轴承坐标系^[26]

Fig. 1 Coordinate system of bearing^[26]

学微分方程组。受力图 2、图 3 及式(3)~式(5)中的作用力及力矩的解释说明参见文献[26]。

2.2.1 滚子

滚子受力如图 2 所示。

图 2 中考虑了滚子离心力;滚子与套圈之间的作用力及其产生的附加力矩;套圈对滚子的拖动力及其产生的附加力矩;保持架与滚子之间的碰撞力及摩擦力。在计算滚子与套圈之间接触力、拖动力时,对滚子进行切片处理。切片数量与滚子长度和计算精度有关。

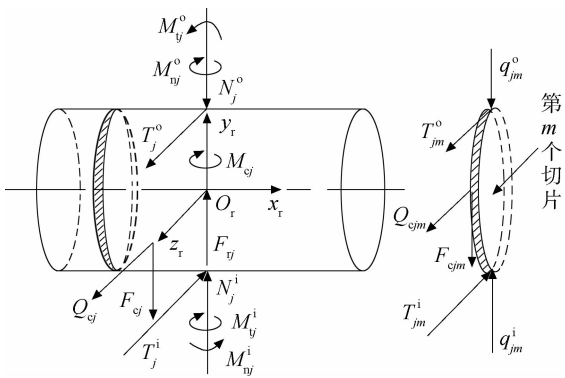


图 2 滚子受力^[26]

Fig. 2 Roller forces^[26]

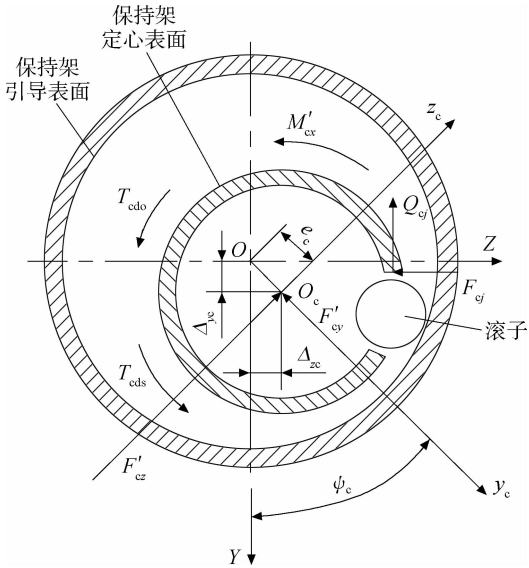


图 3 保持架受力^[26]

Fig. 3 Cage forces^[26]

$$\begin{cases} m_b \ddot{y}_{bj} = -N_j^i \cos \varphi_j + N_j^o \cos \varphi_j - Q_{cj} \sin \varphi_j - \\ F_{rj} \cos \varphi_j - T_j^i \sin \varphi_j + T_j^o \sin \varphi_j - F_{cj} \cos \varphi_j \\ m_b \ddot{z}_{bj} = N_j^i \sin \varphi_j - N_j^o \sin \varphi_j - Q_{cj} \cos \varphi_j + \\ F_{rj} \sin \varphi_j - T_j^i \cos \varphi_j + T_j^o \cos \varphi_j + F_{cj} \sin \varphi_j \\ J_{bx} \dot{\omega}_{bx} = -T_j^i \frac{D_w}{2} - T_j^o \frac{D_w}{2} + F_{cj} \frac{D_w}{2} \\ J_{by} \dot{\omega}_{by} = -M_{tj}^i \sin \varphi_j - M_{tj}^o \sin \varphi_j + M_{cj} \cos \varphi_j + \\ M_{nj}^i \sin \varphi_j + M_{nj}^o \sin \varphi_j \\ J_{bz} \dot{\omega}_{bz} = -M_{tj}^i \cos \varphi_j - M_{tj}^o \cos \varphi_j - M_{cj} \sin \varphi_j + \\ M_{nj}^i \cos \varphi_j + M_{nj}^o \cos \varphi_j \end{cases} \quad (3)$$

式中 m_b 为滚子的质量; φ_j 为第 j 个滚子的方位角。同时定义了滚子的加速度和角加速度,滚子转动惯量在大地坐标系下测量。

2.2.2 保持架

保持架受力如图 3 所示。

图 3 为保持架受力图,在计算保持架与引导面之间的作用力时,考虑保持架与引导面之间的润滑油作用,同时考虑了保持架与引导面产生的

作用力在保持架坐标系的方位。

$$\begin{cases} m_c \ddot{y}_c = \sum_{j=1}^N (Q_{cj} \sin \varphi_j + F_{cj} \cos \varphi_j) + \\ F'_{cy} \cos \psi_c + F'_{cx} \sin \psi_c - G_c \\ m_c \ddot{z}_c = \sum_{j=1}^N (Q_{cj} \cos \varphi_j - F_{cj} \sin \varphi_j) - \\ F'_{cy} \sin \psi_c + F'_{cx} \cos \psi_c \\ J_{cx} \dot{\omega}_{cx} = \sum_{j=1}^N \left(F_{cj} \frac{D_w}{2} \right) - M'_{cx} - T_{cdo} - T_{cds} \\ J_{cy} \dot{\omega}_{cy} = \sum_{j=1}^N (-M_{cj} \cos \varphi_j) \\ J_{cz} \dot{\omega}_{cz} = \sum_{j=1}^N (M_{cj} \sin \varphi_j) \end{cases} \quad (4)$$

式中 m_c 为保持架的质量。同时定义了保持架的加速度和角加速度,保持架的转动惯量在大地坐

标系下测量。

2.2.3 内 圈

式(5)定义了内圈的加速度和角加速度,内圈的转动惯量在大地坐标系下测量。

$$\begin{cases} m_i \ddot{y}_i = \sum_{j=1}^N (-N_j^i \cos \varphi_j + T_j^i \sin \varphi_j) - F_r \\ m_i \ddot{z}_i = \sum_{j=1}^N (-N_j^i \sin \varphi_j + T_j^i \cos \varphi_j) \\ J_{ix} \dot{\omega}_{ix} = \sum_{j=1}^N T_j^i \frac{D_w}{2} \\ J_{iy} \dot{\omega}_{iy} = \sum_{j=1}^N (M_{Tj}^i \sin \varphi_j) \\ J_{iz} \dot{\omega}_{iz} = \sum_{j=1}^N (M_{Tj}^i \cos \varphi_j) \end{cases}$$

(5)

式中 m_i 为内圈的质量。

3 300 万 DN 值圆柱滚子轴承分析

以文中第 2 节所设计的 300 万 DN 值圆柱滚子轴承为例,采用预估-校正 GSTIFF 算法对式(3)~式(5)进行求解。

对轴承的接触应力、保持架打滑率和保持架质心轨迹进行计算分析。滚子与内、外滚道的最大接触应力计算值用来确定是否超过材料的许用接触应力,保持架打滑率和质心轨迹用来评判保持架的运动稳定性。

3.1 轴承工况参数对圆柱滚子轴承接触载荷的影响

轴承转速为 19000r/min,径向载荷从 3000~22000 N,轴承的承载特性如图 4~图 7 所示。

图 4 为径向载荷为 3000 N 时,1 号滚子与内、外滚道的接触载荷随时间的变化关系。转速为 19000 r/min 时,滚子的离心力为 850 N,离心力为滚子与外滚道的接触载荷与滚子与内滚道的接触载荷之差。

图 5 为径向载荷为 3000~22000 N 时,轴承的载荷分布。

由图 5 可知:随着载荷的增加,接触载荷增加,滚子承载个数增加,当径向载荷为 22000 N 时,滚子与外滚道的接触载荷达 4800N。

图 6 为径向载荷为 3000~22000 N 时,轴承的接触应力分布。随着载荷的增加,接触应力增加;由于高转速、离心力的影响,外接触应力大于内接触应力;最大接触应力达 1500 MPa,但

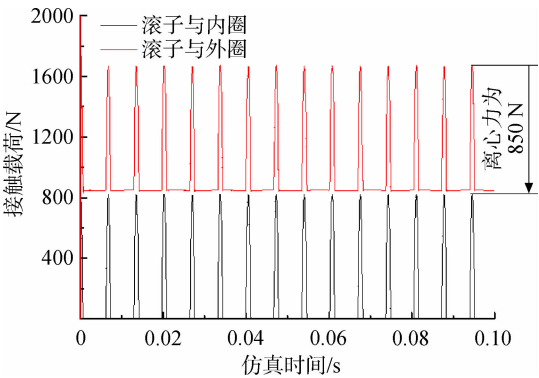


图 4 接触载荷
Fig. 4 Contact force

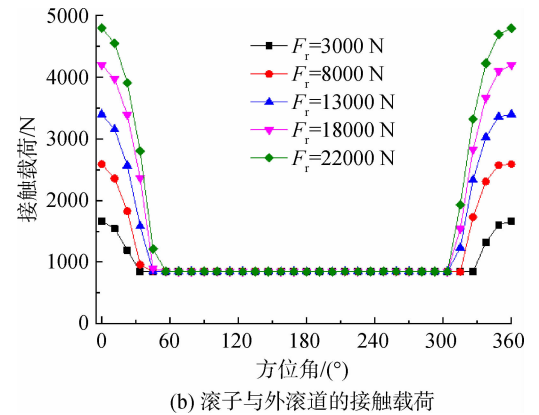
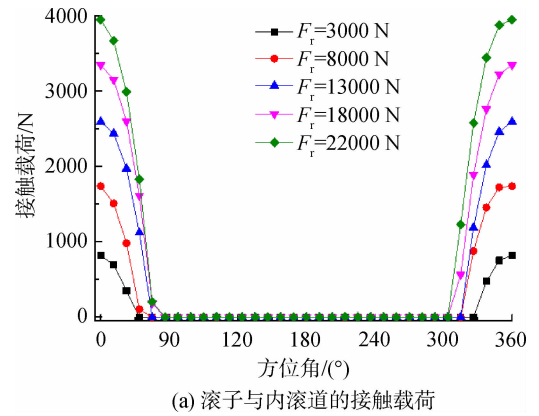


图 5 载荷分布与径向载荷的关系
Fig. 5 Relation between load distribution and radial load

远小于材料的许用应力 4200 MPa。设计安全裕度大。

3.2 保持架打滑率

保持架的打滑率的计算如下：

$$S_c = \left(1 - \frac{\omega_m}{\omega_c}\right) \times 100\%$$

(6)

式中 ω_m 为轴承保持架的实际转速; ω_c 为轴承保持架的理论转速。

轴承转速为 19000 r/min,径向载荷从

3 000~22 000 N,圆柱滚子轴承的保持架打滑率如图 7 所示。

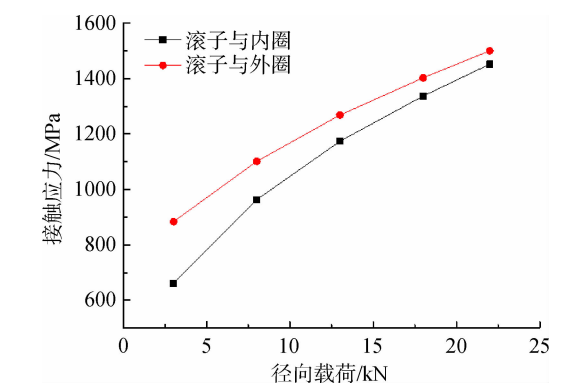


图 6 接触应力与径向载荷的关系
Fig. 6 Relation between contact pressure and radial load

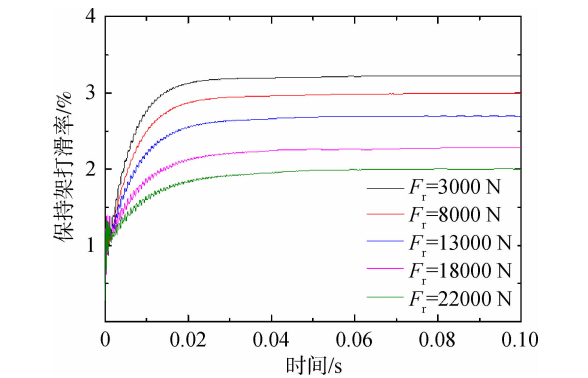


图 7 保持架打滑率与径向载荷的关系
Fig. 7 Relation between cage slip ratio and radial load

由图 7 可知:保持架打滑率与径向载荷大小成反比。对于 300 万 DN 值圆柱滚子轴承在工作载荷下,保持架打滑率在较低的水平值时,可以作为评定保持架能够稳定运转的一个重要指标。

3.3 轴承工况参数对圆柱滚子轴承保持架质心轨迹的影响

轴承转速为 19 000 r/min,径向载荷从 3 000~22 000 N,圆柱滚子轴承的保持架质心轨迹如图 8 所示。

由图 8 可知:随着径向载荷的增加,保持架运行稳定性先增加后减小。径向载荷增加,拖动力增加,质心轨迹趋于稳定;随着径向载荷的继续增加,各个滚子承受载荷越来越不均匀,拖动力差异导致滚子转动到不同方位角时出现较大的波动,从而改变保持架运动,保持架趋于不稳定运转。

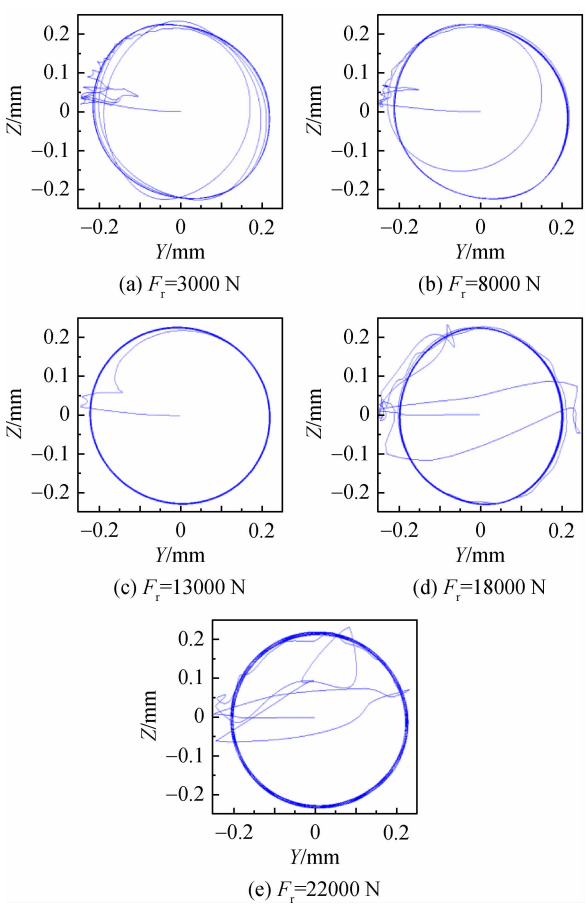


图 8 保持架质心轨迹与径向载荷的关系
Fig. 8 Relation between cage mass center trajectory and radial load

4 300 万 DN 值圆柱滚子轴承试验

为了验证本文所设计优化的 300 万 DN 值圆柱滚子轴承的性能,在自主研发的 ZYS-104A 试验机上进行试验,试验采用 4050 高温航空合成润滑油,被试轴承采用环下润滑方式,陪试轴承采用端面喷油润滑,润滑剂流量为 4~4.5 L/min,试验机实物图如图 9 所示,试验机主体结构示意图如 10 所示。

试验前准备:试验前对 N1932 轴承供油喷嘴的流量进行了校准。启动润滑系统,多次校准流量,得出当 N1932 轴承喷嘴供油流量为 4 L/min 时的压力,该压力 0.52 MPa 为流量试验时轴承的规定供油压力。

试验前轴承径向游隙、内外径尺寸偏差测量结果见表 3,其他测试项目及测试精度见表 4。

由图 11 可知,试验中轴承的内圈转速从 10 000 r/min 逐步加速,加速至 19 000 r/min,在最高转速 19 000 r/min 运行几分钟后,再进行逐步降低速度,直至停车。轴承在整个试验期间,外圈



图 9 试验机实物图

Fig. 9 Testing machine object

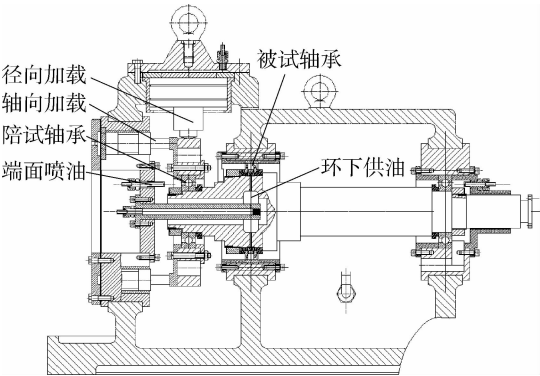


图 10 试验机示意图

Fig. 10 Schematic diagram of testing machine

表 3 试验前轴承计量结果

Table 3 Bearing measurement result before testing

轴承 编号	内径尺寸 偏差/ μm	外径尺寸 偏差/ μm	径向 游隙/ μm
1	6.5	2.5	83

表 4 测试项目及测试精度

Table 4 Test items and test accuracy

序号	测试项目	测试精度
1	滑油进油温度	$\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$
2	滑油回油温度	$\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$
3	滑油进油压力	$\pm 0.05\text{ MPa}$
4	轴承外圈温度	$\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$
5	轴承座振动	$\pm 10\%$
6	转速	$\pm 0.5\%$
7	载荷	$\pm 2\%$

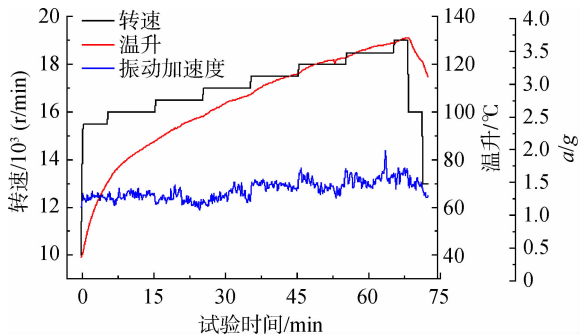


图 11 试验转速加载

Fig. 11 Testing speed loading

温度稳定,轴承座处振动正常,没有出现突然升温
和振动异常等异常现象。所有控制参数均在试验
技术要求规定的范围内。振动加速度为 a 。

试验后分解检查结果。试验后轴承内外径尺
寸、游隙测量结果见表 5,轴承外观实物图如图 12
所示。

表 5 试验后轴承计量结果

Table 5 Bearing measurement result after testing

轴承 编号	内径尺寸 偏差/ μm	外径尺寸 偏差/ μm	径向 游隙/ μm
1	6.5	2.5	83



(a) 试验后轴承外圈滚道



(b) 试验后轴承滚子

图 12 试验后轴承

Fig. 12 Bearing after testing

轴承外观状态(目视):轴承整体外观正常;轴承保持架正常,端面无磨损现象;轴承内圈滚道均正常,无严重磨损、烧伤等异常现象。轴承外圈滚道轨迹清晰,磨痕均匀;经过对比,试验前后的轴承尺寸没有明显变化,证明试验后轴承正常。

5 结 论

本文以 300 万 DN 值圆柱滚子轴承为例,开展圆柱滚子轴承优化设计与试验验证。首先,结合高速圆柱滚子轴承的设计准则,选择轴承结构参数和材料;接着,建立动力学模型并研究其动力学行为;最后,在自主研发的试验上进行轴承试验,试验过程中监测轴承温升及振动加速度值, DN 值为 300 万时,温度低于 130 ℃,振动加速度低于 2.0g。通过优化设计,圆柱滚子轴承 DN 值从 200 万提升到了 300 万。

参考文献:

- [1] WALTERS C T. The dynamics of ball bearings[J]. Journal of Tribology, 1971, 93(1): 1-10.
- [2] GUPTA P K. Advanced dynamics of rolling elements[M]. New York: Springer-Verlag, 1984: 76-99.
- [3] GUPTA P K, DILL J F, BANDOW H E. Dynamics of rolling element-bearings experimental validation of the DREB and RAPIDREB computer programs[J]. Journal of Tribology, 1985, 107(1): 132-137.
- [4] MEEKS C R, NG C O. The dynamics of ball separators in ball bearings Part I: analysis[J]. Tribology Transactions, 1985, 28(3): 277-287.
- [5] MEEKS C R. The dynamics of ball separators in ball bearings Part II: results of optimization study[J]. Tribology Transactions, 1985, 28(3): 288-295.
- [6] MEEKS C R, LONG T. Ball bearing dynamic analysis using computer methods Part I: analysis[J]. Journal of Tribology, 1996, 118(1): 52-58.
- [7] COE H H, SCHULLER F T. Comparison of predicted and experimental performance of large-bore roller bearing operating to 3.0 million DN[R]. NASA-TP-1599, 1980.
- [8] COE H H, SCHULLER F T. Calculated and experimental data for a 118 mm bore roller bearing to 3 million DN[R]. NASA-TM-81427, 1980.
- [9] SCHULLER F T. Operating characteristics of a three-piece-inner-ring large-bore roller bearing to speeds of 3 million DN[R]. NASA-TP-2355, 1980.
- [10] 周志澜, 马纯民. 航空发动机主轴承失效分析与预防[M]. 北京: 科学出版社, 1998.
- [11] 冯仰园, 邵嘉兴, 战明学. 航空发动机高速滚子轴承的试验研究[J]. 航空动力学报, 1989, 4(2): 183-184.

- ing[J]. Journal of Aerospace Power, 1989, 4(2): 183-184. (in Chinese)
- [12] 邓四二, 顾金芳, 崔永存, 等. 高速圆柱滚子轴承保持架动力学特性分析[J]. 航空动力学报, 2014, 29(1): 207-215.
- DENG Sier, GU Jinfang, CUI Yongcun, et al. Analysis of cage's stability in a cylindrical roller bearing with elastic support[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(1): 207-215. (in Chinese)
- [13] 孙雪, 邓四二, 陈国定, 等. 弹性支承下圆柱滚子轴承保持架稳定性分析[J]. 航空动力学报, 2018, 33(2): 487-496.
- SUN Xue, DENG Sier, CHEN Guoding, et al. Analysis of cage's stability in a cylindrical roller bearing with elastic support[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(2): 487-496. (in Chinese)
- [14] ZHANG Wenhui, DENG Sier, CHEN Guoding, et al. Influence of lubricant traction coefficient on cage's nonlinear dynamic behavior in high-speed cylindrical roller bearing[J]. Journal of Tribology, 2017, 139(6): 1-11.
- [15] CUI Yongcun, DENG Sier, ZHANG Wenhui, et al. The impact of roller dynamic unbalance of high-speed cylindrical roller bearing on the cage nonlinear dynamic characteristics[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 118(8): 65-83.
- [16] DENG Sier, LU Yujia, ZHANG Wenhui, et al. Cage slip characteristics of a cylindrical roller bearing with a trilobe-raceway[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2018, 31(2): 351-362.
- [17] 杨海生, 邓四二, 李响, 等. 航空发动机主轴高速圆柱滚子轴承保持架柔体动力学仿真[J]. 轴承, 2011(2): 7-11.
- YANG Haisheng, DENG Sier, LI Shang, et al. Flexible dynamic simulation on cage of aeroengine high speed cylindrical roller bearings[J]. Bearing, 2011(2): 7-11. (in Chinese)
- [18] 景新, 曹宏瑞, 陈雪峰. 保持架打滑对航空发动机主轴承故障特征频率的影响[J]. 航空动力学报, 2019, 34(5): 1145-1152.
- JING Xin, CAO Hongrui, CHEN Xuefeng. Effect of cage slipping on fault characteristic frequencies of aeroengine main-shaft bearings[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(5): 1145-1152. (in Chinese)
- [19] 王俨凯, 廖明夫, 张家豪. 航空发动机中介轴承的动力学减载设计[J]. 航空动力学报, 2017, 32(2): 492-499.
- WANG Yankai, LIAO Mingfu, ZHANG Jiahao. Dynamic load reduction design for inter-shaft bearing of aircraft engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2017, 32(2): 492-499. (in Chinese)
- [20] 王兴刚. 某型发动机主轴承失效分析及其改进的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2006.
- WANG Xinggang. Technial research on analysis of spindle bearing and improvement technology[D]. Harbin: Harbin Institute University of Technology, 2006. (in Chinese)
- [21] 张庆. 圆柱滚子轴承打滑损伤试验研究[D]. 贵阳: 贵州大学, 2019.
- ZHANG Qing. Experimental study on skid damage of cy-

lindrical roller bearing[D]. Guiyang:Guizhou University, 2019. (in Chinese)

[22] 崔立. 航空发动机高速滚动轴承及转子系统的动态性能研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2008.

CUI Li. Research on dynamic performances of high-speed rolling bearing and rotor system of aeroengine[D]. Harbin:Harbin Institute University of Technology, 2008. (in Chinese)

[23] 叶振环. 航空发动机高速滚动轴承动力学行为研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2013.

YE Zhenhuan. Research on dynamic behavior of high-speed rolling bearing in aeroengines[D]. Harbin: Harbin Institute University of Technology,2013. (in Chinese)

[24] 姚譔. 航空发动机滚动轴承保持架的碰撞振动分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2014.

YAO Xuan. Analysis of the impact of cage in aeroengine roller bearings[D]. Harbin:Harbin Institute University of Technology,2014. (in Chinese)

[25] 池冰. 航空发动机滚动轴承动力学模型分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2016.

CHI Bing. Dynamical models analysis of aircraft engine rolling bearing[D]. Harbin:Harbin Institute University of Technology,2016. (in Chinese)

[26] 郑艳伟. 轴承零件几何误差对圆柱滚子轴承动态性能的影响研究[D]. 河南 洛阳:河南科技大学,2019.

ZHENG Yanwei. Research on influence of geometric error of bearing parts on dynamic performance of cylindrical roller bearings[D]. Luoyang Henan: Henan University of Science and Technology,2019. (in Chinese)

[27] 孙玉飞. 空调滑片式压缩机用圆柱滚子轴承动态特性研究[D]. 河南 洛阳:河南科技大学,2019.

SUN Yufei. Research on dynamic characteristics of cylindrical roller bearings for air conditioning vane compressors [D]. Luoyang Henan: Henan University of Science and Technology,2019. (in Chinese)

[28] 胡永乐. 高速圆柱滚子轴承保持架振动特性研究[D]. 河南 洛阳:河南科技大学,2018.

HU Yongle. Study on cage vibration property of high speed cylindrical roller bearing[D]. Luoyang Henan: Henan University of Science and Technology ,2018. (in Chinese)

(编辑:张 雪)