

考虑离心膨胀的双级串联轴承油膜刚度和阻尼

胡 晶^{1,2}, 李 聪³, 张邦成⁴, 乔晓利^{1,2}, 张心明^{1,2,5}, 周笑平^{1,2}

(1. 长春理工大学机电工程学院, 长春 130022; 2. 吉林省空气动力科技创新中心, 长春 130022; 3. 中国航空工业空气动力研究院, 哈尔滨 150001; 4. 长春工业大学机电工程学院, 长春 130022; 5. 佛山科学技术学院机电工程与自动化学院, 广东 佛山 528225)

摘 要: 轴承的弹流润滑状况与其动态性能有着密切的关系, 对轴承弹流润滑特性的精准计算是轴承转速分析及可靠性设计的关键。为探究双级串联轴承的油膜刚度和阻尼特性, 建立了考虑离心膨胀效应后的双级串联轴承拟静力学与弹流润滑分析模型, 即离心膨胀影响模型, 分析了离心膨胀效应对双级串联球轴承油膜刚度和阻尼的影响规律。研究表明: 双级串联轴承一、二级轴承的内接触油膜刚度和阻尼随转速的增加而减小; 考虑离心膨胀后, 油膜刚度有所增加, 阻尼减小, 且变化率的幅度随转速增加而增大。在邻近高速工况时, 考虑离心膨胀的因素能提高计算精度, 而一旦转速达到高速区域, 离心膨胀效应的影响几乎是不可忽略的。

关键词: 机械设计制造及其自动化; 双级串联轴承; 弹流润滑; 离心膨胀; 拟静力学

中图分类号: TH133.33 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5497(2021)05-1601-11

DOI: 10.13229/j.cnki.jdxbgxb20200850

Oil film stiffness and damping of double-decker ball bearing in consideration of centrifugal expansion

HU Jing^{1,2}, LI Cong³, ZHANG Bang-cheng⁴, QIAO Xiao-li^{1,2}, ZHANG Xin-ming^{1,2,5}, ZHOU Xiao-ping^{1,2}

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Changchun University of Science and Technology, Changchun 130022, China; 2. Jilin Province Innovation Center of Aerodynamic Science and Technology, Changchun 130022, China; 3. AVIC Aerodynamics Research Institute, Harbin 150001, China; 4. College of Mechanical and Electrical Engineering, Changchun University of Technology, Changchun 130022, China; 5. School of Mechatronic Engineering and Automation, Foshan University, Foshan 528225, China)

Abstract: The elastohydrodynamic lubrication of ball bearings is closely related to its dynamic performance. The accurate calculation of bearing elastohydrodynamic lubrication is the key to bearing speed analysis and reliability design. In this paper, the quasi-statics and elastohydrodynamic lubrication analysis model considering centrifugal expansion was established, that is, the influence model of centrifugal expansion. The influence of centrifugal expansion effect is analyzed. The results show that the stiffness and damping of the inner contact oil film decrease with the increase of the rotating speed; Considering the centrifugal expansion, the stiffness of the oil film increases and the damping decreases, and the amplitude of the

收稿日期: 2020-11-05.

基金项目: 国家自然科学基金面上项目(61973046); 吉林省科技厅项目(20170204008GX).

作者简介: 胡晶(1987-), 女, 博士研究生. 研究方向: 精密和超精密加工技术. E-mail: hjcust163@163.com

通信作者: 张心明(1967-), 男, 研究员, 博士. 研究方向: 精密和超精密加工技术. E-mail: zxmcust163@163.com

change rate increases with the increase of the rotating speed. When the speed is close to high speed, the calculation accuracy can be improved by considering the centrifugal expansion. However, once the speed enters the high-speed region, the effect of centrifugal expansion can hardly be ignored.

Key words: mechanical design manufacturing and automation; double-decker ball bearing; elasto-hydrodynamic lubrication; centrifugal expansion; quasi-static

0 引言

球轴承在精密旋转机械中有重要的作用^[1],为提高轴承的极限转速,目前国外的新型轴承中已出现多级轴承结构。其中,双级串联轴承作为多级轴承的一个特例,目前是研究的重要对象,该种类型轴承也常被称为“双层轴承”。Anderson^[2]提出了双级串联轴承设计思想,该结构自提出以来,很多学者开展了相关研究;Prashad^[3-7]对其转速分配理论、阻尼、刚度、温度特性等方面进行了一系列的研究。我国学者也开展了大量研究工作,例如:双级串联轴承刚度和摩擦力矩特性研究^[8];高速及有载荷状态下的力学模型研究^[9];运动学^[10]、热学模型^[11]和载荷分布研究^[12],同时还开展了新型结构的双级串联轴承相关特性分析^[13-15],并对转速分配进行了研究^[16]。

求解双级串联轴承的油膜刚度和阻尼特性需借助弹流润滑理论。近年来,许多学者对传统单级轴承的弹流润滑特性及油膜刚度方面进行了相关研究。Wu等^[17]研究了低速重载条件下球轴承弹流润滑的性能;Wang等^[18]研究了热弹流润滑对球轴承的影响;史修江^[19]建立了苛刻复杂工况下的球轴承拟动力学和热弹流润滑耦合分析模型;吴明星等^[20]提出了一种考虑自旋的球轴承油膜刚度的计算公式;Zhang^[21]对油膜刚度进行了分析和数值研究;Bizarre等^[22]对不同加载条件下球轴承刚度和阻尼的等效参数进行了计算;Lei等^[23]建立了考虑轴承的表面粗糙形貌、热效应等因素的油膜刚度模型。

从以上研究可知,相比传统的单级轴承,目前对于双级串联轴承的研究相对较少。对考虑离心膨胀效应对双级串联轴承的油膜刚度和阻尼的影响鲜有报道。早有研究表明离心力对轴承产生软化效应^[24],随着转速的提高,离心力的作用将使轴承内圈的应力重新分布并发生弹性变形,产生离心膨胀现象,改变轴承的动态特性,从而影响弹流润滑性能,进而对刚度和阻尼产生影响。已有

研究表明^[25],随着温度的升高,轴承滚珠和内外圈的最大热弹性变形与最小油膜厚度具有相同数量级,为了准确计算油膜刚度和阻尼特性,考虑离心膨胀的因素很有必要。

本文建立了考虑离心膨胀效应的拟静力学与弹流润滑分析模型,即离心膨胀影响模型,对比分析了考虑离心膨胀率前后对油膜刚度和阻尼的影响趋势,为油膜刚度和阻尼的精准计算提供了理论依据,为双级串联轴承的高速性能及转速传递特性的探究提供了理论铺垫。

1 数学模型

1.1 考虑离心膨胀的双级串联球轴承拟静力学修正模型

1.1.1 离心膨胀的计算

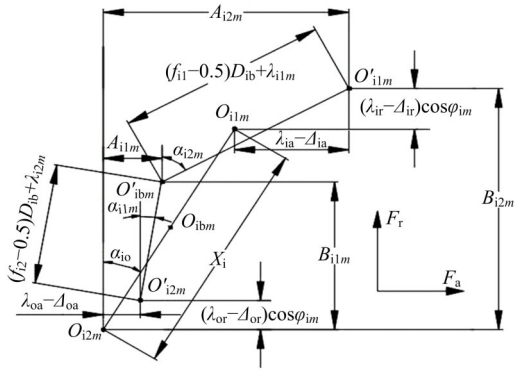
轴承在高速运转时,内圈随着轴的旋转产生离心力,会导致轴承发生离心膨胀变形。由弹性力学可知,由于球轴承内圈的宽度通常比直径小很多,故可将轴承的内圈等效为薄壁圆环,因此轴承内圈由于离心膨胀引起的位移为^[26]:

$$\psi_R = \frac{\bar{\rho}\omega^2}{32E} d_m [D_{ii}^2(3+\nu) + d_m^2(1-\nu)] \quad (1)$$

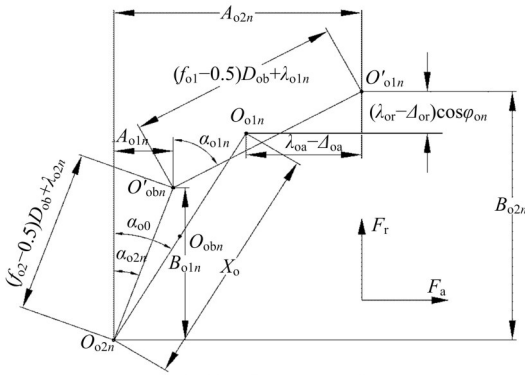
式中: ψ_R 为离心膨胀变形; $\bar{\rho}$ 为内圈密度; ω 为轴承角速度; d_m 为轴承节径; D_{ii} 为轴承内径; E 为弹性模量; ν 为泊松比。

1.1.2 双级串联轴承的几何约束方程

为简便分析,将双级串联轴承几何关系分为一、二级两部分,图1为在径向载荷和轴向载荷下,一、二级轴承受载前后在第 m 和第 n 个滚珠处的内外圈曲率中心和滚珠中心之间的相对位置关系^[27]。受载后,双级串联轴承的二级轴承的外圈固定在轴承座上,故可认为其滚道曲率中心位置 O_{o2n} 受载前后不发生变化,其内圈的滚道曲率中心位置由 O_{o1n} 变为 O'_{o1n} ,二级滚珠中心位置由 O_{obn} 变为 O'_{obn} ;一级轴承外圈由 O_{i2m} 变为 O'_{i2m} ,一级轴承内圈由 O_{i1m} 变为 O'_{i1m} ,一级滚珠中心位置由 O_{ibm} 变为 O'_{ibm} ,其几何关系为:



(a)一级轴承变形协调关系图



(b)二级轴承变形协调关系图

图 1 一、二级轴承第 m 和第 n 个球的球心与沟道曲率中心的几何关系图

Fig. 1 Geometry relations between m th and n th ball center and curvature centre of raceway

$$\begin{cases} A_{i2m} = X_i \sin \alpha_{i0} + \lambda_{ia} - \Delta_{ia} \\ B_{i2m} = X_i \cos \alpha_{i0} + (\lambda_{ir} - \Delta_{ir}) \cos \varphi_{im} \\ A_{o2n} = X_o \sin \alpha_{o0} + \lambda_{oa} - \Delta_{oa} \\ B_{o2n} = X_o \cos \alpha_{o0} + (\lambda_{or} - \Delta_{or}) \cos \varphi_{on} \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} \lambda_{i2m} = \sqrt{(A_{i1m} - \lambda_{oa} + \Delta_{oa})^2 + (B_{i1m} - (\lambda_{or} - \Delta_{or}) \cos \varphi_{im})^2} - (f_{i2} - 0.5) D_{ib} \\ \lambda_{i1m} = \sqrt{(A_{i2m} - A_{i1m})^2 + (B_{i2m} - B_{i1m})^2} - (f_{i1} - 0.5) D_{ib} \\ \lambda_{o2n} = \sqrt{A_{o1n}^2 + B_{o1n}^2} - (f_{o2} - 0.5) D_{ob} \\ \lambda_{o1n} = \sqrt{(A_{o2n} - A_{o1n})^2 + (B_{o2n} - B_{o1n})^2} - (f_{o1} - 0.5) D_{ob} \end{cases} \quad (3)$$

式中: α_{i0} 、 α_{o0} 为初始接触角; α_{i1m} 、 α_{i2m} 、 α_{o1n} 、 α_{o2n} 为内、外圈接触角; f_{i1} 、 f_{i2} 、 f_{o1} 、 f_{o2} 为内、外圈沟曲率半径系数; φ_{im} 、 φ_{on} 为位置角; Δ_{ir} 、 Δ_{or} 、 Δ_{ia} 、 Δ_{oa} 为径向

和轴向游隙; λ_{i1m} 、 λ_{i2m} 、 λ_{o1n} 、 λ_{o2n} 为接触变形; λ_{ir} 、 λ_{or} 、 λ_{ia} 、 λ_{oa} 为径向和轴向位移; X_i 、 X_o 为不受载荷时滚道曲率中心之间的距离; A_{i1m} 、 B_{i1m} 、 A_{o1n} 、 B_{o1n} 为内、外圈曲率中心与球中心之间的轴向投影和径向投影; B_{i2m} 、 B_{o2n} 、 A_{o2n} 、 A_{i2m} 为内圈和外圈的曲率中心之间的轴向和径向投影。

双级串联轴承各滚珠分别受到与其相接触的内、外圈的接触力,离心力和由陀螺力矩所引起的切向力,其受力平衡方程详见文献[27]。

1.1.3 双级串联轴承中圈转速的计算

双级串联轴承相比传统的单级轴承来说,最大的特点在于内圈和中圈的转速分配,其内圈和中圈转速的关系如下^[16]:

$$n_m = \frac{D_{ip}^{4.5}}{D_{ip}^{4.5} + D_{op}^{4.5}} n_i \quad (4)$$

式中: D_{ip} 为一级轴承的节径; D_{op} 为二级轴承的节径; n_i 为输入的转速; n_m 为中圈的转速。

1.1.4 考虑离心膨胀后的拟静力学公式

考虑离心膨胀后,主要影响受载后双级串联轴承的内外环的沟曲率中心距离在径向的投影,考虑离心膨胀后的拟静力学公式为:

$$\begin{cases} B_{i2m} = X_i \cos \alpha_{i0} + (\lambda_{ir} - \Delta_{ir}) \cos \varphi_{im} + \psi_{R1} \\ B_{o2n} = X_o \cos \alpha_{o0} + (\lambda_{or} - \Delta_{or}) \cos \varphi_{on} + \psi_{R2} \end{cases} \quad (5)$$

式中: ψ_{R1} 为一级轴承的离心膨胀量; ψ_{R2} 为二级轴承的离心膨胀量,将式(4)代入式(1)中,可得 ψ_{R1} 和 ψ_{R2} 的值。

1.2 弹流润滑分析模型

求解点接触的弹流润滑状态需联合求解雷诺方程、密压方程、粘压方程和载荷平衡方程^[28]。

1.2.1 雷诺方程

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\rho}{\eta} \right)_e h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\rho}{\eta} \right)_e h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right] = 12U_e \frac{\partial}{\partial x} (\rho_x^* h) \quad (6)$$

式中: p 为内、外圈与滚动体间的油膜压力; U_e 为速度; h 为油膜厚度; η 为润滑油的粘度; ρ 为润滑油的密度; $\left(\frac{\rho}{\eta} \right)_e$ 、 ρ_x^* 为等效当量。

1.2.2 油膜厚度方程

$$h(x, y, t) = h_0(t) + \frac{x^2}{2R_x} + \frac{y^2}{2R_y} + \frac{2}{\pi E'} \iint \frac{\rho(x', y', t)}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}} dx' dy' \quad (7)$$

式中: E' 为内圈和滚动体的综合弹性模量; h_0 为刚体中心膜厚。

1.2.3 密压方程

$$\rho = \rho_0 [1 + C_1 p / (1 + C_2 p)] \quad (8)$$

式中: ρ_0 为润滑剂在室温的密度; C_1 、 C_2 为密压系数。

1.2.4 粘压方程

$$\eta = \eta_0 \exp \left\{ (\ln \eta_0 + 9.67) \times \left[-1 + (1 + 5.1 \times 10^{-9} p)^{5.0} \right] \right\} \quad (9)$$

式中: Z_0 为粘压系数。

1.2.5 载荷平衡方程

$$\iint_{\Omega} p(x, y) dx dy = w \quad (10)$$

式中: w 为载荷; Ω 为接触区域的面积。

将考虑离心膨胀因素的拟静力学结果代入到弹流润滑计算部分,油膜刚度计算如下:

$$K_{oil} = \frac{d\tau w}{dh} \quad (11)$$

油膜阻尼计算如下^[29]:

$$C_{oil} = \frac{\Delta\tau w}{U} = \frac{1}{U} \int_A p(x, y) dx dy \quad (12)$$

式中: $\Delta\tau w$ 为阻尼力; U 为速度; δ 为变形; K_{oil} 为油膜刚度; C_{oil} 为油膜阻尼。

1.3 考虑离心膨胀效应的油膜刚度计算

如图 2 所示,采用 Newton-Raphson 法求解双

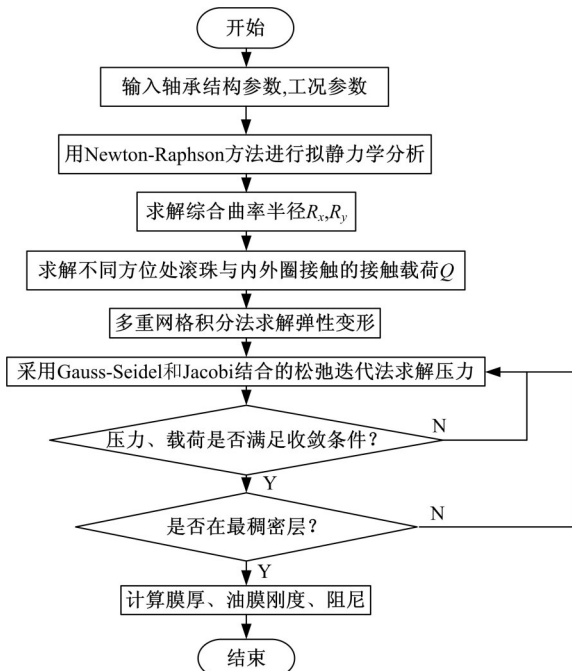


图 2 数值分析流程图

Fig. 2 Flow chart of numerical analysis

级串联轴承拟静力学模型,采用 Gauss-Seidel 和 Jacobi 相结合的松弛迭代法求解压力,多重网格积分法求解弹性变形。

2 结果与分析

2.1 双级串联轴承型号选择

本文使用的双级串联轴承的一、二级轴承型号分别选用 71901C、71905C,具体参数如表 1 所示。

表 1 双级串联轴承参数

Table 1 Parameters of double-decker ball bearing

参 数	数值	
	71901C	71905C
球径/mm	3	4.25
初始接触角/(°)	15	15
球的个数	17	21
内圈沟曲率半径系数	0.515	0.525
外圈沟曲率半径系数	0.515	0.525
节径/mm	18	33.5

2.2 模型的验证

为验证本程序的 correctness,对比文献[30]实验的干涉图和本文数值模拟的等值线图如图 3 所示,实验工况载荷为 32 N,接触压力为 503.5 MPa,表面速度选择 0.52、2.53、5.36、8.08 m/s,润滑油粘度为 0.048 Pa·s。由图 3 可知,数值模拟图像与试验光干涉图像一致,呈现出典型的马蹄形弹流润滑特征,数值模拟结果与实验结果相似。图 4 为实验和数值模拟的膜厚分布对比图。采用 GetData 软件对文献数据进行提取,由于提取数据时存在一定误差,故数值分析中采用与实验一致的和相近的共 4 组数据进行提取对比。因文献中数据较密集,表面速度差异或是工况不完全相

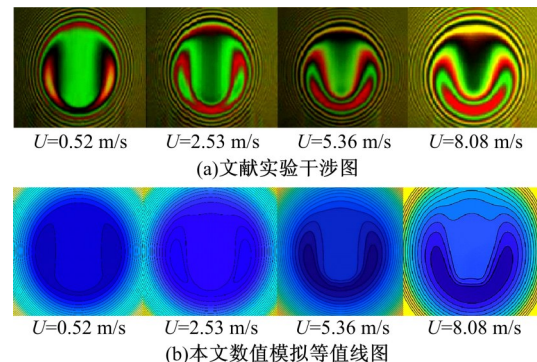


图 3 实验干涉图与数值模拟等线图对比验证

Fig. 3 Comparison of experimental interferogram and numerical simulation contour map

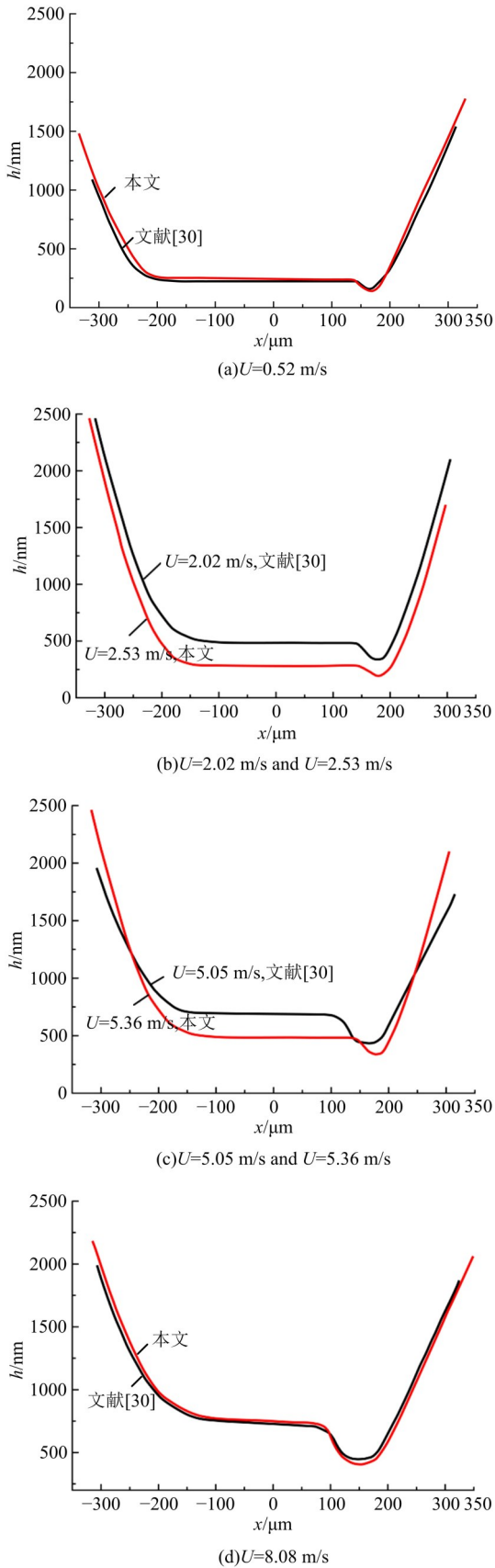


图 4 文献[30]和本文数值模拟膜厚的对比

Fig. 4 Comparison of film thickness in literature and numerical simulation

同等原因,导致试验数据和数值模拟的结果稍有偏差,但偏差不大,可验证本程序的正确性。

2.3 不考虑离心膨胀的双级串联轴承一、二级轴承接触载荷分析

因双级串联轴承转速分配的原因,内圈、中圈分配的转速比实际输入速度小,计算工况选取径向力 $F_r=200$ N,轴向力 $F_a=200$ N,转速分别选取 10 000、12 000、14 000、16 000 r/min 进行分析。图 5(a)为双级串联轴承一级轴承的滚珠与内外圈接触处的接触载荷随转速变化的规律图,可见,由于转速的存在,滚珠产生离心力,随着转速的增加,一级轴承滚珠与内圈接触载荷逐渐减小,与外圈接触载荷逐渐增大;图 5(b)为二级轴承内外接触载荷随转速变化的规律图,可见,随着转速的增加,二级轴承内圈接触载荷减小,外圈接触载荷增加。由于双级串联轴承的转速由内圈和中圈同时承担,此刻二级轴承相当于一个单级轴承,故一级轴承参数变化量小于二级轴承的变化量。

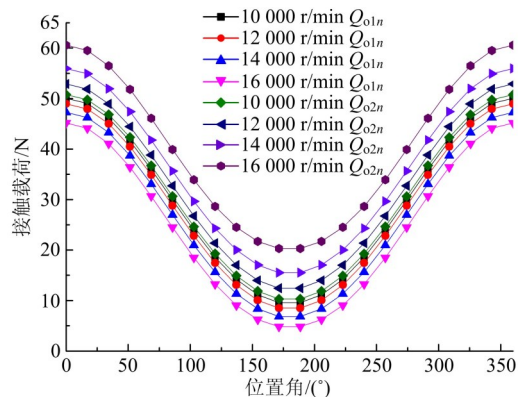
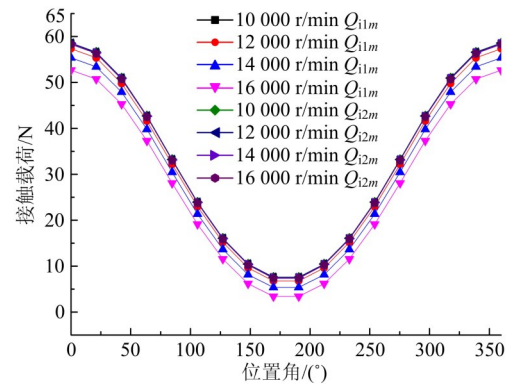


图 5 双级串联轴承一、二级轴承滚珠与内外圈的接触载荷随转速变化图

Fig. 5 Variation of contact load of double-decker ball bearing with rotation speed

2.4 不考虑离心膨胀的双级串联轴承一、二级轴承接触应力分析

图 6(a)为双级串联轴承的一二级轴承的滚珠与内外圈接触的接触应力随转速变化的规律图。该图表明,随转速的增加,滚珠的离心力增大,一级轴承的内圈接触应力随转速的增加逐渐减小,外圈接触应力随转速的增加逐渐增大,但由于外圈的曲率半径大于内圈曲率半径,接触面积相对较大,故外圈接触应力小于内接触应力。因此,一级轴承滚动体与外圈的润滑情况好于滚动体与内圈的接触情况。由图 6(b)可知,随着转速的增加,二级轴承的内圈接触应力逐渐减小,外圈接触应力逐渐增大,但由于转速分配的影响,对二级轴承的接触角变化影响很小,虽然外圈的曲率半径大于内圈的曲率半径,但由接触角变化引起的椭圆接触处的半长轴和半短轴的变化并不明显,故接触载荷对二级轴承的接触应力影响较大。

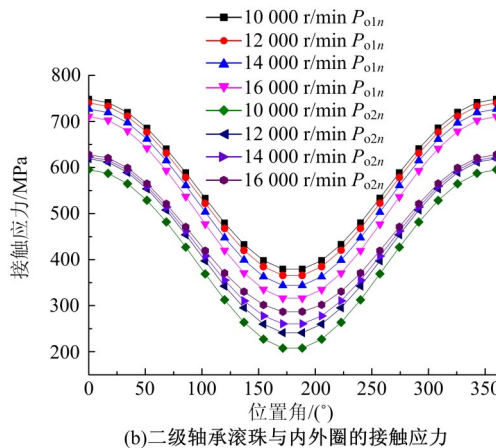
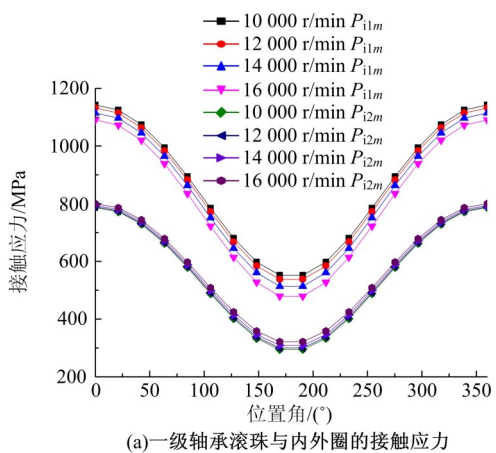
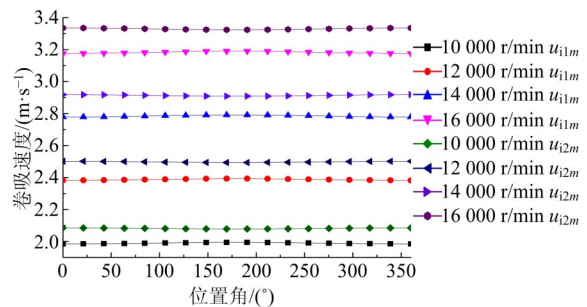


图 6 双级串联轴承一、二级轴承滚珠与内外圈的接触应力随转速变化图

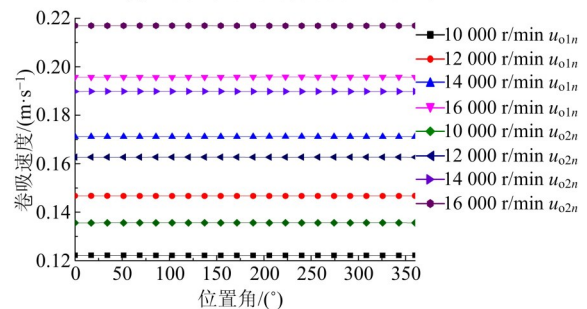
Fig. 6 Variation of contact stress of double-decker ball bearing with rotation speed

2.5 双级串联轴承一、二级轴承卷吸速度分析

图 7为双级串联轴承一二级轴承内外圈接触的卷吸速度变化图,可见,随着转速的增加,一、二级轴承内外圈接触的卷吸速度均增加,离心力的作用下,一、二级轴承的滚珠与外圈接触的卷吸速度大于滚珠和内圈接触的卷吸速度,由于转速分配的影响,中圈转速低于内圈转速,故二级轴承的卷吸速度小于一级轴承。



(a)一级轴承滚珠与内外圈的卷吸速度



(b)二级轴承滚珠与内外圈的卷吸速度

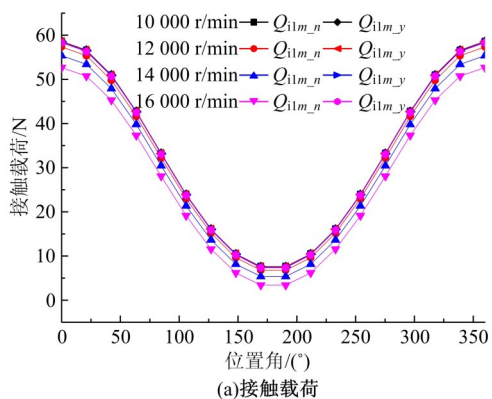
图 7 双级串联轴承一、二级轴承滚珠与内外圈的卷吸速度随转速变化图

Fig. 7 Variation of entrainment velocity of double-decker ball Bearing with rotation speed

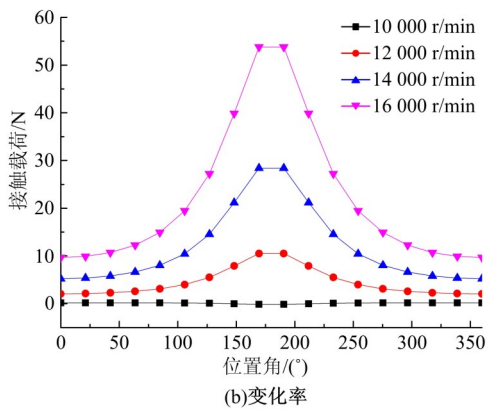
2.6 考虑离心膨胀后双级串联轴承一级轴承内圈接触载荷对比

由图 6可知,双级串联轴承一、二级轴承的滚动体与外圈的润滑情况要好于滚动体与内圈的润滑情况,受载最大的滚动体膜厚最小,故选取双级串联轴承一、二级轴承的内圈接触作为分析对象,研究考虑离心膨胀后对内圈接触油膜刚度和油膜阻尼的影响。

图 8为考虑离心膨胀后双级串联轴承的一级轴承内圈接触载荷的对比及变化率示意图,可知,在 4 种工况下,变化影响最大的滚动体变化率达 55%,随着转速的增加,离心膨胀效应对载荷的影响越来越明显。这是由于随着离心膨胀的增加,对轴承的动态性能产生影响变大。



(a)接触载荷



(b)变化率

图 8 考虑离心膨胀后一级轴承内圈接触载荷对比
Fig. 8 Internal contact load comparison of inner bearing consider of centrifugal expansion

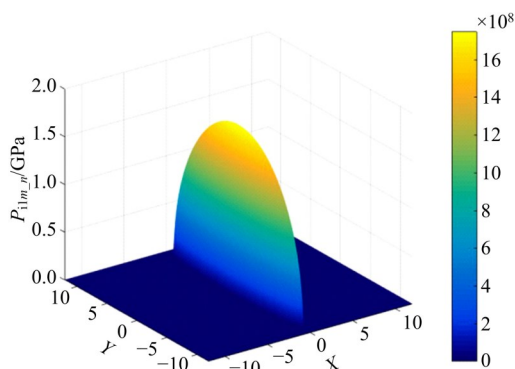
图 9、图 10 为工况在 16 000 r/min, 位置角为 0° 的滚珠考虑离心膨胀前后的压力和膜厚对比图, 可知, 考虑离心膨胀后的压力变化很小, 几乎可忽略, 但考虑离心膨胀后的膜厚减小。

2.7 考虑离心膨胀后双级串联轴承二级轴承内接触载荷对比

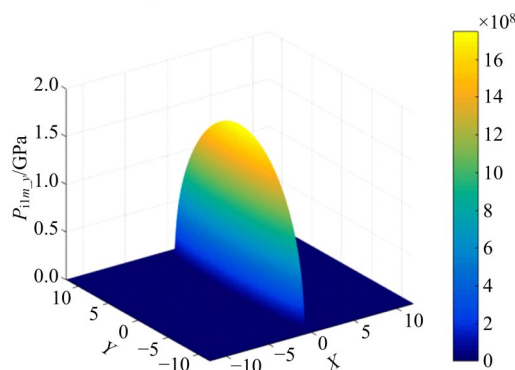
图 11 为考虑离心膨胀后的二级轴承内接触载荷的对比和变化率的示意图, 可知, 随着载荷的增加, 变化率增加, 离心膨胀效应对接触载荷的影响增大, 变化影响最大的滚珠变化率达 2.7%, 但是由于转速分配的关系, 中圈转速低于内圈转速, 离心膨胀对二级轴承的动态特性的影响相对一级轴承不大, 故二级轴承的接触载荷的变化率相对一级轴承变化不大。

2.8 考虑离心膨胀后双级串联轴承内接触油膜刚度变化

图 12(a)(b) 为考虑离心膨胀后的双级串联轴承一、二级轴承内圈接触的油膜刚度对比图, 可知, 随着转速的增加, 一级轴承和二级轴承的油膜刚度减小。这是因为随着转速的增加, 轴承润滑



(a)未考虑离心膨胀的压力图



(b)考虑离心膨胀的压力图

图 9 16 000 r/min 转速下位置角为 0° 的滚珠的弹流润滑的压力图

Fig. 9 Pressure diagram of elastohydrodynamic lubrication with a position angle of 0° at 16 000 r/min rotation speed

油膜膜厚增加, 油膜刚度是载荷对膜厚求导, 故随着速度的增大, 油膜刚度减小。考虑离心膨胀后, 随着速度的增加, 热效应可以影响膜厚, 温度的升高降低了局部粘度, 导致膜厚降低, 在接触进口处产生的非常高的润滑油剪切速率导致进口温度上升, 进口粘度下降, 膜厚减少, 故油膜刚度有所增加。由图 12(c)(d) 可知, 当转速为 16 000 r/min 时, 一级轴承的最大变化率达 5.5%, 对应的二级轴承变化率为 0.16%, 二级轴承的变化率小于一级轴承, 故离心膨胀因素对一级轴承影响更大, 但二级轴承的油膜刚度大于一级轴承, 这是由于双级串联轴承转速分配的原因, 二级轴承的转速低于一级轴承的转速, 二级轴承的膜厚小于一级轴承, 故二级轴承的油膜刚度变化率较一级轴承小, 且油膜刚度大于一级轴承。

2.9 考虑离心膨胀后双级串联轴承内接触油膜阻尼变化

图 13(a)(b) 为考虑离心膨胀后的双级串联

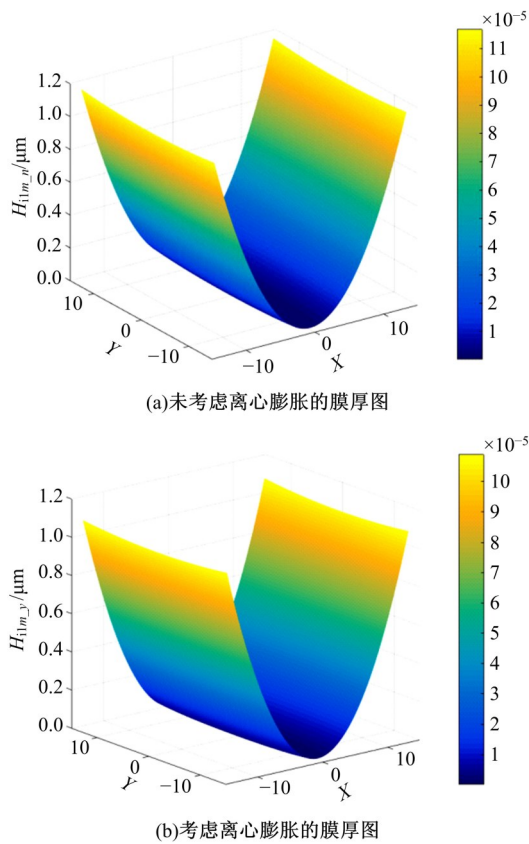


图 10 16 000 r/min 转速下位置角为 0° 的滚珠的弹流润滑的膜厚图

Fig. 10 Film thickness diagram of elastohydrodynamic lubrication with position angle 0° at 16 000 r/min rotation speed

轴承二级轴承内圈接触的膜厚对比,可知,一级轴承的内圈阻尼比二级轴承的要小,这是由于一级轴承的卷吸速度大于二级轴承,随着卷吸速度的增加,接触区带入的润滑油增多,油膜厚度增大,卷吸速度的影响增大,振动对压力的影响相对减弱,故卷吸速度越大,油膜阻尼越小。随着转速的增加,阻尼有所减小,这是因为阻尼计算为阻尼力除以速度,阻力定义为速度引起的油膜载荷变化量,故随着速度的增加,阻尼减小。考虑离心膨胀后的阻尼减小,是因为考虑离心膨胀后的膜厚减小,故阻尼减小。图 13(c)(d)为考虑离心膨胀后的双级串联轴承一、二级轴承内圈接触的膜厚变化率的对比图,可知,随着转速的增加,变化率越来越大,一级轴承在转速 16 000 r/min 时,阻尼最大变化率达 1.24%,由于转速分配的原因,同转速下二级轴承最大变化率仅为 0.037%,外圈变化率相比内圈小。离心膨胀的因素对二级轴承的阻尼影响不大。

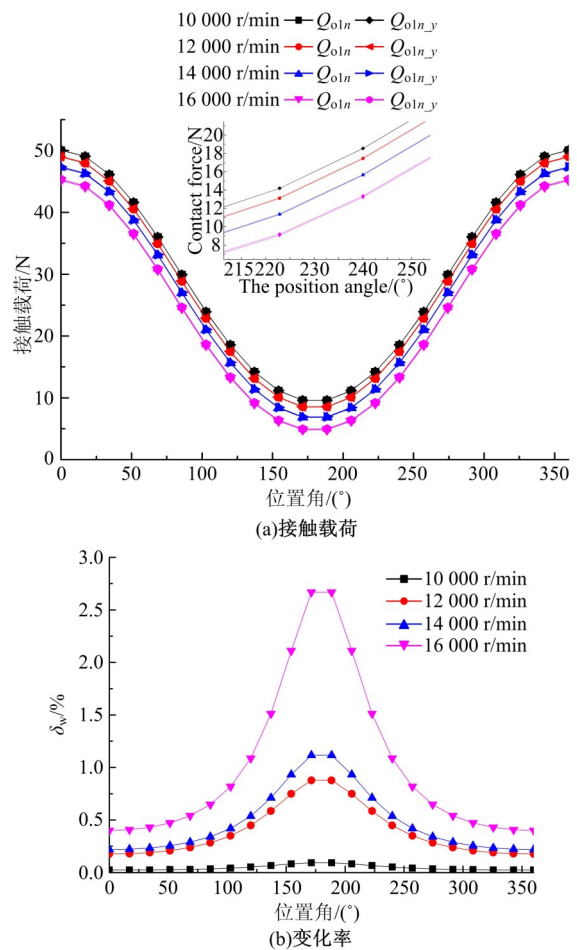
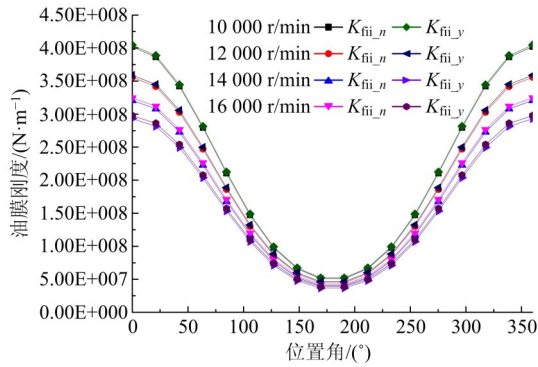


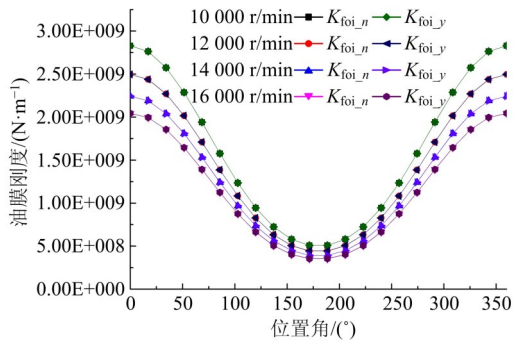
图 11 考虑离心膨胀后二级轴承内圈接触载荷对比
Fig. 11 Contact load contrast of outer bearing inner ring after consider of centrifugal expansion

2.10 双级串联轴承油膜刚度和阻尼变化率的比较

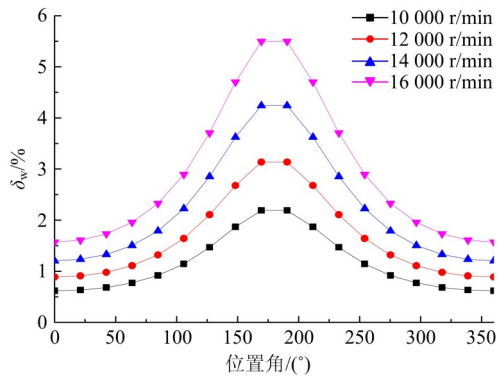
轴承的高速性用 $D_m n_i$ 值评价 (D_m 为轴承的中径), Abe 等^[31]指出,当 $D_m n_i$ 大于 0.5×10^6 mm · r/min 时,就称为高速,就应该考虑离心膨胀的影响。为验证离心膨胀的影响,将转速扩至 36 000 r/min,计算一、二级轴承油膜刚度和阻尼的最大变化率,为简洁表达减少冗余,一、二级轴承内接触油膜刚度最大变化率缩写为 IK_{max} 、 OK_{max} ,一、二级轴承内接触油膜阻尼最大变化率缩写为 IC_{max} 、 OC_{max} ,其计算数据如表 2 所示。表 2 为不同转速下双级串联轴承内接触油膜刚度和阻尼的数据,可知,随着转速的增加,油膜刚度和阻尼的变化率均增加,且幅度越来越大,在接近的高速时,将离心膨胀的因素考虑可提高计算的精度,高速计算油膜的刚度和阻尼时,离心膨胀的因素不应忽略。



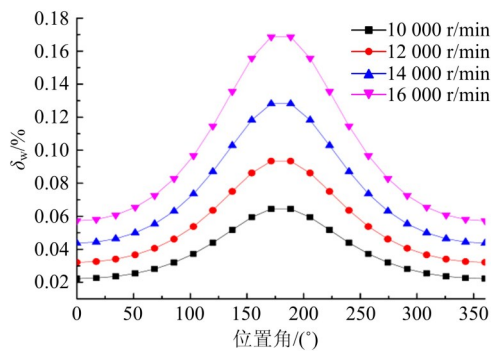
(a)一级轴承内圈油膜刚度



(b)二级轴承内圈油膜刚度



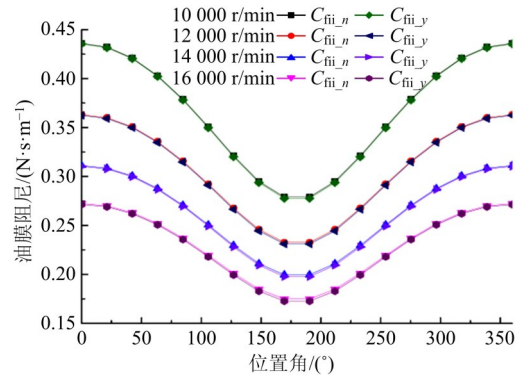
(c)一级轴承内圈油膜刚度变化率



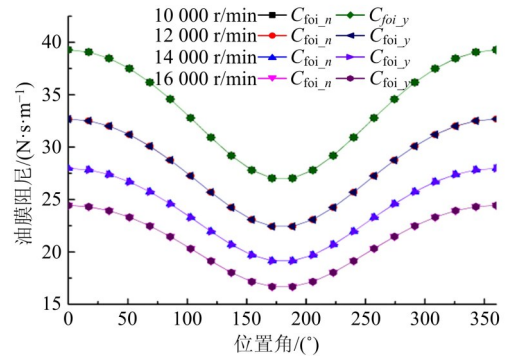
(d)二级轴承内圈油膜刚度变化率

图 12 考虑离心膨胀后的双级串联轴承一、二级轴承内圈接触的油膜刚度对比

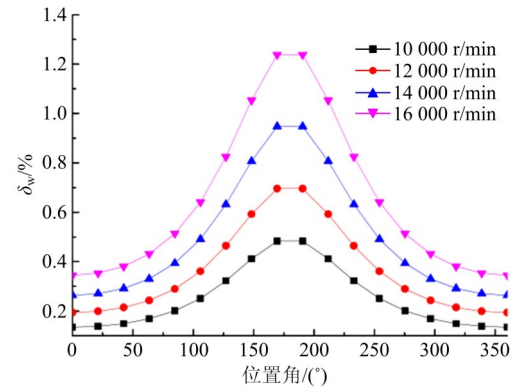
Fig. 12 Oil film stiffness contrast of double-decker ball bearing after consider of centrifugal expansion



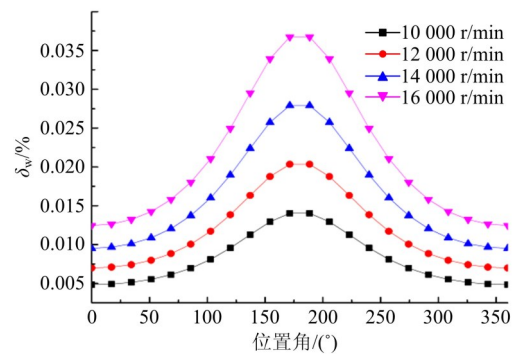
(a)一级轴承内圈接触的油膜阻尼



(b)二级轴承内圈接触的油膜阻尼



(c)一级轴承内圈接触的油膜阻尼变化率



(d)二级轴承内圈接触的油膜阻尼变化率

图 13 考虑离心膨胀后的双级串联轴承一、二级轴承内圈接触的油膜阻尼对比

Fig. 13 Oil-film damping contrast of inner ring contact between inner and outer layers of double-decker ball bearing after consider of centrifugal expansion

表 2 不同转速下油膜刚度和阻尼的变化率
Table 2 Change rate of oil film stiffness and damping at different speeds

转速/(r·min ⁻¹)	IK _{max} /%	OK _{max} /%	IC _{max} /%	OC _{max} /%
10 000	2.189 82	0.064 41	0.482 97	0.014 02
12 000	3.135 92	0.093 42	0.695 72	0.020 34
14 000	4.240 43	0.128 13	0.947 32	0.027 90
16 000	5.496 68	0.168 64	1.237 81	0.036 73
18 000	6.897 09	0.214 98	1.567 24	0.046 84
20 000	8.433 19	0.267 10	1.935 59	0.058 22
22 000	10.095 73	0.324 85	2.342 84	0.070 83
24 000	11.874 69	0.388 05	2.788 89	0.084 64
26 000	13.759 41	0.456 48	3.273 57	0.099 61
28 000	15.738 66	0.529 98	3.796 66	0.115 70
30 000	17.800 77	0.608 42	4.357 79	0.132 89
32 000	19.933 71	0.691 75	4.956 53	0.151 16
34 000	22.125 29	0.779 98	5.592 31	0.170 54
36 000	24.363 28	0.873 17	6.264 43	0.191 02

3 结 论

(1)随着转速的增加,双级串联轴承一、二级轴承滚珠与内圈接触载荷和接触应力均逐渐减小,与外圈接触载荷和接触应力均逐渐增大。考虑离心膨胀后,由离心膨胀效应引起的载荷变化率越来越大,由于转速分配的关系,二级轴承的接触载荷变化比一级轴承变化小。

(2)考虑离心膨胀率后,油膜压力变化很小,可忽略不计,但膜厚减小,油膜刚度增加,由于双级串联轴承转速分配的原因,二级轴承的油膜刚度变化率小于一级轴承,且油膜刚度大于一级轴承。

(3)考虑离心膨胀后,随着转速的增加,油膜阻尼减小,一级轴承的阻尼比二级轴承的要小。低速时,离心膨胀效应可忽略,当 $D_m n_i$ 值接近 $0.5 \times 10^6 \text{ mm} \cdot \text{r}/\text{min}$ 时,考虑离心膨胀的因素会提高计算精度,但在 $D_m n_i > 0.5 \times 10^6 \text{ mm} \cdot \text{r}/\text{min}$ 的场合,为双级串联轴承动态特性的准确分析和计算,离心膨胀效应对双层轴承油膜刚度和阻尼的影响不可忽略。

参考文献:

- [1] 徐涛, 赵玉洁, 邵晴, 等. 联合载荷下角接触球轴承静态接触特性分析[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2017, 47(4): 1114-1120.
Xu Tao, Zhao Yu-jie, Shao Qing, et al. Analysis of static contact characteristics of angular contact ball bearing under combined loads[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2017, 47(4): 1114-1120.
- [2] Anderson W J. Tribology for Aerospace Application [M]. 1973.
- [3] Prashad H. A new generation double decker high precision rolling element bearing-concept, development and investigations[J]. ASLE Transactions, 2001, 44 (2): 203-208.
- [4] Prashad H. Relative comparison of stiffness and damping properties of double decker high precision and conventional rolling-element bearings[J]. Tribology International, 2002, 35: 265-269.
- [5] Prashad H. A theoretical approach to evaluating the performance characteristics of double-decker high-precision bearings[J]. Lubrication Science, 2010, 10 (3): 251-263.
- [6] Prashad H. A new generation of rolling-element bearing with an outline of its performance advantages[J]. Solving Tribology Problems in Rotating Machines, 2006: 228-242.
- [7] Prashad H. An analysis of axial deflection of double-decker high-precision bearings vis-à-vis conventional ball bearings[J]. Lubrication Science, 2006, 18(2): 119-128.
- [8] 许磊. 新型滚动轴承的力学性能研究[D]. 南京: 南京航空航天大学机电学院, 2010.
Xu Lei. Research on mechanical characteristics of a new type ball bearings[D]. Nanjing: College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2010.
- [9] 朱益利, 徐龙祥. 双层滚珠轴承力学特性分析[J]. 航空动力学报, 2011, 26(8): 1914-1920.
Zhu Yi-li, Xu Long-xiang. Mechanical research of double-decker ball bearing[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(8): 1914-1920.
- [10] 蒋鹏. 双层滚动轴承运动学研究[D]. 南京: 南京航空航天大学机电学院, 2011.
Jiang Peng. Research on motion-characteristics of double-decker rolling-element bearings[D]. Nanjing: College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2011.
- [11] 郑衍通. 新型保护轴承热学特性研究[D]. 南京: 南京航空航天大学机电学院, 2010.
Zheng Yan-tong. Research on thermal characteristics of type auxiliary bearing[D]. Nanjing: College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2010.

- [12] 金超武, 余旭东, 朱益利, 等. 双层轴承的载荷分布研究[J]. 机械科学与技术, 2014, 33(2): 204-207.
Jin Chao-wu, Yu Xu-dong, Zhu Yi-li, et al. Research on the load distribution of a double-decker ball bearing[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2014, 33(2): 204-207.
- [13] Xu L X, Yu C T, Yu X D. Research on the Mechanical properties of "Z" type double-decker ball bearings [J]. Journal of Tribology, 2014, 136(1): 011102.
- [14] Zhu Y L, Zhang Y C, Jin C W. Research on the mechanical properties of a new "I" type double-decker ball bearing[J]. Journal of Tribology, 2015, 138(2): 021102.
- [15] Zhu Y L, Zheng Z Q. The use of double-decker catcher bearing with face-to-face installed inner layer bearings[J]. Modern Physics Letters B, 2017, 31(19-21): 1740012.
- [16] 俞成涛, 徐龙祥, 蒋鹏, 等. 双层轴承转速分配比 [J]. 南京航空航天大学学报, 2012, 44(3): 285-289.
Yu Cheng-tao, Xu Long-xiang, Jiang Peng, et al. Speed distribution ratio of double-decker rolling-element bearings[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2012, 44(3): 285-289.
- [17] Wu J Q, Wang L Q, He T, et al. Investigation on the angular contact ball bearings under low speed and heavy load with coupled mixed lubrication and quasi dynamic analysis[J]. Lubrication Science, 2020(2): 108-120.
- [18] Wang B M, Yun X L, Liao X Y, et al. Analysis of thermal effect on elastohydrodynamic lubrication in angular contact ball bearing[J]. Applied Mechanics & Materials, 2015, 741: 443-448.
- [19] 史修江. 航空发动机主轴轴承动态性能和热弹流润滑状态耦合分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学机电工程学院, 2018.
Shi Xiu-jiang. Coupling analysis of dynamic performance and TEHL state of aeroengine main shaft bearing[D]. Harbin: School of Mechatronics Engineering, Harbin Institute of Technology, 2018.
- [20] 吴明星, 吴维, 胡纪滨, 等. 考虑自旋的高速角接触球轴承油膜刚度计算[J]. 振动与冲击, 2014, 33(10): 38-42.
Wu Ming-xing, Wu Wei, Hu Ji-bin, et al. Calculation of oil film stiffness of high speed angular contact ball bearing considering spin[J]. Vibration and Impact, 2014, 33(10): 38-42.
- [21] Zhang Y Y. Influence of lubrication starvation and surface waviness on the oil film stiffness of elastohydrodynamic lubrication line contact[J]. Journal of Vibration and Control, 2018, 24(5): 924-936.
- [22] Bizarre L, Nonato F, Cavalca K L. Formulation of five degrees of freedom ball bearing model accounting for the nonlinear stiffness and damping of elastohydrodynamic point contacts[J]. Mechanism & Machine Theory, 2018, 124: 179-196.
- [23] Lei C L, Li F H, Guo J F, et al. Analysis on the oil film stiffness of rolling bearings based on multi parameter coupling[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(10): 225-232.
- [24] 杨佐卫, 殷国富, 尚欣, 等. 高速电主轴热态特性与动力学特性耦合分析模型[J]. 吉林大学学报: 工学版, 2011, 41(1): 100-105.
Yang Zuo-wei, Yin Guo-fu, Shang Xin, et al. Coupling analysis model of thermal and dynamic characteristic for high-speed motorized spindle[J]. Journal of Jilin University(Engineering and Technology Edition), 2011, 41(1): 100-105.
- [25] Lu Z Y, Lv Y J, Zhang Y F, et al. Micro thermal elastohydrodynamic lubrication analysis of angular contact ball bearing considering thermal elastic deformation[J]. Tribology, 2018, 38(3): 299-308.
- [26] Zivkovic A, Zeljkovic M, Tabakovic S, et al. Mathematical modeling and experimental testing of high-speed spindle behavior[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2015, 77(5-8): 1071-1086.
- [27] Zhu Y L, Xu L X. The radial stiffness and application of double-decker ball bearing[J]. Key Engineering Materials, 2011, 450: 353-356.
- [28] Feng G, Yang P R, Qu S Y. On the theory of thermal elastohydrodynamic lubrication at high slide-roll ratios—circular glass-steel contact solution at opposite sliding[J]. Journal of Tribology, 2001, 123(4): 816-821.
- [29] Walford T L H, Stone B J. The sources of damping in rolling element bearings under oscillating conditions [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 1983, 197(4): 225-232.
- [30] Zhang Y G, Wang W Z, Zhang S G, et al. Experimental study of EHL film thickness behaviour at high speed in ball-on-ring contacts[J]. Tribology International, 2017, 113: 216-223.
- [31] Abele E, Altintas Y, Brecher C. Machine tool spindle units[J]. CIRP Annals—Manufacturing Technology, 2010, 59(2): 781-802.