

文章编号: 1000-8055(2022)06-1134-16

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20210016

联合载荷作用下精密角接触球轴承 动态特性演变规律

王明凯, 闫柯, 马帅军, 洪军

(西安交通大学 现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室, 西安 710049)

摘 要: 基于滚动体与套圈之间相互作用与相对位置关系, 考虑离心力、陀螺力矩等非线性因素影响, 建立了精密角接触球轴承五自由度拟静力学分析模型, 并基于逐步搜索法原理对轴承刚度计算模型进行优化, 揭示了复杂联合载荷作用下精密角接触球轴承动态特性的演变规律。研究表明: 轴向载荷在一定程度上减小轴承内外圈接触角差值, 削弱由于转速增大引起的刚度软化现象; 力矩载荷与径向载荷单独作用时, 均导致轴承接触角、接触力波动幅度增大, 沿载荷作用方向轴承刚度增大, 垂直于载荷作用方向刚度减小; 联合载荷作用下, 力矩载荷能够抑制径向载荷引起的轴承内部载荷波动, 提高轴承承载能力与使用寿命。

关 键 词: 角接触球轴承; 五自由度模型; 动态特性; 联合载荷; 轴承刚度

中图分类号: V229⁺.2; TH133

文献标志码: A

Evolutionary regularity of dynamic characteristics for precision angular contact ball bearing under combined loads

WANG Mingkai, YAN Ke, MA Shuaijun, HONG Jun

(Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System,
Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Due to the inconformity of assembly stress and thermal expansion transfiguration in the internal components of shaft system, the precision angular contact ball bearing could be applied into the combined loads consisting of axial load, radial load, and torque, which affected both the dynamic characteristics of bearing and the service performance of precision shaft system. According to the relationship of interaction and relative position between the rolling element and bearing track, a five-degree-of-freedom quasi-static model considering the effects of centrifugal force, gyroscopic torque and other nonlinear factors was established, and the calculation model of bearing stiffness was improved by the principle of step-by-step search method. The evolutionary regularity of dynamic characteristics for precision angular contact ball bearings was investigated in combined loads. The results indicated that the axial load could decrease the difference between ball-inner raceway contact angle and ball-outer raceway contact angle, and suppress the stiffness softening caused by the increase of speed. When the torque and radial force were applied separately, the fluctuation range of contact angle and contact force increased, and the bearing

收稿日期: 2021-01-13

基金项目: 国家自然科学基金(51875439)

作者简介: 王明凯(1995—), 男, 博士生, 研究方向为滚动轴承动力学分析。E-mail: mkwang@stu.xjtu.edu.cn

通信作者: 闫柯(1984—), 男, 教授、博士生导师, 博士, 研究方向为轴承润滑及热分析。E-mail: yanke@mail.xjtu.edu.cn

引用格式: 王明凯, 闫柯, 马帅军, 等. 联合载荷作用下精密角接触球轴承动态特性演变规律[J]. 航空动力学报, 2022, 37(6): 1134-1149. WANG Mingkai, YAN Ke, MA Shuaijun, et al. Evolutionary regularity of dynamic characteristics for precision angular contact ball bearing under combined loads[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(6): 1134-1149.

stiffness along the direction of loads also increased, while the stiffness decreased perpendicularly to this direction. In the condition of combined loads, the torque would restrain the fluctuation of load distribution due to the radial load, and improve the loading capacity and service life of precision ball bearing.

Key words: angular contact ball bearing; five-degree-of-freedom model; dynamic characteristics; combined loads; bearing stiffness

滚动轴承作为旋转支承的核心单元,其动态特性直接影响着转子轴承系统乃至整机装备的服役性能。在实际服役过程中,精密轴系往往面临着颤动、热变形等问题,导致作为主要支承的精密角接触球轴承同时承受空间不同方位载荷的联合作用,成为影响轴承动态特性的关键所在。因此,自 Stribeck^[1]基于 Hertz 接触理论开展球轴承静力学分析以来,国内外学者对轴承动态特性进行了大量的理论分析与实验研究。

在静力学分析基础上, Jones^[2]考虑轴与支撑结构的弹性变形,首次将离心力与陀螺力矩引入滚动体受力平衡方程,建立了球轴承三自由度拟静力学模型。以三自由度模型为基础, Harris^[3]研究了轴向力与转速对精密轴承接触载荷、刚度等动态特性的影响规律。与此同时, 马子魁^[4]建立了考虑蠕滑分析的球轴承三自由度拟静力学模型,讨论了在轴向力和径向力共同作用下滚动体与滚道之间的摩擦效应对轴承动态特性的影响。在单一轴承对象分析的基础上, Gunduz 等^[5]基于轴承间的受力平衡关系,推导了背对背、面对面、串联三种典型安装方式下轴承的刚度矩阵,对比了轴向载荷等工况条件对轴承刚度的影响,但模型中未考虑离心力、陀螺力矩等惯性力的影响。Wang 等^[6]基于滚动体与滚道接触的“等摩擦因数”假设,建立球轴承三自由度拟静力学模型,研究工况条件对轴承动态特性的影响。此外,有学者探讨了不同热环境下载荷变化对轴承动态特性影响,例如 Zivkovic 等^[7]建立了考虑主轴系统热传导影响的轴承三自由度拟静力学模型,研究了转速工况变化对轴承刚度的影响。He 等^[8]考虑离心力与热膨胀的影响,研究了纯轴向载荷作用下角接触球轴承接触力、载荷分布等动态特性变化过程。

由于轴承内部接触与载荷关系的复杂性,目前对精密轴承动态特性的影响主要基于三自由度拟静力学模型展开,与真实的轴承承载状态有较大差异。为此,李松生等^[9]考虑离心力与陀螺力

矩的影响,建立了轴承五自由度拟静力学模型,探讨了轴承参数与工况条件对刚度的影响。课题组提出基于矢量图法的滚动体受力分析法,建立了球轴承五自由度拟静力学模型,并通过与“滚道控制理论”计算结果对比验证了模型可靠性,在此基础上,研究了载荷变化对轴承接触角、接触力的影响^[10]。

可以看出,五自由度模型是研究精密角接触球轴承动态特性的基础,然而目前的研究主要对不同工况下轴承动态特性变化规律进行研究,而涉及影响轴承动态特性的各因素作用机理问题研究较少。同时,主要集中在纯轴向载荷、纯径向载荷或弯矩载荷与上述两种载荷联合作用对轴承动态特性的影响,而在实际工况下,精密轴承服役工况极为复杂,其动态特性变化直接影响转子轴承系统服役性能。

本文根据滚动体与套圈之间相互作用与相对位置关系,建立精密角接触球轴承五自由度拟静力学分析模型,并基于逐步搜索法原理,对轴承刚度计算模型进行优化,在保证计算精度的同时能够有效减少模型计算量。在此基础上,揭示了联合载荷作用下精密角接触球轴承动态特性演变规律,为轴承寿命计算与动力学分析奠定理论基础。

1 五自由度拟静力学模型

真实服役环境下,轴承内圈与主轴转子之间采用过盈配合,主轴与轴承套装后,在装配应力作用下轴承内圈产生变形^[11],同时在温升作用下产生热膨胀,出现“热抬头”现象,这些因素作用都会导致轴承服役工况极端、复杂化,进而导致轴承存在复杂的联合载荷作用,其动态特性随之呈现出更为复杂的演变规律。精密角接触球轴承服役工况如图 1 所示。其中, F_x 、 F_y 、 F_z 分别为沿 x 、 y 、 z 轴的作用力, M_y 、 M_z 分别为绕 y 、 z 轴的扭矩。

精密角接触球轴承结构参数与滚动体角位置如图 2 所示。图中, D_{out} 、 D_{in} 分别为轴承内、外沟底圆直径; D_m 为轴承节圆直径; D 为滚动体直径;

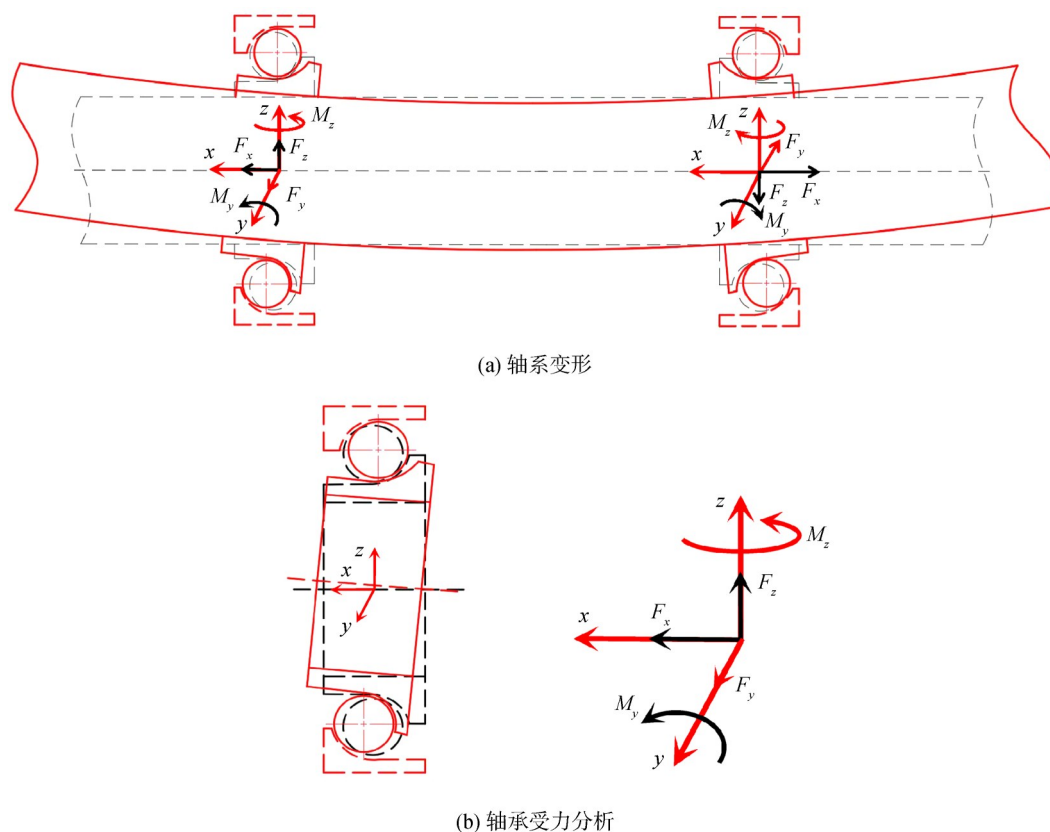


图 1 精密角接触球轴承服役工况

Fig.1 Service condition of precision angular contact ball bearing

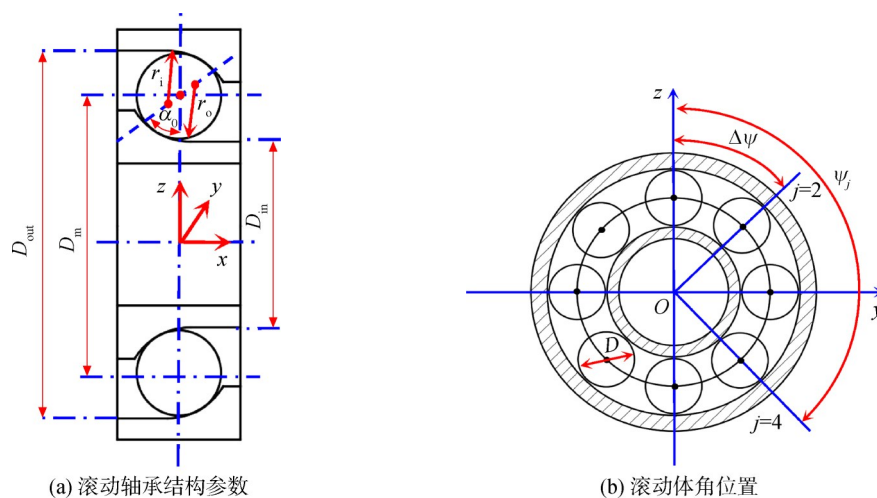


图 2 滚动轴承结构参数与滚动体角位置

Fig.2 Structure parameters of rolling bearing and angular position of rolling element

r_i, r_o 分别为内、外滚道曲率半径; α_0 为轴承初始压力角; $\Delta\psi$ 为相邻两滚动体的角度差, $\Delta\psi = 2\pi/z$, z 为滚动体数目; ψ_j 为第 j 个滚动体的角位置。

轴承运行转速升高, 导致离心力、陀螺力矩等惯性力对轴承动态特性的影响加剧, 轴承在外力矢量 $F = \{F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z\}$ 作用下, 内圈发生位

移 $d = \{\delta_x, \delta_y, \delta_z, \theta_y, \theta_z\}$ 。其中, $\delta_x, \delta_y, \delta_z$ 分别为沿 x, y, z 轴的位移, θ_y, θ_z 分别为绕 y, z 轴的角位移。

轴承受载前后滚动体中心与内、外滚道沟曲率中心相对位置如图 3 所示。图中, A_{1j}, A_{2j} 分别为轴承受载后内、外沟道曲率中心之间的轴向位移与径向位移; Δ_{ij}, Δ_{oj} 分别为轴承受载后滚动体

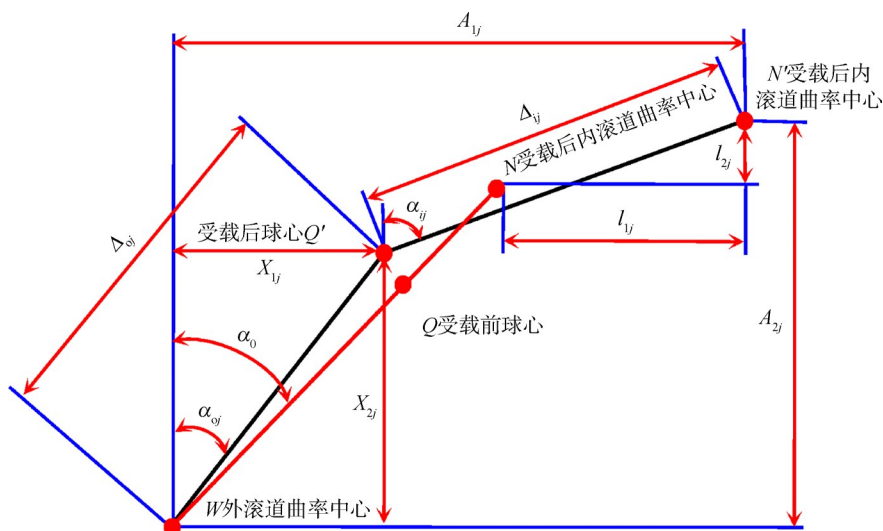


图3 滚动体与沟道曲率中心相对位置

Fig.3 Relative position between the rolling element and the bearing track

中心与内、外沟道曲率中心之间的相对位移; X_{1j} 、 X_{2j} 分别为轴承受载后滚动体中心与外沟道曲率中心之间的轴向位移与径向位移; l_{1j} 、 l_{2j} 分别为轴承受载前、后内圈沟道曲率中心之间的轴向位移与径向位移; α_{ij} 、 α_{oj} 分别为滚动体与内、外圈滚道的接触角。

由图3可知,滚动体几何平衡方程可以表示为^[11]

$$(A_{1j} - X_{1j})^2 + (A_{2j} - X_{2j})^2 = \Delta_{ij}^2 \quad (1)$$

$$X_{1j}^2 + X_{2j}^2 = \Delta_{oj}^2 \quad (2)$$

其中

$$\begin{cases} \sin \alpha_{oj} = \frac{X_{1j}}{(f_o - 0.5)D + \delta_{oj}} & \cos \alpha_{oj} = \frac{X_{2j}}{(f_o - 0.5)D + \delta_{oj}} \\ \sin \alpha_{ij} = \frac{A_{1j} - X_{1j}}{(f_i - 0.5)D + \delta_{ij}} & \cos \alpha_{ij} = \frac{A_{2j} - X_{2j}}{(f_i - 0.5)D + \delta_{ij}} \end{cases} \quad (6)$$

任意角位置处滚动体受力分析如图4所示。

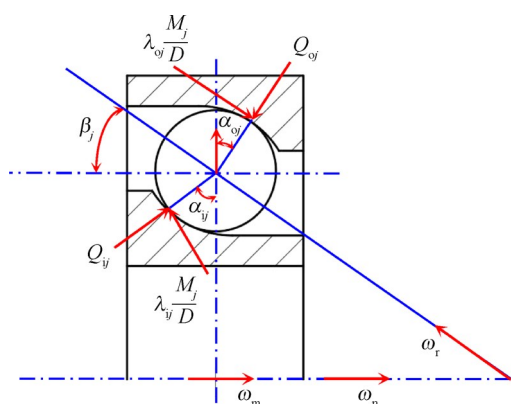


图4 滚动体受力分析

Fig.4 Force analysis of rolling element

$$\begin{cases} A_{1j} = (f_i + f_o - 0.5)D \sin \alpha_0 + l_{1j} \\ A_{2j} = (f_i + f_o - 0.5)D \cos \alpha_0 + l_{2j} \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} \Delta_{oj} = (f_o - 0.5)D + \delta_{oj} \\ \Delta_{ij} = (f_i - 0.5)D + \delta_{ij} \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} l_{1j} = \delta_x + R_i \theta_z \sin \phi_j - R_i \theta_y \cos \phi_j \\ l_{2j} = \delta_z \cos \phi_j + \delta_y \sin \phi_j \end{cases} \quad (5)$$

式中 f_i 、 f_o 分别为轴承内、外圈滚道沟曲率半径系数; δ_{ij} 、 δ_{oj} 分别为滚动体与内、外圈接触变形。

此外,滚动体与内、外圈接触角关系可以表示为^[3]

图4中 Q_{ij} 、 Q_{oj} 分别为滚动体与内、外圈滚道的接触力; M_j 为陀螺力矩; F_{cj} 为离心力; λ_{ij} 、 λ_{oj} 为内、外沟道控制系数,本文采用外沟道控制,取 $\lambda_{ij} = 0$, $\lambda_{oj} = 2$,则 $F_{ij} = \lambda_{ij} M_j / D$, $F_{oj} = \lambda_{oj} M_j / D$; ω_r 为滚动体自转速度; ω_m 为滚动体公转速度; ω_n 为内圈角速度; β_j 为滚动体姿态角;具体计算方法,见文献[2]。

陀螺力矩与离心力可以表示为^[12]

$$M_j = J \left(\frac{\omega_r}{\omega_n} \right)_j \left(\frac{\omega_m}{\omega_n} \right)_j \omega_n^2 \sin \beta_j \quad (7)$$

$$F_{cj} = \frac{1}{2} m d_m \omega_n^2 \left(\frac{\omega_m}{\omega_n} \right)_j^2 \quad (8)$$

式中 J, m 分别为滚动体转动惯量与质量。

根据滚动体局部受力平衡条件,滚动体水平方向与径向方向受力平衡方程可以表示为^[12]

$$\begin{aligned} Q_{ij} \sin \alpha_{ij} - Q_{oj} \sin \alpha_{oj} - F_{ij} \cos \alpha_{ij} + \\ F_{oj} \cos \alpha_{oj} = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} Q_{ij} \cos \alpha_{ij} - Q_{oj} \cos \alpha_{oj} + F_{ij} \sin \alpha_{ij} - \\ F_{oj} \sin \alpha_{oj} + F_{cj} = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

滚动体与内、外圈滚道接触力 Q_{ij}, Q_{oj} 可以表示为^[13]

$$Q_{ij} = K_{ij} \delta_{ij}^{1.5} \quad (11)$$

$$Q_{oj} = K_{oj} \delta_{oj}^{1.5} \quad (12)$$

式中 K_{ij}, K_{oj} 分别为滚动体与内、外圈滚道接触刚度,具体计算方法参考文献[13]。

根据轴承内圈全局受力平衡条件,内圈全局受力平衡方程可以表示为^[12]

$$F_x - \sum_{j=1}^Z (Q_{ij} \sin \alpha_{ij} - F_{ij} \cos \alpha_{ij}) = 0 \quad (13)$$

$$F_y - \sum_{j=1}^Z (Q_{ij} \cos \alpha_{ij} + F_{ij} \sin \alpha_{ij}) \sin \phi_j = 0 \quad (14)$$

$$F_z - \sum_{j=1}^Z (Q_{ij} \cos \alpha_{ij} + F_{ij} \sin \alpha_{ij}) \cos \phi_j = 0 \quad (15)$$

$$M_y + \sum_{j=1}^Z (Q_{ij} \sin \alpha_{ij} - F_{ij} \cos \alpha_{ij}) R_i \cos \phi_j = 0 \quad (16)$$

$$M_z - \sum_{j=1}^Z (Q_{ij} \sin \alpha_{ij} - F_{ij} \cos \alpha_{ij}) R_i \sin \phi_j = 0 \quad (17)$$

联立滚动体几何平衡式(1)~式(2),滚动体局部受力式(9)~式(10),内圈全局受力平衡方程式(13)~式(17),建立精密角接触球轴承五自由度拟静力学模型,模型求解流程见文中第 3.1 节。

2 精密球轴承刚度计算模型

轴承刚度指轴承受载后抵抗变形的能力。轴承刚度具有强非线性特征,工况变化时,具有不同于一般支撑构件的承载性能。

轴承刚度计算方法可以分为三种,第一种通过求解位移对力的偏导,将作用力与位移带入求解轴承刚度^[14];第二种通过求解滚动体与内、外圈滚道接触刚度在各个方向的分量,将各方向的接触刚度串联求解轴承刚度^[15];第三种通过给定载荷增量(或位移增量)求解轴承内圈位移增量(或载荷增量),由载荷增量与位移增量之比可以得出轴承刚度。

目前研究中,大多采用第一、二种方法对轴承

刚度进行求解,但存在计算方法复杂、求解难度较大、在极高转速下偏差较大的问题,因此,本文选择第三种方法对联合载荷作用下精密球轴承刚度特性进行研究。

轴承刚度可以表示为

$$K_w = \frac{\Delta F_w}{\Delta \delta_w} \quad (18)$$

$$\Delta \delta_w = \delta_w (1 + \Delta') \quad (19)$$

$$\Delta F_w = F_w (\delta_w + \Delta \delta_w) - F_w (\delta_w) \quad (20)$$

式中下标 w 表示沿 x, y, z 轴移动与绕 y, z 轴转动 5 个方向; K_w 为轴承受载后沿 w 方向的刚度; $\Delta \delta_w$ 为位移增量; Δ' 为位移增量因子; ΔF_w 为与位移增量 $\Delta \delta_w$ 对应的载荷增量。

3 计算方法及计算结果验证

3.1 计算方法

轴承拟静力学模型包括 $4z$ 个滚动体局部平衡方程与 5 个内圈全局平衡方程,共涉及 $4z+5$ 个变量。研究表明 Newton-Raphson 法对迭代初值依赖性较强,初值的选取直接影响计算的收敛性。在大多数研究中,一般将轴承静力学模型求解结果作为拟静力学模型全局变量的迭代初值进行计算,而轴承局部变量 $X_{1j}, X_{2j}, \delta_{ij}, \delta_{oj}$ 的选取具有随机性。

本文根据拟静力学模型中局部变量几何关系,克服局部变量随机取值对算法收敛性的问题。研究表明,在模型收敛阈值为 10^{-8} 时,通过 5~7 次迭代计算,轴承拟静力学模型即可满足收敛条件。

局部变量 X_{1j}, X_{2j} 可以表示为

$$X_{1j} = [(f_o - 0.5)D + \delta_{oj}] \sin \alpha_{oj} \quad (21)$$

$$X_{2j} = [(f_o - 0.5)D + \delta_{oj}] \cos \alpha_{oj} \quad (22)$$

式中轴承外圈接触角 α_{oj} 用静力学模型求解的接触角 α 近似替代,预估 X_{1j}, X_{2j} 迭代初值。

接触变形与接触载荷之间的关系为^[16]

$$\delta = \left(\frac{4.5 \Gamma^3 \Sigma \rho}{\pi^2 k^2 E'^2 \Sigma} \right)^{1/3} Q^{2/3} \quad (23)$$

式中 Γ 为第一类椭圆积分; Σ 为第二类椭圆积分; k 为椭圆比; E' 为两接触体当量弹性模量; $\Sigma \rho$ 为主曲率和函数; Q 为两接触体之间的接触载荷。

滚动体与内、外套圈之间的接触变形可以用式(23)近似估计,作为拟静力学模型的迭代初值进行计算,局部变量 δ_{ij}, δ_{oj} 可以表示为^[17]

$$\delta_{ij(oj)} = \left(\frac{4.5 \Gamma_{ij(oj)}^3 \Sigma \rho_{ij(oj)}}{\pi^2 k_{ij(oj)}^2 E_{ij(oj)}' \Sigma_{ij(oj)}^2} \right)^{1/3} Q_{ij(oj)}^{2/3} \quad (24)$$

在轴承刚度求解方面,位移增量因子直接影响轴承刚度计算精度。基于逐步搜索法原理,对轴承刚度计算模型进行优化。

根据经验选取位移增量因子计算域为 $[10^{-5}, 10^5]$,采取双向搜索模式,分别从计算域两端开始

对轴承刚度进行计算,由于计算域量纲跨度较大,因此,搜索步长采用等比步长(从计算域左端开始计算时,公比为 10,从右端开始计算时,公比为 0.1),计算表明,通过 2~3 次计算,轴承刚度计算模型即可收敛,能够保证分析结果的精度。

轴承拟静力学模型与轴承刚度计算模型求解流程如图 5 所示。

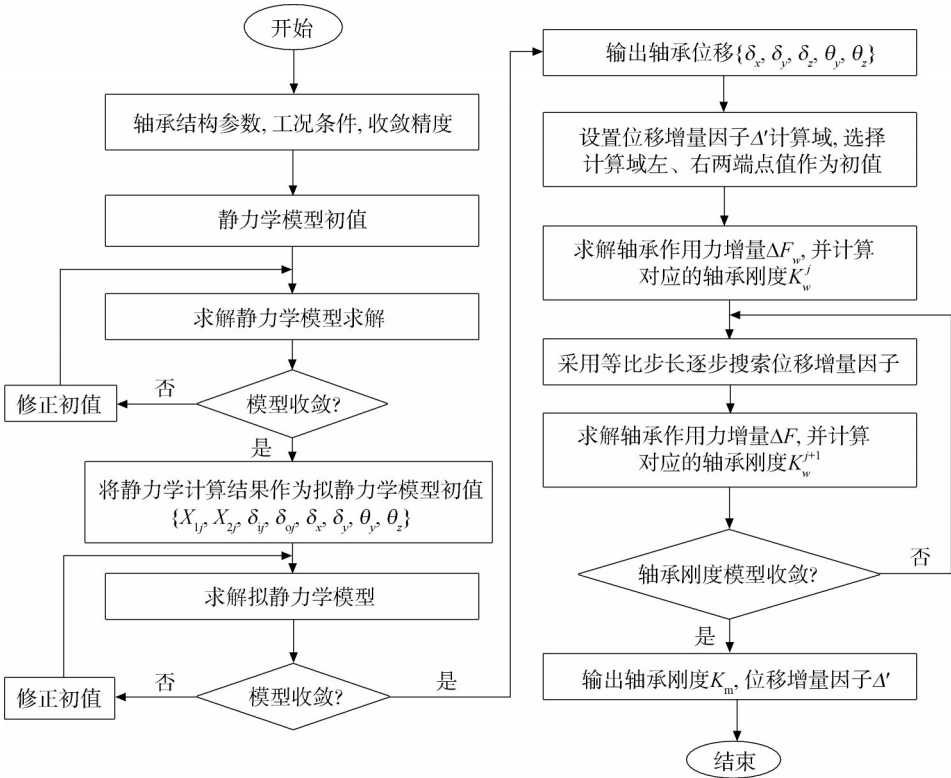


图 5 模型求解流程

Fig.5 Flow chart of calculation model

3.2 计算结果验证

为验证本文模型计算结果的正确性,根据文献[18]所述轴承参数,并使用相同工况进行求解,计算结果如表 1 所述。由表 1 可知本文计算结果与文献[18]、文献[19]近似,偏差较小。

根据文献[20]所述 RPF7039 轴承参数,本文

模型求解的轴承刚度与文献[14]、文献[20]结果对比如表 2 所述。其中, K_x 为轴向刚度, K_y 、 K_z 为径向刚度, $K_{\theta y}$ 、 $K_{\theta z}$ 为角刚度。由表 2 可知本文轴承刚度计算结果与实验结果最大偏差在 4% 左右,小于文献[14]计算偏差,结合表 1 进一步说明本文计算模型的可靠性。

表 1 轴承动态参数计算结果对比
Table 1 Comparison of calculation results for bearing dynamic parameters

动态参数	本文结果	文献[18]	文献[19]
$\alpha_y/(\circ)$	37.456 6	37.51	37.42
$\alpha_{oj}/(\circ)$	5.102 0	5.358	5.569
Q_y/N	77.008 8	76.93	77.07
Q_{oj}/N	485.698 4	484.52	482.53

表 2 轴承刚度计算结果对比

Table 2 Comparison of calculation results for bearing stiffness

刚度/(N/mm)	本文结果	文献[14]结果	实验 ^[20]	文献偏差/%	本文偏差/%
K_x	216 840.2	225 376.5	226 011.1	0.28	4.06
K_y	172 858.3	166 573.8	172 131.6	3.23	0.42
K_z	156 942.8	166 573.8	155 520.7	7.11	0.91
K_{θ_y}	144 608 964.1	144 386 234.1	139 304 365.4	3.65	3.81
K_{θ_z}	159 449 615.0	144 386 234.1	157 160 958.5	8.13	1.46

4 结果及分析

本文采用某型号精密角接触球轴承对联合载荷作用下轴承动态特性演变规律进行系统研究,轴承结构参数如表 3 所示。

表 3 轴承结构参数

Table 3 Structure parameters of bearing

轴承参数	数值
轴承内滚道曲率半径 r_i /mm	4.000
轴承外滚道曲率半径 r_o /mm	3.790
轴承内沟底圆直径 D_m /mm	46.838
轴承外沟底圆直径 D_{out} /mm	61.176
滚动体数量 z	19
滚动体直径 D /mm	7.144
轴承节圆直径 D_m /mm	50.00

4.1 轴向力 F_x 与转速 n 对轴承动态特性的影响

图 6 为轴向力 F_x 与转速 n 对轴承动态特性的影响。其中,图 6(a)分别为 F_x 与 n 对内、外圈接触角影响,图 6(b)~图 6(f)为 F_x 与 n 对轴承刚度

的影响。

由图 6 可知,轴向力 F_x 增大时,内圈接触角减小,外圈接触角增大;内圈接触角随转速 n 的增大而增大,外圈接触角与 n 呈负相关;轴承刚度随 n 增大而出现“软化”, F_x 增大能够抑制 n 对刚度的影响。

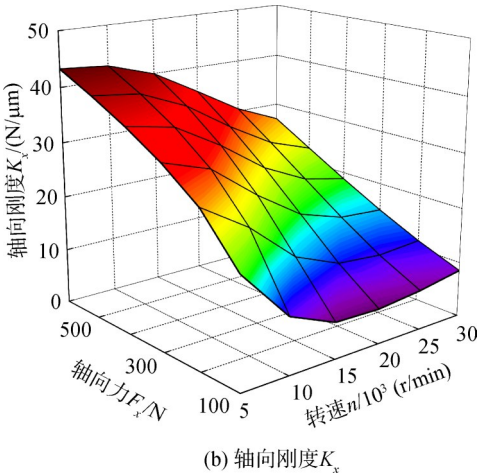
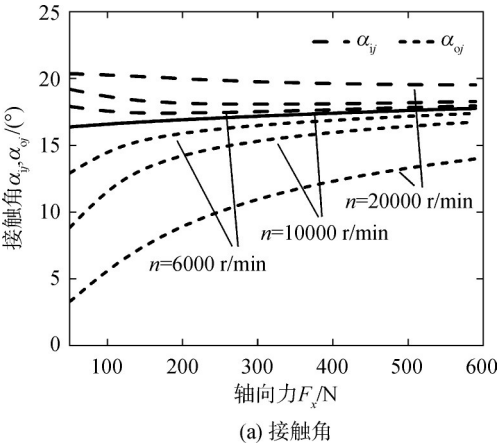
轴向力 F_x 增大,导致滚动体与内外圈接触力增大,轴承刚度增大;转速 n 增大时,离心力与陀螺力矩等惯性效应增强,滚动体“脱离”内滚道,内圈接触力减小,外圈接触力增大,导致内圈接触角增大,外圈接触角减小,最终导致轴承刚度减小。

4.2 力矩 M_y 与径向力 F_z 对轴承动态特性的影响

4.2.1 力矩 M_y 对轴承动态特性的影响

图 7、图 8 所示分别为 $F_y=F_z=0, F_x=500\text{ N}, M_z=0, n=10\,000\text{ r/min}$ 时,力矩 M_y 对轴承动态特性的影响。其中,图 7 为 M_y 对接触角与接触力的影响,图 8 为 M_y 对轴承刚度的影响。

由图 7 可知,力矩 M_y 增大时,承载区内接触力增大,非承载区内接触力减小,且接触力波动幅度增大; M_y 正向加载时, 0° 附近区域接触角随 M_y 增大而减小, 180° 附近区域接触角与 M_y 呈正相



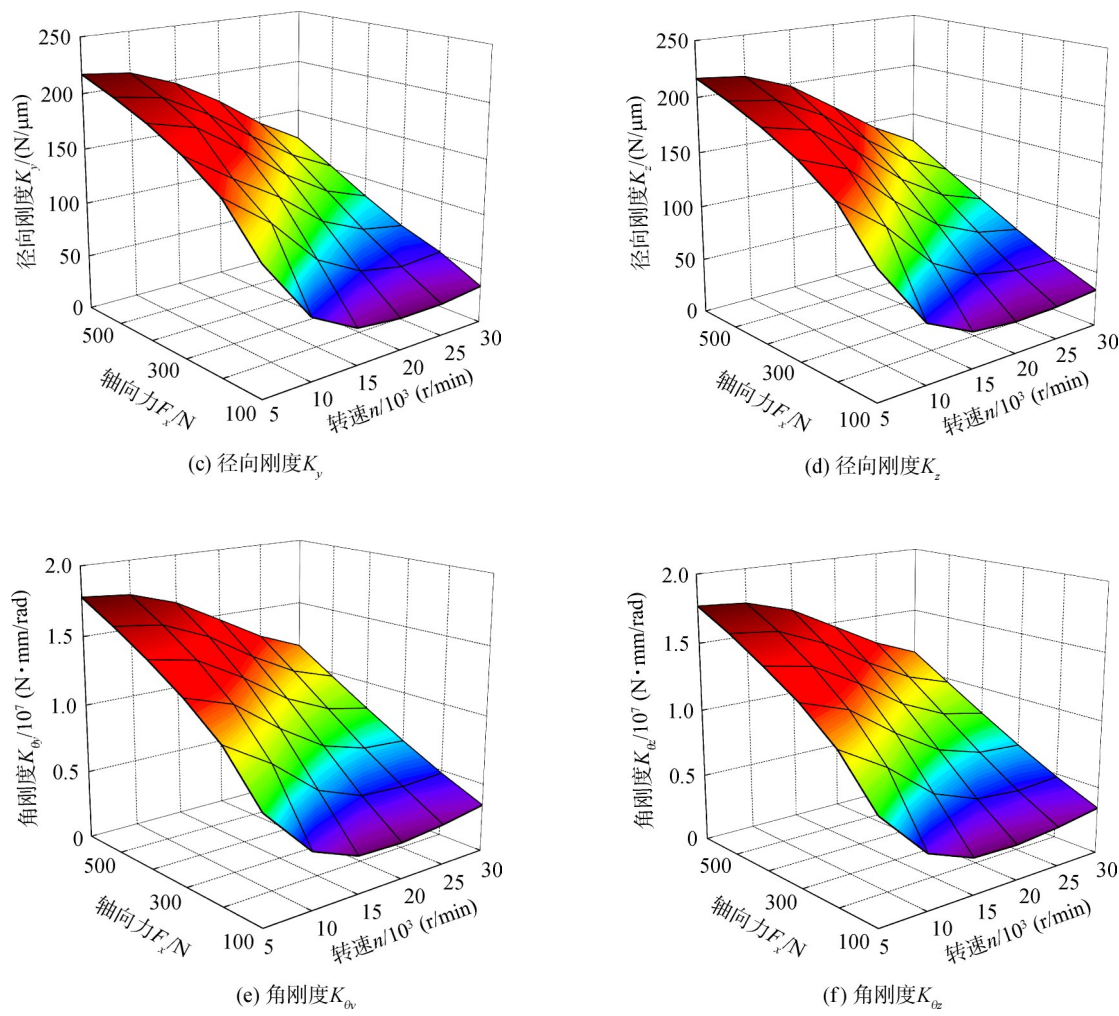


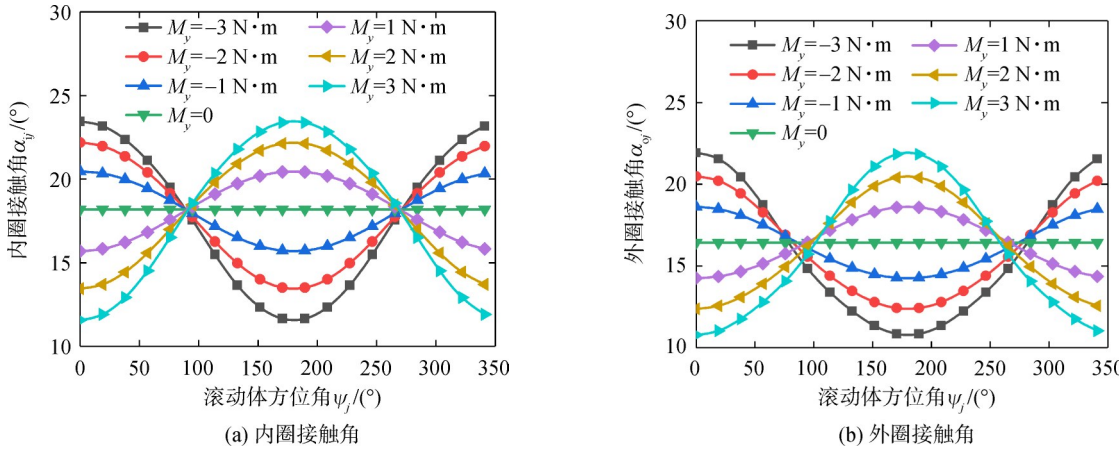
图 6 F_x 与 n 对轴承刚度的影响
Fig.6 Effects of F_x and n on bearing stiffness

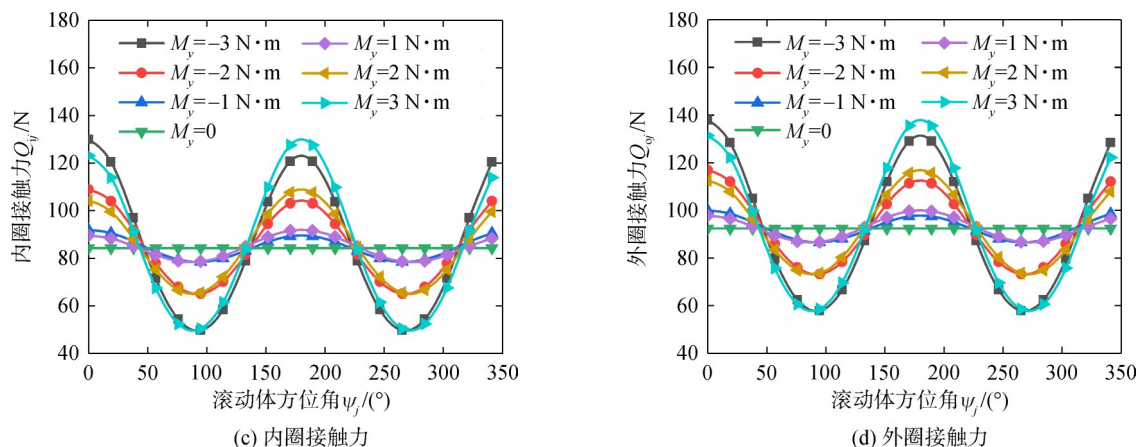
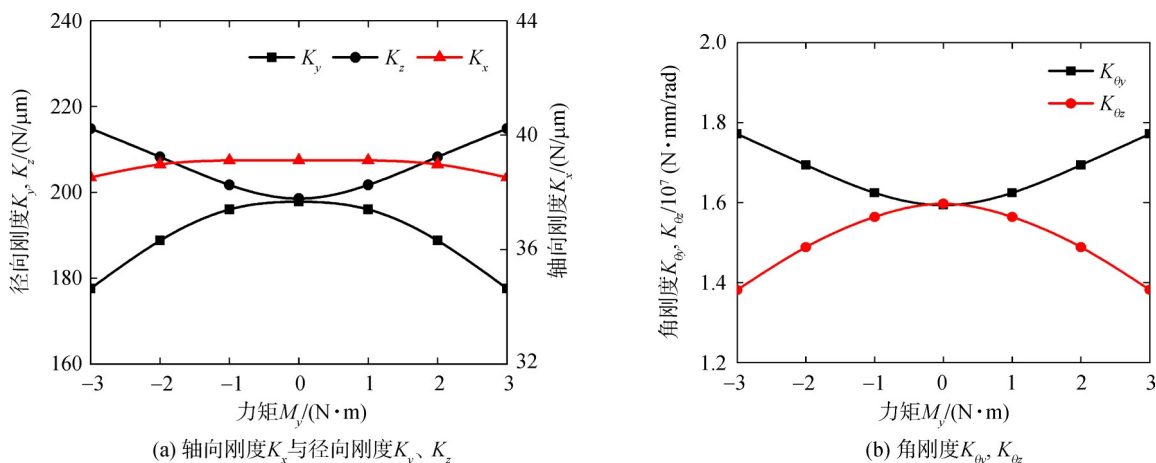
关; M_y 负向加载时接触角变化规律与正向加载时相反。

力矩 M_y 作用时,近似于在 0° 与 180° 附近施加方向相反的作用力,此时 0° 与 180° 附近均为承载区; M_y 增大时,承载区内滚动体与套圈弹性变

形增大,接触力亦增大; M_y 通过影响滚动体与套圈之间的相互作用关系来影响轴承动态特性。

由图 8 可知,力矩 M_y 对 K_x 影响较小;轴承刚度随 M_y 变化规律呈“对称”分布;当 M_y 由负向加载向正向加载转变的过程中, K_y 、 $K_{\theta z}$ 先增大后减



图 7 M_y 对接角、接触力的影响Fig.7 Effects of M_y on contact angle and contact load图 8 M_y 对轴承刚度的影响Fig.8 Effects of M_y on bearing stiffness

小, K_z 、 $K_{\theta y}$ 先减小后增大。

力矩 M_y 正负表示载荷加载方向, 当 M_y 正向加载时, M_y 增大, 导致承载区内滚动体与套圈接触力增大, 非承载区内接触力减小, 导致 K_z 、 $K_{\theta y}$ 增大, K_y 减小, 同时, M_y 相对增量小于内圈位移 δ_x 、 θ_z 相对增量, 导致 K_x 、 $K_{\theta z}$ 减小; 同理, M_y 负向加载时刚度变化规律与正向加载时相同。

4.2.2 径向力 F_z 对轴承动态特性的影响

图 9、图 10 分别为 $F_y = 0$, $F_x = 500$ N, $M_y = M_z = 0$, $n = 10\,000$ r/min 时, 径向力 F_z 对轴承动态特性的影响。其中, 图 9 为 F_z 对内外圈接触角与接触力的影响, 图 10 为 F_z 对轴承刚度的影响。

由图 9 可知, 在承载区, 接触角随径向力 F_z 的增大而减小, 接触力随 F_z 增大而增大, 非承载区内变化规律与承载区内相反。

径向力 F_z 增大影响滚动体与套圈的相对位

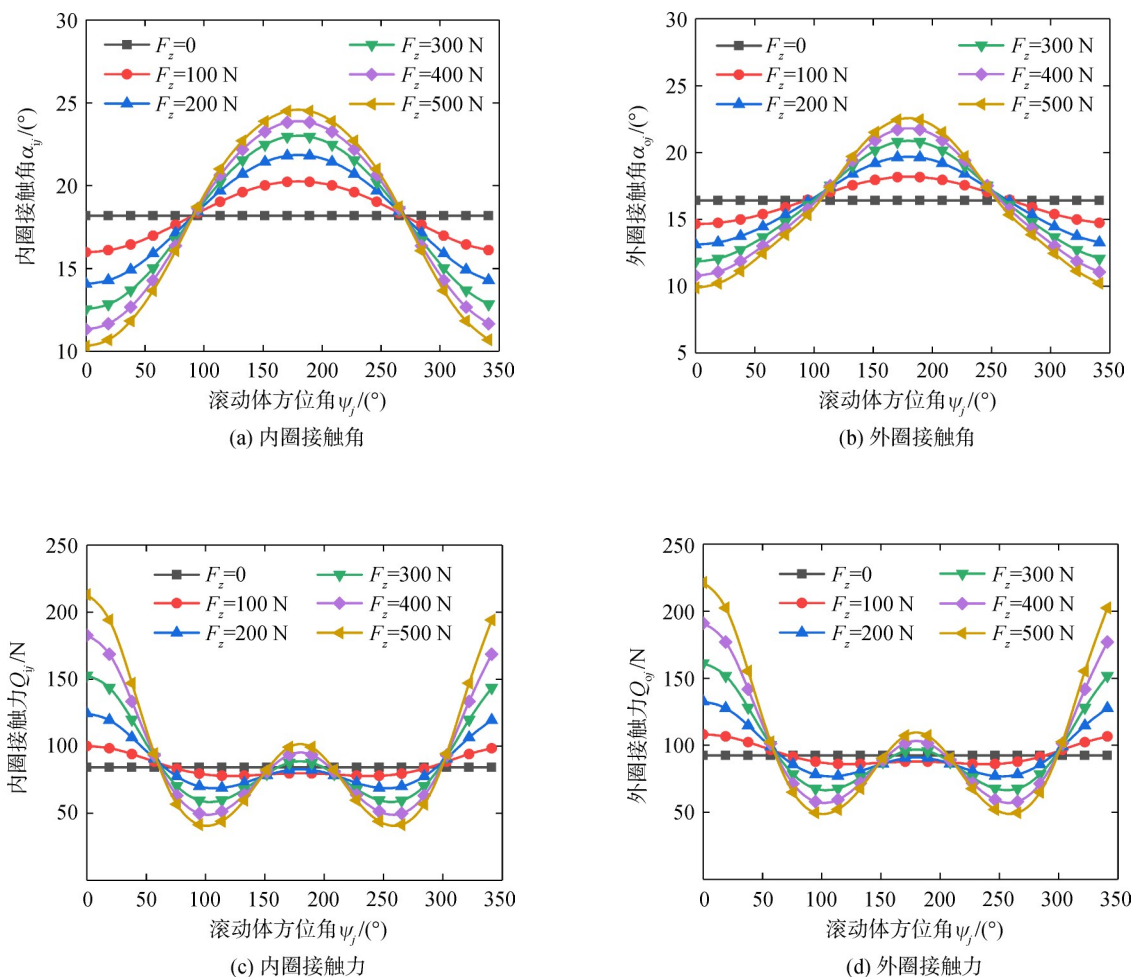
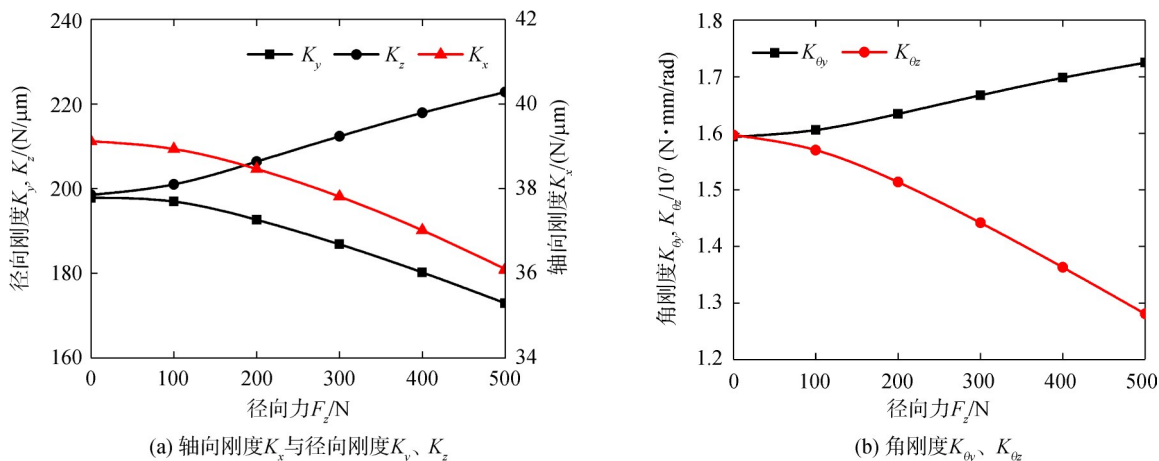
置, 在非承载区内, 滚动体相对于外圈沟道曲率中心向右下方移动, 导致轴承接触角增大, 接触力减小, 且波动幅度增大; 同理, 承载区内接触角减小, 接触力增大。

由图 10 可知, 径向力 F_z 增大时, K_x 、 K_y 、 $K_{\theta z}$ 减小, K_z 、 $K_{\theta y}$ 增大。

径向力 F_z 增大, 导致承载区内接触力增大, 非承载区内接触力减小, 在垂直于 F_z 加载方向上滚动体处于“放松”状态, 与套圈接触力减小, 导致 K_x 、 K_y 减小, K_z 增大; 同时, F_z 相对增量小于内圈位移 θ_z 相对增量, 大于 θ_y 相对增量, 导致 $K_{\theta z}$ 减小, $K_{\theta y}$ 增大。

4.2.3 力矩 M_y 与径向力 F_z 联合作用对轴承动态特性的影响

图 11、图 12 所示分别为 $F_y = 0$, $F_x = 500$ N, $M_z = 0$, $n = 10\,000$ r/min 时, 力矩 M_y 与径向力 F_z

图9 F_z 对接触角、接触力的影响Fig.9 Effects of F_z on contact angle and contact load图10 F_z 对轴承刚度的影响Fig.10 Effects of F_z on bearing stiffness

联合作用对轴承动态特性的影响。其中,图11为 M_y 与 F_z 联合作用对接触角与接触力的影响,图12为 M_y 与 F_z 联合作用对轴承刚度的影响。

由图11可知, M_y 负向作用导致滚动体与套圈的接触角波动幅度减小,有助于提高轴承服役寿命力矩,同时结合图7, M_y 负向加载时,可以有

效抑制非承载区内接触力波动幅度,并减小承载区滚动体与滚道接触力,使载荷分布更均匀。

由图 12 可知,当力矩 M_y 负向加载时,适当的

力矩载荷可以抑制 K_x 、 K_y 、 $K_{\theta z}$ 发生软化;当 M_y 正向加载时, K_z 、 $K_{\theta y}$ 得到强化。

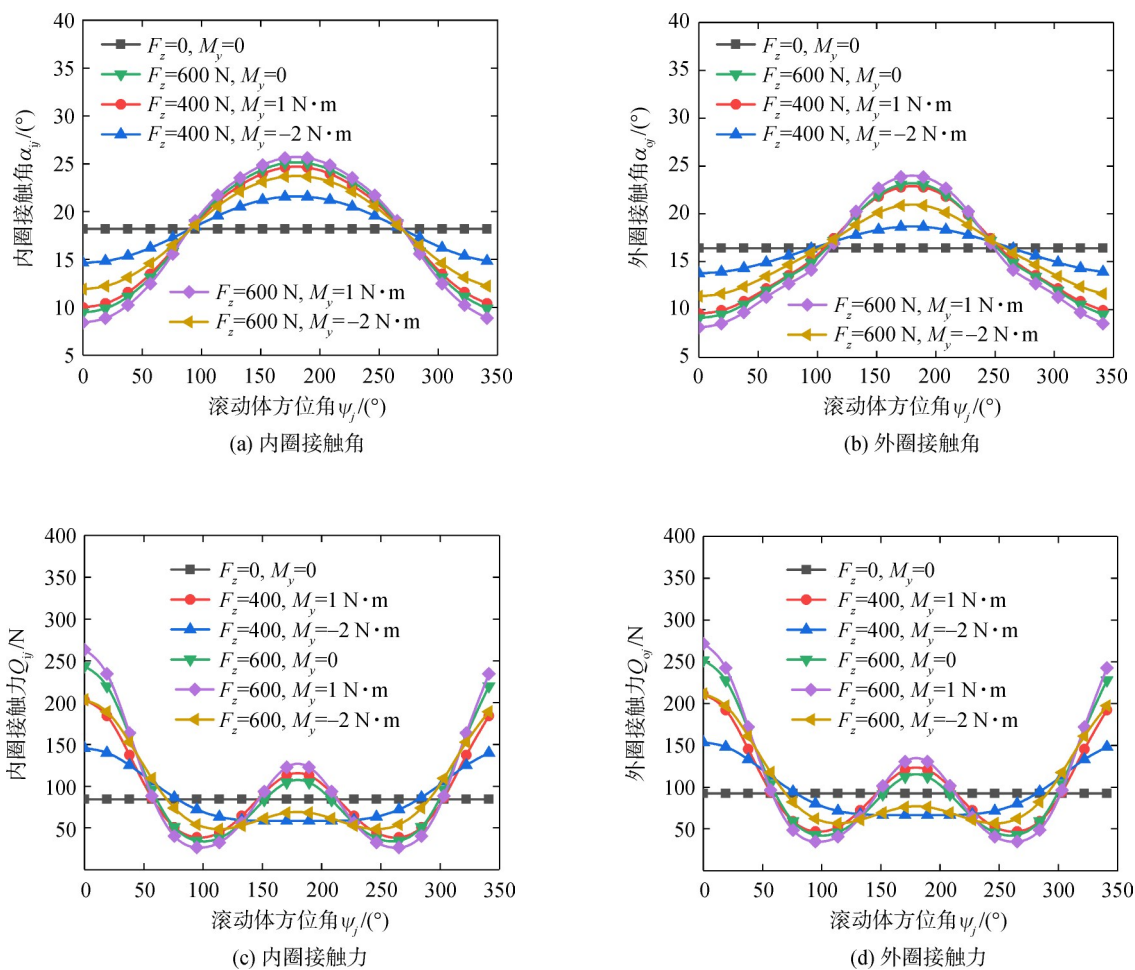
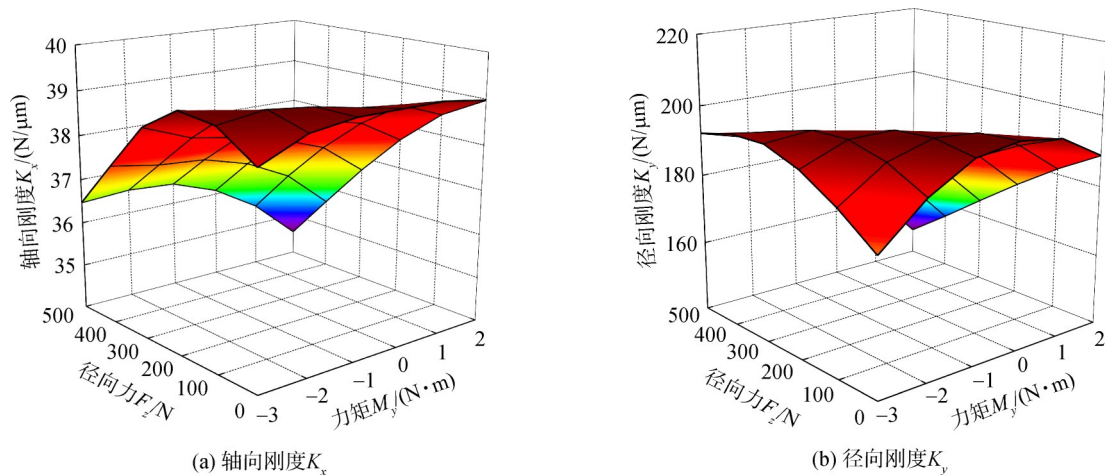
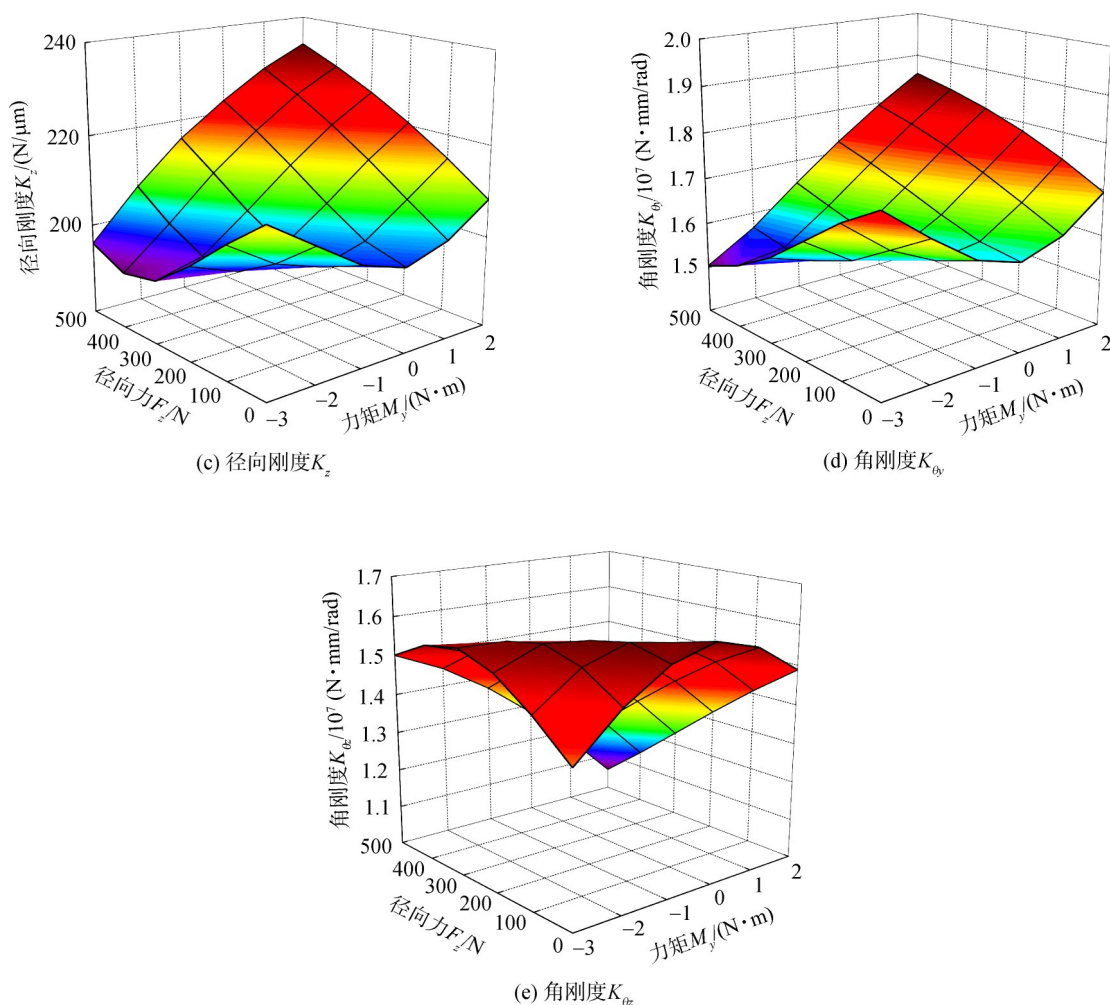


图 11 M_y 与 F_z 对接触角、接触力的影响

Fig.11 Effects of M_y and F_z on contact angle and contact load



图12 M_y 与 F_z 对轴承刚度的影响Fig.12 Effects of M_y and F_z on bearing stiffness

4.3 力矩 M_z 与径向力 F_y 对轴承动态特性的影响

4.3.1 力矩 M_z 对轴承动态特性的影响

图13、图14分别为 $F_y=0, F_z=300\text{ N}, F_x=500\text{ N}, M_y=1\text{ N}\cdot\text{m}, n=10\,000\text{ r/min}$ 时,力矩 M_z 对轴承动态特性的影响。其中,图13为 M_z 对接触角、接触力的影响,图14为 M_z 对轴承刚度的影响。

由图13可知,力矩 M_z 对接触力影响较小,主要对承载区分布位置产生影响; M_z 负向加载时,承载区向 90° 附近移动,正向加载时,承载区向 270° 附近移动。

力矩 M_z 作用时,近似于在轴承 90° 、 270° 附近施加方向相反的作用力, M_z 负向加载时,导致承载区内滚动体被压紧,非承载区内“放松”,承载区内接触角随 M_z 增大减小,非承载区内接触角与 M_z 呈正相关; M_z 正负表示载荷加载方向, M_z 正向

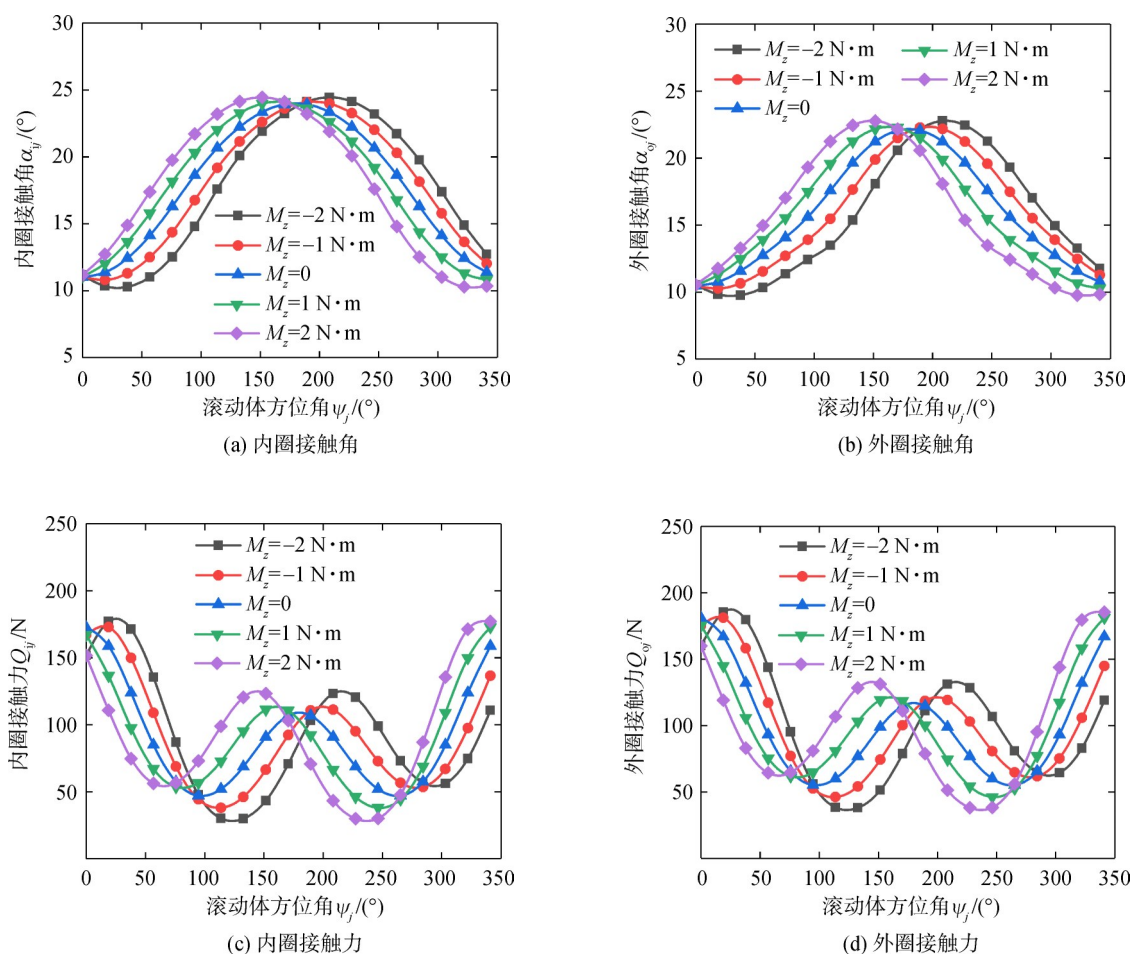
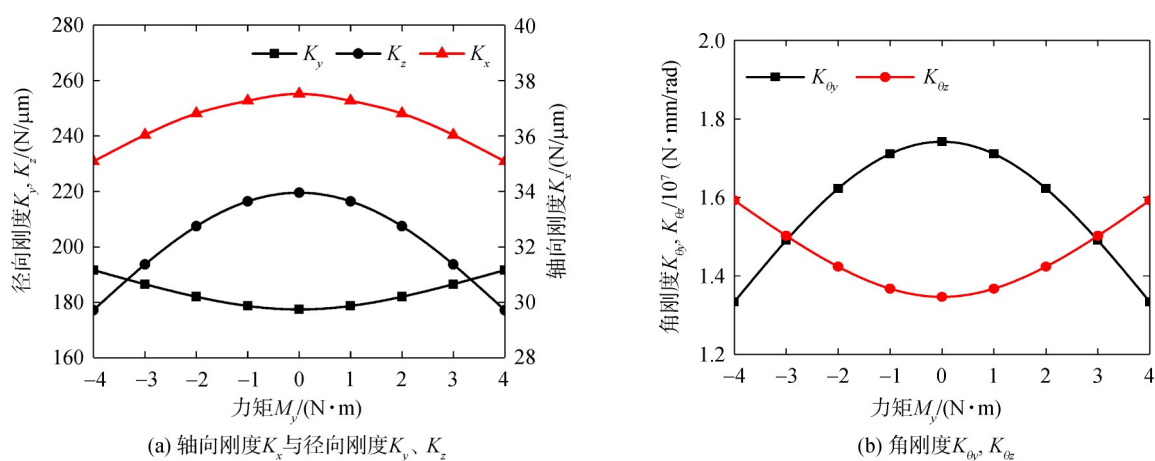
加载时接触角、接触力变化规律与负向加载时相同。

由图14可知,轴承刚度随力矩 M_z 变化规律呈“对称”分布; M_z 正向加载时, K_x 、 K_z 、 $K_{\theta y}$ 出现刚度软化,负向加载时, K_y 、 $K_{\theta z}$ 承载能力降低。

力矩 M_z 正向加载时,承载区内接触角随 M_z 增大而减小,导致 K_y 增大, K_x 、 K_z 减小,同时, M_z 相对增量小于轴承角位移 θ_y 相对增量,大于 θ_z 相对增量,导致 $K_{\theta y}$ 减小, $K_{\theta z}$ 增大;同理, M_z 负向加载时刚度变化规律与正向加载时相同。

4.3.2 力矩 M_z 与径向力 F_y 联合作用对轴承动态特性的影响

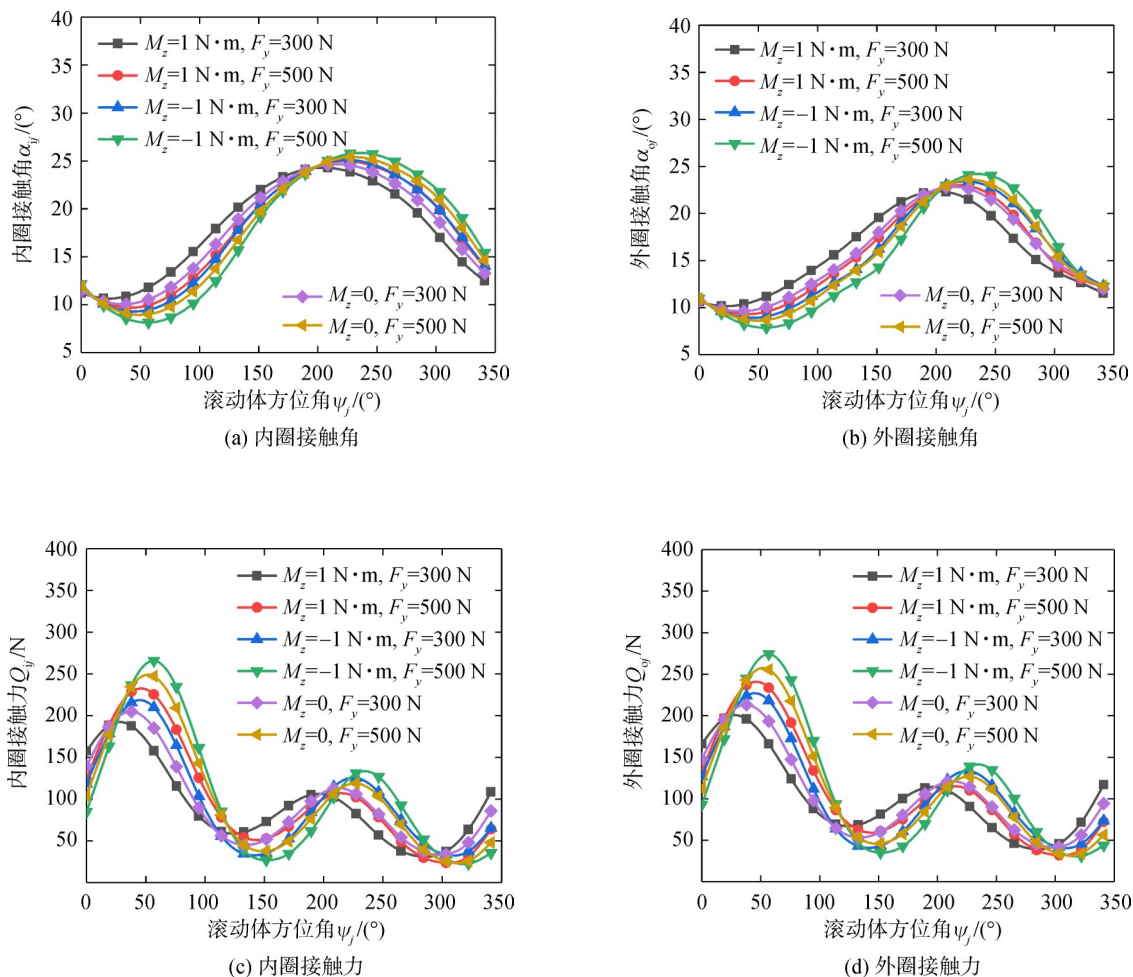
图15、图16所示为 $F_z=300\text{ N}, F_x=500\text{ N}, M_y=1\text{ N}\cdot\text{m}, n=10\,000\text{ r/min}$ 时,力矩 M_z 与径向力 F_y 联合作用对轴承动态特性的影响。其中,图15为 M_z 与 F_y 联合作用对接触角、接触力的影

图 13 M_z 对接触角、接触力的影响Fig.13 Effects of M_z on contact angle and contact load图 14 M_z 对轴承刚度的影响Fig.14 Effects of M_z on bearing stiffness

响,图 16 为 M_z 与 F_y 联合作用对轴承刚度的影响。

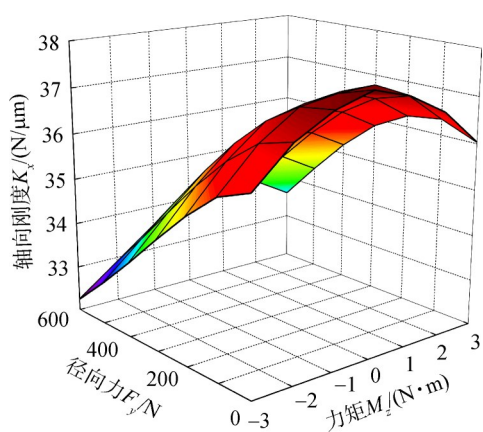
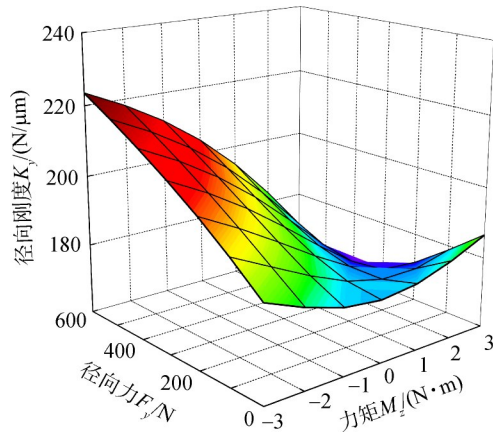
由图 15 可知, F_y 增大时, 导致承载区向 90° 附近区域移动, 同时接触角、接触力波动幅度增大, 在承载区内, 接触角减小, 接触力增大, 非承载区

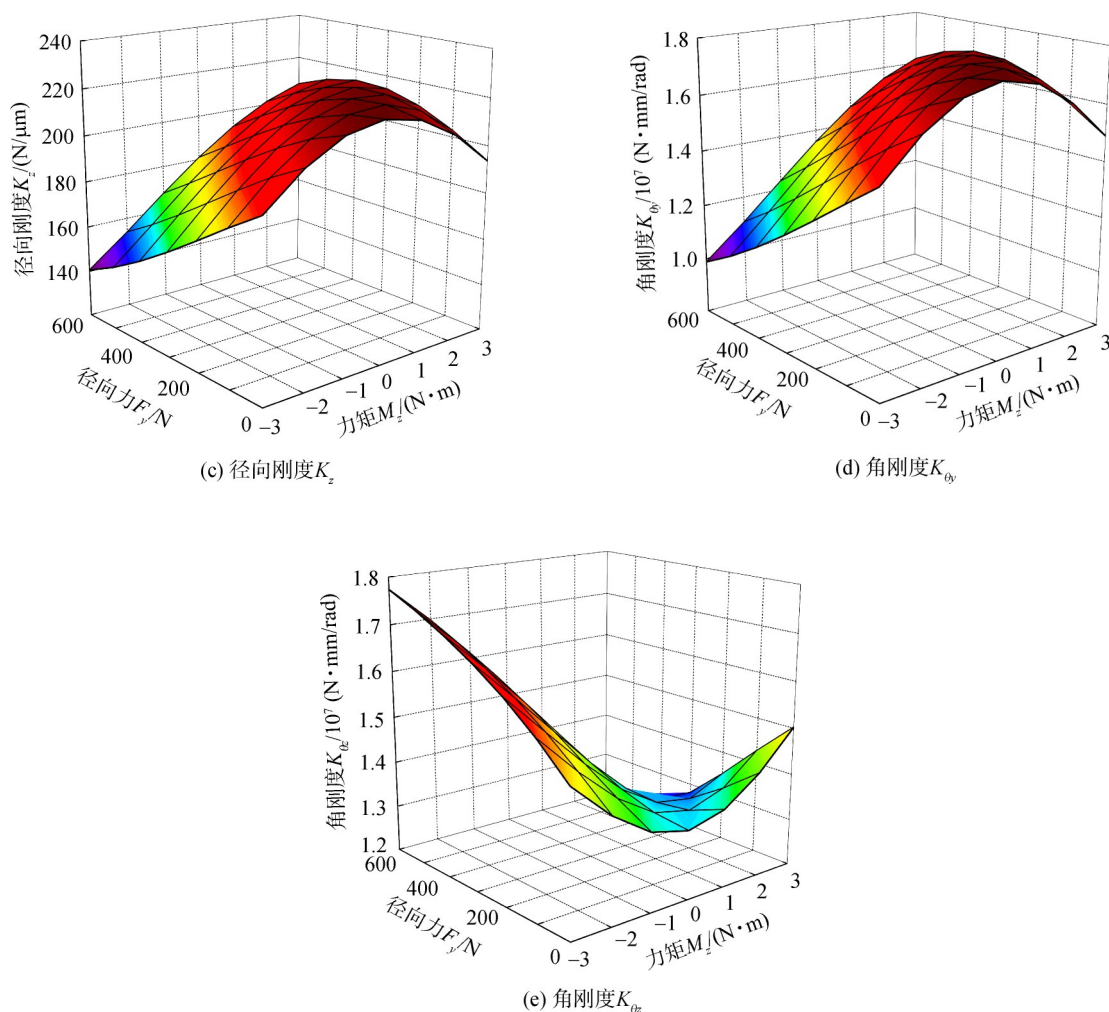
内, 接触角与接触力变化规律与承载区内相反; 结合图 13 可知, M_z 数值变化引起轴承承载区发生移动, 正向作用时能够抑制径向载荷引起的接触角、接触力波动。

图15 M_z 与 F_y 对接触角、接触力的影响Fig.15 Effects of M_z and F_y on contact angle and contact load

由图16可知,径向力 F_y 单独作用,导致 K_x 、 K_z 、 $K_{\theta y}$ 减小, K_y 、 $K_{\theta z}$ 增大。当 M_z 与 F_y 联合作用时,适当的 M_z 值可以抑制 K_x 、 K_z 、 $K_{\theta y}$ 发生刚度软化,而 M_z 负向作用时, K_y 、 $K_{\theta z}$ 承载能力提高。

径向力 F_y 、力矩 M_z 能够相互抑制并调节轴承承载能力,根据轴承不同承载需求,通过对轴承施加非均匀预紧力,能够改善轴承内部载荷分布,在一定程度上提高轴承服役性能。

(a) 轴向刚度 K_x (b) 径向刚度 K_y

图 16 M_z 与 F_y 对轴承刚度的影响Fig.16 Effects of M_z and F_y on bearing stiffness

5 结 论

1) 本文建立精密球轴承五自由度拟静力学分析模型,并基于逐步搜索法原理对轴承刚度计算模型进行优化,在此基础上研究了影响轴承动态特性的各因素作用机理,揭示了复杂联合载荷作用下轴承动态特性演变规律。

2) 轴承刚度随转速增大而出现“软化”现象,而轴向载荷作用能够抑制刚度软化;轴承安装时适当预紧,能够减小轴承内、外圈接触角差值,提高轴承承载能力。

3) 轴承服役工况通过影响轴承内部构件之间相互作用与相对位置关系对轴承动态特性进行作用;力矩载荷与径向载荷单独作用时,均导致轴承内部载荷分布不均,进而影响轴承使用寿命;联合载荷作用时,力矩载荷在一定程度上能够改善

轴承内部载荷分布,提高轴承服役性能。

参考文献:

- [1] STRIBECK R. Ball bearings for various loads[J]. Transaction of the ASME, 1907, 29:420-463.
- [2] JONES A B. A general theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions[J]. Journal of Basic Engineering, 1960, 82(2):309-320.
- [3] HARRIS T A. Rolling bearing analysis[M]. New York: John Wiley and Sons, 2001.
- [4] 马子魁. 基于拟静力学方法的球轴承动力学特性研究[D]. 杭州:浙江大学, 2010.
MA Zikui. Research on dynamic behaviors of ball bearings based on quasi-static method[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2010. (in Chinese)
- [5] GUNDUZ A, SINGH R. Stiffness matrix formulation for double row angular contact ball bearings: Analytical development and validation[J]. Journal of Sound & Vibration, 2013, 332(22):5898-5916.

- [6] WANG W Z, HU L, ZHANG S G, et al. Modeling angular contact ball bearing without raceway control hypothesis[J]. Mechanism and Machine Theory, 2014, 82:154-172.
- [7] 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(8):1071-1086.
- [8] HE P P, GAO F, YAN L, et al. Study on thermo-mechanical coupling characteristics of angle contact ball bearing with fix-position preload[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2019, 71(6):795-802.
- [9] 李松生, 陈晓阳, 张钢, 等. 超高速电主轴轴承的动态支承刚度分析[J]. 机械工程学报, 2006, 42(11):60-65.
LI Songsheng, CHEN Xiaoyang, ZHANG Gang, et al. Analyses of dynamic supporting stiffness about spindle bearings at extra high-speed in electric spindles[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(11):60-65. (in Chinese)
- [10] ZHANG J H, FANG B, YAN K, et al. A novel model for high-speed angular contact ball bearing by considering variable contact angles[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2020, 34(2):809-816.
- [11] 田久良, 洪军, 朱永生, 等. 机床主轴-轴承系统热-力耦合模型及其动态性能研究[J]. 西安交通大学学报, 2012, 46(7):63-68.
TIAN Jiuliang, HONG Jun, ZHU Yongsheng, et al. Thermo-mechanical coupling model and dynamical characteristics of machining spindle-bearing system[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2012, 46(7):63-68. (in Chinese)
- [12] ZHANG J H, FANG B, ZHU Y S, et al. A comparative study and stiffness analysis of angular contact ball bearings under different preload mechanisms[J]. Mechanism and Machine Theory, 2017, 115:1-17.
- [13] 陈巍, 杜发荣, 李云清. 陶瓷轴承滚珠直径对转子临界转速的影响[J]. 航空动力学报, 2009, 24(6):1305-1310.
CHEN Wei, DU Farong, LI Yunqing. Effects of rolling-ball diameter of ceramic bearing on rotor critical speeds[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(6):1305-1310. (in Chinese)
- [14] ZHANG X N, HAN Q K, PENG Z K, et al. A comprehensive dynamic model to investigate the stability problems of the rotor-bearing system due to multiple excitations[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016, 70/71:1171-1192.
- [15] 蒋兴奇. 主轴轴承热特性及对速度和动力学性能影响的研究[D]. 杭州:浙江大学, 2001.
JIANG Xingqi. Study on heat characteristics of spindle bearings and influences on speed and dynamics[D]. Hangzhou: Zhejiang university, 2001. (in Chinese)
- [16] HARRIS T A, KOTZALAS M N. Essential concepts of bearing technology[M]. Boca Raton: CRC Press, 2006.
- [17] 于东, 李小虎, 张进华, 等. RV减速器主轴承拟静力学模型快速计算迭代方法[J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(4):100-107.
YU Dong, LI Xiaohu, ZHANG Jinhua, et al. Quasi statics model quick iteration method for RV reducer main bearing[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(4):100-107. (in Chinese)
- [18] 万长森. 滚动轴承的分析方法[M]. 北京:机械工业出版社, 1987.
- [19] 李震, 关先磊, 钟锐, 等. 联合载荷下角接触球轴承的动态特性分析[J]. 机械工程学报, 2020, 56(17):116-125.
LI Zhen, GUAN Xianlei, ZHONG Yue, et al. Analysis of dynamic characteristics of angle contact bearings with combined loads[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(17):116-125. (in Chinese)
- [20] DIETL P. Damping and stiffness characteristics of rolling element bearings-theory and experiment[D]. Vienna: Technical University of Vienna, 1997.

(编辑:张 雪)