

考虑保持架间隙碰撞的球轴承- 机构系统动力学分析

姚廷强, 王立华, 刘孝保, 黄亚宇

(昆明理工大学 机电工程学院, 昆明 650500)

摘 要: 基于套圈滚道圆环的几何结构方程,建立了钢球和套圈的三维动态接触关系.考虑钢球和保持架的间隙碰撞作用,建立球轴承-曲柄滑块机构系统多体接触动力学模型.运用广义- α 方法计算分析了不同转速、径向游隙和保持架兜孔半径间隙下球轴承-机构系统的运动精度和动力学特性,获得球轴承-机构系统的动态误差、套圈中心的相对运动轨迹、保持架中心的运动轨迹和动态作用力等动力学响应.计算结果表明:随着转速和球轴承径向游隙的增加,约束反力、系统动态误差、套圈中心的相对运动轨迹、保持架与套圈中心的相对运动轨迹、球轴承内部的作用力、钢球与保持架的间隙碰撞力均增加.随着保持架兜孔半径间隙的增加,保持架与套圈中心的相对运动轨迹、钢球与保持架的间隙碰撞力和钢球打滑均增加.

关 键 词: 保持架; 动态误差; 球轴承; 多体动力学; 间隙

中图分类号: V231; TB115

文献标志码: A

Dynamics analysis on ball bearing-mechanism with clearance and impact of cage

YAO Ting-qiang, WANG Li-hua, LIU Xiao-bao, HUANG Ya-yu

(Faculty of Mechanical and Electrical Engineering,

Kunming University of Science and Technology, Kunming 650500, China)

Abstract: The three-dimensional contact dynamics models were established between balls and rings based on the geometric structural equations of ring races torus. Considering the three-dimensional dynamic models between balls and cage with clearance and impact, the multibody contact dynamics model of ball bearing-crank slider mechanism was constructed. The dynamic responses of ball bearing-mechanism, such as dynamic errors, relative motion trajectories of ring center and cage center, dynamic forces, were obtained. The motion accuracy and dynamics characteristics of ball bearing-mechanism were calculated by generalized- α algorithms under different rotating speeds, radial clearances of ball bearing and pocket guide clearances of cage. The calculated results show that the constraint force, dynamic errors, relative motion trajectories of ring center, cage and ring center, force of ball bearing, impact force between balls and cage all increase with the increasing of rotating speed and radial clearance. The relative motion trajectory between cage and ring, impact force between balls and cage, skidding of balls increase with the increasing of pocket guide clearance of cage.

Key words: cage; dynamic error; ball bearing; multibody dynamics; clearance

收稿日期: 2015-04-22

基金项目: 国家自然科学基金(11462008, 11002062); 云南省应用基础研究项目(KKSA20091026)

作者简介: 姚廷强(1979—),男,四川资阳人,副教授,博士,主要从事轴承及其系统动力学研究.

球轴承通常是高速机构和高速精密工业机器人等旋转机构运动副的关键部件,其动态性能对机构系统的运动精度和动力学特性等有着至关重要的影响^[1-2]. 由于钢球和套圈滚道、保持架之间存在动态间隙碰撞作用,引起轴承内部作用力变化,造成构件的弹性变形和动态应力突变,产生振动和噪声,加剧机构运动副的磨损,从而降低了机构系统的运动精度、工作效率和疲劳寿命^[3-4]. 基于零件设计的传统设计方法通常将球轴承视为标准零件,对球轴承和机构系统的动态性能的相互影响知之甚少,对球轴承-机构系统的多体动力学特性认识不够深入. 因此,考虑球轴承动态性能的机构系统还处于探索阶段,是亟待深入研究的系统动力学关键问题,为复杂工况下高速高精度多间隙球轴承-机构系统动力学分析和动态设计提供一种有效的新方法.

近些年,多体系统动力学中关节效应模型的研究备受重视,取得了较大进展^[2,5]. 多数文献都集中于对多体系统中理想关节与装配间隙的研究,而较少注重关节磨损引起关节间隙的非规则变化,忽视了磨损对关节间隙尺寸的影响^[5-8]. 国内外轴承动力学研究已取得较大进步,邓四二等^[9]用动力学分析软件 ADAMS(Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems)研究了考虑柔性体保持架的球轴承拟动力学分析和保持架瞬态动力学分析. 姚廷强等^[10]忽略保持架和润滑影响,研究了球轴承多体接触动力学特性. 张伟刚等^[11]基于 Hertz 接触理论,研究了球轴承-主轴系统的非线性拟动力学特性. Upadhyay 等^[12]研究保持架磨损和不平衡力下滚动轴承-转子系统的非线性拟动力学特性. Ashtekar 等^[13]以离散元方法建立了球轴承力学模型,研究了涡轮增压机转子动力学特性. 由于关节机构的运动和动力特性的特殊性,在关节处有球轴承的机构系统中,多数文献通常将球轴承处理为理想运动或等效的间隙运动副模型,忽略了球轴承内部的钢球和套圈滚道、保持架兜孔的动态间隙接触碰撞作用及其对系统动力学特性的影响. 许立新等^[1,14]忽略保持架的间隙碰撞影响,基于套圈控制理论,假设钢球与套圈滚道在径向平面内做纯滚动,建立了二维平面的球轴承拟动力学模型,分析了二维球轴承-机构系统的动态误差. 齐朝晖等^[15]结合深沟球轴承旋转铰的构造细节,提出了一种确定多体系统中深沟球轴承旋转铰内接触力和接触位置的等效运动约束方法,不需要解除铰的运动学约束,

也不必求解非线性互补方程.

本文忽略润滑作用的影响,考虑钢球、套圈和保持架之间的间隙碰撞作用和三维动态接触关系,提出球轴承-机构系统多体动力学分析方法,探索球轴承动态性能和结构参数对球轴承-机构系统的运动精度、动态特性和运动稳定性的影响.

1 球轴承-机构系统多体动力学方程

1.1 球轴承-机构系统的运动作用关系

图 1 为深沟球轴承-机构系统的坐标系示意图. 各坐标系 $O_f x_f^1 y_f^1 z_f^1$, $O_f x_f^2 y_f^2 z_f^2$, $O_i x_i y_i z_i$, $O_o x_o y_o z_o$, $O_b x_b y_b z_b$, $O_c x_c y_c z_c$ 分别为构件 1、构件 2、内圈、外圈、钢球和保持架的中心坐标系,初始时各坐标轴分别与惯性坐标系平行. 在惯性坐标系中构件、钢球、内圈、外圈和保持架的质心位置由对应的体坐标系的平动坐标 $s(x, y, z)$ 来描述,方位则由体坐标系在参考坐标系下的卡登方向角 $\Theta(\phi, \psi, \theta)$ 3 个独立的角坐标来描述. 在体坐标系下角速度 ω 与方向角 $\Theta(\phi, \psi, \theta)$ 的关系为

$$\omega = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi \cos \theta & \sin \theta & 0 \\ -\cos \psi \sin \theta & \cos \theta & 0 \\ \sin \psi & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\psi} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} = D\dot{\Theta} \quad (1)$$

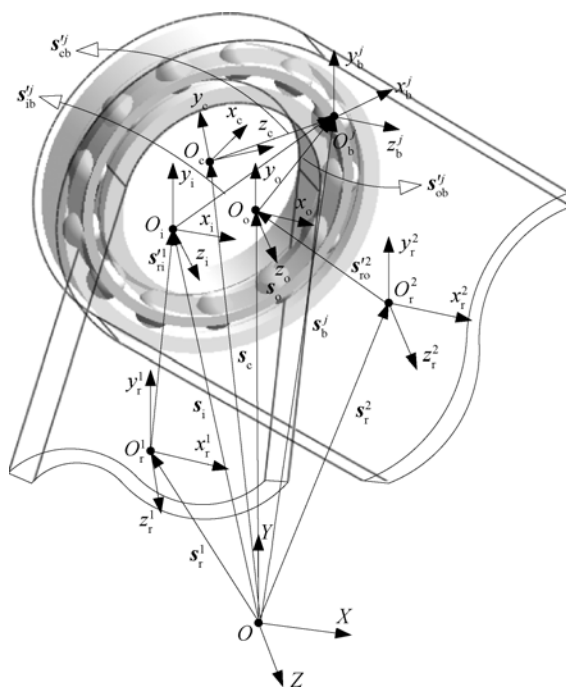


图 1 深沟球轴承-机构系统的坐标系示意图

Fig. 1 Coordinates of deep groove ball bearing-mechanism

球 j 与外圈滚道的接触弹性变形量为

$$\delta_{ob}^j = |s_{botc}^{j'}| - (R_o - R_b) \quad (8)$$

1.3 机构系统中钢球和保持架的动态接触关系

图 4 为深沟球轴承中钢球与保持架的接触动力学模型. 为了处理钢球和保持架兜孔的动态接触关系, 建立兜孔坐标系 $O_c^j x_c^j y_c^j z_c^j$ 来计算钢球与保持架兜孔的最小间隙或变形量. 保持架兜孔坐标系的 $O_c^j, x_c^j, y_c^j, z_c^j$ 分别为兜孔中心、圆周方向、径向方向和轴线方向.

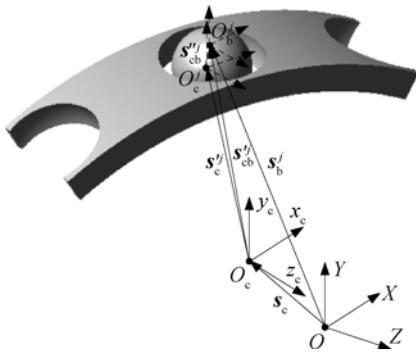


图 4 深沟球轴承中钢球与保持架的接触动力学模型

Fig. 4 Contact dynamic model for balls and cage of deep groove ball bearing

深沟球轴承钢球和球型兜孔保持架之间的作用关系为

$$s_c = s_b^j + A_c s_{cb}^{j'}, \quad s_{cb}^{j'} = s_c^{j'} + A_c^j s_{cb}^{j''} \quad (9)$$

式中 s_c, s_b^j 分别确定了保持架和钢球 j 的质心在惯性坐标系下的位置(平动位移). $s_c^{j'}$ 为兜孔中心在保持架体坐标系的常数位置矢量, $s_{cb}^{j''}$ 分别为钢球 j 中心在兜孔坐标系下的相对位置. A_c 为保持架中心坐标系到惯性坐标系的方向变化矩阵, A_c^j 为保持架兜孔坐标系到保持架中心坐标系的常数方向矩阵.

对于深沟球轴承而言, 在兜孔坐标系下钢球中心与兜孔中心的位置矢量为

$$s_{cb}^{j''} = (A_c^j)^T [A_c^T (s_c - s_b^j) - s_c^{j'}] \quad (10)$$

钢球 j 与保持架的球型兜孔的接触弹性变形量为

$$\delta_{cb}^j = |s_{cb}^{j''}| - \Delta_{cb} \quad (11)$$

式中 δ_{cb}^j 为钢球与保持架兜孔的接触弹性变形量, Δ_{cb} 为保持架兜孔的半径间隙, $\Delta_{cb} = (d_{cc} - D_b) / 2$, d_{cc} 为保持架兜孔直径, D_b 为钢球直径.

根据接触变形量公式(式(8)和式(11)), 由罚函数法^[17]得钢球 j 与套圈滚道、保持架兜孔的法向接触力为

$$F_{kb}^j = K_{kb} (\delta_{kb}^j)^{1.5} + c_{kb} \dot{\delta}_{kb}^j \quad (12)$$

式中 K_{kb} 为钢球与套圈滚道、保持架兜孔之间的 Hertz 接触刚度参数, 由球轴承 Hertz 点接触理论计算^[10], 下标 $k = i, o, c$. 阻尼 $c = \text{step}(\delta, 0, 0, \delta_0, c_0)$, δ_0, c_0 分别为最大接触深度和阻尼, $\delta, \dot{\delta}$ 分别为渗透量和渗透速度.

忽略润滑作用, 考虑间隙碰撞作用和钢球打滑影响, 运用 Coulomb 摩擦定律计算深沟球轴承中钢球和套圈滚道、保持架兜孔之间的干摩擦力.

$$F_{kt}^j = \mu_{kt}^j F_{kb}^j \quad (13)$$

式中 μ_{kt}^j 为时变摩擦因数, F_{kt}^j 为钢球和套圈滚道、保持架兜孔之间的摩擦力.

图 5 为接触过程中摩擦因数与接触处的相对速度关系. 时变摩擦因数为

$$\mu_{kt}^j(v) = \begin{cases} \text{step}(v, 0, 0, v_s, \mu_s) & v \leq |v_s| \\ \text{step}(v, v_s, \mu_s, v_d, \mu_d) & |v_s| \leq v \leq |v_d| \\ \mu_d & v \geq |v_d| \end{cases} \quad (14)$$

式中 $\text{step}(v, 0, 0, v_s, \mu_s)$ 为摩擦因数渐变曲线函数; v_s, v_d 分别为黏滞静摩擦和滑动摩擦的临界速度; μ_s, μ_d 分别为黏滞静摩擦因数和滑动摩擦因数.

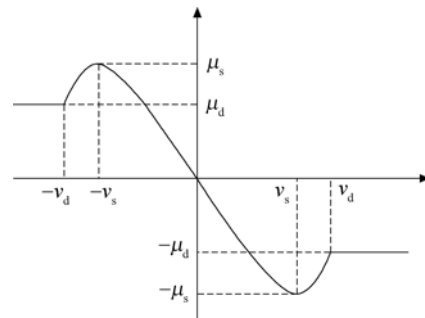


图 5 摩擦因数与相对速度关系

Fig. 5 Relationship between friction coefficient and relative velocity

当深沟球轴承运动过程中, 钢球和套圈、保持架在承载区和非承载区存在不同的动态接触碰撞作用. 当式(12)中的 $\delta_{kb}^j > 0$ 时, 钢球与套圈滚道、保持架兜孔发生 Hertz 接触作用, 通过式(12)可以计算轴承中不同位置处钢球与套圈滚道的法向接触力, 由式(13)计算不同位置处钢球所受的干摩擦力. 由球轴承各零件的动态作用力可以计算出在不同坐标系下的作用力矩, 由于篇幅限制, 此处省略.

2 深沟球轴承-曲柄滑块机构系统动力学模型

图 6 为深沟球轴承-曲柄滑块机构系统模型. 以深沟球轴承-曲柄滑块机构系统为例, 除曲柄与连杆连接处考虑深沟球轴承的动态性能的影响, 其余为忽略间隙影响的理想运动副, 则系统中仅有保持架和钢球有 6 个自由度运动, 其余构件均做平面运动. 约束定义为曲柄与机架的旋转约束, 内圈中心与曲柄固定约束, 外圈中心与连杆固定约束, 连杆与滑块旋转运动约束, 滑块与机架移动运动约束. 由此可得系统的一般运动约束方程为

$$\Phi = [\Phi_1 \quad \Phi_0 \quad \Phi_r^1 \quad \Phi_r^2 \quad \Phi_r^3 \quad 0 \quad 0]^T = 0 \quad (15)$$

式中 Φ 为深沟球轴承-曲柄滑块机构系统的约束方程, $\Phi_1, \Phi_0, \Phi_r^1, \Phi_r^2, \Phi_r^3$ 分别为系统中各构件对应的约束方程.

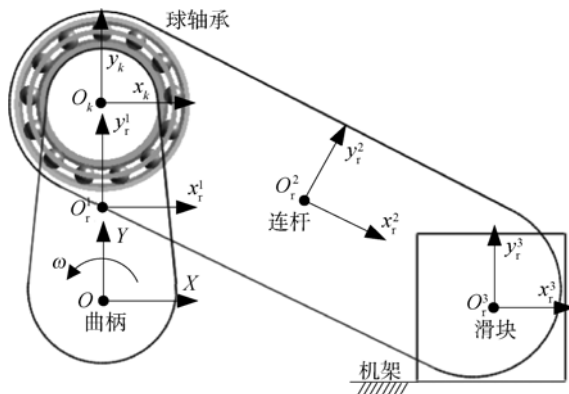


图 6 深沟球轴承-曲柄滑块机构系统模型

Fig. 6 Model of deep groove ball bearing-crank slider mechanism

深沟球轴承-曲柄滑块机构系统中各构件的一般动力学方程为

$$m_i \ddot{q}_i = G_i - F_i - \Phi_{q_i}^T \lambda_i \quad (16a)$$

$$m_0 \ddot{q}_0 = G_0 - F_0 - \Phi_{q_0}^T \lambda_0 \quad (16b)$$

$$m_r^1 \ddot{q}_r^1 = G_r^1 - F_r^1 - (\Phi_{q_r^1}^T)^T \lambda_r^1 \quad (16c)$$

$$m_r^2 \ddot{q}_r^2 = G_r^2 - F_r^2 - (\Phi_{q_r^2}^T)^T \lambda_r^2 \quad (16d)$$

$$m_r^3 \ddot{q}_r^3 = G_r^3 - F_r^3 - (\Phi_{q_r^3}^T)^T \lambda_r^3 \quad (16e)$$

$$m_b^j \ddot{q}_b^j = F_{ce}^j + G_b^j - F_b^j \quad (16f)$$

$$m_c \ddot{q}_c = F_{ce}^c + G_c - F_c \quad (16g)$$

式中 G 为内圈、外圈、构件、钢球和保持架的 6 维重力列矢量; m 为 6×6 惯性矩阵; F_r^i 为 6 维构件的外力和力矩; F_{ce} 为 6 维离心力和力矩列矢量; F_i, F_0, F_b^j 和 F_c 分别为由内圈、外圈、钢球和保持

架的动态接触力、摩擦力和力矩组成的 6 维列矢量; $\Phi_{q_i}^T$ 为雅可比矩阵; λ 为拉格朗日乘子.

运用 Matlab 软件编制动力学分析的广义- α 法^[18]对球轴承-曲柄滑块机构系统的微分代数方程组(式(15)和式(16))进行数值计算求解, 计算作用在各零件上的作用力和力矩, 各瞬时点的位置和运动参数, 可得球轴承-机构系统的动力学结果. 以深沟球轴承-曲柄滑块机构系统为计算实例, 计算分析: ①稳定转速; ②球轴承径向游隙; ③保持架兜孔间隙等因素对系统的动态误差和动力学特性的影响. 以深沟球轴承 HRB6012 为例, 套圈无挡边, 采用球形兜孔的新型实体保持架, 材料为低碳钢, 保持架采用钢球引导方式. 曲柄滑块机构系统的几何、质量、惯性参数和深沟球轴承的结构、材料、力学参数分别见表 1 和表 2.

表 1 曲柄滑块机构系统的几何、质量、惯性参数

Table 1 Geometric parameters, mass and inertia of crank slider mechanism

构件	代号	长度/ mm	质量/ kg	转动惯量/ (kg · mm ²)
曲柄	1	110	1.0	3 300
连杆	2	225	4.0	34 500
滑块	3		2.0	

表 2 深沟球轴承 HRB 6012 的结构参数与材料、力学参数

Table 2 Structural, material and force parameters of groove deep ball bearing HRB 6012

参数	数值
内圈内径 d /mm	60
外圈外径 D /mm	95
节圆直径 d_m /mm	77.5
内圈滚道直径 d_i /mm	67.49
外圈滚道直径 D_o /mm	89.50
轴承宽度 B /mm	18
内圈滚道曲率半径 R_i /mm	5.61
外圈滚道曲率半径 R_o /mm	5.83
钢球直径 D_b /mm	11
钢球数目 N /个	13
钢球和内圈的 接触刚度 $K_{ib}/10^6 \text{ mm}^{1.5}$	1.23
钢球和保持架的 接触刚度 $K_{ib}/10^5 \text{ mm}^{1.5}$	3.70

续表

参数	数值
径向游隙 P_d/mm	0.01
弹性模量 E/GPa	207
泊松比 ν	0.3
保持架内径 d_c/mm	74.7
保持架外径 D_c/mm	84.7
兜孔半径 R_{cc}/mm	5.52
保持架宽度 L/mm	16
兜孔半径间隙 Δ_{cb}/mm	0.04
静摩擦因数 μ_s	0.01
动摩擦因数 μ_d	0.008
接触刚度 $K_{ob}/10^5 \text{ mm}^{-1.5}$	8.86

3 球轴承-曲柄滑块机构系统的动力学特性

3.1 转速对系统动态响应的影响规律

球轴承-机构系统通常在不同转速(n)下工作,工况转速对系统的动态性能和运动精度有着重要的影响.图7~图9为有、无球轴承,转速 $n=2400 \text{ r/min}$ 下系统的约束反力和钢球的相轨迹.图7、图8分别为曲柄与机架处和连杆处的约束反力.对比分析可知,有无球轴承时球轴承-曲柄滑块机构系统的约束反力的整体变化规律是相似的,考虑球轴承时的约束反力存在一定幅度的波动变化.由于球轴承动态性能的影响,曲柄与机架关节位置处,考虑球轴承时的约束反力比理想旋转副的等效约束反力要大.在曲柄与连杆关节位

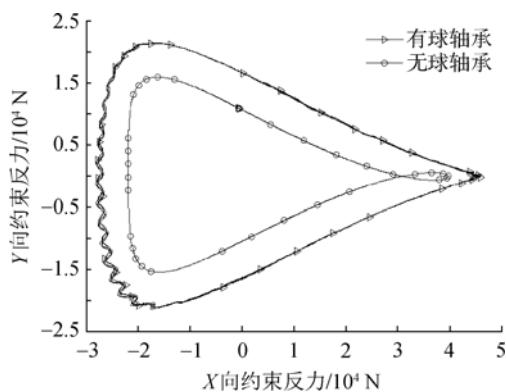


图7 曲柄与机架处的约束反力(2400 r/min)

Fig. 7 Reaction force between crank and ground (2400 r/min)

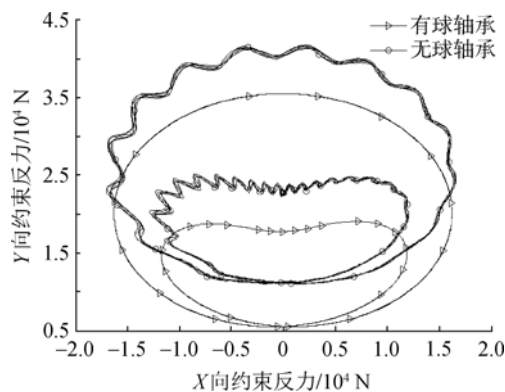


图8 曲柄与连杆处的约束反力(2400 r/min)

Fig. 8 Reaction force between crank and link (2400 r/min)

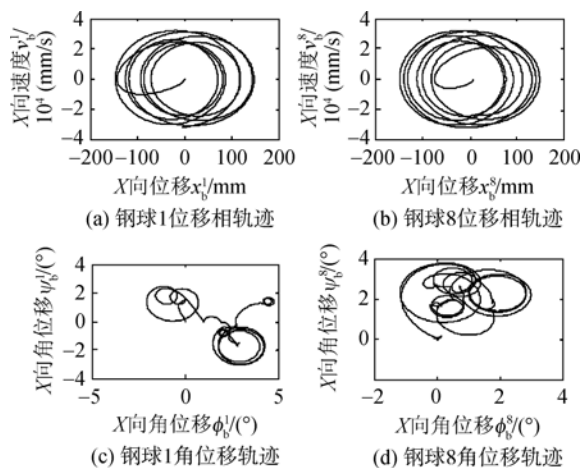


图9 球轴承中钢球的相轨迹和角位移轨迹

Fig. 9 Phase trajectory and angular displacement of balls in ball bearing

置处,考虑球轴承时Y向的约束反力明显增加.因此,采用理想旋转副的经验计算方法一定程度上会低估相应关节位置处的约束反力.图9为球轴承中钢球的相轨迹和角位移轨迹.钢球的相轨迹呈现出拟周期的运动规律,且不同位置的钢球运动规律是不同的,钢球角位移的差异更加明显,说明钢球在套圈滚道中存在一定的陀螺自旋运动.

图10~图16为不同转速下球轴承-曲柄滑块机构系统的动力学特性.图10、图11分别为不同转速下套圈中心的运动轨迹和约束反力结果.球轴承套圈中心的相对运动轨迹呈现出拟周期运动规律,整体变化趋势与曲柄-机架关节位置处理想旋转副的等效约束反力(图7)相似,说明本文提出的分析方法是有效的.随着转速的增加,套圈中心的相对位移增大,约束反力明显增大,幅值波动变化也明显增加.

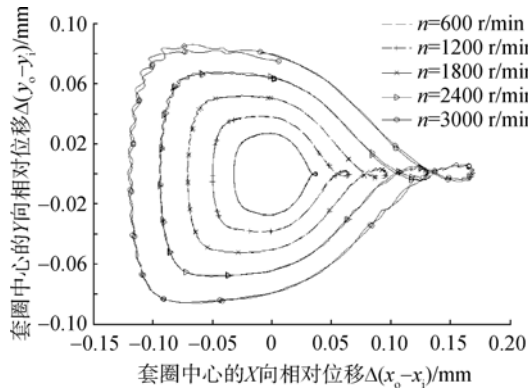


图10 不同转速下套圈中心的运动轨迹

Fig. 10 Motion trajectory between ring center under different rotating speeds

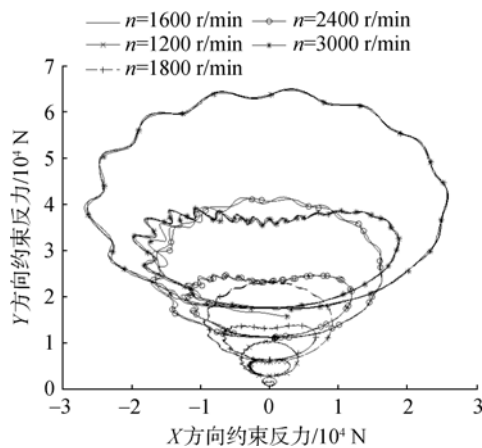


图11 不同转速下内圈与曲柄处的约束反力

Fig. 11 Reaction force between inner and crank under different rotating speeds

图12为不同转速下滑块位移的动态误差. 动态误差在滑块左右极限位置处的位移动态误差的变化规律是不对称的. 随着转速的增加, 滑块位移的动态误差明显增加, 转速较高时相同增幅的转速量, 动态误差的增量更大. 计算结果表明球轴承的动态性能对高速高精多间隙机构系统的运动精度有着重要的影响. 图13、图14分别为不同转速下保持架与内圈、外圈中心的运动轨迹. 由于钢球和保持架兜孔之间的间隙碰撞作用, 保持架与套圈中心的运动轨迹近似椭圆运动规律. 由于球轴承的钢球和套圈滚道、保持架兜孔的动态接触碰撞作用, 使得保持架和连杆的运动稳定性降低, 引起低速时保持架与套圈中心的运动轨迹不重合更明显, 与内圈相比, 保持架与外圈中心的运动轨迹不重合更加明显. 滑块右极限位置时保持架与内圈中心的运动轨迹存在明显的凸峰变化规律. 图15、图16分别为不同转速下钢球与外圈滚道

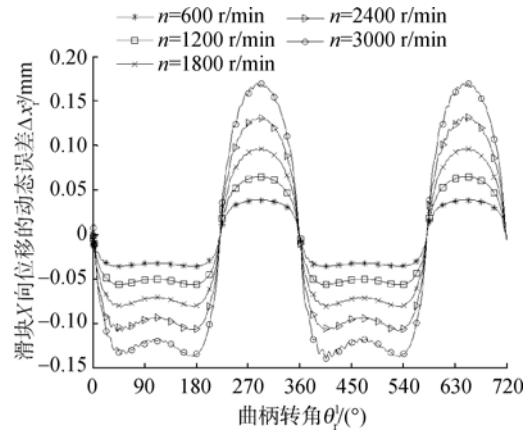


图12 不同转速下滑块位移的动态误差

Fig. 12 Dynamic error of displacements of slider under different rotating speeds

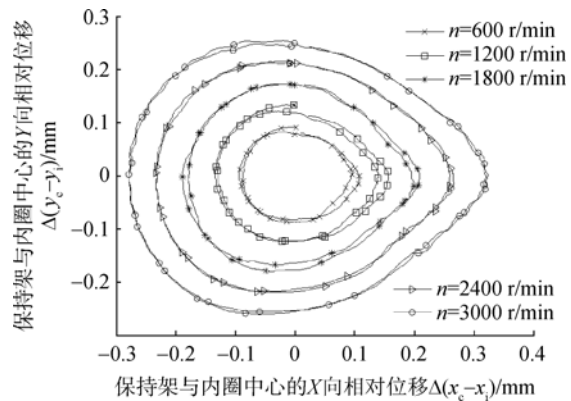


图13 不同转速下保持架与内圈中心的运动轨迹

Fig. 13 Motion trajectory between cage and inner center under different rotating speeds

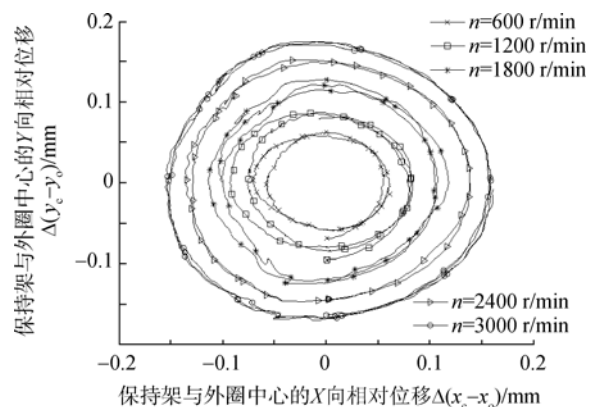


图14 不同转速下保持架与外圈中心的运动轨迹

Fig. 14 Motion trajectory between cage and outer center under different rotating speeds

和保持架兜孔之间的接触力. 不同方位角的钢球与套圈滚道和保持架兜孔的动态接触力变化规律是不同的. 随着转速的增加, 深沟球轴承内部的动

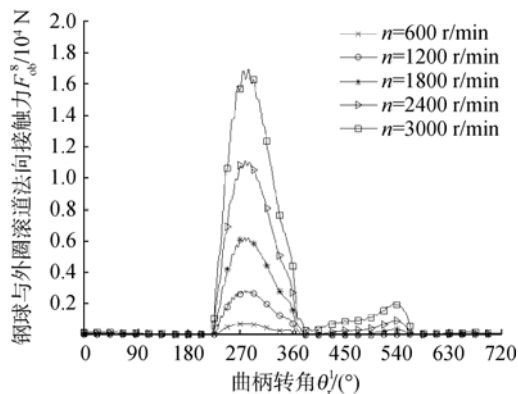


图15 不同转速下钢球与外圈滚动的动态接触力

Fig. 15 Dynamic contact force between ball and outer under different rotating speeds

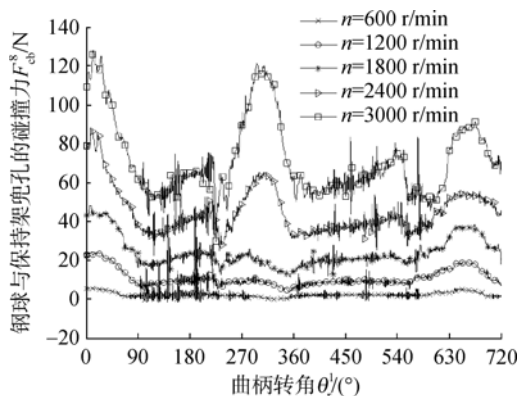


图16 不同转速下钢球与保持架兜孔的碰撞力

Fig. 16 Contact force between ball and cage pocket under different rotating speeds

态接触力明显增加,增幅也逐渐增加,且最大值相对较大.由于保持架兜孔半径间隙(Δ_{cb})的影响,钢球与保持架兜孔之间的碰撞力存在较大的冲击波动变化.较大幅值的动态接触力和碰撞力的频繁变化对球轴承疲劳寿命有着重要的影响.

3.2 径向游隙对系统动态响应的影响规律

径向游隙对球轴承的动态性能和高精度机构系统的运动精度有着重要的影响.图17、图18分别为转速 $n=2400$ r/min 和不同径向游隙(P_d)下滑块位移的动态误差和套圈中心的运动轨迹.随着径向游隙的增加,滑块位移的动态误差增加,相同径向游隙增量下的动态误差的增幅变化不大.零径向游隙时套圈中心的运动轨迹与无球轴承时理论计算的曲柄-机架处的约束反力相似(图7),也说明本文的球轴承-机构系统动力学模型是正确的.当径向游隙较大时,在滑块左右极限位置处的系统动态误差和套圈中心的运动轨迹存在较大

的波动变化,从而引起较大的速度和加速度波动,一定程度上会影响高精度机构系统的运动精度和工作性能.

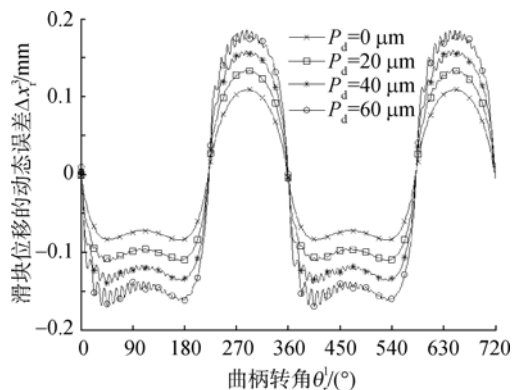
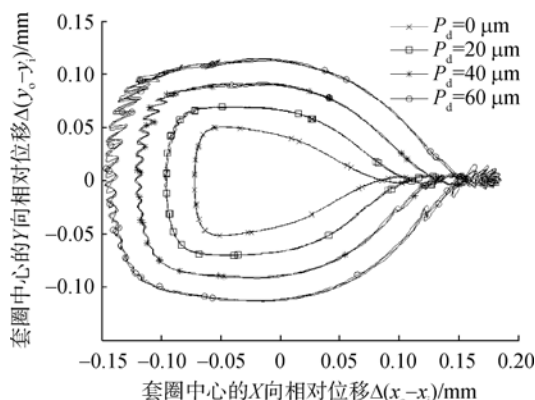
图17 不同径向游隙下滑块位移的动态误差
($n=2400$ r/min)Fig. 17 Dynamic error of displacements of slide under different radial clearances
($n=2400$ r/min)图18 不同径向游隙下套圈中心的运动轨迹
($n=2400$ r/min)Fig. 18 Motion trajectory between ring center under different radial clearances
($n=2400$ r/min)

图19、图20分别为不同径向游隙下保持架与套圈中心的运动轨迹.随着径向游隙的增加,保持架与内圈中心的运动轨迹增加,呈现近似椭圆变化规律,而保持架与外圈中心的运动轨迹没有明显增加.在径向游隙较大时,运动轨迹的波动变化越明显.图21为不同径向游隙下钢球与保持架兜孔之间的碰撞力.随着径向游隙的增加,碰撞力的幅值存在逐渐增加和减小的周期交替变化规律.径向游隙越大,碰撞力的冲击波动变化越大,一定程度上会影响保持架的运动稳定性和疲劳寿命.

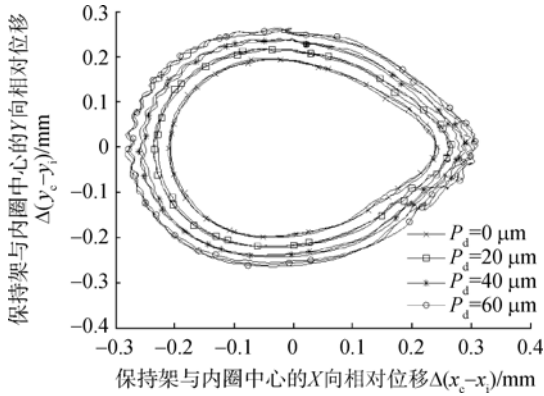


图19 不同径向游隙下保持架与内圈中心的运动轨迹

Fig. 19 Motion trajectory between cage and inner center under different radial clearances

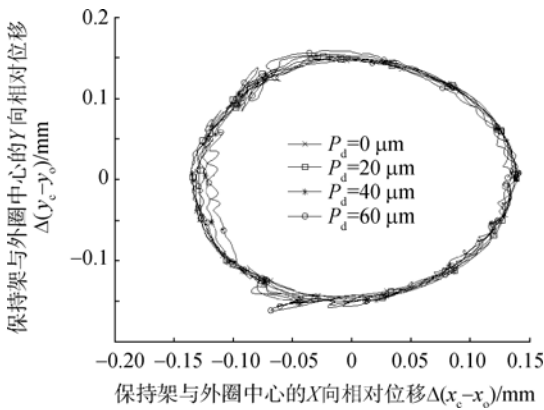


图20 不同径向游隙下保持架与外圈中心的运动轨迹

Fig. 20 Motion trajectory between cage and outer center under different radial clearances

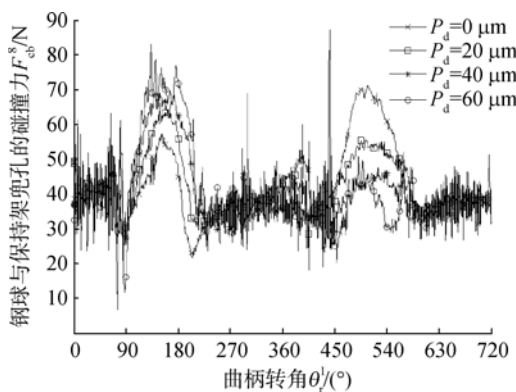


图21 不同径向游隙下钢球与保持架兜孔的碰撞力

Fig. 21 Contact force between ball and cage pocket under different radial clearances

3.3 兜孔半径间隙对系统动态响应的影响规律

保持架兜孔半径间隙(Δ_{cb})直接影响着钢球和保持架之间的间隙碰撞作用,进而影响球轴承的

动态性能. 由于计算实例的深沟球轴承-机构系统仅考虑了曲柄与连杆位置处的球轴承动态特性,仅有保持架和钢球具有6个自由度空间运动,其余构件均忽略间隙影响的理想运动副约束而做平面运动. 因此,本文计算实例中保持架兜孔半径间隙对滑块动态误差和套圈中心的运动轨迹的影响相对较小,由于篇幅限制,此处省略计算结果图示.

图22、图23分别为保持架与套圈中心的运动轨迹. 随着保持架兜孔半径间隙的增加,保持架与内圈中心的运动轨迹明显增加,呈现稳定的近似椭圆运动规律. 保持架与外圈中心的运动轨迹在半径间隙较小时呈现出近似半圆的运动规律,在半径间隙较大时呈现出椭圆运动规律. 图24、图25分别为不同保持架半径间隙下钢球与保持

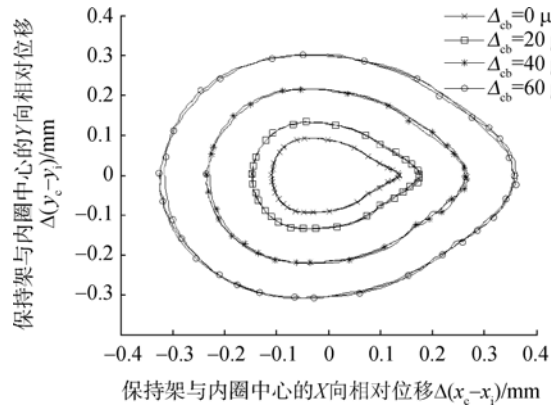


图22 不同兜孔半径间隙下保持架与内圈中心的运动轨迹

Fig. 22 Motion trajectory between cage and inner center under different pocket guide clearances

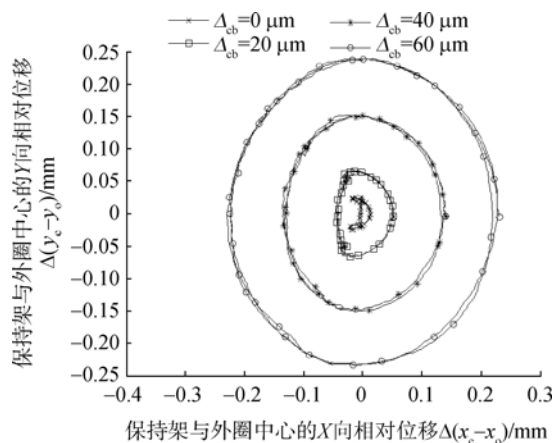


图23 不同兜孔半径间隙下保持架与外圈中心的运动轨迹

Fig. 23 Motion trajectory between cage and outer center under different pocket guide clearances

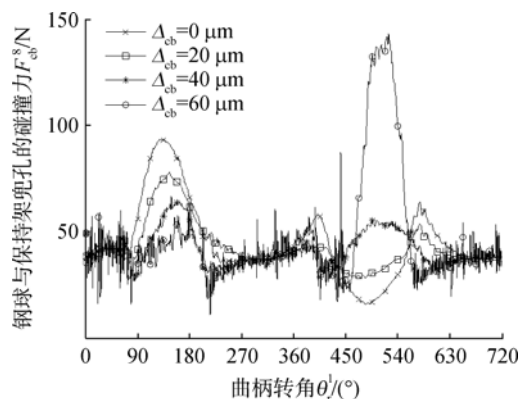


图 24 不同兜孔半径间隙下钢球与保持架兜孔的碰撞力

Fig. 24 Contact force between ball and cage pocket under different pocket guide clearances

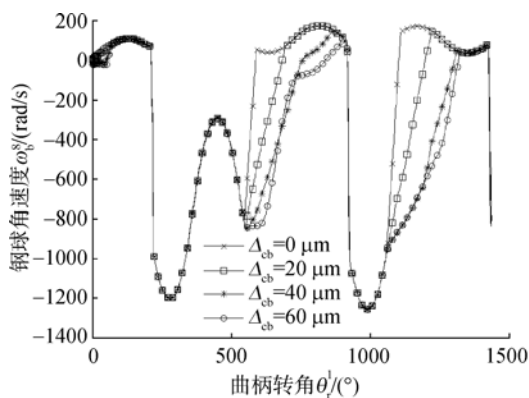


图 25 不同兜孔半径间隙下钢球角速度

Fig. 25 Speeds of ball under different pocket guide clearances

架兜孔之间的碰撞力和钢球的角速度. 随着半径间隙的增加, 碰撞力的幅值存在逐渐增加和减小的周期交替变化规律, 碰撞力的幅值比不同转速和径向游隙下的要大, 且半径间隙越大, 碰撞力的冲击波动越明显. 保持架的兜孔间隙越大, 钢球与保持架之间存在明显的冲击碰撞和一定的打滑现象, 使得钢球的角速度增加的变化趋势相对更加缓慢.

4 结 论

关节处的球轴承动态性能对高速高精度机构系统的动力学特性和运动精度有着至关重要的影响. 考虑多体动态接触关系和保持架的间隙碰撞作用的球轴承-机构系统三维全动力学模型更为真实地计算机构系统的动态特性和动态误差, 为复杂工况下高精度多间隙球轴承-机械系统的动力学研究和动态设计奠定了理论基础. 本文仅计

算分析单一关节位置处的球轴承动态特性对高精度结构系统的运动精度的影响, 可以将提出的方法扩展到复杂变工况下高精度、多间隙、多球轴承-机构系统的空间动力学分析与动态设计, 这也是后期的重要研究方向.

1) 考虑球轴承动态性能的影响, 机构系统中各关节位置处的约束反力相较于理想运动副下的要大, 钢球存在明显不同的陀螺自旋运动. 随着转速的增加, 约束反力增加且增幅也增加, 系统动态误差增加, 套圈中心的运动轨迹和保持架与套圈中心的运动轨迹增加, 球轴承内部的作用力增加且增幅增加, 钢球与保持架兜孔的间隙碰撞力有波动变化.

2) 随着径向游隙的增加, 系统动态误差和套圈中心的运动轨迹均增加, 且在末端执行件的左右极限位置处存在较大的波动变化, 保持架与内圈中心的运动轨迹均增加, 与外圈中心的运动轨迹变化不大, 仅存在较大的波动变化, 钢球与保持架兜孔的间隙碰撞力小幅增加, 但有较大的波动变化. 径向游隙对球轴承-机构系统的运动稳定性和运动精度有着明显的影响.

3) 随着保持架兜孔半径间隙的增加, 系统动态误差和套圈中心的运动轨迹变化较小, 保持架与套圈中心的运动轨迹较大增加, 钢球与保持架兜孔的间隙碰撞力较大增加且有较大波动变化, 钢球打滑增加, 钢球增速趋势变缓.

参考文献:

- [1] 许立新, 李永刚, 李充宁, 等. 轴承间隙及柔性特征对机构动态误差的影响分析[J]. 机械工程学报, 2012, 48(7): 30-36.
XU Lixin, LI Yonggang, LI Chongning, et al. Effects of bearing clearance and flexibility on the dynamic errors of mechanisms[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(7): 30-36. (in Chinese)
- [2] 王庚祥, 刘宏昭. 多体系统动力学中关节效应模型的研究进展[J]. 力学学报, 2015, 47(1): 31-50.
WANG Gengxiang, LIU Hongzhao. Research progress of joint effects model in multibody system dynamics[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2015, 47(1): 31-50. (in Chinese)
- [3] 张建忠, 马国翰. 滚动轴承保持架动力学研究进展[J]. 轴承, 2011(1): 56-60.
ZHANG Jianzhong, MA Guohan. Research progress on dynamics of rolling bearing cages[J]. Bearing, 2011(1): 56-60. (in Chinese)
- [4] Shah D S, Patel V N. A review of dynamic modeling and fault identifications methods for rolling element bearing

- [J]. *Procedia Technology*, 2014, 14: 447-456.
- [5] 刘迎春, 余跃庆. 考虑运动副间隙的连杆及机器人机构研究进展[J]. *机械科学与技术*, 2004, 23(4): 454-460.
- LIU Yingchun, YU Yueqing. A survey of mechanism and robot with clearances[J]. *Mechanical Science and Technology*, 2004, 23(4): 454-460. (in Chinese)
- [6] Onesmus M, John K, Bernard I. Numerical study of parametric effects on the dynamic response of planar multibody systems with differently located frictionless revolute clearance joints [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2012, 53: 30-49.
- [7] Megahed S M, Haroun A F. Analysis of the dynamic behavioral performance of mechanical systems with multibody clearance joints [J]. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 2012, 7(1): 2-13.
- [8] 王庚祥, 刘宏昭, 邓培生. 考虑球面副间隙的并联机构动力学模型[J]. *振动与冲击*, 2014, 33(10): 43-49.
- WANG Gengxiang, LIU Hongzhao, DENG Peisheng. Dynamics modeling of parallel mechanism with spherical joint clearance [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2014, 33(10): 43-49. (in Chinese)
- [9] 邓四二, 谢鹏飞, 杨海生, 等. 高速角接触球轴承保持架柔体动力学分析[J]. *兵工学报*, 2011, 32(5): 225-231.
- DENG Sier, XIE Pengfei, YANG Haisheng, et al. Flexible-body dynamics analysis on cage of high-speed angular contact ball bearing [J]. *Acta Armamentarii*, 2011, 32(5): 225-231. (in Chinese)
- [10] 姚廷强, 王立华, 迟毅林, 等. 球轴承多体接触动力学研究[J]. *航空动力学报*, 2013, 28(7): 1624-1637.
- YAO Tingqiang, WANG Lihua, CHI Yilin, et al. Research on multibody contact dynamics of ball bearings [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2013, 28(7): 1624-1637. (in Chinese)
- [11] 张伟刚, 高尚哈, 龙新华, 等. 机床主轴-滚动轴承系统非线性动力学分析[J]. *振动与冲击*, 2008, 27(9): 72-75.
- ZHANG Weigang, GAO Shanghan, LONG Xinhua, et al. Nonlinear analysis for a machine-tool spindle system supported with ball bearing [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2008, 27(9): 72-75. (in Chinese)
- [12] Upadhyay S H, Jain S C, Harsha S P. Chaotic dynamics of high speed rotating shaft supported by ball bearings due to distributed defects [J]. *International Journal of Engineering Science and Technology*, 2010, 2(10): 5746-5764.
- [13] Ashtekar A, Sadeghi F. Experimental and analytical investigation of high speed turbocharger ball bearings [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2011, 133(12): 1201-1228.
- [14] XU Lixin, YANG Yuhu, LI Yonggang, et al. Modeling and analysis of planar multibody systems containing deep groove ball bearing with clearance [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2012, 56: 69-88.
- [15] 齐朝晖, 王刚, 李坦. 多体系统中深沟球轴承旋转铰内接触分析[J]. *力学学报*, 2013, 45(3): 426-431.
- QI Zhaohui, WANG Gang, LI Tan. Contact analysis of deep groove ball bearing joint in multibody [J]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2013, 45(3): 426-431. (in Chinese)
- [16] Gupta P K. *Advanced dynamics of rolling elements* [M]. New York: Springer, 1984.
- [17] 姚廷强, 王立华, 迟毅林, 等. 球轴承-螺旋锥齿轮系统多体接触动力学分析[J]. *振动工程学报*, 2013, 26(5): 665-678.
- YAO Tingqiang, WANG Lihua, CHI Yilin, et al. Multibody contact dynamics analysis on ball bearing-spiral bevel gears [J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2013, 26(5): 665-678. (in Chinese)
- [18] 姚廷强, 迟毅林, 黄亚宇. 柔性多体系统动力学新型广义- α 数值分析方法[J]. *机械工程学报*, 2009, 45(10): 53-60.
- YAO Tingqiang, CHI Yilin, HUANG Yayu. A new generalized- α algorithms for multibody dynamics [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2009, 45(10): 53-60. (in Chinese)

(编辑: 陈越)