

DOI:10.19344/j. cnki. issn1671-5276.2024.05.002

基于非线性接触特征的角接触球轴承动态响应分析

张均华,周勇,陈辰,王领,俞成涛,陈宇

(江苏理工学院 机械工程学院,江苏 常州 213001)

摘 要:针对角接触球轴承几何结构特征,建立一种基于复杂工况下角接触球轴承动态响应分析模型,并考虑角接触球轴承非线性接触特征的影响。将考虑能量损耗的耗散接触力模型和 Coulomb 摩擦力修正模型引入到角接触球轴承动力学方程中,采用 Newton-Rapson 法获得含间隙的角接触球轴承动力学特性,并在滚动轴承实验台上进行动态响应特征实验,分析不同工况下间隙对角接触球轴承动力学特性的影响规律。计算结果表明:间隙的引入增加了角接触球轴承元素之间的非线性接触特征,并会引起高频冲击,而工况条件的变化会引发角接触球轴承动态响应的变化。

关键词:角接触球轴承;非线性接触;动力学性能;耗散接触力模型

中图分类号:TH133.3 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2024)05-0008-05

Dynamic Response Analysis of Contact Ball Bearing Based on Nonlinear Contact Characteristics

ZHANG Junhua,ZHOU Yong,CHEN Chen,WANG Ling,YU Chengtao,CHEN Yu

(School of Mechanical Engineering,Jiangsu University of Technology,Changzhou 213001,China)

Abstract:According to the geometric characteristics of angular contact ball bearings, a dynamic response analysis model of angular contact ball bearings based on complex working conditions was established with consideration of the influence of nonlinear contact characteristics of angular contact ball bearings. The dissipative contact force model considering energy loss and the Coulomb friction correction model were introduced into the angular contact ball bearing dynamic equation, the dynamic characteristics of angular contact ball bearings with clearance were obtained by Newton-Rapson method, the dynamic response characteristic experiment was carried out on the rolling bearing test bench, and the influence law of clearance on the dynamic characteristics of angular contact ball bearings under different working conditions was analyzed. The calculation results show that the introduction of clearance increases the nonlinear contact characteristics between the elements of angular contact ball bearings and causes high-frequency shocks, while changes in operating conditions will initiate changes in the dynamic response of angular contact ball bearings.

Keywords:contact angle ball bearing;nonlinear contact;dynamics performance;dissipative contact force model

0 引言

作为机械装备中的重要支承部件,角接触球轴承对机械装备运行的稳定性及可靠性起到至关重要的作用^[1-3]。间隙不可避免地存在于角接触球轴承元素之间,而间隙的存在会使角接触球轴承元素之间产生高频碰撞,甚至会引起微观弹性变形,从而对角接触球轴承运转的稳定性产生影响^[4-6]。如何对角接触球轴承动力学性能进行有效预测,并减少其打滑、振动的产生,是角接触球轴承设计的关键问题。

针对角接触球轴承动力学建模与分析的问题,国内外众多学者进行了相关研究^[7-8]。考虑

弹性变形特征,李德水等^[9]建立了角接触球轴承动力学性能分析模型,并对不同参数耦合工况下的角接触球轴承动态响应特性进行对比与分析,得到其结构参数与动力学性能的映射关系。韩勤锴等^[10]以角接触球轴承为例,基于纯弹性理论建立了角接触球轴承元素之间的非线性接触特征,并将轴向载荷与径向载荷同时引入其动力学模型中,获得角接触球轴承打滑特征。基于多体动力学理论,张涛等^[11]将磨损特征引入到高速角接触球轴承模型中,讨论了接触角变化对角接触球轴承元素接触碰撞力与接触碰撞频率的影响。

由上述分析可知,在角接触球轴承动力学建模时大部分采用纯弹性接触模型来描述其接触碰

基金项目:国家自然科学基金项目(52005230)

第一作者简介:张均华(1999—),男,四川南充人,硕士研究生,研究方向为滚动轴承动力学仿真分析,946864542@qq.com。

撞过程,而忽略了接触碰撞过程中能量损失的影响。本文在上述研究的基础上,将能量损耗引入到角接触球轴承动力学模型中,分析不同工况下角接触球轴承非线性接触碰撞特征。

1 球轴承动力学分析模型

1.1 球轴承动力学方程

角接触球轴承模型如图1所示。由角接触球轴承几何位置可知, O_{co} 为球轴承外滚道沟曲率中心位置, O_b 点为球轴承滚动体球心初始位置, O_{ci} 点为球轴承内滚道沟曲率中心位置, O'_b 点为球轴承滚动体球心最终位置, O'_{ci} 点为球轴承内滚道沟曲率中心最终位置^[12-13]。根据角接触球轴承运动特征,定义轴承外圈固定而内圈转动,则 O_{co} 点为固定点,引入变量 X_{1j} 和 X_{2j} ,可得到各角度之间的关系式:

$$\cos\alpha_{oj} = \frac{X_{2j}}{(f_o - 0.5)D_w + \delta_{oj}} \quad (1)$$

$$\sin\alpha_{oj} = \frac{X_{1j}}{(f_o - 0.5)D_w + \delta_{oj}} \quad (2)$$

$$\cos\alpha_{ij} = \frac{A_{2j} - X_{2j}}{(f_i - 0.5)D_w + \delta_{ij}} \quad (3)$$

$$\sin\alpha_{ij} = \frac{A_{1j} - X_{1j}}{(f_i - 0.5)D_w + \delta_{ij}} \quad (4)$$

进一步可得各点之间的几何关系为:

$$(A_{1j} - X_{1j})^2 + (A_{2j} - X_{2j})^2 - [(f_i - 0.5)D_w + \delta_{ij}^2]^2 = 0 \quad (5)$$

$$X_{1j}^2 + X_{2j}^2 - [(f_o - 0.5)D_w + \delta_{oj}^2]^2 = 0 \quad (6)$$

$$A_{1j} = B \sin\alpha + \delta_a + R_i \theta \cos\varphi_j \quad (7)$$

$$A_{2j} = B \cos\alpha + \delta_r \cos\varphi_j \quad (8)$$

式中: D_w 为滚动体直径; δ_{ij} 、 δ_{oj} 分别为第 j 个滚动体与内外滚道之间的法向接触变形; f_i 、 f_o 分别为内外沟道曲率半径; R_i 为内滚道沟曲率中心半径; B 为内外滚道沟曲率中心距离。

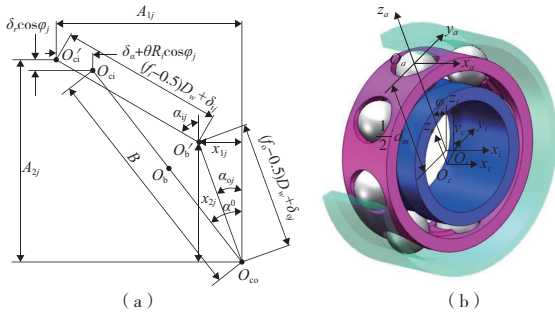


图1 角接触球轴承的几何关系

滚动体受力状态如图2所示,球轴承内圈受到轴向载荷 F_a 、径向载荷 F_r 和转矩 M 作用,球轴承受力平衡关系式可得:

$$F_a = \sum_{j=1}^{j=Z} (F_{nj} \sin\alpha_j - F_{tj} \cos\alpha_j) \quad (9)$$

$$F_r = \sum_{j=1}^{j=Z} (F_{nj} \cos\alpha_j - F_{tj} \sin\alpha_j) \cos\varphi_j \quad (10)$$

$$M = \sum_{j=1}^{j=Z} [(F_{nj} \sin\alpha_j - F_{tj} \cos\alpha_j) R_i + F_{tj} r_r] \cos\varphi_j \quad (11)$$

式中: F_{nj} 、 F_{tj} 分别为球与滚道的接触力和摩擦力;第 j 个滚动体的离心力和陀螺力矩表达式为:

$$F_{cj} = \frac{1}{2} m d_m \omega_i^2 \left(\frac{\omega_m}{\omega_i} \right)_j^2 \quad (12)$$

$$M_{bj} = J \left(\frac{\omega_r}{\omega_i} \right)_j \left(\frac{\omega_m}{\omega_i} \right)_j \omega_i^2 \sin\beta \quad (13)$$

式中: J 为滚动体转动惯量; d_m 为节圆直径; ω_i 为内圈转速; ω_r 为滚动体自转速度; ω_m 为保持架转速; β 为滚动体间距角度。

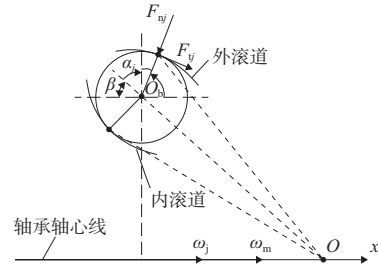


图2 滚动体受力示意图

1.2 接触碰撞力模型

接触碰撞力模型是描述滚动轴承动态响应特征的重要因素之一,虽然纯弹性接触碰撞模型可以描述碰撞体之间的变形与恢复过程,但没有考虑到接触碰撞过程的能量损失,而耗散力模型将碰撞过程中的非线性阻尼系数 D 引入到接触碰撞力模型中^[14],有效地描述了碰撞体在接触碰撞过程中的能量损耗特征,其表达式为:

$$F_n = \begin{cases} K\delta^n + \text{STEP}(\delta, 0, 0, d_{\max}, c_{\max}) \dot{\delta} & \delta > 0 \\ 0 & \delta \leq 0 \end{cases} \quad (14)$$

$$\text{STEP}(\delta, 0, 0, d_{\max}, c_{\max}) = \begin{cases} 0 & \delta < 0 \\ c_{\max} \left(\frac{\delta}{d_{\max}} \right)^2 \cdot \left(3 - 2 \frac{\delta}{d_{\max}} \right) & 0 < \delta < d_{\max} \\ c_{\max} & \delta \geq d_{\max} \end{cases} \quad (15)$$

式中: K 为碰撞体接触刚度系数; δ 为变形量; $\dot{\delta}$ 为变形速度; n 为接触指数,取 $n=1.5$; $d_{\max}$ 为最大变形量; $c_{\max}$ 为最大阻尼系数。

采用 Coulomb 改进摩擦力模型来描述滚动体与内圈和外圈滚道接触碰撞过程中切向力,其表达式为:

$$F_t = -\mu_d c_d F_n \frac{u_t}{v_t} \quad (16)$$

$$c_d = \begin{cases} 0 & |v_t| \leq v_0 \\ \frac{v_t - v_0}{v_m - v_0} & v_0 \leq |v_t| \leq v_m \\ 1 & v_t \geq v_m \end{cases} \quad (17)$$

式中: μ_d 为滑动摩擦因数; c_d 为动态修正系数; v_0 、 v_m 为给定的速度极限值; u_t 、 v_t 分别为矢量切向速度和切向速度。

2 试验验证与分析

角接触球轴承动态特征测试方法如图 3 所示。在角接触球轴承保持架上做好标记后,电机通过减速器带动驱动轴转动,红外光电传感器固定在测试轴承外侧,通过保持架的标记记录角接触球轴承保持架转速值。该测试系统可以测量不同工况下的角接触球轴承动态特征,为了保证测试的准确性,试验之前需对传感器进行清零与标定。

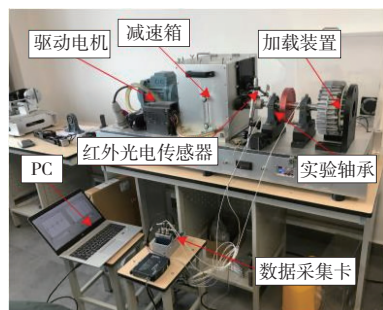


图3 角接触球轴承动态特征试验

不同转速下角接触球轴承保持架转速的仿真结果与试验结果对比如图 4 所示。保持架转速随着内圈转速的增大而增大,但在不同载荷作用下呈现出不同的动态特征。在内圈转速较低时,数值仿真结果与实验测试结果出现了一定的偏差,这说明该状态下角接触球轴承容易出现打滑现象。当内圈转速达到 5 000 r/min 时,保持架转速数值结果与实验测试结果保持相对稳定的状态,偏差值较小。对比试验测试与仿真结果,保持架运动特征非常相近,最大相对误差仅为 2.55%,这

说明本文所提出的角接触球轴承仿真分析模型可以较好地描述其动力学特性。

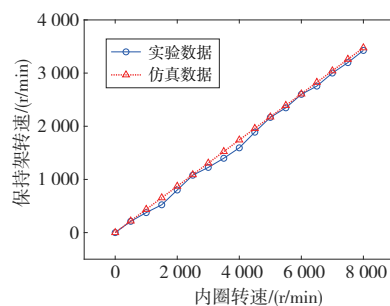


图4 不同工况下保持架转速

3 数值分析

3.1 径向载荷影响分析

基于本文所提出的数值仿真方法,开展含间隙角接触球轴承非线性接触碰撞特征分析,获得参数变化量与其动力学性能之间的映射关系。当径向游隙为 0.05 mm 时,分别获得径向载荷为 5 000 N、7 500 N、10 000 N 和 12 500 N 时保持架质心轨迹变化过程和涡动速度偏差比,如图 5、图 6 所示。由计算结果可以发现,随着径向载荷的增加,保持架质心轨迹逐渐出现明显的波动现象,其质心速度偏差比也随之增大,这说明保持架运动相对逐渐失去平稳。原因是在径向载荷较小时,摩擦力可以促使保持架进行稳定涡动运动,这时质心速度偏差比较小。随着径向载荷的不断增大,滚动体在承载区受到的挤压增强,而偏心距的增加会使滚动体在非承载区内有较大的运动空间,使得滚动体与保持架的几何相对位置不再稳定,从而使保持架质心轨迹逐渐变得紊乱。

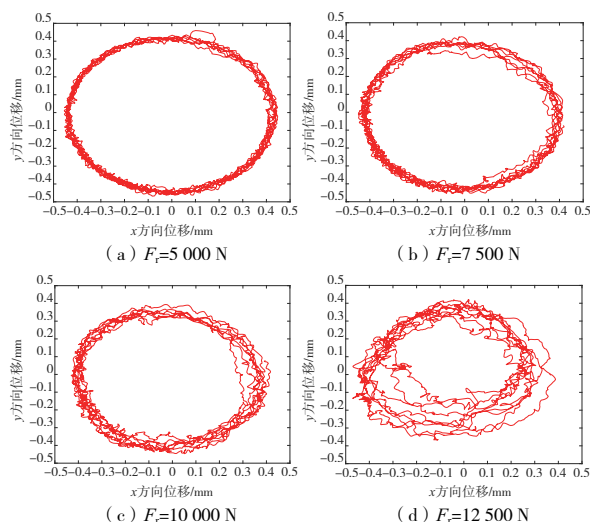


图5 径向载荷对保持架质心轨迹的影响

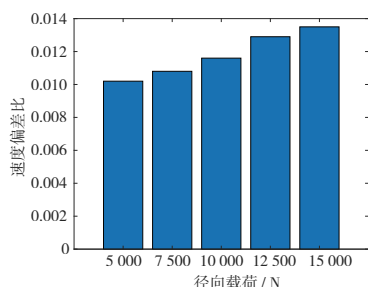


图6 径向载荷对保持架质心速度偏差比

图7和图8显示了描述角接触球轴承非线性动态接触特征。根据计算结果可知,径向载荷的增大使得接触元素之间碰撞过程更加强烈,接触碰撞力出现大幅增长,尤其是承载区内的峰值变化尤为明显。同时,滚动体与滚道在承载区内碰撞频率明显增加,而非承载区内碰撞明显减少,这是由于随着径向载荷的增加,内圈与外圈的相对位置发生了明显的改变。非承载区内运动空间的增大减缓了滚动体与滚道之间的碰撞频率和接触力,但承载区内接触力的增加会引起接触元素之间接触变形量的增大,这会加大角接触球轴承的接触碰撞特征。

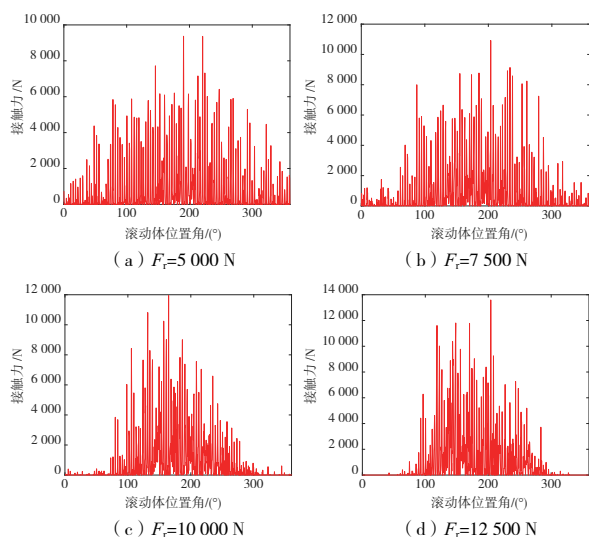


图7 不同径向载荷作用下滚动体与滚道之间的接触碰撞力

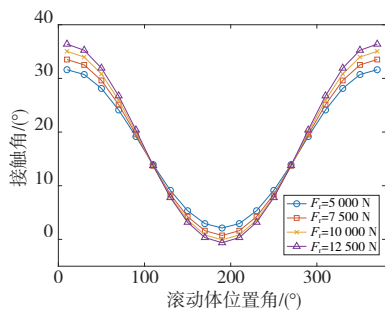


图8 径向载荷对接触角影响

3.2 径向间隙尺寸影响分析

输入转速为 10 000 r/min 时,径向间隙尺寸分别为 0.02 mm、0.05 mm、0.08 mm 和 0.11 mm。由数值计算结果(图9、图10)可以看出,不同径向间隙尺寸影响下,含间隙角接触球轴承保持架出现了不同的运动状态,径向间隙尺寸的变化对于改变其保持架运动轨迹较为明显。当径向间隙较小时,保持架质心轨迹分布在边缘区域,主要表现为连续接触特征。随着径向间隙尺寸的增加,保持架质心轨迹逐渐混乱且向一侧偏移,而这时质心速度偏差比逐渐增大,使得保持架涡动稳定性随之降低。当间隙尺寸达到 0.08 mm 时,滚动体对保持架的引导作用明显减弱,不能促使保持架产生稳定的涡动。当间隙尺寸达到 0.11 mm 时,保持架涡动现象消失,质心轨迹变得无规则,此时保持架处于极其不稳定的运动状态。这是由于径向间隙尺寸过大时滚动体对保持架的拖动力较小,不足以使保持架产生涡动,而质心速度偏差比较大,使保持架运动稳定性降低。

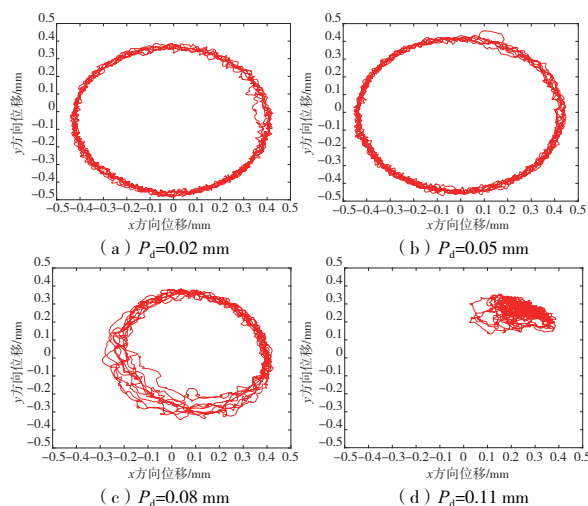


图9 径向间隙尺寸对保持架质心轨迹的影响

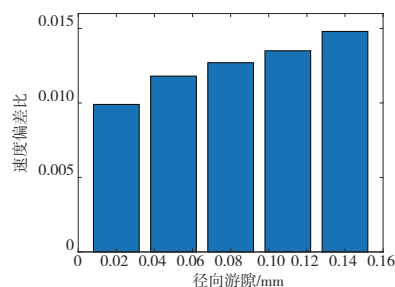


图10 径向间隙尺寸对保持架质心速度偏差比

由于间隙的存在,在角接触球轴承运动过程中滚动体与滚道之间会产生接触碰撞现象,接触

元素会在不同运动状态下进行高频切换,其非线性接触碰撞特征如图 11 和图 12 所示。径向间隙尺寸的变化会对接触元素的初始接触碰撞状态产生直接的影响,从而改变接触碰撞力的大小。随着径向间隙的增大,滚动体可运动区域随之增大,而接触碰撞力出现的区间也会发生改变,逐渐集中在承载区内。根据角接触球轴承接触角变化特征可以进一步发现,径向间隙尺寸的增加对其接触角分布特征影响不大,但接触角数值有所降低。形成这种现象的原因是由于间隙尺寸的变化导致滚动体离心力和陀螺力矩均产生不同程度的下降,从而与滚道接触位置也发生了变化。

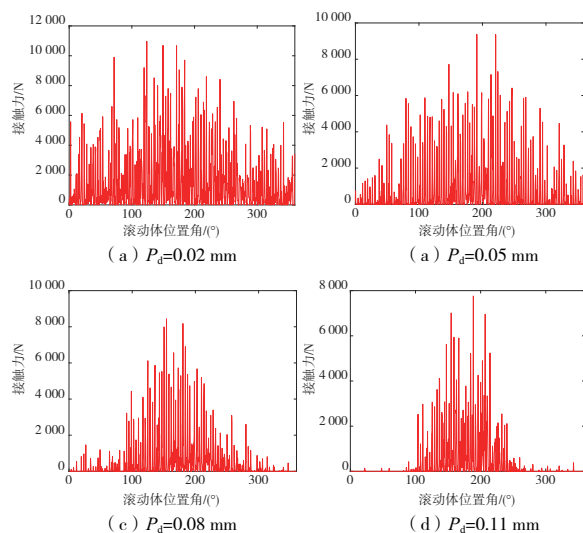


图 11 不同径向间隙尺寸下滚动体与管道之间的接触碰撞力

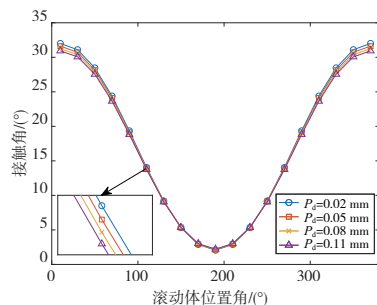


图 12 径向间隙尺寸对接触角影响

4 结语

基于多体动力学理论和非线性接触碰撞力描述方法,本文提出了一种含间隙的角接触球轴承动力学建模方法,将考虑耗散特征的非线性接触力模型引入到该模型中,并采用 Newton-Rapson 对其进行求解,揭示角接触球轴承非线性接触特征,主要结论如下:

1) 间隙的存在使得滚动体与滚道、保持架之间发生高频接触碰撞现象,并对角接触球轴承产生较为明显的振动与冲击现象;

2) 径向间隙的增加使得承载区内的角接触球轴承非线性接触特征更为强烈,滚动体对保持架引导作用逐渐减弱,保持架质心轨迹稳定性降低,质心速度偏差有所增加;

3) 间隙尺寸过大会促使滚动体对保持架引导作用减弱,而角接触球轴承动态行为轨迹出现混沌、不规则运动状态。

本文所提出的含间隙角接触球轴承动态特征建模方法更加真实地描述了其非线性动态接触特征,为角接触球轴承动力学性能评估奠定了理论基础。

参考文献:

- [1] 章永年,陶亚满,蒋书运,等. 含角接触球轴承和粗糙间隙表面滑动轴承关节的平面柔性多连杆机构动态误差分析与优化设计[J]. 机械工程学报, 2022, 58(1): 69-87.
- [2] 李军宁,陈渭,谢友柏. 采用知识流理论的高速滚动轴承打滑失效试验台集成设计[J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(5): 87-93, 146.
- [3] TIAN Q, FLORES P, Lankarani H M. A comprehensive survey of the analytical, numerical and experimental methodologies for dynamics of multibody mechanical systems with clearance or imperfect joints [J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 122: 1-57.
- [4] 韩兵,王文中,赵自强. 低速下润滑接触区补充供油机制的研究[J]. 摩擦学学报, 2016, 36(3): 341-347.
- [5] YAN K, WANG Y T, ZHU Y S. Investigation on heat dissipation characteristic of ball bearing cage and inside cavity at ultra high rotation speed [J]. Tribology International, 2016, 93: 470-481.
- [6] 马艳红,王永锋,公平,等. 航空发动机主轴承接触应力精确仿真计算方法[J]. 航空动力学报, 2017, 32(8): 2000-2008.
- [7] 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.
- [8] XU L X, HAN Y C, DONG Q B, et al. An approach for modelling a clearance revolute joint with a constantly updating wear profile in a multibody system: simulation and experiment[J]. Multibody System Dynamics, 2019, 45(4): 457-478.
- [9] 李德水,陈国定,余永健. 基于拟动力学高速角接触球轴承动态特性分析[J]. 航空动力学报, 2017, 32(3): 730-739.

(下转第 36 页)

中分布在枝晶区域,而熔点较低的 Zr 和 V 则被排斥使得其分布在枝晶间区域,Ti 呈现均匀分布。

3) 对 $Ti_xZrNbMoV$ 系难熔高熵合金的力学性能的影响。随着 Ti 含量的增加,合金的维氏硬度和屈服强度逐渐下降,其原因是由于 V_2Zr 的消失、合金的固溶强化效果减弱以及原子半径差的降低所导致的。不同的是 VEC 值的降低使得合金的剪切不稳定性过早地发生,导致合金的塑性持续升高。

4) $Ti_{1.5}ZrNbMoV$ 难熔高熵合金的屈服强度和塑性应变分别为 1 451 MPa 和 26.5 %。与本合金系的其他难熔高熵合金相比,展现出较为优异的强度-塑性匹配。

参考文献:

- [1] BHARDWAJ V, ZHOU Q, ZHANG F, et al. Effect of Al addition on the microstructure, mechanical and wear properties of TiZrNbHf refractory high entropy alloys[J]. Tribology International, 2021, 160: 107031.
- [2] CHEN G B, XIAO Y, JI X X, et al. Effects of Zr content on the microstructure and performance of TiMoNbZr_x high-entropy alloys[J]. Metals, 2021, 11(8): 1315.
- [3] XU Z Q, MA Z L, TAN Y, et al. Effects of Si additions on microstructures and mechanical properties of VNbTiTaSi_x refractory high-entropy alloys[J]. Journal of

Alloys and Compounds, 2022, 900: 163517.

- [4] WU Y D, CAI Y H, CHEN X H, et al. Phase composition and solid solution strengthening effect in TiZrNbMoV high-entropy alloys [J]. Materials & Design, 2015, 83: 651-660.
- [5] HUANG T D, WU S Y, JIANG H, et al. Effect of Ti content on microstructure and properties of Ti_xZrVNb refractory high-entropy alloys [J]. International Journal of Minerals, Metallurgy and Materials, 2020, 27(10): 1318-1325.
- [6] HAN Z D, LUAN H W, LIU X, et al. Microstructures and mechanical properties of Ti_xNbMoTaW refractory high-entropy alloys [J]. Materials Science and Engineering: A, 2018, 712: 380-385.
- [7] YANG X, ZHANG Y. Prediction of high-entropy stabilized solid-solution in multi-component alloys [J]. Materials Chemistry and Physics, 2012, 132(2/3): 233-238.
- [8] ZHANG X K, HUANG J C, LIN P H, et al. Microstructure and mechanical properties of Ti_x(AlCrVNb)_{100-x} light weight multi-principal element alloys [J]. Journal of Alloys and Compounds, 2020, 831: 154742.

收稿日期: 2023-03-10

(上接第 12 页)

- [10] 韩勤锴, 褚福磊. 角接触滚动轴承打滑预测模型[J]. 振动工程学报, 2017, 30(3): 357-366.
- [11] 张涛, 陈晓阳, 顾家铭, 等. 高速角接触球轴承保持架不稳定运动机理分析[J]. 振动与冲击, 2019, 38(10): 233-242.
- [12] TU W B, HE H B, LUO Y. Dynamic skidding behavior of rolling elements under bearing steady working conditions[J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(6): 94-99.
- [13] CUI Y C, DENG S E, ZHANG W H. The impact of

roller dynamic unbalance of high-speed cylindrical roller bearing on the cage nonlinear dynamic characteristics [J]. Mechanism and Machine Theory, 2017, 118: 65-83.

- [14] CHEN X L, JIANG S, DENG Y, et al. Dynamics analysis of 2-DOF complex planar mechanical system with joint clearance and flexible links [J]. Nonlinear Dynamics, 2018, 93(3): 1009-1034.

收稿日期: 2023-03-03