

三叉杆滑移式万向联轴器油膜刚度的分析

房玉良,赵海霞,付善昭,韩相锋,彭智杰

(青岛科技大学 机电工程学院,山东 青岛 266061)

摘要:基于等温线接触弹流润滑理论,在考虑表面粗糙度的同时,建立三叉杆滑移式万向联轴器的油膜刚度计算模型,分析载荷、润滑油卷吸速度及黏度、表面粗糙度波长及幅值对润滑油膜刚度的影响。结果表明:润滑油膜刚度随着载荷及黏度的增大而增大,随着卷吸速度的增大而减小;相比较于载荷和卷吸速度,黏度对油膜刚度的影响相对较小。在远离接触区中心位置,油膜刚度变换幅度较小,在中心位置附近变换幅度最大。随着表面粗糙度波长与幅值的增大,油膜刚度呈非线性变化,且油膜刚度的振荡频率及幅度变小,油膜刚度的最大峰值靠近接触区中心。

关键词:联轴器;油膜刚度;等温线接触;表面粗糙度

中图分类号:TH117.2 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2023)06-0040-05

Analysis on Lubricating Oil Film Stiffness of Tripod Sliding Universal Coupling

FANG Yuliang, ZHAO Haixia, FU Shanzhao, HAN Xiangfeng, PENG Zhijie

(School of Mechanoelectrical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266061, China)

Abstract: Based on the isotherm contact elastohydrodynamic lubrication theory, the tripod sliding universal coupling oil film stiffness calculation model was established, and the influences of contact load, oil coiling speed and viscosity, roughness wavelength and amplitude on the oil film stiffness were analyzed. Results show that the oil film stiffness increases with increase of the load and the viscosity, and decreases with increase of the entrainment velocity. Compared with load and entrainment velocity, the influence of the viscosity of the oil film stiffness is relatively small. At the center far away from the contact area, oil film stiffness change amplitude is smaller, but turns to be the biggest near the center. As the surface roughness wavelength and amplitude increase, the oil film stiffness changes nonlinearly, and the oscillation frequency and amplitude of oil film stiffness decrease with the increase of roughness amplitude and wavelength, and the maximum peak value of oil film stiffness is close to the center of the contact area.

Keywords: couplings; oil film stiffness; isotherm contact; surface roughness

0 引言

三叉杆式万向联轴器主要应用于汽车的传动系统,通常水平安装在汽车驱动桥与变速器之间,实现驱动桥与变速器之间的运动与转矩的传递,同时能够提供角向补偿能力,其属于准等角速万向联轴器^[1]。近年来国内外学者大多都是对三叉杆式万向联轴器的运动学、动力学以及摩擦润滑方面的研究,对三叉杆式万向联轴器油膜刚度方面的研究很少。万向联轴器作为汽车传动系统中必不可少的关键零部件,对其低振动、低噪声的性能要求越来越高,万向联轴器的振动使摩擦磨损加剧,降低疲劳寿命及转矩和运动传递的稳定性,而联轴器的油膜刚度作为内激励之一,对其振动性能有很大的影响,当联轴器几何参数发生变化时,油膜会发生变形,油膜刚度也会随之改变。因此研究联轴器几何参数对油膜刚度的影响规律,对实现联轴器的减振降噪,具有重要的意义。QIN等^[2]通过接触体的卷吸速度、负载以及曲率求解得到油膜刚度,并分析各参数对油膜刚度的影响。ZHANG等^[3]提出线接触弹流润滑

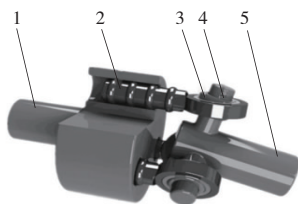
振动模型,研究卷吸速度、粗糙表面形貌对油膜刚度的影响。WU等^[4]分析 Jeffcott 轴承转子系统临界转速时计入了油膜刚度和油膜阻尼。杨静等^[5]通过实验建立了油膜刚度测量模型,分析了径向载荷与油膜刚度的关系。

本文基于表面粗糙度理论和弹流润滑理论,建立了三叉杆滑移式万向联轴器弹流润滑油膜刚度计算模型,研究分析卷吸速度、表面粗糙度等的规律。

1 三叉杆滑移式万向联轴器模型

1.1 滑移销与主动轴孔的接触模型

三叉杆滑移式万向联轴器的结构如图1所示。其由主动轴、滑移销、关节轴承、三叉杆、从动轴五部分组成,主动轴孔与滑移销的配合接触面是主要的受力面。为了能够形成流体动压润滑,在滑移销上增加了一组圆环,结构如图2所示,使主动轴孔与滑移销之间的接触区域,变成了几个局部先收敛、后发散的接触区,本文主要对滑移销与主动轴孔接触面间的油膜刚度进行分析。



1—主动轴;2—滑移销;3—关节轴承;4—三叉杆;5—从动轴。

图1 三叉杆滑移式万向联轴器结构图

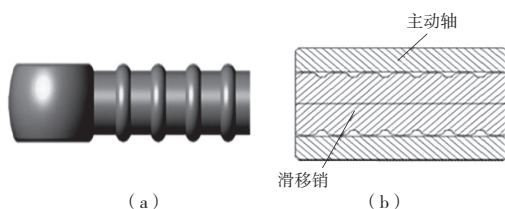


图2 有圆环结构的滑移销及配合剖视图

1.2 运动学模型

当主动轴与从动轴成一定角度时,滑移销在主动轴孔中往复滑移,完成转矩的传递,图3为三叉杆万向联轴器的简化几何模型。

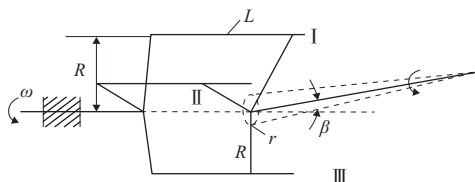


图3 三叉杆滑移式万向联轴器简化几何模型

根据图3,滑移销相对于主动轴孔的滑移方程^[6]为

$$s = \left[R - \frac{R}{2} \left(\frac{1}{\cos\beta} - 1 \right) - R \left(\frac{1}{\cos\beta} - 1 \right) \cos 2\varphi \right] \cos\varphi \sin\beta + \frac{R}{2} \left(\frac{1}{\cos\beta} - 1 \right) \cos 3\varphi \sin\beta \quad (1)$$

式中: R 为滑移销回转半径,mm; φ 为主动轴转过的角度; β 为主动轴与从动轴之间的夹角。

对式(1)两端分别求导,得到滑移销的速度方程

$$v = 2R \left(\frac{1}{\cos\beta} - 1 \right) \omega \sin 3\omega t \sin\beta - \omega \sin\omega t \sin\beta \left[R - \frac{R}{2} \left(\frac{1}{\cos\beta} - 1 \right) - R \left(\frac{1}{\cos\beta} - 1 \right) \cos 2\omega t \right] \quad (2)$$

式中 ω 为输入轴角速度,rad/min。

根据文献[6],三叉杆滑移式万向联轴器的流体动压润滑可以看成线接触弹流润滑问题,将主动轴孔与滑移销的接触看作一个无限长圆柱和一个平面之间接触的问题,其几何简化模型如图4所示。假设圆柱b静止不动,即 $u_b=0$,平面a的速度即为滑移销在主动轴孔中往复滑移的速度,滑移销相对于主动轴孔的速度可简化为

$$u_a = A\omega \sin\omega t = A \cdot 2\pi f \cdot \sin(2\pi f \cdot t) \quad (3)$$

式中: A 为振幅,mm; $\omega=2\pi f$;f为滑移销往复滑移频率,且滑移销往复滑移频率与主动轴转动频率相等,Hz; t 为时间,s。

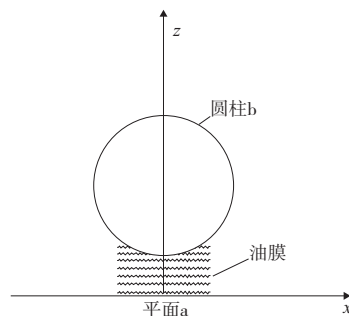


图4 线接触几何模型图

2 油膜刚度计算模型

2.1 表面粗糙形貌

由于加工工艺、零件材料等不同,很难加工出绝对光滑的零件表面。表面粗糙形貌由许多微型凸峰和凹谷组成,假设其接触区域为单粗糙峰,即只考虑滑移销有表面粗糙度,主动轴孔为光滑平面,滑移销与主动轴孔的表面粗糙度模型如图5所示。 x 为滑移销滑移速度方向, z 为油膜厚度方向,滑移销与主动轴孔之间通过润滑油,其粗糙表面形貌可以由多个正弦信号叠加解析,表面粗糙度函数为

$$R(x_*, t) = A_f \sin\left(\frac{2\pi}{l_f} x_* - u_a t\right) \quad (4)$$

式中: x_* 区间为 $[-1, +1]$; A_f 为滑移销表面粗糙度的幅值; l_f 为滑移销表面粗糙度波长; t 为时间。

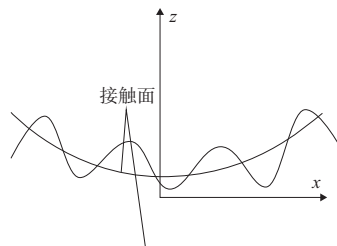


图5 表面粗糙度模型

2.2 基本方程

一般线接触牛顿流体的 Reynolds 方程^[7]为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6u_s \frac{\partial}{\partial x} (\rho h) + 12 \frac{\partial (\rho h)}{\partial t} \quad (5)$$

式中: x 为卷吸速度方向标量; ρ 为润滑油密度,kg/m³;p为油膜压力,Pa; h 为油膜厚度,m; η 为润滑油动力黏度,kg/m³; u_s 为卷吸速度,m/s, $u_s = (u_a + u_b)/2$, $u_a = A\omega \sin\omega t$, $u_b = 0$ 。

方程(5)的边界条件为

$$P(x_0, t) = 0, p(x_1, t) = 0, p \geq 0 (x_0 \leq x \leq x_1)$$

式中 x_0 和 x_1 为计算域的边界坐标。

粗糙表面的膜厚方程为

$$h(x) = h_0 + \frac{x^2}{2R} + e(x) + R(x_*, t) \quad (6)$$

式中: h_0 为中心膜厚, mm; R 为等效曲率半径, mm; $e(x)$ 为变形方程。

$$e(x) = -\frac{2}{\pi E'} \int_{x_0}^{x_1} p(s') \ln(s' - x)^2 ds' \quad (7)$$

式中: $p(s')$ 为压力分布函数; E' 为两接触面的综合弹性模量, Pa; s' 为压力 $p(s')$ 到原点的距离。

设主动轴孔表面和滑移销表面的弹性模量分别为 E_1 、 E_2 , 其 Poisson 比为 ν_1 、 ν_2 , 则

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \quad (8)$$

黏度-压力关系式为

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

式中: η 为润滑油黏度; η_0 为 $p = 0$ 时润滑油的黏度; $z = \alpha / [5.1 \times 10^{-9} (\ln \eta_0 + 9.67)]$, α 为黏压系数。

密度-压力关系式为

$$\rho = \rho_0 [1 + (0.6 + 10^{-9} p) / (1 + 1.7 \times 10^{-9} p)] \quad (10)$$

式中 ρ_0 为零压时润滑油密度, kg/m^3 。

载荷平衡方程为^[8]

$$W = \int_{x_0}^{x_1} p(x, t) dx \quad (11)$$

式中 W 为实际载荷, N。

2.3 油膜刚度计算方程

根据刚度的定义, 可知

$$k_{\text{film}} = \lim_{\delta \rightarrow 0} \frac{\Delta W}{\delta} = -\frac{dW}{dh} \quad (12)$$

式中: k_{film} 为两表面间油膜刚度; ΔW 为接触面的分布载荷; δ 为接触面间油膜压缩变量。

2.4 方程无量纲化

为了提高计算过程中数值的稳定性, 将上述所建的数学模型进行无量纲处理, 无量纲化参考量如下: $h^* = hR/b^2$, $\rho^* = \rho/\rho_0$, $\eta^* = \eta/\eta_0$, $x^* = x/b$, $p^* = p/p_H$, $u_s^* = \eta_0 u_s / (2E'R)$, $u_a^* = \eta_0 u_a / (2E'R)$, $u_b^* = \eta_0 u_b / (2E'R)$, $p_H = E'b/4R$, $t^* = tu_s/b$, $A_f^* = A_f/h_0$, $l_f^* = l_f/b$, $W^* = W/E'R$, $b = \sqrt{8WR/\pi E'}$ 。

式中: p_H 为 Hertz 线接触压力; b 为 Hertz 接触区半宽。

联立式(4)-式(12), 通过 Newton-Raphson 迭代法进行计算。由于润滑油膜的初始形状比较粗糙, 理想状态表面的压力解与实际情况的压力值存在较大的差距, 导致求解的结果不容易收敛, 进而通过逐渐增加表面粗糙度幅值的方法来求解较大的表面粗糙度值, 当表面粗糙度逐次递增后, 新的起始值就是通过前一次的迭代计算并进行修正后得到的。随着压力的变化, 润滑油膜的厚度和黏度也会随之发生变化, 所以, 首先应该设置起始压力值, 即 Hertz 线接触压力值, 从而得出初始的润滑油膜厚度和黏度, 对上述迭代进行重复计算, 当相邻两次迭代计算的压力差值符合收敛标准时, 结束迭代计算, 最终得出满足要求的膜厚与压力值。周期性收敛准则^[9]为

$$\left| \sum_i \sum_j P_{i,j}^{k+1} - \sum_i \sum_j P_{i,j}^k \right| / \sum_i \sum_j P_{i,j}^{k+1} \leq 10^{-6} \quad (13)$$

式中“ $k+1$ ”、“ k ”分别表示当前循环与前一次循环。当超

过 4 个周期且满足收敛准则时, 得到收敛解, 结束计算。

图 6 为上述计算过程的流程图。

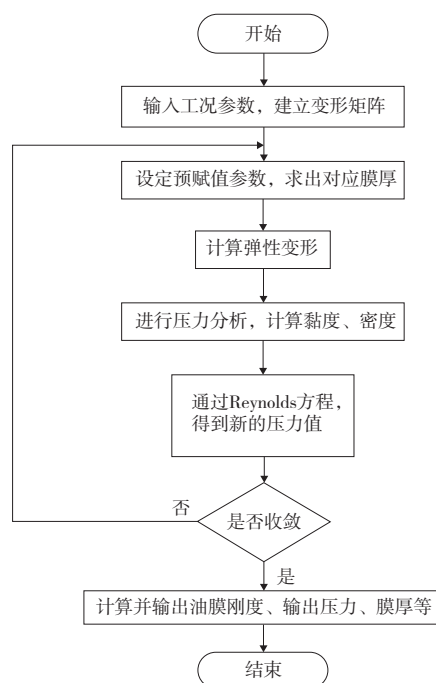


图 6 数值计算流程图

3 仿真结果及分析

三叉杆滑移式万向联轴器的主动轴与滑移销的材料均为 40Cr, 其材料属性如表 1 所示。各参数初始值为: $x_1 = -x_0 = (-4.5b)$ m, 载荷 $W = 60 \text{ kN/m}$, 表面粗糙度幅值 $A_f = 0.01$, 波长 $l_f = 0.5$ 。主动轴孔半径为 10 mm, 滑移销半径为 9.95 mm, 联轴器回转半径为 30 mm, 主动轴与从动轴夹角 β 为 10° , 对应的振幅 $A = 5.129 \text{ mm}$, 假设轮胎直径为 0.59 m, 由文献[10]可知联轴器的转动频率等于轮胎实际的转动频率, 取车速分别为 50 km/h、100 km/h、150 km/h、200 km/h, 则对应联轴器转动频率为 7.5 Hz、15 Hz、22.5 Hz、30 Hz, 滑移销对应最大滑移速度分别为 248 mm/s、487 mm/s、725 mm/s、966 mm/s, 则油膜卷吸速度(滑移销与主动轴孔接触面的平均速度)分别为 124 mm/s、243.5 mm/s、362.5 mm/s、483 mm/s; 润滑剂选择 MP-3, 在温度 313 K 下, $\eta_0 = 0.1 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, $\alpha = 23.5 \text{ GPa}^{-1}$, $\rho_0 = 890 \text{ kg/m}^3$ 。

表 1 主要零件的材料属性

材料	弹性模量 E/GPa	密度 $\rho/(\text{kg/m}^3)$	泊松比 ν
40Cr	206	7 820	0.28

3.1 载荷、润滑油黏度及卷吸速度对油膜刚度的影响

图 7 为载荷、卷吸速度、黏度对油膜刚度的影响。由图 7(a) 可以看出, 油膜刚度随着载荷的增加而增大, 此结果与文献[11]研究规律一致。这是因为载荷的增大导致油膜厚度的减小, 使滑移销与主动轴孔的距离越小, 油膜

越来越难被压缩,最终导致油膜刚度变大。在远离接触区中心的位置,油膜刚度的变换幅度较小,在接触区中心位置变换幅度最大,且油膜刚度在峰值处的变化最为明显。从图 7(b)可知,随着润滑油卷吸速度的增大,油膜刚度减小,油膜刚度的最大振荡幅度在中心位置左侧。由于卷吸速度的增加导致了油膜厚度的增加,而润滑油膜厚度的增

加使油膜刚度减小。图 7(c)中,当其他条件不变时,润滑油黏度的增加导致油膜刚度有所增大,润滑油黏度的增加必然导致油膜厚度随之增加,较大的油膜厚度反而会使油膜刚度减小。通过观察可知,润滑油黏度对油膜刚度的影响比卷吸速度、载荷对油膜刚度的影响小(本刊为黑白印刷,如有疑问请咨询作者)。

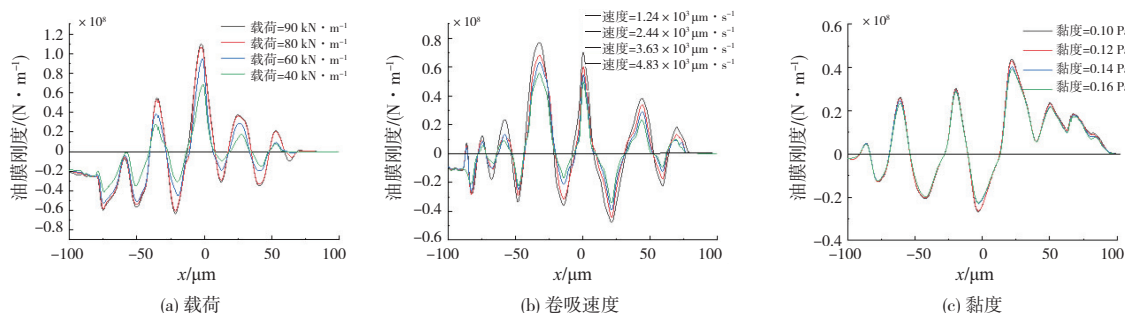


图 7 载荷、卷吸速度、黏度对油膜刚度的影响

3.2 表面粗糙形貌对油膜刚度的影响

图 8 为不同表面粗糙度幅值对油膜刚度影响。通过观察可知,随着表面粗糙度幅值的增大,油膜刚度呈非线性变化。这是因为膜厚随着表面粗糙度的变化呈非线性变化,而膜厚的非线性变化导致了油膜刚度无序的变化,并且油膜刚度的峰值出现在接触区中心附近。这是因为当考虑表面粗糙度时,压力及膜厚主要在接触区中心波动,同时随着表面粗糙度幅值的增加,油膜刚度的第二峰逐渐消失,油膜刚度的振荡频率也有所减小,此变化规律与文献[11]基本一致,不同之处在于油膜刚度的变化范

围相对较小,这是因为本文中所研究的联轴器有利于形成动压润滑油膜的圆环,表面粗糙度对膜厚和压力的影响相对较小。图 9 为幅值 $A_t=0.02 \mu\text{m}$ 时不同表面粗糙度波长对油膜刚度影响。从图中可以看出,随着波长的改变,油膜刚度也呈非线性变化,油膜刚度的变化频率及变化幅度同样随表面粗糙度波长的增加而有所减小,这是因为随着波长的增大,油膜厚度的变化频率和幅度明显减小。当 $l_f=0.05 \mu\text{m}$ 时油膜刚度变化较明显。通过以上分析不难发现,合适范围内的表面粗糙度幅值和波长能够有效减小油膜刚度的变化频率及幅度,提高油膜刚度性能,减弱联轴器的低频振动。

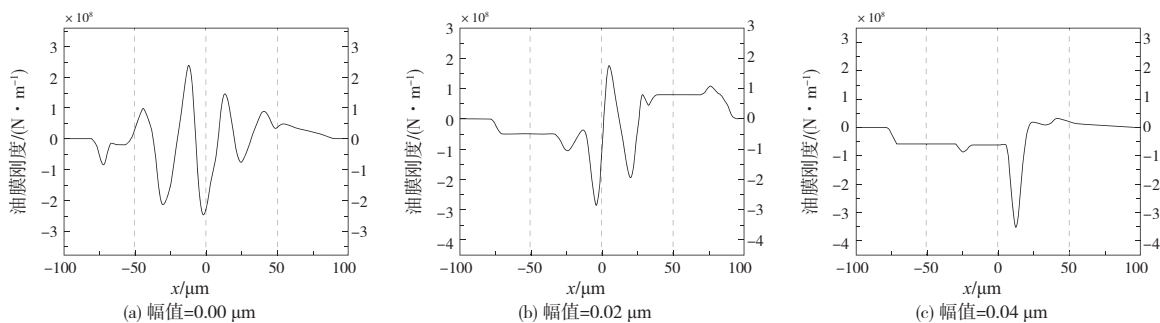


图 8 表面粗糙度幅值对油膜刚度的影响

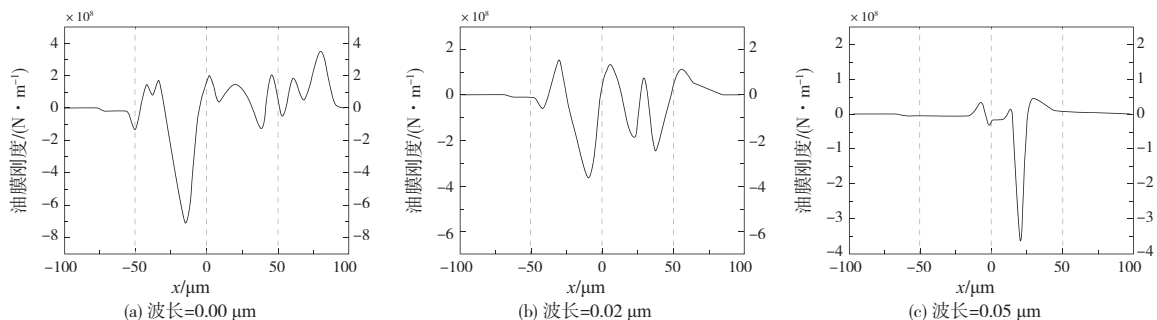


图 9 表面粗糙度波长对油膜刚度的影响

4 结语

经过研究分析得知,不同的表面粗糙度、润滑油黏度及卷吸速度、接触载荷对三叉杆滑移式万向联轴器的油膜刚度有着不同的影响,具体结论如下。

1)油膜刚度随着接触载荷的增大而增大,在接触区中心位置油膜刚度变换幅度最大,油膜刚度随着卷吸速度的增大而减小,随着黏度的增加而增大,同时,相比于接触载荷及卷吸速度,润滑油黏度对油膜刚度的影响相对较小,较小的油膜刚度有利于提高接触体抵抗外力冲击的能力,从而减小振动。

2)随着表面粗糙度幅值及波长的增大,油膜刚度的变化频率及幅度变小,同时在改变幅值与波长的情况下,油膜刚度呈非线性变化,油膜刚度的最大峰值出现在接触区中心附近,由此可知一定程度的表面粗糙形貌能够提高油膜刚度性能,从而减弱联轴器的低频振动。但表面粗糙度幅值与波长又不宜过大,过大时油膜刚度发生剧变,使油膜破裂,减短联轴器的寿命。根据分析应当控制幅值在 $0.04\text{ }\mu\text{m}$ 左右,将波长控制在 $0.03\sim 0.05\text{ }\mu\text{m}$ 之间,防止油膜破裂的同时,能够减弱联轴器的低频振动,更加稳定传递运动和转矩。

参考文献:

- [1] 常德功,李松梅. 双径向轴承安装三叉杆滑块式万向联轴器机构的运动分析[J]. 机械工程学报,2015,51(13):218-226.
- [2] QIN W, CHAO J, DUAN L J. Study on stiffness of elastohydrodynamic line contact[J]. Mechanism and Machine Theory,2015,86:36-47.

- [3] ZHANG Y Y, LIU H J, ZHU C C, et al. Oil film stiffness and damping in an elastohydrodynamic lubrication line contact - vibration[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2016,30(7):3031-3039.
- [4] WU H, WANG J W, AN Q. Vibratory behaviors of Jeffcott system on cylindrical roller bearings[J]. Frontiers of Mechanical Engineering in China,2009,4(3):305-309.
- [5] 杨静,杨亮,杨圆鉴,等. 圆柱滚子轴承的刚度计算[J]. 中国科技论文,2014,9(8):897-901.
- [6] 王学锋. 滑移型三叉式联轴器的抗磨损结构及其润滑特性[D]. 青岛:青岛科技大学,2010.
- [7] YANG P R, WEN S Z. A generalized reynolds equation for non-newtonian thermal elastohydrodynamic lubrication[J]. Journal of Tribology,1990,112(4):631-636.
- [8] MARIOT J P, K'NEVEZ J Y. Dynamics of an automotive transmission consisting of a tripod joint and a ball joint. a symbolic approach[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers,Part K:Journal of Multi-Body Dynamics, 2002,216(3):203-211.
- [9] 黄平. 弹性流体动压润滑数值计算方法[M]. 北京:清华大学出版社,2013.
- [10] 周焯. 汽车用双联万向联轴器的摩擦与润滑研究[D]. 青岛:青岛科技大学,2017.
- [11] 张园园. 直齿轮弹流润滑接触的刚度与阻尼研究[D]. 重庆:重庆大学,2016.
- [12] 雷春丽,李復宏,杨晓燕. 粗糙表面形貌对滚动轴承油膜刚度的影响[J]. 机械设计与制造工程,47(5):106-111.

收稿日期:2022-05-19

(上接第17页)

4 结语

1)断裂的钛合金高精度沉头螺栓符合同类钛合金材料疲劳断裂规律,基本呈现韧性断裂特征。

2)对只进行螺栓圆角滚压强化处理的断裂螺栓试件断口的宏观观察分析,可见明显的凹坑或凸起,并从微观形貌中可以看出其疲劳源数量较多,断裂过程剧烈,初步呈现脆性断裂的特征。

3)进行螺栓圆角滚压和涂铝处理的断裂螺栓试件断口疲劳源数量明显减少,等轴韧窝的数量增加。结合螺栓根部圆角强化的喷丸或抛光处理工艺,试件的断口在等轴韧窝的数量、分布和尺寸上则体现出更大的优势,进一步表现出显著的韧性断裂特征。

4)对于涂铝加工处理的螺栓根部圆角强化试件,铝涂层的界面剥离是试件疲劳裂纹产生与发展的重要特征。

参考文献:

- [1] 钱晓明,姜银方,管海兵,等. 飞机结构件紧固孔强化技术综述[J]. 机械强度,2011,33(5):749-753.
- [2] 王燕礼,朱有利,杨嘉勤. 滚压强化技术及在航空领域研究应

用进展[J]. 航空制造技术,2018,61(5):75-83.

- [3] HWANG J K. Direct formed high-strength bolt with hot-rolled twinning-induced plasticity steel using its high strain hardening rate[J]. Journal of Materials Engineering and Performance, 2022,31(1):272-285.
- [4] 药晓江,王锴,高磊,等. TC16 钛合金冷滚压外螺纹微观组织及性能研究[J]. 科学技术创新,2021(26):38-41.
- [5] 朱有利,侯帅,杜晓坤,等. 某无人机螺旋桨联接螺栓断裂失效的多学科分析与改进[J]. 中国表面工程,2018,31(4):55-63.
- [6] 郑星,王志国. 基于实测应变的飞机结构疲劳裂纹检测方法[J]. 机械制造与自动化,2021,50(2):236-240.
- [7] 张鹏,赖运金,王永哲,等. TC4 紧固件的疲劳断口[J]. 中国有色金属学报,2010,20(增刊1):826-828.
- [8] 黄星光,孙宝福,孙国辉,等. 基于电子束增材制造的 TC4 钛合金成形件热处理性能研究[J]. 钢铁钎钛,2021,42(6):102-108.
- [9] 罗华思. 双材料表界面裂纹扩展的数值模拟[C]//北京力学学会第21届学术年会暨北京振动工程学会第22届学术年会论文集. 北京:[s.n.],2015:998-1003.

收稿日期:2022-05-26