

DOI: 10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2021.02.021

支点摩擦力对可倾瓦径向滑动轴承润滑特性的影响

党超¹,朱金婷²,程联社¹,吕秋硕¹,林素敏¹,高娟¹

(1. 杨凌职业技术学院 机电工程分院, 陕西 杨凌 712100;

2. 重庆公共运输职业学院 汽车工程系, 重庆 402247)

摘要:为了研究轴瓦支点摩擦力对其润滑性能影响,建立可倾瓦径向滑动轴承的支点摩擦力的数学模型,分析其对轴承的润滑特性,如油膜压力、厚度、摩擦阻力、功耗及轴承承载力和流量的影响,得出支点摩擦力的影响作用较大的结论,因此在设计可倾瓦径向滑动轴承的过程中,考虑支点摩擦力的影响很有必要。

关键词:支点摩擦力;可倾瓦径向滑动轴承;润滑特性;数学模型

中图分类号:TH133.37 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2021)02-0080-04

Influence of Pivot Friction on Lubrication Characteristics of Tilting Pad Journal Bearing

DANG Chao¹, ZHU Jinting², CHENG Lianshe¹, LYU Qiushuo¹, LIN Sumin¹, GAO Juan¹

(1. Branch of Mechanical and Electrical Engineering, Yangling Vocational and Technical College, Yangling 712100, China; 2. Department of Automotive Engineering, Chongqing Vocational College of Public Transportation,

Chongqing 402247, China)

Abstract: A mathematical model of pad-pivot friction of tilting pad journal bearing was established in order to study and analyze its influence on lubrication characteristics of the bearing, such as fluid film pressure, thickness, frictional resistance, power consumption, bearing load and rate of flow. The result shows that pad-pivot friction affects the lubrication characteristics of tilting pad journal bearing and there is necessity of taking into account of its influence in the process of designing tilting pad journal bearing.

Keywords: pivot friction; tilting pad journal bearing; lubrication characteristics; mathematical model

0 引言

可倾瓦径向滑动轴承相比其他类型的轴承,可以根据运转条件的改变,轴瓦绕支点摆动来保持高稳定性,同时也具备高承载力,广泛应用于大型高速旋转机械上。由于其优良的特性,一直是专家研究的热点^[1-2]。

随着研究的增多,人们发现轴瓦支点变得越来越不能忽视。田大成等^[3]利用有限元软件 Ansys 对气体可倾瓦轴承的支点进行仿真,得出最佳支点尺寸。王占朝等^[4]建立了水润滑可倾瓦轴承启停过程瞬态模型,分析支点变形对轴承起动过程的影响。SUH J 等^[5]研究了考虑多因素条件下不同形状的支点对轴承影响,为轴瓦支点的设计提供一定的理论依据。刘思涌等^[6]以轴瓦支点是弹性的,且具有阻尼特性的可倾瓦轴承为研究对象,从理论和实验两个方面分析其轴承特性。李萌萌等^[7]对几种常见的可倾瓦轴承的支点静刚度进行仿真计算,并对比其大小关系。SUN J 等^[8]运用三维有限元法得出柔性支点可倾瓦滑动轴承的油膜压力,并对轴瓦的动态特性展开研究。HARRIS J 等^[9]以实验的方式,对球支点可倾瓦轴承进行研究,得出支点刚度与负荷在低速下的关系。TSCHOEPE D P 等^[10]研究在考虑支点刚度情况下,可倾瓦径向滑动轴承的性能。为了适应高速运转的机器的稳定性,柔性支点轴承被设计出来。

虽然对轴瓦支点的研究日益增多,但是考虑轴瓦支点摩擦力因素的研究较少,也没有建立其数学模型。因此,本文提出了一个轴瓦支点摩擦力的数学模型,采用数值法分析其对轴承性能的影响。

1 支点摩擦力模型

球形支点可倾瓦滑动轴承如图 1 所示。本文中摩擦系数用 η 表示。图 2 为轴瓦支点摩擦力的模型,其中 r_t 是支点半径, f_n 是油膜力在轴瓦法向上的分力, f_t 是支点摩擦力,它是油膜法向力在支点和轴瓦处产生的。图 3 为轴瓦支点摩擦力矩的模型,其中 M_t 表示支点摩擦力矩, M_p 表示油膜力对轴瓦产生的力矩。 M_t 对摆角 δ 的值产生影响,进而影响轴承性能,它的建模方式有两种:1) 如果轴瓦摆角 $\delta \neq 0$, 即摆角变化,则 M_t 大小保持 $\eta r_t f_n$ 为常数,与轴瓦绕支点摆动方向相反;2) 如果轴瓦 $\delta = 0$, 即摆角不变, M_t 和 M_p 相等。公式中负号的意义:由图 2 中转速 ω 的方向可知, f_t 的方向向左,摩擦力矩与轴承旋转方向相反,为顺时针,则用负号表示, M_p 为逆时针,如图 3 所示。

M_t 的数学公式如下:

$$M_f = - \frac{\delta}{|\dot{\delta}|} |\eta r_t f_n| \quad \delta \neq 0 \quad (1)$$

第一作者简介:党超(1990—),男,陕西咸阳人,讲师,硕士,研究方向为轴承润滑理论、非线性动力学及控制。

$$M_f = \begin{cases} -M_p & |M_p| < |\eta r_i f_n| \\ -\frac{M_p}{|M_p|} |\eta r_i f_n| & |M_p| \geq |\eta r_i f_n| \end{cases} \quad \delta = 0 \quad (2)$$

式中 δ 为瓦块摆角。

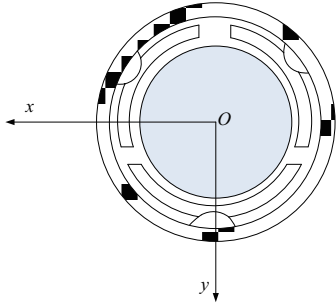


图1 三瓦可倾瓦径向滑动轴承示意图

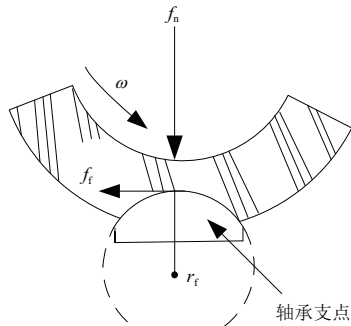


图2 支点摩擦力模型

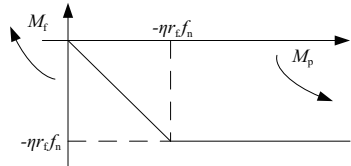


图3 支点摩擦力矩模型

2 可倾瓦径向滑动轴承润滑特性控制方程

对于径向滑动轴承, Reynolds 方程的无量纲形式如下:

$$\frac{1}{R^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \phi} \left(\frac{h^3}{6\mu} \frac{\partial p(\phi, z)}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{6\mu} \cdot \frac{\partial p(\phi, z)}{\partial z} \right) = \omega \frac{\partial h}{\partial \phi} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (3)$$

式中: ϕ 和 z 分别为周向和轴向无量纲坐标; h 为无量纲油膜厚度; R 为轴承半径。

引入如下无量纲变量:

$$\lambda = z / \left(\frac{B}{2} \right), \varepsilon = e / C, \dot{\varepsilon} = \dot{e} / C, H = h / C, \tau = \omega t$$

$$\psi = C / R, P = p / p_0 (p_0 = 2\omega\mu / \psi^2) \quad (4)$$

$$\text{将 } H_i = 1 + \varepsilon \cos(\phi_i - \theta) - M \cos(\phi_i - \beta_i) - \frac{\delta_i}{\psi} \sin(\phi_i - \beta_i)$$

(式中: i 表示轴瓦编号; M 表示预负荷系数; λ 为无量纲轴向坐标; H 为无量纲油膜厚度; C 为半径间隙) 代入 Reynolds 方程得:

$$\frac{\partial}{\partial \phi_i} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \phi_i} \right) + \left(\frac{D}{B} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) = (6\varepsilon\theta' - 3\varepsilon) \sin(\phi_i - \theta) + \left(3M - \frac{6\delta}{\psi} \right) \sin(\phi - \beta) + 6\varepsilon' \cos(\phi_i - \theta) - \frac{3\delta}{\psi} \cos(\phi_i - \beta_i) \quad (5)$$

要研究轴承的润滑特性, 首先得找到轴承工作的静平衡位置, 即偏位角 θ 和瓦块摆角 δ 。计算流程图如图 4 所示。首先, 给定偏心率, 估取偏位角 θ 和瓦块摆角 δ , 采用有限差分法求解 Reynolds 方程, 求得油膜压力, 然后计算油膜力矩 M_p 和摩擦力矩 M_f , 判断两者之和的绝对值是否 $< 10^{-4}$ 。如果 $\geq 10^{-4}$, 修正瓦块摆角, 重新求解 Reynolds 方程; 若 $< 10^{-4}$, 接着判断力是否平衡。若不平衡, 修正偏位角, 重新求解 Reynolds 方程, 直到平衡为止, 则此时得到平衡条件下的偏位角 θ 和瓦块摆角 δ , 此过程是一个循环迭代的过程。在此基础上, 进行润滑特性分析。

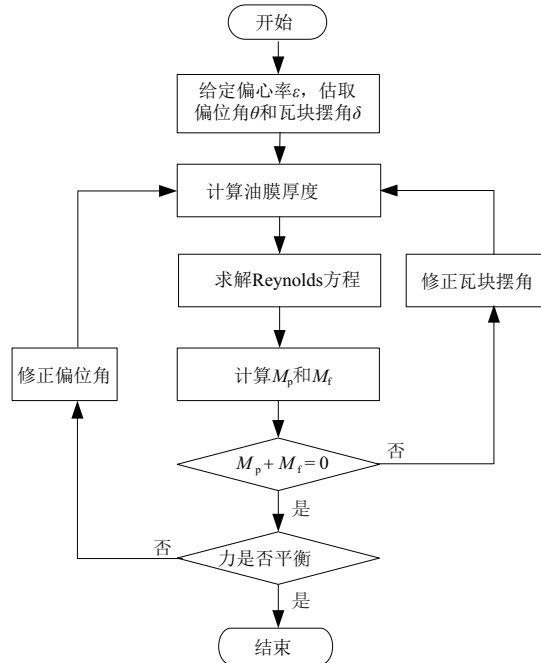


图4 三瓦可倾瓦径向滑动轴承静平衡位置分析流程图

3 结果与讨论

3.1 油膜压力、厚度的分析

因为三瓦可倾瓦径向滑动轴承的负载主要由下瓦承担, 因此以下瓦为研究对象, 给出偏位角的初始值为 2° , 偏心率为 0.3, 结合表 1 中轴承结构的参数, 分析油膜压力、厚度分布受支点摩擦力的影响, 分别作出周向压力曲线、轴向压力曲线和周向厚度曲线, 如图 5、图 6 和图 7 所示。由图 5 可以看出, 当周向角度较小时, 支点摩擦力使油膜压力变小; 当周向角度较大时, 支点摩擦力使油膜压力变大, 且油膜范围较广, 即油膜破裂较晚。出现此现

象的原因是:轴瓦支点的摩擦力作用点在轴瓦中点处,即周向坐标中间处,因此大于周向坐标中点以后,支点摩擦力的影响开始显现,使油膜压力变大。

表 1 三瓦可倾瓦径向滑动轴承预设参数及数值

参数	量值
轴承直径 D/mm	100
轴承宽度 B/mm	80
润滑油黏度 $\mu/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.027
轴颈旋转角速度 $\omega/(\text{r}/\text{min})$	5 000
轴瓦包角 $\alpha/(\text{°})$	100
支点半径 r_f/mm	15
瓦块-支点摩擦系数 η	0.5
间隙比 Ψ	0.002
预负荷系数 M	0.5

由图 6 可以看出,沿着轴线方向,油膜压力呈现出一个对称的抛物线,且支点摩擦力使其增速变快。由图 7 可以看出,当周向坐标较小时,支点摩擦力使油膜厚度变大,当周向坐标较大时,支点摩擦力使油膜厚度变小。考虑和不考虑摩擦的曲线存在交叉点和接近点的原因如下:支点摩擦力的作用点在轴瓦中点处,即周向坐标中间处,当周向坐标较小时,距离中心距离远,因此支点摩擦力作用小,使油膜厚度变大,随着周向坐标逐渐增加,距离支点摩擦力作用点越来越近,油膜厚度逐渐变小,与不考虑支点摩擦力差距越来越小,直至相等,最后比不考虑支点摩擦力的小。

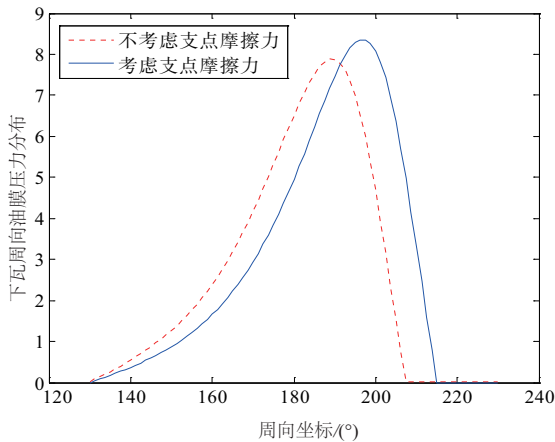


图 5 下瓦无量纲油膜压力分布沿周向坐标的变化

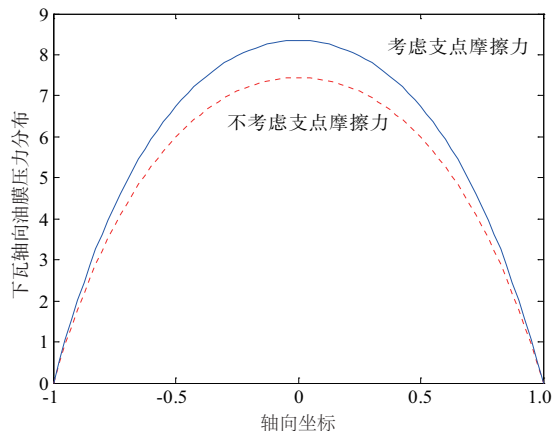


图 6 下瓦无量纲油膜压力分布沿轴向坐标的变化

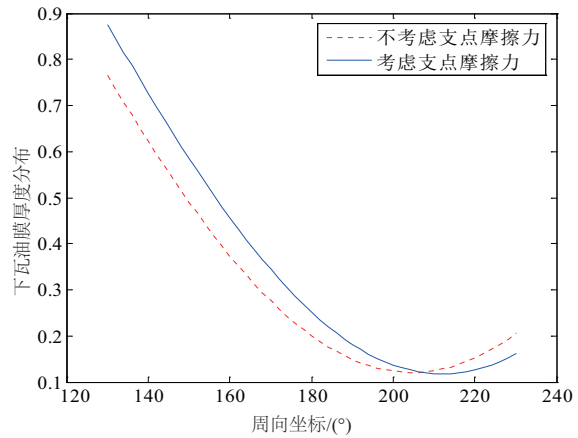


图 7 下瓦无量纲油膜厚度分布沿周向坐标的变化

3.2 承载力的分析

$$F_x = - \sum_{i=1}^n \int_{-1}^1 \int_{\phi_{li}}^{\phi_{ci}} P \sin \phi d\phi d\lambda \quad (6)$$

$$F_y = - \sum_{i=1}^n \int_{-1}^1 \int_{\phi_{li}}^{\phi_{ci}} P \cos \phi d\phi d\lambda \quad (7)$$

式中 n 为轴承的瓦块数。

则轴承的无量纲承载力 W 为

$$W = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (8)$$

图 8 为不同偏心率下,支点摩擦力对承载力的影响曲线。由图可知,承载力在偏心率 < 0.35 时,增长平缓,在 > 0.35 时,急剧增大,支点摩擦力使承载力变大,且增长变快。

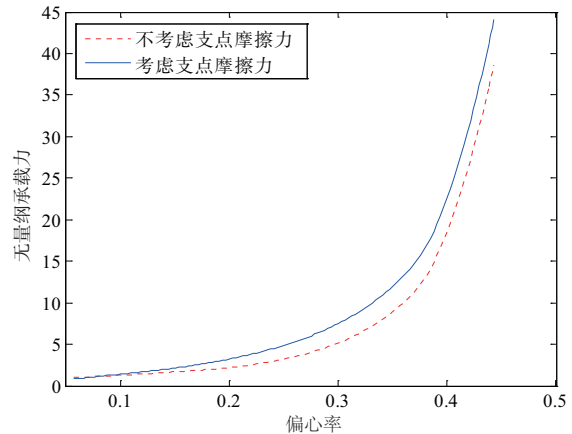


图 8 无量纲承载力随偏心率的变化

3.3 流量的分析

各瓦块无量纲进油量为:

$$Q_1 = \frac{q_1 (B/D)}{\omega \psi r^3} = \frac{1}{2} \left(\frac{B}{D} \right)^2 \left[\int_{-1}^1 H_1 d\lambda - \frac{1}{3} \int_{-1}^1 H_1^3 \left(\frac{\partial P}{\partial \phi} \right)_1 d\lambda \right] \quad (9)$$

式中: H_1 是轴瓦油膜起始边厚度; $\left(\frac{\partial P}{\partial \phi} \right)_1$ 是该处压力导

数; r 为轴颈半径。

各瓦块两侧泄油量为:

$$Q_3 = \frac{q_3(B/D)}{\omega\psi r^3} = -\frac{1}{6} \int_{\phi_1}^{\phi_2} \left[\begin{array}{c} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right)_{\lambda=1} \\ - \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right)_{\lambda=-1} \end{array} \right] d\lambda \quad (10)$$

图 9 和图 10 分别给出了不同偏心率下计入支点摩擦力与不计入条件下的进油量与泄油量。由图 9 可知,在计入支点摩擦力条件下,当偏心率 < 0.3 时,进油量随偏心率呈增长趋势;当偏心率 > 0.3 时,进油量随之减小。在不计入支点摩擦力条件下,当偏心率 < 0.35 时,进油量随偏心率呈增长趋势,当偏心率 > 0.35 时,进油量随之减小。支点摩擦力使进油量的增大和减小的趋势变快。

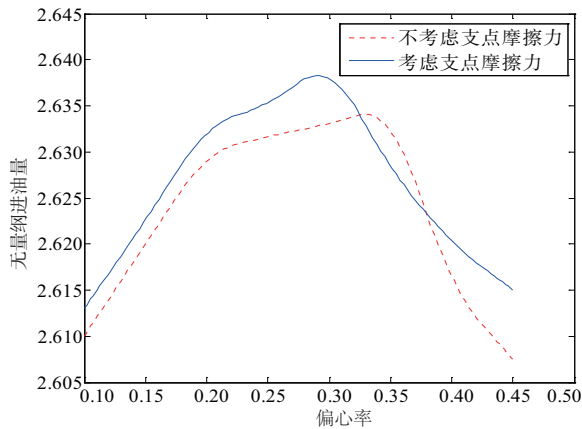


图 9 无量纲进油量随偏心率的变化

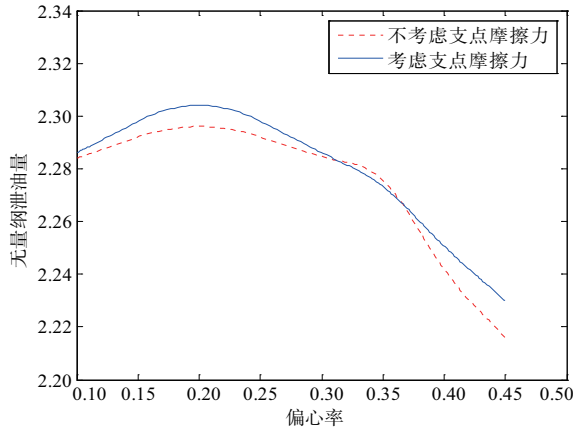


图 10 无量纲泄油量随偏心率的变化

由图 10 可知,当偏心率在 0.2 之前,泄油量随偏心率的增大而增大;当偏心率在 0.2 之后,泄油量随之减小,且相比不计入支点摩擦力,计入支点摩擦力的泄油量在总体上大。

3.4 摩擦阻力及功耗的分析

阻力系数为

$$\frac{\eta_t}{\psi} = \frac{F_t}{F} \quad (11)$$

轴承油膜功耗:

$$N_t = \psi_{min} f u \frac{\eta_t}{\psi_{min}} \quad (12)$$

式中: η_t 为摩擦系数; F 为油膜力; F_t 为摩擦阻力; f 为载荷; u 为轴颈线速度。

图 11 给出了偏心率 $\varepsilon = 0.1, 0.15, 0.2, 0.25, 0.3, 0.35, 0.4, 0.45$ 时的无量纲阻力系数。从图中可以看出,偏心率越大,阻力系数越小。当偏心率 < 0.3 时,阻力系数下降趋势较快;当偏心率 > 0.3 时,阻力系数下降趋势变缓;支点摩擦力使阻力系数下降速度变快,且大小在偏心率 = 0.45 时,与不计入时基本相等。

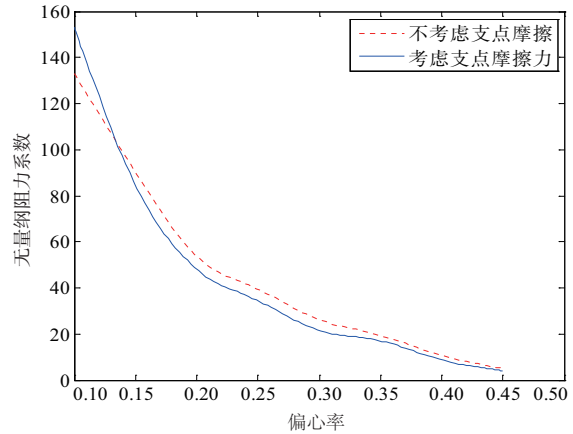


图 11 无量纲阻力系数随偏心率的变化

对于图 9、图 10、图 11 中,考虑和不考虑摩擦的曲线存在交叉点和接近点的原因如下:由进油量、泄油量及阻力系数的计算公式可知,与油膜厚度和油膜压力均有关,而偏心率又影响油膜厚度和油膜压力,支点摩擦力通过影响瓦块摆角和偏位角,也影响油膜厚度和油膜压力,而此偏心率和支点摩擦力彼此耦合,共同影响进油量、泄油量及阻力系数,因此会出现考虑和不考虑支点摩擦的进油量、泄油量、阻力系数曲线存在交叉点和接近点。

图 12 给出了当偏心率 $\varepsilon = 0.3$, 油膜功耗随轴颈转速的变化。由图可知,随着轴颈转速的不断增大,油膜功耗呈线性增长,支点摩擦力使油膜功耗变大,且增速变快。两条曲线差异增大原因如下:由轴承油膜功耗式 (12) 可知,油膜功耗与轴承载荷 f 及轴颈转速 u 成正比,油膜压力又与轴承载荷有关,且转速越大,支点摩擦力对油膜压力的影响越大,即轴承载荷越大。支点摩擦力在转速较大时,对轴承油膜功耗影响较大。

4 结语

1) 建立轴瓦支点摩擦力的数学模型,计算可倾瓦径向滑动轴承润滑特性,如油膜压力、厚度、摩擦阻力、功耗及轴承承载力和流量,分析支点摩擦力对轴承润滑特性的影响。

2) 对比分析发现,支点摩擦力使油膜压力分布变陡,且压力峰值变大;油膜厚度下降变快;承载力变大且增长变快;进油量的增大和减小的趋势变快;泄油量在总体上数值变大;摩擦阻力系数减小的速度变快;摩擦功耗增长的速度变快。

(下转第 90 页)

3 结语

本文基于塑性力学中墩粗的变形受力特点,采用仿真与试验研究手段,得出以下结论:

1) 基于铆接过程机理分析,结合有限元仿真结果,获得铆接过程的受力变化情况;铆接初始为自由墩粗变形,材料所受的流动阻力较小,载荷保持平稳上升;随着行程的增加,变形受到孔周的约束,变形抗力增大,与接触面的摩擦力也增大,因此载荷迅速增大,直至铆接过程结束。

2) 通过建立铆接变形受力模型,探讨获得铆接干涉量与干涉应力的关系:在一定范围内,干涉应力随着干涉量增加而变大,越大的干涉应力对提高疲劳寿命越有益。

3) 通过控制墩头高度获得不同干涉量数值,开展铆接干涉量大小对试件疲劳寿命的影响分析,随着干涉量的增加,干涉应力也不断增大,疲劳寿命呈现明显递增趋势,直到达到最佳干涉量的数值。所以,该方法可以获得能保证构件高质量长寿命连接的最佳干涉量范围。

4) 铆接干涉量决定了铆接干涉应力的大小,而铆接干涉应力直接影响了疲劳寿命,由于前期对于铆接试验件的干涉应力测量缺少方法,未做测量,所以导致铆接变形的受力模型无法进行定量的验证,只能进行定性分析,希望后期能通过试验进一步地进行验证。

参考文献:

[1] 洪华舟. 面向飞机长寿命连接的制孔工艺研究[D]. 南京:南

京航空航天大学,2012:2-8.

[2] 杨悦. 飞机薄壁件均匀合理干涉铆接工艺研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2013:2-3, 9-25.

[3] KEBIR H, ROELANDT J M, CHAMBON L. Dual boundary element method modelling of aircraft structural joints with multiple site damage[J]. Engineering Fracture Mechanics, 2006, 73(4):418-434.

[4] 杨亚文,李永策,段宝. 干涉铆接及其新的成形方法[J]. 沈阳航空工业学院学报,1999,16(4):3-5.

[5] 曹增强. 应对我国大飞机研制的装配连接技术[J]. 航空制造技术,2009,52(2):88-91.

[6] 田秀云,刘永. 干涉配合铆接对疲劳强度的影响[J]. 中国民航学院学报,2006,24(4):9-10,15.

[7] 张洪双. 铆接工艺参数分析[J]. 机械设计与制造,2011(6):241-243.

[8] 刘平. 铆接变形及其有限元分析[D]. 西安:西北工业大学,2007.

[9] 刘平,李原,张开富,等. 压铆过程阶段划分与压铆力计算[J]. 机械科学与技术,2009,28(4):514-516,521.

[10] 邹濛,王利霞,王杰,等. 基于 ABAQUS 的热辅助铆接分析[J]. 机床与液压,2019,47(8):62-66.

[11] SERGEEV B, MADENCI E, AMBUR D R. Influence of bolt spacing and degree of anisotropy in single-lap joints[J]. Computers & Structures, 2000, 76(1/2/3):89-103.

收稿日期:2019-12-13

(上接第 83 页)

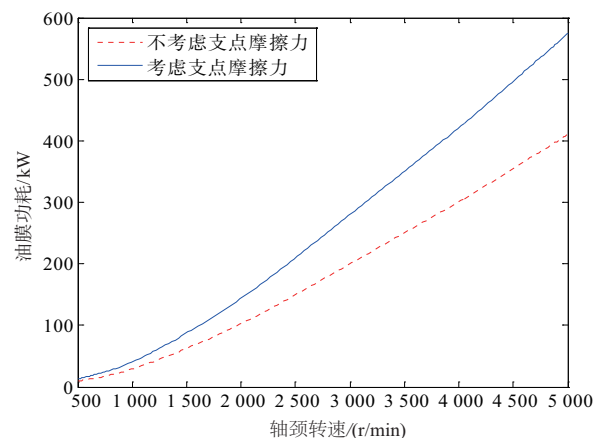


图 12 油膜功耗随轴颈转速的变化

3) 可倾瓦径向滑动轴承的润滑性能受支点摩擦力的影响较大,因此在轴承设计时,将支点摩擦力的影响因素考虑进来是很有必要的。

参考文献:

[1] WU Y H, FENG K, ZHANG Y, et al. Nonlinear dynamic analysis of a rotor-bearing system with porous tilting pad bearing support[J]. Nonlinear Dynamics, 2018, 94(2):1391-1408.

[2] CIULLI E, FORTE P, LIBRASCHI M, et al. Set-up of a novel test plant for high power turbomachinery tilting pad journal bearings[J]. Tribology International, 2018, 127:276-287.

[3] 田大成,孙淑凤,孙立佳,等. 可倾瓦径向气体轴承支点分析[J]. 低温与超导,2014,42(10):22-26.

[4] 王占朝,刘莹,郭飞,等. 支点变形对水润滑可倾瓦推力轴承启动过程影响[J]. 摩擦学学报,2018,38(2):180-188.

[5] SUH J, CHOI Y S. Pivot design and angular misalignment effects on tilting pad journal bearing characteristics: four pads for load on pad configuration[J]. Tribology International, 2016, 102:580-599.

[6] 刘思涌,肖忠会,闫志勇,等. 支点弹性、阻尼可倾瓦轴承动力特性数值仿真及试验研究[J]. 机械工程学报,2014,50(19):88-96.

[7] 李萌萌,王小静,蒋登峰,等. 可倾瓦轴承支点静刚度的有限元分析[J]. 润滑与密封,2015,40(8):109-111,132.

[8] SUH J, PALAZZOLO A, CHOI Y S. Numerical modeling and analysis of flexure-pivot tilting-pad bearing[J]. Journal of Tribology, 2017, 139(5):051704.

[9] CHILDS D, HARRIS J. Static performance characteristics and rotordynamic coefficients for a four-pad ball-in-socket tilting pad journal bearing[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2009, 131(6):062502.

[10] TSCHOEPE D P, CHILDS D W. Measurements versus predictions for the static and dynamic characteristics of a four-pad, rocker-pivot, tilting-pad journal bearing[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2013; Turbine Technical Conference and Exposition, San Antonio, Texas, USA: 2013.

收稿日期:2020-01-16