

矿井提升机主轴承的振动磨损可靠性分析*

卢 昊^{1,2}, 朱真才^{1,2}, 曹 爽¹, 王志华¹

(1. 中国矿业大学机电工程学院 徐州, 221116)

(2. 江苏省矿山机电装备高校重点实验室 徐州, 221116)

摘要 以提升机 NCF18/600V 主轴承为研究对象, 针对滚动轴承随机振动系统参数和随机结构尺寸影响下的不确定性问题, 开展了滚动轴承振动磨损可靠性研究。首先, 基于滚动轴承点蚀故障动力学模型, 结合 Holm-Archard 滑动磨损方程, 建立了滚动轴承振动磨损模型; 其次, 将振动磨损模型以子程序的形式嵌入 ABAQUS 有限元软件中, 实现了滚动体表面磨损深度及形貌的仿真; 然后, 联合使用拉丁化分层抽样技术和自适应 Kriging 代理模型, 开展了滚动轴承振动磨损的不确定性量化研究; 最后, 使用高阶 L 矩可靠性方法开展了滚动轴承的振动磨损可靠性分析。对比滚动轴承正常磨损与振动磨损下的可靠度曲线表明, 滚动轴承的振动不仅加剧了磨损的可靠性退化过程, 而且增大了磨损的可靠度退化速率。

关键词 滚动轴承; 振动磨损; 可靠度; 不确定性量化; L 矩

中图分类号 TH133; TH117

引 言

NCF18/600V 主轴承因径向承载能力大而广泛应用于大型矿井提升机。然而, 轴承外圈滚道点蚀故障激励下产生的系统振动会加速滚动体的磨损失效, 滚道的点蚀故障会引起滚动轴承较大的位移响应, 进而导致滚动体在点蚀故障位置的接触变形量不断增大^[1-2]。由于滚动轴承中的滚动体被视为弹性体, 滚动体在点蚀故障位置处的接触力亦变大。当滚动体在点蚀故障位置产生滑移运动时, 变大的接触力会加剧滚动体的磨损。另一方面, 滚动轴承各零件的几何尺寸也会影响滚动体的运动。疏散尺寸的轴承空间将会导致滚动体在工作负荷下发生旋转爬行, 产生较多滑动运动; 紧凑尺寸的轴承空间将会导致滚动体运动受阻, 容易引起滚动体表层材料剥落。实际中, 滚动轴承的系统振动以及零件的几何尺寸具有随机特性, 故滚动轴承受多源耦合随机因素的影响, 滚动体的磨损亦具有随机性。因此, 建立 NCF18/600V 主轴承的振动磨损模型, 分析多源随机因素耦合作用下滚动轴承振动磨损的概率统计特性, 进而开展滚动轴承的振动磨损可靠性研究十分重要。

近年来, 国内外对轴承磨损的研究多集中在磨

损机理分析及磨损寿命预测方面。文献[3]构建了随磨损形貌变化的滚动轴承动力学模型, 并预测了各磨损演化阶段间的过渡点。Jacobs 等^[4]设计了一种轴承加速寿命试验台, 分别研究了动载荷对润滑膜性能和对轴承内圈滚道表面磨损的影响。Gong 等^[5]采用表征仪器检测了滚动轴承内圈滚道的表面形貌, 探讨了磨损的失效机理, 并提出了相应的对策。周玉辉等^[6]基于加速磨损试验数据建立了轴承加速磨损寿命方程, 并开展了轴承的磨损寿命预测。

上述研究所建立的轴承动力学模型及采用的磨损试验方法通常认为参数是确定、无误差的。然而, 滚动轴承实际工作中不可避免地存在随机因素, 这些不确定因素是工程实际中所固有的, 对滚动轴承的性能影响不可忽视。传统滚动轴承振动及磨损分析模型忽略了不确定因素的影响, 势必会造成一定的分析误差^[7]。

笔者以提升机 NCF18/600V 主轴承的振动磨损可靠性分析为目标, 以建立的滚动轴承振动磨损模型为基础, 综合考虑滚动轴承的振动系统参数和零件几何尺寸随机影响因素, 进而量化滚动轴承振动磨损的不确定性, 并使用高阶 L 矩可靠性方法^[8]求解滚动轴承振动磨损的时变可靠度。

* 江苏省高校优势学科建设工程资助项目(PAPD)

收稿日期: 2021-07-16; 修回日期: 2021-11-01

1 滚动轴承振动磨损建模

1.1 问题描述

外圈滚道的点蚀会导致滚动轴承的强烈振动,进而引起滚动体与滚道间接触力的急剧增加,这将加速滚动体的磨损失效。为了便于滚动轴承振动磨损的建模,滚动体在滚道中的运动被分解为滚动和滑动两种形式。其中:滚动运动形式被假设为仅与滚动轴承振动相关;滑动运动形式被假设为仅与滚动轴承磨损相关。

1.2 滚动轴承动力学方程

假设滚动体在滚道上均匀排列,外圈固定,内圈同时受到 x 轴和 y 轴方向上的径向力 q_x 和 q_y 。如图 1 所示,5 自由度轴承非线性动力学模型包括内、外圈水平和竖直方向的 4 个自由度和单元谐振器竖直方向的 1 个自由度。根据牛顿第二定律,可得滚动轴承的动力学方程^[9]为

$$\begin{cases} m_i \ddot{x}_i + c_i \dot{x}_i + k_i x_i + f_x = q_x \\ m_i \ddot{y}_i + c_i \dot{y}_i + k_i y_i + f_y = q_y \\ m_o \ddot{x}_o + c_o \dot{x}_o + k_o x_o - f_x = 0 \\ m_o \ddot{y}_o + (c_o + c_r) \dot{y}_o + (k_o + k_r) y_o - c_r \dot{y}_r - k_r y_r - f_y = 0 \\ m_r \ddot{y}_r + c_r (\dot{y}_r - \dot{y}_o) + k_r (y_r - y_o) + f_y = 0 \end{cases} \quad (1)$$

其中: m_i, m_o 和 m_r 分别为内圈、外圈和单元谐振器的质量; c_i, c_o 和 c_r 分别为内圈、外圈和单元谐振器的阻尼; k_i, k_o 和 k_r 分别为内圈、外圈和单元谐振器的刚度; x_i 和 x_o 分别为内圈和外圈在 x 方向的位移; y_i 和 y_o 分别为内圈和外圈在 y 方向的位移; f_x 和 f_y 分别为接触

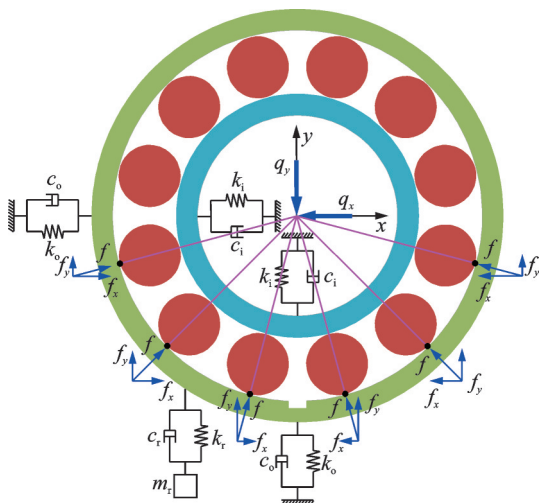


图 1 滚动轴承 5 自由度动力学模型

Fig.1 Five degree of freedom dynamic model for rolling element bearing

力在 x 方向和 y 方向的分量; y_r 为轴承的振动响应。

1.3 滚动轴承接触力分析

设滚动轴承节圆直径为 D_p , 滚动体直径为 D_b , 内圈角速度为 ω , 则保持架角速度可表达为

$$\omega_c = \left(1 - \frac{D_b}{D_p}\right) \frac{\omega}{2} \quad (2)$$

第 i 个滚动体在时间 t 的角位置 ψ_i 表示为

$$\psi_i = \omega_c t + \frac{2\pi(i-1)}{n} + \psi_0 \quad (3)$$

其中: n 为滚动体的数量; ψ_0 为第 1 个滚动体的初始角位置。

滚动轴承受内圈径向载荷的作用,第 i 个滚动体在任意角位置 ψ_i 的总接触变形量为

$$\delta_i = (x_i - x_o) \cos \psi_i + (y_i - y_o) \sin \psi_i - \beta - \xi_i C_d \quad (4)$$

其中: β 为滚动轴承的径向间隙; C_d 为外圈滚道上点蚀的深度; ξ_i 为判断函数。

$$\xi_i = \begin{cases} 1 & (\psi_d < \psi_j < \psi_d + \Delta\psi_d) \\ 0 & (\text{其他}) \end{cases}$$

其中: ψ_d 为外圈滚道上点蚀所在的位置角。

根据非线性 Hertz 接触理论,第 i 个滚动体的接触力为

$$f_x = k_b \sum_{i=1}^n \gamma_i \delta_i^{1.5} \cos \psi_i \quad (5)$$

$$f_y = k_b \sum_{i=1}^n \gamma_i \delta_i^{1.5} \sin \psi_i \quad (6)$$

其中: γ_i 为判断函数, $\gamma_i = \begin{cases} 1 & (\delta_i > 0) \\ 0 & (\text{其他}) \end{cases}$ 。

1.4 滚动轴承振动磨损模型

假设振动磨损为屈服线性磨损过程,即体积磨损率与法向载荷成正比。由 Holm-Archard 方程^[10]可知

$$V/s = K F_N/H \quad (7)$$

其中: V 为磨损量; s 为滑动距离; K 为无量纲磨损系数; H 为材料硬度; F_N 为法向载荷。

将式(7)的等号两边同时除以表观接触面积 A , 可得

$$h/s = K p/H \quad (8)$$

其中: h 为磨损深度; p 为法向接触压力。

如图 2 所示,滚动体与滚道间的接触面积为椭圆形,其长短半轴为 $a = 30 \text{ mm}$, $b = 1.109 \times$

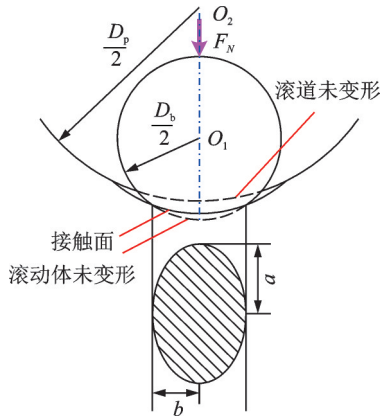


图2 滚动体受力后的接触面积

Fig.2 Contact area of rolling element subjected to the force

$\sqrt[3]{\frac{F_N}{E} \frac{D_p D_b}{2(D_p - D_b)}}$, 施加在滚动体上的法向载荷为

$F_N = \sqrt{f_x^2 + f_y^2}$, 则滚动体的法向接触压力为

$$p = \frac{F_N}{A} = 0.259 \sqrt[3]{(f_x^2 + f_y^2)^{\frac{1}{2}} E^2 \left[\frac{2(D_p - D_b)}{D_p D_b} \right]^2} \quad (9)$$

其中: E 为滚动轴承材料的弹性模量。

假设 H 为常数, 则 K 和 H 可组合为量纲磨损系数 k 。式(8)还可以表示为

$$h/s = kp \quad (10)$$

节点位移法^[11]作为磨损仿真的主要方法之一, 能够自适应更新几何模型, 从而计算体积损失量。实现该方法的步骤是将 Holm-Archard 方程离散化, 并将其嵌入有限元软件中。式(10)的微分形式表示为

$$dh = kpds \quad (11)$$

将式(11)的等号右边对 s 在 $[s_0, s_1]$ 上进行积分, 则总磨损深度为

$$h = \int_{s_0}^{s_1} kpds \quad (12)$$

其中: s_0 和 s_1 分别为滚动体滑动的起始位置和终止位置。

考虑到总磨损深度 h 与时间 t 相关, 式(12)还可以表示为

$$h = \int_{t_0}^{t_1} kp(t) \frac{ds(t)}{dt} dt \quad (13)$$

其中: t_0 和 t_1 分别为滚动体滑动的起始时间和终止时间。

将滑动时间 $[t_0, t_1]$ 分割为若干 $i\Delta t$, $i \in \{0, 1, \dots, I-1\}$ 。积分按如下规则离散: $dt \rightarrow i\Delta t$,

$ds(t) \rightarrow \Delta s(i\Delta t)$, $\int_{t_0}^{t_1} \frac{ds(t)}{dt} dt \rightarrow \sum_{i=0}^{I-1} \frac{\Delta s(i\Delta t)}{i\Delta t} i\Delta t$ 。则

式(13)的离散化方程表示为

$$h = \sum_{i=1}^{I-1} kp(i\Delta t) \frac{\Delta s(i\Delta t)}{i\Delta t} i\Delta t = \sum_{i=1}^{I-1} kp(i\Delta t) \Delta s(i\Delta t) \quad (14)$$

在节点 l 处的节点磨损深度可计算为

$$h_l = \sum_{i=1}^{I-1} kp_l(i\Delta t) \Delta s_l(i\Delta t) \quad (15)$$

由于磨损仿真需要大量迭代计算, 因此使用外推法测算出每次迭代的最大允许磨损深度, 以减少计算时间。每次迭代的最大允许磨损深度为

$$h_{lim} = Tkp_l s_l = \zeta \delta_{max} \quad (16)$$

其中: T 为初始的外推因子; ζ 为介于 0 和 1 之间的规定值; δ_{max} 为最大接触变形量。

2 滚动轴承振动磨损仿真分析

提升机 NCF18/600V 主轴承 5 自由度非线性动力学模型的主要参数如表 1 所示。

表 1 滚动轴承动力学模型参数

参数	数值
$(m_i, m_o, m_r)/\text{kg}$	8.7, 49.5, 3.79
$(c_i, c_o, c_r)/(\text{Ns}\cdot\text{m}^{-1})$	1 379, 2 210, 9 424
$(k_i, k_o, k_r)/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	$4 \times 10^4, 1.5 \times 10^7, 2 \times 10^9$
$(q_x, q_y)/\text{N}$	478.828, 1 315.57
$(D_p, D_b)/\text{m}$	0.718, 0.053
$\omega/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	4 800
n	12
ϕ_0/rad	$\pi/2$
β/m	10^{-6}
C_d/m	1.91×10^{-5}
$k_b/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	6×10^8

2.1 有限元前处理

Holm-Archard 方程是基于宏观的接触行为描述磨损的微观形貌。由于材料没有发生宏观上的塑性变形, 在 ABAQUS 有限元软件中只需输入材料的线弹性属性即可。NCF18/600V 滚动轴承材料的弹性模量 $E = 2.06 \times 10^{11}$ Pa, 泊松比 $\nu = 0.3$, 密度 $\rho = 7 850$ kg/m³。对 NCF18/600V 滚动轴承设置边界条

件。首先,在外圈上施加全约束(固定),在保持架和内圈上只保留绕轴向旋转的自由度,剩余方向的自由度全部被约束;其次,在内圈的部分内表面上施加压力 p ,如式(9)所示;最后,在内圈上施加旋转位移 ωt 。

如图 3 所示,设置滚动体和滚道间的接触对,其中滚动体表面设为从面,内、外圈滚道设为主面。使用线性六面体应力单元对 NCF18/600V 滚动轴承进行网格划分,其中滚动体使用细网格划分,内、外圈使用粗网格划分。

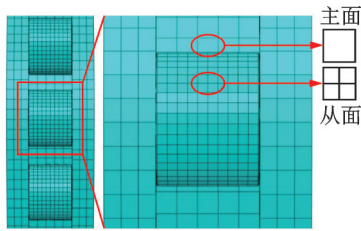


图 3 滚动体与滚道间有限元模型细节
Fig.3 Details of finite element model for partial area between rolling element and ring raceway

2.2 振动磨损子程序

基于 ABAQUS 有限元软件的 UMESHMOTION 磨损子程序,使用 FORTRAN 语言编写了滚动轴承振动磨损的计算程序。该计算程序在有限元模型中实现了滚动体的磨损演化过程。在产生节点位移后,自适应有限元技术自动更新实体网格。基于更新后的有限元模型,计算程序计算出新的节点位移,直到迭代次数达到规定值,退出计算程序。

2.3 有限元后处理

图 4 分别为滚动体在迭代次数 $I=6, 16, 20, 24, 26, 32$ 下的表面磨损形貌。滚动体表面有大小规则不等的凹坑,这是由于材料疲劳剥落形成的,属于典型的表面疲劳磨损。随着迭代次数的增加,滚动体表面磨损将愈加严重,最终导致轴承失效。

3 振动磨损不确定性量化

3.1 试验设计

针对具有主效应和交互效应的随机变量,拉丁化分层抽样技术^[12]能有效地提高方差缩减效果。拉丁化分层抽样技术是在分层抽样的基础上,使用拉丁超立方抽样对子空间进一步抽样。图 5 为拉丁化分层抽样的详细过程。以随机变量 X_1 和 X_2 为

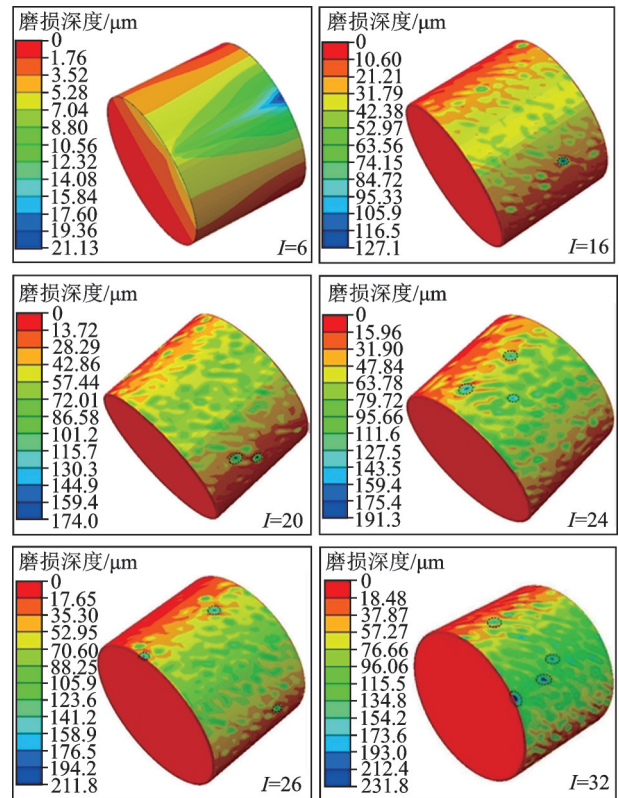


图 4 滚动体在不同迭代次数下的磨损形貌
Fig.4 Wear morphology of rolling element under different iterations

例,采取 3×3 分层,共划分成 9 个子空间。为了使分层与拉丁超立方抽样保持一致,每个子空间被进一步划分成 9 个小空间。如图 5(a)所示,在第 1 列的子空间中,使用拉丁超立方抽样,使抽样点均匀地分布在子空间中。在保证与第 1 列抽样点在不同行不同列的前提下,同样使用拉丁超立方抽样对第 2 列的子空间进行抽样,如图 5(b)所示。重复前面的步骤,对第 3 列的子空间进行抽样,直到抽样点填满所有的子空间,如图 5(c)所示。

根据以上的抽样方法,对随机向量 X 的累积分布函数进行抽样。基于累积分布函数的样本,使用随机向量 X 的累积分布函数的逆函数获取随机向量 X 的样本。表 2 为影响滚动轴承振动磨损随机变量 X 的概率特性。

3.2 自适应 Kriging 代理模型

通过配合使用自适应 Kriging 代理模型^[13],可有效提高拉丁化分层抽样的计算效率。相较普通 Kriging 代理模型,自适应 Kriging 代理模型的优点是以训练的小样本为基础建立初始 Kriging 代理模型,并使用 U 学习函数更新 Kriging 代理模型,直到更新后的 Kriging 代理模型达到精度水平。

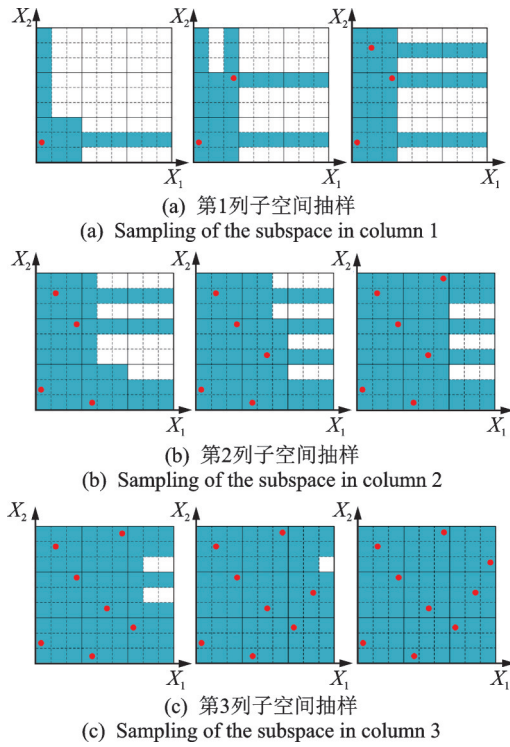


图 5 拉丁化分层抽样策略

Fig.5 Strategy of Latinized stratified sampling

表 2 随机变量的概率特征

Tab.2 Probabilistic characteristics of random variables

变量	符号	均值 μ	标准差 σ	概率分布
X_1	m_r	3.79	2.75	正态分布
X_2	D_p	0.718	0.005	正态分布
X_3	D_b	0.053	0.005	正态分布
X_4	w	3.9	7.49	正态分布
X_5	β	10^{-6}	2.1	正态分布
X_6	C_d	1.91×10^{-5}	2.1	正态分布
X_7	c_r	9 424	40	对数正态分布
X_8	k_r	2×10^9	800	对数正态分布
X_9	q_x	478.828	26	对数正态分布
X_{10}	q_y	1 315.57	34	对数正态分布

试验设计样本 (x_i, t_j) 的 U 学习函数定义为

$$U(x_i, t_j) = |g_K(x_i, t_j)| / \sigma_{g_K}(x_i, t_j) \quad (17)$$

其中: $g_K(x_i, t_j)$ 为 Kriging 代理模型在样本 (x_i, t_j) 处的预测响应值; $\sigma_{g_K}(x_i, t_j)$ 为 $g_K(x_i, t_j)$ 的标准差。

Kriging 代理模型更新的停止准则定义为

$$U_{\min}(x_i, t_j) \geq 2 \quad (18)$$

如果不满足停止准则,那么将 $U_{\min}(x_i, t_j)$ 对应的样本增加到训练的小样本中,建立新的 Kriging 代理模型,直到满足停止准则。

图 6 为振动磨损代理模型的预测值和真实值对比。由图 6 可得,基于 30 个测试样本的对比结果,联合使用拉丁化分层抽样技术和自适应 Kriging 代理模型,建立的滚动轴承振动磨损的元模型最大误差仅为 0.48%。由 $\eta = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i - y_r|$ 可得,滚动轴承振动磨损的元模型的平均误差也仅为 $\eta = 0.21\%$ 。因此,该代理模型可为滚动轴承振动磨损的时变可靠性评估提供高精度的功能函数。

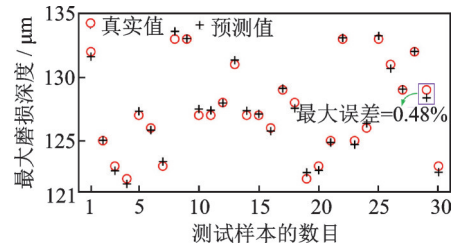


图 6 振动磨损代理模型的预测值和真实值对比

Fig.6 Result comparisons between real value and predicted value of vibration wear metamodel

4 振动磨损的时变可靠性评估

基于 L 矩的正态变换能精确地将 X -空间内的随机变量 X_i 变换为 U -空间内相应的随机变量 U_i , 相较等概率变换方法精度更高。因此,采用高阶 L 矩方法开展滚动轴承的振动磨损可靠性分析。

基于高阶 L 矩可靠性方法的原理如图 7 所示,经过 L 矩正态变换后,在 X -空间内的功能函数 $g(X)$ 将变为在 U -空间内的功能函数 $G(U)$ 。在验算点 u_0 (对应 X -空间内的 x_0) 处使用一阶泰勒级数逼近 $G(U)$, 可得

$$G(U) \approx g(x_0) + [G'(u_0)]^T (U - u_0) \quad (19)$$

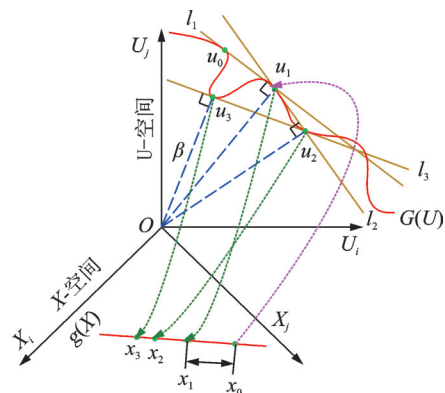


图 7 基于高阶 L 矩可靠性方法的原理

Fig.7 Principle of reliability method based on higher order L-moment

其中: $G'(u_0)$ 为 $G(U)$ 在验算点 u_0 处的梯度。

$$G'(u_0) = g'(x_0) \odot J_{x,u}(u_0) \quad (20)$$

$$J_{x,u}(u_0) = c_2 + 2c_3 \odot u_0 + 3c_4 \odot u_0 \odot u_0 \quad (21)$$

其中: \odot 表示向量的普通乘积, 即 $A_p \odot B_p = [a_1 b_1, a_2 b_2, \dots, a_p b_p]$ 。

式(19)的均值和方差可展开为

$$\mu_G = g(x_0) - [g'(x_0) \odot J_{x,u}(u_0)]^T u_0 \quad (22)$$

$$\sigma_G^2 = [g'(x_0) \odot J_{x,u}(u_0)]^T [g'(x_0) \odot J_{x,u}(u_0)] \quad (23)$$

相应的可靠指标为

$$\beta = \frac{\mu_G}{\sigma_G} = \frac{g(x_0) - [g'(x_0) \odot J_{x,u}(u_0)]^T u_0}{\|g'(x_0) \odot J_{x,u}(u_0)\|} \quad (24)$$

U -空间内的原点 O 至线性化 $G(U)$ 的垂足坐标为

$$u_1 = -\beta \frac{g'(x_0) \odot J_{x,u}(u_0)}{\|g'(x_0) \odot J_{x,u}(u_0)\|} \quad (25)$$

使用3次正态转换将 U -空间内的垂足 u_1 变换为 X -空间内相应的 x_1 , 通过比较 x_1 与 x_0 的大小, 如果 $\|x_1 - x_0\| / \|x_0\| \leq \varepsilon$ (ε 为允许误差, 通常取 $\varepsilon = 10^{-6}$), 则输出可靠指标 β ; 否则重复前面的步骤, 直到结果收敛。

滚动轴承的振动磨损可靠性能函数可表示为

$$g(X) = z(X) - h_{\Delta} \quad (26)$$

其中: $X = (m_r, D_p, D_b, w, \beta, C_d, c_r, k, q_x, q_y)$; $z(X)$ 为所建立的滚动轴承振动磨损代理模型; $h_{\Delta} = 194 \mu\text{m}$, 为规定的磨损失效阈值。

已知 X_{1-6} 的前4阶L矩分别为 $\lambda_{X_{1-6}}^1 = \mu_{X_{1-6}}$, $\lambda_{X_{1-6}}^2 = \sigma_{X_{1-6}} / \sqrt{\pi}$, $\tau_{X_{1-6}}^3 = 0$, $\tau_{X_{1-6}}^4 = 0.1226$; X_7 的前4阶L矩分别为 $\lambda_{X_7}^1 = 9424$, $\lambda_{X_7}^2 = 22.5592$, $\tau_{X_7}^3 = 0.0024$, $\tau_{X_7}^4 = 0.0022$; X_8 的前4阶L矩分别为 $\lambda_{X_8}^1 = 2 \times 10^9$, $\lambda_{X_8}^2 = 451.6054$, $\tau_{X_8}^3 = 2.258 \times 10^{-7}$, $\tau_{X_8}^4 = -3.5784 \times 10^{-5}$; X_9 的前4阶L矩分别为 $\lambda_{X_9}^1 = 478.828$, $\lambda_{X_9}^2 = 14.6535$, $\tau_{X_9}^3 = 0.0306$, $\tau_{X_9}^4 = 0.0264$; X_{10} 的前4阶L矩分别为 $\lambda_{X_{10}}^1 = 1315.57$, $\lambda_{X_{10}}^2 = 19.1855$, $\tau_{X_{10}}^3 = 0.0146$, $\tau_{X_{10}}^4 = 0.0128$ 。根据L矩正态变换规则^[14], X_{1-10} 逆变换的表达式为

$$U_{1-6} = (X_{1-6} - c_1) / c_2 \quad (27)$$

$$U_{7-10} = -2\sqrt{\Delta_0/9c_4^2} \cos[(\gamma + \pi)/3] - c_3/3c_4 \quad (28)$$

$c_1, c_2, c_3, c_4, \Delta_0$ 和 γ 可分别由式(29)~(37)确定, 即

$$c_1 = \lambda_1 - \lambda_2 \tau_3 \sqrt{\pi^2/3} \quad (29)$$

$$c_2 = \frac{-16\delta_2 \lambda_2 \sqrt{\pi} + \sqrt{2\pi^3} \lambda_2 (3 + 2\tau_4)}{8(5\delta_1 - 2\delta_2)} \quad (30)$$

$$c_3 = \lambda_2 \tau_3 \sqrt{\pi^2/3} \quad (31)$$

$$c_4 = \frac{40\delta_1 \lambda_2 \sqrt{\pi} - \sqrt{2\pi^3} \lambda_2 (3 + 2\tau_4)}{20(5\delta_1 - 2\delta_2)} \quad (32)$$

$$\Delta_0 = c_3^2 - 3c_2 c_4 \quad (33)$$

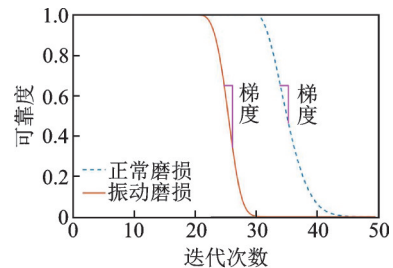
$$\gamma = \arccos \left(-\frac{h}{2\sqrt{(\Delta_0/9c_4^2)^3}} \right) \quad (34)$$

$$\delta_1 = \frac{3 \tan^{-1}(\sqrt{2})}{\sqrt{2}} - \frac{3\pi}{4\sqrt{2}} \quad (35)$$

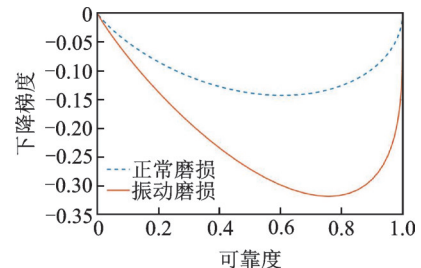
$$\delta_2 = \frac{15 \tan^{-1}(\sqrt{2})}{2\sqrt{2}} - \frac{15\pi}{8\sqrt{2}} + \frac{1}{4} \quad (36)$$

$$h = \frac{2c_3^3}{27c_4^3} - \frac{c_2 c_3}{3c_4^2} + \frac{c_1}{c_4} - \frac{X_k}{c_4} \quad (37)$$

由图8可知, 滚动轴承的磨损可靠度随着迭代次数 t 的增加而变化。滚动轴承振动磨损的可靠度曲线在迭代次数 $t=20$ 时开始下降, 比正常磨损的可靠度曲线先下降; 滚动轴承振动磨损可靠度曲线的下降梯度明显大于正常磨损的下降梯度。因此, 滚动轴承的振动不仅会加剧滚动轴承磨损的可靠性退化过程, 而且增大了磨损可靠度的退化速率。



(a) Reliability degradation curve



(b) Reliability degradation rate

图8 随迭代次数变化的滚动轴承磨损可靠度对比

Fig.8 Comparison of wear reliability varying with iteration times for rolling element bearing

5 结 论

1) 采用拉丁化分层抽样技术确定随机变量的样本,配合使用自适应 Kriging 代理模型能够准确实现滚动轴承振动磨损的不确定度量化。

2) 基于 NCF18/600V 主轴承的动力学方程,将振动磨损子程序与 ABAQUS 仿真过程相结合,有效求解了滚动轴承的磨损深度及表面磨损形貌。

3) 相较滚动轴承正常磨损的可靠度曲线,振动磨损下的可靠度曲线先下降,表明滚动轴承的振动会加剧滚动轴承磨损的可靠性退化过程。同时,振动磨损可靠度曲线的下降梯度明显大于正常磨损的下降梯度,表明滚动轴承的振动增大了磨损可靠度的退化速率。

参 考 文 献

- [1] 胡爱军,许莎,向玲,等. 滚动轴承外圈多点故障特征分析[J]. 机械工程学报,2020,56(21):110-120.
HU Aijun, XU Sha, XIANG Ling, et al. Characteristic analysis of multi-point faults on the outer race of rolling element bearing[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(21): 110-120. (in Chinese)
- [2] 刘静,徐子旦,唐昌柯,等. 轴承-轴承座系统振动特征与局部故障尺寸的关联[J]. 振动、测试与诊断,2019,39(4):860-866.
LIU Jing, XU Zidan, TANG Changke, et al. Relationship between vibrations of bearing-housing system and localized fault sizes[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2019, 39(4): 860-866. (in Chinese)
- [3] EL-THALJI I, JANTUNEN E. Dynamic modelling of wear evolution in rolling bearings[J]. Tribology International, 2015, 84: 90-99.
- [4] JACOBS W, HOOREWEDER B, BOONEN R, et al. The influence of external dynamic loads on the lifetime of rolling element bearings: experimental analysis of the lubricant film and surface wear[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016, 74: 144-164.
- [5] GONG Y, FEI J L, TANG J, et al. Failure analysis on abnormal wear of roller bearings in gearbox for wind turbine[J]. Engineering Failure Analysis, 2017, 82: 26-38.
- [6] 周玉辉,康锐,苏荔,等. 基于加速磨损试验的止推轴承磨损寿命预测[J]. 北京航空航天大学学报,2011,37(8):1016-1020.
ZHOU Yuhui, KANG Rui, SU Li, et al. Life prediction of thrust bearings based on accelerated wear test [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2011, 37(8): 1016-1020. (in Chinese)
- [7] 黄贤振,许乙川,张义民,等. 车削加工颤振稳定性可靠度蒙特卡罗法仿真[J]. 振动、测试与诊断,

2016, 36(3): 484-488.

- HUANG Xianzhen, XU Yichuan, ZHANG Yimin, et al. Reliability analysis for the stability of the CNC lathe with chatter using the monte carlo method [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2016, 36(3): 484-488. (in Chinese)
- [8] CAO S, LU H, PENG Y X, et al. A novel fourth-order L -moment reliability method for L -correlated variables [J]. Applied Mathematical Modelling, 2021, 95: 806-823.
- [9] RAFSANJANI A, ABBASION S, FARSHIDIANFAR A, et al. Nonlinear dynamic modeling of surface defects in rolling element bearing systems [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 319: 1150-1174.
- [10] SCHMIDT A, SCHMIDT T, GRABHERR O, et al. Transient wear simulation based on three-dimensional finite element analysis for a dry running tilted shaft-bushing bearing [J]. Wear, 2018(408/409): 171-179.
- [11] TANDLER R, BOHN N, GABBERT U, et al. Analytical wear model and its application for the wear simulation in automotive bush chain drive systems [J]. Wear, 2020(446/447): 203193.
- [12] SHIELDS D, ZHANG J X. The generalization of Latin hypercube sampling [J]. Reliability Engineering & System Safety, 2016, 148: 96-108.
- [13] 孙志礼,李瑞,闫玉涛,等. 一种用于结构可靠性分析的 Kriging 学习函数[J]. 哈尔滨工业大学学报,2017,49(7):146-151.
SUN Zhili, LI Rui, YAN Yutao, et al. A kriging based learning function for structural reliability analysis [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2017, 49(7): 146-151. (in Chinese)
- [14] ZHAO Y G, TONG M N, LU Z H, et al. Monotonic expression of polynomial normal transformation based on the first four L -moments [J]. Journal of Engineering Mechanics, 2020, 146(7): 06020003.



第一作者简介:卢昊,男,1985年2月生,副教授。主要研究方向为机械动态可靠性。曾发表《An improved high order moment-based saddlepoint approximation method for reliability analysis》(《Applied Mathematical Modelling》2020, Vol.82, No.6)等论文。
E-mail: haolucumt@163.com

通信作者简介:朱真才,男,1965年10月生,博士、教授。主要研究方向为机械装备可靠性。
E-mail: zhuzhencai@vip.163.com