

浮动渐开线花键微动损伤及磨损疲劳预测

肖立, 徐颖强, 陈智勇, 孙谢文, 徐颢

(西北工业大学 机电学院, 陕西 西安 710072)

摘要:通过建立浮动花键副有限元模型,分析了轴线不对中和角向偏心对花键齿面接触压力的分布影响,基于 Ruiz 微动损伤参数评估了轴线不对中和角向偏心对齿面微动损伤的影响,结合能量耗散模型和临界面 SWT 模型,建立了考虑磨损效应的浮动花键磨损疲劳损伤模型,分析了轴线不对中和角向偏心下齿面的微动疲劳累积损伤分布规律,并预测了浮动花键寿命。结果表明,轴线不对中使各齿面接触分布不均,最危险齿面沿 x 方向 R_{FFDP} 值呈现“抛物线”状,即在齿面两端产生较为严重的微动损伤,且齿面裂纹萌生位置在 $x/L=0$ 处附近。角向偏心使齿面仅在一端边缘接触,最危险齿面 R_{FFDP} 值均沿 x 方向增大,呈现“指数增长”趋势,在 $x/L=1$ 处达到最大,且裂纹萌生位置发生在 $x/L=1$ 处附近。同时,随着轴线不对中或角向偏心量的增大,齿面损伤现象更为明显,磨损疲劳寿命急剧下降。

关键词:浮动渐开线花键;微动磨损;疲劳;Ruiz 损伤参数;接触压力

中图分类号:V232.9;TH117.1

文献标志码:A

文章编号:1000-2758(2022)03-0549-11

浮动渐开线花键广泛应用于大扭矩、高转速的航空动力传输系统中,例如在航空发动机涡轮与压气机之间的动力联接、直升机主减速器行星传动及其与尾传动的动力耦合传递。区别于一般渐开线花键的定心方式,浮动花键齿面之间有间隙,内外齿顶及相邻齿根之间有间隙,并使用与侧隙相匹配的齿廓。这种非定心联接允许在运行过程中花键轴与花键套之间有一定的角向和轴线位移,以此来补偿制造、装配误差以及发动机或直升机启停和变工况运行的稳定性^[1]。

正常情况下,渐开线花键的花键轴和花键套的轴线重合,在同一基圆上形成的齿具有相同的渐开线,此时所有的配对齿廓同时进入啮合,而与键齿的间隙无关。然而,浮动特征的存在使得花键轴与花键套之间有一定的不对中量,此时花键齿的接触状态发生改变,即具有较小侧隙的齿对先啮合,其余齿随侧隙的逐渐增大而依次啮合,直到所有载荷被分配完为止。在运动过程中,相对静止内/外花键齿面

在交变载荷作用下产生接触应力和微幅振动,而微幅振动使得接触齿面产生相对运动,从而引起花键副的微动磨损。这种位置因素、几何因素造成的非正常接触使得载荷传递过程中并非所有的配合齿对都接触,增大了花键齿面服役过程中过早发生磨损或疲劳的风险,大大降低了传动系统的可靠性和服役寿命。

对此,国内外学者展开了一些研究。Leen 等^[2-3]通过实验分析了循环载荷下的花键副低周疲劳、微动疲劳以及微动磨损之间相互作用的疲劳行为。Wavish 等^[4]开发了一种模拟花键微动接触的多轴疲劳实验装置,为分析花键微动疲劳失效行为及寿命预测提供了技术支撑。Ding 等^[5]基于临界面 SWT 损伤准则和 Ruiz 损伤参数,预测并分析了花键副的微动疲劳,建立了考虑花键滑移效应的 SWT 修正模型。薛向珍等^[6-7]在 SWT 预估疲劳寿命基础上引入修正的 Archard 模型,考虑了微动过程中的磨损效应,给出了渐开线花键微动磨损-疲

收稿日期:2021-07-18

基金项目:国家自然科学基金面上项目(51675427)与河南省科技攻关项目(212102210284,212102210588)资助

作者简介:肖立(1998—),西北工业大学博士研究生,主要从事航空传动件摩擦磨损研究。

通信作者:徐颖强(1961—),西北工业大学教授,主要从事航空动力传动及摩擦学研究。e-mail:xuyngqng@nwpu.edu.cn

劳寿命预估方法。为探究浮动特征对花键副的影响,赵广等^[8]建立了不对中花键-转子系统动力学模型,分析了不对中对转子系统的振动特性。Medina 等^[9]基于边界元法分析了角向偏心花键的齿面接触压力和滑移的演化。Hong 等^[10]基于有限元法分析了不对中花键的齿面接触载荷分布。Curà 等结合所开发的角度不对中花键副试验装置^[11],开展了角向不对中花键副齿面载荷特性、微动损伤以及微动磨损预测等^[12-14]方面的实验及理论研究。胡正根和陈元等^[15-16]通过有限元法分析了角向不对中花键的齿面接触应力和相对滑移分布,并探讨了齿面摩擦功和微动损伤参数的分布规律。谭援强和蒋理宽等^[17-18]基于有限元法分析了角向不对中、径向不对中以及角向与径向不对中共同存在下的齿面接触压力及齿间载荷的分布规律,同时结合 Ruiz 损伤参数对一般渐开线花键齿面微动磨损的进行了预测与评估^[19]。胡娟娟等^[20]通过适当的齿廓修鼓减轻了角向不对中花键的齿面应力集中现象,从而改善了齿面接触状况。然而,浮动特征产生的轴线不对中以及角向偏心改变了花键齿面接触状态,对齿面微动磨损及损伤具有明显的影响,对此类花键副的齿面损伤及疲劳寿命预测却鲜有文献提及。

为此,本文建立了浮动花键有限元模型,分析了轴线不对中和角向偏心对花键副接触压力分布的影响规律,基于 Ruiz 损伤参数分析了轴向不对中和角向偏心对齿面 Ruiz 微动损伤参数值的分布,同时基于能量耗散模型和临界面 SWT 模型,建立了考虑磨损效应的花键齿面微动磨损-疲劳模型,分析了轴线不对中和角向偏心对花键齿面的微动磨损疲劳参数的影响,为浮动花键寿命预估提供一定基础。

1 浮动渐开线花键微动损伤及磨损疲劳预测模型

1.1 Ruiz 微动损伤综合参数法

Ruiz 等人在研究燕尾榫结构微动疲劳损伤时首次提出了 Ruiz 准则^[21],即:

$$R_{\text{FFDP}} = \delta \mu p \quad (1)$$

式中: δ 为相对滑移距离; μ 为摩擦系数; p 为接触压力。

该参数描述表面剥离损伤的微动行为,即由粘着引起的微动表面损伤,接触表面的微幅滑移导致

附着物的脱落,最终导致表面剥离。但该参数只能对裂纹位置进行大概预估,不能解释在拉应力和压应力下的裂纹成核倾向。Vidner 等^[22]在 Ruiz 参数的基础上提出了 Ruiz 微动损伤参数,在本文中被用来评估花键齿面的微动损伤,即

$$R_{\text{FFDP}} = \sigma_T \delta \mu p \quad (2)$$

式中, σ_T 为切向拉应力。 R_{FFDP} 参数将微动疲劳简化为单轴疲劳,认为疲劳裂纹的扩展是由切向正应力决定,并在 R_{FFDP} 值最大处裂纹开始萌生。

1.2 考虑磨损效应的花键副临界面 SWT 疲劳损伤模型

1.2.1 基于能量耗散的浮动花键微动磨损模型

工程上, Archard 粘着模型^[23]和能量模型^[24]被广泛用来预测微动磨损过程。然而 Archard 模型无法考虑接触表面摩擦因素的变化对磨损过程的影响。考虑到花键副磨损过程中齿面接触几何变化的复杂性和不确定性,基于能量观点将花键材料的磨损看作能量的消耗与转化,进而不受齿面滑移幅值和摩擦因数变化的影响,使得齿面磨损预估更准确。

能耗法定义磨损量与磨损体积之间关系为

$$V = \alpha \sum E_d \quad (3)$$

式中: V 为磨损体积; α 为能量耗散系数; E_d 为接触表面的摩擦能密度,在不考虑能量损失的情况下,摩擦能密度等效于在相对滑移 δ 上剪切力 Q 所做的摩擦功,即: $E_d = Q \cdot \delta$ 。

在有限元模拟中,接触面上材料的迁移或去除的磨损模拟是通过局部接触域的节点坐标移动实现的。局部接触节点(x)在特定时间 t 的增量磨损深度 $\Delta h(x, t)$ 可以计算为

$$\Delta h(x, t) = \alpha_s q(x, t) \Delta s(x, t) \Delta N \quad (4)$$

式中: α_s 是局部摩擦能量系数; $q(x, t)$ 和 $\Delta s(x, t)$ 分别是在特定接触节点 x 和时间 t 处的切应力和增量滑移,其中增量滑移可通过相对轴向滑移增量 $s_1(x, t)$ 和相对切向滑移增量 $s_2(x, t)$ 表示 $\Delta s(x, t) = \sqrt{s_1^2(x, t) + s_2^2(x, t)}$ 。实际的微动现象通常耗时较长,本文使用固定的循环跳步数 ΔN 来减少磨损模拟的计算量,从而缩短模拟时间,降低计算成本^[25]。

微动磨损的模拟是基于 Abaqus 二次开发完成的,通过 Fortran 语言编写的 Umeshmotion 子程序提取齿面上接触点的剪切力、相对滑移等参数,依据上述修正的耗散能量磨损模型(见公式(4))计算出每一载荷循环下的磨损增量。花键齿面的接触几何变

化是通过任意的拉格朗日 - 欧拉 (arbitrary Lagrangian-Eulerian, ALE) 自适应网格技术来实现依赖于磨损增量变化的节点坐标更新。

1.2.2 临界面 SWT 疲劳损伤模型

常见的描述材料的多轴疲劳损伤主要有应力 (应变) 法^[26]、能量法^[27] 以及临界平面法^[28] 等, 其中临界平面法定义裂纹总是沿着特定平面萌生并扩展, 也就是说, 裂纹扩展的方向和速度取决于临界面上的损伤参数, 通过选择临界平面上的应力或应变分量作为疲劳损伤参数从而建立疲劳寿命模型来预测材料的疲劳寿命。目前, Fatemi-Socie (F-S) 模型^[29] 和 SWT 模型^[30] 被广泛用于描述微动过程的裂纹成核位置、传播方向和疲劳寿命。其中, F-S 模型认为临界平面上的剪切应变主导裂纹萌生, 最大法向应力驱动裂纹的扩展。然而, 参考文献^[31] 指出, 微动引起的花键疲劳损伤主要为拉伸裂纹破坏 (I 型裂纹)。因此, 取决于临界平面的法向应力和应变的 SWT 模型被选择来描述浮动花键的疲劳行为, 其以最大法向应变幅值的平面为临界面, 损伤参数包括最大主应变幅值和最大主应变垂直面的最大法向应力, 即

$$F_{\text{SWT}} = \sigma_{n,\max} \frac{\Delta \varepsilon_n}{2} = \frac{\sigma_f'^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \varepsilon_f' (2N_f)^{b+c} \quad (5)$$

式中: $\Delta \varepsilon_n$ 为临界面上的最大正应变范围; $\sigma_{n,\max}$ 为该平面上的最大正应力; σ_f' 是疲劳强度系数; ε_f' 是疲劳延性系数; E 是弹性模量; b 和 c 是疲劳强度指数和疲劳延性指数。

微动磨损引起的材料去除和迁移对花键齿面接触区域中的应力重新分布具有重大影响, 通过疲劳损伤的累积更合理地描述这种应力场随循环载荷变化而变化情况下的损伤。通常用于描述线性疲劳累积的 Palmgren-Miner (P-M) 准则被修改为

$$D = \sum \Delta D^i = \sum_{i=1}^N (\Delta N / N_f^i) \quad (6)$$

式中: D 为微动疲劳累积损伤值; ΔD_i 是在微动状态 i 下的损伤值; N_f^i 为在微动状态 i 下预测的寿命。由 Miner 疲劳理论可知, 当损伤累积值 $D > 1$ 时发生裂纹成核, 即发生疲劳破坏。

在有限元中, 累积损伤是基于每个微动循环中单元积分点处的应力和应变来计算的。然而由 ALE 技术驱动以实现消除材料磨损的网格更新可

能会导致前后微动循环的单元积分点位置不一致, 从而可能产生错误的累积损坏。使用 Madge 等^[32] 提出的材料点网格 (MPM) 方法来解决这个问题。其定义了独立于有限元网格的固定节点坐标, 并结合了线性插值计算 MPM 中节点累积损坏来消除已移除的节点, 从而考虑了磨损对累积疲劳损伤的影响。因此, 所建立的考虑磨损效应的浮动花键副微动疲劳预测流程如图 1 所示。

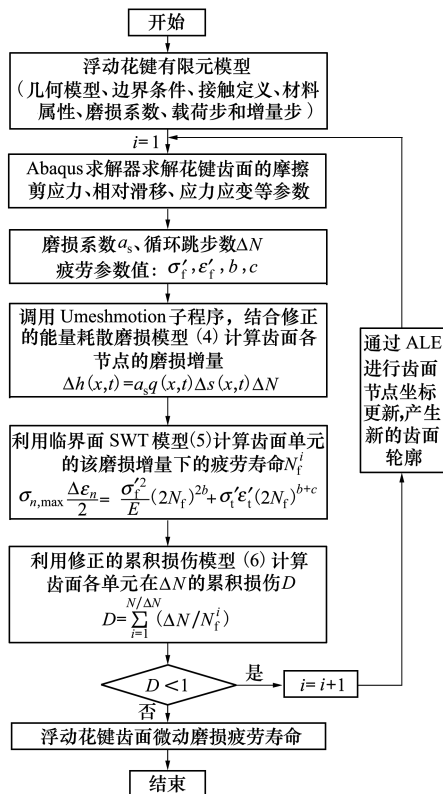


图 1 考虑磨损效应的浮动花键齿面微动疲劳预测模型

2 浮动渐开线花键副的齿面接触分析

2.1 浮动渐开线花键副有限元模型

浮动花键副的键齿啮合类型如图 2 所示, 主要包括对中、轴线不对中和角向偏心 3 种, 定义花键副的全局坐标系为 $O-XYZ$, 内、外花键副坐标系分别为 $O-X_m Y_m Z_m$ 和 $O-X_n Y_n Z_n$ 。为便于说明不对中对每个齿面的接触载荷分配的影响, 对外花键键齿按图 2a) 进行编号。同时轴线偏移量 e 、角向偏心量 β 分别按图 2b) 进行调整。本文选用的花键副材料为航空高强度钢 18CrNi4A, 弹性模量 $E = 210 \text{ GPa}$, 泊松比 $\nu = 0.3$, 密度 $\rho = 7\,800 \text{ kg/m}^3$, 花键副的几何参数如表 1 所示。

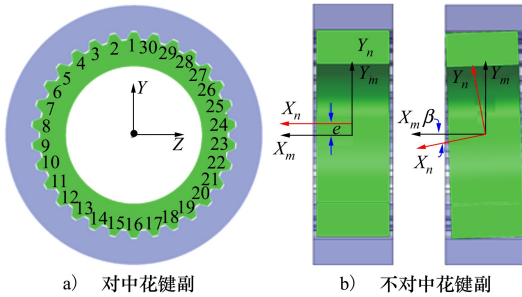


图2 浮动花键副啮合类型

表1 花键副几何参数

参数	数值
齿数 z	30
模数 m/mm	2.5
压力角 $\alpha/(\text{°})$	30
键长 L/mm	27.5
外花键孔径 D_0/mm	52
内花键轴径 D_1/mm	98

通过有限元进行接触分析,建立的花键副全齿啮合模型如图3所示。角向偏心下的内花键的轴线(黑色虚线)与外花键的轴线(红色虚线)存在一定的轴夹角。 L 表示齿宽, a 表示啮合面高度,为便于描述齿面位置,定义齿面上任意一点沿轴向距齿端的距离为 x ,齿廓方向任意一点与啮合面起点距离为 y 。在有限元模型中,采用结构化网格方式,定义单元类型为C3D8R,且对花键的齿面进行网格密化,整个模型共计338 400个网格,其中花键齿细划分了288 000个网格单元,划分结果如图3b)所示。主-从面接触算法用于定义花键齿的接触对,其中选择内花键齿面为“主面”,外花键齿面为“从面”,并在接触属性中选择切向行为为各向同性的库伦摩擦,摩擦因数设置为0.28,法向行为设置为“硬”接触,采用有限滑移算法。施加边界条件时,将内、外花键除绕轴旋转外的其余5个自由度全部约束,外花键施加转速,而内花键施加反方向的负载扭矩,并将负载由内花键传递到外花键。考虑到航空传动变工况、多激励的载荷特征,假设花键传递载荷以简谐波形式进行变化,即

$$T(t) = k_v T_m [1 + \varepsilon \cos(\omega_n t + \phi)] \quad (6)$$

式中: k_v 为动载系数; T_m 为平均传递扭矩; ε 为输出扭矩幅值波动系数; ω_n 为啮合频率; ϕ 为啮合相位角。

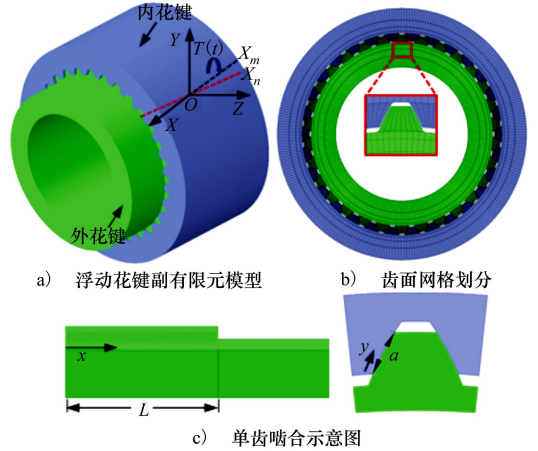


图3 浮动花键有限元模型

2.2 轴线不对中下的齿面接触压力分布

图4为平均传递扭矩为3 000 N·m时的3种轴线不对中量下各齿面最大接触应力云图,齿面接触状态分布与文献[16]基本一致。在轴线不对中 $e=0.01$ mm时,花键各齿面最大接触应力的变化较为平缓,最大接触应力波动幅值为16.9 MPa,且各齿面分担有载荷。在轴线不对中 $e=0.03$ mm时,花键各齿面最大接触应力分配较为不均,最大接触应力波动为50.8 MPa,而第8~12号齿齿面最大接触应力较小,第24号齿附近的各齿面承受较大的接触应力。在轴线不对中 $e=0.06$ mm时,花键各齿面最大接触应力分配较为不均,最大接触应力波动为97.5 MPa,且第7~13号齿几乎不承受载荷,而24号齿附近各齿齿面亦承受较大接触应力。随着轴线不对中的增大,各齿面最大接触应力分布更为不均,即齿面接触承载状态更为恶劣。

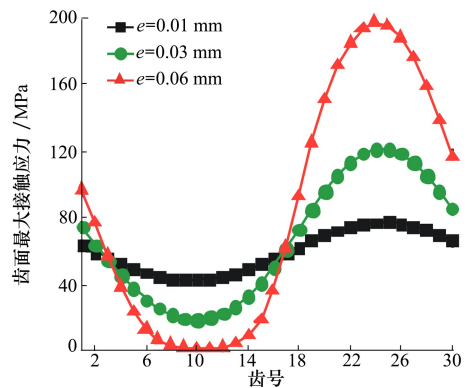


图4 不同轴线不对中下的花键各齿面最大接触应力

图5为3种不同轴线不对中量下的第24号齿的齿面不同位置处的接触应力分布。在图5a)中,

相较于 $e = 0.01 \text{ mm}$ 的齿面齿顶接触应力, $e = 0.03 \text{ mm}$ 和 $e = 0.06 \text{ mm}$ 的花键齿顶最大接触应力分别高出 49.7% 和 129.9%。在齿中位置(见图 5b)) 处,相较于 $e = 0.01 \text{ mm}$ 齿面接触应力, $e = 0.03 \text{ mm}$ 和 $e = 0.06 \text{ mm}$ 的花键齿中最大接触应力分别高出 50% 和 128.6%。而在图 5c) 的齿根位置处,较于 $e = 0.01 \text{ mm}$ 齿面接触应力, $e = 0.03 \text{ mm}$ 和 $e = 0.06 \text{ mm}$

的花键齿根最大接触应力分别高出 65.2% 和 167.7%。同时 3 种不同轴线不对中花键均在两端处存在应力集中现象,即 $x/L = 0$ 和 $x/L = 1$ 处出现较大的接触应力,且轴线不对中量越大,齿面接触应力越大。轴线不对中的存在,使得花键齿面承载变得更为严重,进而有可能加剧齿面的磨损或损伤进程,使得花键过早发生失效。

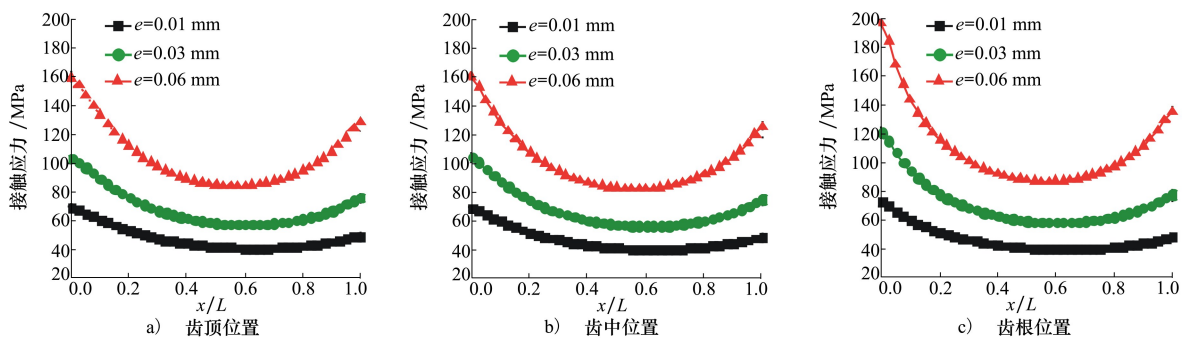


图 5 轴线不对中下的齿面沿轴向不同位置接触应力分布

图 6 分析了第 24 号齿在 $x/L = 0$ 处, 3 种不同轴线不对中花键沿齿高方向的接触应力分布。沿齿高方向,齿面接触应力先增大,并在齿根位置 $y/a = 0.08$ 处达到最大,之后沿齿高方向缓慢减小。同时,相较于 $e = 0.01 \text{ mm}$ 的花键齿面接触应力, $e = 0.03 \text{ mm}$ 和 $e = 0.06 \text{ mm}$ 的花键 $y/a = 0.08$ 与 $y/a = 1$ 的接触应力变化幅值分别高出 325.2% 和 804.3%,说明随着轴线不对中量的增大,花键沿齿高位置的接触应力变化趋势更为明显。

应力(10,25 号齿),其中在第 10 号齿处的最大接触应力值大于第 25 号齿的最大接触应力值。在 $\beta = 0.06^\circ$ 时,花键各齿齿面最大接触应力波动较为平缓,波动幅值为 37.5 MPa。在 $\beta = 0.10^\circ$ 时,花键各齿齿面最大接触应力波动幅值为 74.6 MPa。在 $\beta = 0.20^\circ$ 时,花键各齿齿面最大接触应力波动较为明显,波动幅值达 178.5 MPa。且在传递相同载荷的条件下,角向偏心越大,各齿面最大接触应力较大,即角向偏心的增大使得花键各齿面有效接触面积变小,进而在齿面产生的应力集中效应更为明显。

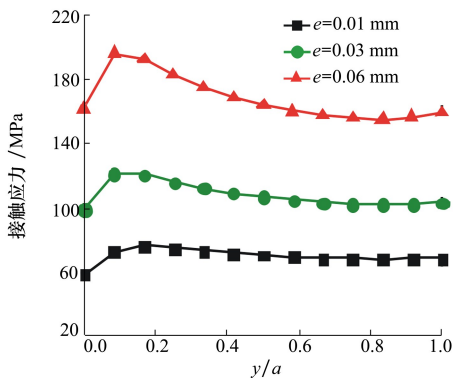


图 6 轴线不对中下的花键齿沿齿高方向接触应力

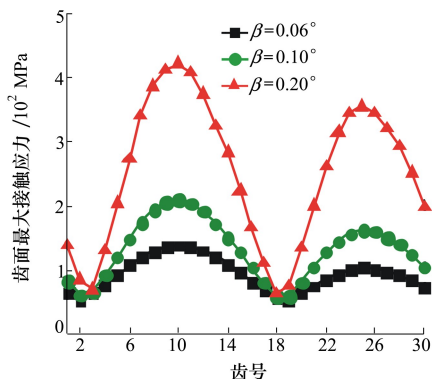


图 7 不同角向偏心下的花键各齿面最大接触应力

2.3 角向偏心的齿面接触压力分布

图 7 为 3 种角向偏心下的各齿面最大接触应力云图分布,其各齿面的接触应力分布与文献[16]基本吻合。不同角向偏心下的花键出现 2 个峰值接触

图 8 为是 3 种不同角向偏心下的第 10 号齿和第 25 号齿的齿面齿根位置沿轴向接触应力分布。由图可知,角向偏心的存在使得不同齿的接触状态

发生了变化。在 10 号齿面上 $x/L=0$ 处几乎没有发生接触,接触应力从 $x/L=0$ 处到 $x/L=1$ 处逐渐增大,且在 $x/L=1$ 处达到最大。在 $x/L=0\sim 0.725$ 处,花键齿面接触应力随角向偏心量的增大而减小,而在 $x/L=0.725\sim 1$ 处,齿面接触应力随角向偏心量的增大而增大。同时齿面沿轴向的接触应力增长率随角向偏心量的增大而增大。而 25 号齿的齿面接触应力在 $x/L=0$ 处为最大,从 $x/L=0$ 到 $x/L=1$ 齿面接触应力逐渐减小,且在 $x/L=1$ 处齿面几乎不发生接触。在 $x/L=0\sim 0.275$ 处,角向偏心量越大,花键齿面接触应力越大,而在 $x/L=0.275\sim 1$ 处,齿面接触应力随着角向偏心量的增大而减小。同时,齿面沿轴向的接触应力下降率随角向偏心量的增大而增大。角向不对中的存在改变了齿面的接触状态,使得花键齿仅在一端发生接触,且随着角向偏心量的增大,齿面接触应力集中现象更为明显,加剧了花键的边缘接触效应。

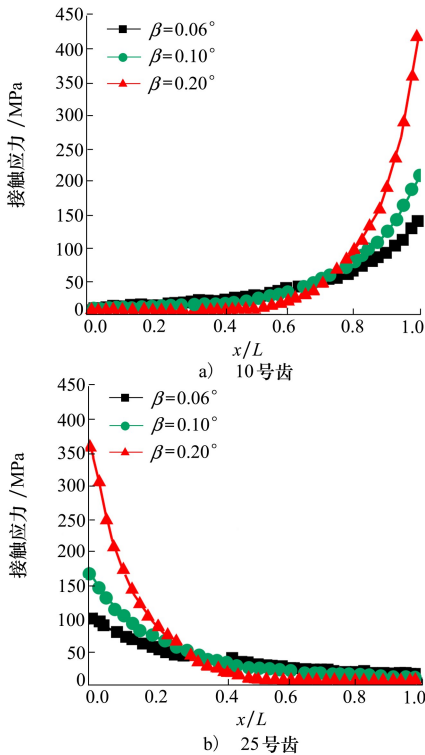


图 8 角向偏心下的齿面沿轴向不同位置接触应力分布

图 9 为 3 种不同角向偏心下的花键第 10 号齿在 $x/L=1$ 处沿齿高方向的接触应力分布。由图可知,在 $y/a=0\sim 0.08$ 处,齿面接触应力急剧增大,且在 $y/a=0.08$ 处达到齿面最大接触应力。在 $y/a=0.08\sim 0.75$ 处,齿面接触应力缓慢减小,之后 $y/a=$

0.75 ~ 1 处齿面接触应力又呈小幅上升趋势。同时随着角向偏心量的增大,这种变化趋势更加明显。角向偏心的存在加剧了齿面接触不均现象,使得承载边缘化效应更加严重,而这对花键的使用和维护是极为不利的。

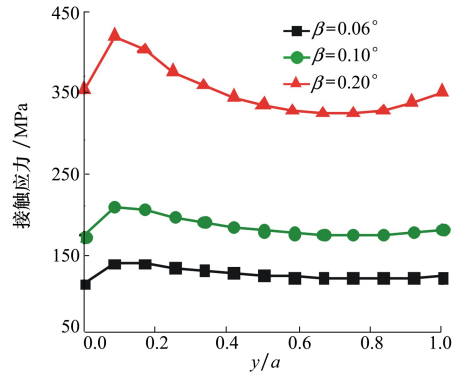


图 9 不同角向偏心下的花键齿沿齿高方向接触应力分布

3 浮动渐开线花键的齿面微动损伤及磨损疲劳

3.1 基于 Ruiz 损伤参数的浮动花键齿面损伤

图 10 为 3 种轴线不对中量下的花键各齿面最大 Ruiz 微动损伤参数 R_{FFDP} 值的分布。可以发现,在 3~19 号齿附近齿面最大 R_{FFDP} 值较小,且随着轴线不对中量的增大,该处齿面最大 R_{FFDP} 值降低,主要是由于该处的齿面接触承载随着轴线不对中的增大而减小,且 $e=0.06$ mm 花键的部分齿面几乎不承载,因此齿面微动损伤程度较小。而第 24~28 号齿附近的齿面存在较大的 R_{FFDP} 值分布,且最大 R_{FFDP} 值出现在 26 号齿面上,这与最大接触应力发生在 24 号齿面(见图 4)有些差异,主要是由于该处齿面相对滑移较大。同时,相较于 $e=0.01$ mm 齿面, $e=$

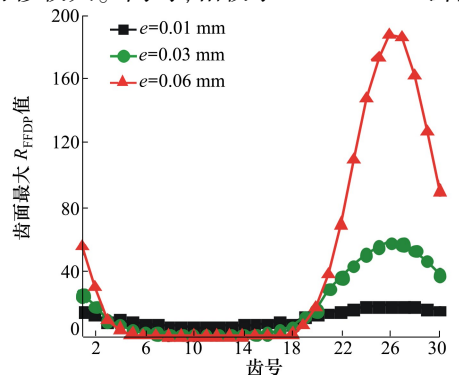


图 10 不同轴线不对中量的花键各齿面最大 R_{FFDP} 分布

0.03 mm和 $e=0.06$ mm 齿面最大 R_{FFDP} 值分别高出203.9%和870.7%,说明轴线不对中量的增加,明显增大了键齿面的微动损伤程度。

图11为3种不同轴线不对中下的第26号齿齿面Ruiz损伤参数分布。3种不同的轴线不对中量的花键齿面沿 x 方向 R_{FFDP} 值呈现“抛物线”状,即在齿面两端的可能产生较为严重的微动损伤,且 $x/L=0$ 处的 R_{FFDP} 值始终比 $x/L=1$ 处大。同时,在 $x/L=0$ 处沿 y 方向 R_{FFDP} 值也呈现“抛物线”状,即在 $(x/L=0, y/a=0.16)$ 和 $(x/L=0, y/a=1)$ 处存在2个 R_{FFDP}

峰值。图11a)中, $e=0.01$ mm的花键齿面在 $(x/L=0, y/a=0.16)$ 的 R_{FFDP} 值比 $(x/L=0, y/a=1)$ 处高出2.3%, $e=0.03$ mm的花键齿面(见图11b))在 $(x/L=0, y/a=0.16)$ 的 R_{FFDP} 值比 $(x/L=0, y/a=1)$ 处高出10.9%,而 $e=0.06$ mm的花键齿面(见图11c))在 $(x/L=0, y/a=0.16)$ 的 R_{FFDP} 值比 $(x/L=0, y/a=1)$ 处高出约23.1%。随着轴线不对中量的增大,齿面最大损伤参数越大,说明轴线不对中的增加,明显增大了键齿面的微动损伤程度。

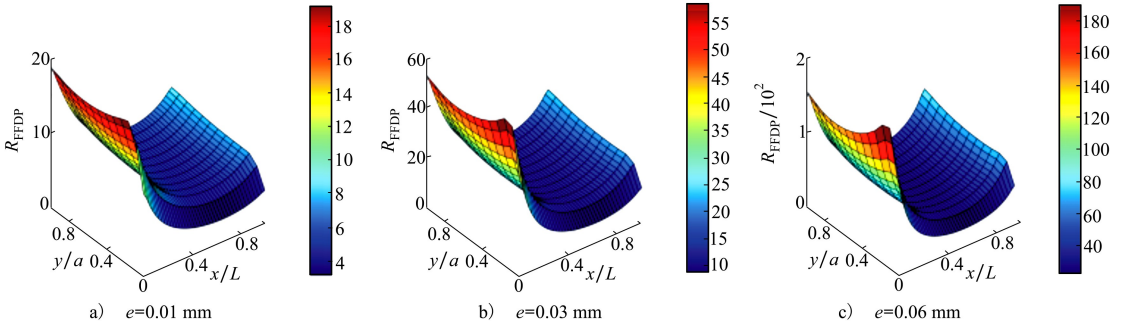


图11 不同轴线不对中下的齿面 R_{FFDP} 参数分布

图12为3种角向偏心下的花键各齿面最大Ruiz微动损伤参数 R_{FFDP} 值的分布。可以发现,各齿面最大 R_{FFDP} 值的分布与齿面最大接触应力分布(见

图7)较为相似,均呈“双峰”状分布。随着角向偏心量增大,两 R_{FFDP} 峰值差分别为30.5,71.42和224.0。同时,相较于 $\beta=0.06^\circ$ 的齿面, $\beta=0.10^\circ$ 和 $\beta=0.20^\circ$ 的齿面最大 R_{FFDP} 值分别高出约167.2%和971.3%,说明角向偏心的增大加剧了齿面的微动损伤程度。

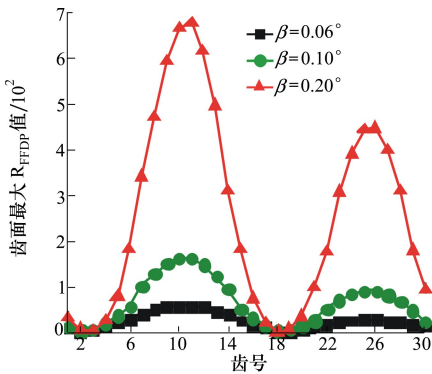


图12 不同角向偏心量的花键各齿面最大 R_{FFDP} 分布

图13为3种不同角向偏心下的第10号花键齿齿面Ruiz损伤参数分布。可以明显看出,3种角向偏心的齿面的 R_{FFDP} 值均沿 x 方向增大,呈现“指数增长”趋势,并在 $x/L=1$ 处达到最大。同时,齿面在 $x/L=1$ 处的 R_{FFDP} 值呈现“抛物线”状,在 $(x/L=1, y/a=0.16)$ 和 $(x/L=1, y/a=1)$ 出现2个峰值,且 $(x/L=1, y/a=0.16)$ 为齿面最大 R_{FFDP} 值处。其中, $\beta=0.06^\circ$ 的花键齿面在 $(x/L=1, y/a=0.16)$ 的 R_{FFDP} 值比 $(x/L=1, y/a=1)$ 处高出6.9%, $\beta=0.10^\circ$

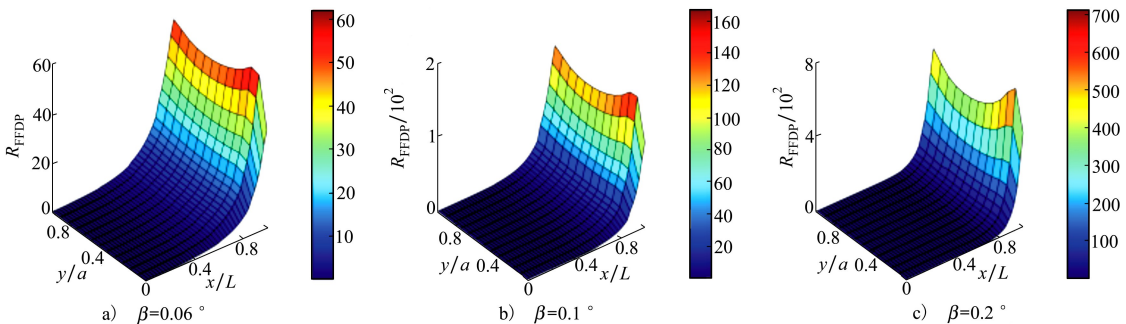


图13 不同角向偏心下的齿面 R_{FFDP} 参数分布

的花键齿面在 $(x/L = 1, y/a = 0.16)$ 的 R_{FFDP} 值比 $(x/L = 1, y/a = 1)$ 处高出约 10.6%, $\beta = 0.20^\circ$ 的花键齿面在 $(x/L = 1, y/a = 0.16)$ 的 R_{FFDP} 值比 $(x/L = 1, y/a = 1)$ 处高出约 20.8%。相较于 $\beta = 0.06^\circ$ 的齿面, $\beta = 0.10^\circ$ 和 $\beta = 0.20^\circ$ 的齿面最大 R_{FFDP} 值分别高出约 169.1% 和 1048.7%。角向偏心的存在可能使得花键齿在一端发生微动损伤, 且其对齿面的微动损伤影响可能更为明显。

3.2 浮动花键微动磨损-疲劳寿命预测

基于 1.2 节的所提出的预测模型, 计算得到不同轴线不对中花键齿面疲劳累积损伤分布如图 14 所示。可以发现, $x/L = 0$ 处存在齿面最大疲劳累积损伤, 即存在明显的应力集中现象。随着载荷循环的增大, 齿面累积损伤逐渐增大, 而累积微动损伤增

长率却反而降低, 说明磨损效应能抑制疲劳裂纹的萌生和扩展。轴线不对中量为 $e = 0.01$ mm 花键齿面随 x/L 增大, 齿面累积损伤 D 逐渐降低, 在 $x/L = 0$ 处基本没发生损伤。 $e = 0.03$ mm 的花键齿面随 x/L 增大, 齿面累积损伤 D 先逐渐降低, 并在 $x/L = 1$ 附近有上升的趋势。而 $e = 0.06$ mm 的花键齿面随 x/L 增大, 齿面累积损伤 D 先逐渐降低, 并在 $x/L = 1$ 附近有小幅增大。 $e = 0.06$ mm 的花键在载荷循环 $N = 98\ 000$ 时, 齿面最大累积损伤值接近于 1, 即发裂纹萌生。而此时, $e = 0.01$ mm 和 $e = 0.03$ mm 花键齿面最大累积损伤值分别低出约 99.1% 和 91.1%。说明轴线不对中的增大, 加剧了花键磨损疲劳损伤进程, 不利于花键的实际服役耐久性的提高。

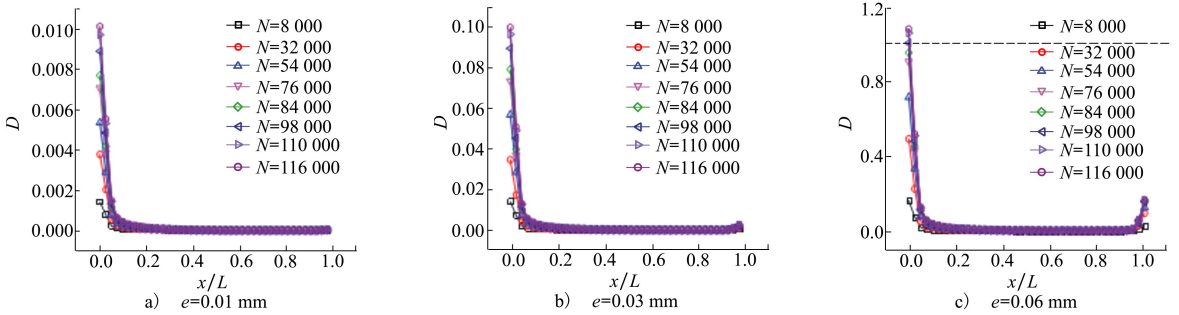


图 14 不同轴向不对中量的齿面疲劳累积损伤分布

同理, 不同角向偏心花键齿面疲劳累积损伤分布如图 15 所示。不同于轴线不对中花键, x/L 在 0 ~ 0.9 附近的齿面损伤值基本接近于 0, 即不存在损伤, 而在 $x/L = 1$ 处齿面累积损伤值最大, 即存在明显的应力集中现象, 这与角向偏心花键齿面的局部边缘接触有关。随着载荷循环的增大, 齿面累积损伤值增大, 而累积损伤增长率却反而降低, 这同样说

明齿面磨损能抑制疲劳裂纹的萌生和扩展进程。同时, $\beta = 0.06^\circ$ 和 $\beta = 0.1^\circ$ 花键在 $N = 144\ 000$ 次载荷循环下的最大损伤累积值分别为 0.030 65 和 0.171 24, 而 $\beta = 0.2^\circ$ 花键在载荷循环 $N = 20\ 000$ 次附近齿面最大累积损伤就已接近于 1, 说明角向偏心亦促进齿面的疲劳裂纹萌生。

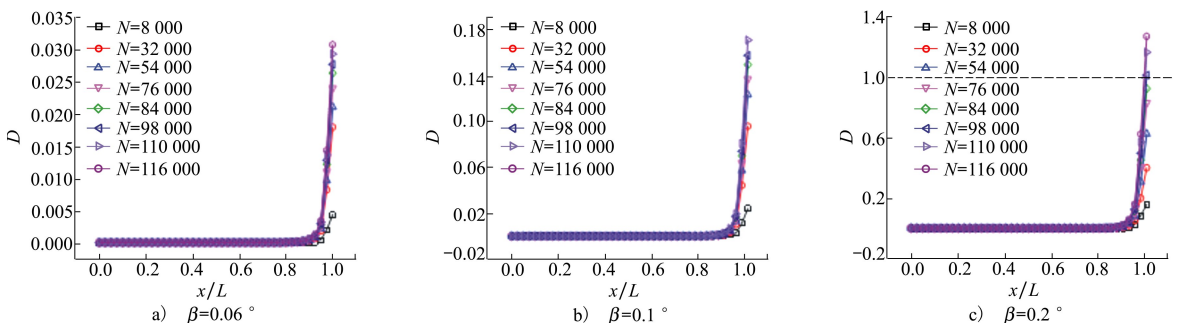


图 15 不同角向偏心量的齿面疲劳累积损伤分布

表2为不同不对中参量的花键齿面磨损疲劳寿命预测,可以发现轴线不对中花键齿面裂纹萌生位置在 $x/L=0$ 处附近,而角向偏心花键齿面的裂纹萌生位置发生在 $x/L=1$ 处附近,且随着轴线不对中或角向偏心量的增大,齿面磨损疲劳寿命急剧下降。

表2 浮动花键副预估寿命

不对中参数	萌生位置/(x/L)	预测寿命/次
$e=0.01$ mm	0	1.12×10^7
$e=0.03$ mm	0	5.55×10^6
$e=0.06$ mm	0	97 762
$\beta=0.06^\circ$	1	7.06×10^6
$\beta=0.1^\circ$	1	1.62×10^6
$\beta=0.2^\circ$	1	19 845

4 结 论

1) 轴线不对中使得各齿面接触分布不均,部分齿承载较大载荷,而部分齿几乎不承载。而角向偏心的存在改变了齿面的接触状态,使得花键齿仅在一端发生边缘接触效应。且随着不多中和偏心量的增大,这种现象更为明显。

2) 轴线不对中量的最危险花键齿面沿 x 方向 R_{FFDP} 值呈现“抛物线”状,即在齿面两端可能产生较为严重的微动损伤,而角向偏心最危险齿面 R_{FFDP} 值均沿 x 方向增大,呈现“指数增长”趋势,并在 $x/L=1$ 处达到最大。

3) 轴线不对中花键齿面裂纹萌生位置在 $x/L=0$ 处附近,而角向偏心花键齿面的裂纹萌生位置发生在 $x/L=1$ 处附近,且随着轴线不对中或角向偏心量的增大,齿面磨损疲劳寿命急剧下降。

参考文献:

- [1] CURÀ F, MURA A. Theoretical and numerical evaluation of tilting moment in crowned teeth splined couplings[J]. Meccanica, 2018, 53(1): 413-424
- [2] LEEN S B, HYDE T H, RATSIMBA C H H, et al. An investigation of the fatigue and fretting performance of a representative aero-engine spline coupling[J]. The Journal of Strain Analysis for Engineering Design, 2002, 37(6): 565-583
- [3] LEEN S B, MCCOLL I R, RATSIMBA C H H, et al. Fatigue life prediction for a barrelled spline coupling under torque overload[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2003, 217(3): 123-142
- [4] WAVISH P M, HOUGHTON D, DING J, et al. A multiaxial fretting fatigue test for spline coupling contact[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2009, 32(4): 325-345
- [5] DING J, SUM W S, SABESAN R, et al. Fretting fatigue predictions in a complex coupling[J]. International Journal of Fatigue, 2007, 29(7): 1229-1244
- [6] 薛向珍, 王三民, 袁茹. 渐开线花键副微动磨损疲劳寿命预估[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2016, 48(1): 141-145
XUE Xiangzhen, WANG Sanmin, YUAN Ru. Fretting wear-fatigue predictions in a spline couplings[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2016, 48(1): 141-145 (in Chinese)
- [7] XUE X, HUO Q, HONG L. Fretting wear-fatigue life prediction for aero-engine's involute spline couplings based on abaqus[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2019, 32(6): 04019081
- [8] 赵广, 刘占生, 叶建槐, 等. 转子-不对中花键联轴器系统动力学特性研究[J]. 振动与冲击, 2009, 28(3): 78-82
ZHAO Guang, LIU Zhansheng, YE Jianhuai, et al. Dynamic behavior of a rotor-misaligned spline coupling system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(3): 78-82 (in Chinese)
- [9] MEDINA S, OLIVER A V. An analysis of misaligned spline couplings[J]. Journal of Engineering Tribology, 2002, 216(5): 269-278
- [10] HONG J, TALBOT D, KAHRAMAN A. Load distribution analysis of clearance-fit spline joints using finite elements[J]. Mechanism and Machine Theory, 2014, 74: 42-57
- [11] CUFFARO V, CURÀ F, MURA A. Test rig for spline couplings working in misaligned conditions[J]. Journal of Tribology, 2014, 136(1): 1-7
- [12] CURA F, MURA A, GRAVINA M. Load distribution in spline coupling teeth with parallel offset misalignment[J]. Journal of

- Mechanical Engineering Science, 2013, 227(10): 2195-2205
- [13] CURÀ F, MURA A, ADAMO F. Fatigue damage in spline couplings: numerical simulations and experimental validation[J]. Procedia Structural Integrity, 2017, 5: 1326-1333
- [14] QURESHI W, CURA F, MURA A. Prediction of fretting wear in aero-engine spline couplings made of 42CrMo4[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2017, 231(24): 4684-4692
- [15] 胡正根. 航空渐开线花键副微动损伤研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2013
HU Zhenggen. Research on fretting damage of aviation involute spline pair[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2013 (in Chinese)
- [16] 陈元, 朱如鹏, 靳广虎. 航空渐开线花键副齿面摩擦功分析[J]. 机械传动, 2015, 39(8): 119-121
CHEN Yuan, ZHU Rupeng, JIN Guanghu. Friction work analysis on tooth surface of aviation involute spline pair[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2015, 39(8): 119-121 (in Chinese)
- [17] 谭援强, 胡检发, 姜胜强, 等. 基于有限元法渐开线花键副不对中载荷分布研究[J]. 机械传动, 2016, 40(9): 110-113
TAN Yuanqiang, HU Jianfa, JIANG Shengqiang, et al. Research of misaligned load distribution of involute spline pair based on finite element method[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2016, 40(9): 110-113 (in Chinese)
- [18] 蒋理宽. 浮动渐开线花键副微动磨损研究[D]. 湘潭: 湘潭大学, 2018
JIANG Likuan. Research on fretting wear of floating in-volute spline pair[D]. Xiangtan: Xiangtan University, 2018 (in Chinese)
- [19] 谭援强, 蒋理宽, 姜胜强, 等. 渐开线花键副微动摩擦接触分析[J]. 机械工程学报, 2018, 54(7): 123-130
TAN Yuanqiang, JIANG Likuan, JIANG Shengqiang, et al. The fretting frictional contact analysis of involute spline coupling [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(7): 123-130 (in Chinese)
- [20] 胡娟娟, 胡检发, 谭援强, 等. 渐开线花键副齿廓修形研究[J]. 机械强度, 2018, 40(1): 138-144
HU Juanjuan, HU Jianfa, TAN Yuanqiang, et al. Research on profile modification of involute spline coupling[J]. Mechanical Strength, 2018, 40(1): 138-144 (in Chinese)
- [21] RUIZ C, BODDINGTON P H B, CHEN K C. An investigation of fatigue and fretting in a dovetail joint[J]. Experimental Mechanics, 1984, 24(3): 208-217
- [22] VIDNER J, LEIDICH E. Enhanced Ruiz criterion for the evaluation of crack initiation in contact subjected to fretting fatigue[J]. International Journal of Fatigue, 2007, 29(9/10/11): 2040-2049
- [23] ARCHARD J F. Contact and rubbing of flat surfaces[J]. Journal of Applied Physics, 1953, 24(8): 981-988
- [24] SAUGER E, FOUVRY S, PONSONNET L, et al. Tribologically transformed structure in fretting[J]. Wear, 2000, 245(1/2): 39-52
- [25] DING J, LEEN S B, WILLIAMS E J, et al. Finite element simulation of fretting wear-fatigue interaction in spline couplings[J]. Tribology-Materials, Surfaces & Interfaces, 2008, 2(1): 10-24
- [26] NIE H, LUAN S. Biaxial stress fatigue life prediction by the local strain method[J]. International Journal of Fatigue, 1997, 6(19): 517-522
- [27] SHOKRIEH M M, TAHERI-BEHROOZ F. A unified fatigue life model based on energy method[J]. Composite Structures, 2006, 75(1/2/3/4): 444-450
- [28] PAPADOPOULOS I V, DAVOLI P, GORLA C, et al. A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals [J]. International Journal of Fatigue, 1997, 19(3): 219-235
- [29] FATEMI A, SOCIE D F. A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 1988, 11(3): 149-165
- [30] SMITH K N, WATSON P, TOPPER T H. A stress-strain function for the fatigue of metals[J]. Journal of Materials, 1970, 5: 767-778
- [31] RATSIMBA C H H, MCCOLL I R, WILLIAMS E J, et al. Measurement, analysis and prediction of fretting wear damage in a representative aeroengine spline coupling[J]. Wear, 2004, 257(11): 1193-1206
- [32] MADGE J J, LEEN S B, MCCOLL I R, et al. Contact evolution based prediction of fretting fatigue life: effect of slip amplitude [J]. Wear, 2007, 262(9/10): 1159-1170

Prediction of fretting damage and wear fatigue of floating involute spline couplings

XIAO Li, XU Yingqiang, CHEN Zhiyong, SUN Xiewen, XU Hao

(School of Mechanical Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: In this paper, a finite element model of the floating spline pair is first established, and the distribution of the contact pressure on the tooth surface of the spline with the axis and angular misalignment is analyzed. Then, the effects of axial misalignment and angular eccentricity on tooth fretting damage were evaluated, based on Ruiz fretting damage parameters. Finally, a floating spline wear fatigue damage model considering the wear effect is established based on the energy dissipation and critical plane SWT model, and the fretting fatigue cumulative damage distribution and life of the tooth surface under axial and angular misalignment are analyzed and evaluated. The results show that the misalignment of the axis makes the contact pressure distribution of each tooth uneven, and the R_{FFDP} value of the most dangerous tooth is parabolic along the x direction, that is, serious fretting damage may occur at both ends of the tooth surface, and the crack initiation position on the tooth occurs near $x/L=0$. The angular misalignment makes the tooth contact only at one end edge, and the R_{FFDP} value of the most dangerous tooth increases along the x direction, showing an exponential growth trend, reaching the maximum at $x/L=1$, and the crack initiation position occurs at near $x/L=1$. With the increase of axis or angular misalignment, the damage phenomenon of the floating spline tooth surface becomes more obvious, and the wear-fatigue life decreases sharply.

Keywords: floating involute spline; fretting damage; Ruiz damage parameters; SWT; contact pressure

引用格式:肖立, 徐颖强, 陈智勇, 等. 浮动渐开线花键微动损伤及磨损疲劳预测[J]. 西北工业大学学报, 2022, 40(3): 549-559

XIAO Li, XU Yingqiang, CHEN Zhiyong, et al. Prediction of fretting damage and wear fatigue of floating involute spline couplings[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2022, 40(3): 549-559 (in Chinese)