

DOI: 10.7652/xjtuxb201807019

盘式拉杆转子非连续摩擦接触界面 功能失效机理研究

何红^{1,2}, 徐自力^{1,2}, 王存俊^{1,2}, 仲继泽^{1,2}

(1. 西安交通大学机械结构强度与振动国家重点实验室, 710049, 西安;

2. 西安交通大学航天航空学院, 710049, 西安)

摘要: 盘式拉杆转子的轮盘间采用非连续界面连接,当界面由于大载荷作用或者拉杆松弛发生滑移或脱开时,会导致转子无法正常工作,甚至发生严重事故。为此,采用三维接触有限元法,计算了不同预紧力下复杂载荷作用时拉杆转子非连续界面的接触状态、应力和变形,分析了拉杆转子非连续界面的功能失效模式、极限承载能力及预紧力对失效临界点的影响。结果表明:在预紧力确定的情况下,非连续轮盘接触界面承受扭矩、剪力、弯矩等载荷的能力存在临界值,超过载荷临界值则界面发生功能失效,且对应不同的失效模式,分别为周向滑移、侧向滑移、顶端张口型失效模式;轮盘在承受大扭矩作用时,接触界面存在“扭转屈服”现象,即扭转角骤增,刚度骤降,转子结构抵抗变形能力骤降,无法继续传递扭矩,界面发生承载失效;弯矩、剪力载荷的作用会显著降低非连续轮盘承扭的极限能力。

关键词: 重型燃气轮机;盘式拉杆转子;非连续界面;功能失效

中图分类号: TH132.2;TK47 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2018)07-0130-09

Failure Mechanism of Discontinuous Friction Contact Interfaces of Disk-Type Rod Fastening Rotors

HE Hong^{1,2}, XU Zili^{1,2}, WANG Cunjun^{1,2}, ZHONG Jize^{1,2}

(1. State Key Laboratory for Strength and Vibration of Mechanical Structures, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. School of Aerospace, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The disks of rod fastening rotor are joined by discontinuous interfaces. Rotor accidents often occur when the interface slips or disengages due to the large load or laxity of the rod. In this study, the 3d contact finite element method is adopted to calculate the contact state, stress and deformation of the discontinuous interface under complex loads and different pre-tightening forces. The influences of failure mode, ultimate bearing capacity and preload on the critical failure point of the interfaces are analyzed. The results show that the interface has limiting values to bear torque, shear or bending moment under certain pre-tightening forces. The functional failure happens when the actual load exceeds the limiting value. There exist three different failure modes, i. e., circumferential slip mode, lateral slip mode and top opening failure mode, corresponding to different load conditions. A “torsional yield” phenomenon may occur when a large torque loading is applied on the disks, which means occurrence of rapid increase of torsional

收稿日期: 2017-11-17。 作者简介: 何红(1993—),女,硕士生;徐自力(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51275385)。

网络出版时间: 2018-06-14

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20180614.1450.012.html>

angel or sudden drop of rotor stiffness. As a result, the rotor cannot undertake torque, and hence the failure of interface occurs. In addition, bending moment and shear load may also significantly reduce the critical load of the discontinuous disks.

Keywords: heavy duty gas turbine; disk-type rod fastening rotor; discontinuous interface; functional failure

燃气轮机转子一般采用周向拉杆或中心拉杆组合式结构,轮盘在轴向依靠周向拉杆或中心拉杆张紧连接,相邻轮盘间的传扭界面采用端面齿结构或平面摩擦结构。这种盘式拉杆组合转子是一种典型的非连续非整体结构,其变形已无法按照传统的弹性体方法来处理,不合理设计或预紧力不足都可能导致非连续界面的局部滑移、脱开,无法继续传递扭矩。

目前,关于非连续摩擦连接拉杆转子的研究主要有两方面。一是关于拉杆转子预紧力的影响及设计准则的研究,例如:尹泽勇、胡柏安等人针对航空涡轴、涡桨发动机的前后两段轴向预紧的端齿连接转子,研究了轴向预紧力的确定方法^[1-2];张青雷等人研究了分布式拉杆转子在不同工况下应力随拉杆预紧量变化的规律^[3];李辉光等人考虑接触界面的影响,给出了保证周向均布拉杆转子结构完整性和结构强度要求的拉杆预紧力确定方法^[4];何鹏等人测量了拉杆转子临界转速随拉紧力的变化,发现前两阶临界转速随着拉紧力的增加而增加^[5];卢明剑等人研究了预紧力饱和状态下盘式周向拉杆转子-轴承系统的动力学特性,发现预紧饱和后接触非线性因素对转子动力特性影响降低^[6]。二是关于接触非线性的拉杆转子刚度及动力学特性的研究,例如:李辉光等人基于弹塑性理论,给出了根据受力和变形关系计算粗糙表面接触刚度的方法,得到了不同载荷作用下的法向和切向界面接触刚度^[7];Sellgren等人建立了三维粗糙表面模型,分析了粗糙表面的法向弹塑性接触特性^[8];Majumdar 等人用分形函数来模拟粗糙表面的轮廓曲线,提出了粗糙表面接触模型及 Majumdar-Bhushan 分形接触模型^[9];全雄伟等人采用分形接触模型计算了轮盘间粗糙表面的接触刚度,研究了考虑界面非线性的燃机转子动

力学特性^[10];卢明剑等人基于集总参数法提出了一种拉杆组合转子动力学建模的方法,给出了非连续拉杆转子修正系数^[11];高进、李浦等人提出了考虑变截面轴段和接触界面刚度削弱因素的拉杆转子修正模型^[12-13]。

可以看出,目前国内对拉杆转子系统的研究主要集中在弯曲振动方面,缺少关于拉杆转子非连续界面结构在大载荷下传扭特性的研究。非连续界面是拉杆转子的薄弱环节,在工作时要具备传递大功率扭矩的能力,要承受转子自重以及转子振动产生的剪力、弯矩的复合作用。当转子发生电力系统干扰或较大横向振动时,界面承受的载荷甚至达到正常工作时的 8 倍以上^[14],此时拉杆转子极易发生故障,因此,有必要研究复杂工况下拉杆组合转子非连续轮盘界面的功能失效模式及界面承载能力。

本文以大功率转子非连续轮盘为研究对象,通过三维接触有限元法,研究了复杂工况下非连续轮盘在不同载荷作用下的界面承载能力、界面功能失效机理及失效模式,并研究了预紧力等载荷对轮盘界面极限承载能力的影响。

1 轮盘非连续界面接触模型及算法

某实际 F 级拉杆转子模型如图 1 所示,转子压气机部分共 17 级,轮盘之间采用了平面摩擦连接方式,由 12 个拉杆将各级预紧为一个整体。为分析拉杆转子非连续界面功能失效机理,不失一般性,选择压气级第 8、9 级轮盘为研究对象,如图 2 所示。为简化轮盘模型,取接触部分轮盘进行分析,网格模型如图 3 所示,在接触界面区域对网格进行了加密处理。轮盘外径 $D=1.278\text{ m}$,内径 $d=1.083\text{ m}$,厚度 $h=0.195\text{ m}$,轮盘材料密度为 $7\ 850\text{ kg/m}^3$,弹性模

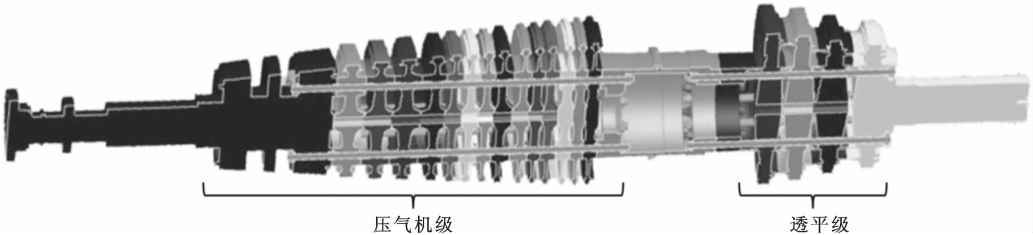


图 1 某 F 级拉杆转子模型

量 $E=200\text{ GPa}$, 屈服极限 $\sigma_{0.2}=590\text{ MPa}$ 。

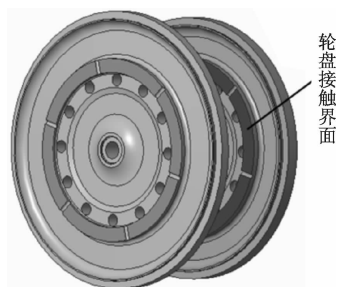


图2 第8、9级轮盘模型

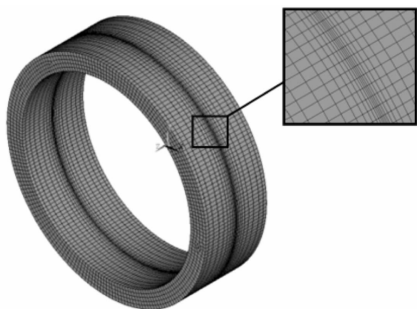
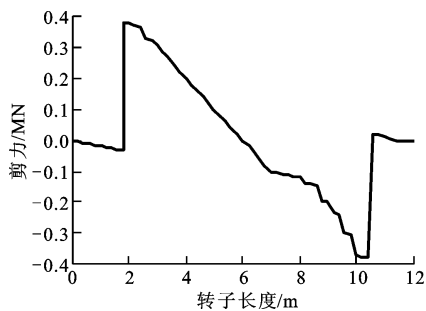
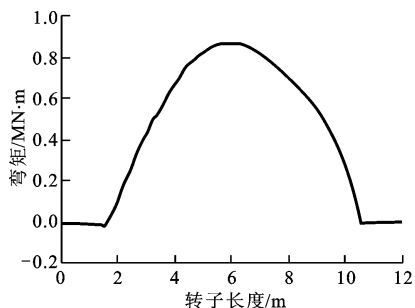


图3 第8、9级接触轮盘网格模型

由轮盘受力分析可知,轮盘承受拉杆预紧力、传递功率引起的扭矩、转子自重及振动引起的弯矩、剪力载荷等的综合作用。转子额定扭矩为 $0.86\text{ MN}\cdot\text{m}$, 预紧力为 36 MN 。转子的2个支撑距转子左端面 1.79 m 和 10.7 m , 采用传递矩阵法, 得到转子由自重引起的剪力和弯矩载荷分布, 如图4所示。各



(a) 转子剪力分布图



(b) 转子弯矩分布图

图4 转子在自重作用下的载荷分布图

载荷及对应的转角如图5所示。

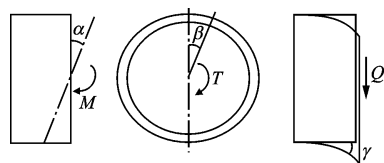


图5 载荷及轮盘转角定义

为考虑轮盘摩擦界面的接触效应,在轮盘接触面间建立面-面接触对,则轮盘接触界面的垂直间隙 g 为

$$g = x^s - x^m = (X^s + u^s) - (X^m + u^m) = (X^s - X^m) + (u^s - u^m) \quad (1)$$

式中:上角标 s 表示从动面, m 表示主动面; x 为法向位置函数; X 为法向坐标; u 为法向位移。

考虑接触面间的变形协调条件,接触对的约束条件为

$$g \begin{cases} > 0, & \text{不接触} \\ = 0, & \text{接触} \\ < 0, & \text{渗透} \end{cases} \quad (2)$$

采用增广拉格朗日乘法引入接触约束条件,接触泛函项 Π_c 为

$$\Pi_c = \lambda_n g + \frac{1}{2} \kappa g^2 \quad (3)$$

式中: λ_n 为拉格朗日乘子,物理意义为接触力; κ 为罚因子。

轮盘系统考虑接触约束条件后的总势能方程为

$$\Pi = \Pi_0 + \lambda_n g + \frac{1}{2} \kappa g^2 \quad (4)$$

式中: Π_0 为不考虑接触约束条件的弹性体系统势能泛函,其取驻值可建立不考虑接触的有限元控制方程; Π 为含接触约束条件的修正后的泛函。

引入接触约束条件后,原泛函 Π_0 的有附加接触条件的驻值问题就转化为修正泛函 Π 的无附加条件驻值问题。驻值条件为修正后的泛函变分等于0,即

$$\delta \Pi = \delta \Pi_0 + \delta \Pi_c = \left(\frac{\partial \Pi_0}{\partial \mathbf{a}} + \frac{\partial \Pi_c}{\partial \mathbf{a}} \right) \delta \mathbf{a} = 0 \quad (5)$$

上式对所有变分 $\delta \mathbf{a}$ 都成立,则

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \mathbf{a}} = \frac{\partial \Pi_0}{\partial \mathbf{a}} + \frac{\partial \Pi_c}{\partial \mathbf{a}} = 0 \quad (6)$$

式中

$$\frac{\partial \Pi_0}{\partial \mathbf{a}} = \mathbf{K} \mathbf{a} + \mathbf{f} \quad (7)$$

$$\frac{\partial \Pi_c}{\partial \mathbf{a}} = \begin{Bmatrix} \mathbf{0} \\ \kappa g + \lambda_n \\ -\kappa g - \lambda_n \end{Bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{a}_0 \\ \mathbf{a}_c \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \mathbf{0} \\ \lambda_n + \kappa(X^s - X^m) \\ -\lambda_n - \kappa(X^s - X^m) \end{Bmatrix} \quad (8)$$

式中: $\mathbf{a}$ 为总结点位移向量; $\mathbf{K}$ 为不考虑接触时的总体刚度矩阵; $\mathbf{f}$ 为不考虑接触时的载荷向量; $\mathbf{a}_c$ 为接触对位移向量, $\mathbf{a}_c = \begin{Bmatrix} u^s \\ u^m \end{Bmatrix}$; $\mathbf{K}_c$ 为引入的接触刚度矩

$$\text{阵, } \mathbf{K}_c = \begin{bmatrix} \kappa & -\kappa \\ -\kappa & \kappa \end{bmatrix}.$$

式(6)经整理得

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \mathbf{a}} = \left(\mathbf{K} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_c \end{bmatrix} \right) \mathbf{a} + \begin{Bmatrix} \mathbf{0} \\ \lambda_n + \kappa(X^s - X^m) \\ -\lambda_n - \kappa(X^s - X^m) \end{Bmatrix} + \mathbf{f} = \mathbf{0} \quad (9)$$

由于接触力 λ_n 与接触对位移 $\mathbf{a}_c$ 有关,方程非线性,因此采用牛顿迭代法进行线性化,令 $\Psi(\mathbf{a}) = \frac{\partial \Pi}{\partial \mathbf{a}} = 0$,则迭代关系为

$$\Psi(\mathbf{a}^{k+1}) = \Psi(\mathbf{a}^k) + \left(\frac{d\Psi}{d\mathbf{a}} \right)^k \cdot \Delta \mathbf{a}^k = 0 \quad (10)$$

$$\mathbf{a}^{k+1} = \mathbf{a}^k + \Delta \mathbf{a}^k \quad (11)$$

第 k 步切线矩阵为

$$\left(\frac{d\Psi}{d\mathbf{a}} \right)^k = \mathbf{K} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_c^k \end{bmatrix} \quad (12)$$

将式(12)代入式(10),移项得

$$\begin{aligned} & \left(\mathbf{K} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_c^k \end{bmatrix} \right) \Delta \mathbf{a}^k = \\ & - \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_c^k \end{bmatrix} \mathbf{a} - \begin{Bmatrix} \mathbf{0} \\ \lambda_n^k + \kappa(X^s - X^m) \\ -\lambda_n^k - \kappa(X^s - X^m) \end{Bmatrix} - \mathbf{K} \mathbf{a}^k + \mathbf{f} \end{aligned} \quad (13)$$

式中 $\lambda_n^k = \lambda_n^{k-1} + \kappa g$ 。

每次迭代求得新的位移解 $\mathbf{a}$,循环收敛逼近真实解。

增广拉格朗日乘子法是有渗透控制的罚函数法,当不断地迭代修正拉格朗日乘子时, λ_n 和 u 逐渐趋近于最优解,这样即可求得方程最优解。对于本文计算模型,当迭代 20 次后,结果满足力与位移收敛准则,迭代收敛。

2 复杂载荷下轮盘界面功能失效模式

为分析平面摩擦连接轮盘在复杂载荷作用下的界面失效模式,对复杂载荷作用下非连续轮盘在弯

矩、剪力、扭矩分别增大的过程中轮盘变形、应力、刚度等的变化规律进行了研究。轮盘刚度采取载荷变形方法计算。

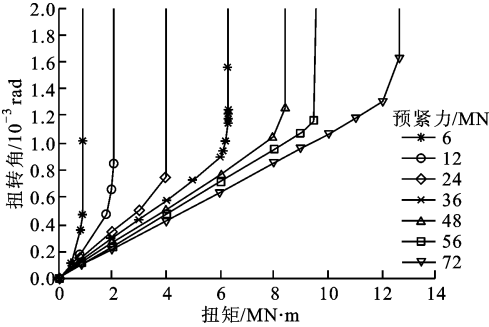
2.1 界面对扭矩载荷的承载能力

为研究轮盘界面对扭矩载荷的承载能力,采用接触有限元法,考虑轮盘间的界面接触,计算了非连续界面承受弯矩、剪力、扭矩、预紧力载荷的综合作用时轮盘扭转角及刚度随扭矩的变化规律。定义扭转刚度 K_T 为

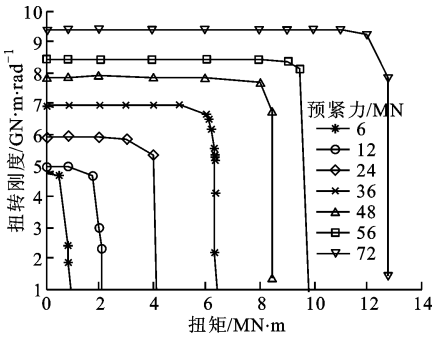
$$K_T = \frac{T}{\beta} \quad (14)$$

式中: T 为扭矩; β 为扭转角。

轮盘扭转角、扭转刚度与扭矩的关系如图 6 所示,从中可以看出:当预紧力一定时,扭转角先是线性增大,当扭矩到达一定的临界点时,扭转角突然迅速增大;扭转刚度先是保持不变,当扭矩超过临界点时,扭转刚度突然迅速降低。图 7 为扭矩临界点处的界面接触状态,从中可以看出:由于大扭矩载荷的作用,轮盘接触界面周向外边缘出现滑移,轮盘承载能力骤降,无法保持足够的刚度来抵抗结构扭转变形,最终导致界面功能失效。这种复杂载荷下由扭矩主导的界面失效模式称为周向滑移型失效。对比图 6 中不同预紧力下的曲线变化可知,随着预紧力增大,扭转角-扭矩曲线线性段的斜率降低,扭转刚



(a) 扭转角随扭矩的变化



(b) 扭转刚度随扭矩的变化

图 6 非连续轮盘各参数随扭矩的变化规律

度增大,扭矩临界点升高。这表明:当预紧力未饱和时,通过增大拉杆转子预紧力可以提高界面扭转刚度及扭矩失效临界点。

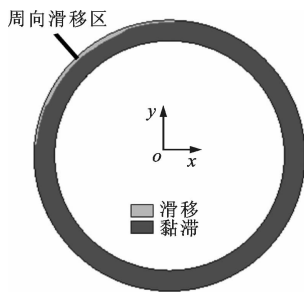


图7 周向滑移型失效模式

2.2 界面对弯矩载荷的承载能力

为研究轮盘界面对弯矩载荷的承载能力,采用接触有限元法,考虑轮盘间的接触界面,计算了非连续界面轮盘在不同预紧力及综合载荷作用下,增大弯矩时的轮盘变形。定义弯曲刚度 K_M 为

$$K_M = \frac{M}{\alpha} \quad (15)$$

式中: M 为弯矩; α 为弯曲转角。

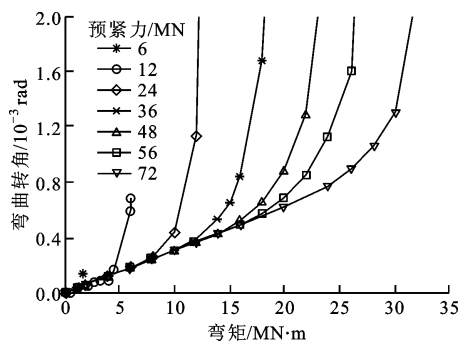
轮盘弯曲转角及弯曲刚度的变化规律如图8所示,从中可以看出:当预紧力一定时,随着弯矩增加,弯曲转角先是线性增加,弯曲刚度保持不变;当轮盘所受载荷超过一定的临界值时,弯曲转角发生骤增,弯曲刚度出现骤降。图9为轮盘弯曲转角发生骤增的临界点处的界面接触状态,从中可以看出,由于大弯矩载荷的作用,轮盘界面顶端出现了局部滑移脱开区。这表明界面承载能力下降,无法保持足够的刚度来抵抗结构变形,从而发生功能失效。这种复杂载荷下由弯矩主导的界面失效模式称为顶端张口型失效。对比图8中不同预紧力下的曲线变化可知,随着预紧力的增大,轮盘弯曲转角骤增、弯曲刚度骤降的临界点提高,不同预紧力下轮盘最大弯曲刚度基本一致。这表明:通过增大预紧力可以增大界面承受弯矩的能力,提高弯矩失效临界点;在未达到弯曲刚度骤降临界点时,预紧力饱和后对弯曲刚度无影响。

2.3 界面对剪力载荷的承载能力

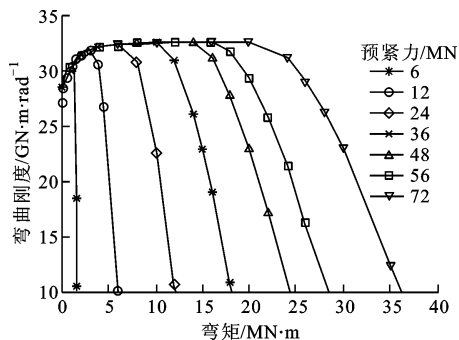
为研究轮盘界面对剪力载荷的承载能力,采用接触有限元法计算了非连续界面轮盘在不同预紧力及综合载荷作用下,增大剪力时轮盘的变形及应力。定义切向刚度 K_Q 为

$$K_Q = \frac{Q}{\gamma l} \quad (16)$$

式中: Q 为剪力; γ 为切向转角; l 为轮盘厚度。



(a) 弯曲转角随弯矩的变化



(b) 弯曲刚度随弯矩的变化

图8 非连续轮盘各参数随弯矩的变化规律

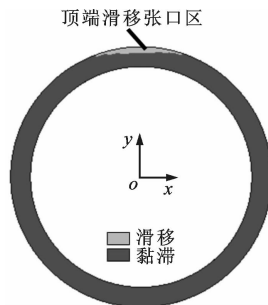


图9 顶端张口型失效模式

轮盘切向转角及切向刚度的变化规律如图10所示,从中可以看出:当预紧力一定时,随着剪力增加,轮盘切向转角线性增加,切向刚度保持不变;当轮盘所受剪力超过一定的临界值时,轮盘切向转角发生骤增,切向刚度出现骤降。图11为轮盘剪力临界点处的界面接触状态,从中可以看出,由于大剪力载荷的作用,轮盘侧向外边缘接触界面出现滑移脱开区,界面不再完全连续,承载能力下降,无法保持足够的刚度来抵抗结构变形,从而发生失效。这种复杂载荷作用下由剪力主导的界面失效模式称为侧向滑移型失效。同时可以看出,随着预紧力的增加,切向刚度增大,扭转角发生骤增的临界点升高。这表明:通过增大预紧力可以提高界面最大切向刚度,并提高界面承受剪力的极限能力,提高剪力失效临界点。

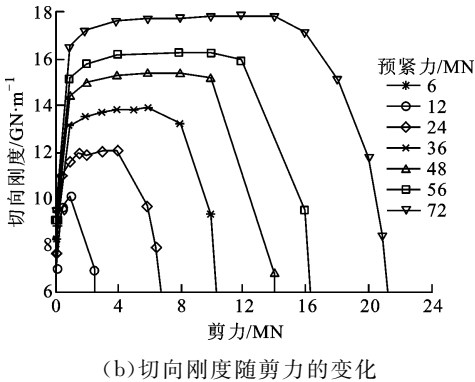
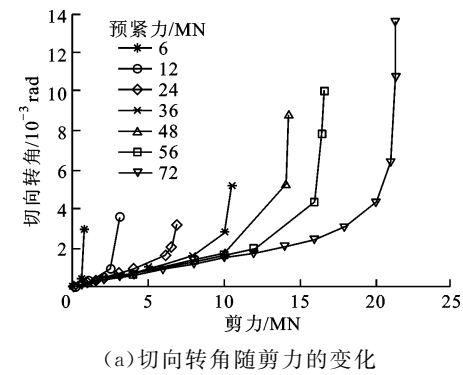


图 10 非连续轮盘各参数随剪力的变化规律

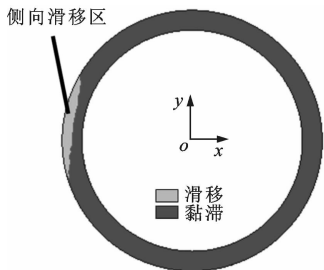


图 11 侧向滑移型失效模式

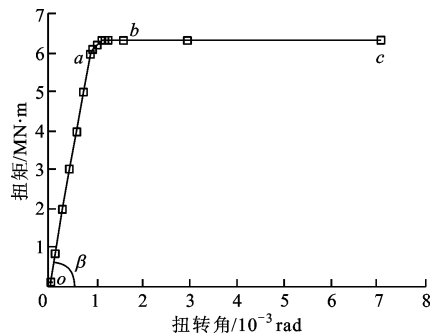
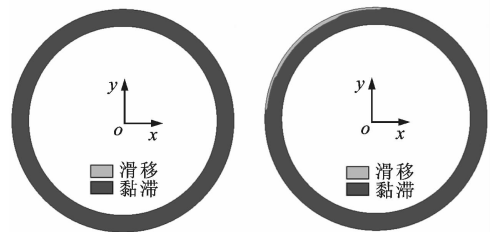


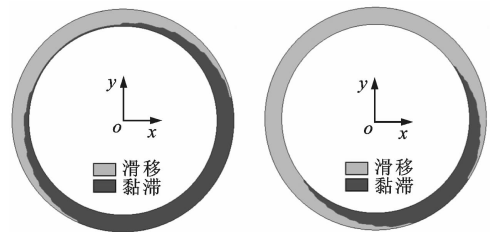
图 12 扭矩-扭转角曲线图

此时非连续轮盘整个接触界面处于黏滞状态,接触面可以提供足够的摩擦力来传递扭矩,轮盘之间扭转变形连续。

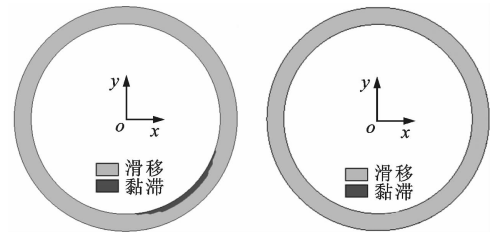
(2)扭转屈服阶段。当扭矩超过 a 点增加到 b 点时,曲线出现微小圆弧非线性段,扭转变形迅速增大而扭矩缓慢增大,轮盘扭矩与扭转角不再成线性关系。图 13b、13c、13d 为微小圆弧段 3 个状态点的轮盘界面接触状态,从中可以看出,随着扭矩增大,非连续轮盘转子界面外边缘开始局部滑移,并逐渐向内部扩展,转子抵抗变形扭转的能力降低,界面承载功能开始失效。将非连续界面轮盘到达临界扭



(a) 扭矩 3 MN·m (b) 扭矩 6 MN·m



(c) 扭矩 6.1 MN·m (d) 扭矩 6.2 MN·m



(e) 扭矩 6.25 N·m (f) 扭矩 6.3 N·m

图 13 非连续轮盘在不同扭矩下的界面接触状态

3 非连续界面轮盘大扭矩承载特性

3.1 扭转屈服现象

为进一步分析非连续摩擦连接轮盘在综合载荷下扭矩的承载特性及失效特征,采用接触有限元法,得到预紧力为 36 MN 时的非连续轮盘结构扭矩-扭转角曲线,如图 12 所示。该曲线与材料力学中反映材料拉伸力学特性的曲线相似,因此可将非连续界面轮盘的承载过程定义为 3 个阶段:线性阶段,扭转屈服阶段,功能失效阶段。

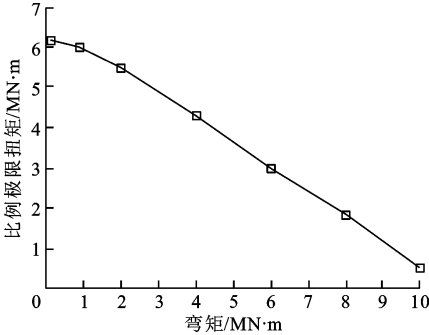
(1)线性阶段。图 12 中的 oa 段为直线,这时轮盘扭矩与扭转角成线性关系。 a 点对应的扭矩载荷定义为比例极限扭矩 T_p ,它是扭矩与非连续界面轮盘扭转角成线性关系的最大扭矩。图 13a 为线性阶段某状态点时轮盘界面的接触状态,从中可以看出,

矩——比例极限扭矩 T_p 后结构抵抗变形能力下降、开始失效的现象称为非连续界面轮盘结构的“扭转屈服”, ab 段曲线称为扭转屈服段。弯矩和剪力载荷的综合作用使轮盘接触界面滑移区最早出现在顶部侧面外边缘。

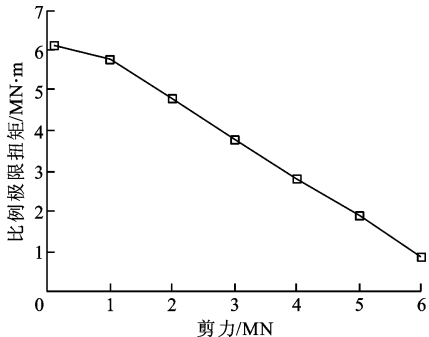
(3)功能失效阶段。当扭矩超过 b 点后,曲线为一条接近水平的直线,转角迅速增加但扭矩几乎不变,这表明转子接触面之间发生了明显的刚体位移,完全失去了传递扭矩的能力。图 13e、13f 为扭矩失稳阶段某状态点轮盘界面的接触状态,从中可以看出,非连续轮盘接触界面已经无法提供足够的摩擦力以阻止滑移,轮盘在接触界面上发生大面积滑移,到 c 点时,整体发生滑移,轮盘脱开。在这一阶段,轮盘接触面间发生了明显的刚体位移,已经完全失去了传递扭矩载荷的功能,非连续轮盘界面功能完全失效。

3.2 复杂载荷对轮盘比例极限扭矩的影响

比例极限扭矩 T_p 为非连续轮盘承载功能失效发生的临界点,而剪力和弯矩的复合作用使轮盘扭矩的传递更加复杂。为进一步探究弯矩、剪力对非连续摩擦界面比例极限扭矩的影响,通过接触有限元法得到比例极限扭矩 T_p 随弯矩和剪力的变化曲线,如图 14 所示。由图 14a 可以看出,在复合载荷作用下,随着弯矩的增大轮盘摩擦界面的比例极限扭矩 T_p 逐渐降低,且降低的速度逐渐加快,变化趋



(a) 比例极限扭矩随弯矩的变化



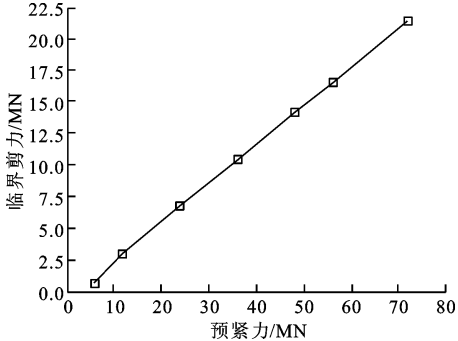
(b) 比例极限扭矩随剪力的变化

图 14 比例极限扭矩随载荷的变化曲线

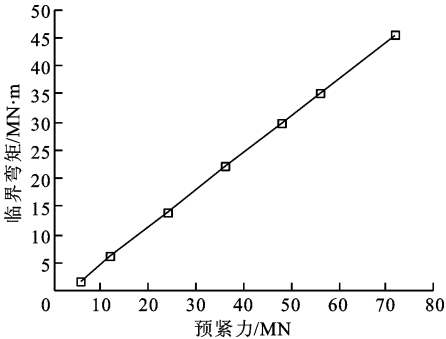
近于直线,斜率 $k = -0.625$ 。由图 14b 可以看出,随着剪力的增大,轮盘摩擦界面的比例极限扭矩 T_p 逐渐降低,且降低的速度逐渐加快,变化趋近于直线,斜率 $k = -0.96$ 。弯矩和剪力载荷显著降低了非连续界面轮盘的最大承受能力,因此,在工程中应当尽量避免由故障引起的额外的弯矩、扭矩突增,以保证非连续摩擦连接转子具有可靠的承载能力。

4 预紧力对界面承载能力的影响

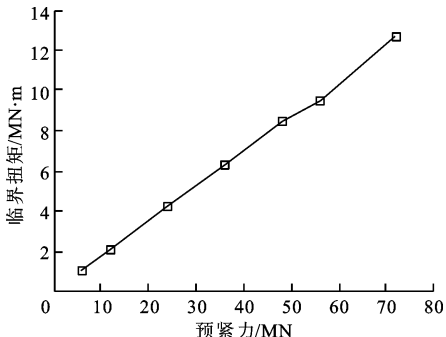
非连续摩擦连接轮盘发生转角骤增时的临界载荷决定了轮盘界面的最大承载能力。为研究预紧力对轮盘承载能力的影响,采用三维接触有限元法计算了不同预紧力下轮盘的临界载荷,得到各临界载荷随预紧力的变化规律,如图 15 所示,可以看出,随



(a) 临界剪力 Q_p 的变化规律



(b) 临界弯矩 M_p 的变化规律



(c) 临界扭矩 T_p 的变化规律

图 15 非连续轮盘各临界载荷随预紧力的变化规律

着预紧力的增大,轮盘临界剪力 Q_p 、临界弯矩 M_p 、临界扭矩 T_p 线性增大。

对临界载荷与预紧力的关系曲线进行线性拟合,可得

$$\begin{Bmatrix} Q_p \\ M_p \\ T_p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} K_Q \\ K_M \\ K_T \end{Bmatrix} P + \begin{Bmatrix} Q_0 \\ M_0 \\ T_0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0.206 \\ 0.302 \\ 0.168 \end{Bmatrix} P + \begin{Bmatrix} -639.048.563 \\ -658.738.024 \\ -484.578.791 \end{Bmatrix} \quad (17)$$

式中: K_Q 、 K_M 、 K_T 为曲线斜率,代表预紧力对该临界载荷的影响程度; Q_0 、 M_0 、 T_0 为 y 轴截距; P 为预紧力。

正常工作情况下,预紧力 $P=36$ MN,由式(17)得临界扭矩 $T_p=6.3$ MN·m,大于额定扭矩,说明正常工作情况下转子不发生界面失效。

可以看出,只要预紧合适,使转子非连续轮盘界面的载荷临界值 Q_p 、 M_p 、 T_p 大于转子实际承受的由于自重及振动产生的弯矩、剪力、扭矩载荷,拉杆转子就能保证结构连续性,实现传递载荷的功能。

5 结 论

本文采用三维接触有限元法计算了拉杆转子非连续界面在复杂载荷作用下的接触状态、刚度和变形情况,研究了拉杆转子非连续界面的功能失效机理,得到如下主要结论。

(1)复杂载荷作用下,当轮盘所受载荷超过临界载荷时,轮盘发生功能失效,且不同载荷对应的界面失效模式不同:由扭矩主导的界面失效模式为周向滑移型;由弯矩主导的界面失效模式为顶端张口型;由剪力主导的失效模式为侧向滑移型。

(2)轮盘非连续摩擦界面在大扭矩载荷作用下存在“扭转屈服”现象:当扭矩载荷超过临界值时,非连续轮盘接触界面外边缘发生局部滑移,并向内部扩展,轮盘扭矩与扭转角不再成线性关系,结构抵抗扭转变形的能力下降,最终导致失效。剪力和弯矩载荷显著地降低了非连续界面轮盘的最大承担能力。

(3)随着预紧力的增大,非连续轮盘临界扭矩、临界弯矩、临界剪力线性增大,界面承载能力增大。只要预紧合适,拉杆转子可以保证结构连续性,具有足够的承载能力。

参考文献:

[1] 尹泽勇,郑祺选. 端齿连接转子轴向预紧力的确定

[J]. 航空动力学报, 1996(4): 355-357.

YIN Zeyong, ZHENG Qixuan. Determination of axial pretightening force of rotor with end face connection [J]. Chinese Journal of Aerospace Power, 1996(4): 355-357.

[2] 胡柏安,尹泽勇,徐友良. 两段预紧的端齿连接转子轴向预紧力的确定 [J]. 机械强度, 1999(4): 274-277.

HU Boan, YIN Zeyong, XU Youliang. Determination of axial preloads of rotor with curvic couplings pretightened into two segments [J]. Journal of Mechanical Strength, 1999(4): 274-277.

[3] 张青雷,陈堰芳,程义悦. 分布式拉杆转子轴向预紧力的确定 [J]. 热能动力工程, 2014(5): 477-482.

ZHANG Qinglei, CHEN Yanfang, CHENG Yiyue. Determination of axial pretightening force of distributed tie rod rotor [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2014(5): 477-482.

[4] 李辉光,刘恒,虞烈. 周向均布拉杆转子预紧力的确定 [J]. 航空动力学报, 2011, 26(12): 2791-2797.

LI Huiguang, LIU Heng, YU Lie. Determination of preload force of circumferential distributed rod fastening rotor [J]. Chinese Journal of Aerospace Power, 2011, 26(12): 2791-2797.

[5] 何鹏,刘占生,黄飞淋,等. 拉杆转子临界转速随拉紧力变化规律试验 [J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(4): 644-649.

HE Peng, LIU Zhansheng, HUANG Feilin, et al. Test of critical speed of tie rod rotor with tension force [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(4): 644-649.

[6] 卢明剑,耿海鹏,徐国徽,等. 预紧饱和和下盘式周向拉杆转子-轴承系统动力学特性分析及实验研究 [J]. 振动工程学报, 2014, 27(1): 111-117.

LU Mingjian, GENG Haipeng, XU Guohui, et al. Analytical and experimental study on dynamic characters of rod-fastening rotor-bearing system under saturated pretension [J]. Journal of Vibration Engineering, 2014, 27(1): 111-117.

[7] 李辉光,刘恒,虞烈. 粗糙机械结合面的接触刚度研究 [J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(6): 69-74.

LI Huiguang, LIU Heng, YU Lie. Contact stiffness of rough mechanical joint surface [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(6): 69-74.

[8] SELLGREN U, BJÖRKLUND S, ANDERSSON S. A finite element-based model of normal contact between rough surfaces [J]. Wear, 2003, 254(11): 1180-1188.

- [9] MAJUMDAR A, BHUSHAN B. Fractal model of elastic-plastic contact between rough surfaces [J]. *Journal of Tribology*, 1991, 113(1): 1-11.
- [10] 全雄伟, 杨毅, 徐自力. 重型燃气轮机拉杆转子接触界面动态参数识别 [C]//中国力学大会 2011 暨钱学森诞辰 100 周年纪念大会论文集. 北京: 中国力学学会, 2011: 36-44.
- [11] 卢明剑, 孙岩桦, 周健, 等. 拉杆组合转子的刚度修正及动力学建模 [J]. *航空动力学报*, 2016, 31(9): 2203-2209.
LU Mingjian, SUN Yanhua, ZHOU Jian, et al. Stiffness modification and dynamic modeling of a rod fastening rotor [J]. *Chinese Journal of Aerospace Power*, 2016, 31(9): 2203-2209.
- [12] 高进, 袁奇, 李浦, 等. 燃气轮机拉杆式转子的刚度模化和模型修正方法 [J]. *西安交通大学学报*, 2013, 47(5): 18-23.
GAO Jin, YUAN Qi, LI Pu, et al. Methods for modeling stiffness and model updating for the rod-fastened rotor of gas turbine [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2013, 47(5): 18-23.
- [13] 李浦, 袁奇, 高进, 等. 轮盘端面齿连接的周向拉杆转子刚度研究 [J]. *航空动力学报*, 2013, 28(7): 1618-1623.
LI Fu, YUAN Qi, GAO Jin, et al. Investigation on stiffness of circumferential distributed tie-rod rotor with curvic couplings of trochal disk [J]. *Chinese Journal of Aerospace Power*, 2013, 28(7): 1618-1623.
- [14] 王正. 转动机械的转子动力学设计 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2015: 124.

(编辑 陶晴)

(上接第 31 页)

- [5] 杨阳, 汤桃峰, 秦大同, 等. 电动汽车锂离子动力电池充放电性能试验分析 [J]. *世界科技研究与发展*, 2012, 34(5): 735-739.
YANG Yang, TANG Taofeng, QIN Datong, et al. Test research of electric vehicle of lithium-ion battery charge-discharge performance [J]. *World Sci Tech R&D*, 2012, 34(5): 735-739.
- [6] KHATEEB S A, AMIRUDDIN S, FARID M, et al. Thermal management of Li-ion battery with phase change material for electric scooters: experimental validation [J]. *Journal of Power Sources*, 2005, 142: 345-353.
- [7] PESARAN A, VLAHINOS A, BURCH S. Thermal performance of EV and HEV battery modules and packs [C/OL]//Proceedings of the 14th International Electric Vehicle Symposium. Golden, CO, USA: Center for Transportation Technologies and Systems, 1997[2017-10-12]. <https://wenku.baidu.com/view/bc7f1f1aa8114431b90dd871.html>
- [8] PESARAN A. Battery thermal models for hybrid vehicle simulations [J]. *Journal of Power Sources*, 2002, 110(2): 377-382.
- [9] MAHAMUD R, PARK C. Reciprocating air flow for Li-ion battery thermal management to improve temperature uniformity [J]. *Journal of Power Sources*, 2011, 196(13): 5685-5696.
- [10] WANG T, TSENG K J, ZHAO J Y, et al. Thermal investigation of lithium-ion battery module with different cell arrangement structures and forced air-cooling strategies [J]. *Applied Energy*, 2014, 134: 229-238.
- [11] LU Z, MENG X Z, WEI L C, et al. Thermal management of densely-packed EV battery with forced air cooling strategies [J]. *Energy Procedia*, 2016, 88: 682-688.
- [12] XIE G N, WANG Q W, SUNDEN B. Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29(1): 1-16.
- [13] KONG Y Q, YANG L J, DU X Z, et al. Air-side flow and heat transfer characteristic of flat and slotted finned tube bundles with various tube pitches [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, 99: 357-371.
- [14] MENG X Z, LU Z, JIN L W, et al. Experimental and numerical investigation on thermal management of an outdoor battery cabinet [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 91: 210-224.
- [15] VOICU I, LOUAHLIA H, GUALOUS H, et al. Thermal management and forced air-cooling of supercapacitors stack [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 85: 89-99.
- [16] HU Y, DU G P, CHEN N. A novel approach for Al_2O_3 /epoxy composites with high strength and thermal conductivity [J]. *Composites Science and Technology*, 2016, 124: 36-43.

(编辑 葛赵青)