

文章编号:1000-8055(2011)12-2791-07

周向均布拉杆转子预紧力的确定

李辉光^{1,2}, 刘恒^{1,2}, 虞烈^{1,2}

(1. 西安交通大学 机械工程学院, 西安 710049;

2. 西安交通大学 机械结构强度与振动国家重点实验室, 西安 710049)

摘 要: 对周向均布拉杆转子进行考虑接触的三维有限元应力分析,揭示了不同拉杆预紧力和运行工况下拉杆转子的应力分布及界面接触状态演化规律. 计算结果表明:拉杆转子在传递功率和横向载荷时,接触界面会发生局部分离和滑移,导致其承载能力小于整体转子;随着预紧力的增加,拉杆转子能够传递更大的载荷,但最大应力显著增加,降低了材料的强度裕度. 根据得到的拉杆转子应力水平、接触界面应力分布及接触界面切向力与法向力的比值,给出了保证转子结构完整性和结构强度要求的拉杆预紧力确定方法,为此类转子预紧力的确定提供了参考.

关 键 词: 拉杆转子; 接触; 预紧力; 应力; 有限元

中图分类号: TH133

文献标志码: A

Determination of preload force of circumferential distributed rod fastening rotor

LI Hui-guang^{1,2}, LIU Heng^{1,2}, YU Lie^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering,

Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

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

Abstract: Three dimensional finite element stress analysis of circumferential distributed rod fastening rotor considering contact was performed. The evolution laws of stress distribution and interface contact status were revealed with different preload forces and operation conditions. The calculation results show that contact interface may separate locally and slide when the rod fastening rotor transmits power and lateral load, which results in its carrying capacity less than integral rotor. With the increase of preload force, rod fastening rotor can transmit greater load, but the maximum stress increases significantly and the strength margin of material decreases. According to the obtained stress level of rod fastening rotor and contact stress distribution and the ratio between tangential force and normal force of contact interface, the method for determining preload force of rod is given to ensure structural integrity and structural strength requirements. The analysis also provides references for preload force determination of such rod fastening rotor.

Key words: rod fastening rotor; contact; preload force; stress; finite element

收稿日期:2011-01-04; 修订日期:2011-05-08

基金项目:国家重点基础研究发展计划(2007CB707705, 2007CB707706)

作者简介:李辉光(1981—),男,安徽淮北人,博士生,研究方向为转子结构强度及振动.

螺栓连接广泛应用于工程领域,对其结构强度和完整性的校核一直是研究的重点.文献[1]对螺栓紧固连接中的能量耗散、横向力作用下连接结构的局部松弛、计入连接界面的结构动力特性、连接参数辨识、连接结构的疲劳和失效以及连接中的不确定因素等问题进行了综述.文献[2]对承受轴向载荷的薄厚度圆形法兰连接结构进行分析,推导了精确弹性解公式,应用公式求解了法兰连接中的最大应力,与有限元数值分析结果的比较表明提出的公式是精确可靠的,为各种圆形法兰连接设计提供了方便.此后他们对不同静态拉伸载荷下圆螺栓连接筒体结构中螺栓的受力、位移和应力分布进行了实验和数值模拟,考察了螺栓预紧力和法兰尺寸对连接性能的影响^[3].文献[4]对双螺栓连接的平板结构一端施加横向载荷进行有限元分析,研究了不同螺栓预紧方式下结构的横向位移变化及上下螺栓孔的损坏方式.文献[5]对螺栓连接组合梁结构进行应力应变分析,研究了不同连接板角度下结构抵抗剪切力和力矩的能力.文献[6-7]对在机械和热载荷联合作用下工作的密闭容器进行分析,研究了螺栓连接对结构强度和密封性能的影响.文献[8]利用超声波技术对螺栓预紧连接的接触性能进行了评估.

拉杆转子通过拉杆螺栓将轮盘和轴头预紧组合在一起,具有重量轻、冷却好、易装配及各轮盘材料选择灵活等优点,在燃气轮机和航空发动机中得到了广泛应用.此时转子不再是连续的整体,在多种工作载荷作用下,预紧力太小时转子将不能正常连接和运转;预紧力太大时拉杆螺栓和其他部件的强度安全储备将降低.预紧力大小的确定一直是拉杆转子设计中极为重要的问题.文献[9]介绍了西门子公司重型燃气轮机应用中心拉杆和 Hirth 齿连接的花键盘形转子的设计原则,以及设计中的应力评估、振动分析、转子装配及试验测试,提出了拉杆转子结构完整性概念.文中给出了重型燃机中心拉杆转子正常启动、稳定和停车过程中应力的变化规律,并对变化原因作了简要的阐述.文献[10-12]综合考虑拉杆紧度裕度、强度裕度、装配关系等多种因素,采用解析公式辅之以安全系数,给出了中心拉杆转子轴向预紧力的确定准则.他们考虑接触非线性结构的循环对称性,从自编有限元程序到结合有限元软件对经拉杆预紧的端齿连接转子在各种工作条件下的应力应变进行分析,得到了工作载荷引起的轴向松弛力和压紧力.文献[13]采用大型有限元软件

计算了压气机中心拉杆转子在涡轮发动机设计工作点组合载荷作用下的残余预紧力,对拉杆预紧力的确定方法进行了有益的探索.

以上研究主要针对中心拉杆转子.周向均布拉杆转子的结构更加复杂,由于拉杆分布在直径较大的部位,在转动过程中将由于预紧力和离心力的作用产生复杂的拉杆内应力,并对转子的应力分布产生影响,有关周向均布拉杆转子应力分布规律的研究有待于进一步深入.本文对周向均布拉杆转子建立三维有限元模型,进行考虑接触的结构应力分析,得到了不同拉杆预紧力和运行工况下转子的应力分布及界面接触状态演化规律,根据得到的计算结果,给出了保证转子结构完整性和结构强度要求的拉杆预紧力确定方法.

1 接触问题的增广 Lagrange 算法

对于由目标体 Ω_1 和接触体 Ω_2 组成的接触体系,物体边界分为给定外力边界 $\Gamma_p^{(\omega)}$, 给定位移边界 $\Gamma_u^{(\omega)}$ 和可能发生接触的边界 $\Gamma_c^{(\omega)}$ ($\alpha=1,2$), 两物体的公共边界用 Γ_c 表示.假设 $u_c^{(\omega)}$ 和 $u_n^{(\omega)}$ 分别为物体接触点在局部坐标系下的切向和法向位移, d 为物体间的初始间隙.接触点上的接触力分解为法向接触力 p_n 和切向接触力 p_t .在接触边界上接触力和接触位移应当满足以下约束条件

1) 法向单边接触约束

$$\begin{cases} \epsilon_n = u_n^{(1)} - u_n^{(2)} + d \\ p_n \leq 0 \\ p_n \epsilon_n = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中各项分别为非穿透条件、法向不受拉条件和互补条件,当物体处于分离状态时 $\epsilon_n > 0$ 且 $p_n = 0$, 当物体处于接触状态时 $\epsilon_n = 0$ 且 $p_n < 0$.

2) 切向 Coulomb 摩擦约束

$$\begin{cases} |p_t| < -\mu p_n \Rightarrow \epsilon_t = |u_t^{(1)} - u_t^{(2)}| = 0 \\ |p_t| = -\mu p_n \Rightarrow \epsilon_t = |u_t^{(1)} - u_t^{(2)}| \geq 0 \end{cases} \quad (2)$$

式中各项分别为黏合接触条件和滑移接触条件, μ 为摩擦因数.

接触问题可描述为所有满足求解区域内应力应变关系和位移边界条件的位移场中,其真实解使得系统的总势能 Π 在接触边界条件约束下最小.将接触约束条件引入势能泛函得到系统的总势能为

$$\Pi = \frac{1}{2} \mathbf{u}^T \mathbf{K} \mathbf{u} - \mathbf{u}^T \mathbf{F} + S \quad (3)$$

式中 $\mathbf{u}$ 为位移向量; $\mathbf{K}$ 为刚度矩阵; $\mathbf{F}$ 为载荷向

量; S 为接触约束产生的势能.

增广 Lagrange 算法克服了 Lagrange 乘子法和罚函数法的不足,被广泛应用于摩擦接触问题.采用增广 Lagrange 算法将接触约束条件引入势能泛函产生的势能为

$$S = \frac{1}{2} \mathbf{g}^T \mathbf{\Lambda} \mathbf{g} - \mathbf{g}^T \boldsymbol{\lambda} \quad (4)$$

式中 $\mathbf{\Lambda}$ 为惩罚因子; $\boldsymbol{\lambda}$ 为 Lagrange 乘子; $\mathbf{g}$ 为接触边界约束,是位移向量的函数.

将接触边界约束函数 $\mathbf{g}$ 对位移向量 $\mathbf{u}$ 作泰勒展开并取一阶项,得到

$$\mathbf{g}(\mathbf{u}) = \mathbf{g}_0 + \frac{\partial \mathbf{g}}{\partial \mathbf{u}} \mathbf{u} = \mathbf{g}_0 + \mathbf{G} \mathbf{u} \quad (5)$$

将式(4)代入式(3),根据变分原理可得

$$(\mathbf{K} + \mathbf{K}_p) \mathbf{u} + \mathbf{G}^T \boldsymbol{\lambda} = \mathbf{F} - \mathbf{F}_p$$

$$\mathbf{G} \mathbf{u} + \mathbf{g}_0 = 0 \quad (6)$$

方程(6)即为以位移向量和 Lagrange 乘子为基本未知量的接触控制方程.由于接触约束条件随着接触状态的变化而改变,可以采用增量迭代法进行求解.

2 周向均布拉杆转子计算模型

周向均布拉杆转子如图 1 所示,由 12 根周向均布的拉杆通过盘 1 和盘 4 将四段转轴预紧组成整体,具有多个接触界面.转轴直径 $d_{\text{shaft}} = 0.08 \text{ m}$ 、长度 $l_{\text{shaft}} = 1.1 \text{ m}$; 4 个轮盘直径 $d_{\text{disk}} = 0.16 \text{ m}$ 、长度 $l_{\text{disk}} = 0.08 \text{ m}$; 拉杆直径 $d_{\text{rod}} = 0.01 \text{ m}$,拉杆孔周向均布于直径 $D_{\text{rod}} = 0.12 \text{ m}$ 的圆上;支承跨距 $l_{\text{bearing}} = 0.9 \text{ m}$.转子材料的密度为 7800 kg/m^3 ,弹性模量为 $E = 205 \text{ GPa}$,屈服极限为 $\sigma_s = 275 \text{ MPa}$.分步施加在转子上的载荷有拉杆产生的预紧力,额定工作转速为 10000 r/min 产生的离心力,转子左端传递 1000 kW 功率产生的扭矩,盘 2 右侧施加的横向载荷 F_t .

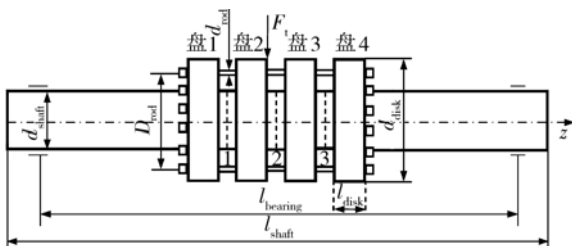


图 1 周向均布拉杆转子结构示意图

Fig. 1 Diagram of circumferential distributed rod fastening rotor

为确定周向均布拉杆转子结构合适的预紧力,保证转子在多种载荷作用下具有良好的静力性能,需要在宏观尺度下进行计及接触的三维应力应变分析.图 2 给出了利用通用有限元软件 ANSYS 建立的拉杆转子三维有限元模型,转子的转轴和拉杆采用 8 节点六面体单元 Solid45,目标单元选用 TARGE170,接触单元选用 CONTA174,约束刚体位移后采用增广 Lagrange 算法进行结构应力分析.

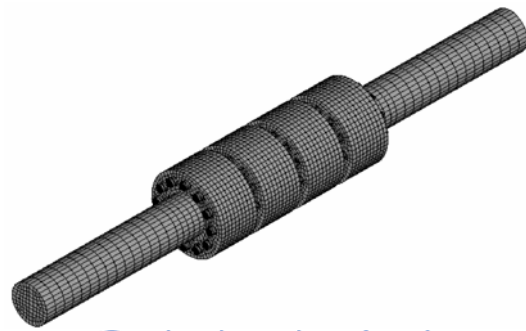


图 2 周向均布拉杆转子的三维有限元模型

Fig. 2 Finite element model of circumferential distributed rod fastening rotor

为使得计算模型能够较好地模拟实际受力情况并便于后续分析,这里采用过盈接触对来施加拉杆预紧力.即在拉杆螺栓建模时减去预紧力产生的变形量,在螺母与轮盘间建立接触对,通过接触界面的作用实现拉杆受拉而被连接件受压.拉杆预紧力与预紧量的关系可表示为

$$\Delta l = F_0 l_{\text{rod}} / (EA_{\text{rod}}) \quad (7)$$

式中 F_0 为拉杆预紧力, Δl 为拉杆预紧量.

3 不同预紧量下的拉杆转子应力分析

为避免拉杆因随动弯曲产生过大的应力,将拉杆沿径向靠外侧预紧以保证紧靠轮盘穿越孔的内壁.图 3 给出了预紧量为拉杆长度 $5/10000$ 时周向均布拉杆转子在预紧和升速负载过程中的最大应力变化曲线及与对应整体结构转子最大应力的对比.可以看出拉杆转子的最大 Von Mises 应力出现在拉杆上,由于预紧力的作用,转轴上的最大应力始终大于整体转子的最大应力,降低了材料的强度裕度.

图 4 为不同预紧量下周向均布拉杆转子在预紧和升速负载各阶段最大 Von Mises 应力的变化曲线.可以看出在预紧、升速、传递功率及横向载荷较小时,转轴和拉杆的最大应力随着预紧量

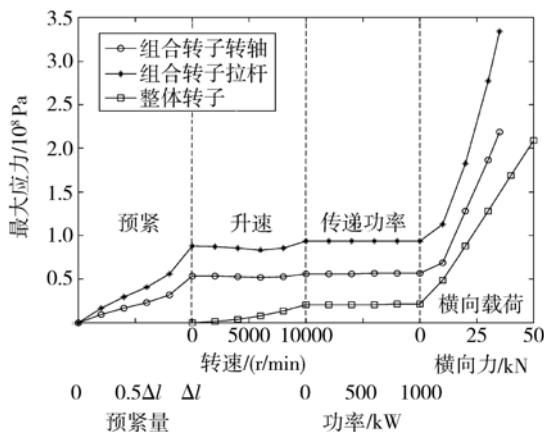
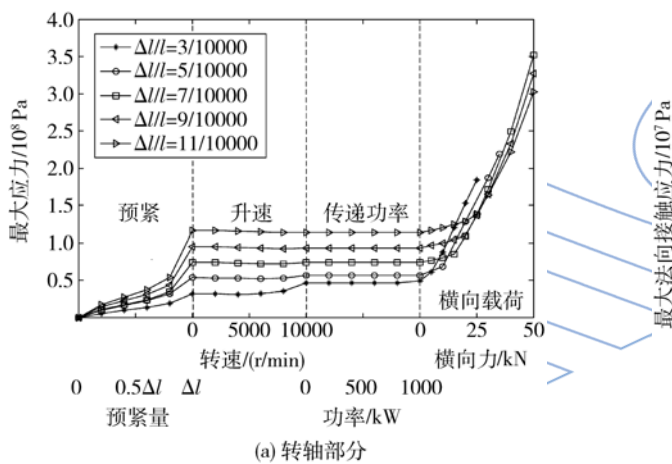
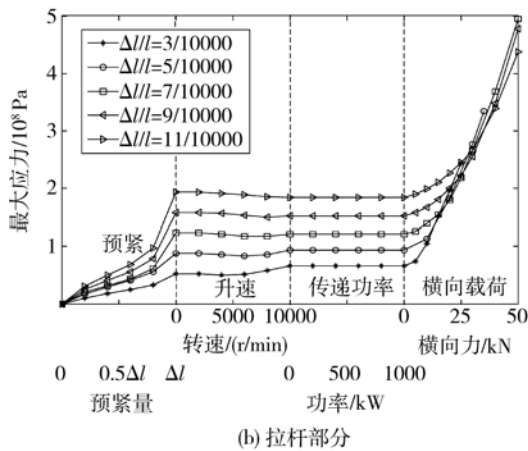


图3 转子的最大 Von Mises 应力变化曲线

Fig. 3 Evolution of the maximum Von Mises stress of rotor



(a) 转轴部分



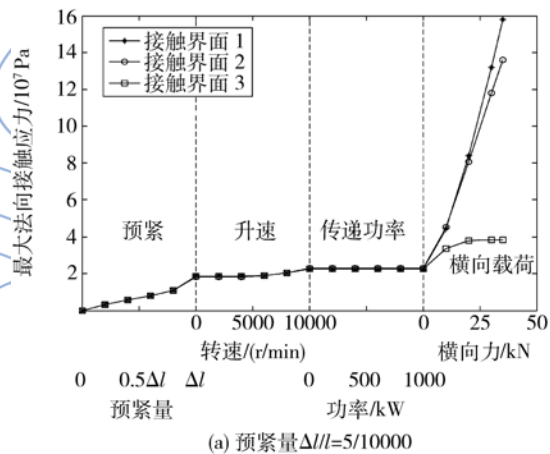
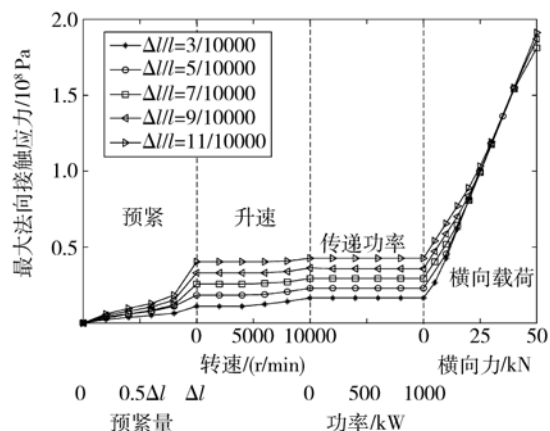
(b) 拉杆部分

图4 不同预紧量下转子的最大 Von Mises 应力变化曲线

Fig. 4 Evolution of the maximum Von Mises stress of rotor for different preloading

的增加而增大. 随着横向载荷的增加, 预紧量较小时接触界面更容易发生局部分离、挤压及滑移, 导致此时转轴和拉杆的最大应力迅速增加且大于预紧力较大时的应力, 并在一定横向载荷时超出材料的屈服极限. 在升速阶段轮盘因泊松效应使得轴向缩短, 拉杆在离心力作用下向径向外侧滑移使得靠近螺母附近的应力增加, 两者的综合效应导致拉杆预紧量较小时最大应力略有减小后增大, 预紧量较大时基本保持不变. 在传递功率阶段转轴和拉杆的最大应力也基本保持不变.

图5和图6分别为不同预紧量下周向均布拉杆转子轮盘接触面最大和最小法向接触应力的变化曲线. 可以看出最大和最小法向接触应力均随着预紧量的增加而增大, 组合转子能够在更大的横向载荷作用下不发生局部分离和滑移. 在升速阶段最大法向接触应力略有增加而最小法向接触

(a) 预紧量 $\Delta l/l = 5/10000$ 

(b) 不同预紧量下接触界面1

图5 轮盘接触界面最大法向接触应力

Fig. 5 Maximum normal contact stress of disk contact interfaces

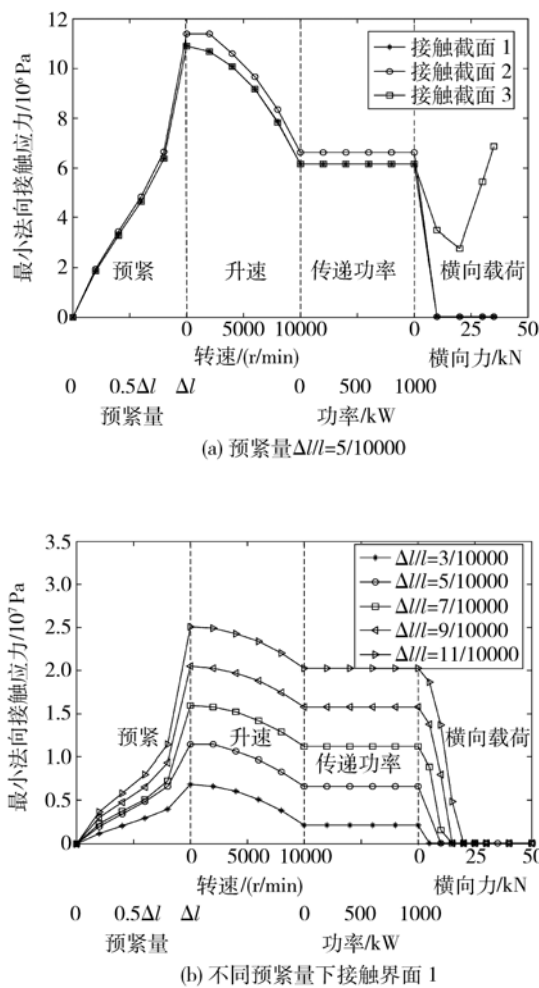


图 6 轮盘接触界面最小法向接触应力

Fig. 6 Minimum normal contact stress of disk contact interfaces

应力降低,在传递功率阶段最大和最小法向接触应力保持不变,各接触界面间差别很小.在横向载荷作用下,接触界面 1 和 2 的最大法向接触应力迅速增加而最小法向接触应力降低为 0,发生局部分离和挤压;接触界面 3 由于发生滑移导致最大法向接触应力增加较小而最小法向接触应力先减小后增大.

图 7 为周向均布拉杆转子轮盘接触面黏合接触面积 A_{st} 在不同预紧量时占总面积 A_0 的比例.可以看出,在预紧和升速阶段轮盘接触面保持完全黏合接触状态.预紧量为拉杆长度 3/10000 时,传递功率增加到一定值后黏合接触面积所占的比例迅速降低,虽然法向载荷产生的摩擦力能够传递给定功率,但接触界面大部分为滑移接触,仅中心部分保持黏合接触;预紧量为拉杆长度 5/10000 以后,接触界面处于完全黏合接触状态即可传递给定功率.在横向载荷作用下,界面 1 处的黏合接

触面积比例最大而界面 3 处最小.随着预紧量的增加,黏合接触面积的比例增大,转子能够承受更大的横向载荷.预紧量为拉杆长度 5/10000 以后界面黏合接触面积的比例随着横向载荷的增加而减小,而预紧量为拉杆长度 3/10000 时界面黏合接触面积的比例随着横向载荷的增加先增大后减小,这是由于该预紧量下传递功率后的黏合接触面积很小,横向载荷引起的接触界面局部松弛和压紧导致黏合接触面积有所增加.

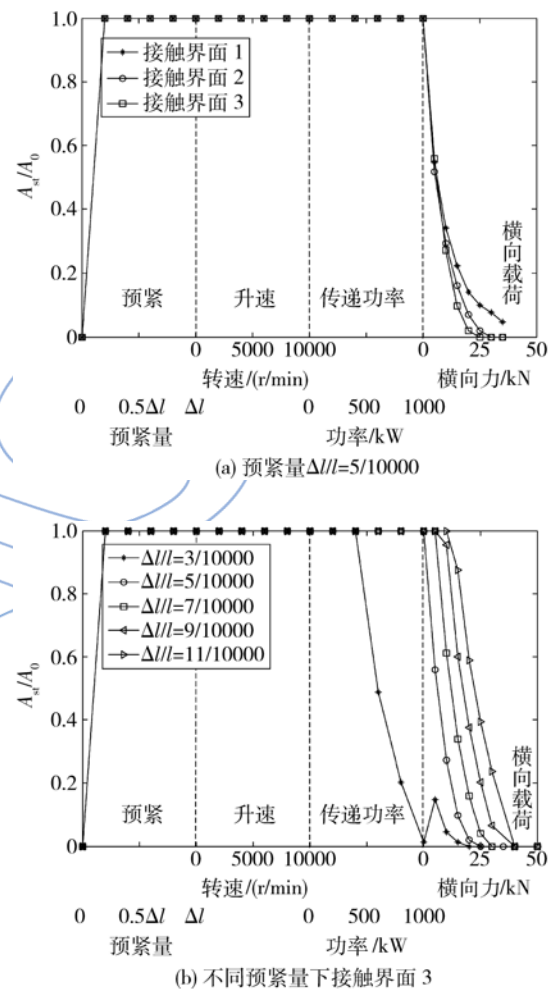


图 7 轮盘接触界面黏合接触面积的比例

Fig. 7 Ratio of sticking contact area of disk contact interfaces

图 8 给出了不同预紧量下周向均布拉杆转子轮盘接触面切向力与法向力比值的变化曲线.可以看出拉杆转子在预紧升速阶段不承受横向载荷,切向力法向力之比很小且保持不变.此后转子通过界面摩擦传递功率和横向载荷,使得切向力法向力之比显著增大.在横向载荷作用下,界面 3 处切向力与法向力的比值最大而界面 1 处最小,随着预紧量的增加,切向力与法向力的比值减小,

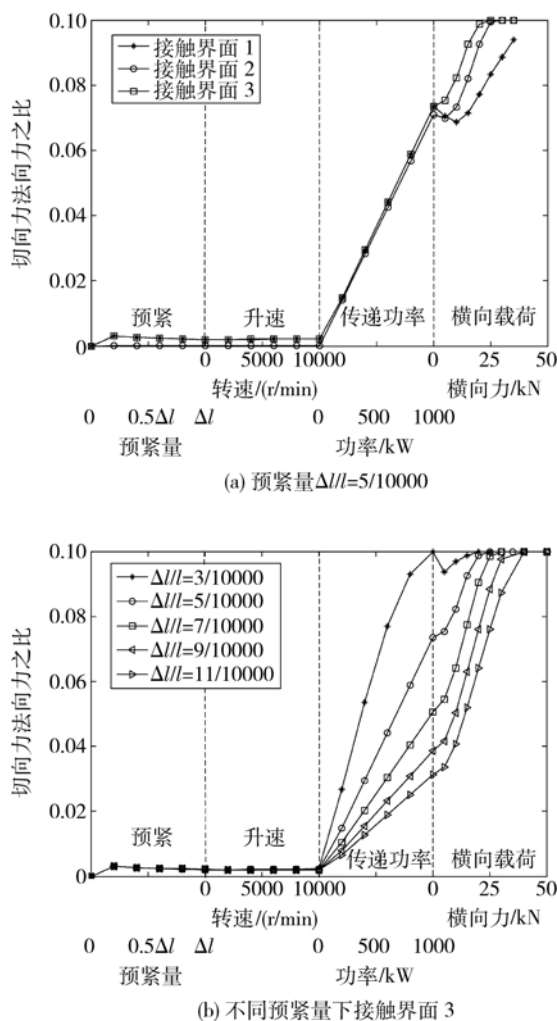


图8 轮盘接触界面切向力法向力之比

Fig. 8 Ratio between tangential and normal force of disk contact interfaces

转子能够承受更大的横向载荷。虽然预紧量为拉杆长度 3/10 000 时转子能够正常传递功率,但外载荷的较小扰动就可能引起切向力大于法向力而产生的摩擦力而引起接触界面的相对运动。

从以上分析可以看出随着预紧量的增加,黏合接触面积的比例和最小法向接触应力增大,拉杆转子能够传递更大的载荷,但转轴和拉杆的最大 Von Mises 应力显著增大,降低了材料的强度裕度。

拉杆转子最小预紧力要保证转子工作时各连接界面不发生松开和滑移,最大预紧力要保证转子工作时各零部件不会因应力过大而发生损坏。根据结构应力分析中得到的界面最小法向接触应力判断接触界面是否发生分离,根据界面黏合接触面积的比例和切向力与法向力的比值判断接触界面是否发生滑移,可以确定转子的最小预紧力。根据转轴和拉杆上的最大应力变化曲线,结合材

料的屈服极限,可以确定转子的最大预紧力。

当周向均布拉杆转子仅传递功率时,在为拉杆长度 3/10 000 的预紧量作用下虽然没有发生局部分离,但黏合接触面积很小,切向力、法向力之比接近摩擦系数,外载荷的较小扰动可能导致接触界面发生相对运动,需要进一步增加预紧量。增加预紧量到拉杆长度的 5/10 000 时,接触界面处于完全黏合接触状态即可传递给定功率,可以作为此时拉杆转子的最小预紧量。当拉杆转子在传递功率的同时承受 10 kN 横向载荷时,在为拉杆长度 5/10 000 的预紧量作用下最小法向接触应力为 0,局部发生了分离,黏合接触面积的比例仅为 30%,需要进一步增加预紧量。增加预紧量到拉杆长度的 7/10 000 时,最小法向接触应力大于 0,未发生局部分离,黏合接触面积的比例增加到约 60%,切向力法向力之比约为 0.06,具有一定抵抗接触界面发生相对运动的能力,可以作为此时拉杆转子的最小预紧量。在为拉杆长度 11/10 000 的预紧量作用下,周向均布拉杆转子在传递功率和同时承受 10 kN 横向载荷时的最大应力约为 200 MPa,继续增加预紧量至拉杆长度的 15/10 000 时转子的最大应力为 265 MPa,虽然仍低于材料的屈服极限,但为保证材料具有一定的强度裕度,应作为此时拉杆转子的最大预紧量。

4 结 论

1) 对周向均布拉杆转子进行考虑接触的三维有限元结构应力分析,揭示了不同预紧力和运行工况下拉杆转子的应力分布及界面接触状态演化规律。结果表明拉杆转子在传递功率和横向载荷时,接触界面可能发生局部分离和滑移,导致其承载能力小于整体转子。随着预紧力的增加,拉杆转子能够传递更大的载荷,但最大应力显著增加,降低了材料的强度裕度。

2) 根据得到的周向均布拉杆转子应力水平、接触界面应力分布及接触界面切向力法向力的比值,给出了保证转子结构完整性和结构强度要求的拉杆预紧力确定方法,为此类拉杆转子预紧力的确定提供了参考。

参考文献:

- [1] Ibrahim R A, Pettit C L. Uncertainties and dynamic problems of bolted joints and other fasteners[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 279(3): 857-936.
- [2] Cao J J, Bell A J. Elastic analysis of a circular flange joint subjected to axial force[J]. International Journal of Pres-

- sure Vessels and Piping, 1993, 55(3): 435-449.
- [3] Cao J J, Bell A J. Experimental study of circular flange joints in tubular structures[J]. The Journal of Strain Analysis for Engineering Design, 1996, 31(4): 259-267.
- [4] Nassar S A, Virupaksha V L, Ganeshmurthy S. Effect of bolt tightness on the behavior of composite joints[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2007, 129(1): 43-51.
- [5] Pirmoz A, Daryana A S, Mazaherib A, et al. Behavior of bolted angle connections subjected to combined shear force and moment[J]. Journal of Constructional Steel Research, 2008, 64(4): 436-446.
- [6] Abid M, Ullah B. Three-dimensional nonlinear finite-element analysis of gasketed flange joint under combined internal pressure and variable temperatures[J]. Journal of Engineering Mechanics, 2007, 133(2): 222-229.
- [7] Fukuoka T. Finite element analysis of the thermal and mechanical behaviors of a bolted joint[J]. Journal of Pressure Vessel Technology, 2005, 127(4): 402-407.
- [8] Pau M, Baldi A. Application of an ultrasonic technique to assess contact performance of bolted joints[J]. Journal of Pressure Technology, 2007, 129(1): 175-185.
- [9] Janssen M J, Joyce J S. 35-year old splined-disc rotor design for large gas turbine[EB/OL]. [2009-03-19]. <http://www.electricity-today.com/et/Oct96/turb.htm>.
- [10] 尹泽勇. 现代燃气轮机转子循环对称接触有限元应力分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1994.
- [11] 尹泽勇, 胡柏安, 吴建国, 等. 端齿连接转子轴向预紧力的确定[J]. 航空动力学报, 1996, 9(2): 355-357.
YIN Zeyong, HU Bai'an, WU Jianguo, et al. Determination of axial preloads of rotors with curvic couplings[J]. Journal of Aerospace Power, 1996, 9(2): 355-357. (in Chinese)
- [12] 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, 21(4): 274-276.
HU Bai'an, YIN Zeyong, XU Youliang. Determination of axial preloads of rotor with curvic couplings pretightened into two segments[J]. Journal of Mechanical Strength, 1999, 21(4): 274-276. (in Chinese)
- [13] 郭飞跃, 邓旺群, 成晓鸣. 涡轴发动机组合压气机转子轴向预紧力计算方法[J]. 航空动力学报, 2004, 19(5): 623-629.
GUO Feiyue, DENG Wangqun, CHENG Xiaoming. A method for calculating axial preload of turbo-shaft engine combined compressor rotor[J]. Journal of Aerospace Power, 2004, 19(5): 623-629. (in Chinese)