

接触特性对非连续性转子热致振动的影响

徐 宁^{1,2}, 刘占生¹, 董延阳¹, 王震林¹, 王庆超¹

(1. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001;

2. 中国船舶重工集团公司 第七〇三研究所, 哈尔滨 150078)

摘 要: 针对燃气轮机转子的非连续性结构间存在的接触特性,根据微凸体理论引入接触刚度和接触热阻的等效模型,建立了某型燃气轮机非连续性转子的动力学模型,分析了接触参数对转子稳、瞬态动力学特性的影响,研究了螺栓松动引起的转子热变形及其对转子快速启动过程中振动特性的影响.结果表明:预紧力、接触面的表面粗糙度和螺栓个数对转子临界转速有一定的影响,螺栓松动导致转子在启动过程中瞬态热变形最大达到 $7\mu\text{m}$,过1阶临界转速时引起的转子最大响应幅值增大约 $30\mu\text{m}$.在非连续性转子系统的热致振动特性分析当中,不应忽视接触参数、接触刚度和接触热阻的影响.

关 键 词: 燃气轮机; 非连续性转子; 接触刚度; 接触热阻; 热致振动; 螺栓松动

中图分类号: V231.92; TB533

文献标志码: A

Influence of contact characteristics on thermal induced vibration of non-continuous rotor

XU Ning^{1,2}, LIU Zhan-sheng¹, DONG Yan-yang¹,

WANG Zhen-lin¹, WANG Qing-chao¹

(1. School of Energy Science and Engineering,

Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China;

2. Harbin No. 703 Research Institute,

China Shipbuilding Industry Corporation, Harbin 150078, China)

Abstract: According to the contact characteristics of the non-continuous structure in gas turbine rotor and the asperity theory, the contact stiffness and contact thermal resistance equivalent model were introduced. Dynamic model for a non-continuous rotor of gas turbine was established. The influence of contact parameters on steady and transient state dynamic characteristic of rotor was analyzed. The thermal deformation of rotor caused by bolt looseness was studied, and the vibration characteristics of rotor based on fast start-up process were analyzed. Result shows that, the pre-tightening force, surface roughness of contact surface and bolt number have a certain influence on critical speeds of rotor, the maximum transient thermal deformation of rotor caused by bolt looseness in start-up process is up to $7\mu\text{m}$, and the maximum response amplitude caused by rotor across the first critical speed is increased about $30\mu\text{m}$. The influence of contact parameters, contact stiffness and contact thermal resistance of non-continuous rotor on thermally induced vibration characteristics analyze should not be ignored.

收稿日期: 2015-02-15

基金项目: 国家高技术研究发展计划(2008AA05A302)

作者简介: 徐宁(1983—),男,黑龙江哈尔滨人,工程师,博士生,从事燃气轮机结构设计、强度振动及转子动力学方面的研究.

E-mail: xuning0451@foxmail.com

Key words: gas turbine; non-continuous rotor; contact stiffness; contact thermal resistance; thermal induced vibration; bolt looseness

近年来,我国在燃气轮机动力装置的自主科研与生产上实现了跨越式的进展,由于其启动速度快、加速性能好,作为动力装置一直受到各国的普遍重视^[1-2].然而,由于燃气轮机转子的非连续性结构特点,导致其零部件数目众多、结构复杂.在快速启动及变工况过程中,瞬态启动载荷、热载荷和离心载荷等将引起转子产生较大的振动,易导致发动机零部件的疲劳破坏.如美国海军LM2500型燃气轮机在运行工况快速变化时,曾发生由于转子部件的热膨胀不一致,导致热变形转子再启动时产生较大的振动,同时热载荷的作用使紧配螺栓的接触面出现位移及脱离,破坏了转子对中度及不平衡等级,产生严重刮磨损害^[3];国产某型发动机在进行热机启动试验时发现,停车后90 min时刻的热机启动振动最大,导致了压气机转子叶顶及封严篦齿多处刮磨,甚至转子出现了裂纹^[4].

燃气轮机转子主要是通过螺栓将各级压气机的轮毂及涡轮盘串联联接起来.而从接触力学的角度来看,实际各级转毂间的接触面是必然具有一定表面粗糙度的,其本质上可理解为两个粗糙表面间的接触问题.当前,关于粗糙表面间接触特性的研究主要是传热学和动力学两个方面^[5-7].因此,对于非连续性转子热致振动问题分析的关键在于两个粗糙表面间接触特性的处理,即对接触刚度和接触热阻的研究.

接触刚度对非连续性转子的动力学特性影响较大,不论轮毂间的接触是弹性的^[8-9],还是弹塑性的^[10],其接触刚度都会随粗糙表面的接触参数而变化,并影响临界转速、模态振型和不平衡响应等特性.目前国内外关于非连续性转子的研究多集中在拉杆转子方面:饶柱石建立了粗糙表面接触刚度模型,分析粗糙表面接触刚度特性对拉杆转子的动力学特性影响规律^[11];何鹏利用统计理论建立拉杆转子粗糙表面弹塑性接触模型,研究表面粗糙度和材料属性对接触特性的关系规律^[12];Lu等认为当接触面间压力足够大的时候,非连续性转子可视为整段的连续性转子^[13],而当接触面间压力不够时,非连续性结构发动机的各工况温度和压力,乃至动力学特性等都将受到松弛轮盘的影响^[14].当前关于燃气轮机转子螺栓联接结构间接触特性的研究不足,缺乏接触刚度在

非连续性转子热致振动特性方面的研究,即结合发动机实际的快速启动及变工况过程中,转子所承受的热变形载荷与加速产生的惯性加速度相耦合,对转子瞬态动力学特性的影响研究.

接触热阻(或称接触热导率)是粗糙表面的另一个重要特性,这方面的研究曾经一直是传热学界的研究焦点,目前已广泛引起其他领域学科的关注^[15].国外学者对典型螺栓联接结构的接触热阻特性研究包括:Fukuoka等通过有限元法分析受热载荷的螺栓联接结构,由于粗糙表面间的接触热阻导致联接结构的机械性能和热性能发生变化,并提出了计算螺栓联接结构的机械应力和热应力的简便热接触系数经验公式^[16-17];Thompson对螺栓联接结构间的接触热阻也开展了相同的研究但采用的是迭代法^[18].在燃气轮机领域,虽然粗糙表面间的接触特性对非连续性转子稳态动力学特性影响的重要性已逐渐得到重视,但关于热载荷分布、接触热阻及螺栓联接结构转子的瞬态动力学特性等方面的影响研究是不足的.

本文考虑了燃气轮机非连续性转子的接触特性,依据微凸体理论引入接触刚度、接触热阻等效模型,建立了燃气轮机非连续性转子动力学分析模型,系统的分析接触参数对转子瞬、稳态特性的影响规律,并结合实际燃气轮机转子模型研究螺栓松动现象导致的转子热变形特性,及其对转子快速启动过程振动特性的影响.为科研院所合理制定燃气轮机设计方案,掌握控制非连续性转子热致振动现象提供理论基础.

1 非连续性转子接触刚度模型

在转子弯曲振动特性分析中,接触力学模型中的法向作用可以进一步等效为弯曲弹簧.根据轮盘间接触的力学模型可以建立非连续性转子的接触单元.如图1所示,节点*i*和*j*之间通过接触单元联接.

接触单元的运动方程为

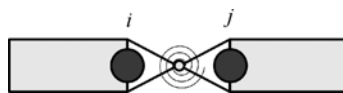


图1 接触单元模型

Fig.1 Contact element model

$$\begin{cases} x_i = x_j \\ y_i = y_j \\ M_x = G_c (\theta_{xi} - \theta_{xj}) \\ M_y = G_c (\theta_{yi} - \theta_{yj}) \end{cases} \quad (1)$$

其中 G_c 为轮盘间接接触的等效弯曲刚度。

通过式(1)可以建立接触单元的刚度矩阵 $\mathbf{K}_c$ 。轮盘间接触作用对转子质量和陀螺力矩没有影响。

根据非连续性转子各部件的布置顺序,在接触处设置接触单元联接两个部件,组合各部件可

$$\begin{aligned} k'_n = & \frac{2R^{\frac{1}{2}}Y\eta}{e_y(1-\nu^2)} \int_{h-y_s}^{h-y_s+\omega_1} (z-h+y_s)^{\frac{1}{2}} \phi(z) dz + \frac{5.871R^{\frac{1}{2}}Y\eta}{3e_y(1-\nu^2)} \omega_k^{0.075} \int_{h-y_s+\omega_1}^{h-y_s+\omega_2} (z-h+y_s)^{0.425} \phi(z) dz + \\ & C_{L1} C_{L2} \pi R^{2-C_{L2}} Y \eta \int_{h-y_s+\omega_2}^{h-y_s+\omega_3} (z-h+y_s)^{C_{L2}-1} \phi(z) dz + \\ & \pi R^2 Y \eta \int_{h-y_s+\omega_3}^{h-y_s+\omega_4} [3R^{-3} C_{L4} (z-h+y_s)^2 + 2R^{-2} C_{L5} (z-h+y_s) + R^{-1} C_{L6}] \phi(z) dz + \\ & \pi R^2 Y \eta \int_{h-y_s+\omega_4}^{h-y_s+\omega_5} \{ C_{L8} C_{L9} \exp[C_{L9} (z-h+y_s)] + C_{L10} C_{L11} \exp[C_{L11} (z-h+y_s)] \} \phi(z) dz \quad (3) \end{aligned}$$

统计学微凸体接触模型如图2所示,其假设粗糙表面上的微凸体顶部为半球形,并且具有相同的半径 R ,高斯分布函数 $\phi(z)$ 表示大量工程表面的微凸体高度分布, z 为微凸体相对于微凸体平均高度平面的距离, y_s 为微凸体平均高度平面与粗糙表面平均高度平面之间的距离, $e_y = Y/E'$ 为材料屈服极限 Y 与等效弹性模量 E' 的比值, ν 为材料泊松比。 $C_{L1} \sim C_{L11}$ 等系数以及积分上、下限中的 $\omega_1 \sim \omega_5$ 表达式参见文献[12]。

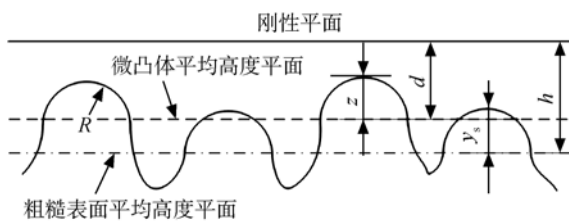


图2 微凸体接触模型示意图

Fig.2 Schematic diagram of asperity contact model

非连续性转子有限元模型中的轮盘的等效接触弯曲刚度 G_c 可由等效接触法向刚度 k'_n 获得

$$G_c = k'_n I_a \quad (4)$$

其中 I_a 为轮盘接触面的惯性矩。上式表明轮盘等效接触弯曲刚度与等效接触法向刚度呈线性关系。

2 非连续性转子稳态动力学特性分析

根据第1节非连续性转子的动力学方程,可以分析非连续性转子稳态下的振动特性。由于引入了轮盘间的接触刚度,系统的动力学特性随等

得非连续性转子的质量矩阵 $\mathbf{M}$ 、刚度矩阵 $\mathbf{K}$ 和陀螺力矩矩阵 $\mathbf{G}$ 。非连续性转子动力学方程可写为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F} \quad (2)$$

其中 $\mathbf{u}$, $\dot{\mathbf{u}}$ 和 $\ddot{\mathbf{u}}$ 分别为非连续性转子的位移、速度和加速度列向量, $\mathbf{F}$ 为激励力列向量, $\mathbf{C}$ 为包括陀螺力矩矩阵 $\mathbf{G}$ 的系统阻尼矩阵。

本文采用文献[12]关于微凸体的相关研究成果,其粗糙表面单位面积上的接触刚度(等效接触法向刚度)表达式为

效接触刚度的变化而变化。

2.1 非连续性转子有限元动力学模型

本文以某型燃气轮机非连续性转子为例,该转子共7级压气机轮毂和1级涡轮盘,各轮盘间采用螺栓联接,共有7个接触,分别为第2~6级轮毂螺栓联接、压气机后轴颈螺栓联接和涡轮盘螺栓联接。其中第2级、第3级轮毂由24个螺栓联接,第4~6级轮毂和压气机后轴颈有30个螺栓,而涡轮盘螺栓联接只有12个螺栓,以联接压气机及涡轮转子。转子两侧采用滚动球轴承支承。转子转速 $\omega = 8000 \text{ r/min}$ 。最终获得非连续有限元模型由50个梁单元组成,共51个节点,包括7个等效接触弯曲刚度和8个集中质量及转动惯量,如图3所示。

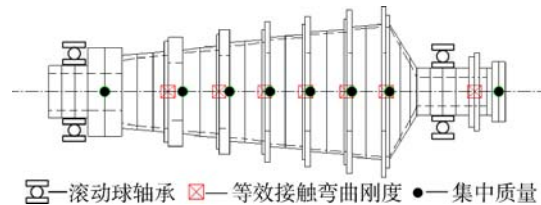


图3 非连续性转子有限元模型

Fig.3 Finite element model of non-continuous rotor

2.2 等效接触弯曲刚度对系统临界转速的影响

设定图3中模型非连续性转子的左轴承支承主刚度为 $10^7 \text{ N} \cdot \text{m}$, 右轴承支承主刚度为 $10^8 \text{ N} \cdot \text{m}$, 交叉刚度为 $0 \text{ N} \cdot \text{m}$, 阻尼为 250 N/(m/s) 。

分别改变7个接触截面的等效接触弯曲刚度,并保持其他接触面等效接触弯曲刚度恒定为 10^9 ($\text{N} \cdot \text{m}$)/rad,分析各接触面的等效接触弯曲刚度变化对系统稳态动力学特性的影响,进而找到系统中各轮盘对接触刚度的敏感性,结果如图4所示。

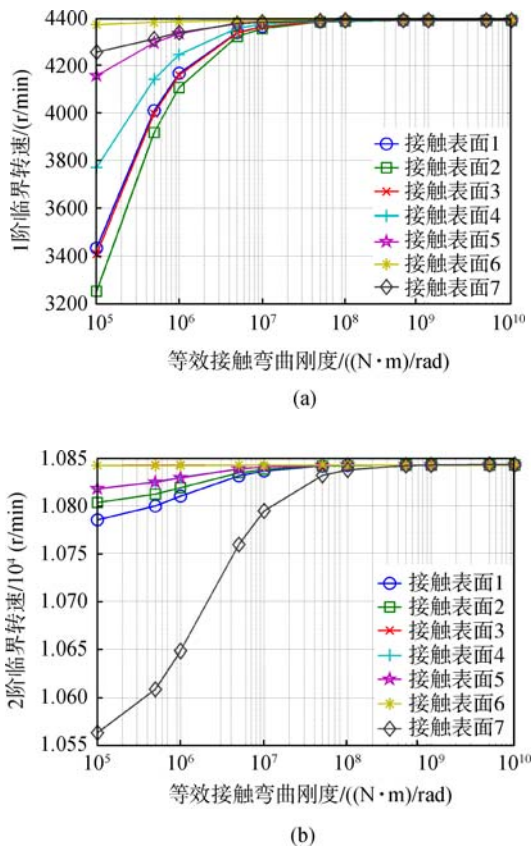


图4 各个接触面等效接触弯曲刚度对系统前两阶临界转速影响

Fig. 4 Effect of equivalent contact bending stiffness of each contact surface on first two orders critical speeds of systems

如图4可见,只改变某个接触面的等效接触弯曲刚度时,随着等效接触弯曲刚度的增大,系统各阶临界转速均随之增大,但变化规律随改变等效接触弯曲刚度的不同接触面而不同。其中第3级轮毂螺栓联接的等效接触弯曲刚度变化对系统1阶临界转速的影响最大,而涡轮盘螺栓联接的等效接触弯曲刚度改变会大幅影响系统2阶临界转速,压气机后轴颈螺栓联接对系统的前两阶临界转速影响最小。此外,当接触面的等效接触弯曲刚度大于 10^8 ($\text{N} \cdot \text{m}$)/rad 时,再改变某接触面的等效接触弯曲刚度对系统1阶临界转速基本无影响,而刚度大于 10^9 ($\text{N} \cdot \text{m}$)/rad 后,才对系统2阶临界转速产生影响,可见系统2阶临界转速

更易受到等效接触弯曲刚度的影响。

2.3 接触参数对系统临界转速的影响

由于非连续性转子轮盘间的接触面积不发生改变,并且材料保持不变时,根据式(3)和式(4)可知,粗糙表面弹塑性接触刚度与粗糙表面的接触间距 h 、表面粗糙度 R_a 参数有关。而接触间距和接触载荷一一对应,也即与螺栓预紧力和螺栓个数相对应。本节采用上述非连续性转子模型,分析螺栓预紧力、接触面的表面粗糙度和螺栓个数对系统临界转速的影响。

选用材料马氏体不锈钢,材料屈服极限 $Y=700$ MPa,弹性模量 $E=208$ MPa,泊松比 $\nu=0.3$ 。系统前2阶临界转速随预紧力或表面粗糙度的变化规律如下:

图5为表面粗糙度 $R_a=0.8 \mu\text{m}$ 时模型非连续性转子前两阶临界转速随预紧力变化曲线。可见非连续性转子的临界转速随着接触面螺栓预紧力的增加而逐渐增加,而螺栓预紧力对非连续性转子临界转速的影响却随着预紧力的增加而迅速减小。在同样的预紧力变化范围内,系统2阶临界转速升高的幅度要大于系统1阶临界转速,但由于2阶临界转速远高于1阶临界转速,因此1阶临界转速的相对变化量更大一些,但总体趋势对前两阶临界转速是一致的。

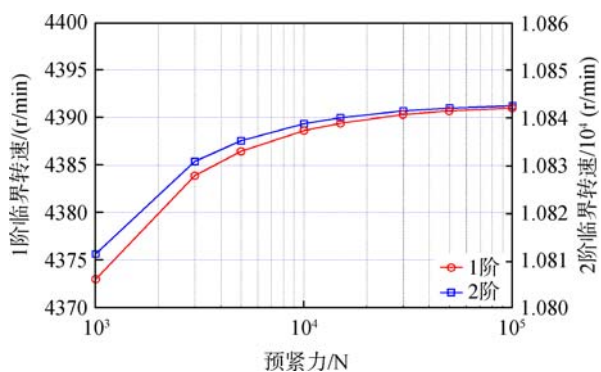


图5 临界转速随预紧力变化规律

Fig. 5 Varying rule of critical speeds with pre-tightening force

在单个螺栓预紧力 F 分别为 $1000, 10000, 50000$ N 的情况下,表面粗糙度的变化对临界转速的影响如图6和图7所示。在较小预紧力下,非连续性转子的临界转速对接触面的表面粗糙度的变化更为敏感,其随接触面的表面粗糙度的增加而逐渐减小,且减小速度随表面粗糙度的增大而略有增大。当预紧力较大时,表面粗糙度的变化对非

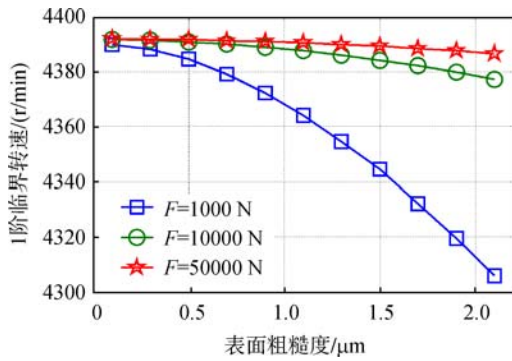


图6 1阶临界转速随表面粗糙度的变化

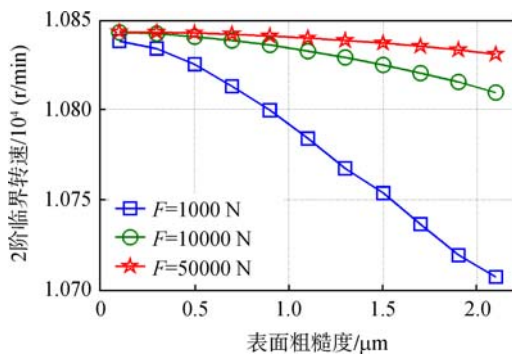
Fig. 6 Variation of first critical speed with R_a 

图7 2阶临界转速随表面粗糙度的变化

Fig. 7 Variation of second critical speed with R_a

连续性转子临界转速的影响较小,但仍随表面粗糙度的增大呈减小趋势。

分析螺栓数目对非连续性转子前2阶临界转速的变化,如图8所示。

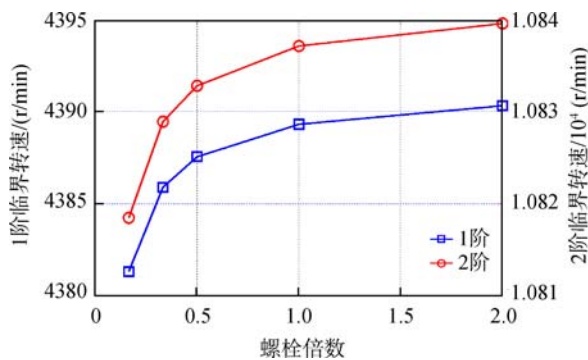


图8 临界转速随螺栓数的变化

Fig. 8 Variation of critical speeds with number of bolts

非连续性转子的1阶、2阶临界转速均随着接触面联接螺栓的数目增大而增大,但并不是线性关系,而与临界转速随预紧力变化规律相似,其增长速度随螺栓数目增多而逐渐减小。这符合前文中等效接触弯曲刚度对系统临界转速的影响,

随着螺栓数目或预紧力的增大,非连续性转子接触面上等效接触弯曲刚度增大,系统更趋近于连续性转子,系统的各阶临界转速也更趋于稳定值。

3 粗糙表面的接触热阻模型

粗糙表面的接触将会对热导率产生一个阻抗作用。接触热阻(或接触热导率)是一个复杂的问题,它与接触压力、粗糙表面的形貌、材料属性和空隙之间的物质等等有关。许多接触热导率模型都曾被提出并通过试验验证,例如文献[7]中的简单形式分析模型

$$h_c = 1.25 k_s \frac{m}{R_a} \left(\frac{p_c}{H_c} \right)^{0.95} \quad (5)$$

这里 k_s 是实体导热系数, R_a 是表面粗糙度, p_c 是名义接触压力, H_c 称为接触微硬度,它与材料有关。粗糙表面的有效边界近似为 $0.216 \mu\text{m} < R_a < 9.6 \mu\text{m}$, m 是粗糙表面的有效平均表面坡度值,近似等于

$$m = 0.125 (R_a \times 10^6)^{0.0402} \quad (6)$$

因此接触热导率可以通过式(6)及给定的表面粗糙度 R_a 、名义接触压力 p_c 和接触的材料属性获得。本文将采用该结论来研究表面粗糙度和接触热阻之间的相互作用。

4 非连续性转子热致变形现象分析

在燃气轮机转子的非连续性结构中,由于各级轮毂之间普遍采用螺栓联接,预紧力将影响轮盘接触面的温度分布,从而影响热变形。

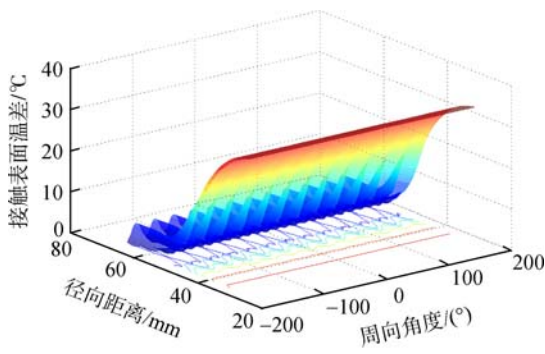
4.1 接触面温差

本文主要考察螺栓预紧力引起的温度分布变化所导致的热变形现象,因此需要首先考察预紧力所导致的接触面温度变化。

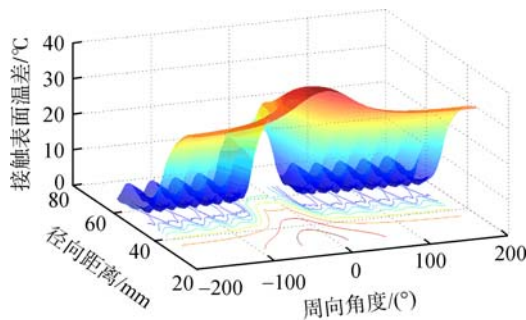
图9分别为涡轮级正常工况下接触面温差以及 0° 和 30° 螺栓松动工况接触面的温差。从图上可以看出,涡轮级正常工作时,温度分布规律性比较明显。在靠近顶部位置,由于螺栓拉紧力的约束,接触压力较大,因此接触热阻较小,温差相对较小。在靠近内侧的位置,由于距离螺栓位置较远,接触压力很小,因此接触热阻较大,因而温差很大。而当螺栓松动时,由于预紧力减小至零,螺栓对法兰和轮盘的约束减小,接触面温差迅速上升。

4.2 热致变形

接触面温差的变化会引起结构热变形的改变,从而使转子产生整体热变形。图10为第6级



(a) 正常工况



(b) 松动工况

图9 涡轮盘螺栓正常工况与松动工况时接触面温差
Fig. 9 Temperature difference on contact surface on normal operation condition and bolt looseness operation condition

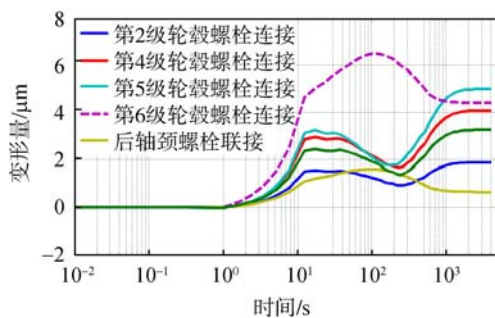


图10 各级轮毂螺栓联接变形随时间变化
Fig. 10 Variation of deformation with time of each stage bolt connection of hub

轮毂螺栓联接处螺栓发生松动时,各级轮毂螺栓联接处变形量随时间变化图。从图中可以看出,螺栓松动对于各级轮毂螺栓联接处的热变形有着明显的影响。第2~5级轮毂螺栓联接变化规律相类似,且距离松动位置越近,受到的影响越明显。在20 s以后,螺栓松动位置两侧变形量的变化规律相反,最终变形量在2000 s左右达到稳定。

图11为不同时刻各级螺栓联接变形示意图,从图上可知,不同时刻各自螺栓联接处的变形是

不相同的,其中变形最大发生在启动100 s时,螺栓松动位置处。

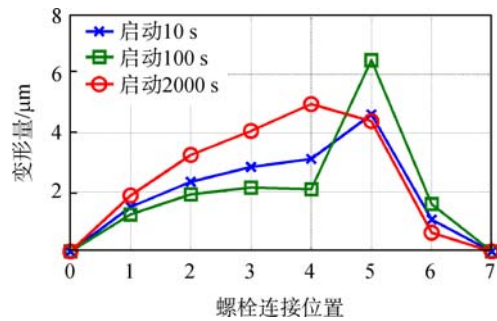


图11 不同时刻各级螺栓联接变形示意图

Fig. 11 Schematic diagram of deformation of each stage bolt connection at different times

5 非连续性转子热变形对启动过程瞬态动力学的影响分析

由以上分析知,若非连续性转子接触面出现螺栓松动的现象,将改变接触面间的接触热阻沿周向分布形式,进而引发转子的周向膨胀不均匀,使转子产生弯曲变形,此种弯曲变形将随启动过程发生改变,其变化如图12。可见,由于启动前非连续性转子第6级轮毂螺栓联接一个螺栓松动,尽管启动过程转子环境温度沿周向分布均匀,仍导致转子出现弯曲变形。在10 s内启动过程中,弯曲量线性增大,启动结束后,弯曲量继续增大但变化缓慢。由此规律可知启动过程中的弯曲量增大主要由转子旋转的离心力产生,随着转速线性增大,其最大弯曲量线性增大;当启动结束后,其弯曲量的增大主要由热变形产生,变化缓慢。

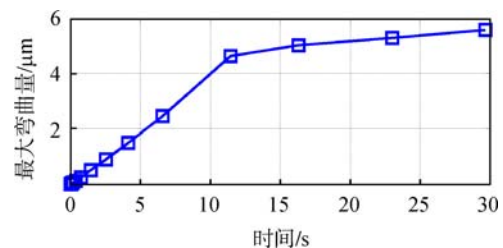


图12 螺栓松动导致的非连续性转子弯曲变形随启动时间变化

Fig. 12 Variation of bending deformation caused by bolt looseness with starting time of non-continuous rotor

引入非连续性转子瞬态动力学模型,即可得到在螺栓松动的情况下非连续性转子启动过程的瞬态动力学响应,如图13所示。

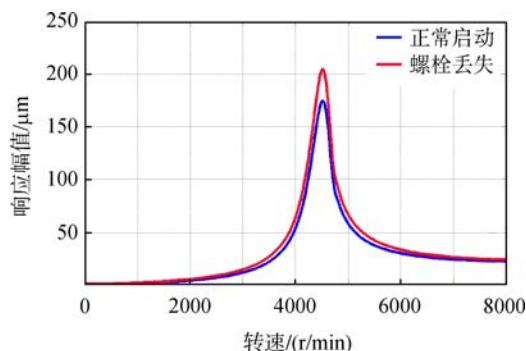


图13 螺栓松动时系统瞬态响应

Fig. 13 Transient response of system with bolt looseness

系统瞬态动力学模型如下:

$$\begin{cases} m\ddot{x}_c + kx_c = m\epsilon(\dot{\theta}^2 \cos \theta + \ddot{\theta} \sin \theta) + k\delta \cos \theta \\ m\ddot{y}_c + ky_c = m\epsilon(\dot{\theta}^2 \sin \theta - \ddot{\theta} \cos \theta) + k\delta \sin \theta \end{cases} \quad (7)$$

其中 $k\delta$ 是与转子产生的热变形量等效的激励力。

在启动初始,转子只受不平衡的作用,其振动幅值由零逐渐升高,随着转速的升高,螺栓松动的情况下由于出现热变形,转子产生额外的激励,使得转子瞬态振幅略大于正常启动情况,在过1阶临界转速时引起转子响应幅值增大约 $30 \mu\text{m}$ 。当转子经过1阶临界转速后,尽管转子弯曲量仍随转速的升高而加大,但热变形激励对转子振动特性的影响能力减弱,螺栓松动情况在高转速下响应幅值与正常启动没有太大不同,最后在启动结束后趋于一致。

可见,启动前非连续性转子联接处螺栓松动将引起转子启动过临界转速时的响应幅值升高,因此在启动前对联接处螺栓情况的检查很有必要。

6 结 论

本文根据微凸体理论引入非连续性转子接触面的等效接触弯曲刚度,为非连续性转子的建模及分析奠定基础,并系统分析了非连续性接触面接触参数对非连续性转子稳态响应的影响规律;基于燃气轮机非连续性转子模型研究螺栓松动所产生的径向变形,及其对非连续性转子启动过程振动特性的影响,得到以下结论:

1) 随着接触面的等效接触弯曲刚度的增加,非连续性转子前两阶临界转速逐渐增大并保持不变,且各接触面的等效接触弯曲刚度对系统的临界转速影响并不相同,其中第3级轮毂螺栓联接

对系统1阶临界转速影响较大,而涡轮盘螺栓联接对系统2阶临界转速产生较大影响,压气机后轴颈螺栓联接对系统的临界转速影响较小。

2) 随着螺栓预紧力及螺栓个数的增加,系统稳态临界转速均有所增大,而当接触面的表面粗糙度逐渐增大时,系统临界转速均有所减小。

3) 接触应力的变化会导致接触面温度的显著改变,从而造成径向变形量的增加。螺栓松动数目越多,径向变形越明显。螺栓松动会导致转子产生弯曲,该弯曲量随热传过程而不断变化,越靠近螺栓松动位置,弯曲量变化越明显。

4) 非连续性转子在缺失个别螺栓的情况下启动时,会引起转子过临界转速时响应幅值的升高,不利于非连续性转子的安全启动,因此在启动前对非连续性转子的联接处检查是保障转子顺利启动的重点。

参考文献:

- [1] 闻雪友. 舰船燃气和蒸汽动力装置的发展与展望[J]. 船舶工程, 1999(4): 31-34.
WEN Xueyou. State of the art of naval gas and steam turbine[J]. Ship Engineering, 1999(4): 31-34. (in Chinese)
- [2] 杜剑维, 汤建华, 李南. 国外舰船动力装置技术发展现状及趋势[J]. 舰船科学技术, 2010, 32(8): 13-19.
DU Jianwei, TANG Jianhua, LI Nan. Study on the development status and trend of foreign marine power plant technology[J]. Ship Science and Technology, 2010, 32(8): 13-19. (in Chinese)
- [3] Thompson B D, Grobler J. Development US navy gas turbine vibration analysis expertise: LM2500 vibration and trim balance[R]. ASME Paper GT2012-68254, 2012.
- [4] 张连祥, 王娟. 航空发动机热启动过程中的振动问题分析[R]. 贵阳: 第9届全国转子动力学学术讨论会, 2010.
- [5] Peng H, Liu Z, Huang F, et al. A study of elastic-plastic contact of statistical rough surfaces[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology, 2013, 227(10): 1076-1089.
- [6] 吴承伟. 粗糙表面接触研究进展[J]. 力学进展, 1991, 21(1): 96-108.
WU Chengwei. Advances in studies on contacts of rough surfaces[J]. Advance in Mechanics, 1991, 21(1): 96-108. (in Chinese)
- [7] Yovanovich M M. Four decades of research on thermal contact, gap, and joint resistance in microelectronics[J]. Components and Packaging Technologies, 2005, 28(2): 182-206.
- [8] 饶柱石, 夏松波, 汪光明. 粗糙平面接触刚度的研究[J]. 机械强度, 1994, 16(2): 72-75.
RAO Zhushi, XIA Songbo, WANG Guangming. A study of contact stiffness of flat rough surfaces[J]. Journal of

- Mechanical Strength, 1994, 16(2): 72-75. (in Chinese)
- [9] Gao J, Yuan Q, Li P, et al. Effects of bending moments and pretightening forces on the flexural stiffness of contact interfaces in rod-fastened rotors[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(10): 102503. 1-102503. 8.
- [10] Peng H, Liu Z, Wang G, et al. Rotor dynamic analysis of tie-bolt fastened rotor based on elastic-plastic contact[R]. ASME Paper GT2011-45796, 2011.
- [11] 饶柱石. 拉杆组合式特种转子力学特性及其接触刚度的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 1992.
- RAO Zhushi. A study of dynamic characteristic and contact stiffness of the rod fastening composite special rotor [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 1992. (in Chinese)
- [12] 何鹏. 弹塑性接触和温度分布对拉杆转子动力学特性的影响研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012.
- HE Peng. Research on the influence of elastic-plastic contact and temperature distribution on tie-bolted fastened rotor dynamics[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2012. (in Chinese)
- [13] Lu M, Geng H, Xu G, et al. Analytical and experimental study of dynamic characteristics of rod fastened rotor-bearing system under preload saturation [R]. ASME Paper GT2013-95397, 2013.
- [14] Alban C, Tolstykh M, Hilty D, et al. Characterizing compressor rotor unclamp in a gas turbine engine[R]. ASME Paper GT2012-68882, 2012.
- [15] 王安良, 赵剑锋. 接触热阻预测的研究综述[J]. 中国科学: 技术科学, 2011, 41(5): 545-556.
- WANG Anliang, ZHAO Jianfeng. Review of prediction for thermal contact resistance[J]. Science China: Technology Sciences, 2011, 41(5): 545-556. (in Chinese)
- [16] 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.
- [17] Fukuoka T, Nomura M, Shino K. Analysis of heat flow around bolted joints and variations of axial bolt force[R]. ASME Paper PVP2007-26383, 2007.
- [18] Thompson M K. A multi-scale iterative approach for finite element modeling of thermal contact resistance[D]. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 2007.

(编辑: 王碧琚)