

# 热固耦合作用下 9F 级燃气轮机碰摩转子的振动分析\*

朱瑞<sup>1,2†</sup> 王苏民<sup>1</sup> 牛群凯<sup>1</sup> 张焱儒<sup>1</sup> 吴世伟<sup>1</sup> 陈达多<sup>1</sup>

(1.上海电力学院 能源与机械工程学院, 上海 200090) (2.上海交通大学 机械系统与振动国家重点实验室, 上海 200240)

**摘要** 针对燃气轮机转子碰摩故障的振动特性,建立了包含温度因素的 9F 级燃气轮机碰摩转子的动力学方程.建立 9F 级燃气轮机转子的结构模型,对燃气轮机转子进行瞬态热应力分析,同时考虑到碰摩力的影响.研究了 9F 级燃气轮机转子从正常运行到停机 72 小时不同时刻的温度场及热应力.分析结果表明:采用有限元分析方法对 9F 级燃气轮机碰摩转子的振动特性研究是可行的,同时考虑到转子热固耦合作用的影响,对于更准确地研究转子的碰摩故障的振动特性具有重要意义.

**关键词** 燃气轮机转子, 碰摩, 热固耦合, 振动特性

DOI: 10.6052/1672-6553-2018-041

## 引言

作为燃气轮机的“心脏”,转子的动力学特性对整个燃气轮机的性能有着重要的影响.9F 级燃气轮机作为目前我国正在大力引进发展的主要机型,具有高效率、高推重比等优点.相应地转子处在高转速、高交变的气动负荷及高交变的热负荷下工作,导致转子的振动形态多变、应力状态复杂、轴向温度梯度分布过大以及动静间隙不足等,从而使转子在运行过程中极有可能出现碰摩故障并造成机毁人亡的灾难性事故<sup>[1,2]</sup>.因此,对 9F 级燃气轮机碰摩转子的动力学特性研究的必要性可见一斑.

9F 级燃气轮机中,为了提高燃气轮机的效率,转子叶片和机匣之间的间隙往往很小,加之安装不良导致的不对中或启、停操作不当使转子发生热弯曲及其他原因造成振动过大时,燃气轮机动静部件间的碰摩就成为了较多发生的故障<sup>[3]</sup>.转子碰摩分为全周碰摩和部分碰摩两种,通常在转子与定子之间的碰磨大多为部分碰摩.马辉等<sup>[4]</sup>对旋转机械的转定子碰磨故障进行了详细的实验研究,三种碰磨形式的实验现象也做了详细的描述.Abu-Mahfouz 等<sup>[5]</sup>采用由赫兹接触径向力和库伦摩擦切向力组合而成的碰摩力模型,通过关于系统参数的数值实验表明其结果响应为次谐波、拟周期、混沌运动.梁

明轩等<sup>[6]</sup>建立了含接触角的滚动轴承-柔性碰摩转子系统动力学模型,在模型中考虑了非线性滚动轴承力、不平衡量及碰摩故障,采用数值方法分析了系统参数变化对转子动力响应的影响.徐百城等<sup>[7]</sup>对 9FA 燃机高中压转子碰摩振动的原因进行分析,提出了避免动静碰摩的具体措施.高喆等<sup>[8]</sup>采用数值积分法,以最大 Lyapunov 指数为指标,结合分岔图、轴心轨迹、Poincaré 映射,研究了碰摩转子的随机分岔及混沌特性.对于分数阶的碰摩转子系统,Cao 等<sup>[9]</sup>引入四阶龙格库塔法和十阶欧拉法来模拟系统的运动方程,通过对方程的求解得出,转速以及质量偏心对系统有很大的影响,而在分岔图中可以看出系统展现出丰富的动力学行为.李朝峰<sup>[10]</sup>应用与 Newmark 法结合的打靶法分析了碰摩故障多自由度转子—轴承系统的周期运动稳定性.研究系统随系统偏心距、碰摩间隙、碰摩摩擦因数、碰摩刚度等影响因素的失稳分岔规律.

此外,考虑到 9F 级燃气轮机转子的运行环境,温度对燃气轮机碰摩转子动态特性的影响是不可忽视的.Bachschnid<sup>[11]</sup>采用了一个完全组装的机械模型(转子、轴承和基础),实现了一个相当复杂的热应力和接触模型.Zhao<sup>[12]</sup>针对具有热冲击和摩擦的旋转悬臂板的动态特性提出了一种分析方法.同时基于变分原理,推导了考虑板的宽度方向上的碰

2017-11-15 收到第 1 稿,2017-12-23 收到修改稿.

\* 国家自然科学基金资助项目(11502140),上海市创新行动计划资助项目(15110501000)

† 通讯作者 E-mail: zhuruish@163.com

摩力之间的差异的运动方程. Banaszkiwicz<sup>[13]</sup>提出了一种转子的在线热应力计算和控制的方法. 并且采用圆柱模型, 通过有限元法研究了不同的换热系数和材料特性对热应力的影响.

本文在已有的研究基础上, 针对 9F 级燃气轮机转子的碰摩故障的振动特性, 对燃气轮机转子系统进行瞬态热应力分析, 同时考虑到碰摩力和温度的影响, 研究 9F 燃气轮机转子从正常运行到停机 72 小时不同时刻的温度场及热应力. 最后进行碰摩转子振动特性的实验研究. 分析结果表明: 这种方法对于更准确地研究转子的碰摩故障的振动特性具有重要意义.

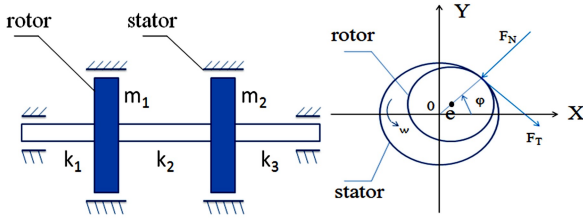


图 1 9F 级燃气轮机碰摩转子系统

Fig.1 9F gas turbine rubbing rotor system

## 1 数学模型的建立

假定: 由于碰摩发生的时间间隔很短, 转子与定子的碰撞为弹性碰撞, 形变为弹性形变, 转子与定子的摩擦符合库仑定律.

根据运动定理, 得到碰摩转子的非线性运动微分方程为

$$\begin{cases} m_1 X_1'' + CX_1' + K_2(X_1 - X_2) + K_1 X_1 + \\ K_s(X_1^2 + Y_1^2) X_1 = F_{X1} + m_1 \omega^2 \cos \omega t + f_T \\ m_1 Y_1'' + CY_1' + K_2(Y_1 - Y_2) + K_1 Y_1 + \\ K_s(X_1^2 + Y_1^2) Y_1 = F_{Y1} + m_1 \omega^2 \sin \omega t - m_1 g + f_T \\ m_2 X_2'' + CX_2' + K_2(X_2 - X_1) + K_3 X_2 + \\ K_s(X_2^2 + Y_2^2) X_2 = F_{X2} + m_2 \omega^2 \cos \omega t + f_T \\ m_2 Y_2'' + CY_2' + K_2(Y_2 - Y_1) + K_3 Y_2 + \\ K_s(X_2^2 + Y_2^2) Y_2 = F_{Y2} + m_2 \omega^2 \sin \omega t - m_2 g + f_T \end{cases} \quad (1)$$

式中,  $m_1$  为左盘的质量,  $m_2$  为右盘的质量,  $C$  为系统阻尼,  $K_1, K_2, K_3$  为转子刚度矩阵,  $X_1, Y_1$  为左盘中心位移,  $X_2, Y_2$  为右盘中心位移,  $e$  为转子偏心距,  $k_s$  为转子轴刚度非线性项系数,  $F_{X1}, F_{Y1}$  为左盘在  $X, Y$  方向上的碰摩力,  $F_{X2}, F_{Y2}$  为右盘在  $X, Y$  方

向上的碰摩力,  $\omega$  为转子的角速度,  $f_T$  为热应力.

则碰撞时的转子法向碰摩力与切向碰摩力可表示为

$$\begin{cases} F_N = \begin{cases} 0 & (r_c < \delta) \\ (r_c - \delta) k_c & (r_c \geq \delta) \end{cases} \\ F_T = f F_N \end{cases} \quad (2)$$

式中,  $\delta$  为静止时转子与定子之间的间隙,  $k_c$  为定子的径向刚度,  $r_c$  为转子的径向位移,  $f$  为转子与定子间的摩擦系数.

在  $X$  和  $Y$  方向上的碰摩力为

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} F_X \\ F_Y \end{bmatrix} = -\frac{r_c - \delta}{r_c} k_c \times \begin{pmatrix} 1 & -f \\ f & 1 \end{pmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} & (r_c > \delta) \\ F_X = F_Y = 0 & (r_c < \delta) \end{cases} \quad (3)$$

综合这两种情况, 上式可表示为:

$$\begin{bmatrix} F_X \\ F_Y \end{bmatrix} = -\frac{1 + \text{sign}(r_c - \delta) r_c - \delta}{2 r_c} k_c \times \begin{pmatrix} 1 & -f \\ f & 1 \end{pmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} \quad (4)$$

所以, 左盘和右盘的碰摩力分别为

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} F_{1X} \\ F_{1Y} \end{bmatrix} = -\frac{1 + \text{sign}(r_{c1} - \delta_1) r_{c1} - \delta_1}{2 r_{c1}} k_c \times \\ \begin{pmatrix} 1 & -f \\ f & 1 \end{pmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ Y_1 \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} F_{2X} \\ F_{2Y} \end{bmatrix} = -\frac{1 + \text{sign}(r_{c2} - \delta_2) r_{c2} - \delta_2}{2 r_{c2}} k_c \times \\ \begin{pmatrix} 1 & -f \\ f & 1 \end{pmatrix} \begin{bmatrix} X_2 \\ Y_2 \end{bmatrix} \end{cases} \quad (5)$$

式中,  $\delta_1, \delta_2$  为左盘和右盘分别与定子的间隙,  $r_{c1}, r_{c2}$  为转子左盘和右盘的径向位移.

本文采用一维解析法求解 9F 级燃气轮机转子热应力. 即将转子视为无限长圆柱体的一维模型, 根据一维不稳定导热方程求得温度分布及内外表面的热应力. 切断面上的温度分布对称于转子的轴线, 此时转子温度的变化可近似看作是仅为时间和半径的函数. 其一维非稳定热传导方程为

$$\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} = \frac{1}{a} \frac{\partial t}{\partial \tau} \quad (6)$$

式中,  $r$  为转子半径,  $t$  为转子温度,  $\tau$  是时间,  $a$  为导热系数,  $a = \frac{\lambda}{\rho c_p}$ .

已知燃气轮机转子与周围介质天然气之间的表面换热系数以及天然气的温度,则转子表面边界条件为第三类边界条件.根据热对流换热定律,单位时间内传向周围流体的热流强度是和物体表面与周围介质的温差成正比的,即

$$-\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=r_0} = h(T - T_f) \quad (7)$$

式中,  $r_0$  为转子表面半径,  $h$  为蒸汽与转子换热系数,  $T_f$  为蒸汽温度.

根据转子传热的导热微分方程式及定解条件,可求得转子准确的温度场,作为求解9F级燃气轮机转子应力场的基础.

当转子初始温度处于均匀状态,并与初始天然气温度相一致时,如天然气温度随时间呈线性变化,则转子任意半径处的温度随时间的变化可用下式表示<sup>[14]</sup>

$$t = t_0 + \eta\tau - \frac{\eta R_0^2}{4a} \left( 1 - \frac{r^2}{R_0^2} + \frac{2}{B} \right) + \frac{2B\eta R_0^2}{a} \sum_{n=1}^{\infty} e^{-\alpha_n^2 F_0} \frac{J_0(r\alpha_n/R_0)}{\alpha_n^2 (B^2 + \alpha_n^2) J_0\alpha_n} \quad (8)$$

9F级燃气轮机转子的体平均温度可以由下面的积分式求得

$$t_m = \frac{2}{R_0^2 - R_b^2} \int_{R_b}^{R_0} t r dr \quad (9)$$

将式(8)、(9)计算得到的燃气轮机转子温度和转子体积平均温度代入热应力基本方程式

$$f_r = \frac{E\alpha}{1-\nu} (t_m - t) \quad (10)$$

得到燃气轮机转子在某半径下的热应力.文献[14]中详细推导并分析了解析法求得的热应力公式,并将其简化为

$$f_r = \frac{E\alpha}{1-\nu} \cdot \frac{c\rho}{\lambda} \cdot R^2 \cdot \eta \cdot f \cdot (1 - e^{-K\tau}) \quad (11)$$

式中,  $\eta$  为天然气温升率,  $\tau$  为时间,  $R_0$  为计算截面的内半径,  $R_b$  为计算截面转子的外半径,  $E$  为转子材料弹性模量,  $\nu$  为转子材料泊松比,  $\alpha$  为转子材料线胀系数,  $\rho$  为转子材料密度,  $\lambda$  为转子材料导热系数,  $R$  为转子厚度,  $f$  为形状因子,  $K$  为时间修正因子.

最后,我们考虑9F级燃气轮机转子的高温运行环境对转子刚度的影响.9F级燃气轮机转子工作

在高温的环境之中,转子具有较大轴向温度梯度.高温高热对转子结构的影响主要在于两个方面,一方面是对材料性能的影响,转子材料在高温下力学性能会急剧下降,从而降低结构的刚度;另一方面是热应力的影响,转子结构在受热下膨胀或者收缩变形,在受热不均匀的情况下,结构内部产生热应力,形成初应力刚度矩阵,从而影响转子结构刚度.

由于材料力学性能参数与温度相关,燃气轮机转子材料的力学特性随温度在轴向连续变化.通常转子的杨氏模量随温度变化的规律可以近似表示为二次函数形式

$$E = E_0(L_1 t^2 + L_2 t + L_3) \quad (12)$$

式中,  $L_1$ 、 $L_2$  和  $L_3$  为9F级燃气轮机转子材料相关的常数,  $E_0$  为常温下转子材料的杨氏模量.

9F级燃气轮机转子在轴向存在一定温度分布,温度分布将引起转子材料的力学性能在轴向连续变化.假设转子内横截面温度均匀分布,同时不考虑由于温度分布而引起转子的轴向热膨胀变形.假设转子单元内部温度线性分布,温度变化可以写为:

$$t = t_i + (t_{i+1} - t_i) \xi = t_i + \Delta t \xi \quad (13)$$

结合燃气轮机转子杨氏模量随温度的变化规律,可得转子单元内杨氏模量的变化规律

$$E(\xi) = E_0 f(\xi) \quad (14)$$

上式中  $f(\xi)$  与材料属性参数和节点温度有关

$$\begin{aligned} f(\xi) &= L_3 (\Delta t)^2 \xi^2 + L_1 + L_2 t_i + L_3 t_i^2 + \\ &\quad (2L_3 t_i + L_2) (\Delta t) \xi \\ &= \sum_{n=0}^2 b_n \xi^n \end{aligned} \quad (15)$$

其中,

$$b_0 = L_1 + L_2 t_i + L_3 t_i^2, b_1 = (2L_3 t_i + L_2) (\Delta t),$$

$$b_2 = L_3 (\Delta t)^2.$$

将式(14)所示的转子单元内杨氏模量变化规律代入到刚度公式中,可以得到考虑温度分布的9F级燃气轮机转子轴段单元刚度为<sup>[15]</sup>

$$\begin{aligned} K_{1,2,3} &= \int_0^1 E(\xi) I_z (dN_2/d\xi)^T \\ &\quad (dN_2/d\xi) ds = E_0 I_z \sum_{n=0}^2 b_n K_n \end{aligned} \quad (16)$$

由上式计算得到的转子碰摩力和热应力代入转子运动微分方程式(1)中

表1 转子参数

Table 1 Blade parameters

Parameters	Material	Elastic modulus	Poisson ratio	Density
rotor	Inconel706	137600Mpa	0.29	8060kg/m <sup>3</sup>

$$\begin{cases}
 m_1 X_1'' + C X_1' + K_2 (X_1 - X_2) + K_1 X_1 + \\
 K_s (X_1^2 + Y_1^2) X_1 = m_1 \varepsilon \omega^2 \cos \omega t - \\
 \frac{1 + \text{sign}(r_{c1} - \delta_1) r_{c1} - \delta_1}{2 r_{c1}} k_c (X_1 - f Y_1) + \\
 \frac{E \alpha}{1 - \nu} \cdot \frac{c \rho}{\lambda} \cdot R^2 \cdot \eta \cdot f \cdot (1 - e^{-k \tau}) \\
 m_1 Y_1'' + C Y_1' + K_2 (Y_1 - Y_2) + K_1 Y_1 + \\
 K_s (X_1^2 + Y_1^2) Y_1 = m_1 \varepsilon \omega^2 \sin \omega t - m_1 g - \\
 \frac{1 + \text{sign}(r_{c1} - \delta_1) r_{c1} - \delta_1}{2 r_{c1}} k_c (Y_1 + f X_1) + \\
 \frac{E \alpha}{1 - \nu} \cdot \frac{c \rho}{\lambda} \cdot R^2 \cdot \eta \cdot f \cdot (1 - e^{-k \tau}) \\
 m_2 X_2'' + C X_2' + K_2 (X_2 - X_1) + K_3 X_2 + \\
 K_s (X_2^2 + Y_2^2) X_2 = m_2 \varepsilon \omega^2 \cos \omega t - \\
 \frac{1 + \text{sign}(r_{c2} - \delta_2) r_{c2} - \delta_2}{2 r_{c2}} k_c (X_2 - f Y_2) + \\
 \frac{E \alpha}{1 - \nu} \cdot \frac{c \rho}{\lambda} \cdot R^2 \cdot \eta \cdot f \cdot (1 - e^{-k \tau}) \\
 m_2 Y_2'' + C Y_2' + K_2 (Y_2 - Y_1) + K_3 Y_2 + \\
 K_s (X_2^2 + Y_2^2) Y_2 = m_2 \varepsilon \omega^2 \sin \omega t - m_2 g - \\
 \frac{1 + \text{sign}(r_{c2} - \delta_2) r_{c2} - \delta_2}{2 r_{c2}} k_c (Y_2 + f X_2) + \\
 \frac{E \alpha}{1 - \nu} \cdot \frac{c \rho}{\lambda} \cdot R^2 \cdot \eta \cdot f \cdot (1 - e^{-k \tau})
 \end{cases} \quad (17)$$

## 2 9F级燃气轮机转子瞬态热力学分析

9F级燃气轮机由一个18级的轴流式压气机、一个由18个燃烧室组成的燃烧系统、一个3级透平转子组成。在改善整个转子的刚性以后,改为两个轴承的支承方案,两个轴承分别位于压气机和燃气透平转子两端。建立了9F级燃气轮机转子的三维实体动力学分析模型,结构模型(图2)及具体参数设置如表1所示。

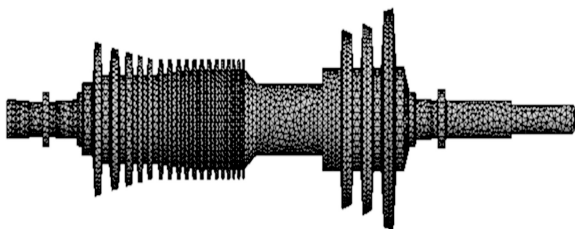


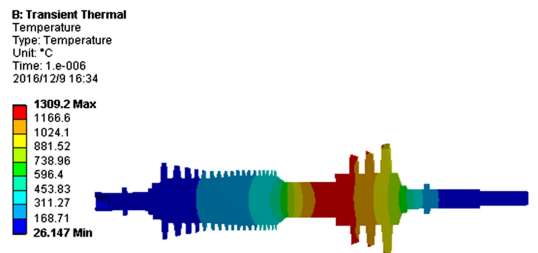
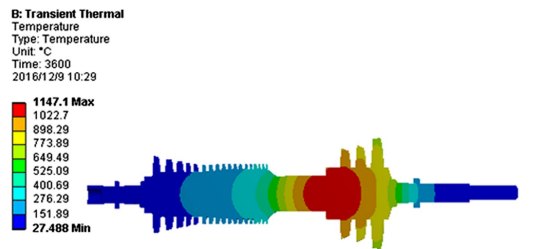
图2 9F级燃气轮机转子结构模型

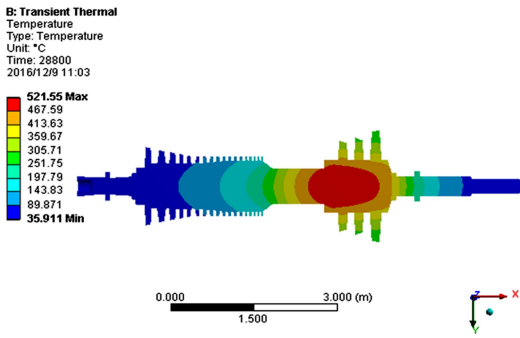
Fig.2 Structure model of 9F Gas Turbine rotor

在计算分析9F级燃气轮机转子的温度场及应力场时,除确定计算所需要的初始条件外,还应对计算模型合理的添加边界条件。对于中心边界,由于转子为轴对称结构,因此也可看作绝热边界来处理。调节级外表面应添加已知介质温度以及放热系数的第三类边界条件。在计算隔离体的应力场时,将计算得到的温度场作为已知的温度载荷施加到计算模型上,并对模型施加位移约束,考虑到转子的结构特性,左右端固定。

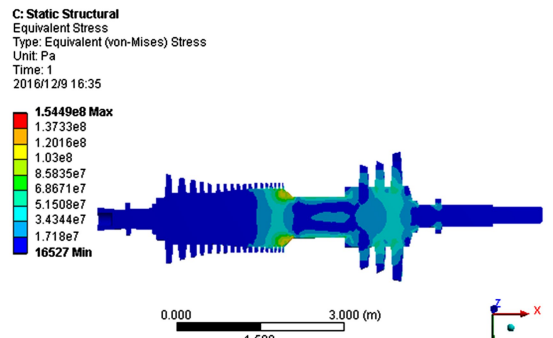
### 2.1 转子温度场分析

燃气轮机启停调峰运行停机后机组处于热备用状态,为了保证燃气轮机在再次启动时具有较高的温度水平。根据电厂燃气轮机运行数据可以判断,一般停机1h、8h、72h后启动,分别属于热态启动、温态启动、冷态启动。所以研究燃气轮机转子刚刚停机时刻及停机1h、8h、72h时的转子振动特性是非常有必要的。本文通过转子瞬态热分析计算,得到燃气轮机转子从正常运行到停机72小时不同时刻的温度场。

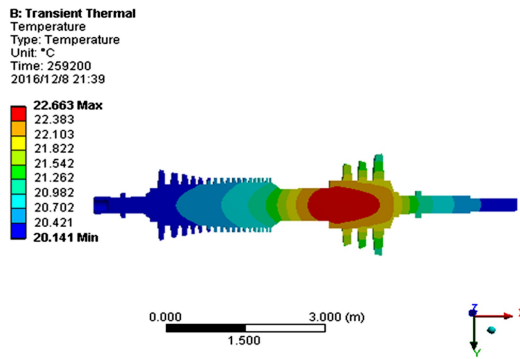
(a) 刚刚停机  
(a) Shutdown(b) 停机1h  
(b) 1h after Shutdown



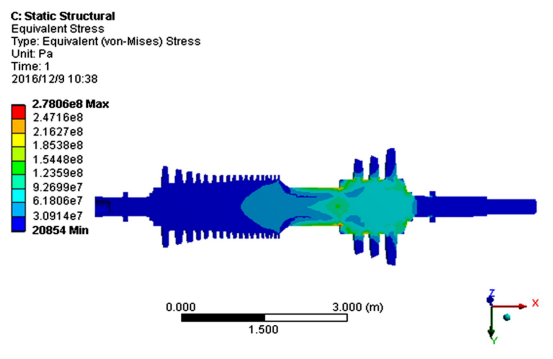
(c) 停机 8h  
(c) 8h after Shutdown



(a) 刚刚停机  
(a) Shutdown



(d) 停机 72h  
(d) 72h after Shutdown



(b) 停机 1h  
(b) 1h after Shutdown

图 3 碰摩转子系统温度场云图

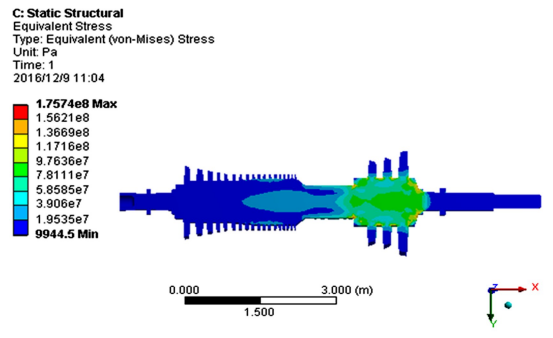
Fig.3 Temperature field of rub-impact rotor system

从转子温度云图可以看到,转子的温度梯度较为明显,且燃烧室和透平转子的温度较高.同时转子刚刚停机时最高温度达到了 1309.2℃,另外,转子停机 1h、8h、72h 时,其转子的最高温度分别为 1147.1℃,521.6℃,22.7℃,且都位于燃烧室及透平转子第一级叶轮处.随着停机时间的增加,转子的温度趋向均匀.由图 3(d)知,转子停机 72h 时,转子的温度很低,且最高温度与最低温度仅仅相差 2.522℃,基本均匀.

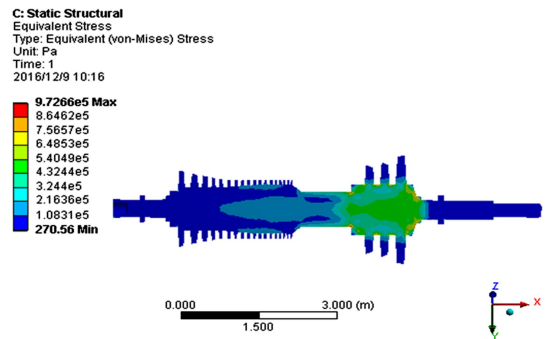
### 2.2 转子应力场分析

对转子的应力场分析主要考虑由于温度变化引起的热应力和碰摩引起的碰摩力.从热分析结果中读取不同时刻的温度场的结果作为结构分析的热边界条件,同时对转子施加碰摩力.得到燃气轮机转子从正常运行到停机 72h 不同时刻的应力场.

从转子应力场云图可以看到,转子叶轮根部是应力较大的部位.如图 4 所示,转子某些节点的应力变化曲线具有同样的趋势.其中,转子的最大压力值为 154 MPa.随着停机时间的增加,转子的应力逐渐减少.停机前 8h,转子的热应力下降速度较快,



(c) 停机 8h  
(c) 8h after Shutdown



(d) 停机 72h  
(d) 72h after Shutdown

图 4 碰摩转子系统应力场云图

Fig.4 Stress field of rub-impact rotor system

而停机 8h 之后,热应力下降比较缓慢.停机 72 小时,转子节点的应力值相差无几,其中,最大的应力为 0.97MPa.由图 3(d)可知,转子停机 72h 时,转子的整体温度非常低,且最高温度与最低温度仅仅相差 2.522℃.所以导致转子的热应力值也非常小.

### 3 结论

9F 级燃气轮机转子碰摩故障在高温环境下的振动特性非常复杂.本文采用有限元分析的方法来进行分析研究,主要结论如下:

(1)建立数学模型,将温度参数引入碰摩转子动力学方程中.理论分析热-固耦合场作用下转子系统的振动特性.

(2)建立 9F 级燃气轮机转子系统的有限元模型,通过转子瞬态热应力分析计算,同时考虑到转子碰摩力影响,得出燃气轮机转子从正常运行到停机 72h 不同时刻的温度场及应力场如图 3~4 所示.转子的温度梯度较为明显,且燃烧室和透平转子的温度较高.从转子应力场云图也可看到,转子叶轮根部是应力较大的部位.

### 参 考 文 献

- 刘杨,李炎臻,石拓等. 转子-滑动轴承系统不对中-碰摩耦合故障分析. 机械工程学报, 2016, 52(13): 79~86 (Liu Y, Li Y Z, Shi T, et al. Study on misalignment-rubbing coupling fault of rotor system supported by oil film force. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(13): 79~86 (in Chinese))
- 韩清凯,王美令,赵广等. 转子系统不对中问题的研究进展. 动力学与控制学报, 2016, 14(1): 1~13 (Han Q K, Wang M L, Zhao G, et al. A review of rotor system with misalignment. *Journal of Dynamics and Control*, 2016, 14(1): 1~13 (in Chinese))
- 宋雪萍,刘宇,刘元伟. 航空发动机转子系统的动力学特性. 大连交通大学学报, 2016, 37(2): 28~31 (Song X P, Liu Y, Liu Y W. Study on dynamical characteristics of aero-engine rotor system. *Journal of Dalian Jiaotong University*, 2016, 37(2): 28~31 (in Chinese))
- 马辉,杨健,宋溶泽等. 转子系统碰摩故障实验研究进展与展望. 振动与冲击, 2014, 33(6): 1~12 (Ma H, Yang J, Song R Z, et al. Review and prospect on the research of rub-impact experiment of rotor systems. *Journal of Vibration and Shock*, 2014, 33(6): 1~12 (in Chinese))
- Abu-Mahfouz I, Banerjee A. On the investigation of nonlinear dynamics of a rotor with rub-impact using numerical analysis and evolutionary algorithms. *Procedia Computer Science*, 2013, 20(1): 140~147
- 梁明轩,袁惠群. 滚动轴承-柔性碰摩转子系统非线性动力学响应分析. 动力学与控制学报, 2013, 11(2): 153~158 (Liang M X, Yuan H Q. Nonlinear dynamic response on rotor system of ball bearing-flexible rub. *Journal of Dynamics and Control*, 2013, 11(2): 153~158 (in Chinese))
- 徐百成,李卫军,吴文健等. 9FA 燃气轮机高中压转子碰摩振动的分析与处理. 浙江电力, 2014(12): 40~42 (Xu B C, Li W J, Wu W J, et al. Analysis and treatment on rubbing vibration of HP-IP rotors for 9FA gas turbines. *Zhejiang Electric Power*, 2014(12): 40~42 (in Chinese))
- 高喆,秦卫阳,梁晓鹏等. 碰摩转子-轴承系统的随机分岔与混沌特性分析. 振动与冲击, 2013, 32(20): 161~164 (Gao Z, Qin W Y, Liang X P, et al. Stochastic bifurcation and chaos analysis of a rub-impact rotor-bearing system. *Journal of Vibration and Shock*, 2013, 32(20): 161~164 (in Chinese))
- Cao J, Ma C, Jiang Z, et al. Nonlinear dynamic analysis of fractional order rub-impact rotor system. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 2011, 16(3): 1443~1463
- 李朝峰,李鹤,马辉等. 碰摩故障多自由度转子-轴承系统周期运动稳定性研究. 机械工程学报, 2010, 46(11): 107~113 (Li C F, Li H, Ma H, et al. Bifurcation and stability of the flexible rotor-bearing system with rub-impact by a continuum model. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(11): 107~113 (in Chinese))
- Bachschnid N, Pennacchi P, Vania A. Thermally induced vibrations due to rub in real rotors. *Journal of Sound and Vibration*, 2007, 299(4-5): 683~719
- Zhao T Y, Yuan H Q, Li B B, et al. Analytical solution for rotational rub-impact plate under thermal shock. *Journal of Mechanics*, 2016, 32(3): 297~311
- Banaszkiewicz M. On-line monitoring and control of thermal stresses in steam turbine rotors. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 94(3): 763~776
- 沈士一,庄贺庆,康松等. 汽轮机原理. 北京:水利电力出版社, 1992 (Shen S Y, Zhuang H Q, Kang S, et al.

Principles of Steam Turbine. Beijing: Water Resources and Electric Power Press, 1992 (in Chinese))

15 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[博士学位论文]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大

学, 2013 (He P. Research on the influence of elastic-plastic and temperature distribution on tie-bolted fastened rotor dynamics[PhD Thesis]. Haerbin: Harbin Institute of Technology, 2013 (in Chinese))

## VIBRATION ANALYSIS OF 9F GAS TURBINE RUB-IMPACT ROTORS UNDER THERMAL-STRUCTURE COUPLING CONDITION\*

Zhu Rui<sup>1,2†</sup> Wang Sumin<sup>1</sup> Niu Qunkai<sup>1</sup> Zhang Yanru<sup>1</sup> Wu Shiwei<sup>1</sup> Chen Daduo<sup>1</sup>

(1. College of Energy and Mechanical Engineering, Shanghai University of Electric Power, Shanghai 200090, China)

(2. State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China)

**Abstract** Based on the vibration characteristics of gas turbine rotor rubbing fault, the dynamic equation of the 9F stage gas turbine rotor is established, and the temperature factor is introduced into the equation. Secondly, structure model of 9F gas turbine rotor is built. Then, the transient thermal stress analysis of the rotor is carried out, meanwhile, considering the influence of thermal-structure coupling. The temperature field and thermal stress of rotor from normal operation to 72 hours of shutdown are studied. The analysis results show that the application of finite element analysis method to study the vibration characteristics of the 9F gas turbine rotor is feasible. Furthermore, the effect of the rotor thermal-structure coupling is taken into consideration, and it is of great significance to study the vibration characteristics of rotor rubbing fault more accurately.

**Key words** gas turbine rotor, rub-impact, thermal-structure coupling, vibration characteristics

Received 15 November 2017, revised 23 December 2017.

\* The project supported by the National Natural Science Foundation of China(11502140) and the "Innovation Action Program" for the Local Colleges & Universities of Capacity Building Projects in 2015(15110501000).

† Corresponding author E-mail: zhuruish@163.com