

DOI: 10.7652/xjtub201305004

燃气轮机拉杆式转子的刚度模化和模型修正方法

高进, 袁奇, 李浦, 刘洋
(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为了提高燃气轮机拉杆式转子的动力分析中梁单元模型的计算精度,引入弹簧连接单元对变截面轴段和接触界面刚度削弱进行了模化且保留了模型的物理意义,弹簧连接单元的刚度和拉杆式转子的物理参数通过模型修正方法获得。对一个简化的拉杆式实验转子进行了模化和模型修正,结果是所提方法获得的特征频率和实验结果非常吻合,表明拉杆式转子梁单元模型具有较高的计算效率和计算精度,可应用于转子的不平衡响应、瞬态响应分析和基于模型的故障诊断分析。

关键词: 拉杆式转子;局部变形;弹簧连接单元;模型修正;物理参数

中图分类号: TK47;0321 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)05-0018-06

Methods for Modeling Stiffness and Model Updating for the Rod-fastened Rotor of Gas Turbine

GAO Jin, YUAN Qi, LI Pu, LIU Yang
(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: It is necessary to raise the computing efficiency and accuracy of the beam element model in the dynamic analysis of the rod-fastened rotor of a gas turbine. In our study, the spring connection elements were adopted to model the decrease in bending stiffness of rotor sections with abrupt changes in the diameter and contact interfaces. The stiffness values of the spring connection elements and the physical parameters of the rod-fastened rotor were obtained by the model updating method. The method proposed retains the physical meaning of the model. In addition, the model of a simplified experimental rod-fastened rotor was established and updated. The results show that the calculated eigenfrequencies are in reasonable agreement with the experimental data. It appears that the beam elements model of the rod-fastened rotor obtained by the proposed method has higher computing efficiency and accuracy in the unbalance response analysis, transient response analysis, and mode-based fault diagnosis of rotors.

Keywords: rod-fastened rotor; local distortion; spring connection element; model updating; physical parameter

重型燃气轮机和航空发动机转子通常采用拉杆组合式结构,如图 1 所示。对拉杆式转子进行动力学分析时需要把原转子系统模型化,称为模化。为了提高计算效率,工程中采用梁单元模化转子系统,

可用于大部分转子的动力学分析^[1]。经典的梁单元模型存在误差,来自:①拉杆式转子中的截面突变,如阶梯轴段和耳轴段^[2];②拉杆式转子的轮盘间存在大量的接触面而导致的转子刚度削弱^[3];③转子

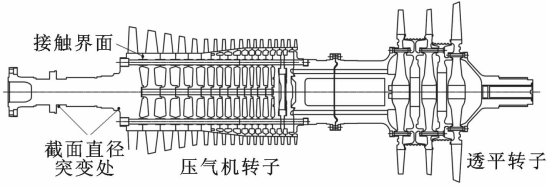


图1 某重型燃气轮机拉杆式转子结构

材料物理参数(弹性模量、密度和泊松比)与实际的偏差。消除截面突变带来的误差,可以直接采用三维单元,如谐波单元^[4-5]、周期对称单元^[6]或实体单元^[2,7]来模化转子。然而,三维单元的模型计算效率较梁单元模型低,难以应用于计算效率要求高或需要大量重复计算的工作,如转子系统有限元模型修正^[8]或基于模型的故障诊断^[9-11]。为了兼顾模型精度和计算效率,可以采用梁单元模型,通过45°法^[1]或有限元法^[12]来解决,但上述方法得到的等效刚度直径精度不高,等效的梁单元模型与实际的转子有偏差。

本文通过引入弹簧连接单元对截面突变和接触界面的刚度削弱进行了模化,以保证转子几何结构与实际转子的一致性,再由模型修正方法^[3,13]获得弹簧连接单元的刚度和拉杆式转子的物理参数。通过该方法得到的拉杆转子的梁单元模型具有计算效率、计算精度高等特性。

1 弹簧连接单元

转子截面突变和接触界面刚度的削弱可通过引入弹簧连接单元来模化。如图2所示,梁单元在截面突变处或接触界面处断开,断面两端的节点 O_L

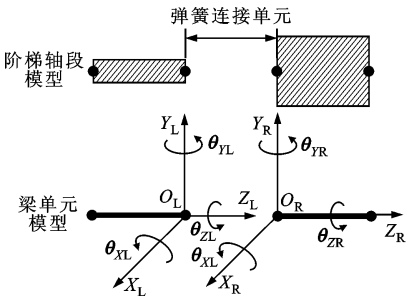


图2 弹簧连接单元及其坐标系

和 O_R 沿3个坐标轴方向与长度为0的拉压弹簧和扭转弹簧连接,由此构成弹簧连接单元。弹簧连接单元的载荷与变形的关系为

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} \\ \mathbf{Q} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_M & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_Q \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \boldsymbol{\theta}_{XY} \\ \mathbf{e}_{XY} \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中: $\mathbf{M}$ 为弯矩向量; $\mathbf{Q}$ 为剪切力向量; $\mathbf{K}_M$ 为抗弯

刚度矩阵; $\mathbf{K}_Q$ 为抗剪刚度矩阵; $\boldsymbol{\theta}_{XY}$ 为沿 X 和 Y 方向的角变形向量; $\mathbf{e}_{XY}$ 为 X 和 Y 方向的位移向量。相应地

$$\mathbf{M} = [M_{XL} \quad M_{YL} \quad M_{XR} \quad M_{YR}]^T \quad (2)$$

$$\mathbf{Q} = [Q_{XL} \quad Q_{YL} \quad Q_{XR} \quad Q_{YR}]^T \quad (3)$$

$$\mathbf{K}_M = \begin{bmatrix} K_M & 0 & -K_M & 0 \\ 0 & K_M & 0 & -K_M \\ -K_M & 0 & K_M & 0 \\ 0 & -K_M & 0 & K_M \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\mathbf{K}_Q = \begin{bmatrix} K_Q & 0 & -K_Q & 0 \\ 0 & K_Q & 0 & -K_Q \\ -K_Q & 0 & K_Q & 0 \\ 0 & -K_Q & 0 & K_Q \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\boldsymbol{\theta}_{XY} = [\theta_{XL} \quad \theta_{YL} \quad \theta_{XR} \quad \theta_{YR}]^T \quad (6)$$

$$\mathbf{e}_{XY} = [X_L \quad Y_L \quad X_R \quad Y_R]^T \quad (7)$$

式中: K_M 为 X 和 Y 方向的扭转弹簧刚度,即单元抗弯刚度; K_Q 为 X 和 Y 方向的拉压弹簧刚度,即单元抗剪刚度。

计算转子弯曲振动需要给定单元抗弯刚度 K_M 和抗剪刚度 K_Q ,而抗扭刚度 K_T 和轴向刚度 K_N 为无穷大。由于 K_Q 对弯曲振动的影响较 K_M 小得多,在精度要求不高时可以不计,此时 K_Q 设置为无穷大。

2 变截面处弹簧连接单元刚度

变截面处弹簧连接单元的抗弯刚度初始值通过应变能法计算,抗剪刚度初值根据抗弯刚度设定,再根据相应的灵敏度确定需要进行修正的参数。

2.1 应变能法

轴段变截面处的局部变形主要位于截面直径较大的轴段,其影响区域很小。如图3所示的阶梯轴段,如果局部变形影响的轴段长度为 L_e , K_{EM} 等于 K_{DM} 和截面突变处的弹簧连接单元刚度 K_M 的串联刚度值,则

$$K_M = \left(\frac{1}{K_{EM}} - \frac{1}{K_{DM}} \right)^{-1} \quad (8)$$

式中: $K_{DM} = EI_D/L_e$,为轴段 L_e 本身的抗弯刚度, E 为弹性模量, I_D 为轴段截面惯性矩。 K_{EM} 通过弹性应变能法计算

$$K_{EM} = \frac{M^2}{2U_M} \quad (9)$$

式中: M 为变截面轴段上加载的弯矩; U_M 为加载 M 时的弹性应变能。

抗剪刚度 K_Q 不能通过应变能法计算,但可以

通过下式计算初始值

$$K_Q = \frac{GA\kappa}{L_0} = \frac{K_M}{EI}GA\kappa \quad (10)$$

式中: $L_0 = EI/K_M$, I 和 A 分别为变截面处较小截面的截面惯性矩和面积; κ 为剪力系数。

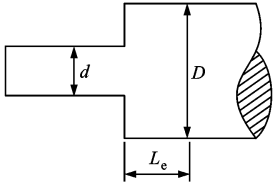


图3 阶梯轴段

2.2 弹簧连接单元刚度参数灵敏度

转子中各截面处弹簧连接单元的刚度参数对转子第 j 阶特征值 λ_j 的灵敏度计算式为^[14]

$$\frac{\partial \lambda_j}{\partial K_i} = \boldsymbol{\phi}_j^T \left[\frac{\partial \mathbf{K}}{\partial K_i} - \lambda_j \frac{\partial \mathbf{m}}{\partial K_i} \right] \boldsymbol{\phi}_j = \boldsymbol{\phi}_j^T \frac{\partial \mathbf{K}}{\partial K_i} \boldsymbol{\phi}_j \quad i = 1, 2 \quad (11)$$

式中: $\mathbf{m}$ 为质量矩阵; $\boldsymbol{\phi}_j$ 为第 j 阶正则振型向量; $K_1 = K_M, K_2 = K_Q$ 。

由于 $\lambda_j = (\omega_j)^2$, ω_j 为第 j 阶模态频率, 则 $\partial \lambda_j = 2\omega_j \partial \omega_j$ 。同时, 令 $\eta_i = K_i/K_{i0}$, 则 $\partial K_i = K_i \partial \eta_i$, K_{i0} 为弹簧连接单元刚度初始值, 则有

$$S_j = \frac{\partial \omega_j}{\omega_j \partial \eta_i} = \left(\boldsymbol{\phi}_j^T \frac{\partial \mathbf{K}}{\partial K_i} \boldsymbol{\phi}_j \right) \frac{K_{i0}}{2\omega_j^2} \quad (12)$$

式中: S_j 为转子中各截面处弹簧连接单元的刚度参数对第 j 阶弯曲振动模态频率的灵敏度。对于弯曲振动, K_M 和 K_Q 的灵敏度分别为

$$S_{jM} = \frac{(\theta_{XL} - \theta_{XR})^2 K_{M0}}{2\omega_j^2} = \frac{(\theta_{YL} - \theta_{YR})^2 K_{M0}}{2\omega_j^2} \quad (13)$$

$$S_{jQ} = \frac{(X_L - X_R)^2 K_{Q0}}{2\omega_j^2} = \frac{(Y_L - Y_R)^2 K_{Q0}}{2\omega_j^2} \quad (14)$$

2.3 弹簧连接单元刚度参数修正

弹簧连接单元参数需要修正。由梁单元模型计算得到的第 j 阶模态频率 ω_j 与三维有限元模型计算得到的第 j 阶模态频率 $\bar{\omega}_j$ 的相对误差为

$$\epsilon_j = \frac{\omega_j - \bar{\omega}_j}{\bar{\omega}_j} \quad (15)$$

ϵ_j 为弹簧连接单元待修正刚度参数的函数, 修正的目标函数为

$$f_{\text{obj}} = \min \{ \boldsymbol{\epsilon}^T \mathbf{W} \boldsymbol{\epsilon} \}, \quad \text{s. t. } \gamma_i \in [\gamma_{i\min}, \gamma_{i\max}] \quad (16)$$

式中: $\boldsymbol{\epsilon} = [\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3, \dots, \epsilon_n]$; $\mathbf{W}$ 为加权系数矩阵; γ_i 为

弹簧连接单元第 i 个待修正刚度参数与初始参数的比值。当忽略了弹簧连接单元各待修正刚度参数的耦合项时有

$$\epsilon_j = \epsilon_{j,0} - \sum_{i=1}^n (\epsilon_{j,i}(\gamma_i) - \epsilon_{j,0}) \quad (17)$$

式中: $\epsilon_{j,i}(\gamma_i)$ 为仅改变参数 γ_i 时由梁单元模型计算得到的第 j 阶模态频率的相对误差; $\epsilon_{j,0}$ 为根据初始弹簧连接单元刚度参数计算得到的第 j 阶模态频率的相对误差。

式(16)是一个有约束的非线性优化问题, 可采用逐次二次规划法求解^[8]。求解步骤如下。

(1) 采用一次函数来拟合相对误差函数 $\epsilon_{j,i}(\gamma_i)$, 由此得到目标函数。

(2) 采用逐次二次规划法求得最优参数值。

3 接触界面刚度和物理参数修正

拉杆式转子中的物理参数涉及接触界面的刚度参数和材料物理参数, 如弹性模量 E 、密度 ρ 和泊松比 ν 。

接触界面的刚度参数用弹簧连接单元进行等效处理, 弯曲振动分析时需考虑抗弯刚度 K_M 和抗剪刚度 K_Q

$$K_M = k_n I \quad (18)$$

$$K_Q = k_t A_c \quad (19)$$

式中: k_n 和 k_t 分别为接触界面单位面积的法向接触刚度和切向向接触刚度; I 为接触界面的截面惯性矩; A_c 为接触界面的名义面积。

应用梁单元模型进行拉杆式转子接触界面刚度和物理参数修正时, 还需求解由梁单元模型计算得到的第 j 阶弯曲振动模态频率 ω_{j1} 、弯曲振动模态频率 ω_{j0} 与三维有限元模型之间的相对误差 ϵ_{j0} 。

相对于实验值 $\bar{\omega}_j$ 的误差 ϵ_{j1} 与 ϵ_{j0} 的关系为

$$\bar{\epsilon}_j = \frac{\hat{\omega}_j \omega_{j1} / \omega_{j0} - \bar{\omega}_j}{\bar{\omega}_j} = \frac{\epsilon_{j1} - \epsilon_{j0}}{1 + \epsilon_{j0}} \approx \epsilon_{j1} - \epsilon_{j0} \quad (20)$$

式中: $\bar{\epsilon}_j$ 表示 ϵ_{j1} 去掉 ϵ_{j0} 后的误差

$$\epsilon_{j0} = \frac{\omega_{j0} - \bar{\omega}_j}{\bar{\omega}_j} \quad (21)$$

$$\epsilon_{j1} = \frac{\omega_{j1} - \bar{\omega}_j}{\bar{\omega}_j} \quad (22)$$

接触界面弹簧连接单元刚度参数和转子物理参数修正的目标函数为

$$\hat{f}_{\text{obj}} = \min \{ \bar{\boldsymbol{\epsilon}}^T \mathbf{W} \bar{\boldsymbol{\epsilon}} \}, \quad \text{s. t. } \xi_i \in [\xi_{i\min}, \xi_{i\max}] \quad (23)$$

式中: $\bar{\boldsymbol{\epsilon}} = [\bar{\epsilon}_1, \bar{\epsilon}_2, \dots, \bar{\epsilon}_k]$; ξ_i 为待修正参数与其初始值的比值。当忽略各待修正刚度参数的耦合项时有

$$\bar{\varepsilon}_j = \bar{\varepsilon}_{j,0} - \sum_{i=1}^n (\bar{\varepsilon}_{j,i}(\xi_i) - \bar{\varepsilon}_{j,0}) \quad (24)$$

式中: $\bar{\varepsilon}_{j,i}(\xi_i)$ 为仅改变参数 ξ_i 时梁单元模型计算得到的第 j 阶模态频率的相对误差; $\bar{\varepsilon}_{j,0}$ 为根据初始参数计算得到的第 j 阶模态频率的相对误差。式(23)的求解方法与式(16)相同。

拉杆式转子模化和模型修正流程如图 4 所示。

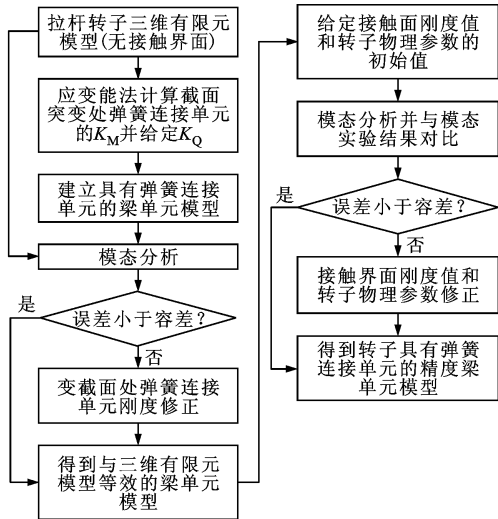
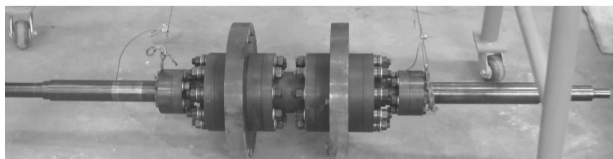


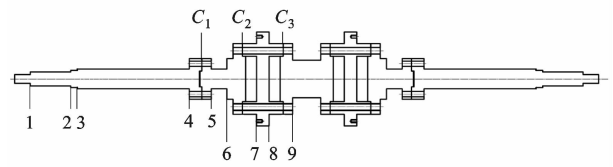
图 4 拉杆式转子模化和模型修正流程

4 应用实例

简化了的实验拉杆式转子如图 5 所示。转子左右对称,共有 6 个接触界面 $C_1 \sim C_6$,18 个截面突变轴段 1~18,转子材料为 40Cr。根据材料手册,弹性模量 E 的初值为 206 GPa,密度 ρ 为 7870 kg/m³,泊松比 ν 为 0.3。采用有限元软件 ANSYS11.0 建立了实验拉杆式转子的三维有限元模型,并进行了自由-自由边界条件下的模态分析。实验拉杆式转



(a)拉杆式转子



(b)拉杆式转子结构

图 5 简化了的拉杆式转子(总长为 1 813 mm)

子在自由-自由边界条件下的实验模态频率通过敲击模态实验获得,转子自由-自由边界条件通过弹性绳悬挂进行等效(见图 5a)。在水平方向通过敲击转子激励转子各阶模态振动,振动信号由安装在转子水平方向上的压电式加速度传感器测量,由测得的频响函数得到转子的各阶实验模态频率。

4.1 变截面处弹簧连接单元参数修正

实验拉杆式转子结构对称,18 个变截面处的弹簧连接单元中只有 7 个有所不同,其中截面 4、5 参数相同,截面 7、8 参数相同。表 1 为转子各变截面处的弹簧连接单元的抗弯刚度和抗剪刚度的初始值。

表 1 转子变截面处弹簧连接单元刚度参数

截面序号	$K_M/\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$	$K_Q/\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$
1	1.48×10^6	1.07×10^{10}
2	5.00×10^8	1.41×10^{12}
3	5.00×10^8	9.41×10^{11}
4/5	9.12×10^6	1.31×10^{10}
6	1.00×10^7	1.44×10^{10}
7/8	7.27×10^8	3.76×10^{10}
9	6.68×10^7	2.64×10^{10}

注: K_M 用应变能法计算; K_Q 用式(10)计算。

表 2 为转子前 5 阶弯曲振动模态频率的三维有限元模型计算值和梁单元模型在修正变截面刚度前的计算值,各阶振型如图 6 所示。由表 2 可以看出,第 1、2、3、5 阶模态频率的相对误差较大,前 5 阶模态频率的均方根误差为 6.33%,所以需要变截面处弹簧连接单元刚度参数进行修正。

表 2 转子前 5 阶弯曲振动模态频率计算值

阶数	频率/Hz		$\varepsilon_j/\%$
	三维有限元模型	修正前梁单元模型	
1	145.79	143.50	-1.57
2	204.30	200.71	-1.76
3	572.80	590.50	3.09
4	726.97	726.50	-0.06
5	864.60	907.75	4.99

根据式(13)、式(14)计算 S_{jM} 和 S_{jQ} ,用各阶灵敏度的平均值 S_{aM} 和 S_{aQ} 表示各截面处弹簧连接单元刚度参数的变化对转子模态频率的影响,如图 7 所示。由图 7 可以看出,实验拉杆式转子变截面 4、5、6、9 处的 S_{aM} 值远大于其他截面,也远大于各截面的 S_{aQ} 。所以,本文将这 4 处截面弹簧连接单元的抗弯刚度选为待修正的参数。表 3 为修正前后的参

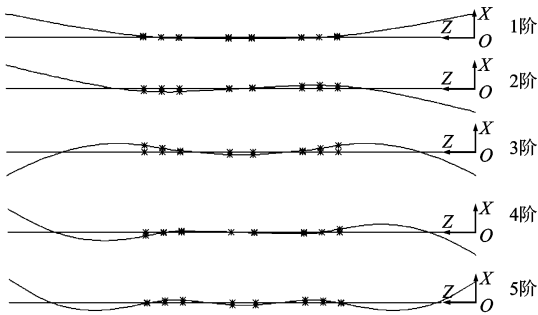


图 6 转子前 5 阶弯曲振动模式振型

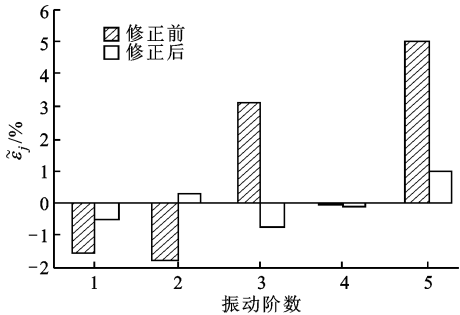


图 8 各阶弯曲振动模式频率计算值的相对误差

数值,实验拉杆式转子各阶弯曲振动模式频率计算值的相对误差如图 8 所示。从图 8 可以看出,参数修正后误差绝对值较修正前的小,修正后各阶相对误差的均方根误差由修正前的 6.33%降为 1.38%。

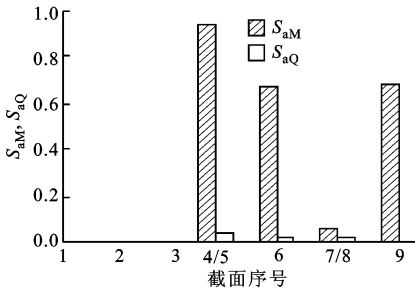


图 7 各阶灵敏度的平均值

表 3 变截面处弹簧连接单元刚度参数

截面 序号	$K_M/\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$	
	初始值	修正值
4/5	9.12×10^6	1.52×10^7
6	1.00×10^7	8.17×10^6
9	6.68×10^7	4.18×10^7

4.2 接触界面处弹簧连接单元刚度及物理参数修正

接触界面处法向压力为 11.15 MPa,根据文献 [3,15]给定 k_n 和 k_t 初始值。转子材料的密度为准确值,无需修正,而泊松比主要影响剪切刚度,其对弯曲振动模式频率的影响远小于弹性模量^[13],所以选取弹性模量 E 、 k_n 和 k_t 作为待修正参数。表 4 为修正后的参数。

表 4 弹簧连接单元刚度参数和物理参数

参数	初始值	修正值
$k_n/10^{13} \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$	1.000 0	0.448 9
$k_t/10^{13} \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$	0.820 0	0.368 1
E/GPa	206.00	214.83

如图 9 所示,拉杆式转子前 5 阶弯曲振动模式频率计算值的相对误差 ϵ_j (由式(20)计算)的均方根误差由修正前的 2.93%降为修正后的 1.12%。

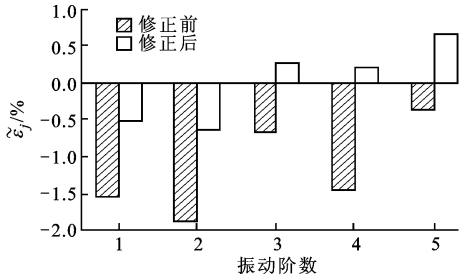


图 9 修正前后前 5 阶弯曲振动模式频率计算值的相对误差

表 5 为弯曲振动模式频率实验值和计算值。由表 5 看出,由修正后的梁单元模型计算得到的前 5 阶弯曲振动模式频率与实验值的误差 ϵ_{j1} 小于 2%,均方根误差为 2.05%,说明经过修正的梁单元模型能更精确地分析拉杆式转子的动力学特性。

表 5 弯曲振动模式频率实验值和计算值

阶数	频率/Hz		$\epsilon_{j1}/\%$
	实验	计算	
1	147.5	145.96	-1.04
2	207.5	206.77	-0.35
3	573.8	570.98	-0.49
4	736.3	736.98	0.09
5	864.4	878.72	1.66

5 结 论

本文通过引入弹簧连接单元对拉杆式转子变截面处和接触界面刚度削弱进行了模化,应用模型修正方法得到了准确的弹簧连接单元弯曲刚度参数和转子物理参数,结论如下。

(1)通过模型修正,在拉杆式转子变截面处通过引入弹簧连接单元进行模化,可以得到与拉杆式转

子三维有限元模型等效的精度更高的梁单元模型。

(2)通过在拉杆式转子接触界面处引入弹簧连接单元,结合实验拉杆式转子模态实验结果,采用模型修正方法,得到实际拉杆式转子考虑截面直径突变和接触界面影响的较高精度的梁单元模型。

(3)通过本文方法得到的燃气轮机拉杆转子的梁单元模型,具有高的计算精度和计算效率,可应用于需大量计算的实际燃气轮机拉杆转子的动力学特性分析,如转子的不平衡响应、瞬态响应分析和基于模型的故障诊断分析等。

参考文献:

- [1] VANCE J M, ZEIDAN F Y, MURPHY B. Machinery vibration and rotor dynamics [M]. Hoboken, New Jersey, USA: John Wiley & Sons, 2010.
- [2] CHAUDHRY J A. Three-dimensional finite element analysis of rotors in gas turbines, steam turbines and axial pumps including blade vibrations [D]. Charlottesville, USA: University of Virginia, 2011.
- [3] ZHANG Yanchun, DU Zhaogang, SHI Liming, et al. Determination of contact stiffness of rod-fastened rotors based on modal test and finite element analysis [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010, 132(9): 47-49.
- [4] STEPHENSON R W, ROUCH K E, ARORA R. Modeling of rotors with axisymmetric solid harmonic elements [J]. Journal of Sound and Vibration, 1989, 131(3): 431-443.
- [5] STEPHENSON R W, ROUCH K E. Modeling rotating shafts using axisymmetrical solid finite-elements with matrix-reduction [J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 1993, 115(4): 484-489.
- [6] CHATELET E, D'AMBROSIO F, JACQUET-RICHARDET G. Toward global modelling approaches for dynamic analyses of rotating assemblies of turbomachines [J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 282(1/2): 163-178.
- [7] NANDI A, NEOGY S. Modelling of rotors with three-dimensional solid finite elements [J]. Journal of Strain Analysis for Engineering Design, 2001, 36(4): 359-371.
- [8] RICCI R, PENNACCHI P, PESATORI E, et al. Modeling and model updating of torsional behavior of an industrial steam turbo generator [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010, 132(7): 074501.
- [9] BACHSCHMID N, PENNACCHI P, VANIA A. Identification of multiple faults in rotor systems [J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 254(2): 327-366.
- [10] LEES A W, SINHA J K, FRISWELL M I. Model-based identification of rotating machines [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2009, 23(6): 1884-1893.
- [11] PENNACCHI P, VANIA A, BACHSCHMID N. Fault identification in industrial rotating machinery: theory and applications [C] // Proceedings of the Iutam Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics. Berlin, Germany: Springer-Verlag, 2011: 455-467.
- [12] 于军. 用梁单元表达转子刚度时阶梯处过渡段的最佳等效参数 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 1998, 30(S0): 253-256.
YU Jun. The optimal equivalent the bending stiffness of stepped parameters for expressing rotor segments by beam elements [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 1998, 30(S0): 253-256.
- [13] DONG Guihua, JING Mingqing, LIU Heng. Model updating for disk-rod-fastening rotor based on DOE [C] // Proceedings of the 2011 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation. Piscataway, NJ, USA: IEEE, 2011: 1368-1372.
- [14] FOX R, KAPOOR M. Rate of change of eigenvalues and eigenvectors [J]. AIAA Journal, 1968, 6(12): 2426-2429.
- [15] GONZALEZ-VALADEZ M, BALTAZAR A, DWYER-JOYCE R S. Study of interfacial stiffness ratio of a rough surface in contact using a spring model [J]. Wear, 2010, 26(3/4): 373-378.

[本刊相关文献链接]

- 晏鑫,李军,丰镇平. 迷宫密封传热特性的数值研究. 2012, 46(11): 1-5.
- 付雷,丰镇平. 毫米级微型燃气轮机系统设计原则与可实现性循环分析. 2011, 45(5): 42-46.
- 王建录,刘学云,廖平,等. 结合分割逼近和粒子群法的燃气轮机叶片轮廓度误差计算. 2010, 44(7): 42-45.
- 孙皓,薛志恒,李军,等. 低雷诺数对透平叶片间隙泄漏流动影响的研究. 2010, 44(3): 11-15.
- 李兵,丁建军,蒋庄德,等. 利用弦长不变特征的叶片截面轮廓匹配算法. 2009, 43(1): 81-84.
- 晏鑫,李军,宋立明,等. 蜂窝面迷宫密封内流动和总温升特性的研究. 2008, 42(7): 823-827.

(编辑 苗凌)