

利用交叉耦合效应抑制转子系统碰摩的控制方法*

尚志勇 江俊 张小龙

(西安交通大学强度与振动教育部重点实验室,西安 710049)

摘要 为了揭示交叉耦合效应对转子/定子碰摩响应的影响,解析推导了考虑定子质量、碰摩面刚度及交叉耦合阻尼和刚度项的转子/定子模型的同频全周碰摩解,并分析了该解的稳定性.结果表明:碰摩时转子的交叉耦合刚度和定子的交叉耦合阻尼可以减少摩擦力向转子横向振动的能量输入,从而减小碰摩力和转子碰摩响应的幅值.依据此特性,本文提出了通过产生交叉耦合效应来主动抑制转子碰摩破坏的控制思想,并通过仿真计算说明了相应控制方法的有效性.

关键词 转子/定子碰摩, 干摩擦, 交叉耦合效应, 主动抑制碰摩

引言

随着现代旋转机械的运行参数的不断提高,生产上对降低转子系统的振动、提高机组稳定性的要求与日俱增.通常人们采用改进设计水平、提高制造精度及吸振隔振等手段来抑制转子的振动.实践证明效果有限,振动事故仍不断发生,并造成巨大经济损失.因此,振动的主动控制技术日益受到关注和重视.转子系统振动的主动控制基本原理是,对于转子系统的不平衡或不稳定因素造成的失稳,借助于反馈力(主要有液压力、电磁力等),通过伺服控制系统,将力反馈作用到转子系统上,从而减小系统的不平衡响应或增加系统稳定性裕度.为抑制转子振动、防止失稳,人们采用诸如主动磁悬浮技术、挤压油膜技术、电流变技术和主动静压轴承技术等方法来控制转子振动.国内外学者对转子系统的主动振动控制问题已开展了大量的研究工作^[1-10].随着计算机、控制理论和电子技术的发展,转子振动的主动控制技术正在得到迅速的发展,并取得了实质性的进展^[11].

转子与定子的碰摩是旋转机械重要故障之一,碰摩会导致局部发热甚至严重磨损,易诱发机械的剧烈振动,严重时甚至会诱发反向涡动失稳而造成整个机械破坏.作者曾针对减轻转子碰摩的损坏程度和抑制碰摩失稳响应提出了一种主动辅助轴承的控制思路^[5].本文通过稳定性分析发现:转子系统的

交叉耦合效应可以起到抵消转子碰摩时干摩擦效应的作用,即,增加交叉耦合效应将减少碰摩过程中通过干摩擦向转子横向振动的能量输入.由此本文提出一种新的减小碰摩力和避免出现破坏性反向涡动失稳响应的控制思路.

1 模型和运动方程

采用的转子/定子模型如图1所示,它由一个支撑在无质量、刚度为 k_r 的转轴和放置在其中部的质量为 m_r 的刚性转子以及一个支撑在径向刚度为 k_s 、质量为 m_s 的弹性定子构成.转子质心与其几何中心的偏心距为 e ,定子内环面的接触刚度为 k_c ,表面的摩擦系数为 μ ,转子和定子之间的间隙为 δ .

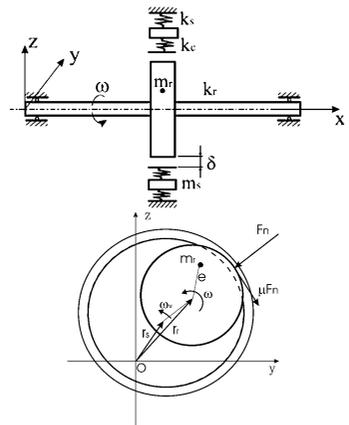


图1 (上) 转子/定子系统示意图;(下) 碰摩时系统的截面图
Fig.1 (upper) Schematic graph of the system;
(lower) Section of the system during rubbing

在不考虑转子陀螺效应,但考虑交叉耦合阻尼和刚度效应的情形时,如:转子的交叉耦合阻尼和刚度系数分别为 ν_r 和 Q_r , 定子的交叉耦合阻尼和刚度系数分别为 ν_s 和 Q_s , 转子/定子系统的运动方程复数形式形式可以由(1)表示.

$$\begin{aligned} m_r \ddot{r}_r + (c_r - j\nu_r) \dot{r}_r + (k_r - jQ_r) r_r + \Phi F &= m_r e \omega^2 e^{j\omega t} \\ m_s \ddot{r}_s + (c_s - j\nu_s) \dot{r}_s + (k_s - jQ_s) r_s + \Phi F &= 0 \\ F &= k_c (1 + j\mu) (r_r - r_s - \delta \frac{r_r - r_s}{|r_r - r_s|}) \end{aligned} \quad (1)$$

其中, $r_r = y_r + jz_r$, $r_s = y_s + jz_s$, Θ 为 Heavside 函数

$$\Theta = \begin{cases} 0 & |r_r - r_s| < \delta \\ 1 & |r_r - r_s| \geq \delta \end{cases}$$

方程(1)中, r_r 和 r_s 分别表示转子和定子的位移, F 代表转子与定子碰摩时碰摩力的合力.

对方程(1)进行无量纲化处理并对时间 τ 求导,为了得到同频全周碰摩解的解析表达式,碰撞力采用了[5]中建议的形式

$$\begin{aligned} \hat{r}_r'' + (2\zeta_r - j\gamma_r) \hat{r}_r' + (1 - j\kappa_r) \hat{r}_r + \Theta \hat{F} &= \Omega^2 e^{j\Omega\tau} \\ M_{sr} \hat{r}_s'' + (2\zeta_s \sqrt{M_{sr}\beta_{sr}} - j\gamma_s) \hat{r}_s' + (\beta_{sr} - j\kappa_s) \hat{r}_s - \Theta \hat{F} &= 0 \\ \hat{F} &= \beta_{cr} (1 + j\mu) (\hat{r}_s - \hat{r}_r - \Delta \frac{1 - j\mu}{\sqrt{1 + \mu^2}} \frac{\hat{F}}{|\hat{F}|}) \end{aligned} \quad (2)$$

其中无量纲变量定义如下:

$$\begin{aligned} \hat{r}_r &= \frac{r_r}{e}, \hat{r}_s = \frac{r_s}{e}, \hat{F} = \frac{F}{ek_r}, M_{sr} = \frac{m_s}{m_r}, \beta_{sr} = \frac{k_s}{k_r}, \\ \beta_{cr} &= \frac{k_c}{k_r}, \Delta = \frac{\delta}{e}, \omega_0 = \sqrt{\frac{k_r}{m_r}}, \tau = \omega_0 t, \Omega = \frac{\omega}{\omega_0}, \\ \zeta_r &= \frac{c_r}{2\sqrt{k_r m_r}}, \zeta_s = \frac{c_s}{2\sqrt{k_s m_s}}, \gamma_r = \frac{\nu_r}{\sqrt{k_r m_r}}, \\ \gamma_s &= \frac{\nu_s \sqrt{M_{sr}\beta_{sr}}}{\sqrt{k_s m_s}}, \kappa_r = \frac{Q_r}{k_r}, \kappa_s = \frac{Q_s}{k_r} \end{aligned}$$

2 同频全周碰摩解的稳定性

2.1 同频全周碰摩解

方程(2)不能直接得出同频全周碰摩的解析解,为此利用变换,把系统从惯性坐标转换到旋转坐标下,位移和力采用如下变换:

$$\hat{r}_r = \rho_r e^{j\Omega\tau}, \hat{r}_s = \rho_s e^{j\Omega\tau}, \hat{F} = \Theta e^{j\Omega\tau}$$

可以得到旋转坐标系下的运动方程.

$$\rho_r'' + [2\zeta_r + j(2\Omega - \gamma_r)] \rho_r' + [1 - \Omega^2 + \Omega\gamma_r +$$

$$\begin{aligned} j(2\Omega\zeta_r - \kappa_r)] \rho_r &= \Omega^2 - \Phi \\ M_{sr} \rho_s'' + [2\eta_s + j(2\Omega M_{sr} - \gamma_s)] \rho_s' + [\beta_{sr} - \Omega^2 M_{sr} + \Omega\gamma_s + j(2\Omega\eta_s - k_s)] \rho_s &= \Phi \\ \Phi &= \beta_{cr} (1 + j\mu) (\rho_r - \rho_s - \Delta \frac{1 - j\mu}{\sqrt{1 + \mu^2}} \frac{\Phi}{|\Phi|}) \end{aligned} \quad (3)$$

可得到稳态解:

$$\begin{aligned} \rho_r &= \frac{\Omega^2 - \Phi}{1 - \Omega^2 + \Omega\gamma_r + j(2\Omega\zeta_r - \kappa_r)} \\ \rho_s &= \frac{\Phi}{\beta_{sr} - \Omega^2 M_{sr} + \Omega\gamma_s + j(2\Omega\eta_s - \kappa_s)} \end{aligned} \quad (4)$$

将(4)代入(3)中第三式,两边同时取模,可以解得碰摩力幅值的表达式

$$|\Phi| = \frac{-(1 + R_1)K \pm \sqrt{[(1 + R_1)^2 + I_1^2](R_1^2 + I_1^2) - K^2 I_1^2}}{(1 + R_1)^2 + I_1^2} \quad (5)$$

其中 $K = \beta_{cr} \Delta \sqrt{1 + \mu^2}$, $\eta_s = \zeta_s \sqrt{M_{sr}\beta_{sr}}$

$$\begin{aligned} C_r &= 1 - \Omega^2 + \Omega\gamma_r + j(2\Omega\zeta_r - \kappa_r) \\ C_s &= \beta_{sr} - \Omega^2 M_{sr} + \Omega\gamma_s + j(2\Omega\eta_s - \kappa_s) \end{aligned}$$

$$R_1 = \text{Real}[(1 + j\mu)\beta_{cr} \frac{C_r + C_s}{C_r C_s}],$$

$$R_2 = \text{Real}[(1 + j\mu)\beta_{cr} \frac{\Omega^2}{C_r}]$$

$$I_1 = \text{Imag}[(1 + j\mu)\beta_{cr} \frac{C_r + C_s}{C_r C_s}],$$

$$I_2 = \text{Imag}[(1 + j\mu)\beta_{cr} \frac{\Omega^2}{C_r}]$$

将(4),(5)代入(3)第三式得:

$$\begin{aligned} \Phi &= \frac{(1 + j\mu)\beta_{cr}\Omega^2}{C_r} \\ &= \frac{K}{1 + \frac{K}{|\Phi|} + (1 + j\mu)\beta_{cr} \frac{C_r + C_s}{C_r C_s}} \end{aligned} \quad (6)$$

将(6)代入(4)得到复数形式的同频全周碰摩解.

2.2 稳定性分析

稳定性分析需在相空间中进行,为此,定义旋转坐标系下的状态向量如下:

$$X = \{Y_r, Z_r, Y_s, Z_s, \dot{Y}_r, \dot{Z}_r, \dot{Y}_s, \dot{Z}_s\}^T$$

利用 $\rho_r = Y_r + jZ_r$, $\rho_s = Y_s + jZ_s$ 可将(2)式改写为:

$$X' = AX + f(X) = N(X) \quad (7)$$

其中:

$$f(x) = \{0 \ 0 \ 0 \ 0 \ \beta_{cr} H_Y + \Omega \ \beta_{cr} H_Z \ -B_{cr} H_Y \ -B_{cr} H_Z\}^T$$

各变量定义如下:

$$B_{sr} = \frac{\beta_{sr}}{M_{sr}}, B_{cr} = \frac{\beta_{cr}}{M_{cr}}, \Xi_s = \frac{\zeta_s}{M_{sr}}, G_s = \frac{\gamma_s}{M_{sr}}, W_s = \frac{\kappa_s}{M_{sr}}$$

$$R = \sqrt{(Y_r - Y_s)^2 + (Z_r - Z_s)^2}$$

$$H_Y = \Delta/R[(Y_r - Y_s) - \mu(Z_r - Z_s)]$$

$$H_Z = \Delta/R[\mu(Y_r - Y_s) + (Z_r - Z_s)]$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -(1-\Omega^2) + \Omega\gamma_r - \beta_{cr} & 2\Omega\zeta_r - \kappa_r - 2\mu\beta_{cr} & \beta_{cr} & -\mu\beta_{cr} & -2\zeta_r & 2\Omega & 0 & 0 \\ -2\Omega\zeta_r + \kappa_r - 2\mu\beta_{cr} & -(1-\Omega^2) + \Omega\gamma_r - \beta_{cr} & \mu\beta_{cr} & \beta_{cr} & -2\Omega & -2\zeta_r & 0 & 0 \\ B_{cr} & -\mu B_{cr} & -(B_{sr} - \Omega^2) + \Omega G_s - B_{cr} & 2\Omega E_s + 2\mu B_{cr} - W_s & 0 & 0 & -2E_s & 2\Omega G_s \\ \mu B_{cr} & B_{cr} & -2\Omega E_s - 2\mu\beta_{cr} + W_s & -(B_{sr} - \Omega^2) + \Omega G_s - B_{cr} & 0 & 0 & -2\Omega + G_s & -2E_s \end{bmatrix}$$

$$J(X^0)_{8 \times 8} = \frac{\partial N}{\partial X} \Big|_{X=X^0} = A + \frac{\partial f}{\partial X} \Big|_{X=X^0}$$

同频全周碰摩解的稳定性取决于其对应 Jacobi 矩阵特征方程

$$|J(X^0) - \lambda I_{8 \times 8}| = 0 \tag{9}$$

的特征根. 若所有根的实部都小于零, 则同频全周碰摩解稳定, 反之则同频全周碰摩解不稳定.

2.3 稳定性分析结果

为了确定参数平面 (Ω, β_{sr}) 上同频全周碰摩解稳定区域, 对于每个给定 β_{sr} , 在 $\Omega \in [0, 3]$ 的区间内变化转速, 在此过程中记录下方程(9)出现零实部特征根的参数点(分岔点). 方程(2)的其它参数取为: $M_{sr} = 0.2, \zeta_r = 0.05, \zeta_s = 0.05, \beta_{cr} = 20, D = 2.0, \mu = 0.16$.

通过稳定性分析发现: 出现转子交叉耦合阻尼项(即 $\gamma_r \neq 0$)或定子交叉耦合刚度项($\kappa_s \neq 0$)会使同频全周碰摩解的稳定区域缩小. 而出现转子交叉耦合刚度项(即 $\kappa_r \neq 0$)或定子交叉耦合阻尼项(即 $\gamma_s \neq 0$)会使同频全周碰摩解的稳定区域增大. 图 2 和图 3 分别给出了只出现转子交叉耦合刚度项(即 $\kappa_r \neq 0$)和只出现定子交叉耦合阻尼项(即 $\gamma_s \neq 0$)时, 参数平面 (Ω, β_{sr}) 上全周同频碰摩解的稳定区域图.

图 2 和图 3 中的 SN 曲线表示同频全周碰摩解的存在边界(鞍结分岔边界), 曲线 SN_L 的左边和 SN_R 的右边均为无碰摩响应区域. 图中圈点组成的曲线是同频全周碰摩解的稳定区域的分界线(Hopf 分岔边界). 对于给定的交叉耦合阻尼系数或刚度系数, 两条圈点曲线所夹的(左下)区域为同频全

对方程(7)在同频全周碰摩解 X^0 处线性化得到:

$$\delta X' = J(X^0)\delta X \tag{8}$$

其中: $\delta X = X - X^0$ 为对同频全周碰摩解的摄动.

周碰摩解的稳定区. 稳定区域以外的同频全周碰摩解存在区域为同频全周碰摩解的非稳定区, 在该区域内有碰摩力大的局部碰摩响应或破坏性的反向涡动失稳响应.

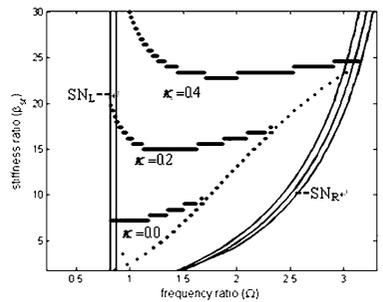


图 2 参数平面 (Ω, β_{sr}) 上同频全周碰摩解的稳定区域随转子交叉耦合刚度系数变化的情况, 其中: $\gamma_s = \gamma_r = \kappa_s = 0$

Fig. 2 The stability diagram on the plane of (Ω, β_{sr}) at different rotor cross-coupling stiffness, where $\gamma_s = \gamma_r = \kappa_s = 0$

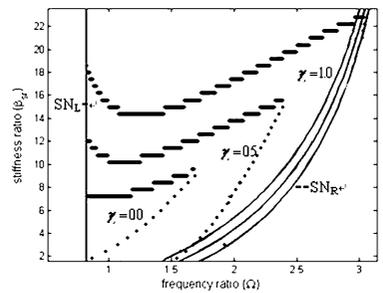


图 3 参数平面 (Ω, β_{sr}) 上同频全周碰摩解的稳定区域随定子交叉耦合阻尼系数变化的情况, 其中: $\gamma_r = \kappa_s = \kappa_r = 0$

Fig. 3 The stability diagram on the plane of (Ω, β_{sr}) at different stator cross-coupling dampings, where $\gamma_r = \kappa_s = \kappa_r = 0$

图 2 表示给定不同的转子交叉耦合刚度系数时同频全周碰摩解的稳定区域. 可以看出: 随着转

子交叉耦合刚度系数的增大,同频全周碰摩解的存在区域变化很小,而其稳定区域不断增大.由此可知:增加转子交叉耦合刚度系数,有利于同频全周碰摩区域的扩大,避免碰摩强度大的局部碰摩响应或破坏性的反向涡动失稳响应的发生.

图3表示给定不同的定子交叉耦合阻尼系数时同频全周碰摩解的稳定区域.可以看出:随着定子交叉耦合阻尼系数的增大,同频全周碰摩解的左边界不变,其右边界向左移,使得同频全周碰摩的区域略有缩小;另外,同频全周碰摩解的稳定边界线向右上移,使同频全周碰摩的稳定区域不断扩大.由此可知:增加定子交叉耦合刚度系数,有利于同频全周碰摩响应区域的增大,从而避免出现碰摩力很大的局部碰摩响应或破坏性的反向涡动失稳的.

以上结果表明:适当的转子和定子交叉耦合效应可以扩大全周同频碰摩解的稳定区域,有利于碰摩转子系统的稳定.

3 控制策略

由以上的稳定性分析,可以看出:交叉耦合效应可以抵消碰摩时干摩擦效应,使碰摩强度小的同频全周碰摩响应的稳定区域扩大,避免碰摩强度大的局部碰摩或破坏性的反向涡动失稳的出现.本文将通过对碰摩转子施加产生交叉耦合效应的主动控制来减轻碰摩破坏程度和抑制碰摩失稳.

转子/定子系统的运动方程可写为

$$\begin{aligned} \hat{r}_r'' + 2\zeta_r \hat{r}_r' + \Theta \hat{F} &= \Omega^2 e^{j\Omega t} \\ M_{sr} \hat{r}_s'' + 2\zeta_s \sqrt{M_{sr} \beta_{sr}} \hat{r}_s' + \beta_{sr} \hat{r}_s - \Theta \hat{F} &= 0 \\ \hat{F} &= \beta_{cr} (1 + j\mu) (\hat{r}_r - \hat{r}_s - \Delta \frac{1 - j\mu}{\sqrt{1 + \mu^2}} \frac{\hat{F}}{|\hat{F}|}) \end{aligned} \quad (10)$$

将(10)写成矩阵的形式:

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = \Theta N(q) + Q(q) \quad (11)$$

$q = (\hat{y}_r, \hat{z}_r, \hat{y}_s, \hat{z}_s)^T$, M, C, K 分别是质量阵, 阻尼阵, 刚度阵, $N(q)$ 是碰摩力的矩阵的表达式, $Q(q)$ 是偏心引起的激励项.

引入状态变量

$$\underline{x} = (\hat{y}_r, \hat{z}_r, \dot{\hat{y}}_r, \dot{\hat{z}}_r, \hat{y}_s, \hat{z}_s, \dot{\hat{y}}_s, \dot{\hat{z}}_s)^T$$

可以将方程(11)式写成状态方程的分量形式:

$$\dot{\underline{x}} = A \underline{x} + \underline{f}(\tau) + \Theta \underline{n}(\underline{x}) - \underline{u} \quad (12)$$

其中:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix}, \underline{f}(\tau) = \begin{bmatrix} 0 \\ -M^{-1}\underline{F}(t) \end{bmatrix}, \underline{n}(\underline{x}) = \begin{bmatrix} 0 \\ -M^{-1}\underline{N}(\underline{x}) \end{bmatrix}, \underline{u} \text{ 为所施加的反馈控制量.}$$

3.1 利用转子交叉耦合刚度效应的控制策略

当转子刚度和转速分别取 $\beta_{sr} = 13, \Omega = 1.4$ 时,由图2的稳定区域图可知: $\kappa_r = 0.0$ 时,系统的同频全周碰摩解不稳定,系统响应为局部碰摩响应,有较大的碰摩力. $\kappa_r \geq 0.2$ 时,系统的同频全周碰摩解稳定,碰摩力将明显减小.

下面将通过在转子上施加控制力来产生交叉耦合刚度效应,将系统(10)在运行参数下控制在同频全周碰摩响应上.为此,在(12)式的右端加入如下形式的反馈作用量:

$$\underline{u} = -E \underline{x}$$

其中:

$$E = \begin{bmatrix} N_{4 \times 4} & N_{4 \times 4} \\ M^{-1}K_{4 \times 4} & N_{4 \times 4} \end{bmatrix}, N_{4 \times 4} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, K_{4 \times 4} = \begin{bmatrix} 0 & -\kappa_r & 0 & 0 \\ \kappa_r & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

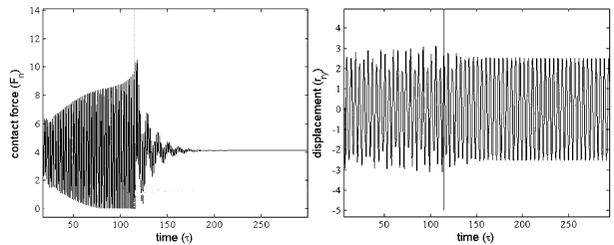


图4 (上) 碰摩力(黑线)和控制力(灰线);

(下) 转子中心位移幅值的时间历程图,其中: $\beta_{sr} = 13, \Omega = 1.4$

Fig. 4 Time history, (upper) rubbing force (black line) and control force (grey line). (lower) rotor displacement, where $\beta_{sr} = 13, \Omega = 1.4$

对(12)的数值仿真结果如图4所示.可以看出:在施加控制力前,转子系统发生的是准周期局部碰摩,其碰摩力很大.在控制器工作后,系统响应由准周期局部碰摩运动快速过渡到同频全周碰摩的周期运动.可以看出:在施加控制力前,系统的碰摩力很大,严重的危害到转子系统的安全;在施加控制力后,碰摩力明显减小图4(上).转子响应幅值也略有减小(见图4(下)).在控制过程中施加的

控制力,一直维持在较低的水平。

以上计算结果表明:对转子系统施加等效于产生交叉耦合刚度效应的控制力,能很好的抑制转子系统的碰摩力,减小碰摩带来的危害.这种控制力是施加在转子上,可以采用电磁轴承作为作动器。

3.2 利用定子交叉耦合阻尼效应的控制策略

当转子刚度和转速分别取 $\beta_{sr} = 13, \Omega = 1.4$ 时,由图3的稳定区域图可知: $\gamma_s = 0.0$ 时,系统的同频全周碰摩解不稳定,系统响应为局部碰摩响应,有较大的碰摩力。 $\gamma_s \geq 0.5$ 时,系统的同频全周碰摩解稳定,碰摩力将明显减小。

下面将通过在定子上施加控制力来产生交叉耦合阻尼效应,将系统(10)在运行参数下控制在同频全周碰摩响应上.为此,在(12)式的右端加入如下形式的反馈作用量:

$$\mathbf{u} = -\mathbf{E} \mathbf{x}$$

其中:

$$\mathbf{E} = \begin{bmatrix} N_{4 \times 4} & N_{4 \times 4} \\ N_{4 \times 4} & \mathbf{M}^{-1} K_{4 \times 4} \end{bmatrix},$$

$$N_{4 \times 4} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, K_{4 \times 4} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\gamma_s \\ 0 & 0 & \gamma_s & 0 \end{bmatrix}$$

对(12)的数值仿真结果如图5所示.可以看出:在控制器工作前,系统响应为准周期局部碰摩运动,其幅值较大,碰摩力很大,严重地危害到转子系统的安全.在施加了控制力后,系统响应由准周期的局部碰摩过渡到准周期的全周碰摩运动,碰摩力明显减小,但仍一定范围内波动(见图5(上)),转子响应幅值变化不大.从该控制过程施加的控制力看,其幅值明显大于前一种情况。

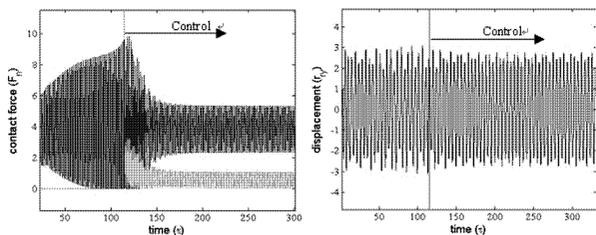


图5 (上)碰摩力(黑线)和控制力(灰线);

(下)转子中心位移幅值的时间历程图,其中: $\beta_{sr} = 13, \Omega = 1.4$

Fig. 5 Time history, (upper) rubbing force (black line) and control force (grey line). (lower) rotor displacement, where $\beta_{sr} = 13, \Omega = 1.4$

以上计算表明:对转子系统的定子上施加具有交叉耦合阻尼效应的控制力能够起到减小碰摩力,减轻碰摩带来的危害的作用.这种控制力可以通过主动辅助轴承施加在定子上^[4]。

4 结论

本文建立了考虑转子和定子动力学特性以及碰摩面刚度的转子/定子碰摩的模型,为了研究交叉耦合效应对转子/定子系统碰摩响应特性的影响,本文在上述模型中增加了交叉耦合阻尼和刚度项,并解析地求解了同频全周碰摩解,分析该解的稳定性.稳定性分析结果表明:转子的交叉耦合阻尼和定子的交叉耦合刚度将降低同频全周碰摩解的稳定性(缩小其稳定区域),而转子的交叉耦合刚度和定子的交叉耦合阻尼将增加同频全周碰摩解的稳定性.在此基础上,本文针对减小碰摩力以减轻碰摩损伤程度,防止碰摩失稳以避免碰摩破坏的目标,分别提出了利用转子交叉耦合刚度效应和定子交叉耦合阻尼效应的控制器.数值仿真说明了两种控制器的可行性.从转子系统主动控制技术来看,转子交叉耦合刚度控制器可以通过电磁轴承将控制力施加在转子上,而定子交叉耦合阻尼控制器则可以采用主动辅助轴承的思想将控制力施加在定子上。

参 考 文 献

- 1 Ulbrich H. Active vibration control of rotors. In: Proc. 5th International Conf. on Rotor Dynamics, IFToMM. Germany, 1998:16~31
- 2 Heinz Ulbrich, Adrian Cyllick and Guido Ahaus. Stabilization of centrifuges with instabilities due to fluid-structure interactions: various control approaches. *International Journal of Rotating Machinery*, 2001, 7(5):323~333
- 3 Lucas Ginzinger, Heinz Ulbrich. Control of a rubbing rotor-experiments and theory, ISROMAC-11, Hawaii, USA, 2006
- 4 Jiang J and Ulbrich H. Stability analysis of sliding whirl in a nonlinear jeffcott rotor with cross-coupling stiffness coefficients. *Nonlinear Dynamics*, 2001, 24(3):269~283
- 5 Jiang J, et al. Improvement of rotor performance under rubbing conditions through active auxiliary bearings. *Int J Non-Linear Mech*, 2006, 41(8):949~957
- 6 刘永寿,支希哲,顾致平,岳珠峰.基于灰色预测理论的

- 转子系统振动主动控制. 动力学与控制学报, 2003, 1(1): 90 ~ 95 (Liu Yongshou, Zhi Xizhe, Gu Zhiping, Yue Zhufeng. The gray forecasting control for vibration of rotor system. *Journal of Dynamics and Control*, 2003, 1(1): 90 ~ 95 (in Chinese))
- 7 梁海花, 郑伟峰. 碰摩转子映射系统的非线性反馈混沌控制. 动力学与控制学报, 2007, 5(1): 30 ~ 33 (Liang Haihua, Zheng Weifeng. Nonlinear feedback control of chaos in rub-impact rotor mapping systems. *Journal of Dynamics and Control*, 2007, 5(1): 30 ~ 33 (in Chinese))
- 8 大井聪子, 何永勇, 褚福磊. 基于形状记忆合金的转子系统振动控制. 机械科学与技术, 2003, 22(4): 569 ~ 572 (Dajing Chongzi, He Yongyong, Chu Fulei. The vibration control of rotor systems based on MSA. *Mechanical Science and Technology*, 2003, 22(4): 569 ~ 572 (in Chinese))
- 9 王士敏, 陆启韶. 转子通过临界转速时碰摩热效应对振动特性的影响. 动力学与控制学报, 2004, 2(3): 64 ~ 69 (Wang Shimin Lu Qishao. The effect of rub-impact thermal effects on vibration characteristics of a rotor passing through critical speed. *Journal of Dynamics and Control*, 2004, 2(3): 64 ~ 69 (in Chinese))
- 10 陈拥军, 祝长生. 随机激励条件下转子系统的主动振动控制. 中国电机工程学报, 2006, 16: 157 ~ 161 (Chen Yongjun, Zhu Changsheng. The active vibration control of rotor system under random excitation. *Journal of Chinese Electrical Engineering*, 2006, 16: 157 ~ 161 (in Chinese))
- 11 Haihang Wang, Xixuan Wang. State of the art and existing problems of studies on active control of rotor vibration. *Chinese Machinery Engineering*, 1996, 7(1): 54 ~ 57

CONTROL METHODS USING THE CROSS-COUPPLING EFFECTS FOR ACTIVE SUPPRESSION OF ROTOR RUBBING *

Shang Zhiyong Jiang Jun Zhang Xiaolong

(MOE Key Laboratory of Strength and Vibration, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract This paper investigated the control strategies for the active suppression of rotor/stator rubbing. First, the synchronous full annular rubbing solutions of a rotor/stator model, which took into account the dynamics of the rotor, the stator and the contact stiffness, were solved analytically. The stability of the solutions was then analyzed. Secondly, the stability characteristics of the model with cross-coupling damping or stiffness were studied, and their relations with the rubbing friction were revealed. Based on the results, two control methods by using the effects of the cross-coupling for the active suppression of rotor rubbing were proposed. The numerical simulations show the feasibility of the proposed control methods.

Key words rotor/stator rubbing, dry friction, cross-coupling effects, active rubbing suppression