

# 含碰摩故障的新型转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型\*

陈 果

(南京航空航天大学民航学院, 江苏 南京 210016)

摘要: 针对航空发动机整机振动, 建立了一种新型转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型。该模型具有如下特点: 1) 考虑转子、滚动轴承及机匣之间的耦合作用; 2) 考虑了实际航空发动机的弹性支承及挤压油膜阻尼效应; 3) 将转子考虑为等截面自由欧拉梁模型, 运用模态截断法进行分析; 4) 考虑了滚动轴承间隙、非线性赫兹接触力以及变柔性 VC (V arying Compliance) 振动; 5) 考虑了转子与机匣之间的碰摩故障。运用数值积分方法获取了系统响应, 研究了航空发动机的整机振动规律。

关键词: 航空发动机; 转子-滚动轴承-机匣; 耦合动力学; 挤压油膜阻尼器; 碰摩

中图分类号: O 322; TH113.1 文献标识码: A 文章编号: 1004-4523(2009)05-0538-08

## 引 言

碰摩是航空发动机多发故障, 目前国内外学者对碰摩擦故障进行了深入研究<sup>[1-5]</sup>, 但是这些研究基本上是针对形如Jeffcott 转子的简单模型, 其缺点在于模型参数与实际转子系统相差较大, 难于模拟实际航空发动机的耦合振动效应和碰摩故障振动特征。传递矩阵法和有限元法对于计算复杂转子系统的临界转速和计算简单的不平衡响应, 已经形成了较为完善的理论和方法<sup>[5]</sup>, 但是对于计算含碰摩故障的强非线性转子系统响应, 其求解过程非常复杂, 计算量大, 且无法达到满意的效果<sup>[6,7]</sup>。

有鉴于此, 本文将建立一个新型的转子-滚动轴承-机匣耦合模型, 该模型将转子考虑为两端无约束的等截面自由欧拉梁模型, 轴承力以集中力的方式施加于转子两端, 转盘与转子之间也通过集中约束力来实现连接, 转子响应可以通过截取有限个模态来获取。在该新型转子动力学模型的基础上, 考虑其与滚动轴承和机匣之间的耦合作用、弹性支承和挤压油膜阻尼器效应、滚动轴承的非线性接触力、VC 振动以及转子圆盘与机匣的碰摩作用, 从而最终构成含碰摩故障的新型转子-滚动轴承-机匣耦合系统动力学模型, 最后通过数值积分方法获取系统的非线性响应, 研究了航空发动机整机振动规律。

## 1 含碰摩故障的新型转子-滚动轴承-机匣耦合系统动力学模型

### 1.1 新模型示意图

图1 为含碰摩故障的新型转子-滚动轴承-机匣耦合系统动力学模型。转子考虑为等截面自由欧拉梁模型, 转轴与轴承和转盘间通过集中力实现约束, 转子两端由2个相同的滚动轴承支承, 考虑弹性支承和挤压油膜阻尼器效应。同时, 考虑转盘的质量不平衡, 当转子旋转时, 由于不平衡故障的激励, 将激发起转子很大的横向挠动, 当其超过转子与机匣的间隙, 则转静碰摩故障将产生。

图1 中,  $m_c$  为机匣(定子)质量;  $m_{\text{tp}}$  为转子圆盘

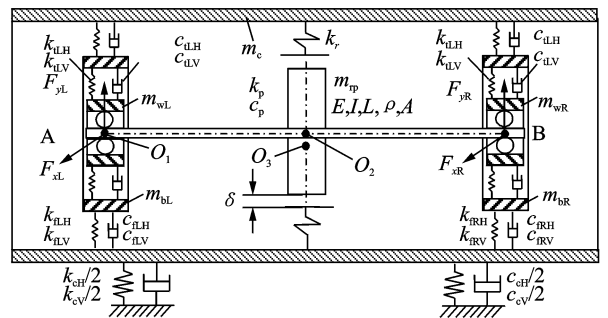


图1 含碰摩故障的新型转子-滚动轴承-机匣耦合系统动力学模型

\* 收稿日期: 2008-09-08; 修订日期: 2009-04-07

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50705042); 航空科学基金资助项目(2007ZB 52022)

质量;  $m_{wL}, m_{wR}$  为左右滚动轴承外圈质量;  $m_{bL}, m_{bR}$  为左右轴承支座质量;  $E, I, L, \rho, A$  为转轴的弹性模量、截面惯性矩、转轴长度、转轴密度、转轴截面积;  $k_r$  为碰摩接触刚度;  $k_p, c_p$  为转轴与圆盘之间的连接刚度和阻尼;  $k_{lH}, k_{lV}$  为左轴承外圈与左端轴承支座之间的横向和垂向弹性支承刚度;  $c_{lH}, c_{lV}$  为左轴承外圈与左端轴承支座之间的横向和垂向挤压油膜阻尼(此处考虑为非线性挤压油膜阻尼力);  $k_{rH}, k_{rV}$  为右轴承外圈与右端轴承支座之间的横向和垂向弹性支承刚度;  $c_{rH}, c_{rV}$  为右轴承外圈与右端轴承支座之间的横向和垂向挤压油膜阻尼(此处考虑为非线性挤压油膜阻尼力);  $k_{lH}, k_{lV}$  为机匣与左端轴承支座之间的横向和垂向支承刚度;  $c_{lH}, c_{lV}$  为机匣与左端轴承支座之间的横向和垂向支承阻尼;  $k_{rH}, k_{rV}$  为机匣与右端轴承支座之间的横向和垂向支承刚度;  $c_{rH}, c_{rV}$  为机匣与右端轴承支座之间的横向和垂向支承阻尼;  $k_{cH}, k_{cV}$  为机匣与基础之间的横向和垂向支承刚度;  $c_{cH}, c_{cV}$  为机匣与基础之间的横向和垂向支承阻尼;  $O_1, O_2, O_3$  为轴承几何中心、转子几何中心、转子质心;  $\delta$  为转子圆盘和静子的间隙;  $e$  为质量偏心距;  $F_{xL}, F_{yL}$  为左端轴承的支承反力;  $F_{xR}, F_{yR}$  为右端轴承的支承反力;  $P_T, P_N$  为碰摩力在切向和法向的分量。

## 1.2 模型运动微分方程

### 1.2.1 基于等截面自由梁的转子动力学模型

转子分析模型见图 2 所示, 该转子模型为两端自由的欧拉梁模型。图中,  $F_{xp}$  和  $F_{yp}$  分别为圆盘对转轴的  $x$  和  $y$  向作用力。  $F_{xL}, F_{yL}$  分别为左端轴承对转轴的  $x$  和  $y$  向作用力。  $F_{xR}, F_{yR}$  分别为右端轴承对转轴的  $x$  和  $y$  向作用力。  $L$  为转轴的长度, 不失一般性, 设圆盘在转轴的正中位置, 模型中不考虑圆盘的陀螺效应。图中, 坐标  $o-xyz$  为固结于转轴左端的直角坐标系, 考虑转轴在  $oyz$  平面和  $oxz$  平面的横向弯曲振动。

#### (1) $oxz$ 平面的横向弯曲振动

设转轴的振动位移移动变量为  $x_r(z, t)$ , 转轴的弹

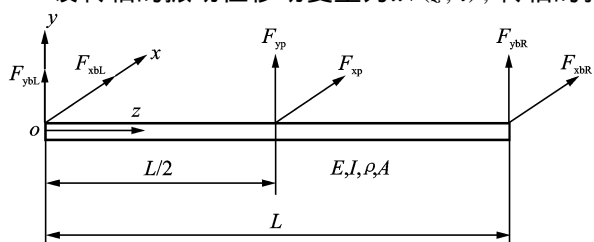


图 2 基于等截面欧拉自由梁的转子模型

性模量为  $E$ , 截面转动惯量为  $I$ , 密度为  $\rho$ , 截面积为  $A$ 。则转轴的振动微分方程为

$$EI \frac{\partial^2 x_r(z, t)}{\partial z^4} + \rho A \frac{\partial^2 x_r(z, t)}{\partial t^2} = F_{xL} \delta(z) + F_{xR} \delta(z - L) + F_{xp} \delta(z - L/2) \quad (1)$$

式中  $F_{xp} = k_p [x_p(t) - x_r(L/2, t)] + c_p [\dot{x}_p(t) - \dot{x}_r(L/2, t)]$ ,  $F_{xL}$  和  $F_{xR}$  分别为轴承作用力(见后面推导),  $x_p(t)$  为转盘  $x$  向的振动位移。方程(1)为 4 阶偏微分方程, 为了进行数值分析, 需要将其转化为有限自由度的二阶常微分方程组, 由于梁的振动主要由少数几个低阶振动模态决定。因此, 本文采用模态截断法, 选择  $NM$  个低阶模态来研究自由梁的振动。为此引入自由梁正交函数系  $X_n (n = 1 \sim NM)$  [8], 即

$$\begin{cases} X_1 = 1 \\ X_2 = \sqrt{3} (1 - 2z/L) \\ X_m = (\text{ch} \beta_n z + \cos \beta_n z) - C_m (\text{sh} \beta_n z + \sin \beta_n z), \quad m > 2 \end{cases} \quad (2)$$

式中  $C_m$  和  $\beta_n$  为常数。  $C_m$  和  $\beta_n L$  的取值见表 1。

表 1 自由梁函数系数

$m$	$C_m$	$\beta_n L$
1	—	0
2	—	0
3	0.982 502	0.4730 040
4	1.000 777	7.853 200
5	0.999 966	10.995 60
6	1.000 000	$(2m - 3)\pi/2$

转轴在  $oxz$  平面的横向弯曲振动可近似表示为

$$x_r(z, t) = \sum_{n=1}^{NM} X_n(z) T_{xn}(t) \quad (3)$$

将式(3)代入式(1), 并在等式两边同乘  $X_p(z)$ ,  $p = 1, 2, \dots, NM$ , 然后在转轴全长范围内对  $z$  积分, 利用模态正交性和  $\delta$  函数的性质可得

$$\rho A \ddot{T}_{xn}(t) \int_0^L X_n^2(z) dz + EIT_{xn}(t) \int_0^L X_n(z) \cdot \frac{d^4 X_n(z)}{dz^4} dz = F_{xL} X_n(0) + F_{xR} X_n(L) + F_{xp} X_n(L/2) \quad (4)$$

因为  $\int_0^L X_n^2(z) dz = L$ ,  $\int_0^L X_n(z) \cdot \frac{d^4 X_n(z)}{dz^4} dz = L \cdot \beta_n^4$ , 所以式(4)可以化为

$$\ddot{T}_{xn}(t) + \frac{EI\beta_n^4}{\rho A} T_{xn}(t) = \frac{F_{xL}}{\rho A L} X_n(0) + \frac{F_{xR}}{\rho A L} X_n(L) + \frac{F_{xp}}{\rho A L} X_n(L/2) \quad (5)$$

此即在  $oxz$  平面中转轴振型坐标下的二阶常微分方程组 ( $n = 1 \sim NM$ ) 的基本形式。

(2)  $oyz$  平面的横向弯曲振动

设转轴在  $oyz$  平面的横向弯曲振动位移变量  $y_r(z, t)$ , 转轴的振动微分方程为

$$EI \frac{\partial^4 y_r(z, t)}{\partial z^4} + \rho A \frac{\partial^2 y_r(z, t)}{\partial t^2} = F_{y_{bL}} \delta(z) + F_{y_{bR}} \delta(z - L) + F_{y_p} \delta(z - L/2) + \rho A \cdot g \quad (6)$$

式中  $F_{y_p} = k_p [y_p(t) - y_r(L/2, t)] + c_p [\dot{y}_p(t) - \dot{y}_r(L/2, t)]$ ,  $F_{y_{bL}}$  和  $F_{y_{bR}}$  为轴承作用力 (见后面推导),  $x_p(t)$  为转盘  $x$  向的振动位移。同样, 截取梁的  $NM$  个低阶模态, 并引入自由梁正交函数系  $Y_n (n = 1 \sim NM)$ , 同理可以得在  $oyz$  平面中转轴振型坐标下的二阶常微分方程组 ( $n = 1 \sim NM$ ) 为

$$\ddot{T}_{yn}(t) + \frac{EI \rho_n^4}{\rho A} T_{yn}(t) = \frac{F_{y_{bL}}}{\rho A L} Y_n(0) + \frac{F_{y_{bR}}}{\rho A L} Y_n(L) + \frac{F_{y_p}}{\rho A L} Y_n(L/2) + \frac{\rho A \cdot g}{\rho A L} \int_0^L Y_n(z) dz \quad (7)$$

1.2.2 转子圆盘模型

转子圆盘与转轴之间用  $x$  和  $y$  向的刚度  $k_p$  和阻尼  $c_p$  进行连接, 考虑转盘的质量偏心所产生的不平衡力以及转盘与静子间的碰摩。由牛顿第二定律, 可得其运动微分方程为

$$m_{mp} \ddot{x}_p + k_p [x_p(t) - x_r(L/2, t)] + c_p [\dot{x}_p(t) - \dot{x}_r(L/2, t)] = P_x + m_{mp} e \omega^2 \cos(\omega t) \quad (8)$$

$$m_{mp} \ddot{y}_p + k_p [y_p(t) - y_r(L/2, t)] + c_p [\dot{y}_p(t) - \dot{y}_r(L/2, t)] = P_y + m_{mp} e \omega^2 \sin(\omega t) - m_{mp} g \quad (9)$$

1.2.3 碰摩力模型

设  $r$  为转子圆盘与机匣的径向相对位移, 表达式为  $r = \sqrt{(x_p - x_c)^2 + (y_p - y_c)^2}$ , 当  $r < \delta$  时, 不发生碰摩, 即  $P_x = P_y = 0$ 。当  $r > \delta$  时, 发生碰摩, 假设摩擦符合库仑摩擦定律, 则

$$\begin{cases} P_N = k_r \cdot (e - \delta) \\ P_T = f \cdot P_N \end{cases} \quad (10)$$

式中  $k_r$  为定子径向刚度;  $f$  为摩擦系数。将碰摩力分解在  $x$  和  $y$  轴, 可以得到

$$\begin{cases} P_x = k_r (1 - \delta/r) [- (x_p - x_c) + f \cdot (y_p - y_c)] \\ P_y = k_r (1 - \delta/r) [- (y_p - y_c) - f \cdot (x_p - x_c)] \end{cases} \quad (11)$$

1.2.4 轴承力模型

本文所研究的滚动轴承设定轴承外圈固定在轴承座上, 内圈固定在旋转的轴上。参考文献 [7], 可以得到滚动轴承作用力为

$$\begin{cases} F_x = \sum_{j=1}^{N_b} C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0)^{\frac{3}{2}} \cdot H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0) \cos \theta_j \\ F_y = \sum_{j=1}^{N_b} C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0)^{\frac{3}{2}} \cdot H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0) \sin \theta_j \end{cases} \quad (12)$$

式中  $C_b$  为赫兹接触刚度, 与相互接触的材料和形状有关。  $H(\cdot)$  为亥维塞函数, 当函数变量大于 0 时, 函数值为 1, 否则为 0。  $\theta_j$  为第  $j$  个滚珠处的角度位置,  $\theta_j = \omega_{age} \times t + \frac{2\pi}{N_b} (j - 1)$ ,  $j = 1, 2, \dots, N_b$ ;  $N_b$  为滚珠个数。  $\omega_{age}$  为保持架的旋转速度, 设外滚道半径为  $R$ , 内滚道半径为  $r$ , 有  $\omega_{age} = \omega_{rotor} \cdot r / (R + r)$ 。 VC 频率即为滚珠通过频率, 有  $\omega_{VC} = \omega_{age} \cdot N_b = \omega_{rotor} B_N$ ,  $B_N = N_b \cdot r / (R + r)$ , 为 VC 频率与转速频率的比值。 由此可得滚动轴承所产生的轴承力:

1) 当  $x = x_r(L, t) - x_{wR}$ ,  $y = y_r(L, t) - y_{wR}$ , 则  $F_{x_{bR}} = F_x$ ,  $F_{y_{bR}} = F_y$

2) 当  $x = x_r(0, t) - x_{wL}$ ,  $y = y_r(0, t) - y_{wL}$ , 则  $F_{x_{bL}} = F_x$ ,  $F_{y_{bL}} = F_y$

1.2.5 挤压油膜力模型

轴颈长度为  $L_J$ , 轴颈半径为  $R_J$ , 油膜半径间隙  $c$ , 润滑油粘度  $\mu$ , 轴承中心  $O_B$ , 轴颈中心  $O_J$ , 轴颈偏心距  $e$ , 偏心率  $\epsilon$ , 轴颈进动角  $\phi$ 。 在短轴承假设下, 半油膜无端封情况下, 油膜力为

$$\begin{cases} F_r = \frac{\mu R_J L_J^3}{c^2} \left[ \frac{2\Omega \epsilon^2}{(1 - \epsilon^2)^2} + \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\dot{\epsilon} (1 + 2\epsilon^2)}{(1 - \epsilon^2)^{5/2}} \right] \\ F_t = \frac{\mu R_J L_J^3}{c^2} \left[ \frac{\pi \Omega \epsilon}{2(1 - \epsilon^2)^{3/2}} + \frac{2\dot{\epsilon} \epsilon}{(1 - \epsilon^2)^2} \right] \end{cases} \quad (13)$$

式中  $\epsilon = e/c = \sqrt{x_j^2 + y_j^2}/c$ ,  $\dot{\epsilon} = \dot{e}/c = \frac{x_j \dot{x}_j + y_j \dot{y}_j}{c \sqrt{x_j^2 + y_j^2}}$

$\phi = \arctan\left(\frac{y_j}{x_j}\right)$ ,  $\Omega = \dot{\phi} = \frac{x_j \dot{y}_j - y_j \dot{x}_j}{x_j^2 + y_j^2}$ 。 所以, 在  $xy$  固定坐标系下的油膜力为

$$\begin{cases} F_x = F_r \cos \phi - F_t \sin \phi \\ F_y = F_r \sin \phi + F_t \cos \phi \end{cases} \quad (14)$$

本文考虑在支点轴承 A, B 处设置挤压油膜阻尼器:

当  $x_J = x_{wL} - x_{bL}$ ,  $y_J = y_{wL} - y_{bL}$ ;  $\dot{x}_J = \dot{x}_{wL} - \dot{x}_{bL}$ ,  $\dot{y}_J = \dot{y}_{wL} - \dot{y}_{bL}$ ,

则  $F_{SFDxL} = F_x$ ,  $F_{SFDyL} = F_y$ ;

当  $x_J = x_{wR} - x_{bR}$ ,  $y_J = y_{wR} - y_{bR}$ ;  $\dot{x}_J = \dot{x}_{wR} - \dot{x}_{bR}$ ,  $\dot{y}_J = \dot{y}_{wR} - \dot{y}_{bR}$ ,

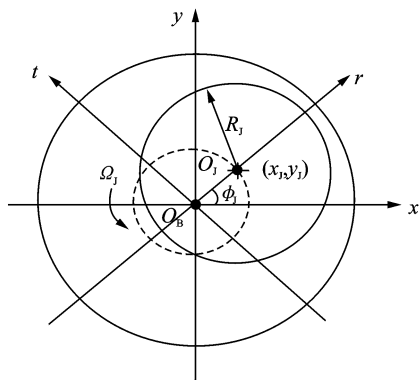


图3 挤压油膜阻尼器模型

则  $F_{SFDxR} = F_x, F_{SFDyR} = F_y$

1.2.6 轴承外圈

$$m_{wL}\ddot{x}_{wL} + k_{lLH}(x_{wL} - x_{bL}) + F_{SFDxL} + F_{xbL} = 0 \quad (15)$$

$$m_{wL}\ddot{y}_{wL} + k_{lLH}(y_{wL} - y_{bL}) + F_{SFDyL} + F_{ybL} = -m_{wL}g \quad (16)$$

$$m_{wR}\ddot{x}_{wR} + k_{rRH}(x_{wR} - x_{bR}) + F_{SFDxR} + F_{xbR} = 0 \quad (17)$$

$$m_{wR}\ddot{y}_{wR} + k_{rRH}(y_{wR} - y_{bR}) + F_{SFDyR} + F_{ybR} = -m_{wR}g \quad (18)$$

1.2.7 轴承座

$$m_{bL}\ddot{x}_{bL} + k_{lLH}(x_{bL} - x_c) + c_{lLH}(\dot{x}_{bL} - \dot{x}_c) + k_{lLH}(x_{bL} - x_{wL}) - F_{SFDxL} = 0 \quad (19)$$

$$m_{bL}\ddot{y}_{bL} + k_{lLH}(y_{bL} - y_c) + c_{lLH}(\dot{y}_{bL} - \dot{y}_c) + k_{lLH}(y_{bL} - y_{wL}) - F_{SFDyL} = -m_{bL}g \quad (20)$$

$$m_{bR}\ddot{x}_{bR} + k_{rRH}(x_{bR} - x_c) + c_{rRH}(\dot{x}_{bR} - \dot{x}_c) + k_{rRH}(x_{bR} - x_{wR}) - F_{SFDxR} = 0 \quad (21)$$

$$m_{bR}\ddot{y}_{bR} + k_{rRH}(y_{bR} - y_c) + c_{rRH}(\dot{y}_{bR} - \dot{y}_c) + k_{rRH}(y_{bR} - y_{wR}) - F_{SFDyR} = -m_{bR}g \quad (22)$$

1.2.8 机匣

$$m_c\ddot{x}_c + k_{cH}x_c + c_{cH}\dot{x}_c + k_{rRH}(x_c - x_{bR}) + k_{lLH}(x_c - x_{bL}) + c_{rRH}(\dot{x}_c - \dot{x}_{bR}) + c_{lLH}(\dot{x}_c - \dot{x}_{bL}) = -P_x \quad (23)$$

$$m_c\ddot{y}_c + k_{cH}y_c + c_{cH}\dot{y}_c + k_{rRH}(y_c - y_{bR}) + k_{lLH}(y_c - y_{bL}) + c_{rRH}(\dot{y}_c - \dot{y}_{bR}) + c_{lLH}(\dot{y}_c - \dot{y}_{bL}) = -P_y - m_cg \quad (24)$$

1.3 计算参数

本文选取的转子系统的初始参数如下:  $E = 2.07 \times 10^{11} \text{ Pa}$ ,  $I = 5.2 \times 10^{-8} \text{ m}^4$ ,  $L = 0.45 \text{ m}$ ,  $\rho_A = 1.543 \text{ kg/m}$ ,  $m_{\text{tp}} = 14.059 \text{ kg}$ ,  $m_{wL} = m_{wR} = 2.0 \text{ kg}$ ,  $c_{\text{ob}} = 1050 \text{ (N} \cdot \text{s/m)}$ ,  $e = 0.01 \text{ mm}$ ,  $m_c = 50 \text{ kg}$ ,  $m_{bL} = m_{bR} = 10 \text{ kg}$ ,  $k_{lLH} = k_{lLV} = k_{rRH} = k_{rRV} = 2.5 \times 10^8 \text{ N/m}$ ,  $c_{lLH} = c_{lLV} = c_{rRH} = c_{rRV} = 2100 \text{ (N} \cdot \text{s/m)}$ ,  $k_{cH} = k_{cV} = 2.5 \times 10^9 \text{ N/m}$ ,  $c_{cH} = c_{cV} = 2100 \text{ (N} \cdot \text{s/m)}$ ,  $k_r = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$ ,  $\delta = 0.01 \text{ mm}$ ,  $f = 0.02$ 。假设转轴与转盘固接, 因此设定  $k_p = 1.0 \times 10^9 \text{ N/m}$ ,  $c_p = 1000 \text{ (N} \cdot \text{s/}$

m)。转轴的振动模态截断数目  $NM = 5$ 。

选取文献[9]中的JIS6306滚动轴承, 考虑左右支点轴承处的挤压油膜阻尼器, 滚动轴承与挤压油膜阻尼器的参数见表2所示。

表2 滚动轴承与挤压油膜阻尼器的主要计算参数

外圈半径 $R/\text{mm}$	内圈半径 $r/\text{mm}$	滚珠个数 $n_b$	接触刚度 $C_b/(\text{N} \cdot \text{m}^{-3/2})$	轴承间隙 $r_0/\mu\text{m}$	$BN$
63.9	40.1	8	$13.34 \times 10^9$	5	3.08
油膜油径 $2R/\text{mm}$	承载长度 $L/\text{mm}$	直径间隙 $2c/\text{mm}$	粘度 $\mu/(\text{Pa} \cdot \text{s})$		
73.4	19.3	0.2	$2.013 \times 10^{-3}$		

由于本文所建立的转子-滚动轴承-机匣耦合系统是典型的大型复杂非线性系统, 本文采用文献[10]所提出的适合求解大型非线性微分方程组的新快速显式积分法进行数值积分来获取转子响应。

## 2 转子-滚动轴承-机匣耦合系统动力响应分析

### 2.1 系统支承对转子运动特性的影响

本文假设系统支承刚度  $k_{lLH} = k_{lLV} = k_{rRH} = k_{rRV} = k_t$ , 为了简化问题, 将挤压油膜阻尼简化为线性粘性阻尼, 即  $c_{lLH} = c_{lLV} = c_{rRH} = c_{rRV} = 1050 \text{ (N} \cdot \text{s/m)}$ , 仿真计算了不同支承刚度下转子的响应规律, 其中振幅-转速曲线为各转速下的稳态振幅值; 转轴振型以左端振动位移为标准进行归一化处理。

图4为不同弹性支承刚度下转子响应的振幅-转速曲线。从图中可以发现: (1) 当弹性支承刚度较大时, 即  $k_t = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$ , 转子响应仅出现一个共振峰, 对应于转子一阶临界转速 ( $5780 \text{ r/min}$ ), 如图4(a)所示, 其临界转速处的振型如图5(a)所示, 从振型中可以看出, 转子出现了较大的弯曲变形; (2) 当弹性支承刚度较低时, 即  $k_t = 7.5 \times 10^5 \text{ N/m}$ , 如图4(b)所示, 此时, 转子响应中出现了两个共振峰, 分别对应于两个临界转速, 其中低的临界转速对应于转子的刚体平动, 所对应的振型如图5(b)所示, 高的临界转速对应于转子的一阶弯曲临界转速, 如图5(c)所示; (3) 从图中不难看出, 采用低刚度弹性支承后, 可使振动较大, 比较危险的弯曲临界转速提高2.49倍 (即  $14400/5780 = 2.49$ )。同时, 比较不同支承刚度下的转子响应大小, 可以发现, 在弹性支承下, 转子共振时的响应比刚性支承下的共振响应幅值要小得多。由此可见, 采用低刚度弹性支承不仅可以使转子工作转速有效避开转子弯曲临界转速,

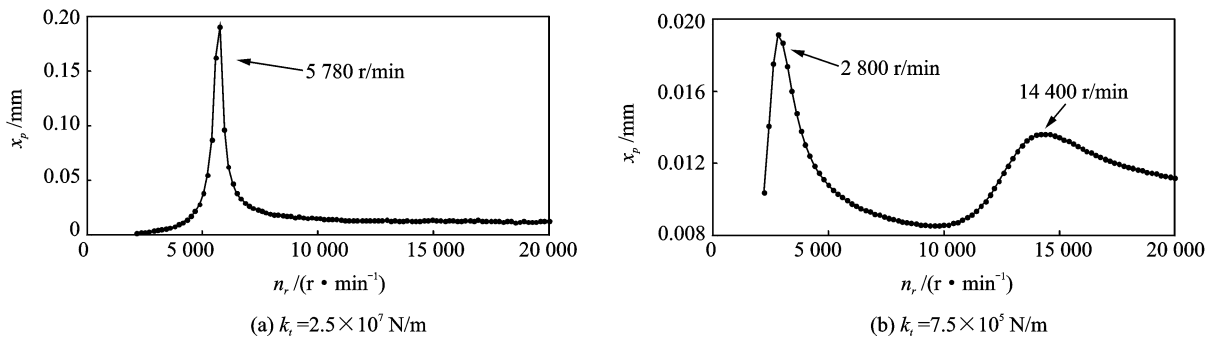


图4 不同支承刚度下转子响应的振幅-转速曲线

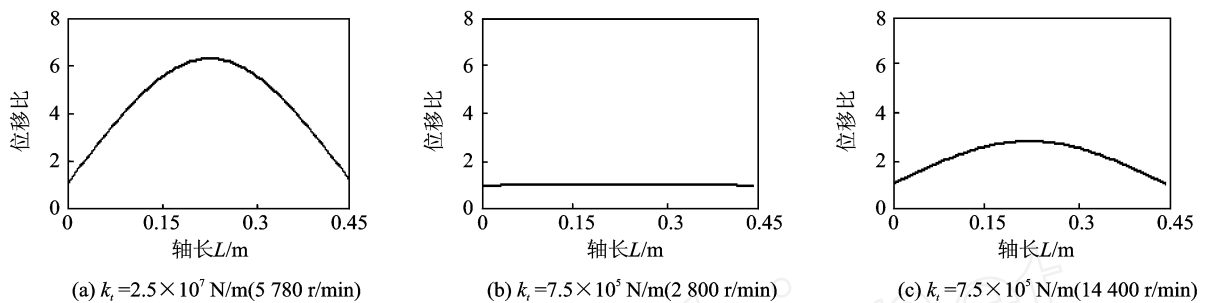


图5 不同支承刚度的临界转速下的转子振型

而且能够利用弹性支承本身的变形使支承处阻尼产生明显的减振作用从而有效地降低临界转速下转子振动。仿真计算清楚地表明了此规律。

## 2.2 挤压油膜阻尼器对转子运动特性的影响

挤压油膜阻尼器的主要作用在于减小转子通过共振时的振幅和支承外传力,因此,目前广泛应用于航空发动机设计中。本文假设左右支点轴承均设置了挤压油膜阻尼器,由于航空发动机通常在第1阶刚体振型和第2阶弯曲振型之间工作。因此,本文仿真计算了弹性支承刚度  $k_{t1} = 7.5 \times 10^5 \text{ N/m}$  下的转子1阶临界转速附近的转子振动响应,比较了不同挤压油膜直径和不同同心度下的振动响应。本文在计算中通过人为增加转子轴颈的“偏心距”来保证在弹性支承受转子重力作用时,弹性支承与阻尼器外环同心。在本文计算参数下,当弹性支承刚度  $k_{t1} = 7.5 \times 10^5 \text{ N/m}$ ,该“偏心距”为0.12 mm;而该“偏心距”为0时,由于转子重力作用,弹性支承与阻尼器外环将出现不同心。

图6(a)为在转子轴颈中心与轴承中心完全同心的情况下,不同油膜直径的振幅-转速曲线;图6(b)为在转子轴颈中心与轴承中心不同心的情况下,不同油膜直径的振幅-转速曲线;对比图6(a)与6(b),可以得出如下结论:(1)挤压油膜直径  $2c$  对阻尼器的减振效果具有很大的影响,小的油膜直径将产生

更大的阻尼力,可以大大地降低共振峰,减小共振区的振动。(2)转子轴颈与轴承的同心度对转子动力响应具有较大的影响。在不同心的情况下,由于具有较大的偏心率,转子轴颈对油膜的挤压作用较大,因此其减振效果更好。但是由于不同心将导致油膜间隙不均,从而产生轴颈与轴承座的碰摩以及弹性支承的疲劳损伤。因此,在设计中,应计及弹性支承在转子重力作用下引起的变形,使弹性支承的中心线相对于其安装定位面有一个向上的“偏心距”,以保证在弹性支承受转子重力作用时,弹性支承与阻尼器外环同心。

## 2.3 突加不平衡响应分析

航空发动机设计规定,必须进行转子系统瞬态(叶片丢失突加不平衡)响应特性分析,以确定挤压油膜阻尼器的设计是否能够吸收转子振动能量,使发动机不平衡敏感度降低。本文假设左右支点轴承处带同心型挤压油膜阻尼器,并保持转子轴颈与轴承同心。仿真计算了在圆盘处突加不平衡量  $100 \text{ (g} \cdot \text{cm)}$  时系统的瞬态响应,其中原始不平衡为  $14 \text{ (g} \cdot \text{cm)}$ ,旋转速度为  $10000 \text{ r/min}$ ,弹性支承  $k_{t1} = 7.5 \times 10^5 \text{ N/m}$ 。图7和8分别为当挤压油膜直径  $2c$  为0.3和0.2 mm时左轴承A处轴颈的运动轨迹、轴颈的  $x$  向振动位移及机匣  $x$  向振动速度。计算结果表明,突加不平衡后的瞬态过程非常短暂,通常

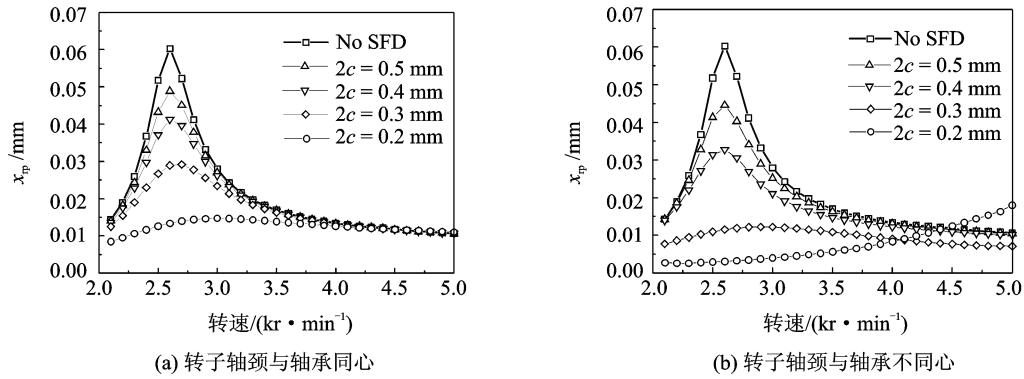


图6 挤压油膜阻尼器对转子振动响应的影响

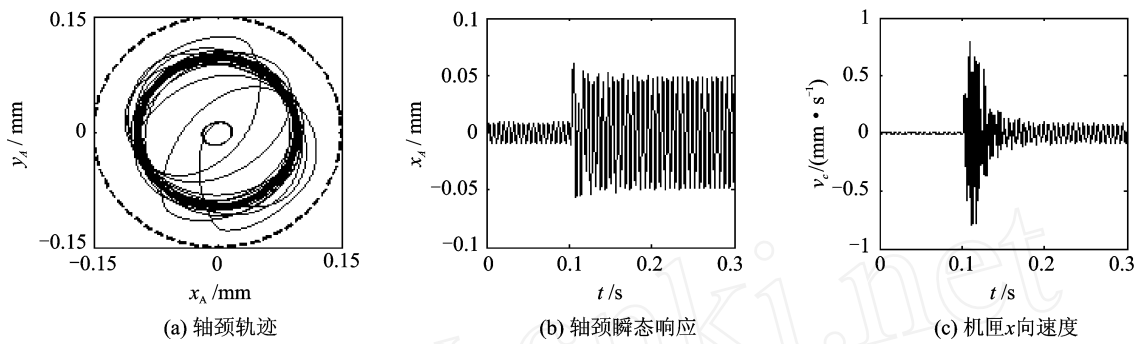


图7 突加不平衡后的瞬态响应(2c= 0.3 mm)

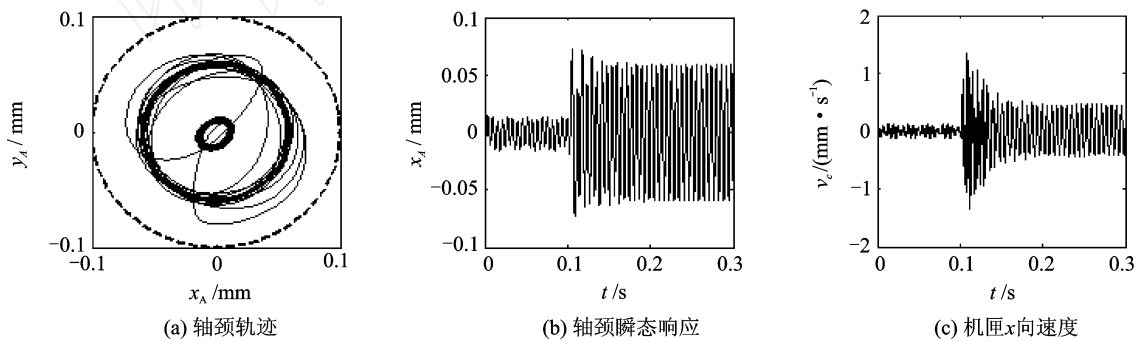


图8 突加不平衡后的瞬态响应(2c= 0.2 mm)

只有几周时间,很快在新的振动水平上稳定下来,此时,虽然振动较大,但是尚能继续生存下去;同时,也可看出小的挤压油膜直径具有更好的减振效果。

### 2.4 碰摩故障特性分析

本文通过仿真计算得到碰摩故障响应。计算条件为:碰摩刚度 $k_{r1} = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$ ,偏心距 $e = 0.01 \text{ mm}$ ,转静间隙为 $0.01 \text{ mm}$ 、摩擦系数 $f = 0.02$ 。并通过调节转盘位置保证转盘与机匣同心。图9(a), (b), (c), (d)分别为支承刚度 $k_{r1} = 7.5 \times 10^5 \text{ N/m}$ 和 $k_{r1} = 2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$ 下油膜直径 $2c = 0.2 \text{ mm}$ 和 $2c = 0.3 \text{ mm}$ 时的转子圆盘 $x$ 向响应瀑布图;图10(a), (b),

(c), (d)分别为相应高速区的系统响应分叉图。

从图9和10,可以得出如下结论:

(1)转静碰摩在低速区(1阶临界转速以下)将出现倍频,其中主要以2倍频为主;在高速区(1阶临界转速以上)将出现分频、拟周期以及混沌现象;

(2)挤压油膜阻尼器在小的油膜直径下所产生的油膜阻尼力更大,因此具有更好的减振作用,大大减少了系统出现分频和拟周期以及混沌运动的可能性;

(3)在相同的油膜直径下,低刚度的弹性支承下将出现更少的分频、拟周期和混沌现象。

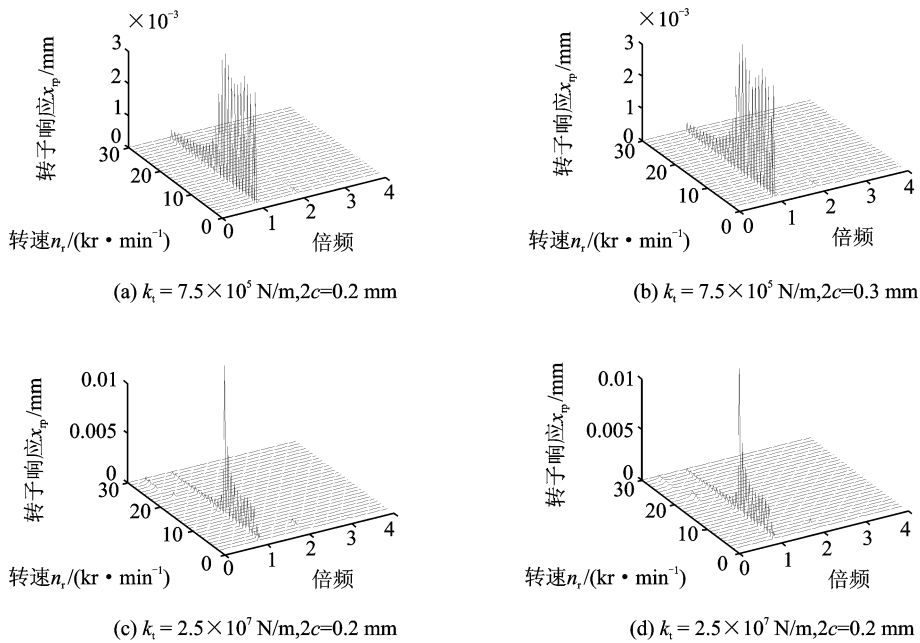


图9 转子响应瀑布图

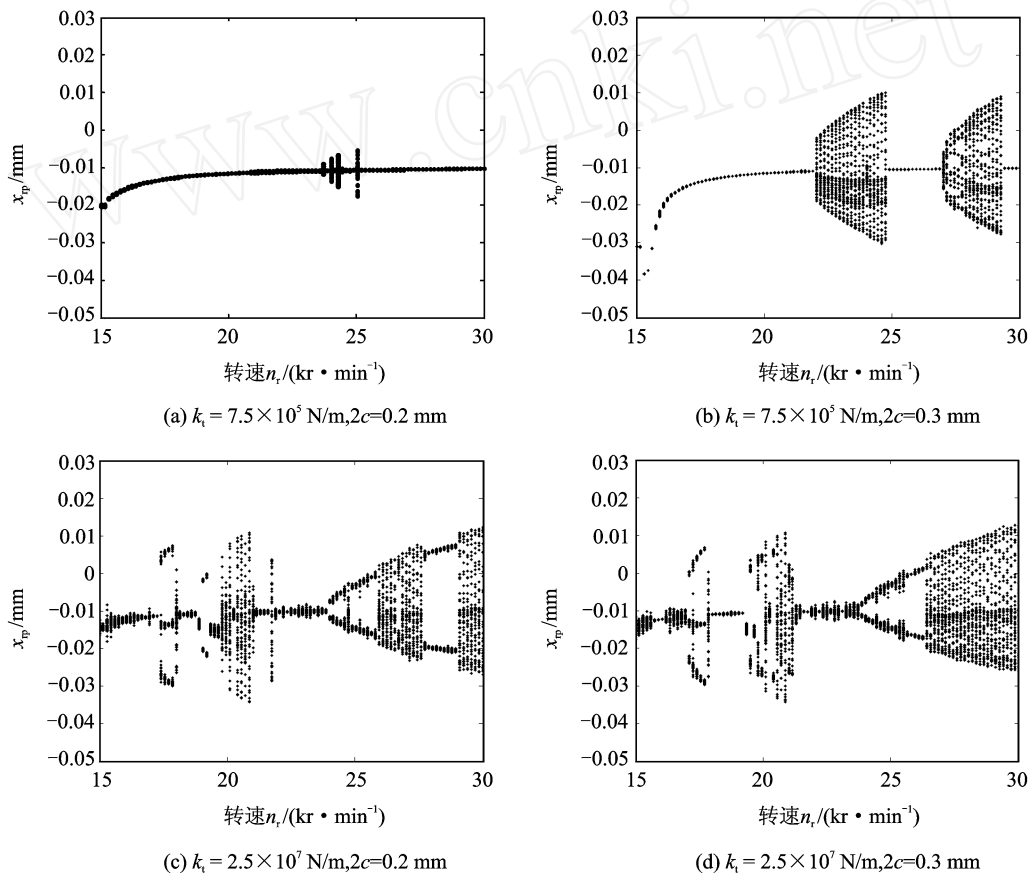


图10 转子响应分叉图

### 3 结论

(1) 建立了一个含碰摩故障的转子-滚动轴承-

机匣耦合系统动力学模型, 在转子模型中, 将转子考虑为两端自由的欧拉梁模型, 并通过截取有限个模态进行转子动力学分析; 滚动轴承模型中, 充分考虑了由于滚动轴承的支撑刚度变化而产生的VC 振

动, 赫兹非线性接触力以及轴承间隙。同时考虑了系统弹性支承与挤压油膜阻尼器; 在转子系统故障中充分考虑了转子不平衡和碰摩故障。

(2) 计算仿真表明, 采用弹性支承不仅可以使转子工作转速有效避开转子弯曲临界转速, 而且能够有效地降低临界转速下转子的振动。小直径油膜阻尼器具有更好的减振动效果, 和更强的非线性特征, 轴颈与轴承的不同心也具有更好的减振动效果。

(3) 计算仿真表明了, 在临界转速以下, 碰摩故障将产生较大的高次谐波, 其中2倍频较大; 在临界转速以后, 碰摩故障将产生较大的分数次谐波。同时, 较低的支承刚度和较小的油膜直径将大大减少由碰摩所产生的倍频、分频、拟周期和混沌现象。

(4) 本文的研究工作将为进一步分析真实航空发动机的复杂转子-滚动轴承-机匣耦合系统非线性动力学响应规律, 研究航空发动机双转子及多盘转子动力响应规律, 提取转子与滚动轴承耦合故障特征提供了新的方法和思路。

#### 参考文献:

- [1] 航空发动机设计手册总编委会. 航空发动机设计手册 (第19分册) 转子动力学及整机振动[M]. 北京: 航空工业出版社, 2000: 208—226
- [2] 闻邦椿, 武新华, 丁干, 等. 故障旋转机械非线性动力学的理论与试验[M]. 北京: 科学出版社, 2004: 44—54
- [3] Muszynska A. Rotor-to-stationary element rub-related vibration phenomena in rotating machinery [J]. Shock and Vibration Digest, 1989, 21: 3—11.
- [4] 陈果. 带碰摩耦合故障的转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型[J]. 振动工程学报, 2007, 20(4): 361—368
- [5] 闻邦椿, 顾家柳, 夏松波, 等. 高等转子动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000
- [6] Sun G, Palazzolo A, Provenza A, et al. Long duration blade loss simulations including thermal growths dual-rotor gas turbine engine [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 316: 147—163
- [7] Hai P M, Bonello P. An impulsive receptance technique for the time domain computation of the vibration of a whole aero-engine model with nonlinear bearings [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 318: 592—605
- [8] 曹志远. 板壳振动理论 [M]. 北京: 中国铁道出版社, 1989: 445—446
- [9] Fukata S, Gad E H, Kondou T. et al. On the radial vibration of ball bearings (computer simulation) [J]. Bulletin of the JSME, 1985, 28: 899—904
- [10] Zhai W M. Two simple fast integration methods for large-scale dynamic problems in engineering [J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1996, 39(24): 4 199—4 214

## A dynamic model for rotor-ball bearing-stator coupling system with rubbing faults

CH EN Guo

(College of Civil Aviation, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

**Abstract** In this paper, aiming at the practical whole aero-engine vibration, a new rotor-ball bearing-stator coupling system dynamic model is established. The main characteristics of the new model are as follows: 1) the coupling effect between rotor, ball bearing and stator is considered fully; 2) the flexible support and the squeeze film damper (SFD) are considered; 3) the rotor is considered as Equisection Euler Free Beam model, and its vibration is analyzed through cutting limited modes; 4) nonlinear factors of ball bearing are modeled, such as the clearance of bearing, nonlinear Hertzian contact force, and the varying compliance; 5) rubbing fault between rotor and stator is considered. In this paper, the numerical integral method is employed to obtain system's responses, and the whole aero-engine vibration characteristics are studied.

**Key words:** aero-engine; rotor-ball bearing-stator; coupling dynamics; squeeze film damper(SFD); rubbing

作者简介: 陈果(1972—)男, 博士, 教授, 博士生导师. 电话: (025)84891850; E-mail: cgzyx@263.net