

# 带挤压油膜阻尼器双转子系统动力建模与仿真

何卫锋, 程礼, 李应红  
(空军工程大学 工程学院, 陕西 西安 710038)

**摘要:**双转子结构在航空发动机中有很广泛的应用,针对带定心弹性支承挤压油膜阻尼器的双转子系统,建立了考虑轴间轴承耦合力的双转子系统动力学模型,采用7-8阶连续Runge-Kutta法进行求解,得到了双转子系统的非线性振动特性和轴间轴承所承受的力,从而为结构的振动分析与诊断打下了基础。

**关键词:**挤压油膜阻尼器;双转子;非线性;轴间轴承

**中图分类号:**V231.9 **文献标识码:**A **文章编号:**1009-3516(2005)01-0014-03

S. Cooper1962年提出挤压油膜阻尼器(SFD)以来,就得到了广泛的研究和应用,已成为航空发动机必不可少的减振元件<sup>[1-2]</sup>。以往的研究一般是基于线性理论进行的,即将阻尼器中油膜力线性化为8个系数(4个阻尼系数和4个刚度系数)<sup>[2]</sup>。然而由于油膜力强烈的非线性,使得这种方法存在很大的不足,很多现象得不到合理的解释。因此,挤压油膜阻尼器-转子系统的非线性动力特性分析就受到很多学者关注<sup>[3]</sup>。

双转子在航空发动机中有很广泛的应用,相对单转子发动机,双转子有很多优点。但由于结构的变化,使双转子系统的振动特性和单转子有很大的不同,高低压转子之间相互影响,当采用挤压油膜阻尼器时,必须考虑油膜力的非线性,使系统的振动特性更加复杂。在以往的文献中,一般采用单转子模型<sup>[2]</sup>,且有很多试验和理论计算的结果,对双转子系统的研究不多见;对现代高转速的双转子发动机,其整机振动是引起故障的主要原因之一,本文尝试对带有定心弹性支承挤压油膜阻尼器的双转子系统进行动力建模和仿真,研究非线性油膜力作用下双转子系统的动力学特性和轴间轴承的受力情况,为研究发动机振动故障(尤其是轴间轴承的故障)与诊断提供理论基础。

## 1 双转子模型与运动方程

转子的不平衡是振动的主要原因之一,本文研究转子静不平衡引起的强迫振动响应。某发动机双转子-支承系统模型见图1。

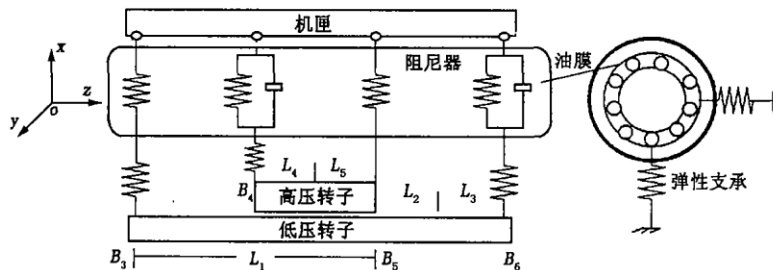


图1 带挤压油膜阻尼器双转子发动机模型

收稿日期:2004-06-24

作者简介:何卫锋(1977-),男,湖南桃江人,博士生,主要从事非线性转子动力学研究;

程礼(1963-),男,黑龙江哈尔滨人,教授,主要从事航空发动机可靠性与故障诊断研究;

李应红(1963-),男,重庆奉节人,教授,博士生导师,主要从事航空发动机可靠性与故障诊断研究。

为了减少发动机长度,其高压转子的后支承通过轴间轴承( $B_5$ )将力传递到低压转子轴上;为了提高系统的可靠性,减小结构的振动,其高压前轴承( $B_4$ )和低压后轴承( $B_6$ )采用了带定心弹性支承(鼠笼式)的挤压油膜阻尼器。为了简单起见,认为轴间轴承( $B_5$ )是刚性的,则在轴间轴承的位置高压和低压转子的位移相同。取坐标系  $OXYZ$ ,其原点在不旋转时转子的轴心处,轴  $OZ$  的方向沿着平衡状态的迴转轴线,沿轴  $OZ$  的位移略去不计。

双转子模型是两个单转子通过轴间轴承耦合在一起的,因此可分别建立高、低压转子的动力学方程,方程中有高低压转子的相互作用力,再加上 5 支点的位移约束条件,动力学方程是可解的。根据弹性支承中刚性转子的动力学<sup>[4-5]</sup>,对双转子模型建立的无量纲微分方程为:

$$\begin{aligned}
 (L_1 + L_2)x''_6 + L_3x''_3)/L - \varepsilon_1 \cos(\tau) &= k_{31}x_3 + k_{61}x_6 + (f_{6x} + f_x)/m_1 \\
 (L_1 + L_2)y''_6 + L_3y''_3)/L - \varepsilon_1 \sin(\tau) &= k_{31}y_3 + k_{61}y_6 + (f_{6y} + f_y)/m_1 \\
 [A_1(x'_6 - x'_3) - B_1(x''_6 - x''_3)]/L + f_y L_2 &= [k_3\gamma_3(L_1 + L_2) + k_6\gamma_6 L_3]/\omega_1^2 + f_{6y} L_3 \\
 [A_1(y'_6 - y'_3) - B_1(y''_6 - y''_3)]/L + f_x L_2 &= [k_3\gamma_3(L_1 + L_2) + k_6x_\varepsilon L_3]/\omega_1^2 + f_{6x} L_3 \\
 [k_c L_4(L_1x''_6 + (L_2 + L_3)x''_3)/L + L_5x''_4]/(L_4 + L_5) &= k_\omega \varepsilon_2 \cos(k_\omega \tau) + k_{41}x_4 - (k_{f_x} - f_{4x})/m_2 \\
 [k_c L_4(L_1y''_6 + (L_2 + L_3)y''_3)/L + L_5y''_4]/(L_4 + L_5) &= k_\omega \varepsilon_2 \sin(k_\omega \tau) + k_{41}y_4 - (k_{f_y} - f_{4y})/m_2 \\
 A_2[k_c(L_1x'_6 + (L_2 + L_3)x'_3)/L - x'_4]/(L_4 + L_5) - B_2[k_c(L_1y''_6 + (L_2 + L_3)y''_3)/L - y''_4]/(L_4 + L_5) &= -k_4\gamma_4 L_4/\omega_1^2 + k_{f_x} L_5 - f_{4x} L_5 \\
 A_2[k_c(L_1y'_6 + (L_2 + L_3)y'_3)/L - y'_4]/(L_4 + L_5) - B_2[k_c(L_1x''_6 + (L_2 + L_3)x''_3)/L - x''_4]/(L_4 + L_5) &= -k_4x_4 L_4/\omega_1^2 + k_{f_y} L_5 - f_{4y} L_5
 \end{aligned} \quad (1)$$

其中  $L = L_1 + L_2 + L_3$ 。  $f_x, f_y$  为无量纲耦合力,可以通过高(低)压系统方程解出,代入低(高)压方程就可得到系统解耦后的动力方程。得到系统的数值解后,根据高(低)压系统动力方程就可以计算出耦合力。

式中无量纲时间:  $\tau = \omega_1 t$ ; 支承轴心无量纲位移:  $x_3 = X_3/c_1, x_4 = X_4/c_2, x_6 = X_6/c_1, y_3 = Y_3/c_1, y_4 = Y_4/c_1, y_6 = Y_6/c_1; x''_3 = \ddot{X}_3/c_1\omega_1^2, x''_4 = \ddot{X}_4/c_1\omega_1^2, x''_6 = \ddot{X}_6/c_1\omega_1^2, y''_3 = \ddot{Y}_3/c_1\omega_1^2, y''_4 = \ddot{Y}_4/c_1\omega_1^2, y''_6 = \ddot{Y}_6/c_1\omega_1^2$ , 其中  $(\cdot)$  是对  $\tau$  的二阶导数,  $(\dot{\cdot})$  是对  $t$  的二阶导数; 无量纲偏心距: 低压转子  $\varepsilon_1 = e_1/c_1$ , 高压转子  $\varepsilon_2 = e_2/c_2$ ; 无量纲非线性油膜力分量  $f_{6x} = F_{6x}/c_1^3\omega_1, f_{6y} = F_{6y}/c_1^3\omega_1, f_{4x} = F_{4x}/c_2\omega_1^2, f_{4y} = F_{4y}/c_2\omega_1^2$ ;  $c_1, c_2$  分别为 6、4 支点阻尼器半径间隙;  $e_1, e_2$  分别为低高压转子的静不平衡偏心量;  $R_0$  为阻尼器轴颈半径;  $L_0$  为阻尼器长度;  $\mu$  为润滑油粘度; 转速比  $k_\omega = \omega_2/\omega_1$ 。

当阻尼器的  $L/D$  小于 0.25 时,通常采用短轴承理论获得非线性油膜力的解析表达式,在本文中,挤压油膜阻尼器采用短轴承半油膜力模型<sup>[1,3]</sup>。其中 6 支点挤压油膜力的无量纲表达式为:

$$\begin{aligned}
 f_{6x} &= -\frac{\mu R_0 l_0^3}{\omega_1 c_1^3} \left[ \frac{\pi x'_6}{2(1-x_6^2-y_6^2)^{3/2}} + \frac{3\pi x_6(x_6x'_6+y_6y'_6)}{2(1-x_6^2-y_6^2)^{5/2}} + \frac{2y'_3\sqrt{(x_6^2+y_6^2)}}{(1-x_6^2-y_6^2)^2} - \frac{4y_6(x_6x'_6+y_6y'_6)}{(1-x_6^2-y_6^2)^2\sqrt{x_6^2+y_6^2}} \right] \\
 f_{6y} &= -\frac{\mu R_0 l_0^3}{\omega_1 c_1^3} \left[ \frac{\pi y'_6}{2(1-x_6^2-y_6^2)^{3/2}} + \frac{3\pi y_6(x_6x'_6+y_6y'_6)}{2(1-x_6^2-y_6^2)^{5/2}} + \frac{2x'_6\sqrt{(x_6^2+y_6^2)}}{(1-x_6^2-y_6^2)^2} - \frac{4x_6(x_6x'_6+y_6y'_6)}{(1-x_6^2-y_6^2)^2\sqrt{x_6^2+y_6^2}} \right]
 \end{aligned} \quad (2)$$

同样也可以写出 4 支点无量纲油膜力  $f_{4x}, f_{4y}$ 。

## 2 数值算例及分析

取双转子模型的参数为:  $m_1 = 13 \text{ kg}, m_2 = 20 \text{ kg}, \varepsilon_1 = 0.174 29, \varepsilon_2 = 0.048 31, k_{31} = 0.207 332, k_{61} = 0.207 332, k_{41} = 0.134 766, k_c = 0.73 913, k_\omega = 1.5$ 。

采用 7-8 阶连续 Runge-Kutta 法对方程(1)在转速为  $\omega_1 = 800 \text{ rad/s}$  时进行求解<sup>[6]</sup>,得到的各个支承点稳定的轴心轨迹如图 2、图 3、图 4。在典型的航空发动机上,3 支点的运动是很重要的,其振动值经常用来对系统的工作状态进行监控和诊断。所以,本文对 3 支点的运动情况进行详细分析。该点相应的频谱图和庞加莱映射<sup>[7]</sup>见图 5、图 6。高低压转子的运动通过轴间轴承而相互影响,轴承上有高低压转子的耦合力,见图 7。

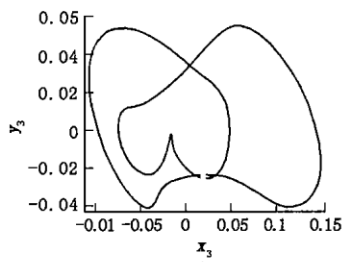
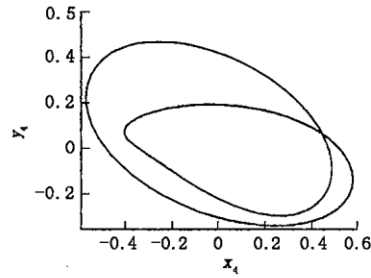
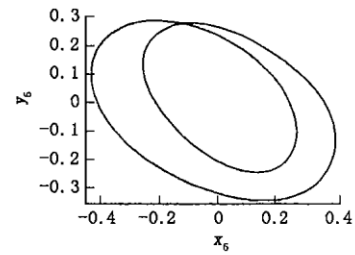
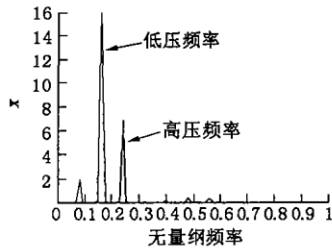
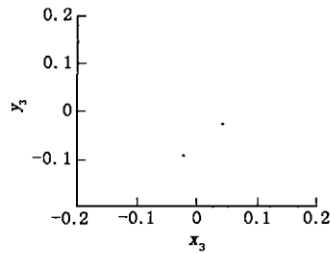
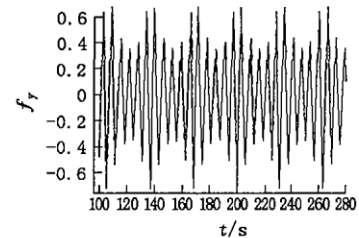
图2  $B_3$  轴心运动轨迹图3  $B_4$  轴心运动轨迹图4  $B_6$  的运动轨迹图5  $B_2$  轨迹的频谱图图6  $B_3$  的庞加莱映射图

图7 轴间轴承耦合力时间历程

由于挤压油膜力的非线性和高低压转子的耦合作用,使系统的响应变得复杂,与单转子系统有很大的不同。在稳定状态,注意到庞加莱截面图中包含有2个独立的点,表明此时 $B_3$ 的轨道是周期2的<sup>[7-8]</sup>。从 $B_3$ 响应的频谱图可以看出,不但有高低压转子的转动频率,还有其他的谱线,说明在非线性系统与线性系统有本质的区别,通过对双转子-SFD系统的理论计算,寻找其响应的特征谱线,在对双转子的振动监测与诊断中可以提供更加可靠、有效的信息。

### 3 结束语

由于双转子系统的复杂性,本文对其进行了合理的简化建模,建立了带定心弹性支承挤压油膜阻尼器的动力方程组。经过数值计算得到了转子系统各个支承点处的轴心轨迹,周期解的形式和 $B_3$ 响应的频谱图以及双转子系统高低压之间的耦合作用力,为以后进行振动监测和诊断以及非线性分析奠定了基础。

#### 参考文献:

- [1] 晏砺堂. 航空燃气轮机振动和减振[M]. 北京:国防工业出版社,1991.
- [2] 陈照波,焦映厚,陈明,等. 挤压油膜阻尼器-转子系统非线性动力特性分析[J]. 推进技术,2001,22(1):33-35.
- [3] Paul Schallhorn. A squeeze film Reynolds number for predicting squeeze film damper rotor dynamic performance[R]. AIAA, 2000.
- [4] 克利宗 A C,齐曼斯基 Ю И,雅科夫列夫 В И. 转子动力学——弹性支承[M]. 北京:科学出版社,1987.
- [5] 虞烈,刘恒. 轴承-转子系统动力学[M]. 西安:西安交通大学出版社,2001.
- [6] 许毛跃,李嘉林,张登成. 四元数下欧拉方程实时 R-K 法求解误差分析[J]. 空军工程大学学报(自然科学版)2002,3(2):60-63.
- [7] Thomas S Parker, Leon O Chua. Practical Numerical Algorithms for Chaotic Systems[M]. New York: Springer-Verlag, 1992.
- [8] 周纪卿,朱因远. 非线性振动[M]. 西安:西安交通大学出版社,1998.

(编辑:姚树峰)

## Modeling and Simulating of SFD Dual - Rotor System

HE Wei-feng, CHENG Li, LI Ying-hong

(The Engineering Institute, Air Force Engineering University, Xi'an, Shaanxi 710038, China)

**Abstract:** Squeeze film damper (SFD) - dual rotor system, widely used in aero engines, is investigated in this paper. A dynamical model about SFD - dual rotor system with spring support is set up, in which not only the forces between the high - pressure rotor and low - pressure rotor but also the nonlinear oil - film forces are considered. The model is solved by 7 - 8 order continuous Runge - Kutta method. The characteristics of nonlinear vibration and the forces between the rotors are got. These are useful in vibration monitor and fault diagnosis for aero engines.

**Key words:** SFD; dual rotor; nonlinear; bearing