

双转子航空发动机整机振动建模与分析*

陈 果

(南京航空航天大学民航学院, 江苏 南京 210016)

摘要: 针对实际的双转子航空发动机,建立了航空发动机双转子-支承-机匣耦合动力学模型。在耦合模型中,利用有限元方法对转子和机匣系统进行建模;支承系统采用了集总参数模型,计入了滚动轴承和挤压油膜阻尼器的非线性;定义了5种支承和连接方式,以适应复杂的双转子航空发动机转子-支承-机匣耦合系统建模。运用Newmark- β 法和改进的Newmark- β 法(翟方法)相结合的数值积分获取系统非线性动力学响应。最后进行了航空发动机的整机振动分析,分析了系统临界转速、应变能及不平衡响应灵敏度,研究了挤压油膜阻尼器的减振特性以及系统突加不平衡的瞬态响应。

关键词: 航空发动机; 双转子; 整机振动; 有限元; 耦合动力学

中图分类号: V231.96 文献标识码: A 文章编号: 1004-4523(2011)06-0619-14

引 言

通常,航空发动机的转子通过滚动轴承支承在定子机匣上,而机匣支承在基础上,为了减少转子的振动以及调节转子的临界转速,在轴承与轴承座之间往往加有弹性支承和挤压油膜阻尼器,因此,它们之间的运动相互耦合、相互影响,从而在结构和动力学上构成了转子-支承-机匣耦合系统^[1]。目前,双转子结构已被大量航空燃气涡轮发动机采用,国内外学者在双转子系统的振动特性方面做了许多的研究,文献[2]将模态综合法与有限元素法相结合,对发动机转子-支承-机匣系统的整机振动特性进行分析。文献[3]基于NASTRAN中实体单元编制的转子动力特性计算程序,对发动机整机进行了动力特性计算。在分析中发现了高阶转子弯曲振动模态与机匣振动耦合现象及其变化规律,在计算分析的基础上研究了在考虑机匣振动耦合时转子系统临界转速的确定方法。文献[4]分别运用静刚度、动刚度和整机有限元模型对某型发动机进行了转子动力特性计算,指出运用整机模型能够分析支承动刚度和各种机匣的局部振动对整机振动的影响。文献[5]运用有限元方法研究了单/双转子-滚动轴承系统的振动特性。文献[6]提出了一个详细考虑滚动轴承和挤压油膜阻尼器非线性的柔性双转子有限元模型,进行了叶片丢失的瞬态响应模拟。文献[7]提出了一个双

转子燃气涡轮发动机有限元模型,利用数值积分方法计算了叶片丢失下产生的突加不平衡响应,考虑了滚动轴承的接触非线性、挤压油膜力的非线性以及在叶片丢失期间轴承部件的热增长效应。文献[8]建立了一个带非线性挤压油膜阻尼器轴承的双转子动力学模型,结合NASTRAN有限元软件和MATLAB软件进行非线性数值仿真分析,其计算速度得到了很大提高。

然而,整机实体有限元法由于计算工作量大而在实际应用中受到限制。传递矩阵法只能处理简单边界条件。子结构传递法计算精度与模型简化误差关系很大。另外,现有的方法主要是针对线性系统进行分析,事实上,在复杂的转子系统中,存在许多非线性因素,如滚动轴承间隙、非线性接触力、变柔性VC振动,挤压油膜阻尼器的非线性油膜力,特别是当转子产生碰摩、松动、不对中等故障,轴承产生故障时,转子-支承-机匣耦合系统将具有很强的非线性,现有的方法对于含故障的强非线性问题不能胜任,而求解复杂非线性系统响应的唯一有效方法则是直接积分法。文献[9]建立了一种新型的转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型,考虑了弹性支承及挤压油膜阻尼效应、滚动轴承非线性以及碰摩故障,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,最后利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。但是该方法难于胜任复杂的变截面转子建模。

* 收稿日期: 2010-12-03; 修订日期: 2011-06-08
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(2007ZB52022) <http://www.cnki.net>

由此可见,由于发动机结构复杂化,要想建立有效的整机有限元模型是非常困难的,即便能够建立模型,巨大的计算量也使计算机难以胜任;同时,求解航空发动机的复杂非线性响应也是一个非常重要的难题。有鉴于此,本文在综合目前方法的基础上,针对航空发动机整机振动,提出一种新型的转子-支承-机匣非线性耦合动力学通用模型,利用有限元梁模型对转子和机匣系统进行建模,将支承系统考虑为集总参数模型,定义多种支承和连接类型以适应多转子、多机匣的复杂转子-支承-机匣系统建模;同时,考虑系统存在的非线性因素。最后通过数值积分法得出系统非线性响应。并针对双转子航空发动机进行了建模,分析了双转子航空发动机的整机振动。

1 双转子航空发动机整机动力学模型

1.1 模型示意图

图 1 为典型的双转子航空发动机结构示意图^[1],它的转子系统由高低压轴系的 5 个转子组成,即由低压压气机转子、中间轴、低压涡轮转子组成的低压轴系以及由高压压气机转子、高压涡轮转子组成的高压轴系。它们分别支承在 A, B, C, D, E, F, G 七个轴承上。H, L, M 三处均为套齿连轴器。低压转子的止推支点 D 为中介支点,其载荷通过高压转子止推轴承 E 外传,其余各支点的载荷直接通过机匣等承力构件外传。除 B, C 两点外,其余支承均为弹性支承。

图 2 为航空发动机双转子-滚动轴承-机匣耦合系统动力学模型。建模方法如下:

(1) 转子轴(包括低压压气机转子、中间轴、低压涡轮转子、高压压气机转子及高压涡轮转子)均采用

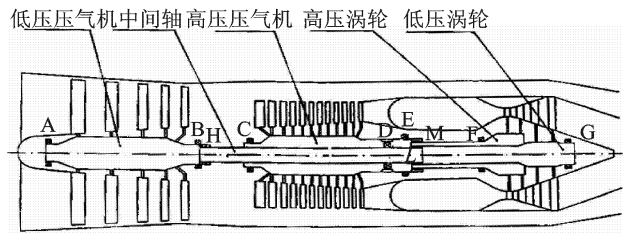


图 1 典型双转子航空发动机结构示意图

有限元梁模型,考虑梁的转动惯量、剪切变形及陀螺力矩。仅仅考虑转子的横向弯曲振动,不考虑转轴的扭转振动和轴向振动;高、低压压气机及高、低压涡轮简化为转盘,以集中质量的形式作用于其质心上;考虑转盘的陀螺力矩。

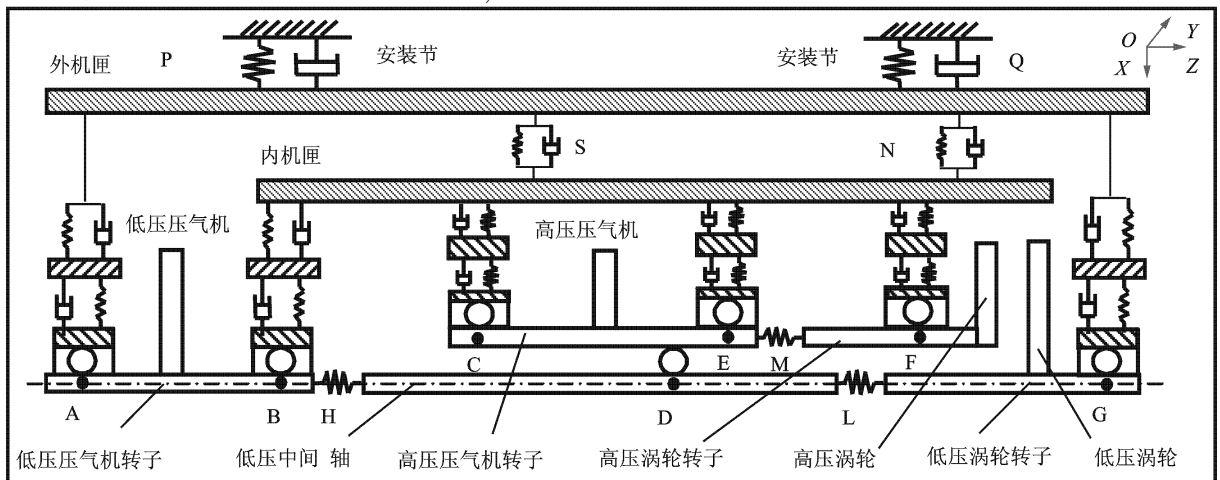
(3) 假定在工作转速内机匣与转子发生弯曲耦合,机匣截面不变形,仍为圆形,其轴向呈弯曲模态,因此,将机匣处理为不旋转的梁模型;同时也考虑其剪切变形和转动惯量。

(4) 低压转子通过前支承 A 与后支承 G 和外机匣连接,支承 B 支承在内机匣上;高压转子通过支承 C, E, F 与内机匣连接;低压转子与高压转子之间通过中介轴承 D 相连接;内外机匣通过弹性连接 S 和 N 实现连接;外机匣通过弹性支承(安装节) P, Q 与基础连接。

(5) A, B, C, D, E, F, G 均考虑为弹性支点,可设定其弹性支承刚度大小;另外,可以设定是否存在挤压油膜阻尼器以及相关参数;H, M, L 套齿简化为弹性耦合接口,其耦合刚度由套齿刚度决定。

1.2 动力学建模

从图 2 可以看出,航空发动机双转子-支承-机匣耦合动力学模型有多个转子、支承及连接以及多个



机匣组成,对于转子和机匣,采用有限元方法建立动力学模型,对于支承采用离散的集总质量模型,然后将各部件通过作用力和反作用力的关系实现运动耦合,最后利用数值积分方法对系统运动微分方程进行求解。下面对转子、机匣、支承及连接分别进行动力学建模分析。

1.2.1 转子模型

转子考虑为由若干支承和转盘组成,转子利用有限元方法离散为普通梁单元,考虑转子系统的剪切变形、陀螺力矩及转动惯量。转子与其他转子、机匣以及支承之间通过非线性力和力矩耦合。另外转子节点上还将承受来自外部的激励力。图3为本文建立的有限元转子动力学模型。

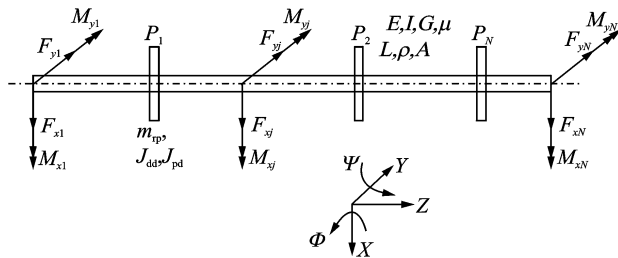


图3 有限元转子动力学模型

转子由分布质量和弹性轴、离散的刚性盘组成,如图3中所示。对每个转轴单元, E, I, G, μ, L, ρ, A 分别为转轴单元的弹性模量、截面惯性矩、剪切模量、泊松比、转轴长度、转轴密度、转轴截面积;对圆盘 $P_i, m_{rpi}, J_{ddi}, J_{pdi}$ 为圆盘质量、赤道转动惯量、极转动惯量; F_{xi}, F_{yi} 为转子第 i 个节点所受力; M_{xi}, M_{yi} 为转子第 i 个节点所受力矩。

建立坐标系如图3所示,其中 XYZ 为固定坐标系。变形状态下,任意截面相对于固定坐标系的位置按以下方法确定:以 X 向位移 $x(s, t)$ 、 Y 向位移 $y(s, t)$ 确定弹性中心线位置,以绕 X 向转角 $\phi(s, t)$ 、绕 Y 向转角 $\psi(s, t)$ 确定横截面方位,横截面还绕其自身中心线 Z 向旋转。

(1) 刚性盘元素运动方程

设盘的质量为 m^d ,赤道转动惯量为 J_{dd}^d ,极转动惯量为 J_{pd}^d , ω 为盘的转动速度。利用拉格朗日方程可得刚性盘相对固定坐标系的运动方程为

$$(M^d_r + M^d_k) \ddot{q}^d - \omega G^d \dot{q}^d = Q^d \quad (1)$$

式中 Q^d 为广义外力向量; M^d_r 和 M^d_k 分别为质量矩阵和质量惯性矩阵; G^d 为陀螺矩阵; q 为广义位移向量, $q = [x, y, \phi, \psi]$ 。其中,

$$M^d_r = \begin{bmatrix} m^d & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m^d & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, M^d_k = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{dd}^d & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{pd}^d \end{bmatrix}$$

$$G^d = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -J_{pd}^d \\ 0 & 0 & J_{pd}^d & 0 \end{bmatrix}$$

(2) 普通梁元素运动方程

设单元弹性模量为 E ,剪切模量为 G ,泊松比为 μ ,内径为 d ,外径为 D ,长度为 L ,则

$$\text{截面惯性矩 } I: I = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4);$$

$$\text{横截面面积 } A: A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2);$$

$$\text{有效抗剪面积 } A_s: A_s = \frac{A}{9 \left(1 + \frac{1.6Dd}{D^2 + d^2} \right)} \text{ 或 } A_s =$$

$$\frac{A}{6(1 + \mu) \left[1 + \frac{20 + 12\mu}{7 + 6\mu} \left(\frac{Dd}{D^2 + d^2} \right)^2 \right]}$$

$$\text{剪切变形系数 } \phi: \phi = \frac{12EI}{GA_s L^2}$$

每个梁单元具有2个节点,8个自由度。每个节点具有4个自由度,即 X, Y 方向及绕它们的转角。单元的随时间而变化的横截面位移同时也是沿单元轴线位置 s 的函数。单元端点随时间而变化的广义位移为

$$q^e(t) = [q_1^e \ q_2^e \ q_3^e \ q_4^e \ q_5^e \ q_6^e \ q_7^e \ q_8^e]^T$$

由拉格朗日方程,可得梁单元相对于固定坐标系的运动方程

$$(M^e_r + M^e_k) \ddot{q}^e + (-\omega G^e) \dot{q}^e + (K^e_b - K^e_a) q^e = Q^e \quad (2)$$

式中 Q^e 为广义外力向量; M^e_r 和 M^e_k 分别为质量矩阵和质量惯性矩阵; G^e 为陀螺矩阵; K^e_b 为单元弯曲和剪切刚度矩阵; K^e_a 为单元拉伸刚度矩阵。其中,

$$M^e_r = \begin{bmatrix} M_{T1} & & & & & & & \\ 0 & M_{T1} & & & & & & \\ 0 & -M_{T4} & M_{T2} & & & & & \\ M_{T4} & 0 & 0 & M_{T2} & & & & \\ M_{T3} & 0 & 0 & M_{T5} & M_{T1} & & & \\ 0 & M_{T3} & -M_{T5} & 0 & 0 & M_{T1} & & \\ 0 & M_{T5} & M_{T6} & 0 & 0 & M_{T4} & M_{T2} & \\ -M_{T5} & 0 & 0 & M_{T6} & -M_{T4} & 0 & 0 & M_{T2} \end{bmatrix} \text{ 称} \quad (3)$$

式中

$$M_{T1} = \frac{13}{15} + \frac{7}{10} \phi + \frac{1}{3} \phi^2;$$

$$M_{T2} = \left[\frac{1}{105} + \frac{1}{60} \phi + \frac{1}{120} \phi^2 \right] L^2;$$

$$\begin{aligned}
 M_{T3} &= \frac{9}{70} + \frac{3}{10}\phi_s + \frac{1}{6}\phi_s^2; \\
 M_{T4} &= \left\{ \frac{11}{210} + \frac{11}{120}\phi_s + \frac{1}{24}\phi_s^2 \right\} L; \\
 M_{T5} &= \left\{ \frac{13}{420} + \frac{3}{40}\phi_s + \frac{1}{24}\phi_s^2 \right\} L; \\
 M_{T6} &= - \left\{ \frac{1}{140} + \frac{1}{60}\phi_s + \frac{1}{120}\phi_s^2 \right\} L^2. \\
 \mathbf{M}_R^e &= \frac{\rho L}{(1 + \Phi)^2} \left(\frac{r\rho}{L} \right)^2 \times
 \end{aligned}$$

$$\left[\begin{array}{cccccccc}
 M_{R1} & & & & & & & \\
 0 & M_{R1} & & & & & & \\
 0 & -M_{R4} & M_{R2} & & & & & \\
 M_{R4} & 0 & 0 & M_{R2} & & & & \\
 -M_{R1} & 0 & 0 & -M_{R4} & M_{R1} & & & \\
 0 & -M_{R1} & M_{R4} & 0 & 0 & M_{R1} & & \\
 0 & -M_{R4} & M_{R3} & 0 & 0 & M_{R4} & M_{R2} & \\
 M_{R4} & 0 & 0 & M_{R3} & -M_{R4} & 0 & 0 & M_{R2}
 \end{array} \right] \begin{array}{l} \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \end{array} \begin{array}{l} \\ \\ \text{对} \\ \\ \\ \\ \\ \text{称} \\ \\ \end{array} \quad (4)$$

式中

$$\begin{aligned}
 M_{R1} &= \frac{6}{5}; \\
 M_{R2} &= \left\{ \frac{2}{15} + \frac{1}{6}\phi_s + \frac{1}{3}\phi_s^2 \right\} L^2; \\
 M_{R3} &= \left\{ -\frac{1}{30} - \frac{1}{6}\phi_s + \frac{1}{6}\phi_s^2 \right\} L^2; \\
 M_{R4} &= \left\{ \frac{1}{10} - \frac{1}{2}\phi_s \right\} L; r\rho = \frac{I}{A}. \\
 \mathbf{G}_R^e &= \frac{\rho}{15L} \left(\frac{r\rho}{1 + \Phi} \right)^2 \times
 \end{aligned}$$

$$\left[\begin{array}{cccccccc}
 0 & & & & & & & \\
 G_1 & 0 & & & & & & \\
 -G_2 & 0 & 0 & & & & & \\
 0 & -G_2 & G_4 & 0 & & & & \\
 0 & G_1 & -G_2 & 0 & 0 & & & \\
 -G_1 & 0 & 0 & -G_2 & G_1 & 0 & & \\
 -G_2 & 0 & 0 & G_3 & G_2 & 0 & 0 & \\
 0 & -G_2 & -G_3 & 0 & 0 & G_2 & G_4 & 0
 \end{array} \right] \begin{array}{l} \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \end{array} \begin{array}{l} \\ \\ \text{反} \\ \\ \text{对} \\ \\ \\ \\ \text{称} \\ \\ \end{array} \quad (5)$$

式中

$$\begin{aligned}
 G_1 &= 36; \quad G_2 = 3L - 15L\phi_s; \\
 G_3 &= L^2 + 5L^2\phi_s - 5L^2\phi_s^2; \\
 G_4 &= 4L^2 + 5L^2\phi_s + 10L^2\phi_s^2.
 \end{aligned}$$

$$\left[\begin{array}{cccccccc}
 K_{B1} & & & & & & & \\
 0 & K_{B1} & & & & & & \\
 0 & -K_{B4} & K_{B2} & & & & & \\
 K_{B4} & 0 & 0 & K_{B2} & & & & \\
 -K_{B1} & 0 & 0 & -K_{B4} & K_{B1} & & & \\
 0 & -K_{B1} & K_{B4} & 0 & 0 & K_{B1} & & \\
 0 & -K_{B4} & K_{B3} & 0 & 0 & K_{B4} & K_{B2} & \\
 K_{B4} & 0 & 0 & K_{B3} & -K_{B4} & 0 & 0 & K_{B2}
 \end{array} \right] \begin{array}{l} \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \end{array} \begin{array}{l} \\ \\ \text{对} \\ \\ \text{称} \\ \\ \\ \\ \end{array} \quad (6)$$

式中

$$\begin{aligned}
 K_{B1} &= \frac{12}{1 + \Phi}; \\
 K_{B2} &= \left\{ \frac{4 + \Phi_s}{1 + \Phi_s} \right\} L^2; \\
 K_{B3} &= \left\{ \frac{2 - \Phi_s}{1 + \Phi_s} \right\} L^2; \\
 K_{B4} &= \left\{ \frac{6}{1 + \Phi_s} \right\} L. \\
 \mathbf{K}_A^e &= \frac{H}{30L(1 + \Phi)^2} \times
 \end{aligned}$$

$$\left[\begin{array}{cccccccc}
 K_{A1} & & & & & & & \\
 0 & K_{A1} & & & & & & \\
 0 & -K_{A4} & K_{A2} & & & & & \\
 K_{A4} & 0 & 0 & K_{A2} & & & & \\
 -K_{A1} & 0 & 0 & -K_{A4} & K_{A1} & & & \\
 0 & -K_{A1} & K_{A4} & 0 & 0 & K_{A1} & & \\
 0 & -K_{A4} & K_{A3} & 0 & 0 & K_{A4} & K_{A2} & \\
 K_{A4} & 0 & 0 & K_{A3} & -K_{A4} & 0 & 0 & K_{A2}
 \end{array} \right] \begin{array}{l} \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \end{array} \begin{array}{l} \\ \\ \text{对} \\ \\ \text{称} \\ \\ \\ \\ \end{array} \quad (7)$$

式中

$$\begin{aligned}
 K_{A1} &= 36 + 60\phi_s + 30\phi_s^2; \\
 K_{A2} &= 4L^2 + 5L^2\phi_s + 2.5L^2\phi_s^2; \\
 K_{A3} &= -(L^2 + 5L^2\phi_s + 2.5L^2\phi_s^2); \\
 K_{A4} &= 3L.
 \end{aligned}$$

(3) 转子系统运动方程

将单元的运动方程进行组装, 可得到转子系统运动方程, 即

$$\mathbf{M}^s \ddot{\mathbf{q}}^s + (\mathbf{C}^s - \omega \mathbf{G}^s) \dot{\mathbf{q}}^s + \mathbf{K}^s \mathbf{q}^s = \mathbf{Q}^s \quad (8)$$

式中 \mathbf{Q}^s 为系统广义外力向量; \mathbf{M}^s 为系统质量矩阵; \mathbf{G}^s 为系统陀螺矩阵; \mathbf{K} 为系统刚度矩阵; \mathbf{C} 为系统阻尼矩阵。

本文将 \mathbf{C} 假设为比例阻尼, 即 $\mathbf{C} = \alpha_0 \mathbf{M}^s + \alpha_1 \mathbf{K}^s$, 其中, α_0, α_1 为常数, 可以得到第 i 阶阻尼比为

$$\xi_i = \frac{1}{2} \left(\frac{\alpha_0}{\omega} + \alpha_1 \omega \right) \quad (9)$$

显然, 通过模态实验得到转子任意两阶固有频率和阻尼比, 即可解出 α_0, α_1 , 并进而得到系统比例阻尼系数矩阵 C^s 。

1. 2. 2 机匣模型

对于机匣, 可以采用3种不同的处理方法: 梁单元、锥壳单元或曲面壳单元。虽然机匣是一壳体结构, 其振动模态呈多种形式, 包括具有周向波数为0, 1, 2, ... 的模态, 但是当其与转子耦合时, 只能是周向波数为1, 与转子耦合节点上产生弯矩, 并与转子发生弯曲耦合。至于其他周向波数的振动模态, 与转子耦合节点上产生的力矩是自平衡的, 与转子弯曲没有耦合。因此, 在转子动力学分析中, 通常考虑机匣周向波数为1的振动模态。此时, 机匣横截面不变形, 仍然为圆形, 而其轴向呈弯曲模态。据此, 目前通用的处理方法是将机匣按梁单元方式处理, 相当于按不旋转的轴(梁单元结构)处理, 也需考虑剪切效应和转动惯量^[1]。

因此, 不失一般性, 本文将机匣处理为不旋转的梁, 与转子模型的处理方法相同, 用有限元方法可以得到机匣的运动微分方程, 即

$$M\ddot{q}^c + C\dot{q}^c + Kq^c = Q^c \quad (10)$$

式中 Q^c 为机匣系统广义外力向量; M^c 为机匣系统质量矩阵; K^c 为机匣系统刚度矩阵; C^c 为机匣系统阻尼矩阵。同样, 本文将 C^c 假设为比例阻尼。

1. 2. 3 离散支承模型

为了对实际航空发动机的多转子、多机匣进行耦合系统建模, 需要全面考虑转子、机匣间的连接和支承关系。为此, 本文定义了5种支承连接关系, 即: 转子-机匣间的支承连接、转子与转子间的中介轴承支承连接、转子与转子间联轴器间的连接、机匣与机匣间的支承连接、机匣与机匣间的螺栓连接。综合运用此5种支承和连接方式可以对任意多转子、多机匣复杂结构形式的航空发动机进行整机建模。

(1) 转子-机匣间的支承连接

对于每个转子与机匣间的支承 $RC_i (i = 1, 2, \dots, N)$, 包括了滚动轴承、挤压油膜阻尼器、轴承座等部件。其中, m_{wi} 为滚动轴承外圈质量; m_{bi} 轴承座质量; k_{ii} 为轴承外圈与轴承座之间的弹性支承刚度, c_{ii} 为轴承外圈与轴承座之间的阻尼系数, 如果存在挤压油膜阻尼器, 则该阻尼为非线性阻尼; k_{fi}, c_{fi} 分别为机匣与轴承座之间的支承刚度和阻尼。如图4所示, 其中 F_{yRi} 和 F_{xRi} 为转子作用于支承的力, F_{yGi} 和 F_{xGi} 为机匣作用于支承的力。设 i 个支承 RC_i 与转子的第 m 个节点和机匣的第 n 个节点相连。

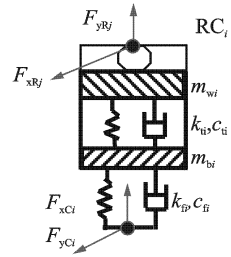


图4 转子-机匣支承

设定轴承外圈固定在轴承座上, 内圈固定在转轴上, 设转子第 m 个节点位移为 x_{Rm} 和 y_{Rm} , 令 $x = x_{Rm} - x_{wi}, y = y_{Rm} - y_{wi}$, 参考文献[11], 可以得到转子作用于第 i 个支承的轴承力为

$$\begin{cases} F_{xRi} = \sum_{j=1}^N C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0)^{3/2} \cdot \\ \quad H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0) \cos \theta_j \\ F_{yRi} = \sum_{j=1}^N C_b (x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0)^{3/2} \cdot \\ \quad H(x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_0) \sin \theta_j \end{cases} \quad (11)$$

式中 C_b 为赫兹接触刚度, 由内外圈和滚珠的赫兹接触弹性分析可得到。 $H(\cdot)$ 是亥维塞函数, 当函数变量大于0时, 函数值是1, 否则为0。 θ_j 为第 j 个滚珠处的角度位置, 有 $\theta_j = \omega_{age} \times t + \frac{2\pi}{N_b}(j-1)$, $j = 1, 2, \dots, N_b$, 其中 N_b 为滚珠个数。 ω_{age} 为保持架旋转速度, 设外滚道半径为 R , 内滚道半径为 r , 有 $\omega_{age} = \frac{\omega \times r}{R+r}$, ω 为转轴旋转角速度。因此, 滚动轴承外圈的运动微分方程为

$$\begin{cases} m_{wi}\ddot{x}_{wi} + k_{ii}(x_{wi} - x_{bi}) + F_{dxi} = F_{xRi} \\ m_{wi}\ddot{y}_{wi} + k_{ii}(y_{wi} - y_{bi}) + F_{dyi} = F_{yRi} - m_{wi}g \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (12)$$

式中 F_{dxi} 和 F_{dyi} 为阻尼力, 如果考虑为粘性阻尼, 则

$$\begin{cases} F_{dxi} = c_{ii}(\dot{x}_{wi} - \dot{x}_{bi}) \\ F_{dyi} = c_{ii}(\dot{y}_{wi} - \dot{y}_{bi}) \end{cases} \quad (13)$$

如果存在挤压油膜阻尼器, 则需要考虑为非线性油膜力, 如图5所示。设轴颈长度为 L_J , 轴颈半径为 R_J , 油膜半径间隙为 c , 润滑油粘度为 μ , 轴承中心为 O_B , 轴颈中心为 O_J , 轴颈偏心距为 e , 偏心率为 ϵ , 轴颈进动角为 ϕ 。在短轴承假设半油膜无端封情况下, 油膜力为^[9]

$$\begin{cases} F_r = \frac{\mu R_J L_J^3}{c^2} \left[\frac{2\Omega \cdot \epsilon^2}{(1 - \epsilon^2)^2} + \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\dot{\epsilon}(1 + 2\epsilon^2)}{(1 - \epsilon^2)^{5/2}} \right] \\ F_t = \frac{\mu R_J L_J^3}{c^2} \left[\frac{\pi \Omega \cdot \epsilon}{2(1 - \epsilon^2)^{3/2}} + \frac{2\dot{\epsilon}\epsilon}{(1 - \epsilon^2)^2} \right] \end{cases} \quad (14)$$

式中

$$\begin{aligned} \epsilon &= e/c = \frac{\sqrt{x_j^2 + y_j^2}}{c}, \\ \dot{\epsilon} &= \dot{e}/c = \frac{x_j \dot{x}_j + y_j \dot{y}_j}{c \sqrt{x_j^2 + y_j^2}}, \\ \phi &= \arctan\left(\frac{y_j}{x_j}\right), \\ \Omega &= \dot{\phi} = \frac{x_j \dot{y}_j - y_j \dot{x}_j}{x_j^2 + y_j^2}. \end{aligned}$$

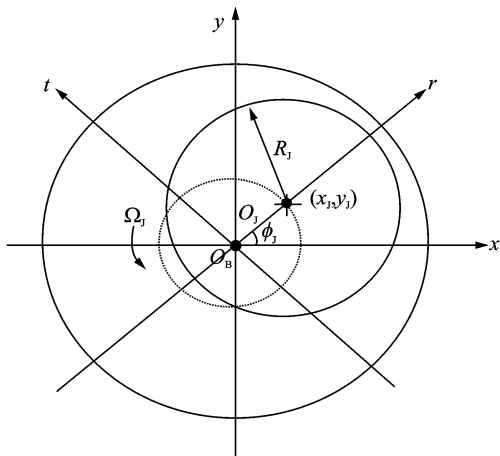


图 5 挤压油膜阻尼器模型

所以,在 xy 固定坐标系下的油膜力为

$$\begin{cases} F_x = F_r \cdot \cos\phi - F_t \cdot \sin\phi \\ F_y = F_t \cdot \cos\phi + F_r \cdot \sin\phi \end{cases} \quad (15)$$

当 $x_j = x_{wi} - x_{bi}, y_j = y_{wi} - y_{bi}; \dot{x}_j = \dot{x}_{wi} - \dot{x}_{bi}, \dot{y}_j = \dot{y}_{wi} - \dot{y}_{bi}$, 则, $F_{dxi} = F_x, F_{dyi} = F_y$ 。

又设机匣第 n 个节点位移为 x_{cn} 和 y_{cn} , 支承 RC_i 的轴承座的位移为 x_{bi} 和 y_{bi} , 则机匣作用于支承 RC_i 的力为

$$\begin{cases} F_{xci} = k_{fi}(x_{cn} - x_{bi}) + c_{fi}(\dot{x}_{cn} - \dot{x}_{bi}) \\ F_{yci} = k_{fi}(y_{cn} - y_{bi}) + c_{fi}(\dot{y}_{cn} - \dot{y}_{bi}) \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (16)$$

因此, 支承 RC_i 的轴承座的运动微分方程为

$$\begin{cases} m_{bi}\ddot{x}_{bi} + k_{ii}(x_{bi} - x_{wi}) - F_{dxi} = F_{xci} \\ m_{bi}\ddot{y}_{bi} + k_{ii}(y_{bi} - y_{wi}) - F_{dyi} = F_{yci} - m_{bi}g \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (17)$$

(2) 转子-转子间的中介轴承支承

对于每个转子与转子间的中介轴承支承 RRM_i ($i = 1, 2, \dots, N$), 包括了滚动轴承、轴承座等部件。其中, m_{wi} 为滚动轴承外圈质量; m_{bi} 为轴承座质量; k_{ii}, c_{ii} 分别为轴承外圈与轴承座之间的弹性支承刚度和阻尼系数; k_{fi}, c_{fi} 分别为机匣与轴承座之间的

支承刚度和阻尼。如图 6 所示, 其中 F_{yRi} 和 F_{xRi} 为内转子作用于支承的力, F_{yROi} 和 F_{xROi} 为外转子作用于支承的力。设 i 个支承 $S2_i$ 与内转子的第 j 个节点和外转子的第 k 个节点相连。

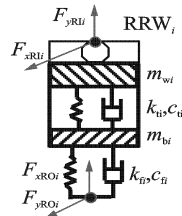


图 6 转子间中介轴承支承

中介轴承外圈固定在外转子上随外转子一起旋转, 转速为 ω_{out} , 内圈固定在内转子上随内转子一起旋转, 转速为 ω_n 。轴承力计算公式与式 (11) 相同, 不同的是, 在计算保持架旋转频率时, 由于轴承内外圈均旋转, 所以有

$$\omega_{age} = \frac{\omega_n \times r + \omega_{out} \times R}{(R + r)}$$

同理, 设转子第 m 个节点支承在第 i 个支承的滚动轴承上, 其位移为 x_{Rm} 和 y_{Rm} , 可得耦合系统中滚动轴承所产生的轴承力: 即令 $x = x_{Rm} - x_{wi}, y = y_{Rm} - y_{wi}$, 代入式 (11) 可得转子作用于第 i 个支承的轴承力 F_{xRi}, F_{yRi} ($i = 1, 2, \dots, N$)。因此, 滚动轴承外圈的运动微分方程为

$$\begin{cases} m_{wi}\ddot{x}_{wi} + k_{ii}(x_{wi} - x_{bi}) + c_{ii}(\dot{x}_{wi} - \dot{x}_{bi}) = F_{xRi} \\ m_{wi}\ddot{y}_{wi} + k_{ii}(y_{wi} - y_{bi}) + c_{ii}(\dot{y}_{wi} - \dot{y}_{bi}) = F_{yRi} - m_{wi}g \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (18)$$

又设外转子第 n 个节点支承在第 i 个支承上, 其位移为 x_{ROn} 和 y_{ROn} , 支承 RRM_i 的轴承座的位移为 x_{bi} 和 y_{bi} , 则外转子作用于支承 RRM_i 的力为

$$\begin{cases} F_{xROi} = k_{fi}(x_{ROn} - x_{bi}) + c_{fi}(\dot{x}_{ROn} - \dot{x}_{bi}) \\ F_{yROi} = k_{fi}(y_{ROn} - y_{bi}) + c_{fi}(\dot{y}_{ROn} - \dot{y}_{bi}) \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (19)$$

因此, 支承 RRM_i 的轴承座的运动微分方程为

$$\begin{cases} m_{bi}\ddot{x}_{bi} + k_{ii}(x_{bi} - x_{wi}) + c_{ii}(\dot{x}_{bi} - \dot{x}_{wi}) = F_{xROi} \\ m_{bi}\ddot{y}_{bi} + k_{ii}(y_{bi} - y_{wi}) + c_{ii}(\dot{y}_{bi} - \dot{y}_{wi}) = F_{yROi} - m_{bi}g \end{cases} \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (20)$$

(3) 转子-转子间的联轴器连接

对于转子间的联轴器连接 RRC_k ($k = 1, 2, \dots, N$), 设左转子第 i 个节点与右转子第 j 个节点用联轴器相连, 联轴器的径向刚度为 k_{Rr} , 角向刚度为 $k_{R\theta}$,

径向阻尼为 c_{Rr} , 角向阻尼为 $c_{R\alpha}$ 。设左转子第 i 个节点的位移为: $x_{RLi}, y_{RLi}, \phi_{RLi}, \psi_{RLi}$, 速度为: $\dot{x}_{RLi}, \dot{y}_{RLi}, \dot{\phi}_{RLi}, \dot{\psi}_{RLi}$; 右转子第 j 个节点的位移为 $x_{RRj}, y_{RRj}, \phi_{RRj}, \psi_{RRj}$, 速度为: $\dot{x}_{RRj}, \dot{y}_{RRj}, \dot{\phi}_{RRj}, \dot{\psi}_{RRj}$ 。

则作用在左转子节点 i 上的力和力矩 $F_{Rxi}, F_{Ryi}, M_{Rxi}, M_{Ryi}$, 以及作用在右转子节点 j 上的力和力矩 $F_{Rxj}, F_{Ryj}, M_{Rxj}, M_{Ryj}$ 为

$$\begin{cases} F_{Rxi} = k_{Rr}(x_{RRj} - x_{RLi}) + c_{Rr}(\dot{x}_{RRj} - \dot{x}_{RLi}) \\ F_{Ryi} = k_{Rr}(y_{RRj} - y_{RLi}) + c_{Rr}(\dot{y}_{RRj} - \dot{y}_{RLi}) \\ M_{Rxi} = k_{R\alpha}(\phi_{RRj} - \phi_{RLi}) + c_{R\alpha}(\dot{\phi}_{RRj} - \dot{\phi}_{RLi}) \\ M_{Ryi} = k_{R\alpha}(\psi_{RRj} - \psi_{RLi}) + c_{R\alpha}(\dot{\psi}_{RRj} - \dot{\psi}_{RLi}) \end{cases} \quad (21)$$

$$\begin{cases} F_{Rxj} = - F_{Rxi} \\ F_{Ryj} = - F_{Ryi} \\ M_{Rxj} = - M_{Rxi} \\ M_{Ryj} = - M_{Ryi} \end{cases} \quad (22)$$

(4) 机匣-机匣间的弹性连接

对于机匣间的弹性连接 $CC_k(k = 1, 2, \dots, N)$, 设机匣 1 第 i 个节点与机匣 2 第 j 个节点用螺栓相连, 螺栓的径向刚度为 k_{Cr} , 角向刚度为 $k_{C\alpha}$, 角向刚度为 $k_{C\alpha}$, 径向阻尼为 c_{Cr} , 角向阻尼为 $c_{C\alpha}$ 。设机匣 1 第 i 个节点的位移为: $x_{Ci}, y_{Ci}, \phi_{Ci}, \psi_{Ci}$, 速度为: $\dot{x}_{Ci}, \dot{y}_{Ci}, \dot{\phi}_{Ci}, \dot{\psi}_{Ci}$; 机匣 2 第 j 个节点的位移为 $x_{C2j}, y_{C2j}, \phi_{C2j}, \psi_{C2j}$, 速度为: $\dot{x}_{C2j}, \dot{y}_{C2j}, \dot{\phi}_{C2j}, \dot{\psi}_{C2j}$ 。则作用在机匣 1 节点 i 上的力和力矩 $F_{xi}, F_{yi}, M_{xi}, M_{yi}$, 以及作用在机匣 2 节点 j 上的力和力矩 $F_{xj}, F_{yj}, M_{xj}, M_{yj}$ 为

$$\begin{cases} F_{C1xi} = k_{Cr}(x_{C2j} - x_{Ci}) + c_{Cr}(\dot{x}_{C2j} - \dot{x}_{Ci}) \\ F_{C1yi} = k_{Cr}(y_{C2j} - y_{Ci}) + c_{Cr}(\dot{y}_{C2j} - \dot{y}_{Ci}) \\ M_{C1xi} = k_{C\alpha}(\phi_{C2j} - \phi_{Ci}) + c_{C\alpha}(\dot{\phi}_{C2j} - \dot{\phi}_{Ci}) \\ M_{C1yi} = k_{C\alpha}(\psi_{C2j} - \psi_{Ci}) + c_{C\alpha}(\dot{\psi}_{C2j} - \dot{\psi}_{Ci}) \end{cases} \quad (23)$$

$$\begin{cases} F_{C2xj} = - F_{C1xi} \\ F_{C2yj} = - F_{C1yi} \\ M_{C2xj} = - M_{C1xi} \\ M_{C2yj} = - M_{C1yi} \end{cases} \quad (24)$$

(5) 机匣-基础间(安装节)弹性支承

对于机匣与基础间安装节的弹性支承 $CB_k(k = 1, 2, \dots, N)$, 设机匣第 i 个节点与基础用弹性支承相连, 支承的连接刚度为 k_{Cx}, k_{Cy} , 连接阻尼为 c_{Cx}, c_{Cy} 。设机匣第 i 个节点的位移为: x_{Ci}, y_{Ci} , 速度为: $\dot{x}_{Ci}, \dot{y}_{Ci}$ 。则作用在机匣节点 i 上的力 $F_{\alpha i}, F_{\beta i}$ 为

$$\begin{cases} F_{\alpha i} = - k_{Cx}x_{Ci} - c_{Cx}\dot{x}_{Ci} \\ F_{\beta i} = - k_{Cy}y_{Ci} - c_{Cy}\dot{y}_{Ci} \end{cases} \quad (25)$$

1.2.4 转子-支承-机匣非线性动力学求解

由于复杂转子-支承-机匣耦合系统动力学模型自由度较多, 且存在大量非线性因素, 因此本文采用时域数值积分获取系统响应, 为了提高建模效率和计算速度, 采用了隐式的 Newmark- β 法和显式的翟方法(改进的 Newmark- β 相结合的数值积分法来进行计算。

设系统的动力学方程可表示成如下统一形式

$$MA + CV + KX = P \quad (26)$$

式中 M, C, K 分别为系统惯量、阻尼和刚度矩阵; X 为系统的广义位移向量; V 为系统的广义速度向量; A 为系统的广义加速度向量; P 为系统的广义载荷向量。翟方法的积分格式为^[12]

$$\begin{cases} X_{n+1} = X_n + V_n \Delta t + \left[\frac{1}{2} + \psi \right] A_n \Delta t^2 - \psi A_{n-1} \Delta t^2 \\ V_{n+1} = V_n + (1 + \phi) A_n \Delta t - \phi A_{n-1} \Delta t \end{cases} \quad (27)$$

式中 Δt 为时间积分步长; 下标 n 代表 $t = n\Delta t$ 瞬时; 下标 $n+1$ 代表 $t = (n+1)\Delta t$ 瞬时; 下标 $n-1$ 代表 $t = (n-1)\Delta t$ 瞬时; ψ, ϕ 为积分参数, 通常选取 $\psi = \phi = 1/2$ 。

然而, 翟方法要求质量阵为对角阵, 而由有限元方法构成的质量阵不为对角阵, 而隐式积分法对此无要求。因此, 本文采用显式积分的翟方法和隐式积分的 Newmark- β 相结合来求取有限元转子-滚动轴承耦合系统动力响应。对于式(26), Newmark- β 法的假定为

$$\begin{cases} X_{n+1} = X_n + V_n \Delta t + \left[\frac{1}{2} - \alpha \right] A_n \Delta t^2 + \alpha A_{n+1} \Delta t^2 \\ V_{n+1} = V_n + (1 - \beta) A_n \Delta t + \beta A_{n+1} \Delta t \end{cases} \quad (28)$$

式中 α, β 为控制参数, 通常, $\alpha = 0.25; \beta = 0.5$; Newmark- β 法的求解步骤为:

(1) 初始计算

- 1) 形成刚度矩阵 K , 质量矩阵 M 及阻尼矩阵 C ;
- 2) 获得初始值 X_0, V_0, A_0 ;
- 3) 选择步长 Δt 和参数 α, β , 计算常数:

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{1}{\alpha \Delta t^2}, a_1 = \frac{\beta}{\alpha \Delta t}, a_2 = \frac{1}{\alpha \Delta t}, a_3 = \frac{1}{2\alpha} - 1, \\ a_4 &= \frac{\beta}{\alpha} - 1, a_5 = \frac{\Delta t}{2} \left[\frac{\beta}{\alpha} - 2 \right], a_6 = \Delta t(1 - \beta), \\ a_7 &= \beta \Delta t \end{aligned} \quad (29)$$

4) 形成有效刚度矩阵

$$K = K + a_0 M + a_1 C;$$

5) 求逆矩阵 \tilde{K}^{-1} ;

(2) 对于每个时间步长计算

1) $n+1$ 时刻的载荷向量

$$\tilde{P}_{n+1} = P_n + M(a_0 X_n + a_2 V_n + a_3 A_n) + C(a_1 X_n + a_4 V_n + a_5 A_n) \quad (30)$$

2) 求 $n+1$ 时刻的位移、速度及加速度

$$X_{n+1} = \tilde{K}^{-1} \tilde{P}_{n+1} \quad (31)$$

$$A_{n+1} = a_0(X_{n+1} - X_n) - a_2 V_n - a_3 A_n \quad (32)$$

$$V_{n+1} = V_n + a_6 A_n + a_7 A_{n+1} \quad (33)$$

本文复杂转子-支承-机匣耦合动力学求解流程如图7所示。

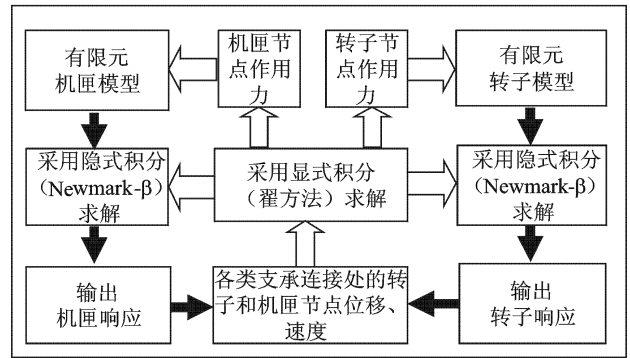


图7 复杂转子-支承-机匣耦合动力学求解流程

构^[1],为了简化计算,本文的滚动轴承统一采用6304滚动轴承,并且不考虑主安装节P和辅助安装节Q的连接刚度差别。相关参数见表1~9所示。

2 双转子航空发动机整机振动分析

2.1 初始计算参数

本文模型初始参数参考实际的航空发动机结

2.2 临界转速分析

对于航空发动机来说,合理配置转子-支承系统

表1 转子主要计算参数

参数	单元数	转盘质量 m_p / kg	转盘极惯性矩 $J_{dp} / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	转盘赤道惯性矩 $J_{dq} / (\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	轴长/m	轴外/内径/m	弹性模量 E / Pa	泊松比 μ	密度 $\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	比例阻尼系数 α_0	比例阻尼系数 α_1
低压压气机轴LPT	10	10.7	0.1	0.05	0.152 0	0.018/0	2.1×10^{11}	0.3	7.8×10^3	5	1.35×10^{-5}
低压中间轴LPM	10	—	—	—	0.254	0.018/0	2.1×10^{11}	0.3	7.8×10^3	5	1.35×10^{-5}
低压涡轮轴LPM	10	7.09	0.07	0.035	0.102	0.018/0	2.1×10^{11}	0.3	7.8×10^3	5	1.35×10^{-5}
高压压气机轴HPT	10	7.2	0.07	0.035	0.1520	0.038 5/ 0.018 5	2.1×10^{11}	0.3	7.8×10^3	5	1.35×10^{-5}
高压涡轮轴HPT	10	3.692	0.037	0.0185	0.102	0.038 5/ 0.018 5	2.1×10^{11}	0.3	7.8×10^3	5	1.35×10^{-5}

表2 机匣主要计算参数

参数	单元数	外/内径/m	长度/m	弹性模量 E / Pa	泊松比 μ	密度 $\rho / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	比例阻尼系数 α_0	比例阻尼系数 α_1
内机匣	10	0.20/0.18	0.3	2.1×10^{11}	0.3	7.8×10^3	5	1.35×10^{-5}
外机匣	20	0.20/0.18	0.5	2.1×10^{11}	0.3	7.8×10^3	5	1.35×10^{-5}

表3 SFD 参数

油膜轴径 $2R / \text{mm}$	承载长度 L / mm	直径间隙 $2c / \text{mm}$	粘度 $u / (\text{Pa} \cdot \text{s})$
73.4	19.3	0.15	0.002

表4 6304 滚动轴承主要参数

节圆直径 D_m / mm	滚珠直径 d / mm	外滚道半 径 R / mm	内滚道半 径 r / mm	滚珠个数 N_b	接触刚度 $C_b / (\text{N} \cdot \text{m}^{-3/2})$	轴承间隙 $r_0 / \mu\text{m}$	外圈质量 m_w / kg	轴承座质量 m_w / kg
36	9.6	22.8	13.2	7	11.67×10^9	5	0.08	1

表5 转子-机匣支承参数

支承	转子(节点数)	机匣(节点数)	$k_r/(N \cdot m^{-1})$	$c_r/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	$k_f/(N \cdot m^{-1})$	$c_f/(N \cdot s \cdot m^{-1})$
A	LPC(1)	OC(1)	2.5×10^8	1 000	2.5×10^7	2 000
B	LPC(11)	IC(1)	2.5×10^8	1 000	2.5×10^7	2 000
C	HPC(1)	IC(3)	2.5×10^8	1 000	2.5×10^7	2 000
E	HPC(11)	IC(7)	2.5×10^8	1 000	2.5×10^7	2 000
F	HPT(6)	IC(9)	2.5×10^8	1 000	2.5×10^7	2 000
G	LPT(11)	OC(21)	2.5×10^8	1 000	2.5×10^7	2 000

表6 转子-转子中介轴承支承参数

支承	内转子(节点数)	外转子(节点数)	$k_r/(N \cdot m^{-1})$	$c_r/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	$k_f/(N \cdot m^{-1})$	$c_f/(N \cdot s \cdot m^{-1})$
D	LM(9)	HPC(8)	2.5×10^8	1 000	2.5×10^7	2 000

表7 转子-转子联轴器连接参数

支承	左转子(节点数)	右转子(节点数)	$k_r/(N \cdot m^{-1})$	$k_d/(N \cdot m \cdot rad^{-1})$	$c_r/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	$c_d/(N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1})$
H	LPC(11)	LM(1)	2.0×10^8	1.0×10^4	2 000	0
L	LM(11)	LPT(1)	2.0×10^8	1.0×10^4	2 000	0
M	HPC(11)	HPT(1)	2.0×10^8	1.0×10^5	2 000	0

表8 机匣-机匣连接参数

连接	内机匣(节点数)	外机匣(节点数)	$k_r/(N \cdot m^{-1})$	$k_d/(N \cdot m \cdot rad^{-1})$	$c_r/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	$c_d/(N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1})$
S	IC(1)	OC(8)	1.0×10^8	0	2 000	0
N	IC(11)	OC(15)	1.0×10^8	0	2 000	0

表9 机匣-基础连接参数

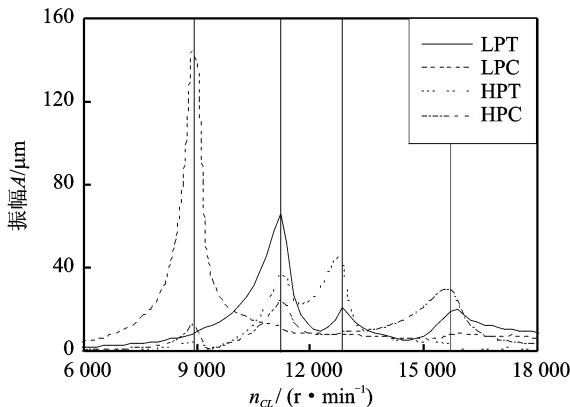
连接	机匣(节点数)	$k_c/(N \cdot m^{-1})$	$k_d/(N \cdot m \cdot rad^{-1})$	$c_c/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	$c_d/(N \cdot m \cdot s \cdot rad^{-1})$
P	OC(5)	2.5×10^8	0	2 000	0
Q	OC(16)	2.5×10^8	0	2 000	0

的临界转速,是保证发动机安全可靠运行的重要前提。在发动机整体方案设计阶段,通过估计临界转速来分析总体结构方案的合理性;在工程设计阶段,通过仔细计算临界转速,考虑是否采用弹性支承保证临界转速原理工作转速范围。

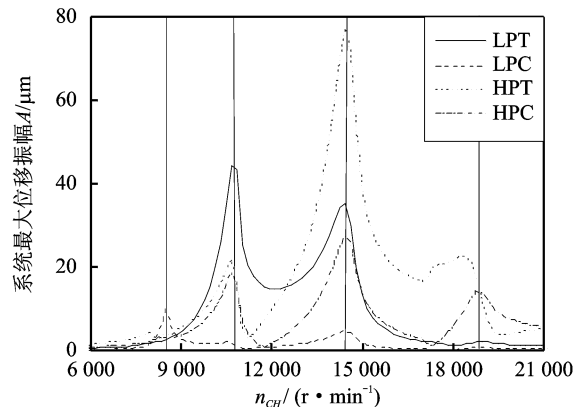
分别给定高压转子的自转转速,不考虑高压转子的不平衡,改变低压转子的转速,由低压转子的不

平衡力激励,得到转速-振幅关系曲线图,如图8(a)所示,其中高压转子的转速为 $n_{CH} = 6\ 000\ r/min$;分别给定低压转子的自转转速,不考虑低压转子的不平衡,改变高压转子的转速,由高压转子的不平衡力激励,得到转速-振幅关系曲线图,如图8(b)所示,其中低压转子的转速为 $n_{CL} = 6\ 000\ r/min$ 。

其中,图8中包括了低压涡轮、低压压气机、高压



(a) 由低压转子激起的响应振幅 ($n_{CH}=6\ 000\ r/min$)



(b) 由高压转子激起的响应振幅 ($n_{CL}=6\ 000\ r/min$)

图8 振幅-转速特性曲线图

涡轮和高压压气机的振动振幅。从图 8 中可以看出,不同的部件在不同的共振频处取得极大值,这样综合考虑各部件处的极大值可以得到各阶临界转速,如图 8 中的 4 条竖线分别对应于各阶临界转速。其他情况可以依此类推,最终可以得到系统的前 4 阶临界转速,并绘出系统临界转速特性图谱,如图 9 所示。

根据图 9 中的高低压转子共同工作线,即通过坐标原点的 45° 方向的直线,该线上高低压转子转速相同,从图中可以看出,LRX 和 HRX 正好与高低压转子共同作用线交于 A, B, C 三点。因此,可以近似地以 A, B, C 三点作为整个系统的前 3 阶临界转速点,则系统的临界转速分别为: A (8 897 r/min), B (11 201 r/min), C (14 364 r/min)。

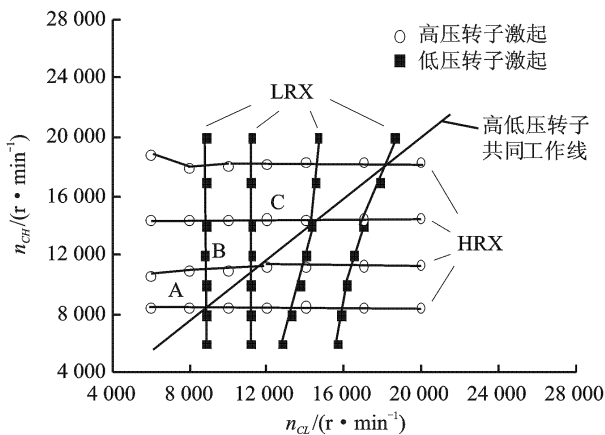


图 9 系统临界转速特性图谱

将表 5 中的支承 A 的刚度 k_t 改为 $2.5 \times 10^6 \text{ N/m}$,其他均不变,按相同的计算方法可以得到由低压转子激起的临界转速和由高压转子激起的临界转速,并绘出系统临界转速特性图谱,如图 10 所示。根据图中的高低压转子共同工作线,可以近似地以 A, B, C 三点作为整个系统的前 3 阶临界转速点,则系统的临界转速分别为: A (6 986 r/min), B (11 182 r/min), C (14 390 r/min)。对比支承 A 的两端均为刚性支承的情况,系统的第一阶临界转速降低了很多,但第 2 阶和第 3 阶临界转速变化不大。

如果将表 5 中的支承 A 和支承 G 的刚度 k_t 改为 $2.5 \times 10^6 \text{ N/m}$,其他均不变,按相同的计算方法可以得到系统临界转速特性图谱,如图 11 所示。根据图中的高低压转子共同工作线,可以近似地以 A, B, C 三点作为整个系统的临界转速点,则系统的临界转速分别为: A (7 033 r/min), B (13 305 r/min), C (17 956 r/min)。对比支承 A 的两端均为刚性支承的情况,系统的第一阶临界转速降低了很多,第 2 阶和第 3 阶临界转速提高了许多。

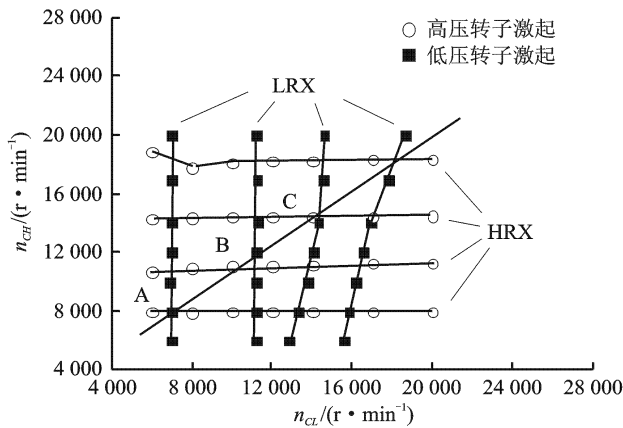


图 10 系统临界转速特性图谱

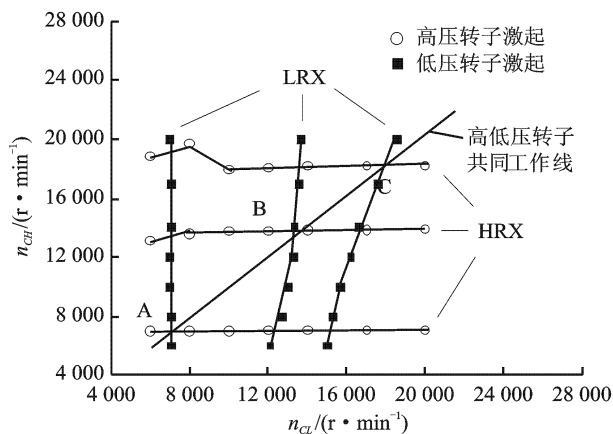


图 11 系统临界转速特性图谱

2.3 应变能分析算例

由前面计算可知,在刚性支承下,根据图 9 所示的系统临界转速特性图谱,可以近似得到系统临界转速为: A (8 897 r/min), B (11 201 r/min) 和 C (14 364 r/min)。分别计算各临界转速下,低压转子、高压转子、机匣及支承的应变能分布百分比如表 10 所示。从表 10 可以看出,在第 1 阶临界转速下,低压转子变形最为剧烈,其应变能达到 62%,大大超过了规定的 25%。在第 2 阶和第 3 阶临界转速下,低压转子的应变能逐渐降低,而高压转子和机匣以及支承的应变能则逐渐增大。

在考虑支承 A 为弹性支承的情况下,根据图 10 所示的系统临界转速特性图谱,可以近似得到系统

表 10 各临界转速下的应变能分布(刚性支承)

临界转速/ (r · min ⁻¹)	低压转子 应变能/%	高压转子 应变能/%	机匣 应变能/%	支承 应变能/%
A (8 897)	62	1	5	32
B (11 201)	20	2	8	70
C (14 364)	15	7	20	58

临界转速为: A(6 986 r/min), B(11 182 r/min), C(14 390 r/min)。在不考虑支承A处的挤压油膜阻尼器SFD时,分别计算各临界转速下,低压转子、高压转子、机匣及支承的应变能分布百分比如表11所示。当在支承A处设置SFD时,其计算结果如表12所示。对比表10、11和12的计算结果可以发现减小支承刚度和增加SFD均能有效地改变系统应变能的分布,减少转子的弯曲变形。

表11 各临界转速下的系统应变能分布(支承A为弹性支承)(无SFD)

临界转速/ (r · min ⁻¹)	低压转子 应变能/%	高压转子 应变能/%	机匣 应变能/%	支承 应变能/%
A(6 986)	37	1	5	57
B(11 182)	22	2	8	68
C(14 390)	15	7	20	58

表12 各临界转速下的应变能分布(支承A为弹性支承)(有SFD)

临界转速/ (r · min ⁻¹)	低压转子 应变能/%	高压转子 应变能/%	机匣 应变能/%	支承 应变能/%
A(6 986)	29	1	10	60
B(11 182)	21	2	9	68
C(14 390)	15	7	20	58

在考虑支承A和支承G均为弹性支承的情况下,根据图11所示的系统临界转速特性图谱,可以近似得到系统临界转速为: A(7 033 r/min), B(13 305 r/min), C(17 956 r/min)。在支承A和支承G处考虑SFD时,分别计算各临界转速下,低压转子、高压转子、机匣及支承的应变能分布百分比如表13所示;当考虑SFD时,计算结果如表14所示。通过计算发现,通过不断调整支承刚度和设置SFD,最终使转子的应变能分布趋于合理,达到了低于25%的设计准则。

表13 各临界转速下的系统应变能分布(支承A、G均为弹性支承)(无SFD)

临界转速/ (r · min ⁻¹)	低压转子 应变能/%	高压转子 应变能/%	机匣 应变能/%	支承 应变能/%
A(7 033)	37	5	5	57
B(13 305)	15	7	20	58
C(17 956)	23	1	10	66

表14 各临界转速下的系统应变能分布(支承A、G均为弹性支承)(有SFD)

临界转速/ (r · min ⁻¹)	低压转子 应变能/%	高压转子 应变能/%	机匣 应变能/%	支承 应变能/%
A(7 033)	20	1	8	71
B(13 305)	15	7	18	60
C(17 956)	20	2	13	65

2.4 不平衡响应的灵敏度分析

燃气涡轮发动机结构设计准则在转子系统设计提出的要求是:“通过评定发动机对转子上不同位置的不平衡响应,确定其对不平衡量的敏感程度”。按此要求并根据灵敏度的定义,可以将发动机转子沿轴向各位置的振动位移响应视为因变量,而将转子系统的不平衡力视为自变量。如果已知作用在转子系统上的不平衡力向量 F ,通过转子运动微分方程可以求解得到转子系统沿轴向各位置的振动位移向量 Y_z 。如果增加不平衡力 ΔF ,则响应的转子系统沿轴向各位置的振动位移有一增量 ΔY_z 。因此,转子上不同位置的不平衡响应灵敏度 S_R 可以表达为

$$S_R = \frac{\Delta Y_z / Y_z}{\Delta F / F} \quad (34)$$

灵敏度分析时,通常选取转子系统工作转速范围内的临界转速状态或发动机慢车转速和设计工作转速等重要转速状态。为了使响应仅包含单一的频率成分,本文假设发动机的高低压转子转速相同,设定其工作转速为10 000 r/min。初始不平衡的偏心距均为0.005 mm,不平衡增量的偏心距为0.000 5 mm,即为原始偏心距的1/10;考虑LPC和LPT的不平衡增量,分别在3种情况下进行了系统灵敏度计算,获取了各支承下所对应的机匣位移响应灵敏度。表15为刚性支承的情况下的计算结果;表16为支承A为弹性阻尼支承下的计算结果;表17为支承A和G均为弹性阻尼支承时的计算结果。其中弹性支承的刚度为 2.5×10^6 N/m,刚性支承的刚度为 2.5×10^8 N/m,挤压油膜阻尼器的参数见表4所示。

从表中可以看出,在工作转速下,弹性阻尼支承一方面能够有效地降低由于不平衡所导致的机匣响应幅值;另一方面,也能够改变系统对不平衡的灵敏度。对比表15和16,可以看出,在支承A处增加弹性阻尼支承后,在不平衡响应在某些部位得到了衰减,有些部位稍有增加,而不平衡灵敏度基本上均降低了很多。对于表15和17,可以看出,在支承A和G处同时增加弹性阻尼支承后,基本上在所有机匣的响应均得到了有效衰减,但是不平衡灵敏度在某些部位得到降低,而在某些部位反而增加。由此可见,转子在不同轴向位置的不平衡响应灵敏度,主要取决于转子系统在该转速下呈现的模式,只有在给定的转速下,正确设置弹性阻尼支承,才能够既有效地降低系统不平衡响应,又有效地降低系统不平衡响应灵敏度。

表 15 系统不平衡灵敏度(刚性支承)

部位	原始响应/ μm	LPC 加不平衡量		HPT 加不平衡量	
		响应/ μm	灵敏度/ $\%$	响应/ μm	灵敏度/ $\%$
支承 A 外机匣(1)	2.17	2.30	59.5	2.19	9.20
支承 B 内机匣(1)	0.85	0.82	-35.0	0.87	23.5
支承 C 内机匣(3)	1.48	1.33	-101.0	1.52	27.2
支承 E 内机匣(7)	2.93	2.83	-34.0	2.99	20.5
支承 F 内机匣(9)	3.66	3.59	-19.0	3.73	19.1
支承 G 外机匣(21)	4.16	4.19	7.20	4.21	12.0

表 16 系统不平衡灵敏度(支承 A 为弹性支承带挤压油膜阻尼器)

部位	原始响应/ μm	LPC 加不平衡量		HPT 加不平衡量	
		响应/ μm	灵敏度/ $\%$	响应/ μm	灵敏度/ $\%$
支承 A 外机匣(1)	1.32	1.37	37.9	1.33	7.60
支承 B 内机匣(1)	1.90	1.85	-26.3	1.93	15.8
支承 C 内机匣(3)	2.43	2.38	-20.6	2.47	16.5
支承 E 内机匣(7)	3.51	3.47	-11.4	3.57	17.1
支承 F 内机匣(9)	4.04	4.00	-9.90	4.10	14.90
支承 G 外机匣(21)	3.86	3.84	5.20	3.89	7.80

表 17 系统不平衡灵敏度(支承 A 和 G 均为弹性支承带挤压油膜阻尼器)

不平衡增量部位	原始响应/ μm	LPC 加不平衡量		HPT 加不平衡量	
		响应/ μm	灵敏度/ $\%$	响应/ μm	灵敏度/ $\%$
支承 A 外机匣(1)	0.4	0.46	250	0.4	0.0
支承 B 内机匣(1)	0.96	1.02	62.5	0.96	0.0
支承 C 内机匣(3)	0.95	0.98	31.6	0.96	10.5
支承 E 内机匣(7)	1.07	1.08	9.30	1.10	39.6
支承 F 内机匣(9)	1.14	1.14	0.0	1.18	35.1
支承 G 外机匣(21)	0.8	0.8	0.0	0.82	25.0

2.5 挤压油膜阻尼器减振性能分析

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,其减振效果十分显著,一般可以减小振动 60% 以上,并能抑制动力不稳定性 and 具有一定的承受突加不平衡负荷的能力。因此,目前广泛应用于航空发动机设计中。由于油膜阻尼远远大于转子-支承系统其它阻尼,因此存在油膜阻尼时,其它阻尼甚至可以忽略不计。

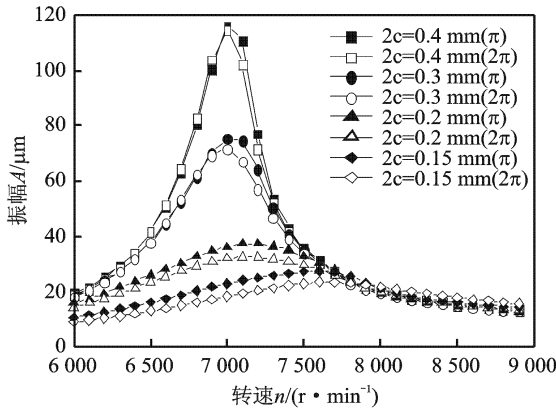
本文仿真计算了挤压油膜阻尼器的减振性能。考虑仅仅在低压压气机前支点轴承 A 处设置挤压油膜阻尼器,其他地方仍然采用线性阻尼,计算了在弹性支承刚度 $2.5 \times 10^6 \text{ N/m}$ 和 $2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$ 下的转子 1 阶临界转速附近的前机匣振动响应,比较了不同挤压油膜阻尼器参数和不同弹性支承刚度对低压压气机振动响应的影响。

图 12(a) 和 (b) 分别为在弹性支承刚度 $2.5 \times 10^6 \text{ N/m}$ 和 $2.5 \times 10^7 \text{ N/m}$ 下,不同油膜直径间隙和油膜假设时的低压压气机 A 向振动位移-转速图。从图

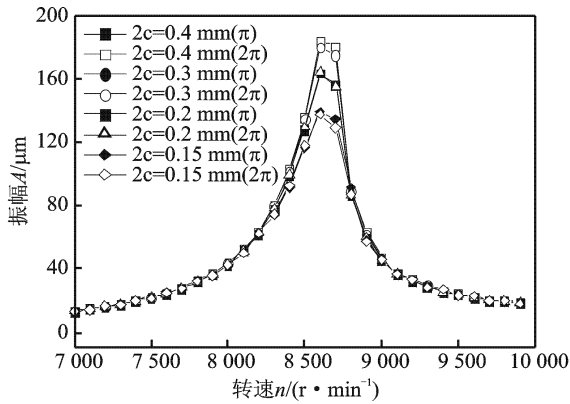
12 中可以得出如下结论: 1) 在相同的油膜直径下,由于刚度更低的弹性支承在轴颈处将产生更大的变形,致使轴颈对油膜将产生更强的挤压作用,从而出现更大的阻尼力,因此产生更好的减振效果。2) 在相同的弹性支承刚度下,由于更小的油膜间隙,将产生更大的挤压油膜阻尼力,因此具有更好的减振效果。3) 在相同的弹性支承刚度和相同的油膜直径下,全油膜比半油膜具有更好的减振效果。

另外,本文仿真计算了 SFD 对突加不平衡的瞬态响应。本文在支承 A 处设置了弹性阻尼支承,其支承刚度为 $2.5 \times 10^6 \text{ N/m}$,分别在低压压气机 LPC 上突加不平衡量时,仿真计算了系统的瞬态响应,得到了轴颈相对于间隙圆的运动轨迹,如图 13 和 14 所示。其中,图 13 的 SFD 油膜间隙直径为 $2c = 0.2 \mu\text{m}$,突加不平衡量为 $U_d = 10, 30, 50, 70 \text{ g} \cdot \text{cm}$; 图 14 的 SFD 油膜间隙直径为 $2c = 0.4 \mu\text{m}$,突加不平衡量为 $U_d = 20, 60, 100, 140 \text{ g} \cdot \text{cm}$ 。

从图 13 中可以看出,随着突加不平衡的增加,非线性特征越突出,系统的运动将从周期、分频、拟



(a) 支承A处刚度为 2.5×10^6 N/m



(b) 支承A处刚度为 2.5×10^7 N/m

图12 挤压油膜阻尼器减振特性分析

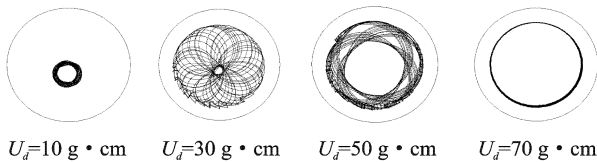


图13 轴颈相对于间隙圆的运动轨迹($2c = 0.2 \mu\text{m}$)

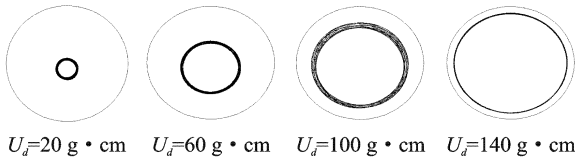


图14 轴颈相对于间隙圆的运动轨迹($2c = 0.4 \mu\text{m}$)

周期直至混沌运动变化,轴颈运动轨迹不仅半径增加,而且变得更加复杂,因此系统运动将变得更加不稳定。显然,挤压油膜阻尼器能够在一定范围内承受突加不平衡,当突加不平衡量增大到一定程度时,系统运动将出现不稳定,严重时将导致轴颈与轴承碰摩而使转子失去生存能力。对于图14,可以发现,随着SFD油膜间隙增加,油膜力的非线性减弱,基本上为周期运动,运动轨迹近似为圆。同时,较大油膜间隙的SFD具有更强的承受突加不平衡的能力,但是,由前面的计算可知,大间隙下的SFD具有较差的减

振效果,由此可见,应该综合考虑多种因素以确定合适的油膜间隙。

3 结 论

(1) 针对实际双转子航空发动机模型,建立了航空发动机双转子-滚动轴承-机匣耦合动力学模型,该模型将转子和机匣利用有限元方法建立了动力学模型,定义了5种支承和连接方式,考虑了系统非线性特性,采用Newmark-β法和改进的Newmark-β法(翟方法)相结合的数值积分获取系统非线性动力学响应。

(2) 研究了双转子航空发动机的整机振动规律,计算了双转子系统临界转速和应变能分布,分析了挤压油膜阻尼器的减振性能以及系统对不平衡故障的灵敏度,研究了突加不平衡系统所产生的瞬态振动规律等,验证了模型的正确有效性。

(3) 本文工作对于有效地进行双转子航空发动机整机振动建模与仿真,以及研究带故障的航空发动机动力学仿真和故障机理研究具有重要意义。本文建模方法可以推广到单转子及多转子航空发动机的整机振动建模与仿真。

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] OU Yuanxia, Li Ping. Mode synthesis analysis of vibration of entire engine [J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 2(3): 209—214.

[3] 陈萌, 马艳红, 刘书国, 等. 航空发动机整机有限元模型转子动力学分析 [J]. 北京航空航天大学学报, 33(9): 1 013—1 016.

[4] 洪杰, 王华, 肖大为, 等. 转子支承动刚度对转子动力特性的影响分析 [J]. 航空发动机, 2008, 4(1): 23—27.

[5] Chiang H W, Hsu C N, Tu S H. Rotor-bearing analysis for turbomachinery single-and dual-rotor systems [J]. Journal of Propulsion and Power, 2004, 20(6): 1 096—1 104.

[6] Sun G, Kaushik N, Palazzolo A, et al. An effective algorithm for blade loss simulations using a high fidelity ball bearing and damper model[A]. American Society of Mechanical Engineering 19th Biennial Conference on Mechanical Vibration and noise [C].

Chicago, USA, September 2003, DETC 2003/VIB 48424.

[7] Sun G, Palazzolo A. Long duration blade loss simulations including thermal growths dual-rotor gas turbine engine [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 316: 147—163.

[8] 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.

[9] Chen G. A new rotor-ball bearing-stator coupling dynamic model for whole aero-engine vibration [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2009, 131(6): 061009-1—061009-9.

[10] Chen G, Li C G, Wang D Y. Nonlinear dynamic analysis and experiment verification of rotor-ball bearings-support-stator coupling system for aeroengine with rubbing coupling faults[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2010, 132: 022501-1—022501-9.

[11] Chen G. Study on nonlinear dynamic response of an unbalanced rotor supported on ball bearing [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2009, 131(6): 061001-1—061001-9.

[12] 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.

Vibration modeling and analysis for dual-rotor aero-engine

CHEN Guo

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

Abstract: In this paper, a new dual rotor-ball bearing-stator coupling dynamic model for practical aero-engine is established. In the coupling system, the rotor and casing systems are modeled by means of the Finite Elements method; the support systems are modeled as the lumped parameter models, and the nonlinear factors of ball bearings and the squeeze film dampers are also included; 5 kinds of supports and connection modes are defined to model the complex rotor-support-casing coupling system of dual rotor aero-engine. A new numerical integral method, which combines the Newmark- β method and the improved Newmark- β method (ZHAI Method), is used to obtain the system responses. Finally, the vibration is analysis for whole aero-engine carried out, the system critical rotating speeds, strain energy, and the sensitivity of unbalance response are analyzed; the vibration suppression characteristics of squeeze film damper (SFD) and the transient responses of sudden unbalance are studied.

Key words: aero-engine; double rotors; whole aero-engine vibration; finite element analysis; coupling dynamics

作者简介: 陈果(1972-),男,教授,博士生导师。电话:(025) 8489 1850; E-mail: cgzyx@263.net