

用动坐标计算带轴间阻尼器 双转子系统的动力特性

晏砺堂 李其汉

(北京航空学院)

摘 要

简化传递矩阵法用于分析带刚性支承、套齿联轴器、轴间轴承多转子系统的稳态特性非常简便；动坐标系用于分析带定心弹性支承阻尼器的轴对称转子系统则独具优点。本文将两法结合用于分析这类问题比用其它方法简便、省时得多。

一、前 言

发动机采用轴间轴承可简化气流通道中的结构，提高效率。但轴间轴承载荷大，且强化了两转子间激振力的相互传递。用轴间油膜阻尼器可减小这些副作用。D.H.Hibner等^[1,2]和J.B.Courage^[3]等人曾作过这方面的分析和实验。但他们或将系统简化为二自由度，分析过于粗略；或用模态综合法，分析又较麻烦。

传递矩阵法广泛用于转子系统稳态动力特性计算^[4,5]。然而，用它计算带刚性支承、铰接轴和有轴间轴承的转子非常麻烦。如用简化传递矩阵法^[6]则相当简便。

航空发动机的支承刚性可认为是各向同性的。当用油膜阻尼器时，阻尼器的阻尼很大，其他阻尼可以忽略。阻尼器的油膜刚度和油膜阻尼如由动坐标给出，则其径向和周向分量仅是阻尼器轴颈振幅的函数，而与时间无关，用于计算比用其他表示方法方便。

本文利用两者的优点，计算了带非线性轴间阻尼器双转子系统的稳态响应。阻尼器的非线性问题用迭代法求解。

二、计算模型和坐标系

以图1所示的转子简化模型为例。轴间阻尼器设置在后轴间轴承处，并有定心弹性支承与之并联。阻尼器轴承和轴颈的自转转速与低压转子相同，而公转转速均等于高压转子转速。

取ORTZ旋转坐标系(图2)，原点在阻尼器外环中心 O_b ， O_j 为轴颈中心。 R 轴与 O_j 和 O_b 的连线重合，为径向坐标轴； T 轴与 R 轴垂直，为周(切)向坐标轴； Z 轴通过 O_b 并垂直于 R 、 T 轴。

按简化传递矩阵法，将转子分割，并用待求载荷和变形代换原刚支、套齿联轴器、轴间轴承等。其计算模型如图3所示。

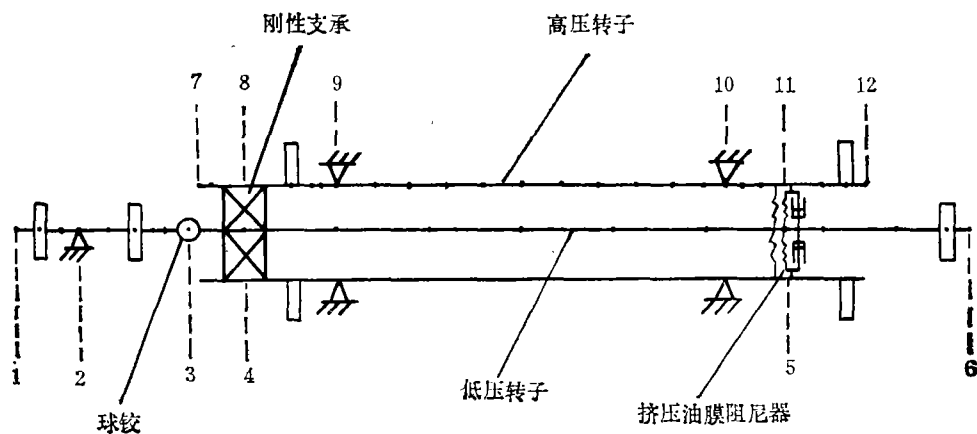


图1 双转子系统简化模型

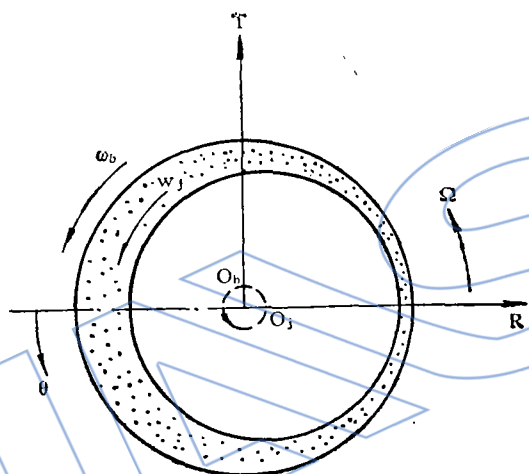


图2 旋转坐标系

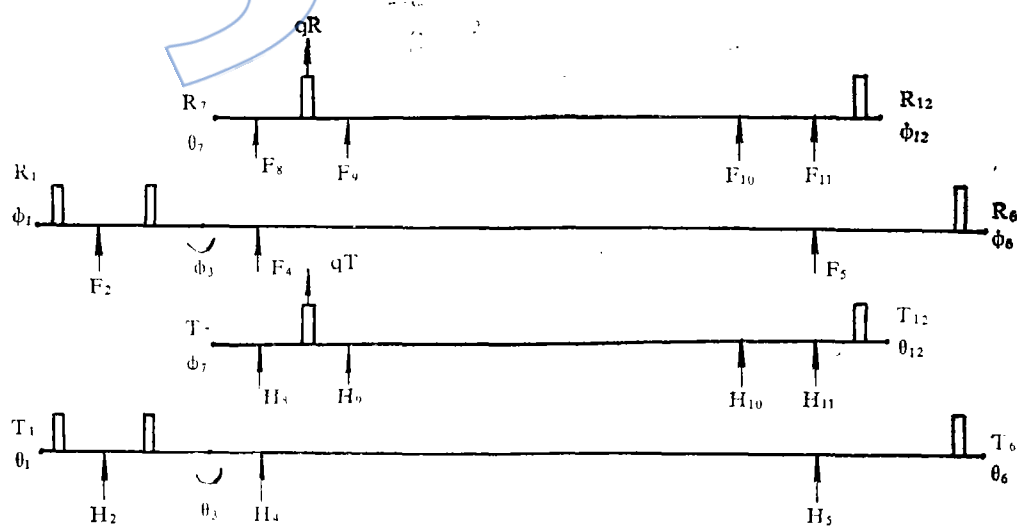


图3 简化传递法计算模型

整个转子系统共分为12个大站,用以表示连接点和边界点的位置。所加外载和变形均看作起始参数。计算中考虑了盘的陀螺力矩。可以考虑轴的剪切变形。不计轴的扭转和轴向运动。

三、计 算 方 法

计算稳态响应时,阻尼器没有交叉刚度和交叉阻尼。转子R、T两个方向的力和变形也无交叉影响。

1. 阻尼器油膜刚度和油膜阻尼

由润滑理论,按短轴承近似可求出油膜刚度 K_0 和油膜阻尼 C_0 为

$$K_0 = - \frac{\mu(\omega_b + \omega_j - 2\Omega)rL^3}{c^3} \frac{\varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)^2} \quad (1)$$

$$C_0 = \frac{\mu(\omega_b + \omega_j - 2\Omega)rL^3}{2\Omega c^3} \frac{\pi}{2(1 - \varepsilon^2)^{3/2}}$$

式中: μ 是阻尼器油膜动力粘度,通常取常值; r 、 L 是阻尼器半径和长度; c 是阻尼器半径间隙; e 、 ε 是阻尼器轴颈振幅和振幅比, $\varepsilon = e/c$; ω 、 Ω 是转子旋转角速度和进动速度,下标 j 、 b 分别表示阻尼器内轴颈和外环。

2. 状态参数关系式

按简化传递矩阵法,各单转子再用小站(节点)号分为若干单元。任一单元后(右)、前(左)两端状态关系可导出为

$$P_{j+1} = U_j P_j \quad (2)$$

式中 $P_j = (R \ \phi \ M_R \ Q_R \ T \ \theta \ M_T \ Q_T)^T$ 为状态参数列阵,其中前四项和后四项分别为径向和周向的位移、转角、弯矩和剪力; U_j 为单元矩阵。据此,可得到任意两站 j 、 k ($j > k$) 间的状态参数关系式

$$P_j = U_{j-1} U_{j-2} \cdots U_{k+1} U_k P_k \quad (3)$$

$$\text{和} \quad P_j^{sh} = U_{j-1} U_{j-2} \cdots U_{k+1} U_k P_k^{sh} \quad (4)$$

式中 P_k^{sh} 为 k 站的单位起始参数。其含意是依次让 k 站的未知起始状态参数 sh 中的一个为1,其余为零; P_j^{sh} 为 k 站单位起始参数引起的 j 站状态参数。

按照线性迭加原理可求出

$$P_j = P_j^{s1} s_1 + P_j^{s2} s_2 + \cdots P_j^{sh} s_h \quad (5)$$

3. 方程组的建立及求解

按图3,未知起始参数有 R_1 、 ϕ_1 、 F_2 、 ϕ_3 、 F_4 、 R_7 、 ϕ_7 、 F_9 、 F_{10} 、 F_{11} 、和 T_1 、 θ_1 、 H_2 、 θ_3 、 H_4 、 T_7 、 θ_7 、 H_9 、 H_{10} 、 H_{11} 共20个(R 、 ϕ 、 F 和 T 、 θ 、 H 分别代表径向和周向的位移、转角和力;下标代表大站号)。此外,不平衡力与 R 轴夹角 α 也是未知数。已知的边界条件和连接条件有:

$$\begin{aligned} R_2 = 0 & \quad M_{R3} = 0 & \quad R_4 - R_8 = 0 & \quad R_5 - R_{11} + F_{11}/(K_s + K_0) = 0 \\ M_{R6} = 0 & \quad Q_{R6} = 0 & \quad R_9 = 0 & \quad R_{10} = 0 & \quad M_{R12} = 0 & \quad Q_{R12} = 0 \\ T_2 = 0 & \quad M_{T3} = 0 & \quad T_4 - T_8 = 0 & \quad T_5 = 0 & \quad M_{T6} = 0 & \quad Q_{T6} = 0 \\ T_9 = 0 & \quad T_{10} = 0 & \quad M_{T12} = 0 & \quad Q_{T12} = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

式中 $\mathbf{K}_s$ 为中介定心弹性支承刚度。另外由油膜阻尼器知 $\mathbf{R}_5 - \mathbf{R}_{11} = \mathbf{e} = \varepsilon \mathbf{c}$, 故有

$$\varepsilon \mathbf{c} + \mathbf{F}_{11}(\mathbf{K}_s + \mathbf{K}_0) = 0 \quad \mathbf{H}_5 = -\mathbf{H}_{11} = \Omega \varepsilon \mathbf{c} \mathbf{C}_0 \quad (7)$$

假定只是高压转子左边轮盘有不平衡力 $\mathbf{q}$, 根据(6)式可列出具有20个方程的方程组。其中表示ORZ和OTZ平面内参数关系式各10个。

ORZ平面参数关系式为:

$$\begin{aligned} \mathbf{R}_2 &= \mathbf{R}_2^1 \mathbf{R}_1 + \mathbf{R}_2^{\phi_1} \phi_1 = 0 \\ \mathbf{M}_{\mathbf{R}_3} &= \mathbf{M}_{\mathbf{R}_3}^1 \mathbf{R}_1 + \mathbf{M}_{\mathbf{R}_3}^{\phi_1} \phi_1 + \mathbf{M}_{\mathbf{R}_3}^2 \mathbf{F}_2 = 0 \\ \mathbf{R}_4 - \mathbf{R}_8 &= \mathbf{R}_4^1 \mathbf{R}_1 + \mathbf{R}_4^{\phi_1} \phi_1 + \mathbf{R}_4^2 \mathbf{F}_2 + \mathbf{R}_4^3 \phi_3 - \mathbf{R}_8^7 \mathbf{R}_7 - \mathbf{R}_8^{\phi_7} \phi_7 = 0 \\ \mathbf{R}_5 - \mathbf{R}_{11} + \frac{\mathbf{F}_{11}}{\mathbf{K}_s + \mathbf{K}_0} &= \mathbf{R}_5^1 \mathbf{R}_1 + \mathbf{R}_5^{\phi_1} \phi_1 + \mathbf{R}_5^2 \mathbf{F}_2 + \mathbf{R}_5^3 \phi_3 + \left(\mathbf{R}_5^4 + \mathbf{R}_{11}^8 \right) \mathbf{F}_4 + \frac{1}{\mathbf{K}_s + \mathbf{K}_0} \mathbf{F}_{11} - \mathbf{R}_{11}^7 \mathbf{R}_7 - \mathbf{R}_{11}^{\phi_7} \phi_7 - \mathbf{R}_{11}^9 \mathbf{F}_9 \\ &\quad - \mathbf{R}_{11}^{10} \mathbf{F}_{10} = \mathbf{R}_{11}^{\mathbf{qR}} \mathbf{qR} \\ \mathbf{M}_{\mathbf{R}_6} &= \mathbf{M}_{\mathbf{R}_6}^1 \mathbf{R}_1 + \mathbf{M}_{\mathbf{R}_6}^{\phi_1} \phi_1 + \mathbf{M}_{\mathbf{R}_6}^2 \mathbf{F}_2 + \mathbf{M}_{\mathbf{R}_6}^3 \phi_3 + \mathbf{M}_{\mathbf{R}_6}^4 \mathbf{F}_4 - \mathbf{M}_{\mathbf{R}_6}^{11} \mathbf{F}_{11} = 0 \\ \mathbf{Q}_{\mathbf{R}_6} &= \mathbf{Q}_{\mathbf{R}_6}^1 \mathbf{R}_1 + \mathbf{Q}_{\mathbf{R}_6}^{\phi_1} \phi_1 + \mathbf{Q}_{\mathbf{R}_6}^2 \mathbf{F}_2 + \mathbf{Q}_{\mathbf{R}_6}^3 \phi_3 + \mathbf{Q}_{\mathbf{R}_6}^4 \mathbf{F}_4 - \mathbf{Q}_{\mathbf{R}_6}^{11} \mathbf{F}_{11} = 0 \\ \mathbf{R}_9 &= -\mathbf{R}_9^4 \mathbf{F}_4 + \mathbf{R}_9^7 \mathbf{R}_7 + \mathbf{R}_9^{\phi_7} \phi_7 = -\mathbf{R}_9^{\mathbf{qR}} \mathbf{qR} \\ \mathbf{R}_{10} &= -\mathbf{R}_{10}^4 \mathbf{F}_4 + \mathbf{R}_{10}^7 \mathbf{R}_7 + \mathbf{R}_{10}^{\phi_7} \phi_7 + \mathbf{R}_{10}^9 \mathbf{F}_9 = -\mathbf{R}_{10}^{\mathbf{qR}} \mathbf{qR} \\ \mathbf{M}_{\mathbf{R}_{12}} &= -\mathbf{M}_{\mathbf{R}_{12}}^4 \mathbf{F}_4 + \mathbf{M}_{\mathbf{R}_{12}}^{11} \mathbf{F}_{11} + \mathbf{M}_{\mathbf{R}_{12}}^7 \mathbf{R}_7 + \mathbf{M}_{\mathbf{R}_{12}}^{\phi_7} \phi_7 + \mathbf{M}_{\mathbf{R}_{12}}^9 \mathbf{F}_9 + \mathbf{M}_{\mathbf{R}_{12}}^{10} \mathbf{F}_{10} = -\mathbf{M}_{\mathbf{R}_{12}}^{\mathbf{qR}} \mathbf{qR} \\ \mathbf{Q}_{\mathbf{R}_{12}} &= -\mathbf{Q}_{\mathbf{R}_{12}}^4 \mathbf{F}_4 + \mathbf{Q}_{\mathbf{R}_{12}}^{11} \mathbf{F}_{11} + \mathbf{Q}_{\mathbf{R}_{12}}^7 \mathbf{R}_7 + \mathbf{Q}_{\mathbf{R}_{12}}^{\phi_7} \phi_7 + \mathbf{Q}_{\mathbf{R}_{12}}^9 \mathbf{F}_9 + \mathbf{Q}_{\mathbf{R}_{12}}^{10} \mathbf{F}_{10} = -\mathbf{Q}_{\mathbf{R}_{12}}^{\mathbf{qR}} \mathbf{qR} \end{aligned} \quad (8)$$

OTZ平面参数关系式为:

$$\begin{aligned} \mathbf{T}_2 - \mathbf{T}_2^1 \mathbf{T}_1 + \mathbf{T}_2^{\theta_1} \theta_1 &= 0 \\ \mathbf{M}_{\mathbf{T}_3} &= \mathbf{M}_{\mathbf{T}_3}^1 \mathbf{T}_1 + \mathbf{M}_{\mathbf{T}_3}^{\theta_1} \theta_1 + \mathbf{M}_{\mathbf{T}_3}^2 \mathbf{H}_2 = 0 \\ \mathbf{T}_4 - \mathbf{T}_8 &= \mathbf{T}_4^1 \mathbf{T}_1 + \mathbf{T}_4^{\theta_1} \theta_1 + \mathbf{T}_4^2 \mathbf{H}_2 + \mathbf{T}_4^3 \theta_3 - \mathbf{T}_8^7 \mathbf{T}_7 - \mathbf{T}_8^{\theta_7} \theta_7 = 0 \\ \mathbf{T}_{11} &= -\mathbf{T}_{11}^4 \mathbf{H}_4 + \mathbf{T}_{11}^7 \mathbf{T}_7 + \mathbf{T}_{11}^{\theta_7} \theta_7 + \mathbf{T}_{11}^9 \mathbf{H}_9 + \mathbf{T}_{11}^{10} \mathbf{H}_{10} = 0 \\ \mathbf{M}_{\mathbf{T}_6} &= \mathbf{M}_{\mathbf{T}_6}^1 \mathbf{T}_1 + \mathbf{M}_{\mathbf{T}_6}^{\theta_1} \theta_1 + \mathbf{M}_{\mathbf{T}_6}^2 \mathbf{H}_2 + \mathbf{M}_{\mathbf{T}_6}^3 \theta_3 + \mathbf{M}_{\mathbf{T}_6}^4 \mathbf{H}_4 - \mathbf{M}_{\mathbf{T}_6}^{11} \mathbf{H}_{11} = 0 \\ \mathbf{Q}_{\mathbf{T}_6} &= \mathbf{Q}_{\mathbf{T}_6}^1 \mathbf{T}_1 + \mathbf{Q}_{\mathbf{T}_6}^{\theta_1} \theta_1 + \mathbf{Q}_{\mathbf{T}_6}^2 \mathbf{H}_2 + \mathbf{Q}_{\mathbf{T}_6}^3 \theta_3 + \mathbf{Q}_{\mathbf{T}_6}^4 \mathbf{H}_4 - \mathbf{Q}_{\mathbf{T}_6}^{11} \mathbf{H}_{11} = 0 \\ \mathbf{T}_9 &= -\mathbf{T}_9^4 \mathbf{H}_4 + \mathbf{T}_9^7 \mathbf{T}_7 + \mathbf{T}_9^{\theta_7} \theta_7 = -\mathbf{T}_9^{\mathbf{qT}} \mathbf{qT} \\ \mathbf{T}_{10} &= -\mathbf{T}_{10}^4 \mathbf{H}_4 + \mathbf{T}_{10}^7 \mathbf{T}_7 + \mathbf{T}_{10}^{\theta_7} \theta_7 + \mathbf{T}_{10}^9 \mathbf{H}_9 = -\mathbf{T}_{10}^{\mathbf{qT}} \mathbf{qT} \\ \mathbf{M}_{\mathbf{T}_{12}} &= -\mathbf{M}_{\mathbf{T}_{12}}^4 \mathbf{H}_4 + \mathbf{M}_{\mathbf{T}_{12}}^{11} \mathbf{H}_{11} + \mathbf{M}_{\mathbf{T}_{12}}^7 \mathbf{T}_7 + \mathbf{M}_{\mathbf{T}_{12}}^{\theta_7} \theta_7 + \mathbf{M}_{\mathbf{T}_{12}}^9 \mathbf{H}_9 + \mathbf{M}_{\mathbf{T}_{12}}^{10} \mathbf{H}_{10} = -\mathbf{M}_{\mathbf{T}_{12}}^{\mathbf{qT}} \mathbf{qT} \\ \mathbf{Q}_{\mathbf{T}_{12}} &= -\mathbf{Q}_{\mathbf{T}_{12}}^4 \mathbf{H}_4 + \mathbf{Q}_{\mathbf{T}_{12}}^{11} \mathbf{H}_{11} + \mathbf{Q}_{\mathbf{T}_{12}}^7 \mathbf{T}_7 + \mathbf{Q}_{\mathbf{T}_{12}}^{\theta_7} \theta_7 + \mathbf{Q}_{\mathbf{T}_{12}}^9 \mathbf{H}_9 + \mathbf{Q}_{\mathbf{T}_{12}}^{10} \mathbf{H}_{10} = -\mathbf{Q}_{\mathbf{T}_{12}}^{\mathbf{qT}} \mathbf{qT} \end{aligned} \quad (9)$$

式(8)和式(9)中 $\mathbf{qR} = \mathbf{q} \cos \alpha$, $\mathbf{qT} = \mathbf{q} \sin \alpha$ 。

需要强调, 上述方程组只有采用旋转坐标系才能建立。如果采用固定XYZ直角坐标系,

因 K_0 、 C_0 均为 e 的函数,而 e 是坐标 X 、 Y 的函数, X 、 Y 又是 Ωt 的函数,这样就使计算繁杂得多。

在解方程组(8)、(9)时,为便于求解,需先消除三角函数。可分别用 $\cos \alpha$ 和 $\sin \alpha$ 去除(8)式和(9)式,并进行类似 $R_1' = R_1 \cos \alpha$ 、 $T_1' = T_1 \sin \alpha$ ……这样的代换,使(8)式和(9)式变换为(8)'和(9)'。此两式连同(7)式,除 K_0 待求外,其余未知数个数与方程数目相同,且为线性方程组。当结构已定,不平衡力已知,且 K_0 已算出时,便可求解。可取 ε 为试凑值,用迭代法计算。

4. 不平衡响应、临界转速和振型计算

按简化传递矩阵法,不平衡响应计算式列出如下(参见(5)式):

$$P_{Hj} = \sum_{h=1}^h P_{Hj}^{sh} sh \quad (10)$$

$$P_{Lj} = \sum_{h=1}^h P_{Lj}^{sh} sh$$

式中下标 H 、 L 分别表示高、低压转子。按(10)式可算出径向 R 和周向 T 两向响应。如需要,可用向量合成法求出各站总响应。

计算临界转速时不计阻尼,如支承刚性各向同性,则取 $qR = 0$, $K_0 = 0$,代入(8)式,其系数行列式等于零,便得频率方程。设定一系列 $\Omega = \omega$ 值,迭代算出行列式值接近于零的转速即为临界转速。

四、算例和典型结果

计算了图1所示双转子系统。仅在高压转子上加不平衡量。计算了多种不平衡量在不同转速时各站的 R 轴和 T 轴方向的振幅响应和轴承载荷。轴间阻尼器弹性支承刚性为 $K_s = 2 \times 10^4$ (kg/cm), $\omega_H/\omega_L = 1.1$, 阻尼器直径6 (cm), 长2.4 (cm), 无端封, 按短轴承近似计算油膜力。

图4绘出在高压转子转速为11000 (r/min)、 $q = 0.05$ (kg·cm)、 $c = 0.03$ (cm) 时的

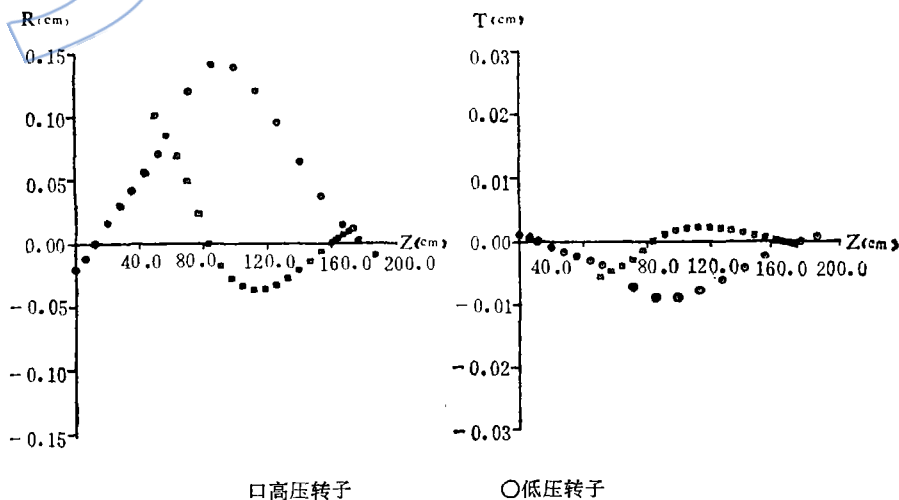


图4 转子系统的振幅响应

振幅响应曲线。表 1 给出了 $q=0.5$ (kg·cm)、 $c=0.018$ (cm) 时, 各转速下五个轴承的载荷响应。

五、结 论

带定心弹性支承的挤压油膜阻尼器定转速工作时, 因油膜力以定值随转子旋转, 故用动坐标系计算这种转子的稳态动力特性较为简便。所列方程中出现的三角函数项也易于消除。

用简化传递矩阵法计算带刚性支承、球铰或(和)轴间轴承及油膜阻尼器等复杂转子系统的稳态动力特性十分简便。

双转子带有轴间阻尼器时, 对轴间轴承的载荷有明显的降低作用。

表 1 不同转速时的轴承载荷(kg)($c=0.18$ cm, $q=0.5$ kg·cm)

高 压 转 速 (r/min)	R 轴 方 向					T 轴 方 向				
	F_2	F_4	F_{11}	F_8	F_{10}	H_2	H_4	H_{11}	H_8	H_{10}
8000	-58.9	16.1	5.0	-390.1	32.9	3.5	-2.3	-0.8	55.8	-4.5
9000	-108.2	24.3	7.0	-628.8	43.6	17.7	-3.9	-1.4	102.0	-6.9
10000	-949.6	14.8	71.1	-4388.7	137.1	217.6	1.4	-19.3	979.3	-28.5
(a)	1987.9	211.2	-118.5	8938.9	-236.8	-97.7	0.64	75.8	-378.3	74.7
11000 (b)	3873.1	418.3	-194.6	17440	-506.2	-145.2	-0.95	112.6	-562.1	-111.0
(c)	4956.3	521.4	-323.6	22267	-555.4	-102.2	-0.67	19.3	-3958	-78.2
12000	985.6	287.9	-98.1	4488.5	-37.7	-106.0	-106.0	46.9	-1196.3	-12.9
13000	442.1	329.6	-35.6	2369.5	-72.5	-119.2	-119.2	40.9	-553.9	-33.8
14000	-30.1	491.2	-101.6	1073.3	186.3	-201.4	-201.4	66.4	-146.0	-78.9
15000	转 子 系 统 不 稳 定									

注: (a) $c=0.018$ cm, $q=0.05$ kg·cm;

(b) $c=0.024$ cm, $q=0.10$ kg·cm;

(c) $c=0.030$ cm, $q=0.12$ kg·cm。

参 考 文 献

- [1] Hibner, D.H., Kirk, R.G. and Buono, D.F., "Analytical and Experimental Investigation of the Stability of Intershaft Squeeze Film Dampers—Part I: Demonstration of Stability," J. of Engr. for Power, ASME, Jan. 1977.
- [2] Hibner, D.H., Bansal, P.N. and Buono, D.F., "Analysis and Experimental Investigation of the Stability of Intershaft Squeeze Film Dampers—Part II: Control of Instability," J. of Mech. Design, ASME, Vol. 100, July 1978.
- [3] Courage, J.B., "Experimental Study of an Intershaft Squeeze Film Bearing," The 2nd International Vibration of Rotating Machinery Conference, 1980.
- [4] Lund, J.W., "Stability and Damped Critical Speed of a Flexible Rotor in Fluid Bearings," J. of Engr. for Industry, ASME, May 1974.
- [5] Li, D. F. and Gunter, E.J., "A Study of the Modal Truncation Error in the Component Mode Analysis of a Dual-Rotor System," J. of Engr. for Power, ASME, Vol. 104, July 1982.
- [6] 晏砺堂, "计算转子临界转速和响应的简化传递矩阵法," 中国科技文献HJB830129, 航空工业部。

(责任编辑 郑祺选)

INVESTIGATION ON STEADY-STATE RESPONSE OF A DUAL-ROTOR SYSTEM WITH INTER-SHAFT SQUEEZE-FILM DAMPER

Yan Litang and Li Qihan

(Beijing Institute of Aeronautics and Astronautics)

Abstract

An analysis of the steady-state unbalance response of a dual-rotor gas turbine engine with a nonlinear flexible intershaft squeeze-film damper is implemented using a simplified transfer matrix method with rotating coordinates.

The simplified transfer matrix method is convenient for evaluation of the critical speed and the steady-state response of the rotor system with various supports, shaft coupling, intershaft bearing, etc. The rotating coordinates are simpler than the fixed Cartesian coordinates for calculation of oil film force generated by the centralized squeeze film damper. The nonlinear characteristics of the squeeze film damper are calculated by using iteration method.

The introduction of a flexible intershaft squeeze film damper into the rotor system is effective in reducing amplitude response and bearing loading, especially at the location of the intershaft bearing and adjacent rotor bearing supports.

EXPERIMENTAL AND THEORETICAL INVESTIGATION ON AN UNCENTRALIZED SQUEEZE-FILM DAMPER

Feng Xinhai, Fu Caigao, Xu Shian, Li Xifan

(Gas Turbine Establishment)

Abstract

The squeeze-film dampers on model rotors and a real jet are studied experimentally and theoretically. It shows that it is possible to minimize the unbalance forces transmitted to the surrounding structure and the disc amplitude and to bring great potential of damper attenuation capability into full play if only the parameters of an uncentralized squeeze-film damper are chosen carefully. Generally speaking, the optimum damper design will achieve a reduction in