

带双挤压油膜阻尼器的转子系统 动力响应研究

燃气涡轮研究所 李希凡 傅才高

摘 要

本文针对主轴承带无定心弹簧挤压油膜阻尼器将油膜力系数线性化处理,方便地用传递矩阵和线性迭代计算了非对称柔性转子系统稳态振幅响应。计算结果表明带两个阻尼器的减振效果比带一个阻尼器好。

一、前 言

在高速旋转机械轴承上设置挤压油膜阻尼器减振效果较理想。以往对挤压油膜阻尼器减振机理研究往往采用数值积分求稳态解〔1、2〕其简化模型质点数目不宜过多,选择阻尼器个数多少合适未见论述。本文针对无定心弹簧挤压油膜阻尼器、轻型转子和阻尼器轴颈偏心率 ε 不太大的情况,假定非线性挤压油膜阻尼器作椭圆轨道协调进动,将油膜力系数线性化处理(固定直角坐标系中四个刚度和四个阻尼系数)。这样就可采用传递矩阵方法分析转子系统稳态动力响应,从而简化力学模型,质点数目可比较自由地增多,提高模型的精度。

本文根据挤压油膜阻尼器的上述假设和特性,用传递矩阵和线性迭代计算了非对称柔性转子系统不平衡稳态振幅和支承传递力响应,分析比较了两个阻尼器和一个阻尼器对转子系统减振效果的差别,得出了两个阻尼器比一个阻尼器好的结论。

二、力学模型、运动方程和不平衡响应计算

转子系统的简化力学模型如图1所示。滚动轴承带挤压油膜阻尼器而无定心弹簧,视支点为质量-弹簧-阻尼系统,转轴质量按集度化处理,整个系统视为若干个力学上彼此相连的盘-轴段组成。阻尼器参数选择如表1。取OXYZ固定直角坐标轴系(图2),原点 O_b 为挤压油膜轴承中心, O_j 为阻尼器轴颈中心,X轴与两轴承中心连线重合,Y轴与Z轴垂直,为横向坐标轴, F_R 、 F_θ 分别为油膜径向和切向分力。整个转子系统共分49个节点。

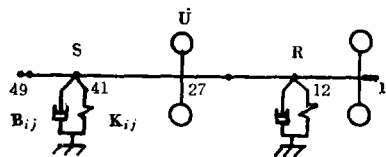


图1 转子系统力学模型

表1 挤压油膜阻尼器参数

参数 支点	直径D cm	承载长度L cm	油膜间隙C cm	静载荷W kgf	动力粘度 μ kgf.s.cm ⁻²
R	11	2.0	0.0184	3.27	6.9×10^{-7}
S	11	2.0	0.016495	3.145	6.9×10^{-7}

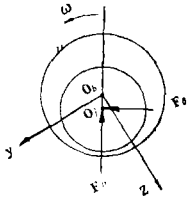


图 2 固定直角坐标系

基于转子作椭圆轨道协调进动, 计及轮盘陀螺力矩和轴的横向变形效应的复平面内盘-轴段平衡方程表示了前后相邻两截面 16 个变量之间的关系; 传递矩阵通过挤压油膜阻尼器支点时, 状态变量中只有剪切力突变, 大小为油膜力和支点处质量惯性力的矢量和如式 (1), 矩阵表达如式 (2), 油膜力线性系数公式 (3) 如式 (3)。

$$\left. \begin{aligned} Q_Y &= -m\ddot{Y} - B_{YY}\dot{Y} - B_{YZ}\dot{Z} - K_{YY}Y - K_{YZ}Z \\ Q_Z &= -m\ddot{Z} - B_{ZY}\dot{Y} - B_{ZZ}\dot{Z} - K_{ZY}Y - K_{ZZ}Z \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中, m 表示支点处计算质量, K_{ij} 、 B_{ij} 分别表示四个刚度和四个阻尼系数。

$$\begin{bmatrix} \overline{Q}_Y \\ \overline{Q}_Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m\omega^2 - k_{yy} & -K_{yz} \\ -k_{zy} & m\omega^2 - k_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \overline{Y} \\ \overline{Z} \end{bmatrix} + i \begin{bmatrix} -B_{yy}\omega & -B_{yz}\omega \\ -B_{zy}\omega & -B_{zz}\omega \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \overline{Y} \\ \overline{Z} \end{bmatrix} \quad (2)$$

其中, $\overline{Q}_Y$ 、 $\overline{Q}_Z$ 表示剪切力复模, ω 为进动角速度, $\overline{Y}$ 、 $\overline{Z}$ 为振幅模。

$$\left. \begin{aligned} K_{yy} &= \frac{Wf_R}{C\varepsilon_0(1-\varepsilon_0^2)} [(5\varepsilon_0^2+2) - (6\varepsilon_0^2+1)f_R^2] \\ K_{yz} &= \frac{Wf_\theta}{C\varepsilon_0(1-\varepsilon_0^2)} [(5\varepsilon_0^2+2) - (6\varepsilon_0^2+1)f_\theta^2] \\ K_{zy} &= \frac{Wf_\theta}{C\varepsilon_0(1-\varepsilon_0^2)} [4\varepsilon_0^2 - (6\varepsilon_0^2+1)f_\theta^2] \\ K_{zz} &= \frac{Wf_R}{C\varepsilon_0(1-\varepsilon_0^2)} [(1-4\varepsilon_0^2) + (6\varepsilon_0^2+1)f_R^2] \\ B_{yy} &= \frac{Wf_\theta}{C\omega\varepsilon_0(1-\varepsilon_0^2)} [(3-\varepsilon_0^2) + (5\varepsilon_0^2-2)f_\theta^2] \\ B_{yz} &= \frac{Wf_R}{C\omega\varepsilon_0(1-\varepsilon_0^2)} [(4\varepsilon_0^2-1) + (2-5\varepsilon_0^2)f_R^2] \\ B_{zy} &= B_{yz} \\ B_{zz} &= \frac{Wf_\theta}{C\omega\varepsilon_0(1-\varepsilon_0^2)} [(4\varepsilon_0^2-1) + (2-5\varepsilon_0^2)f_\theta^2] \\ f_R &= \frac{\mu RL^3}{WC^2} \frac{2\varepsilon_0^2\omega}{(1-\varepsilon_0^2)^2} \\ f_\theta &= \frac{\mu RL^3}{WC^2} \frac{\pi\varepsilon_0\omega}{2(1-\varepsilon_0^2)^{3/2}} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中, ε_0 表示轴颈偏心率。

整个转子系统传递矩阵方程如式 (4)

$$\begin{aligned} [\overline{C}_N] &= [(A_{N-1} + iB_{N-1})(A_{N-2} + iB_{N-2}) \cdots (A_1 + iB_1) \cdots \\ &\quad (A_{rj} + iB_{rj}) \cdots (A_1 + iB_1)] [\overline{C}_1] \end{aligned} \quad (4)$$

式中, $(A_1 + iB_1)$ 和 $(A_{rj} + iB_{rj})$ 分别为第 i 个盘——轴段和第 j 个油膜支点的系数矩阵, $[\overline{C}_1]$ 和 $[\overline{C}_N]$ 分别为转子始末两端状态变量复模列矩阵 $[\overline{Q}_Y \overline{M}_z \overline{\theta}_z \overline{Y} \overline{Q}_z \overline{M}_y \overline{\theta}_y \overline{Z}]^T$ 。由边界条件: $Q_1 = Q_N = M_1 = M_N = 0$, 和复模关系:

$$\overline{\theta}_z = \theta_{zc} + i\theta_{zs}, \quad \overline{Y} = y_c + iy_s,$$

$$\overline{\theta}_y = \theta_{yc} + i\theta_{ys}, \quad \overline{Z} = z_c + iz_s,$$

代入式(4)导得非齐次代数线性方程组式(5):

$$[U] \cdot [H] = [F] \quad (5)$$

其中, $[U]$ 为系数矩阵, $[H]$ 为始端状态变量列阵 $(\theta_{zc} Y_c \theta_{yc} Z_c \theta_{zs} Y_s \theta_{ys} Z_s)^T$, $[F]$ 为不平衡量列阵。

解方程(5)得始端复平面八个振动参数, 经回代得各节点和支点处振幅模、振幅瞬时值、椭圆轨道长轴与短轴、轨道姿态角和支承传递力等, 通过对阻尼器偏心率 ε_0 多次给定和回代计算, 直至满足支点处位移协调条件(式6)为止。

$$|\varepsilon_p - \varepsilon_0| \leq \text{EPSR} \quad (6)$$

式中, ε_p 为折合偏心率, EPSR 为迭代精度。

三、结果讨论

仅在模型转子系统(图1)中间轮盘处加不平衡量 U , 计算了多种不平衡量在两个主轴承(R和S)上带挤压油膜阻尼器或只在R支点带阻尼器而S支点为弹性支承($K = 5 \times 10^4 \text{ kg/cm}$)或两个支点都为弹支时工作转速范围内各节点处振幅和支承传递力稳态响应。图3~7表示中间盘和R支点处的振幅和传递力变化曲线, 图中SFD代表挤压油膜阻尼器。

1. 转子不平衡量很小时, 无论带一个还是两个阻尼器, 振幅和传递力响应均很小, 在计算转速范围内不呈现响应峰值。如 U 为 $49.4 \text{ g} \cdot \text{cm}$ (相当轮盘质量偏心 $c = 0.0074 \text{ cm}$) 时, 振幅小于 0.002 cm 。当 U 足够大时呈现响应峰区, 峰值所对应的转速靠近刚支条件的临界转速, 响应峰值小于刚支和弹支条件。如两个阻尼器, U 为 $75.8 \text{ g} \cdot \text{cm}$ ($e = 0.01$), 水平和垂直方向峰值响应转速分别为 8650 和 8925 rpm ; 一个阻尼器(R)时分别为 8525 和 8600 rpm (图3.4.7), 它们都靠近临界转速 8665 rpm 。呈现两个峰值可解释为油膜力系数在两个坐标方向的刚度和交叉刚度在同一时刻大小各不一样, 增多了轴系共振频率。

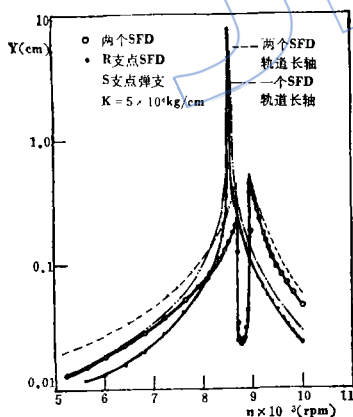
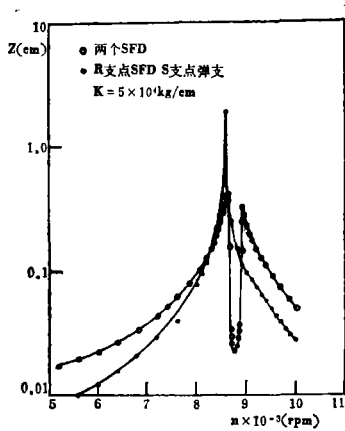
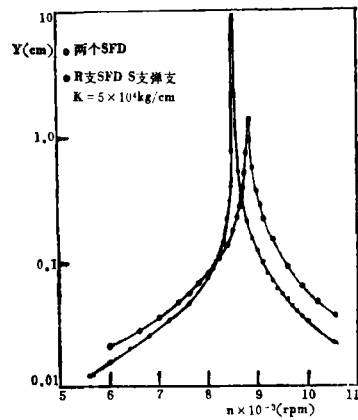
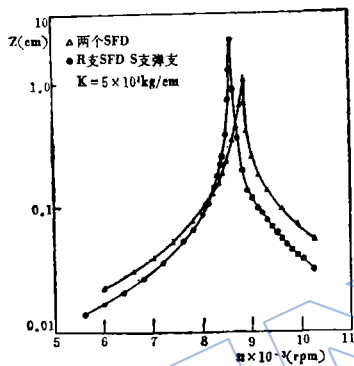
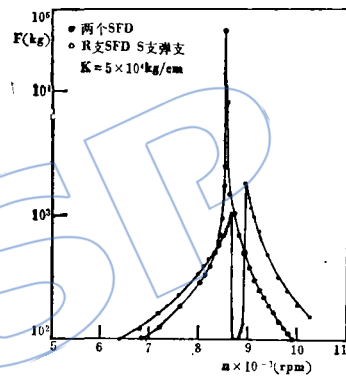


图3 $U(75.8 \text{ g} \cdot \text{cm})$ 中间盘处水平振幅比较

2. 只要阻尼器参数选择合适, 两个阻尼器的减振效果比一个阻尼器好, 尤其当转子不平衡量足够大而不超过阻尼器承载能力极限时, 更显出两个阻尼器的优越。如 U 分别为 $75.8 \text{ g} \cdot \text{cm}$ 和 $103.8 \text{ g} \cdot \text{cm}$ (e 分别等于 0.01 和 0.015) 时, 两个阻尼器的振幅峰(模)大小为一个阻尼器时的 21% 和 15% , 相应的椭圆轨道长轴为 28% 和 20% (图3~6), R支点传递力比 ($75.8 \text{ g} \cdot \text{cm}$ 时) 为 6% (图7)。某发动机试验测振结果也证明了计算所得的结论 (两个阻尼器比一个阻尼器稍好)。

图 4 $U(75.8g \cdot cm)$ 中间盘处垂直振幅比较图 5 $U(103.8g \cdot cm)$ 中间盘处水平振幅比较图 6 $U(103.8g \cdot cm)$ 中间盘处垂直振幅比较图 7 $U(75.8g \cdot cm)$ 支承R处传递力比较

参 考 文 献

- [1] Cookson, R.A., Kossa, S.S., "The Effectiveness of Squeeze-Film Damper Bearing Supporting Flexible Rotors without a Centralizing Spring", Int. J. Mech 1980.
- [2] 冯心海, 傅才高等, "非同型挤压油膜阻尼器的试验和理论研究", 航空动力学报, 第一卷, 第一期, 1986.
- [3] 傅才高, "挤压油膜阻尼器刚度系数和阻尼系数计算公式理论推导", 燃气涡轮研究所, 1986.5.

(责任编辑 李其汉)

We found that the scheme can be stable in any case if the relaxation coefficient is greater than one. For calculation of boundary layers over blade surfaces, an integral method which can treat turbulent separating flows is studied. The coupling method of inviscid flow with boundary layer flow is also given in this paper. Several computed results of transonic flows in cascades show good agreement with experimental data. It is anticipated that this analysis system will provide a useful tool for engineering design.

INVESTIGATION ON STEADY-STATE RESPONSE OF A ROTOR-SUPPORT SYSTEM WITH TWO SQUEEZE-FILM DAMPERS

Li Xifan and Fu Caigao

(Gas Turbine Establishment)

Abstract

The rotor investigated is supported on two major ball bearings with squeeze-film dampers in the absence of the centralizing retaining springs. The coefficients of the film forces are linearized by using dynamical performances of the damper in the fixed coordinate system (four oil-film stiffness and four oil-film damping coefficients). The steady-state unbalance responses of an asymmetrical flexible rotor system has been easily determined by means of transfer matrix and linear iterative methods. Generally speaking, for the rotor system with nonlinear squeeze-film dampers, the optimum damper design with suitable unbalance level of the rotor, i.e. the mass eccentricity $e = 0.01\text{cm}$, will achieve the effect of vibration depression. The calculations show that the effect of vibration depression with two squeeze-film dampers is better than that with one. This conclusion has also been proved by the measured vibration data of a jet engine.

PHOTOTHERMOELASTIC EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF TURBINE DISK

Dong Benhan and Wang Ju

(Shenyang Aeroengine Research Institute)

Abstract

This paper deals with three aspects of photothermoelastic study of the steady thermal stress field on the turbine disk.

First of all, the test methods and techniques are investigated. It is necessary to select a suitable model material which will not change mechanical and optical properties within the range of test temperature. In this experiment the epoxy resin is adopted. Then, it is imperative to determine measuring and recording methods of