

基于厚板的弹性环式挤压油膜阻尼器 建模及动力学特性系数识别

王震林, 刘占生, 张广辉, 周泽新
(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 利用数值方法完善了弹性环式挤压油膜阻尼器(elastic ring squeeze film damper, ERSFD)的流固耦合计算模型,其中利用雷诺方程建立油膜的控制方程,利用厚板单元建立了弹性环的运动方程并采用分时迭代方法实现了弹性环-油膜的控制方程的耦合求解从而获得瞬时内外油膜的压力,并进一步识别了油膜以及 ERSFD 的动力学特性系数。结果表明 ERSFD 的阻尼系数受凸台高度影响最大,凸台高度从 0.15 mm 增加到 0.30 mm, ERSFD 的阻尼系数从 5790 (N·s)/m 减小到 718 (N·s)/m; ERSFD 刚度系数则主要取决于弹性环的厚度以及凸台数目,弹性环厚度从 0.8 mm 增加到 1.0 mm, ERSFD 的刚度从 1.44×10^6 N/m 增加到 2.51×10^6 N/m。

关 键 词: 动力学特性系数; 弹性环式挤压油膜阻尼器; 流固耦合; 有限单元法; 雷诺方程

中图分类号: V231.96 **文献标志码:** A

Numerical modelling of elastic ring squeeze film damper based on thick plate and force coefficient identification

WANG Zhenlin, LIU Zhansheng, ZHANG Guanghui, ZHOU Zexin
(School of Energy Science and Engineering,
Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: The two way couple model of elastic ring squeeze film damper (ERSFD) was established through numerical approach. The governing equation of the fluid block was obtained by Reynolds equation and the equation of motion of the elastic ring was solved by finite element method with thick plate. The coupled equations were solved through block iteration method. The transient pressure profile of inner film and outer film were obtained and the force coefficients of ERSFD were identified. The results show that the height of the boss has significant influence on the damping of the ERSFD. The increase of the height of the boss from 0.15 mm to 0.30 mm results in a drop of damping from 5790 (N·s)/m to 718 (N·s)/m. The stiffness coefficients of ERSFD have close relations with the thickness of the ring as well as the number of boss. The increase of thickness of elastic ring from 0.8 mm to 1.0 mm leads to the increase of the stiffness coefficients from 1.44×10^6 N/m to 2.51×10^6 N/m.

收稿日期:2018-05-23
基金项目:国家自然科学基金(11572098)
作者简介:王震林(1989—),男,博士生,主要从事燃机以及航空发动机挤压油膜阻尼器的计算与实验研究。

引用格式:王震林,刘占生,张广辉,等.基于厚板的弹性环式挤压油膜阻尼器建模及动力学特性系数识别[J].航空动力学报,2019,34(3):635-642. WANG Zhenlin, LIU Zhansheng, ZHANG Guanghui, et al. Numerical modelling of elastic ring squeeze film damper based on thick plate and force coefficient identification[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(3): 635-642.

Key words: force coefficients; elastic ring squeeze film damper;
fluid-structure interaction; finite element method; Reynolds equation

自从 20 世纪 60 年代 Cooper 通过实验^[1]证实了挤压油膜结构的减振效果,挤压油膜阻尼器(squeeze film damper,SFD)在工业透平以及航空发动机领域获得空前广泛的应用。挤压油膜阻尼器因其结构简单,减振效果明显的特点,对于工作转速日益升高的旋转机械,尤其是工作在临界转速之上的柔性转子,具有重要的意义。

设计良好,安装恰当的 SFD 可以为旋转机械提供稳定的阻尼,使得转子系统在临界转速附近获得足够的阻尼,从而以安全的振动幅值通过临界转速。此外,弹支结构与阻尼器的配合使用可以有效起到调频以及隔振的效果,从而显著减低旋转部件的外传振动。SFD 的这些特性以及广泛应用的工程背景引起了许多专家学者以及工程技术人员兴趣,相关文献以及研究成果也比较多。然而在实际使用中,由于 SFD 油膜力是轴颈位置和速度的非线性函数,工作在高偏心率或是大涡动半径下的 SFD 表现出强烈的非线性特性,使得阻尼器失去减振以及降低外传振动的功效。此时带阻尼器的转子系统往往出现诸如双稳态,以及非协调进动等非线性行为^[2-3],从而危及转子的安全运行。为了改善 SFD 的性能,抑制 SFD 的非线性行为从而拓展阻尼器的应用范围,许多学者提出改进型的挤压油膜阻尼器^[4],比较有代表性的包括金属橡胶式挤压油膜阻尼器^[5],整体式挤压油膜阻尼器(ISFD)^[6],弹性环式挤压油膜阻尼器(ERSFD)等。

弹性环式挤压油膜阻尼器的结构如图 1 所示,ERSFD 结合了 ISFD 的结构特点,将内外凸台交错分布的拱形金属结构置于原有的油膜腔中,内外凸台分别与轴承外缘以及轴承室内缘接触,从而将原有的油膜间隙分割成为多个独立的油膜腔。弹性环本身在轴颈以及油膜的作用下可以产生较大变形,使得每个油膜腔的油膜厚度通过弹性环的变形进行动态的调整。ERSFD 结合了可动外环挤压油膜阻尼器(MRSFD)利用外环运动来调整油膜厚度,起到降低油膜力非线性的作用,同时又采纳了 ISFD 中将定心(弹支)结构置于油膜腔内部的设计理念,结构非常紧凑。由于 ERSFD 结构比较复杂,工程应用背景也比较强,因此公开的文献都比较少。周明等较早开始了针对 ERSFD 的研究,并利用雷诺方程建立了

弹性环式挤压油膜阻尼器的控制方程^[7-8];曹磊等在周明的基础上利用有限元方法研究弹性环的刚度特性,系统的总结弹性环的刚度的设计要素,并通过试验进行了验证^[9]。ERSFD 在转子上的应用结果也表明,ERSFD 可以起到良好的减振效果^[10]。Xu 等研究了弹性环上的小孔分布对于 ERSFD 动力学特性的影响,给出了理想条件下小孔的最佳分布^[11];Zhang 等利用雷诺方程研究了油膜压力对于弹性环的作用,并利用弹性环的动力学方程研究了弹性环凸台位置的接触状态^[12]。

由此可以看出,由于 ERSFD 结构相比传统阻尼器比较复杂,其工作机理涉及动压润滑,流固耦合,以及机械接触等非线性问题,目前尚且没有较为完善的分析模型来阐明 ERSFD 的工作机理,指导 ERSFD 的设计。本文利用厚板单元建立了弹性环的有限元模型,同时利用雷诺方程建立内外油膜的控制方程,

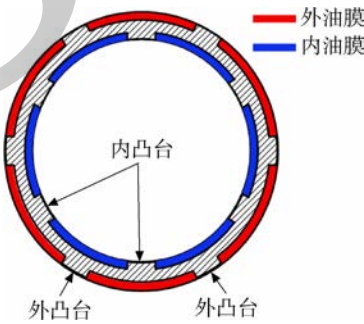


图 1 ERSFD 结构示意图
Fig. 1 Geometry feature of ERSFD

1 油膜的数学模型

弹性环式挤压油膜阻尼器的内外环的间隙值一般都比较小,间隙值与阻尼器半径的比值 $C/R \ll 1$ 。并且由于阻尼器以及弹性环本身的自转运动受到了限制,油膜中流体运动的雷诺数都比较小,可以认为阻尼器内流体流动为层流状态。本文研究的是没有轴向密封,弹性环上不帶小孔的 ERSFD,故基于以下假设建立 ERSFD 的控制方程:

- 1) 薄膜流动
- 2) 不考虑流体惯性力
- 3) 忽略体积力
- 4) 不可压流体

5) 层流流动

基于以上假设可以推导出弹性环式挤压油膜阻尼器的控制方程

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{R^2 \partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} + 6\mu U_1 \frac{\partial h}{R \partial \theta} \tag{1}$$

内外油膜的油膜厚度可以分别表示为

$$\begin{aligned} h_1 &= C_1 + e \cos \theta - \kappa \\ h_2 &= C_2 + \kappa \end{aligned} \tag{2}$$

式中 C_1 、 C_2 分别为弹性环式挤压油膜阻尼器内油膜及外油膜间隙。 $\kappa = \kappa(\theta, t)$ 为弹性环径向变形函数。由于内外凸台将连续的油膜分割成为多个独立的油膜腔, 每一个油膜腔构成了一个独立的流体计算域, 将每个计算域 θ - z 平面内展开, 如图 2 所示。

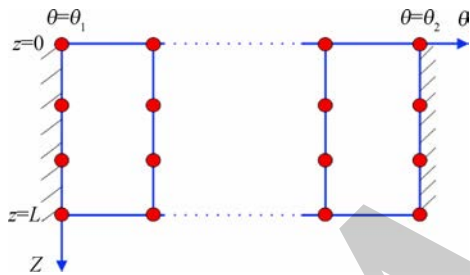


图 2 单个油膜段计算域示意图

Fig. 2 Calculation domain of single film chamber

考虑阻尼器没有轴向端封, 根据图 2 各个油膜段在轴向的压力边界条件为

$$p_{z=0} = p_{z=L} = p_a \tag{3}$$

对于每个油膜段, 假设流体沿周向方向在凸台位置处没有泄漏, 则油膜在凸台位置处的压力边界条件为

$$\left. \frac{\partial p}{\partial \theta} \right|_{\theta=\theta_1} = 0 \quad \left. \frac{\partial p}{\partial \theta} \right|_{\theta=\theta_2} = 0 \tag{4}$$

式(1)~式(4)构成了弹性环式挤压油膜阻尼器油膜的控制方程以及边界条件, 通过有限差分的方法, 可以求解式(1), 注意到式(2)中油膜厚度的表达式包含了弹性环的径向变形, 同时式(1)中包含了弹性环变形对时间的一阶导数, 因此在计算式(1)时需要同时联立弹性环的运动方程, 求解出弹性环在油膜厚度方向上的变形以及速度, 从而获得油膜的瞬态压力特性。

2 弹性环的数学模型

弹性环在阻尼器中的受力如图 3 所示, 弹性环内外表面受到来自油膜的作用力, 同时弹性环直

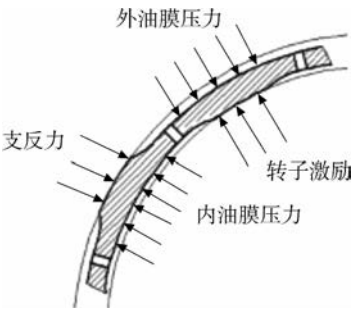


图 3 弹性环的受力示意图

Fig. 3 Boundary condition and status of elastic ring

接受到刚性轴承外缘施加在内凸台上的力。因此可以利用弯曲板单元来求解弹性环的运动方程。

2.1 基于厚板理论的板单元

自然坐标系下矩形板单元如图 4 所示, 设板单元长度为 $2a$, 板宽为 $2b$, 板的厚度为 h 。板在 x 、 y 、 z 方向上的挠曲分别为 ξ 、 η 、 w 。 θ_x 、 θ_y 分别为板在 x 、 y 方向上固挠曲产生的转角。考虑以下假设建立板弯曲单元的刚度阵以及质量阵。

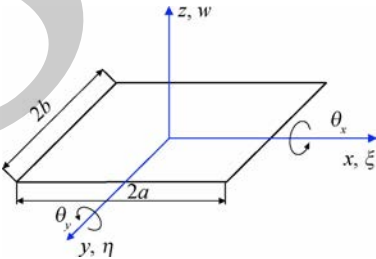


图 4 自然坐标系下的板单元

Fig. 4 Thick plate element in natural coordinate

- 1) 板的厚度小于其平面尺寸, 但横向剪切变形不可忽略;
- 2) 板变形的挠度远小于其厚度;
- 3) 忽略厚度变化且法向不受拉伸;
- 4) 忽略薄膜应力或面内力。

因此厚板单元的动能以及势能可以表示为

$$T_e = \frac{1}{2} \int_A \rho \left(h \dot{w}^2 + \frac{h^3}{12} \dot{\theta}_x^2 + \frac{h^3}{12} \dot{\theta}_y^2 \right) dA \tag{5}$$

$$U_e = \frac{1}{2} \int_A \frac{h^3}{12} \boldsymbol{\chi}^T \mathbf{D} \boldsymbol{\chi} dA + \frac{1}{2} \int_A \kappa h \boldsymbol{\gamma}^T \mathbf{D}^s \boldsymbol{\gamma} dA \tag{6}$$

其中

$$\boldsymbol{\chi} = \begin{bmatrix} -\frac{\partial \theta_y}{\partial x} \\ \frac{\partial \theta_x}{\partial y} \\ \frac{\partial \theta_x}{\partial x} - \frac{\partial \theta_y}{\partial y} \end{bmatrix} \quad \boldsymbol{\gamma} = \begin{bmatrix} \theta_y + \frac{\partial w}{\partial x} \\ -\theta_x + \frac{\partial w}{\partial y} \end{bmatrix} \tag{7}$$

D 以及 D^* 分别为纯弯曲板以及剪切作用下板的本构方程。根据 Reissner-Mindlin^[13-14] 板理论,采用横向位移和截面转角是独立插值的型函数,可以获得厚板单元集中质量阵以及刚度阵^[15]。故弹性环的运动方程可以写成

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F \tag{8}$$

其中 M 、 C 、 K 厚为板单元组装而成的系统质量阵,阻尼器以及刚度阵,并且 $C = \alpha M + \beta K$ 。

2.2 边界条件

当系统在跨越临界转速时,转子在不平衡力的作用下将会产生很大的振幅,此时假设轴承处质心的运动轨迹为与轴承室同心的圆(CCO),由此获得的动力学特性系数可以较好地计算转子系统在过临界时的不平衡响应。这里假设轴颈与转子同频涡动,假设轴承质心从负半轴开始逆时针运动,其运动轨迹为

$$\begin{cases} x = -e\cos(\omega t) \\ y = -e\sin(\omega t) \end{cases} \tag{9}$$

从弹性环式挤压油膜阻尼器的结构可以看出,结构中存在两个接触对,分别是轴承外缘与弹性环的内凸台以及轴承室内缘与阻尼器的外凸台,当轴承朝着一侧的凸台运动时,弹性环内凸台与轴承外缘接触并产生变形,由此调整内外油膜厚度并产生挤压效应。因此需要建立合适的接触模型以便获得准确的数值结果。这里利用 Greenwood-Williamson^[16] 模型来分析内凸台与轴承外缘的法向接触行为,同时由于弹性环的自转受到限制,可以忽略弹性环凸台处接触的切向行为,基于文献[17]中的简化,可以获得接触力的表达式

$$W_a = \sqrt{\pi} n_a \bar{E} R_a^{1/2} \bar{\sigma}^{5/2} \exp(-d_\sigma/\bar{\sigma}) \tag{10}$$

式中 W_a 为接触载荷, n_a 为名义接触面积下微凸体的总数, R_a 微凸体的曲率半径, d_σ 为两接触表面的相对距离。 $\bar{E}$ 、 $\bar{\sigma}$ 为等效弹性模量以及等效表面粗糙度且有

$$\bar{\sigma} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \tag{11}$$

$$\bar{E} = \sqrt{E_1^2 + E_2^2} \tag{12}$$

E_1 、 E_2 、 σ_1 、 σ_2 分别为两接触物的弹性模量以及表面粗糙度。另一方面,弹性环外凸台与轴承室内缘之间的接触状态变化不大,对外油膜的壓力影响也比较小,因此可以将外凸台处的接触视作为刚性连接,即

$$w = 0, \quad \theta_x = 0, \quad \theta_y = 0 \tag{13}$$

3 求解流程图

式(1)以及式(8)分别为弹性环式挤压油膜阻尼器的流体以及弹性环的控制方程,联立求解式(1)以及式(8)即可获得任意时刻下弹性环的变形,速度以及油膜的壓力场,进而获得弹性环式挤压油膜阻尼器的动力学特性系数。在同步进动的前提下,传统的 SFD 油膜壓力可以表示为旋转坐标系下 θ 和 z 的函数,根据 ERSFD 的控制方程可以知道,油膜壓力不仅仅是空间位置 θ 、 z 的函数,同时也是时间 t 的函数,因此获得 ERSFD 的动力特性系数需要求解 ERSFD 的瞬态控制方程。

流固耦合(FSI)计算流程如图 5 所示,这里采用分时计算方法,在每一个时间步内分别计算弹性环的变形以及油膜內的壓力分布,并更新耦合面上相应节点的载荷数据,如图 6 所示,之后进入下一个流固耦合迭代,直至收敛。此时当前时间步计算完成,进入下一个时间步,再重复以上流程。弹性环的几何参数以及部分计算参数如表 1 所示。

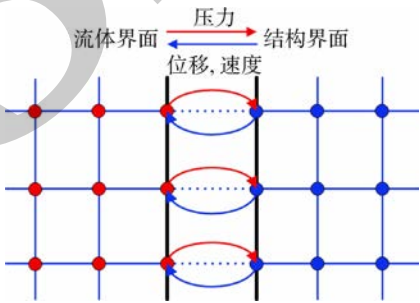


图 5 流固耦合界面的数据交换
Fig. 5 Data transfer on the (FSI) interface

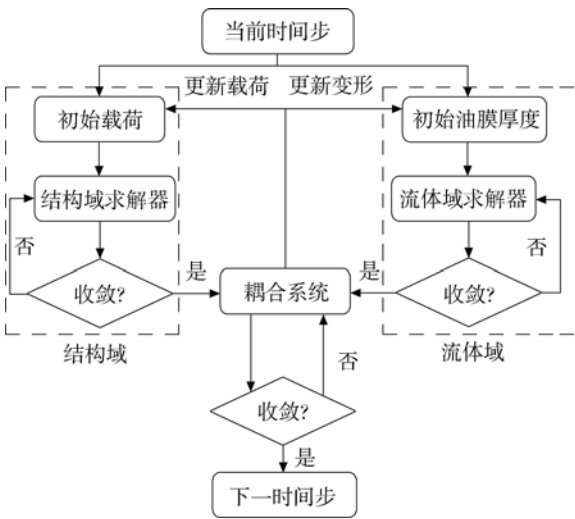


图 6 计算流程图
Fig. 6 Schematic calculation scheme

表 1 ERSFD 几何及计算参数

Table 1 Geometry feature and computation parameters of ERSFD

参数	数值
凸台数	6~12
凸台宽度/mm	6
弹性环长度,厚度/mm	24.0,0.2~1.4
内,外凸台高度/mm	0.15~0.3,0.15~0.3
弹性环直径/mm	106.6
弹性模量/GPa	199.9
泊松比	0.3
弹性环密度/(kg/m ³)	8240
滑油黏度/(Pa·s)	0.02
涡动半径比	0.2

4 动力学特性系数的识别

考虑阻尼器处轴颈的运动方程

$M\ddot{\mathbf{Z}} + C\dot{\mathbf{Z}} + K\mathbf{Z} = \mathbf{F}$ (14)

其中 $\mathbf{Z}$ 为笛卡儿坐标系下的复位移,轴颈位置处的协调进动可以表示为

$\mathbf{Z}(t) = \begin{bmatrix} x_c \cos(\omega t) + x_s \sin(\omega t) \\ y_c \cos(\omega t) + y_s \sin(\omega t) \end{bmatrix}$ (15)

通常获得的位移信号是离散的时间信号,为了方便处理,可以利用离散傅里叶变换将时域信号转换为频域信号。为了方便信号处理,滤波时只保留正半轴的基频信号,则

$\mathbf{Z}(\omega) = (x_c - ix_s)e^{i\omega t}$ (16)

对于线性系统,轴颈处的速度以及加速度信号可以用滤波后位移信号的各阶导数来近似替代,即是

$\dot{\mathbf{Z}}(\omega) = i\omega \begin{bmatrix} x_c - ix_s \\ y_c - iy_s \end{bmatrix} e^{i\omega t} = i\omega \begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{bmatrix} e^{i\omega t}$ (17)

$\ddot{\mathbf{Z}}(\omega) = -\omega^2 \begin{bmatrix} x_c - ix_s \\ y_c - iy_s \end{bmatrix} e^{i\omega t} = -\omega^2 \begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{bmatrix} e^{i\omega t}$ (18)

同理,轴颈所受到的合外力可以表示为

$\mathbf{F}(\omega) = \mathbf{F}_i + \mathbf{F}_r = \begin{bmatrix} f_{xc} - if_{xs} \\ f_{yc} - if_{ys} \end{bmatrix} e^{i\omega t} = \begin{bmatrix} \bar{f}_x \\ \bar{f}_y \end{bmatrix} e^{i\omega t}$ (19)

注意到此时轴颈所受到的合外力 $\mathbf{F}$ 为内油膜油膜力 $\mathbf{F}_i$ 与受到的凸台处的接触力 $\mathbf{F}_r$ 之和,将式(17),式(18)以及式(19)带入至轴颈处的运

动方程式(14),可以得到

$$-\omega^2 \begin{bmatrix} M_x & \\ & M_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{bmatrix} + i\omega \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{yx} \\ C_{xy} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{yx} \\ K_{xy} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{f}_x \\ \bar{f}_y \end{bmatrix}$$
 (20)

式(20)给出了弹性环式挤压油膜阻尼器动力学特性系数与轴颈位移以及轴颈受力基频分量的关系。注意到式(20)有 10 个独立的未知量,而该式只能提供 4 个独立的方程,因此需要引入额外的假设已确保方程组的封闭。由于阻尼器内环不自转,油膜间隙中的雷诺数比较小,因此可以忽略流体惯性所产生的附加质量系数,则 M_x, M_y 表示弹性环的质量,可以直接计算得到。另外阻尼器中的切向力很小,因此可以忽略阻尼器的交叉阻尼项,又由于弹性环本身自转受到限制,凸台处受到的摩擦力比较小,因此交叉刚度相比主刚度也比较小。因此 ERSFD 的 10 个动力学特性系数可以简化为 4 个,即

$$-\omega^2 \begin{bmatrix} M_x & \\ & M_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{bmatrix} + i\omega \begin{bmatrix} C_{xx} & 0 \\ 0 & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{xx} & 0 \\ 0 & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{f}_x \\ \bar{f}_y \end{bmatrix}$$
 (21)

将式(21)展开,分离实部和虚部,可以 ERSFD 的 4 个动力学特性系数。

$-\omega^2 M_x + K_{xx} = \text{Re}(\bar{f}_x/\bar{x})$ (22)

$-\omega^2 M_y + K_{yy} = \text{Re}(\bar{f}_y/\bar{y})$ (23)

$\omega C_{xx} = \text{Im}(\bar{f}_x/\bar{x})$ (24)

$\omega C_{yy} = \text{Im}(\bar{f}_y/\bar{y})$ (25)

通过式(22)~式(25)即可以得到 ERSFD 的 4 个动力学特性系数。通常情况下简谐激励力与简谐运动响应两者的复数式称为系统的机械阻抗 H ,该阻抗的实部是频率的二次函数,虚部为频率的一次函数。为了减小计算过程数值误差带来的干扰,应当分别测试各个频率点下的机械阻抗,再利用最小二乘法进行曲线拟合,从而得到 ERSFD 的动力学特性系数测试结果。结果如图 7 和图 8 所示。

从图 7 和图 8 上可以看出,不同涡动频率下 ERSFD 阻抗的实部与频率的二次函数符合较好,阻抗虚部与频率的一次函数拟合结果符合较好。通过最小二乘法拟合,可以有效的降低计算中的误差,提高识别精度。虽然 ERSFD 结构并非始终关于 x 轴和 y 轴对称,例如 6 凸台弹性环。然而完全对心安装的 ERSFD 两个方向上的主刚度以及主阻尼系数仍然非常接近,例如图 7 以及图 8 所示的拟合结果中 $K_{xx} = 1.041 \times 10^6 \text{ N/m}$,

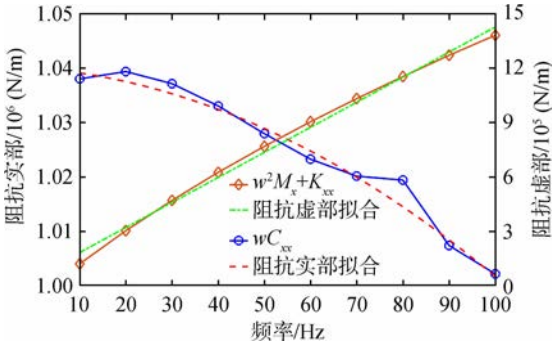


图 7 x 方向阻抗的识别结果

Fig. 7 Identified impedance in x direction

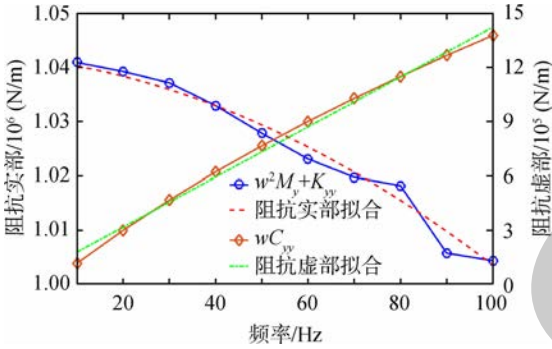


图 8 y 方向阻抗的识别结果

Fig. 8 Identified impedance in y direction

$K_{yy} = 1.038 \times 10^6 \text{ N/m}$, $C_{xx} = 1.636 \times 10^3 \text{ (N} \cdot \text{s)/m}$, $C_{yy} = 1.636 \times 10^3 \text{ (N} \cdot \text{s)/m}$ 。在实际使用中,由于转子的自重使得支点处的轴颈质心会有一定的下沉,因此两个方向上的主阻尼和主刚度会有一定的差别。文中没有研究静偏心对阻尼系数的影响,两个方向上的主刚度和阻尼基本相同,因此不再区分两个方向上的动力学特性系数。

5 计算结果

图 9 给出了某一时刻下 ERSFD 轴向中间位置处内外油膜的油膜压力以及该时刻下弹性环径向速度在周向的分布曲线。从结果上可以看出,ERSFD 的油膜压力在周向分布为多条曲线,油膜压力在凸台位置处不连续。其中外油膜的压力峰值要高于内油膜,另外由于采用了 π 油膜假设,在 $(0, \pi)$ 区间附近可以观察到明显的气穴区。另外对比弹性环的速度与内外油膜压力可以看出,弹性环速度的极值对应着油膜压力的极值,负速度意味着弹性环朝着外油膜一侧运动,使得外油膜受到挤压产生压力峰值,同时减小内油膜受到的挤压,从而导致内油膜的压力呈现 M 型分布。弹性环速度为正意味着弹性环正远离油膜,此时由

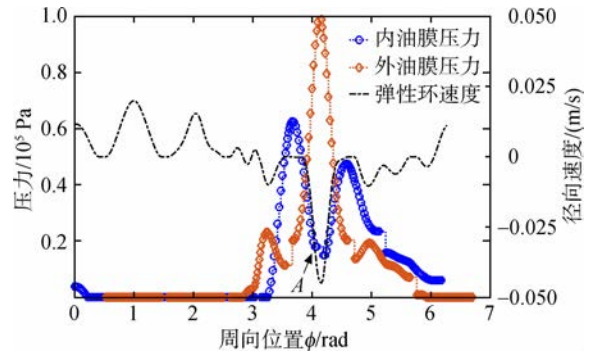


图 9 ERSFD 油膜压力以及弹性环速度周向分布

Fig. 9 Profile of film pressure and the velocity of elastic ring in circumferential direction

于气穴效应,油膜负压截止。

现研究图 9 中周向位置点 A 处油膜压力的轴向分布,其结果如图 10 所示。由于研究的是两端开口的 ERSFD,因此内外油膜压力都呈现中间高两端低的短轴承油膜压力分布特点。注意到弹性环的变形也呈现处中间高,两端低的特点,这主要是由于此处外油膜的压力要大于内油膜的压力,两者之差使得弹性环朝着内油膜一侧弯曲所导致。

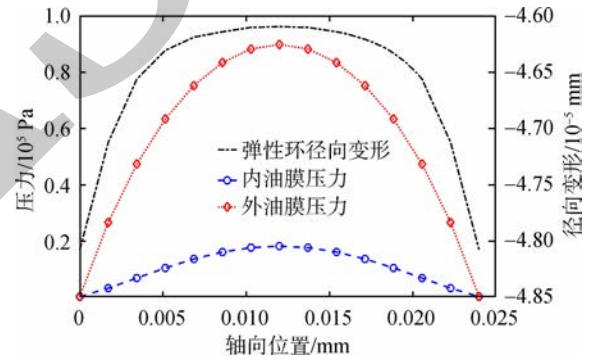


图 10 ERSFD 油膜压力以及弹性环变形轴向分布

Fig. 10 Profile of film pressure and deformation of elastic ring in axial direction

为了阐明 ERSFD 动力学特性系数与弹性环以及内外油膜动力学特性系数的关系,文中对弹性环以及 ERSFD 内油膜进行了单独的动力学特性系数识别。其中,内油膜的动力学特性系数可以通过仅保留式(19)中的内油膜油膜力来进行识别。需要注意的是,弹性环的动力学特性系数需要先进行单向流固耦合计算,求解流程与图 6 类似,不同处在于仅结构域向流体域传递位移和速度,流体域不再向结构域返回油膜力载荷,然后利用得到的凸台接触力识别弹性环的动力学特性系数。根据 ERSFD 的结构可知

$$C_{\text{ERSFD}} = C_{\text{er}} + C_{\text{if}} + C_{\text{of}} \quad (26)$$

$$K_{ERSFD} = K_{er} + K_f \tag{27}$$

式(26)和式(27)中,下标“er”、“if”、“of”、“f”分别表示“弹性环”、“内油膜”、“外油膜”和“油膜”。显然,ERSFD 的阻尼为弹性环的结构阻尼,内油膜阻尼与外油膜阻尼三者之和,由于阻尼器的结构阻尼一般远小于油膜阻尼,因此弹性环本身的阻尼可以忽略不计,故 ERSFD 阻尼系数主要为内油膜阻尼系数与外油膜的阻尼系数之和。其中内油膜阻尼系数可以直接识别得到,外油膜的阻尼系数为 ERSFD 的阻尼系数与内油膜阻尼系数的差值。同理,ERSFD 的刚度为油膜与弹性环的刚度之和。

从图 11 可以看出,ERSFD 刚度系数与弹性环的刚度系数非常接近,两者都随着弹性环厚度的增加而迅速增大。而进一步的研究表明,ERSFD 的刚度与弹性环的刚度均是以弹性环厚度为自变量的三次多项式函数,如图 12 所示。对比弹性环与油膜的刚度结果可知,油膜刚度不受弹性环厚度变化的影响。在弹性环厚度较小时,油膜刚度与弹性环刚度量级相当,而随着环厚度的增加,弹性环刚度迅速升高,此时油膜刚度要远远小于环的刚度。因此通常情况下 ERSFD 的刚度主要取决于弹性环的刚度。对比阻尼结果可知,ERSFD 的阻尼系数要大于内油膜的阻尼系数,内外油膜阻尼的量级相当。此外在弹性环厚度较小时,内外油膜的阻尼变化比较明显,但 ERSFD 的阻尼系数基本不变。

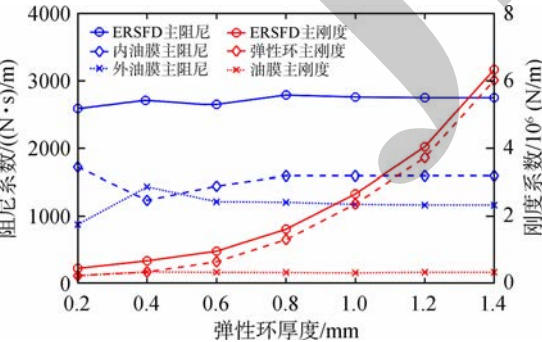


图 11 ERSFD 动力学特性系数随弹性环厚度的变化

Fig. 11 Force coefficients of ERSFD versus thickness of elastic ring

图 13 给出了不同凸台数量下 ERSFD 的动力学特性系数。从刚度结果来看,弹性环的刚度随凸台数目增加迅速增大,相比之下油膜刚度变化较小。在凸台数目较少时,油膜刚度与弹性环刚度量级相当,而随着凸台数目的增加,弹性环刚

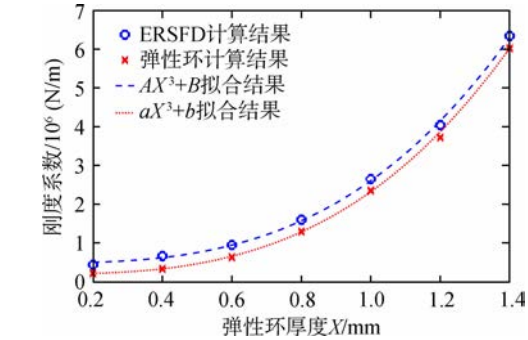


图 12 ERSFD 及弹性环刚度的拟合结果

Fig. 12 Curve fitted stiffness of ERSFD and elastic ring

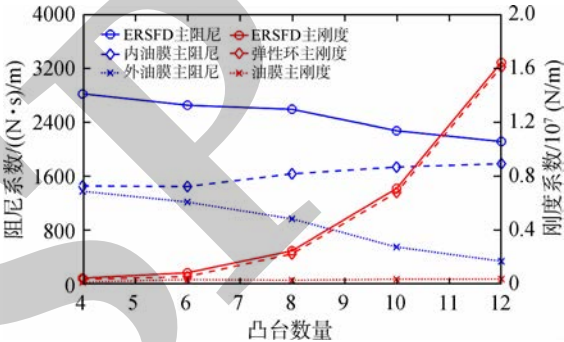


图 13 ERSFD 动力学特性系数随凸台数量的变化

Fig. 13 Force coefficients of ERSFD versus number of boss

度迅速升高,此时油膜刚度要远远小于环的刚度。对比内外油膜的阻尼系数可以看出,内油膜随着凸台数目的增加阻尼系数逐渐增大,与之相反外油膜的阻尼系数随着凸台数目的增加逐渐减小,且外油膜阻尼减小速度快于内油膜阻尼增加的速度,其结果是 ERSFD 整体阻尼系数的随着凸台数目增加而减小。

图 14 不同凸台高度下 ERSFD 的动力学特性系数,从刚度的结果来看,弹性环的刚度随着凸

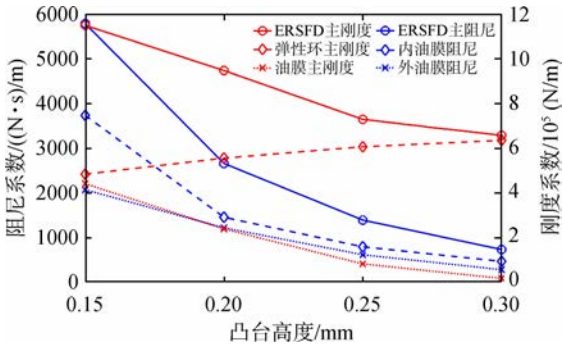


图 14 ERSFD 动力学特性系数随凸台高度的变化

Fig. 14 Force coefficients of ERSFD versus height of boss

台高度的增加有所增加而油膜的刚度随着凸台高度的增加迅速下降,其结果是 ERSFD 的刚度系数也有所下降。从阻尼的结果来看,内油膜阻尼以及外油膜阻尼均随凸台高度的增加迅速降低,使得 ERSFD 的阻尼系数也迅速降低。

6 结 论

本文利用厚板单元以及雷诺方程分别建立了弹性环以及油膜的数值模型,并进一步利用分时迭代的方法建立弹性环-油膜的流固耦合计算模型,从而获得了瞬时的内外油膜压力,弹性环变形以及速度等场变量。在此基础上,基于离散傅里叶变换(DFT)以及轴颈运动方程识别了不同结构参数下,弹性环,内外油膜以及 ERSFD 的动力学特性系数。揭示了不同结构参数下,ERSFD 的动力学特性系数与弹性环刚度以及油膜动力学特性系数的关系以及变化规律,对于理解 ERSFD 减振机理,指导 ERSFD 结构设计有着重要的意义。

结果表明,内外凸台高度相同的情况下,内外油膜所提供的阻尼量级相当;凸台高度是影响 ERSFD 阻尼系数的最主要因素,随着凸台高度的增加,内外油膜以及 ERSFD 的阻尼系数均迅速减小;弹性环厚度以及凸台数目是影响 ERSFD 刚度的主要因素,随着弹性环厚度的增加以及凸台数目的增加,ERSFD 刚度将迅速增大。

参考文献:

- [1] COOPER S. Preliminary investigation of oil films for the control of vibration[J]. Lubrication and Wear Convention, 1963,28:305-315.
- [2] ZHAO J Y, HAHN E J. Subharmonic, quasi-periodic and chaotic motions of a rigid rotor supported by an eccentric squeeze film damper[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1993,207(6):383-392.
- [3] GJIKA K, GROVES C, ANDRÉS L S, et al. Nonlinear dynamic behavior of turbocharger rotor-bearing systems with hydrodynamic oil film and squeeze film damper in series: prediction and experiment[J]. Journal of Computational & Nonlinear Dynamics, 2010,5(4):2040-2049.
- [4] 江龙平,徐可君,唐有才,等. 几种新型航空用挤压油膜阻尼器[J]. 航空科学技术, 2000(6):32-33.
JIANG Longping, XU Kejun, TANG Youchai, et al. Several new squeeze film daper used in aeroengine[J]. Acronan-tical Science and Techology, 2000(6):32-33. (in Chinese)
- [5] 马艳红,王虹,洪杰. 带金属橡胶油膜环的自适应挤压油膜阻尼器非协调响应研究[J]. 航空动力学报, 2009,24(2):390-395.
MA Yanhong, WANG Hong, HONG Jie. Investigation of non-synchronous responce of adaptive squeeze film damper with metal rubber oil film[J]. Journal of Aerospace Power, 2009,24(2):390-395. (in Chinese)
- [6] ZEIDAN F Y, ANDRES L S, VANCE J M, et al. Design and application of squeeze film dampers in rotating machinery[C]// Proceedings of the Twenty-fifth Turbomachinery Symposium. Texas, USA: Texas A&M University Turbo-machinery Laboratories, 1996:169-188.
- [7] 周明,李其汉,晏砺堂. 弹性环式挤压油膜阻尼器减振机理研究(1):弹性环式挤压油膜阻尼器减振机理模型[J]. 燃气涡轮试验与研究, 1998,11(4):19-23.
- [8] 周明,李其汉,晏砺堂. 弹性环式挤压油膜阻尼器减振机理研究(2):弹性环式挤压油膜阻尼器油膜力特性的求解[J]. 燃气涡轮试验与研究, 1999,12(1):30-33.
- [9] 曹磊,高德平,江和甫. 弹性环式挤压油膜阻尼器设计因素研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2006,14(4):30-34.
CAO Lei, GAO Deping, JIANG Hefu. Investigation on design factor of elastic ring squeeze film damper[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2006,14(4):30-34. (in Chinese)
- [10] 周明,李其汉,晏砺堂. 弹性环式挤压油膜阻尼器实验研究与应用[J]. 航空动力学报, 1998,13(4):59-63.
ZHOU Ming, LI Qihan, YAN Litang. Experimental investigation and application of an elastic ring squeeze film damper[J]. Journal of Aerospace Power, 1998,13(4):59-63. (in Chinese)
- [11] XU Y, CHEN X, ZOU J, et al. Influence of orifice distribution on the characteristics of elastic ring-squeeze film dampers for flywheel energy-storage system [J]. IEEE Transactions on Plasma Science, 2013,41(5):1272-1279.
- [12] ZHANG W, DING Q. Elastic ring deformation and pedestal contact status analysis of elastic ring squeeze film damper[J]. Journal of Sound and Vibration, 2015,346(1):314-327.
- [13] REISSNER E. The effect of transverse shear deformation on the bending of elastic plates[J]. Journal of Applied Mechanics, 1945,12(3):69-77.
- [14] MINDLIN R D. Influence of rotary inertia and shear on flexural motions of isotropic, elastic plates[J]. Journal of Applied Mechanics, 1951,18(1):31-38.
- [15] PETYT M. Introduction to finite element vibration analysis[M]. Cambridge: Cambridge University Press, 2010:209-215.
- [16] GREENWOOD J A, WILLIAMSON J P. Contact of nominally flat surfaces[J]. Proceedings of the Royal Society A, 1966,295(1442):300-319.
- [17] POPOV V L. Contact mechanics and friction[M]. Berlin: Springer, 2010.