

流体惯性对弹性环式挤压油膜阻尼器-转子系统动力特性的影响

王晓娟, 韩知非, 丁 千, 张 微
(天津大学 机械工程学院, 天津 300350)

摘 要: 基于考虑流体惯性的雷诺方程,利用有限差分法计算弹性环式挤压油膜阻尼器(ERSFD)的内、外油膜分布压力和油膜合力,分析 ERSFD-转子系统动力学。通过比较考虑流体惯性和不考虑流体惯性时的油膜压力、油膜合力和转子幅频响应,发现当雷诺数较大时,计算结果存在明显差异。考虑流体惯性的转子系统等效刚度和阻尼均更大,临界转速更大,而共振区振幅则更小。当转子系统的转速较大,或油膜黏度较小从而雷诺数较大时,在油膜力计算中考虑流体惯性的影响是必要的。

关 键 词: 弹性环式挤压油膜阻尼器; 流体惯性; 转子系统; 雷诺数; 油膜力
中图分类号: V231.96 **文献标志码:** A

Influence of fluid inertia on dynamic characteristics of elastic ring squeeze film damper-rotor system

WANG Xiaojuan, HAN Zhifei, DING Qian, ZHANG Wei
(School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300350, China)

Abstract: The inner and outer oil film distribution pressure and resultant force of elastic ring squeeze film dampers (ERSFD) were calculated through the generalized Reynolds equation with the effect of fluid inertia by finite difference method, and used to analyze the dynamic of ERSFD-rotor system. Comparing oil film pressure, oil film resultant force and the rotor amplitude-frequency of the rotor systems with/without fluid inertia, it was found that when the Reynolds number was large, there was significant difference between them. The equivalent stiffness and damping were larger, the critical speed was bigger and the amplitude was smaller in the resonance zone when the fluid inertia was calculated. When the rotor speed is bigger or the viscosity is smaller and the Reynolds number is larger, it is necessary to consider the effect of fluid inertia in calculation of oil film force.

Key words: elastic ring squeeze film damper; fluid inertia; rotor system; Reynolds number; oil film force

收稿日期: 2017-11-03
基金项目: 国家自然科学基金(51575378,11332008)
作者简介: 王晓娟(1992—),女,硕士,主要研究方向为转子动力学。
通讯作者: 丁千(1963—),男,教授、博士生导师,博士,主要从事非线性动力学、振动与控制理论、转子动力学等研究。
E-mail: qding@tju.edu.cn

引用格式: 王晓娟,韩知非,丁千,等. 流体惯性对弹性环式挤压油膜阻尼器-转子系统动力特性的影响[J]. 航空动力学报,2018,33(12):2981-2990. WANG Xiaojuan, HAN Zhifei, DING Qian, et al. Influence of fluid inertia on dynamic characteristics of elastic ring squeeze film damper-rotor system[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(12): 2981-2990.

挤压油膜阻尼器由于其结构简单,减振效果明显,广泛应用于航空发动机中^[1]。然而当转子振动过大时,油膜压力非线性也会相应增大,造成转子系统的复杂动力学响应^[2-3]。为降低非线性的影响,俄罗斯学者最早提出了弹性环式挤压油膜阻尼器(ERSFD),并将其运用于航空发动机中。国内学者周明等研究了其减振机理^[4-5],表明通过弹性环变形吸收能量和凸台控制刚度,挤压油膜阻尼器的非线性程度能得到有效改善^[6-7]。由于油膜在阻尼器中的运动形式复杂,难以用数学方程建立准确的油膜力模型,因此需要做很多假设与忽略。学者们很早就关注流体惯性对油膜力的影响,如早在 1968 年,Kuzma^[8]通过实验验证了流体惯性对挤压油膜的影响。Sestieri 等^[9]通过建立 Navier Stokes 方程组的精确计算模型讨论了流体惯性对非定常润滑膜的影响。Tichy^[10]将雷诺方程和薄膜方程结合,通过理论计算和分析,发现流体惯性对于压力幅值和相位的变化有较大影响。在低转速、小雷诺数^[11]下,流体惯性力较小,忽略流体惯性所带来的误差较小^[12]。而随着雷诺数的增大,流体惯性力与黏性力大小相当甚至会超过黏性力^[13]。Andres 等实验研究显示,当转速较高时,忽略流体惯性会使油膜分析产生明显误差^[11]。随着低黏度润滑油的使用越来越广泛,航空发动机转子的转速越来越高,油膜的雷诺数也随之增大,油膜惯性力在转子系统运动过程中发挥着不宜忽略的作用^[14]。

对于 ERSFD 的油膜力特性分析及转子系统的建模和计算上,众多学者已经做了很多工作。周明等^[15]探讨了 ERSFD 的油膜间隙、凸台数目和渗油孔对油膜刚度和阻尼的影响,合适的油膜间隙和凸台数目才能获得更大的阻尼和更小的非线性刚度。周松江等^[16]通过实验研究分析了 ERSFD 的双稳态和临界转速。康兆辉等^[17]、何洪等^[18]、曹磊等^[19]分别通过理论建模、数值计算、有限元分析等方法分析了 ERSFD 油膜阻尼、油膜刚度和弹性环刚度对转子系统的影响。然而流体惯性对 ERSFD 和转子系统的影响并未被广泛的考虑。

本文基于考虑流体惯性的雷诺方程,建立 ERSFD-转子系统动力学模型,分析流体惯性对油膜力及转子系统动力学行为的影响。

1 数学模型

1.1 考虑惯性的广义雷诺方程

ERSFD 结构如图 1 所示。在 ERSFD-转子

系统中,轴颈和支撑外环不转动,只做平动,支撑外环固定不动,轴颈与支撑外环之间充油。

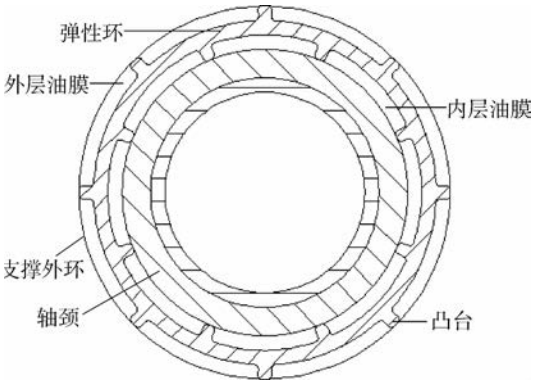


图 1 ERSFD 结构示意图

Fig. 1 Structure schematic diagram of ERSFD

对油膜进行以下假设:

- 1) 牛顿流体;
- 2) 薄膜假设;
- 3) 忽略体积力。

基于以上假设,Delgado 和 San Andres^[20-21]提出了一个考虑流体瞬时惯性、适用于挤压油膜的广义雷诺方程

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

其中 R 为油膜对应半径, p 为油膜压力, h 为油膜厚度, μ 、 ρ 分别为润滑油黏度和密度, θ 、 z 为轴向和周向坐标, t 为对应的时间。

相对于挤压油膜阻尼器,ERSFD 的边界条件有所不同。

图 2 是直角坐标系中 ERSFD 几何位置关系示意图,显示了弹性环及其对应的内、外油膜、轴

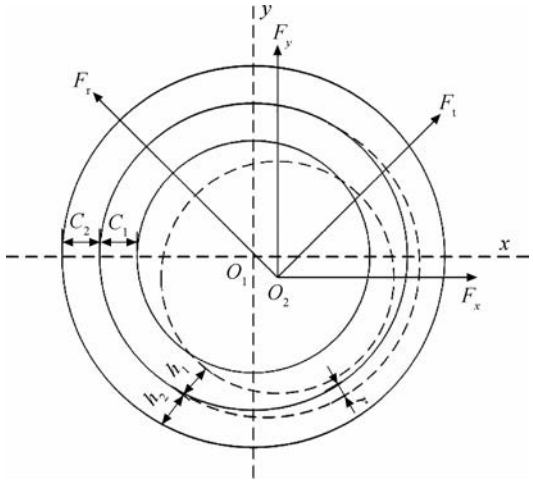


图 2 ERSFD 几何位置关系

Fig. 2 Geometric positional relationship of ERSFD

颈和支撑外环之间的相互位置关系,同时显示非凸台处初始间隙和内外油膜厚度的变化。由于凸台处的油膜很薄,可以认为此处油膜压力为零。利用有限差分法计算油膜压力时,需要分段计算。图 2 中, C_1 、 C_2 为内外油腔非凸台处的初始间隙, h_1 、 h_2 为内外油膜厚度, $O_1(x, y)$ 为轴颈形心位置, $O_2(x, y)$ 为转子形心位置, r 为弹性环径向变形量, x 、 y 分别表示轴颈在横向和纵向的位移。

运动过程中,内外油膜厚度的变化为

$$\begin{cases} h_1(\theta) = C_1 + r(t)x\cos\theta + y\sin\theta \\ \frac{\partial h_1}{\partial t} = \frac{\partial r}{\partial t} + \dot{x}\cos\theta + \dot{y}\sin\theta \\ \frac{\partial^2 h_1}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 r}{\partial t^2} + \ddot{x}\cos\theta + \ddot{y}\sin\theta \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} h_2(\theta) = C_2 - r(t) \\ \frac{\partial h_1}{\partial t} = -\frac{\partial r}{\partial t} \\ \frac{\partial^2 h_1}{\partial t^2} = -\frac{\partial^2 r}{\partial t^2} \end{cases} \quad (3)$$

1.2 运动方程

施加在轴颈上的油膜力可以合成为沿着 x 、 y 方向的两个分力 F_x 和 F_y 。考虑转子质量不平衡量、重力和油膜力,其运动方程如下:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + k_x x + c_x \dot{x} = ma\Omega^2 \cos(\Omega t) + F_x \\ m\ddot{y} + k_y y + c_y \dot{y} = ma\Omega^2 \sin(\Omega t) + F_y - G \end{cases} \quad (4)$$

其中 m 是刚性转子质量, k_x 和 k_y 分别为 x 、 y 方向的鼠笼支撑刚度, c_x 和 c_y 分别为 x 、 y 方向的系统阻尼, G 为转子重力, Ω 为转子转速, a 为质量偏心距。

引入无量纲量: $X = x/C_0$, $Y = y/C_0$, $\tau = \Omega t$, 其中 $C_0 = C_1 + C_2$ 为内外油膜间隙之和。

式(4)可以写为无量纲形式

$$\begin{cases} \dot{X}_1 - X_3 = 0 \\ m\dot{X}_3 + \frac{k_x}{\Omega^2} X_1 + \frac{c_x}{\Omega} X_3 = \frac{ma}{C_0} \cos\tau + \frac{F_x}{C_0 \Omega^2} \\ \dot{X}_2 - X_4 = 0 \\ m\dot{X}_4 + \frac{k_y}{\Omega^2} X_2 + \frac{c_y}{\Omega} X_4 = \frac{ma}{C_0} \sin\tau + \frac{F_y}{C_0 \Omega^2} + \frac{G}{C_0 \Omega^2} \end{cases} \quad (5)$$

2 求解过程

2.1 雷诺方程的求解

一般情况下,很难得到雷诺方程的解析解,本文采用有限差分法求解油膜力。将轴颈圆柱形表面展开为矩形,分别沿着轴向 z 和周向 θ 划分等分网格,节点 (i, j) 上的压力为 $p_{i,j}$ 。采用半步长中心差分法对雷诺方程离散化,每个节点的一阶偏微分 $\partial p / \partial \theta$ 和 $\partial p / \partial z$ 可以通过差分表示

$$\left(\frac{\partial p}{\partial \theta} \right)_{i,j} = \frac{p_{i+\frac{1}{2},j} - p_{i-\frac{1}{2},j}}{\Delta \theta} \quad (6)$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)_{i,j} = \frac{p_{i,j+\frac{1}{2}} - p_{i,j-\frac{1}{2}}}{\Delta z} \quad (7)$$

$$\left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right)_{i+\frac{1}{2},j} = h_{i+\frac{1}{2},j}^3 \frac{p_{i+1,j} - p_{i,j}}{\Delta \theta} \quad (8)$$

$$\left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right)_{i-\frac{1}{2},j} = h_{i-\frac{1}{2},j}^3 \frac{p_{i,j} - p_{i-1,j}}{\Delta \theta} \quad (9)$$

$$\left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{i,j+\frac{1}{2}} = h_{i,j+\frac{1}{2}}^3 \frac{p_{i,j+1} - p_{i,j}}{\Delta z} \quad (10)$$

$$\left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right)_{i,j-\frac{1}{2}} = h_{i,j-\frac{1}{2}}^3 \frac{p_{i,j} - p_{i,j-1}}{\Delta z} \quad (11)$$

同理,二阶偏微分为

$$\left[\frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) \right]_{i,j} = \frac{h_{i+\frac{1}{2},j}^3 p_{i+1,j} + h_{i-\frac{1}{2},j}^3 p_{i-1,j} - (h_{i+\frac{1}{2},j}^3 + h_{i-\frac{1}{2},j}^3) p_{i,j}}{(\Delta \theta)^2} \quad (12)$$

$$\left[\frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) \right]_{i,j} = \frac{h_{i,j+\frac{1}{2}}^3 p_{i,j+1} + h_{i,j-\frac{1}{2}}^3 p_{i,j-1} - (h_{i,j+\frac{1}{2}}^3 + h_{i,j-\frac{1}{2}}^3) p_{i,j}}{(\Delta z)^2} \quad (13)$$

因此内外油膜的雷诺方程都可以表示为

$$A_{i,j} p_{i+1,j} + B_{i,j} p_{i-1,j} + C_{i,j} p_{i,j+1} + D_{i,j} p_{i,j-1} - E_{i,j} p_{i,j} = F_{i,j} \quad (14)$$

其中 $A_{i,j}$ 、 $B_{i,j}$ 、 $C_{i,j}$ 、 $D_{i,j}$ 、 $E_{i,j}$ 和 $F_{i,j}$ 均为与系统参数和油膜厚度有关的系数

$$A_{i,j} = \frac{h_{i+\frac{1}{2},j}^3}{(\Delta \theta)^2}, \quad B_{i,j} = \frac{h_{i-\frac{1}{2},j}^3}{(\Delta \theta)^2},$$

$$C_{i,j} = R^2 \frac{h_{i,j+\frac{1}{2}}^3}{(\Delta z)^2}, \quad D_{i,j} = R^2 \frac{h_{i,j-\frac{1}{2}}^3}{(\Delta z)^2},$$

$$E_{i,j} = A_{i,j} + B_{i,j} + C_{i,j} + D_{i,j},$$

$$F_{i,j} = 12\mu R^2 \frac{\partial h}{\partial t} - \rho h^2 R^2 \frac{\partial^2 h}{\partial t^2}$$

而油膜压力为

$$p_{i,j} = \frac{A_{i,j} p_{i+1,j} + B_{i,j} p_{i-1,j} + C_{i,j} p_{i,j+1} + D_{i,j} p_{i,j-1} - F_{i,j}}{E_{i,j}} \quad (15)$$

2.2 油膜合力的求解

求得油膜压力分布,对各点压力沿周向和径向积分可得油膜周向力和径向力 F_t 和 F_r

$$F_t = \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} dz \int_0^{2\pi} p(\theta, z) \sin \theta R d\theta \tag{16}$$

$$F_r = \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} dz \int_0^{2\pi} p(\theta, z) \cos \theta R d\theta \tag{17}$$

内油膜在弹性环内凸台处(θ 为 0° 、 45° 、 90° 、 135° 、 180° 、 225° 、 270° 、 315°)的厚度很薄,可以认为油膜压力为零。同样地,外油膜在外凸台处的油膜压力也为零。因此,内外腔油膜压力在周向方向是不连续的,需要在每个油腔间隙范围内分段积分,并投影得到 x 、 y 方向的油膜分力

$$F_x = \frac{1}{\epsilon} (XF_r - YF_t) \tag{18}$$

$$F_y = \frac{1}{\epsilon} (YF_r + XF_t) \tag{19}$$

其中 $\epsilon = e/C_0$ 为无量纲形式偏心率,而 $e = \sqrt{x^2 + y^2}$ 为转子轴心偏心距离。

2.3 等效刚度和等效阻尼

对于 ERSFD,阻尼效果主要由内油腔油膜力提供,刚度效果由内油腔油膜、外油腔油膜和弹性环共同提供。

弹性环内、外凸台与轴颈和支撑外环的配合关系为间隙配合。随着轴心偏心率的改变,凸台的接触状态发生改变,引起弹性环刚度也发生改变。通过有限元法计算可以得到弹性环的实时变形和刚度。

由于转子轴颈不涡动只平动,因此油膜的交叉阻尼和刚度可以忽略,周向的阻尼和刚度也都很小,在计算中忽略。

内油膜的径向刚度和阻尼由下式分别计算:

$$k_{r1} = \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} \int_0^{2\pi} \frac{\partial p_1}{\partial e} \cos \theta R d\theta dz \tag{20}$$

$$c_{r1} = \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} \int_0^{2\pi} \frac{\partial p_1}{\partial \dot{e}} \cos \theta R d\theta dz \tag{21}$$

同理,外油膜的径向刚度可以表示为

$$k_{r2} = \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} \int_0^{2\pi} \frac{\partial p_2}{\partial r} \cos \theta R d\theta dz \tag{22}$$

式中 p_1 和 p_2 分别为内、外油膜分布压力。

阻尼器径向刚度构成如图 3 所示,将内、外油膜和弹性环均等效为弹簧,总刚度由不同接触状态带来的不同串、并联状态来确定。设内油膜刚度为 k_1 ,弹性环刚度为 k_3 ,外油膜刚度为 k_2 ,其中 $k_1 = k_{r1}$, $k_2 = k_{r2}$,弹性化刚度由有限元法计算所得。考虑弹性环与轴颈外壁和支撑内壁的四种接触状态,ERSFD 的系统径向刚度 k 为

1) 弹性环处于悬浮状态,与内外壁均不接

触,弹性环悬浮状态不提供刚度,内油膜刚度和外油膜刚度串联

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \tag{23}$$

2) 弹性环内凸台与轴颈接触,外凸台与支撑外环不接触,内油膜刚度与弹性环刚度并联,再与外油膜刚度串联

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1 + k_2} + \frac{1}{k_3} \tag{24}$$

3) 弹性环外凸台与支撑外环接触,内凸台与轴颈不接触,外油膜刚度与弹性环刚度并联,再与内油膜刚度串联

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2 + k_3} \tag{25}$$

4) 弹性环内凸台与轴颈接触,外凸台与支撑外环接触,内、外油膜与弹性环刚度均并联

$$k = k_1 + k_2 + k_3 \tag{26}$$

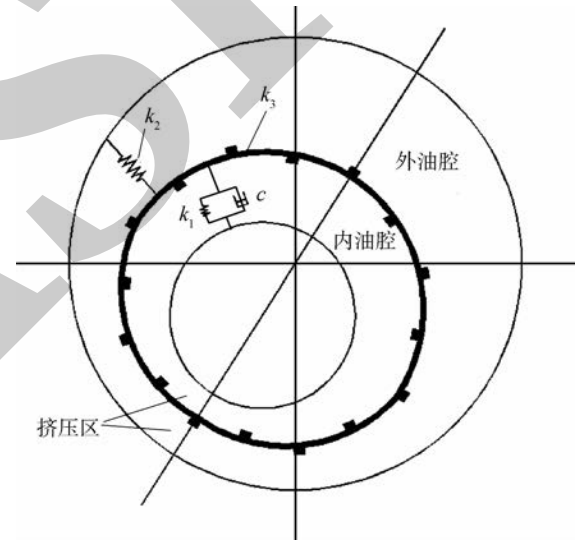


图 3 挤压状态下阻尼器等效刚度示意图

Fig. 3 Schematic diagram of equivalent stiffness of damper under extrusion

2.4 计算流程

计算流程图如图 4 所示。首先给定转子运动初值,通过运动方程求解得到转子偏心距和偏位角;将得到的结果带入下一步计算此时的油膜厚度,从而求得此时的油膜压力;考虑内、外油膜压力的作用,利用有限元方法计算得到弹性环的变形。由于弹性环变形的原因导致内外油膜的油膜厚度发生改变,需要再次计算厚度改变后的油膜压力;考虑四种接触状态,求得阻尼器等效油膜分力 F_x 和 F_y ;将油膜分力带入振动方程(式(5)),计算得到新的偏心距和偏位角。经过不

断的迭代计算,直至转子运动方程两次迭代计算的结果差小于 0.1%,即转子运动达到稳态,输出计算结果。

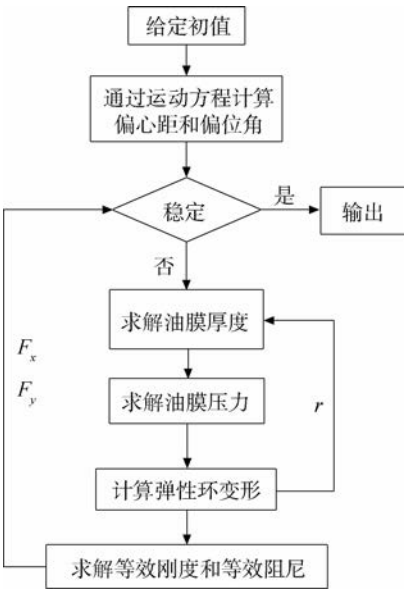


图 4 计算流程图
Fig. 4 Flow chart of calculation

3 数值计算

轴颈外环半径为 67 mm,厚为 15.7 mm;内层油膜间隙为 0.4 mm,外层油膜间隙为 0.4 mm,油膜密度为 785 kg/m³,黏度 $\mu=2.9\times10^{-3}$ Pa·s;弹性环厚度为 0.9 mm,内外各 8 个凸台,均匀分布,凸台宽为 5 mm;转子质量为 5 kg,转子系统阻尼比为 0.01,转子系统刚度为 8×10^5 N/m。基于以上参数,对 ERSFD-转子系统做数值计算。

3.1 油膜压力分布

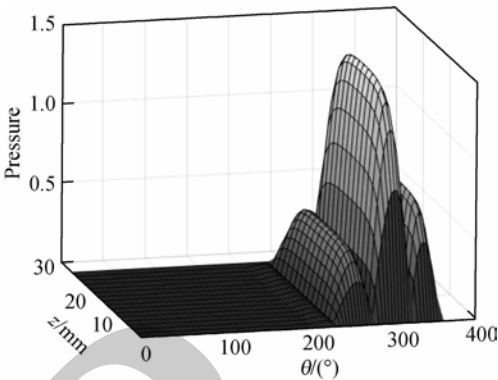
凸台处油膜很薄,可以认为油膜压力为零,因此内外油膜的油膜压力是沿周向是分段的。油膜压力分布随偏心率和偏位角不同发生变化。

图 5 分别为偏心率为 $\epsilon=0.3$ 、 $\Omega=100$ Hz 在不同偏位角(φ)情况下,考虑惯性和不考虑惯性的无量纲油膜压力分布。可以看出,考虑惯性时的油膜压力更大,并且油膜挤压区的角度也有所改变,油膜更倾向于更及时地随转子转动。

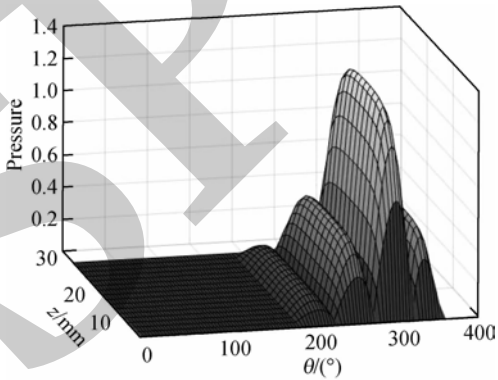
当偏心率 $\epsilon=0.5$,偏位角 $\varphi=1.78\pi$ 时,图 6 显示了频率不同(100 Hz 和 200 Hz)时,考虑惯性和不考虑惯性的油膜压力分布大小的差异。可以看出,转动频率越大,差异也越大,说明转动频率直接影响了油膜惯性。

3.2 油膜合力的影响因素

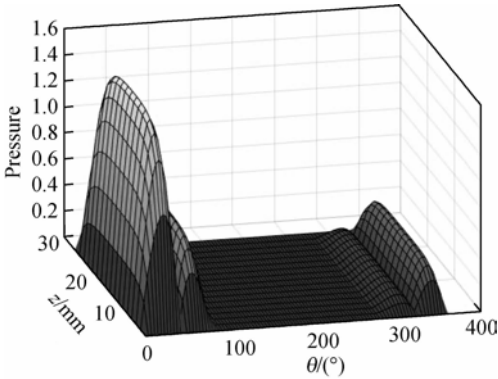
假定轴心偏心率 $\epsilon=0.5$,在较大的转动频率范围内,考虑惯性和不考虑惯性的内外油膜的油



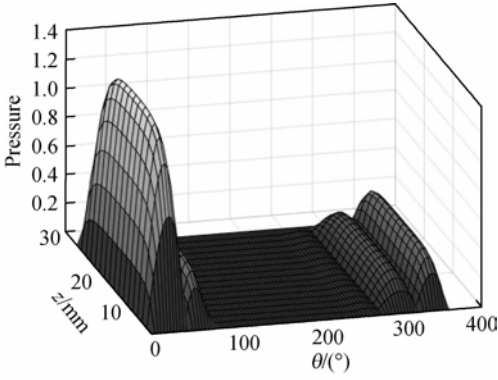
(a) $\varphi=0$ 时(考虑惯性)



(b) $\varphi=0$ 时(不考虑惯性)



(c) $\varphi=0.42\pi$ 时(考虑惯性)



(d) $\varphi=0.42\pi$ 时(不考虑惯性)

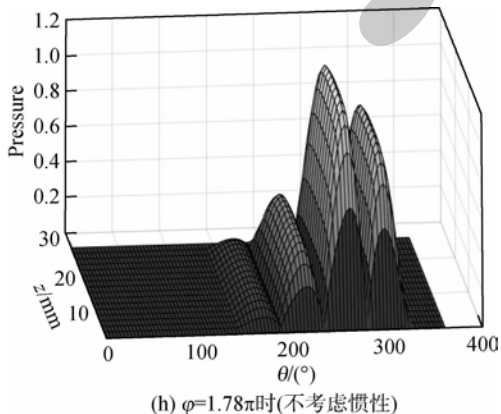
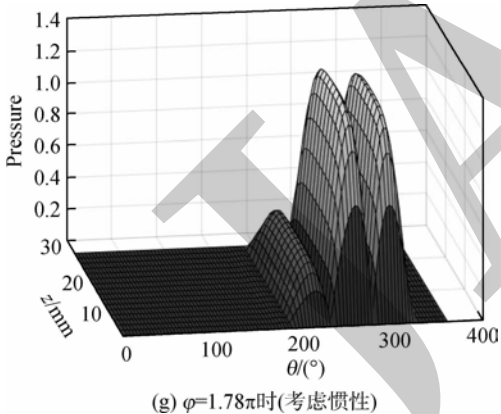
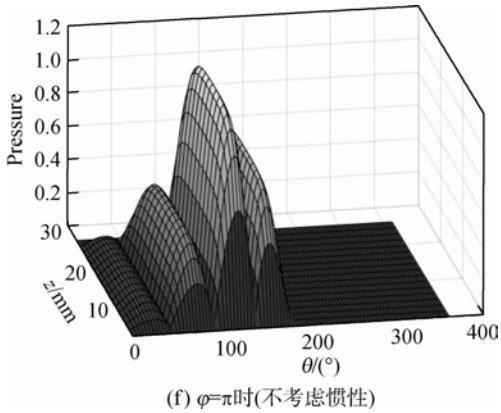
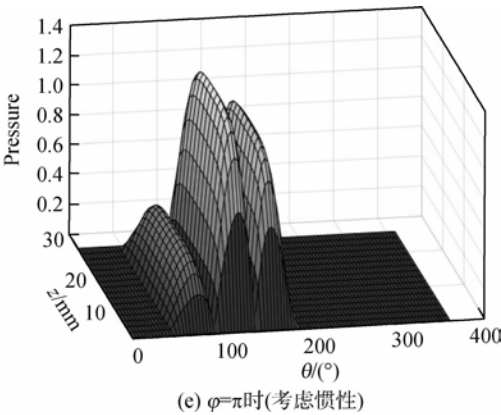


图 5 不同偏心角情况的油膜力分布($\epsilon=0.3, \Omega=100\text{ Hz}$)
Fig. 5 Oil film force distribution at different attitude angles ($\epsilon=0.3, \Omega=100\text{ Hz}$)

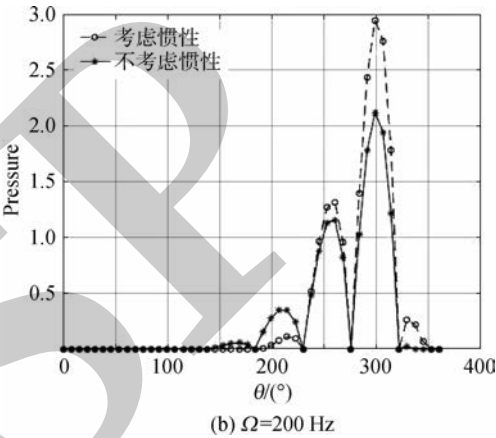
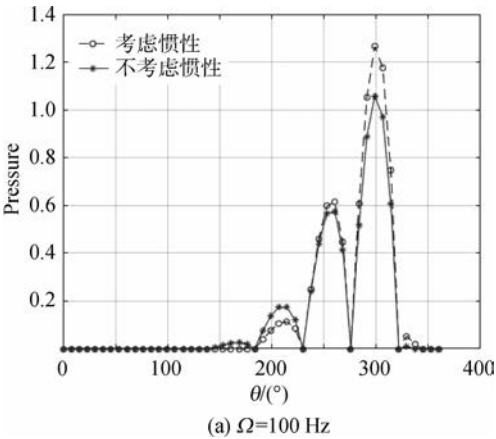
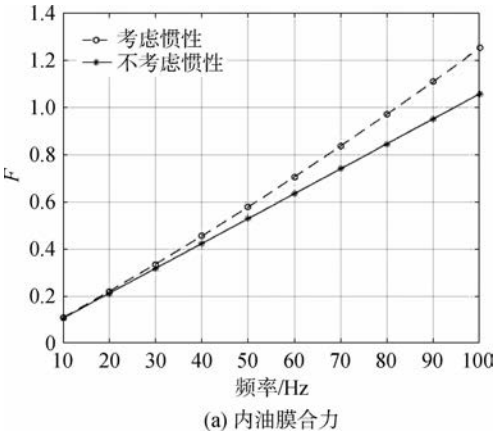


图 6 转动频率对油膜力分布的影响($\epsilon=0.5, \varphi=1.78\pi$)
Fig. 6 Oil film force distribution at different rotating frequencies ($\epsilon=0.5, \varphi=1.78\pi$)

膜合力大小如图 7 所示。可以看到,不论是否考虑惯性,外油膜的油膜力峰值随频率变化较小,这是因为外油膜油膜力不受转子运动的直接影响,只受弹性环变形影响,惯性项影响较小。而对于内油膜,在频率较低、雷诺数较小时,考虑惯性和不考虑惯性对计算结果影响很小;当频率达到 50 Hz,雷诺数达到 6 ($\rho=0.785\times 10^3\text{ kg/m}^3, \mu=2.9\times 10^{-3}\text{ Pa}\cdot\text{s}$),考虑和不考虑惯性计算的油



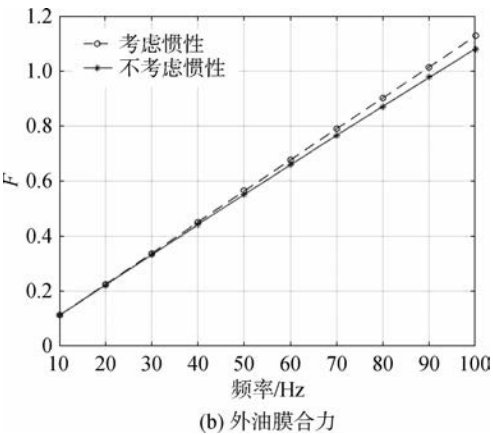


图 7 内、外油膜合力大小与频率关系($\epsilon=0.5$)
Fig. 7 Relationship between value of the inner and outer oil film force and the frequency ($\epsilon=0.5$)

膜力大小,随着雷诺数的增加而表现出明显差异。
本文还研究了 $\Omega=100\text{ Hz}$ 时,内、外油膜合力大小与偏心率的关系,如图 8 所示。同样可以看到,考虑惯性与否对外油膜的油膜力峰值随频率

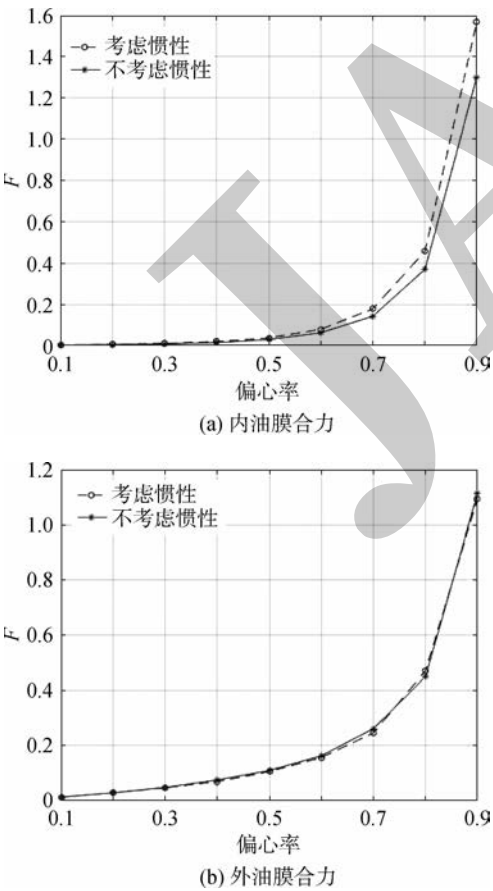


图 8 内、外油膜合力大小与偏心率的关系($\Omega=100\text{ Hz}$)
Fig. 8 Relationship between value of the inner and outer oil film force and the eccentricity ($\Omega=100\text{ Hz}$)

变化的影响较小。对于内油膜,随着偏心率的增加,考虑和不考虑惯性的油膜力大小随着偏心率的增加差异明显。

3.3 转子响应

旋转机械如航空发动机的工况十分复杂,温度变化较大。随着温度升高,油膜黏度呈指数减小,从而使雷诺数增大。取不同的油膜黏度进行计算,对比不同雷诺数下,惯性项对油膜力和转子系统的影响。

取黏度 $\mu=2.9\times10^{-3}\text{ Pa}\cdot\text{s}^{[18]}$,计算得到 $Re=17.6$ 。用轴心轨迹最大的峰-峰值 A 作为转子轴心涡动幅值,计算得到幅频响应曲线如图 9 所示。若考虑惯性,共振区转子轴心涡动幅值较小,临界转速频率由 411.2 Hz 增大为 419.2 Hz 。另外,在共振区附近考虑惯性和不考虑惯性振幅差异明显,而在非共振区差异较小,则可能由于非共振区处偏心距较小,油膜力较小。

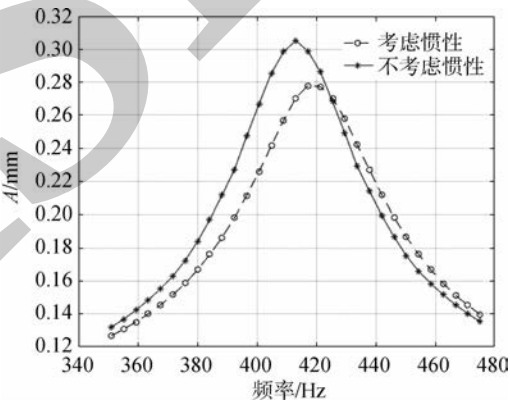


图 9 $Re=17.6$ 时幅频响应曲线
Fig. 9 Amplitude-frequency curves at $Re=17.6$

取黏度 $\mu=11.6\times10^{-3}\text{ Pa}\cdot\text{s}$,此时 $Re=4.4$,幅频响应曲线如图 10 所示。随着油膜黏度增大,雷诺数会相应减小,相比于不考虑惯性,计算时考虑惯性,共振区转子轴心涡动幅值减小的幅度变小,而临界转速由 413.4 Hz 增大至 416.7 Hz ,增大幅度也变小。

取黏度 μ 从 $2.3\times10^{-2}\text{ Pa}\cdot\text{s}$ 变化至 $2.2\times10^{-3}\text{ Pa}\cdot\text{s}$,相应的雷诺系数由 2.2 增加至 20 ,转子转动频率分别取 420 Hz 和 413 Hz ,通过施加不同的不平衡量计算,令此时转子偏心率为 0.5 左右,对比不考虑惯性相对于考虑惯性的计算结果并计算此时误差。取雷诺数分别为 4.4 和 17.6 ,图 11 为稳定运行状态时,等效刚度的时间历程图,图 12 为转子轴心轨迹图。可以看到,考虑惯

性的刚度计算结果大于不考虑惯性的计算结果，同时雷诺数 Re 越大，两者差异越大，而轴心振动幅值小于不考虑惯性的计算结果。这说明，油膜惯性使得阻尼器油膜刚度和阻尼均有所增大。还可以看出，雷诺数越大，惯性的影响也越大。

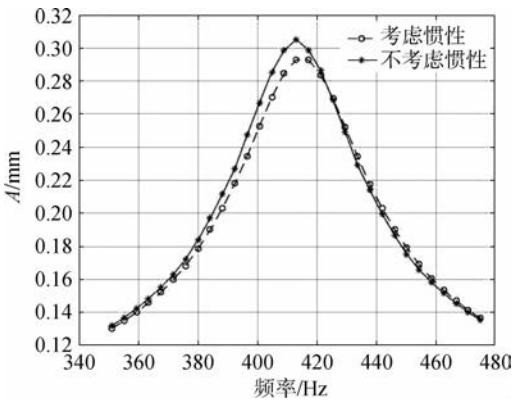


图 10 $Re=4.4$ 时幅频曲线

Fig. 10 Amplitude-frequency curves at $Re=4.4$

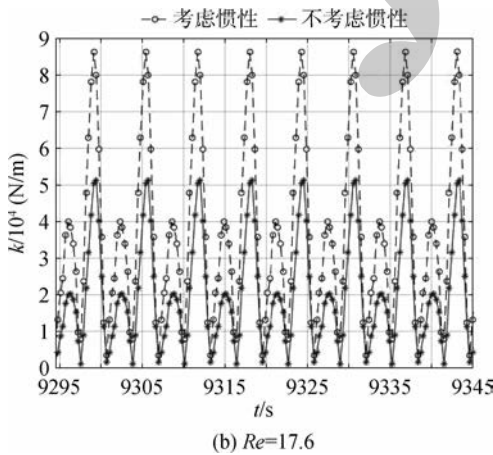
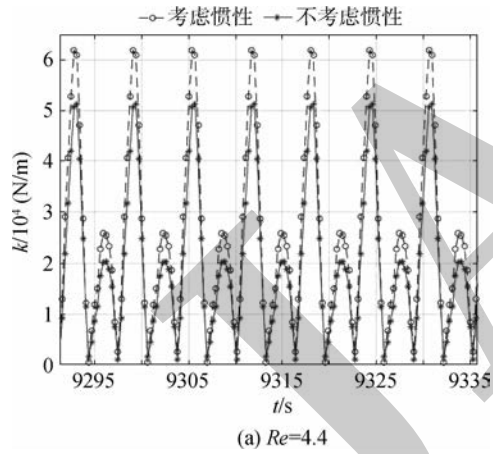
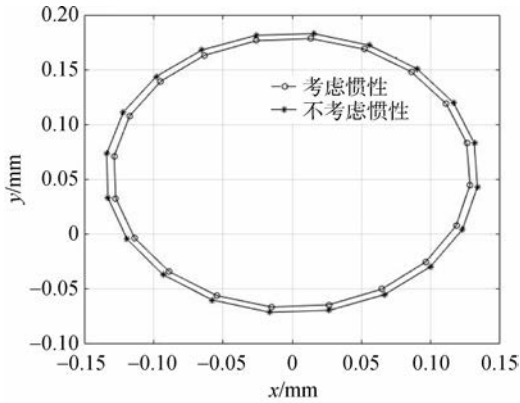
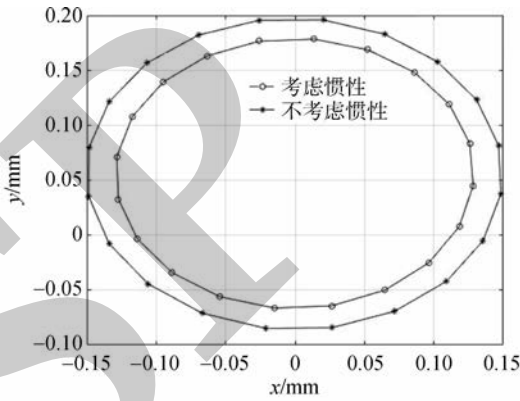


图 11 不同雷诺数下等效刚度时间历程图

Fig. 11 Equivalent stiffness varies with time at different Reynolds numbers



(a) $Re=4.4$



(b) $Re=17.6$

图 12 不同雷诺数下转子轴心轨迹图

Fig. 12 Axis orbit of rotor at different Reynolds numbers

令 A_i 为考虑惯性时转子轴心涡动幅值最大值, A_{ni} 为不考虑惯性时转子轴心涡动幅值最大值, 计算误差为 $\Delta = |A_{ni} - A_i| / A_{ni}$ 。同理求得 不考虑惯性与考虑惯性时, 计算 x 方向最大油膜力和等效阻尼的相对误差, 结果如表 1、表 2 所示。

表 1 不考虑流体惯性的计算相对误差 ($\Omega=420\text{ Hz}$)

Table 1 Relative error of calculation without fluid inertia ($\Omega=420\text{ Hz}$)

黏度/ 10^{-3} (Pa · S)	雷诺数	轴心涡动 幅值 误差/%	x 向 油膜力 误差/%	等效阻尼 误差/%
23.2	2.2	2.6	4.85	5.02
11.6	4.4	4.71	8.28	8.92
5.8	8.8	7.62	15.15	17.4
5	10	8.88	16.36	23.86
3.9	13	9.76	20.01	31.42
2.9	17.6	10.43	23.89	43.31
2.2	20	11.7	27.21	57.92

表 2 不考虑流体惯性的计算相对误差 ($\Omega=413\text{ Hz}$)

Table 2 Relative error of calculation without fluid inertia ($\Omega=413\text{ Hz}$)

黏度/ 10^{-3} (Pa · S)	雷诺数	轴心涡动	x 向	等效阻尼 误差/%
		幅值 误差/%	油膜力 误差/%	
23.2	2.2	3.12	3.55	6.38
11.6	4.4	5.9	7.65	10.46
5.8	8.8	10.3	14.2	18.51
5	10	12.57	15.9	21.59
3.9	13	14.67	19.16	28.13
2.9	17.6	16.34	23.07	38.77
2.2	20	17.42	26.88	52.82

当雷诺数较小时,考虑惯性与否对计算结果影响不大。随着雷诺数增大,惯性项对振幅、油膜力、等效阻尼的影响都逐渐增大。当雷诺数达到 8.8,等效阻尼的相对误差已超过 10%,轴心涡动幅值相对误差也达到 7.62%,惯性项已不可忽略。当雷诺数达到 20,涡动幅值差异可以达到 11%以上,油膜力与等效阻尼差异则更大。

另一方面,频率为 420 Hz 时,轴心涡动幅值计算误差相比于 413 Hz 时要小,这是因为不考虑惯性时,转子已经经过共振点,振幅随着频率增加会显著降低。而若考虑惯性,在此频率下转子刚刚经过共振点,振幅还没有明显减小。

给定不同的质量不平衡量,计算考虑/不考虑惯性的转子运动的轴心偏心率,结果如表 3 所示。当不平衡量由 3 g · cm 增加至 15 g · cm,考虑惯性的偏心率从 0.466 增加至 0.797,不考虑惯性的偏心率由 0.497 增加至 0.839。随着不平衡量增加,振幅相对误差先增大后减小,偏心率为

表 3 转子轴心偏心率与质量不平衡量的关系

Table 3 Relationship between eccentricity of rotor shaft and mass unbalance quantity

不平衡量/ (g · cm)	偏心率		振幅 误差/%
	考虑惯性	不考虑惯性	
3	0.466	0.497	7.5
4	0.53	0.59	15.58
7	0.656	0.732	16.18
11	0.745	0.803	10.43
15	0.797	0.839	7.14

0.656 时误差最大。出现这种情况的原因,可能是由于振动偏心率随不平衡量的增加是非线性的,偏心率大到一定程度,其随不平衡量的增加变得缓慢,考虑惯性和不考虑惯性的计算结果的差异开始减小。

4 结 论

1) 雷诺数较小时,流体惯性对油膜力的影响较小,可以忽略。而当雷诺数较大时,不考虑惯性会对计算结果带来一定明显的误差。

2) 考虑流体惯性,转子系统的临界转速会有所增大,共振区转子涡动振幅也会较小。

3) 随着雷诺数增大,惯性项的影响越来越大,当雷诺数达到 10,不考虑惯性的最大轴心涡动幅值计算误差达到 8.88%,在误差较大的频率范围甚至会超过 10%,忽略会带来较大影响。

总之,对于高转速低滑油黏度的航空发动机的 ERSFD-转子系统,当雷诺数较大时,流体惯性项对于油膜力、转子系统的振幅、等效阻尼影响非常显著,计算时考虑惯性项是非常有必要的。

本文基于不可压缩流体的雷诺方程进行了以上理论分析,对 ERSFD 的流固耦合关系做了一定简化和假设,对此 ERSFD 等效阻尼的计算模型仍有可以改善的地方。

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] 林富生,张韬,孟光. 挤压油膜阻尼器-碰摩转子系统的非线性特性研究[J]. 振动与冲击,2004,23(1):12-16.
LIN Fusheng, ZHANG Tao, MENG Guang. Nonlinear characteristics of the rub-impact response of a rotor system supported on squeeze film dampers[J]. Journal of Vibration and Shock,2004,23(1):12-16. (in Chinese)

[3] 刘展翊,廖明夫,丛佩红,等. 挤压油膜阻尼器非线性特性实验研究[J]. 机械科学与技术,2016,35(1):23-28.
LIU Zhanchi, LIAO Mingfu, CONG Peihong. Experimental investigation of a rotor bearing system with non-linear squeeze film damper[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering,2016,35(1):23-28. (in Chinese)

[4] 周明. 弹性环式挤压油膜阻尼器理论与实验研究[D]. 北京:北京航空航天大学,1996.

[5] 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[J]. 航空动力学报,1998,13(4):403-407.
ZHOU Ming, LI Qihan, YAN Litang. Study on vibration damping mechanism on elastic ring squeeze film damper [J]. Journal of Aerospace Power,1998,13(4):403-407. (in

Chinese)

[6] 李兵,程定春,江志敏,等. 弹性环式挤压油膜阻尼器-转子系统动力特性试验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,2015,28(4):19-22.

LI Bing, CHENG Dingchun, JIANG Zhimin. Experiment study on dynamic characteristics of elastic ring squeeze film damper rotor system[J]. Gas Turbine Experiment and Research,2015,28(4):19-22. (in Chinese)

[7] ZHANG Wei, DING Qian. Elastic ring deformation and pedestal contact status analysis of elastic ring squeeze film damper[J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 346: 314-327.

[8] KUZMA D C. Fluid inertia effects in squeeze films[J]. Applied Scientific Research,1968,18(1):15-20.

[9] SESTIERI A,PIVA R. The influence of fluid inertia in unsteady lubrication films[J]. Journal of Experimental Psychology Human Perception and Performan, 1982, 32(2): 364-379.

[10] TICHY J A. A study of the effect of fluid inertia and end leakage in the finite squeeze film damper[J]. Journal of Tribology,1987,109(1):1653-1675.

[11] ANDRES L A S, MENG G, YOON S. Dynamic force response of an open-ended squeeze film damper[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,1993,115(2): 341-346.

[12] 杨秋晓,谭庆昌,王聪慧,等. 挤压油膜阻尼器油膜周向惯性速度的分布[J]. 吉林大学学报(工学版),2008,38(5): 1077-1080.

YANG Qiuxiao, TAN Qingchang, WANG Conghun. Oil-film circumferential inertial velocity distribution in squeeze film dampers[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition),2008,38(5):1077-1080. (in Chinese)

[13] CRANDALL S H, ELSHAFEI A. Momentum and energy approximations for elementary squeeze-film damper flows [J]. Journal of Applied Mechanics,1993,60(3):728-736.

[14] CHEN H, CHEN Y, HOU L, et al. Bifurcation analysis of rotor-squeeze film damper system with fluid inertia[J]. Mechanism and Machine Theory,2014,81(11):129-139.

[15] 周明,李其汉,晏砺堂. 弹性环式挤压油膜阻尼器油膜力特性研究[J]. 燃气涡轮试验与研究,1998,11(3):17-23.

ZHOU Ming, LI Qihan, YAN Litang. Study on mechanical characteristics of the oil film force of elastic ring squeeze film damper[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 1998,11(3):17-23. (in Chinese)

[16] 周松江,赵行明,李光辉. 弹性环-挤压油膜系统双稳态和临界转速[C]//中国航空学会航空百年学术论坛动力学分论坛:第五届动力年会论文集. 北京:中国航空学会,2003: 536-543.

[17] 康召辉,任兴民,王鸢. 弹性环式挤压油膜系统新的三维动力学模型[J]. 机械强度,2009,31(6):892-895.

KANG Zhaohui, REN Xingmin, WANG Zhi. New dynamic model of the 3D squeeze film system with a floating ring[J]. Journal of Mechanical Strength, 2009, 31(6): 892-895. (in Chinese)

[18] 何洪,王世琥,王连群,等. 弹性环阻尼器对涡轮增压器转子动力性能影响研究[J]. 车用发动机,2016(4):70-74.

HE Hong, WANG Shihu, WANG Lianqun, et al. Influence of elastic ring damper on power performance of turbo-charger rotor[J]. Vehicle Engine,2016(4):70-74. (in Chinese)

[19] 曹磊,高德平,江和甫. 弹性环挤压油膜阻尼器-转子系统临界转速特性[J]. 推进技术,2008,29(2):235-239.

CAO Lei, GAO Deping, JIANG Hefu. Investigation on critical speed characteristics of elastic ring SFD-rotor system[J]. Journal of Propulsion Technology, 2008, 29(2): 235-239. (in Chinese)

[20] DELGADO A, SAN ANDRÉS L. A model for improved prediction of force coefficients in grooved squeeze film dampers and oil seal rings[J]. Journal of Tribology,2010, 132(3):032202. 1-032202. 12.

[21] SAN ANDRÉS L, DELGADO A. A novel bulk-flow model for improved predictions of force coefficients in grooved oil seals operating eccentrically[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2012,134(5):052509. 1-052509. 11.

(编辑:陈 越)