

静偏心对挤压油膜阻尼器减振特性影响的数值分析

赵项伟, 罗贵火, 王 飞

(南京航空航天大学 江苏省航空动力系统重点实验室, 南京 210016)

摘要: 由于装配误差或重力等原因, 挤压油膜阻尼器在实际使用中难以避免产生静偏心。为了研究静偏心对挤压油膜阻尼器减振特性的影响, 基于广义雷诺方程推导出静偏心条件下挤压油膜阻尼器雷诺方程并建立了静偏心挤压油膜阻尼器-转子系统的动力学模型, 随后运用数值积分获取静偏心下转子系统的非线性响应。研究表明: 转子进动半径随着静偏心增大而减小; 静偏心显著影响转子轴心轨迹, 静偏心时转子轴心轨迹在大多数转速下近似为椭圆而不再是圆, 静偏心下突加不平衡响应瞬态振幅远高于无静偏心条件下瞬态振幅。

关键词: 减振特性; 挤压油膜阻尼器; 静偏心; 转子; 轴心轨迹

中图分类号: V231.96

文献标识码: A

doi: 10.13477/j.cnki.aeroengine.2018.03.007

Numerical Analysis of Effects of Static Eccentricity on Vibration Characteristics of Squeeze Film Damper

ZHAO Xiang-wei, LUO Gui-huo, WANG Fei

(Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Due to the assembly error or the weight, the static eccentricity can't be avoided in use of SFD (Squeeze Film Damper). To research the effects of static eccentricity on vibration characteristics of the SFD, the Reynolds equation of SFD under conditions of static eccentricity was derived based on generalized Reynolds equation, and a dynamic model of the SFD with static eccentricity-rotor system was established. Then, the nonlinear response of the rotor system under conditions of static eccentricity was obtained by using numerical integration. The results show that the rotor precession radius decreases with the static eccentricity; the static eccentricity has a marked influence on the rotor shaft orbit, when there is static eccentricity, the rotor shaft orbit is close to ellipse instead of circle at most speeds, and the instantaneous amplitude of sudden unbalance response is far above that without static eccentricity.

Key words: vibration characteristics; Squeeze Film Damper; static eccentricity; rotor; shaft orbit

0 引言

挤压油膜阻尼器(SFD)凭借减振效果明显, 结构简单等优点^[1], 在当前主流航空发动机中广泛应用。针对挤压油膜阻尼器动力学特性, 国内外学者展开了广泛研究^[2-5]。同时为了预测以及改善 SFD 的动力学特性, 国内外学者对 SFD-转子系统进行了诸多研究。Holms^[6]于 1972 年采用短轴承近似理论与 π 油膜假

设, 对带 SFD 的刚性转子响应的研究表明, 轴承参数较小时很难稳定运行; Humes^[7]于 1977 年采用短轴承近似理论, 对 SFD 刚性转子的运动规律的研究表明, 在很高的负压作用下, 油膜依然起作用, 同时试验测得的最大压力小于理论值; Zeidan 等^[8]于 1990 年对存在空穴情况下油膜压力的分布的研究表明, 空穴对油膜力分布具有非常明显的影响; 刘方杰^[9]于 2000 年对挤压油膜阻尼器失效判据进行了试验论证; 周海仑、

收稿日期: 2017-08-13

作者简介: 赵项伟(1992), 男, 在读硕士研究生, 研究方向为转子动力学; zhaoxiangwei1992@sina.cn。

引用格式: 赵项伟, 罗贵火, 王飞. 静偏心对挤压油膜阻尼器减振特性影响的数值分析[J]. 航空发动机, 2018, 44(3): 42-48. ZHAO Xiangwei, LUO Guihuo, WANG Fei. Numerical analysis for effects of static eccentricity on vibration characteristics of squeeze film damper[J]. Aeroengine, 2018, 44(3): 42-48.

罗贵火等^[10]于2013年对挤压油膜阻尼器—滚动轴承—转子耦合系统响应的研究表明,子系统当转速较高、支承刚度较大或挤压油膜阻尼器油膜间隙较大时,转子系统容易出现拟周期运动。但是以上大多数研究是在理想条件下进行,即假设油膜环的静态间隙是完全均匀的,对带有初始偏心的挤压油膜阻尼器动力学特性研究相对缺乏,而且在实际应用中,加工误差、装配误差、转子自重、机动飞行等因素难免使挤压油膜阻尼出现静偏心,虽然采用多种措施,如改善加工与装配工艺,对转子自重采用预置偏心的方法来抑制静偏心,但是现实条件下静偏心仍然难以避免^[11]。目前对于静偏心的研究大多通过试验分析其对结构响应的影响,如刘占生^[12]、刘展翅^[13]等均研究了静偏心对挤压油膜阻尼器转子抗振性能的影响;Holmes^[14]则通过试验发现,阻尼器静偏心可能导致转子出现次谐波振动等。而数值计算研究较为缺乏。

本文为了分析静偏心对阻尼器以及转子抗振性能的影响,建立了包含静偏心项的挤压油膜阻尼器雷诺方程,并将其代入 Jeffcott 转子模型,分析静偏心对转子系统的影响,以期对挤压油膜阻尼器的理论、设计与应用研究提供理论支持和指导。

1 静偏心下的 SFD

在理想状态下,典型的定心式 SFD 工作状态如图 1(a)所示,油膜轴颈的进动中心与油膜环中心相重合;阻尼器的静偏心是指转子在静止状态时,油膜轴颈中心与油膜环中心之间有一偏心量,如图 1(b)所示^[11]。在含有初始静偏心状态下,SFD 在工作中油膜轴颈的进动中心将不再与油膜环中心 O_b 点相重合,而是围绕 O_c 进动。

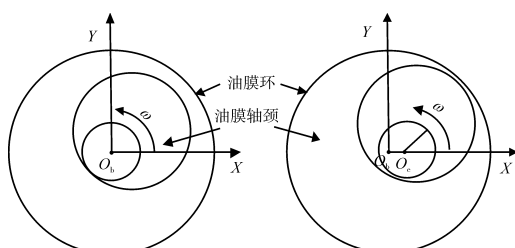


图 1 不同条件下 SFD 工作状态

2 静偏心 SFD 雷诺方程的建立

对于挤压油膜阻尼器,描述油膜压力与轴承运

动、轴承几何尺寸以及滑油物性之间的关系,可按如下广义雷诺方程^[15]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(u_2 - u_1) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12\rho(v_1 - v_2) + 12u_1 h \frac{\partial p}{\partial x} + 12h \frac{\partial p}{\partial t} \quad (1)$$

在滑油不可压缩、定黏度条件下,雷诺方程简化为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu(u_2 - u_1) \frac{\partial h}{\partial x} + 12\mu(v_1 - v_2) \quad (2)$$

根据式(2)推导出建立包含静偏心项的雷诺方程,限于篇幅,直接给出包含静偏心项的挤压油膜阻尼雷诺方程

$$\frac{1}{r_b} \frac{\partial}{\partial \theta_2} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta_2} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\frac{\mu}{r_b} (\dot{e}_1 \sin \theta_3 - e_2 \omega \cos \theta_3) \cdot \frac{\partial h}{\partial \theta_2} + 12\mu(e_2 \omega \sin \theta_3 + \dot{e}_2 \cos \theta_3) \quad (3)$$

其中

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \omega t \\ h &\approx c + \sqrt{e_1^2 + e_2^2 - 2e_1 e_2 \cos \theta_1} \cos \theta_2 \\ \theta_3 &= \theta_2 + \frac{\sin(\theta_1)}{|\sin(\theta_1)|} \cdot a \cos \left(\frac{e_1^2 + e_2^2 - e_1^2}{e \cdot e_2} \right) \end{aligned}$$

式中各物理量如图 2 所示。 O_b 为油膜环中心; O_e 为油膜轴颈中心初始位置; O_j 为任一时刻油膜轴颈中心位置; h 为油膜厚度; μ 为滑油动力黏度; r_b, r_j 分别为油膜环以及轴颈半径; c 为油膜半径间隙; $O_b - O_e$ 为初始静偏心,以 e_1 表示; $O_j - O_e$ 为进动偏心,以 e_2 表示; ω 为进动角速度; u_1, u_2 分别为油膜环及油膜轴颈圆周速度; v_1, v_2 分别为油膜环及油膜轴颈径向速度。

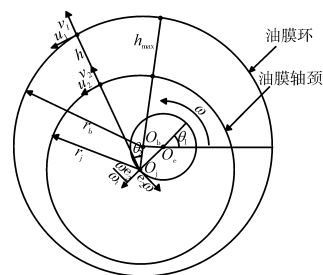


图 2 静偏心条件下 SFD 运动情况

本文采用短轴承近似,式(3)可简化为

$$p(\theta_2, z) = \frac{6\mu(e_2 \omega \sin \theta_3 + \dot{e}_2 \cos \theta_3)}{h^3} \left(z^2 - \frac{L^2}{4} \right) \quad (4)$$

为了验证本文所建雷诺方程的准确性,将计算结果与 Fluent 仿真作对比,采用参数如下: $r_b=20$ mm, $l=5.3$ mm, $c=0.14$ mm, $e_1=0.014$ mm, $e_2=0.028$ mm, $\mu=0.2$ Pa·s, $\omega=100\pi$ rad/s。

计算结果验证如图 3 所示。从图中可见,在油膜

轴颈进动的1个周期内,本文所求结果与 Fluent 仿真结果较为一致,精度较高,其最大计算误差为5%。

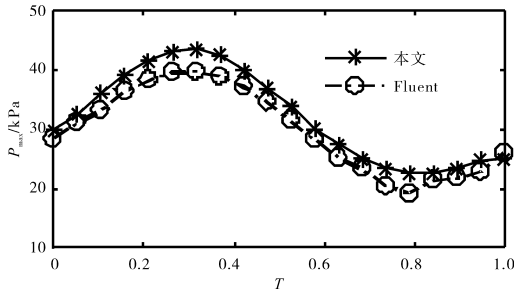


图3 计算结果验证

3 SFD-转子系统的动力学模型

3.1 转子模型

SFD-转子系统结构如4所示。图中 L 代表油膜宽度, C 代表油膜间隙。SFD-转子系统动力学模型如图5所示。

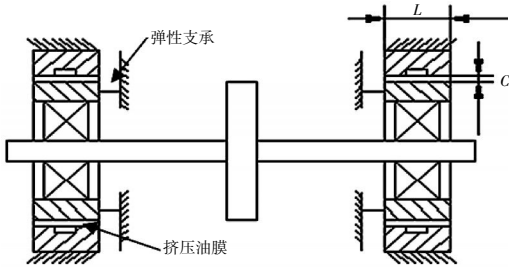


图4 SFD与转子系统结构

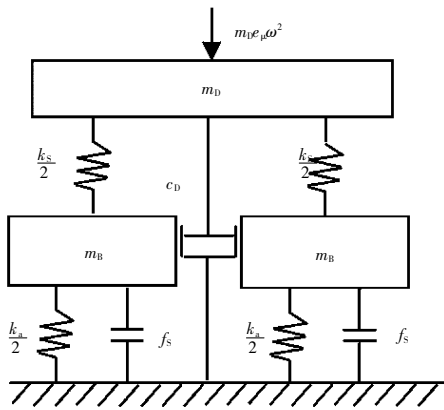


图5 SFD-转子系统动力学模型

根据运动学方程建立动力学方程^[16]

$$\begin{cases} m_D \ddot{x}_D + c_D \dot{x}_D + k_s(x_D - x_B) = m_D e_\mu \omega^2 \cos \omega t \\ m_D \ddot{y}_D + c_D \dot{y}_D + k_s(y_D - y_B) = m_D e_\mu \omega^2 \sin \omega t \\ m_B \ddot{x}_B + \frac{k_s}{2}(x_B - x_D) + \frac{k_a}{2}x_B = f_x \\ m_B \ddot{y}_B + \frac{k_s}{2}(y_B - y_D) + \frac{k_a}{2}y_B = f_y \end{cases} \quad (5)$$

式中: m_D 为转子圆盘处的集中质量; c_D 为由于空气动力学产生在转子圆盘处的黏性阻尼; k_s 为转子轴的刚度; (x_D, y_D) 为圆盘在固定坐标系中的坐标; (x_B, y_B) 为转子轴径在固定坐标系中的坐标; e_μ 为圆盘的质量偏心; ω 为转子转速; m_B 为转子在转子轴颈处的集中质量; k_a 为弹性支承的刚度; f_x 和 f_y 为挤压油膜阻尼器在 x 和 y 方向对轴径的挤压油膜力,由所求油膜压力积分得到,同时只要给定 e_l 便可以模拟不同静偏心下转子系统响应。

3.2 计算参数

本文参照文献[16]选取转子系统的参数: $m_D=5 \text{ kg}$, $c_D=2.4867 \text{ N}\cdot\text{s/m}$, $k_s=1.2 \times 10^6 \text{ N/m}$, $e_\mu=4 \times 10^{-5} \text{ m}$, $m_B=0.5 \text{ kg}$, $k_a=3 \times 10^5 \text{ N/m}$, $R=0.03 \text{ m}$, $L=8.3 \times 10^{-3} \text{ m}$, $C=2 \times 10^{-4} \text{ m}$, $\mu=5 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。

为了得到挤压油膜阻尼器转子系统的响应,采用Newmark- β 法进行求解,油膜力采用短轴承和Reynolds边界条件假设得到,同时为了处理挤压油膜阻尼器带来的非线性力,采用Newton-Raphson迭代法求解。

3.3 仿真验证

为了验证本文计算方法准确性,将所求得雷诺方程中初始静偏心置为0,则转子模型便退化为无静偏心情况,在此条件下,采用数值积分计算转子加速、减速下响应并将仿真结果与文献[16]进行对比,结果如图6所示。图中 $\lambda=\omega/\sqrt{k_s/m_D}$,代表转速比。从图中可见,除了在双稳态处本文与文献求解有所差异,其余处二者一致,验证了本文计算方法的准确性。

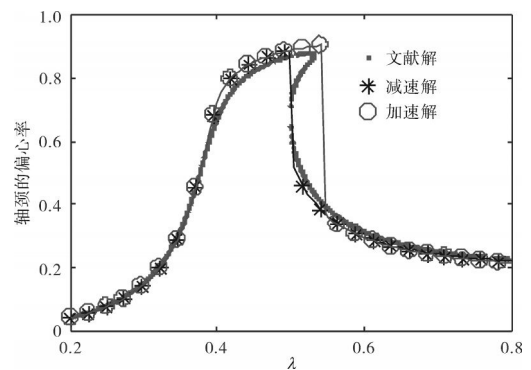


图6 计算结果验证

4 静偏心对SFD-转子系统的影响

4.1 静偏心对转子轮盘响应幅值的影响

为了解静偏心对转子轮盘响应幅值的影响,以转

子加速为例,仿真计算了不同静偏心下转子圆盘在水平方向与竖直方向的响应,其中圆盘质量偏心为 $e_{\mu}=1 \times 10^{-5} \text{ m}$,静偏心沿水平方向正向。

为了更加清晰描述转子圆盘响应情况,采用多个参数描述转子轮盘处响应,各参数意义如图7所示。以 x 向为例解析其中参数的意义,图中,“o”代表油膜环中心,“*”代表轴颈进动中心,“△”代表静偏心下轴颈中心初始位置,椭圆代表轮盘处轴心

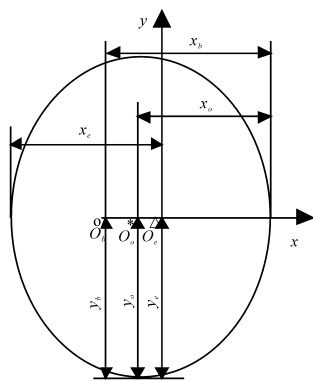
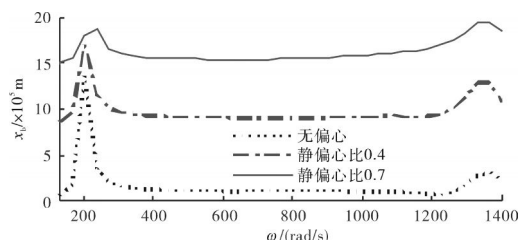


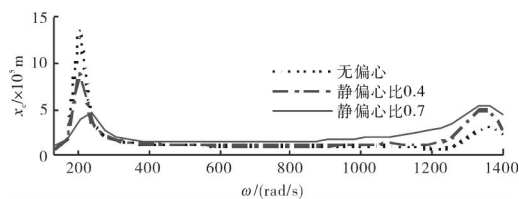
图7 转子轮盘处响应

轨迹。 x_b 为进动时水平方向距 O_b 的间距,描述轮盘响应时水平偏离发动机轴线最大间距; x_e 为进动时水平方向距 O_e 的最大间距,描述轮盘响应时水平偏离初始位置最大间距; x_o 为进动时水平方向距 O_o 的最大间距,描述轮盘响应时水平方向进动最大半径。 y 向意义与 x 方向相同,并且易得 y 向 $y_b=y_e=y_o$ 。

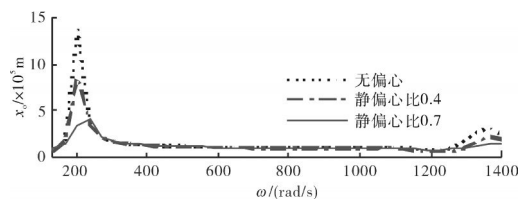
转子轮盘响应如图8所示。在静偏心方向(水平),从图8(a)中可见,随着静偏心比增大,轮盘中心距发动机轴线间距逐渐增大;从图8(b)中可见,可知距初始位置间距在第1阶临界转速处随静偏心比增大而减小,第2阶则随静偏心比增大而增大,第1、2阶结论相反的原因是转子在较小转速时静偏心力起主导作用,此时进动中心在初始位置附近,而在第2阶随着转速提高,油膜力起主导作用,使进动中心远离初始位置滑向发动机轴线处,故静偏心比越大进动中心距初始位置距离越大;从图8(c)中可见,水平进



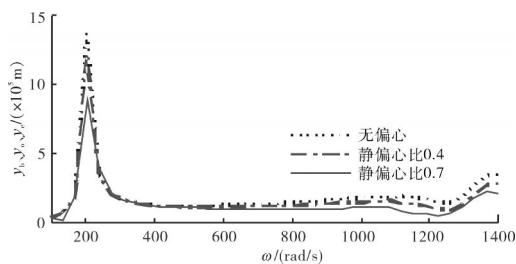
(a) 水平距轴线值



(b) 水平距初始位置值



(c) 水平进动半径



(d) 竖直方向

图8 转子轮盘响应

动半径,静偏心增大会使转子进动半径减小,其减小幅度在临界转速处尤为明显;从图8(d)中可见竖直方向响应,在垂直与静偏心方向,由于 $y_b=y_e=y_o$,故距发动机轴线间距、距初始位置间距、进动半径均随静偏心比增大而减小。同时,对比图8(a)、(d)可知,在不同方向轮盘进动半径随静偏心增大衰减程度不同,在水平方向轮盘进动半径衰减明显高于竖直方向的,这将使转子在静偏心条件下协调进动轴心轨迹由圆变为椭圆,椭圆短轴平行于静偏心方向。

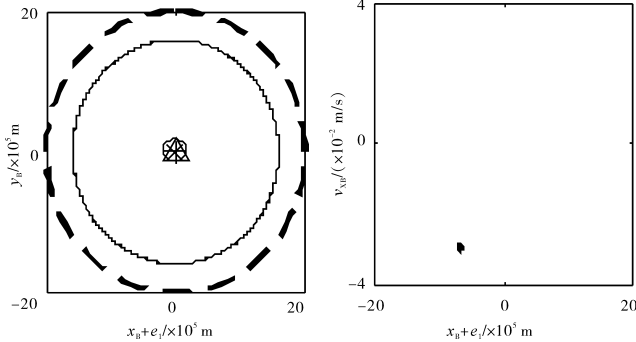
4.2 静偏心对轴心轨迹的影响

为了分析静偏心对转子系统轴心轨迹影响,分别在不同静偏心比条件下对比挤压油膜阻尼器处轴心轨迹,图9(a)~14(a)中“o”代表发动机轴线,“△”代表静偏心下轴颈中心初始位置,“*”代表轴颈进动中心,“—”代表间隙圆。为了更加明晰显示进动轨迹,横坐标以 x_b+e_1 表示。

当挤压油膜阻尼器转子系统在无静偏心条件下进动形式为稳态圆(如图9所示)时,随着静偏心逐渐增大,如图10所示,挤压油膜阻尼器转子系统的轴心轨迹进动轨迹由圆逐渐变成椭圆,椭圆短轴与静偏心方向平行,同时也可以发现转子进动中心并不在初始位置“△”处,而在发动机轴线与轴颈初始位置之间。

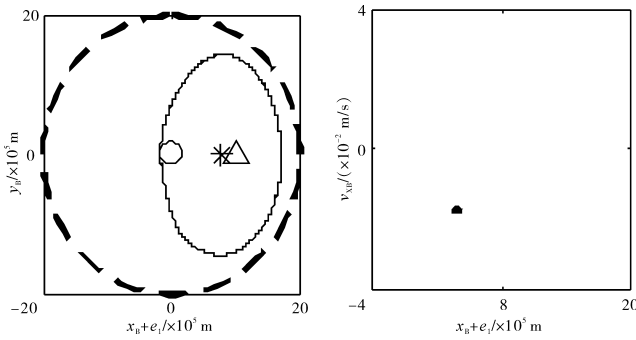
当挤压油膜阻尼器在无静偏心条件下以拟周期(如图11所示)进动时,逐渐增大静偏心,当静偏心比为0.26时(如图12所示),转子响应变为4周期运动,继续增大静偏心比,如图13所示,转子响应又恢复为拟周期,当偏心比增加至0.5时(如图14所示),

转子响应变为周期运动,其后增大静偏心比,转子响应一直维持周期运动。



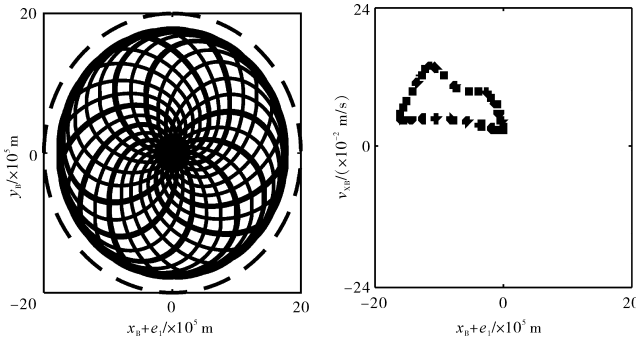
(a) 轴心轨迹

(b) Poincaré 截面

图9 $\omega=205 \text{ rad/s}$ 、 $e_\mu=4 \times 10^{-5}$ 、 $e_f/c=0$ 时转子系统响应

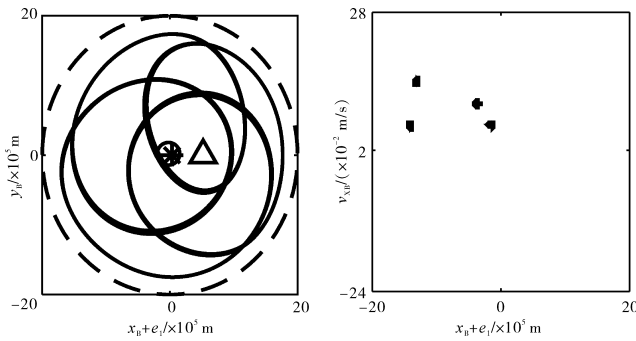
(a) 轴心轨迹

(b) Poincaré 截面

图10 $\omega=205 \text{ rad/s}$ 、 $e_\mu=4 \times 10^{-5}$ 、 $e_f/c=0.5$ 时转子系统响应

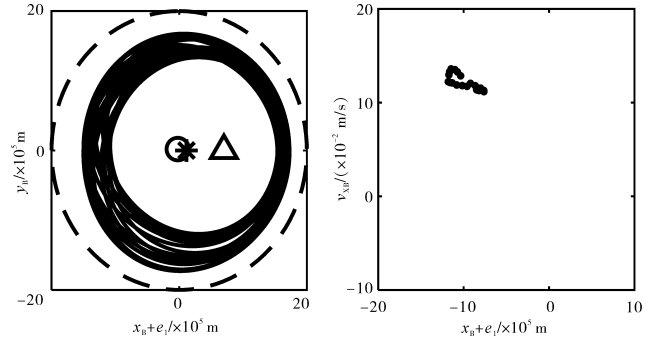
(a) 轴心轨迹

(b) Poincaré 截面

图11 $\omega=1300 \text{ rad/s}$ 、 $e_\mu=4 \times 10^{-5}$ 、 $e_f/c=0$ 时转子系统响应

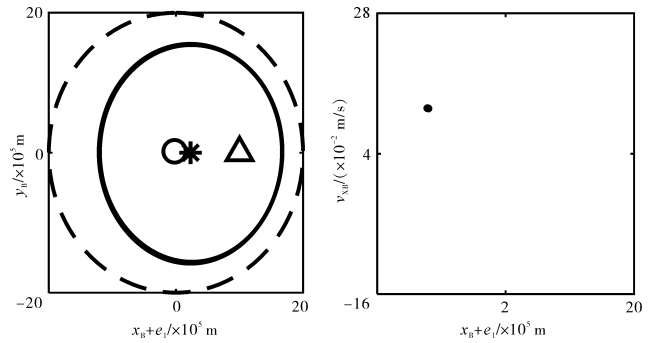
(a) 轴心轨迹

(b) Poincaré 截面

图12 $\omega=1300 \text{ rad/s}$ 、 $e_\mu=4 \times 10^{-5}$ 、 $e_f/c=0.26$ 时转子系统响应

(a) 轴心轨迹

(b) Poincaré 截面

图13 $\omega=1300 \text{ rad/s}$ 、 $e_\mu=4 \times 10^{-5}$ 、 $e_f/c=0.35$ 时转子系统响应

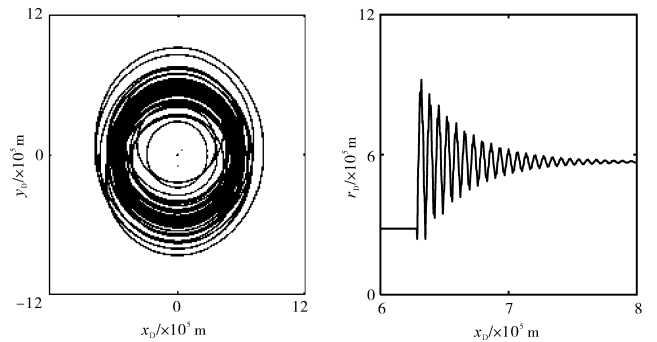
(a) 轴心轨迹

(b) Poincaré 截面

图14 $\omega=1300 \text{ rad/s}$ 、 $e_\mu=4 \times 10^{-5}$ 、 $e_f/c=0.5$ 时转子系统响应

4.3 静偏心对突加不平衡响应的影响

为了分析静偏心对转子突加不平衡响应的影响,分析了无静偏心条件与偏心比为0.6时转子的突加不平衡响应特性,其中轮盘位移为 $r_d = \sqrt{x_d^2 + y_d^2}$,在进行仿真计算时转子偏心距 e_μ 由 $2 \times 10^{-5} \text{ m}$ 增加为 $4 \times 10^{-5} \text{ m}$,转速为 300 rad/s ,图15(a)、16(a)中“*”代表偏心距为 $2 \times 10^{-5} \text{ m}$ 转子稳态响应时进动中心,“o”代表偏心距为 $4 \times 10^{-5} \text{ m}$ 时转子稳态响应时进动中心。



(a) 轴心轨迹

(b) 轮盘响应幅值

图15 无静偏心下转子系统突加不平衡响应

对比不同条件下转子位移幅值响应可知,在包含静偏心条件下转子系统的突加不平衡过程恢复时间

更短,但静偏心下转子瞬态振幅远高于理想条件,说明静偏心减弱了挤压油膜阻尼器抑制突加不平衡响应效果,对比不同条件下转子轴心轨迹可知,在静偏心条件下,转子系统突加不平衡响应轴心轨迹是非对称、杂乱的。与此同时,相比于理想条件,突加不平衡响应后静偏心状态下转子系统进动包含了再次定心这一过程,如图16(b)所示。转子在突加不平衡响应前后进动中心并不重合,导致静偏心下转子系统在突加不平衡后响应更加难以预测。

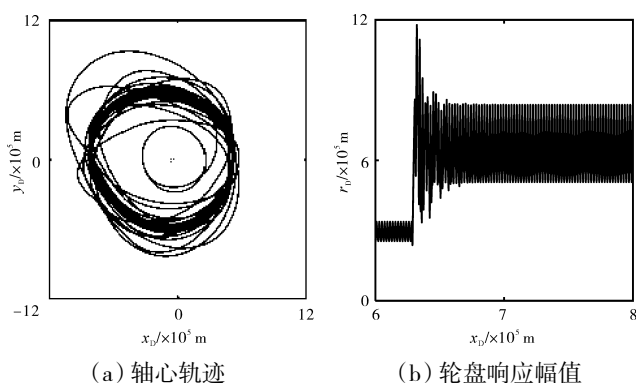


图16 偏心比0.6下转子系统突加不平衡响应

5 结论

建立了包含静偏心的挤压油膜阻尼器-转子系统动力学模型,运用数值分析仿真计算了不同静偏心下转子系统的响应,并与无静偏心下转子系统响应对比分析,得到以下结论:

(1)在平行于静偏心方向,转子进动半径随着静偏心增大而减小,距发动机轴线间距随静偏心增大而增大;在垂直于静偏心方向,转子进动半径与距发动机轴线间距均随静偏心增大而减小。

(2)静偏心显著影响转子系统的轴心轨迹。当转子系统在理想条件下作稳态圆进动时,其轴心轨迹随着静偏心增大,由圆逐渐变为椭圆;当转子在理想条件下作非协调进动时,其轴心轨迹随静偏心增大,运动形式按照拟周期—多周期—拟周期—周期进行变化。

(3)在静偏心下挤压油膜阻尼器-转子系统突加不平衡响应瞬态响应幅值远高于无静偏心时,并且转子系统进动包含了再次定心过程。

参考文献:

[1] 张威, 李凤玲. 试述挤压油膜阻尼器发展及应用 [J]. 有色矿冶, 2002, 18(3): 46-48.

ZHANG Wei, LI Fengling. Statement of development and application of squeeze film damper [J]. Non-ferrous Mining and Metallurgy, 2002, 18(3): 46-48. (in Chinese)

[2] Vance J M, Kirton A J. Experimental measurement of the dynamic force response of a squeeze-film bearing damper [J]. Journal of Engineering for Industry, 1975, 97(4): 1282-1290.

[3] Gunter E J, Barrett L E, Allaire P E. Design of nonlinear squeeze-film dampers for aircraft engines [J]. Journal of Lubrication Technology, 1977, 99(1): 57-64.

[4] 夏南, 孟光. 对挤压油膜阻尼器轴承和旋转机械转子—挤压油膜阻尼器轴承系统动力特性研究的回顾与展望 [J]. 机械强度, 2002, 24(2): 216-224.

XIA Nan, MENG Guang. Retrospect and prospect to the research on Squeeze Film Damper Bearing (SFDB) and on dynamic characteristics of rotating machinery rotor-SFDB system [J]. Journal of Mechanical Strength, 2002, 24(2): 216-224. (in Chinese)

[5] 马艳红, 洪杰, 赵福安. 自适应挤压油膜阻尼器减振机理理论研究 [J]. 北京航空航天大学学报, 2004, 30(1): 5-8.

MA Yanhong, HONG Jie, ZHAO Fu'an. Theoretical investigation of vibration attenuation mechanism of an adaptive Squeeze Film Damper [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2004, 30(1): 5-8. (in Chinese)

[6] Holms R. The non-linear performance of squeeze film bearings [J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1972, 14(1): 74-77.

[7] 李舜酩, 陈钊, 李彦. 一种挤压油膜阻尼器的动力特性分析 [J]. 振动与冲击, 2009, 28(5): 44-48.

LI Shunming, CHEN Zhao, LI Yan. Dynamic characteristics analysis on squeeze film damper [J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(5): 44-48. (in Chinese)

[8] Zeidan F, Vance J. A density correlation for a two-phase lubricant and its effect on the pressure distribution [J]. Tribology transactions, 1990, 33(4): 641-647.

[9] 刘方杰. 挤压油膜阻尼器失效的判据 [J]. 北京航空航天大学学报, 2000, 26(2): 167-170.

LIU Fangjie. Bases of judging the failure of Squeeze Film Damper [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2000, 26(2): 167-170. (in Chinese)

[10] 周海仑, 罗贵火, 陈果, 等. 挤压油膜阻尼器-滚动轴承-转子耦合系统的非线性响应分析 [J]. 机械科学与技术, 2013, 32(4): 499-505.

ZHOU Hailun, LUO Guihuo, CHEN Guo, et al. Nonlinear, dynamic analysis of a rotor supported on the ball bearings with squeeze film dampers [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2013, 32(4): 167-170. (in Chinese)

[11] 刘展翅, 廖明夫, 丛佩红, 等. 静偏心对挤压油膜阻尼器转子抗振性能的影响及控制方法 [J]. 机械与电子, 2016, 34(5): 49-54.

LIU Zhanchi, LIAO Mingfu, CONG Peihong, et al. Effect of static eccentricity on the anti-vibration performance of squeeze film damper

- rotors and the correspondence measures [J]. Machinery & Electronics, 2016, 34(5): 49–54. (in Chinese)
- [12] 刘展翅, 廖明夫, 丛佩红, 等. 静偏心对挤压油膜阻尼器减振特性影响实验研究[J]. 机械与电子, 2016, 37(8): 1560–1568.
- LIU Zhanchi, LIAO Mingfu, CONG Peihong, et al. Experimental investigation for effects of static eccentricity on vibration attenuating characteristics of squeeze film damper[J]. Journal of Propulsion Technology, 2016, 37(8): 1560–1568. (in Chinese)
- [13] 刘占生, 张敏, 徐方程, 等. 基于两端开口的有限长挤压油膜阻尼器的试验研究[J]. 振动与冲击, 2012, 31(18): 137–142.
- LIU Zhansheng, ZHANG Min, XU Fangcheng, et al. Test for an open-ended finite length cylindrical Squeeze Film Damper[J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(18): 137–142. (in Chinese)
- [14] Sykes J E H, Holmes R. The effects of bearing misalignment on the non-linear vibration of aero engine rotor-damper assemblies [J]. Journal of Aerospace Engineering, 1990, 204(27): 83–99.
- [15] 顾家柳, 丁奎元, 刘启训, 等. 转子动力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1985: 138–180.
- GU Jialiu, DING Kuiyuan, LIU Qixun, et al. Rotor dynamics [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1985: 138–180. (in Chinese)
- [16] Zhu C S, Robb D A, Ewins D J. Analysis of the multiple-solution response of a flexible rotor supported on non-linear Squeeze Film Dampers[J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 252(3): 389–408.
- (编辑: 李华文)