

DOI : 10.3901/JME.2019.19.068

基于胞映射算法的转子-挤压油膜阻尼器系统 多目标优化设计*

张 微^{1,2} 韩兵兵² 李 响³ 孙建桥⁴ 丁 千²

(1. 沈阳航空航天大学航天系 沈阳 110136 ;

2. 天津大学力学系 天津 300350 ;

3. 东北大学理学院 沈阳 110819 ;

4. School of Engineering, University of California Merced, Merced 95343, USA)

摘要：将挤压油膜阻尼器设计与转子动力学相结合，使用胞映射方法对定心式挤压油膜阻尼器进行多目标优化设计。阻尼器设计参数为阻尼器径向油膜间隙以及定心弹簧刚度。综合考虑了阻尼器的触底现象、转子系统的动力学响应及稳定性，使用多目标优化设计方法以达到抑制转子过临界转速振幅及支撑外传力的目的。针对所得帕累托集合，对所得全局最优解集进行试验验证，结果表明：该最优解集所得设计变量可满足设计需求，可有效地应用到阻尼器的设计过程。

关键词：挤压油膜阻尼器；转子系统；多目标优化；胞映射

中图分类号：TG156

Multi-objective Optimization Design of Rotor-squeeze Film Damper System Based on Cell Mapping Method

ZHANG Wei^{1,2} HAN Bingbing² LI Xiang³ SUN Jianqiao⁴ DING Qian²

(1. School of Aerospace Engineering, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136;

2. Department of Mechanics, Tianjin University, Tianjin 300072;

3. College of Sciences, Northeastern University, Shenyang 110819;

4. School of Engineering, University of California Merced, Merced 95343, USA)

Abstract : A centralized squeeze film damper is optimized employing cell mapping method, considering the dynamics of rotor system. The designed parameters are the stiffness of centering spring and SFD oil film clearance. Considering the bottoming out of SFD journal, dynamical response and stability of rotor system, multi-objective optimization is carried out to suppress the vibration and transmitted force when traversing the critical speeds. After the Pareto front and Pareto set are obtained, experiments are conducted to validate the numerical results. The results show that the designed parameters picked from Pareto set satisfy the operating requirements, and the proposed method is effective to the design of squeeze film damper.

Key words : squeeze film damper ; rotor system ; multi-objective optimization ; cell mapping

0 前言

挤压油膜阻尼器(Squeeze film damper, SFD)是转子系统广泛采用的减振装置，用以抑制转子系统的振动和外传力^[1-2]。然而，诸多研究表明^[3-4]，只

有合理设计的 SFD 才能改善转子系统动力学特性，反之则转子系统极易失稳。挤压油膜阻尼器分为定心式和定心式两种，现代航空发动机中常采用鼠笼式弹性支撑，即定心式挤压油膜阻尼器。

KOSSA 等^[5-7]在设计中采用了分布设计法，依次计算转子系统质量比、定心弹簧刚度和 SFD 几何参数。刘方杰等^[8]采用单一变量法，对定心式 SFD 参数的搭配方法进行了研究。刘展翅等^[9]将 SFD 和转子系统的设计相结合，考虑转子与 SFD 的参数匹配及性能协调，采用分布设计的方式，对转子以及

* 国家自然科学基金(51575378, 11332008, 11772205)、辽宁省教育厅资助项目(L201703, L201737)和中央高校基本科研业务专项资金(N170503012, N170308028)资助项目。20180905 收到初稿，20190411 收到修改稿

阻尼器的各项参数进行了综合设计。以上成果均表明,影响定心式 SFD 减振特性的设计参数主要有两个,即定心弹簧的刚度、阻尼器油膜间隙。JEUNG 等^[10]的研究结果表明,阻尼器油膜间隙较大时,等效油膜力较小;油膜间隙较小时,等效油膜力较大,但随着阻尼器轴径偏心率的增加,呈现出较强的非线性。文献[11]表明,当定心弹簧的刚度较小时,阻尼器的减振效果较好,但当偏心率较大时,系统的超谐波响应被激发。为寻求更具鲁棒性的设计,诸多学者亦使用了多目标优化方法对阻尼器和转子系统进行了参数优化设计。

AHN 等^[12]将增强遗传算法和模拟退火算法相结合,考虑转子系统的非线性因素,优化阻尼器的设计。文献[13]使用了混合遗传算法,对转子系统进行了多目标优化设计。除遗传算法^[14]、粒子群^[15]、蚁群^[16]和胞映射^[17]等方法均可实现多目标优化。在诸多的方法中,胞映射^[18]与其他方法不同,是一种确定性的计算方法,在多次的计算中能够较好地保证优化设计结果的稳定性。在真实工业应用中,设计参数最优值的波动往往会降低设计的可靠性,因此本文拟采用确定性强的胞映射算法对 SFD 进行设计。

本文以减小转子过临界转速振幅以及支承外传力为出发点,提出了定心式挤压油膜阻尼器的多目标优化设计方法。本方法考虑了转子与阻尼器之间的耦合关系及相互作用,即转子参数对 SFD 减振特性的影响, SFD 对转子系统稳定性的影响,设计了定心式挤压油膜阻尼器的定心弹簧刚度以及阻尼器油膜间隙。对所设计的 SFD 减振性能进行了数值分析,结果表明:所建立的方法是有效的,所设计的 SFD 减振性能良好。

1 阻尼器设计过程与方法

1.1 转子系统简介

针对某柔性转子试验系统,进行 SFD 的设计,该转子试验台的实物图以及支承部分的结构简图如图 1 所示。

该试验台主要包括:转轴(长 72 mm,直径 24 mm),两个可放置在轴上任何位置的转盘,轴的左、右两端均由滚动轴承支撑,轴承外圈固定在鼠笼上。鼠笼与基础之间的空间形成油腔,即构成挤压油膜阻尼器;转轴通过联轴器与功率为 400 W 的直流电动机连接,最高转速可达到 4 000 r/min。本设计的目标为确定合适的弹性支承刚度与 SFD 油膜间隙,使转子系统具有良好的振动特性。

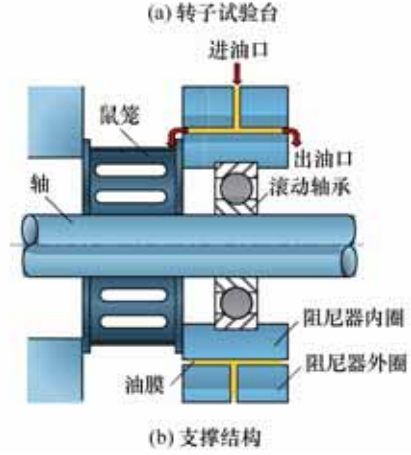
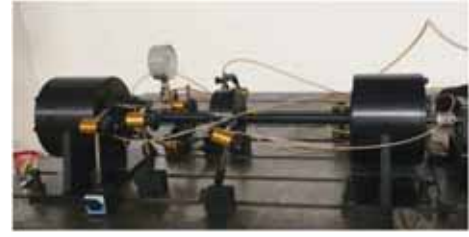


图 1 柔性转子试验系统

1.2 设计过程

(1) 确定转子系统计算模型。

将图 1 所示转子试验台简化为如图 2 所示的弹性支承柔性转子,转盘在转轴中间,其中两端均为弹性支承并挤压油膜阻尼器。考虑转盘及阻尼器轴径的平动,可得系统的动力学方程

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) + c'(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= \delta \omega^2 \cos \omega t \\ m_1 \ddot{y}_1 + k_1(y_1 - y_2) + c'(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) &= \delta \omega^2 \sin \omega t - m_1 g \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 x_2 - k_1(x_1 - x_2) - 0.5c'(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= -F_x \\ m_2 \ddot{y}_2 + k_2 y_2 - k_1(y_1 - y_2) - 0.5c'(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) &= -F_y - m_2 g \end{aligned} \quad (1)$$

式中, m_1 是转盘的质量; m_2 轴承和定心弹簧的等效质量; k_1 为转轴刚度, k_2 为定性弹簧刚度,并假设 x 、 y 两方向的刚度相等; l_1 为转盘到支承左端距离; l_2 为转盘到支承右端距离; c' 表示支承阻尼; δ 为转子不平衡量。 F_x 和 F_y 分别为 x 向和 y 向等效油膜力。式(1)中油膜力表示为^[19]

$$\begin{aligned} F_x &= F_r \frac{x_2}{r} - F_t \frac{y_2}{r} \\ F_y &= F_r \frac{y_2}{r} - F_t \frac{x_2}{r} \\ F_r &= \frac{\mu \omega R L^3}{c^2} (C_r \dot{r} + C_r r \dot{\psi} + \text{Re}(M_{rrad} \ddot{r} + M_{rnon} \frac{\dot{r}^2}{r} + \\ &\quad M_{r \tan} r \ddot{\psi} + M_{rcor} 2r \dot{\psi} - M_{rcen} r \dot{\psi}^2)) \\ F_t &= \frac{\mu \omega R L^3}{c^2} (C_t \dot{r} + C_t r \dot{\psi} + \text{Re}(M_{trad} \ddot{r} + M_{rnon} \frac{\dot{r}^2}{r} + \end{aligned}$$

$$M_{r \tan} r \ddot{\psi} + M_{r \text{cor}} 2r \dot{\psi} + M_{r \text{cen}} r \dot{\psi}^2) \quad (2)$$

式中, c 为阻尼器油膜间隙, L 为轴向长度, R 为半径, μ 为润滑油黏度, r 表示阻尼器轴径偏心距, ψ 表示轴径角位移。 Re 为雷诺数, 雷诺数大小决定了阻尼器内流体惯性作用的强度。 雷诺数越大, 流体惯性作用越强^[20]。

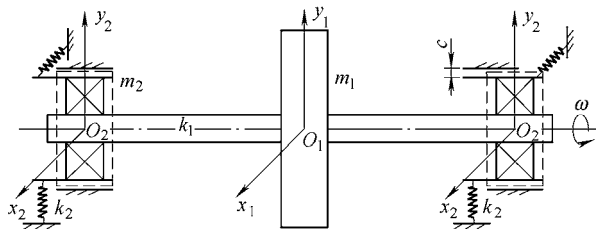


图2 柔性转子/挤压油膜阻尼器模型

式(2)中其他系数可由下式表示

$$\begin{aligned} C_{rr} &= I_3^{02} \quad C_{rt} = I_3^{11} \quad M_{rrad} = K_1 I_1^{02} \quad M_{rmon} = -K_2 I_2^{03} r \\ M_{r \tan} &= K_1 I_1^{11} \quad M_{r \text{cor}} = K_1 I_1^{11} - K_2 I_2^{12} r, \\ M_{rcen} &= K_1 I_1^{02} - K_2 I_2^{21} r \quad C_{tr} = I_3^{11} \quad C_{tt} = I_3^{20} \\ M_{trad} &= K_1 I_1^{11} \quad M_{tmon} = -K_2 I_2^{12} r \quad M_{t \tan} = K_1 I_1^{20} \\ M_{t \text{cor}} &= K_1 I_1^{20} - K_2 I_2^{21} r \quad M_{t \text{cen}} = -K_1 I_1^{11} - K_2 I_2^{30} r \\ I_k^{ij} &= \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{\sin^i \theta \cos^j \theta}{(1 + r \cos \theta)^k} d\theta \quad Re = \frac{\rho \omega c^2}{\mu} \end{aligned}$$

令

$$\omega_c = \sqrt{\frac{2k_1}{m_1}}$$

定义量纲一变量

$$\begin{aligned} \tau &= \omega_c t \quad q_1 = \frac{x_1}{L} \quad q_2 = \frac{y_1}{L} \\ q_3 &= \frac{x_2}{L} \quad q_4 = \frac{y_2}{L} \end{aligned}$$

可得量纲一方程

$$\begin{aligned} \ddot{q}_1 + q_1 - q_3 + \alpha q_1 - \alpha q_3 &= U \cos \Omega \tau \\ \ddot{q}_2 + q_2 - q_4 + \alpha q_2 - \alpha q_4 &= U \sin \Omega \tau - D \\ \ddot{q}_3 - \eta q_1 + (\beta + \eta) q_3 - \gamma \dot{q}_1 + \gamma \dot{q}_3 &= \\ F_1 \frac{q_2}{\sqrt{q_1^2 + q_2^2}} - F_2 \frac{q_2}{\sqrt{q_1^2 + q_2^2}} \\ \ddot{q}_4 - \eta q_2 + (\beta + \eta) q_4 - \gamma \dot{q}_2 + \gamma \dot{q}_4 &= \\ F_1 \frac{q_2}{\sqrt{q_1^2 + y_2^2}} + F_2 \frac{q_1}{\sqrt{q_1^2 + q_2^2}} \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{c'}{m_1 \omega_c} \quad \beta = \frac{k_2}{m_1 \omega_c^2} \quad \eta = \frac{k_1}{m_2 \omega_c^2} \quad \gamma = \frac{c'}{2m_2 \omega_c} \\ U &= \frac{\delta \cdot \Omega^2}{m_1 L} \quad D = \frac{g}{L \omega_c^2} \quad F_1 = \frac{F_r}{m_2 L \omega_c^2} \quad F_2 = \frac{F_t}{m_2 L \omega_c^2} \end{aligned}$$

(2) 确定转子系统参数。

使用文献[8]所述方法, 确定转子系统结构阻尼。使用有限元软件计算得到系统各部件刚度。所有参数见表1。

表1 转子系统与阻尼器参数

参数	数值
转子盘心质量/kg	7.314
轴承/定心弹簧等效质量/kg	1
轴刚度/(N/m)	8.74×10^5
结构阻尼/(N·s/m)	50.2
阻尼器轴径半径/m	39.5×10^{-3}
阻尼器轴向长度/m	15×10^{-3}
润滑油黏度/(N·s/m ²)	6.76×10^{-3}

(3) 确定优化目标。

为达到抑制转子/挤压油膜阻尼器系统振动和外传力, 并提高转子系统稳定性的目的, 本文提出了以下四个设计目标。

(1) 转子的过临界转速振幅

$$r_d = \sqrt{x_1^2 + y_1^2} \quad (4)$$

(2) 系统过临界转速时的支承外传力^[21]

$$T_r = \sqrt{F_x^2 + y_y^2} \quad (5)$$

(3) 系统阻尼比

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{mk}} \quad (6)$$

(4) 系统过临界转速时挤压油膜阻尼器的减振效果

$$d_{SFD} = (r_{\text{disk_without_SFD}} - r_{\text{disk}}) / r_{\text{disk_without_SFD}} \quad (7)$$

该优化问题可定义为

$$\min_{K \in Q} \{r_d, T_r\} \quad (8)$$

$$\max_{K \in Q} \{\xi, d_{SFD}\} \quad (9)$$

本文拟将所有优化指标最小化, 令

$$\xi_{op} = -\xi \quad d_{SFD, op} = -d_{SFD}$$

则优化指标可由下式表示

$$\min_{K \in Q} \{r_d, T_r, \xi_{op}, d_{SFD, op}\} \quad (10)$$

式中, K 表示优化参数矢量, Q 是优化参数的求解域。须指出的是, 所有的优化参数须满足上文所列约束条件。

(4) 确定约束条件。

系统满足稳定性条件。式(3)的近似线性系统可表示为

$$\dot{q} = Aq \quad (11)$$

A 的特征根实部为负, 则系统稳定。

系统的第一阶临界转速。

$$S_c \in [2\,400\text{ r/min}, 3\,000\text{ r/min}]$$

阻尼器轴径无触底现象。因此, 阻尼器轴径的偏心距应满足

$$r_j = \sqrt{x_1^2 + y_1^2} < c \quad (12)$$

(5) 使用胞映射算法进行多目标优化设计。

本文工作采用简单胞映射对系统进行多目标优化。简单胞映射的核心思想是将连续的优化空间离散成若干个胞, 在有限的胞状态空间内, 通过构建胞与胞间的映射关系, 对设计空间进行高效和快速的搜索^[18]。

本文的设计变量为鼠笼定心弹簧的刚度以及阻尼器油膜间隙, 不妨设优化参数矢量为 $K = [c, K_2]$, c 为油膜间隙, K_2 为定心弹簧刚度。执行简单胞映

射的复合算法, 在优化空间内进行搜索, 设定优化空间的下界为 $[0.1\text{ mm}, 10^5\text{ N/m}]$, 上界设定为 $[0.6\text{ mm}, 10^9\text{ N/m}]$, 由此得

$$Q = \{K \in R^2 | [0.2, 1.6 \times 10^5] \leq K \leq [0.4, 9.6 \times 10^7]\} \quad (13)$$

胞空间粗分为 15×15 , 细分为 5×5 。

图 3 所示为计算所得帕累托前沿, 可较明显地观察到各个性能指标间的冲突关系。随着转盘临界转速振幅的增大, d_{SFD} 逐渐减小, 表明阻尼器的减振效果增强。反之, 随着转盘振幅的减小, SFD 的减振效果也会减弱。同样的关系也可在子图 2 中体现, 转盘的振幅和支撑外传力也存在着此消彼长的关系; 在子图 4 中, 随着支撑外传力的减小, d_{SFD} 逐渐增大, 表明阻尼器的减振效果减弱。因此, 如何平衡阻尼器的减振效果、转盘过临界转速振幅以及支撑外传力是在设计中需要考虑的重要因素。

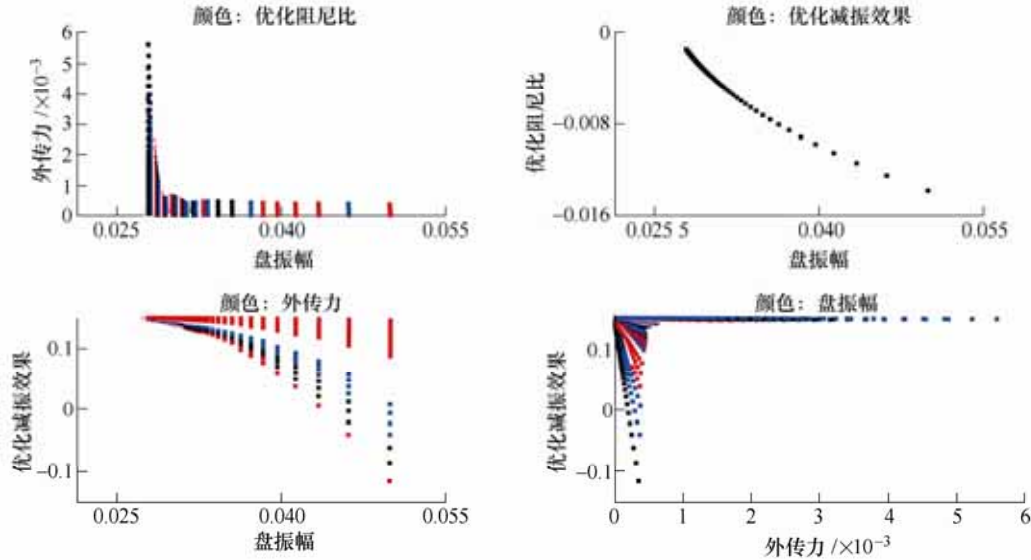


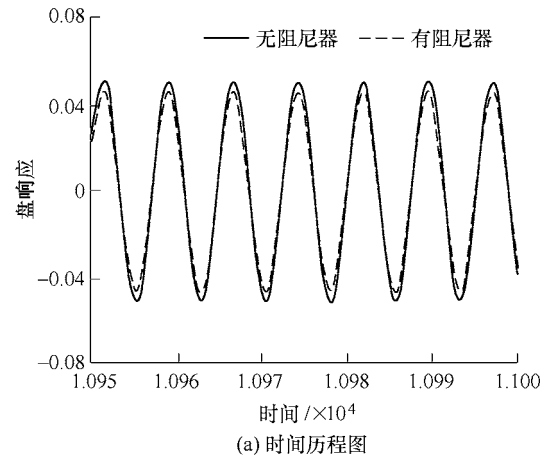
图 3 帕累托前沿

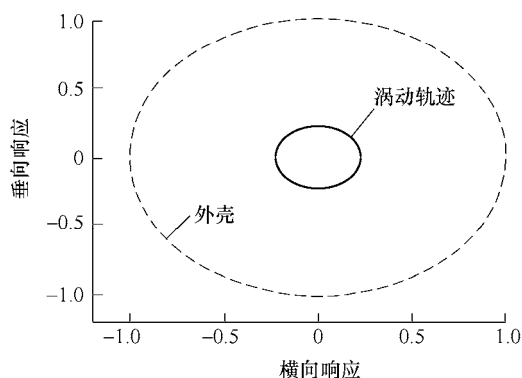
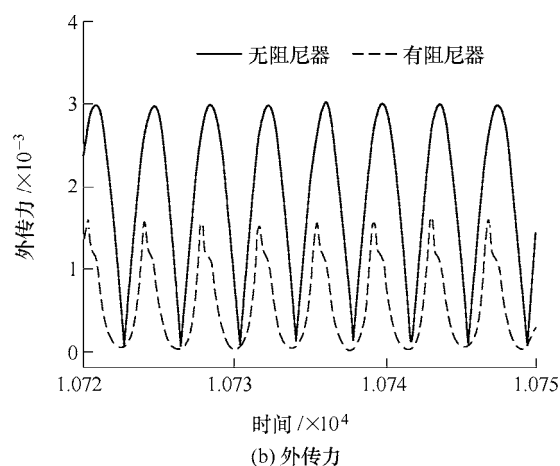
同时, 图 3 中可以观察到子图 1 中, 其左下方的点对应的 T_r 和 r_d 目标值同时达到最优, 即在图中由红圆圈表示。然而在其他子图中, 该点对其他的目标值并未始终取得最优, 其对 ε_{op} 的性能表现甚至较差。因此, 进一步说明了多目标优化中一般不存在全局最优的解, 而会获得一个最优解集。需说明的是, 所提出的多目标优化方法是从真实工业角度出发, 对 SFD 转子系统进行优化设计, 考虑的均为实际的性能指标。尽管具体例子中并不能保证所有目标间均有冲突关系, 然而所提出的设计理念符合多种工业应用中的一般情况, 对性能指标的选取较为鲁棒, 适于工业推广。

1.3 数值模拟结果

在计算所得帕累托集合中提取一组解 $K_{opt} = [0.249\text{ mm}, 3.43 \times 10^6\text{ N/m}]$, 该组解对应的帕累托前

沿输出指标为 $[0.046\,5, 0.001\,6, -0.012, -0.082\,6]$ 。使用该组解代入动力学方程, 可得转子在该组参数下过临界转速响应, 如图 4 所示。可见转盘的振幅被





(c) 阻尼器轴径涡动轨迹

图 4 数值结果

阻尼器抑制约 8%，与帕累托前沿所得结果一致。外传力也有较大幅衰减，也表明此时转盘振幅得到了有效抑制^[21]。阻尼器轴径偏心率约为 0.26，无触底现象发生。另外，由帕累托前沿输出指标，阻尼比为 0.012，在该阻尼比下，转子系统不会被阻尼器锁死。

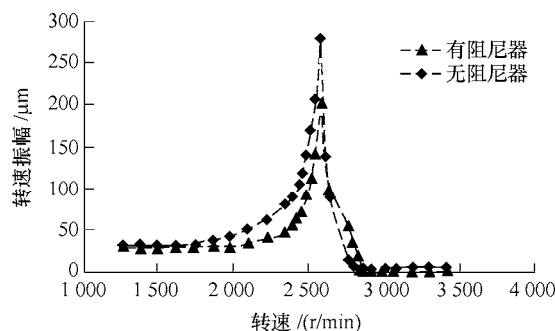
2 SFD 试验

如图 5 是本文试验台所使用的圆柱式鼠笼，采用有限元软件对鼠笼进行刚度计算，使其刚度为帕累托集中所提取的最优解数值，即 $K_2=3.5 \times 10^6$ N/m。

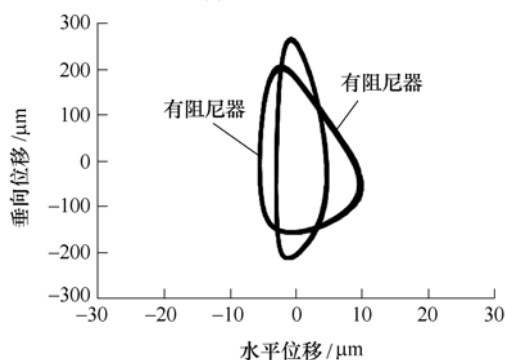


图 5 圆柱式鼠笼

调节电动机转速，对转子系统进行 20 ~ 57 Hz 的升速试验。记录若干个转速时的转盘振动响应并提取幅值，得幅频响应曲线以及系统过临界响应，如图 6 所示。可见系统第一阶临界转速约为 2607 r/min，SFD 可有效抑制转盘的过临界转速振幅，转静子之间无碰磨现象。由图 6c 所示 SFD 轴径过临界转速涡动轨迹，阻尼器轴径无触底，偏心率约为 0.19，阻尼器工作在线性段内，满足上文所提出的优化目标。



(a) 幅频响应曲线



(b) 转盘过临界振动轨迹

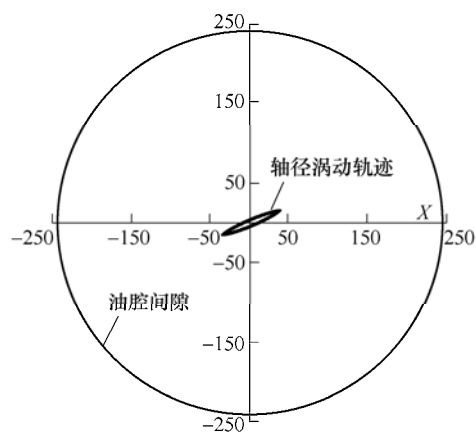
(c) SFD 轴径过临界涡动轨迹/ μm

图 6 系统过临界转速响应

对比理论计算与试验结果，理论计算的减振效果比试验要小。造成以上差别的原因有：首先，试验台真实的转子不平衡量与计算设定值有差别。其次，由于安装和制造误差，试验台阻尼器油腔间隙与设计值之间存在着误差，而阻尼器的等效油膜阻

尼对间隙非常敏感,也会影响到阻尼器的减振效果。另外,本文建模未考虑滚动轴承的对转子系统响应的影响,也是造成以上差别的原因之一。但所设计的阻尼器具有良好的减振性能,说明该设计是有效的,所使用优化方法是可行的。

3 结论

本文针对定心挤压油膜阻尼器\转子系统进行多目标优化设计,提出了可考虑设计变量约束、转子系统稳定性及动力学响应的优化设计模型,使用胞映射方法对该优化模型进行求解,得到了全局最优解集。并在相应转子试验台上进行试验验证,结果表明,该最优解集所得设计变量可满足设计需求,可以有效地应用到阻尼器的设计过程。

参 考 文 献

- [1] COOPER S. Preliminary investigation of oil films for the control of vibration[M]. London: Institution of Mechanical Engineers, 1963.
- [2] ADILETTA G, PIETRA L D. The squeeze film damper over four decades of investigations, Part II: Rotordynamic analyses with rigid and flexible rotors[J]. Shock & Vibration Digest, 2002, 34(2): 97-126.
- [3] CHU F L, HOLMES R. The damping capacity of the squeeze film damper in suppressing vibration of a rotating assembly[J]. Tribology International, 2000, 33(2): 81-97.
- [4] COOKSON A, KOSSA S S. The effectiveness of squeeze-film damper bearings supporting flexible rotors without a centralising spring[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1979, 22(11): 639-650.
- [5] KOSSA S S. The vibration isolating properties of uncentralized squeeze film damper bearings supporting a flexible rotor[J]. Journal of Engineering for Power, 1981, 103: 781.
- [6] CUNNINGHAM R E, GUNTER E J, FLEMING D F. Design of an oil squeeze film damper bearing for a multi-mass flexible rotor bearing system[J]. Technical Report No. NASA-TN-D-7892, 1975, E-7888: 32.
- [7] ZEIDAN F Y. Design and application of squeeze film dampers in rotating machinery[C]// Proceedings of the 25th Turbomachinery Symposium, September 17-19, 1996, Texas A&M University, Houston, Texas. Texas A&M University: 1996: 169-188.
- [8] 刘方杰,尹秀琴,陈照波. 挤压油膜阻尼器参数搭配研究[J]. 强度与环境, 1996(2): 27-34.
LIU Fangjie, YIN Xiuqin, CHEN Zhaobo. Studies of parameters cooperated for squeeze film damper[J]. Structure & Environment Engineering, 1996(2): 27-34.
- [9] 刘展翅,廖明夫,丛佩红,等. 航空发动机转子挤压油膜阻尼器设计方法[J]. 航空动力学报, 2015, 30(11): 2762-2770.
LIU Zhanchi, LIAO Mingfu, CONG Peihong, et al. Design method of squeeze film damper for aero-engine rotors[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(11): 2762-2770.
- [10] JEUNG S H, SAN ANDRÉS L, BRADLEY G D. Forced coefficients for a short length, open-ends squeeze film damper with end grooves: Experiments and predictions[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 2016, 138(2): 022501-1: 022501-11.
- [11] HE F, DOUSTI S, ALLAIRE P, et al. Squeeze film damper effect on vibration of an unbalanced flexible rotor using harmonic balance method[J]. Journal of Engineering Science and Technology, 2017, 12(3): 667-685.
- [12] AHN Y K, YONG H K, YANG B S, et al. Optimal design of nonlinear squeeze film damper using hybrid global optimization technique[J]. Journal of Mechanical Science & Technology, 2006, 20(8): 1125-1138.
- [13] 王东华,刘占生,窦唯. 基于混合遗传算法的转子系统优化设计[J]. 振动与冲击, 2009, 28(5): 87-91.
WANG Donghua, LIU Zhansheng, DOU Wei. Parametric identification of nonlinearity using chaotic excitation[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(5): 87-91.
- [14] LIX SUNJQ. Signal multi objective optimization for urban traffic network[J]. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2018, 99: 1-9.
- [15] 杨维,李歧强. 粒子群优化算法综述[J]. 中国工程科学, 2004, 6(5): 87-94.
YANG Wei, LI Qiqiang. Survey on particle swarm optimization algorithm[J]. Engineering Science, 2004, 6(5): 87-94.
- [16] 段海滨,王道波,朱家强,等. 蚁群算法理论及应用研究的进展[J]. 控制与决策, 2004, 19(12): 1321-1326.
DUAN Haibin, WANG Daobo, ZHU Jiaqiang, et al. Development on ant colony algorithm theory and its application[J]. Control and Decision, 2004, 19(12): 1321-1326.
- [17] HSU C S. Cell-to-cell mapping: A method of global analysis for nonlinear systems[M]. New York: Springer-Verlag, 1987.
- [18] XIONG F R, QIN Z C. Multi-objective optimal design of feedback controls for dynamical systems with hybrid simple cell mapping algorithm[J]. Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, 2014,

19(5) : 1465-1473.

- [19] CHEN H Z , CHEN Y S. Bifurcation analysis of rotor-squeeze film damper system with fluid inertia[J]. Mechanism and Machine Theory , 2014 , 81 : 129-139.
- [20] SAN A L , VANCE J M. Effect of fluid inertia on squeeze-film damper forces for small-amplitude circular-centered motions[J]. ASLE Transactions ,1987 ,30 :63-68.
- [21] HEIDARI H R , SAFARPOUR P. Design and modeling of a novel active squeeze film damper[J]. Mechanism & Machine Theory , 2016 , 105 : 235-243.

作者简介:张微,女,1988 年出生,博士。主要研究方向为转子动力学。

E-mail : zw_7126257@163.com

韩兵兵,男,1988 年出生,博士。主要研究方向为转子动力学。

E-mail : bbhan@tju.edu.cn

李响,男,1990 年出生,博士。主要研究方向为深度学习算法及其在力学问题中的应用,多目标优化算法等。

E-mail : xiangli@mail.neu.edu.cn

孙建桥,男,1956 年出生,博士,教授,博士研究生导师。主要研究方向为随机非线性动力学,胞映射算法,多目标优化等。

E-mail : jqsun@ucmerced.edu

丁千(通信作者),男,1963 年出生,博士,教授,博士研究生导师。主要研究方向为非线性动力学,振动控制等。

E-mail : qding@tju.edu.cn