

浮环式挤压油膜阻尼器的减振机理

周海仑¹, 冯国全², 罗贵火³, 艾延廷¹

(1. 沈阳航空航天大学 航空航天工程学部

辽宁省航空推进系统先进测试技术重点实验室, 沈阳 110136;

2. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015;

3. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 为了进行浮环式挤压油膜阻尼器减振机理的研究,借助于挤压油膜阻尼器的雷诺方程,根据浮动环与轴颈之间的相对运动,进行了浮环式挤压油膜阻尼器的建模.通过仿真计算,得到浮环式挤压油膜阻尼器转子系统和双向激励试验系统的位移响应,进行了浮环式挤压油膜阻尼器的减振机理研究.结果表明:浮环质量越大、油膜间隙越小、油膜宽度越大或者滑油黏度越大,则浮环式挤压油膜阻尼器具有越好的减振性能,反之,则越差.

关 键 词: 挤压油膜阻尼器; 转子; 减振; 浮环; 航空发动机

中图分类号: V231.96

文献标志码: A

Damping mechanism of floating ring squeeze film damper

ZHOU Hai-lun¹, FENG Guo-quan², LUO Gui-huo³, AI Yan-ting¹

(1. Liaoning Key Laboratory of Advanced Test Technology for Aerospace Propulsion System,
Faculty of Aerospace Engineering,

Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China;

2. Shenyang Engine Design and Research Institute,
Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China;

3. College of Energy and Power Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: In order to research on damping mechanism of floating ring squeeze film damper, the model of floating ring squeeze film damper was established based on the Reynolds equation of squeeze film damper and relative movement of floating ring and journal. Then damping mechanism of floating ring squeeze film damper was researched by means of displacement response of rotor system and bidirectional incentives test system of floating ring squeeze film damper. It is shown that the greater mass of floating ring, the thinner oil clearance, the wider oil film width or the greater viscosity of lubrication oil, the better damping performance of floating ring squeeze film damper, vice versa.

Key words: squeeze film damper; rotor; damping; floating ring; aero-engine

在航空发动机中,挤压油膜阻尼器(squeeze film damper, SFD)置于滚动轴承与轴承座之间,

它已被证明能有效地抑制和隔离转子振动.但是由于SFD油膜力的高度非线性,容易使含SFD

的转子系统出现非线性振动响应. 国内外学者在 SFD 的基础上, 提出了多种改进型的 SFD, 试图抑制或改善 SFD 油膜力高度非线性带来的危害^[1-3].

俄罗斯学者提出了一种弹性环式 SFD, 并将它成功地应用于现役航空发动机上^[3]. Zhao 等^[4-6]提出了一种改进型的 SFD, 该型 SFD 在轴承座和滚动轴承外圈之间有一浮动环, 在滚动轴承外圈与浮动环之间充有油膜, 轴承座与浮动环之间有弹性连接. 研究表明, 该型 SFD (被称为浮环式 SFD) 能有效地抑制非协调进动和双稳态响应, 但这会使转子系统在通过第 1 阶临界转速时振动较大. Moraru 等^[7-10]进行了双层油膜 SFD 的研究, 他们在建模的时候, 没有考虑浮环式 SFD 平动的影响.

马艳红等^[11-12]研究了带金属橡胶油膜环的 SFD, 并研究了该型 SFD 的动力学机理, 研究表明, 油膜刚度的非线性可以通过金属橡胶的变形得到抑制, 从而达到良好的减振效果. 本文以浮环式挤压油膜阻尼器 (floating ring squeeze film damper, FSFD) 作为研究对象, 其结构简图如图 1 所示, FSFD 浮动环的内外层均有油膜, 并假设两层油膜具有相同的厚度. 文献[13]对 FSFD 分别从广义雷诺方程和 SFD 的雷诺方程出发, 进行了 FSFD 的建模, 并对模型的正确性进行了对比验证和试验验证; 文献[14-15]研究了 FSFD 在抑制转子系统非协调进动和双稳态响应等方面的动力学特性, 但是国内外关于 FSFD 减振机理的研究鲜有报道. 通过本文的研究, 以期进一步了解和掌握 FSFD 的减振机理.

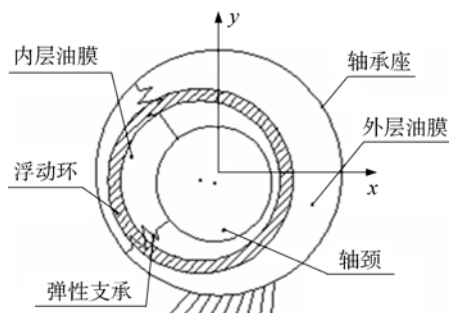


图1 FSFD 结构简图

Fig. 1 Schematic of FSFD structure

1 FSFD 模型

为了进行 FSFD 减振机理的研究, 借助于

SFD 的雷诺方程, 根据轴颈与浮动环的相对运动, 从而建立 FSFD 模型, FSFD 外层油膜的流体力学方程与 SFD 类似^[16]. 在固定坐标系 xOy 中, FSFD 如图 2 所示, 令浮环中心 O_f 的坐标为 (x_f, y_f) , 轴颈中心 O_b 的坐标为 (x_b, y_b) . 当计算 FSFD 内层油膜力时, 令轴颈的相对偏心距 $e = \sqrt{(x_b - x_f)^2 + (y_b - y_f)^2}$; 轴颈在 x 和 y 方向的相对位移和相对速度分别为: $x' = x_b - x_f$, $y' = y_b - y_f$, $\dot{x}' = \dot{x}_b - \dot{x}_f$, $\dot{y}' = \dot{y}_b - \dot{y}_f$, 轴颈的相对公转速度为 Ω_b . 将轴颈的以上参数代入 SFD 的流体力学方程, 得 FSFD 内层油膜的流体力学方程

$$\frac{1}{R_1^3} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\frac{h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right] = -12\Omega_b \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12\dot{e} \cos \theta$$

式中 h 为油膜厚度; θ 为从最大油膜厚度位置算起的角度坐标; p 为油膜压力; μ 为润滑油黏度.

$$\Omega_b = \frac{(\dot{y}_b - \dot{y}_f)(x_b - x_f) - (y_b - y_f)(\dot{x}_b - \dot{x}_f)}{(x_b - x_f)^2 + (y_b - y_f)^2}$$

在进行油膜力计算的时候, 采用短轴承及雷诺边界条件假设^[17-18].

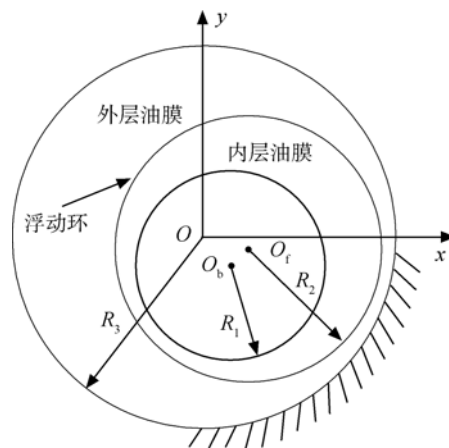


图2 固定坐标系下的 FSFD

Fig. 2 FSFD in fixed coordinate system

2 减振机理分析

2.1 FSFD 在转子系统中的减振机理分析

将 FSFD 与转子系统耦合, 建立 FSFD-转子系统动力学模型, 如图 3 所示, 研究 FSFD 的减振机理 (L 为油膜宽度, C_1 为每层油膜的间隙).

根据转子、滚动轴承以及 FSFD 之间力的平衡关系, 可建立相应的动力学方程

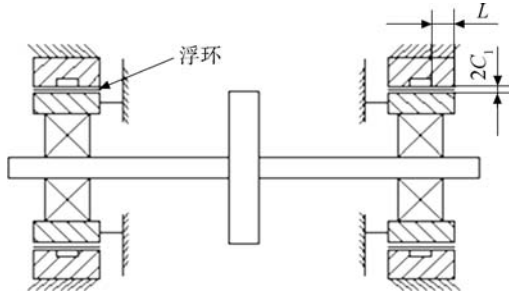


图3 FSFD-转子系统动力学模型

Fig. 3 Dynamic model of FSFD-rotor system

$$\begin{cases} m_d \ddot{x}_d + c_d \dot{x}_d + k_s (x_d - x_b) = m_d e_d \omega^2 \cos(\omega t) \\ m_d \ddot{y}_d + c_d \dot{y}_d + k_s (y_d - y_b) = m_d e_d \omega^2 \sin(\omega t) \\ m_b \ddot{x}_b + \frac{k_s}{2} (x_b - x_d) + \frac{k_a}{2} x_b = F_{1x} \\ m_b \ddot{y}_b + \frac{k_s}{2} (y_b - y_d) + \frac{k_a}{2} y_b = F_{1y} \\ m_f \ddot{x}_f = -F_{1x} + F_{2x} \\ m_f \ddot{y}_f = -F_{1y} + F_{2y} \end{cases} \quad (1)$$

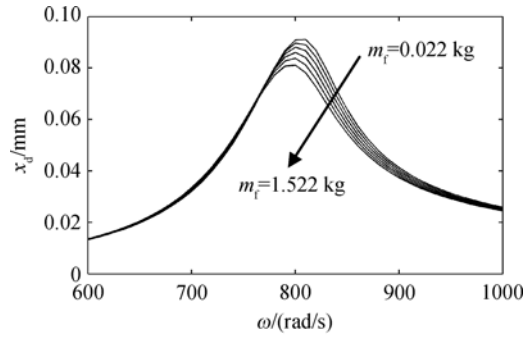
式中 m_d 表示轴中间处圆盘的质量, c_d 表示圆盘处的阻尼, (x_d, y_d) 是圆盘中心的坐标, k_s 表示转子轴的刚度, e_d 表示圆盘的偏心距, m_b 表示转子轴颈处的质量, ω 代表转子的转速, t 代表时间, k_a 表示弹性支承的刚度, m_f 代表浮动环的质量, F_{1x} 和 F_{1y} 表示 FSFD 在内层油膜的油膜力, F_{2x} 和 F_{2y} 是 FSFD 在外层油膜的油膜力。

转子系统初始参数的选取如下: $m_d = 5 \text{ kg}$, $e_d = 10 \mu\text{m}$, $m_b = 0.5 \text{ kg}$, $c_d = 2.4867 \text{ (N} \cdot \text{s)/m}$, $R_1 = 18 \text{ mm}$, $k_s = 5.2 \times 10^6 \text{ N/m}$, $k_a = 8 \times 10^6 \text{ N/m}$, $m_f = 0.022 \text{ kg}$, $\mu = 7.32 \times 10^{-2} \text{ Pa} \cdot \text{s}$, $L = 6.5 \text{ mm}$, $C_1 = 0.075 \text{ mm}$ 。

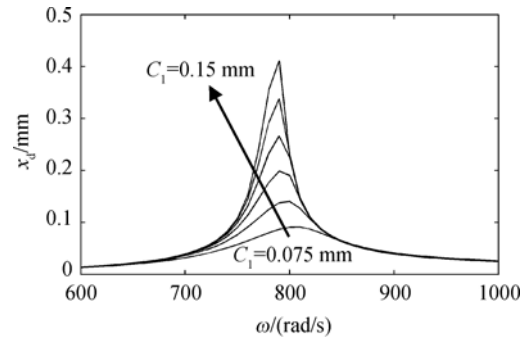
为了研究 FSFD 的减振机理, 分别仿真 FSFD 在不同的浮动环质量、油膜间隙、油膜宽度、滑油黏度(温度)时转子系统位移响应, 其中, 浮动环质量从 0.022 kg 等间距增加到 1.522 kg , FSFD 每层油膜的间隙从 0.075 mm 等间距增加到 0.15 mm , 油膜宽度从 6 mm 等间距增加到 6.5 mm , 滑油黏度选择文献[19]中前 6 组滑油黏度(用温度 T 对应表示), 计算结果如图 4 所示。

从图 4(a)中可以看出, 随着浮动环质量的增加, 在第 1 阶临界转速时转子系统的振动位移响应相应减小。由此可知, 浮动环质量越大, FSFD 的减振效果越好。所以在 FSFD 的设计中, 可以考虑通过增加浮动环质量的方式, 增强 FSFD 减振的作用。

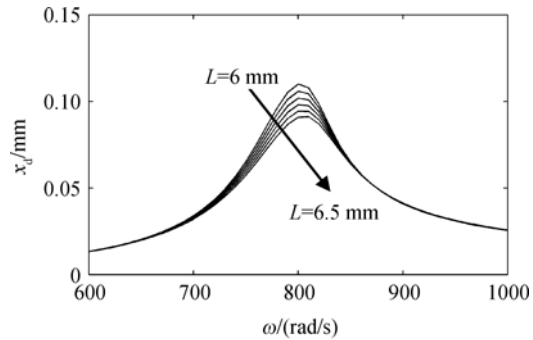
从图 4(b)、图 4(c)、图 4(d)中可以看出, 油



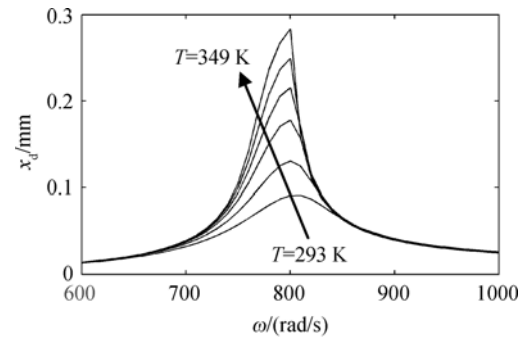
(a) 不同浮动环质量



(b) 不同油膜间隙



(c) 不同油膜宽度



(d) 不同滑油黏度(温度)

图4 FSFD-转子系统位移响应

Fig. 4 Displacement response of FSFD-rotor system

膜间隙增加、滑油黏度减小(滑油温度升高)或者油膜宽度减小, 则 FSFD-转子系统在共振时的振动位移响应会增加, FSFD 提供的阻尼减小。

2.2 FSFD 在双向激励中的减振机理分析

文献[14]借助于双向激励实验器(如图5所示)进行了FSFD模型的验证,没有进一步进行FSFD减振机理的研究.在实验过程中,信号发生器可以产生相位差为 90° 且频率相同的两路简谐振动信号,经过功率放大器放大信号并驱动激振器

器,激振器相对于在相互垂直的两个方向上分别施加两个激振力 $F\cos(\Omega t)$ 与 $F\sin(\Omega t)$,如图5所示,便可以相当于受到轴颈一个幅值为 F 的旋转频率为 Ω 作用力的激励,从而模拟转子的不平衡力对浮环式挤压油膜的激振,进而实现在非旋转状态下模拟FSFD的工作状态.

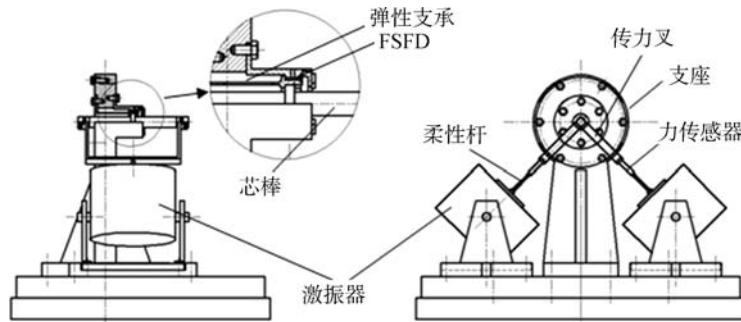


图5 双向激励试验器结构简图

Fig.5 Schematic of test rig structure with bidirectional incentives

根据双向激励的试验原理,可建立FSFD的运动平衡方程

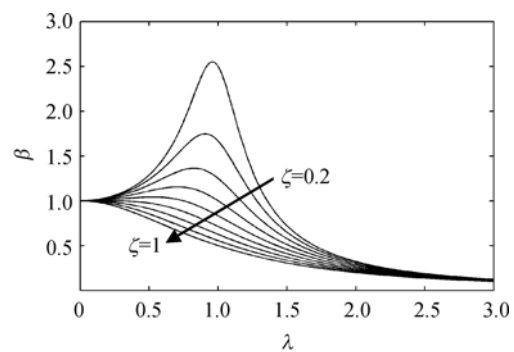
$$\begin{cases} m_b \ddot{x}_b + C_r \dot{x}_b + k_a x_b = F_{1x} + F\cos(\Omega t) \\ m_b \ddot{y}_b + C_r \dot{y}_b + k_a y_b = F_{1y} + F\sin(\Omega t) \\ m_f \ddot{x}_f = -F_{1x} + F_{2x} \\ m_f \ddot{y}_f = -F_{1y} + F_{2y} \end{cases} \quad (2)$$

相关参数值见文献[14].

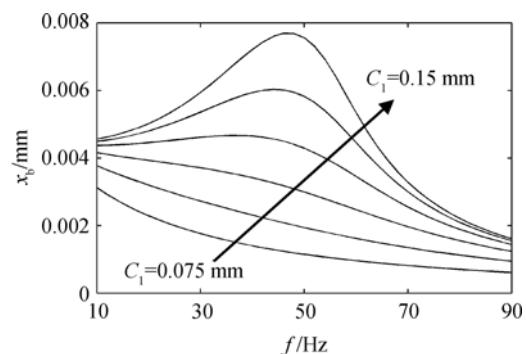
由于芯棒质量远大于浮动环的质量,所以把双向激励试验器模型看作单自由度系统,并与单自由度系统的振动响应特性进行对比,为研究FSFD的减振机理提供参考.单自由度系统的幅频响应曲线如图6(a)所示.图中 λ 为频率比, β 为振幅放大系数, f 为频率.从图中可以看出,当阻尼比 ζ 比较小时,单自由度系统幅频响应曲线中,可以看到明显的共振峰;而随着阻尼比 ζ 的逐渐增大,共振峰逐渐消失.文献[14]中双向激励试验器未安装FSFD情况下的幅频响应曲线可以明显地看到共振峰的存在;当双向激励试验器安装了FSFD后,未发现明显的共振峰.对比单自由度系统的幅频响应曲线可以推断,双向激励试验器在安装了FSFD后,振动系统的阻尼大大增加.为了进行FSFD减振机理的分析,分别仿真计算双向激励试验器在不同油膜间隙、油膜宽度、滑油黏度(温度)时FSFD轴颈的响应,这些参数的取值与第2.1节相同,计算结果如图6(b)~图6(d)所示.

从图6中可以看出,随着油膜间隙增加、滑油

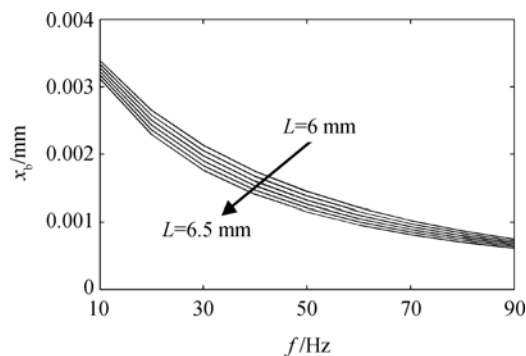
黏度减小(滑油温度升高)以及油膜宽度的减小,轴颈幅频响应曲线的变化情况与单自由度系统阻尼比减小的情况类似.由此可知,油膜间隙增加、滑油黏度减小(滑油温度升高)或者油膜宽度减小,则FSFD提供的阻尼减小,这与第2.1节得出的结论是一致的.



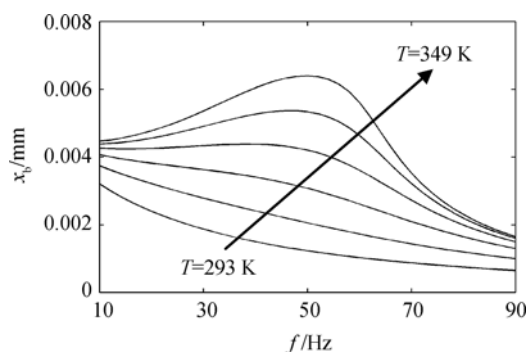
(a) 单自由度系统



(b) 不同油膜间隙



(c) 不同油膜宽度



(d) 不同滑油黏度(温度)

图6 幅频响应曲线

Fig. 6 Amplitude-frequency response curve

3 结 论

借助于 SFD 的雷诺方程,根据浮动环与轴颈的相对运动关系,建立了 FSFD 模型,利用 FSFD-转子系统的幅频响应和单自由度系统幅频响应特性进行了 FSFD 的减振机理分析,研究表明:浮动环质量、油膜间隙、油膜宽度和滑油黏度(温度)明显地影响着 FSFD 的减振性能。浮动环质量越大、油膜间隙越小、滑油黏度越大(滑油温度越低)或者油膜宽度越大,FSFD 具有越好的减振性能,反之,则越差,这为 FSFD 的设计和应用提供了参考。

参考文献:

- [1] Andres L S. Force coefficients for a large clearance open ends squeeze film damper with a central feed groove: experiments and predictions [J]. Tribology International, 2014, 71: 17-25.
- [2] XING Changhu. Analysis of the characteristics of a squeeze film damper by three-dimensional Navier-Stokes equations: a numerical approach and experimental validation [D]. Akron: The University of Akron, 2009.
- [3] 曹磊,高德平,江和甫. 弹性环式挤压油膜阻尼器减振机理初探[J]. 振动工程学报, 2007, 20(6): 584-588.

CAO Lei, GAO Deping, JIANG Hefu. Damping mechanism of elastic ring squeeze film damper [J]. Journal of Vibration Engineering, 2007, 20(6): 584-588. (in Chinese)

- [4] Zhao J Y, Linnett I W, McLean L J. Stability and bifurcation of unbalanced response of a squeeze film damped flexible rotor [J]. Journal of Tribology, 1994, 116(2): 361-368.
- [5] Zhao J Y, Hahn E J. Subharmonic, quasi-periodic and chaotic motions of a rigid rotor supported on an eccentric squeeze film damper [J]. Journal of Mechanical Science, 1993, 207(6): 383-392.
- [6] Rezvani M A, Hahn E J. Floating ring squeeze film damper: theoretical analysis [J]. Tribology International, 2000, 33(3/4): 249-258.
- [7] Moraru L, Keith T G, Dimofte F, et al. Dynamic modeling of a dual clearance squeeze film damper: Part I test rig and dynamic model with one damper [J]. Tribology Transactions, 2003, 46(2): 170-178.
- [8] Moraru L, Keith T G, Dimofte F, et al. Dynamic modeling of a dual clearance squeeze film damper: Part II [J]. Tribology Transactions, 2006, 49(4): 611-620.
- [9] Moraru L, Keith T G, Dimofte F, et al. A dynamic analysis of a dual clearance squeeze film damper [R]. San Francisco: 2010 International Joint Tribology Conference, 2010.
- [10] Moraru L. Numerical predictions and measurements in the lubrication of aeronautical engine and transmission components [D]. Toledo: University of Toledo, 2005.
- [11] 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 Fuan. 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.
- [12] 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 nonsynchronous response of adaptive squeeze film damper with metal rubber oil film ring [J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(2): 390-395. (in Chinese)
- [13] Zhou H L, Luo G H, Chen G, et al. Two dynamic models of dual clearance squeeze film damper and their verification [J]. Tribology International, 2013, 66: 187-193.
- [14] Zhou H L, Luo G H, Chen G, et al. Analysis of the nonlinear dynamic response of a rotor supported on ball bearings with floating-ring squeeze film dampers [J]. Mechanism and Machine Theory, 2013, 59: 65-77.
- [15] 周海仑,罗贵火,冯国全,等. 含浮环式挤压油膜阻尼器的转子系统响应分析[J]. 航空动力学报, 2012, 27(3): 644-650.
- ZHOU Hailun, LUO Guihuo, FENG Guoquan, et al. Dynamic response analysis of a rotor supported on floating-ring squeeze film dampers [J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(3): 644-650. (in Chinese)

- [16] 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): 37-43.
- 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): 37-43. (in Chinese)
- [17] 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.
- [18] Inayat-Hussain J I, Kanki H, Mureithi N W. On the bifurcations of a rigid rotor response in squeeze-film dampers[J]. Journal of Fluids and Structures, 2003, 17(3): 433-459.
- [19] 姜继海,季天晶,李运,等. 液压流体粘温关系研究[J]. 润滑与密封, 1998(5): 35-37.
- JIANG Jihai, JI Tianjing, LI Yun, et al. Research on viscosity-temperature relationship of hydraulic oils[J]. Lubrication Engineering, 1998(5): 35-37. (in Chinese)