

鼠笼弹性支承干摩擦减振试验研究和参数识别

宋谭, 陈九如, 李浦, 袁奇

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 针对鼠笼弹性支承干摩擦阻尼器减振机理和摩擦参数不确定问题, 提出了基于双线性梁单元简化模型的两步参数识别方法。基于梁单元弯曲理论和有限元分析, 开展刚度分析并提出鼠笼弯曲刚度经验计算公式, 相比传统理论公式误差更小, 为参数识别提供初值条件。建立了鼠笼弹性支承干摩擦试验台, 改变鼠笼端面接触压力, 开展了鼠笼弹性支承扫频试验, 得到了表征界面能量耗散特性的黏滞-滑移特性曲线和最佳正压力。基于鼠笼弹性支承黏滞-滑移曲线, 采用遗传算法开展了梁单元与双线性弹簧单元两步参数识别, 开展了参数识别结果验证和误差分析。试验结果表明, 双线性梁单元简化模型迟滞曲线面积误差在10%以内, 相比三维有限元模型, 计算时间缩短了92.34%。该模型可为鼠笼弹性支承干摩擦减振设计提供一种高效的简化计算模型。

关键词: 鼠笼弹性支承; 参数识别; 刚度分析; 干摩擦试验; 最佳正压力

中图分类号: TH212; TH213.3 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202311016 **文章编号:** 0253-987X(2023)11-0160-11

Experimental Study and Parameter Identification of Dry Friction Vibration Damping in Squirrel Cage Elastic Support

SONG Tan, CHEN Jiuru, LI Pu, YUAN Qi

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: This paper aims to address the issue related to the vibration reduction mechanism and uncertainty in friction parameters of dry friction dampers in squirrel cage elastic supports. To achieve this, a two-step parameter identification method is proposed based on a simplified model of bilinear beam element. First, a stiffness analysis is carried out using the beam element bending theory and finite element analysis. An empirical formula is proposed to calculate the bending stiffness of the squirrel cage, which yields smaller errors compared to traditional theoretical formulas. This provides initial conditions for parameter identification. Next, a test bench is established for dry friction of the squirrel cage elastic support. The frequency sweep test of the squirrel cage elastic support is carried out with a changing contact pressure on the end surface of the squirrel cage. The stick-slip characteristic curve and the optimal normal pressure are obtained. Based on the stick-slip curve of the elastic support of the squirrel cage, a two-step parameter identification of the beam element and the bilinear spring element is performed using the genetic algorithm, and the parameter identification result verification and error analysis are conducted. The results show that the hysteresis curve area error of the simplified model of the bilinear beam element is

within 10%, and the calculation time is shortened by 92.34% compared to the three-dimensional finite element model. This model provides an efficient and simplified approach for the dry friction damping design of the squirrel cage elastic support.

Keywords: squirrel cage elastic support; parameter identification; stiffness analysis; dry friction test; optimum normal pressure

随着大推重比、高转速航空发动机的发展,柔性转子在起动、加速、停车等过程中必须多次通过临界转速。鼠笼式弹性支承是典型的航空发动机支承结构,其刚度对转子振动特性影响显著^[1]。若设计不当,可能引起发动机转子振幅过大造成转子断裂,产生严重的后果。因此,开展鼠笼弹性支承刚度特性和减振研究具有重要意义^[2]。

国内外学者针对鼠笼弹性支承结构的研究主要集中在刚度分析和试验参数识别两个方面。徐方程和刘占生开展了不同结构鼠笼支承刚度试验研究,发现了鼠笼条数、笼条长度和笼条面积对其刚度的影响规律^[3]。彭京徽等针对鼠笼弹性支承简化模型,采用有限元方法开展了可靠性分析和降低应力集中方法的研究,表明倒圆角可以有效减少应力集中,而应力槽和圆孔对降低应力影响不大^[4-6]。冯国全等基于参数化设计方法,考虑笼条非对称弯曲特性的鼠笼式弹性支承柔度和应力的参数化方法,使用遗传算法对弹性支承进行优化,大幅降低疲劳应力^[7]。王洋洲等针对折返式鼠笼弹性支承刚度问题开展了理论分析和试验验证^[8-9]。孙彦博等分析了网格层数对鼠笼弹性支承刚度计算的影响^[10]。唐瑞等基于参数化建模思想提出针对弹性支承的分步优化设计方法^[11]。栗勇等设计了一套高周疲劳试验台,对弹性支承高周疲劳性能进行试验研究^[12]。王永亮等使用试验验证鼠笼弹性支承疲劳故障机理并考虑加工方式对寿命的影响^[13]。温保岗等对笼条断裂后鼠笼弹性支承的刚度特性进行研究^[14]。王四季等采用主动控制方法,对鼠笼弹性支承下的转子振动抑制进行了数值分析和试验研究^[15-17]。此外,雷沫枝等通过对弹性支承笼条动应力测试而获得转子的振动信号^[18]。Inayat-Hussain 等对带有弹性支承的挤压油膜阻尼器的转子响应分叉问题进行研究^[19]。Wang 等针对弹性支承刚度提出了一种三维参数方程定义形变参数,并通过遗传算法对其进行计算^[20]。Ma 等对带有弹性支承橡胶阻尼器的转子进行扫频试验,开展阻尼和刚度识别研究^[21-22]。Degtiarev 等对弹性支承刚度^[23-24]和带有弹性支承的挤压油膜阻尼器进行参数识别试验^[25]。Kandhaswamy 等针对航空发

动机中弹性支承的刚度、强度和疲劳寿命的需求提出结构设计的方法^[26]。

干摩擦阻尼器广泛用于透平旋转叶片减振,例如阻尼叶片和缘板阻尼器等。干摩擦包含界面黏滞-滑移等非线性特征,关于鼠笼弹性支承干摩擦阻尼器机理研究尚不充分。由于鼠笼弹性支承结构的材料参数和界面参数的不确定性,需要通过模态实验进行参数识别和确定。考虑不同激振力和正压力下的黏滞-滑移现象复杂,基于三维有限元模型的瞬态分析计算耗时严重。因此,有必要开展简化梁单元模型的参数识别研究。考虑黏滞-滑移特性,本文提出一种双线性弹簧梁单元简化模型,模拟界面摩擦迟滞现象,兼顾计算精度和仿真效率。

本文建立了鼠笼弹性支承干摩擦阻尼试验台,开展干摩擦减振特性和参数识别研究。主要研究内容:首先基于有限元模型和梁单元理论,开展弹性支承弯曲刚度分析,建立修正的刚度计算公式;建立鼠笼弹性支承干摩擦阻尼器减振试验台,改变接触压力,阐明最佳正压力以及界面能量耗散特性;基于鼠笼弹性支承刚度特性及迟滞回线开展鼠笼接触界面参数识别,提出了两步参数识别方法,通过建立的双线性弹簧模型对扫频试验激振力-位移响应迟滞回线进行验证,与试验结果吻合良好。

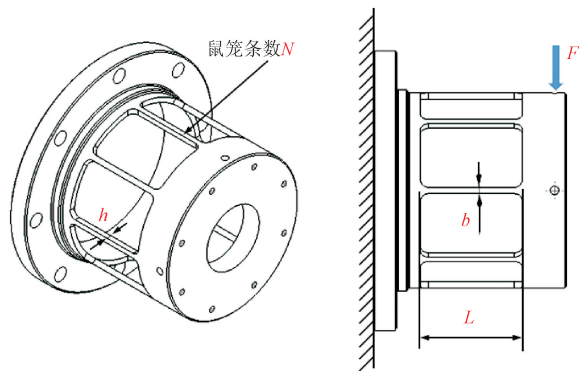
1 鼠笼刚度分析

鼠笼弹性支承是同心型挤压油膜阻尼器的重要组成部分^[27],近年来发生多起航空发动机阻尼环磨损和断裂事故,造成巨大经济损失^[28]。鼠笼刚度设计不仅影响挤压油膜阻尼器动力学性能和转子响应,而且对结构疲劳寿命影响显著。因此,有必要开展鼠笼弹性支承刚度分析。

1.1 有限元模型

首先建立鼠笼弹性支承有限元模型,使用 Hypermesh 软件对鼠笼弹性支承进行网格划分,鼠笼材料为 40Cr,密度为 $7\ 850\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$,弹性模量为 $2.1\times 10^5\text{ MPa}$ 。

鼠笼是一种典型的弹性结构,如图 1 所示,法兰端固定的鼠笼可等效为悬臂杆梁结构。



L, b, h — 笼条长度、宽度、厚度; F — 横向载荷。

图 1 鼠笼结构示意图

Fig. 1 Structure of the squirrel cage

因此,采用有限元方法进行静力学分析,鼠笼弹性支承弯曲刚度 k 可表示为

$$k = \frac{F}{\delta} \tag{1}$$

式中: F 为鼠笼自由端部施加的横向载荷; δ 为弹性支承响应位移。

改变鼠笼肋条宽度,弹性支承的结构参数见表 1,图 2 为鼠笼弹性支承的结构化网格。

表 1 鼠笼弹性支承结构参数

Table 1 Structural parameter of the squirrel cage

笼条宽度 b/mm	笼条厚度 h/mm	鼠笼内径 r_1/mm	鼠笼外径 r_2/mm	笼条长度 L/mm
4	4	58	62	103
6	4	58	62	103
8	4	58	62	103
10	4	58	62	103
12	4	58	62	103

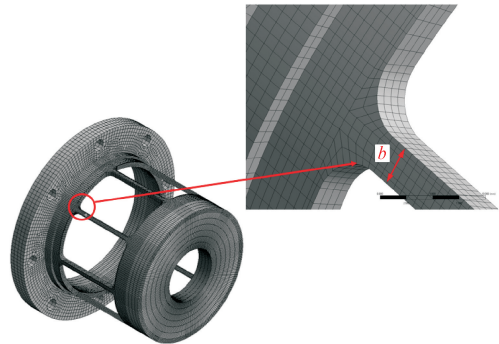


图 2 鼠笼弹性支承的结构化网格

Fig. 2 Meshes of squirrel cage elastic support

分别计算不同鼠笼肋条宽度 $b=4, 6, 8, 10, 12\text{ mm}$ 下的弯曲刚度,在法兰侧和端面分别添加全

约束和载荷 F ,开展静力学分析,根据式(1)得到的弯曲刚度随宽度变化如图 3 所示,可以看出刚度随笼肋条宽度的增加而逐渐增大。以下刚度分析以有限元结果为参考值。

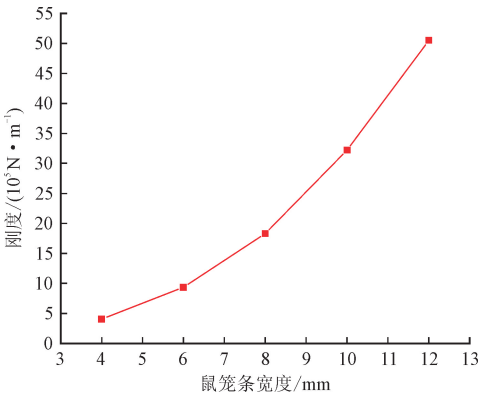


图 3 鼠笼弹性支承肋条宽度与弹性支承弯曲刚度的关系

Fig. 3 The relationship between the rib width of the squirrel cage and the bending stiffness of the elastic support

1.2 梁单元等效模型

将鼠笼等效为梁单元,文献[29]采用弯曲刚度经验公式为

$$k_1 = \frac{NEh^2b^2}{L^3} \tag{2}$$

式中: N 为鼠笼条数; E 为材料的杨氏模量。

此外,文献[7]提出一种修正的理论公式

$$k_2 = \frac{NEbh(h^2 + b^2)}{2L^3} \tag{3}$$

可以看出,式(2)和(3)均采用矩形截面梁单元进行简化和修正,但是当鼠笼宽度较大时,采用矩形截面的误差较大。将鼠笼等效为弧形截面梁,基于极坐标法得到了修正的鼠笼弯曲刚度计算公式。

以鼠笼中心为原点建立坐标系,鼠笼弹性支承截面如图 4 所示。外力 F 作用方向为 y 轴负方向,假设第一个笼条边与 y 轴正方向之间的夹角为 θ ,同一根笼条两边之间的夹角为 α ,两个相邻笼条之间的夹角为 $2\pi/N$ 。

每个笼条的截面为扇环形, y 轴正方向开始顺时针第 i 个笼条相对于 x 轴的惯性矩 I_{xi} 为

$$I_{xi} = \frac{r_2^4 - r_1^4}{8} \left[\alpha + \cos \left(2\theta + \alpha + \frac{4\pi(i-1)}{N} \right) \sin \alpha \right] \tag{4}$$

笼条两边之间的夹角 α 可以用如下公式估算

$$\alpha = \frac{2b}{r_1 + r_2} \tag{5}$$

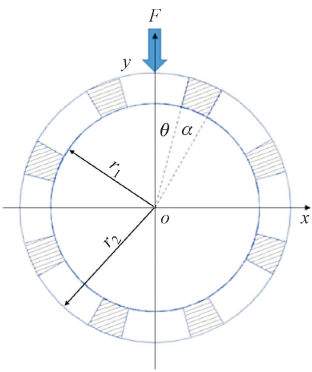


图 4 鼠笼弹性支承截面示意图

Fig. 4 Cross section of squirrel cage elastic support section

每根笼条的形心纵坐标为

$$\bar{y}_i = \frac{2(r_2^3 - r_1^3)}{3S} \left[\cos\left(\theta + \frac{\alpha}{2} + \frac{2\pi(i-1)}{N}\right) \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \right]$$

(6)

式中: S 为笼条的截面积, $S = \pi(r_2^2 - r_1^2) \frac{\alpha}{2\pi} = \frac{(r_2^2 - r_1^2)\alpha}{2}$ 。

使用移轴公式求出每根笼条相对于过其形心与 x 方向平行的轴的惯性矩如下式

$$I_{xci} = \frac{r_2^2 - r_1^4}{8} \left[\alpha + \cos\left(2\theta + \alpha + \frac{4\pi(i-1)}{N}\right) \sin\alpha \right] - \frac{2(r_2^3 - r_1^3)(r_2^2 + r_2r_1 + r_1^2)}{9\alpha(r_2 + r_1)} \left[1 + \cos\left(2\theta + \alpha + \frac{4\pi(i-1)}{N}\right) \right] (1 - \cos\alpha) / 9\alpha(r_2 + r_1)$$

(7)

整个鼠笼的刚度为所有笼条刚度之和

$$k_3 = \sum_{i=1}^N \frac{12EI_{xci}}{L^3}$$

(8)

特别地,当 N 为 4 的倍数时

$$k_3 = \frac{NE(r_2 - r_1)}{3bL^3} \cdot [9b^2(r_2^2 + r_1^2) - 4(r_2^2 + r_2r_1 + r_1^2)2(1 - \cos\alpha)]$$

(9)

此时的鼠笼刚度各项同性,与外力作用方向无关。表 2 汇总了不同笼条宽度下的弹性支承刚度结果,其中 λ 为无量纲数鼠笼条宽度厚度比, $\lambda = b/h$; k_{FEM} 为仿真计算刚度大小; k_1 、 k_2 和 k_3 分别为式(2)、(3)和式(9)的计算结果。 Δ_1 、 Δ_2 和 Δ_3 分别为 3 个理论公式和有限元分析的相对误差。可以看出,弹性支承的刚度随着鼠笼条宽度的增加而增加,但是理论公式的偏差也越来越大,这说明随着笼条宽度的增加,不能简单等效为梁单元的并联。本文推导的理论公式的偏差 Δ_3 相较于已有文献公式偏差 Δ_1 和 Δ_2 更小。

进一步以 λ 作为变量进行分析,鼠笼弹性支承修正公式(9)与经典公式(2)(3)关于仿真计算刚度误差对比如图 5 所示。当 $\lambda = 1.5$ 时,本文所推导的刚度理论计算公式相较于仿真计算结果的误差小于 2%,而文献[29]和[7]中公式的相对误差 Δ_1 、 Δ_2 分别为 5.24%和 6.42%。

2 干摩擦阻尼试验流程

鼠笼弹性支承是航空发动机的重要非旋转部件,干摩擦阻尼器可用于减少在启停过程中转子支承系统共振时的振动。本文在鼠笼端面添加干摩擦片并考虑不同正压力时,进行鼠笼弹性支承的位移响应试验和结果分析。

图 6 为本试验台测试结构原理,主要包括输入部分和试验装置本体部分,输入部分包括信号发生器、功率放大器、激振器;试验装置本体包括重块、静摩擦片外框架、静摩擦片、动摩擦片、鼠笼弹性支承、弹性支承外框架。此外还需要力传感器、位移传感器、数据采集卡测量和输出信号。

表 2 不同鼠笼条宽度下弹性支承弯曲刚度对比

Table 2 Comparison of flexural stiffness of elastic supports under different squirrel cage bar widths

$b/$ mm	$h/$ mm	$r_1/$ mm	$r_2/$ mm	$E/$ GPa	λ	$\delta/$ μm	$k_{FEM}/$ $(10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1})$	$k_1/$ $(10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1})$	$k_2/$ $(10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1})$	$k_3/$ $(10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1})$	$\Delta_1/$ %	$\Delta_2/$ %	$\Delta_3/$ %
4	4	58	62	210	1.00	493.0	4.06	4.05	4.05	4.04	0.13	0.13	0.25
6	4	58	62	210	1.50	214.0	9.35	8.86	9.95	9.52	5.24	6.42	1.82
8	4	58	62	210	2.00	109.0	18.30	15.70	19.70	19.40	14.21	7.65	6.01
10	4	58	62	210	2.50	622.0	32.20	24.60	35.70	34.80	23.60	10.87	8.07
12	4	58	62	210	3.00	19.6	50.50	35.40	59.10	56.90	29.91	17.03	12.67

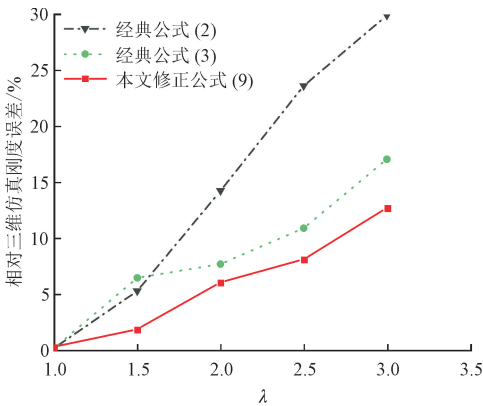


图 5 鼠笼弹性支承修正公式与经典公式误差对比

Fig. 5 The error comparison chart of the corrected formula and the classic formula for the elastic support of the squirrel cage

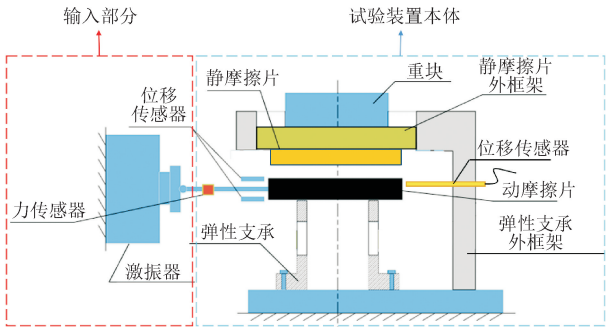


图 6 鼠笼弹性支承试验台原理

Fig. 6 Schematic diagram of the squirrel cage elastic support test bench

鼠笼弹性支承干摩擦试验流程如图 7 所示,输入部分主要通过信号发生器控制振动的频率,通过信号发生器和功率放大器的共同作用控制振幅;在激振力作用下,弹性支承和动摩擦片一起振动,静摩擦片安装于静摩擦片外框架内,由外框架控制静摩

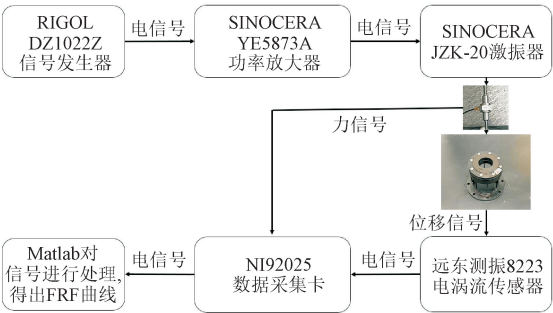


图 7 鼠笼弹性支承干摩擦试验流程图

Fig. 7 Flowchart of the squirrel cage elastic support dry friction test

擦片径向位移,但静摩擦片可以轴向滑动,通过重块产生的重力提供摩擦副之间(静摩擦片和动摩擦片)的压紧力。通过改变激振力的大小和频率,可以测量鼠笼在共振频率附近的响应,从而得到干摩擦对于共振的影响规律;力传感器和位移传感器分别测量激振力和鼠笼响应,并通过 NI9205 数据采集卡进行采集和数据处理,得到不同接触压力下的频响函数。

图 8 和图 9 分别为试验台空载和添加重块模拟干摩擦效应的实物图。

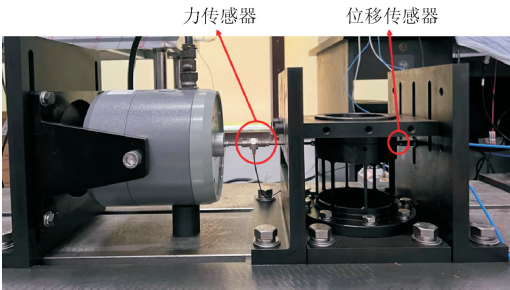


图 8 鼠笼弹性支承实物图(无静摩擦盘)

Fig. 8 Squirrel cage elastic support without the rubbing disk

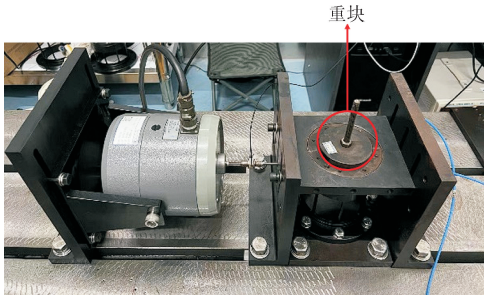


图 9 鼠笼弹性支承实物图(有摩擦盘)

Fig. 9 Squirrel cage elastic support with the rubbing disk

3 鼠笼弹性支承干摩擦减振试验

3.1 鼠笼弹性支承力-位移迟滞回线测量

干摩擦阻尼的阻尼由摩擦力所提供,由于摩擦力的存在,摩擦面的摩擦状态有黏滞和滑移两种状态,这两种不同的接触面状态也影响着鼠笼弹性支承的响应曲线从而影响减振特性,为研究弹性支承干摩擦减振特性,对鼠笼迟滞回线进行分析。

开展准静态黏滞-滑移测量试验研究,图 10 是鼠笼弹性支承在 5 Hz 激振下的 3 组试验结果。其中只改变正压力负载的大小,当正压力增大时,迟滞回线的横向位移逐渐减小,即在输入的激振力基本一致的情况下,弹性支承的位移响应逐渐减小,且在整个变化过程中,迟滞回线的四边基本处于平行状

态,说明在鼠笼弹性支承激振状态下,其运动的刚度基本保持不变。迟滞回线运动方向为 1—2—3—4—1,其中点 1 为弹性支承响应位移负向最大点;点 2 为黏滞状态转变为滑动状态转变点;点 3 为响应位移正向最大点;点 4 为黏滞状态转变为滑动状态转变点。鼠笼弹性支承干摩擦阻尼器的运动状态为:1—2 为黏滞状态;2—3 为滑移状态;3—4 为黏滞状态;4—1 为滑移状态。

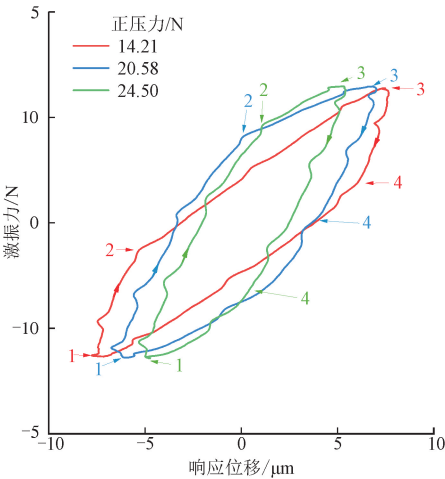


图 10 5 Hz 激振时鼠笼弹性支承改变正压力试验的力-位移迟滞回线

Fig. 10 The force-displacement hysteresis loop of a squirrel cage elastic support with 5 Hz excitation test

鼠笼弹性支承的响应力-位移曲线呈平行四边形,存在迟滞现象,此时可以将此曲线简化为一个双线性刚度模型,如图 11 所示,其中,当摩擦片处于黏滞状态时,鼠笼弹性支承摩擦阻尼器的刚度为 k_s + k_m ,当处于滑移状态时刚度为 k_m ,两条平行曲线封闭组合而成一个完整的平行四边形。

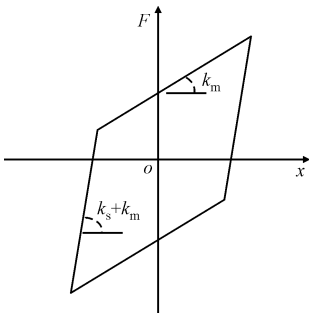


图 11 鼠笼弹性支承简化力-位移迟滞回线

Fig. 11 Simplified force-displacement hysteresis loop for squirrel cage elastic support

根据上述简化模型对鼠笼弹性支承为 5 Hz 时改变正压力试验的结果进行参数识别,得到结果见表 3。

表 3 鼠笼弹性支承改变正压力试验双线性刚度参数识别结果

Table 3 Identification of bilinear stiffness parameters for squirrel cage elastic support for changing normal pressure test

正压力/N	$k_s/(MN \cdot m^{-1})$	$k_m/(MN \cdot m^{-1})$
14.21	2.88	1.17
20.58	2.38	1.14
24.50	2.52	1.15

3.2 最佳正压力测量

弹性支承干摩擦阻尼器的阻尼主要由干摩擦提供,根据文献[10]叙述,在改变弹性支承摩擦片正压力时存在最佳正压力,使得弹性支承减振效果最好,即系统等效黏性阻尼比最大,现对弹性支承进行扫频试验并改变弹性支承正压力对最佳正压力点附近进行试验研究。

不同正压力时鼠笼弹性支承频响函数曲线如图 12 所示。扫频试验在弹性支承一阶共振点 f 为 135 Hz 附近进行,由图 12 可以看出,当弹性支承在保证激振器信号发生器及功率放大器不变的情况下,改变弹性支承所受正压力大小时,随着正压力的不断增大,弹性支承的摩擦状态由动摩擦状态转变为黏滞状态,其中正压力为 14.21 N 和 20.58 N 时为弹性支承的动摩擦状态,24.50 N、27.93 N、30.87 N 和 34.30 N 时为弹性支承动摩擦与黏滞转变的中间状态,最后两组正压力为 37.24 N 与 40.67 N 时弹性支承的摩擦状态为黏滞状态。

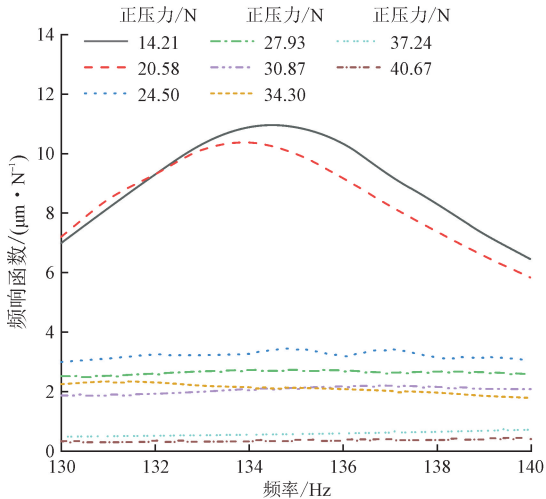


图 12 不同正压力时鼠笼弹性支承频响函数曲线

Fig. 12 Frequency response function curves of squirrel cage elastic support under different pressure

由于处于黏滞状态无法使用半功率法计算阻尼比大小,现将非线性的摩擦阻尼等效为黏滞阻尼,即假设黏性阻尼 c_e ,其在一个周期内做的功等于摩擦力所做的功,表达式为

$$c_e = \frac{\Delta E}{\pi \omega B^2} \tag{10}$$

式中: ΔE 为一个周期所消耗能量; ω 为激振器频率; B 为振动幅值。

$$\zeta_e = \frac{c_e}{c_{cr}} = \frac{c_e}{2 \sqrt{km}} = \frac{c_e \omega_n}{2k} \tag{11}$$

式中: ζ_e 为等效黏性阻尼比; c_{cr} 为临界阻尼系数; m 为弹性支承质量; ω_n 为弹性支承共振频率。

联立式(10)、(11)可得

$$\zeta_e = \frac{\Delta E \omega_n}{2 \pi \omega B^2 k} \tag{12}$$

计算得出鼠笼弹性支承改变正压力试验的等效黏性阻尼比见表 4,其中 Δe 为等效黏性阻尼比相对空载增幅; σ_c 为动摩擦片与静摩擦片的接触压应力。

表 4 鼠笼弹性支承改变正压力试验的等效黏性阻尼比对比

Table 4 Comparison table of equivalent viscous damping ratio of squirrel cage elastic support changing normal pressure test

F_N/N	σ_c/Pa	$\zeta_e/\%$	$\Delta e/\%$
0	0	0.36	0
14.21	3 231.01	2.87	697.22
20.58	4 679.40	3.18	783.33
24.50	5 570.71	9.00	2 400.00
27.93	6 350.61	12.00	3 231.11
30.87	7 019.10	13.55	3 663.89
34.30	7 799.00	10.56	2 931.12
37.24	8 467.49	4.88	1 255.56
40.67	9 247.39	0.62	63.89

根据表 4 内容绘制出如图 13 所示鼠笼弹性支承最佳正压力曲线,由图 13 中可以看出,随着正压力增大,弹性支承干摩擦阻尼器的等效黏性阻尼比会有一个先增大再减小的过程,即存在最佳正压力,使得弹性支承干摩擦阻尼器的等效黏性阻尼比为最大值。

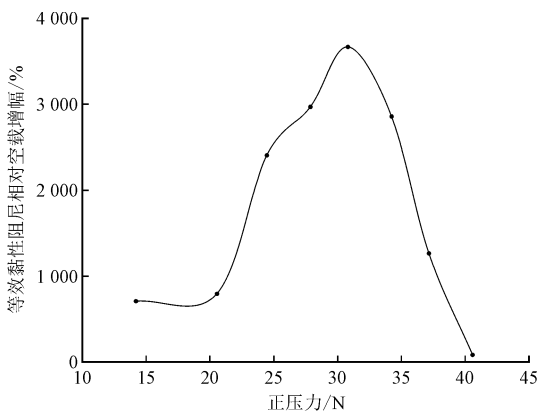


图 13 鼠笼弹性支承最佳正压力曲线

Fig. 13 Optimum normal pressure curve for elastic support of squirrel cage

4 鼠笼弹性支承参数识别

4.1 鼠笼一维模型修正

由于三维模型中摩擦的瞬态计算耗时较长,通过 3.1 节中对鼠笼弹性支承的简化和摩擦行为的分析,现由两步修正将鼠笼弹性支承干摩擦阻尼器简化为一维模型,图 14 为模型修正的两步流程。鼠笼弹性支承干摩擦阻尼器可以分为两个部分,第一部分为鼠笼弹性支承本体;第二部分为摩擦盘部分。对于鼠笼弹性支承本体,可以将其简化为一维梁单元;对于摩擦界面,可以简化为双线性弹簧模型,将非线性部分简化为线性模型。

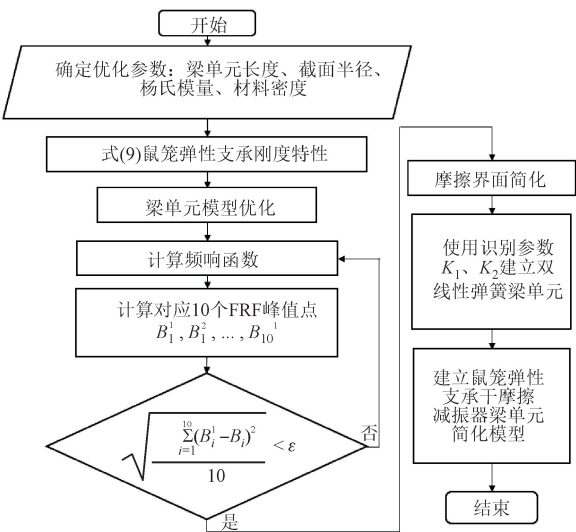


图 14 鼠笼弹性支承模型修正流程

Fig. 14 Model updating flow chart of squirrel cage elastic support model

鼠笼弹性支承干摩擦阻尼器的两步简化修正具体流程如下:首先对鼠笼弹性支承进行简化,分析鼠笼弹性支承空载条件下的扫频结果,计算频响函数,提取 10 个峰值点,比较计算值与试验值差值,采用优化算法对梁单元模型进行迭代计算,取计算中最佳优化点,根据最佳优化点建立梁单元模型;再对扫频试验中迟滞曲线进行参数识别,建立双线性弹簧模型,将梁单元模型与双线性弹簧模型结合即为鼠笼弹性支承干摩擦阻尼器的简化模型。

第一步修正为弹性支承的一维梁单元模型简化。优化算法利用响应面优化,设定梁单元长度 H 、梁截面半径 R 、梁材料的杨氏模量 E 以及材料密度 ρ 4 个参数,设定 4 个变量的范围,计算 400 个计算点。再利用响应面优化中的多目标遗传算法(MOGA),把试验频响函数的 10 个峰值点作为参考点,设置均方根误差 R_{MSE} 为 0.02 进行计算。图 15 是计算的修正收敛曲线。

$$R_{MSE} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{10} (B_i^1 - B_i)^2}{10}}$$

(13)

式中: B_i^1 为仿真计算峰值; B_i 为试验峰值。

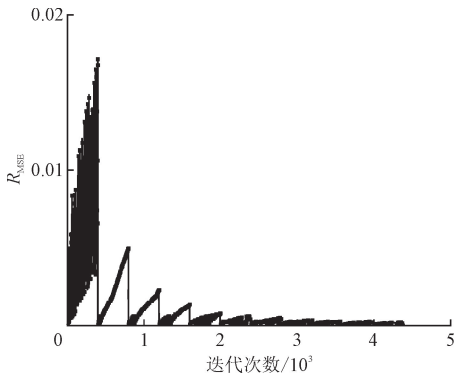


图 15 梁单元模型修正收敛曲线

Fig. 15 Beam element model correction convergence curve

选取其中误差为 0.01% 的优化点,此时各参数值见表 5。

表 5 梁单元简化模型参数表

Table 5 Beam element simplified model parameter table

H/mm	R/mm	E/MPa	$\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$
136.00	46.81	488.81	7 850

对空载下优化修正参数进行验证,使用修正简化模型的扫频频响函数与实际试验结果进行对比,图 16 为空载时鼠笼弹性支承梁单元模型与试验结果频响函数对比,由图 16 中可以看出,梁单元模型

很好地拟合了弹性支承试验的频响函数曲线,均方根误差为 0.017。

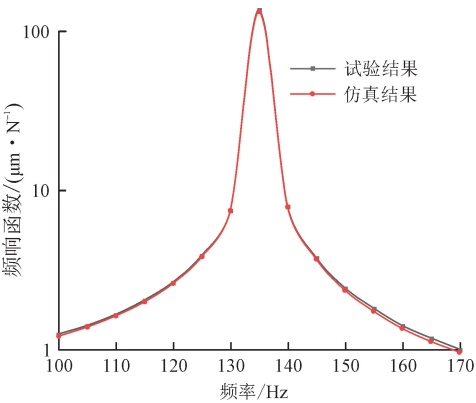


图 16 空载时鼠笼弹性支承梁单元模型试验与仿真频响函数对比
Fig. 16 Comparison chart of frequency response function of beam element model test under elastic support of squirrel cage

第二步修正为鼠笼弹性支承干摩擦阻尼器摩擦界面的参数识别。3.1 节中提到,鼠笼弹性支承阻尼器的迟滞回线存在双线性的现象,可以对鼠笼弹性支承干摩擦阻尼器迟滞回线进行参数识别,提取双线性刚度值,将摩擦界面简化为双线性弹簧单元,将鼠笼弹性支承简化为梁单元,得到如图 17 所示鼠笼弹性支承干摩擦阻尼器简化模型。其中 K_0 为梁单元刚度; K_1 为双线性弹簧单元中的常值刚度; K_2 为双线性弹簧单元中的摩擦刚度。激振时,当 K_1 的弹性力小于 F_{slide} 时,简化模型整体刚度为 $K_0 + K_1 + K_2$,即图 11 中 $k_s + k_m$; 当 K_1 弹性力大于 F_{slide} ,简化模型整体刚度变为 $K_0 + K_2$,即图 11 中 k_m 。至此,两步参数识别完成,鼠笼弹性支承干摩擦阻尼器三维模型可以简化为一维带弹簧的梁单元模型。

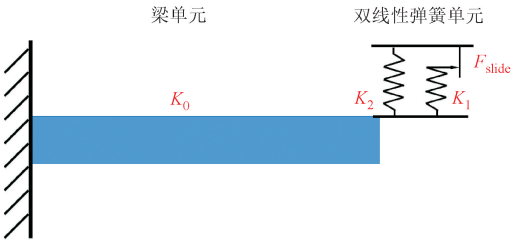


图 17 鼠笼弹性支承干摩擦阻尼器简化模型

Fig. 17 Simplified model of dry friction damper with squirrel cage elastic support

4.2 计算结果对比

根据表 5 梁单元结构参数建立梁单元模型,开展了谐响应分析,其中阻尼比选取表 4 中 14.21 N

与 24.50 N 对应 ξ_e , 得到图 18 所示滑移与黏滞状态下频响曲线对比图。对其进行误差分析, 其中正压力为 14.21 N 时共振频率相对误差 Δ_f 为 0.72%, 峰值相对误差 Δ_B 为 0.78%。

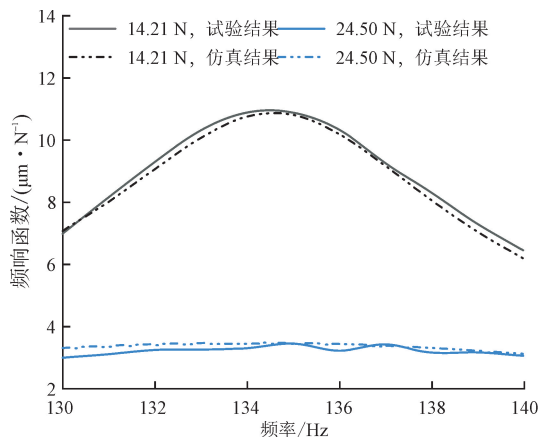
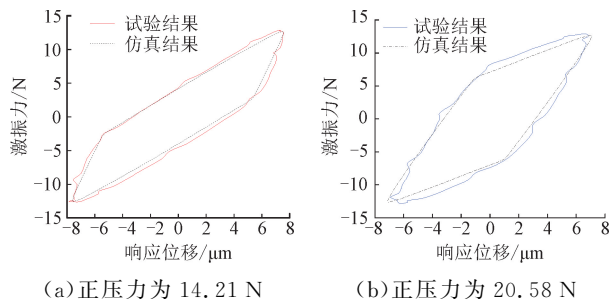


图 18 滑移与黏滞状态下试验-仿真频响函数对比

Fig. 18 Test-calculation frequency response function comparison chart

当对激振频率为 5 Hz 时鼠笼弹性支承位移响应进行瞬态计算, 时间步设置为 0.001 s, 网格单元尺寸设置为 10 mm, 三维模型计算 0~1 s 鼠笼弹性支承瞬态响应结果的时间 t_0 为 822 s, 一维梁单元模型的计算时间 t_1 为 93 s, 鼠笼弹性支承干摩擦阻尼器梁单元模型仿真计算时间比三维模型仿真计算时间相对减少了 92.34%, 计算效率显著提高。

将瞬态仿真结果与试验结果进行对比, 曲线如图 19 所示。可以看出, 使用双线性刚度简支梁模型计算得出迟滞回线与试验结果斜率基本一致, 说明此模型能够很好地模拟鼠笼弹性支承的摩擦行为。



(a) 正压力为 14.21 N

(b) 正压力为 20.58 N

图 19 鼠笼弹性支承简化模型激振频率为 5 Hz 时不同正压力仿真试验结果的对比

Fig. 19 Comparison chart of squirrel cage elastic support simplified model 5 Hz different normal pressure simulation tests

仿真曲线与试验曲线面积进行对比, 正压力为 14.21 N 时试验与仿真误差为 8.76%, 正压力为

20.58 N 时试验与仿真误差为 9.42%, 两种正压力时试验与仿真曲线的误差均在 10% 以内。

5 结 论

本文开展了鼠笼弹性支承干摩擦减振试验研究和参数识别, 得到的结论如下。

(1) 开展变结构参数的鼠笼弯曲刚度分析作为参考值, 并基于极坐标系下的梁弯曲模型, 建立了鼠笼弯曲刚度理论公式, 相比已有理论公式精度更高。当宽厚比 λ 为 1.5 时, 修正公式相较于经典公式(1)误差减小了 65.27%, 相较于经典公式(2)误差减小了 71.65%。

(2) 开展鼠笼弹性支承进行干摩擦减振试验, 得到了鼠笼干摩擦阻尼器的黏滞-滑移曲线。改变鼠笼弹性支承正压力负载大小, 通过等效黏性阻尼变化规律确定鼠笼弹性支承干摩擦阻尼器存在最佳正压力, 使得等效黏性阻尼比最大, 即减振效果最好。

(3) 建立双线性弹簧模型, 采用遗传算法识别鼠笼弹性支承刚度; 对鼠笼弹性支承干摩擦阻尼器黏滞-滑移曲线进行参数识别, 得到鼠笼弹性支承干摩擦阻尼器摩擦界面特性。

(4) 对参数识别结果进行试验验证和误差分析, 鼠笼弹性支承干摩擦减振器扫频试验误差小于 1%, 迟滞曲线面积误差小于 10%。研究结果表明, 双线性梁单元模型能够反映界面摩擦特性, 且相比于三维有限元模型, 计算时间减少了 92.34%, 计算效率大大提高, 为鼠笼弹性支承干摩擦阻尼器的设计提供了一种理论计算模型。

参考文献:

- [1] 李贵林, 李晓明, 赵行明, 等. 组合弹性支承结构的设计与试验研究 [J]. 燃气涡轮试验与研究, 2006, 19(3): 53-57.
LI Guilin, LI Xiaoming, ZHAO Xingming, et al. Study on the design and experiment of a combined elastic support [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2006, 19(3): 53-57.
- [2] 雷沫枝. 基于弹性支承动应力测量的转子系统故障诊断方法 [D]. 长沙: 湖南大学, 2010.
- [3] 徐方程, 刘占生. 鼠笼弹性支承静刚度试验研究 [J]. 振动与冲击, 2010, 29(S): 58-62.
XU Fangcheng, LIU Zhansheng. Experimental research of static stiffness for squirrel cage [J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(S): 58-62.
- [4] 彭京徽, 周海仑, 张明, 等. 鼠笼弹性支承的刚度实

- 验测试及计算分析 [J]. 科学技术与工程, 2016, 16(21): 118-124.
- PENG Jinghui, ZHOU Hailun, ZHANG Ming, et al. Squirrel cage elastic support stiffness test and calculation analysis [J]. Science Technology and Engineering, 2016, 16(21): 118-124.
- [5] 彭京徽, 周海仑, 刁诗靖, 等. 鼠笼弹性支承应力分析与降低应力方法的研究 [J]. 风机技术, 2018, 60(5): 53-58.
- PENG Jinghui, ZHOU Hailun, DIAO Shijing, et al. Studied on the method of stress reduction in squirrel cage [J]. Chinese Journal of Turbomachinery, 2018, 60(5): 53-58.
- [6] 彭京徽, 周海仑, 张明, 等. 鼠笼弹性支承的刚度计算及其影响因素 [J]. 科学技术与工程, 2018, 18(4): 175-180.
- PENG Jinghui, ZHOU Hailun, ZHANG Ming, et al. Calculated and influenced factors of the squirrel cage elastic support stiffness [J]. Science Technology and Engineering, 2018, 18(4): 175-180.
- [7] 冯国全, 周柏卓. 鼠笼式弹性支承结构参数优化设计与试验 [J]. 航空动力学报, 2011, 26(1): 199-203.
- FENG Guoquan, ZHOU Bozhuo. Optimization design and test investigation of squirrel cage elastic support [J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(1): 199-203.
- [8] 王洋洲, 刘倩, 苏卫民, 等. 折返式鼠笼弹性支承刚度试验技术研究 [J]. 热能动力工程, 2018, 33(4): 43-50.
- WANG Yangzhou, LIU Qian, SU Weimin, et al. Study of the technologies for testing the stiffness of a fold-back squirrel cage type elastic support [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018, 33(4): 43-50.
- [9] 王洋洲, 刘倩, 丁振晓, 等. 折返式鼠笼弹性支承刚度特性研究 [J]. 推进技术, 2017, 38(9): 2078-2085.
- WANG Yangzhou, LIU Qian, DING Zhenxiao, et al. Study on stiffness characteristics for folded squirrel cage elastic support [J]. Journal of Propulsion Technology, 2017, 38(9): 2078-2085.
- [10] 孙彦博, 梁恩广, 何建元. 燃气轮机悬臂式鼠笼与挤压油膜耦合刚度研究 [J]. 热能动力工程, 2020, 35(3): 68-72, 86.
- SUN Yanbo, LIANG Enguang, HE Jianyuan. Study on coupling stiffness of gas turbine cantilever squirrel cage and squeeze film [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(3): 68-72, 86.
- [11] 唐瑞, 郭健, 罗忠, 等. 鼠笼式弹性支承结构参数分步优化设计方法 [J]. 航空发动机, 2016, 42(2): 38-43.
- TANG Rui, GUO Jian, LUO Zhong, et al. Optimal design method of squirrel cage elastic support by stages [J]. Aeroengine, 2016, 42(2): 38-43.
- [12] 粟勇, 杨正兵, 李光辉, 等. 串联式鼠笼弹性支承高周疲劳性能试验 [J]. 燃气涡轮试验与研究, 2014, 27(2): 21-24, 58.
- SU Yong, YANG Zhengbing, LI Guanghui, et al. Experimental study on high-cycle fatigue property of elastic support with multiple squirrel-cages [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2014, 27(2): 21-24, 58.
- [13] 王永亮, 刘旺, 杨明林, 等. 某航空弹性鼠笼疲劳寿命故障机理分析与试验 [J]. 大连海事大学学报, 2022, 48(4): 102-110.
- WANG Yongliang, LIU Wang, YANG Minglin, et al. Fatigue life failure mechanism analysis and test of an aviation elastic squirrel cage [J]. Journal of Dalian Maritime University, 2022, 48(4): 102-110.
- [14] 温保岗, 王美令, 任红军, 等. 鼠笼局部断裂的刚度特性及其转子动力学特性分析 [J]. 动力学与控制学报, 2018, 16(6): 514-519.
- WEN Baogang, WANG Meiling, REN Hongjun, et al. Stiffness of squirrel-cage with local crack and dynamic characteristic of a rigid rotor system supported by cracked squirrel-cage [J]. Journal of Dynamics and Control, 2018, 16(6): 514-519.
- [15] 王四季, 廖明夫, 杨伸记. 主动式弹支干摩擦阻尼器控制转子振动的实验 [J]. 航空动力学报, 2007, 22(11): 1893-1897.
- WANG Siji, LIAO Mingfu, YANG Shenji. Experimental investigation on rotor vibration control by elastic support/dry friction damper [J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(11): 1893-1897.
- [16] 王四季, 廖明夫. 弹支局部断裂后主动弹支干摩擦阻尼器对转子的保护 [J]. 航空动力学报, 2008, 23(11): 2026-2030.
- WANG Siji, LIAO Mingfu. Protection of a rotor against violent vibrations caused by a crack in elastic supports by using active elastic support/dry friction dampers [J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(11): 2026-2030.
- [17] 王四季, 王程阳, 林大方, 等. 主控式弹支干摩擦阻尼器一体化构型设计及减振实验研究 [J]. 推进技术, 2023, 44(8): 182-191.
- WANG Siji, WANG Chengyang, LIN Dafang, et al. Integrated configuration design and experimental research on vibration reduction of an active elastic sup-

- port/dry friction damper [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2023, 44(8): 182-191.
- [18] 雷沫枝, 陈运西, 邓旺群. 航空发动机转子弹性支承动应力测试技术 [J]. *测控技术*, 2013, 32(8): 45-49. LEI Mozhi, CHEN Yunxi, DENG Wangqun. Dynamic stress test technique for elastic support of the aero-engine rotor [J]. *Measurement & Control Technology*, 2013, 32(8): 45-49.
- [19] INAYAT-HUSSAIN J I. Bifurcations in the response of a flexible rotor in squeeze-film dampers with retainer springs [J]. *Chaos Solitons & Fractals*, 2009, 39(2): 519-532.
- [20] WANG Dan, ZHANG Weihong, WANG Zhenpei, et al. Shape optimization of 3D curved slots and its application to the squirrel-cage elastic support design [J]. *Science China Physics, Mechanics and Astronomy*, 2010, 53(10): 1895-1900.
- [21] MA Yanghong, ZHU Haixiong, ZHANG Dayi, et al. Experimental investigation on dynamic mechanical behavior of the elastic ring support with metal rubber [C]//ASME 2013 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. New York, USA: ASME, 2013: V04BT04A053.
- [22] MA Yanghong, ZHU Haixiong, WANG Chan, et al. Compression Mechanics of the SC-MR support for rotor system [C]//ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2014: V07AT31A017.
- [23] DEGTIAREV S A, LEONTIEV M K, POPOV V V. "Squirrel cage" flexibility in supports of aviation gas turbine engine rotors [J]. *Aerospace and Mechanical Engineering*, 2014, 13(4): 52-60.
- [24] DEGTIAREV S A, LEONTIEV M K, POPOV V V. Improvement of the method for determining the "squirrel cage" flexibility in supports of aviation gas turbine engine rotors [J]. *Mechanical Engineering and Energy*, 2016(15): 163-170.
- [25] SAN ANDRÉS L, JEUNG S H. Experimental performance of an open ends, centrally grooved, squeeze film damper operating with large amplitude orbital motions [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2015, 137(3): 032508.
- [26] KANDHASWAMY SRINIVASAN S K, PERIAR-OWTHAR N. Structural design and analysis of cylindrical squirrel cage to meet stiffness, strength and high cycle fatigue life for an aero engine [C]//ASME 2017 Gas Turbine India Conference. New York, USA: ASME, 2017: V002T05A015.
- [27] 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, 231. 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, 231.
- [28] 韩清凯, 王浩博, 吕昊, 等. 大型挤压油膜阻尼器非线性动力学分析与优化研究进展 [J]. *动力学与控制学报*, 2022, 20(5): 1-19. HAN Qingkai, WANG Haobo, LÜ Hao, et al. Progress review on nonlinear dynamic analyses and optimization for large-scale squeeze film dampers [J]. *Journal of Dynamics and Control*, 2022, 20(5): 1-19.
- [29] 付才高, 郑大平, 欧园霞, 等. 航空发动机设计手册: 第19册 转子动力学及整机振动 [M]. 北京: 航空工业出版社, 2000.

(编辑 武红江)