

基于整体叶盘环形摩擦阻尼器减振分析及设计

温 伟, 漆文凯
(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 为抑制叶片-盘耦合振动,设计了一种适应整体叶盘结构的环形摩擦阻尼器。拓展了 1 阶谐波平衡法和整体-局部统一-滑动模型在带环形摩擦阻尼器的循环对称结构叶盘减振分析中的应用。使用该方法对实际发动机叶盘在简谐激励下的振动响应进行了仿真计算,结果表明:环形摩擦阻尼器对于某发动机叶盘的 0 节径 4 阶危险模态振动有明显抑制作用,且减振效果与阻尼器的质量、安装位置有关,在选定的安装位置最高可使振幅降低 75%。在阻尼器结构确定的情况下,利用仿真结果给出了最优的设计方案,包括阻尼器的质量和安装设计。

关 键 词: 整体叶盘; 环形阻尼器; 循环对称; 减振分析; 谐波平衡法

中图分类号: V231.92 **文献标志码:** A

Vibration reduction analysis and design of friction ring damper in blisk

WEN Wei, QI Wenkai
(College of Energy and Power Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: A kind of annular friction damper adapted to the blisk was designed to control the blade-disk coupling vibration. The first-order harmonic balance method and the macro-micro slip model were expanded to the cyclic symmetry model to simulate the vibration reduction of blisk with ring damper. Results of simulating realistic blisk showed that the annular friction damper had obvious effect on the 0-diameter 4th-order dangerous modal vibration of the blisk, and damping effect was related to the quality of the damper and the installation position. The amplitude was reduce by 75% at the selected location. The optimal damper design, including mass and installation design, was established when its structure was determined.

Key words: blisk; ring damper; cyclic symmetry; vibration reduction analysis; harmonic balance method

当前,随着航空工业对飞行器性能的要求不断提高,在航空发动机压气机和涡轮中,人们常采用更轻薄的叶片-盘结构来提高发动机的推质比。特别是整体叶盘的使用有效的减轻了发动机叶盘的质量和降低了叶盘连接结构的复杂程度。但是更轻薄的叶盘设计也带来了更严重的盘片耦合振动问题。为有效地降低叶盘的振动应力以提高叶

盘的疲劳寿命,国内外学者、工程师设计了多种形式的阻尼结构。发动机叶片减振最常用的是干摩擦阻尼器,包括缘板阻尼器、叶冠阻尼器、指式阻尼器,环形阻尼器等,张欢等^[1]用实验的方法讨论了一种干摩擦阻尼器在整体叶盘上的应用。最近的研究中,一些新的阻尼技术也引起了人们的关注。例如,Duffy 等^[2]提出了针对涡轮叶片的冲

收稿日期:2019-10-16

作者简介:温伟(1994—),男,硕士生,主要从事航空发动机振动理论研究。

通信作者:漆文凯(1970—),男,副教授,博士,主要从事航空发动机结构动力学研究。E-mail:qwukai@nuaa.edu.cn

引用格式:温伟,漆文凯. 基于整体叶盘环形摩擦阻尼器减振分析及设计[J]. 航空动力学报,2020,35(4):777-782. WEN Wei, QI Wenkai. Vibration reduction analysis and design of friction ring damper in blisk[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(4): 777-782.

击减振方法,主要是通过叶片内置空腔的小球与腔壁的冲击损失来降低振动机械能;Sun 等^[3]研究了压气机叶片上的铝和环氧树脂涂层的阻尼效应;陈玉刚^[4]则是采用复模量模型研究了硬涂层对简化的整体叶盘的减振作用;Zhou 等^[5]考虑到叶盘的耦合作用,通过确定电路中的最佳电感和最佳电阻值来抑制某一阶模态振动。Jacobs 等^[6]则对采用涡流阻尼装置的汽轮机叶片减振进行了分析。本文研究适应于整体叶盘的环形摩擦阻尼器结构设计,并开展减振特性分析。

干摩擦阻尼器的基本原理是通过摩擦耗热效应消耗振动过程中的机械能,从而达到减振的目的。对于干摩擦阻尼器在整体叶盘的应用分析有很多研究方向。包括叶盘动力学模型的建立,非线性响应的分析方法及干摩擦接触模型的建立。对于整体叶盘振动分析常用的动力学模型包括集总参数模型、连续体模型、有限元及其缩减模型等^[3]。对于非线性动力学方程的求解方法主要分为时域法和频域法两类。时域法由于计算时间较长一般用于对频域法进行验证;频域法主要是采用谐波平衡法及其改进形式。工程上应用比较广泛的是 1 阶谐波平衡法,很多学者就其对干摩擦阻尼器的减振进行了研究^[7-10];近年来为了研究干摩擦阻尼结构振动的非线性特性,学者们开始使用基于谐波平衡法的时频交互法^[11]。研究带干摩擦阻尼结构的振动还需要建立相应的滑动摩擦模型,接触面可以是一维的,也可以是二维的^[12];接触类型可以分为以单点接触描述整个接触面的滑动模型^[13]和考虑阻尼器上各点存在不同接触状态的多点接触滑动模型^[14]。不同的干摩擦阻尼结构形式在叶盘结构中的应用也是研究关注的对象。国际上,学者们在建立干摩擦模型时一般都采用简单的平板缘板阻尼结构进行验证。Yang 和 Menq^[15]对楔形的缘板阻尼器的减振进行了研究;Pfiffer 等^[16]对抛物型截面和圆弧型截面的叶冠阻尼器进行了实验和理论计算;Denis 等^[17]对带摩擦阻尼环的叶盘减振进行了计算得到了不同阻尼环参数对减振的影响。国内,漆文凯等^[18]进行了带平板干摩擦阻尼器平板叶片的理论及实验研究;王金鑫等^[19]对屋顶型阻尼片的减振特性进行了研究,考虑了不同的屋顶角度对减振的影响。本文建立了环形摩擦阻尼器在整体叶盘中应用的整体-局部滑动模型。推广了谐波平衡法在循环对称模型中的应用。通过分析不同接触正压力和阻尼器不同安装位置对减振效

果的影响,得到了最优的阻尼环设计方案。

1 带环形摩擦阻尼器叶盘的建模方法

1.1 带接触界面叶盘的循环对称模型

叶盘结构具有循环对称特性,本文以某型压气机整体叶盘结构为研究对象,建立了带环形阻尼器与叶盘接触的叶盘循环对称模型。叶盘单扇区的示意如图 1。

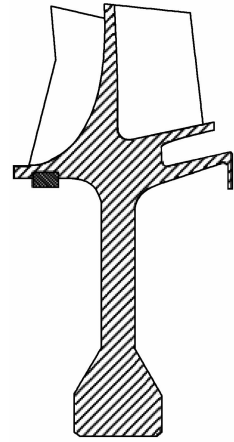


图 1 整体叶盘模型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of blisk model

在一个离散的系统内,叶盘的动力学方程可以写为

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = f + f_{nl} \quad (1)$$

其中 M 、 C 、 K 是叶盘模型的质量矩阵、阻尼矩阵、刚度矩阵。 u 是总的自由度位移向量, f 是外激励向量, f_{nl} 是由摩擦产生的非线性力向量。

协调叶盘的响应具有空间循环对称特性。

$$u = [u^0, u^1, \dots, u^j, \dots, u^{N-1}] \quad (2)$$

其中 N 为总扇区数, u^j 代表第 j 个扇区的位移响应向量,可以写成谐波分量的形式

$$u = \frac{1}{\sqrt{N}}(F \otimes I_n) \cdot q \quad (3)$$

$$q = [q^0, q^1, \dots, q^j, \dots, q^{N-1}] \quad (4)$$

其中 F 是傅里叶矩阵, I_n 是 n 阶单位单位矩阵, n 是扇区自由度数。 $\otimes$ 是 Kronecker 符号。

令 $V = \frac{1}{\sqrt{N}}(F \otimes I_n)$,根据叶盘模型质量,阻

尼,刚度矩阵的块循环特性。 V 矩阵可以使 M 、 C 、 K 矩阵对角化。

带入动力学方程有

$$V^T M V \ddot{q} + V^T C V \dot{q} + V^T K V q = V^T f + V^T f_{nl} \quad (5)$$

$$\mathbf{V}^T \mathbf{f} = [\check{f}^0, \check{f}^1, \dots, \check{f}^k, \dots, \check{f}^{N-1}] \quad (6)$$

其中 $\check{f}^k$ 是激振力空间展开的第 k 阶谐波分量。

在旋转机械中一般会关注阶次激励。

$$f^j = \check{f} e^{i(\omega t + \sigma j)} \quad (7)$$

其中 f^j 是第 j 个扇区所受外激励, $\sigma = 2\pi p/N$, p 是激励阶次。本文主要研究叶盘 0 节径(节圆)振动,所以指定 $p = N$,即各个扇区给予同相位激励。则根据傅里叶向量的正交性。有

$$\check{f}^k = \mathbf{0} \quad (k = 1, 2, \dots, N-1) \quad (8)$$

注意 f_{nl} 是依赖于位移和速度的非线性力向量。采用 1 阶谐波平衡法等效线性化处理非线性力,位移和力都可以看作时间和空间的二维函数,可用二维可分离变量的傅里叶变换求解。本例中 f_{nl} 只有对应的 0 阶空间谐波分量成分。则式(5)的计算矩阵规模变为原来的 $1/N$ 。减小了计算规模的同时,也有利于利用 ANSYS 等有限元软件自带的循环对称模型计算模块进行计算。

频域下的方程可以写为

$$(-\omega^2 \mathbf{M}^0 + i\omega \mathbf{C}^0 + \mathbf{K}^0) \mathbf{Q}^0 = \check{\mathbf{F}}^0 + \check{\mathbf{F}}_{nl}^0 \quad (9)$$

式中 $\mathbf{M}^0$ 、 $\mathbf{C}^0$ 、 $\mathbf{K}^0$ 对应 0 阶空间谐波分量的对角块子矩阵, $\check{\mathbf{F}}^0$ 、 $\check{\mathbf{F}}_{nl}^0$ 分别是外激励、摩擦产生非线性力频率成分为 ω 的 0 阶空间谐波分量。

1.2 环形摩擦阻尼器叶盘响应计算方法

实际振动中的阻尼器只考虑轴向振动,阻尼器采用等厚的矩形截面。可以用一维平板的整体局部滑动摩擦模型来近似^[18]。基本的方法是假设阻尼环沿周向与叶盘接触正压力均布,通过弹性力学方法推导平板局部变形和滑动摩擦力的关系,如图 2。可得到一个基频周期内的线性等效刚度和等效阻尼。

通过力位移迟滞回线导出一个周期内消耗的机械能,再利用损耗能量算出等效刚度和等效阻尼,公式如下:

$$W = \frac{2\mu^2 L^3}{\partial EA} q_0^2 + 4\mu N(u - u_a) \quad (10)$$

$$c_{eq} = \frac{\tau \omega}{\pi \omega u^2} \quad (11)$$

$$k_{eq} = \frac{K_d}{\pi} \left(\beta - \frac{1}{2} \sin 2\beta \right) \quad (12)$$

$$\beta = \cos^{-1} \left(\frac{u - 2u_a}{u_a} \right) \quad (13)$$

式中 μ 是摩擦因数; ω 是激振频率; E 是阻尼器材料弹性模量; c_{eq} 是等效阻尼; k_{eq} 是等效刚度; K_d 是整体滑动模型中的刚度。详细过程可参考文献[18]。

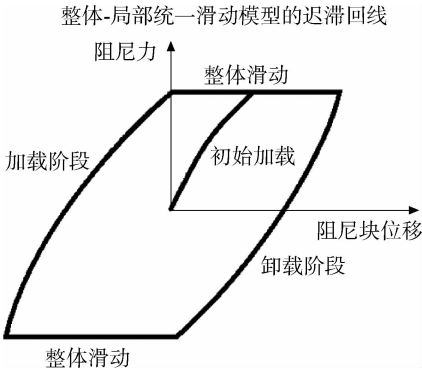


图 2 力与位移迟滞回线

Fig. 2 Hysteresis loop of force-displacement

根据用平板推导的一维整体局部统一滑动模型,结合环形摩擦阻尼器的结构特点,如图 3, q 是阻尼器轴向的力分布, A 是阻尼器单扇区的截面面积, l 是阻尼器轴向的长度。

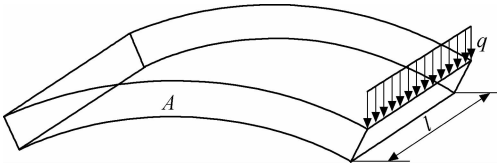


图 3 阻尼器单扇区受压力示意图

Fig. 3 Schematic diagram of force distribution of one sector of damper

采用在频域内迭代求解振动幅值的方法,使用 ANSYS parametric design language (APDL) 模块生成扇区模型,流程如图 4。

2 环形摩擦阻尼器在整体叶盘中的应用验证

2.1 叶盘响应结果验证

减振分析仿真有限元模型如图 5,其中红点位置是阻尼环和叶盘的接触位置。因为实际的尾流激振频率和阶次与叶盘的 0 节径 4 阶模态振动相符,后面的减振计算结果的扫频范围都设置在 0 节径 4 阶模态振动附近。

本次有限元仿真计算选取激振力幅值 f 分别为 5、10 N,正压力分别取 11.2、22.4、50、100、250 N。由于作用在阻尼片的正压力与作用在叶片上的激振力 F 之比相等,即无量纲正压力 $\bar{N}$ 相同时,叶片的相对共振幅值、等效刚度和等效黏性阻尼均相等^[18],用不同无量纲正压力值下的计算结果进行分析,可以排除冗余数据,筛除重复性规律,更直观、全面地反映正压力变化及激振力变化

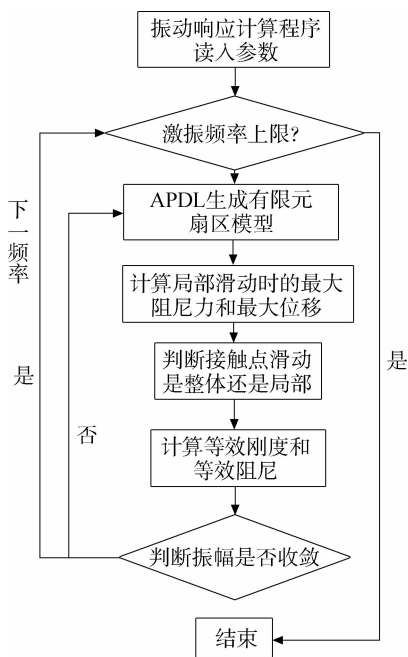


图 4 振动响应计算程序流程图

Fig. 4 Flow chart of vibration response computation program

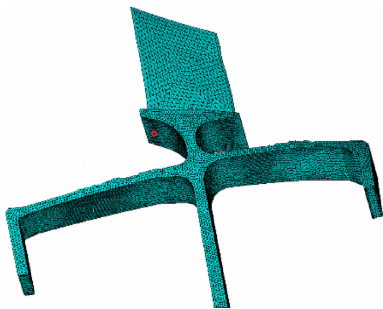


图 5 整体叶盘有限元模型示意图

Fig. 5 Schematic diagram of finite element model of blisk

对阻尼环减振效果的综合影响。

以 ω 为横坐标, 相对共振幅值作为纵坐标, 取接触面摩擦因数为 0.3。激振力幅值 $F=5\text{ N}$, 计算得到的不同接触正压力下幅频特性曲线如图 6。图 6 中 ω 是激振频率, 激振频率范围为 $1920\sim 2180\text{ Hz}$ 。

激振力幅值选为 10 N , 计算得到的不同接触正压力下的幅频特性曲线如图 7。

根据幅频特性结果和相对共振幅值随无量纲正压力变化结果可以看出: 压气机叶盘的循环对称计算的响应结果出现了频率前移现象, 这是因为叶盘耦合振动明显, 导致叶盘循环对称分析出现了频移结果。对于共振幅值随无量纲正压力的变化同样可以理解为: 开始时阻尼器与缘板的摩擦力不断增加, 摩擦耗能作用随之增大, 当接触压力增加到一定程度后, 产生“固结”, 滑动位移变

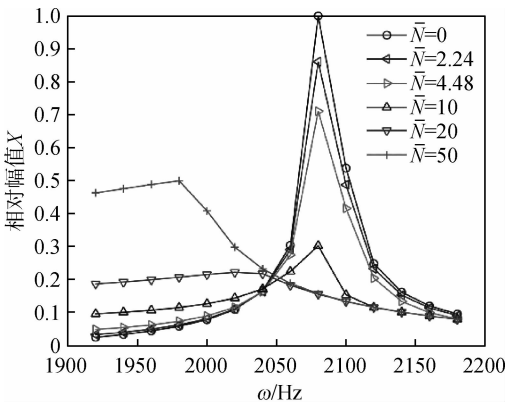


图 6 相对幅值响应随无量纲正压力的变化 ($F=5\text{ N}$)

Fig. 6 Relative amplitude varies with $\bar{N}$ ($F=5\text{ N}$)

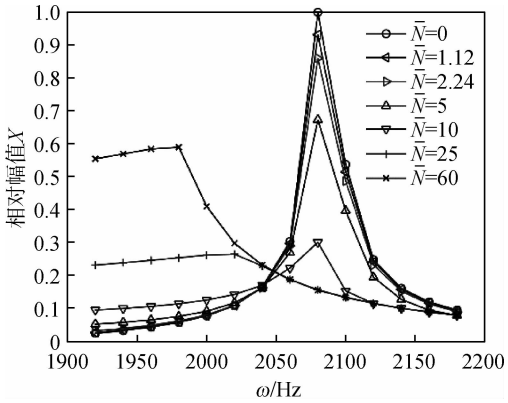


图 7 相对幅值响应随无量纲正压力的变化 ($F=10\text{ N}$)

Fig. 7 Relative amplitude varies with $\bar{N}$ ($F=10\text{ N}$)

小, 摩擦耗能减少, 幅值回升。对于减振效果存在一个最优无量纲的正压力。就本算例, 最优无量纲正压力是 25。

2.2 阻尼器安装在不同位置的响应验证

阻尼环的减振效果和阻尼环的安装位置也有很大关系, 图 8 是改变了阻尼环安装位置的示意图。图 9 是对应的相对幅值随无量纲正压力的变

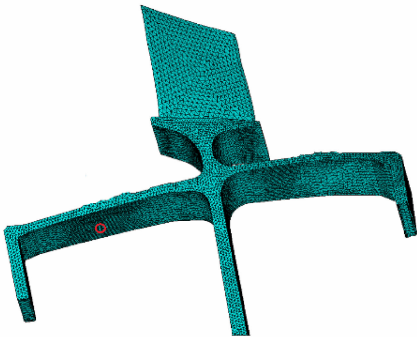


图 8 阻尼器安装位置

Fig. 8 Installation location of damper

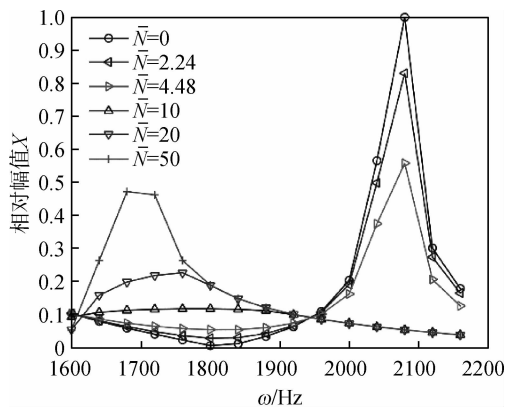


图 9 变安装位置后相对幅值响应随无量纲正压力的变化($F=5\text{ N}$)

Fig. 9 Relative amplitude varies with $\bar{N}$ after changing installation position ($F=5\text{ N}$)

化曲线。

上述结果表明:改变阻尼环安装位置对叶盘振动特性影响较大,图 8 的阻尼安装位置也可以起到较好的减振效果,但是会导致更大幅度的频率前移,导致一弯共振频率更低,容易引发共振,加上位置不便于安装,所以不建议在此位置进行阻尼环安装。

3 环形阻尼器减振设计方法

根据提供叶盘的实体结构和压气机叶盘减振响应仿真计算结果对阻尼器尺寸进行设计,得到一个综合仿真计算和工程实际的设计方案。流程如下:

- 1) 根据已有的几何模型找到适合安装阻尼器的位置。
- 2) 在安装位置确定接触面,并通过减振计算程序确定最优无量纲正压力。
- 3) 确定等效气体激振力的范围。
- 4) 确定实际最优正压力。
- 5) 根据所确定的实际最优正压力,给出阻尼器的结构尺寸参数,阻尼环截面选为矩形截面。

如图 10,阻尼环的质量根据上述仿真计算中所确定的最优正压力和发动机实际工作转速进行设计。根据上文计算得到的幅频特性曲线可知减振效果随着正压力增大先增加后减小,结合文献[20]中提到:轮盘转动后,传统阻尼环会在增加转速的过程中与轮盘之间的正压力不断增大,为了控制阻尼环与轮盘抵紧力在达到最优接触正压力后仍然不断增加的问题,本文对阻尼环结构进行调整,阻尼装置设有一处连接结构如虚线框内部分。允许环可以周向扩张,当转速增加到一定程

度后,由于连接结构中卡槽的长度限制,阻尼环会停止扩张,从而限制抵紧力,增加阻尼环的转速工作裕度。

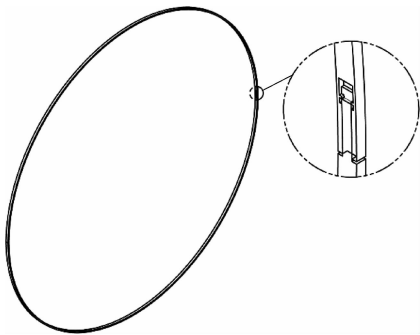


图 10 阻尼器结构

Fig. 10 Structure of damper

安装时如图 11 所示,先通过周向压紧,将环左端带挡块部分插入右端卡槽,松开后,左端自动归位从而锁紧。

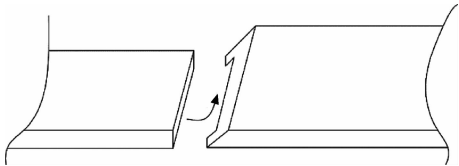


图 11 阻尼环安装示意图

Fig. 11 Installation schematic diagram of damper

4 结 论

本文推广了 1 阶谐波平衡法和整体-局部统一滑动模型在带环形摩擦阻尼器的循环对称叶盘减振分析中的应用。针对真实整体叶盘 0 节径 4 阶模态进行振动响应分析,得到了不同正压力 and 不同安装位置的减振计算结果。结果表明,环形摩擦阻尼器在选定的安装位置可使振动幅值降低 75%,对整体叶盘的振动有明显抑制作用。证明了环形摩擦阻尼器在整体叶盘减振应用中的有效性,并给出了一种环形阻尼器的结构设计和在叶盘上的安装方案。因为建立摩擦模型时采用了将环形摩擦阻尼器等效成平板形式没有考虑阻尼器周向不同步变形的影响,后续将开展相关工作。

参考文献:

[1] 张欢,李光辉,梁恩波.一种摩擦阻尼器在整体叶盘结构的应用[J].航空动力学报,2017,32(4):800-807.
ZHANG Huan,LI Guanghui,LIANG Enbo. Application of a friction damper in the whole leaf disc structure[J]. Jour-

- nal of Aerospace Power, 2017, 32(4): 800-807. (in Chinese)
- [2] DUFFY K, MEHMED O, JOHNSON D. Self-tuning impact dampers for fan and turbine blades[R]. Dayton: the 6th National Turbine Engine High Cycle Fatigue Conference, 2001.
- [3] SUN J, KARI L. Coating methods to increase material damping of compressor blades-measurements and modeling [R]. Glasgow, UK: ASME Turbo Expo, 2010.
- [4] 陈玉刚. 整体叶盘振动特性分析与硬涂层阻尼减振设计研究[D]. 辽宁 大连: 大连理工大学, 2017.
- CHEN Yugang. Vibration analyses of the blisk and hard coating damping design for its vibration reduction [D]. Dalian Liaoning: Dalian University of technology, 2017. (in Chinese)
- [5] ZHOU B, THOUVEREZ F, LENOIR D. Vibration reduction of mistuned bladed disks by passive piezoelectric shunt damping techniques[J]. AIAA Journal, 2014, 52(6): 1194-1206.
- [6] JACOBS L, MALTE K, LARS P, et al. Eddy current damper for turbine blading electromannetic finite element analysis and measurement results[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011, 134(4): 042504. 1-042504. 8
- [7] YANG B D, MENQ C H. Modeling of friction contact and its application to the design of shroud contact[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1996, 119(10): 958-963.
- [8] 何尚文, 任兴民. 基于整体-局部统一滑动模型的叶片缘板阻尼器减振特性分析[J]. 西北工业大学学报, 2016, 28(6): 873-876.
- HE Shangwen, REN Xingmin. A method for reducing blade vibration of platform damper using macro-micro slip model[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2016, 28(6): 873-876. (in Chinese)
- [9] 单颖春, 郝燕平, 朱梓根. 干摩擦阻尼块在叶片减振方面的应用与发展[J]. 航空动力学报, 2001, 16(3): 218-223.
- SHAN Yingchun, HAO Yanping, ZHU Zigen. Application and development of platform friction damper for depressing resonant vibration of blades[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(3): 218-223. (in Chinese)
- [10] GRIFFIN J H. Friction damping of resonant stresses in gas turbine engineering airfoils[J]. Journal of Engineering for Power, 1980, 102(2): 329-333.
- [11] CAMERON T M, GRIFFIN J H. An alternating frequency/time domain method for calculating the steady-state response of nonlinear dynamic systems[J]. Journal of Application Mechanics, 1989, 56(1): 149-154.
- [12] 单颖春, 朱梓根. 凸肩结构对叶片的干摩擦减振研究——理论方法[J]. 航空动力学报, 2006, 21(1): 168-173.
- SHAN Yingchun, ZHU Zigen. A investigation of the vibration control by frictional constraints between blade shrouds-rule analysis; theoretical method[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(1): 168-173. (in Chinese)
- [13] KARNOPP D. computer simulation of stick-slip friction in mechanical dynamic [J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 1985, 107(1): 102-103.
- [14] PETROV E P. Direct parametric analysis of resonance regimes for nonlinear vibration of bladed disk[J]. Journal of Turbomachinery, 2007, 129(5): 498-502.
- [15] YANG B D, MENQ C H. Characterization of contactkinematics and application to the design of wedge dampers in turbomachinery blading: Part I and Part II [R]. Orlando: International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, 1997.
- [16] PFIFFER F, HAJEK M. Stick-slip motion of turbine blade dampers[J]. Philosophical Transaction of the Royal Society: A, 1992, 338(1651): 503-517.
- [17] DENIS L, FABRICE T. Forced response analysis of integrally bladed disks with friction ring dampers[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2010, 132(1): 011013. 1-011013. 9.
- [18] 漆文凯, 高德平. 摩擦阻尼减振设计中的局部滑动问题[J]. 航空学报, 2006, 27(5): 74-78.
- QI Wenkai, GAO Deping. Microslip stndy on friction damping and its application in design of vibration rednction [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2006, 27(5): 74-78. (in Chinese)
- [19] 王金鑫, 漆文凯. 带屋顶型阻尼片涡轮叶片振动特性分析 [R]. 南京: 南京航空航天大学, 2016.
- WANG Jinxin, QI Wenkai. Vibration charicteristic analysis of a turbine blade with a cottage roof damper [R]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2016. (in Chinese)
- [20] МИХАИЛ М Н. Vibration damping device of blisk impellers of gas turbine engine: RU2610357 (C1)[P]. 2017-02-09.

(编辑: 王碧珺)