

带缘板阻尼叶盘系统高速旋转激振试验研究

周渝航^{1,2},林枫^{1,2},孙景国^{1,2}

(1. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所,黑龙江哈尔滨150078;
2. 船舶与海洋工程特种装备和动力系统国家工程研究中心—燃气轮机研发与
检测实验室,黑龙江哈尔滨150078)

摘要:在燃气轮机高压涡轮叶片上安装缘板阻尼结构可以有效降低叶片振动应力,为了掌握叶片振动特性,进而指导阻尼结构设计,以某船用燃气轮机高压涡轮转子为研究对象,开展带缘板阻尼叶盘系统高速旋转激振试验。设计了缘板阻尼结构形式,开发了雾化油滴喷液激振试验系统;同时,模拟常温环境下的叶片工作载荷,结合试验数据分析获取叶片安装阻尼器前后的动应力变化情况。试验结果表明:所设计的试验系统能够很好地模拟叶片弯曲和扭转共振状态;无阻尼激振试验获取的叶片模态参数与理论计算值相当,试验结果验证了理论计算方法的准确性;安装缘板阻尼器后叶片弯曲振动应力下降明显,存在最优阻尼参数使减振效果最佳;根据叶片幅频响应曲线可以看出,缘板阻尼器使叶片非线性力学特征增强,出现叶片振动能量相互传递的现象。

关键词:缘板阻尼;激振试验;理论计算;振动应力;非线性力学特征

中图分类号:TK221 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2024.01.020

[引用本文格式]周渝航,林枫,孙景国.带缘板阻尼叶盘系统高速旋转激振试验研究[J].热能动力工程,2024,39(1):183-190.
ZHOU Yu-hang, LIN Feng, SUN Jing-guo. Experimental study on high speed rotating vibration excitation of blade disk system with underplatform damper [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(1): 183-190.

Experimental Study on High Speed Rotating Vibration Excitation of Blade Disk System with Underplatform Damper

ZHOU Yu-hang^{1,2}, LIN Feng^{1,2}, SUN Jing-guo^{1,2}

(1. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078;
2. National Engineering Research Center of Special Equipment and Power System for Ship and Marine
Engineering – Gas Turbine R&D and Testing Laboratory, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: Installing underplatform damper on high pressure turbine blades of gas turbines can effectively reduce the vibration stress of blades. Taking high-pressure turbine rotor of a marine gas turbine as the research object, the high-speed rotating vibration excitation test of blade disk system with underplatform damper can be carried out to master the blade vibration characteristics and guide the design of damping structure. The underplatform damper structure was designed, and a vibration excitation test system of atomized oil droplets was developed; meanwhile, the working load of the blade at normal temperature was simulated, and the dynamic stress variation of the blade before and after the installation of the damper was analyzed through the test data. The experiment results show that the designed test system can perfectly simulate the bending and torsional resonance states of the blade; the modal parameters obtained in the case of undamped vibration excitation are equivalent to the theoretical values, and the accuracy of the theoretical calculation is verified by the test result; the bending vibration stress of the blade decreases obviously with underplatform damper, the best damping effect is made with optimal damping parameters;

according to the amplitude-frequency response curve of the blade, it can be seen that underplatform damper enhances the nonlinear mechanical characteristics of the blade, and the vibration energy of the blade is transferred to each other.

Key words: underplatform damper, excitation test, theoretical calculation, vibration stress, nonlinear mechanical characteristics

引言

高压涡轮叶片是船用燃气轮机高压转子系统中的关键限寿部件,在极端环境下,叶片不仅承受着由离心和气动载荷导致的静应力,还会叠加不同激励因素诱发叶片发生共振产生动应力,严重危及叶片高周疲劳使用寿命。为了实现涡轮冷却叶片正向研发设计目标^[1],在高压涡轮叶片中安装干摩擦阻尼器以增强叶片工作可靠性。缘板阻尼器是国内外认可度较高的一种阻尼减振结构^[2-3],依靠阻尼器和缘板之间的干摩擦接触来消耗叶片振动能量,降低叶片振动应力,保证燃气轮机安全稳定运行。

在叶片与阻尼器的接触面上发生一种强非线性摩擦过程^[4],摩擦力与接触面相对位移、速度、时间相关,为了准确获取带阻尼叶盘系统振动特性,需要建立高保真接触运动模型及非线性系统稳态响应分析方法。考虑阻尼器弹性变形和摩擦力迟滞效应的影响^[5],Iwan^[6]建立了串并联微观滑移模型,客观描述接触面上的局部滑移现象。文献[7-8]分别介绍了采用时频转换技术及等效线性化方法求解带阻尼叶片系统非线性振动微分方程。然而通过理论计算描述带阻尼叶盘系统的动态特性是基于一定的模型简化和假设条件才成立的,通过试验来理解接触面上实际物理过程是十分必要的。静态激振试验通常借助外部执行机构来模拟叶片离心力,其技术发展较为成熟,文献[9]搭建了平板阻尼器(UPD)试验台,进行静态干摩擦阻尼试验,结果显示涡轮动叶的振动应力降低约45%。意大利都灵理工大学Botto等人^[10]设计的缘板阻尼试验装置可直接测量接触面上的微观滑移特性。在旋转激振试验方面,文献[11]中提到了用于叶片高速旋转试验的多普勒激光测振技术,该技术可以实现振动无接触式测量。文献[12]在高速旋转状态下进行了叶片非接触式高频激振,得到缘板阻尼器对涡轮叶片减振

约40%。

高速旋转激振试验能更好地模拟叶片实际运行环境,本文针对某船用燃气轮机高压涡轮叶片的减振需求,开发旋转激振试验方案,分析带阻尼叶盘系统动力学特性,通过对比试验确定阻尼减振效果,一并获取最优阻尼参数,并验证理论了计算方法的准确性。

1 叶片阻尼减振计算与分析

某型船用燃气轮机在地面试车过程中发现高压涡轮叶片一阶弯曲振动现象明显,计划安装缘板阻尼器来降低叶片振动应力,高压涡轮转子结构图及叶片三维模型如图1所示。

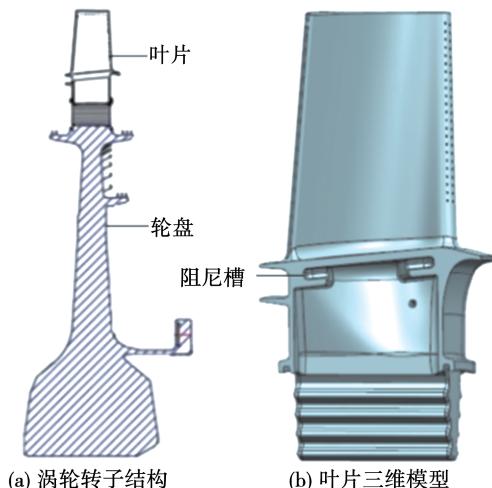


图1 高压涡轮转子结构图及叶片三维模型

Fig. 1 Structure diagram of high-pressure turbine rotor and three-dimensional model of rotor

1.1 计算方法

参照文献[8]所采用的频域计算法,基于整体-局部统一滑动理论,建立二维接触运动模型来描述接触面力学特征,采用等效线性化方法对非线性微分方程进行求解,二维恒正压力接触运动模型如图2所示。

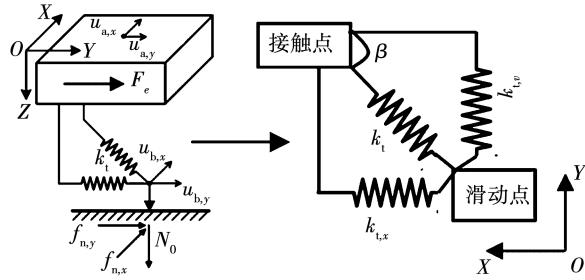


图2 二维恒正压力接触运动模型

Fig. 2 Two-dimensional contact motion model under certain normal load

图2中, k_t 表示耦合接触刚度, $k_{t,x}$ 和 $k_{t,y}$ 分别表示 x, y 方向上的接触刚度, u_a 和 u_b 代表接触点和滑动点的位移, f_n 表示接触摩擦力, N_0 为接触正压力。将叶片-阻尼接触点集看作由 n 个并联弹簧所组成, 则某一时刻下摩擦力与相对位移关系式为:

$$F_n = \sum_{p=1}^m R_p + \left(\sum_{p=m+1}^n k_t \right) \cdot l \quad (1)$$

$$l = \sqrt{(u_{b_x} - u_{a_x})^2 + (u_{b_y} - u_{a_y})^2} \quad (2)$$

式中: F_n —摩擦力, N; R_p —临界摩擦力, N; k_t —接触刚度, N/m; u_{a_x}, u_{a_y} 与 u_{b_x}, u_{b_y} —接触点和滑动点的运动位移, mm; m —达到整体滑移接触点的数量; n —接触点总数。

当 $m=0$ 时, 接触点保持粘滞状态, 当 $0 < m < n$ 时, 阻尼器为局部滑移或达到临界滑移状态, 当 $m=n$ 时, 干摩擦系统为整体滑移。

以 x 方向为例, 将接触刚度 k_t 表示为复刚度形式:

$$k_t = k_{\text{eqv}} + i\omega c_{\text{eqv}} \quad (3)$$

式中: $k_{\text{eqv}}, c_{\text{eqv}}$ —等效刚度和等效阻尼, N/m; i —复函数; ω —旋转频率, rad/s。

根据能量等效原则, 叶片在一个振动周期内, 阻尼器因摩擦耗功所抵消的叶片振动能量 D_x 与等效粘性阻尼力做功 W 相等。 x 方向摩擦迟滞曲线, 如图3所示, 因此有:

$$D_x = \int_0^T c_{\text{eqv}} x \, dx = \pi\omega c_{\text{eqv}} u_{\text{amp}}^2 \quad (4)$$

$$c_{\text{eqv}} = \frac{W}{\pi\omega u_{\text{amp}}^2} \quad (5)$$

式中: u_{amp} —临界滑移距离, m。

局部滑移阶段和整体滑移阶段对应的等效刚度 k_{eqv} 根据式(6)~式(7)得到。

$$k_{\text{eqv}} = \sqrt{\left(\frac{F_{\text{amp}}}{u_{\text{amp}}}\right)^2 - (\omega c_{\text{eqv}})^2} \quad (6)$$

$$k_{\text{eqv}} = \frac{k_d}{\pi} \cdot \delta \quad (7)$$

$$\delta = \cos^{-1}\left(\frac{u - u_{\text{amp}}}{u}\right) - \frac{1}{2}\sin\left(2\cos^{-1}\left(\frac{u - u_{\text{amp}}}{u}\right)\right) \quad (8)$$

式中: F_{amp} —临界滑移状态下摩擦力幅值, N; k_d —整体滑移时阻尼器切向刚度, N/m; u —阻尼器末端滑移距离, m; δ —无量纲参数。

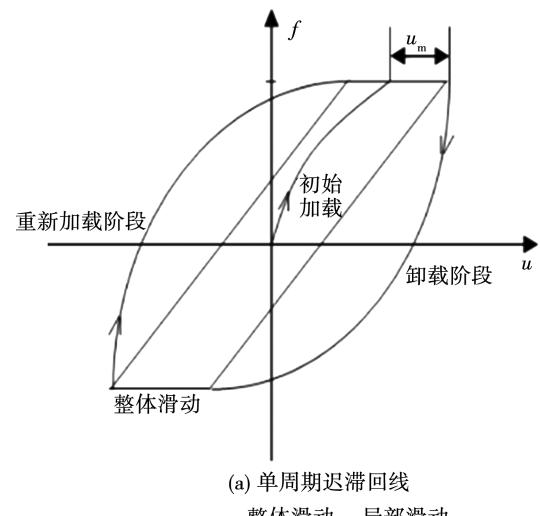
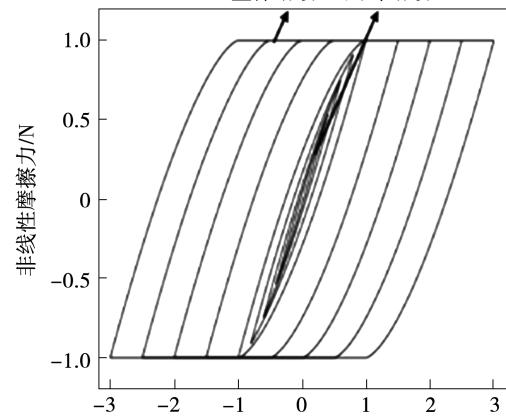
(a) 单周期迟滞回线
整体滑动 局部滑动

图3 x方向摩擦迟滞回线

Fig. 3 Friction hysteresis loop in the x direction

由此可以获得每一计算频率下非线性摩擦力与相对位移之间的关系, 进而对二阶常微分振动方程进行求解, 见式(9)。求解过程应用时频转换技术, 具体可参照文献[13]。

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C} \dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K} \mathbf{x}(t) = \mathbf{F}_e + \mathbf{F}_n(x, \dot{x}, t) \quad (9)$$

式中: \mathbf{M} 、 \mathbf{C} 、 \mathbf{K} —系统质量矩阵,阻尼矩阵和刚度矩阵; $x(t)$ —叶片振动响应,m; F_e —外激力向量,N; $F_n(x, \dot{x}, t)$ —非线性摩擦力,N。

1.2 阻尼结构理论计算分析

对目标叶片进行模态分析,设定激励因素N的个数分别为12和36,绘制坎贝尔图。N=12能够在高转速下激起叶片一阶弯曲共振,N=36能够激起叶片一阶扭转共振,如图4所示。

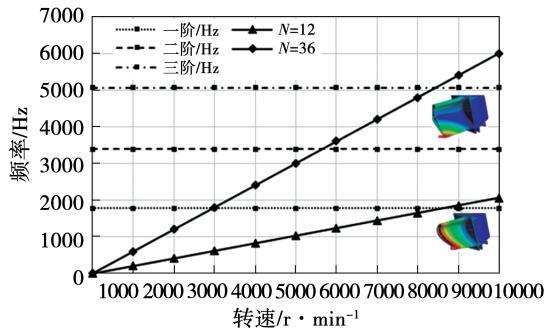


图4 叶片坎贝尔图($N=12, N=36$)

Fig. 4 Campbell diagram for blade ($N=12, N=36$)

通过自编程序调用ANSYS谐响应分析模块对有限元模型进行阻尼减振特性分析,通过中间叶片叶尖振动幅值的降低程度来记录阻尼器效果。计算时接触面上的摩擦系数取0.3,激振力根据工程经验取周向气动力总值的5%~10%,转速分别取高工况转速和低工况慢车转速,接触面积可调。图5为阻尼减振效果随质量变化,由图5中的分析结果得到阻尼器初步设计质量区间为1.71~3.95 g,在该质量范围内的阻尼器理论上都可以达到50%以上的减振效果。

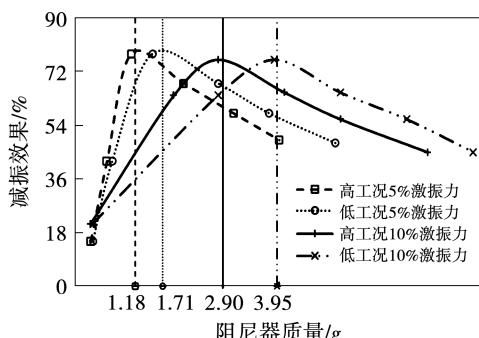


图5 阻尼减振效果随质量变化图

Fig. 5 Diagram of damping effect varying with mass

参照图5的计算结果,从叶片装配关系、阻尼器加工工艺、阻尼槽预留空间等几个方面综合考虑,分别设计了接触面为平板和弧形过渡两种结构形式的缘板阻尼器,如图6所示,每种结构加工两种不同质量,结构参数如表1所示。

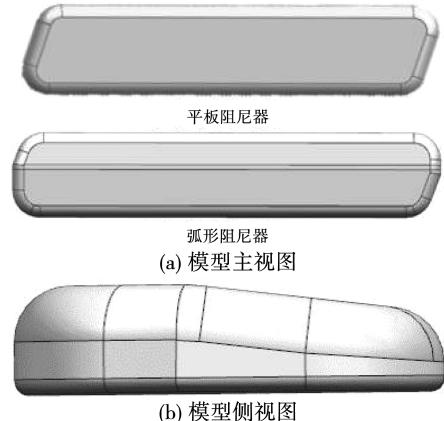


图6 阻尼结构三维模型

Fig. 6 Three-dimensional model of damping structure

表1 阻尼器结构参数

Tab. 1 Damper structure parameters

| 类别 | 编号 | 质量/g | 接触宽度/mm |
|-------|-----|------|---------|
| 平板阻尼器 | 阻尼1 | 3 | 5.7 |
| | 阻尼2 | 2 | 5.7 |
| 弧形阻尼器 | 阻尼3 | 3.5 | 3.1 |
| | 阻尼4 | 2 | 3.1 |

2 高速旋转激振试验方案设计

2.1 试验装置

在高速旋转试验台上进行激振对比试验,测量典型部位动应变数值,试验在真空环境下进行,旋转试验装置如图7所示,主要包括供油站、传感器、导电滑环、数据采集系统、油泵等。

2.2 试验原理

试验过程中,通过V型喷嘴喷射雾化油滴激励叶片使之处于共振状态,粘贴应变片使用接触式测量方法,利用高速电滑环实现旋转叶片的动态应变到数据采集系统的数据传输。其中,激励喷嘴通过螺栓固定在试验腔盖和安装板之间,喷射压力和喷嘴数可调,当叶片旋转经过时,喷嘴垂直向下喷射,雾化油滴呈V形分布,击打叶身以提供充足的激振能量,预试验期间调整喷嘴压力数值。试验发现,当

喷油压力为0.75 MPa时,叶片振动响应与有限元仿真结果相似。激振频率 f 与转速 n 和喷嘴数 q 的关系为: $f = \frac{n}{60} \cdot q$ 。喷液激振系统安装实物如图8所示。

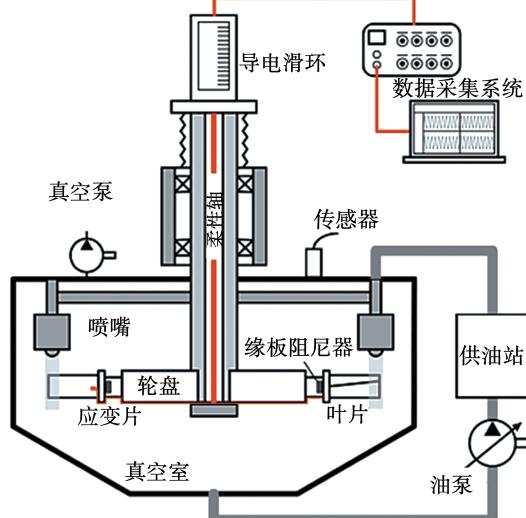


图7 旋转激振试验装置图

Fig. 7 Diagram of rotating excitation test devices



图8 旋转激振系统安装图

Fig. 8 Installation diagram of rotating excitation system

2.3 试验方案

根据有限元模态分析确定高压涡轮叶片动应力分布较为集中的4个区域,粘贴电阻应变片进行动应力监测,对应位置如图9所示。其中C、D两点是叶片强度考核需要重点关注的结构部位,C点振动应力最大,因此本次试验将重点依据C、D两点动应力下降程度来衡量阻尼减振效果。

高压涡轮转子试验件如图10所示,转子轮盘对角两侧各装配5个叶片,分别命名为上侧和下侧,以便区分阻尼器安装位置。有阻尼试验时同侧叶片为一组,安装同类阻尼器,监测中间叶片动应力下降幅

值(对应图中3号、8号叶片)。为确保试验准确性和排他性,4号、7号叶片作为辅助监测叶片,应变片引线沿着轮盘表面固化胶着,从盘心通孔连接至高速滑环系统进行数据采集。

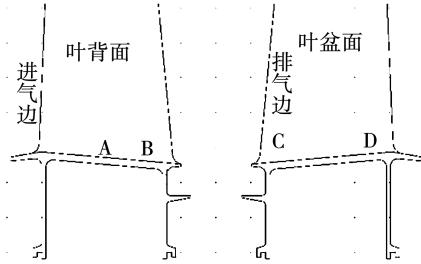


图9 动应力测试位置示意图

Fig. 9 Schematic diagram of dynamical stress measurement location

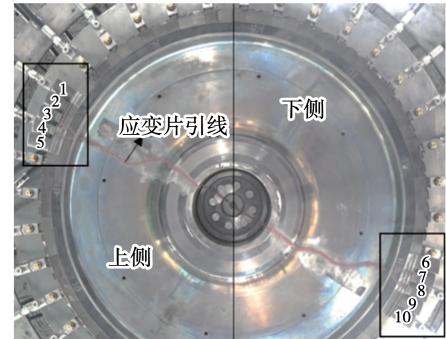


图10 高压涡轮转子试验件

Fig. 10 Test apparatus of high-pressure turbine rotor

参照叶片坎贝尔共振图,无阻尼激振试验包括一阶弯曲激振试验和一阶扭转激振试验,喷嘴数分别为12和36。在一阶弯曲共振状态下,分别安装不同类别阻尼器进行有阻尼激振试验,试验方案如表2所示。

表2 有阻尼激振试验方案

Tab. 2 Scheme of excitation test with dampers

| 试验组别 | 阻尼器类别和编号 | 安装位置 | 测量叶片 |
|------|----------|------|-------|
| 试验一 | 平板阻尼器阻尼1 | 上侧 | 3号、4号 |
| | 平板阻尼器阻尼2 | 下侧 | 7号、8号 |
| 试验二 | 弧形阻尼器阻尼3 | 上侧 | 3号、4号 |
| | 弧形阻尼器阻尼4 | 下侧 | 7号、8号 |

3 试验测量与结果分析

3.1 无阻尼激振试验

开展无阻尼叶片一阶弯曲旋转激振试验(喷嘴

数为 12), 试验目标转速为 9 000 r/min, 升至目标转速以后开始降速激振。对 3 号叶片监测点 C 的时历数据进行滤波分析及傅里叶变换, 得到动应力响应图, 见图 11。

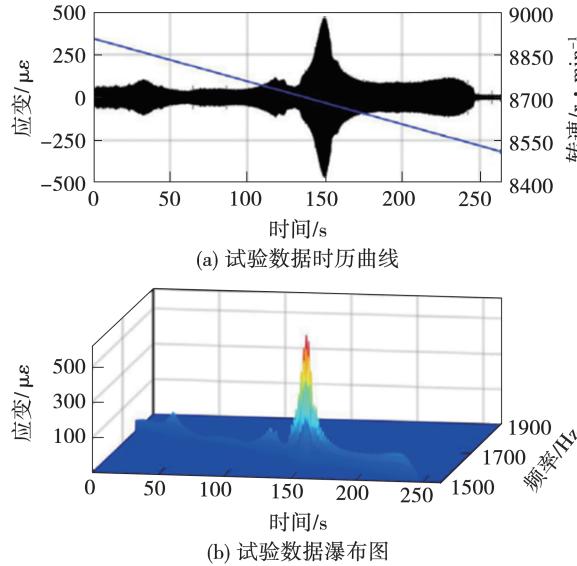


图 11 无阻尼叶片动应力响应图

Fig. 11 Diagram of blade dynamical stress response without dampers

由图 11 可知, 叶片出现了明显的振动峰值, 振动频率接近一阶模态参数计算值, 因此所设计的试验方案能够完全模拟出叶片一阶弯曲共振状态。将所监测的 4 个叶片振动频率与理论计算值进行对比, 结果如图 12 所示, 试验测量值与理论值误差在 10% 内。

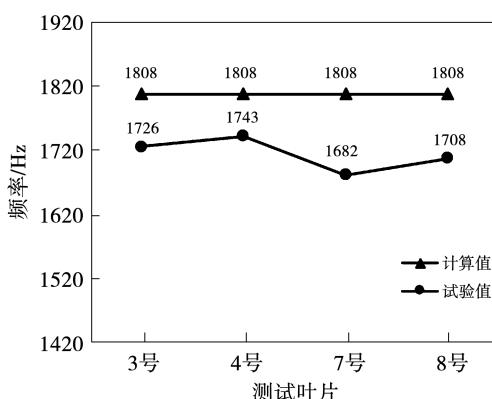


图 12 无阻尼叶片一阶共振频率数据对比

Fig. 12 Comparison of data of first order resonant frequency of blade without dampers

将喷嘴数调整为 36, 模拟叶片一阶扭转振动, 所得试验结果如表 3 所示。根据图 4 中的叶片坎贝尔图可知一阶扭转共振频率的理论分析值为 5 136 Hz, 试验测量数值能够较好地与其对应, 说明叶片能够在高速旋转环境下被激励出一阶扭转振型。叶片在一阶扭转环境下振动响应峰值较低, 这也符合高阶振动对叶片损伤影响小, 而低阶振动对叶片损伤大的特点。

表 3 一阶扭转振动试验数据

Tab. 3 Test data of first order torsional vibration

| 叶片号 | C 点应变峰值/ $\mu\epsilon$ | D 点应变峰值/ $\mu\epsilon$ | 共振频率/Hz |
|-----|------------------------|------------------------|---------|
| 3 | 97.9 | 62.3 | 5 209 |
| 8 | 49.6 | 41.7 | 5 131 |

3.2 阻尼减振试验

针对叶片一阶周向弯曲振动, 开展阻尼减振激振试验, 试验分两组进行, 分别在叶片缘板间安装平板阻尼器和弧形阻尼器。阻尼器依靠离心力抵紧在叶片缘板下表面, 这对叶片刚度有提升作用, 因此试验目标转速为 9 500 r/min。

按照表 2 中的试验方案进行叶片振动测量, 同样提取 3 号叶片监测点 C 的动应力瀑布图, 如图 13 所示。

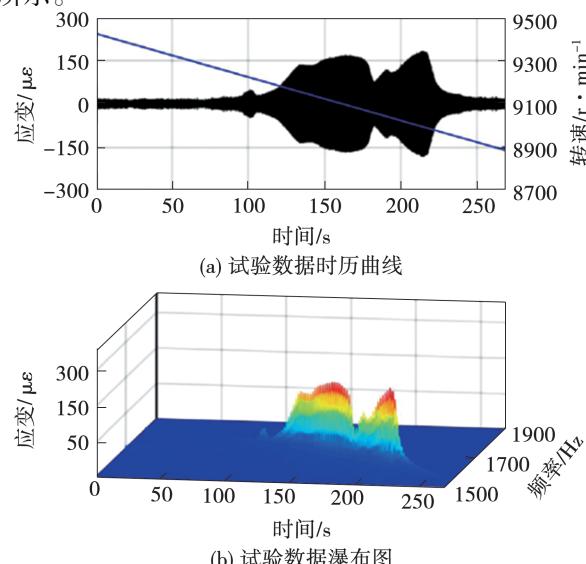


图 13 有阻尼叶片动应力响应图(阻尼 1)

Fig. 13 Diagram of blade dynamical stress response with dampers (NO. 1 damper)

从图 13~图 14 可以看出,安装缘板阻尼器后叶片振动峰值从 $480 \mu\epsilon$ 降低到 $180 \mu\epsilon$,其余各监测点均有类似现象,说明所设计的阻尼器具有良好的减振效果。

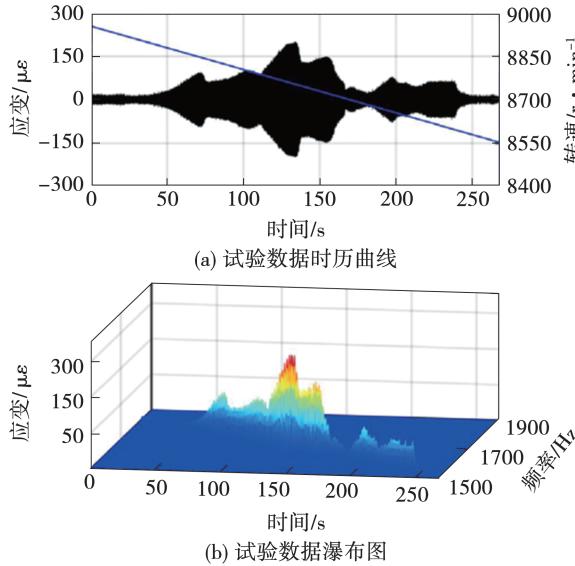


图 14 有阻尼叶片动应力响应图(阻尼 3)

Fig. 14 Diagram of blade dynamical stress response with dampers (NO. 3 damper)

3.3 试验分析与对比验证

由无阻尼试验结果可知,3号和8号叶片一阶共振频率相差 18 Hz ,但振动响应相差较大,这可能是由于应变片粘贴位置存在微弱差异,叶片安装状态不同导致的,因此将各监测点数据求均值来进行分析比较。叶片安装阻尼器后,一阶共振频率有所升高,并且出现多个共振峰值,以3号叶片的监测点 C 为例,安装阻尼器 1 后,将试验时历数据经傅里叶转化后,与无阻尼叶片振动响应对比,对比结果如图 15 所示。

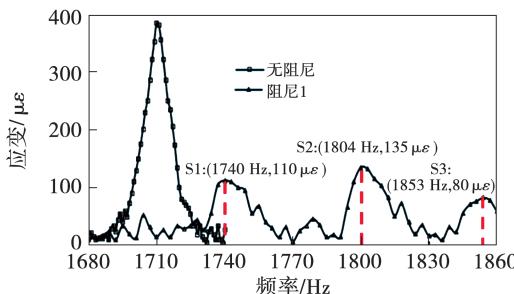


图 15 有无阻尼器叶片振动响应试验数据对比

Fig. 15 Comparison of test data of blade vibration response with and without dampers

从图 15 可以看出,无阻尼叶片发生共振时,振动响应带宽较窄且接近对称,安装阻尼器之后,响应带宽增加,呈不规则形状,而且带阻尼叶片在多个频率下都出现了振动响应峰值,这是因为阻尼器增加了接触面刚度,使各叶片之间连接性增强,叶片之间同相位振动和异相位振动都会导致振动能量相互传递。

文献[14]研究表明,成组叶片试验时,中间叶片在同相位振动情况下响应最大,并且共振频率受阻尼结构影响最小。这进一步解释了图 15 中叶片振动响应峰值分散性较大的原因,S1 点频率接近一阶固有频率,叶片间发生同相位振动,但此时振动响应已大幅降低,动应力水平能够确保叶片长时稳定工作,S2 点代表叶片之间发生异相位振动,阻尼器对叶片振动频率影响较大,动应力水平和 S1 点相当。

其余 3 种阻尼器安装后,叶片振动响应与图 15 结果类似,摩擦力导致叶片非线性力学特征增强,阻尼器质量越大,叶片异相位振动峰值对应频率越高,叶片 C、D 区域动应力大幅度降低。以叶片各共振峰值中最大点应力值相比于无阻尼叶片动应力水平的降低程度来评估阻尼减振效果,结果如图 16 所示。

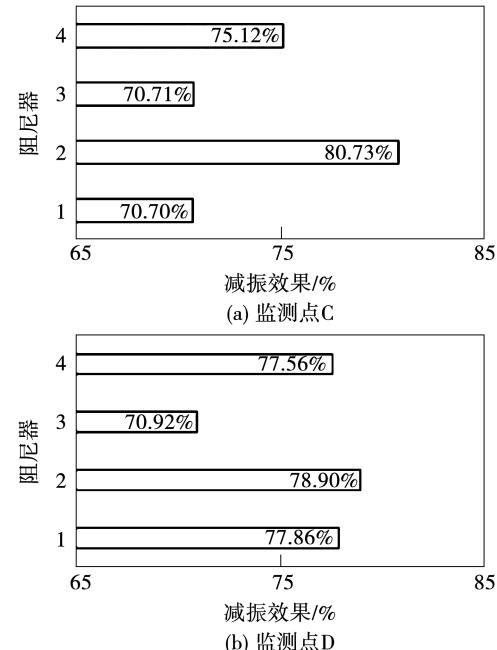


图 16 阻尼减振效果对比图

Fig. 16 Comparisons of damping effects

通过阻尼减振效果对比,各种阻尼器均使叶片振动应力得到有效的抑制,其中阻尼器质量约 2 g 时,减振效果更好,并且平板阻尼器性能更优,可以看出阻尼结构设计应尽可能保证充足的接触宽度。图 5 阻尼减振效果验证了阻尼减振分析理论计算方法具有准确性。

4 结 论

开发了带缘板阻尼叶盘系统高速旋转激振试验方案,针对设计好的阻尼结构,开展叶片阻尼减振试验研究,获得如下结论。

(1) 所开发的高速旋转激振试验方案能够模拟叶片实际工作环境,所应用的雾化油滴喷液激振系统能够激励叶片产生弯曲和扭转共振,试验结果可信度高。

(2) 合理的阻尼结构设计对叶片阻尼减振至关重要,最优质量范围内的阻尼器能够使叶片动应力降低约 70%。

(3) 带阻尼叶片非线性力学特征明显增强,叶片动应力在一定频率范围内出现多个共振峰值点,阻尼器会提升叶片共振频率,质量越大,连接刚度增加,频率上升幅度越高,阻尼器连接相邻叶片使之发生能量传递。

(4) 通过试验获得最优阻尼质量约 2 g,平板阻尼器减振性能更好,试验结果能够很好地匹配数值分析结果,验证了理论计算方法的准确性。

参 考 文 献:

- [1] 辛小鹏,谭建荣,刘振宇,等.燃气轮机正向设计研究进展[J].机械工程学报,2022,58(17):191–205.
XIN Xiao-peng, TAN Jian-rong, LIU Zhen-yu, et al. Research progress study on forward design of gas turbine [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(17): 191–205.
- [2] 孙莹,刘永泉,郝燕平,等.带缘板摩擦阻尼片高压涡轮叶片减振特性研究[J].航空发动机,2014,40(5):57–61.
SUN Ying, LIU Yong-quan, HAO Yan-ping, et al. Vibration reduction of high pressure turbine blade with platform friction damper [J]. Aero-engine, 2014, 40(5): 57–61.
- [3] 何尚文,任兴民,秦卫阳,等.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,2010,28(6):872–876.
HE Shang-wen, REN Xing-min, QIN Wei-yang, et al. A method for reducing the blade vibration of platform damper using the macro-
- [4] SCHWINGSHACKL C W, PETROV E P, EWINS D J. Effects of contact interface parameters on vibration of turbine bladed disks with underplatform dampers [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power: Transactions of the ASME, 2012, 134 (3): 032507.1 – 032507.8.
- [5] GRIGORI M. Application of hysterical functions in vibration problems [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 319:476–490.
- [6] IWAN W D. The dynamic response of bilinear hysteretic system [D]. California: California Institute of Technology, 2014.
- [7] 李琳,高钱,吴亚光,等.考虑参数关联的缘板阻尼器减振性能分析[J].航空动力学报,2021,36(8):1657–1668.
LI Lin, GAO Qian, WU Ya-guang, et al. On the vibration reduction performance of underplatform dampers considering parameter correlation [J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36 (8): 1657 – 1668.
- [8] 漆文凯.涡轮转子叶片叶根阻尼装置减振特性分析及实验研究[D].南京:南京航空航天大学,2005.
QI Wen-kai. Analysis and experimental study on damping characteristics of turbine rotor blade root damping device [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2005.
- [9] PESARESI L, SALLES L. Modelling the nonlinear behavior of an underplatform damper test rig for turbine applications [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 85(3):662–679.
- [10] UMER M, BOTTO D. Measurement of contact parameters on under-platform dampers coupled with blade dynamics [J]. International Journal of Mechanical Science, 2019, 159:450–458.
- [11] ZUCCA S, DIMAIO D. Measuring the performance of underplatform dampers for turbine blades by rotating laser doppler vibrometer [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012, 32 (12):269–281.
- [12] 罗莉,黄大永.高速旋转状态下高压涡轮叶盘振动试验研究[J].航空工程进展,2021,12(1):85–90.
LUO Li, HUANG Da-yong. Vibration test of blade disc of high pressure turbine in high rotating speed [J]. Aeronautical Engineering Progress, 2021, 12(1): 85–90.
- [13] 李琳,刘久周,李超.干摩擦阻尼器对宽频多阶次激励减振效果分析[J].航空动力学报,2016,31(9):2171–2180.
LI Lin, LIU Jiu-zhou, LI Chao. Effect analysis of damping effect of dry friction damper under wideband multi-harmonic excitation [J]. Journal of Aerospace Power, 2016, 31 (9): 2171 – 2180.
- [14] GASTALDI C, BERRUTI T M. Experimental verification of the dynamic model of turbine blades coupled by sealing strip [J]. Applied Sciences, 2018, 8(11):2174–2183.

(王治红 编辑)