

叶片缘板阻尼结构参数敏感特性分析

周渝航^{1,2},林 枫^{1,2},孙景国^{1,2}

(1. 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试验室,黑龙江 哈尔滨 150078;

2. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所,黑龙江 哈尔滨 150078)

摘要:针对某型船用燃气轮机高压涡轮叶片的缘板阻尼结构设计问题,开展阻尼结构参数敏感性分析。基于整体-局部统一滑动理论建立叶片-阻尼单接触对摩擦模型,采用谐波平衡法和能量法将非线性摩擦力等效线性化;考虑激振力相位差,迭代求解振动微分方程以获得叶尖幅值响应,找出影响阻尼减振效果的关键参数,分辨具有高敏感度的独立变量,获取阻尼结构初步设计方案。结果表明:缘板阻尼器的质量与刚度、阻尼选材及接触面宽度均属于高敏感度参数;阻尼器所受离心力与激振力幅值之比可作为结构设计过程中的独立变量;计算得到阻尼器设计质量在1.18~3.95 g之间,阻尼器轴向设计长度为31.2 mm。

关键词:阻尼减振;缘板阻尼结构;非线性摩擦力;谐波平衡法;敏感度

中图分类号:TK47 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2024.03.003

[引用本文格式]周渝航,林 枫,孙景国.叶片缘板阻尼结构参数敏感特性分析[J].热能动力工程,2024,39(3):18~24. ZHOU Yu-hang, LIN Feng, SUN Jing-guo. Sensitivity feature analysis of underplatform damper structure parameters for turbine blade[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(3): 18~24.

Sensitivity Feature Analysis of Underplatform Damper Structure Parameters for Turbine Blade

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

(1. 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;

2. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: Aiming at the design problem of underplatform damper structure for high-pressure turbine blades of a marine gas turbine, the sensitivity analysis of damping structure parameters was carried out. A blade-damper single contact friction model was established based on the global-local unified sliding theory, the nonlinear friction was linearized by the harmonic balance method and the energy method; the oscillatory differential equation was iteratively solved to obtain the amplitude response of the blade tip considering the phase difference of the excitation force, the key parameters affecting the damping effect were found out and the independent variables with high sensitivity were identified, and the preliminary design scheme of damper structure was obtained. The results show that the mass and stiffness of the underplatform damper, the selection of damping material and the width of the contact surface are all highly sensitive parameters; the ratio of the centrifugal force to the excitation force amplitude for the damper can be used as an independent variable in the process of structural design; the design mass of the damper is calculated to be in the range of 1.18 g to 3.95 g, and the axial length of the damper is 31.2 mm.

Key words: damping vibration reduction, underplatform damper structure, nonlinear friction force, harmonic balance method, sensitivity degree

引言

随着现代船用燃气轮机向着大功率、高效率的方向迈进,涡轮叶片所承受的气动载荷更为极端。为了满足涡轮叶片的强度考核要求,高压涡轮动叶通常被设计为大尺寸无冠结构以降低叶身应力,但却出现了叶片在某些运行工况下容易发生共振而导致疲劳断裂的问题^[1]。为了加强叶片的寿命管理,在叶身缘板下侧空间增设阻尼器,依靠阻尼器和缘板之间的干摩擦接触来消耗叶片振动的能量^[2],从而削弱叶片振动峰值以达到减振的目的。

干摩擦接触力具有很强的非线性,求解带阻尼器的叶片系统动力响应,需要准确的干摩擦模型和接触力响应求解计算方法。文献[3]提到一种双边界面模型,用两个 Jenkins 单元链来代表接触界面,可以模拟接触点的宏滑移和微滑移行为。文献[4]改进了理想库伦摩擦模型,考虑在未进入临界滑动点之前接触面的弹性变形,更加符合阻尼结构的材料属性。文献[5]通过数值积分的方法验证了使用微观滑移模型进行阻尼响应计算的结果精确度更高。文献[6~7]建立了一维整体-局部统一滑动模型,并运用此模型分析了带缘板阻尼叶盘系统的振动响应。文献[8]采用干摩擦力的线性化方法对带不同阻尼结构的叶片组、叶盘振动系统进行了求解分析。文献[9]认为,阻尼器的设计不应该是参数解耦的,而应该充分考虑参数之间的相关性。

阻尼结构的设计变量和影响参数众多^[10],找出高敏感度影响参数对于阻尼结构设计十分重要。本文针对某型燃气轮机涡轮叶片缘板阻尼结构的设计需求,基于整体-局部统一滑动理论建立二维单接触对摩擦模型,采用谐波平衡法与能量法相结合的技术来求解带缘板阻尼叶片的振动响应。对缘板阻尼结构参数进行敏感特性分析,分离独立变量,确定阻尼器初步设计方案,为阻尼结构的进一步优化设计提供指导。

1 理论模型与计算方法

某型燃气轮机高压涡轮叶片在结构设计初期于叶身缘板下部开设阻尼槽,计划安装缘板阻尼器来

降低叶片振动幅值,提高叶片抗振能力。所研究的叶片结构如图 1 所示。

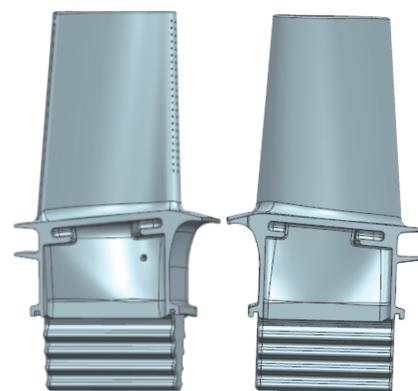


图 1 高压涡轮叶片结构

Fig. 1 Structure diagram of high-pressure turbine blade

根据叶片阻尼槽开口的特点,需设计一种近似于平板形式的缘板阻尼器,该种阻尼结构无需考虑叶片与阻尼器的接触面法向变形对减振带来的影响。叶片共振时,阻尼器利用干摩擦接触消耗叶片振动能量,进而抑制叶片振动。图 2 为叶片-阻尼结构示意图。

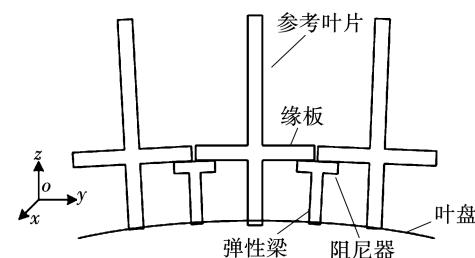


图 2 叶片-阻尼结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of blade-damper structure

1.1 干摩擦模型

干摩擦力是一种复杂的非线性迟滞接触力,建立准确的干摩擦接触模型对于非线性振动方程的求解十分重要。文献[6]提到的整体-局部统一滑动模型,接触面上点的运动分为完全粘滞、局部滑移、整体滑移 3 种情况。将叶片与阻尼接触点集看作是由 n 个并联弹簧所组成的接触点集,假设弹簧刚度为 k_p ,临界摩擦力为 R_p ,则摩擦力 f 与位移 x 的关系为:

$$f(x) = \sum_{p=1}^m R_p + \left(\sum_{p=m+1}^n k_p \right) x \quad (1)$$

当 $m=0$ 时, 接触点保持粘滞状态; 当 $0 < m < n$ 时, 接触点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。该模型能充分考虑叶片与阻尼接触面上摩擦力的变化及接触点的相对运动趋势, 稳态时的摩擦力与位移的关系曲线如图 3 所示。

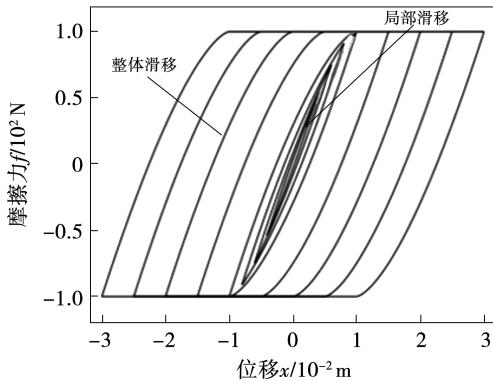


图 3 摩擦力与位移关系曲线

Fig. 3 Relation curve of friction force and displacement

合理简化模型对降低求解难度和提高计算速率有极大的促进作用。基于本文所研究的阻尼结构形式, 假设离心力 N_0 沿接触面均匀分布, 忽略接触面法向变形。采用单点接触来描述整个摩擦界面上的非线性接触力, 建立接触点间的二维耦合干摩擦力学模型, 如图 4 所示。

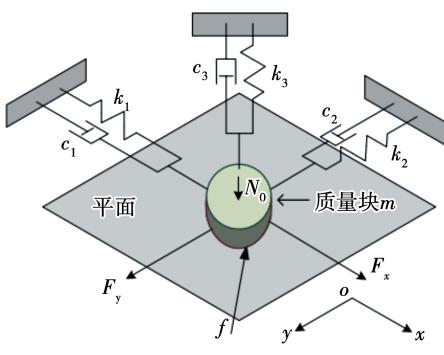


图 4 干摩擦力学模型

Fig. 4 Mechanical model of dry friction

F_x 和 F_y 分别代表叶片沿 x 和 y 方向所受的激振力, 将两个方向上的阻尼力表示为复刚度形式的弹性恢复力, 复刚度 K 为:

$$K = k + i\omega c \quad (2)$$

式中: k —接触点之间的切向刚度系数; c —阻尼系数; ω —旋转速度, rad/s。

通过复刚度单元 $[c_3, k_3]$ 将两个方向上的运动耦合在一起, 二维耦合摩擦下的振动方程为:

$$\begin{cases} m \ddot{x} + \left(c_1 + \frac{c_3}{2} \right) \dot{x} \cdot \frac{c_3}{2} \dot{y} + \left(k_1 + \frac{k_3}{2} \right) x \cdot \frac{k_3}{2} y + f_x = F_x \\ m \ddot{y} + \left(c_2 + \frac{c_3}{2} \right) \dot{y} \cdot \frac{c_3}{2} \dot{x} + \left(k_2 + \frac{k_3}{2} \right) y \cdot \frac{k_3}{2} x + f_y = F_y \end{cases} \quad (3)$$

式中: f_x 和 f_y —阻尼器在 x 和 y 方向上所受到的摩擦力, N; 下标 1, 2, 3— x, y 方向及 x, y 方向上力的耦合; F —外激力, N。

总摩擦力 f 需要满足的条件为:

$$|f| = \sqrt{f_x^2 + f_y^2} \leq \mu_s N_0 \quad (4)$$

式中: μ_s —最大静摩擦系数。

1.2 振动响应计算求解

采用谐波平衡法和能量法相结合的方式来计算带阻尼叶片振动响应。根据粘性阻尼耗散的能量与非线性摩擦力做功相等的原则将非线性方程等效线性化, 求解式(2)中的 k 和 c , 以下称为等效刚度和等效阻尼, 进而代入到振动微分方程中迭代求解。

假设阻尼力 f_c 与叶片运动速度 \dot{x} 成正比, 即:

$$f_c = c \dot{x} \quad (5)$$

则在一个振动周期内, 阻尼力所做的功为:

$$D_x = \int_0^T c \dot{x} \dot{x} dt = \pi \omega c u_{amp}^2 \quad (6)$$

式中: u_{amp} —局部滑移过渡到整体滑移时阻尼块的最大滑移距离, m。

由图 3 中摩擦力与位移之间曲线所围成的面积来获取干摩擦阻尼耗功 W , 根据 D_x 与 W 数值相等可以求得阻尼系数 c 和刚度系数 k 为:

$$c = \frac{W}{\pi \omega u_{amp}^2} \quad (7)$$

$$k = \sqrt{\left(\frac{F_{amp}}{u_{amp}} \right)^2 - (\omega c)^2} \quad (8)$$

式中: F_{amp} — u_{amp} 对应的激振力幅值。

将等效线性化结果输入到有限元模型中, 调用程序对带阻尼叶片振动系统进行迭代求解, 详细过程可参考文献[11]。

2 缘板阻尼结构参数敏感性分析

确定阻尼减振效果的影响因素是阻尼结构优化设计的基础,本节将建立敏感因素数据库,分析各因素敏感性特征,提取独立变量参数。

2.1 敏感因素提取

由式(9)所示的叶片-阻尼系统非齐次偏微分振动方程可知,影响叶片振动响应的因素可以分为结构性因素和非结构性因素。结构性因素包含质量矩阵 \mathbf{M} 、刚度矩阵 \mathbf{K} 和阻尼矩阵 \mathbf{C} ,非结构性因素涉及叶片激振力 F_e 和接触面上的摩擦力 f_n 。

$$\mathbf{K}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} = f_n(x, \dot{x}, \ddot{x}) + F_e \quad (9)$$

$$N = m_d\Omega^2 R = p(x) \cdot A \quad (10)$$

$$f_n = \mu N \quad (11)$$

式中: μ —接触面摩擦系数; N —接触面正压力, N;
 m_d —阻尼器质量, kg; Ω —叶盘转速, rad/s; R —旋转半径, m; $p(x)$ —接触面均布压力, MPa; A —干摩擦接触面积, m^2 。

阻尼减振的实质是摩擦耗功,由式(11)可知,干摩擦力主要取决于摩擦系数和接触面正压力,一般情况下摩擦系数受加工工艺的限制无法准确估量,计算时只能凭借工程经验设定初始值。因此,正压力 N 是受控范围内的重要因素,正压力值又是由多种参数共同决定的,各参数间相互影响、彼此制约。同时,外激力的变化以及材料属性会影响接触刚度,进而改变干摩擦能量耗散值。因此,只有找出高敏感度参数并使各参数间达到最佳配合,才能获得理想的系统阻尼比。

2.2 参数敏感特性分析

根据 2.1 节分析得到的各参数间的关联特性,本节分别针对正压力、接触面积、激振力等因素对阻尼减振效果的影响进行敏感特性分析。采用三叶片成组有限元模型来开展阻尼减振敏感特性分析,成组叶片有限元模型如图 5 所示。在叶片缘板之间插入 Matrix 27 刚度阻尼单元,通过中间叶片叶尖振动幅值的降低程度来记录减振效果。计算时接触面上的摩擦系数取 0.3,由于叶片一阶周向弯曲振动对叶片损伤最大,因此频率监测点以叶片一阶固有频率为准,考虑激振力相位差的影响。为节省篇幅本小节以叶片周向振动特性参数来评估阻尼减振效果。

为了验证算法的准确性,同时分析正压力 N 对阻尼减振效果的影响,设定激振力幅值为 80 N,在仅改变正压力而其他参数保持不变的情况下,得到的叶片幅频响应规律如图 6 所示,该规律与文献 [12] 基本一致。

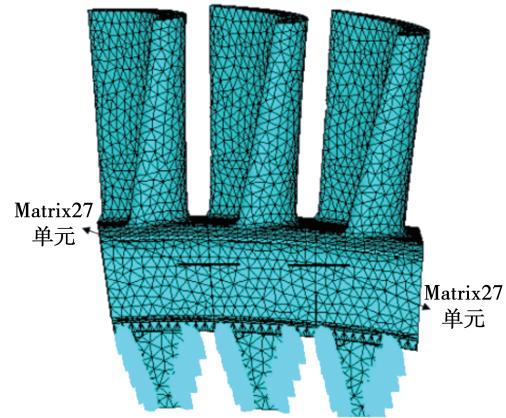


图 5 成组叶片有限元模型

Fig. 5 Finite element model for groups of blades

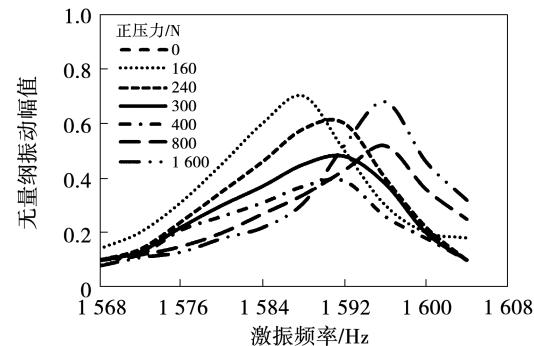


图 6 不同正压力下叶片响应曲线

Fig. 6 Blade response curve under different normal pressures

图 6 中无量纲振动幅值为相同激振频率下带阻尼叶片与不带阻尼叶片的振幅之比。由分析结果可知,存在一个最优正压力使阻尼减振效果最佳,随着正压力增加,叶片振动频率也略有上升。对于工作状态下的叶片,转速及阻尼旋转半径均是确定的,因此阻尼器的质量决定正压力数值。当正压力不变、调整阻尼器质量时,叶片在共振频率点下的响应曲线如图 7 所示。阻尼器质量不同时,最优正压力取值较为接近。可以看到,阻尼器结构本身的惯性力对减振效果影响不大,因此在本研究中不做考虑。

在一定正压力范围内,接触刚度越大叶片振动幅值越低,结构材料特性本身会对接触刚度产生较大影响。保持计算参数与前文设置相同,选取 3 种不同高温合金材料进行对比分析,结果如图 8 所示。可以看到,材料弹性模量越大,接触刚度越大,对阻尼减振效果越有利。

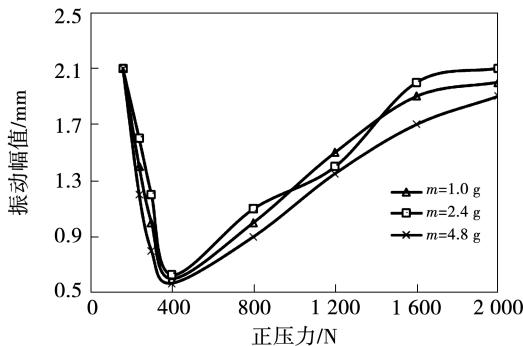


图 7 阻尼器质量对正压力影响曲线

Fig. 7 Influence curve of damper mass on normal pressure

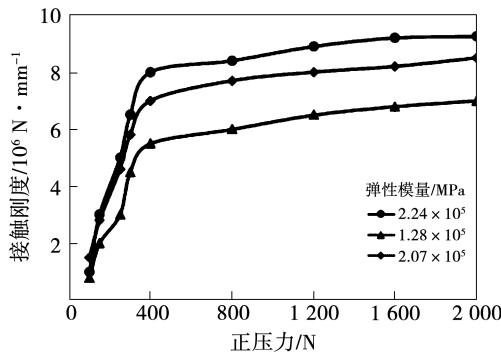


图 8 接触刚度随材料弹性模量变化的趋势

Fig. 8 Changing trend of contact stiffness with elastic modulus of material

以弹性模量为 2.24×10^5 MPa 的材料为例,计算得到的等效阻尼随正压力的变化规律如图 9 所示。由图 9 可知,正压力在 400 ~ 800 N 之间的阻尼效应较为理想,而随着正压力继续增大阻尼器只起到增加叶片刚度而非减振的作用。因此,在合适的正压力范围内选取弹性模量高的材料符合工程需要,但还要综合考虑材料的热强性与硬度等因素。

对于不带阻尼器的叶片振动响应,叶尖振幅与激振力水平呈线性关系。当考虑干摩擦阻尼带来

的强非线性影响时,叶片振动响应规律如图 10 所示。计算时假定正压力为 400 N, 激振力取值范围在 10 ~ 180 N 之间。

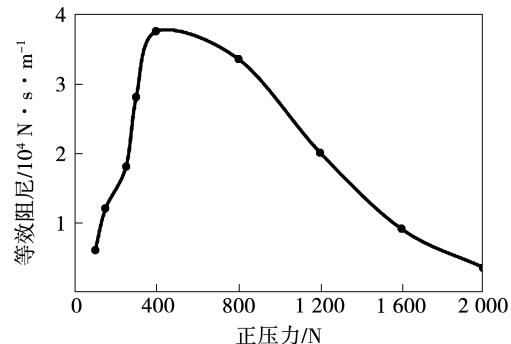


图 9 等效阻尼随接触面正压力变化曲线

Fig. 9 Changing curve of equivalent damper with normal pressure on contact surface

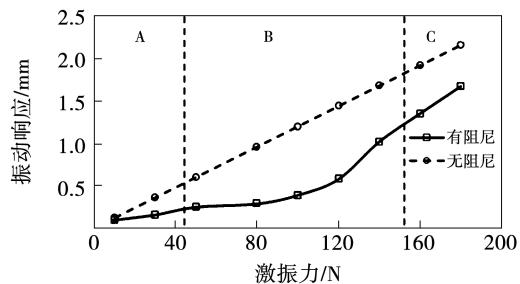


图 10 叶片振动响应与激振力关系曲线

Fig. 10 Relation curve of vibration response of blade and excitation force

图 10 中 A 区域内的激振力较小,叶片与阻尼器间的接触保持近似粘滞状态,因此振幅与激振力大小符合或接近线性关系。当激振力逐步增大,阻尼器与叶片之间的相对滑移程度增加,振动响应与激振幅值呈现非线性关系。当 C 区域的激振力大于临界摩擦力后,二者之间回归线性关系。由 B 区域数据可知,400 N 的正压力所对应的激振力约为 80 N 时的曲线斜率最低,减振效果最好,由此判断不同激振力所对应的最优正压力值不同。对阻尼器正压力取值在 200 ~ 2 000 N 范围内的计算中发现,当正压力与激振力的比值 η 相同时,所获得的切向刚度及等效阻尼的数值相同,结果见表 1。因此,在阻尼结构设计过程中,为了消除激振力因素的影响,可以采用 η 作为独立变量。

表 1 振动特性参数表

Tab. 1 Table of vibration feature parameters

η	切向刚度/ N·m ⁻¹	等效阻尼/ N·s·m ⁻¹	激振力/ N	正压力/ N
3	5 356.98	35 214.32	80	240
	5 356.98	35 214.32	160	480
5	9 742.13	43 261.52	80	400
	9 742.13	43 261.52	160	800
10	7 963.25	42 635.87	80	400
	7 963.25	42 635.87	100	1 000
25	4 369.52	27 416.54	40	1 000
	4 369.52	27 416.54	80	2 000

进一步分析叶片-阻尼接触面积对干摩擦阻尼减振效果的影响,激振力取为 80 N,通过设定不同接触尺寸来改变接触面积 A,以获取叶片的振动响应曲线,如图 11 所示。由图 11 计算结果可知,接触面积对阻尼结构参数设计十分重要,接触面积越大对应的最优质量越小,但阻尼减振效果差异不大。当正压力为 400 N 时面积较大的阻尼器的减振性能更好,当正压力为 1 200 N 时面积为 20 mm² 的阻尼器减振性能更好。这是因为,当阻尼器质量增加到某一程度后,接触刚度仍然持续增加,此时接触点的相对运动距离主要取决于接触面积,接触面积越小,相对运动距离越大。因此,在阻尼结构设计过程中,当 η 值较低时应选择增大接触面积,当 η 值较高时接触面积应取较小值。

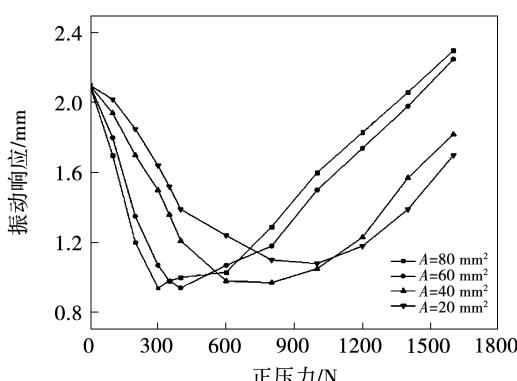


图 11 不同接触面积下叶片振动响应关系曲线

Fig. 11 Relation curve of blade vibration response for different contact areas

当保持接触面宽度不变时,分析不同接触面长度条件下,无量纲振动幅值随正压力与激振力比值

η 的变化关系如表 2 所示。接触面宽度对计算结果的敏感程度如表 3 所示。

表 2 无量纲振动幅值与接触面长度变化关系

Tab. 2 Changing relationship about dimensionless vibration amplitude and contact surface length

接触面长度/mm	无量纲振动幅值	η
20	0.374	6.2
25	0.371	5.4
30	0.376	4.8
40	0.329	4.3

表 3 无量纲振动幅值与接触面宽度变化关系

Tab. 3 Changing relationship about dimensionless vibration amplitude and contact surface width

接触面宽度/mm	无量纲振动幅值	η
3.5	0.458	10.2
5.5	0.394	7.6
7.5	0.383	4.1
9.5	0.321	8.7

由表 2 和表 3 计算结果可知,接触面长度的变化对阻尼减振效果影响较小,而接触面宽度的敏感度更高,会影响最优正压力的取值。因此,在接触面参数设计时,可以采用定长变宽的思想。

结合本节分析结果可以确定,缘板阻尼器的质量、刚度及接触面尺寸(宽度)是结构设计中的高敏感度参数,阻尼选材及结构形状均会对上述参数产生重要影响。对于确定的激振力总存在一个最优正压力来指导结构设计,进而协调各影响因素间的组合关系,使阻尼结构状态达到最佳。

3 缘板阻尼结构设计

由表 1 中数据可知,对于叶片结构,当正压力与激振力比值 η 约为 5 时,阻尼器处于最佳工作状态。为了实现阻尼器在较宽的激振范围内及常用工况下均有良好的减振效果,根据工程经验激振力取值为周向气动力总值的 5%~10%,考虑叶片常用工作转速进行阻尼减振计算。根据分析结果得到阻尼器初步设计质量区间为 1.18~3.95 g,该质量范围内的阻尼器理论上在任何工作状态下均能达到 50% 以上的减振效果,阻尼减振效果随质量变化的关系如图 12 所示。

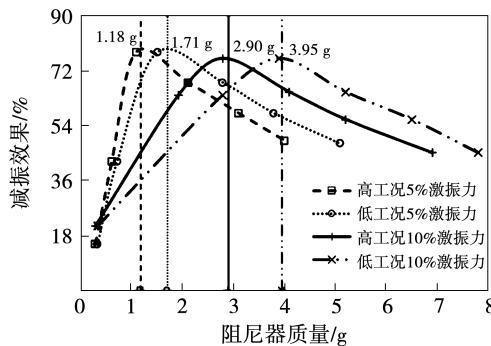


图 12 阻尼减振效果随质量变化

Fig. 12 Changing curve of damping effect with mass

结合图 8 中的结果可知, 阻尼器选用弹性模量较大的高温合金材料加工制造, 根据叶片阻尼槽空间尺寸确定阻尼器轴向长度为 31.2 mm, 从而保证叶片 - 阻尼结构具有较大的接触面积, 其他设计参数需要综合考虑各因素间的关联特性。

4 结 论

建立了干摩擦阻尼系统计算分析方法, 从缘板阻尼结构设计角度出发, 开展结构参数敏感特性分析, 得出如下结论:

(1) 影响干摩擦力分布的敏感因素包括接触面参数、外激力参数和阻尼结构参数, 其中阻尼器的质量、刚度及接触面尺寸(宽度)是结构设计中的高敏感度参数。

(2) 对于确定的激振力总存在一个最优正压力使阻尼减振效果最佳, 可以将正压力与激振力的比值视为独立变量来指导阻尼结构设计。

(3) 根据分析结果确定, 与目标叶片适配性高的阻尼器的质量范围在 1.18 ~ 3.95 g 之间, 阻尼器轴向长度为 31.2 mm, 能够满足其在较宽的激振范围内及常用工况下均有良好的减振效果。

参考文献:

- [1] BHAUMIK S K, SUJATA M, VENKATASWAMY M A, et al. Failure of a low pressure turbine rotor blade of an aeroengine [J]. Engineering Failure Analysis, 2006, 13(8): 1202 – 1219.
- [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]. Aeroengine, 2014, 40(5): 57 – 61.
- [3] MILLER J D, QUINN D D. A two-sided interface model for dissipation in structural systems with frictional joints [J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 321(1): 201 – 219.
- [4] LWAN W D. The dynamic response of bilinear hysteretic system [D]. California: California Institute of Technology, 2014.
- [5] 蔡彦虎, 秋朋圆, 汪久根, 等. 平面接触运动干摩擦阻尼器的微滑移数值模型 [J]. 西安交通大学学报, 2021, 55(6): 18 – 27.
LIN Yan-hu, QIU Peng-yuan, WANG Jiu-gen, et al. Numerical micro-slip model for dry friction damper in 2D kinematic contact motion [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(6): 18 – 27.
- [6] 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-micro slip model [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2010, 28(6): 872 – 876.
- [7] 何尚文, 任兴民, 秦卫阳, 等. 基于微滑移模型的 B - G 型叶片干摩擦缘板阻尼器减振特性研究 [J]. 振动与冲击, 2012, 31(1): 44 – 48.
HE Shang-wen, REN Xing-min, QIN Wei-yang, et al. Reduced vibration characteristics a B-G platform damper based on a micro-slip model [J]. Journal of Vibration and Shock, 2012, 31(1): 44 – 48.
- [8] 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 Wen-kai. Vibration reduction analysis and design of friction ring damper in blisk [J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(4): 777 – 782.
- [9] 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.
- [10] 张云娟. 涡轮叶片干摩擦阻尼减振特性研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2014.
- [11] 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.
- [12] 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.
- [13] 阳刚, 周标, 臧朝平. 含接触界面的叶盘结构强迫振动响应快速预测方法 [J]. 航空动力学报, 2019, 34(9): 1953 – 1961.
YANG Gang, ZHOU Biao, ZANG Chao-ping. Fast response prediction method for bladed disk with contact interfaces [J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(9): 1953 – 1961.

(刘颖 编辑)