带凸肩叶片非旋转状态减振特性试验

洪 杰 史亚杰 刘书国 朱梓根

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100083)

摘 要: 设计了一套能够准确施加凸肩接触面正压力的非旋转状态带凸肩叶片减振特性试验系统,并对该系统的设计要求、正压力的加载方案以及试验误差进行了说明. 利用该试验系统对不同激振力、不同初始正压力、不同凸肩接触角度和不同凸肩位置下叶片的一阶弯曲振动特性进行了测试,分析了凸肩接触面正压力、凸肩接触角度及凸肩位置等重要参数对凸肩结构减振效果的影响规律. 试验结果显示,对一定的激振力存在一个最优的接触面初始正压力使得凸肩减振效果最好;凸肩接触角度和位置使凸肩接触面相对运动越大,凸肩的减振效果越好.

关 键 词: 干摩擦; 振动; 阻尼; 叶片; 凸肩; 试验

中图分类号: V 231.92

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2006)10-1174-06

Experiment of damping characteristic of non-rotating shrouded blade

Hong Jie Shi Yajie Liu Shuguo Zhu Zigen

(School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: A measurement system was designed to accurately measure dynamic responses of non-rotating shrouded blade, in which initial normal load can be put on the friction interface by a load disc accurately. The design principle of this system, the loading scheme and the test errors were described. The dynamic response of the first bending mode of the shrouded blade with different shroud contact angles and shroud places were measured under various initial normal loads on the interface and different exciting force. The effects of the initial normal load, shroud contact angle and shroud place on the friction damping were analyzed from the test data. The results indicate that there is an optimal preload under which the shroud contact can provides maximal performance in dissipating vibratory energy for a given exciting force; and the relative displacement between the interfaces larger, the dissipating vibratory energy more. The design of shroud contact angle and place should obey this rule.

Key words: dry friction; vibration; damping; blade; shroud; experiment

航空发动机叶片在工作时,通常会由于受到各种气流引起的循环载荷激励而发生高循环疲劳失效(HCF),这会造成发动机可靠性的下降和维护成本的增加[1-2]. 为了降低发动机叶片的振动应力,设计者们除了尽力避开叶片共振和提高叶片材料抗疲劳特性之外,还必须增加叶片系统的阻尼. 干摩擦阻尼由于其减振效果明显,结构简单和环境适应性强等特点成为航空发动机叶片系统广泛采用的阻尼方式. 干摩擦阻尼是利用相互接触的物体发生振动时接触界面之间的摩擦来消耗振动能量进行减振的. 目前,在航空发动机叶片系统常用的干摩擦阻尼结构有: B-G (Blade-to-Ground)型缘板阻尼器、B-B(Blade-to-Blade)型缘板阻尼器、楔型缘板阻尼器和凸肩(叶冠)结构.

国内外研究人员和学者对干摩擦阻尼器进行了大量的研究,建立了各种接触模型(1D,2D 和3D)来模拟阻尼器与叶片缘板(相邻凸肩接触面)之间的接触运动,并开发了相应的带干摩擦阻尼

收稿日期: 2006-06-01

作者简介: 洪 杰(1965-),男,北京人,教授, hongjie@buaa.edu.cn.

器的叶片系统非线性响应计算方法[3-6]. 但是,由于接触问题的强非线性,在建立接触运动模型时必须都采用一定的假设和简化. 此外,响应计算中需要的一些关键参数如:接触刚度、摩擦系数等在振动过程中都是随时间变化的;到目前为止,还没有一种能够准确描述这些参数的理论方法,只能依靠试验结果或经验数据来给定. 这种情况使得目前理论和数值方法很难准确预测带干摩擦阻尼器叶片的振动响应及阻尼器的减振效果,其结果都需要利用试验结果进行修正之后才能用于阻尼器减振效果的评估及阻尼器的设计. 对于缘板阻尼器,Griffin[1]、郝燕平[7]和 Szwedowicz J.[8]等进行了试验研究,并对各种阻尼器参数对减振效果的影响规律进行了研究. 而对于带凸肩(叶冠)叶片的减振试验研究文献非常少. 这是因为,相对于缘板阻尼器,带凸肩(叶冠)叶片由于其需要考虑的影响因素更加多(凸肩位置、凸肩角度,叶片之间的相互影响更大),试验结构更加复杂.

本文的研究目的就是设计一套能够准确施加凸肩接触面正压力的非旋转状态带凸肩叶片减振特性试验系统. 利用该试验系统能够对不同激振力、不同初始正压力、不同凸肩接触角度和不同凸肩位置下叶片的一阶弯曲振动特性进行了测试,并利用试验结果分析凸肩接触面正压力、凸肩接触角度及凸肩位置等重要参数对凸肩结构减振效果的影响规律. 从而为验证和进一步改进相应的理论计算模型,并最终建立一套可行的凸肩结构减振设计方法提供依据.

1　试验方案的设计及其设备

实际发动机中,带凸肩(叶冠)叶片当发动机转速升高时,在离心力产生的扭转恢复作用下,相邻的凸肩(叶冠)接触面会发生接触,在叶片振动过程中接触面之间会发生摩擦,从而起到消耗振动能量,降低叶片振动应力的作用. 凸肩接触面初始正压力、凸肩位置、凸肩接触角度以及接触面接触刚度对叶片的减振效果都有很大的影响[9-10]. 因此,所设计的带凸肩(叶冠)叶片减振效果试验方案必须满足下列要求:可以研究在不同大小的激振力作用下,不同的接触紧度(初始正压力),不同的接触角度,不同的凸肩位置对减振效果的影响,从而对凸肩结构各参数对减振效果的影响规律有直观的认识,并能够对理论分析结果提供验证和改进的基本依据.

与缘板阻尼器结构相比,带凸肩叶片结构减振规律的试验研究要复杂的多. 这主要是因为带凸肩叶片系统相邻叶片之间的动力特性相互影响远远大于带缘板阻尼结构对叶片动力特性的影响;而且凸肩接触面上的正压力难以准确施加和测量. 针对这些情况本文提出了一种用单个叶片来试验验证凸肩减振效果的试验方案,其基本结构如图 1 所示. 下面对其加载方案、试件的设计以及测试系统分别给予介绍.

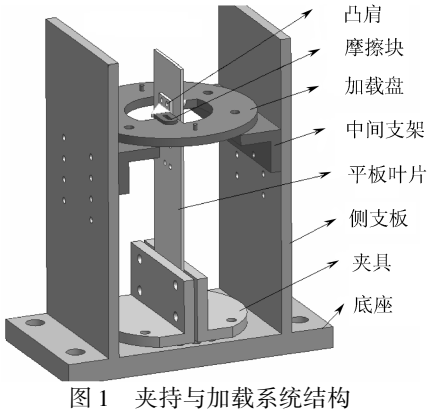


图 1　夹持与加载系统结构

1.1　加载方案

凸肩接触面之间的正压力是叶片在工作过程中由于受到离心力产生的扭转恢复力是凸肩相互接触产生的. 由于设计时凸肩(叶冠)接触面初始安装间隙的不同,会导致叶片工作时接触面之间的正压力不同. 本文设计了一个专门的加载盘来对给凸肩接触面施加需要的正压力,结构见图 2.

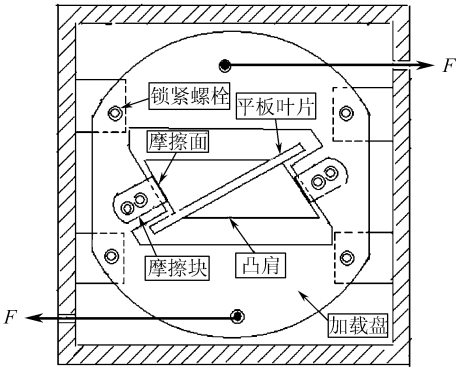


图 2　凸肩正压力加载方式示意图

凸肩接触面施加正压力的具体过程为:首先,将调整好凸肩角度和凸肩位置的平板叶片固定在底座上;然后,将摩擦块固定在加载盘上,并将加载盘调整到和凸肩位置匹配的高度并固定中间支架(图 1);接着,在加载盘上施加预定的力矩,使摩擦块与凸肩接触,将扭矩施加在凸肩上;最后,用锁紧螺栓将加载盘连同摩擦块固定,使测试过程中凸肩接触面的初始正压力保持不变.

施加在叶片凸肩上的正压力值等于加载盘所受的扭矩与凸肩接触面的力臂的比值,具体关系

见图3. 图中,F 是施加在加载盘上的作用力,F' 是叶片凸肩作用在摩擦块上的反作用力,根据力矩平衡的原理 $FL=F'l$,可以计算出实现某一初始正压力值所需要对加载盘施加的作用力. 对于不同的凸肩接触角(接触面和平板的夹角)扭矩的力臂 L 和 l 会发生变化,试验中选定的3个不同的凸肩角度(45°,60°和90°)正压力与扭矩之间的关系如表1所示.

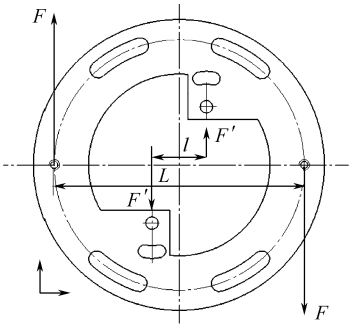


图3 加载盘结构及正压力转换关系

表1 内、外力臂关系表

凸肩角度/(°)	内力臂 l/mm	外力臂 L/mm	比值
45	21	105	5
60	16	113	7.06
90	34	136	4

1.2 试验件

平板叶片结构简单,而且分析各影响因素对振动特性的影响规律时比较方便,能够很明确的得出各影响因素单独作用时的效果,因此本文选用平板叶片来进行试验,其结构如图4所示. 平板叶片选用45#钢,其几何尺寸为:3 mm×60 mm×240 mm. 为了能够方便的更换不同接触角度(接触角定义为摩擦面和叶片平面的夹角)的凸肩、并调整凸肩在叶片上的安装位置而将凸肩和叶片设计成分体的,并在叶片上设计了安装孔. 本文共进行了3种接触角度的凸肩的试验,分别为:45°,60°和90°,见图4.

1.3 激励及测试系统

非旋转状态带凸肩平板叶片减振效果验证试验的激振及测试系统如图5所示. 信号发生器发出的正弦信号通过功率放大器放大后驱动电磁激振器,激振器通过顶杆来实现对叶片的激振. 力传感器安装在顶杆上来监测激振力的大小,在测试过程中通过调整信号的强弱和功率放大器的功率来保证激振力恒定. 力传感器及叶片上的加速度(位移)传感器传出的电荷信号则通过电荷放大器转换为电压信号,最后利用DASP数字信号采集分析系统和计算机进行显示、采集及分析. 为了能够更加了解各参数对减振效果的影响规律,本文主要研究了平板叶片一阶弯曲振动时叶片的响应情况. 并同时测量最大响应位置和凸肩安装位置的响应,以便对接触面相对位移与减振效果之间的关系进行分析.

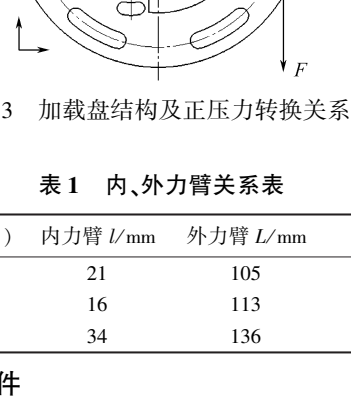


图4 带凸肩平板叶片结构

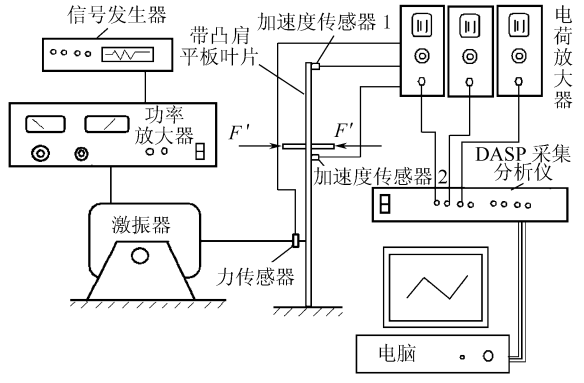


图5 非旋转带凸肩平板叶尖减振效果试验系统

1.4 试验误差来源

本试验的误差主要来自于下面几个方面:①加载盘和中间支架之间的摩擦力引起的初始正压力的加载误差,实际加载凸肩接触面上的载荷应该减去这个摩擦力. ②测量的人为及系统误差,在进行激振力的调解及结果的读取时,会产生一些误差,本文中通过多次重复试验,取其平均值的方法来减小误差. 此外,本试验所测量的为B-G型凸肩结构,实际发动机的叶片系统为B-B型结构.

2 试验内容及步骤

根据理论分析可知,凸肩结构对叶片不同的振型减振效果不同,也就是说接触面和振动方向之间的夹角对减振效果有很大的影响. 当接触面振动方向平行于接触面时,其接触面之间的相对位移最大,干摩擦减振效果也最好. 对于平板叶片一阶弯曲振动,其振动方向垂直于叶片平面. 在进行试验时,振动方向和接触面之间的夹角可以很方便地确定,且振动过程中基本不变. 这对于和理论结果进行对比验证是非常有帮助的.

2.1　试验内容

本文的试验内容主要是:通过测试不同凸肩接触角度(45°,60°和 90°)的凸肩结构,安装在叶片不同位置(叶尖、距叶根 160 mm、距叶根 180 mm)时,凸肩接触面正压力及不同的激振力作用下的响应进行测试分析. 研究凸肩接触面正压力、凸肩接触角度、凸肩在叶片上的位置以及激振力大小等因素对叶片减振效果的影响.

2.2　试验步骤

试验的基本步骤如下:

1) 安装叶片. ①将选定的某一接触角度的凸肩结构固定在需要的叶片位置,并将装好凸肩的平板叶片固定在试验底座上;②根据凸肩结构在叶片上的位置调整中间支架(图 1 中 5)的高度,使得加载盘上的摩擦块高度和凸肩接触面相匹配,调整合适后将中间支架固定在侧支板上;③调整摩擦块在加载盘上的位置和安装方向,使得摩擦块接触面和选定角度的凸肩接触面相互平行,以保证施加正压力后接触面尽可能为面接触,调整好之后将摩擦块通过螺栓固定在加载盘上.

2) 施加接触面正压力. ①根据凸肩接触角度、及需要的接触面正压力换算出需要在加载盘上施加的作用力大小;②如图 2 所示,在加载盘上施加大小为换算结果的作用力,等作用力值稳定后将加载盘固定在中间支架上,以保证测试过程中接触面正压力不变.

3) 测试响应. 在一定激振力作用下对叶片系统进行慢速扫频试验,并测量叶片一阶弯曲振型对应的响应最大点和凸肩根部位置的响应. 在测试过程中,需要通过调整信号强度或功率放大器来保证激振力在测试频率范围内为一定值.

通过上面的测试可以得到某一接触角度的凸肩在某一位置,在某一初始正压力和一定激振力作用下的响应曲线. 重复进行步骤 1)、2)和 3)中的某些步骤,可以对不同的凸肩接触角度、不同的凸肩位置在给定初始正压力和激振力作用下的响应进行测量.

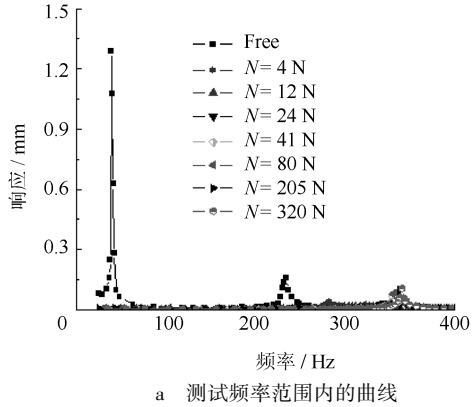
3　试验结果及分析

本文对凸肩接触角度分别为 45°,60°和 90°的凸肩,在叶尖、及距离叶根 160 mm 和 180 mm 的位置时不同初始正压力下对一阶弯曲振动的减振效果进行了测试,得到了各种情况下的频响曲线. 下面给出部分试验曲线,并通过对试验结果的分析来说明初始正压力、接触角度及凸肩位置等参数对减振效果的影响规律.

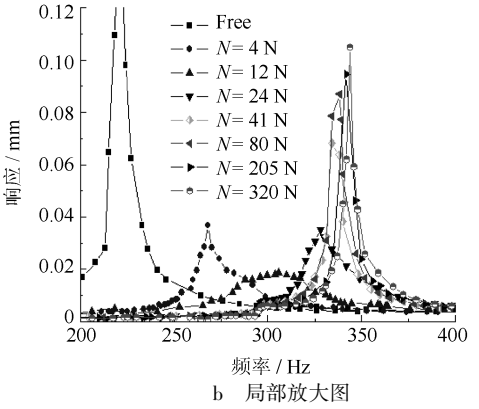
3.1　接触面初始正压力的影响

在进行凸肩结构的设计时,凸肩接触面初始正压力是一个非常重要的参数,其直接影响着接触面接触状态的转换条件,和振动过程中消耗的能量. 因为当凸肩接触角度和凸肩位置不同时,在不同凸肩接触面正压力下的带凸肩平板叶片一阶弯曲振动频率曲线类似,所以下面以其中一组结果为例来说明凸肩接触面正压力对减振效果的影响. 图 6 为带有距叶根 180 mm、接触角为 90°凸肩的平板叶片,在 2N 激振力作用下,不同接触面正压力所对应的频响曲线.

图 6 中 Free 所对应的曲线为凸肩接触面自由(没有发生接触)时的频响曲线,N 为接触面初始正压力. 从图中可以看出,当凸肩接触面与一定正压力作用下的摩擦块接触后,叶片的响应峰值和频率都发生了很大的变化. 叶片的第一阶共振频率由原来的 35 Hz 提高到了 260 ~ 350 Hz,而共振峰值由自由时的 1. 24 mm 减小到了 0. 02 ~ 0. 12 mm,振动幅值降低非常明显. 根据图 6 可以得到一阶共振峰值频率和叶尖共振峰值随正压力变化的曲线,如图 7 和图 8 所示. 从图 7 可以看出,随着 N 的增加,共振峰值频率先迅速增加,然后趋于一个定值(凸肩接触面固死时的共振频率). 而图 8 显示,随着 N 的增加,共振峰值的大小是先急剧下降,然后又缓慢增加,说明存在一个



a　测试频率范围内的曲线



b　局部放大图

图 6　不同 N 下的叶尖位置频响曲线

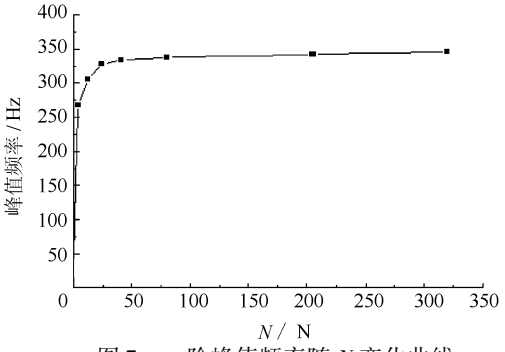


图 7 一阶峰值频率随 N 变化曲线

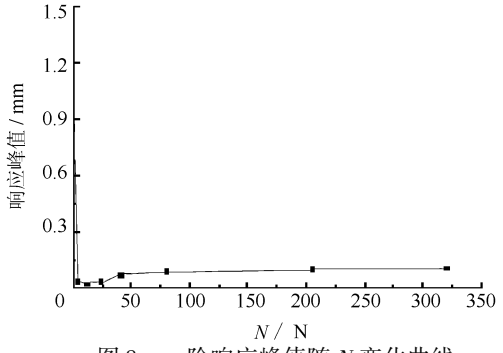
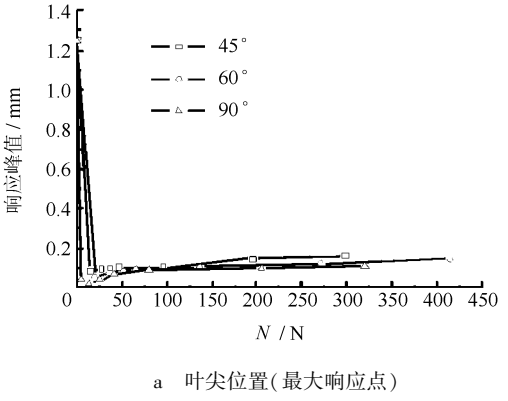
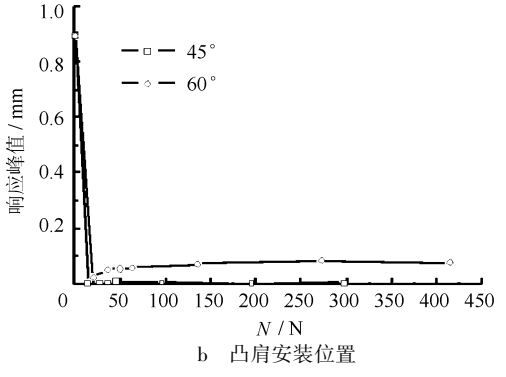


图 8 一阶响应峰值随 N 变化曲线



a 叶尖位置(最大响应点)



b 凸肩安装位置

图 9 不同凸肩接触角度下叶片共振峰值随 N 的变化曲线(激振力 2 N)

最优的凸肩接触面初始正压力,使得在对应激振力作用下减振效果最好.

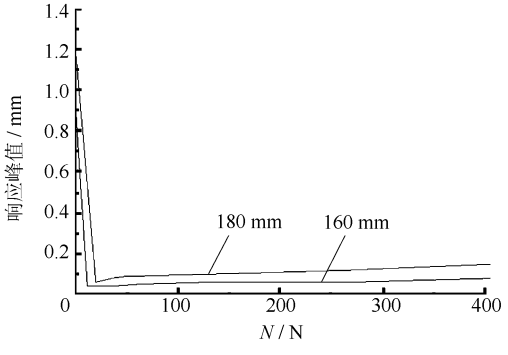
3.2 接触角度的影响

凸肩接触角度是另一个重要参数,本文中所说的凸肩接触角度是指凸肩接触面与叶片平面的夹角,对一阶弯曲振动来讲,它与振动方向和凸肩接触面的夹角互为余角. 图 9 为不同接触角度的凸肩距叶根 180 mm 时,在 2 N 的激振力作用下平板叶片不同位置的的响应峰值随 N 变化的曲线. 从图 9a 中可以看出,在相同的激振力、相同的凸肩接触面正压力作用下,凸肩接触角度越大,叶尖的响应幅值越小,即减振效果越好. 同时,图 9b 显示,相同条件下凸肩接触角度越大,凸肩位置响应峰值越大. 这说明凸肩接触角度越大(振动方向和接触面夹角越小),振动过程中接触面之间的相对滑动距离就越大,消耗的能力也越多,从而凸肩结构起到的减振效果越好.

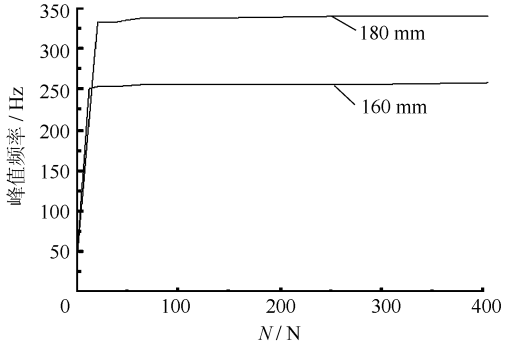
3.3 凸肩位置的响应

试验结果显示,不同凸肩位置的平板叶片一阶弯曲共振峰值频率和幅值都有些差别. 下面对接触角为 60° 的凸肩距叶根 180 mm 和距叶根 160 mm 2 种情况下,激振力为 2 N 时叶片的一阶弯曲峰值频率及对应的叶尖响应峰值随 N 的变化曲线进行对比分析,说明凸肩位置对叶片动力特性和减振效果的影响,如图 10 所示.

从图 10 中可以看出,凸肩距叶根 160 mm 时,



a 响应峰值的变化



b 峰值频率的变化

图 10 不同凸肩位置下平板叶片的叶尖响应峰值、及其频率随 N 的变化曲线(凸肩 60°)

其共振峰值在不同初始正压力下都要比 180 mm 时小;同时,凸肩距叶根 160 mm 时叶片的峰值频

率比 180 mm 时低许多. 其余接触角度凸肩结构的结果也类似,本文不再赘述. 这说明凸肩位置的选择对于设计合理的凸肩减振结构是非常重要的. 它不仅影响凸肩结构的减振效果,同时对改变叶片动力特性也非常重要. 在进行凸肩结构设计时,应综合考虑凸肩位置对减振效果和共振频率的影响,从降低共振峰值和避开有害共振 2 个方面综合考虑,达到降低叶片工作中振动应力的目的.

4　结　论

本文利用设计的带凸肩叶片在非旋转状态下的减振效果试验系统对带不同凸肩接触角、不同位置凸肩的平板叶片在不同的激振力和凸肩接触正压力下的一阶弯曲频响曲线进行了测量,从而对凸肩接触面正压力、凸肩接触角度和凸肩安装位置对凸肩结构减振效果的影响规律进行了研究. 从分析结果可以得出如下结论:

1) 凸肩接触面正压力对凸肩减振效果有很大的影响作用,且对于一定的激振力,存在一个最优的初始正压力,使得凸肩结构的干摩擦减振效果最好.

2) 凸肩接触角度影响着振动过程中接触面相对位移的大小,对于叶片的某一阶振型,凸肩位置的振动方向与凸肩接触面的夹角越小,接触面相对位移就越大,减振效果也就越好.

3) 凸肩位置对叶片的动力特性(固有频率和振型)都有较大的影响. 在进行设计时,要综合考虑其对减振效果和动力特性的影响,使叶片在工作中的振动应力最小.

参考文献 (References)

[1] Griffin J H. Friction damping of resonant stresses in gas turbine engine airfoils [J]. Journal of Engineering for Power, 1980, 102:329-333

[2] Srinivasan A V. Flutter and resonant vibration characteristics of engine blades [J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1997, 119:742-775

[3] Sanliturk K Y, Ewins D J. Modelling two-dimensional friction contact and its application using harmonic balance method [J]. Journal of Sound and Vibration, 1996, 193(2):511-523

[4] Yang B D, Menq C H. Characterization of 3D contact kinematics and prediction of resonant response of structure having 3D friction constraint [J]. Journal of Sound and Vibration, 1998, 217(5): 909-925

[5] Petrov E P, Ewins D J. Generic friction models for time-domain vibration analysis of bladed discs [C]// Proceeding of ASME Turbo Expo 2003 GT-2003-38475. Atlanta, Georgia, USA: ASME, 2003

[6] Yang B D, Chen J J, Menq C H. Prediction of resonant response of shrouded blades with three-dimensional shroud constraint [J]. Transactions of ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1999, 121:523-529

[7] 郝燕平, 单颖春, 朱梓根. 缘板摩擦阻尼器的减振实验研究[J]. 航空动力学报,2001, 16(1): 55-58
Hao Yanping, Shan Yingchun, Zhu Zigen. Effects of platform friction damper on resonant stresses in gas turbine blades [J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(1): 55-58 (in Chinese)

[8] Szwedowicz J, Kissel M, Ravindra B, et al. Estimation of contact stiffness and its role in the design of a friction damper [C]//Proceeding of ASME Turbo Expo 2001, 2001-GT-0290. New Orleans: ASME, 2001

[9] 单颖春. 叶轮机械叶片干摩擦减振研究[D]. 北京:北京航空航天大学能源与动力工程学院, 2002
Shan Yingchun. Investigation on the vibration control of turbomachine blade by dry friction damping [D]. Beijing: School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2002 (in Chinese)

[10] Shi Yajie, Hong Jie, Shan Yingchun, et al. Forced response analysis of shrouded blades by an alternating frequency/time domain method [C]//Proceeding of ASME Turbo Expo 2006 GT2006-90595. Barcelona, Spain: ASME, 2006