

文章编号: 1000 8055(2008)09 1647-07

带干摩擦阻尼结构叶片振动响应试验

陈璐璐, 马艳红, 杨鑫, 洪杰

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 建立了非旋转状态叶片试验系统, 正压力加载方案可实现连续调节并较准确测量接触压力. 利用该试验系统, 对不同接触紧度, 接触角度带冠叶片的振动特性及响应进行测试, 结果表明带冠叶片出现了共振频率分叉的非线性现象. 通过试验分析叶冠接触面紧度, 接触角度等重要参数对带冠叶片振动特性和减振效果的影响规律, 结果显示接触角度应根据振型综合考虑接触面间相对运动在切向和法向两个方向分量的比例关系进行选取.

关 键 词: 干摩擦阻尼; 非线性振动; 接触紧度; 接触角度

中图分类号: V231.92

文献标识码: A

Experiment of vibration and response of blade with dry friction structure

CHEN Lu lu, MA Yan hong, YANG Xin, HONG Jie

(School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: A testing system was set up to measure dynamic response of non rotating shrouded blades. The loading scheme can achieve continuous adjustment and accurate measurement of contact pressure. The vibration characteristics and response of the shrouded blade with different mounting tightness and pressure angles were measured. The results show that the shrouded blade has nonlinear phenomenon the resonance frequencies are forficate. The effect of mounting tightness and pressure angle were analyzed according to the test data. The results indicate that the selection of pressure angle should be considered according to the proportional relations between relative motion to normal direction and tangential direction based on vibration mode.

Key words: dry friction damping; nonlinear vibration; mounting tightness; pressure angle

叶片属于航空发动机的重要或关键件, 常常由于叶片断裂及其二次损伤而造成严重的飞行事故. 叶片故障最主要的原因是由于循环载荷引起的叶片材料的高循环疲劳失效. 增加叶片阻尼可以降低叶片振动应力水平, 防止叶片的高循环疲劳失效. 干摩擦阻尼技术是一种叶片间非常有效的减振方法, 并已经应用到涡轮发动机的缘板、凸肩和叶冠. 叶冠的作用有: 减小叶片尖部的漏气, 降低二次损失; 相邻叶冠抵紧后可以减小叶片扭曲变形和弯曲变形, 增

强叶片刚性, 提高叶片的振动频率; 叶片振动时, 相邻叶冠间产生摩擦吸收振动能量^[1].

叶冠的形状可以做成平行四边形(图 1), 也可以做成锯齿形(图 2). 平行四边形叶冠构造简单, 便于装拆, 装配时保持一定间隙. 在工作状态下, 由于热膨胀及叶身的扭转变形等原因, 此间隙消失, 相邻叶冠相互挤压摩擦, 起到增加刚性和阻尼的作用. 但在实际使用中, 此种结构很难控制其间的压紧力和接触状态, 使叶冠的阻尼减振作用

收稿日期: 2007 09 26; 修订日期: 2007 12 26

基金项目: 国家自然科学基金(10577006)

作者简介: 陈璐璐(1982-), 女, 辽宁锦州人, 博士生, 从事叶片阻尼技术研究. E-mail: chenlulu@sjp.buaa.edu.cn

难以有效发挥. 锯齿型叶冠在装配时靠叶片预扭相互压紧, 工作时由于叶片的扭曲变形, 接触面紧度虽然产生一定的变化, 但接触状态不会有大的改变, 因而叶冠减振效果较好.



图1 平行四边形叶冠

Fig. 1 Parallelogram shrouds



图2 锯齿形叶冠

Fig. 2 Sawtooth shrouds

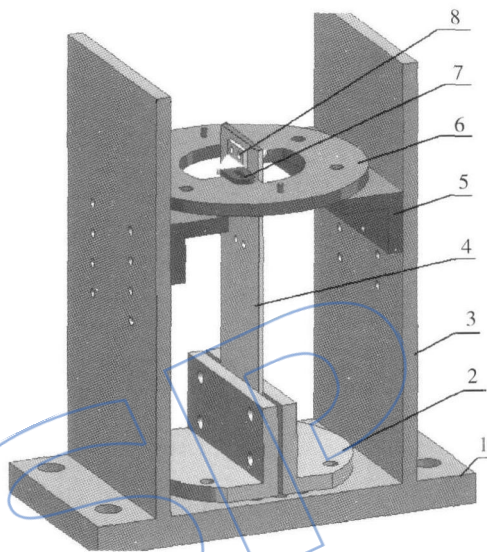
虽然这些结构简单的干摩擦阻尼结构对于抑制叶片振动应力幅值非常有效. 但由于干摩擦明显的非线性及阻尼结构接触特性和运动行为的不确定性, 从而使得在对于摩擦阻尼结构进行工程设计时遇到很大难题. 国外的设计经验表明, 干摩擦阻尼结构的存在一般会引起一阶弯曲频率变化6%左右, 由于阻尼结构约束作用而引起的共振频率的漂移是设计和分析中需要解决的问题.

国内外研究人员和学者对于干摩擦阻尼器进行了大量的研究, 建立了各种接触模型^[2-5]来模拟相邻叶冠接触面之间的接触运动, 并开发了相应的带干摩擦阻尼器的叶片系统非线性响应计算方法^[6-8]. 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, 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, 需要进行试验验证. 本文的研究目的就是设计一套非旋转状态带冠叶片减振特性试验系统^[9]. 利用该试验系统能够对不同接触紧度, 不同叶冠接触角度带冠叶片的振动特性及振动响应进行了测试并利用试验结果分析叶冠接触面紧度, 接触角度等重要参数对带冠叶片动力特性和减振效果的影响规律, 从而对带冠叶片的非线性特性及叶冠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.

1 试验方案及设备

发动机工作时, 带冠叶片在离心力作用下产生扭转恢复力, 使相邻的叶冠接触面相互压紧, 在叶片振动过程中接触面间发生摩擦, 消耗振动能量, 降低叶片振动应力.

在非旋转状态下, 对带冠叶片进行摩擦阻尼减振效果试验, 夹持加载系统如图3所示.



1 底座; 2 夹具; 3 侧支板; 4 平板叶片;
5 中间支架; 6 加载盘; 7 摩擦块; 8 叶冠

图3 夹持加载装置

Fig. 3 Experimental equipment

叶冠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使叶冠相互接触产生的. 该试验系统通过一个专门的加载盘来给叶冠接触面施加需要的接触紧度, 结构见图4.

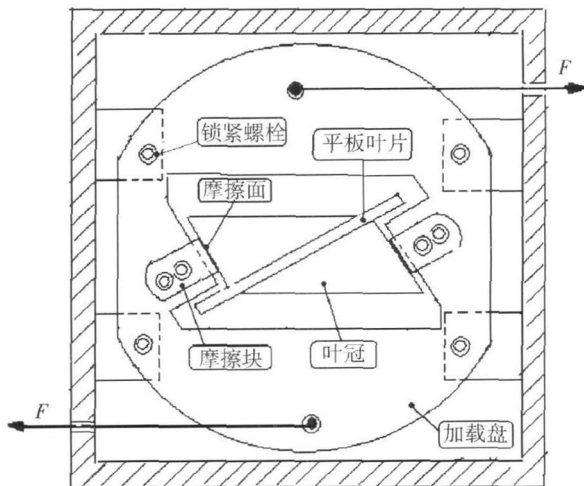


图4 正压力加载方式

Fig. 4 Loading system

本文选用平板叶片来进行试验, 可以较方便的分析各影响因素对振动特性的影响规律, 明确得出各影响因素单独作用时的效果, 其结构如图 5 所示. 为了能够方便的更换不同接触角度(这里的接触角定义为摩擦面和叶片平面的夹角) 的阻尼结构, 并调整阻尼结构在叶片上的安装位置, 将阻尼结构和叶片设计成分体的, 并在叶片上设计了安装孔, 本文设计了和平板叶片平面夹角为 45° , 60° 和 90° 的叶冠.

试验的激振及测试系统如图 6 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. 激光测振仪对叶片测试表面划分测试网格, 并快速扫描对网格节点进行扫描测量.

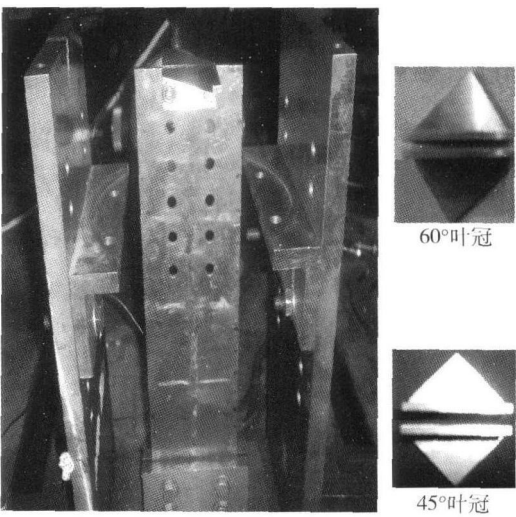


图 5 带冠平板叶片结构

Fig. 5 Configuration of plane shrouded blade

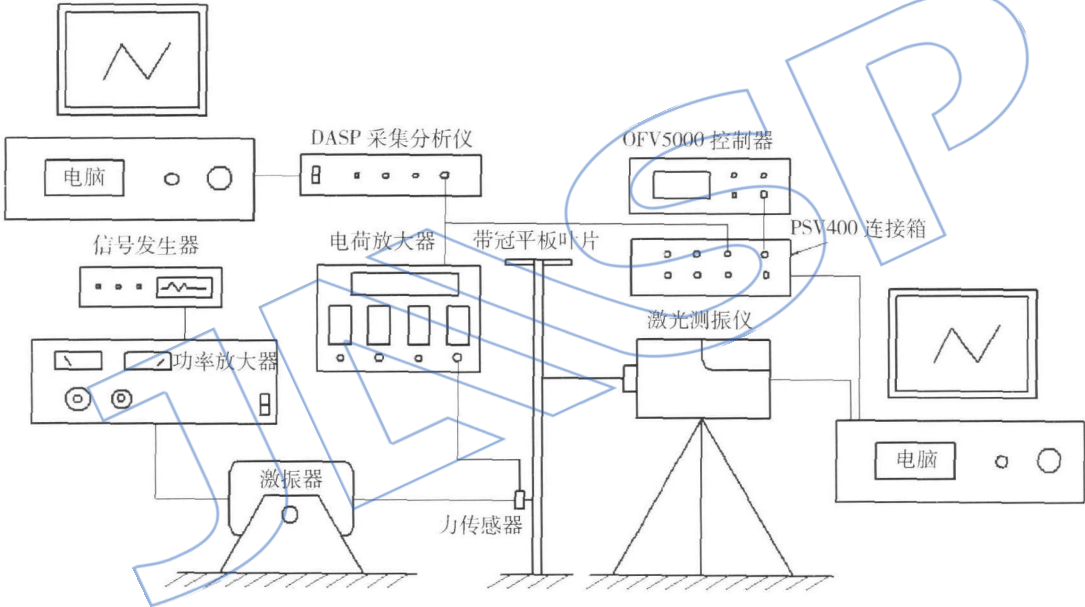


图 6 激振及测试系统

Fig. 6 Exciting system and measurement system

2 试验内容

2.1 动力特性试验

叶冠接触面间干摩擦阻尼所具有的非线性特性, 为带冠叶片带来一系列线性系统所没有的动力学现象, 如多解、固有频率漂移等. 在带冠叶片的动力特性试验中, 对带有叶冠阻尼结构叶片的频率、振型对结构参数(接触角度) 和载荷约束参数(安装紧度) 的敏感度进行研究.

将选定的某一接触角度的阻尼结构固定在叶尖位置, 并将装好阻尼结构的平板叶片固定在试验底座上. 然后, 根据阻尼结构在叶片上的位置调

整中间支架的高度, 使得加载盘上的摩擦块高度和接触面相匹配, 调整合适后将中间支架固定在侧支架上. 最后, 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阻尼结构接触面相互平行, 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. 松开摩擦块在加载盘上的固定螺栓, 调整摩擦块与叶冠之间的接触紧度, 然后拧紧固定螺栓, 进行不同接触紧度(此处接触紧度仅为定性分析) 下带冠叶片动力特性试验研究. 更换不同角度摩擦块, 对带有不同接触角度叶冠的平板叶片进行动力特性试验研究.

2.2 动力响应试验

叶冠接触面局部非线性因素的存在会导致整个带冠叶片系统的非线性响应现象的出现. 在带冠叶片振动响应试验中, 通过试验验证带有叶冠阻尼结构叶片阻尼特性对结构参数和载荷约束参数的敏感性.

试件安装及设备调试过程与动力特性试验相同. 调整加载盘上摩擦块与叶冠之间的紧度, 使之达到大紧度状态. 分别在 2 N 和 5 N 激振力作用下对叶片系统进行慢速扫频试验. 激光测振仪对试验件测试表面进行扫描测量, 测量叶片上 28 个位置(图 7)的振动响应速度. 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. 从而得到某一接触角度的带冠叶片在一定激振力作用下的响应曲线. 更换不同角度摩擦块, 对不同的接触角度在给定激振力作用下的响应进行测量.

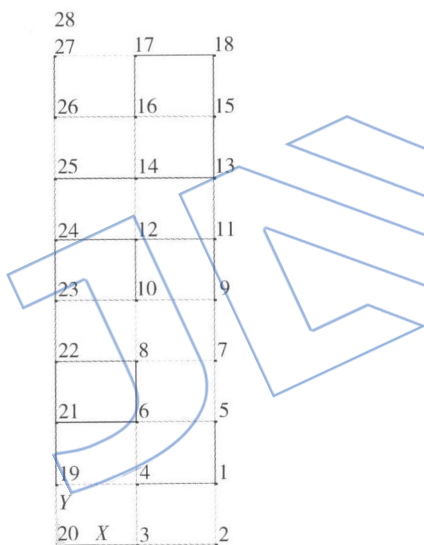


图 7 28 个测点的位置示意图

Fig. 7 Location of measuring points

3 结果与分析

叶冠位于叶片尖部, 工作状态下, 叶片受外界载荷和自身扭转恢复力的作用, 相邻叶片间叶冠相互接触产生耦合刚度(垂直于接触面)和摩擦力(平行于接触面): 接触刚度影响着叶片本身的动力特性, 使叶片的共振频率发生变化; 摩擦力抑制叶片的共振幅值.

带冠叶片的运动方程可以表示为

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = q(t) + f(x) \quad (1)$$

其中 M , C 和 K 分别为叶片的质量、粘性阻尼和

刚度矩阵; x 为叶片自由度的位移向量; $q(t)$ 为叶片受到的周期性外部激振力; $f(x)$ 为接触面上的非线性摩擦力.

刚度矩阵 K 可以表示为

$$K = K_0 + \Delta K \quad (2)$$

其中 K_0 是系统的结构刚度, ΔK 是相邻叶冠相互接触的耦合刚度.

$$f(x) = \begin{cases} -d \frac{1}{\lambda} \dot{x} & |\dot{x}| \leq \lambda \\ -d \operatorname{sgn} \dot{x} & |\dot{x}| > \lambda \end{cases} \quad (3)$$

其中 d 是摩擦因数与正压力之积, λ 是数值参数.

接触面之间周期性的相对接触运动是三维的. 为了方便起见, 将接触面之间的相对运动分解为两部分: 垂直于接触面的法向运动和接触面内的切向运动. 接触面法向运动引起接触面间耦合刚度的变化, 切向运动引起接触面间粘滞- 滑移摩擦现象, 并通过摩擦耗能对系统减振. 在实际叶片工作时, 由于叶冠摩擦面和振动方向并不平行, 叶片振动只会导致接触面部分接触点发生滑移, 而其它接触点仍保持粘滞状态, 甚至在振动过程中接触面会出现间歇性的分离现象. 基于上述原因, 在一个振动周期内, 接触面产生的干摩擦力呈现非线性的特点.

3.1 非线性现象的出现

由于干摩擦力强非线性特点的存在, 会为系统带来一些特殊的力学现象. 本文的平板叶片动力特性和动力响应试验结果均出现了一些线性系统所没有的特殊现象. 这里以 45° 带冠叶片为例来说明特殊现象的出现. 图 8 为 45° 带冠叶片中等安装紧度动力特性试验结果. 图 9 为 45° 带冠叶片在 2 N 激振力作用下振动响应曲线.

从图 8 中可以看出, 45° 带冠叶片动力特性试验结果的频响曲线在 200~ 300 Hz 以内出现了两个共振峰, 分别对应的频率为 223.4 Hz 和 257.8 Hz. 两个共振峰距离非常近, 对应的振型均为一弯振型. 同样 1 253 Hz 和 1 280 Hz 两个频率对应的振型均为三弯振型. 从图 9 中同样发现, 在 200 Hz 附近存在两个共振峰, 对应的振型也均为一弯振型. 由此可见, 与线性系统中振型与频率一一对应有所不同, 带冠叶片出现了共振频率分叉现象. 分析原因在于: 受叶冠接触面接触状态的不确定性和时变性的影响, 带冠叶片动力方程中存在非线性系数, 并且系数是时间 t 的函数, 方程的解就可能会存在几个平衡状态和周期解. 而这种多解现象也正是非线性系统所特有的.

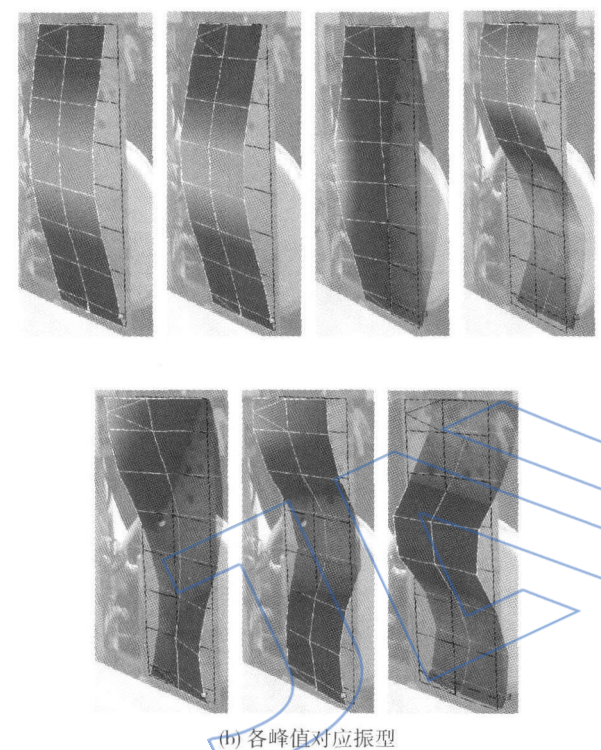
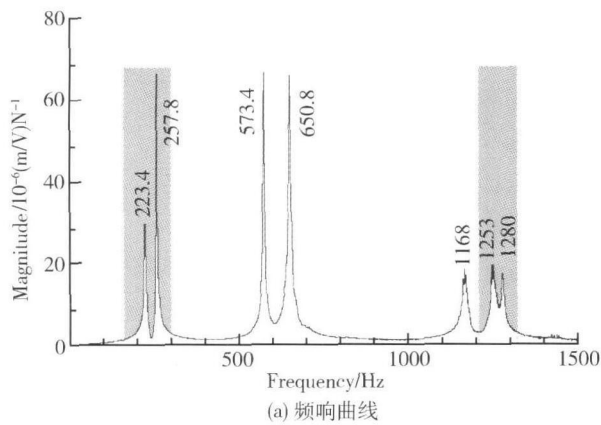


图 8 45°带冠叶片动力特性试验结果
Fig. 8 Result of dynamic characteristic of shrouded blades
(While the pressure angle is 45°)

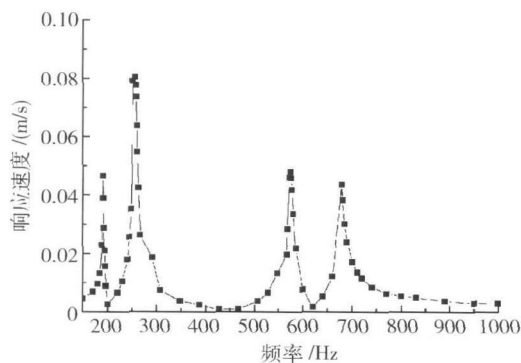


图 9 45°带冠叶片响应曲线
Fig. 9 Response curve of shrouded blades
(While the pressure angle is also 45°)

3.2 接触紧度的影响

接触面接触紧度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.

方便起见,这里定义一无量纲紧度系数:小紧度状态时,紧度系数为 0.1;中等紧度状态时,紧度系数为 0.5;大紧度状态时,大紧度状态时,紧度系数为 1.定义紧度系数可以更直观的表明三种接触状态之间的相对关系.这里以 45°带冠叶片为例给出各振型所对应的模态频率随紧度系数变化的曲线如图 10 所示.

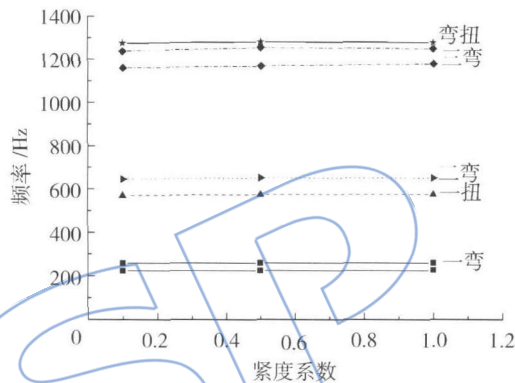


图 10 接触紧度对 45°带冠叶片频率的影响
Fig. 10 Resonant frequencies vary as a function of mounting tightness

从图 10 中可以看出,接触紧度增加时,带冠叶片各阶模态频率略有增加,但变化不大.由式 (2) 可知,接触紧度的变化会引起耦合刚度 ΔK 发生变化,当安装紧度达到一定值后,耦合刚度的增加将减小.此外,叶片一弯、三弯振型均分别对应两个频率,且两个频率随紧度变化的曲线近似为两条平行线,即随着紧度系数的增加,共振频率分叉的现象不会消失.即 ΔK 的初值对解的稳定性没有影响.

3.3 接触角度的影响

在叶冠的设计中,接触角度是另一个重要参数,本文中所说的接触角度是指叶冠接触面与叶片平面的夹角.

3.3.1 对动力特性的影响

试验条件下,在同样安装紧度下,接触角度变化会引起振动方向与接触面法向方向夹角的变化,从而影响接触面的法向相对位移分量,影响耦合刚度 ΔK 的最值.

从图 11 可以看出,在相同安装紧度下,接触角度变化时,叶片弯曲、扭转振型所对应的模态频

率变化不大. 即试验中的安装紧度 ΔK 的最值对方程的解影响很小.

此外, 从图中可以看出, 45° 带冠叶片在一弯、三弯振型两处出现共振频率分叉现象. 60° 带冠叶片仅在一弯振型出现分叉现象. 90° 带冠叶片则在一弯、二弯两处出现分叉现象. 即系数 ΔK 的最值会影响非线性系统解的稳定性.

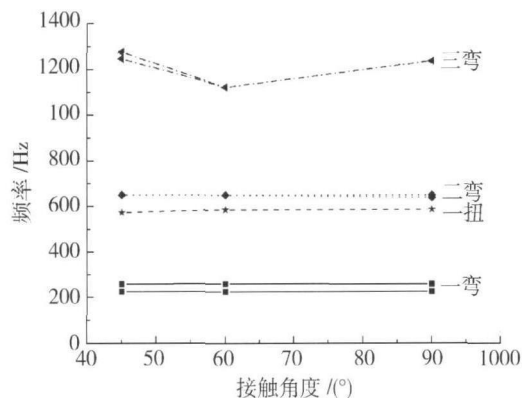


图 11 接触角度对带冠叶片模态的影响

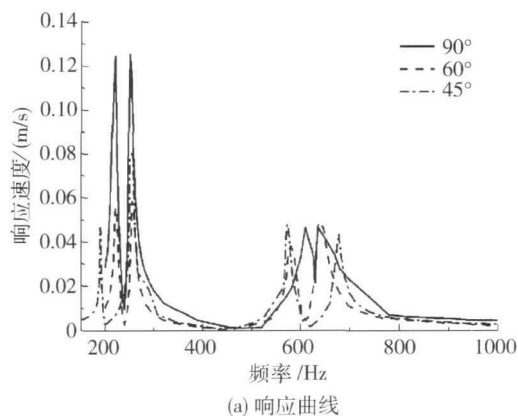
Fig. 11 Resonant frequencies vary as a function of pressure angle

3.3.2 对减振效果的影响

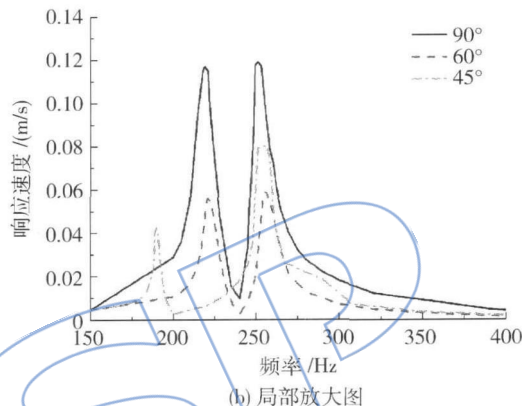
图 12 给出在相同的激振力, 相同的接触紧度下, 不同接触角度下, 带冠叶片测试点 7 的响应曲线. 对于干摩擦阻尼结构, 在接触状态不变的情况下, 振动方向和接触面夹角越小, 接触面之间的相对位移越大, 振动过程中消耗的能量越多, 减振效果越好. 由图中可以看出, 第一个共振峰值对应一弯振型, 45° 带冠叶片的响应幅值最小, 90° 带冠叶片的响应幅值最大. 这是由于对于纯一弯振型, 当接触面为 45° 时, 振动过程中叶冠接触紧度可以保持不变, 切向摩擦力也不变, 叶片的振动位移沿接触面上的位移分量最多, 减振效果最好. 第二个共振峰值也为一弯振型, 但与前一阶一弯振型略有不同, 该阶振型为一弯向一扭振型转变的过程中出现的, 在振动过程中会出现扭的趋势, 接触面发生法向弹性变形, 当接触面为 45° 时, 振动过程中接触紧度发生变化, 切向摩擦力不为一定值, 应综合考虑叶片的振动位移沿接触面上的位移分量和切向摩擦力, 从而获得减振效果最好的接触角度. 试验结果表明对于该阶振型减振效果最好的角度不是 45° , 而是 60° .

3.4 阻尼特性的影响因素

基于带冠叶片各测试点的响应曲线, 采用半



(a) 响应曲线



(b) 局部放大图

图 12 不同接触角度带冠叶片的响应曲线

Fig. 12 Amplitude frequency response of shrouded blades (While the pressure angle is 45° , 60° and 90°)

功率带宽法计算各测试点等效模态阻尼比. 这里以 90° 带冠叶片动力响应试验结果为例, 图 13 给出在 2 N 和 5 N 激振力作用下 4 个测试点的等效模态阻尼系数. 由图可以看出

1) 激振力对阻尼系数的影响: 随着激振力的增大, 响应幅值增加, 各个测试点所对应的等效模态阻尼系数均增加. 激振力增加时, 振动响应幅值随之增加, 叶片的振动位移沿接触面上的位移分量接触面间的相对位移变大, 干摩擦阻尼结构损耗能量越多, 因此各测试点的等效模态阻尼系数越大.

2) 振型对阻尼系数的影响: 在相同激振力作用下, 扭转振型对应的等效阻尼系数小于弯曲振型对应的等效阻尼系数. 由此可知, 干摩擦阻尼结构更适用于对叶片弯曲振动的减振. 原因在于: 一定接触角度带冠叶片弯曲振动时, 叶冠的振动位移沿接触面切线方向具有较大分量, 接触面间存在相对位移, 叶冠与摩擦块间相对运动消耗振动能量, 减振效果明显; 叶片扭转振动时, 叶冠的振动位移沿接触面切线方向分量较小, 甚至振动方向与接触面法线方向重合, 接触面间成粘滞阻尼

状态,消耗能量很小,减振效果不明显.

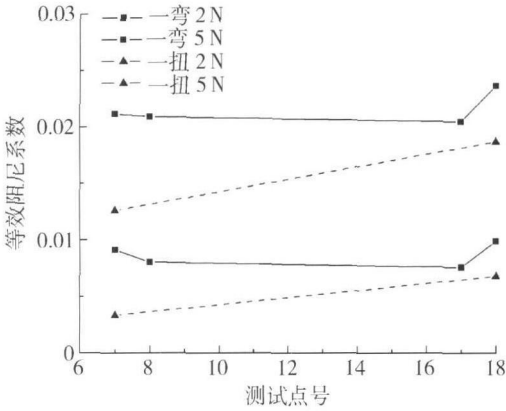


图 13 等效模态阻尼系数

Fig. 13 Modal damping coefficient

4 结 论

本文利用非旋转状态下的带冠叶片减振效果试验系统,对不同接触紧度、不同叶冠接触角度下叶片的振动特性及振动响应进行了测试,从分析结果可以得出如下结论:

- 1) 叶冠接触摩擦强非线性,使带冠叶片的动力特性和动力响应试验结果均共振频率的分叉现象的非线性特性,这与传统线性系统所不同.这种非线性现象的出现会引起带冠叶片模态频率的漂移,共振频率不再以固定值的形式出现,而是以一个频带的形式出现,从而增加了带冠叶片发生共振的不确定性.
- 2) 叶冠接触紧度变化时,带冠叶片的模态频率变化不大.随着紧度系数的增加,共振频率的分叉现象不会消失.
- 3) 接触角度变化时,带冠叶片的模态频率变化不大.对于不同的振型,综合考虑叶片的振动位移沿切向和法向的位移分量,才能获得减振效果最好的接触角度.

4) 在相同激振力作用下,扭转振型对应的等效阻尼系数小于弯曲振型对应的等效阻尼系数.干摩擦阻尼结构更适用于对叶片弯曲振动的减振.

参考文献:

[1] 陈光. 航空燃气涡轮发动机结构设计[M]. 北京. 北京航空航天大学出版社, 1988: 103-104.

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

[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] Menq C H, Chedamparam P, Griffin J H. Friction damping of two dimensional motion and its application in vibration control [J]. Journal of Sound and Vibration, 1991, 144(3): 427-447.

[5] Sinha A, Griffin J-H. Effects of static friction on the forced response of frictionally damped turbine blades[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106: 65-69.

[6] Zmitrowicz A. A vibration analysis of a turbine blade system damped by dry friction force[J]. International Journal of Mechanical Science, 1981, 23(12): 741-761.

[7] Yang B D, Menq C H. Modeling of friction contact and its application to the design of shroud contact[J]. Transactions of ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1997, 119: 958-963.

[8] 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.

[9] 洪杰. 带凸肩叶片非旋转状态减振特性试验[J]. 北京航空航天大学学报, 2006: 1174-1179.

HONG Jie. Experiment of damping characteristic of non rotating shrouded blade[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics Astronautics, 2006: 1174-1179. (in Chinese)