

文章编号:1000-8055(2012)04-0817-07

涡轮带冠叶片干摩擦阻尼减振试验

陈 香, 朱 靖, 李光辉, 王春健

(中国航空工业集团公司 中国燃气涡轮研究院, 四川 江油 621703)

摘 要: 设计一套涡轮带冠叶片干摩擦阻尼减振试验系统, 并利用该试验系统对阻尼块与叶冠之间不同接触紧度、不同接触面积以及采用不同材料阻尼块时涡轮叶片动力特性和减振效果进行了分析研究. 结果表明接触紧度、阻尼块的接触面积、材料以及外部激振力共同影响涡轮叶片的减振效果, 共同决定该系统是否存在最优正压力以及最优正压力存在时的范围或大小. 另外, 激振力的变化将导致叶片的响应、系统阻尼比、共振频率以及最优正压力等一系列参数变化. 试验结果能够为理论计算提供数据验证, 为指导涡轮带冠叶片的减振设计提供依据.

关 键 词: 涡轮叶片; 干摩擦; 阻尼; 最优正压力; 试验

中图分类号: V232.4

文献标志码: A

Experiment on dry friction damping of shrouded turbine blades

CHEN Xiang, ZHU Jing, Li Guang-hui, Wang Chun-jian

(China Gas Turbine Establishment,

Aviation Industry Corporation of China, Jiangyou Sichuan 621703, China)

Abstract: A dry friction damping test system of shrouded turbine blades was designed. The effects of different mounting tightness and contact areas between damping block, blade shroud and different materials of damping block on dynamical characteristic and damping of the turbine blades were studied with this system. The results show that damping of the turbine blades is affected by mounting tightness, contact area, materials of damping block and excitation force, which also determin whether the damping system has best vertical press, and dominates its range and domain under the existence of best vertical press. Moreover, change of the excitation force can induce the changing a series of experimental parameters, such as response of the turbine blades, damping ratio of the system, resonance frequency and best vertical press. Those results can provide the experimental verification for theoretical arithmetic and provide further insight into damping design of the shrouded turbine blades.

Key words: turbine blade; dry friction; damping; best vertical press; experiment

叶片是航空发动机的关键零件, 对于航空发动机的安全运行至关重要. 航空发动机叶片在大的振动应力下常常发生疲劳失效或故障断裂, 循环载荷引起的叶片材料的高循环疲劳失效则是叶片产生故障的主要原因. 干摩擦阻尼减振技术通过增加叶片阻尼降低叶片振动应力水平, 进而防止叶片高循环疲劳失效, 是一种行之有效的减振

方法. 最常用的阻尼措施是采用叶片的结构阻尼, 结构阻尼主要有叶冠阻尼、凸肩阻尼、缘板阻尼、金属箍带或拉筋阻尼等^[1]. 其中采用叶冠阻尼对叶片进行减振的工作原理是利用叶冠间的初始装配力和转子转动时叶片的回扭力使叶冠间获得适当的初始正压力^[2], 叶片受气流冲刷产生振动时, 叶冠接触面产生相对的滑动, 使摩擦力消耗振动

收稿日期:2011-06-22; 修订日期:2012-02-09

作者简介:陈香(1980—), 女, 四川德阳人, 工程师, 硕士, 主要从事航空发动机振动测试技术研究.

能量来减小振动的幅值,而且由于叶冠间的接触改变了叶片的系统刚度,从而对叶片的共振频率进行调解,达到减振和避开危险点的目的。

高速发展的计算机技术和计算机性能使有限元在工程中得到迅速使用,国内外很多人通过建立不同相邻叶冠的模拟接触模型^[3],采用有限元分析方法以及理论计算对多种叶片干摩擦阻尼器的减振特性进行分析研究,其中较多为缘板阻尼器^[4-7]和叶冠阻尼器^[8-11],但是由于带冠叶片与干摩擦阻尼之间相互接触,使得有限元分析过程中边界条件呈现明显的非线性特性,分析结果往往与实际相差较大,因此通过系列试验研究对带冠叶片干摩擦阻尼减振特性理论分析和数值计算结果进行验证是非常必要的。

由于带冠叶片干摩擦阻尼减振试验结构的复杂性以及模拟带冠叶片间相互作用情况存在较大的难度,使得目前国内外针对此类试验的研究工作开展较少,文献^[12-13]通过设计的不同带冠叶片减振特性试验系统,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和研究。

在现有文献中对不同接触面积和不同材料阻尼块对涡轮带冠叶片的减振效果进行考察的试验未见涉及,为全面研究涡轮带冠叶片叶冠阻尼的减振特性,本文通过设计一套涡轮带冠叶片干摩擦阻尼减振试验系统,利用该试验系统,在阻尼块与叶冠之间采用不同接触面积和不同材料阻尼块、进行不同接触紧度的压力加载情况下,对涡轮叶片动力特性和减振效果进行了试验研究,试验结果表明:阻尼块的接触面积、材料和外部激振力是影响涡轮带冠叶片减振效果的主要因素,共同决定减振系统是否存在最优正压力以及最优正压力的范围或大小,正压力小于最优正压力时,系统阻尼比随激振力增大呈增大趋势,即系统减振效果逐渐增强,反之,系统阻尼比随激振力增大到一定范围后呈减小趋势,即系统减振效果逐渐减弱。

1 干摩擦阻尼减振试验系统设计

涡轮带冠叶片干摩擦阻尼减振试验系统搭建在一个振动试验平台上。采用 HZV-200 型电磁激振器为涡轮叶片提供激振力,激振力信号由信号发生器传出,通过功率放大器传送至激振器,最后由传力杆将激振力施加到叶片激振点。通过带冠叶片试验压力加载工装提供叶冠挤压力,用以模拟涡轮叶片叶冠与阻尼块间的接触紧度,带冠叶

片试验压力加载工装的设计原理:通过螺旋施力机构改变加载工装内置弹簧的长度来产生力,通过顶杆将力传出。挤压力由拉压力传感器测量,叶冠挤压力的数值可通过与拉压力传感器连接的电压表显示。

叶片振幅的测量采用电涡流传感器,试验前在叶片某测点粘贴应变片,应变片引线通过桥盒与应变测量仪连接,以此测量该测点处的应变幅值。带冠叶片各测点的振动幅值、应变幅值以及激振力幅值和频率采用数据采集系统进行数据采集和分析。激振及测试框图如图 1 所示,叶冠压力加载及振动测试实图如图 2 所示,叶冠压力加载及振动测试示意图如图 3 所示。

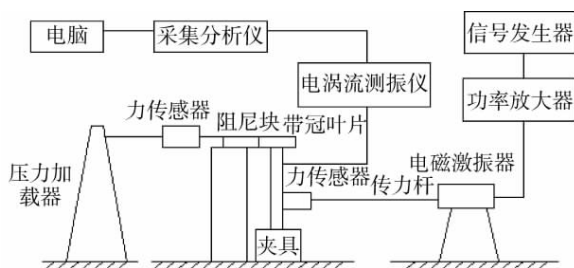


图 1 振动及测试系统框图

Fig. 1 Vibration system and measurement system

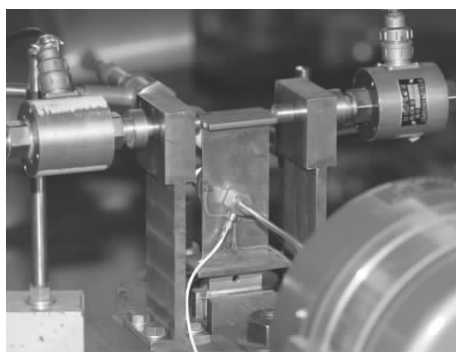


图 2 叶冠压力加载及振动测试实图

Fig. 2 Shroud loading system and vibration measurement

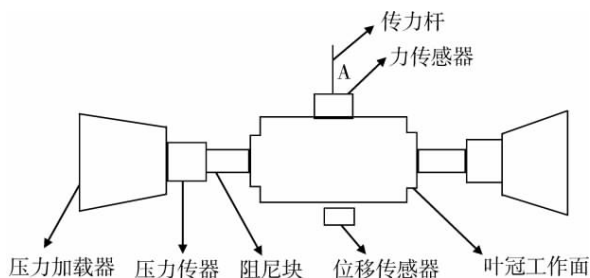


图 3 叶片压力加载及振动测试示意图

Fig. 3 Loading system of shroud press and vibration measurement

2 试验方法

试验中采用材料为 1Cr11Ni2W2MoV 的模拟带冠叶片. 为监测试验过程中叶片的振型变化, 设置了叶尖(测点 1)和叶中(测点 3)两个振动测点, 叶根(测点 2)和叶中(测点 4)两个应变测点, 测点具体位置如图 4 所示. 1 号阻尼块和 2 号阻尼块材料均为不锈钢, 与叶冠的挤压面积分别为 16 mm^2 和 8 mm^2 , 3 号阻尼块材料为 45 号钢, 与叶冠的挤压面面积为 16 mm^2 .

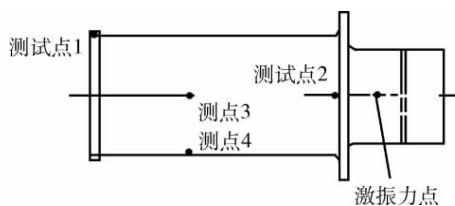


图 4 涡轮叶片测点示意图

Fig. 4 Turbine blade's measurement position

试验前将叶片通过夹具固定在平台上, 在夹具底座左右两端安装侧支板(侧支板对连接阻尼块和压力传感器的转接头起到支撑导向的作用), 阻尼块通过转接头与叶冠接触, 在转接头的另一端连接压力传感器. 上下调整压力加载器顶杆, 使之与压力传感器在同一高度, 并将压力加载器通过顶杆与压力传感器连接. 安装激振器, 使激振器传力杆对准叶片激振点, 为达到最好的激振效果, 必须保证传力杆与叶片垂直.

试验过程中, 通过改变压力加载器中的螺旋施力机构对阻尼块施加不同的正压力, 对应每一个正压力加载状态, 激振器对叶片提供不同的激振力, 依次完成各个试验工况下的叶片响应测量, 采用扫频法测量叶片的共振频率, 利用半功率带宽法计算系统阻尼比.

3 试验结果

在不同正压力和激振力加载条件下, 进行模拟带冠叶片的干摩擦阻尼减振试验研究. 根据前人的经验^[12-13]以及结合本试验系统特点, 经过前期的试验摸索阶段, 选定 30, 60, 120, 240, 360, 480, 600, 720, 840 N 以及 960 N 共 10 种正压力加载, 每一种正压力加载状态下, 激振器对叶片提供了 20~100 N 范围内、以 20 N 为梯度的 5 种激振力. 测量参数如下: 叶根固定、叶冠自由状态下模拟叶片的 1 阶共振频率、半功率点频率、激振频率、激振力和测试点的位移幅值、应变幅值.

3.1 正压力对叶片减振效果的影响

激振力一定, 测量阻尼块受到不同正压力加载时的测点 1, 3 的振幅值和测点 2, 4 的应变值, 考查正压力对叶片减振效果的影响.

将叶片测点 3 振幅值达到最小值时的叶冠所受正压力称为最优正压力. 试验结果如下: 叶片中部振幅值大于叶尖振幅值; 各种激振力情况下, 测点 3 振幅随正压力变化的趋势曲线出现不止一个波谷值; 涡轮叶片采用阻尼块 1 时, 最优正压力为 840 N 时; 如图 5 所示; 涡轮叶片采用阻尼块 2 时, 仅激振力在约大于 80 N 后, 存在最优正压力, 最优正压力的值为 120 N; 涡轮叶片采用阻尼块 3 时, 最优正压力处于 480 N 至 600 N 的区域. 在激振力分别为 20 N 和 100 N 的情况下以涡轮叶片采用阻尼块 1 时的测点位移、应变幅值随正压力变化趋势图为例进行了图片说明(如图 5 所示), 纵坐标振动幅值单位为 μm , 应变幅值为 10^{-6} 量

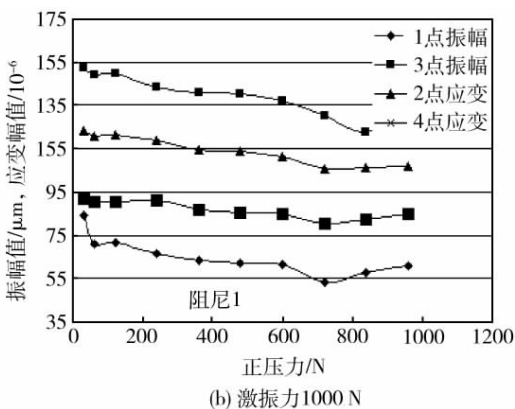
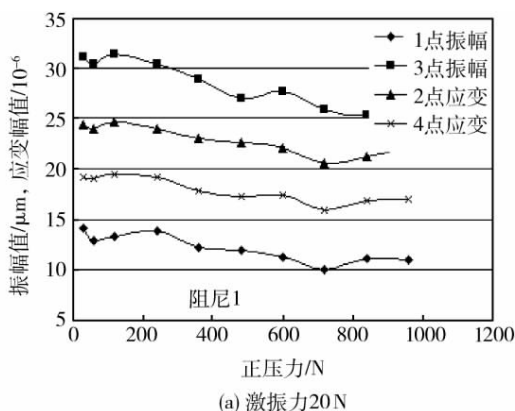


图 5 激振力一定时, 测点振幅、应变幅值随正压力变化曲线

Fig. 5 Curves of measurement position's amplitude and strain with vertical press as the same exciting force

级,横坐标为正压力,单位为 N.

试验结果表明:在阻尼块上加载 $[30, 960]$ N 范围内的正压力,叶片振型一直为二阶弯曲振型;阻尼块与叶冠接触面积、阻尼块的材料以及激振力是影响最优正压力的大小和区域的主要因素.

3.2 激振力对叶片减振效果的影响

正压力一定,叶片采用 1 号、2 号、3 号阻尼块时,考察激振力对叶片减振效果的影响.此处仅选取叶片采用阻尼块 1、正压力为 120 N 时的情况进行图片说明(见图 6).

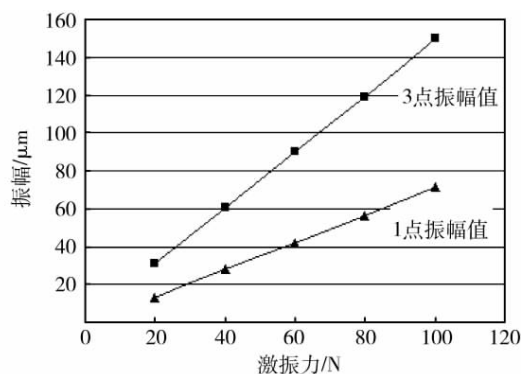


图 6 正压力 120 N 时,测点振幅值随激振力变化曲线图

Fig. 6 Curves of measurement position's amplitude with exciting force when vertical press equals 120 N

试验结果显示:正压力一定,测点 1 和测点 3 的位移幅值随激振力增大均呈增大趋势,测点振幅值与激振力呈良好的线性关系,该结论表明虽然干摩擦阻尼结构对叶片具有一定的减振效果,但随着激振力的增大,激振力提供的能量将远远大于干摩擦阻尼耗散能量,干摩擦阻尼结构对叶片的减振效果减弱.

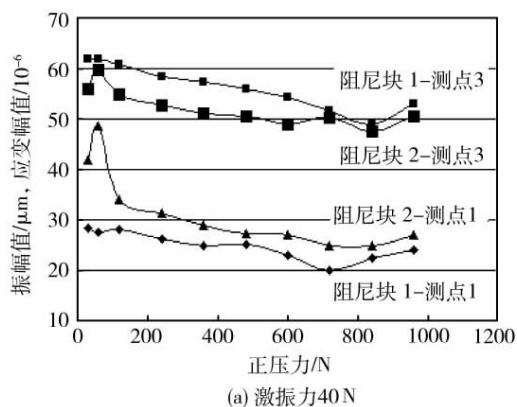
3.3 阻尼块的材料和接触面积对叶片减振效果的影响

3.3.1 阻尼块的接触面积对叶片减振效果的影响

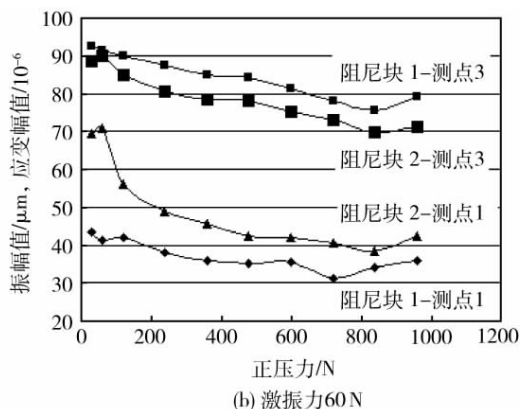
选取阻尼块 1 和阻尼块 2,在不同正压力和激振力加载条件下,考察材料相同、接触面积不同的两种阻尼块对叶片减振效果的差异.

试验结果如下:在各种激振力条件下,正压力越大,两种不同阻尼块对叶片中部的减振效果差异越小;以振幅值偏大的测点 3 作为参考,可认为阻尼块 2 相比阻尼块 1 对叶片的减振效果更优(见图 7).

试验结果表明:在材料相同的情况下,不能直



(a) 激振力 40 N



(b) 激振力 60 N

图 7 采用阻尼块 1 和阻尼块 2 时,测点振幅值随正压力变化曲线图

Fig. 7 Curves of measurement position's amplitude with vertical press using 1 # damping block and 2 # damping block

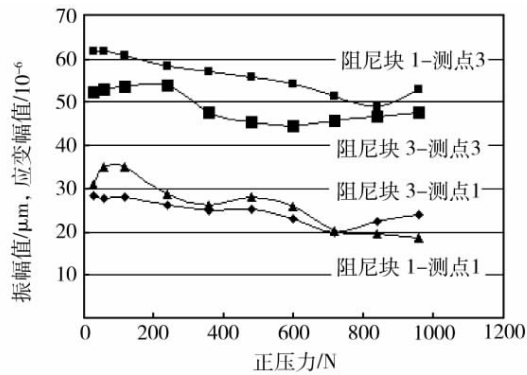
观认为阻尼块的接触面积越大减振效果就越好,本试验中与叶冠接触面积小的阻尼块的减振效果反而更好.该试验结果在实际工程应用中有很好的借鉴价值.

3.3.2 阻尼块的材料对叶片的减振效果的影响

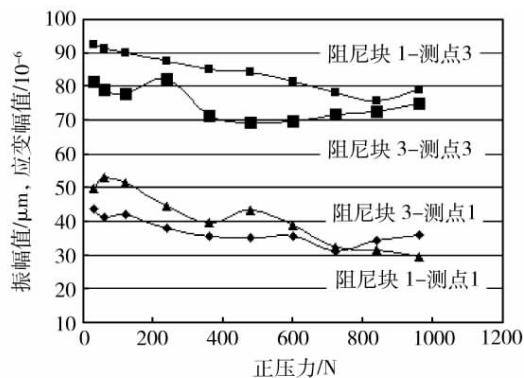
叶片采用与叶冠相同接触面积、不同材料的阻尼块 1 和阻尼块 3 进行试验比对,了解阻尼块材料对叶片的减振效果的影响.

图 8 为正压力 40 N 和 60 N 时测点响应幅值随正压力的变化曲线图.由图 7 可以看出:以振幅值偏大的测点 3 振幅值作为参考,阻尼块 3 对叶片的减振效果优于阻尼块 1,即在阻尼块与叶片挤压面积相等的情况下,材料为 45 号钢的阻尼块相比材料为不锈钢的阻尼块对叶片的减振效果更好(见图 8).

试验结果表明阻尼块的材料是影响干摩擦阻尼系统减振效果的因素之一.



(a) 激振力40 N



(b) 激振力60 N

图8 叶片采用阻尼块1和阻尼块3时,测点振动幅值随正压力变化曲线图

Fig. 8 Curves of measurement position's amplitude with vertical press using 1# damping block and 3# damping block

3.4 系统阻尼比分析

3.4.1 激振力对系统阻尼比的影响

正压力一定,采用相同阻尼块,考查系统阻尼比随激振力变化的变化趋势,利用半功率带宽法计算系统阻尼比值。

此处仅选取叶片采用阻尼块1时的情况进行说明。图9为叶片采用阻尼块1时,对应于不同正压力,系统阻尼比随激振力变化曲线图。由图9可知:叶片采用阻尼块1时,在 $[30, 840]$ N范围内进行正压力加载时,系统阻尼比随激振力增大而呈增大趋势;正压力加载960 N时,系统阻尼比值随激振力增大的变化曲线类似于正弦曲线,呈现先增大、再减小、后增大的趋势,且激振力大于50 N以后,系统阻尼比值明显小于其他正压力加载状态下的系统阻尼比值。

原因在于:已有试验结果显示叶片使用阻尼块1时的最优正压力为840 N,正压力加载小于840 N时,激振力增大会直接导致叶片振动位移

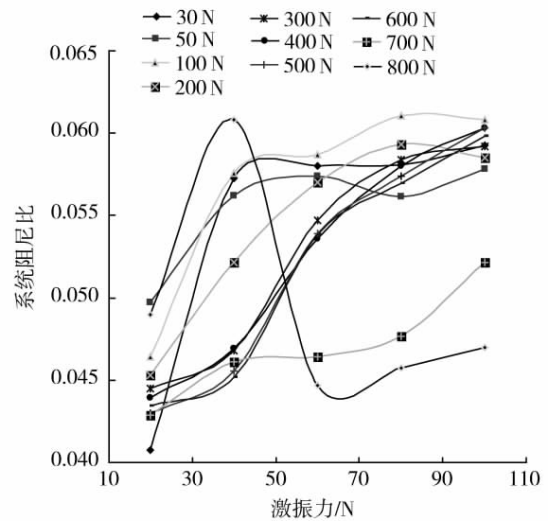


图9 采用阻尼块1时,系统阻尼比随激振力变化曲线图

Fig. 9 Curves of system damping ratio when using 1# damping block

增大,从而使得阻尼块与叶冠挤压面之间摩擦方向的位移分量变大,进而系统阻尼耗散能量增大,最终导致系统阻尼比值呈增大趋势。正压力大于最优正压力840 N时,阻尼块与叶冠几乎处于固定状态,随着激振力增大,阻尼块与叶片同相振动,阻尼块对叶片减振效果明显减弱,所以在激振力增大到一定值后系统阻尼比值远远小于其他正压力加载状态下的系统阻尼比值。

通过上述分析可知:叶片采用阻尼块1时,正压力加载小于840 N与大于840 N,系统阻尼比随激振力变化分别呈现出不同的变化趋势,该试验结果与3.1节中最优正压力为840 N的试验结果是相吻合的。

3.4.2 最优正压力与系统阻尼比的对应关系

此处仅选取叶片采用阻尼块3时的情况对最优正压力与系统阻尼比的对应情况进行说明。图10为叶片采用阻尼块3、激振力100 N时测点3振幅值随正压力变化曲线图,图11为叶片采用阻尼块3、激振力为100 N时系统阻尼比随正压力变化曲线图。由图10可看出叶片最优正压力为500 N;由图11可得:系统阻尼比在正压力500 N时出现峰值,即正压力加载至500 N阻尼块3对叶片减振效果最好,将图10和图11对比可发现:相同激振力情况下,系统进行最优正压力加载时,系统阻尼比出现峰值。叶片采用3种阻尼块时最优正压力与系统阻尼比均存在此种对应关系。

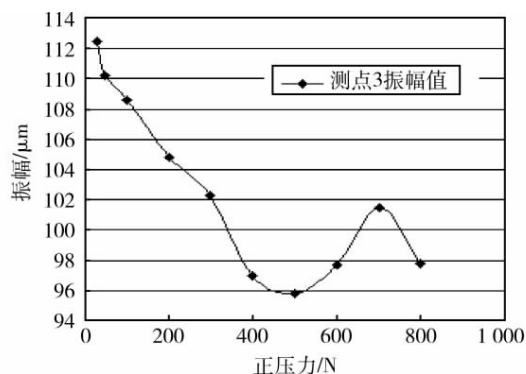


图 10 激振力 100 N 时,测点 3 振幅随正压力变化

Fig. 10 Curve of 3# measurement position's amplitude with vertical press when exciting force equals 100 N

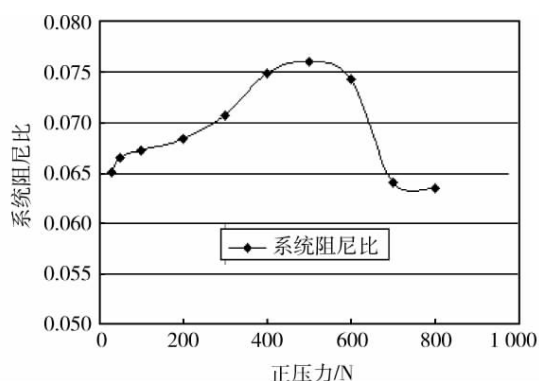


图 11 激振力 100 N 时,系统阻尼比随正压力变化

Fig. 11 Curve of system damping ratio when vertical press when exciting force equals 100 N

4 结 论

通过测量采用材料或尺寸不同的阻尼块进行减振时带冠涡轮叶片的振动参数,研究了不同阻尼块对涡轮叶片减振效果的影响,为干摩擦阻尼器的设计提供了数据依据。总结如下:

1) 阻尼块的接触面积、材料以及外部激振力共同影响涡轮带冠叶片干摩擦阻尼减振系统的减振效果,并且决定系统是否存在最优正压力以及最优正压力的范围和大小。

材料为 45 号钢的阻尼块较材料为不锈钢的阻尼块对叶片的减振效果更优;接触面积小的阻尼块 2 反而比接触面积大的阻尼块 1 对叶片的减振效果更好。

在一定工况下,干摩擦阻尼减振系统存在一个最优正压力区域。正压力加载至该区域内阻尼块对叶片的减振效果最好,小于该区域则摩擦力

减小,减振效果变差。大于该区域阻尼块与叶片处于固定状态,阻尼块对叶片减振效果减弱。因此在实际工况下,叶片间间隙过大或接触面正压力过高,减振效果都不理想。

2) 针对涡轮带冠叶片干摩擦阻尼减振系统,激振力增大则系统响应增大,从而阻尼块与叶冠之间摩擦力方向上的位移增加,导致系统阻尼耗散能量增加,即系统阻尼比变大,进而影响到系统的动力特性。因此激振力的变化将导致叶片的响应、系统阻尼比、共振频率以及最优正压力等一系列参数变化。

参考文献:

- [1] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册(第 18 册)[M]. 北京:航空工业出版社,2001.
- [2] 单颖春,朱梓根,刘献栋. 凸肩结构对叶片的干摩擦研究:理论方法[J]. 航空动力学报,2006,21(1):168-173.
SHAN Yingchun, ZHU Zigen, LIU Xiangdong. Investigation of vibration control by frictional constraints between blade shrouds-theoretical method[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(1):168-173. (in Chinese)
- [3] Sanliturk K Y, Ewins D J. Modeling two dimensional friction contact and its application using harmonic balance method[J]. Journal of Sound and Vibration, 1996, 193(2): 511-523.
- [4] Srinivasan A V, Cutts D G. Dry friction damping mechanisms in engine blades[J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1983, 105:332-341.
- [5] Feeri A A, Heek B S. Vibration analysis of dry friction damped turbine blades using singular perturbation theory [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1998, 120(2): 588-595.
- [6] Sinha A, Griffin J H. Effects of friction dampers on erodynamically unstable rotor stages[J]. AIAA Journal, 1985, 23(2):262-270.
- [7] Csaba G. Modeling microslip friction damping and its influence on turbine blade vibrations[D]. Linköping, Sweden: Linköping University, 1998.
- [8] Meng C H, Griffin J H, Bielak J. The forced response of shrouded fan stages[J]. ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, 1986, 108(1): 50-55.
- [9] Yang B D, Meng C H. Modeling of friction contact and its application to the shroud contact [J]. Transaction of ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1997, 119(4):958-963.
- [10] Yang B D, Chen J J, Meng 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(3):523-529.
- [11] 周传月, 邹经湘, 闻雪友, 等. 燃气轮机带冠叶片耦合振动

- 分析[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2001, 33(1): 129-133.
- ZHOU Chuanyue, ZOU Jingxiang, WEN Xueyou, et al. Coupled vibration of gas turbine shrouded blades[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2001, 33(1): 129-133. (in Chinese)
- [12] 陈璐璐, 马艳红, 杨鑫, 等. 带干摩擦阻尼结构叶片振动响应试验[J]. 航空动力学报, 2008, 23(9): 1647-1653.
- CHEN Lulu, MA Yanhong, YANG Xin, et al. Experiment of vibration and response of blade with dry friction structure[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(9): 1647-1653. (in Chinese)
- [13] 李迪, 洪杰, 陈璐璐, 等. 带冠涡轮叶片干摩擦阻尼减振试验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2008, 21(4): 22-27.
- LI Di, HONG Jie, CHEN Lulu, et al. Experiment of dry friction damping effect of shrouded turbine blade[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2008, 21(4): 22-27. (in Chinese)