

文章编号: 1000-8055 (2001) 01-0055-04

缘板摩擦阻尼器的减振实验研究

郝燕平, 单颖春, 朱梓根

(北京航空航天大学 405 教研室, 北京 100083)

摘要: 对叶轮机叶片缘板金属摩擦阻尼器进行了实验研究。着重研究了摩擦阻尼器对叶片的一阶弯曲振型的影响。研究表明, 利用金属摩擦阻尼器可以有效地降低叶片的振动; 通过合理选择阻尼器的质量 (即正压力), 可以最大限度地降低叶片的弯曲振动应力, 即存在一最优正压力; 并且随着激振力的增加, 这一最优正压力也将随之增加。因此, 它是叶轮机机械中一种非常简单有效的减振措施。

关键词: 阻尼器; 叶片振动; 干摩擦

中图分类号: V 231. 92

文献标识码: A

1 引言

燃气涡轮发动机中, 工作叶片的大应力高循环疲劳断裂是一种常见的故障模式。不管在研制阶段还是开始批量生产以后, 这种故障几乎都出现过。此类故障不仅限于航空发动机, 在民用燃气轮机中, 也经常发生。所以至今为止, 叶片的振动问题仍然是设计师们必须解决的一个主要问题。

为防止航空发动机叶片因共振、颤振而引起的疲劳破坏, 除采取避开共振、颤振预估等措施外, 还采用了多种形式的减振技术。对于在高温高转速下工作的航空发动机叶片, 最有效的是干摩擦阻尼器。目前普遍采用的是叶片带减振凸肩 (或带冠)。但由于叶片工作时工况的复杂性及工艺、装配等因素的影响, 其固有频率及实际阻尼效果往往与预测结果有很大的差别。实际工作中可能会有凸肩对某些振型不起减振作用的情况发生。因此, 尽管采用了减振凸肩 (或带冠), 叶片因振动引发的故障仍不断发生。另外, 为减少气动损失和提高强度, 最好采用无凸肩叶片设计。为控制无凸肩叶片的振动, 或进一步提高带凸肩叶片的可靠性, 发展了一种缘板摩擦阻尼器。

由于干摩擦过程中存在的强非线性, 使得这一问题的理论研究非常困难, 所以至今还没有一种可以准确描述此类问题的完整的理论模型。鉴

于理论上的不成熟, 对于缘板阻尼器的优化设计, 目前主要还是依赖于经验数据 (Sanliturk^[1], Menq^[2]) 和实验室的实验。Griffin^[3]做了单个叶片的叶片—地 (B-G) 模型的试验, 但与实际的叶片—叶片 (B-B) 模型还有较大的差距。任勇生^[4]做了具有干摩擦的叶片组的实验和理论研究, 但其研究对象为凸肩。

本文的研究目的, 是通过在实验室对模型叶片进行加摩擦阻尼器的实验, 总结缘板摩擦阻尼器对叶片振动影响的规律, 并为建立相应的理论模型提供依据, 从而最终将摩擦阻尼器用于发动机的减振。

2 实验设备及方法

实际的发动机中, 摩擦阻尼器放在两叶片之间的缘板下面, 通过发动机旋转所产生的离心力使摩擦阻尼器与叶片的缘板之间产生正压力, 在叶片振动过程中缘板与摩擦阻尼器间的接触面产生摩擦, 从而达到消耗能量, 降低振动应力的目的。由于在一定的转速下, 正压力的值取决于阻尼器的质量, 因此, 设计时可以通过合理选择阻尼器的质量来达到最佳的减振效果。

本实验的研究对象为带缘板的金属平板叶片, 材料为 45 钢, 其几何尺寸为: 叶身长 150mm、宽 60mm、厚 5mm, 伸根长 30mm、宽 60mm、

收稿日期: 2000- 01- 21; 修订日期: 2000- 03- 26

作者简介: 郝燕平 (1969-), 男, 北京航空航天大学 405 教研室博士生

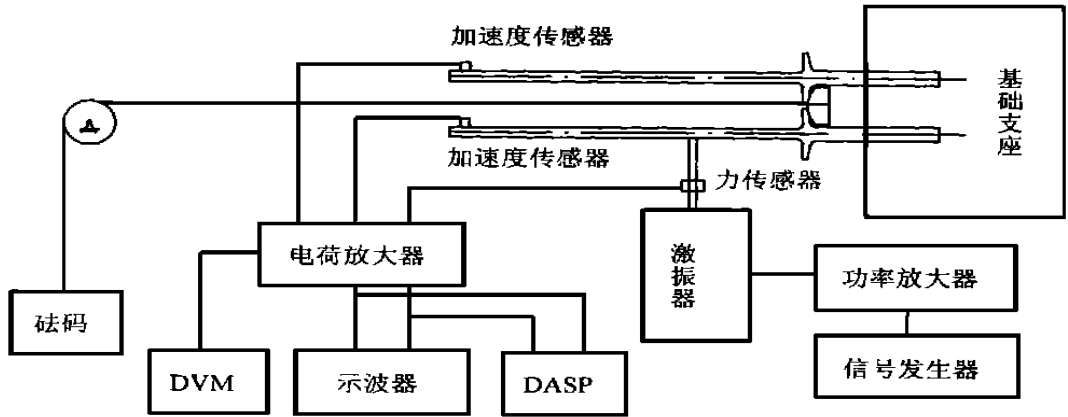


图1 测试系统

厚 7 mm，缘板的下面（与阻尼器接触面）有 10° 的倾角。叶片通过夹具使其根部固定于基础上。两叶片的缘板之间留有间隙，保证在振动时不相互接触。金属摩擦阻尼器的材料也为 45 钢，其横截面的几何形状为圆弧，通过圆弧面与叶片的缘板相接触，即保持线接触。阻尼器放在两叶片之间的缘板下面，用系在阻尼器上的线缆并经过滑轮在线缆的另一端加上重物的方法来模拟阻尼器的离心力。用电磁激振器来激振叶片。激振力的大小可以通过改变功率放大器的输出来控制。用加速度计来测叶片的振动幅值。整个系统见图 1。

为了进行定量分析，实验时需要保持激振力和激振位置一定。因此，采用了电磁激振器对叶片进行激振，并在其顶杆上加上一力传感器。

信号发生器发出的正弦信号通过功率放大器输入电磁激振器。力传感器及上下两叶片上的加速度传感器传出的电压信号则通过电荷放大器输入示波器、DASP 信号分析系统及数字电压表 (DVM)。

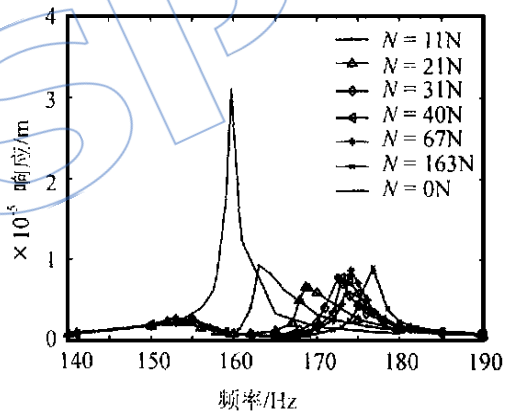
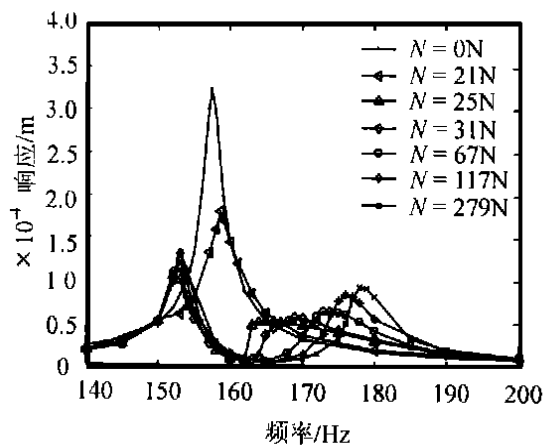
保持砝码的质量一定，在叶片的固有频率附近扫描，在各频率下保持激振力为一定值，为此目的，要随时调整功率放大器或信号发生器的增益。记录各个频率下的响应。然后改变砝码的质量，重复上述过程。完成上述步骤后，改变激振力的幅值，并在实验时保持固定，再重复上述过程。

研究了摩擦阻尼器对叶片的一阶弯曲振动的影响。弯曲振动时，叶片的振动响应用叶尖的位移幅值来表示，用位于叶尖的加速度计来测量。

3 实验结果及初步分析

保持激振力一定，不同正压力 N 下叶片有不

同的频响曲线。图 2 为激振力等于 0.125 N 时各正压力下下面叶片的频响曲线。图 3 为激振力等于 1.5 N 时下面叶片的频响曲线。

图2 激振力 $F = 0.125$ N 时的频响曲线图3 激振力 $F = 1.5$ N 时的频响曲线

由图 2 和图 3 可看出，不加阻尼器（即 $N = 0$ ）时，在扫描频率范围内叶片的响应只有一个峰

值。加上阻尼器后, 响应曲线出现了两个峰值。随着正压力的增加, 前面的那个峰 (频率较低) 出现的频率基本保持不变, 此时, 两个叶片的振动同相。后面的那个峰 (频率较高) 会随着正压力的增大向频率加大的方向移动, 在此共振频率下, 两叶片的振动反相。初步的理论分析也证明这一点。

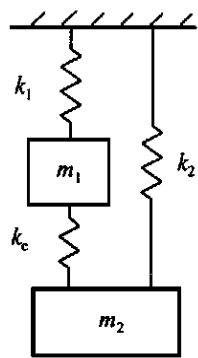


图 4 两叶片的简化结构模型

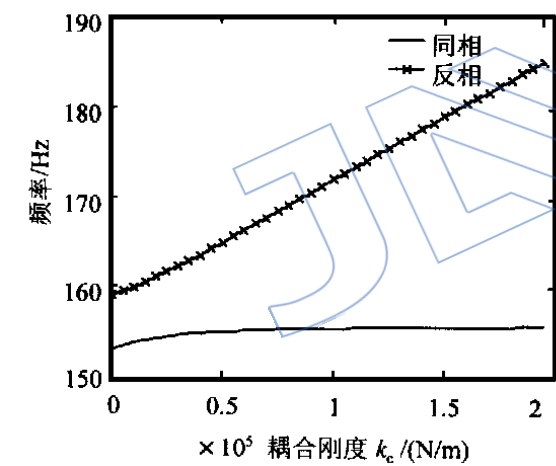


图 5 两自由度耦合系统的共振频率与耦合刚度的关系

若不考虑阻尼, 两个叶片组成的系统可以简化为图 4 所示的两自由度系统, 其中 k_1 , m_1 , k_2 和 m_2 分别为不耦合时上下两个叶片的模态刚度和模态质量, k_c 为阻尼器的耦合刚度。图 5 为理论计算的系统固有频率随耦合刚度 k_c 的变化曲线。可以看出, 由于阻尼器刚度 k_c 的耦合作用, 上下两个叶片组成的系统将出现两个固有频率, 对应于两种一阶弯曲振型, 一是两叶片作同相的振动, 另一个是两叶片作反相的振动, 且对应于同相振型的固有频率低于反相振型的固有频率。随着耦合刚度 k_c 的增加, 系统同相振型的频率 (频率较低的那个) 虽然会有所上升, 但基本上呈水平, 而

系统反相振型的频率则会随耦合刚度的增加有显著的上升。

由图 2 和图 3 还可以看出, 两叶片同相振动时 (前面的峰), 叶片的振幅随正压力的增加呈单调上升的趋势, 但升幅很小, 即对于这种振型不存在一个最优的正压力。反相振动时 (后面的峰), 随着正压力的增大, 叶片的振幅开始是随正压力的加大而降低, 在某一正压力时达到最低, 然后又随之逐渐升高, 说明对于这种振型存在一个最优的正压力。因此, 寻求最优的减振效果, 应主要考虑叶片的反相振型。表 1 为叶片作反相振动时, 各激振力下的最优正压力及此时的振幅降幅。其中:

振幅降幅 =

$$\left(1 - \frac{\text{有阻尼器时叶片的最大响应}}{\text{无阻尼器时叶片的最大响应}} \right) \%$$

表 1 反相振型的最大降幅及其最优正压力

激振力/ N	0.125	0.5	1.5	5
振幅降幅/ $\%$	76.7	76.7	82.3	83.6
最优正压力/ N	21	21	25	117

图 6 为只考虑叶片作反相的一阶弯曲振动时, 各个激振力幅下叶片的振幅值随正压力的变化曲线。由此图可以看出, 最优正压力会随着激振力的增加而增加。

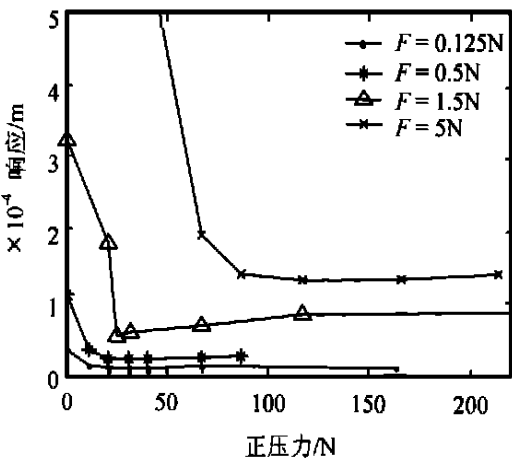


图 6 叶片反相共振时响应与正压力的关系

随着激振力的增加, 频响曲线中同相振型的幅值与反相振型的幅值之比会逐渐增大, 此比值从激振力较小时的小于 1 (如激振力为 0.125 N 时), 逐渐增加到激振力较大时的大于 1 (如激振

力为 5 N 时)。这表明, 阻尼器对反相共振的减振作用要优于对同相共振的减振作用。因此, 对于这一特定的由两个叶片组成的系统, 当激振力较大时, 在寻求最优正压力时应综合考虑对这两种振型的减振效果。表 2 列出了同时考虑同相共振和反相共振时阻尼器的最优正压力及此时叶片振幅降幅。

表 2 考虑两种振型时的最大降幅及其最优正压力

激振力/ N	0.125	0.5	1.5	5
振幅降幅/%	76.7	76.7	70	70
最优正压力/ N	21	21	25	67

由表 1 和表 2 可以看出, 只考虑反相共振时, 阻尼器的减振作用会随激振力的增加而加强。但是, 由于叶片同相共振时, 振幅随正压力单调上升, 因此, 同时考虑两种振型的共振时, 阻尼器的减振作用则会随激振力的增加而有所减弱, 但总体减振幅度仍能达到 70% 左右。

4 结 论

从以上的试验结果可以看出, 利用金属摩擦阻尼器可以大大地降低叶片以弯曲为主的振动幅

值。

摩擦阻尼器对反相共振的减振效果要优于对同相共振的减振效果。

通过合理选择阻尼器的质量 (即正压力), 可以最大限度地降低叶片的弯曲振动应力, 即存在一最优正压力。

激振力增加, 最优正压力也将随之增加。

参考文献

[1] Sanliturk K Y, Ewins D J. Modelling Two-Dimensional Friction Contact And Its Application Using Harmonic Balance Method [J]. J. Sound and Vibration, 1996, 193 (2): 511- 523

[2] Menq C H, Chedamparam P. Friction Damping of Two-Dimensional Motion and Its Application In Vibration Control [J]. J. Sound and Vibration 1991, 144 (3): 427 - 447.

[3] Griffin J H. Friction Damping of Resonant Stresses in Gas Turbine Engine Airfoils[J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1980, 102: 329- 333

[4] 任勇生, 朱德懋. 具有干摩擦阻尼的叶片组振动的理论与试验研究 [J]. 航空学报, 1994, 15 (11): 1306- 1314

(责任编辑 王震华)

Effects of Platform Friction Damper on Resonant Stresses in Gas Turbine Blades

HAO Yan-ping, SHAN Ying-chun, ZH I Zi-gen

(4th Dept , Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: Experiments were conducted in laboratory to investigate the effects of platform friction dampers on resonant stresses in gas turbine blades. The results show that the resonant response can be attenuated greatly through the use of friction dampers for the fundamental bending mode of the blade. The decrease of the response can be as large as more than 70% by optimizing the mass of damper, which should be increased with the magnifying of excitation force level. Platform friction damper is an effective measure to reduce the blade vibration in gas turbine.

Key words: damper; blade vibration; experiment; dry friction