

文章编号: 1000-8055(2002)04-0426-06

叶片摩擦阻尼器切向刚度研究

郝燕平, 朱梓根

(北京航空航天大学 动力系, 北京 100083)

摘要: 对带摩擦阻尼器的叶片进行响应预测时, 摩擦阻尼器多采用滞后弹簧模型, 摩擦阻尼器切向刚度(弹簧刚度)值的准确与否成为理论计算成败的关键因素之一, 本文提出了一种确定摩擦阻尼器切向刚度的新方法, 并用这一方法对叶片缘板摩擦阻尼器的切向刚度进行了研究, 研究了摩擦面法向正压力及激振力对摩擦阻尼器切向刚度的影响规律, 发现了摩擦阻尼器切向刚度与摩擦面的法向正压力和激振力之间的确定的函数关系。

关键词: 摩擦阻尼器; 响应; 叶片; 刚度; 振动

中图分类号: V 231.92

文献标识码: A

Investigation on the Tangential Stiffness of Friction Damper

HAO Yan-ping, ZHU Zi-gen

(1. Shenyang Aero-Engine Research Institute, Shenyang 110015, China;

2 Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: Friction damper is an effective way to reduce the response of structure and it has been widely used to alleviate the resonant stress of blades. The friction damper is often modeled as a hysteretic spring. The stiffness of spring is just the damper's tangential stiffness. So it is very important to know the stiffness value of a real damper. In this paper, a new method to evaluate the stiffness of damper is proposed, by which the tangential stiffness of damper can be identified. The constitution of stiffness is studied systematically based on the experimental data. It is found that the value of tangential stiffness depends on both normal load and excitation. There is a fixed relationship among these three factors.

Key words: friction damper; response; blade; stiffness; vibration

1 引言

摩擦阻尼器作为一种方便有效的减振措施, 在叶轮机械叶片中有着广泛的应用。对于带摩擦阻尼器的叶片系统进行响应计算时, 多将摩擦阻尼器简化为滞后弹簧模型^[1~5], 滞后弹簧的刚度即为摩擦阻尼器的切向刚度。因此, 在进行叶片的响应求解时首先需要确定摩擦阻尼器的刚度值。

在进行理论分析时, 正确确定摩擦阻尼器的刚度成为理论计算成败的关键之一, 也是难点之一。虽然人们已经对带摩擦阻尼器的叶片的响应计算方法进行了多年的研究, 但是对于阻尼器切向刚度值的确定, 至今尚无一种非常有效的方法。在现有的公开文献中, 对切向刚度值的处理, 几乎所有的文献都是经过试算并通过对理论计算的频率响应曲线和实验确定的频率响应曲线来大致给定一

收稿日期: 2001-08-21; 修订日期: 2002-02-25

作者简介: 郝燕平(1962-), 男, 北京航空航天大学动力系高级工程师, 博士

个值。由于缺乏方便可行的方法来确定摩擦阻尼器的切向刚度并进而对切向刚度的本构关系进行研究, 因此, 在进行叶片响应的预估时, 摩擦阻尼器的刚度常被估计为一个常量来处理, 即认为摩擦阻尼器的结构一旦确定, 其切向刚度即为一个定值。实际上, 摩擦阻尼器切向刚度是与法向正压力、激振力的大小有关的。

本文对摩擦阻尼器的切向刚度进行了研究, 提出了一种用实验数据和理论计算相结合的确定阻尼器切向刚度的方法。并对摩擦面法向正压力及激振力对摩擦阻尼器切向刚度的影响规律进行了研究, 提出了阻尼器刚度与法向正压力之间的关系式以及刚度、法向正压力及激振力三者之间的函数关系式。

2 摩擦阻尼器切向刚度的确定方法

带摩擦阻尼器的叶片系统为非线性系统, 其峰值响应频率(线性系统中称为共振频率)和响应峰值均与外激振力和摩擦面的法向正压力有关。在外激振力和法向正压力确定的情况下, 叶片的频率响应特性也就确定。保持激振力不变, 改变法向正压力的值即可得到一系列的频率响应曲线, 根据这一系列的频响曲线即可得到在此激振力下叶片的峰值响应随法向正压力的变化曲线(以下称为 $P-N$ 曲线)。

本文确定摩擦阻尼器切向刚度方法的基本思想是: 根据实验得到的叶片峰值响应随法向正压力的变化曲线和由理论计算得到的由多条 $P-N$ 曲线组成的曲线簇的交点得到各正压力下阻尼器的刚度值。

根据以上思想, 为了确定阻尼器的切向刚度, 需要对带摩擦阻尼器的叶片进行响应实验研究。

实验用叶片为平板叶片, 实验系统见图1。实验时, 保持激振力不变, 测不同正压力下叶片的频率响应曲线, 然后根据这些曲线可以做出叶片的峰值响应随正压力的变化曲线(见图1和图2中的粗实线)。重复上述过程可以测出多种激振力下的 $P-N$ 曲线。详细实验情况参见文献[6]。

作者曾对带摩擦阻尼器的叶片的稳态响应进行了研究^[2], 摩擦阻尼器采用滞后弹簧模型, 提出了考虑摩擦面的二维相对运动关系和微滑动效应时叶片稳态响应的计算方法, 这一计算方法可以对叶片的各种振型进行响应预测, 且具有较高的计算效率。因此, 在摩擦阻尼器切向刚度确定的情况下可以对实验用的叶片系统进行响应计算。即如果给定一个刚度值, 则可以计算出不同法向正压力下叶片的响应, 并可以据此得到对应于这一刚度值时叶片的峰值响应随法向正压力的变化曲线。

计算叶片的响应时, 叶片系统的结构参数、边界条件等保持与实验状态完全一致。图2为不加阻尼器时叶片响应计算值和实验值的比较, 可见两者吻合得很好, 这为后续准确确定阻尼器的切向刚度打下了基础。

由理论方法计算出给定激振力和阻尼器刚度值(常值)时叶片在不同正压力下的频率响应, 据此可以绘出理论的 $P-N$ 曲线。改变阻尼器刚度, 经过同样的计算可以绘制另一条 $P-N$ 曲线。将上述理论计算出来的各条 $P-N$ 曲线绘制在一张图中, 即成为此激振力时不同的刚度下的曲线簇。将实验得到的此激振力下的 $P-N$ 曲线与理论计算的等刚度 $P-N$ 曲线叠加在一张图上并求其交点。由于在正压力为定值的情况下, 叶片的响应也应定为定值, 而交点表明理论响应值和实验响应值相

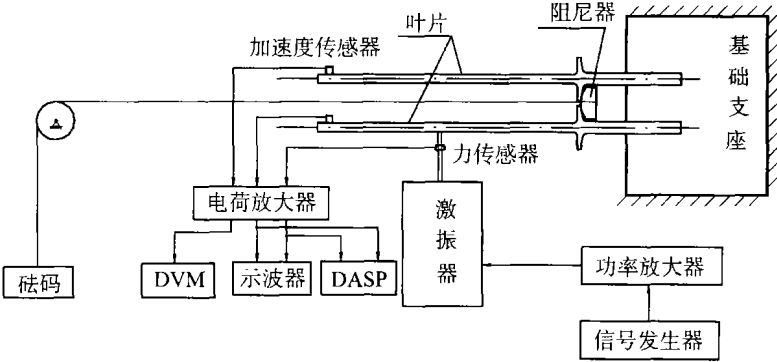


图1 实验系统图

Fig 1 The experimental system

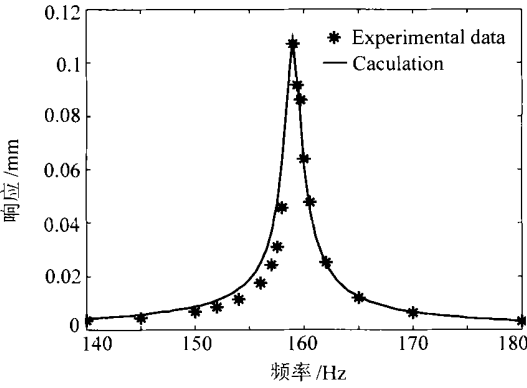


图2 不带阻尼器时叶片响应

Fig 2 Comparison of the theoretical response curve and the test results of the blade when the damper is absent

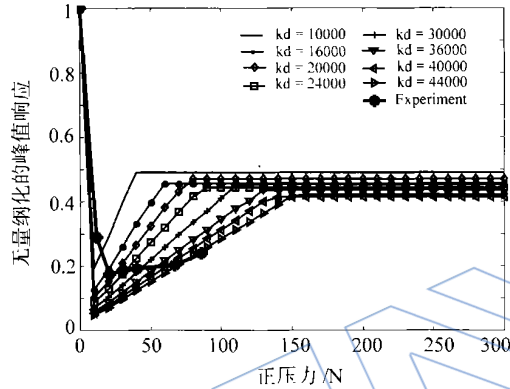


图3 几种刚度下的理论 $P-N$ 曲线及实验得到的真实 $P-N$ 曲线(激振力 $F=0.5\text{ N}$ 时)

Fig 3 The theoretical $P-N$ curves under the specific stiffness and the real $P-N$ curve by experiment when the excitation $F=0.5\text{ N}$

等,因此,交点所在的理论曲线所对应的阻尼器刚度即为交点所在的正压力(横坐标)下的刚度值,如图3所示。这样,由这些交点即可确定不同正压力下阻尼器的实际刚度值。

3 缘板摩擦阻尼器切向刚度本构关系研究

采用上述确定摩擦阻尼器切向刚度的方法,对缘板摩擦阻尼器切向刚度的本构关系进行了研究。

计算不同激振力下阻尼器切向刚度取定值时叶片的频率响应曲线并做出 $P-N$ 曲线。图3和图4分别为激振力 $F=0.5\text{ N}$ 和 $F=1.5\text{ N}$ 时叶片的 $P-N$ 曲线,其中,横坐标为法向正压力,纵坐标为无量纲化的峰值响应,即用各正压力下的叶片的峰

值响应值除以相等激振力下不加阻尼器时叶片的峰值响应值。其中的阻尼器刚度 k_d 的量纲为 N/mm 。实验测得的各激振力下的无量纲化的 $P-N$ 曲线在上述各图中同时绘出。由实验曲线与理论计算曲线的交点可以得出不同激振力时各正压力下阻尼器的刚度值。

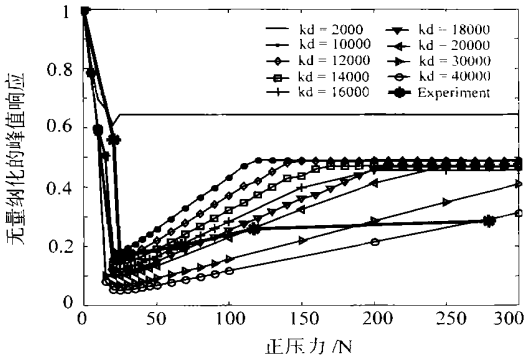


图4 几种刚度下的理论 $P-N$ 曲线及实验得到的真实 $P-N$ 曲线(激振力 $F=1.5\text{ N}$ 时)

Fig 4 The theoretical $P-N$ curves under the specific stiffness and the real $P-N$ curve by experiment when the excitation $F=1.5\text{ N}$

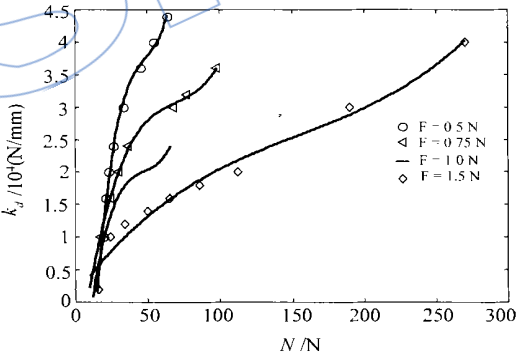


图5 阻尼器刚度随正压力的变化曲线(激振力值见图标)

Fig 5 Relationship between stiffness and normal loads

不同激振力下切向刚度随法向正压力的变化见图5,图中的离散点分别对应于激振力 $F=0.5\text{ N}$, $F=0.75\text{ N}$, $F=1.0\text{ N}$ 和 $F=1.5\text{ N}$ 时的切向刚度值。图中的实线为根据最小二乘原理由离散点拟合的3次曲线。

由图5可以看出:在实验所做的正压力范围内阻尼器的刚度并不是一个定值,而是随正压力的增加而增加,且阻尼器的刚度为正压力的3次函数。即,阻尼器的刚度可以表示为:

$$k_d = \alpha_0 + \alpha_1 N + \alpha_2 N^2 + \alpha_3 N^3 \quad (1)$$

其中, $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ 为对应于此激振力下的刚度拟合系数,见表1。由图还可以看出:摩擦阻尼器的刚

表1 刚度拟合系数

激振力 F/N	α_3	α_2	α_1	α_0
0.5	6.98e- 001	- 1.02e+ 002	5.24e+ 003	- 5.62e+ 004
0.75	1.06e- 001	- 2.20e+ 001	1.63e+ 003	- 1.19e+ 004
1.0	3.40e- 001	- 4.89e+ 001	2.44e+ 003	- 2.20e+ 004
1.5	3.06e- 003	- 1.42e+ 000	3.05e+ 002	1.13e+ 003

度不但是正压力的3次函数, 而且与激振力的大小密切相关。在相同的法向正压力下, 随着激振力的增大, 阻尼器的刚度降低。

为了确定阻尼器刚度随正压力及激振力这2个参数之间的关系, 看是否可以寻求一种简单的表达式将这3个参数统一起来。经研究发现, 对于此实验结果, 如果将各激振力下得到的刚度值 k_d 乘以其对应的激振力 F , 则这个乘积 $k_d F$ 与正压力 N 之间为确定的关系, 即以正压力 N 为横坐标以 $k_d F$ 为纵坐标, 则近似为一条曲线, 如图6所示, 图中的曲线为根据最小二乘原理拟合的3次曲线。可见, $k_d F$ 为正压力 N 的3次函数。这样, 就有下面的公式:

$$k_d F = \beta_0 + \beta_1 N + \beta_2 N^2 + \beta_3 N^3 \quad (2)$$

其中:

$$\begin{aligned} \beta_0 &= 1.31\text{e} + 003, & \beta_1 &= 4.62\text{e} + 002 \\ \beta_2 &= - 2.25\text{e} + 000, & \beta_3 &= 5.01\text{e} - 003 \end{aligned}$$

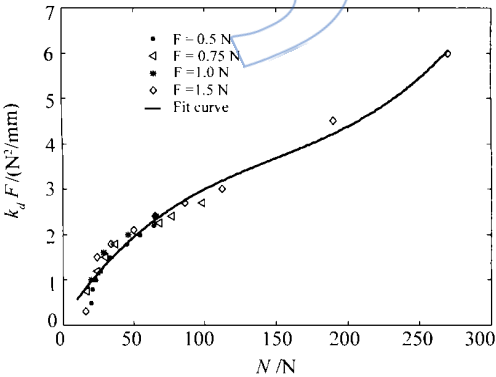


图6 阻尼器刚度值及其对应的激振力之乘积随正压力的变化

Fig 6 Relationship between the stiffness values multiplied by the corresponding exciting forces and the normal loads

为按最小二乘原理拟合的3次曲线的拟合系数。比较式(1)和式(2)可得:

$$\beta_i = F \alpha_i \quad (i = 0, 1, 2, 3) \quad (3)$$

但是, 值得注意的是, 由于式(2)是用4种激振

力下的实验数据根据最小二乘原理得到的拟合曲线, 在这些拟合点(见图6)中, 对应于大的法向正压力的拟合点较少, 且均为激振力 $F = 1.5 \text{ N}$ 时的数据, 因此, 对应于 $F = 1.5 \text{ N}$ 时的拟合系数(见表1)基本满足式(3)的关系, 而其它3种激振力下的系数则不能满足与式(3)的关系。尽管如此, 在正压力不大于实验时各激振力所对应的最大正压力(见图5)的情况下, 根据表1中的系数和式(1)所求得各正压力下(由于表1的拟合系数是根据各激振力下的实验数据拟合得到, 因此, 正压力需不大于在此激振力下实验时所对应的最大法向正压力值)的刚度值和由式(2)计算得到的此激振力和正压力下的刚度值两者吻合得还是比较好的。

可见, 阻尼器得切向刚度值不但与法向正压力有关, 而且还与激振力有关。

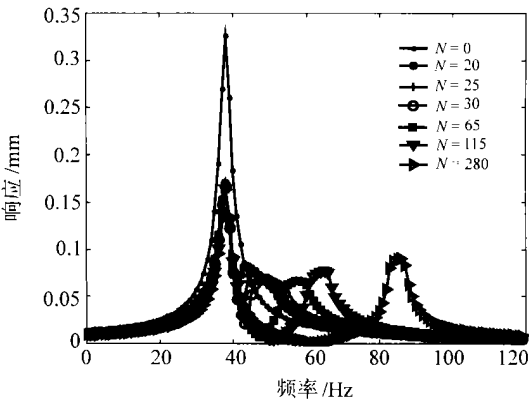


图7 理论频响曲线

Fig 7 The theoretical frequency-response curves under different normal loads

实际上, 摩擦阻尼器切向刚度与摩擦接触面积的大小有关, 随着法向正压力的增加, 摩擦接触面积必将随之增加, 从而会导致切向刚度值的提高。至于切向刚度随激振力发生变化的原因, 这可能是由于激振力的增大会使更大面积的接触面发生宏观滑动从而导致的刚度柔化现象。

为了验证上述刚度值的准确性, 根据上述刚度值的计算公式来确定刚度值, 计算了叶片的响

应, 见图7, 图中的每一条曲线代表一种法向正压力状态。图8为实验测得的频率响应曲线。这里需要说明的是, 理论计算时, 假设两叶片的结构及动力特性完全一致(即协调系统)。但是, 由于客观上存在加工误差, 实验所用的两个叶片的固有动力特性不能保证完全一致(对于本实验系统, 其中一个叶片的一阶固有频率比另一个低约3 Hz)。

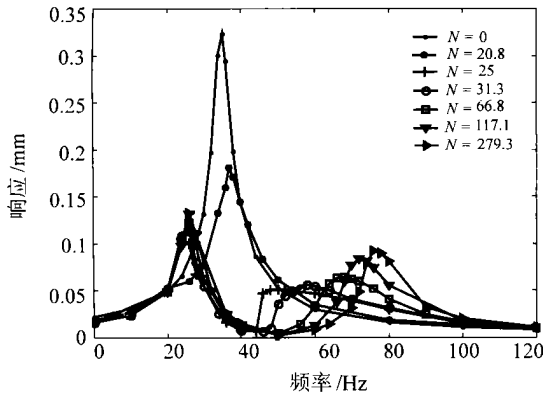


图8 实验频响曲线

Fig 8 The experimental frequency-response curves under different normal loads

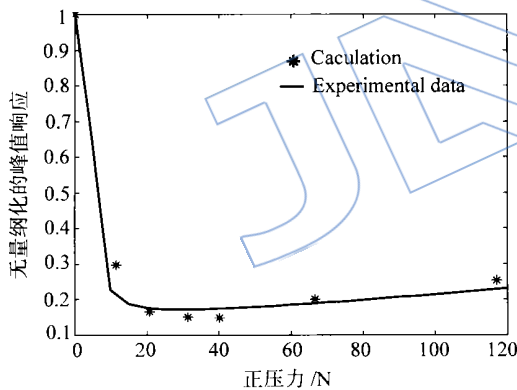


图9 理论 $P-N$ 曲线与实验值的对比
(激振力 $F = 0.75 \text{ N}$)

Fig 9 Comparison between the theoretical $P-N$ curve and the experimental data when the excitation $F = 0.75 \text{ N}$

因此, 实验的系统是非协调的。理论分析已经证明^[6], 对于由两个叶片和摩擦阻尼器组成的系统, 其频率响应曲线中将会出现两个峰值。其中频率较低的峰对应于系统的同相振动且这个峰对应的频率基本与法向正压力的大小无关, 频率较高的峰则对应于系统的反相振动且其对应的频率会随正压力的增加而逐渐后移。对于协调系统, 同相振动的频率与叶片的固有频率相等。对于非协调系

统, 系统的同相振动频率与其中较低的频率大约相等。因此, 实验曲线中同相振动频率低于理论值。考虑这种差异, 理论曲线和实验曲线吻合的还是相当好的。

图9和图10分别为激振力 $F = 0.75$ 和 $F = 1.5 \text{ N}$ 时叶片的理论 $P-N$ 曲线与实验 $P-N$ 曲线的比较。可以看出, 理论值与实验值吻合的非常好。

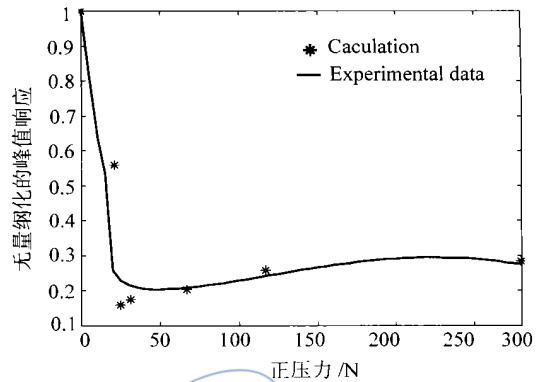


图10 理论 $P-N$ 曲线与实验 $P-N$ 曲线的对比
(激振力 $F = 1.5 \text{ N}$)

Fig 10 Comparison between the theoretical $P-N$ curve and the experiment data when the excitation $F = 1.5 \text{ N}$

上述理论与实验的对比分析表明, 用本文提出的方法可以比较准确地确定摩擦阻尼器的切向刚度, 且刚度值与法向正压力及激振力之间满足式(1)和式(2)。

4 结 论

通过本文的研究可以得出以下结论:

(1) 应用本文提出的确定阻尼器刚度的方法可以比较准确地确定阻尼器的刚度, 并且具有好的可操作性和工程实用性, 为准确预测叶片响应和进行阻尼器的优化奠定了基础。

(2) 通过本文的研究可以发现, 在摩擦阻尼器结构确定的情况下, 其切向刚度并不是一个固定不变的值, 而是一个与摩擦面的法向正压力和激振力都有关的量。并且摩擦阻尼器的切向刚度与这两个量之间具有确定的函数关系, 切向刚度与法向正压力和激振力之间为3次曲线关系, 即满足本文式(1)和式(2)。

(3) 由于阻尼器切向刚度除了与激振力和法向正压力等有关外, 还与阻尼器的结构、材料及摩擦面的特性有关, 因此, 可以利用这一确定摩擦阻尼器切向刚度的方法对影响阻尼器切向刚度的参

数进行更加全面的研究, 以确定阻尼器切向刚度与这些参之间的本构关系。

参考文献

[1] Griffin J H. Friction Damping of Resonant Stresses in Gas Turbine Engine A irfoils[J]. A S M E Journal of Engineering for Power, 1980, 102: 329- 333

[2] 郝燕平. 带摩擦阻尼器叶片动力响应和减振研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2001.

[3] Sinha A, Griffin J H. Effects of Static Friction On the Forced Response of Frictionally Damped Turbine Blades[J]. A S M E J. Engineering for Gas Turbines and Power, 1984, 106 (1):

65- 69

[4] Srinivasan A V, Cutts D G. Dry Friction Damping Mechanisms in Engine Blades[J]. A S M E J. Engineering For Power, 1983, 105: 332- 341.

[5] Yang B D, Menq C H. Characterization of Contact Kinematics and Application to The Design of Wedge Dampers in Turbomachinery Blading: Part I - Stick-Slip Contact Kinematics [J]. A S M E, J. Engineering for Gas Turbines and Power, 1998, 120 (4): 410- 423

[6] 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

(责任编辑 王震华)