

Ti17 模拟叶片在空气中的阻尼试验

王 梅^{1,2}, 陆 山¹, 古远兴²

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072)

(2. 中国航空工业集团公司 中国燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 通过 Ti17 平板模拟叶片在空气中测阻尼试验研究, 用自由振动衰减法测取到各阶振型衰减系数, 得出其各阶振型阻尼比, 推导出比例阻尼系数, 为叶片响应计算时的阻尼系数取值提供了参考. 研究还发现振型阻尼比与材料硬度、叶片固有频率及振型密切相关, 并给出了定性分析.

关 键 词: 阻尼; 试验; 模拟叶片; 振型阻尼比; 阻尼系数

中图分类号: V231.92

文献标识码: A

Analysis of damp trial result of Ti17 simulation blade in air

WANG Mei^{1,2}, LU Shan¹, Gu Yuanxing²

(1. School of Power and Energy, Northwest Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Gas Turbine Establishment of China, Aviation Industry Corporation of China, Chengdu 610500, China)

Abstract: Through simulation blade's damp trial in air, various order vibration model attenuation coefficients have been achieved by the method of free vibration attenuation, then various order vibration model damp ratios were obtained, and the ratio damp coefficients were deduced. These could offer reference for analysis of the relationship between the blade's damp and vibration model in nature and deciding the damp coefficient when calculating the response.

Key words: damp; trial; simulation blade; vibration mode damp ratio; damp coefficient

提高叶片响应预测的精度很大程度上取决于叶片阻尼估算的准确程度, 尤其是在结构发生共振的时候. 但是, 因为产生阻尼的因素很多, 机理也很复杂, 如何把阻尼因素的影响加入叶片的动力响应计算中, 到目前仍是一个很困难的问题.

以往的报道多是关于叶片带干摩擦阻尼装置的简化力学模型研究^[1-2], 对于减振效果做出一些定性的分析. 对于叶片自身的结构阻尼及黏性阻尼却很少考虑, 相关的试验研究也很少.

从宏观上看, 阻尼有两种主要的形态: 黏性阻尼和结构阻尼. 完全考虑这些因素比较困难, 通常用等效黏性阻尼来代替. 所谓等效黏性阻尼是指假定的黏性阻尼在振动一周所产生的能量耗散与实际的阻尼相同.

对于多自由度系统, 由于结构材料的基本阻尼特性不知道, 因此象建立刚度矩阵和质量矩阵那样, 先求得单元阻尼矩阵, 然后组集成整体阻尼矩阵是很困难的. 所以, 只能建立一种近似阻尼矩阵, 用以表示结构在动态响应中的能量耗散.

要求出阻尼矩阵, 就必须知道结构的各阶固有频率及振型阻尼比. 固有频率可以通过有限元分析得出, 而对于振型阻尼比, 由于还不是很了解阻尼的机理, 目前仍无法通过理论方法求出, 只能通过试验得出. 因此进行叶片阻尼的试验研究对准确分析叶片振动问题具有实际意义.

本文通过 Ti17 平板模拟叶片在空气中的阻尼试验研究, 用自由振动衰减法测取到各阶振型衰减系数, 从而推导出各阶振型阻尼比. 有了各阶

固有频率及振型阻尼比, 推导出比例阻尼系数. 模拟叶片的比例阻尼系数, 对于真实叶片的振动响应计算有一定的借鉴作用. 事实上, 作者曾将此阻尼系数成功地应用于叶片响应计算中^[3].

1 计算方法

1.1 阻尼比计算方法

首先, 对衰减系数的计算方法及各符号^[4]说明如下.

对各阶振型的衰减系数 n 的计算方法为: 选取任意时刻的衰减波号作为基准计算波号, 然后取此波号后第 N 个波计算得到 n_1 ; 基准计算波号不变, 改变 N 值计算得到 n_2 , 最后以 n_1 和 n_2 的平均值作为各阶振型的最终衰减系数. 计算公式如下:

$$n = \frac{2}{NT_d} \ln \frac{|A_1| + |A_2|}{|A_{N+1}| + |A_{N+2}|} = \dots =$$
$$\frac{2}{NT_d} \ln \frac{|A_K| + |A_{K+1}|}{|A_{K+N}| + |A_{K+N+1}|} \quad (1)$$

式中 $T_d = 1/f = t_3 - t_1 = t_4 - t_2 = \dots$; $N = 1, 2, 3, \dots$; A_K 为选定的某一波号的幅值.

公式(1)中其余变量的含义见图 1.

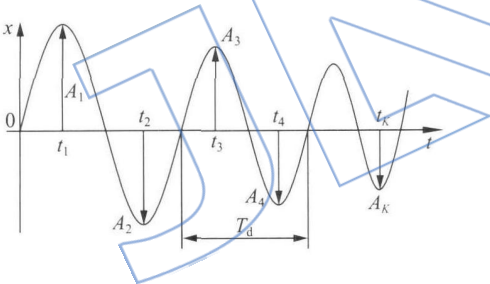


图 1 自由振动衰减曲线示意图

Fig. 1 Free vibration attenuation curve sketch map

当阻尼比 $\xi < 1$ 时(试验中各模拟叶片在各阶振型时的振动衰减全波数均大于 1000, 因此是小阻尼情形), 按文献[5], 一自由度振动的振幅可取为

$$A_K = A e^{-\xi \omega_K t_K} \quad (2)$$

式中 p 为振动固有圆频率; A 为常数, 取决于初始条件.

公式(2)中其余变量的含义见图 1.

套用式(2), 可得出如下表达式

$$A_{K+1} = A e^{-\xi \omega \left(t_K + \frac{T_d}{2} \right)} \quad (3)$$

$$A_{N+K} = A e^{-\xi \omega \left(t_K + \frac{NT_d}{2} \right)} \quad (4)$$

$$A_{N+K+1} = A e^{-\xi \omega \left(t_K + \frac{N+1}{2} T_d \right)} \quad (5)$$

则可推出

$$\ln \frac{|A_K| + |A_{K+1}|}{|A_{K+N}| + |A_{K+N+1}|} =$$
$$\ln \frac{e^{-\xi \omega_K \left(t_K + \frac{T_d}{2} \right)} (1 + e^{-\xi \omega T_d / 2})}{e^{-\xi \omega \left(t_K + \frac{NT_d}{2} \right)} (1 + e^{-\xi \omega T_d / 2})} = \xi \omega NT_d / 2 \quad (6)$$

将式(6)代入式(1)知

$$n = \frac{2}{NT_d} \ln \frac{|A_1| + |A_2|}{|A_{N+1}| + |A_{N+2}|} = \dots =$$
$$\frac{2}{NT_d} \ln \frac{|A_K| + |A_{K+1}|}{|A_{K+N}| + |A_{K+N+1}|} = \xi \omega = 2\pi f \xi \quad (7)$$

式中 f 为振动固有频率.

这样, 根据式(7)即可推出阻尼比的求解公式

$$\xi = n / 2\pi f \quad (8)$$

1.2 阻尼系数计算方法^[5]

假设阻尼矩阵 C 也能使振型以它为权正交

$$\Phi^T C \Phi = 0 \quad (i \neq j) \quad (9)$$

式中 Φ_i, Φ_j 分别为结构的第 i, j 阶振型, 则阻尼矩阵也可由结构的振型阻尼比求出(第 i 阶振型阻尼比即为第 i 阶固有振型下振动的阻尼比). 采取的方法如下所述.

把单元阻尼矩阵取为

$$C^e = M^e \sum_{s=0}^1 a_s [(M^e)^{-1} K^e]^s \quad (10)$$

式中 M^e 为单元质量矩阵; K^e 为单元刚度矩阵; a_s 是常系数.

实际计算中 a_s 只取上述前两项, 即 $s = 0, s = 1$. 于是整体阻尼矩阵 C 取为

$$C = \alpha M + \beta K \quad (11)$$

式中 M 为整体质量矩阵; K 为整体刚度矩阵.

α 和 β 由下式确定, 即

$$\alpha = \frac{2(\xi_i \omega_j - \xi_j \omega_i)}{(\omega_j + \omega_i)(\omega_j - \omega_i)} \omega_i \omega_j \quad (12)$$

$$\beta = \frac{2(\xi_i \omega_j - \xi_j \omega_i)}{(\omega_j + \omega_i)(\omega_j - \omega_i)} \quad (13)$$

式中 ω_i 和 ω_j 分别为第 i 和第 j 阶固有频率; ξ_i 和 ξ_j 分别为第 i 和第 j 阶振型阻尼比.

2 试验分析

2.1 试验设备

1) 静频试验器

2) 激振设备

B & K1027 正弦信号发生器(最小分辨率 0.1 Hz);

B & K2712 功率放大器(2~ 1000H z);
B & K4808 激振器.

2 2 测量方法

- 1) 采用非接触方式激振试验件.
- 2) 用沙形法测取模拟叶片各阶振型.
- 3) 用自由振动衰减法测取各模拟叶片前三阶振型的衰减系数.

2 3 测量仪器的精度

频率: 最小分辨率 0.1 Hz.
最小位移±0.01 mm.

2 4 原始数据

平板模拟叶片的外形及结构尺寸见图 2

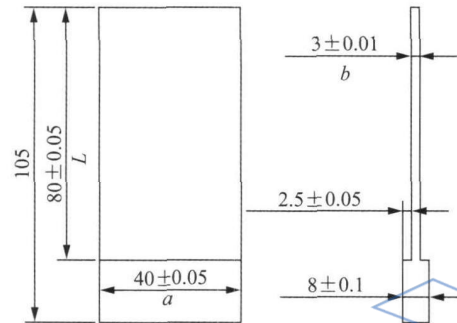


图 2 平板模拟叶片结构尺寸

Fig.2 Simulated plane blade structure size

试验件的材料采用 Ti17.

根据理论计算, 试验件在根部全部固支的情况下, 其前三阶频率见表 1.

表 1 试验件的固有频率

Table 1 Sample's natural frequency

阶数	一阶(一弯)	二阶(一扭)	三阶(二弯)
频率/Hz	383	1 578	2 359

2 5 试验结果

- 1) 模拟叶片实际测量尺寸和硬度值见表 2.
- 2) 模拟叶片实测各阶静频值及衰减系数见表 3.

表 2 平板模拟叶片实测尺寸

Table 2 Simulated plane blades structure size by measure

叶片号	宽 a/mm	长 L/mm	高 b/mm	硬度值 HRC
1#	40.03	80.02	3.00	43.9
3#	40.03	80.04	2.99	41.9
5#	40.02	80.05	3.00	41.5
6#	40.02	80.01	2.99	42.8
7#	40.01	79.98	3.01	43.5
10#	40.01	80.05	3.00	41.1

表 3 模拟叶片振型阻尼比

Table 3 Simulated blade vibration model damp ratio

阶次	叶片号	测量频率 f/Hz	衰减系数 n_a	振型阻尼比		
				振型阻尼比 $\xi_j/\%$	平均值/ %	方差/ 10^{-6}
一阶(一弯)	1#	365.9	1.9401	0.0844	0.0770	54.938
	3#	369.5	1.8160	0.0782		
	5#	372.4	1.5993	0.0684		
	6#	368.6	1.7275	0.0746		
	7#	368.5	2.0006	0.0864		
	10#	371.8	1.6326	0.0699		
二阶(一扭)	1#	1541.9	0.5886	0.0061	0.0043	1.4920
	3#	1549.5	0.4205	0.0043		
	5#	1569.2	0.2751	0.0028		
	6#	1541.9	0.4348	0.0045		
	7#	1546.3	0.4810	0.0050		
	10#	1552.7	0.2990	0.0031		
三阶(二弯)	1#	2225.3	3.1789	0.0227	0.0236	1.8057
	3#	2269.7	3.1469	0.0221		
	5#	2281.8	3.6084	0.0252		
	6#	2256.0	3.5880	0.0253		
	7#	2271.8	3.2823	0.0230		
	10#	2292.5	3.3340	0.0232		

3) 10# 模拟叶片在一弯、一扭和二弯振型下的振动衰减曲线见图 3、图 4 和图 5

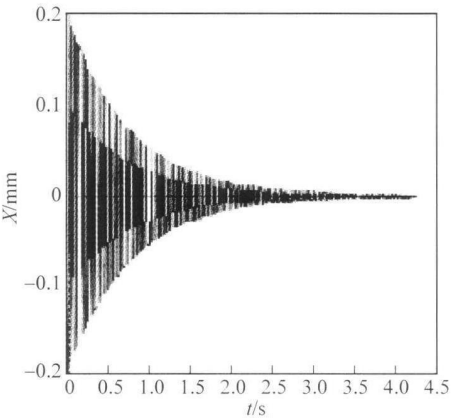


图 3 10# 叶片一弯振型衰减曲线

Fig. 3 No. 10 blade the 1st order bending vibration model attenuation curve

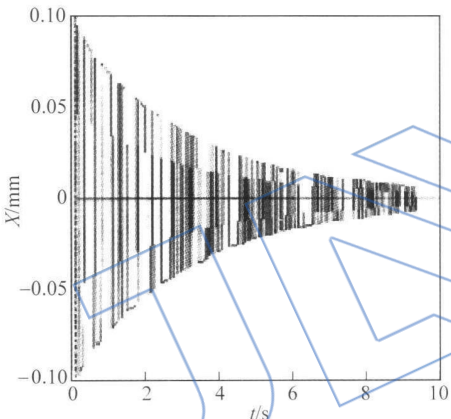


图 4 10# 叶片一扭振型衰减曲线

Fig. 4 No. 10 blade the 1st order torsion vibration model attenuation curve

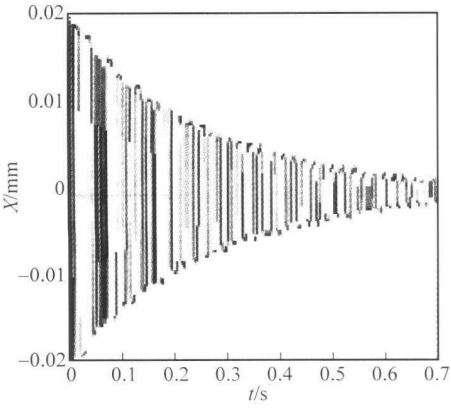


图 5 10# 叶片二弯振型衰减曲线

Fig. 5 No. 10 blade the 2nd order bending vibration model attenuation curve

2 6 计算分析

2 6 1 计算结果

根据式 (8) 及模拟叶片实测衰减系数, 可算出各阶振型阻尼比见表 3 所示.

根据式 (12) 及式 (13), 以及平板叶片的固有频率及振型阻尼比, 即可确定阻尼系数. 如由平板叶片振动的一、三阶固有频率及振型阻尼比来推导的阻尼系数, 则 α 为 0.6035, β 为 8.4835×10^{-8} .

2 6 2 结果分析

1) 材料硬度值对振型阻尼比的影响

通过对比, 发现模拟叶片材料的硬度值对一弯和一扭振动的衰减系数影响很大, 如 1# 和 7# 叶片的硬度值较大, 而恰恰一弯和一扭振动的衰减系数也较大, 振型阻尼比也较大, 振动衰减也就越快.

2) 叶片的固有频率对振型阻尼比的影响

对于一弯和一扭振动, 在材料硬度值接近的情况下, 频率越高, 振型阻尼比越低, 衰减越慢; 而对于二弯振动, 在材料硬度值接近的情况下, 频率越高, 振型阻尼比越高, 衰减越快.

3) 叶片低阶弯曲与扭转振动振型阻尼比的比较

低阶振动时, 一阶弯曲振动的振型阻尼比最大, 衰减最快, 二阶弯曲振动次之; 扭转振动的振型阻尼比相对弯曲振动则要小得多, 如本次试验中, 扭转振动的振型阻尼比相对弯曲振动的要小大约一个数量级, 这也正是弯曲振动衰减得比扭转振动快的原因.

4) 比例阻尼系数分析^[6]

因为 β 趋近于零, 相对于 α 小很多, 所以, 在模拟叶片的强迫振动中, “低振型” 部分所起的作用要小一些.

3 结 论

1) 叶片一阶弯曲和一阶扭转振动时, 材料硬度值越大, 振型阻尼比也越大.

2) 在材料硬度值接近的情况下, 对于一弯和一扭振动, 频率越高, 振型阻尼比越低, 而二弯振动则反之.

3) 平板叶片低阶振动时, 一阶弯曲振动的振型阻尼比最大, 二阶弯曲振动次之, 扭转振动的振型阻尼比最小, 相对弯曲振动的要小约一个数量级.

4) 在模拟叶片的强迫振动中, “低振型” 部分

所起的作用要小一些.

参考文献:

[1] 单颖春, 郝燕平, 朱梓根. 干摩擦阻尼块在叶片减振方面的应用与发展[J]. 航空动力学报, 2001, 16(3): 218-223
SHAN Yingchun, HAO Yanping, ZHU Zigen. Application and development platform friction damper for depressing resonant vibration of blades[J]. Journal of Aerospace Power, 2001, 16(3): 218-223 (in Chinese)

[2] 李全通, 廖明夫. 用传递矩阵法分析缘板干摩擦阻尼叶片的减振[J]. 航空动力学报, 2005, 20(2): 255-261.
LI Quantong, LIAO Mingfu. Study of vibration damping with dry friction snubber of blade platform[J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(2): 255-261. (in Chinese)

[3] 王梅, 江和甫, 吕文林. 在尾流激振情况下叶片振动应力预估技术[J]. 航空动力学报, 2007, 22(4): 608-613
WANG Mei, JIANG Hefu, LÜ Wenlin. Method to predict the blade vibration stress induced by wake flow[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(4): 608-613 (in Chinese)

[4] 李德葆, 张元润. 振动测量与试验分析.[M]. 北京: 机械工业出版社, 1992

[5] 季文美, 方同, 陈松淇. 机械振动[M]. 北京: 科学出版社, 1996

[6] 饶寿期. 有限元法和边界元法基础[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1990