

粘弹性夹心梁之阻尼测定

力学所十二室振动组

一、抑制结构共振的一种有效方法——约束阻尼层

近代的一切运载工具，如轮船、舰艇、飞机、火箭等，由于要不断提高发动机的功率和速度，导致振动条件日益严重。

过去在处理往复式和旋转式的机械振动问题时，由于振源是单频谐振力，所以多采用单频隔振器，单频吸振器或改变结构刚度、阻抗等办法避免结构发生共振。而现代运载工具的振源是宽频带随机的，一般说来要完全避免结构共振是不可能的。共振时结构响应很大，往往就导致破坏，如1958年左右英国某些喷气式飞机就连续发生了许多声振破坏^[1]，原因是由于激振力简谐分量之一激起了机身全截面变形振型的共振。众所周知，线性结构在简谐共振时之幅度与其阻尼（损耗因子 $\eta = C/C_c$ ）成反比，因而增大结构阻尼就可以降低共振时之应力，在上述飞机的桁、框的冠部附加某些阻尼涂层后，疲劳破坏就显著降低了。

结构本身的阻尼有两种，一种是系统阻尼包括铆接、螺栓等接合面之摩擦阻尼，其损耗因子一般为0.01左右^[1]，另一种是材料内阻，其损耗因子为千分之一到百分之一左右^[2]。近年来由于要减轻重量，广泛采用整体加工或焊接结构及高强度材料，结构及材料内阻均有降低的趋势。

考虑到高分子材料在由玻璃态转换到粘弹态时有很高的损耗因子，所以发展了高聚物与金属复合的结构，由金属承受强度，由高聚物提供阻尼以吸收振动能量从而提高构件之抗振能力。

有两种形式的阻尼处理，一是自由层阻尼涂料，涂在承力构件之一或二侧，振动时阻尼层发生拉压变形耗散能量，它主要是由H. Oberst 发展起来的，^{[3][4]}已被广泛采用于汽车造船及航空工业上，上海长征造漆厂与京字110部队曾研制过两种阻尼涂料，

可用于驾驶舱隔声^[5]，这种形式阻尼处理的优点是工艺简单，但阻尼效果还不够理想，在附加质量比20%~30%的情况下复合损失因子只有0.05左右，低频时效果更差。较自由阻尼涂层能提供更大损耗因子的是另一种形式的阻尼处理即约束阻尼带或阻尼夹心结构，我们研究的试件形式为铝工字梁上加约束阻尼带，如图一、二。

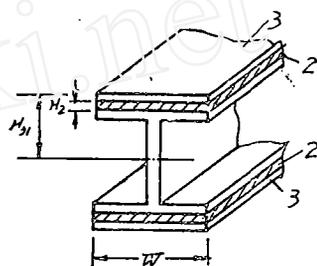


图1 约束阻尼梁结构

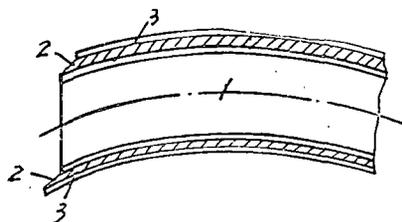


图2 阻尼梁弯曲变形

1. 铝工字梁
2. 粘弹性阻尼层
3. 约束带（即盖板）

梁在弯曲振动时，由于约束带与工字梁的约束，夹在当中的阻尼层产生交变的剪切变形，耗散能量，从而抑制共振时的幅度。

约束阻尼带的出现不过才二十年，但在国外已被广泛应用于航空、造船、汽车、建筑等各项工程中，

参加本工作的还有田千里同志

并且有了很多专用商品,在金属箔上涂压敏自粘胶后就象橡皮膏一种,可以随意剪裁粘贴在需要减振的部位。具有约束阻尼层的梁之计算公式最早是由E. M. Kerwvi给出的^[6],随后由E. E. Ungar引伸至复杂截面梁^[7],J. E. Ruzicka等用大量实验验证

了计算公式,并为之编制了许多实用的图表^{[8][9]}。

我们采用了较厚的国产胶片*,因为剪切模量较小,故实验结果基本上也能与现有计算理论之结果吻合。

现将部份实验结果与计算结果比较如下:

表一 悬臂阻尼梁的损耗因子(室温18℃)(一阶共振频率70赫芝左右)

梁号	阻尼层	约束层	η 计算	η 自由衰减法
2*	1毫米 胶片 $\eta_2 = 0.45$ $G' = 1$ 公斤/毫米 ²	1毫米钢板	0.040	0.075
4*	同上	同上	同上	0.0008 (7g) 0.0012 (40g) 0.0042 (240g)
5*	2毫米 胶片 $\eta_2 = 0.45$ $G' = 1$ 公斤/毫米 ²	1毫米铝板	0.017	0.034
6*	同上	1毫米钢板	0.071	0.10
7*	2毫米 胶片 $\eta_2 = 0.65$ $G' = 0.23$ 公斤/毫米 ²	2毫米铝板	0.080	0.099
8*	同上	1毫米铝板	0.058	0.053
10*	1毫米 胶片 $\eta_2 = 0.60$ $G' = 0.2$ 公斤/毫米 ²	2毫米铝板	0.080	0.080

二、测定结构阻尼的方法

为了验证测量结果的可靠性,我们计算了试件的一阶损耗因子并用三种不同方法二种固定试件形式测量了试件的一、二、三阶损耗因子**,取得了较为可靠的结果。

(一) 共振振幅比较法

用振动台激起悬臂梁的第一阶振型,在共振时,测得悬臂梁固定端和自由端的加速度 $[\ddot{W}(0)$ 和 $\ddot{W}(L)]$ 再从下式求出梁的损耗因子^[10]

$$\eta = \frac{1}{A_r} \approx 1.566 \frac{\ddot{W}(0)}{\ddot{W}(L)} \quad (1)$$

* 阻尼胶片是由北京市橡胶研究所研制的

$$** \eta = \frac{\delta}{\pi} = \left(\frac{\Delta f}{f_n} \right)_{3tb} \approx \frac{1}{A_r} \quad [11]$$

A_r 为阻尼梁共振时之放大倍数

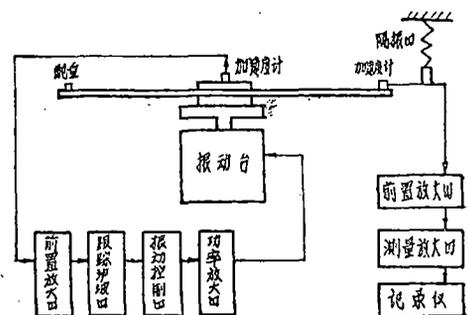


图8 试验装置简图

阻尼梁的 $\ddot{W}(o)/\ddot{W}(L)$ 之比值与悬臂梁的振幅大小无关见图4, 这是因为阻尼带的损耗因子远远大于铝梁的内耗, 而阻尼带的损耗因子与振幅大小无关。(当振幅不太大时)

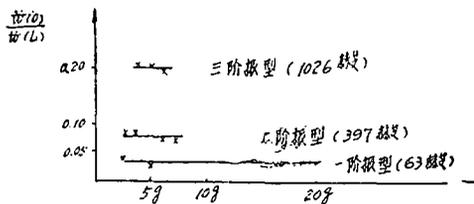


图4 8°阻尼梁的损耗因子与振幅的关系
($\ddot{W}(L)$ 悬臂梁自由端加速度)

公式(1)给出悬臂梁一阶共振时的损耗因子即 $\eta = 1.56 \times 0.030 = 0.047$

这与理论值 $\eta = 0.058$ 及用自由衰减法实验值 $\eta = 0.053$ 基本相符。

用振动台激振试验件到共振, 测其放大因子是比较通用的方法, 但我们在试验中曾遇到不少问题:

(1) 夹具必须有足够的刚性, 如果刚性不够将不能保证悬臂梁的固定端的边界条件。例如当夹紧螺栓的力矩(用测力扳手)由1公斤一米提高到2公斤一米时, 某根梁的共振频率从372赫芝上升到378赫芝, 而 η 上升13%。

(2) 式(1)之应用范围要求振动台动框及夹具比试件重10倍以上。

(3) 当振幅较大时, 加速度计导线发生剧烈振动, 影响测量结果, 所以要在引出导线的地方用低频的隔振装置将导线悬挂起来[12], 我们是在磁性千分表架上用普通橡皮筋悬挂一个大螺栓, 其固有频率约2—3赫芝。通过隔振装置的导线的振动就很小了。

(4) 在激振小阻尼试件 ($\eta = 10^{-2} - 10^{-3}$) 时, 应采用很慢的扫描速度, 不然会给出偏大的 η 值。

(5) 确定共振点的方法

自动控制激励器的压缩指示应在0分贝。控制台面加速度的指针在扫描过程中一般维持常值。但在靠近试件共振频率时, 这个指针迅速下降, 至共振频率时, 下降到最低点。此时须再加大激励器输出电压增加功率才能使台面恢复到规定的加速度, 这是因为试件共振时, 折算到振动台台面的试件相当质量增大了若干倍[13]。用这种方法寻找共振点比较简易可靠。

(6) 试件自由端加速度测量

在低频共振时, 自由端振幅很大(70赫芝时可达 ± 20 毫米)若用加速度计测量, 由于导线剧烈摆动影响读数的准确性, 加速度值的波动可达30%而将导线固定又会约束梁的振动, 形成附加阻尼(可以使阻尼增大20%), 所以低频时应尽量用读数显微镜(精度小于 ± 0.01 毫米)辅以差拍闪光频, 测量梁的振幅。在频率较高, 位移小于 ± 0.2 毫米时, 用加速度计测量和用读数显微镜测得结果比较相符(误差 $< \pm 5\%$)。

(7) 试件的对称性

如前所述, 当共振时, 试件换算到振动台面的相当质量增大若干倍, 这使共振试件对振动台有一个很大的反作用力矩, 如果安装在振动台两侧的梁略不对称, 这两根梁的固有频率就会略有差异, 当激振频率介于这两个固有频率之间时, 则将使台面发生扭转, 这样梁的固定端边界条件就改变了, 而且引进了振动台面系统的阻尼, 例如我们两根对称的阻尼梁, 在振动时一根梁的盖板与阻尼层脱开一些, 另一根梁的阻尼值也无法测准。我们将这根脱胶的阻尼梁换成相同重量的刚性配重后, 试件的共振频率由原来的71赫芝变成了49赫芝, 阻尼也完全改变了, 又例如5°梁和8°梁只是阻尼性能不同, 几何尺寸和重量都相同, 我们把这两根试件装在振动台的二侧, 用里沙如图形观察二根试件与振动台面之间的相位差以判断的对称性。表二列出了5°梁与8°梁的试验结果。

表二 试件对称性对阻尼的影响

对 称 性	5°	8°
略为不对称	$\ddot{W}(o)/\ddot{W}(L)$	$\ddot{W}(o)/\ddot{W}(L)$
= 377赫芝 5° 梁共振	0.17	0.11
= 400赫芝 8° 梁共振	0.11	0.26
尽可能对称		
= 397赫芝 5° 梁共振	0.042	0.061
= 399赫芝 8° 梁共振	0.041	0.063

由以上这些问题可见, 用振动台激振试件测量放大倍数, 虽然是比较常用的方法, 但试验技术要求高, 比较费时, 若不注意以上提到的问题, 实验数据就不能正确地反应试件的共振频率和放大倍数。

(二) 自由衰减振动法测定 δ 值

将自由——自由梁或悬臂梁激振到共振状态, 再突然切断激振讯号, 让试件作自由振动衰减, 将讯号用加速度计经测量放大器送到记录仪, 从衰减曲线上测量并计算其 δ 值(衰减率)。

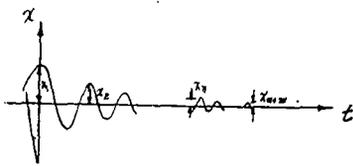


图 5

$$\delta = \ln \frac{x_1}{x_2} = \frac{1}{m} \ln \frac{x_0}{x_{n+1}}$$

$$\eta = \frac{\delta}{\pi}$$

实验及测量装置如图 6

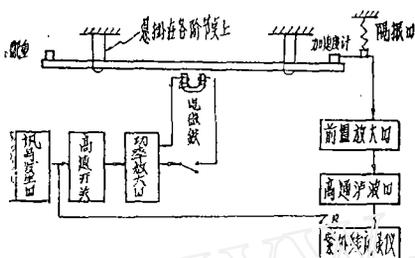
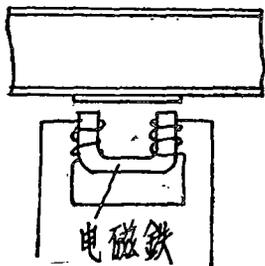


图 6 自由衰减法测量方框图

自由一自由梁用绵纶线悬挂在支架上，悬臂梁（试件未画）用夹具固定在铸铁支座上。



电磁铁不与梁接触。

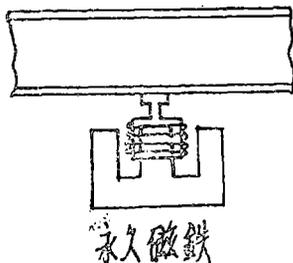


图 7 动圈用螺栓拧在梁上的一个螺帽内，动圈不与永久磁铁接触

用这个方法测量自由——自由梁的一阶共振时的 η 值比较简单，而且不一定要用电磁铁激振。用钢球自由下落冲击梁或用手指或改锥敲击梁均可激发起一阶振型，尽管这些敲击也会引起高阶振型，但在自由振动衰减时，高次谐波很快就衰减了，所以记录下来的仍是一阶振动衰减曲线，用不同冲击方法得出的结果基本上是一致的，用无阻尼层自由——自由梁测得的最小 η 值为 0.00024，说明自由一自由梁试件测量系统本身的阻尼是很小的。

在高频时（大于 1000 赫芝）记录纸速很高约 1—2 米/秒为了保证能正好把衰减曲线记录下来，而又不致浪费记录纸，我们用紫外线记录仪的延时触发器来切断激振讯号，试验前预先调整好纸长限位器，以确定记录纸的长度，同时又调整延时触发器的延时时间，以确定何时开始自由衰减这样就能很好地记录下高频衰减曲线。起先我们切断讯号发生器（BK2010）的输出讯号，使用仪器上的 EFO STOP 线路，实验中发现，这样切断的测量系统本身有一个 η 值，并且与频率有关：见表三

表三 2010 仪器本身的阻尼

频率（赫芝）	450	1000	1800
η	0.158	0.078	0.041

当试件的 η 值大于或接近测量系统之 η 值时，反映的实际上是测量系统之 η 值，而不是试件的 η 值。后来改用 BK 5 6 1 9 电子开关切断 2010 输出讯号（见试验装置图）测量系统的 η 值增大为 0.56（1800 赫芝），解决了这个问题。

衰减振动讯号用 2305 声级记录仪时，衰减曲线为一倾斜直线，量它的斜率即可直接求出对数衰减率 $\delta = -\frac{0.115}{f_n} \frac{d(\text{db})}{dt}$ 这个方法既节省纸张又比较简便，但因记录纸速太慢，一般只能用于测记 $\eta < 0.10$ 的试件。

用自由衰减法测二阶以上振型时遇到了一些困难，首先是要求激发起的振型比较纯，例如二阶共振时应将激振力放在接近三阶振型的节点处，激发三阶振型时激振力又应放在二阶节点处。同时要求激振力比较纯。我们使用电磁铁激振，一开始没有加直流电，激振力就有较大的二次谐波，呈非线性，后来加了直流成分，激振力波型就比较正弦了。在用小动圈固定在梁上通电激振时，由于固定不牢或动圈本身谐振也会使激振力不纯。即使激振力是纯正弦，激发了较纯的高阶振型，但在切断激振讯号后，梁在自由

振动衰减时，低阶的振动仍占主导地位，记录下来的仍是一阶衰减曲线，这就要求将讯号滤波，一开始我们使用带通滤波器，滤波器的时间常数较大，而且与带宽有关，带宽愈窄时间常数愈大，滤波器的 η 值就很小，一般为0.05，无法反映较大阻尼试件的 η 值，采用高通滤波器后，将下限截止频率放在所测的频率上就解决了这个问题。

实验证明激振时如果激振力有较小分量的高次谐波，由于它衰减速度快，对测量结果影响是不大的。

但如果由于测振传感器或激振系统的影响使试件

在共振时产生了拍频，或使振动波形严重失真，则不可能测得精确之 η 值。因此在记录衰减曲线前一般应先将它反映在电子示波器荧幕上，如有波形失真则应分析原因，改进夹具，探头或激振系统的连线，消除引起失真的因素。

例如加速度计的固定应当用螺栓而不是用胶，用小动圈连在梁上激振时，连接螺栓应尽可能的短，以提高它们与试件的接触共振频率。

(三) 带宽法测 η 值

试验及测量装置如图8。

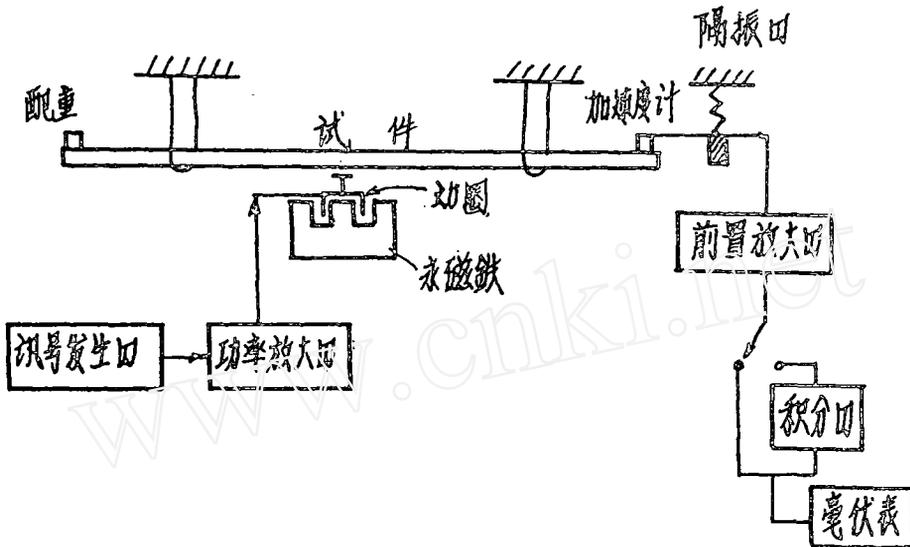


图8 带宽法试验方法装置

注：(1) 试件也可以是悬臂梁

(2) 电磁铁激振时，试件上在激振点粘方形铁钉。

在测量速度响应曲线时 $\eta = \frac{f_2 - f_1}{f_n}$ 是精确值，

在测量加速度响应曲线时是近似的 $\eta \approx \frac{\Delta f}{f_n}$

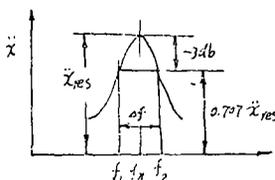


图9 从动态响应曲线求 η

当 $\eta=0.25$ 时，使用这公式的误差不超过12%。用带宽法测量应注意几点：

(1) 因为 $\eta \approx \frac{f_2 - f_1}{f_n}$ 是用频率的比值表示

的，因此必须有一个高稳定性，高精度的频率讯号源，我们使用的是(BK2010)，频率精度达0.01赫芝。

(2) 在测量共振响应时，要保持激振力为恒定值，可以在激振点加一个测力计(BK8200)，通过适调放大器(2626)将讯号反馈致振荡器(2010)的压缩端，形成力的控制回路如图10，但要注意测力计安装系统的固有频率应尽量高。

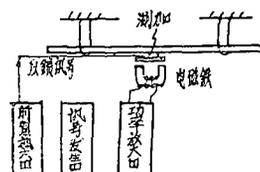


图10 恒力激振方法

(3) η 值直接由响应曲线测出, 故共振响应曲线的共振峰必须真实, 如有干扰的小共振峰, $\frac{\Delta f}{f_n}$ 将会发生很大误差。

三、各种方法的测试结果

不论是悬臂梁或自由一自由梁, 其夹具或悬挂线等的阻尼是很小的, 损耗因子不大于 10^{-3} 量级, 阻尼梁的损耗因子为 10^{-1} 到 10^{-2} 量级。

阻尼梁损耗因子的理论值与实验值(悬臂梁自由衰减)是基本相符的。已在前面和表一讨论过。这里应该着重指出, 由于阻尼材料的 β 和 G' 的测量误差, 粘贴不全面, 阻尼层厚薄不均等等, 实验值与理论值有较大的差异, 标准误差达25%^[9]。

自由衰减法和共振振幅比较法的测试试验结果。见表四, 给出比较一致的结果。

表四 用二种方法测8°梁的 η 值

理论值		悬臂梁自由衰减法		共振振幅比较法	
f_1	η	f_1	η	f_1	η
67赫芝	0.058	70赫芝	0.053	70赫芝	0.047

我们又比较了带宽法和自由衰减法的试验结果, 也给出了比较一致的结果, 见表五。

表五 用自由衰减法和带宽法测自由自由阻尼梁的损耗因子

梁号	f_1 基频			f_2 二阶			f_3 三阶		
	频率(赫芝)	η (自由法)	η (带宽法)	频率(赫芝)	η (自由法)	η (带宽法)	频率(赫芝)	η (自由法)	η (带宽法)
3	415	0.041	0.038	867	0.064	0.062			
5	371	0.019	0.021	887	0.035	0.035	1518	0.036	0.040
6	477	0.088	0.092	1100	0.001	0.122	1740	0.130	0.140
7	430	0.163	0.172	846	0.116	0.130	1594	0.121	0.114
11		0.004	0.004	852	0.004	0.004			
10	462	0.156	0.154	1026	0.142	0.150	1798	0.100	0.095
12	318	0.040	0.042	816	0.063	0.068			

四、后 记

以往的研究指出^[14]在阻尼处理中一个重要的问题是必须进行计算使设计参数最佳化, 我们做了一些实验验证了计算公式, 首先遇到的是测试方法, 所以本文主要介绍这方面的问题。

实验结果表明阻尼处理后梁之损耗因子可由0.004提高到0.1左右。

理论分析指出, 增大约束带刚度可以提高损耗因子, 6°、7°、10°与5°、8°梁的实验结果比较证实了这一点。计算结果表明, 对我们的阻尼梁, 增大胶厚或降低胶层剪切模量均使设计参数移向最佳值, 从而可以提高损耗因子, 将8°梁与5°梁, 6°梁与2°梁之实验结果对比, 也证实了这一点。

根据计算, 如果采用比刚度大的约束带(如石墨纤维)和模量极低的压敏式阻尼胶, 当胶的损耗因子为1.0左右时, 可以在附加重量30%左右使阻尼梁之损耗因子达0.2, 即共振时放大倍数不超过5。阻尼带之优点在于不须改变原设计, 不降低结构之静刚度, 因而用之于提高结构之抗振能力是很有前途的^{[15][16]}, 我们曾在金属空间桁架上做了实验, 用阻尼带可将其一阶共振时之振幅压低4~5倍。

由于高分子材料之损耗因子是温度和频率的函数, 因而在实用上要保证单层阻尼带在宽频范围内都满足最佳参数是很困难的, 为此国外发展了多层阻尼带^[17], 使最佳参数域展宽, 还研究了将阻尼带切断^[18]使损耗因子提高的办法, 而更重要的是须要研制一种在较宽温度范围内保持高阻尼系数的压敏自粘胶, 这在国外已经有了一些商品, 而在国内还是个空白, 有待于橡胶和化工部门的努力。

我们自己则还需要在典型元件等方面研究最佳参数的设计规律以充分发挥阻尼胶的吸振作用, 工作刚开始, 提出以上问题希望能得到从事这方面工作的单位和同志指教。

参 考 文 献

- [1] Jour. Sound & Vibration (1), No3, July 1970, P270.
- [2] Damping of materials and metals in structural mechanics, 1968.
- [3] Acustica (2), 1952, P181.
- [4] Inter. Symp. on the damping of the vibrations of plate by means of a layer.
- [5] 阻尼涂料, 上海长征油化厂、北京京字

110部队, 1970。

- [6] Jour. Acoust Soc Amer (31), №7, 1959, p53.
- [7] Jour. Acoust Soc Amer (34), №8, 1962, p.1082.
- [8] N. A. S. A. CR—742.
- [9] N. A. S. A. CR—1269.
- [10] Jour. Acoust. Soc. Amer (34), №4, 1962, p469.
- [11] Structural Damping, A. S. M. E., 1959.
- [12] Jour. Acoust. Soc. Amer. (47), 1970, p.220.

- [13] Shock & Vibration Handbook, Vol I, P65, 1961.
- [14] Jour. Engng. for Industry, Trans. A. S. M. E., (89) №4, 1967.
- [15] Product Engng. (31), Jan. 1960, p57—62.
- [16] Jour. of Engng. for Industry, Trans. A. S. M. E. (83), Nov. 1961, p403.
- [17] Environmental Engng., May №38, 1969, p7—13.
- [18] Jour. Acoust. Soc. Amer., (48) №1, July 1970.

上接93页

参 考 文 献

- [1] Dana Young, Vibration of Rectangular Plates by the Ritz Method, J. A. M., vol17, 1950, P448.
- [2] Barton. M. V., Vibration of Rectangular and Skew Plates, J. A. M., vol 18, 1951, P129.
- [3] Martin A. I., On the Vibration of a Cantilever Plates, O. J. M. M., vol9, 1956, P94.
- [4] Andersen. B. w., Vibration of triangular Cantilever plates by the Ritz Method, JAM., Vol 21, 1954, P365.
- [5] 林道垣, 关于悬臂的梯形薄板的振动, 高等学

校自然科学学报, 数学力学天文学版试刊, 第三期, 1964。

- [6] Vibration and Buckling of orthotropic Skew Plates, Journal of the indian institute of Science, Vol 53, number 3, July, 1971.
- [7] 别辽耶夫著, 材料力学。
- [8] 悬臂薄板固有频率和节型的实验研究, 南京航空学院307教研室。
- [9] 悬臂薄板自然频率与振型的实验报告(一), 西北工业大学科研资料, 尤文洁 郑长卿。
- [10] Perry. W. Hanson and W. J. Juovila., Experimentally determined natural Vibration modls of some cantilever owing elutter modes by using an acceleration method, NACA TN4010, 1957.4.