

文章编号: 1000-8055(2000)03-0295-03

薄壁板结构声激励载荷作用下的响应谱估算方法

曹茂国 李 琳

(北京航空航天大学 405 教研室, 北京 100083)

摘要: 本文提出一种估算薄壁板结构在声激励载荷作用下的响应谱的方法。这一方法借助板式结构的线性振动理论, 研究薄壁板结构在声激励载荷作用下动力响应问题, 引入结合受纳函数来考虑结构模态的波长和声波长在空间的耦合程度。本文给出的估算薄壁板结构声激励响应的方法, 不仅对规则的几何结构有效, 而且也应用于复杂薄壁板结构的分析。并将估算的结果与实验值做出了比较, 较为吻合。

关键词: 声疲劳; 薄壁结构; 功率谱密度

中图分类号: V 231. 92

文献标识码: A

1 前言

自从二十世纪 50 年代发生的由于高强度的喷气噪声造成飞机结构破坏以来, 结构声疲劳^[1]破坏问题受到了工业部门和研究部门的高度重视, 从此开始了结构声疲劳问题的研究。首先在薄壁板结构上开始了声疲劳的理论和实验研究工作。而薄壁板结构在航空领域的应用是非常广泛的, 因此对薄壁板结构在声载荷作用下的振动响应问题的研究具有重要的意义。本文在 Miles 方法的基础^[1, 2]上, 研究一种用于较高的模态和复杂结构形式的方法来估算有限声波长激励的响应谱。同时考虑结构模态和声场的空间特征及两者之间的相互关系。

2 薄壁板结构的动特性理论

在一般的情况下, 我们只考虑薄壁板结构的法向位移, 对于金属结构件来说, 认为薄壁板结构符合线弹性理论, 且声压载荷作用于结构的表面。结构的运动动力学方程为:

$$m (\partial^2 W / \partial t^2) + L (W) = P \quad (1)$$

式中: $W(x, y, t)$ 是法向位移, x 和 y 是空间坐标, 是 $P(x, y, t)$ 作用于结构表面的压力, t 是时间, m

是单位面积的质量, L 是一线性微分算子。对于均匀薄板的表面弯曲, $L(W)$ 可表示为:

$$L(W) = \frac{Eh^3}{12(1-\gamma^2)} \left(\frac{\partial^4 W}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 W}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 W}{\partial y^4} \right) \quad (2)$$

式中: 板厚为 h , E 为弹性模量, γ 为 Poisson 比, x 和 y 为板平面的坐标。

按振型叠加法解方程(1)时, 可设

$$W(x, y, t) = \sum_{i=1}^N \Phi_i(x, y) w_i(t) \quad (3)$$

式中: $w_i(t)$ 仅为时间的函数, $\Phi(x, y)$ 为结构的振动模态, 仅为空间的函数, N 为要考虑的模态阶数。

将方程(3)代入方程(1), 两边乘以 Φ_i 在整个结构区域内积分并利用正交性条件, 得到下面描述每一阶模态对作用于其上的压力产生的响应的方程:

$$\left(\frac{1}{\omega^2} \right) \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} + \left(\frac{2\xi_i}{\omega} \right) \frac{\partial w_i}{\partial t} + w_i = \frac{\int P \Phi_i ds}{\omega^2 \int \Phi_i^2 ds} \quad (4)$$

式中: ω 为结构的固有频率, ξ_i 为模态阻尼比。方程的左边加入了解耦的模态阻尼项。

现将声压场写为时间分量和空间分量的乘积形式:

$$P(x, y, t) = \Theta(x, y) p(t) \quad (5)$$

收稿日期: 1999- 07- 15; 修订日期: 1999- 09- 15

作者简介: 曹茂国(1968-), 男, 北京航空航天大学 405 教研室, 博士生

则方程(4)成为:

$$\left(\frac{1}{\omega^2}\right) \frac{\partial^2 w_i}{\partial^2} + \left(\frac{2\xi}{\omega}\right) \frac{\partial w_i}{\partial} + w_i = J_{ip}(t) \quad (6)$$

这是一个常系数微分方程。 J_i 定义为:

$$J_i = \frac{\int \Theta(x, y) \Phi_i(x, y) ds}{\omega^2 \int \Phi_i^2(x, y) ds} \quad (7)$$

对每一阶模态 J_i 为常数, 该值由空间分布积分得到。

3 结构位移响应谱密度函数^[3, 4]

将方程(6)进一步写成:

$$(\partial^2 w_i / \partial^2) + 2\xi\omega(\partial w_i / \partial) + \omega^2 w_i = \omega^2 J_{ip}(t) \quad (8)$$

方程(8)的位移功率谱的计算公式为:

$$G_{di}(f) = G_p(f) \times \frac{J_i^2}{\left[1 - \left(\frac{f}{f_i}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{2\xi f}{f_i}\right)^2} \quad (9)$$

$G_p(f)$ 是声压在时间域上的分量 $p(t)$ 的谱密度函数; f 是激励声载荷的频率; f_i 是结构模态的自然频率。结构上任意点的位移响应谱由下式获得:

$$G_d(x, y, f) = \sum_{i=1}^{\infty} \Phi_i^2 \times G_{di}(f) = \sum_{i=1}^{\infty} G_p(f) \times \frac{\Phi_i^2 J_i^2}{\left[1 - \left(\frac{f}{f_i}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{2\xi f}{f_i}\right)^2} \quad (10)$$

4 结合受纳函数的估算方法

对于质量分布梯度不大的薄板, 公式(7)可以近似的表示为:

$$J_{xy} = (1/m\omega^2) \times J_{xy} \quad (11)$$

$$\text{其中 } J_{xy} = \frac{\int \Theta(x, y) \Phi(x, y) ds}{\int \Phi^2(x, y) ds} \quad (12)$$

称 J_{xy} 为结合受纳函数, 它反映声场的空间压力分布和结构模态之间的空间耦合程度, 是结构模态和声波模态的函数, 而两者都可以用波长来反映它们的特征, 因此也称为波长修正因子。精确计算 J_{xy} 较为困难, 主要原因是: (1) 结构表面实际声压的空间分布情况难以确定。(2) 工程中的薄壁板结构的振型一般只能以数值形式给出, 这给式(12)的计算带来困难。这里提出一种估算结合受纳函数的方法, 就是用简单的数学函数的形式描述薄壁板结构的振型和声场的空间分布, 它既不要求声场的详细的模型, 也不需要复杂的数值积分。

该方法的基本思想是具有相似几何特征的结

构整体弯曲变形的弹性波的波型相似, 可以用波长的简单函数来描述结构的振型, 这样就可以采用具有相似几何特征的规则薄板结构的振型(可用解析函数描述)来代替实际复杂薄板结构的振型; 声波场的空间分布仅考虑平面行波的空间压力分布, 它具有与对应结构弹性波相似的形式。这样可以用波长来描述结构的振型和声场的空间压力分布。

例如, 对于长 L_x 和 L_y 宽的四边简支的矩形加筋板, 其对应的等厚均质矩形薄板的振型为:

$$\Phi_i = \sin(m\pi x/L_x) \sin(n\pi y/L_y) \quad (13)$$

m, n 为结构 x 方向和 y 方向的模态阶次。用数值方法解得加筋板的模态, 确定模态阶次和固有频率, 用(13)式表示加筋板的振型。结构振动的弯曲波长由结构的几何边界条件确定, 加筋板在 x 方向和 y 方向的模态阶次 m, n 和弯曲波的波长 λ_x, λ_y 的关系为: $m = 2L_x/\lambda_x, n = 2L_y/\lambda_y$ (14)

沿结构表面的声压在两个方向上也可以表示成正弦函数, 因此对受噪声激励的薄板结构来说, 假设二维正弦声波用下列的函数表示:

$$\Theta(x, y) = \sin(k_x x + \mathcal{Q}) \sin(k_y y + \mathcal{Q}) \quad (15)$$

式中 $\mathcal{Q}, \mathcal{Q}$ 为相位角; k_x, k_y 为 x 方向和 y 方向声波数。而声波数 k_x, k_y 和声波长 $\lambda_{ax}, \lambda_{ay}$ 的关系为:

$$k_x = 2\pi/\lambda_{ax}, \quad k_y = 2\pi/\lambda_{ay} \quad (16)$$

将公式(14)和(16)分别代入公式(13)和(15), 获得用结构的弯曲波长和声波长表示的结构振型和声压分布形式。由公式(13)和(15)可以看出结构模态和声压分布可以分离成为 x 方向和 y 方向的独立变量形式, 用公式(12)可以计算在 x 方向的结合受纳函数为:

$$J_x = \frac{\lambda_{ax} \lambda_y}{2\pi L_x} \left\{ \frac{\sin\left[\frac{2\pi L_x (\lambda_y - \lambda_{ax})}{\lambda_{ax} \lambda_y} + \mathcal{Q}_x\right] - \sin \mathcal{Q}_x}{\lambda_y - \lambda_{ax}} - \frac{\sin\left[\frac{2\pi L_x (\lambda_y + \lambda_{ax})}{\lambda_{ax} \lambda_y} + \mathcal{Q}_x\right] - \sin \mathcal{Q}_x}{\lambda_y + \lambda_{ax}} \right\} \quad (17)$$

而一个行波包括两个互成 90 相位角分量, 响应也包括两个相位移动互成 90 的分量, 计算响应的幅值所应用的结合受纳函数也应包括这两个分量的矢量和:

$$J_{x-wave} = \sqrt{J_x^2(\mathcal{Q}=0) + J_x^2(\mathcal{Q}=90)} \quad (18)$$

在一般的情况下, 声场和薄板结构的模态耦合是在两个正交的表面方向上, 因此两维的结合受纳函数的表达式可表示如下:

$$J_{xy} = J_{x-wave} \times J_{y-wave} \quad (19)$$

5 算 例

为了验证该方法, 现在计算一块带加强筋的矩形铝板^[6], 板的尺寸为 75 9×52 6 cm, 板厚 0 46 mm, 加强筋的厚度为 4 32 mm, 宽度为 1 52 mm。在加强筋处板的厚度为 4. 78 mm, 该板的四边固定于行波管实验台上, 完成了行波管中的声激励响应实验。

为了计算简单, 各阶模态阻尼比均取为 0 017。用 M SC/NA STRAN 对该结构进行了模态分析(采用质量正则化方式), 分析结果如下表 1。

表 1 带加强筋的矩形铝板的模态分析结果

模 态	频 率	中心点的 模态位移	最大模 态位移
1(<i>m</i> = 1, <i>n</i> = 1)	76 60	640 08	640 08
2(<i>m</i> = 2, <i>n</i> = 1)	103 3	0 0000	807. 72
3(<i>m</i> = 3, <i>n</i> = 1)	146 9	800 10	800 10
4(<i>m</i> = 2, <i>n</i> = 2)	175 5	0 0000	822 96

将该铝板安装在矩形的行波管道的一侧, 进行声激励响应的测试, 图 1 和图 2 分别为作用在

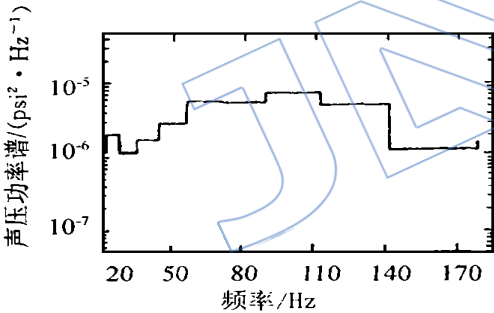


图 1 作用在薄板表面的声压功率谱图

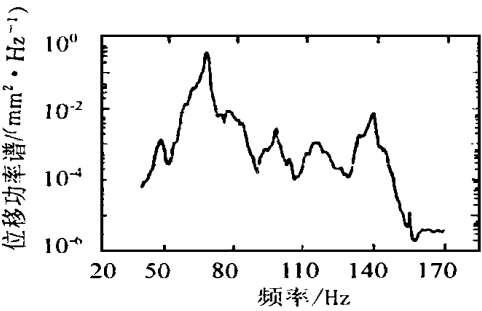


图 2 实验测得的薄板中心点位移响应功率谱图

薄板上声载荷的声压功率谱和板的中心点的位移功率谱。对于结合受纳函数的取值, 由于声波只沿一个方向传播, 声压与另一个正交坐标没有关系, 那么在计算第二坐标的一维结合受纳函数的值时

取波长长度为无限长。而在声波的传播方向上, 为了简化计算只取共振点频率处的声波长来计算结合受纳函数。图 3 为本文所述方法计算的该铝板中心点位移响应功率谱的结果。因为板的中心点处于 2 阶和 4 阶模态的节点位置, 所以图 3 只反

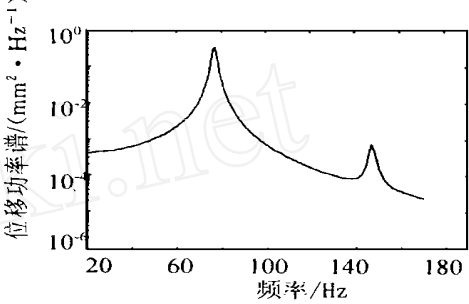


图 3 估算的薄板中心点位移响应功率谱图

映出 1 阶和 3 阶模态。从图 2 和图 3 的结果比较来看较为吻合。

6 结 论

本文给出的估算薄壁板结构声激励响应的方法, 主要应用于难以用解析函数表示其特征函数的复杂薄壁板的结构分析。在计算结合受纳函数时, 假设薄壁板结构从整体上来看质量分布的梯度不大, 且其振动波型和具有相似几何特征的规则薄板结构振动波型相似。该方法是在结构模态分析的基础上, 充分考虑结构模态对响应的贡献, 结构振动波长和声波长之间的耦合程度, 综合分析得到总的结构响应谱, 该方法将对薄壁板结构的声疲劳问题研究提供有力的帮助。

参 考 文 献

1 Clarkson B L. Review of Sonic Fatigue Technology [P]. NASA Langly Research Center, April 1994

2 姚起航, 杨学勤 飞机结构声疲劳设计手册[S]. 北京: 航空工业出版社, 1998

3 徐昭鑫, 江晓仑译 弹性系统的随机振动[M]. 西南交通大学出版社, 1991

4 Lin Y K. Probabilistic Theory of Structure dynamics[M]. 1976

5 盛元生等译 工程噪声与振动分析基础[M]. 北京: 航空工业出版社, 1993

6 Blevins R D. An Approximate Method for Sonic Fatigue Analysis of Plates and Shells[J]. Journal of sound and vibration, 1989, 129(1):

(责任编辑 王震华)
(英文摘要转第 302 页)

5 结 论

本文分析了对象间数据通信的几种模式,并采用了其中有代表性的两种通信模式,分别建立了仿真系统(或称应用程序框架)进行了比较分析,结果表明使用双端口/连接器通信模式建立的仿真系统具有逻辑清晰、使用简单的优点,并且更具可扩展性。端口字典概念的引入简化了编程,节约了时间,提高了仿真模型的可靠性。

参 考 文 献

- 1 Curlett B P, Gould L J. Flexible Method for Inter-Object Communication in C++ [P]. NASA-TM-106315, Nov., 1994
- 2 Curlett B P, Felder J L. Object-Oriented Approach for Gas Turbine Engine Simulation. NASA-TM-106970, 1995
- 3 唐海龙, 张津. 面向对象的航空发动机性能仿真程序的设计方法研究[J]. 航空动力学报, 14(4): 421-424

(责任编辑 王震华)

Data Communication Model and Its Application in Object-Oriented Aeroengine Simulation System

Tang Hailong, Zhang Jing

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

Abstract A new concept "port dictionaries" is proposed, based on the analysis of the aeroengine simulation theory and common-used data shared models in aeroengine simulation programs. Several data communication models are analyzed and their advantages and disadvantages are compared. The results indicate that the aeroengine simulation system built on the two-port/connector model with the induction of port dictionaries is superior in logical clarity, enhances reliability and extensibility.

Key words: data communication; aeroengines; performance; simulation

(The Chinese text of the following abstract is printed in P295-297)

Estimation of response Power Spectrum of Panel Structure under Acoustic Loads

Cao Maoguo, Li Lin

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

Abstract An estimation of the response of panel structure under acoustic loads is based on the linear vibration theory and research of the dynamic response of panel structure. The joint acceptance has been used to consider the relative effect between the acoustic wavelength and the structure modal wavelength. The method is able not only for a single panel but also for complexity panel structure. This method is based on modal analysis, and the contribution of each modal is taken into account. The coupling degree between acoustic wavelength and structure modal wavelength is considered, finally the total response spectrum of panel structure has been obtained.

Key words: acoustic fatigue; panel structure; power spectrum