

文章编号:1000-8055(2012)08-1765-08

结构高频载荷识别的统计能量分析法

谢 琼, 谢石林, 张希农

(西安交通大学 航天航空学院 机械结构强度与振动国家重点实验室, 西安 710049)

摘 要: 提出了结构高频载荷识别的统计能量分析法,给出了多子系统受激情况下,结构子系统输入功率识别的步骤和方法. 对一个板壳组合结构系统的高频载荷识别分别进行了 AutoSEA2 仿真和实验研究. 仿真与实验结果表明:采用所述方法,能很好地识别出单激励和多激励下结构子系统的输入功率. 研究工作为工程结构的高频载荷识别提供了理论参考.

关 键 词: 载荷识别; 高频载荷; 统计能量分析; 输入功率; 板壳组合结构

中图分类号: V231.9; O347.1

文献标志码: A

Statistical energy analysis method applied to high frequency load identification of structures

XIE Qiong, XIE Shi-lin, ZHANG Xi-nong

(State Key Laboratory for Strength and Vibration of Mechanical Structures,
School of Aerospace, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Application of statistical energy analysis method to high frequency load identification of structures was proposed. The approach and procedure of the input power identification of subsystems were presented for the structures subjected to multi-excitations. The simulation study using AutoSEA2 software and experimental study on high frequency load identification were respectively conducted for a plate-shell assembled structural system. Both the simulated results and experimental results show that the input power of excited subsystems can be identified accurately in the cases of single excitation and multi-excitations employing the presented identification method. The work presented provides a theoretical reference for high frequency load identification of engineering structures.

Key words: load identification; high frequency loads; statistical energy analysis; input power; plate-shell assembled structure

结构载荷的识别是结构动力学分析的“逆问题”,传统的载荷识别方法分为频域法和时域法^[1],近些年来也发展起来了一些新的识别方法,如逆系统法^[2],伪逆激励法^[3],时域 SWAT(sum of weighted acceleration technique)法^[4]等.在航空航天工程领域,结构通常受到宽频带随机载荷

的作用,因此如能准确地识别出结构的低频与高频域的载荷,将对工程结构可靠性、安全性的评估以及预测具有重要的意义.需要指出的是,目前的载荷识别方法主要应用于结构的低频载荷识别,通常难以应用于中高频载荷的识别,主要是因为:
①结构在高频动力学特性更为复杂,模态密集,耦

收稿日期:2012-01-15

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20120830.1200.201208.1765_013.html

基金项目:国家自然科学基金(10832002,10772142);中央高校基本科研业务费专项资金

作者简介:谢琼(1986—),男,湖南株洲人,硕士生,主要研究方向为结构高频载荷识别.

合程度高,通常难以获得精确的高频动力学模型;
②测量响应中的高频噪声将严重影响识别结果的准确性。

自 20 世纪 60 年代初发展起来的统计能量分析方法(SEA)是目前对受高频、宽频带激励的复杂结构进行动力响应分析与预测的一个有力工具^[5-7]。它采用统计的观点,以能量为研究对象,适用于分析含有高频、高模态密度的复杂系统的耦合动力学问题^[8]。经过几十年来的发展,统计能量分析理论和方法已得到了较大的完善和扩充,能够处理子系统间的非保守耦合、强耦合、间接耦合等问题^[9-11]。基于统计能量分析理论的应用软件,如 AutoSEA2 等,也广泛应用于航空、航天、船舶、车辆等工程领域^[12-14]。

鉴于此,本文提出了结构高频载荷识别的统计能量分析法,讨论了多个激励下的载荷识别方法步骤,并以航空、航天工程领域常见的板壳组合结构为研究对象,分别进行了载荷识别的仿真和实验研究。

1 结构高频载荷识别的统计能量分析方法

在稳态条件下,对一个包含有 n 个子系统的复杂耦合结构,其功率流平衡方程可以表示为

$$P_i = \omega E_i \eta_i + \sum_{j=1, j \neq i}^n \omega E_j \eta_{ji} - \sum_{j=1, j \neq i}^n \omega E_i \eta_{ij} \quad (i = 1, \dots, n) \quad (1)$$

式中 E_i 、 η_i 和 P_i 分别表示结构第 i 个子系统的时空均方响应能量、内损耗因子和载荷输入功率, η_{ij} 表示第 i, j 个子系统间的耦合损耗因子, ω 为分析频段的中心频率。结构响应估计是根据子系统的输入功率 P_i 计算系统的时空均方响应能量 E_i , 而载荷识别的统计能量分析法则依据系统的时空均方响应能量 E_i 由式反求各子系统的输入功率 P_i 。在统计能量分析理论中,不论载荷的具体形式(集中的或是分布的,确定性的或是随机宽带的),均是用对子系统的平均输入功率来描述的,其工程背景是,对于许多受到高频宽带激励的工程结构,从结构可靠性、安全性评估的角度,通常关注的是载荷输入能量的水平和频率结构,而非载荷的具体形式。因此,通过载荷识别确定结构子系统的输入功率是具有现实工程意义的。

一般地,结构高频载荷识别的统计能量分析法包括以下几个步骤:①根据 SEA 理论,对结构划分子系统,建立系统的 SEA 模型,确定系统参

数 ω 、 η_i 和 η_{ij} ;②由测量得到的系统响应 E_i , 依据功率流平衡方程来求得子系统的载荷输入功率 P_i , 载荷识别的步骤如图 1 所示。

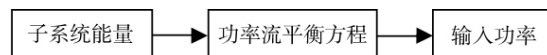


图 1 结构高频载荷识别的统计能量分析法步骤

Fig. 1 Load identification procedure based on statistical energy analysis

当多个子系统同时受到集中载荷激励时,则需要进行多输入下的载荷识别。这里,根据载荷作用子系统位置是否已知、响应能量是否全部已知(即是否完备),可将识别问题分为 3 种情况讨论。

1) 载荷作用子系统位置已知,响应能量完备。

假设各激励独立且互不相关,当受激子系统已知且各子系统响应已知时,系统功率流平衡方程写成如下形式

$$P = \omega \eta E \quad (2)$$

式中 E 为子系统能量响应向量, $E = [E_1, \dots, E_n]^T$, P 为子系统输入功率向量,不妨假设前 m 个子系统受到激励,则有 $P = [P_1, \dots, P_m, 0, \dots, 0]^T$, η 为损耗因子矩阵

$$\eta = \begin{bmatrix} \eta_1 + \sum_{i \neq 1} \eta_{1i} & -\eta_{21} & \cdots & -\eta_{n1} \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \sum_{i \neq 2} \eta_{2i} & \cdots & \cdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{1n} & \cdots & \cdots & \eta_n + \sum_{i \neq n} \eta_{ni} \end{bmatrix} \quad (3)$$

由式(2)可得

$$\eta^{-1} P = \omega E \quad (4)$$

记 $\bar{\eta} = \eta^{-1}$, 采用分块矩阵的形式,式(4)可重写为

$$\eta^{-1} P = [\bar{\eta}_1 \quad \bar{\eta}_2] \begin{bmatrix} P_u \\ 0 \end{bmatrix} = \omega E \quad (5)$$

式中 P_u 为待求的输入功率向量, $P_u = [P_1, \dots, P_m]^T$, $\bar{\eta}_1$ 为 $n \times m$ 阶矩阵,这样由式可解得

$$P_u = \omega (\eta_1^T \bar{\eta}_1)^{-1} \bar{\eta}_1^T E \quad (6)$$

求得 P_u 为方程的最小二乘解。

2) 载荷作用子系统位置未知,响应能量完备。

当各个子系统上的响应已知,但是不能确定载荷作用的具体位置时,可将响应能量和损耗因子代入方程(2),求得各子系统输入功率向量 P' ,

再对结果进行分析判断来得到载荷所作用的具体子系统位置。

判定载荷位置依据为:①是否子系统的输入功率比其它子系统的输入功率小的多;②是否识别的输入功率结果在零附近波动。

3) 载荷作用位置已知,响应能量不完备。

载荷的数目 m 及所作用的子系统已知,但是部分子系统响应未知或难以测量时,即子系统能量响应是不完备的。不妨假设系统仅前 k 个子系统响应已知,其余 $n-k$ 个子系统响应未知,将功率流平衡方程组中输入功率项为零所对应的 $n-m$ 个方程重新组合,可用下式表示

$$\begin{bmatrix} \eta_a & \eta_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_a \\ E_b \end{bmatrix} = 0 \quad (7)$$

式中 E_a 为已知的子系统能量响应向量, $E_a = [E_1, \dots, E_k]^T$, E_b 为未知的子系统能量响应向量, $E_b = [E_{k+1}, \dots, E_n]^T$, η_a 与 η_b 为对应的损耗因子矩阵,由式(7)当 $m \leq k$ 时可解得

$$E_b = -(\eta_b^T \eta_b)^{-1} \eta_b^T \eta_a E_a \quad (8)$$

将完备的子系统能量响应集 $\bar{E} = [E_a^T, E_b^T]^T$ 代入式(6)可完成输入功率的识别。

2 板壳组合结构系统的高频载荷识别仿真分析

考虑图2所示的一个板壳组合结构系统,其材料为碳素结构钢,由一个圆锥壳,一个圆柱壳和两块平板组成。圆锥壳和圆柱壳之间,圆柱壳和两块平板之间都是通过缝焊联接。圆锥壳上底直径为300 mm,下底直径为400 mm,倾角为 60° ;圆柱壳的直径为400 mm,高度为400 mm;两板的宽度靠近圆锥壳为150 mm,另一板则为200 mm,且圆弧边与圆柱壳相接;各板壳的厚度均为1.5 mm。

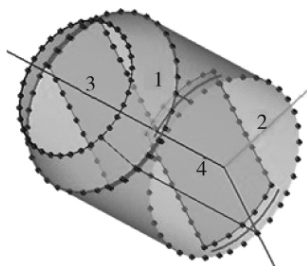


图2 板壳组合结构仿真模型

Fig. 2 Simulation model of plate-shell assembled structure

首先采用 AutoSEA2 软件对板壳组合结构进行统计能量分析理论建模,对结构划分子系统,

令圆锥壳为子系统1,圆柱壳为子系统2,靠近圆锥壳的平板为子系统3,另一板为子系统4。各板壳子系统的内损耗因子假设为0.01,计算得到的各子系统间的耦合损耗因子如图3所示。

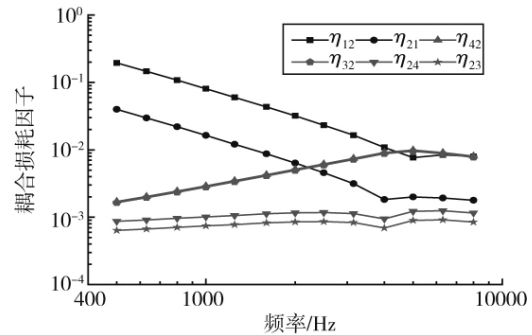
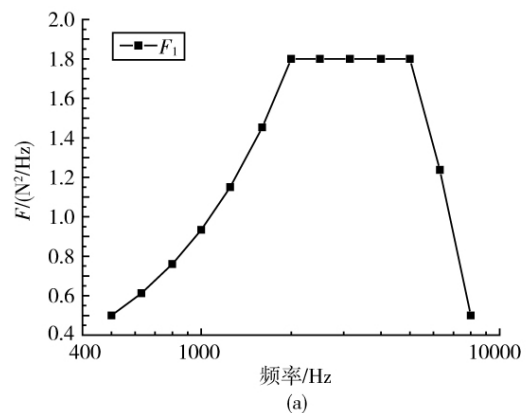


图3 结构耦合损耗因子理论计算结果

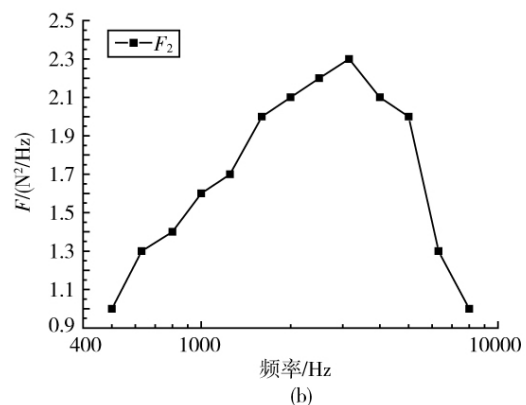
Fig. 3 Computed coupling loss factors

2.1 单激励下载荷识别

在圆锥壳1上施加一个集中力激励 F_1 ,其均方力谱如图4(a)所示,则可直接求解各个子系统上的能量响应。



(a)



(b)

图4 仿真所施加的均方力谱

Fig. 4 Band-limited mean square spectrum of the input force

将求得各子系统响应能量代入功率流平衡方程(2),对其进行载荷识别得到的结果见图 5.

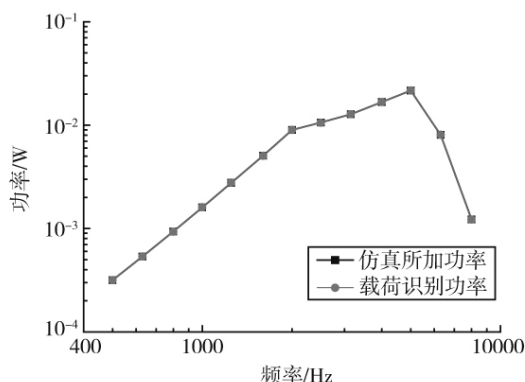


图 5 单激励下载荷识别仿真结果

Fig. 5 Simulation result of single load identification

从图 5 中可以看出载荷识别出的子系统输入功率与对系统所施加的输入功率几乎完全相等,由于直接利用了功率流平衡方程,结果是显而易见的.

2.2 多激励下的载荷识别

1) 载荷作用子系统位置已知,响应能量完备.

在圆锥壳 1 上施加集中力 F_1 ,在圆柱壳上施加集中力 F_2 (如图 4(b)所示),求解得到各个子系统上的能量响应.将 4 个子系统上的响应能量代入式(6),得到载荷识别的结果如图 6 所示.

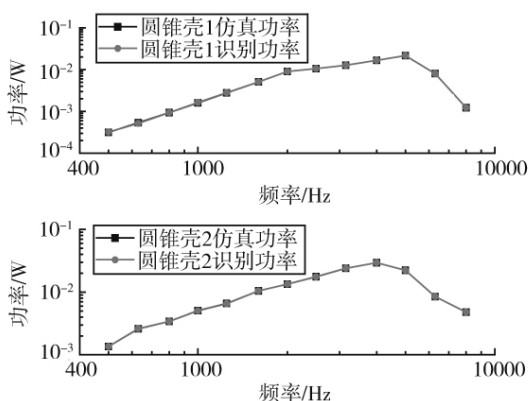


图 6 多激励下载荷识别仿真结果

Fig. 6 Simulation results of multi loads identification

可以看出载荷识别出的输入功率和系统的输入功率也几乎完全相等.

2) 载荷作用子系统位置未知,响应能量完备.

当载荷位置未知时,将各子系统的响应能量代入功率流平衡方程(2),得到的载荷识别结果如图 7 所示.

由图 7 中可以看出:板 3 和板 4 的识别输入

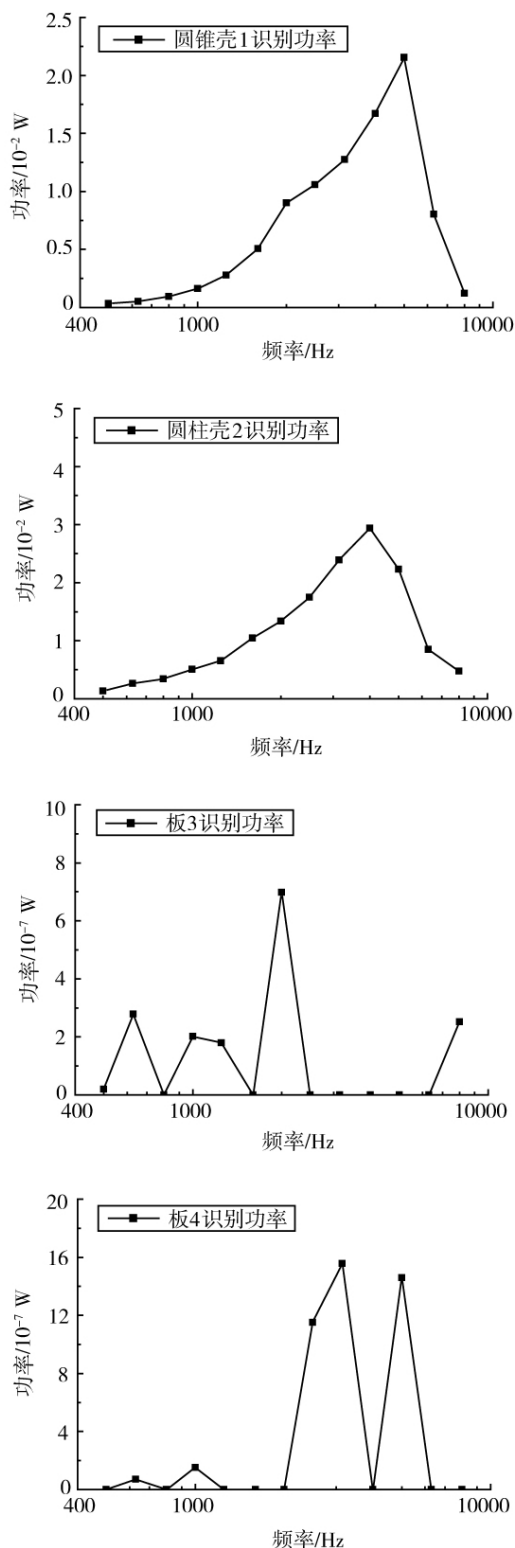


图 7 载荷作用子系统位置未知时的载荷识别仿真结果

Fig. 7 Simulation results of load identification when the excited subsystems are unknown

功率在 0 附近波动,且输入功率的数量级远小于圆柱壳 1 和圆锥壳 2,因此可以判断出载荷是作用在圆锥壳 1 和圆柱壳 2 上.

3) 载荷作用位置已知, 响应能量不完备.

若已知载荷作用在圆锥壳1和圆柱壳2上, 且仅这两个子系统的响应能量已知时, 用以上所述方法进行载荷识别得到的结果如图8所示.

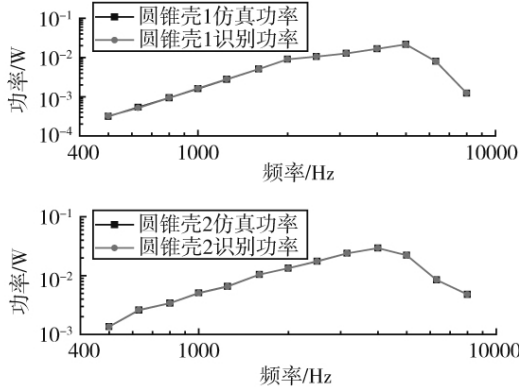


图8 响应能量不完备时的载荷识别仿真结果

Fig. 8 Simulation results of load identification when response energy set is incomplete

可以看出用给出的识别方法也可得到很好的载荷识别结果.

3 板壳组合结构系统的高频载荷识别实验验证

板壳组合实验结构的材料与几何尺寸与仿真时相同. 实验中用弹性绳将板壳组合结构悬挂于固定支架上, 在每个子系统上随机放置加速度传感器, 测量子系统均方振动能量, 考虑到各子系统的大小和位置, 其中圆锥壳上放置4个, 圆柱壳上放置6个, 两平板上各放置2个. 采用2个B&K 8001型阻抗头测量子系统的输入功率, 并用 $\phi=1$ mm 的柔性杆与激振器(JZK-2型)相连, 使用

LMS SC310-UTP 对采集的数据进行分析与处理, 实验测量系统如图9所示.

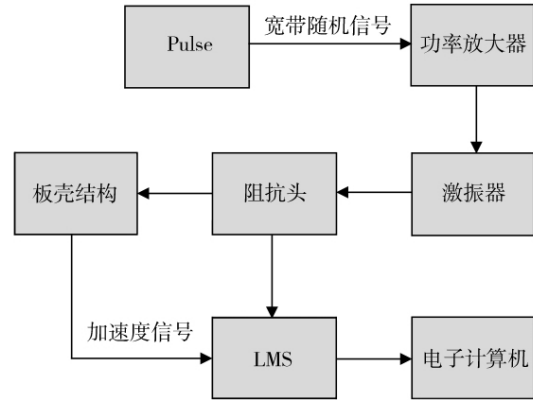


图9 实验系统示意图

Fig. 9 Schematic diagram of experimental system

3.1 系统统计能量分析实验建模

为了提高系统的载荷识别精度, 需要首先测量系统的统计能量分析参数, 即内损耗因子和耦合损耗因子, 这里采用稳态功率输入法进行系统参数的识别^[8], 对每个子系统分别依次单独激励, 基于文献^[15]中的方法, 可由下式首先确定子系统的内损耗因子

$$\begin{bmatrix} \eta_1 \\ \eta_2 \\ \eta_3 \\ \eta_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & E_{21}^{(1)} & E_{31}^{(1)} & E_{41}^{(1)} \\ E_{12}^{(2)} & 1 & E_{32}^{(2)} & E_{42}^{(2)} \\ E_{13}^{(3)} & E_{23}^{(3)} & 1 & E_{43}^{(3)} \\ E_{14}^{(4)} & E_{24}^{(4)} & E_{34}^{(4)} & 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \eta_{s1} \\ \eta_{s2} \\ \eta_{s3} \\ \eta_{s4} \end{bmatrix} \quad (9)$$

式中 $E_{ij}^{(k)}$ 表示第 k 个子系统单独受激时 i, j 子系统的能量响应比, η_{si} 表示第 i 个子系统的总损耗因子, 有 $\eta_{si} = P_i / \omega E_i$. 忽略间接耦合的影响, 系统耦合损耗因子可由下式确定

$$\begin{bmatrix} E_{21}^{(1)} \eta_2 \\ E_{31}^{(1)} \eta_3 \\ E_{41}^{(1)} \eta_4 \\ E_{12}^{(2)} \eta_1 \\ E_{32}^{(2)} \eta_3 \\ E_{42}^{(2)} \eta_4 \\ E_{13}^{(3)} \eta_1 \\ E_{23}^{(3)} \eta_2 \\ E_{43}^{(3)} \eta_4 \\ E_{14}^{(4)} \eta_1 \\ E_{24}^{(4)} \eta_2 \\ E_{34}^{(4)} \eta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -E_{21}^{(1)} & -E_{31}^{(1)} & -E_{41}^{(1)} & E_{31}^{(1)} & E_{41}^{(1)} \\ 0 & 0 & E_{21}^{(1)} & 0 & -E_{31}^{(1)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & E_{21}^{(1)} & 0 & -E_{41}^{(1)} \\ -E_{12}^{(2)} & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -E_{32}^{(2)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -E_{42}^{(2)} \\ -E_{13}^{(3)} & E_{23}^{(3)} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ E_{13}^{(3)} & -E_{23}^{(3)} & -E_{23}^{(3)} & -E_{23}^{(3)} & 1 & E_{43}^{(3)} \\ 0 & 0 & 0 & E_{23}^{(3)} & 0 & -E_{43}^{(3)} \\ -E_{14}^{(4)} & E_{24}^{(4)} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ E_{14}^{(4)} & -E_{24}^{(4)} & -E_{24}^{(4)} & -E_{24}^{(4)} & E_{34}^{(4)} & 1 \\ 0 & 0 & 0 & E_{24}^{(4)} & -E_{34}^{(4)} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \eta_{12} \\ \eta_{21} \\ \eta_{23} \\ \eta_{24} \\ \eta_{32} \\ \eta_{42} \end{bmatrix}$$

基于测量得到的激励力与加速度响应信号,由下式可计算载荷的输入功率:

$$P_{in} = \langle f(t)v(t) \rangle = \int_0^\infty \operatorname{Re}[G_{fv}(\omega)]d\omega = - \int_0^\infty \frac{1}{\omega} \operatorname{Im}[G_{fa}(\omega)]d\omega$$

式中 v, a 为系统的速度与加速度响应, G_{fv} 和 G_{fa} 分别为激励力与速度和激励力与加速度的互功率谱密度函数, $\operatorname{Re}(\cdot)$ 和 $\operatorname{Im}(\cdot)$ 分别表示函数的实部与虚部。

子系统的时空均方响应能量为

$$E_i = m_i \langle \bar{a}_i^2 \rangle / \omega^2 \quad (10)$$

式中 $m_i, \langle \bar{a}_i^2 \rangle$ 分别为子系统 i 的质量和时空均方加速度响应。识别结果如图 10、图 11 所示,可以看到系统参数均在合理的范围之内。

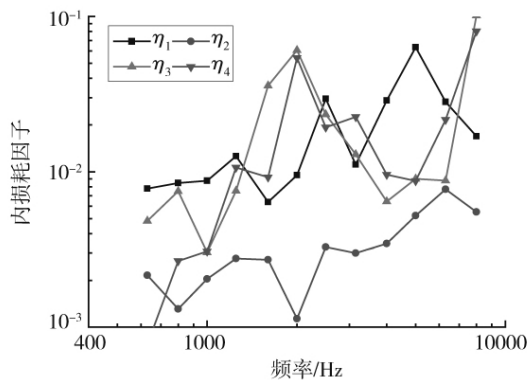


图 10 板壳组合系统的内损耗因子

Fig. 10 Measured dissipation loss factors of plate-shell assembled structural system

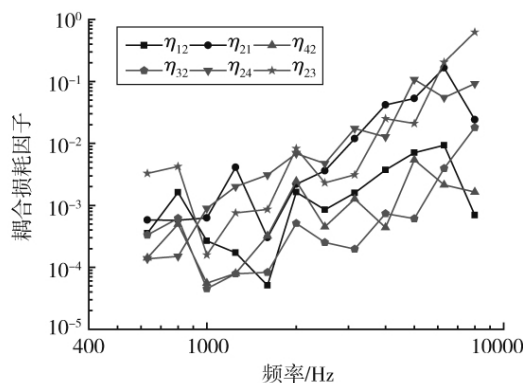


图 11 板壳组合系统的耦合损耗因子

Fig. 11 Measured coupling loss factors of plate-shell assembled structural system

3.2 单激励下载荷识别结果

单独对其中一个子系统进行激励,将测量得到的各个子系统上的能量响应和内损耗因子以及

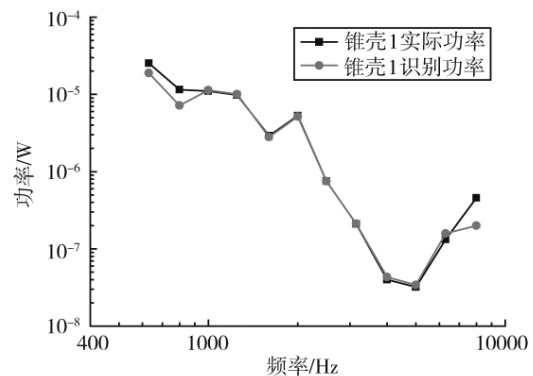
耦合损耗因子代入功率流平衡方程矩阵,从而得到系统的输入功率。分别对 4 个子系统进行单激励下的载荷识别得到的结果如图 12(a)~图 12(d)所示。

从图 12 中可以看出,在单个子系统受激励时的载荷识别结果在所在频段内都和测量值吻合很好,这不仅验证了所得到的统计能量参数的正确性,也证明了基于统计能量分析原理进行载荷识别的可行性。

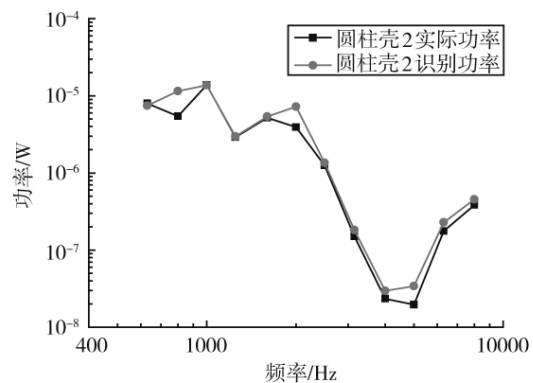
3.3 多激励下的载荷识别结果

1) 载荷作用子系统已知,响应能量完备。

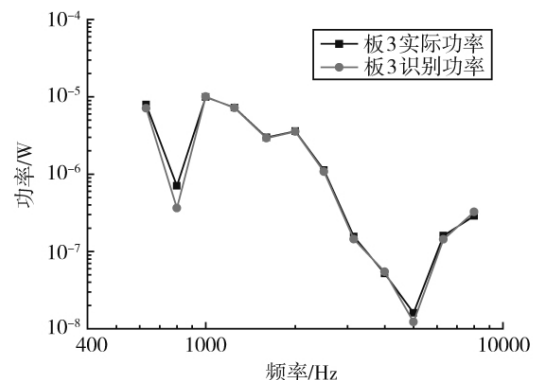
同时对两个子系统进行激励,测量各子系统



(a) 单独激励子系统 1



(b) 单独激励子系统 2



(c) 单独激励子系统 3

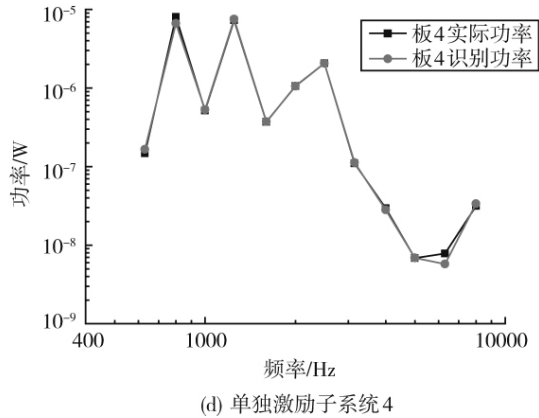


图 12 单激励下的载荷识别结果

Fig. 12 Experimental results of single load identification

上的能量响应并对其进行载荷识别,得到两组结果如图 13 所示.

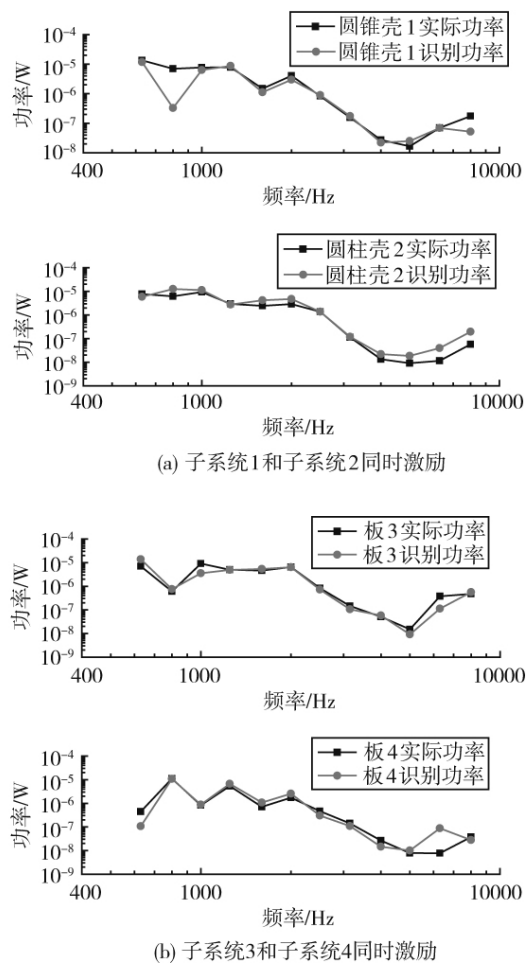


图 13 多子系统激励下的载荷识别结果

Fig. 13 Experimental results of multi loads identification

2) 载荷作用子系统未知,响应能量完备.
当载荷所作用的子系统未知时,运用前面所

述方法对一组试验进行载荷识别得到的结果如图 14 所示.

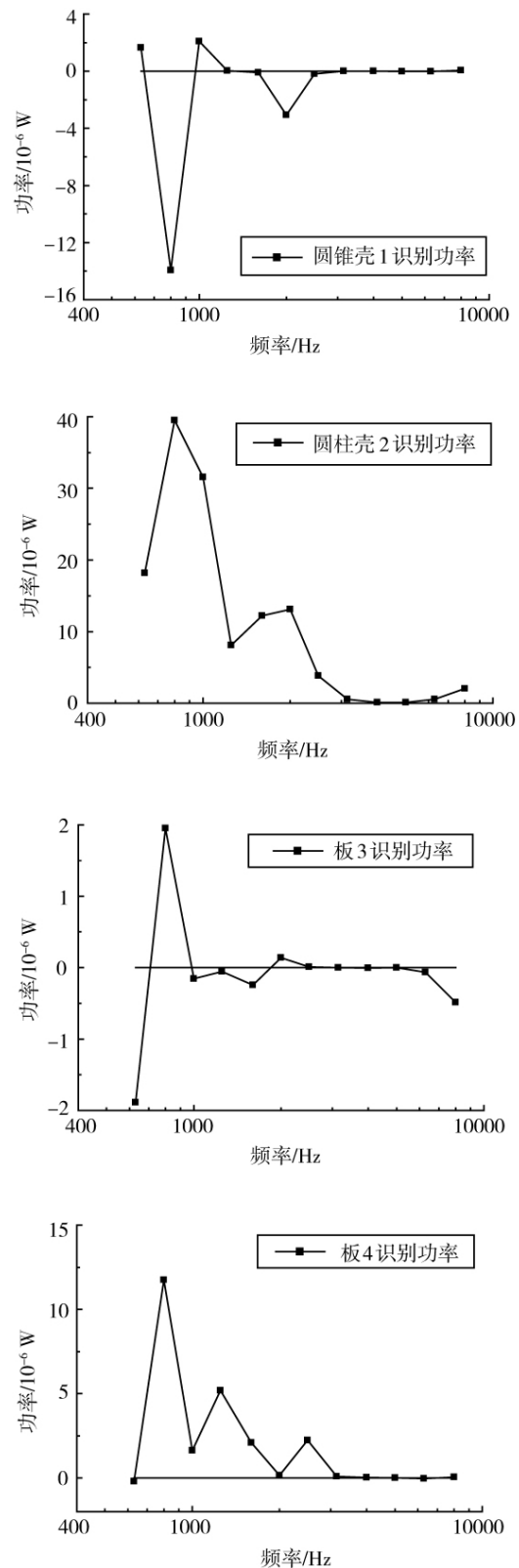


图 14 载荷位置未知时的载荷识别结果

Fig. 14 Experimental results of load identification when the excited subsystems are unknown

由图中可以容易判断出集中激励是作用在子系统 2 和子系统 4 上。

3) 载荷作用子系统已知, 响应能量不完备。

考虑当子系统 1 和子系统 4 同时激励且仅知道该两子系统的响应时, 用前面所提到的方法进行载荷识别得到的结果如图 15 所示。

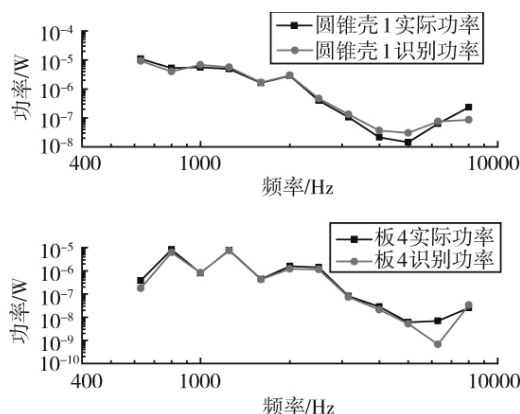


图 15 响应能量不完备时的载荷识别结果

Fig. 15 Experimental results of load identification when response energy set is incomplete

从图 13~图 15 可以看到, 在 3 种情况下, 子系统输入功率的识别结果和实际测量结果在考虑的频率范围内 (500~8 000 Hz) 均能够较好地吻合, 个别点上的识别误差是由于系统的建模误差以及输入功率的测量误差所导致的。以上结果验证了结构高频载荷识别统计能量分析法的可行性和有效性。

4 结 论

本文提出了一种结构高频载荷识别的统计能量分析法, 在多载荷激励时, 给出了 3 种情况下的子系统载荷输入功率识别方法。对一个板壳组合结构进行了输入功率识别的仿真研究, 结果表明识别功率和施加的输入功率吻合很好。最后对板壳组合结构的载荷识别进行了实验验证, 建立了系统的统计能量分析模型, 得到了其在单激励下和多激励下的载荷识别功率, 识别结果和测量值符合较好。研究结果表明: 结构高频载荷识别的统计能量分析法为工程结构高频载荷的识别提供了一条可行、有效的途径。

参考文献:

- [1] 傅志方. 振动模态分析与参数辨识[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.
- [2] 傅志方, 饶柱石, 周海亭. 一种动态载荷的识别方法[J]. 上

海交通大学学报, 1997, 31(3): 5-7.

FU Zhifang, RAO Zhushi, ZHOU Haiting. A method of dynamic load identification[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 1997, 31(3): 5-7. (in Chinese)

- [3] GUO Xingli, LI Dongsheng. Experiment study of structural random loading identification by the inverse pseudo excitation method[J]. Structural Engineering and Mechanics, 2004, 18(6): 791-806.
- [4] Kreitinger T J. Non-parametric force identification from structural response[J]. Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 1992, 11(5): 269-277.
- [5] Lyon R H. Statistical energy analysis of dynamical systems: theory and applications[M]. Massachusetts: MIT Press, 1975.
- [6] Keane A J. Statistical energy analysis: an overview, with applications in structural dynamics[M]. New York: Cambridge University Press, 1997.
- [7] Burroughs C B, Fischer R W, Kern F R. An introduction to statistical energy analysis[J]. J. Acoust. Soc. Am., 1997, 101(4): 1779-1789.
- [8] 姚德源, 王其政. 统计能量分析原理及其应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1995.
- [9] 孙进才, 王敏庆, 盛美萍. 统计能量分析(SEA)研究的新进展[J]. 自然科学进展, 1998, 8(2): 129-136.
- [10] SUN Jincai, WANG Mingqing, SHENG Meiping. New progress in statistical energy analysis(SEA) research[J]. Progress in Natural Science, 1998, 8(2): 129-136. (in Chinese)
- [11] Sheng M P, Wang M Q, Sun J C, et al. Statistical energy analysis for complicated coupled system and its application in engineering[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 274(3/4/5): 877-891.
- [12] Mace B R. Statistical energy analysis: coupling loss factors, indirect coupling and system modes[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 279(1/2): 141-170.
- [13] 孙目, 潘忠文. 卫星整流罩噪声环境预示与降噪设计[J]. 导弹与航天运载技术, 2008, (4): 6-10.
- [14] SUN Mu, PAN Zhongwen. Noise environment prediction and anti-acoustic design of payload fairing[J]. Missiles and Space Vehicles, 2008(4): 6-10. (in Chinese)
- [15] 王完成, 张晶, 张更云. 基于统计能量分析法的船艇机舱噪声建模计算[J]. 兵工学报, 2007, 28(11): 1367-1372.
- [16] WANG Xiancheng, ZHANG Jing, ZHANG Gengyun. Calculation research on ship engine compartment noise modeling based on statistical energy analysis method[J]. Acta Armamentarii, 2007, 28(11): 1367-1372. (in Chinese)
- [17] 高春宏, 郭海洋, 刘厚林. 基于统计能量分析法的地铁车辆噪声预估[J]. 电力机车与城轨车辆, 2008, 31(1): 6-8.
- [18] GAO Chunhong, GUO Haiyang, LIU Houlin. Prediction of metro vehicle noise based on statistical energy analysis[J]. Electric Locomotives & Mass Transit Vehicles, 2008, 31(1): 6-8. (in Chinese)
- [19] 孙进才. 复杂结构损耗因子及耦合损耗因子的测量方法[J]. 声学学报, 1995, 20(2): 127-134.
- [20] SUN Jincai. Measuring method of dissipation and coupling loss factors for complex structures[J]. Acta Acustica, 1995, 20(2): 127-134. (in Chinese)