

压电加筋壁板结构的多模态自抗扰振动控制

李生权[†], 李娟, 莫岳平, 赵荣, 张克兆

(扬州大学水利与能源动力工程学院, 江苏扬州 225127)

摘要: 针对压电加筋壁板结构多模态主动控制时存在振动模型和外界干扰难以确定等问题, 提出一种不依赖结构数学模型的多模态自抗扰振动控制方法. 首先, 采用多回路的扩张状态观测器实时估计其他模态的输出叠加、输入耦合、高次谐波以及外界激励等组成的集总干扰, 并将估计值通过前馈补偿的方式消除干扰对整个控制系统的影响. 然后, 针对每个控制模态设计独立的PD反馈控制器. 为了提高整个控制系统的振动抑制性能, 结合多模态振动控制的特点, 引入一种具有实际意义的性能指标函数. 并基于此性能函数, 提出基于logistic映射的自抗扰振动控制器参数自动优化方法. 最后, 利用dSPACE半实物仿真平台, 搭建了四面固支壁板结构的压电振动控制实验系统. 最后, 多模态干扰激励的实验结果表明了所提的多模态自抗扰振动主动控制方法的有效性.

关键词: 振动控制; 加筋壁板; 压电元件; 自抗扰控制器

中图分类号: TP273+.3, TB535+.1 **文献标识码:** A

Piezoelectric multi-mode vibration control of stiffened plate using active disturbance rejection method

LI Sheng-quan[†], LI Juan, MO Yue-ping, ZHAO Rong, ZHANG Ke-zhao

(School of Hydraulic, Energy and Power Engineering, Yangzhou University, Yangzhou Jiangsu 225127, China)

Abstract: Considering the problems of model uncertainty and various unknown disturbances in the multi-modal active vibration system, we propose a multi-modal active disturbance rejection vibration control (ADRVC) scheme which is independent of the accurate mathematical model of the structure. The output superposition, the control input coupling of other modes, the harmonic effect and external excitations are considered as lumped disturbances, which are estimated by the multi-loop extended state observer (multi-loop ESO) and compensated via the feed-forward part. Then, an independent PD feedback controller is designed for each vibration mode. In order to improve the vibration control performances, we introduce a practical performance index function based on the characteristics of multi-modal structural vibration, which is optimized by self-tuning the parameters of ADRVC based on the logistic mapping. The experimental vibration control system for an all-clamped stiffened plate (ACSP) is conducted by using dSPACE semi-physical simulation platform. Results show that the multi-modal ADRVC is effective in the suppression of multi-mode structural vibrations.

Key words: vibration control; stiffened plate; piezoelectric element; active disturbance rejection controller

1 引言(Introduction)

加筋壁板结构是由长桁、铆钉和加筋框架等组成的柔性结构. 由于其具有结构简单、轻质和强度大等优点而被广泛地应用在精密仪器的保护罩、船舶的夹板、汽车的车身和飞行器舱体结构等工业领域^[1-2]. 但是, 轻质结构在工作的工程中经常会受到外界和自激等不确定性干扰的影响, 容易导致轻质结构的大幅值振动, 这类振动不仅影响结构的性能, 还容易造成结构的疲劳破损, 进而使结构的其他各主要部件迅速失去承载能力, 在短时间内就会使得整个系统崩溃, 其后果将是灾难性的^[3]. 因此, 研究加筋壁板结构的

振动控制在机械制造和交通运输等行业具有重要的实际意义. 压电智能结构具有优良的机电耦合特性、频率响应和可靠性等优点, 而且能方便地与先进控制技术相结合, 因此在结构的减振降噪方面具有良好的应用前景^[4-5].

压电智能加筋壁板结构的振动控制分为被动、半主动和主动3类控制方法. 这些方法采用分布式的压电驱动器和传感器来抑制加筋结构的振动^[6-8]. 为了满足日益增长的结构振动抑制性能的需求, 振动主动控制方法的优越性也日趋明显. 目前压电加筋壁板结构的振动主动控制大多采用速度负反馈、线性二次

收稿日期: 2013-09-16; 收修改稿日期: 2013-11-30.

[†]通信作者. E-mail: sqli@yzu.edu.cn; Tel.: +86 514-87971315.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51275447); 江苏省高校自然科学基金资助项目(13KJB460015); 安徽省自然科学基金资助项目(1308085ME79); 扬州大学科技创新培育基金资助项目(2012CXJ050)

调节器LQR和PID等容易实现的反馈控制器^[9-11]. 尽管这类主动方法能够通过反馈调节的方式相对较慢地消除结构的振动. 但是, 在实际应用过程中, 由于加筋壁板结构复杂的边界条件, 建模误差、多模态振动的输出叠加和控制输入耦合, 以及外界激励等不确定干扰的影响, 振动抑制的性能非常有限. 因此在对加筋结构进行振动抑制时, 必须设计合理的振动主动控制器, 使整个系统不仅具有优良的振动抑制性能, 同时具有较好的鲁棒性.

针对以上问题, 且考虑到自抗扰控制器 (active disturbance rejection controller, ADRC) 处理不确定干扰的优越性^[12], 本论文提出了基于自抗扰的振动控制器 (active disturbance rejection vibration controller, ADRVC). 首先, 将各个模态之间的耦合(包含输出叠加和控制信号的相互影响)看成当前控制模态的集总干扰. 然后, 用扩张状态观测器 (extended status observer, ESO) 对各个子系统的耦合、外扰和建模误差等不确定作用进行动态估计, 并且将ESO的估计值引入到反馈控制器中进行补偿, 实现了多模态振动的解耦. 由于其他模态的影响已经去除, 则可以按照单模态的ADRVC方式, 方便地设计各个独立模态的反馈控制策略. 由于ESO能快速准确地估计结构动态特性和集总干扰, 则ADRVC能够成功地控制结构的多模态振动. 而且, 多模态ADRVC不依赖模态结构的数学模型, 则系统具有较强的鲁棒性能. 基于dSPACE半实物仿真平台, 对四面固支的ARJ21型飞机加筋壁板结构进行了多模态的振动控制实验, 结果表明了提出方法的有效性.

2 压电结构的机电耦合模型(Piezoelectric structure's electromechanical model)

本文研究的是粘贴有压电元件的四面固支壁板结构, 如图1所示. 其中, 压电陶瓷换能器(piezoelectric ceramics transduce, PZT)同位配置在板结构上进行传感、驱动.

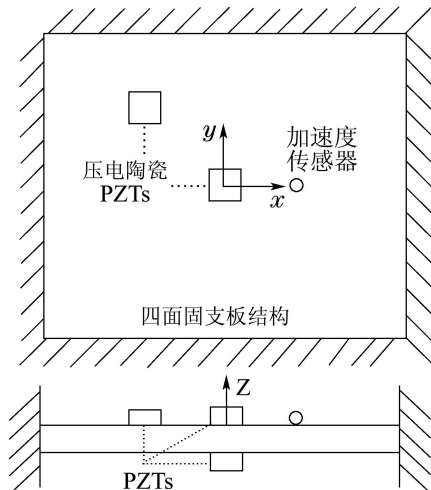


图1 四面固支壁板结构的示意图

Fig. 1 Schematic representation of the all-clamped plate

尽管实际结构是无穷自由度的系统, 在固有频率附近发生振动时, 可以用单自由度的质量阻尼弹簧系统来描述. 与文献[8]类似, 考虑到多模态振动主动控制的输入电压耦合作用, 以及模态输出量之间的相互影响, 假设包含压电元件的整个结构具有线弹性, 提出多模态压电振动系统数学模型如图2所示.

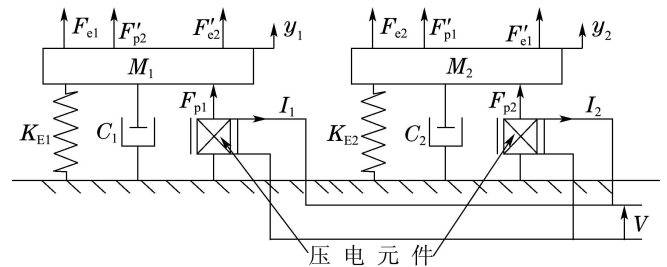


图2 压电智能结构多模态机电模型

Fig. 2 Diagram of the multi-mode electromechanical model

图2中: M_i , C_i 和 K_{Ei} 分别为第*i*阶振动模态的质量、阻尼和刚度矩阵, y_i 是模态位移. F_{ei} , F'_{ei} , F'_{pi} 和 F_{pi} 分别为第*i*阶模态的未知激励、输出叠加作用、控制输入耦合和压电驱动器输出作用力. I_i 和 V_i 分别表示压电片的输出电流和输入电压. 充分考虑系统的集总干扰的作用, 结合图2所示的机电耦合模型, 整个结构的动力学方程为

$$M_i \ddot{y}_i + C_i \dot{y}_i + K_{Ei} y_i = \sum_i F_i, \quad (1)$$

式中: $\sum_i F_i = (F_{ei} + F'_{ei} + F'_{pi}) + F_{pi}$, 压电元件的逆压电效应产生的作用力 F_{pi} 如下式所示:

$$F_{pi} = -\alpha_i V_i, \quad (2)$$

式中: 负号表示作用力的方向, α_i 是力因子. 本文主要考虑加筋壁板的前两阶谐振, 则动力学方程(1)可描述成如下所示的微分方程组:

$$\begin{cases} M_1 \ddot{y}_1 + C_1 \dot{y}_1 + K_{E1} y_1 = F_{p1} + (F_{e1} + F'_{p2} + F'_{e2}), \\ M_2 \ddot{y}_2 + C_2 \dot{y}_2 + K_{E2} y_2 = F_{p2} + (F_{e2} + F'_{p1} + F'_{e1}). \end{cases} \quad (3)$$

据式(3)可知, 压电加筋壁板结构的多模态振动是一个具有多重干扰的强耦合系统. 根据文献[1, 8]可知, 结构在谐振点附近振动时, 第*i*阶振动的结构参数如式(4)–(7)所示:

$$\alpha_i = \lambda_i C_0, \quad (4)$$

$$K_{Ei} = \alpha_i \lambda_i \frac{f_{0,i}^2}{f_{1,i}^2 - f_{0,i}^2}, \quad (5)$$

$$M_i = \frac{K_{Ei}}{4\pi^2 f_{0,i}^2}, \quad (6)$$

$$C_i = 4\pi \varepsilon_i M_i f_{1,i} \quad (7)$$

其中: C_0 和 ε_i 分别为压电元件的受夹电容和壁板结构的阻尼比; λ_i 是压电片电压与壁板测量点位移之比.

$f_{0,i}, f_{1,i}$ 分别为压电片的第 i 阶短路和开路谐振频率, 它的测量准确性与压电片布置的方式和粘贴用的环氧树脂层的均匀程度等都有很直接的关系. 具体的模态参数测量值将在后续章节详细介绍.

考虑压电壁板结构的第 i 阶模态振动, 式(3)所示动力学模型的状态空间表达式为

$$\begin{cases} \dot{x}_i = A_i x_i + B_i V_i, \\ y_{p,i} = C_{p,i} x_i, \end{cases} \quad x_i = \begin{pmatrix} y_i \\ \dot{y}_i \end{pmatrix}, \quad (8)$$

其中模型的系统矩阵分别为

$$\begin{cases} A_i = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -M_i^{-1} K_{Ei} & -M_i^{-1} C_i \end{bmatrix}, \\ B_i = \begin{bmatrix} 0 \\ M_i^{-1} \alpha_i \end{bmatrix}, \quad C_{p,i} = [1 \quad 0], \end{cases} \quad (9)$$

然后将模态参数式(4)–(7)代入到系统矩阵式(9)中, 则矩阵 A_i 和 B_i 分别为

$$\begin{cases} A_i = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -4\pi^2 f_{0,i}^2 & -4\pi \varepsilon_i f_{1,i} \end{bmatrix}, \\ B_i = \begin{bmatrix} 0 \\ 4\pi \varepsilon_i \lambda_i f_{1,i} \end{bmatrix}. \end{cases} \quad (10)$$

3 多模态振动控制系统设计(Design of multimodal vibration control system)

3.1 解耦控制器设计(Design of decoupling controller)

一般而言, 实际振动对象的模态质量矩阵是可逆矩阵, 则方程(3)可整理为

$$\begin{cases} \ddot{y}_1 = -M_1^{-1} C_1 \dot{y}_1 - M_1^{-1} K_{E1} y_1 - M_1^{-1} \alpha_1 V_1 + \\ \quad M_1^{-1} (F_{e1} + F'_{p2} + F'_{e2}), \\ \ddot{y}_2 = -M_2^{-1} C_2 \dot{y}_2 - M_2^{-1} K_{E2} y_2 - M_2^{-1} \alpha_2 V_2 + \\ \quad M_2^{-1} (F_{e1} + F'_{p1} + F'_{e1}). \end{cases} \quad (11)$$

为了方便分析ADRC振动控制的过程, 分别定义系统控制器参数 b_i 、外界干扰 F_i 和集总干扰量 f_i :

$$\begin{cases} b_1 = -M_1^{-1} \alpha_1, \\ b_2 = -M_2^{-1} \alpha_2, \end{cases} \quad (12)$$

$$\begin{cases} F_1 = F_{e1} + F'_{p2} + F'_{e2}, \\ F_2 = F_{e2} + F'_{p1} + F'_{e1}, \end{cases} \quad (13)$$

$$\begin{cases} f_1 = -M_1^{-1} C_1 \dot{y}_1 - M_1^{-1} K_{E1} y_1 + \\ \quad (F_{e1} + F'_{p2} + F'_{e2}), \\ f_2 = -M_2^{-1} C_2 \dot{y}_2 - M_2^{-1} K_{E2} y_2 + \\ \quad (F_{e2} + F'_{p1} + F'_{e1}). \end{cases} \quad (14)$$

考虑耦合的输入–输出的关系, 式(11)可写成

$$\begin{cases} \ddot{y}_1 = f_1(y_1, \dot{y}_1, F_1) + b_1 V_1, \\ \ddot{y}_2 = f_2(y_2, \dot{y}_2, F_2) + b_2 V_2. \end{cases} \quad (15)$$

上式中 $f_i(y_i, \dot{y}_i, F_i)$ 由于包含了 F'_{pi} 和 F'_{ei} 等不确定因

素作用, 则集总干扰 f_i 的数学表达式无法精确获得.

本文所提的ADRC的基本思想就是: 通过扩张状态观测器(ESO)实时估计出引起结构振动的内扰和外扰总和 f_i . 这样在实际振动控制时, 就无需 f_i 的数学表达式. 根据式(11)可知, 第 i 阶模态振动方程为二阶对象, 则定义系统状态量

$$\begin{bmatrix} x_{i,1} \\ x_{i,2} \\ x_{i,3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_i \\ \dot{y}_i \\ f_i \end{bmatrix}, \quad (16)$$

其中: $x_{i,3} = f_i$ 为系统的扩张状态量; 假设集总干扰 f_i 可微分, 定义其微分 g_i 如下:

$$g_i = \frac{df_i}{dt} = \dot{f}_i. \quad (17)$$

这样式(15)可写成如下的状态方程式:

$$\begin{cases} \dot{x}_{i,1} = x_{i,2}, \\ \dot{x}_{i,2} = x_{i,3} + b_i V_i, \\ \dot{x}_{i,3} = g_i, \\ y_i = x_{i,1}, \end{cases} \quad (18)$$

对应的第 i 阶振动模态的ESO, 参照文献[13–15], 可以写成如下形式:

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}_{i,1} = \hat{x}_{i,2} + 3\omega_{i,o}(y_i - \hat{x}_{i,1}), \\ \dot{\hat{x}}_{i,2} = \hat{x}_{i,3} + 3\omega_{i,o}^2(y_i - \hat{x}_{i,1}) + b_i V_i, \\ \dot{\hat{x}}_{i,3} = \omega_{i,o}^3(y_i - \hat{x}_{i,1}), \\ V_i = u_{pd,i} - \frac{\hat{x}_{i,3}}{b_i}, \end{cases} \quad (19)$$

式中: $\hat{x}_{i,1}, \hat{x}_{i,2}$ 和 $\hat{x}_{i,3}$ 分别为对应模态的位移、速度和集总干扰的估计值; $\omega_{i,o}$ 为ESO的观测器带宽. 一般来说, $\omega_{i,o}$ 越大, 系统状态和干扰的估计越精确, 同时系统的噪声抑制能力也会越差, 则必须合理选择 $\omega_{i,o}$, 在ESO能够很好地估计出结构扩张状态的同时, 尽可能的降低压电传感器的噪声. 忽略估计值 $\hat{x}_{i,3}$ 和集总干扰 f_i 之间的偏差, 则结构振动方程(15)能够进一步描述成如下形式:

$$\begin{cases} \ddot{y}_1 = (f_1 - \hat{x}_{1,3}) + b_1 V_1 \approx b_1 V_1, \\ \ddot{y}_2 = (f_2 - \hat{x}_{2,3}) + b_2 V_2 \approx b_2 V_2. \end{cases} \quad (20)$$

这种情况下, 带有输入耦合和输出叠加的加筋壁板振动系统就被间接地解耦成了2个独立的模态, 实现了多模态振动的解耦控制. 这样只需针对每个独立模态设计PD控制器为

$$u_{pd,i} = \frac{-k_{p,i} \hat{x}_{i,1} - k_{d,i} \hat{x}_{i,2}}{b_i}, \quad (21)$$

其中 $k_{p,i}$ 和 $k_{d,i}$ 为PD反馈控制器的参数. 将式(21)代入式(19)的最后一项, 得到自抗扰振动控制器满足下式:

$$V_i = \frac{-k_{p,i} \hat{x}_{i,1} - k_{d,i} \hat{x}_{i,2} - \hat{x}_{i,3}}{b_i}. \quad (22)$$

从式(22)可知, 振动抑制的效果与PD控制器的参数选择有最直接的关系. 文献[13–14]通过选择控制器带宽

$\omega_{c,i}$ 的方式, 分别选择 $k_{p,i} = \omega_{c,i}^2$ 和 $k_{d,i} = \omega_{c,i}$.

3.2 混沌优化算法的利用(Implementation of chaotic optimization)

为了提高ADRC的振动抑制性能, 考虑到混沌变量在(0, 1)区间的遍历性等优点, 本文采用混沌优化方法自动调整ADRC的参数. 考虑到四面固支加筋壁板结构前两阶模态的振动抑制瞬时特性, 本文提出如下所示的优化性能指标函数:

$$J_s = a_1 J_1 + a_2 J_2, \quad \begin{cases} J_i = \min(w_{i,1} \sum_{k=0}^{\infty} |e(k)|k / |\max(e(k))| + w_{i,2}\sigma), \\ 0 < a_1, a_2 < 1, \\ a_1 + a_2 = 1, \end{cases} \quad (23)$$

式中: σ 为超调量; $e(k)$ 表示实际输出和期望输出之间的偏差; $J_i (i = 1, 2)$ 表示前两阶模态的瞬时性能, 其均衡考虑了超调量和动态响应时间对独立模态振动抑制性能的影响; $w_{i,1}$ 和 $w_{i,2}$ 根据实际情况灵活地选择; a_1 和 a_2 为加权系数, 其选择根据振动对象的模态特性, 由振动的频率响应曲线可知, 加筋壁板结构的第2阶谐振更容易被激发出来, 分别选择 $a_1 = 0.45$ 和 $a_2 = 0.55$. 为了优化PD控制器参数, 本文采用如下所示的logistic混沌映射自动优化 $k_{p,i}$ 和 $k_{d,i}$ ^[16]:

$$\begin{cases} z_{i,n+1} = \mu z_{i,n}(1 - z_{i,n}), \\ z_{i,n} = (z_{i,1n}, z_{i,2n}), n = 0, 1, \dots, N, \end{cases} \quad (24)$$

式中 $z_{i,1n}$ 和 $z_{i,2n}$ 分别表示第*i*阶模态的 $k_{p,i}$ 和 $k_{d,i}$. 选择 $\mu = 4$ 时, logistic映射(24)进入混沌状态. 考虑到混沌对初始值的敏感特点, 对式(24)所对应的4个控制器分别取0.00001, 0.00010, 0.00011和0.00100, 则可得到不同轨迹的混沌变量. 需要特别注意的是, 不能选择0.25, 0.5, 0.75和1等不动点为混沌映射的初始值. 考虑如下所示的混沌迭代:

$$\begin{cases} z_{i,n+1} = 4z_{i,n}(1 - z_{i,n}), \\ z_{i,n} = (z_{i,1n}, z_{i,2n}), n = 0, 1, \dots, N, \end{cases} \quad (25)$$

$$\hat{k}_{p,i}^* = k_{p,i}^* + \beta_{i,n} z_{i,1n}, \quad \hat{k}_{d,i}^* = k_{d,i}^* + \beta_{i,n} z_{i,2n}, \quad (26)$$

$$\beta_{i,n+1} = (1 - \gamma)\beta_{i,n}, \quad 0 < \gamma < 1, \quad (27)$$

其中 $k_{p,i}^*$ 和 $k_{d,i}^*$ 为混沌粗搜索得到的次优值. 为了获得控制器参数的全局最优值, 采用式(26)–(27)实现局部细搜索, 其中 γ 为时变参数 $\beta_{i,n}$ 的衰减因子. 基于混沌变量的控制器参数全局优化方法, 作者已经在文献[1, 8]中给出了非常详细的过程.

3.3 ADRC 振动控制系统的性能分析 (Performance analysis of vibration control system based on ADRC)

采用第4.1节所提的辨识系统能够精确地确定结构振动的动力学模型, 则可以假设多模态振动系统

式(15)中 f_i 是已知的, 结合振动系统的物理实际情况, 则其导数 \dot{g}_i 也是已知的. 本文根据文献[14, 17]所提的已知被控对象的动态模型的情况, 同时结合模态振动的特性来分析ESO收敛性和振动控制系统稳定性.

定理 1^[14] 假定 $g_i(x_i, V_i, f_i, \dot{f}_i)$ 关于 x_i 满足全局Lipschitz条件, 则存在常数 c , 对于任意的 e_{oi} 满足 $|g_i(x_i, V_i, f_i, \dot{f}_i) - g_i(\hat{x}_i, V_i, f_i, \dot{f}_i)| \leq c\|x_i - \hat{x}_i\|$ ($\|\cdot\|$ 表示欧式范数), 则存在正常数 $\omega_{i,o} > 0$, 使得ESO估计误差 e_{oi} 满足

$$\lim_{t \rightarrow \infty} e_{oi}(t) = 0, \quad i = 1, 2, 3,$$

其中ESO估计误差 e_{oi} 为

$$e_{oi} = x_i - \hat{x}_i. \quad (28)$$

针对第*i*阶模态振动(18), 为了使估计误差趋近于零, 采用式(19)所示的观测器增益形式, 则ESO(19)的特征多项式如下所示:

$$\lambda_{o,i}(s) = s^3 + 3\omega_{i,o}s^2 + 3\omega_{i,o}^2s + \omega_{i,o}^3, \quad (29)$$

式中观测器带宽 $\omega_{i,o} > 0$ 为ESO的唯一调节参数.

根据状态空间模型(18)和(19), 则估计误差 e_{oi} 可进一步表示为

$$\begin{cases} \dot{e}_{oi,1} = e_{oi,2} - 3\omega_{i,o}e_{oi,1} \\ \dot{e}_{oi,2} = e_{oi,3} - 3\omega_{i,o}^2e_{oi,1} \\ \dot{\hat{x}}_{i,3} = g_i(x_i, V_i, f_i, \dot{f}_i) - g_i(\hat{x}_i, V_i, f_i, \dot{f}_i) - \omega_{i,o}^3e_{oi,1}. \end{cases} \quad (30)$$

定义 $\xi_i = \frac{e_{oi}}{\omega_{i,o}^{i-1}}, i = 1, 2, 3$, 则式(30)进一步描述为如下形式:

$$\dot{\xi}_i = \omega_{i,o}A_i\xi_i + B_i \frac{g_i(x_i, V_i, f_i, \dot{f}_i) - g_i(\hat{x}_i, V_i, f_i, \dot{f}_i)}{\omega_{i,o}^2}, \quad (31)$$

这里: $A_i = \begin{bmatrix} -3 & 0 & 0 \\ -3 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \end{bmatrix}, B_i = [0 \ 0 \ 1]^T$.

结构模态振动实际可以等效为一个二阶系统, 根据定理1可知, 针对第*i*阶模态振动系统式(18), 采用式(19)所示的扩张状态观测器可以保证振动系统的估计误差渐进趋近零.

前面分析了扩张状态观测器的广义干扰估计能力. 接下来分析自抗扰振动控制器的稳定性问题. 根据文献[17]的分析可知, 在形式上, 尽管ADRC系统中使用了系统状态方程(18), 但是线性控制理论中的分离原理已不再适用. 因此, 本节只讨论系统的有界输入有界输出(bounded input bounded output, BIBO)稳定性.

定理 2 假定 $g_i(x_i, V_i, f_i, \dot{f}_i)$ 关于 x_i 满足全局Lipschitz条件, 则存在常数 $\omega_{i,o} > 0$ 和 $\omega_{c,i} > 0$, 使得

振动控制系统(15)和扩张状态观测器(19)满足全局渐进稳定性. 则闭环系统的输出有界, 则闭环系统是 BIBO 稳定的.

证 结合结构振动的物理意义, 结构的模态振动系统(15), 利用ESO的输出 $[\hat{x}_{i,1}, \hat{x}_{i,2}, \hat{x}_{i,3}]$, 采用反馈控制器(22), 则式(15)可以写成

$$\begin{cases} \ddot{y}_1 = f_1 - \hat{x}_{1,3} - k_{p,1}\hat{x}_{1,1} - k_{d,1}\hat{x}_{1,2}, \\ \ddot{y}_2 = f_2 - \hat{x}_{2,3} - k_{p,2}\hat{x}_{2,1} - k_{d,2}\hat{x}_{2,2}. \end{cases} \quad (32)$$

给出如下定义:

$$\begin{cases} \dot{e}_{ci,1} = \dot{r}_{i,1} - \dot{x}_{i,1} = r_{i,2} - x_{i,2} = e_{ci,2}, \\ \dot{e}_{ci,2} = \dot{r}_{i,2} - \dot{x}_{i,2} = r_{i,3} - x_{i,3} + b_i V_i = \\ r_{i,3} - x_{i,3} - [k_{p,1}(e_{ci,1} + \hat{x}_{i,1}) + \\ k_{d,1}(e_{ci,2} + \hat{x}_{i,2}) - (x_{i,3} - \hat{x}_{i,3}) + r_{i,3}] = \\ -k_{p,1}(e_{ci,1} + \hat{x}_{i,1}) - k_{d,1}(e_{ci,2} + \hat{x}_{i,2}) - x_{i,3}. \end{cases} \quad (33)$$

记 $e_{ci} = [e_{ci,1} \ e_{ci,2}]^T$, 且

$$A_{ec,i} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -k_{p,i} & -k_{d,i} \end{bmatrix}, \quad A_{\hat{x},i} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ -k_{p,i} & -k_{d,i} & -1 \end{bmatrix},$$

则(33)可以写成矩阵形式

$$\dot{e}_{ci} = A_{ec,i}e_{ci} + A_{\hat{x},i}\hat{x}_i. \quad (34)$$

为了自动调整系统的控制器参数, 采用第3.2节所提的混沌优化算法优化 $k_{d,i}$ 和 $k_{p,i}$, 不仅使得 $A_{ec,i}$ 的特征多项式 $s^2 + k_{d,i}s + k_{p,i}$ 是 Hurwitz 多项式, 满足 $s^2 + k_{d,i}s + k_{p,i} = (s + \omega_{c,i})^2$, 同时也可以保证整个控制系统的振动抑制性能达到期望值. 根据定理 1 可知, $g_i(x_i, V_i, f_i, \dot{f}_i)$ 关于 x_i 满足全局Lipschitz条件, 则 $\lim_{t \rightarrow \infty} \|A_{\hat{x},i}e_{oi}\| = 0$. 同时根据文献[14, 17]的分析可知, 假定 $g_i(x_i, V_i, F_i, \dot{F}_i)$ 关于 x_i 满足全局Lipschitz条件, 则存在常数 $\omega_{i,o} > 0$ 和 $\omega_{c,i} > 0$, 使得

$$\lim_{t \rightarrow \infty} e_{ci}(t) = 0, \quad i = 1, 2, 3. \quad (35)$$

综上所述, 结构振动的模型已知的情况下, ADRC振动控制系统(32)和线性ESO(19)满足渐进稳定性.

4 多模态自抗扰振动控制实验(Experimental verifications of multi-modal ADRC)

4.1 参数辨识系统(Experimental system for parameters identification)

本文以ARJ21飞机中常用的四面固支加筋壁板结构为例: 硬铝为LY12CZ, 弹性模量为73 GPa, 密度为2800 kg/m³, 泊松比为0.33, 尺寸为860 mm×550 mm×1 mm, 搭建了如图3所示的参数测试系统, 获得建立四面固支压电加筋壁板结构的机电耦合模型所需的模态参数值.

如图3所示, 四面固支板被四根长桁分割成9个平面, 其中分别在数字2, 4, 5, 6和8所代表的5个平面粘贴5个压电片, 其中2号压电片用来激励板结构产生振动, 压电片的尺寸为30 mm×30 mm×0.2 mm. 通过激

光位移传感器(LK-080)测量其振动位移信号, 然后经由基于MATLAB/Simulink的dSPACE半实物控制系统采集并处理, 获取式(4)–(7)的结构参数. 表1列出了各个参数的定义及其测量值.

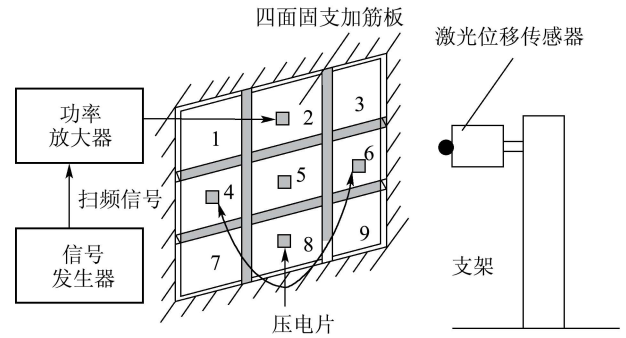


图 3 参数辨识控制平台

Fig. 3 Experimental set-up for identification

表 1 结构参数值

Table 1 Values of measurement and model parameters

参数	数值
一阶短路共振频率 f_{01}/Hz	142.94
一阶开路共振频率 f_{11}/Hz	143.00
二阶短路共振频率 f_{02}/Hz	190.54
二阶开路共振频率 f_{12}/Hz	190.59
一阶开路结构阻尼比 ε_1	0.0074
二阶开路结构阻尼比 ε_2	0.0056
一阶开路电压与位移比 $\lambda_1/(\text{V} \cdot \text{m}^{-1})$	13492
二阶开路电压与位移比 $\lambda_2/(\text{V} \cdot \text{m}^{-1})$	10343
受夹电容 C_0/nf	79.11
一阶力因子 α_1	0.0011
二阶力因子 α_2	0.0009
一阶模态刚度 $K_{E1}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	17151
二阶模态刚度 $K_{E2}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	10492
一阶模态质量 M_1/g	21.3
二阶模态质量 M_2/g	14.9
一阶模态阻尼 $C_1/(\text{N} \cdot (\text{m} \cdot \text{s})^{-1})$	0.2827
二阶模态阻尼 $C_2/(\text{N} \cdot (\text{m} \cdot \text{s})^{-1})$	0.2638

4.2 实验结果和分析(Experimental results and analysis)

为了验证所提出的多模态ADRC的复合振动控制方法的有效性, 建立了基于dSPACE1103半实物仿真平台的压电加筋壁板结构振动主动控制实验系统, 对提出的多模态自抗扰振动控制方法进行实验研究. 如图4所示, 该系统包含2个模数转换器(A/D)和2个数模转换器(D/A). 结构的振动响应通过压电片传感获取, 由于压电传感器不可避免地存在高频噪声信号, 因此振动信号通过B&K公司的电荷放大器进行硬件滤波, 并将频率放大为10 Hz~1 kHz, 经dSPACE1103将幅值为-5 V~+5 V的电压传递给控制系统. 控制器输出经过南京佛能公司的HEA-200D功率放大器, 将-5 V~+5 V控制信号放大到-100 V~+100 V, 再驱

动压电片驱动器进行振动控制. 结构的谐振频率采用实验扫频的方式得出, 扫描的频带为40 Hz~500 Hz, 实验估计的前两阶固有频率为142.9 Hz和190.5 Hz.

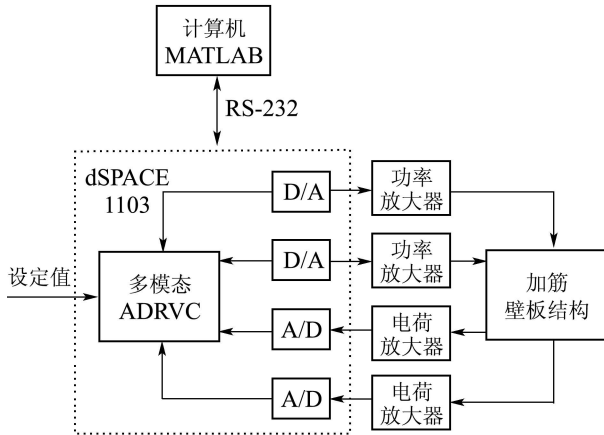


图4 四面固支加筋壁板结构的前两阶模态振动控制系统
Fig. 4 First two modes vibration control system of all-clamped stiffened plate

根据论文第3节分析可知, 只要选择恰当的ESO观测器带宽 $\omega_{i,o}$ 就能估计出广义干扰对结构的不利影响, 实现多模态结构的振动控制. 其次, 结构的前两阶谐振频率分别为142.9 Hz和190.5 Hz, 根据文献[13-15]的方法, 对结构振动的控制性能和噪声灵敏度进行折衷处理, 分别选择ESO观测器带宽为 $\omega_{1,o} = 1850$ 和 $\omega_{2,o} = 1942$. 再次, 根据复合反馈控制律(22)可知, 反馈控制器等同于设计PD反馈, 则根据本文所提的混沌优化算法, 得到多模态PD控制器参数分别为 $k_{p,1} = 523.6$, $k_{d,1} = 56.62$, $k_{p,2} = 1875.6$, $k_{d,2} = 18.45$. 最后, 根据式(12)可知, $b_i = -M_i^{-1}\alpha_i$ 是唯一与结构模型有关系的量. 根据式(4)可知, α_i 代表了PZT的驱动能力, 由第4.1节的模型参数辨识系统就能方便地确定 $b_1 = 0.05$ 和 $b_2 = 0.06$. 系统的采样频率为10 kHz. 且为了方便分析系统的振动抑制性能, 压电传感器的输出采用如下所示的分贝表达式:

$$\text{The decibel value} = 20\log_{10}(L(y/y_R)),$$

其中: L 表示拉氏变换, $y_R = 1V$ 为传感器的名义输出. 也就是说, 0 dB和-20 dB分别对应着1 V和0.1 V的振动输出.

图5和图6分别为前两阶固有频率干扰激励为1:1条件下, 结构振动时域和频域响应曲线. 从图5可知, 采用本文所提的多模态ADRVC, 使得振动降低到控制前的1/10. 再结合图6(a)和(b), 加筋结构的前两阶谐振分别降低了17.7 dB和21.3 dB. 另外从图6可知, 由于壁板结构的复杂性, 尽管干扰激励仅仅是前两阶模态谐振, 但是其他模态的振动也被激发出来. 从图6(a)可知, ESO能够准确地估计包含有外界激励、输出叠加、控制耦合、高次谐波和结构的建模误差等集总干扰, 并且通过前馈通道消除其对系统的影响. 具

体结果如表2所示.

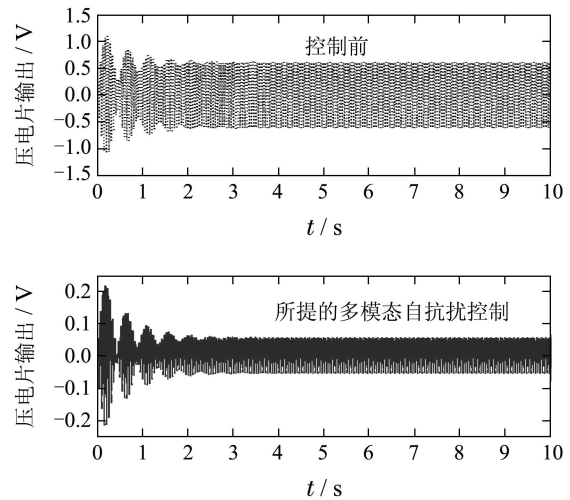
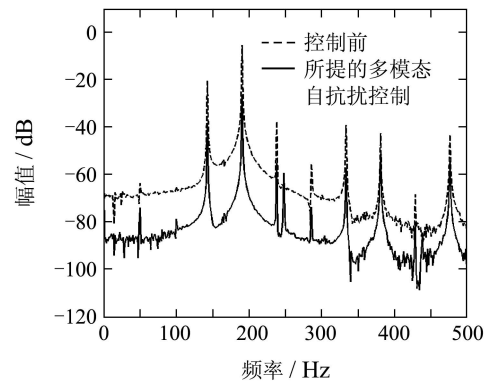
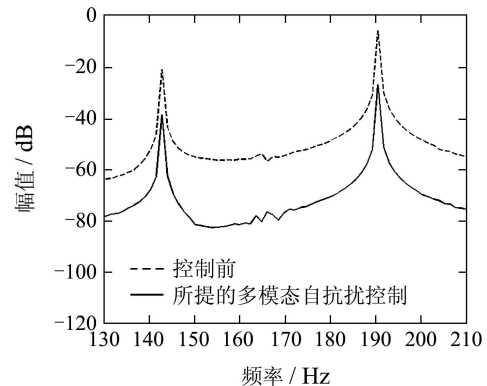


图5 多模态ADRVC的前两阶模态振动抑制时间响应
Fig. 5 Time response of the multi-modal ADRVC for the first two modes vibration control



(a) 频率响应



(b) 在前两阶谐振频率附近放大图

图6 ADRVC的前两阶模态激励振动抑制效果
Fig. 6 Control performance of the proposed ADRVC technique in first two mode vibration control

从表2可知, 采用所提的多模态ADRVC后, 结构振动的前两阶固有频率对应的2倍频285.7 Hz和381 Hz较之控制前降低了很多, 分别减少18.4 dB和8.4 dB. 结合表2和图6(a)可知, 除了247.9 Hz的振动幅值, 其

他频率的振动都得到了非常有效地抑制. 另外, 从图5所示的时域响应曲线可知, 压电传感器输出没有出现波动的现象, 说明整个控制系统是稳定的. 另外, 从表2可知, 尽管247.9 Hz的振动幅值有增加了大约4.6 dB, 但是, 一方面其本身的幅值非常小(仅仅-59.6 dB), 另外, 由于其他频率的振动幅值尤其是前两阶模态的振动幅值降低了约20 dB, 所以该频率的振动对整个控制系统的影响非常小. 从前面第3节ESO观测器带宽的选择可知, 它是观测器估计精度和噪声灵敏度折衷的产物, 所以必然存在一些考虑不周全的情况, 但是由最后的振动抑制性能可知, 其对控制系统的影响非常小.

表 2 多模态ADRCV振动控制性能

Table 2 Control performances of the multi-mode ADRCV

频率/Hz	控制前/dB	多模态ADRCV/dB
142.9	-20.68	-38.36
190.5	-5.475	-26.74
238.1	-37.55	-55.11
247.9	-64.93	-59.55
285.7	-55.42	-73.87
333.3	-39.4	-57.28
381	-42.84	-51.28
428.6	-68.58	-80.08
476.2	-43.22	-54.31

5 结论(Conclusions)

针对四面固支加筋壁板结构的多模态主动振动抑制存在的结构模型难以确定输出叠加、输入耦合和高次谐波等众多干扰的问题, 本文设计了一种多模态自抗扰振动控制策略. 为了提高整个控制系统的振动抑制性能, 充分考虑结构的前两阶模态振动的特点, 引入了一种具有实际意义的性能指标函数, 并基于此函数提出了基于logistic序列的ADRC参数混沌优化方法. 最后, 基于dSPACE半实物仿真平台, 搭建了主动振动控制实验系统, 验证了上述控制方法对于压电四面固支加筋壁板结构多模态振动控制的有效性.

参考文献(References):

- [1] LI S Q, QIU J H, JI H L, et al. Piezoelectric vibration control for all-clamped panel using DOB-based optimal control [J]. *Mechatronics*, 2011, 21(7): 1213 – 1221.
- [2] BEDAIR O. Analysis and limit state design of stiffened plates and shells: A world view [J]. *Applied Mechanics Review*, 2009, 62(2): 374 – 384.
- [3] ZHAO H, CAO D Q. A study on the aero-elastic flutter of stiffened laminated composite panel in the supersonic flow [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2013, 332(19): 4668 – 4679.
- [4] 郑凯, 陈杰, 杨义勇. 压电自适应桁架结构智能振动控制 [J]. *控制理论与应用*, 2010, 27(7): 943 – 947.
(ZHENG Kai, CHEN Jie, YANG Yiyong. Intelligent vibration control of adaptive piezoelectric truss structure [J]. *Control Theory & Applications*, 2010, 27(7): 943 – 947.)

- [5] 胡庆雷, 马广富, 姜野, 等. 三轴稳定挠性卫星姿态机动时变滑模变结构和主动振动控制 [J]. *控制理论与应用*, 2009, 26(2): 122 – 126.
(HU Qinglei, MA Guangfu, JIANG Ye, et al. Variable structure control with time-varying sliding mode and vibration control for flexible satellite [J]. *Control Theory & Applications*, 2009, 26(2): 122 – 126.)
- [6] BECK B S, CUNEFARE K A, COLLET M, et al. Active vibration control of a stiffened panel through application of negative capacitance shunts [C]// *Proceeding of SPIE*. San Diego, CA, USA: SPIE, 2011: 1117 – 1126.
- [7] BOUDAUD H, BELOUETTAR S, DAYA E M, et al. A shell finite element for active-passive vibration control of composite structures with piezoelectric and viscoelastic layers [J]. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 2009, 62(2): 374 – 384.
- [8] LI S Q, QIU J H, LI J, et al. Multi-modal vibration control using amended disturbance observer compensation [J]. *IET Control Theory and Applications*, 2012, 6(1): 72 – 83.
- [9] BALAMURUGAN V, NARAYANAN S. Finite element modeling of stiffened piezolaminated plates and shells with piezoelectric layers for active vibration control [J]. *Smart Materials & Structures*, 2010, 19(10): 1 – 21.
- [10] MALGACA L, KARAGULLE H. Simulation and experimental analysis of active vibration control of smart beams under harmonic excitation [J]. *Smart Structures & Systems*, 2009, 5(1): 55 – 68.
- [11] MA K G, GHASEMI-NEJHAD M N. Adaptive simultaneous precision positioning and vibration control of intelligent composite structures [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2005, 16(2): 163 – 174.
- [12] 夏元清, 付梦印, 邓志红, 等. 滑模控制和自抗扰控制的研究进展 [J]. *控制理论与应用*, 2013, 30(2): 137 – 147.
(XIA Yuanqing, FU Mengyin, DENG Zhihong, et al. Recent developments in sliding mode control and active disturbance rejection control [J]. *Control Theory & Applications*, 2013, 30(2): 137 – 147.)
- [13] GAO Z Q. Scaling and bandwidth parameterization based controller tuning [C] // *Proceedings of the American control conference*, Denver, CO, USA: IEEE, 2003: 4989 – 4996.
- [14] ZHENG Q, DONG L L, GAO Z Q, et al. Active disturbance rejection control for MEMS gyroscopes [J]. *IEEE Transaction on Control Systems Technology*, 2009, 17(6): 1432 – 1438.
- [15] LI S H, LIU Z G. Adaptive speed control for permanent-magnet synchronous motor system with variations of load inertia [J]. *IEEE Transaction on Industrial Electronics*, 2009, 56(8): 3050 – 3059.
- [16] MAY R M. Simple mathematical models with very complicated dynamics [J]. *Nature*, 1976, 261(5560): 459 – 467.
- [17] 陈增强, 孙明玮, 杨瑞光. 线性自抗扰控制器的稳定性分析 [J]. *自动化学报*, 2013, 39(5): 574 – 580.
(CHEN Zengqiang, SUN Mingwei, YANG Ruiguang. Research on the stability of linear active disturbance rejection control [J]. *Acta Automatica Sinica*, 2013, 39(5): 574 – 580.)

作者简介:

李生权 (1982-), 男, 博士, 讲师, 研究方向为压电智能结构的振动主动控制, E-mail: sqli@yzu.edu.cn;

李娟 (1983-), 女, 博士, 讲师, 研究方向为机电系统的抗干扰设计, E-mail: juanli@yzu.edu.cn;

莫岳平 (1962-), 男, 博士, 教授, 研究方向为振动控制及其应用研究, E-mail: ypmo@yzu.edu.cn;

赵荣 (1989-), 男, 硕士研究生, 研究方向为压电智能结构的建模, E-mail: zhr123@126.com;

张克兆 (1988-), 男, 硕士研究生, 研究方向为机电系统的控制方法研究, E-mail: zkz1195914856@sina.com.