

柔性结构振动控制的多尺度特征结构配置*

西 北 工 业 大 学 贺 尔 铭* 陈 新 海

【摘要】 对复杂柔性结构系统提出了一种多尺度特征结构配置方法, 以实现结构振动的多尺度主动控制。通过反馈控制力改变结构的振动模态, 使系统中不同敏感性部件的受扰振动以不同的速度趋于稳定, 使敏感(关键)部件的振动能量快速迁移从而保证系统高精度的性能要求, 同时使非敏感(非关键)部件的振动降低到允许范围, 达到以一定能量消耗获得最大的减振效果。

主题词: 柔性结构 振动 控制问题
分类号: O326

为改善结构性能的振动控制研究^[1-5], 通常的做法是在结构跨度上分布一组合适的时变集中力执行器, 为能量耗散提供足够的阻尼。如此设计的控制系统使结构各部件的受扰振动以近似一致的衰减率同步趋于安静。这就使得那些对性能要求十分敏感的关键部件需要花费同非关键部件同样的时间才能稳定下来, 这对控制能量是一种浪费。为此, 本文提出了一种多尺度特征配置振动控制策略, 该策略应用反馈控制使柔性结构的振动能量重新分配, 将系统中关键部件的受扰振动能量快速耗散或迁移到其他允许振动被限制的非敏感部件上去, 使不同敏感性的部件以不同的速率趋于稳定。

1 多尺度振动控制的提法及特征结构配置

n 自由度无阻尼质量系统的受控方程及系统总能量为:

$$M\ddot{x} + Sx = u(t) \quad , \quad E = (1/2)\dot{x}^T M \dot{x} + (1/2)x^T S x \quad (1)$$

式中: M 、 S 为对称正定的质量阵、刚度阵, $u(t)$ 为控制力矢量(对离散系统, $u(t)$ 为 $n \times 1$ 维)。

假定考虑到系统安全性或性能要求, 系统中有 m 个质量(部件)是敏感部件, 一旦它们受扰振动, 系统性能将会受到较大影响。其余($n-m$)个质量称为非敏感部件。所谓多尺度振动控制就是要综合一组控制矢量力 $u(t)$, 将系统原始的 n 维振动模态转换到($n-m$)维模态子集上去, 即将系统振动能量收集到预先指定的特定域内, 使 m 个敏感部件的受扰振动优先被快速衰减下去, 同时将非敏感部件的振动限制在允许水平, 从而保证全局结构系统的稳定性。

对受控系统(1), 选择反馈力 $u(t)$ 及模态变换阵 T 形如:

$$u(t) = -K_1 \ddot{x} - K_2 \dot{x} - K_3 x \quad , \quad x = T\eta \quad (2)$$

式中: K_1 、 K_2 、 K_3 分别为常值加速度、速度及位移反馈增益。此处 T 阵的选取是关键性的一步, 其不同行元素的选择将确定系统振动能量的重新分配, 对应于敏感部件的 m 行的元素应相对较小, 才能使敏感部件的振动能量向非敏感部件上迁移。

考虑(2)式,则由(1)式可得闭环系统方程及能量变化率为:

$$\ddot{\eta} + \Gamma \dot{\eta} + \Lambda \eta = 0, \quad \dot{E} = \dot{x}^T (M \dot{x} + Sx) = -\dot{\eta} G_1 \eta - \dot{\eta}^T G_2 \dot{\eta} \quad (3)$$

式中: $\Gamma = T^{-1}(M + K_1)^{-1}K_2T$, $\Lambda = T^{-1}(M + K_1)^{-1}(S + K_3)T$

$$G_1 = T^T[K_3 - K_1(M + K_1)^{-1}(S + K_3)]T, \quad G_2 = T^T[M(M + K_1)^{-1}K_2]T$$

由此可见, T 、 Γ 、 Λ 即为控制 $u(t)$ 的设计参数,其中 T 处理柔性结构振动能量的重新分布, Γ 和 Λ 确定系统的抑振效率。另外,能量变化率 $\dot{E}$ 的符号是不确定的,因此在设计控制系统时必须同时考虑系统的能量耗散问题,保证受控系统的稳定性。

为此,要使受控系统能量函数单调递减,即 $\dot{E} < 0$ 成立,必须附加约束 $G_1 = 0$, 且 G_2 对称正定。此时反馈增益阵必有关系: $K_3 = K_1 M^{-1}S$, $K_2 = (M + K_1)M^{-1}(T^{-1})^T G_2 T^{-1}$, 亦即 $\Gamma = (T^T M T)^{-1} G_2$, $\Lambda = T^{-1} M^{-1} S T$ 。再将 Γ 、 Λ 代回式(3)中闭环系统方程将给出

$$M \ddot{x} + (T^{-1})^T G_2 T^{-1} \dot{x} + Sx = 0 \quad (4)$$

比较(1)、(4)式可见, M 、 S 阵未变,主动阻尼控制仅为速度反馈形式: $u(t) = -K_2 \dot{x}$

由于限定 G_2 对称正定,则 $K_2 = (T^{-1})^T G_2 T^{-1}$ 也为对称正定,因此闭环系统是稳定的。这里,如果 K_2 选为 M 、 S 的线性组合,即 $K_2 = \alpha M + \beta S$ 为比例阻尼形式,原始未控系统的特征矢量将维持不变。因此,为了多尺度振动控制的目的, K_2 不能选择为比例阻尼形式,这一点是不同于经典阻尼控制思想的。

控制系统设计要合理选择 T 和 G_2 矩阵。首先选择变换阵 T 使振动能量被限制在结构的特定域,闭环系统特征方程: $\det[M\lambda^2 + K_2\lambda + S] = \alpha_n \lambda^{2n} + \alpha_{n-1} \lambda^{2n-1} + \dots + \alpha_1 \lambda + \alpha_0 = 0$ 式中只有系数 α_n 和 α_0 是与 G_2 无关的。令闭环系统的理想特征方程为

$$\alpha_n \prod_{i=1}^n (\lambda^2 + 2\alpha_i \lambda + \bar{\alpha}_0^2 + \alpha_i^2) = 0 \quad \text{且} \quad \prod_{i=1}^n (\alpha_i^2 + \bar{\alpha}_0^2) = \alpha_0 / \alpha_n \quad (5)$$

显然,要由 $(2n-1)$ 个代数方程求解 G_2 的 $n(n+1)/2$ 个元素 g_{ij} 是属于不定问题。必须有 $(n^2 - 3n + 2)/2$ 个元素预先设定,其余 g_{ij} 才能由非线性方程(5)确定。 G_2 某些元素的人为设定,给反馈增益阵的选择提供了更大的自由度,当 K_2 受到限制时尤为有用。此外需指出的是:由于涉及非线性方程组的求解, G_2 阵可能不唯一,但必须满足 G_2 对称正定的条件。

2 数值仿真分析

考虑图1所示三质量受控系统,其参数为: $m_1 = 1.0 \text{ kg}$, $m_2 = 2.0 \text{ kg}$, $m_3 = 1.5 \text{ kg}$, $s_1 = s_2 = s_3 = 100 \text{ N/m}$, 初始状态 $x(0) = (0 \ 0 \ 0)^T$, $\dot{x}(0) = (0 \ 0 \ -1)^T$ 。假设 m_3 是系统的敏感部件,需快速抑制其受扰振动。

根据各阶原始振动模态的符号变化情况(前三阶模态的符号分别改变 0、1、2

次),再考虑到抑振偏重点即可选取如下模态变换阵 T ,进而可由式(5)求得矩阵 G_2 (其中 g_{33} 是通过优化人为设定的)。

$$T = \begin{bmatrix} 1.5 & 1.5 & 7.0 \\ -1.5 & 1.5 & 7.0 \\ 0.15 & -0.15 & 0.70 \end{bmatrix}, \quad G_2 = \begin{bmatrix} 33.8 & -26.7 & 0.0 \\ -26.7 & 38.8 & 19.4 \\ 0.0 & 19.4 & 90 \end{bmatrix}$$

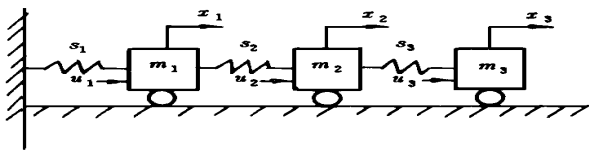


图1 三质量受控系统

闭环系统的特征值及特征矢量为

$$\{-3.150 \pm 10.138i, -2.974 \pm 7.129i, -3.551 \pm 4.757i\}$$
$$\begin{bmatrix} 1.004 \pm 0.193i & 0.105 \pm 0.253i & 0.168 \pm 0.047i \\ -0.268 \mp 0.231i & 0.327 \pm 0.313i & 0.379 \pm 0.036i \\ -0.471 \pm 0.436i & 0.815 \mp 0.153i & 0.582 \mp 0.034i \end{bmatrix}$$

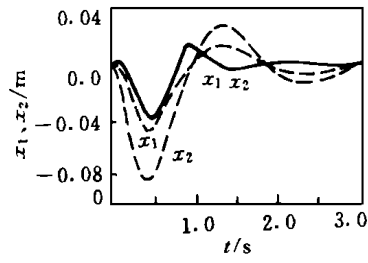


图2 非敏感部件受控响应

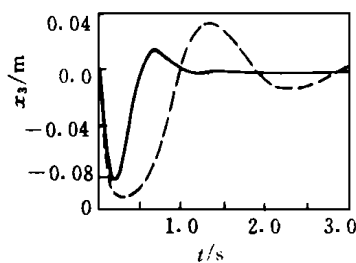


图3 敏感部件受控响应

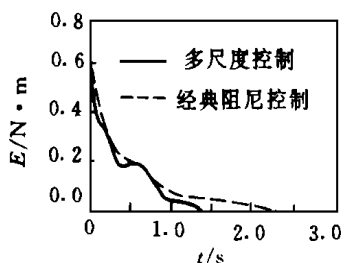


图4 系统振动能量

系统各质量受控响应见图 2、3 所示。为了与经典的阻尼控制比较,取 $K_2 = 1.41M + 0.05S$ (比例阻尼),比较结果见图 2-5 (图中实线代表本文多尺度振动控制结果,虚线代表经典阻尼控制结果)。由图可见: (1) 本文提出的多尺度特征配置振动控制使敏感部件 (m_3) 的受扰振动快速抑制 (比 m_1 和 m_2 约快 30%); (2) 以大致相同的控制能耗 (图 4),多尺度振动控制效果更好 (图 2、3),尤其敏感部件 m_3 只需经典控制的一半时间就趋于稳态; (3) 通过更细致的设计,如变换阵 T 的不同优化选取,可调整系统振动能量的布局,使敏感部件更稳定,使系统的抗干扰能力更强。本文的多尺度振动控制方法对连续系统的振动控制问题也同样有效。

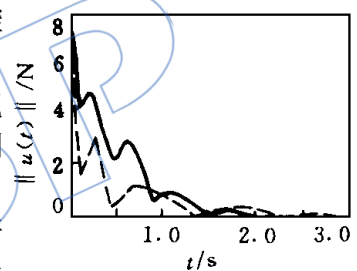


图5 控制力

参 考 文 献

1 伍良生,顾仲权等.具有多个主振模态振动系统的减振优化设计.振动工程学报,1990,3(4):18-24

2 Juan J N, Lim K B. Robust Eigensystem Assignment for Flexible Structures. Journal of Guid. Control and Dynamics, 1989, 12(3): 690-694

3 Garcia E, Webb C S. Passive and Active Control of a Complex Flexible Structures Using Reaction Mass Actuators. Journal of Vibration and Acoustics, 1995, 117(1): 116-122

4 顾荣荣等.挠性结构主动减振中的传感器和激振器优化布置.振动与冲击,1995,14(3):12-18

5 Lee Glauser G, et al. Optimal Active Vibration Absorber: Design and Experimental Results. ASME Trans. Journal of Vibration and Acoustics, 1995, 117(2): 165-171

(责任编辑 魏星禄)

A COMPARATIVE TEST APPROACH FOR THERMAL FATIGUE LIFE OF HIGH- HEAT BLADE UNDER THERMAL SHOCK

Peng Zhiyong and Lu Wenlin

(7th Dept. Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072)

ABSTRACT A new comparative test approach is provided for the thermal fatigue life experiments of turbine blade under thermal shock. The tested blades and reference blades were mounted in a common vane cascade. Moreover, the position of these two kind of blade will be swapped each other regularly during the experiment. A group of comparative tests has been completed by this way for turbine nozzle blades made from analogue materials. The test results show that the approach is reliable, and the test cost is cut down greatly.

Key Words Blades Turbines Thermal fatigue Thermal shock tests

MULTISCALE EIGENSYSTEM ASSIGNMENT FOR VIBRATION CONTROL OF FLEXIBLE STRUCTURES

He Erming and Chen Xinhai

(7th Dept. Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072)

ABSTRACT A method of multiscale eigensystem assignment is presented for vibration suppression of flexible structures. The method can alter the original modes by appropriate feedback forces, so that the sensitive parts of the flexible structure reach their steady states at faster rates than other parts, while vibration in sensitive parts is reduced to allowable level. The new control scheme can quickly remove the vibration energy from the sensitive parts of the flexible structure to meet the requirements of high performance. By selecting a model transformation matrix T in Eq (1), the vibration energy of the controlled system is redistributed over the sensitive and insensitive parts. The resulting active damping control gain is $K_2 = (T^{-1})^T G_2 T^{-1}$, where the elements of G_2 are solved from the ideal characteristic equations (5), in which $(n^2 - 3n + 2) / 2$ elements of G_2 are determined artificially. Finally, a simple example demonstrates the effectiveness of this new control scheme.

Key Words Flexible structure Vibration Control problems

STRUCTURAL OPTIMIZATION OF AN INTEGRATED COMPRESSOR ROTOR

Lei Xianhua, Jiang Hefu, Wang Lushang

(Aero. Gas Turbine Establishment, Chengdu 610500)

ABSTRACT An optimization model in the integrated compressor rotor of gas turbine engine is built up. The minimum weight is selected as objective function. The stress is analysed by Axisymmetric Cyclic Thermal Elastic - Plastic - Creep Finite Element Method. The structural size, local static strength, local low-cycle-fatigue life, and disc burst speed are used as constraints. At the same time, the configuration method, automatic meshing, mesh checking, sensitivity analysis, and post-processing interface are studied. Finally, an Integrated Compressor Rotor Optimal Design Program (ICRODP) is worked out. A rotor has been analysed by this program with success. The weight is decreased significantly to meet the requirements of the strength and the low-cycle-fatigue life for the rotor.

Key Words Compressors Rotors Optimization Structural design