

# 基于直升机 ACSR 的共振式作动器设计\*

刘 雄 张 方 姜金辉

(南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室 南京 210016)

**摘 要:**为了扩大作动器的适用范围、获得高效动力放大系数,基于直升机 ACSR 的环境,设计了一种固有频率可调的共振式作动器。该作动器基于共振原理,主要由专门设计的梁结构、模组-质量块机构、电磁式作动器、支架以及轴承等组成。本文对该共振式作动器进行了结构设计、动力学建模、有限元建模仿真、性能试验和振动主动控制仿真;控制质量块的位置,以实现其固有频率的调节;通过性能仿真和试验,标定其调频范围以及输出力与输入激励之间的传递效率(放大系数);结合 HHC 控制算法以及 LabVIEW 仿真,将其应用于振动主动控制中。性能仿真和试验结果表明,该共振式作动器在结构固有频率可调的同时,满足了高效放大系数的设计要求。同时,LabVIEW 控制仿真也表明,其可根据不同外激励频率,切换不同的共振频率档位以应用于 ACSR 中。

**关键词:**共振式作动器;动力学建模;调频;有限元建模分析仿真;振动主动控制

**中图分类号:** TN911.72    **文献标识码:** A    **国家标准学科分类代码:** 510.40

## Design of resonant actuator based on ACSR on helicopter

Liu Xiong Zhang Fang Jiang Jinhui

(State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

**Abstract:** In order to expand the range actuator applicable, meet the higher dynamic magnification coefficient, and apply it to the environment of active control of structure response (ACSR), we designed a new type of resonant actuator in which the natural frequency is adjustable. The actuator based on the principle of resonance, is mainly composed of a designed beam structure, module-mass blocks, electromagnetic actuator, trestles, bearings, and so on. This paper designed the structure of the resonance actuator, conducted FEM simulation, performance test, and active vibration control simulation. In the fact, we can control the position of the mass to adjust natural frequency of it. Through the performance simulation, we calibrated the adjustable frequency range and transfer efficiency of it. Combined with the HHC algorithm and LabVIEW simulation, we apply it to the active vibration control. The results of simulation and test show that the new type of resonant actuator can be adjusted in the natural frequency of the structure, meet the requirements of the design for higher amplification coefficient, and according to different external excitation frequency, we can apply it to the ACSR by switching shifts of different resonance frequency.

**Keywords:** resonant actuator; frequency modulation; FEM modeling and simulation; active vibration control

### 1 引 言

在航空、航天、土木工程等领域中,常常需要对结构进行振动主动控制<sup>[1-2]</sup>。作动器作为直升机结构响应主动控制<sup>[3]</sup>(ACSR)的执行元件对控制性能有重要影响。对于航

空结构,降低作动器的附加质量,避免控制系统与其他机载设备的电磁干扰尤为重要,性能优良的作动系统可以有效提高振动主动控制系统的使用功效、安全性及可靠性<sup>[4]</sup>。

利用共振原理的作动器需要的功率比较小,可以节省

收稿日期:2016-06

\* 基金项目:机械结构力学及控制国家重点实验室(南京航空航天大学)自主研究课题(0115K01)、直升机旋翼国防重点实验室基金、江苏高校优势学科建设工程基金资助项目

能源,同时能够提供较大的控制输出力,在 ACSR 的研究中得到了较多的应用。顾仲权和马扣根研究了一种在主动式动力吸振器的基础上发展起来的主动式惯性作动器,它只有刚度较低的对中弹簧、无阻尼元件。ASAI Y<sup>[5]</sup>等人提出了一种线性共振作动器的反馈控制方法(LRA),以反电动势的两信号估计的外部负载作为控制目标电压。KOVEOS Y 和 TZES A<sup>[6]</sup>利用共振原理,提出了一个压电-液压作动器的最佳控制方案。

本文设计了一种固有频率可调<sup>[7]</sup>的共振式作动器。该作动器不仅扩大了作动器的适用范围,而且可以在满足高效的动力放大系数的前提下,实现了共振型作动器结构的固有频率可调,对结构响应主动控制(ACSR)具有重要意义。

## 2 共振式作动器的设计

### 2.1 共振式作动器的动力学模型

由于所设计的共振型作动器是左右对称结构,工作时两端产生的弯矩相抵消,所以整体可以简化为无弯矩的结构。取其一半,则进一步可等效为附有集中质量的悬臂梁结构(如图1所示),固定端简化为两根刚度很大的弹簧。并且其集中质量的位置可利用模组机构进行改变。

将上述结构假简化为:一附带一个集中质量块匀质等截面悬臂梁,集中质量大小为  $M$ ,  $L$  为悬臂梁的长度,  $m$  是梁单位长度的质量,  $EI$  表示梁的截面抗弯刚度(其中  $E$  为材料的弹性模量,  $I$  为截面惯性矩)。本文中  $m$  和  $EI$

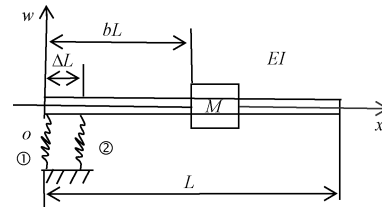


图1 简化动力学模型示意图

都是常数,  $b$  表示集中质量沿梁轴线 ( $x$  轴) 的相对坐标。若不考虑结构阻尼的影响,则悬臂梁横向自由振动微分方程<sup>[8]</sup>为:

$$W^{(4)}(x) - \lambda^4 W(x) = 0 \begin{cases} 0 \leq x \leq b \\ b \leq x \leq L \end{cases} \quad (1)$$

式中:  $W(x)$  表示坐标为  $x$  的梁截面中性轴的横向位移,  $\omega$  是梁横向振动的固有频率,  $\lambda^4 = \frac{\omega^2 mL^4}{EI}$ 。

考虑上述模型的边界条件时,可将②处弹簧移动到①处,从而等效为一个扭转弹簧。设横向位移为:

$$W(x) = a \cdot \sin \lambda x + b \cdot \cos \lambda x + c \cdot \sinh \lambda x + d \cdot \cosh \lambda x \quad (2)$$

式中:  $a, b, c, d$  为待定常数,带入边界条件,有:

$$\begin{cases} EI(-\lambda^3 a + \lambda^3 c) - k(b + d) = 0 \\ k\Delta L(\lambda a + \lambda c) + EI(-\lambda^2 b + \lambda^2 d) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

则可以用参数  $a, c$  表示  $b, d$ ,即将边界约束条件带入式(1),得到方程式(1)的解为:

$$\begin{cases} W_1(x) = a[\sin \lambda x + (\frac{k\Delta L}{2EI\lambda} - \frac{EI\lambda^3}{2k})\cos \lambda x - (\frac{EI\lambda^3}{2k} + \frac{k\Delta L}{2EI\lambda})\cosh \lambda x] + \\ c[\sinh \lambda x + (\frac{k\Delta L}{2EI\lambda} + \frac{EI\lambda^3}{2k})\cos \lambda x + (\frac{EI\lambda^3}{2k} - \frac{k\Delta L}{2EI\lambda})\cosh \lambda x] \\ W_2(x) = b[\sin \lambda(x-1) + \sin \lambda(x-1)] + d[\cosh \lambda(x-1) + \cos \lambda(x-1)] \end{cases} \quad (4)$$

上式中待定常数  $a, b, c, d$  以及  $\lambda$ ,可由集中质量附加处梁的变形连续和力平衡性条件确定。

将式(3)分别带入位移和转角的连续性条件、力矩以及力的平衡条件,可得一个关于  $a-d$  的线性齐次代数方

$$\begin{bmatrix} \sin \lambda b + P_1 \cos \lambda b - P_2 \cosh \lambda b & -\sinh \lambda(b-1) - \sin \lambda(b-1) & \sinh \lambda b + P_2 \cos \lambda b - P_1 \cosh \lambda b & -\cosh \lambda(b-1) - \cos \lambda(b-1) \\ \cos \lambda b - P_1 \cos \lambda b - P_2 \sinh \lambda b & -\cosh \lambda(b-1) - \cos \lambda(b-1) & \cosh \lambda b - P_2 \sin \lambda b - P_1 \sinh \lambda b & -\sinh \lambda(b-1) + \sin \lambda(b-1) \\ -\sin \lambda b - P_1 \cos \lambda b - P_2 \cosh \lambda b & -\sinh \lambda(b-1) + \sin \lambda(b-1) & \sinh \lambda b - P_2 \cos \lambda b - P_1 \cosh \lambda b & -\cosh \lambda(b-1) + \cos \lambda(b-1) \\ Q_1 & -\cosh \lambda(b-1) + \cos \lambda(b-1) & Q_2 & -\sinh \lambda(b-1) - \sin \lambda(b-1) \end{bmatrix} = 0 \quad (5)$$

式中:  $P_1 = \frac{k\Delta L}{2EI\lambda} - \frac{EI\lambda^3}{2k}$ ,  $P_2 = \frac{k\Delta L}{2EI\lambda} + \frac{EI\lambda^3}{2k}$ ,  $Q_1 = (P_1 + \alpha\lambda) \cdot \sin \lambda b + (Q_1 - 1) \cos \lambda b - P_2 \sinh \lambda b - Q_2 \cosh \lambda b$ ,  $Q_2 = P_2 \sin \lambda b + Q_2 \cos \lambda b + (-Q_1 + 1) \cosh \lambda b + (-P_1 + \alpha\lambda) \sinh \lambda b$ 。

### 2.2 共振型作动器的一阶固有频率与集中质量位置关系

利用 MATLAB 进行编程计算,解 1.1 中频率特征方程(4),得到结构的一阶固有频率  $f$  与集中质量所处位置  $b$  的关系,如图 2 所示。图 2 表明,  $f$  随着  $b$  的增大,逐渐减小。

程组。为了简化表达式,设相对惯性量  $\alpha = \frac{M}{mL}$ ,可得到关于参数  $b$  的频率特征方程:

### 2.3 共振式作动器结构设计

该作动器基于共振原理,将梁结构与一般电磁式作动器组合,并在梁的两边安装一个模组-质量块机构,通过控制系统调节质量块在模组中的位置,构成一种共振式变频作动器(结构的固有频率可调)。如图 2 所示。所设计的作动器的基本架构由梁、质量块、带电机的丝杠模组机构(质量块可在其中移动)和电磁激振器组成。同时,在梁结构的中间(作动器的输出端),采用 4 个力传感器,通过上下的螺纹与被测试件进行连接。

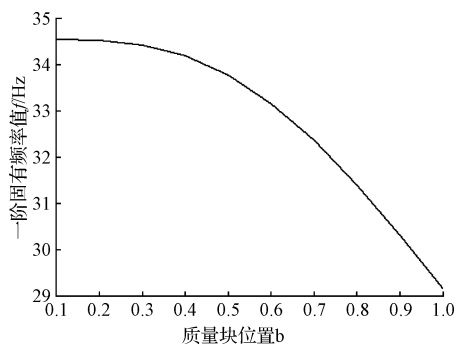


图2 一阶固有频率与集中质量位置关系

利用UG三维制图软件,对所设计的共振型作动器进行结构设计,装配如图3所示。

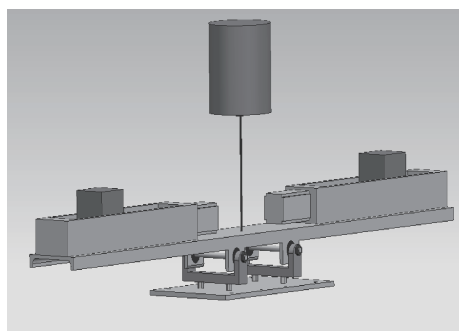


图3 共振式作动器三维模型

### 3 共振式作动器性能仿真

使用有限元软件 Patran 对所设计的作动器进行建模并设置参数,经过 Nastran 计算分析。鉴于所设计的作动器的固有频率调节范围,取决于两端质量块在槽钢梁上的位置,故本文将梁两端的模组划分了刻度(0~15 cm),对质量块在模组上的 15 个不同位置时模型进行分析。通过模态分析模块进行模态分析,频响分析模块分析放大系数,其中激励力幅值为 1 N。

根据 2.1 对作动器输出端两支座间距的优化结果,将所设计作动器的两支座间距确定为 20 cm。模态分析得到的固有频率、频响分析得到的放大系数(性能),如表 1 所示,固有振型如图 4 所示。

当质量块在模组中处于 1~15 cm 的不同位置时,第 1~4 阶模态振型与 0 cm 刻度时类似。对前四阶振型进行观察和分析,其第一阶振型(如图 4 所示)较为简单、无不规则复杂运动,选取第一阶模态的固有频率作为共振型作动器的工作频率。

表 1 共振型作动器模态分析与输出性能仿真结果

质量块位置/cm	一阶频率/Hz	输出力/N	放大系数
0	23.987	10.37	10.37
1	23.878	10.32	10.32
2	23.764	10.27	10.27
3	23.646	10.28	10.28
4	23.525	10.23	10.23
5	23.399	10.24	10.24
6	23.271	10.24	10.24
7	23.139	10.17	10.17
8	23.004	10.06	10.06
9	22.867	10.05	10.05
10	22.726	10.00	10.00
11	22.584	9.92	9.92
12	22.439	9.90	9.90
13	22.291	9.88	9.88
14	22.142	9.72	9.72
15	21.991	9.75	9.75

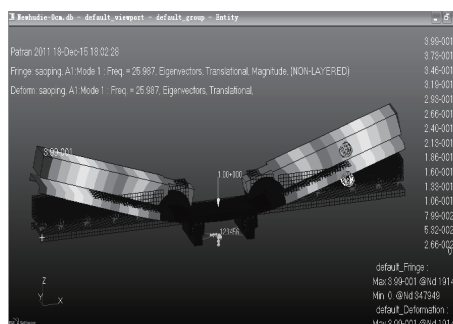


图4 质量块位于模组刻度 0 cm 处的第一阶模态振型

有限元软件频响分析仿真结果表 3 表明:所设计的共振型作动器,在质量块质量为 2 Kg、两支座间距 20 cm 时,其工作频率(结构第一阶固有频率)范围在 21.991~23.987 Hz,放大系数为 9.75~10.37(结构阻尼取 0.5%)。若结构阻尼取 1%,则放大系数会下降,近似为一半。

### 4 新型共振型作动器的性能试验

使用 M+P 软件对所设计的作动器进行性能试验。鉴于所设计的作动器的固有频率调节范围,取决于两端模组上的质量块的质量分布,故本文将两端的模组的滑槽划分了刻度(0~15 cm),对质量块在模组上的 16 个不同位置时的作动器结构进行标定试验。对该新型共振型作动器进行简化,在 M+P 中进行几何建模,并进行测点布置、

编号。其中13号点为激励输入点,9~12号点分别为1~4号出力传感器的安装点,其他为加速度传感器粘贴点,如图5所示。

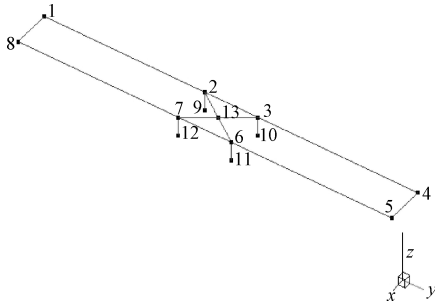


图5 M+P中作动器结构的几何建模与测点布置

#### 4.1 扫频性能试验

试验时,首先对0~15 cm不同刻度的16个位置进行正弦扫频。扫频范围为18~25 Hz,扫频精度为0.1 Hz,扫频所用正弦激励幅值为5 N。其目的是初步确定作动器的工作频率。

然后根据粗扫频的实验结果,分别对0~15 cm的16个不同位置,进行±0.2 Hz范围的细扫频,扫频精度为0.01 Hz。采用幅值为5 N的正弦力进行细扫频,结果如表2所示。

表2 共振型作动器扫频试验模态分析与输出性能结果

质量块位置/cm	一阶频率/Hz	输出力/N	放大系数
0	23.59	29.60	5.92
1	23.41	23.25	4.65
2	23.25	22.10	4.42
3	23.13	24.70	4.94
4	22.97	24.50	4.90
5	22.83	27.30	5.46
6	22.67	27.35	5.47
7	22.50	24.35	4.87
8	22.33	23.35	4.67
9	22.18	26.55	5.31
10	22.01	25.40	5.08
11	21.85	27.70	5.54
12	21.68	29.05	5.81
13	21.51	27.60	5.52
14	21.33	29.20	5.84
15	21.14	28.60	5.72

在5 N正弦扫频时,以质量块位于15 cm刻度处为例,如图6所示中4个力输出点的时域信号在结构共振时

出现了峰值(时域曲线中凸起处),直观地证明了所设计的作动器结构在共振时力传递率最大。

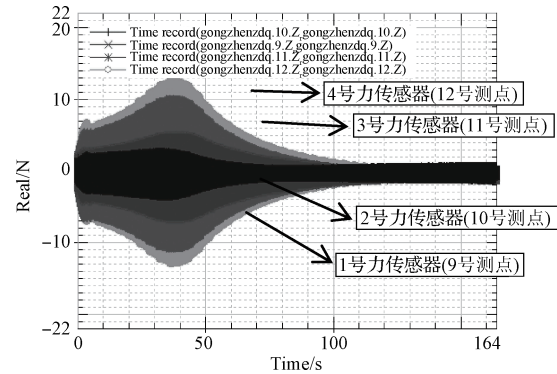


图6 作动器4个输出点力的时域信号(15 cm刻度处)

在细扫频试验中,1~8号、13号为加速度传感器。由于在5 N激励下,质量块处于0~15 cm的不同位置时各个测点的加速度频响曲线类似。本文给出15 cm刻度处的加速度频响曲线,如图7所示。

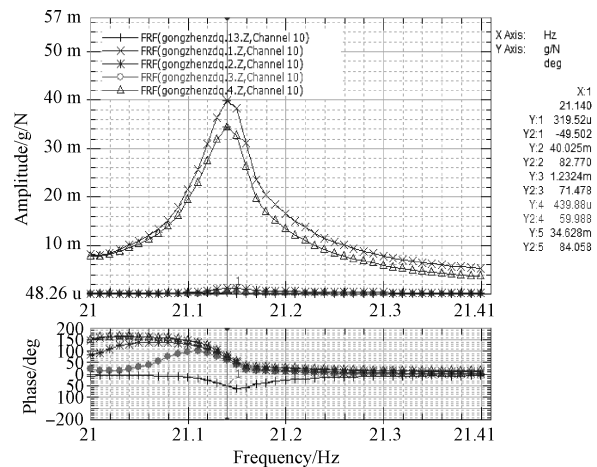


图7 15 cm刻度处各个测点的加速度频响曲线

#### 4.2 定频激励标定性能试验

在定频激励性能标定试验中,为保持一致性,所施加的初始激励幅值仍为5 N。作动器定频激励试验输出性能。

以15 cm刻度为例:在力信号的时域曲线中,截取30~31 s,激励信号与支座下4个力传感器的的关系,如图8所示。其中13号点(Channel 10)为外激励器激励点,9~12号点分别为1~4号力传感器的安装装置。

定频激励时,在幅值为5 N的正弦力作用下,新型共振型作动器放大系数与工作频率的拟合曲线如图9所示。

图9表明,所设计的作动器的放大系数与工作频率之间并不呈线性关系。随着工作频率的增大,放大系数总体趋势略微增长,且越来越平稳。

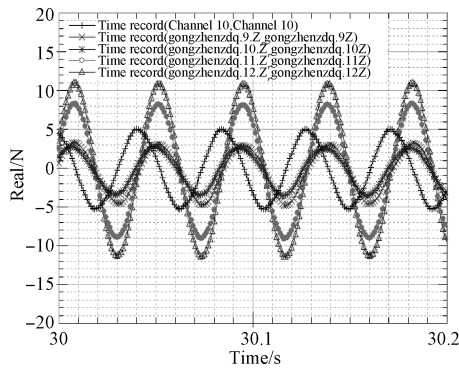


图8 15 cm 刻度处激励与 4 个力输出点的时域关系

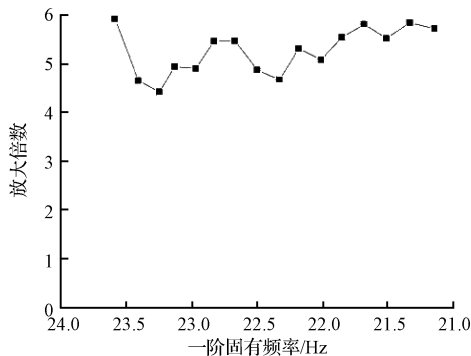


图9 放大系数与工作频率关系折线拟合

### 4.3 共振型作动器性能标定试验结果

试验结果表明:所设计的新型共振型作动器,在质量块质量为 2 kg、两支座间距 20 cm 时,其工作频率(结构第一阶固有频率)范围为 23.59~21.14 Hz,放大系数为 5.92~4.42,约 4~6 倍(结构阻尼比取 1%)。

## 5 共振式作动器在振动主动控制中的应用

### 5.1 振动主动控制算法 HHC

基于较为直观、简洁的原则,本文在振动主动控制中<sup>[9-10]</sup>讨论单输入单输出情况来验证所设计的作动器的性能。在施加控制力的过程中,传感器的初始状态只是外激励时域信号,在采用 HHC 控制算法施加控制力后传感器响应则由外激励时域信号和控制力时域信号两者叠加。

假设结构对外激励响应的复频域分量值为  $y_0 = y_{0r} + iy_{0i}$ ,控制电压响应的复频域分量值为  $u = u_r + iu_i$ ,叠加的时域信号经 FFT 变换后得到的复频域分量值为  $y = y_r + iy_i$ ,系数  $T = T_r - iT_i$  是未知的。将  $y_0$ 、 $T$  和  $u$  代入综合响应,并将复频域分量写为矩阵形式,得到结构的综合时域响应为:

$$\begin{bmatrix} y_r \\ y_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_{0r} \\ y_{0i} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} T_r & T_i \\ -T_i & T_r \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_r \\ u_i \end{bmatrix} \quad (6)$$

则式(6)可写成:

$$y = y_0 + T \cdot U \quad (7)$$

式中:  $T$  称为频响传递系数矩阵。在式(7)中,  $T$  和控制电

压  $U$  都是未知的,因此用 HHC 算法的二次型目标函数来计算最优电压。参考文献[11],选取如下的二次型目标函数:

$$J(y_k, U_k) = y_k^T Q_y y_k + U_k^T Q_u U_k \quad (8)$$

式中:下标  $k$  为控制算法的迭代次数,  $Q_y$ 、 $Q_u$  为权系数对角矩阵。根据 HHC 算法,经计算可得最优控制电压:

$$U_{k,opt} = -(T_k^T Q_y T_k + Q_u)^{-1} T_k^T Q_y y_{0k} \quad (9)$$

在式(9)中,  $Q_y$  和  $Q_u$  是已知的,而传递系数矩阵  $T_k$  和外激励信号  $y_{0k}$  未知,这些可通过 LMS 在线辨识方法得到。

LMS 算法即最小均方法。由于 LMS 的计算复杂度是线性的,计算简单,计算量较小,并且对外界扰动具有鲁棒性。因此被人们广泛采用。

将式(7)写为带有  $T = [T_r \quad T_i \quad y_{0r} \quad y_{0i}]^T$  的形式:

$$y = \begin{bmatrix} u_r & u_i & 1 \\ u_i - u_r & 1 & \end{bmatrix} \cdot [T_r \quad T_i \quad y_{0r} \quad y_{0i}]^T =$$

$$\Phi \cdot T' \quad (10)$$

式(10)中,  $T'$  为包含  $T_r$ 、 $T_i$ 、 $y_{0r}$ 、 $y_{0i}$  参数的传递函数矩阵。而对于 LMS 辨识方法,得到更新的  $T'$  的迭代公式为:

$$\hat{T}'_{k+1} = \hat{T}'_k + \mu \Phi^T (y - \Phi \cdot \hat{T}'_k) \quad (11)$$

将式(6)改写为如下形式:

$$\begin{bmatrix} y_r \\ y_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_{0r} \\ y_{0i} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} u_r & u_i \\ u_i & -u_r \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} T_r \\ T_i \end{bmatrix} \quad (12)$$

要得到传递函数矩阵,就必须识别出式(12)中的系统参数。在控制算法执行的初始时刻令控制电压  $U = 0$ ,此时传感器测得的观测点信号即为结构对外激励的响应信号,即为初始值  $y_{0r}$  和  $y_{0i}$ 。在确定  $y_{0r}$ 、 $y_{0i}$  后,给控制电压  $U$  一个非零初始值( $U$  值要保证初始扰动变化  $\Delta y_0$  被控制系统硬件所感应),经过一个迭代周期后,可以测得结构的响应  $y_1$ ,带入方程式(12)即可解出传递函数矩阵初始值  $T'$  中所有参数。再利用式(11)进行多次迭代,从而得到对应的持续更新的控制电压。

### 5.2 共振式作动器基于 LabVIEW 的主动控制应用仿真

本文基于 LabVIEW 采用 HHC 控制算法对共振式作动器进行应用仿真。LabVIEW 是 Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench 的简写,含义是实验室虚拟仪器工作平台,它是一种用图表来代替文本创建应用程序的图形化编程语言。用 LabVIEW 可以方便地、直观地创建用户的界面。使用连线和图表可控制用户界面上的控件对象。

NI 为工程和科学应用提供的独特平台方法已经推动了多个行业的进步。这种方法的核心正是 LabVIEW 软件,它是为提高工程师和科学家的生产力而开发的环境。随着图形化编程语法使得可视化、创建和编程工程系统变得更为简单,LabVIEW 可以将想法变成现实、缩短测试时间以及提供基于采集数据的各项技术。LabVIEW 一直是

创建、部署和测试物联网的首选解决方案。LabVIEW 集成了所有测量硬件、现有的旧版软件以及 IP,同时也运用了最新的计算机技术。

根据高阶谐波控制算法 HHC 及 LMS 自适应辨识的公式,基于 NI-CRIO,用 LabVIEW 语言编写仿真的程序,其流程如图 10 所示。

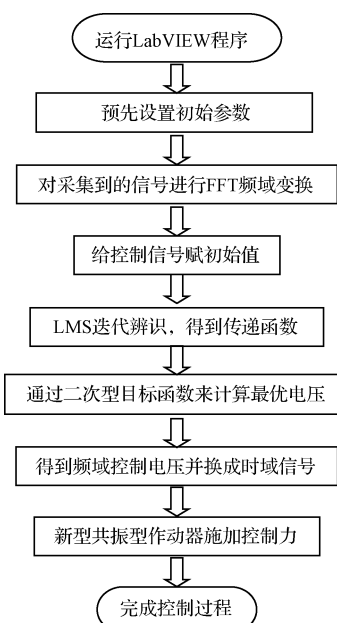


图 10 LabVIEW 控制仿真流程

进行初始参数设置,假设响应点处受初始幅值为 1,初相位都为 0,频率为 23 Hz 的正弦受迫振动,共振式作动器到响应点的传递函数为  $3 + 2i$ ,在该频率档位下,质量块的位置通过事先离线标定后线性插值得到。采用 HHC 控制算法进行振动主动控制,设置迭代步长为 0.01,权函数矩阵  $Q_y = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$ ,  $Q_u = \begin{bmatrix} 0.1 & 0 \\ 0 & 0.1 \end{bmatrix}$ 。根据高阶谐波控制算法 HHC,基于 NI-CRIO,用 LabVIEW 语言编写仿真的程序,如图 11、12 所示。其中,图 11 为外激励信号与作动器工作位置仿真程序,图 12 为高阶谐波控制算法主体仿真程序。

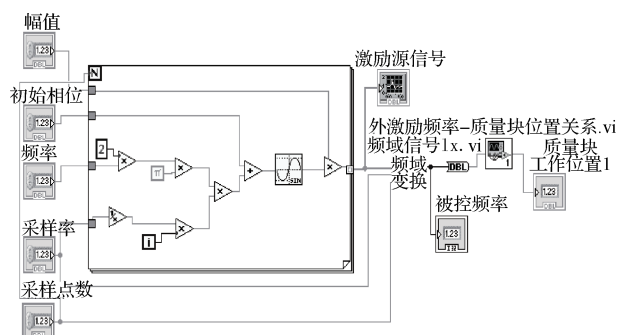


图 11 外激励信号与质量块工作位置仿真程序

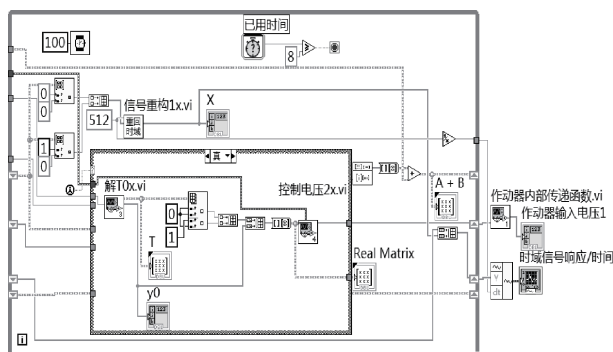


图 12 高阶谐波控制算法主体仿真程序

在外激励分别以 23 Hz 和 22 Hz 的频率进行激励时,采用共振式作动器施加控制的仿真结果如图 13、14 所示。从仿真程序运行结果中,可以得到质量块在两个频率档位所处刻度分别为 3.81 cm、10.06 cm。

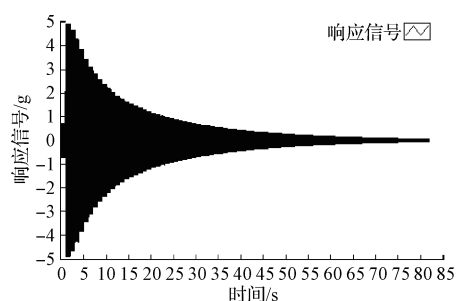


图 13 激励频率为 23 Hz 响应点的控制效果

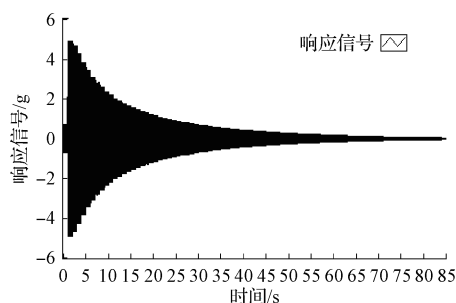


图 14 激励频率为 22 Hz 响应点的控制效果

从图 13 和图 14 中可以看出,所设计的共振式作动器结合相应的 HHC 控制算法,针对 23 Hz、22 Hz 两种不同的外激励频率,切换相应的共振频率档位,经过一定的迭代次数后取得了较好的振动控制效果。

## 6 结论

本文基于直升机结构响应主动控制(ACSR)的环境,设计了一种固有频率可调的共振式作动器,并进行了动力学建模、有限元仿真、性能试验和振动主动控制仿真。控制质量块位置的改变,以调节其固有频率,达到结构变频的目的。通过性能试验标定该共振型作动器的调频范围

以及输出力与输入激励之间的传递效率,从而控制作动器的输出性能。有限元仿真试验中得到其工作频率范围在21.11~23.59Hz,放大系数为4.42~5.92。因此该共振式作动器满足了结构可变频、高效放大系数的设计要求。同时,基于LabVIEW的进行控制仿真,针对23 Hz、22 Hz两种不同的外激励频率,切换共振型作动器相应的共振频率档位,并得到质量块在两个频率档位所处的刻度。经过HHC算法一定的迭代次数后,响应点的控制效果较好,也表明其可应用于结构响应主动控制中。

#### 参考文献

- [1] JIANG D, SHAN Y, WANG D, et al. Research on magnetic levitation absolute vibration measurement method in vehicles[J]. *Instrumentation*, 2014, 1(2): 38-49.
- [2] 马天兵, 杜菲, 熊能, 等. 柔性机械臂振动控制中的压电传感器故障诊断[J]. *电子测量与仪器学报*, 2014, 28(12): 1408-1413.
- [3] 陈章位, 于慧君. 振动控制技术现状与进展[J]. *振动与冲击*, 2014, 28(3): 73-77.
- [4] 孙桂涛, 邵俊鹏, 赵新通, 等. 液压机器人作动器建模及关节转角跟踪控制[J]. *仪器仪表学报*, 2015, 36(3): 584-591.
- [5] ASAI Y, HIRATA K, OTA T. Amplitude control method of linear resonant actuator by Load Estimation from the Back-EMF[J]. *IEEE Transactions on Magnetics*, 2013, 49(5): 2253-2256.
- [6] KOVEOS Y, TZES A. Adaptive optimal valve control for a resonance fluid actuator[J]. *Electrical & Computer Engineering*, 2009, 38(4): 1438-1443.
- [7] 杨楠, 王伟. 基于LabVIEW的新式PID控制算法性能剖析[J]. *电子测量技术*, 2015, 38(11): 74-78.
- [8] 于开平, 邹经湘. 结构动力学[M]. 第三版. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 2015.
- [9] 周凌波, 张方, 姜金辉. FTF自适应主动控制算法的参数研究及应用[J]. *国外电子测量技术*, 2014, 33(5): 44-47.
- [10] 宋楚晨. 直升机主旋翼半主动DAVI隔振系统设计[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2014.
- [11] Dan P, LI L, CHANDRASEKAR J, et al. Higher-harmonic-control algorithm for helicopter vibration reduction revisited[J]. *Journal of Guidance Control and Dynamics*, 2005, 28(5): 918-930.

#### 作者简介

刘雄, 1992年出生, 硕士研究生。主要研究方向为振动主动控制、结构动力学分析。

E-mail: lx694249907@163.com

张方, 1962年出生, 博士, 教授, 主要研究方向为复杂结构动载荷识别、机械结构动力学、噪声与振动控制、振动信号数据分析、振动测试虚拟仪器设计。

E-mail: zhangf@nuaa.edu.cn

姜金辉, 1981年出生, 博士, 副教授, 主要研究方向为振动测试与数据处理、动载荷识别、虚拟仪器设计与实现。

E-mail: jiangjinhui@nuaa.edu.cn