

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.04.017

不同激励幅值下压电调谐吸振器性能数值分析

陆家钰

(南京航空航天大学 航空学院, 江苏 南京 210016)

摘要:对压电调谐吸振器进行理论分析时,一般会将其主系统假设为线性的,使得即使系统结构不变、仅在外界激励改变时,共振频率也会有所偏移。因此将常见结构中存在的非线性因素引入单自由度动力学方程,运用增量谐波平衡法求得传递率的近似解;探究激励幅值变化时,压电调谐吸振器的失效现象,并给出相应电路参数调整的解决方案。

关键词:压电调谐吸振器;非线性因素;参数调整规律

中图分类号:TH123 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2025)04-0094-05

Numerical Analysis of Piezoelectric Shunt Vibration Absorber for Different Forcing Amplitudes

LU Jiayu

(College of Aerospace Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: In the theoretical analysis of piezoelectric shunt vibration absorbers, its main system is generally assumed to be linear, which makes the resonance frequency shift only when the external excitation changes, even if the system structure remains unchanged. Therefore, this paper introduces the nonlinear factors existing in the common structure into the single-degree-of-freedom dynamic equation, and applies incremental harmonic balance method to obtain the approximate solution of the transmissibility. The failure phenomenon of the piezoelectric tuned vibration absorber is explored when the excitation amplitude changes, and the corresponding circuit parameter adjustment solution is given.

Keywords: piezoelectric shunt vibration absorber; nonlinear factors; parameter adjustment law

0 引言

振动作为常见的对机械有害的现象已引起重视,在预防振动危害的方法中,动力吸振器作为一种能有效减轻结构振动响应的装置得到了广泛的研究和关注。近年来,压电调谐吸振器(piezoelectric tuned vibration absorbers, PTVA)作为机械调谐吸振器的替代方案是因为其没有运动部件,并且可以在线微调以补偿任何建模误差^[1]。

压电被动控制技术又叫压电阻尼分流技术,利用了压电材料的正压电效应。压电分流阻尼技术通过将机械振动产生的机械能转化为压电材料的电势能,然后通过外接电路,将能量耗散掉,从而实现减振效果,整体可以看作为一个阻尼元件。例如起重机械振动的被动控制,通过压电材料和阻尼片间的压电效应,使压电材料得到与起重机械弹性四连杆机构中矩形板振动方向相反的振动^[2]。历史上, FORWARD^[3]首先提出了感应分流的概念,随后 HAGOOD 等^[4]发表了电阻和双电元件分流的理论公式。他们的研究表明:将压电

片与电阻和电感电路组合起来,通过改变电阻或电感的参数来调节回路的简谐频率,便可使减振效果达到最佳,文中也给出了无阻尼情况下最佳调谐比和电阻尼比的理论表达式。

为了简化运算以及求解解析解,常常需要得到最佳调谐比和电阻尼比的解析解,因此很多情况下会对模型采用线性假设以及无阻尼假设,这使得解析解与实际情况有一定的误差,而压电分流阻尼技术的限制是在使用的时候需要将电路参数调谐到特定的共振频率^[5]。因此,如果由于设计不确定性、环境条件、老化和非线性等因素而改变谐振频率,则其性能可能会下降甚至失效。这使得理论的解析解在有些情况下对实际情况缺少一定的指导意义,例如本文讨论的激励幅值变化在非线性因素存在的情况下会改变谐振频率,这在线性假设中是不存在的。

本文需要考虑以下两个非线性因素。一方面,力幅较大使得系统偏离平衡位置的位移较大,结构中的弹性势能可能出现非线性变化。对于压电系统,研究了非线性刚度在力幅变化时引起力

作者简介:陆家钰(1999—),女,江苏南通人,硕士研究生,研究方向为工程力学, ljljy@nuaa.edu.cn。

传递率的变化。另一方面,系统中只与速度有关且功率不恒等于0的力称为阻尼力,阻尼力包括部件之间的结构摩擦力、材料应力应变中心线不重合的内摩擦力等,这些阻尼一般是非线性的^[6]。还要考虑系统整体的非线性阻尼力带来的影响。

非线性因素也被很多学者考虑过,例如 VON 等^[7]在压电陶瓷实验和弱电场激励下的压电梁系统中,对弱电场作用下的压电梁系统进行非线性实验与建模,观察到典型的非线性效应,例如,共振频率对振幅的依赖性、激发电压与振动振幅的非线性关系等。随后几年,为了定位非线性的来源和识别非线性的本质,SHIVASHANKAR 等^[8]提出了一种两步实验方法,即在带有一对表面粘结 PZT-5H 压电片的硬铝悬臂梁上进行实验。压电作动器的非线性来源可以直接从该过程获得的实验结果中识别出来。从压电梁振动得到的主干曲线可以推导出各域对整体非线性行为的作用。

多方研究可以证明,在实际情况下,即使主结构不变,激励幅值的变化也会让共振频率产生变化,从而要求电路参数做出相应的变化才能让减振效果最优。为解决这个问题,本文从理论入手,以连接分流电路时频响曲线的最高传递率最小为目的设计电路参数,从中找到力幅变化而要求电路参数做出相应调整的规律。

1 线性压电减振器

为了便于分析,本研究考虑一个带压电分流电路的单自由度系统,系统包括装有压电堆叠的主系统和外接的电阻电感分流电路,系统受到余弦激励,如图1所示。

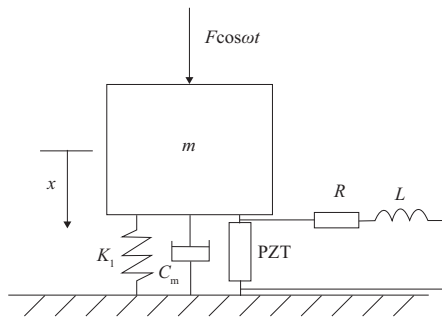


图1 连接电阻电感分流电路的压电堆

基于机电系统模型,耦合系统的动力学方程可以写成:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + c_m\dot{x} + (k_1 + k_{pzt})x + \theta v = F \cos \omega t \\ L\dot{q} + Rq + v = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中: m 为系统质量; c_m 为主体结构的线性阻尼; k_1 和 k_{pzt} 分别为结构刚度和压电堆刚度; θ 为压电堆的机电耦合系数,它表示机械能和电能之间的互相转换效率; L 、 R 和 C_{pzt} 分别为电路外接电感、电阻和压电堆的电容。压电堆的电荷可以表示为 $q = C_{pzt}v - \theta x$, 将其代入方程并无量纲化得到:

$$\begin{cases} \ddot{\tilde{x}} + 2\xi\dot{\tilde{x}} + \tilde{x} + P\tilde{v} = \tilde{F} \cos \tilde{\omega}\tau \\ \ddot{\tilde{v}} + \eta\dot{\tilde{v}} + \delta^2\tilde{v} - \tilde{x} - \eta\dot{\tilde{x}} = 0 \end{cases} \quad (2)$$

$$\text{参数定义: } \omega_n = \sqrt{\frac{k_1 + k_{pzt}}{m}}; \xi = \frac{c_m}{2m\omega_n}; \eta = \frac{R}{L\omega_n}; \omega_e = \frac{1}{\sqrt{LC_i}}; \delta = \frac{\omega_e}{\omega_n}; P = \frac{\theta^2}{K_1 C_i}; x_0 = \frac{mg}{k_1}; \tilde{x} = \frac{x}{x_0}; \tilde{\omega} = \frac{\omega}{\omega_n};$$

$\tau = \omega_n t; \tilde{F} = \frac{F}{mg}; v_0 = \frac{\theta x_0}{C_{pzt}}; \tilde{v} = \frac{v}{v_0}; \xi$ 为线性机械阻尼比; η 为电阻阻尼比; δ 为调谐频率比; P 为与机电耦合系数、主结构刚度和压电堆电容有关的量,在主结构不变情况下一般为定值。

利用谐波平衡法求解,为了方便表示,设:

$$\begin{cases} M = (1 - \tilde{\omega}^2)(\delta^2 - \tilde{\omega}^2) - \tilde{\omega}^2(P + 2\eta\xi) \\ N = 2\tilde{\omega}\xi(\delta^2 - \tilde{\omega}^2) + \tilde{\omega}\eta(1 + P - \tilde{\omega}^2) \end{cases} \quad (3)$$

然后可以得到:

$$\begin{cases} a_1 = \frac{(\delta^2 - \tilde{\omega}^2)M + \tilde{\omega}\eta N}{M^2 + N^2} \tilde{F} \\ b_1 = \frac{(\delta^2 - \tilde{\omega}^2)N - \tilde{\omega}\eta M}{M^2 + N^2} \tilde{F} \end{cases} \quad (4)$$

力传递率表示为

$$H(\tilde{\omega}) = \frac{\sqrt{a_{11}^2 + b_{11}^2}}{\tilde{F}} \quad (5)$$

式中 P 的值和系统刚度和压电材料的机电耦合系数有关,可以取 0.1 ~ 0.3 之间^[9],理论值能达到 0.7,这里取 0.2,材料阻尼 ξ 取 0.001。

由解析式可知,在线性假设下力传递率不受力幅影响。压电堆叠连接电阻电感分流电路后的动力学特性与有阻尼的动力吸振器相似,当传递率的双峰相等时,可以认为此时的共振频率处的力传递率衰减最大,通过调整电阻阻尼比 η 和调谐频率比 δ 可以得到线性条件下的最优解,如图2所示。

此时幅值降低了约 72.3%,但是非线性情况下,力幅的变化会影响传递率,让压电材料减振效果变差,下面运用算例来说明非线性假设下的力传递率变化。

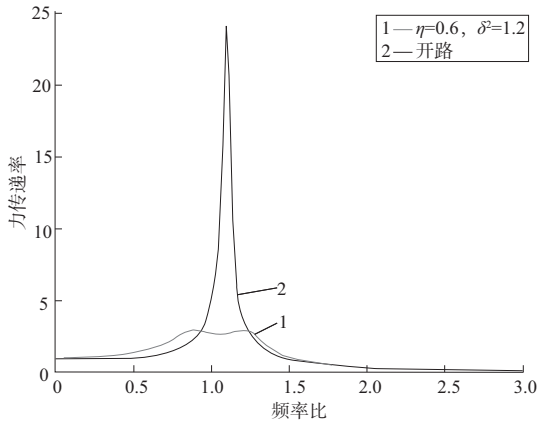


图2 线性假设下的最优解

2 非线性系统下的激励幅值变化对压电吸振器性能的影响

为了说明线性假设下最优解的失效,将非线性因素加入到控制方程中,考虑的非线性量包括二次非线性阻尼和三次非线性刚度,运用增量谐波平衡法求出频响曲线。其中 P 的值取0.2,材料线性阻尼 ξ 取0.001,在此情况下探究激励幅值对力传递率的影响。

2.1 非线性系统的动力学方程

在式(2)无量纲化的公式里,加入非线性量:

$$\begin{cases} \ddot{\tilde{x}} + 2\xi\dot{\tilde{x}} + 2\beta\tilde{x}'^2 + \tilde{x} + \alpha\tilde{x}^3 + P\tilde{v} = \tilde{F}\cos\tilde{\omega}\tau \\ \ddot{\tilde{v}} + \eta\dot{\tilde{v}} + \delta^2\tilde{v} - \tilde{x}'' - \eta\tilde{x}' = 0 \end{cases} \quad (6)$$

设 $\tilde{t} = \tilde{\omega}\tau$,则

$$\begin{cases} \tilde{\omega}^2\ddot{\tilde{x}} + 2\tilde{\omega}\xi\dot{\tilde{x}} + 2\tilde{\omega}^2\beta\tilde{x}'^2 + \tilde{x} + \alpha\tilde{x}^3 + P\tilde{v} = \tilde{F}\cos\tilde{t} \\ \omega^2\ddot{\tilde{v}} + \tilde{\omega}\eta\dot{\tilde{v}} + \delta^2\tilde{v} - \tilde{\omega}^2\ddot{\tilde{x}} - \tilde{\omega}\eta\dot{\tilde{x}} = 0 \end{cases} \quad (7)$$

为了解非线性方程,采用增量谐波平衡法,令:

$$\begin{cases} \tilde{x} = \sum_{n=1}^N a_{1n}\cos n\tilde{t} + b_{1n}\sin n\tilde{t} \\ \tilde{v} = \sum_{n=1}^N a_{2n}\cos n\tilde{t} + b_{2n}\sin n\tilde{t} \end{cases} \quad (8)$$

考虑到本文涉及假设的非线性量将有二次、三次非线性假设,这里取三次谐波项,增量表达式为

$$\begin{cases} \tilde{x} = \mathbf{S}\mathbf{A}_1 \\ \tilde{v} = \mathbf{S}\mathbf{A}_2 \\ \Delta\tilde{x} = \mathbf{S}\Delta\mathbf{A}_1 \\ \Delta\tilde{v} = \mathbf{S}\Delta\mathbf{A}_2 \end{cases} \quad (9)$$

式中: $\tilde{x} = \tilde{x}_0 + \Delta\tilde{x}$; $\tilde{v} = \tilde{v}_0 + \Delta\tilde{v}$; $\tilde{\omega} = \tilde{\omega}_0 + \Delta\tilde{\omega}$; $\mathbf{S} = [\cos\tilde{t} \sin\tilde{t} \cos 2\tilde{t} \cos 3\tilde{t} \sin 3\tilde{t}]$; $\mathbf{A}_i = [a_{i1} \ b_{i1} \ a_{i2} \ b_{i2} \ a_{i3} \ b_{i3}]^T, i=1,2$; $\Delta\mathbf{A}_i = [\Delta a_{i1} \ \Delta b_{i1} \ \Delta a_{i2} \ \Delta b_{i2} \ \Delta a_{i3} \ \Delta b_{i3}]^T, i=1,2$ 。

将式(8)、式(9)代入式(7)并省略去2阶小项,原式可写为

$$\begin{cases} \int_0^{2\pi} \mathbf{S}^T [U_1 \Delta\mathbf{A}_1 + V_1 \Delta\mathbf{A}_2 + W_1 \Delta\tilde{\omega}] d\tilde{t} = \int_0^{2\pi} \mathbf{S}^T F_1 d\tilde{t} \\ \int_0^{2\pi} \mathbf{S}^T [U_2 \Delta\mathbf{A}_1 + V_2 \Delta\mathbf{A}_2 + W_2 \Delta\tilde{\omega}] d\tilde{t} = \int_0^{2\pi} \mathbf{S}^T F_2 d\tilde{t} \end{cases} \quad (10)$$

式中: $U_1 = \tilde{\omega}_0^2 \mathbf{S}'' + (2\xi\tilde{\omega}_0 + 4\beta\tilde{\omega}_0^2 \mathbf{A}_1^T) \mathbf{S}' + [1 + 3\alpha(\mathbf{A}_1^T \mathbf{S}^T)^2] \mathbf{S}$; $U_2 = -\tilde{\omega}_0^2 \mathbf{S}'' - \eta\tilde{\omega}_0 \mathbf{S}'$; $V_1 = P\mathbf{S}$; $V_2 = \tilde{\omega}_0^2 \mathbf{S}'' + \eta\tilde{\omega}_0 \mathbf{S}' + \delta^2 \mathbf{S}$; $W_1 = 2\tilde{\omega}_0 \mathbf{A}_1^T \mathbf{S}'' + 2\xi \mathbf{A}_1^T \mathbf{S}' + 4\mu\tilde{\omega}_0(\mathbf{A}_1^T \mathbf{S}^T)^2$; $W_2 = 2\tilde{\omega}_0 \mathbf{A}_2^T \mathbf{S}'' + \eta \mathbf{A}_2^T \mathbf{S}' - 2\tilde{\omega}_0 \mathbf{A}_1^T \mathbf{S}'' - \eta \mathbf{A}_1^T \mathbf{S}'$; $R_1 = \tilde{F} \cos \tilde{t} - [\tilde{\omega}_0^2 \mathbf{A}_1^T \mathbf{S}'' + 2\xi \tilde{\omega}_0 \mathbf{A}_1^T \mathbf{S}' + 2\mu\tilde{\omega}_0^2(\mathbf{A}_1^T \mathbf{S}^T)^2 + \mathbf{A}_1^T \mathbf{S}^T + \alpha(\mathbf{A}_1^T \mathbf{S}^T)^3 + P(\mathbf{A}_2^T \mathbf{S}^T)]$; $R_2 = -\tilde{\omega}_0^2 \mathbf{A}_2^T \mathbf{S}'' - \eta\tilde{\omega}_0 \mathbf{A}_2^T \mathbf{S}' - \delta^2 \mathbf{A}_2^T \mathbf{S}^T + \tilde{\omega}_0^2 \mathbf{A}_1^T \mathbf{S}'' + \eta\tilde{\omega}_0 \mathbf{A}_1^T \mathbf{S}'$ 。

另外,定义1阶力传递率:

$$H = \frac{\sqrt{a_{11}^2 + b_{11}^2}}{\tilde{F}} \quad (11)$$

计算运用频率增量法,以弧长为增量得到力传递率的频域图。计算过程为:1)以 ω_0 为增量取0.001,设置 A_0 和 V_0 为初始值,计算 A_0 和 V_0 ;2)以 $A_0 + \Delta A$ 和 $V_0 + \Delta V$ 代替原来的 A_0 和 V_0 进行迭代,直到 R 足够小,此时可求出在 ω_0 时对应的力传递率 H ;3)给定一个新的 ω_0 , A 为上一次的计算结果,继续进行迭代直到 R 足够小;4)重复步骤3),直到得到所需频域内全部幅频曲线。

2.2 非线性系统下不同激励幅值的频响曲线

在开路情况下,考虑激励幅值比为1,比较非线性系统和线性系统的区别,其中非线性系统分别考虑:1)存在非线性阻尼,且 $\beta = 0.02$ 情况下;2)存在非线性刚度,且 $\alpha = 0.001$ 情况下;3)非线性阻尼和非线性刚度同时存在,且 $\beta = 0.02$ 、 $\alpha = 0.001$ 。得到频响曲线如图3所示。

取第1节所得的最优电阻尼 $\eta = 0.6$ 和调谐频率比 $\delta = 1.21$,改变激励幅值比,图4展示了最优解在非线性系统中,激励幅值比变化带来的力传递率变化,这证明了保持原本的电路参数会使减振效果变差。

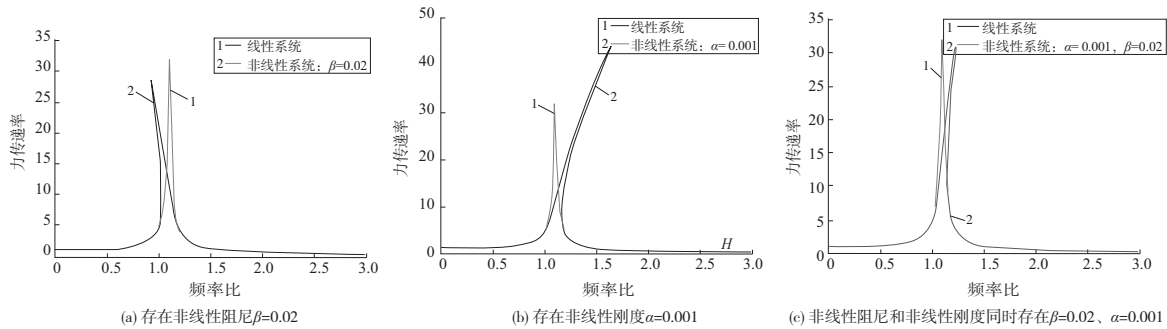


图3 线性系统与非线性系统的频响曲线比

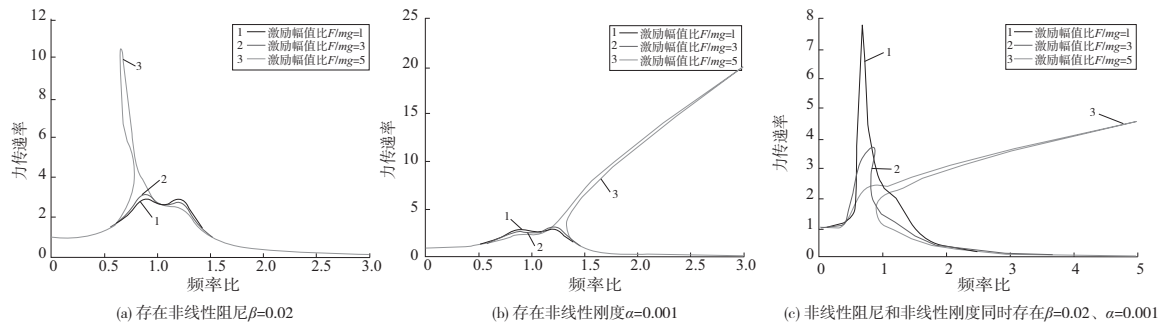


图4 最优电路参数情况下非线性系统的频响曲线比

图4(a)中,有非线性阻尼存在,且非线性阻尼项为正,取 $\beta=0.02$,原本的最优电阻尼和调谐频率比对于激励幅值比为1和3时表现良好,但是对于力幅比增大至为5时几乎没有降低振幅的效果,并且力传递率曲线的峰会向左偏,远离原有的共振峰。图4(b)中,有非线性刚度存在,且非线性刚度项为正,取 $\alpha=0.001$,可以看出原本的最优电阻尼和调谐频率比对于力幅比为1表现良好,但是对于力幅比增大至5时,不仅没有降低振幅的效果,甚至共振峰有所增加,并且力传递率曲线的峰会向右偏,远离原有的共振峰。图4(c)中,两个非线性量同时存在时, $\beta=0.02$ 、 $\alpha=0.001$ 原本最优解已经完全失效,曲线呈现一种先向左歪后向右歪的趋势,在力幅比为1的时候曲线受非线性阻尼项影响较为明显,呈现向左偏的趋势。而力幅比增大至5时受非线性刚度影响较为明

显,处于向右偏的形式。但是可以看出非线性量的存在使得原本的最优解失效,力传递率都明显增大了,因此重新寻找新的电阻尼比和调谐频率比很重要。

3 非线性情况下的解决方案

为了求出非线性假设下合适的调谐频率比和电阻尼比,将力传递率的最大值 $A_{\max}$ 最小化作为目标,给予电阻尼比范围为(0,1),调谐频率比范围为(0,5),找到范围内电阻尼比和调谐频率比的最优解 η_{opt} 和 δ_{opt}^2 并画出力传递率的频谱图。

考虑参数 $P=0.2$, $\xi=0.001$,分别对于激励幅值比为1、3、5找到其最佳电阻尼比和调谐频率比,找到各自的最优电路参数比后,不同激励幅值比下的力传递率频响曲线如图5所示,其数据如表1所示。

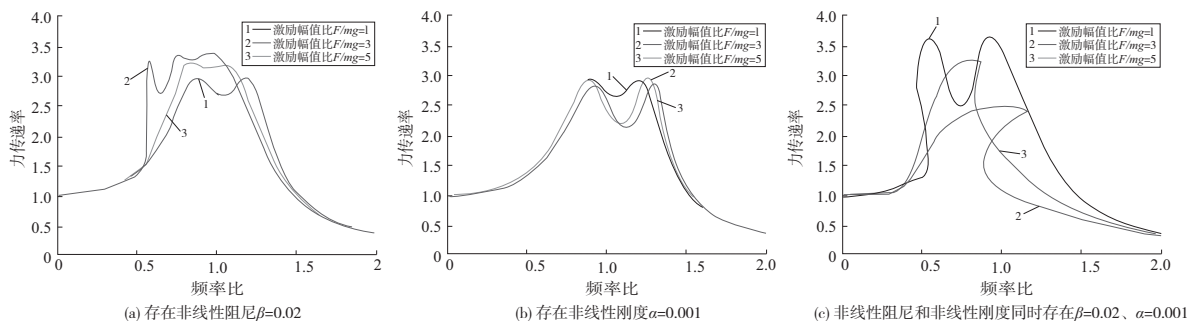


图5 新最优电路参数不同激励幅值下非线性系统的频响曲线比

表 1 不同非线性参数下最优解和力传递率

参数	$\beta=0.02, \alpha=0$			$\beta=0, \alpha=0.001$			$\beta=0.02, \alpha=0.001$		
	$\bar{F}=1$	$\bar{F}=3$	$\bar{F}=5$	$\bar{F}=1$	$\bar{F}=3$	$\bar{F}=5$	$\bar{F}=1$	$\bar{F}=3$	$\bar{F}=5$
δ_{opt}^2	1.19	1.05	0.91	1.22	1.23	1.32	0.73	0.80	1.49
η_{opt}	0.60	0.65	0.65	0.60	0.50	0.50	0.58	0.60	0.60
H	2.968	3.222	3.274	2.945	2.965	2.870	3.651	3.257	2.491

由此可以得到一些规律,电阻尼比可调范围不大,但是对于调谐频率比来说,有非线性量的加入使得最佳调谐频率比变化较大,大致可以总结为峰值向左偏就调小调谐频率比,峰值向右偏就调大调谐频率比。

4 实验分析

结构的非线性因素较难在实验中实现,因此以外布置磁铁来增加结构中的非线性因素以验证本文的结论,实验平台如图 6 所示。包括使用了 M+P Smartoffice 软件,实验器件包括功率放大器、激振器、力传感器和加速度传感器。本实验以梁末端的加速度衡量力传递率的大小。

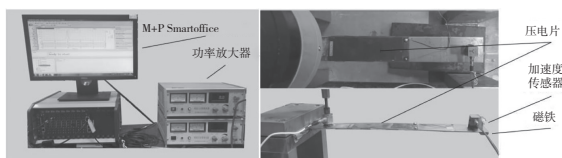


图 6 实验平台

在激振器单点激励下的悬臂梁可以近似看成线性情况,而外部布置磁铁可以视为增加了非线性力,在两种情况下 280~300 Hz 的频域曲线如图 7 所示。

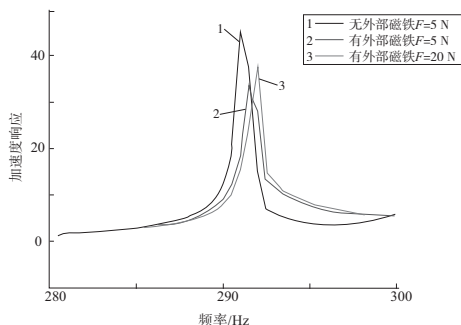


图 7 无磁斥力和有磁斥力的频域曲线

然后在有布置外部磁铁,即有非线性量存在时,增加力从 5~20 N 可以看见幅频曲线会向右偏移,另外,在无布置外部磁铁时,外接 1.37 H 的电

感能使峰值下降 83%,而有布置外部磁铁时,减振效果有所下降,频域曲线对比如图 8 所示。

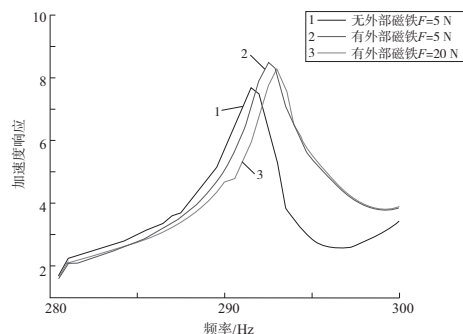


图 8 外接分流电路后无磁斥力和有磁斥力的频域曲线

5 结语

本文针对主系统中存在非线性量的情况,建立了包含非线性参数的振动模型。

通过 IHB 法求解非线性方程组,分析了非线性阻尼、非线性刚度等参数对系统主共振的影响。数值结果表明:在非线性系统中,原最优解变得不太合适,甚至在力振幅变化的情况下无法实现减振。即使主体结构不变,力幅值的变化也会要求电路参数做出相应的改变,以使减振效果达到最优。

本文以并联电路接入时频率响应曲线的最大传输率最小为目标进行电路参数设计。当力幅增大时,二次非线性阻尼项使共振峰左移,三次刚度项使共振峰右移。相应地,谐振峰向左偏移时谐振频率比减小,向右偏移时谐振频率比增大。然而,即使非线性参数使原最优解失效,仍然可以找到合适的电路参数以达到预期的减振效果。

参考文献:

- [1] SOLTANI P, KERSCHEN G. The nonlinear piezoelectric tuned vibration absorber[J]. Smart Material Structures, 2015, 24(7): 075015.
- [2] 邵静. 起重机械振动主被动混合控制方法研究[J]. 机械制造与自动化, 2021, 50(3): 72-75, 79.

(下转第 103 页)

削温度。在使用非分离式超声波振动钻削加工方式时,由于刀具刀刃发生移动,不能及时切断切屑,从而造成碎片在排屑槽中发生积累,增加了刀具磨损程度,无法有效降低钻削力。

4 结语

开展超声振动辅助下 304 不锈钢微孔钻削试验分析,得出如下结论。

1) 钻削载荷过程有钻入、稳定和钻出的 3 个阶段。超声波振动钻削力振幅较小,超声波振动钻削的稳态钻削力显著小于常规钻削方式。

2) 随着进给速度的增大会使钻头受到的轴向作用力更大,形成了更大的平均轴向力,轴向力由 1.44 N 提高到 1.98 N,对应变化比例达到 37.5%。

3) 主轴转速 5000 r/min 及进给速度 7 mm/min 时超声波振动可以有效降低切削温度,钻削轴向力为 1.28 N,比常规钻削方式减小了 18.46%。

参考文献:

- [1] 吕康,付朝霞,陈伟,等. 基于 DEFORM-3D 轴向振动钻削 304 不锈钢有限元仿真[J]. 制造技术与机床, 2023(5):64-68.
- [2] 冯亚洲,牛蕊东,刘战锋. 不锈钢超细长深孔钻削试验研究[J]. 工具技术,2022,56(4):33-36.
- [3] 樊瑞军,关志伟,孙翠香. 不锈钢模具微小孔钻削加工参数优化[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2021(2):114-117.
- [4] 梁志强,马悦,聂倩倩,等. 不锈钢微孔超声空化辅助钻削试验研究[J]. 机械工程学报, 2020, 56(1): 205-212.
- [5] 高飞,白海清,安熠蔚,等. 316L 不锈钢增材成型件小孔钻削试验研究[J]. 现代制造工程, 2019(9): 48-53,36.

- [6] ZHANG T,LIU Z Q,SHI Z Y,et al. Investigation on size effect of specific cutting energy in mechanical micro-cutting [J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2017,91(5):2621-2633.
- [7] 寇晓晨,张磊,苗莉莉. 基于微细切削理论的微小孔钻削力预测模型和实验研究[J]. 制造技术与机床, 2021(10):100-104.
- [8] 张泽华,董志国,曹桂新,等. Ti6Al4V 分离型超声振动微钻削的钻削特性仿真与试验研究[J]. 工具技术, 2023,57(9):64-68.
- [9] 赵雪岩,董志国,轧刚,等. SiCp/Al 超声辅助扩孔微钻削的切削特性与试验研究[J]. 机械设计与制造, 2022(12):164-167,171.
- [10] 王东,焦锋,张世杰,等. 纵向超声振动钻削 CFRP/钛合金叠层材料的动态冲击效应分析[J]. 振动与冲击, 2020,39(17):47-56.
- [11] 白小云,孙素杰,魏秋艳,等. SiCp/Al 复合材料微孔钻削的仿真分析和试验研究[J]. 机械设计与制造, 2023(5):134-137.
- [12] 梁桂强,姚峰,杜冰. 超声振动与切削工艺参数耦合关系的有限元分析[J]. 机械科学与技术, 2025, 44(1):40-48.
- [13] 庞继伟,李升,郭明波,等. C/SiC 复合材料微孔的电镀金刚石钻头钻削加工[J]. 金刚石与磨料磨具工程, 2023,43(1):90-95.
- [14] 刘传慧,陈晓静,侯晓晓,等. 刃磨大长径比刀具设计及其钻削性能实验分析[J]. 机械设计与制造, 2023(9):150-152,156.
- [15] 程耀楠,马春杰,张剑宇,等. 高速干式滚齿加工工艺参数优化研究进展[J]. 哈尔滨理工大学学报, 2022,27(2):10-20.

收稿日期:2023-11-17

(上接第 98 页)

- [3] FORWARD R L. Electronic damping of vibrations in optical structures [J]. Applied Optics, 1979, 18(5): 690-697.
- [4] HAGOOD N W,VON FLOTOW A. Damping of structural vibrations with piezoelectric materials and passive electrical networks [J]. Journal of Sound Vibration, 1991,146(2):243-268.
- [5] VIGUIÉ R, KERSCHEN G. The nonlinear tuned vibration absorber [J]. MATEC Web of Conferences, 2012,1:05007.
- [6] 伍敏. 轴承-转子系统的非线性耦合振动解析分析及

实验研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2017.

- [7] VON WAGNER U,HAGEDORN P. Nonlinear effects of piezoceramics excited by weak electric fields [J]. Nonlinear Dynamics, 2003,31(2):133-149.
- [8] SHIVASHANKAR P,KANDAGAL S B. Characterization of elastic and electromechanical nonlinearities in piezoceramic plate actuators from vibrations of a piezoelectric-beam[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019,116:624-640.

收稿日期:2023-10-09