

# 用于直升机舱内降噪的智能周期撑杆研究

岳慧裕<sup>1</sup>, 陆洋<sup>1</sup>, 朱天宇<sup>2</sup>, 党崇<sup>1</sup>, 李程磊<sup>1</sup>

(1. 南京航空航天大学直升机旋翼动力学国家级重点实验室, 江苏 南京 210016;

2. 上海航天控制技术研究所, 上海 201109)

**摘要:** 直升机主减速器内的齿轮啮合引起的中高频振动是直升机舱内噪声的主要来源之一, 通过设计具有隔振性能的减振器撑杆可以有效抑制传递到机体的振动, 进而减小齿轮啮合诱发的舱内噪声。基于压电叠堆/橡胶周期结构, 提出了一种适用于直升机舱内降噪的主动/被动混合振动控制的智能周期撑杆, 在满足强度与刚度要求的同时, 具有优良的多频与宽频减振能力。压电叠堆与橡胶材料周期排列组成周期结构, 其在特定频率范围内具有“机械滤波”特性; 同时, 通过调节驱动压电叠堆的电压与电流, 改变压电叠堆的动刚度, 可实现主动减振的功能。为了对智能周期撑杆的主动/被动混合振动控制性能进行分析, 建立了基于传递矩阵形式的智能周期撑杆的机电耦合动力学模型, 并使用多物理场仿真软件验证了模型的正确性。进一步基于该模型分析了在驱动电压与电流有限的条件下的智能周期撑杆的最优隔振性能: 在智能周期撑杆一端固支、一端受到 10 N 的激振力时, 最大驱动电压为 20 V、最大驱动电流为 1 A 的电学边界限制下, 该智能周期撑杆具有将 692 Hz 以上的振动完全衰减的能力, 对 692 Hz 以下的振动有一定程度的控制效果。此外, 还研究了材料参数与力学边界条件对主动控制的影响, 即橡胶材料的阻尼、激振力对进行主动控制时需要的驱动电压与电流的影响。使用有限元模型校核了智能周期撑杆的强度与刚度, 验证了所提出的智能周期撑杆方案的工程可行性。使用压电叠堆作动器与聚酯乙烯杆件组成一个三周期的压电叠堆周期撑杆作为智能周期撑杆的简化模型, 验证了主动/被动混合振动控制性能, 分析了力学边界条件对隔振性能的影响, 以及进行主动控制时的驱动电压和电流与最优驱动电压和电流的关系。

**关键词:** 直升机; 舱内噪声; 智能周期撑杆; 主动/被动混合振动控制; 最优隔振性能

**中图分类号:** V275+.1; TB535 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2023)05-1335-14

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2023.05.018

## 1 概述

直升机主减速器齿轮啮合引起的振动是直升机舱内噪声的主要来源之一<sup>[1-5]</sup>。如图 1 所示, 主减速器的高水平结构振动通过主减速器撑杆(后文简称主减撑杆)传递到机舱, 引起机舱结构振动从而产生

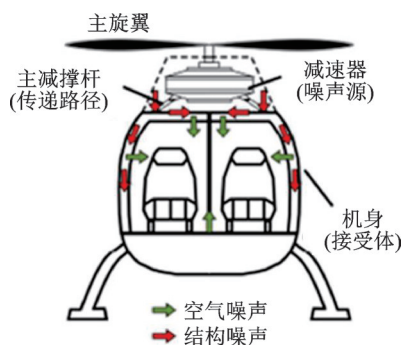


图 1 直升机结构噪声与空气噪声的传播路径<sup>[6]</sup>

Fig. 1 Structure-borne and air-borne noise paths<sup>[6]</sup>

结构辐射噪声<sup>[6]</sup>。因此, 可以通过增强主减撑杆的隔振性能来抑制直升机舱内噪声。图 2 所示为 S-76 直升机舱内噪声频谱, 可见直升机舱内噪声不仅有很高的宽频噪声, 还有明显的中高频齿轮啮合噪声及其谐波噪声频率成分。为解决严重的直升机舱内噪声问题, 直升机主减撑杆的隔振性能不仅应该具有宽频振动控制的能力, 还应该具有多频谐波振动控制的能力。

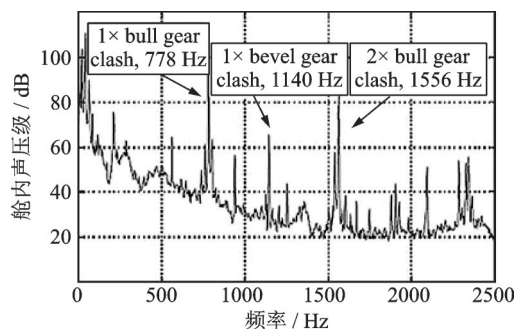


图 2 S-76 直升机舱内噪声频谱<sup>[4]</sup>

Fig. 2 Interior noise spectrum of an S-76 helicopter<sup>[4]</sup>

收稿日期: 2021-11-18; 修订日期: 2022-01-30

基金项目: 直升机旋翼动力学国家级重点实验室基金资助项目(61422200402162220003); 江苏高校优势学科建设工程资助项目。

Szefi 等<sup>[7]</sup>首先探索了金属/橡胶周期结构隔振器应用于直升机主减撑杆的隔振控制问题,并通过参数优化验证了该方法的有效性。所谓周期结构,即弹性常数和密度周期分布的材料或者结构。当弹性波在周期结构中传递时,在两种不同介质的分界面发生反射、折射和透射,波长的不同导致在界面处的反射波和透射波具有相位差。在某些频率范围内,反射波与入射波相位相反,此时反射波对入射波的削弱作用最大,即所谓禁带效应<sup>[8]</sup>。但是,因为直升机主减撑杆在直升机飞行与地面停放时需要承受拉伸载荷,所以不能直接使用金属/橡胶周期层状结构作为隔振器。为了使周期结构撑杆具备工程应用价值,王凤娇等<sup>[9]</sup>、Lu 等<sup>[10-11]</sup>基于直升机撑杆设计准则,设计了一种基于金属与橡胶周期排列的复合型主减周期撑杆,通过对橡胶材料施加预紧力,使得该撑杆在拉伸与压缩状态下,橡胶材料均处于压缩状态。该撑杆可以满足模型直升机对撑杆的强度和刚度要求,可以使模型直升机中 300~1200 Hz 的舱内噪声降低 30~40 dB。尽管周期结构形式的撑杆在禁带范围内可以取得良好的宽频隔振效果,但是其禁带起始频率越低,周期结构需要的几何尺寸、质量越大。为减轻被动周期结构的体积与质量,同时提升对齿轮啮合振动的隔振性能,可以将主动材料嵌入或者贴附于周期结构中,从而构成主动/被动混合振动控制的周期结构。

Ruzzene 等<sup>[12]</sup>将形状记忆合金周期地嵌入到杆件中,通过驱动形状记忆合金来调节结构的动刚度,增强阻抗失配程度,从而达到抑制纵波在结构中传播的效果。Baz<sup>[8]</sup>将压电材料周期性地排列在杆件中,通过驱动压电材料来打破周期结构中胞体完全一致的特点,实现波的局域化控制,从而改变周期结构的禁带范围,即所谓失谐控制。Asiri<sup>[13]</sup>利用压电结构两端的位移信息来调节压电材料的驱动电压,将压电材料模拟成阻尼材料,以此增强周期结构的隔振性能。以上三种主/被动结合的振动控制形式是通过调节主动材料来更改周期结构的刚度、失谐度与阻尼效果,抑制杆件中纵波的传播。事实上,这些主动/被动混合控制方式更类似于改进的被动控制方式,控制目标依然为宽频振动控制。但是,对于直升机减速器的振动控制,不仅需要宽频的被动控制方式,还需要对若干齿轮啮合产生的多频谱波振动进行控制。因此,出现了针对单频或多频的主动振动控制与宽频被动振动控制相结合的主动/被动混合控制方式。Hen 等<sup>[5]</sup>使用周期排列的液弹隔振器作为直升机主减速器的支撑结构,在该支撑结构中加入压电叠堆,使用自适应 LMS 控制算法进行单频或多频主动控制。在被动控制下,周期液弹隔振

器可以衰减 500~2000 Hz 的振动,平均衰减幅度约为 30 dB;在施加主动控制的情况下,主动控制的谐波衰减幅值会在被动控制的衰减水平上进一步再衰减 30 dB。此外,Hen 还注意到了力学边界条件(在撑杆一端安装质量块)对进行主动控制的压电叠堆的驱动电压与电流产生的影响。但是,因为 Hen 没有对振动控制方案中的压电叠堆进行数学建模,所以只能通过试验现象来阐述力学边界条件对压电叠堆驱动电信号的影响。

在现有的基于压电叠堆的主动/被动混合振动控制<sup>[5]</sup>或者主动振动控制研究<sup>[6,14]</sup>中,因为没有将压电叠堆的机电耦合特性引入到模型中,无法对整个控制方案进行机电耦合研究。例如,在主动控制研究<sup>[6,14]</sup>中,没有考虑到压电叠堆的电压、电流的驱动能力,在较小激振力的低频微振动控制试验中,主动控制可以取得很好的试验效果,但是在实际工况中,因为结构边界上的激振力水平会很高,此时相同的振动控制方案很可能无法起到明显的控制效果。主动振动控制的研究重点主要集中在对主动控制算法的创新与原理性验证上,很少探讨结构以及电学边界与力学边界条件等因素对振动控制效果的影响。当振动控制方案的结构、压电驱动电压范围(电学边界)与力学边界条件确定后,进行主动振动控制的最优效果即已经确定了,各种主动振动控制算法的优化只是为了无限接近最优控制效果,并不能改变最优控制效果。而本文所设计的主动/被动混合振动控制的智能周期撑杆重点研究振动控制方案的最优控制效果,并不过多讨论控制算法。

为了降低直升机齿轮啮合噪声水平,在复合型周期撑杆研究工作<sup>[9-11]</sup>的基础上,将压电叠堆嵌入原有复合型周期撑杆中,组成适用于主动/被动混合振动控制的智能周期撑杆(如图 3 所示)。建立了该撑杆的机电耦合动力学传递矩阵模型,并使用多物理场仿真软件 COMSOL Multiphysics 验证了模型的准确性。使用该模型计算出智能周期撑杆在主动/被动混合振动控制下的最大力衰减率,即该撑杆的最优控制效果。分析了材料参数(本文中选取橡胶材料阻尼)、力学边界条件(本文中选取激振力)对进行主动控制的压电叠堆所需驱动电压与电流的影响。使用智能周期撑杆的有限元模型验证了该撑杆可满足模型直升机撑杆的强度与刚度要求。最后,使用压电叠堆作动器与聚酯乙烯杆件组成三周期的压电叠堆周期撑杆作为智能周期撑杆的简化模型,进行试验研究。重点研究了主动/被动混合振动控制效果以及力学边界条件对隔振性能、进行主动控制所需的驱动电压与电流的影响。

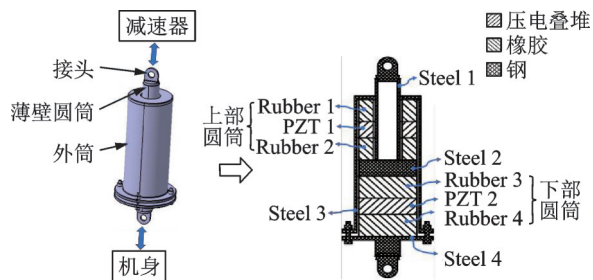


图 3 智能周期撑杆示意图

Fig. 3 Schematic of the smart periodic strut for gearbox

## 2 主动/被动混合振动控制的智能周期撑杆

本文在直升机舱内降噪复合型周期撑杆<sup>[9-11]</sup>的研究基础上,改进得到适用于主动/被动混合振动控制的智能周期撑杆。该撑杆是基于压电叠堆与橡胶周期排列,具有主动隔振与被动隔振能力的撑杆。图 3 给出了智能周期撑杆的结构示意图,智能周期撑杆主要由两端接头、上部圆筒、下部圆筒、外筒和薄壁圆筒五大部分组成。撑杆的两个接头分别连接在减速器与机身结构上;撑杆内部的上部圆筒与下部圆筒由橡胶与压电叠堆相间排列而成;薄壁圆筒与上、下圆筒之间的金属块连接在一起。

当主减速器振动产生的弹性波通过上端薄壁圆筒进入到撑杆周期结构时,一部分弹性波经过上部圆筒,然后由外筒传递到撑杆的下端;另一部分经过下部圆筒直接传递到撑杆的下端。智能周期撑杆的简化动力学传递路径如图 4 所示。在振动传递路径上可以看出,上端传递路径与下端传递路径是并联关系。

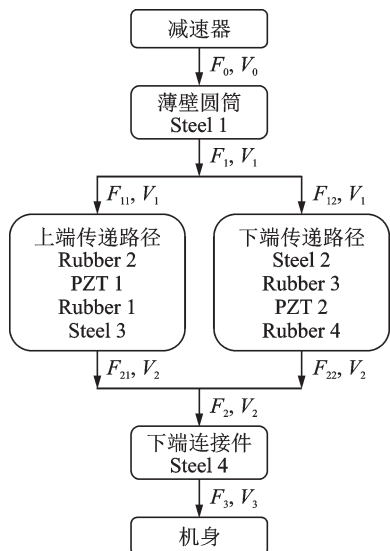


图 4 智能周期撑杆的动力学传递路径

Fig. 4 Dynamic transmission path of smart periodic strut

通过计算撑杆上端的激振力  $F_0$  与激振速度  $V_0$  到撑杆下端的力  $F_3$  与速度  $V_3$  的传递关系,可以评价智能周期撑杆的隔振性能。在智能周期撑杆中,隔振性能不仅与智能周期撑杆的几何尺寸、材料有关,还与压电叠堆的驱动电压与电流、智能撑杆的力学边界条件有关。

此外,需要特别指出的是,该撑杆在装配时需要对外筒内的橡胶进行预压缩处理,保证撑杆在受到拉伸或者压缩载荷时,上部圆筒与下部圆筒内的橡胶材料始终处于压缩状态。智能周期撑杆的预压缩处理可以有效解决周期结构不能承受拉伸载荷的问题。

## 3 智能周期撑杆的机电耦合动力学模型

因为智能周期撑杆中的压电叠堆与橡胶层相间排列,所以具有周期结构特有的机械滤波特性;此外,通过控制压电叠堆的驱动电压,可以改变压电叠堆的动刚度,对该撑杆进行主动振动控制。为了将撑杆的机械滤波特性与变刚度特性联系在一起,本节建立了具有传递矩阵形式的智能周期撑杆机电耦合动力学模型,给出了被动材料的传递矩阵动力学模型、压电叠堆的机电耦合动力学模型,以及智能周期撑杆的机电耦合动力学模型。

### 3.1 被动材料的传递矩阵动力学模型

智能周期撑杆中的橡胶与钢均为被动材料,其动力学模型可以使用被动材料的传递矩阵模型表示。被动结构的传递矩阵动力学模型只由系统本身的动态特性决定,与系统两端的结构和激励无关。因此,传递矩阵特别适合应用于多子结构系统的动力学分析<sup>[15-16]</sup>。对于一个线弹性杆件,如果只有一个输入端和输出端,其传递矩阵动力学模型如图 5 所示。

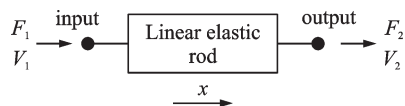


图 5 线弹性杆件的传递矩阵模型

Fig. 5 Transfer matrix model of linear elastic strut

图 5 中的输入量  $F_1, V_1$  与输出量  $F_2, V_2$  均为复幅值,具有幅值与相位信息。图 5 中的线弹性杆件输入端与输出端的纵向传递关系可以使用传递矩阵  $T_p$  表示为:



$$\begin{bmatrix} F_1 \\ V_1 \end{bmatrix} = T_p \begin{bmatrix} F_2 \\ V_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kL) & -\frac{EAk}{j\omega} \sin(kL) \\ \frac{j\omega}{EAk} \sin(kL) & \cos(kL) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_2 \\ V_2 \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中  $k$  为纵向波数,  $k = \omega \sqrt{\frac{\rho}{E}}$ ;  $\rho$  和  $E$  分别为材料的密度和杨氏模量; 杆件长度为  $L$ , 横截面积为  $A$ 。可以看出, 根据材料的杨氏模量  $E$ 、波数  $k$  与结构的几何尺寸, 就可以求出弹性杆件的传递矩阵  $T_p$ 。再根据系统的力学边界条件(例如: 固定端的速度为 0; 自由端的力为 0), 就可以求出系统的响应, 而无需求解运动微分方程。

### 3.2 压电叠堆的机电耦合动力学模型

智能周期撑杆中的压电叠堆作动器的动力学模型不仅与压电叠堆两端的力与速度有关, 还与驱动电压、电流有关。因此, 需要对压电叠堆建立机电耦合动力学模型。压电叠堆作动器可以视为由多个压电片在机械结构上串联, 在电路上并联而成, 如图 6 所示。

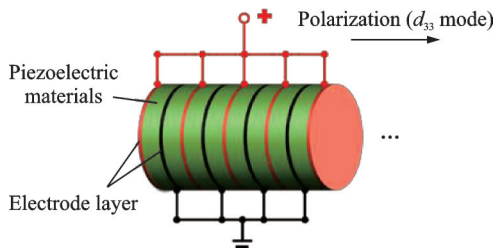


图6 压电叠堆结构与电路示意图

Fig. 6 Piezoelectric stack structure and circuit diagram

对压电材料进行机电耦合动力学建模, 使用最广泛的模型是 Mason 等效电路模型(Mason's equivalent circuit)<sup>[17]</sup>, 但是, 该模型只能对一层压电片进行建模, 如果使用该模型计算压电叠堆传递矩阵, 需要把  $n$  层压电片模型的传递矩阵相乘, 这需要的计算量很大。因此, Zhang 等<sup>[18-20]</sup>在 Mason 等效电路模型的基础上, 对压电叠堆作动器进行机电耦合分析, 建立基于压电叠堆作动器的机电耦合动力学模型。

$$\begin{bmatrix} F_{in} \\ F_{out} \\ U \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{A}{j\omega} \left( \frac{e'^2}{k\epsilon' t_p} + \frac{c'a}{\tan(aL)} \right) & -\frac{A}{j\omega} \left( \frac{e'^2}{k\epsilon' t_p} + \frac{c'a}{\sin(aL)} \right) & \frac{e'}{j\omega k\epsilon'} \\ \frac{A}{j\omega} \left( \frac{e'^2}{k\epsilon' t_p} + \frac{c'a}{\sin(aL)} \right) & -\frac{A}{j\omega} \left( \frac{e'^2}{k\epsilon' t_p} + \frac{c'a}{\tan(aL)} \right) & \frac{e'}{j\omega k\epsilon'} \\ \frac{e'}{j\omega k\epsilon'} & -\frac{e'}{j\omega k\epsilon'} & \frac{t_p}{j\omega k\epsilon' A} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_{in} \\ V_{out} \\ I \end{bmatrix} \quad (5)$$

从式(5)中可以看出, 压电叠堆两端上的力学参数(力、速度)与驱动压电叠堆的电学参数(电压、电

相对于基于压电片的模型, 基于压电叠堆的机电耦合模型可以有效地减小计算量。图 7 为压电叠堆的机电耦合动力学模型示意图。

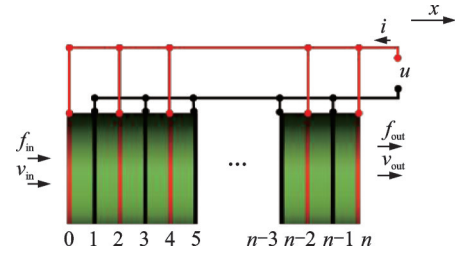


图7 压电叠堆机电耦合动力学模型

Fig. 7 Electromechanical coupling model of piezoelectric stack

图 7 中, 下标“in”代表压电叠堆的输入端, 下标“out”代表压电叠堆的输出端。 $f_{in}$  与  $v_{in}$  分别为输入端的力与速度;  $f_{out}$  与  $v_{out}$  分别为输出端的力与速度;  $u$  与  $i$  分别为压电叠堆的驱动电压与电流。根据压电的本构方程, 杆件纵向振动微分方程, 以及每层压电片中的电场的分布是均匀的假设, 可以推导出压电叠堆的电流、速度、端面法向力分别为<sup>[19-21]</sup>:

$$i(t) = A \left( e' \frac{v_{out} - v_{in}}{t_p} + \frac{n\epsilon'}{t_p} \frac{\partial u(t)}{\partial t} \right) \quad (2)$$

$$v(x, t) = j\omega [ a_1 \sin(kx) + a_2 \cos(kx) ] \quad (3)$$

$$f(x, t) = -A \left\{ c' [ a_1 k \cos(kx) - a_2 k \sin(kx) ] e^{j\omega t} - e' \frac{u(t)}{t_p} \right\} \quad (4)$$

式中  $v$  为端面速度;  $t_p$  为压电层厚度;  $n$  为压电叠堆中具有压电片层数;  $\epsilon'$  代表在零应变下的介电常数;  $t$  为时间;  $x$  为位移;  $a$  为压电叠堆的波数;  $a_1$  与  $a_2$  为两个待定系数;  $c'$  为压电材料在短路时的弹性模量;  $e'$  为短路时应变与电位移之比。定义压电叠堆两端速度为:  $v_{in} = V_{in} e^{j\omega t}$ ,  $v_{out} = V_{out} e^{j\omega t}$ ; 两端法向力为  $f_{in} = F_{in} e^{j\omega t}$ ,  $f_{out} = F_{out} e^{j\omega t}$ ; 电流  $i(t) = I e^{j\omega t}$ , 电压  $u(t) = U e^{j\omega t}$ 。将上述公式代入电流公式(2)、速度公式(3)、与法向力公式(4)中, 整理成频域下的矩阵形式:

流)之间存在耦合关系。将式(5)修改为具有传递矩阵形式的表达式:

$$\begin{bmatrix} F_{in} \\ V_{in} \\ U \\ 0 \end{bmatrix} = T_a \begin{bmatrix} F_{out} \\ V_{out} \\ U \\ I \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中 矩阵  $T_a$  为压电叠堆机电耦合矩阵。

因为公式(6)与公式(2)~(4)等价,所以只需要

$$T_{ad} = \begin{bmatrix} \cos(aL) & \frac{-Ac'a \sin(aL)}{j\omega} & \frac{Ae'[\cos(aL)-1]}{t_p} & 0 \\ \frac{j\omega \sin(aL)}{Ac'a} & \cos(aL) & \frac{-e'j\omega \sin(aL)}{t_p c'a} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{e'j\omega \sin(aL)}{t_p c'a} & \frac{Ae'[\cos(aL)-1]}{t_p} & -j\omega A \left[ n \frac{\epsilon'}{t_p} + \frac{e'^2 \sin(aL)}{t_p^2 c'a} \right] & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

### 3.3 智能周期撑杆的机电耦合动力学模型

在 3.1 与 3.2 中得到了被动材料与压电叠堆的传递矩阵动力学模型,本节利用该传递矩阵模型建立智能周期撑杆的传递矩阵形式的机电耦合动力学模型。首先需要对上端传递路径(Rubber2,PZT1,Rubber1 与外筒 Steel3)与下端传递路径(Steel2,Rubber3,PZT2,Rubber4)组成的并联结构的传递矩阵模型进行推导。零件 Rubber2,PZT1,Rubber1 与外筒 Steel3 组成上端传递路径的传递矩阵记为  $T_2$ ,其满足:

$$\begin{bmatrix} F_{11} \\ V_1 \\ U_1 \\ 0 \end{bmatrix} = T_2 \begin{bmatrix} F_{21} \\ V_2 \\ U_1 \\ I_1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中  $F_{11}$  与  $F_{21}$  分别为上端传递路径的输入端与输出端的力; $V_1$  与  $V_2$  分别为输入端与输出端的速度, $T_2$  可以由压电叠堆机电耦合矩阵与被动材料的传递矩阵得到。

为了体现被动材料不直接影响压电叠堆的驱动电压与电流的情况,需要将 Rubber2,Rubber1 与 Steel3 的被动传递矩阵扩展为:

$$T_p' = \begin{bmatrix} \cos(kL) & \frac{-EAk \sin(kL)}{j\omega} & 0 & 0 \\ \frac{j\omega \sin(kL)}{Ac'k} & \cos(kL) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

使用同样的方式可以得到零件 Steel2,Rubber3,PZT2,Rubber4 组成下端传递路径的传递矩阵  $T_3$ ,其满足:

$$\begin{bmatrix} F_{12} \\ V_1 \\ U_2 \\ 0 \end{bmatrix} = T_3 \begin{bmatrix} F_{22} \\ V_2 \\ U_2 \\ I_2 \end{bmatrix} \quad (10)$$

式中  $F_{12}$  与  $F_{22}$  分别为上端传递路径的输入端与输出端的力, $V_1$  与  $V_2$  分别为输入端与输出端的速度,

再确定力学边界条件(速度与激振力)与电学边界条件(压电叠堆的驱动电压与电流)中的三个参数,就可以求解压电叠堆的机电耦合动力学问题。由于公式(6)是由公式(2)~(4)三个等式推导而来,所以  $T_a$  有无穷解。为方便描述,使用  $T_a$  的特解  $T_{ad}$  来表示压电叠堆机电耦合矩阵。 $T_{ad}$  的表达式为:

由上端传递路径与下端传递路径的并联关系,可以得到:

$$\begin{cases} F_1 = F_{11} + F_{12} \\ F_2 = F_{21} + F_{22} \end{cases} \quad (11)$$

由公式(8)~(11)可以得到上端传递路径与下端传递路径的并联矩阵  $T_{23}$ ,其满足:

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ V_1 \\ U_1 \\ 0 \\ U_2 \\ 0 \end{bmatrix} = T_{23} \begin{bmatrix} F_2 \\ V_2 \\ U_1 \\ I_1 \\ U_2 \\ I_2 \end{bmatrix} \quad (12)$$

因为智能周期撑杆的并联结构中具有两个压电叠堆,所以其传递矩阵具有两组电压与电流参数,并且这两组电压与电流之间相互独立,只影响各自压电叠堆两端的力与速度。设智能周期撑杆的机电耦合总传递矩阵为  $T_{total}$ ,其可以满足传递关系:

$$\begin{bmatrix} F_0 \\ V_0 \\ U_1 \\ 0 \\ U_2 \\ 0 \end{bmatrix} = T_{total} \begin{bmatrix} F_3 \\ V_3 \\ U_1 \\ I_1 \\ U_2 \\ I_2 \end{bmatrix} = T_1 * T_{23} * T_4 \begin{bmatrix} F_3 \\ V_3 \\ U_1 \\ I_1 \\ U_2 \\ I_2 \end{bmatrix} \quad (13)$$

式中  $T_1$  与  $T_4$  分别为 Steel1 与 Steel4 的被动材料传递矩阵,为了满足矩阵运算的阶数要求并保证其不影响压电叠堆的电压与电流, $T_1$  与  $T_4$  的被动材料的传递矩阵可以扩展为  $T_p''$ :

$$T_p'' = \begin{bmatrix} \cos(kL) & \frac{-EAk \sin(kL)}{j\omega} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{j\omega \sin(kL)}{Ac'k} & \cos(kL) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (14)$$

## 4 智能周期撑杆的机电耦合动力学模型验证

为了验证基于传递矩阵形式的智能周期撑杆的机电耦合动力学模型,本节使用该动力学模型与多物理场仿真软件 COMSOL Multiphysics 对智能周期撑杆的力传递率进行仿真研究。设智能周期撑杆的力学边界条件如下:在智能周期撑杆顶部施加沿着撑杆纵向的激振力  $F_e$ ;底部固支,其受到的反作用力为  $F_r$ ,如图 8 所示。

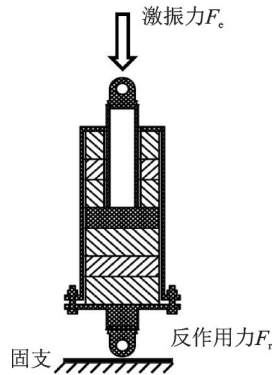


图 8 智能周期撑杆的受力图

Fig. 8 Force diagram of smart periodic strut

以激振力与两根压电叠堆的驱动电压为谐波激励,以力传递率为响应进行频域研究。图 8 中的智能周期撑杆激振力  $F_e$  的复幅值为 10 N;另一端固支,固支处的反作用力为  $F_r$ 。上端压电叠堆的驱动电压复幅值为 5 V,下端压电叠堆的驱动电压复幅值为  $5 \text{ V} \angle 45^\circ$  (电压的相位超前激振力相位  $45^\circ$ )。使用力传递率  $T_F$  评价杆件在激励-固支边界下的隔振性能,其定义为:

$$T_F = 20 \lg \frac{F_r}{F_e} \quad (15)$$

智能周期撑杆中各主要组成零件的横截面积与厚度如表 1 所示。

表 1 智能周期撑杆几何参数

零件	横截面积/ $\text{m}^2$	厚度/ $\text{m}$
Rubber1	0.0029	0.03
Rubber2	0.0029	0.03
Rubber3	0.0038	0.03
Rubber4	0.0038	0.03
Steel1	0.000254	0.112
Steel2	0.0038	0.022
Steel3	0.000609	0.186
Steel4	0.0050	0.005
PZT1	0.0029	0.022
PZT2	0.0038	0.022

智能周期撑杆中的橡胶参数如表 2 所示,压电叠堆参数如表 3 所示。

表 2 橡胶材料参数

弹性模量/GPa	密度/ $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$
$0.025 \times (1 + 0.05j)$	1200

表 3 压电叠堆材料参数

弹性柔顺常数/ $(10^{-12} \text{m}^2 \cdot \text{N}^{-1})$	压电常数 $d_{33}$ / $(10^{-12} \text{C} \cdot \text{N}^{-1})$	相对介电常数	密度/ $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$
20.7	593	3400	7800

图 9 给出了智能周期撑杆的传递矩阵形式的机电耦合模型与多物理场仿真软件 COMSOL Multiphysics 计算的力传递率响应。

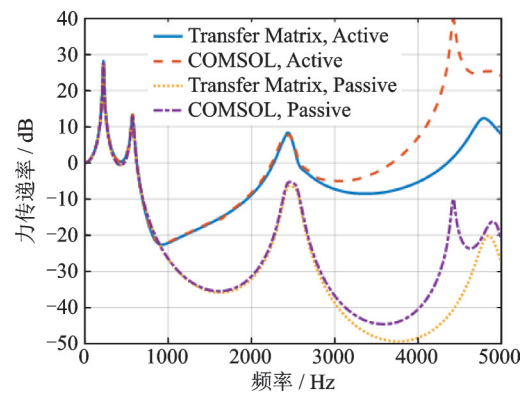


图 9 智能周期撑杆的力传递率响应

Fig. 9 Force transmissibility response of the smart periodic strut

从图 9 中可以看出,在不施加主动控制时(被动模式),在 2500 Hz 以下,使用智能周期撑杆传递矩阵模型与 COMSOL Multiphysics 软件计算的力传递率一致;在施加主动控制时(主动模式),智能周期撑杆模型与 COMSOL Multiphysics 计算的在 2500 Hz 以下的力传递率也一致。在 2500 Hz 以上时,所建立的智能周期撑杆模型与 COMSOL Multiphysics 模型计算结果差异明显。这一方面是因为智能周期撑杆模型在对压电叠堆建模时,假设压电片两端的电极保持平行,而这一假设在高频时难以保证合理性;另一方面是因为传递矩阵方法仅仅考虑了杆件的纵向变形,没有考虑到横向变形以及弯曲扭转。但是,因为结构阻尼对高频振动的衰减作用,直升机主减撑杆性能主要针对 500~2000 Hz 的齿轮啮合振动与噪声,所以智能周期撑杆的机电耦合模型计算频率范围可以满足研究分析的需求。

### 5 智能周期撑杆的机电耦合特性研究

当智能周期撑杆的结构参数、力学边界条件和压电叠堆及其驱动器性能确定时,智能撑杆的最优隔振性能也可以确定。本节使用智能周期撑杆的机电耦合模型分析智能周期撑杆的最优隔振性能。此外,为了研究材料参数与力学边界条件对主动控制的影响,重点分析了被动材料的阻尼与激振力对进行主动控制的压电叠堆所需的驱动电压与电流的影响。

#### 5.1 智能周期撑杆的最优隔振性能

本节使用智能周期撑杆机电耦合动力学模型进行最优隔振性能的仿真研究。为了研究被动隔振能力,需要计算智能周期撑杆中的压电叠堆(本例选择短路状态)与橡胶材料组成的周期结构的能带图,如图 10 所示。

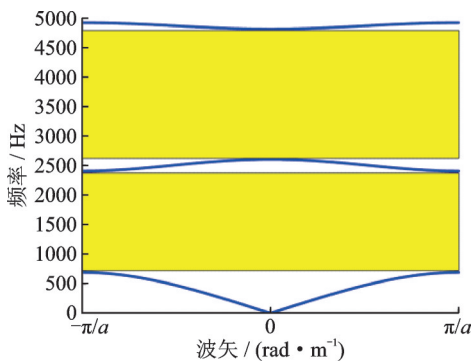


图 10 压电叠堆与橡胶组成的周期结构的能带图

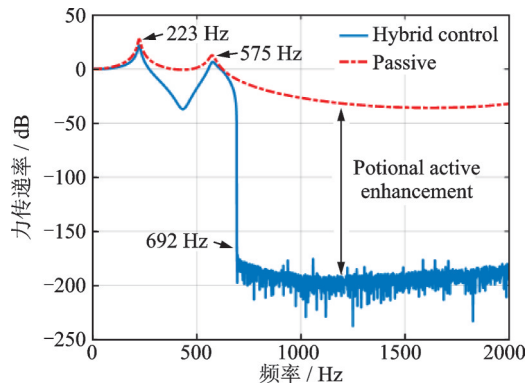
Fig. 10 Band structure of the periodic structure composed of piezoelectric stacks and rubber

图 10 中,压电叠堆与橡胶组成的周期结构的禁带范围为图中黄色区域。在 5000 Hz 以内,该周期结构具有两个禁带范围:690~2405 Hz 与 2601~4809 Hz。图 2 中的 S-76 直升机的齿轮啮合噪声频率都处于该周期结构的禁带范围。

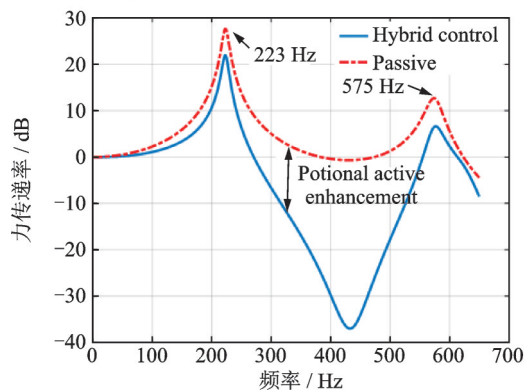
为了在周期结构的禁带范围内增强对齿轮啮合振动的抑制以及在禁带范围外进行隔振处理,接下来对智能周期撑杆的主动/被动混合振动控制进行研究。进行以下仿真分析:智能周期撑杆一端激励,一端固支。激振力复幅值为 10 N,橡胶材料的阻尼损耗因子为 0.05,假设压电叠堆及其驱动器的最大驱动电压幅值为 20 V,最大驱动电流为 1 A(在不同频率下,驱动器实际最大驱动电压与电流并不是恒值,需要经过测量得到)。使用非线性优化方式计算最小力传递率,即智能周期撑杆的最优隔振性能。其非线性优化问题可以表示为:

$$\begin{aligned} & \min T_F(U_1, U_2, I_1, I_2), \\ & \text{s.t.} \begin{cases} 0 \leq \text{abs}(U_i) \leq 20, i = 1, 2 \\ 0 \leq \text{abs}(I_i) \leq 1, i = 1, 2 \end{cases} \end{aligned} \quad (16)$$

经过非线性优化求取最小的力传递率,得到智能周期撑杆的最小力传递率曲线如图 11 所示。



(a) 智能周期撑杆在 2000 Hz 以内的最小力传递率  
(a) Minimum force transmissibility of the smart periodic strut within 2000 Hz



(b) 智能周期撑杆在 650 Hz 以内的最小力传递率  
(b) Minimum force transmissibility of the smart periodic strut within 650 Hz

图 11 智能周期撑杆的最小力传递率

Fig. 11 Minimum force transmissibility of the smart periodic strut

图 11 中将智能周期撑杆主动/被动混合控制最优力传递率与智能周期撑杆被动(压电叠堆短路)控制下的结果进行对比。在所有频率上,主动/被动混合振动控制的控制效果均优于纯被动振动控制效果。在共振频率 223 Hz 与 575 Hz 附近的频率范围内,混合振动控制的效果能够达到 5 dB 左右。在第一阶共振频率 223 Hz 以下,两者的控制效果差别不明显,只有不足 2 dB 的控制效果;在 692 Hz 以上的频率范围,力传递率可以衰减到 -150 dB 以下,其实这时主动控制已经可以将反作用力衰减到 0,图 11 中较小的力传递率是因为优化计算残留的微小数值误差。但是在实际应用中,因为干扰信号的存在,随着误差信号的衰减,主动控制将难以提取相关的信号,反作用力难以衰减到 0。总体而言,主动/被动混合振动控制的智能周期撑杆在共振峰附



近以及低频范围内的振动控制效果具有上限边界,而这个上限边界是由结构与材料、力学边界条件以及对压电叠堆的驱动能力(电学边界条件)决定的。为了进一步分析智能周期撑杆的最优控制效果的影响因素,图 12 给出了力传递率最小时的智能周期撑杆驱动电压与电流。

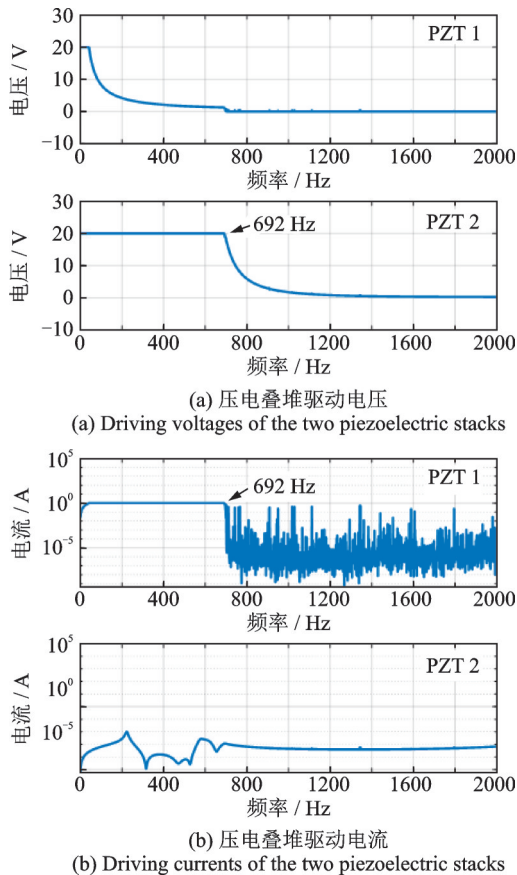


图 12 智能周期撑杆得到最小力传递率时的驱动电压与电流

Fig. 12 Driving voltages and currents of the piezoelectric stacks at minimum force transmissibility

从图 12 中可以看出,在 692 Hz 以上的频率范围,两根压电叠堆的驱动电压与电流没有达到 20 V 与 1 A 的极限。而在其他频率范围内,两根压电叠堆至少有一个电压或者电流参数达到了约束条件,即驱动电压与电流范围限制了智能周期撑杆振动控制能力的提升。

在本节需要注意的是,图 11 中的智能周期撑杆的最小力传递率是在不考虑干扰与控制误差情况下的理想结果,在试验条件下不能达到这样的隔振性能。为了探讨控制误差对智能周期撑杆的隔振能力的影响,在图 12(a) 中的最优控制电压的基础上增加控制误差,得到的隔振性能曲线如图 13 所示。

图 13 中的“1% control error”曲线是当驱动电压的幅值为最优控制电压幅值衰减 1%,相位为最

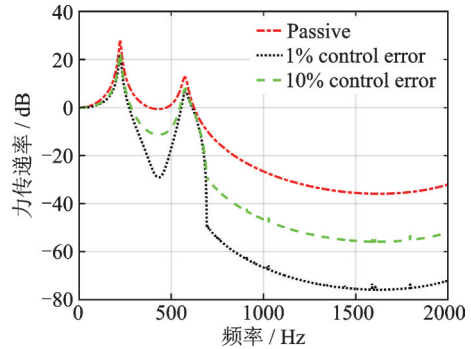


图 13 存在控制误差时的隔振能力

Fig. 13 Vibration isolation capability with control error

优控制电压相位衰减 1% 时得到的智能周期撑杆的隔振性能。“10% control error”曲线是最优控制电压幅值与相位都衰减 10% 对应的隔振性能。从图 13 可以看出,驱动电压与最优控制电压之间的误差越小,隔振性能越好。而图 11 中的最优隔振能力是当驱动电压等同于最优控制电压时得到的,所以此时控制误差为 0,这在主动控制中是不可能达到的。

## 5.2 智能周期撑杆的主要参数对压电叠堆所需的驱动电压与电流的影响

从智能周期撑杆的机电耦合模型可以看出,智能周期撑杆的材料参数与力学边界条件对进行主动控制的驱动电压与电流有影响。由于材料参数与力学边界条件众多,此处仅分析橡胶材料的阻尼损耗因子与激振力对进行主动控制的压电叠堆所需驱动电压与电流的影响。

### 5.2.1 阻尼损耗因子对驱动电压、电流的影响

为了分析橡胶材料的阻尼损耗因子对智能周期撑杆进行主动控制所需的驱动电压与电流的影响,进行以下仿真分析:智能周期撑杆一端激励,一端固支,激振力幅值设置为 10 N,反作用力幅值为 0(此时,振动得到了完全衰减),橡胶阻尼损耗因子分别取 0, 0.05, 0.15, 使用相同的电压信号驱动智能周期撑杆的两根压电叠堆。求出该状态下压电叠堆进行主动控制时需要的电压与两个压电叠堆的总驱动电流,如图 14 所示。图 15 则给出不同阻尼损耗因子的智能周期撑杆的被动力传递率曲线。

从图 14 中可以看出,随着橡胶的阻尼损耗因子增加,进行主动控制时,压电叠堆需要更小的电压与电流就可以将反作用力衰减为 0。从图 15 中可以看出,当阻尼损耗因子增加时,周期结构的力传递率会降低,从而进行主动控制所需要的电压与电流也随之降低。虽然阻尼损耗因子增加到 0.15,但是在 625 Hz 时,驱动电压仍达到了 100 V,总驱动电流也超过了 200 A,在实际应用中很难达到。从总体趋



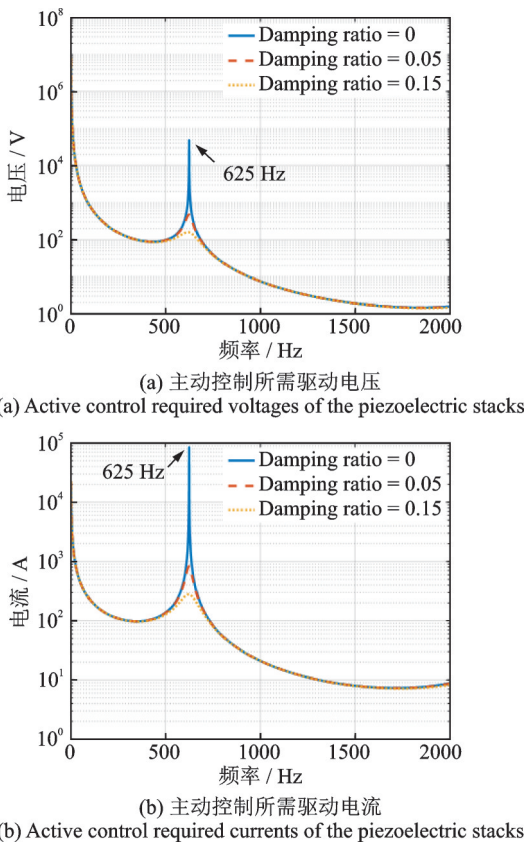


图 14 阻尼损耗因子对驱动电压与电流的影响

Fig. 14 Influence of damping loss factor on driving voltages and currents

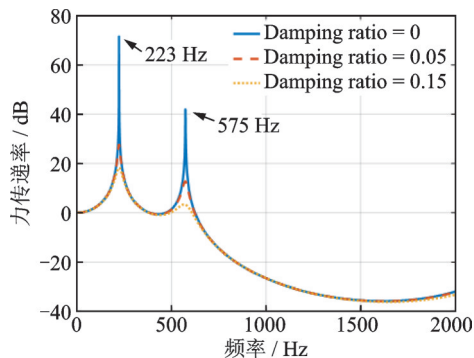


图 15 不同阻尼损耗因子的智能周期撑杆的力传递率

Fig. 15 Force transmissibility of the smart periodic struts with different damping loss factors

势来看,进行低频主动控制所需要的驱动电压与电流更大,作动器的功率很难达到要求。因此,压电叠堆一般用来对低频微振动进行控制。此外,从图 14,15 中可以看出,进行主动控制所需要的驱动电压与电流随着频率变化的趋势与撑杆的被动力传递率的变化趋势不一样,这就要求在进行智能周期撑杆的设计时,不仅需要使设计结构的被动力传递率峰值频率远离激振力频率,减小振动响应;还需要使进行主动控制需要的驱动电压与电流的峰值频率远离激振力频率,从而满足主动控制对电流与电压的需求。

### 5.2.2 激振力对驱动电压、电流的影响

进一步探讨激振力对智能周期撑杆进行主动控制时需要的电压与电流的影响规律。进行以下仿真分析:智能周期撑杆一端激励,一端固支。激振力幅值分别取 1, 10, 100 N,橡胶的阻尼损耗因子为 0.05,使用相同的电压信号驱动智能撑杆的两根压电叠堆。计算使反作用力幅值衰减到 0 时所需要的电压、总电流,如图 16 所示。

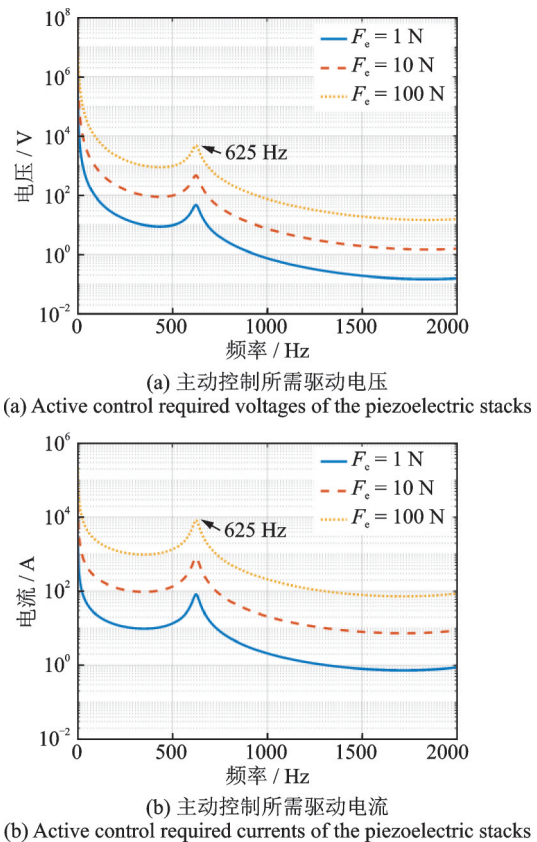


图 16 激振力对驱动电压与电流的影响

Fig. 16 Influence of excitation force on driving voltages and currents

从图 16 中可以看出,随着激振力呈指数级增长,进行主动控制时的压电叠堆所需的驱动电压与电流也呈指数级增长。因此,需要在结构设计的过程中就考虑到激振力等力学边界条件对压电叠堆及其作动器的驱动功率要求的影响。否则在进行主动振动控制时,会出现压电叠堆作动器驱动功率不足的问题。

从本节激振力对主动控制影响的研究,可以得出以下结论:在没有施加与实际工况一致的力学边界条件时,使用衰减率(加速度衰减率或者力衰减率)作为评价振动控制效果的指标是不合理的。比如,在试验研究中,通过输入较小的激振力,可以回避压电作动器功率不足的问题,得到较大的衰减率。但是在实际应用中,激振力的幅值一般要远远大于

试验中的激振力幅值。因此,在对压电结构进行主动控制的研究中,仅仅使用衰减率作为隔振系统的评价指标只能表明主动控制算法的有效性,并不能表示使用该主动控制隔振设备在实际应用中的可行性。还需要根据实际工况中的力学边界条件与压电叠堆及其驱动器的驱动能力来确定主动控制方案的最优隔振性能。

## 6 主动/被动混合振动控制试验研究

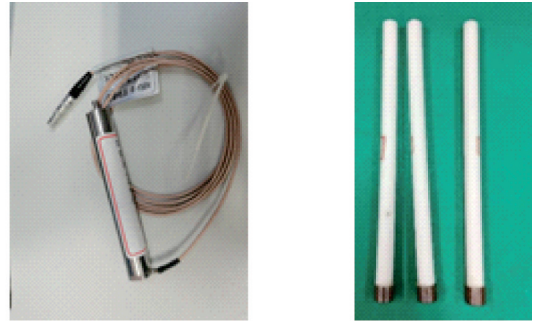
在本节中,对主动/被动混合振动控制试验进行研究。因为试验条件的限制,没有使用本文所提出的智能周期撑杆进行试验研究,而是使用压电叠堆作动器与聚酯乙烯杆件组成的三周期压电叠堆周期撑杆作为简化模型进行研究。虽然压电叠堆周期撑杆与智能周期撑杆在结构上不完全一致,但是两者原理一致,可以完全体现出主动/被动混合振动控制性能(主动控制能力与周期禁带特性)。

### 6.1 试验设置

试验中压电叠堆作动器与聚酯乙烯杆件周期排列构成三周期的压电叠堆周期撑杆,压电叠堆作动器与橡胶杆件如图 17 所示。

压电叠堆周期撑杆的主动/被动隔振性能测试的试验装置与示意图如图 18,19 所示。

从图 18,19 中可以看出,压电叠堆周期撑杆试件由多根细线悬挂并保持水平状态。激振器沿着压电叠堆周期撑杆试件纵向激励,分别使用阻抗头与



(a) 压电叠堆作动器PSt150/10/100 VS15 (b) 聚酯乙烯杆件  
(a) Piezoelectric stacks PSt150/10/100 VS15 (b) PVC strut

图 17 压电叠堆周期撑杆的组成元件

Fig. 17 Piezoelectric stacks periodic strut components

加速度传感器测量试件左端与右端的加速度。三根压电叠堆作动器由同一个激振器通道激励,这样可以保证三根压电叠堆的驱动电压一致。使用电压探头与电流探头测量三个压电叠堆的驱动电压与驱动电流。控制器 DSP6747 以右侧加速度信号为目标信号,使用 ASAC 频域控制算法驱动三根压电叠堆进行主动控制。ASAC 频域主动控制算法的控制流程如图 20 所示。

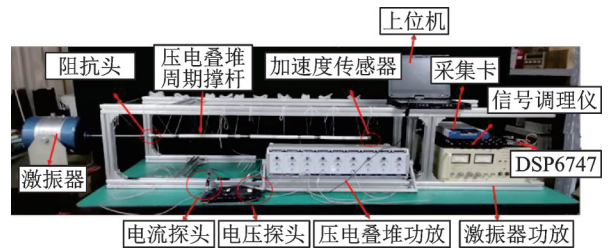


图 18 试验装置

Fig. 18 Experiment set-up

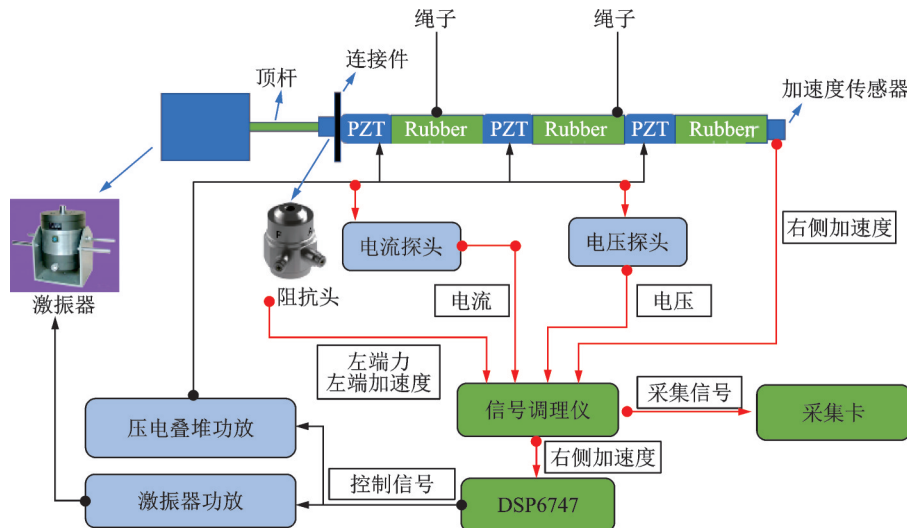


图 19 试验系统示意图

Fig. 19 Schematic diagram of the set-up

图 20 中,  $Z_0$  为压电叠堆不施加控制时,由激振器引起的右侧加速度的复响应幅,  $Z$  为在压电叠堆

施加主动控制时的复响应幅,  $\theta$  为给压电叠堆输入的电压复控制幅,  $T$  为控制通道的频响矩阵。关于

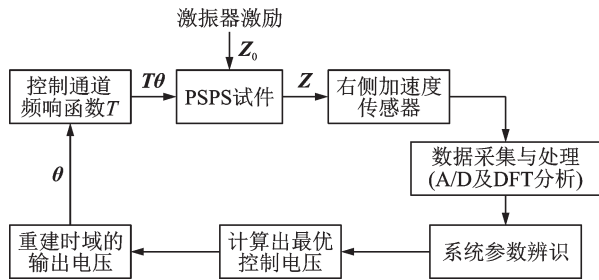


图 20 ASAC 控制流程

Fig. 20 ASAC control flow chart

ASAC更详细的资料可以查阅文献[21]。

### 6.2 实验结果与分析

#### 6.2.1 主动/被动混合振动控制效果

对激励器施加白噪声与 100 Hz 的谐波激励,在 5 s 之后,以 100 Hz 的谐波为控制目标,应用 ASAC 频域算法进行主动控制。右端加速度信号在控制前与控制后的时域图与加速度传递率的频域图如图 21 所示。

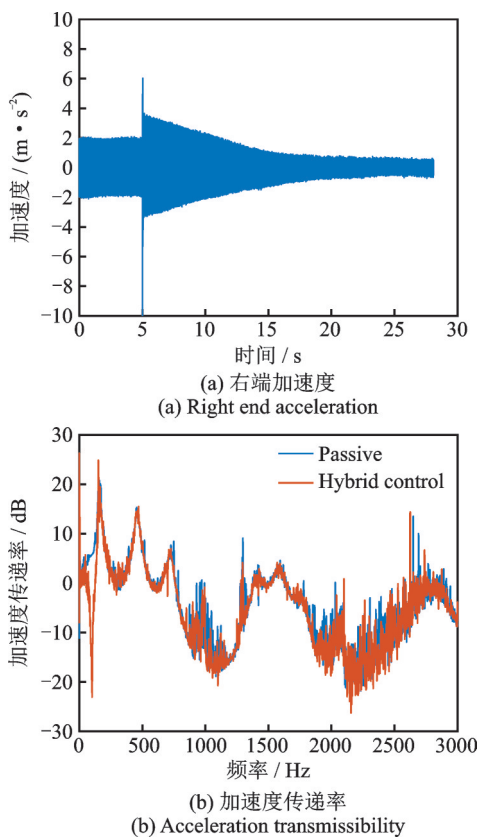


图 21 主动/被动混合振动控制实测效果

Fig. 21 Experimental results of active and passive hybrid vibration control effect

从图 21(a)右端加速度时域图中可以看出,在 5 s 之后施加主动控制,主动控制在 20 s 时处于稳定状态。从图 21(b)加速度传递率图中可以看出,主动/被动混合振动控制时的加速度传递率在 100 Hz

处可以衰减到 -20 dB 以下。在其他频率范围内,混合振动控制的加速度传递率与被动控制的效果几乎完全一致,也具有被动周期结构的禁带特性。

上述试验虽然能够体现主动/被动混合振动控制效果,但是根据本文对压电材料的机电耦合动力学特性的研究,在进行主动控制时,还需要研究结构的力学边界与电学边界对隔振性能的影响。因此,对压电叠堆周期撑杆在不同频率下的隔振性能进行了研究。

#### 6.2.2 不同频率下的隔振性能研究

为了研究在力学边界条件限制下的压电叠堆周期撑杆的主动/被动混合隔振性能,使用如图 22 所示的试验流程。

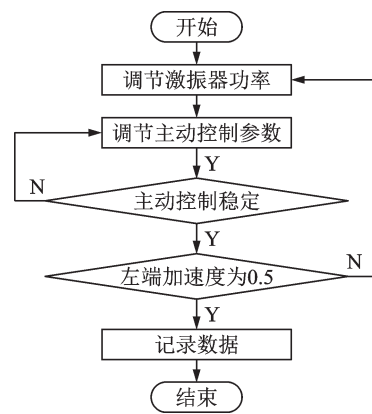


图 22 试验流程

Fig. 22 Experimental flow

为了在试验中设置力学边界条件,使用图 22 中的试验流程,可以保证在主动控制稳定之后,试件左端的加速度保持在 0.5 m/s<sup>2</sup>。然后根据上文中的单人单出的 ASAC 单频主动控制算法,对 600, 700, 725, 750, 775, 800, 900, 1000, 1100, 1200, 1300, 1400, 1500, 1600 Hz 分别进行频域主动控制,并得到其频率上的加速度传递率如图 23 所示。

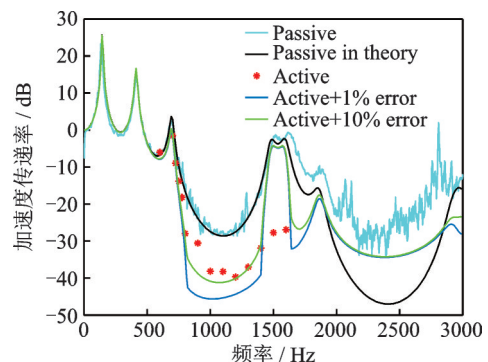


图 23 左端加速度为 0.5 m/s<sup>2</sup> 时的加速度传递率

Fig. 23 Acceleration transmissibility when the left end acceleration is 0.5 m/s<sup>2</sup>



从图 23 中可以看出,施加了主动控制的压电叠堆周期撑杆试件的加速度传递率(Active)在被动控制的加速度传递率(Passive 曲线)的基础上可以继续衰减。但是在 600 Hz 与 700 Hz,主动控制几乎没有起到衰减作用。这是因为试件左端的加速度为  $0.5 \text{ m/s}^2$ ,在此工况下,驱动器无法提供足够的驱动电压与电流进行主动控制。图 23 中的理论计算的被动曲线(Passive in theory 曲线)在 1500 Hz 以下与实测被动传递率(Passive 曲线)几乎一致。在理论模型的基础上,分析主动控制误差对隔振性能的影响,文中的 1% 与 10% 控制误差曲线(Active+1%error 与 Active+10%error 曲线)为当压电叠堆周期撑杆的最优控制电压减小 1% 或 10% 的幅值与 1% 或 10% 的相位得到的加速度传递率曲线。从图 23 中可以看出,存在 10% 控制误差的加速度曲线与实测结果较为接近。但是在 1500 Hz 与 1600 Hz 时,仿真结果与实测结果有较大误差,主要原因是本文的机电耦合动力学模型只考虑了纵向振动,而没有考虑横向变形以及弯曲扭转。在高频率时,横向变形以及弯曲扭转模式明显,压电叠堆中相邻压电片之间不再满足互相平行的假设。

接下来对主动控制时的驱动电压、电流与理论上的最优驱动电压与电流进行对比,如图 24 所示。

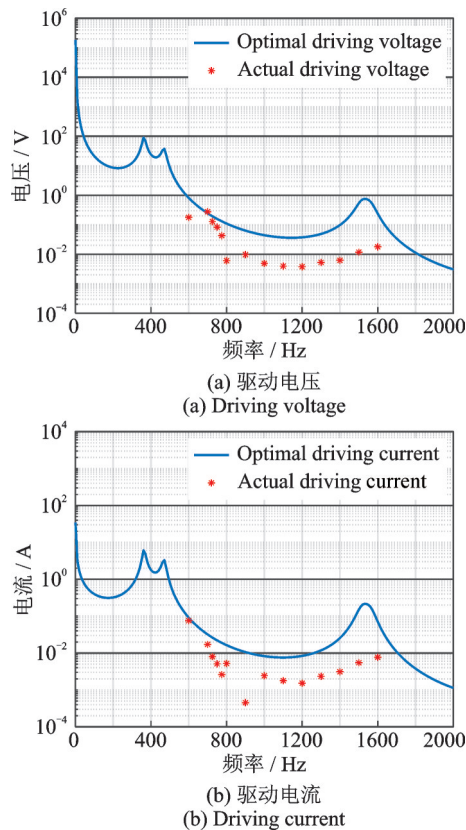


图 24 不同工作频率下的驱动电压与电流

Fig. 24 Driving voltage and current at different operating frequencies

从图 24 中可以看出,因为存在误差与干扰,使用 ASAC 频域主动控制算法在实际控制中得到的最优驱动电压与驱动电流与理论上的最优驱动电压与电流虽然有差距,但是变化趋势几乎相同。同时,进行主动控制的驱动电压与电流没有同时超过最优的驱动电压与电流。其中 700 Hz 时的驱动电压超过了最优的驱动电压,但是其驱动电流没有超过最优驱动电流。通过对驱动电压与电流的分析,也说明了压电叠堆机电耦合动力学模型的正确性。

## 7 结 论

本文以直升机舱内噪声抑制为应用背景,针对宽频振动控制与多频谐波控制的需求,提出了适用于主/被动混合振动控制的智能周期撑杆方案,建立了智能周期撑杆传递矩阵形式的机电耦合动力学模型,使用多物理场仿真软件验证了模型的正确性。使用该模型得到了智能周期撑杆的最优控制效果,并分析了被动材料的阻尼损耗因子与激振力对主动控制所需的驱动电压与电流的影响。最后对智能周期撑杆的强度与刚度进行了校核。本文的主要研究工作与结论如下:

(1) 智能周期撑杆具有主/被动混合振动控制能力。通过对橡胶材料进行预压缩处理,解决了周期结构不能承受拉伸载荷的问题,满足了直升机撑杆的强度与刚度要求。

(2) 本文所设计的周期撑杆在一端固支,一端激振力为 10 N,压电叠堆的最大驱动电压为 20 V,最大驱动电流为 1 A 的情况下,可以对频率在 692 Hz 以上的振动起到完全衰减的效果,对 692 Hz 以下的振动起到一定的衰减效果。压电叠堆的驱动能力限制了隔振性能的提升。

(3) 被动材料的阻尼越大,进行主动控制时需要的驱动电压与电流越小。在对智能周期撑杆及其他主动振动控制结构进行设计时,为了减小结构响应,应该设计结构共振峰值频率远离工况中的激励力频率;为了使压电功率放大器所提供的功率能够满足进行主动控制时的压电材料的功率需求,在设计智能周期撑杆等主振动控制结构时,还需要将所设计方案在主动控制时的压电叠堆所需的驱动电压与电流峰值频率远离激振力频率。

(4) 激振力越大,进行主动控制时所需要的驱动电压与电流越大。此外,使用传递率(加速度传递率或力传递率等)评价主动控制效果时,需要补充力

学边界条件。否则,可能出现实验室条件与真实工况下的力学边界条件差距过大的情况。在试验室条件下,具有优良的隔振效果;而在真实工况下,会出现作动器功率不足的情况,从而导致控制效果衰弱或者没有隔振效果。

(5) 使用智能周期撑杆的简化模型——压电叠堆作动器与聚酯乙烯杆件组成的三周期压电叠堆周期撑杆进行主动/被动混合振动控制试验,可以得到宽频与单频的主动/被动混合隔振效果。通过对多个频率进行主动振动控制,验证了力学边界条件(试验中设置左端加速度为  $0.5 \text{ m/s}^2$ )对隔振效果的影响,以及分析了实际驱动电压与电流和最优驱动电压与电流的关系。

#### 参考文献:

- [1] Brennan M J, Elliott S J, Heron K H. Noise propagation through helicopter gearbox support struts—an experimental study [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 1998, 120(3):695-704.
- [2] Sutton T J, Elliott S J, Brennan M J, et al. Active isolation of multiple structural waves on a helicopter gearbox support strut [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1997, 205(1):81-101.
- [3] Hoffmann F, Maier R, Jänker P, et al. Helicopter interior noise reduction by using active gearbox struts [C]. 12th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (27th AIAA Aeroacoustics Conference). 2006:2604.
- [4] Millott T A, Welsh W A, Oerke C A, et al. Flight test of active gear-mesh noise control on the S-76 aircraft [C]. American Helicopter Society 54th Annual Forum. Washington, D.C., 1998, 54:241-250.
- [5] Hen F L, Smith E, Lesieutre G, et al. Actively-enhanced periodically-layered mount for helicopter gearbox isolation [C]. 46th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics & Materials Conference, Austin. 2013:2250.
- [6] Kim B, Washington G N, Singh R. Design and analysis of supporting structure with smart struts for active vibration isolation [C]. *Industrial and Commercial Applications of Smart Structures Technologies 2010*. San Diego, 2010, 7645:182-192.
- [7] Szefi J T, Smith E C, Lesieutre G A. Formulation and validation of a Ritz-based analytical model of high-frequency periodically layered isolators in compression [J]. *Journal of Sound & Vibration*, 2003, 268(1):85-101.
- [8] Baz A. Active control of periodic structures [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2000, 123(4):472-479.
- [9] 王凤娇, 陆洋. 用于直升机舱内降噪的主减周期撑杆研究 [J]. *航空学报*, 2016, 37(11):3370-3384.  
Wang Fengjiao, Lu Yang. Research on gearbox periodic strut for helicopter cabin noise reduction [J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2016, 37(11):3370-3384.
- [10] Lu Yang, Wang Fengjiao, Ma Xunjun. Research on the vibration characteristics of a compounded periodic strut used for helicopter cabin noise reduction [J]. *Shock and Vibration*, 2017, 2017:4895026.
- [11] Lu Yang, Wang Fengjiao, Ma Xunjun. Helicopter interior noise reduction using compounded periodic struts [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2018, 435:264-280.
- [12] Ruzzene M, Baz A. Control of wave propagation in periodic composite rods using shape memory inserts [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2000, 122(2):151-159.
- [13] Asiri S. Periodic struts for gearbox support system [J]. *Journal of Vibration & Control*, 2005, 11(6):709-721.
- [14] Lang Kai, Xia Pinqi. Hybrid active vibration control of helicopter fuselage driven by piezoelectric stack actuators [J]. *Journal of Aircraft*, 2019, 56(2):719-729.
- [15] 严济宽, 宋孔杰. 四端参数法在振动隔离中的应用 [J]. *噪声与振动控制*, 1986(6):3-11.
- [16] 吴成军. 工程振动与控制 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2008.
- [17] Nakamoto T, Moriizumi T. A theory of a quartz crystal microbalance based upon a Mason equivalent circuit [J]. *Japanese Journal of Applied Physics*, 1990, 29(5R):963-969.
- [18] Zhang Yangkun, Lu Tien-Fu, Al-Sarawi Said. Formulation of a simple distributed-parameter model of multi-layer piezoelectric actuators [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2016, 27(11):1485-1491.
- [19] Zhang Yangkun, Lu Tien-Fu, Peng Yuxin. Three-port equivalent circuit of multi-layer piezoelectric stack [J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2015, 236:92-97.
- [20] Zhang Yangkun, Tu Zhen, Lu Tien-Fu, et al. A simplified transfer matrix of multi-layer piezoelectric stack [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2017, 28(5):595-603.
- [21] 赵灿峰. 直升机结构响应主动控制频域法研究 [D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.  
Zhao Canfeng. Study on active control of structural response for helicopter in frequency domain [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2010.

## A smart periodic strut for helicopter cabin noise reduction

YUE Hui-yu<sup>1</sup>, LU Yang<sup>1</sup>, ZHU Tian-yu<sup>2</sup>, DANG Chong<sup>1</sup>, LI Cheng-lei<sup>1</sup>

(1.National Key Laboratory of Rotorcraft Aeromechanics, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China; 2.Shanghai Institute of Spaceflight Control Technology, Shanghai 201109, China)

**Abstract:** The medium and high frequency vibration caused by the meshing of the gear in the helicopter's main reducer is one of the main sources of noise in the helicopter cabin. The vibration transmitted to the body can be suppressed effectively by designing a reducer strut with vibration isolation performance, and then the cabin noise induced by gear meshing can be reduced. In this paper, based on the piezoelectric stack/rubber periodic structure, a kind of smart periodic strut for active/passive hybrid vibration control is proposed for helicopter cabin noise reduction. It not only meets the requirements of strength and stiffness, but also has excellent multi-frequency and broadband damping capacity. The piezoelectric stack and the rubber material are arranged periodically to form a periodic structure, which has the characteristic of "mechanical filter" in a specific frequency range. At the same time, by adjusting the driving voltage and current of the piezoelectric stack and changing the dynamic stiffness of the piezoelectric stack, the function of active vibration reduction can be realized. In order to analyze the performance of active/passive hybrid vibration control of smart periodic strut, the electromechanical coupling dynamics model of smart periodic strut based on transfer matrix is established, and the correctness of the model is verified by multi-physical field simulation software. Based on this model, the optimal vibration isolation performance of smart periodic strut with limited driving voltage and current is analyzed. Under the condition that one end of the smart periodic strut is fixed, one end is subjected to 10N excitation force, the maximum driving voltage is 20V, and the maximum driving current is 1A, the smart periodic strut has the ability to completely attenuate the vibration above 692Hz, and can control the vibration below 692Hz to a certain extent. In addition, the influence of material and mechanical boundary conditions on active control is also studied, especially the influence of damping and excitation force of rubber material on driving voltage and current required for active control. The strength and stiffness of the smart periodic strut are verified by the finite element model, and the engineering feasibility of the intelligent periodic struts proposed in this paper is verified. A piezoelectric stack periodic strut with 3 cells is composed of the piezoelectric stack actuator and the PVC strut as a simplified model of the smart periodic strut. The control performance of active and passive hybrid vibration control, the influence of mechanical boundary conditions on vibration isolation performance, and the relationship between the driving voltage and current and optimal driving voltage and current are analyzed.

**Key words:** helicopter; cabin noise; smart periodic strut; active/passive hybrid vibration control; optimal vibration isolation performance

**作者简介:** 岳慧裕(1995—),男,博士研究生。电话:15050555258;E-mail:brendonyueh@163.com。

**通讯作者:** 陆 洋(1977—),男,博士,教授。电话:(025)84893262;E-mail:luyang@nuaa.edu.cn。