

文章编号:1001-4888(2018)04-0599-11

一种共振频率可调的振动放大器设计^{*}

许煜¹, 刘景元¹, 程礼^{1,2}, 李思路¹, 李凯³

(1. 空军工程大学航空航天工程学院, 陕西西安 710038; 2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191;
3. 94333 部队, 山东潍坊 261000)

摘要: 采用电磁振动台开展结构疲劳试验研究时, 常会遇到高频激振能力不足的问题, 为此本文设计了一种融夹持与放大于一体的共振频率可调的振动放大器。首先, 通过构建振动台-振动放大器-试件系统的动力学模型, 分析振动特性并揭示了振动放大器的放大原理; 然后通过三维辅助设计建模完成了振动放大器的结构设计, 并结合有限元分析对振动放大器有效性进行验证; 最后通过对比试验验证得到, 该设计可以有效覆盖试件目标振型所对应的固有频率, 并显著提高振动台的激振能力。

关键词: 电磁振动台; 振动放大器; 共振频率; 激振能力

中图分类号: V232.4 **文献标识码:** A **DOI:** 10.7520/1001-4888-17-129

0 引言

随着工业的快速发展, 机械及工程结构往往处于高速、高温、高压的环境之中, 而材料的结构却向着更轻更薄的方向发展, 使得振动现象无处不在, 由此引发的疲劳问题严重危及结构的安全性和可靠性。电磁振动台是一种常用的振动试验装置, 可有效模拟振动环境, 被广泛地应用于航空航天、船舶、车辆、建筑结构和工业装备等众多领域的试验研究。然而由于振动台的输出限制, 特别是在高频下振动量级输出不足, 被测结构无法达到疲劳破坏应力水平, 制约了对振动疲劳破坏现象、规律及机理的研究。

针对振动台激励不足的问题, 国内外学者进行了广泛的研究。Han 等^[1]针对振动台在正弦激励下, 系统谐振力在传递过程中急剧下降, 致使振动台出现的“脱落”现象进行了研究, 通过建立理论分析模型, 并进行振动试验证明台体结构发生扭曲变形对结构的响应起了决定性作用; 夏天凉^[2]通过对附加台面进行动态结构分析和优化设计, 提高了振动台的上限工作效率; 石蒙^[3]利用一种可实现谐波响应的夹具使振动台得到较大的加速度时域响应; 胡立^[4]等利用有限元方法对某成型振动台进行模态和谐响应分析, 在一定频率范围内得到了振动台的最佳振幅; 王轲^[5]等提出综合使用拓扑优化和参数优化对夹具进行优化设计的方法, 解决了振动夹具面临的振动频率低的问题, 提高了振动频率, 但并未提及对振幅提升的影响; 丁杰^[6]等研究表明, 振动夹具的固有频率对随机振动应力和设备的动态响应有很大的影响, 振动夹具可以通过精确设计使其与设备组合后的负载更合理; 何胜帅^[7]等对振动台激励与叶片振动应力响应之间的关系进行了研究; Zhang^[8]等通过有限元建模研究了夹具对振动台激振力的传递特性; 张国湘^[9]等提出了一种产生高加速度的方法及装置, 但未解决共振所导致的反作用力抑制振动这一问题, 且该方法频率调整范围较小, 易产生扭振; 李玉玲^[10]等研究了电动振动台的特性, 并找到电动振动台试验能力范围的确认方法; 王世辉^[11]等对振动夹具进行了最优结构设计, 使夹具典型部位平均响

^{*} 收稿日期: 2017-06-16; 修回日期: 2017-10-10

基金项目: 国家 973 项(2015CB057400)、国家自然科学基金(5175509)资助

通讯作者: 程礼(1963—), 男, 博士, 教授, 博导, 主要从事发动机故障监控与诊断。Email: cheng_qiaochu@foxmail.com

应与输入的振动传递比得到提高;王亚龙^[12]等采用机电反馈的方法来提高电动激振器振幅;俞熠帅^[13]等通过对振动台面的设计,实现了振动台的频率和振幅可调。Rahman^[14]等提出了一种由具有环氧树脂的玻璃和碳纤维制成的复合振动夹具,可以实现夹具固有频率超过 2000Hz;Amjad^[15]等介绍了可用振动试验夹具的试验测试和有限元模型的相关性,设计了一种优化的夹具,使其第一阶固有频率超出测试频率范围。

上述文献通过对振动台面或夹具的优化设计来改善激振力的传递性和提高夹具的固有频率,但都未说明其对振幅的影响,因此本文利用夹具参与其共振以实现振动的放大,提出一种共振频率可调的振动放大器设计方法,以使试件的振动峰值得到提高。首先通过建立振动台的动力学模型,分析振动装置的振动特性,指导振动放大器设计;然后结合三维建模和有限元分析方法,完成振动放大器的结构设计;最后通过振动试验获得振动放大器的试验性能,验证设计效果,总结试验方法。李思路^[16]等使用本文所提出的振动放大器设计方法研究了方形平板叶片的非线性振动特性,并确定了平板叶片高阶弯扭复合共振疲劳强度,体现了该振动放大器的实用性及优越性。

1 振动放大器动力学研究

1.1 振动台-夹具-试件简化动力学模型

振动台的动圈在电磁激振力的作用下,带动固定在台面上的夹具和试件产生振动,因此将振动台、振动放大器和试件各自简化为单自由度的质量阻尼弹簧系统,并组合构成一个三自由度的质量弹簧系统,如图 1 所示。图中, m_1 、 m_2 及 m_3 分别为试件、放大器及振动台动圈的当量质量,表示各部分实际参与试验的质量; c_1 、 c_2 及 c_3 分别为试件、放大器及振动台动圈的阻尼; k_1 、 k_2 及 k_3 分别为试件、放大器及振动台动圈的刚度,在振动台的动圈上施加一个循环力载荷 $P e^{i\omega t}$, 循环力表示振动台的功率输入;在该循环力的作用下,动圈产生振动,其振动响应代表了振动台的振动输出;放大器的振动响应代表了对试件的振动激励。

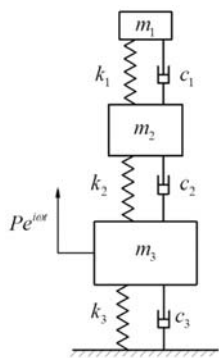


图 1 振动台-振动放大器-试件
三自由度振动系统

Fig. 1 Three-degree-of-freedom
vibration table-vibration
amplifier-specimen system

对振动台-夹具-试件系统建立动力学方程:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{P} \quad (1)$$

其中, $\mathbf{M}$ 为系统的质量矩阵, $\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_1 & & \\ & m_2 & \\ & & m_3 \end{bmatrix}$; $\mathbf{C}$ 为系统的阻

尼矩阵, $\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_2 & -c_2 \\ 0 & -c_2 & c_2 + c_3 \end{bmatrix}$; $\mathbf{K}$ 为系统的刚度矩阵, $\mathbf{K} =$

$$\begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 \end{bmatrix}; \mathbf{P} \text{ 为激振力, } \mathbf{P} = \begin{bmatrix} P e^{i\omega t} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

设系统的响应 $\mathbf{x} = \mathbf{B} e^{i\omega t}$, 即 $\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \end{bmatrix} e^{i\omega t}.$

将 $\mathbf{x} = \mathbf{B} e^{i\omega t}$ 代入式(1)可得:

$$\mathbf{B} = (\mathbf{K} + i\omega\mathbf{C} - \omega^2\mathbf{M})^{-1}\mathbf{P} \quad (2)$$

其中, 系统的幅值响应为 $|\mathbf{B}|$, 相对于激振力滞后的相位差为 $-\arctan\left[\frac{\text{Re}(\mathbf{B})}{\text{Im}(\mathbf{B})}\right]$ 。

由式(2)可知, 若各子系统的质量、阻尼、刚度以及激振力等参数确定, 则可确定系统的振动特性。

1.2 简化动力学模型振动响应特性分析

以东菱 5S-20-30 振动台为例, 动圈质量 $m_3 = 20\text{kg}$, 空载情况下振动加速度输出为 $a_0 = 100\text{g}$, 推力 $P = 5\text{t}$, 据此技术指标得到该振动台的空载振动输出振幅为 $|B_3| = a_0 / \omega^2$ (ω 为工作频率)。

当空载时,即 $m_1 = m_2 = 0$,由式(1)可得,系统满足方程:

$$m_3 \ddot{x}_3 + c_3 \dot{x}_3 + k_3 x_3 = P e^{i\omega t} \quad (3)$$

设 $x_3 = B_3 e^{i\omega t}$,求解获得振动台空载输出的振幅为 $|B_3|$ 。在振动台中其阻尼和刚度均未知,因此假设动圈系统为大阻尼、小刚度系统,设定其阻尼比 $\zeta_3 = 1$,固有频率 $\omega_3 = 1 \text{ rad/s}$ (即 $c_3 = 40$, $k_3 = 20 \text{ N/m}$),代入方程(2)求解获得 $|B_3|$,记为计算输出。通过 $|B_{30}| - |B_3|$ 获得误差,对比误差和计算输出,如图2所示。由图2可见相对误差 $\frac{|B_{30}| - |B_3|}{|B_{30}|}$ 小于万分之一,说明振动台动圈的参数设定是合适的。

根据实际的试件样本,设定试件质量 $m_1 = 0.07 \text{ kg}$,阻尼比 $\zeta_1 = 0.002$,共振频率 $f_1 = 800 \text{ Hz}$;根据试验经验,假定振动放大器的质量为 $m_2 = 5 \text{ kg}$,阻尼比为 $\zeta_2 = 0.015$,共振频率为 $f_2 = 700 \text{ Hz}$ 。

在所设定振动台、放大器及试件振动参数的基础上,对三个独立单自由度的系统进行研究,分别施加 $P_1 = 1000 \times m_1$, $P_2 = 1000 \times m_2$, $P_3 = 2 \text{ t}$ 的激振力,得到幅频响应和相频响应,如图3所示,图中具有典型的共振响应特征。

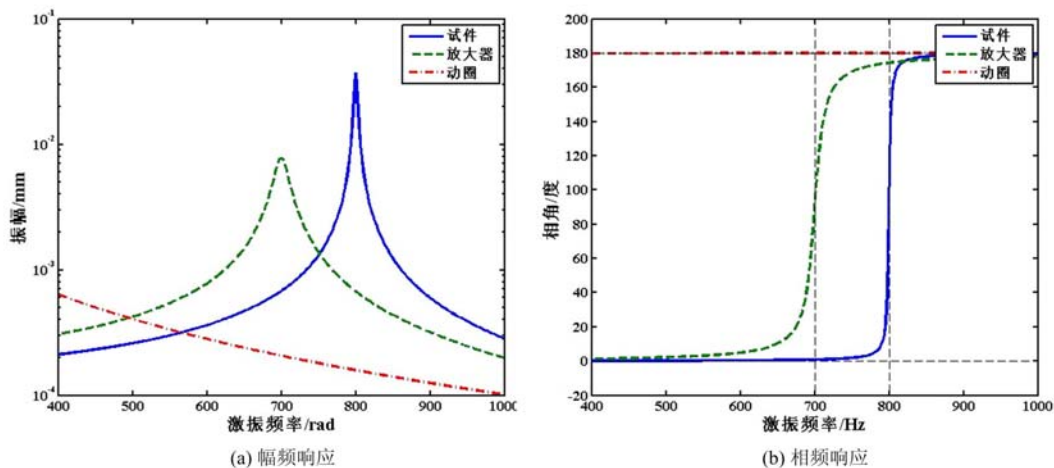


图3 三个独立单自由度系统幅频响应特性曲线

Fig. 3 Amplitude frequency response curve of the three single-degree-of-freedom systems

保持振动台、放大器及试件振动参数不变,对三自由度系统进行求解分析,获得三者的耦合振动结果,其幅频响应和相频响应如图4所示,系统的振动特性比图3中所示的三个单自由度系统振动特性的简单叠加更为复杂。

振动放大器和振动台动圈之间的相位差如图5(a)所示,当激振频率 $f < 700 \text{ Hz}$ 及 $f = 800 \text{ Hz}$ 时,放大器的振动和振动台动圈的振动方向一致。振动放大器的振幅放大倍数如图5(b)所示,可见在激振频率 $f = 800 \text{ Hz}$ 时,试件的共振会对振动放大器的振动产生影响。

试件和放大器之间的相位差及幅值比如图6(a)、(b)所示,与图3(a)、(b)对比可见,图6(a)中试件与振动放大器的相位差与图3(b)中试件的相频响应一致,图6(b)中试件与振动放大器的幅值比与图3(a)中试件的幅频响应一致。因为试件只受到放大器振动的激励,并未受到其他振动成分的影响,因此其与试件的单自由度系统相同。

试件与振动放大器之间的相对振幅直接影响试件的应变及应力,但由于试件振幅远大于振动放大器振幅,为简化分析,且与试验中振动信号采集方式保持一致,直接研究试件的真实振幅。

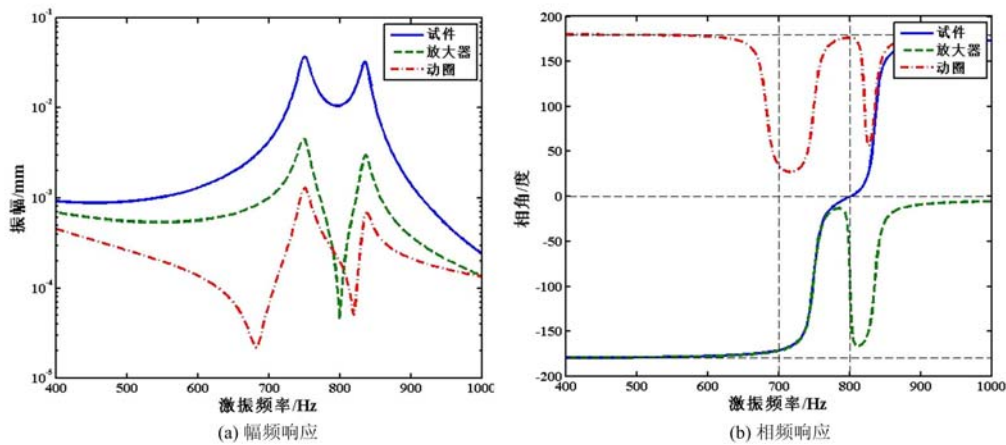


图 4 三自由度系统幅频响应特性曲线

Fig. 4 Amplitude frequency response curve of Three-degree-of-freedom system

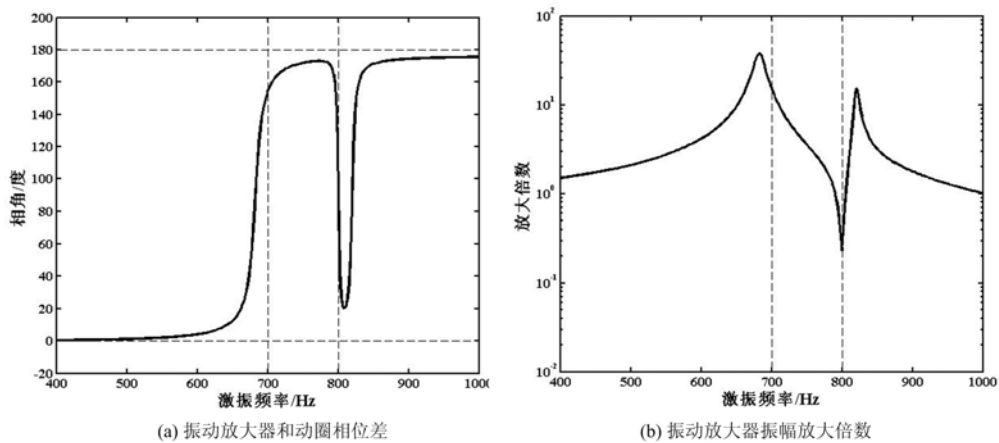


图 5 振动放大器的振动特性

Fig. 5 Vibration characteristics of the vibration amplifier

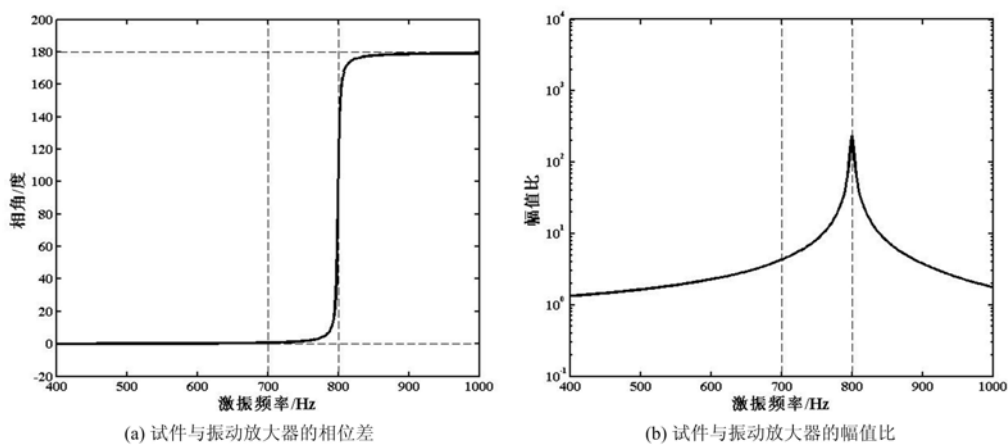


图 6 试件的振动特性

Fig. 6 Vibration characteristics of specimen

1.3 试件振动峰值影响因素

在振动台和试件的相关参数保持不变的基础上,研究振动放大器参数对振动响应的影响。

设定振动放大器质量 $m_2 = 2\text{kg}$ 、 8kg ,在 $400 \sim 1200\text{Hz}$ 内调节振动放大器的共振频率,得到试件的幅频响应特性分别如图 7、图 8 所示。振动放大器在每个共振频率下,试件的响应有两个峰值点,其中

一个对应试件本身的共振频率,另外一个与振动放大器的共振频率相关,但与振动放大器的共振频率并不相等。

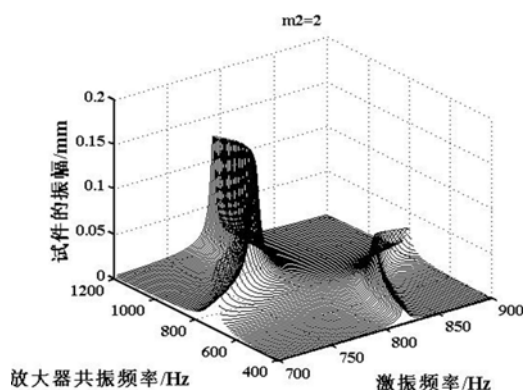


图7 放大器质量为2kg时试件的幅频响应特性
Fig. 7 Amplitude frequency response curve of specimen when the vibration amplifier mass is 2kg

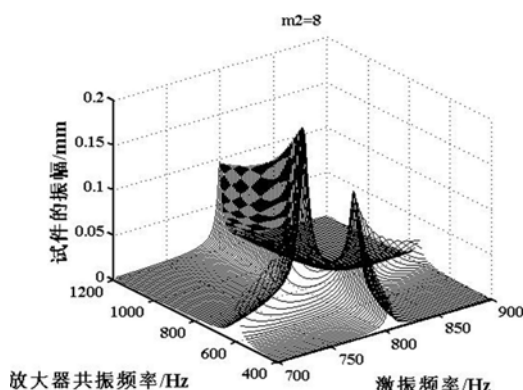


图8 放大器质量为8kg时试件的幅频响应特性
Fig. 8 Amplitude frequency response curve of specimen when the vibration amplifier mass is 8kg

由图7、图8可见,振动放大器质量的选取对试件的幅频响应特性有显著影响,因此分别设定振动放大器质量 $m_2 = 2\text{kg}$ 、 4kg 、 8kg ,采集振动放大器在各个共振频率下试件的振动峰值位置,改变振动放大器的质量,得到不同振动放大器质量下峰值位置的变化规律如图9所示,随着振动放大器质量增加,与振动放大器相关的峰值频率下降。

另由图7、图8可见,振动放大器的共振频率同样对试件的振动峰值点影响显著,以图7为例,在调节振动放大器的共振频率在800Hz左右时,即振动放大器参与共振时,试件所能达到的最大振幅较小;而振动放大器共振频率在800~1200Hz范围时,试件所能达到的最大振幅更大,并在某一点达到最大值。

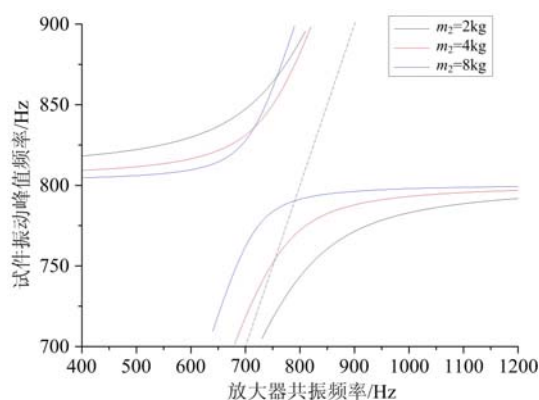


图9 放大器质量对试件振动响应峰值频率影响规律
Fig. 9 Influence of vibration amplifier's quality on the peak value of the vibration response of specimen

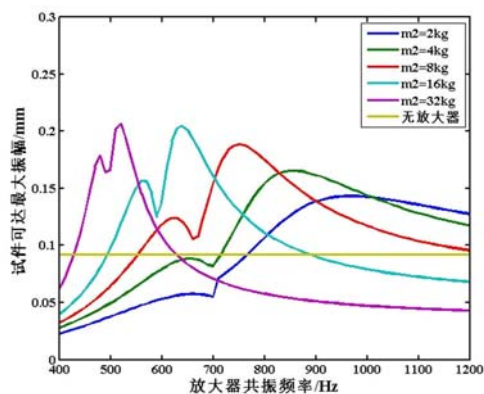


图10 放大器质量对试件振动响应峰值影响规律
Fig. 10 Influence of vibration amplifier's quality on the peak value of the vibration response of specimen

由上述分析可知,振动放大器质量和放大器的共振频率都会影响激振力的提升,因此为分析放大器的质量及共振频率对试件振动响应的综合影响,设定振动放大器的质量 $m_2 = 0\text{kg}$ 、 2kg 、 4kg 、 8kg 、 16kg 、 32kg ,其中 $m_2 = 0\text{kg}$ 表示不使用振动放大器,采集振动放大器在各个共振频率下试件的振动峰值,绘制曲线如图10所示。由图可见,选取不同的振动放大器质量,都有相应的放大器共振频率范围使试件的激振水平得到提高。例如,若选取放大器质量为 $m_2 = 2\text{kg}$,则调节放大器的共振频率于450~550Hz范

围内,可使试件振动峰值得到明显提升;若选取 $m_2 = 8\text{kg}$,则调节放大器的共振频率于 $700 \sim 1000\text{Hz}$ 范围内,可使试件振动峰值得到明显提升。

由于在试验过程中振动放大器的基体部分是不参与共振的,因此应该把这部分质量纳入振动台动圈的质量 m_3 ,研究动圈质量对试验特性的影响,分别设定动圈质量 $m_3 = 30\text{kg}$ 、 40kg ,得到对应的试件振动幅值曲线,如图 11(a)、(b)所示,动圈质量的增加会整体降低试件的振幅,但对振动放大的特征影响不大。

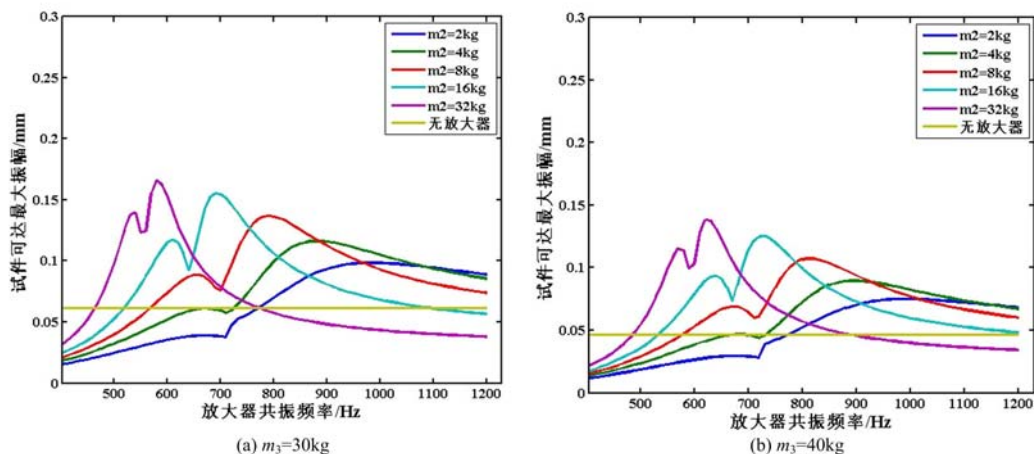


图 11 动圈质量对试件振动响应峰值影响规律

Fig. 11 Influence of moving coil's quality on the peak value of the vibration response of specimen

通过上述对振动放大器放大原理的研究可知,对试件振动峰值频率影响最大的两个因素是振动放大器的质量与其固有频率。因此为了提高试件的激振水平,需根据试件相关振动参数计算确定所需放大器的质量和共振频率范围。例如,本文预设试件的质量介于 $0.05 \sim 0.9\text{kg}$ 之间,试件的共振频率介于 $800 \sim 1000\text{Hz}$ 之间,经计算选取放大器的质量为 4.8kg 可在相应共振频率范围内使试件振幅得到明显提升。

2 基于有限元仿真的振动放大器结构设计

2.1 振动放大器结构设计

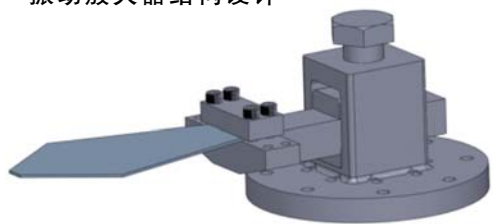


图 12 振动放大器模型设计

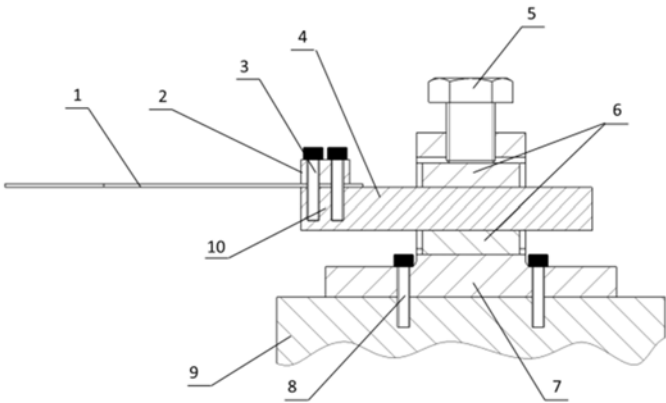
Fig. 12 Model design of vibration amplifier

由前文分析可确定所需设计振动放大器的质量,在保持振动放大器质量不变的情况下,通过振动放大器的结构设计对影响振动峰值频率的另一因素——振动放大器的固有频率进行调节,达到试件振动峰值频率,从而使试件振动幅值得到放大。

本文主要针对振动放大器(图 12)进行研究,该振动放大器结构特征如图 13 所示,两个垫块位于固定壳体内,放大臂的一端从固定壳体的一侧穿入,穿过两个垫块之间,从固定壳体的另一侧伸出,夹持块位于放大臂夹持端的上表面上,通过第一固定螺钉穿过夹持块及放大臂将试件固定在放大臂的夹持端,顶部大螺栓穿过壳体的顶部伸入到固定壳体内,与垫块上表面相接触并压紧,使垫块、放大臂与放大器固定壳体固定连接,第二固定螺栓穿过振动放大器的基座,与将振动放大器与振动台台面固定连接。

放大臂作为一种梁结构,在振动试验中参与共振,对传递到试件上的振动加速度进行放大。放大臂的几何尺寸是振动放大器工作频率范围的主要影响因素,可通过调节放大臂的伸出长度对振动放大器的共振频率进行调整,而振动放大器的其他部件主要起固定作用。

对放大器及放大臂三维模型进行适当的特征简化,如图 14 所示。通过对模型在各个截面固定下的



1、试件；2、夹持块；3、第一固定螺栓；4、放大臂；5、顶部大螺栓；6、垫块；
7、放大器基座及固定壳体；8、第二固定螺栓；9、振动台台面；10、夹持端

图 13 振动放大器结构图

Fig. 13 Structure drawing of vibration amplifier

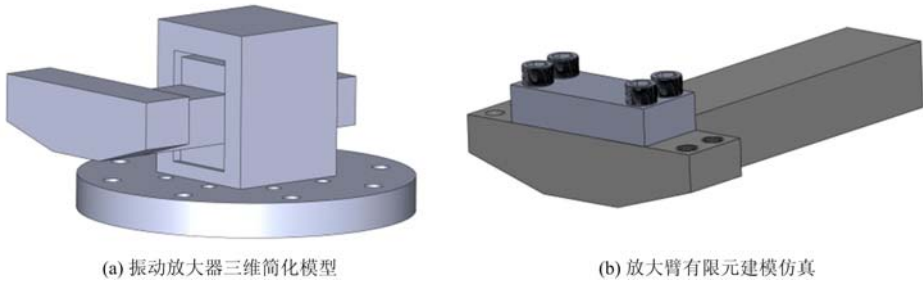


图 14 振动放大器结构有限元模型

Fig. 14 Finite element model of vibration amplifier

情况进行模态分析,得到放大臂的工作频率范围,若工作频率范围大于试件的目标振型所对应的固有频率,则降低放大臂的厚度,增加放大臂的长度;若放大器的工作频率范围小于试件的目标振型所对应的固有频率,则增加放大臂的厚度,减小放大臂的长度。通过多次修正,使振动放大器的工作频率范围可以有效覆盖试件的目标振型所对应的固有频率。

2.2 放大器振动特性仿真验证

通过有限元方法对振动放大器整体结构的振动特性进行研究,验证设计效果。研究发现,在 2500Hz 以下,存在三阶特征振型,其位移云图如图 15 所示。

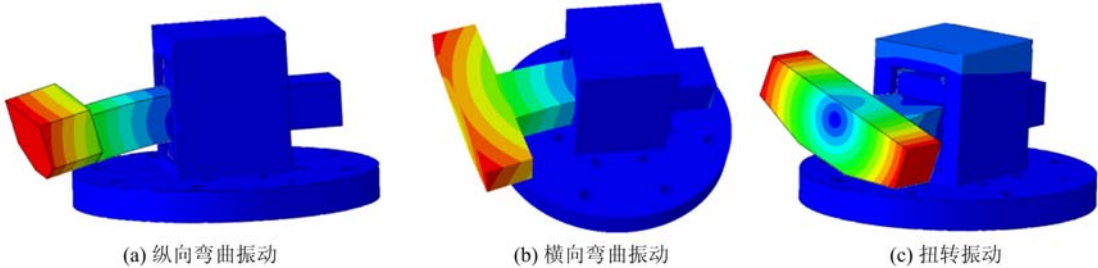


图 15 振动放大器前三阶振型

Fig. 15 The former 3 step vibration of vibration amplifier

由于振动台台面的振动激励是纵向振动,基本不会产生图 15(b)所示的横向弯曲振动,因此主要对纵向弯曲振动及扭转振动的固有频率进行研究。定义“夹持位置”为垫块端面距夹持块端面的距离,则纵向弯曲振动和扭转振动的固有频率与夹持位置的关系如图 16 所示。有限元仿真结果显示,该设计可以有效覆盖试件目标振型所对应的固有频率。

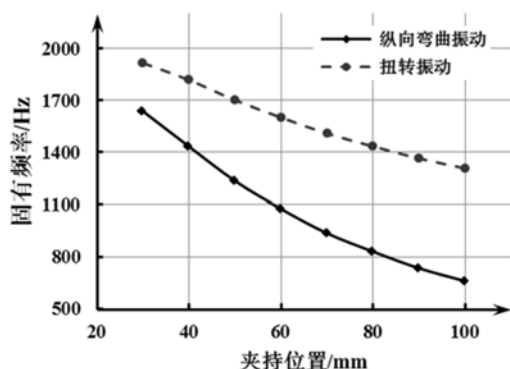


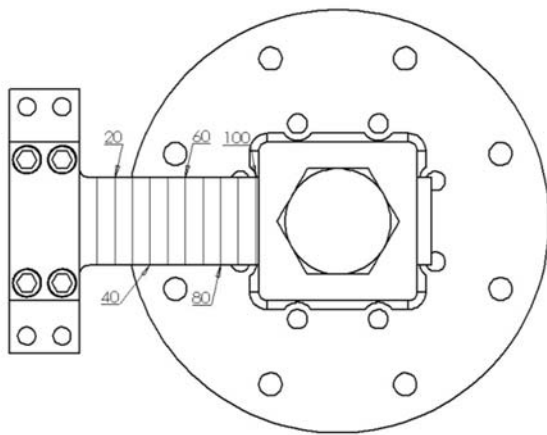
图 16 振动放大器固有频率变化规律

Fig. 16 Natural frequency of vibration amplifier

分别在振动放大器的放大臂上标注 30mm、40mm、50mm、55mm、60mm、65mm、70mm、80mm 的刻度值,如图 17 所示,将压块的边缘对准刻度线,进行振动扫频试验。



(a)



(b)

图 17 放大器上的刻度标线示意图

Fig. 17 The scale on vibration amplifier

如图 18 所示,记录下各个刻度下振动放大器的幅频响应特性,随着夹持位置的变化,振动放大器的纵向弯曲振动和扭转振动的固有频率和振幅响应的峰值均发生变化。

通过第 1.3 节对试件振动峰值的研究,可以确定在试件质量一定时达到最大振幅所需的振动放大器的固有频率,因此通过调节放大臂的伸出位置来改变振动放大器自身的固有频率以使试件达到最大振幅,此过程不需要夹持试件。

如图 19 所示,为振动放大器振幅响应峰值的变化规律,通过调节振动放大器的放大臂伸出位置,纵向弯曲振动可以满足 500~1000Hz 内的共振试验,扭转振动可以满足 1200~1600Hz 内的共振试验,但是在 1100~1200Hz 的振动范围内无法发挥振动放大的效果。振动放大器在其两阶振型之间存在无效区域,无法通过调节两阶固有频率的变化来对该区域进行相互弥补,因此在振动放大器设计中应尽量以调整单独的某一阶共振的频率范围对试件的共振频率进行覆盖,避免无效区域的出现。

如图 20 所示,选用一种菱形平板试件,在其第 6 阶共振频率下进行试验,根据试验可测得试件和放大器的阻尼比分别为 $\zeta_1 = 0.0021$, $\zeta_2 = 0.0133$,并使用该试件对振动放大器的放大效果进行试验。

如图 21 所示,保持振动量级相同的情况下,对使用放大器和不使用放大器的试件分别进行扫频,可以看到,在 $f = 897\text{Hz}$ 时试件发生共振,试件的振幅增大了 15 倍左右。

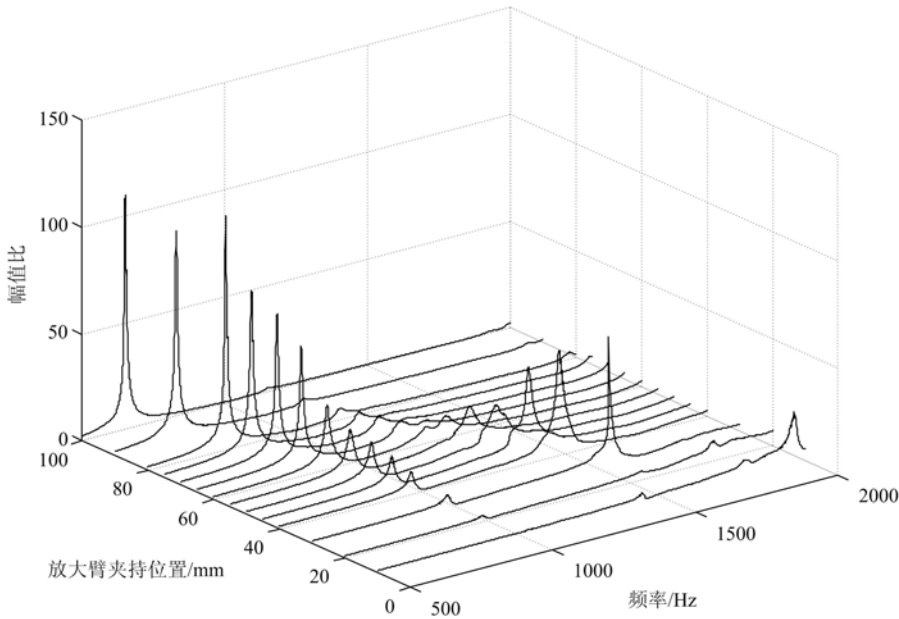


图 18 振动放大器振动响应特性

Fig. 18 Vibration response characteristics of vibration amplifier

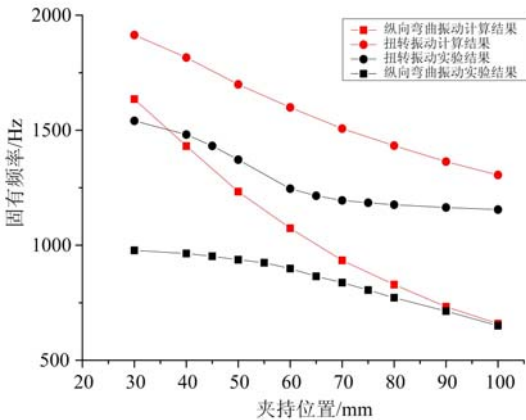


图 19 振动放大器固有频率变化规律对比图

Fig. 19 Comparison of natural frequency of vibration amplifier

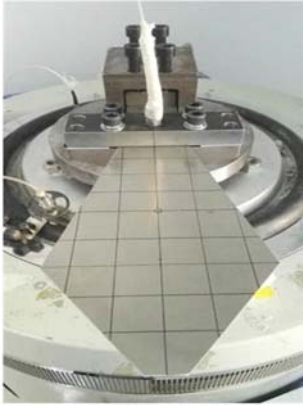
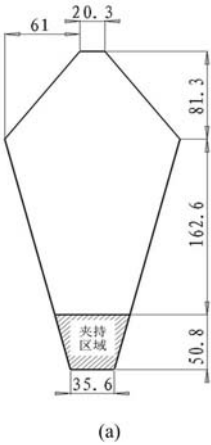


图 20 试件实物图

Fig. 20 Practicality picture of specimen

在使用放大器的情况下对菱形试件进行试验，当幅值达到 0.034mm 时，振动台的电压 $U=0.4\text{V}$ ，电流 $I=0.7\text{A}$ ；而不使用放大器时，相同电流、相同电压下试件的共振幅值仅为 0.0086mm，要达到相同共振幅值，振动台的电压、电流为 $U=0.95\text{V}$ ， $I=4.1\text{A}$ 。可见，使用振动放大器可以使振动台以较小的功率达到所需的振动幅值。

4 结论

本文主要针对振动台高频激振能力不足的问题，通过设计振动放大器，实现振动激励的提高。主要结论如下：

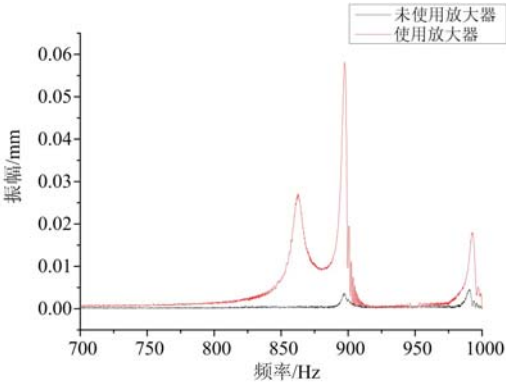


图 21 扫频结果对比

Fig. 21 Comparison of frequency scanning result

(1) 提出了一种共振频率可调的振动放大器设计方案,建立振动台-振动放大器-试件系统动力学模型,并对振动特性和放大原理进行了分析研究;

(2) 利用三维辅助建模完成了对放大臂的结构设计,结合有限元分析对设计完成的振动放大器振动特性进行研究,证明该设计可以有效覆盖试件目标振型所对应的固有频率;

(3) 通过振动试验获得振动放大器的振动特性,其中振动放大器有较大的频率适应范围,但各阶依然存在无法覆盖的频率范围,通过对比试验可以验证使用振动放大器使共振幅值提高了 15 倍,使振动台以较小的功率达到理想的振幅。

参考文献:

- [1] Han J, Tang T, Wang X. A high-performance switching mode power amplifier for electrodynamic shaker[C]//IEEE International Conference on Industrial Technology. IEEE Xplore, 2005:491-495.
- [2] 夏天凉. 电动振动台附加台面的结构分析及其优化设计[J]. 苏州大学学报, 2011, 31(3):49-54 (XIA Tianliang. Structural analysis and optimal design of electrodynamic vibrator appending table[J]. Journal of Soochow University, 2011, 31(3):49-54 (in Chinese))
- [3] 石蒙. 一种实现谐波装置响应夹具设计仿真计算[J]. 强度和环, 2011, 38(3):45-49 (SHI Meng. Simulation study for a resonant fixture design[J]. Structure & Environment Engineering, 2011, 38(3):45-49 (in Chinese))
- [4] 胡立, 郭绍波. 振动台有限元动力学分析[J]. 贵州化工, 2012, 37(3):17-18 (HU Li, GUO Shaobo. Finite element dynamic analysis of the vibration table[J]. Guizhou Chemical Industry, 2012, 37(3):17-18 (in Chinese))
- [5] 王轲, 孙妍妍, 茅志颖. 振动试验夹具动力学设计的综合优化方法[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(3):483-487 (WANG Ke, SUN Yanyan, MAO Zhiying. Comprehensive optimization method for dynamic design of fixture of vibration test[J]. Journal of Vibration Measurement & Diagnosis, 2013, 33(3):483-487 (in Chinese))
- [6] 丁杰, 唐玉兔. 联合被试设备的振动夹具结构仿真分析[J]. 航天器环境工程, 2013, 30(6):636-641 (DING Jie, TANG Yutu. Simulation of vibration fixture combined with test equipment[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2013, 30(6):636-641 (in Chinese))
- [7] 何胜帅, 陈立伟, 强笑辉, 等. 航空发动机叶片高应力振动疲劳试验技术研究[J]. 装备环境工程, 2013(4):41-46 (HE Shengshuai, CHEN Liwei, QIANG Xiaohui, et al. The aircraft engine blade high stress vibration fatigue test technology research[J]. Equipment Environmental Engineering, 2013(4):41-46 (in Chinese))
- [8] Zhang J H. The study of fixture for vibration test of space structure[C]//International Astronautical Congress of the International Astronautical Federation, the International Academy of Astronautics, and the International Institute of Space Law, 2013.
- [9] 张国湘, 赵征. 一种产生高加速度的方法及装置[P]. 中国专利:CN103528785A, 2014-01-22 (ZHANG Guoxiang, ZHAO Zheng. A method an apparatus for generating high acceleration [P]. China Patent: CN103528785A, 2014-01-22 (in Chinese))
- [10] 李玉玲, 杨志文. 电动振动台试验能力的确认方法研究[J]. 计算机与数字工程, 2015(1):142-145 (LI Yuling, YANG Zhiwen. Study on the method of electric vibration table test capability to confirm [J]. Computer & Digital Engineering, 2015(1):142-145 (in Chinese))
- [11] 王世辉, 张昱, 陈欣欣, 等. 固体火箭发动机振动试验夹具优化分析与研究[J]. 计算机测量与控制, 2017, 25(1):221-223 (WANG Shihui, ZHANG Yu, CHEN Xinxin, et al. Vibration test fixture optimization analysis and control for solid rocket motor[J]. Computer Measurement & Control, 2017, 25(1):221-223 (in Chinese))
- [12] 王亚龙, 牛君乐. 一种采用机电反馈提高电动激振器幅值的方法[P]. 中国专利:CN103506302A, 2014-01-15 (WANG Yalong, NIU Junle. Method for improving amplitude of electric vibration exciter by using electromechanical feedback[P]. China Patent: CN103506302A, 2014-01-15 (in Chinese))
- [13] 俞熠帅, 李佳明, 谢日时, 等. 振幅与频率可调的振动台台[P]. 中国专利:CN204799529U, 2015-11-25 (YU Yishuai, LI Jiaming, XIE Rishi, et al. Adjustable amplitude and frequency of vibration table[P]. Chinese Patent: CN204799529U, 2015-11-25 (in Chinese))
- [14] Rahman H, Kumar R. Design of a composite vibration fixture for testing fuel tank for combat vehicle application

- [C]//NAFEMS 3D, 2016.
- [15] Amjad M S, Rehman A, Amjad M Z, et al. Structural dynamics modification of vibration-test fixture[J]. Journal of Testing & Evaluation, 2017;20160461.
- [16] 李思路, 程礼, 刘景元, 等. 平板叶片非线性平板叶片非线性振动及疲劳试验[J]. 空军工程大学学报:自然科学版, 2017, 18(5):1—6 (LI Silu, CHENG Li, LIU Jingyuan, et al. Nonlinear vibration and fatigue experiment of the square blades[J]. Journal of Air Force Engineering University: Natural Science Edition, 2017, 18(5):1—6.

On the design of a vibration amplifier with adjustable resonance frequency

XU Yu¹, LIU Jing-yuan¹, CHENG Li^{1,2}, LI Si-lu¹, LI Kai³

(1. Aeronautics and Astronautics Engineering College, Air Force Engineering University, Xi'an 710038, Shanxi, China; 2. Co-Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China; 3. Unit 94333, Weifang 261000, Shandong, China)

Abstract: Structural fatigue experiment based on electromagnetic vibration generator system often encounters the problem of insufficient high frequency vibration excitation ability. In this paper, a vibration amplifier with adjustable resonance frequency is designed, which combines clamping and amplifying. Firstly, by constructing the dynamic model of the vibration table-vibration amplifier-specimen system, the vibration characteristics are analyzed, and the principle of the amplification of the vibration amplifier is revealed. Then, the structural design of the vibration amplifier is completed by three-dimensional auxiliary design, and the vibration characteristics of the vibration amplifier are analyzed by finite element analysis. Finally, the experimental results show that the design can effectively cover the natural frequency corresponding to the target vibration mode, and improve the vibration ability of the vibration table.

Keywords: electromagnetic vibration generator system; vibration amplifier; resonance frequency; vibration excitation capacity