

基于声学超材料的齿轮减速器箱体减振方法研究

刘五合¹, 吴 越², 张 帆²

(1. 海装沈阳局驻哈尔滨地区某军事代表室, 黑龙江 哈尔滨 150078;

2. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘 要: 齿轮减速器振动噪声性能直接影响了船舶的舒适性和安全性, 但目前普遍采用的减振降噪手段已进入瓶颈期。针对这一问题对声学超材料在齿轮减速器箱体上的减振方法进行了研究, 分析了齿轮减速器箱体在不同激励下的振动特性, 设计了超材料单体结构和具有类似振动特征的箱体缩比模型, 系统分析了超材料的质量比、阻尼比和单体结构数量等对减振效果的影响。针对缩比模型设计了超材料减振方案 1 (单体结构固有频率分别为 2 690, 2 790 和 2 970 Hz) 和超材料减振方案 2 (相比于方案 1 增加单体结构, 固有频率为 4 000 Hz)。经分析得到, 在缩比模型主要峰值频率处方案 1 的减振效果不小于 7 dB。并通过试验对该计算结果进行验证, 减振频带误差小于 4.0%, 减振幅值误差不超过 10.3%, 证明了超材料方案的有效性。

关 键 词: 齿轮减速器箱体; 声学超材料; 减振降噪

中图分类号: TH132.41

文献标识码: A

DOI: 10.16146/j.cnki.mdjgc.2022.09.021

[引用本文格式] 刘五合, 吴 越, 张 帆. 基于声学超材料的齿轮减速器箱体减振方法研究[J]. 热能动力工程, 2022, 37(9): 170-177. LIU Wu-he, WU Yue, ZHANG Fan. Research on vibration reduction method of gear reducer box based on acoustic metamaterials [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(9): 170-177.

Research on Vibration Reduction Method of Gear Reducer Box based on Acoustic Metamaterials

LIU Wu-he¹, WU Yue², ZHANG Fan²

(1. Military Representative Office in Harbin, Military Representative Bureau in Shenyang of Naval Equipment Department, Harbin, China, Post Code: 150078; 2. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: The vibration and noise performance of gear reducer directly affects the comfort and safety of ships, but the commonly used means of vibration and noise reduction has entered a bottleneck period. To solve this problem, this paper studies the vibration reduction method of acoustic metamaterials on the gear reducer box. The vibration characteristics of the gear reducer box under different excitations are analyzed, the metamaterial monomer structure and the box scaled model with similar vibration characteristics are designed, and the influences of the mass ratio, damping ratio and the number of monomer structures of metamaterials on the vibration reduction effect are systematically analyzed. For the scaled model, the metamaterial vibration reduction scheme I in which the natural frequencies of the monomer structures are 2 690 Hz, 2 790 Hz and 2 970 Hz respectively, and the metamaterial vibration reduction scheme II in which the natural frequency of the monomer structure is increased by 4 000 Hz compared with scheme I, are designed. Through analysis, the vibration reduction effect at the main peak frequency of the scaled model is not less than 7 dB in scheme I. The calculation results are verified by experiments. The vibration reduction frequency band error is less than 4.0%, and the vibration reduction amplitude error is not more than 10.3%, which proves the effectiveness of the metamaterial scheme.

Key words: gear reducer box, acoustic metamaterials, vibration and noise reduction

引 言

齿轮减速装置是舰船传动系统的重要组成部分^[1],舰船在运行时为了达到所需的行进速度会通过齿轮减速器改变螺旋桨的转速。在工作过程中,齿轮减速器产生的振动对装备的工作性能、精度、效率以及运行安全性、可靠性和服役寿命等都可造成不良影响。振动产生的噪声也会影响工作环境的舒适性,甚至造成严重的公害^[2]。

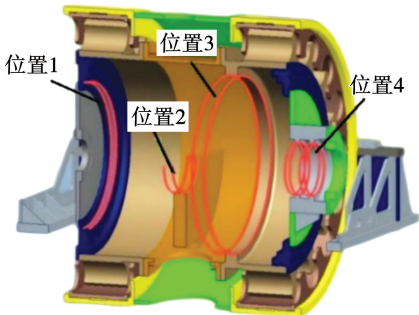
目前,针对齿轮减速装置的减振技术,主要分为两大类。第一类是对结构本身的改善^[3-4],主要措施包括:(1)合理设计箱体结构,通过改善结构的刚度分布和振动模态达到减振降噪的效果^[5];(2)提高齿轮及轴系的加工和装配精度,使得轮系间与轴系间的配合更加流畅。第二类为添加辅助结构,主要措施有添加隔振装置和隔声结构^[6],比如添加动力吸振器、阻尼层,或在齿轮系端面部位、轴承座或基座等结构处安装隔振装置^[7]。每种措施都有各自的缺点。若要对结构进行优化设计,只能在设计初期进行,当产品实际生产后,结构已无法改变,如果设计出现瑕疵基本不能再修改。若要提高工艺和装配精度,需要对整个基础制造产业链进行优化,会大幅提高生产成本。若是采用添加阻尼层的方法,则质量增大较多,且影响箱体散热,而动力吸振器具有作用频带窄、稳定性差等问题。

近年来,声学超材料的研究为减振降噪技术的发展提供了一种新方法。声学超材料为一类由特殊设计的人工结构单元周期性排列构成的结构,这类结构为亚波长物理尺度(一般为所控制波长的几十分之一),具有超常声学或力学能力^[8-9]。当声波或振动波在这类结构中传播时,会受到结构的调制作用,从而使声波或振动波的传播受到影响^[10]。在工程结构中周期性布置局域共振单元,形成一类局域共振型声学超材料,可以有效进行结构减振和声辐射抑制。

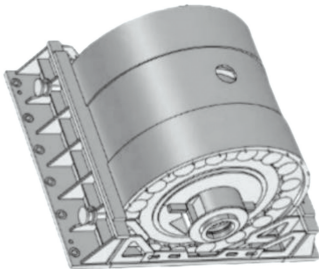
本研究将“声学超材料”思想引入齿轮减速器箱体减振设计,构造了一种针对齿轮减速器箱体的声学超材料减振方案,为解决齿轮减速器箱体结构的低频减振降噪难题提供了新的理论和方法。

1 箱体有限元分析

某型船用齿轮减速器箱体,模型长 1.6 m,宽 1.33 m,高 1.2 m,如图 1 所示。



(a) 齿轮减速器激励位置



(b) 齿轮减速器结构

图 1 齿轮减速器模型

Fig.1 Gear reducer model

齿轮减速器箱体有 4 个激励位置,每个激励位置上激励方向为径向激励。在 COMSOL 中对其进行有限元计算,考虑到齿轮减速器箱体的实际安装情况,利用地脚螺栓与船舶基座固定。根据实际安装情况,对下箱体底板和箱体壁两侧 12 个地脚螺栓孔施加全约束并进行分析。测点选择如图 2 所示,

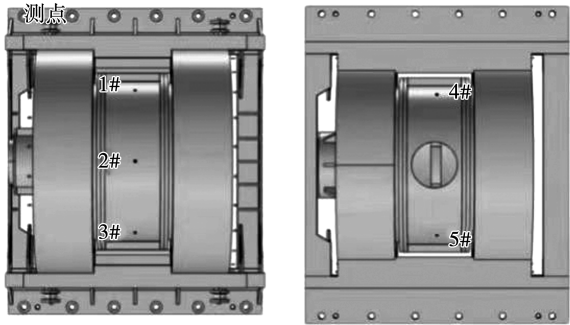


图 2 测点位置

Fig.2 Measuring point location

在内筒上布置 5 个测点,计算每个测点在受到激励后的加速度响应,再求取 5 个测点的加速度均方根,并转换为振动加速度级。不同激励条件下的振动响应如图 3 所示。

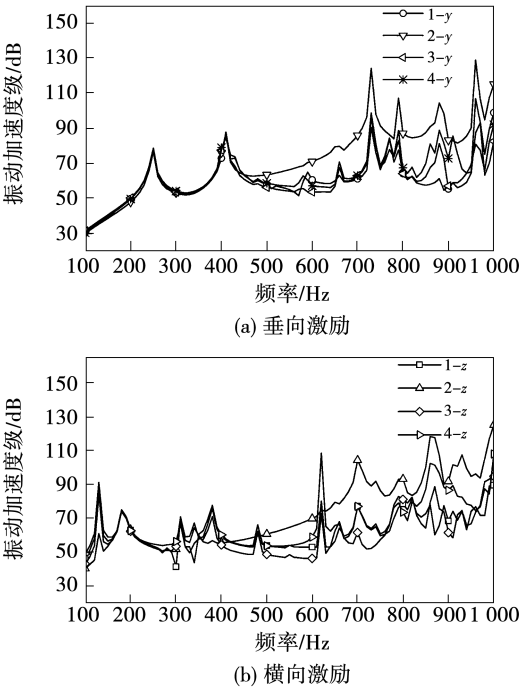


图 3 齿轮减速器箱体不同激励下振动响应对比
Fig. 3 Comparison of vibration responses of gear reducer box under different excitation

齿轮减速器箱由普通碳素结构钢板焊接而成,具体材料参数如表 1 所示。

表 1 齿轮减速器箱材料属性

Tab. 1 Gear reducer box material property

材料	弹性模量/Pa	密度/kg · m ⁻³	泊松比
结构钢	2.06 × 10 ¹¹	7 850	0.3

由图 3 可知,在不同激励位置,当激励方向相同时,齿轮减速器箱体产生的振动加速度级响应有较好的一致性,但是当激励方向不同时,即使激励位置不变,所产生的响应峰值频率也会有较大差异。

由于原始尺寸的齿轮减速器较大,在有限元计算中会占用大量资源,同时考虑到对原始尺寸齿轮箱模型进行试验研究难度大,因此以齿轮箱缩比模型为研究对象,对缩比模型进行振动响应分析、超材料减振设计和试验验证。

缩比模型如图 4 所示。箱体长 0.35 m、宽 0.4 m、高 0.4 m,内外筒厚度为 0.007 5 m。缩比模型的设计原则为:

(1) 所有的双层壁面简化为单层壁面,由圆柱构成的内外筒连接简化为整体圆环连接,内外筒的分段结构简化为整体结构,复杂的支架结构简化为简单的支架结构,保留 4 个激励位置的细节。

(2) 壁厚与整体尺寸保持等比例缩小。经过试算发现,如要保证缩比模型的主要模态频率与原始尺寸模型一致,缩比模型的壁厚将特别小,不利于缩比模型制造,所以壁厚与整体尺寸保持等比例缩小,缩比模型的尺寸和原始尺寸的比值为 1:3。

(3) 保持缩比模型振动特性与原始尺寸模型的相似性。经过对比缩比模型与原始尺寸模型的振动响应数值模拟结果,确保了两者的振动特性的相似性,包括振动峰值的分布规律、相似激励下振动响应的幅值等。虽然模型缩比后,模态频率被极大提高,但由于相似性较好,能够保证机理验证的可信度。

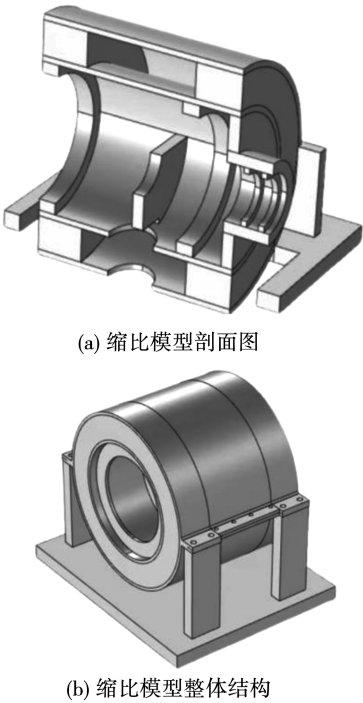


图 4 缩比模型结构示意图
Fig. 4 Schematic diagram of scaled model structure

缩比模型的测点布置如图 5 所示。在缩比模型外筒的两侧各布置 6 个测点,共 12 个测点。其中,在同一侧的测点位于同一平面上,相邻测点相隔 60°。测点位置与原始模型保持一致。

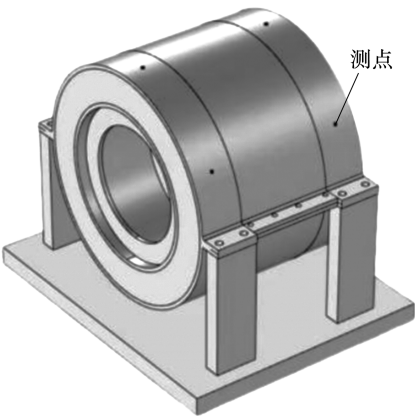


图 5 缩比模型测点位置

Fig.5 Scaled model measuring point position

由原始模型的振动响应规律可知,当激励位置不同、激励方向相同时,齿轮减速器箱体产生的振动加速度级响应一致性较好。故只计算 3 种工况条件下的缩比模型振动响应,结果如图 6 所示。

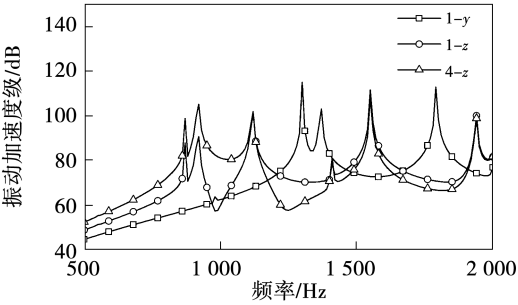


图 6 在不同激励下缩比模型振动响应对比

Fig.6 Comparison of vibration responses of scaled model under different excitation

2 声学超材料设计

在缩比模型声学超材料减振研究的基础上,结合国外研究经验^[11],选用质量块-悬臂梁型超材料对齿轮箱缩比模型进行减振设计,超材料单体如图 7 所示。为了便于超材料单体加工,采用二维设计拉伸的形式。

以激励位置 1,垂向激励为例进行超材料设计。由图 6 可知,齿轮减速器箱体在 1 790 Hz 处有振动峰值,因此将超材料单体结构的固有频率设计为 1 790 Hz,布置方式如图 8 所示。超材料单体结构共布置 5 圈,其中每圈布置 22 个超材料,每个相隔 15°,共布置 110 个超材料单体结构。单体结构使用

亚克力材料,弹性模量为 4.84 GPa,泊松比为 0.31。

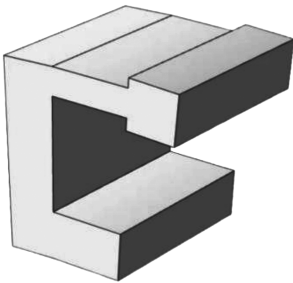
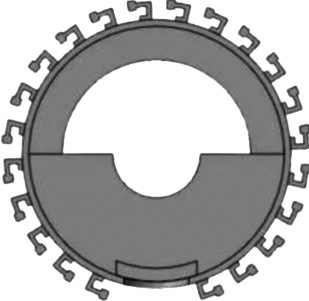


图 7 超材料单体结构示意图

Fig.7 Schematic diagram of metamaterials monomer structure



(a) 超材料布置位置



(b) 超材料布置角度

图 8 超材料摆放位置

Fig.8 Placement position of metamaterials

2.1 超材料结构质量比对减振效果的影响

通过改变超材料结构密度,分析不同超材料结构质量比对缩比模型减振效果的影响,如图 9 所示。超材料的质量比为 1% 时,在 1 790 Hz 处的减振效果仅有 5 dB。而当超材料结构质量比增加到 15% 时,1 790 Hz 处的振动峰值偏移到 1 580 Hz,减振效果提高到了约 10 dB。

通过改变缩比模型的密度来增加整体模型的质量,使其与添加超材料后的总质量相同。在两个算例中分别将缩比模型密度变为原始材料密度的1.01

倍和 1.15 倍,与添加 1% 质量比超材料和 15% 质量比的超材料进行对比,结果如图 10 所示。可以看到,增加缩比模型的质量会使 1 790 Hz 的振动峰值产生偏移,随着质量增加,振动峰值向低频移动,但无论是偏移频率或振动峰值的影响效果都小于添加相同质量的超材料方案。因此,超材料结构的减振效果不仅仅是由于质量增加而产生的,超材料结构的吸振效果是更主要的因素。

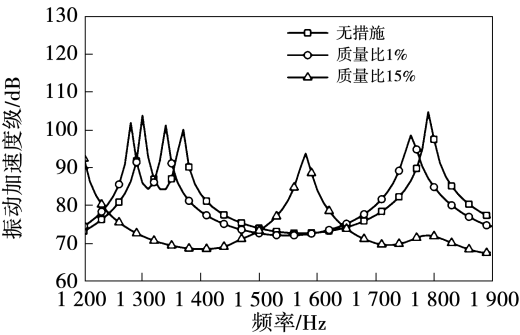


图 9 超材料质量比变化后的振动加速度级对比

Fig.9 Comparison of vibration acceleration levels after the change of metamaterial mass ratio

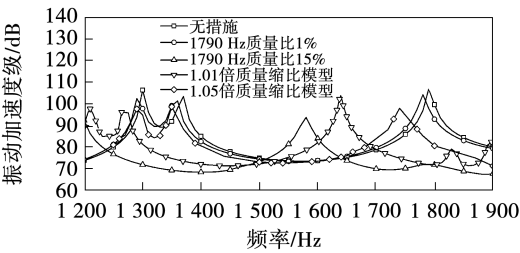


图 10 模型整体增加质量与添加超材料后的
振动加速度级对比

Fig.10 Comparison of vibration acceleration level between the model with added mass and the model with added metamaterials

2.2 超材料结构阻尼比对减振效果的影响

超材料结构阻尼从 0.05 增加到 0.1 和 0.5,进行数值分析,结果如图 11 所示。可以看出,随着阻尼的增大,偏移后的峰值频率逐渐降低,最多可降低 20 dB 以上。由图 12 也可以发现,随着阻尼的增加,超材料结构对振动的汇聚作用越来越明显,当阻尼增加到 0.5 时超材料单体的振动加速度达到最大。

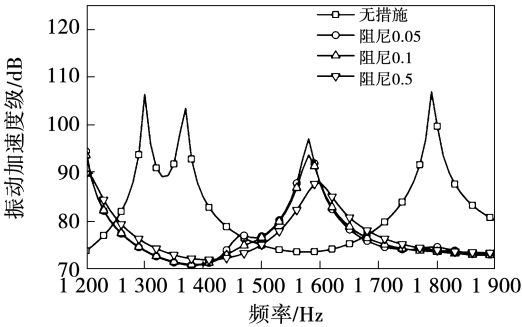
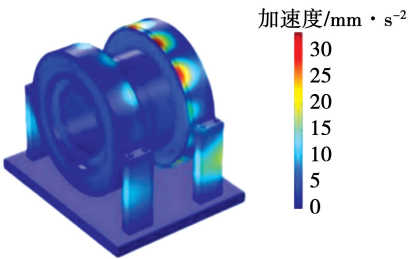
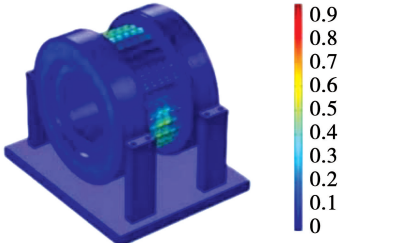


图 11 超材料阻尼变化后的振动加速度级对比

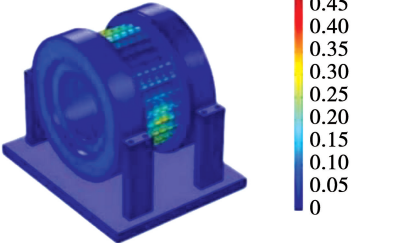
Fig.11 Comparison of vibration acceleration levels after the change of metamaterial damping



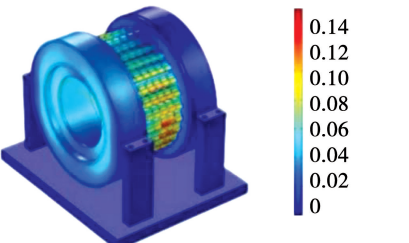
(a) 无措施



(b) 阻尼为0.05



(c) 阻尼为0.1



(d) 阻尼为0.5

图 12 采用不同阻尼超材料减振措施后振动加速度云图
Fig.12 Cloud diagram of vibration acceleration with different damping metamaterials

2.3 超材料单体结构数量对减振效果的影响

以固有频率为 1 790 Hz 的超材料单体结构为对象,在质量比 4% 的情况下,保持单体结构形状和质量比不变,仅增加超材料单体结构数量。仿真分析结果如图 13 所示。只改变超材料数量,其减振效果基本没变化。

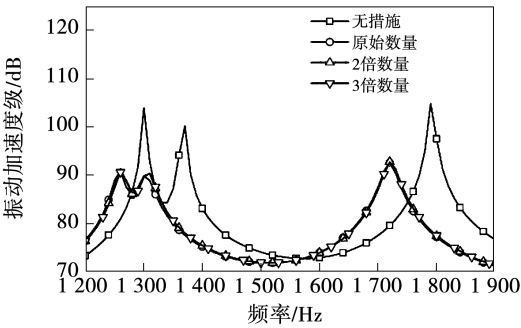


图 13 超材料单体结构数量对振动加速度级的影响对比

Fig. 13 Comparison of the influences of the number of metamaterial monomer structures on the vibration acceleration level

3 缩比模型箱体试验验证

为验证超材料减振设计在缩比模型箱体中所起到的减振作用,加工了齿轮减速器的缩比模型,并对缩比模型箱体进行了超材料方案的验证测试。缩比模型和超材料模型实物如图 14 所示。

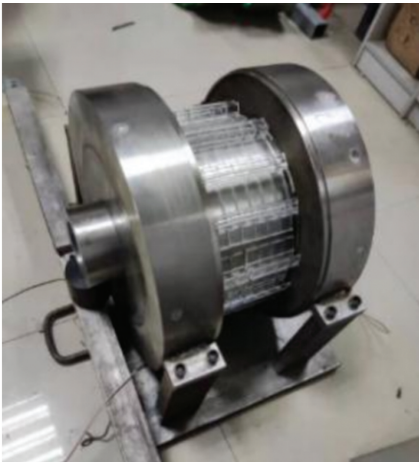


图 14 加工模型实物

Fig. 14 Machining model

所用试验仪器包括加速度传感器 (B&K4513B)、采集前端 (B&K3560B)、分析软件 (B&K PULSE)、

激振器 (北京机械仪表厂 JZ-2A) 等,如图 15 所示。试验原理如图 16 所示。激励点及测点位置如图 17 所示。

具体试验步骤为:

- (1) 按照图 16 所示连接测量试验的仪器。
- (2) 在缩比模型箱体上按照图 17 所示布置测点。
- (3) 在激励点处布置激振器,利用 Pulse 设置激励类型,采集各测点处的振动数据记录数据。

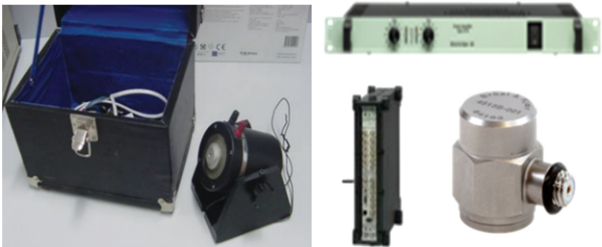


图 15 试验用仪器

Fig. 15 Experimental apparatus

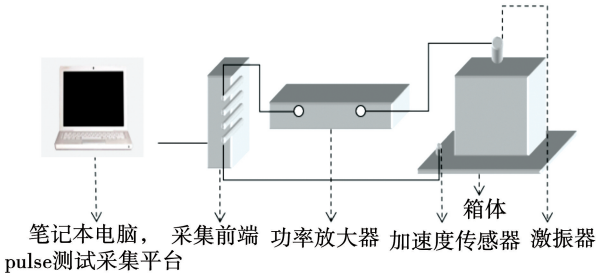


图 16 测量试验原理示意图

Fig. 16 Schematic diagram of test measurement

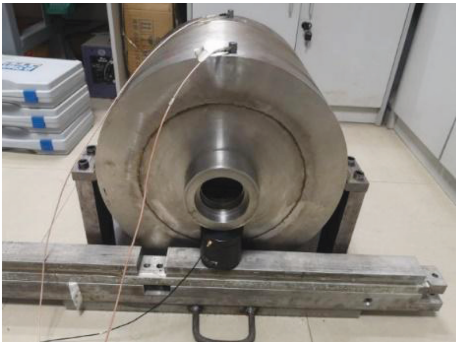


图 17 激励点及测点位置示意图

Fig. 17 Schematic diagram of excitation point and measuring point

通过试验测量得到了添加超材料前后箱体上各个测点的振动数据,为了量化地了解振动降低的整体水平,计算箱体各个测点的加速度,求得每个测点加速度均方根。首先比较不添加措施时试验和仿真数据的差异,如图 18 所示。

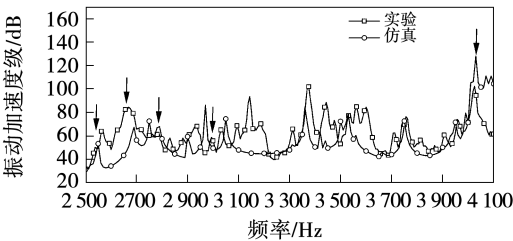


图 18 无措施时试验和仿真数据对比

Fig. 18 Comparison of experimental and simulation data without measures

发现两者在 2 680,2 790,2 970 和4 000 Hz处符合较好,而在前述一直针对的 1 790 Hz 处符合不好。为了更好地验证超材料的减振效果,共设计 2 种方案:方案 1 为 2 690,2 790 和 2 970 Hz 超材料混合方案;方案 2 为 2 690,2 790,2 970 和 4 000 Hz 超材料混合方案。2 种方案的具体布置形式如图 19 所示。

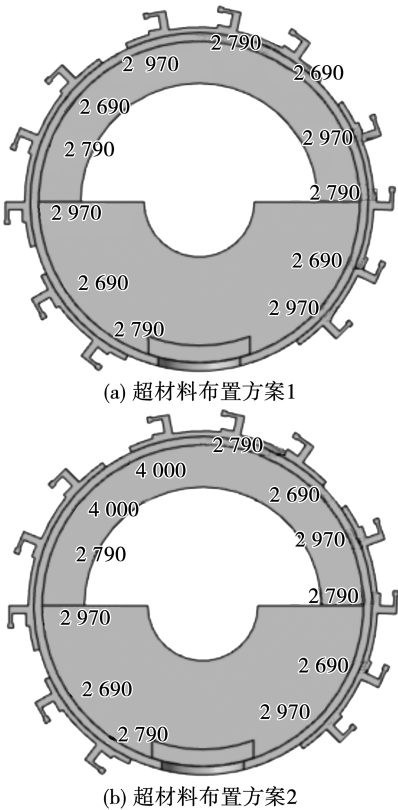


图 19 超材料布置方案(Hz)

Fig. 19 Metamaterials layout scheme(Hz)

由图 20 可以看出,超材料仿真算例在 2 687,2 750,2 787,2 906,2 968 和 3 050 Hz 都有减振效果,与试验测试结果基本一致。减振效果如表 2 所示。

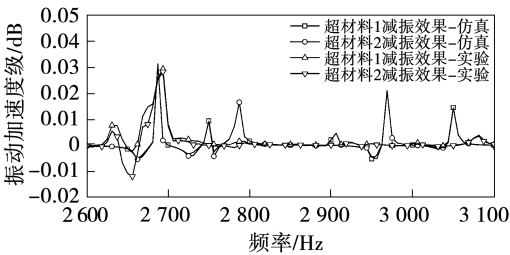


图 20 仿真分析与试验测试结果对比

Fig. 20 Comparison between simulation analysis and test results

表 2 仿真分析与试验测试在减振频率处的减振效果对比 (m/s²)

Tab. 2 Comparison of vibration reduction effect between simulation analysis and test at vibration reduction frequency (m/s²)

方案	仿真 (2 675 ~ 2 975 Hz)	试验 (2 668 ~ 3 100 Hz)	幅值 差异/%
超材料 1 减振效果	0.005 077	0.005 387	6.1
超材料 2 减振效果	0.004 930	0.004 422	- 10.3

仿真分析得到超材料方案 1 在 2 675 ~ 2 975 Hz 频段内的减振效果为 0.005 077 m/s²。由试验测试结果可知,超材料方案 1 实际在 2 668 ~ 3 100 Hz 频段内产生减振效果,降低了约 0.005 387 m/s²。由此可知,减振频带上、下限仿真误差分别为 0.3% 和 4.0% ,减振效果误差为 6.1% 。

方案 2 的减振设计为 2 675 ~ 2 975 Hz 频段内减振0.004 929 m/s²,实际减振效果为 2 668 ~ 3 100 Hz 减振 0.004 422 m/s²,减振频带上下限误差分别为 0.3% 和 4.0% ,减振幅值误差为 10.3% 。

方案 1 为 2 690,2 790 和 2 970 Hz 超材料混合方案,设计减振幅值分别为 25,29 和 29 dB,方案 2 为 2 690,2 790,2 970 和 4 000 Hz 超材料混合,设计减振幅值分别为 25,29,28 和 7 dB。试验结果显示,方案 1 在 2 693 Hz 减振 32 dB,2 793 Hz 处减振

19 dB,3 000 Hz 处减振 20 dB。方案 2 在 2 693 Hz 处减振 25 dB,2 800 Hz 处减振 8 dB,3 000 Hz 处减振 14 dB,3 968 Hz 处减振 12 dB。试验证明,超材料减振设计方案针对所要控制的频段具有良好的减振效果。

4 结 论

以某齿轮减速器箱体为研究对象,应用数值模拟方法研究了不同激励条件下齿轮箱缩比模型超材料减振设计,并做对比分析。得出结论:

(1) 对于不同激励位置,但是激励方向相同时,齿轮减速器箱体产生的振动加速度级响应有较好的一致性;但是当激励方向不同时,即使激励位置不变,所产生的振动响应峰值频率会有较大差异。

(2) 超材料在目标频率处(包括单频和多频)都具有良好的减振效果;增加质量比和阻尼可以使减振效果进一步增加;超材料结构数量对减振效果影响较小。

参考文献:

[1] 朱才朝,徐向阳,王海霞,等. 大功率船用齿轮箱结构优化[J]. 重庆大学学报:自然科学版,2008,31(11):5.
ZHU Cai-chao, XU Xiang-yang, WANG Hai-xia, et al. Structural optimization of high-power marine gearbox [J]. Journal of Chongqing University, 2008, 31(11):1221 – 1225.

[2] 季文美,方 同. 机械振动[M]. 北京:科学出版社,1985.
JI Wen-mei, FANG Tong. Mechanical vibration [M]. Beijing: Science Press, 1985.

[3] WANG Jian-jun, LI Run-fang, PENG Xiang-he. Survey of nonlinear vibration of gear transmission systems[J]. ASME Journal of Applied Mechanics Review, 2003, 56(3):222 – 227.

[4] 夏盛来,何景武,黑丽洁. 主动结构刚度设计方法研究[J]. 飞

机设计,2012(3):5.
XIA Sheng-lai, HE Jing-wu, HEI Li-jie. Study on the method of active structural stiffness design[J]. Aircraft Design, 2012(3):5.

[5] 焦映厚,陈照波,贺 滨,等. 大型客车车身的阻尼减振降噪技术研究[J]. 振动与冲击,2013,32(6):7.
JIAO Ying-hou, CHEN Zhao-bo, HE Bin, et al. Study on vibration and noise damping technique of large bus body[J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(6):7.

[6] 郭中泽,罗景润,陈裕泽. 基于 Hoff 夹层板理论计算约束阻尼结构的结构损耗因子[J]. 机械强度,2007,29(1):4.
GUO Zhong-ze, LUO Jing-run, CHEN Yu-ze. Predicting the model loss factors of constrained structure based on the Hoff sandwich plate theory[J]. Journal of Mechanical Strength, 2007, 29(1):4.

[7] FIRTH J, BLACK J. Vibration interaction in a multiple flywheel system[J]. Journal of Sound & Vibration, 2012, 331(7):1701 – 1714.

[8] 温激鸿,郁殿龙,赵宏刚,等. 人工周期结构中弹性波的传播——振动与声学特性[M]. 北京:科学出版社,2015.
WEN Ji-hong, YU Dian-long, ZHAO Hong-gang, et al. Propagation of elastic waves in artificial periodic structures - vibration and acoustic properties[M]. Beijing: Science Press, 2015.

[9] 张若军. 典型声学超材料的低频隔声特性研究[D]. 长沙:国防科学技术大学,2015.
ZHANG Ruo-jun. Study of low frequency sound transmission loss of typical acoustic metamaterial[D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2015.

[10] NATEGHI A, SANGIULIANO L, CLAEYS C, et al. Design and experimental validation of a metamaterial solution for improved noise and vibration behavior of pipes[J]. Journal of Sound and Vibration, 2019, 455:96 – 117.

[11] CLAEYS C, FILHO N, BELLE L V, et al. Design and validation of metamaterials for multiple structural stop bands in waveguides[J]. Extreme Mechanics Letters, 2017(12):7 – 22.

(丛 敏 编辑)