文章编号：1006-1355(2021)01-0016-05

桨-轴系-船体耦合振动频响函数子结构综合建模方法验证与分析

范 凯[1]，黄修长[2]，李江涛[3]，刘见华[3]

（1. 海军装备部驻上海地区军事代表局，上海 201206；
2. 上海交通大学 振动冲击噪声研究所 机械系统与振动国家重点试验室，上海 200240；
3. 中国船舶及海洋工程设计研究院，上海 200011）

摘 要：提出桨-轴系-船体耦合系统振动响应的频响函数子结构综合建模方法。搭建基于减振降噪设计的桨-轴系-船体耦合振动测试的实尺度试验台，开展轴系运转状态下的振动传递测试。利用测试结果，验证频响函数子结构综合建模方法的最大幅值误差在主要频率点处不大于2.0 dB；并对结合数值模拟对测试得到的传递特性进行分析，得到结论为：低频主要峰值为模拟桨的同相振动、模拟桨和轴系耦合1阶纵振模态；推力轴承是模拟桨和轴系耦合1阶纵振模态的有效传递通道。

关键词：振动与波；桨-轴-船体耦合系统；频响函数综合；子结构模态；传递特性
中图分类号：TB123；TH113.1 **文献标志码**：A **DOI编码**：10.3969/j.issn.1006-1355.2021.01.004

Analysis and Validation of Dynamic Modeling of Propeller-shafting-hull Coupled Vibration Using FRF-based Substructure Method

FAN Kai[1], *HUANG Xiuchang*[2], *LI Jiangtao*[3], *LIU Jianhua*[3]

(1. Military Representative Bureau in Shanghai Area of Naval Armament Department, Shanghai 201206, China;
2. Institute of Vibration, Shock and Noise, State Key Laboratory of Mechanical System and Vibration, Shanghai Jiaotong University, Shanghai 200240, China;
3. Marine Design and Research Institute of China, Shanghai 200011, China)

Abstract: FRF-based substructure method is proposed for dynamic modeling of vibration transmission of a propeller-shafting-hull coupled system. A real-scale test rig for the propeller- shafting-hull coupled system testing is built. Vibration transmission test is carried out on this test rig for the shafting system operating at different rotational speeds. Based on the measured results, the accuracy of the FRF-based substructure method is validated. It is shown that the maximum error to predict the peak responses is less than 2.0 dB. Vibration transmission characteristics of the propeller-shafting-hull coupled system are reported based on the numerical simulation and measured results. It is concluded that the characteristic modes in the low frequency range are the in-phase modes of the propeller and the first longitudinal mode of the coupled propeller-shafting system. The thrust bearing is the principle transfer path of the first longitudinal mode transmission.

Key words: vibration and wave; propeller-shafting-hull coupled system; FRF-based substructure method; substructure mode; vibration transmission

螺旋桨在运转时，一方面会产生直发声；另一方面会通过轴系激励船体，从而导致船体产生强烈的声辐射，螺旋桨-轴系-船体的耦合振动声辐射研究受到广泛关注[1–3]。为了获得螺旋桨-轴系-船体的耦合振动传递特性，学者们从理论建模和试验两方面开展了大量的研究。

在理论建模方面，螺旋桨-轴系-船体耦合系统建模发展了解析法、有限元方法和子结构方法。在采用解析法进行建模时，通常会对螺旋桨做一些假

收稿日期：2020-04-26
基金项目：国家自然科学基金资助项目（51875336）；上海市青年科技启明星计划资助项目（18QA1402000）
作者简介：范凯（1986–），男，安徽省宣城市人，本科，工程师，研究方向为轮机工程自动化和舰船技术状态管理。
通信作者：黄修长，男，博士生导师。
E-mail: xchhuang@sjtu.edu.cn

设，如螺旋桨采用等效质量-弹簧单元[4]、等效质量-梁-质量单元[5-6]进行模拟。轴系可以采用多点弹簧支撑梁结构。船体结构可以等效为阻抗或采用有限元法进行三维实体建模。采用解析法能够很大限度地保留耦合系统主要特征，为了更好地模拟实际系统复杂的动力学特性，一般需要进行有限元建模分析。由于螺旋桨-轴系-船体耦合系统的复杂性，采用有限元方法进行建模和计算时通常耗时长。因此学者们提出了基于频响函数综合的子结构方法[7-8]，并利用子结构方法进行了理论预报、传递特性的优化分析。虽然子结构方法已经通过了数值验证，但尚未开展试验验证。

在试验方面，针对螺旋桨-轴系-船体耦合系统的公开报道较少。李栋梁[9]研究了一个缩比尺度的螺旋桨-轴系-船体陆上模型在轴系不运转情况下的耦合传递特性。戴明城等[10]研究了桨-轴系-船体耦合振动测试实尺度试验台的设计，并给出了轴系的振动响应。为了更深刻地认识螺旋桨-轴系-船体耦合系统特性，需要开展更为丰富的试验。

本文基于频响函数子结构综合法建立桨-轴系-船体耦合振动响应的求解模型，在进行数值验证的基础上，利用桨-轴系-船体耦合振动测试实尺度试验台验证了该方法的精度，并针对桨-轴系-船体耦合振动测试实尺度试验台的测试结果开展分析。

1　理论基础

采用基于频响函数综合的子结构方法对螺旋桨激励下通过轴系传递至各个基座上的振动传递进行动力学建模。将研究对象划分为螺旋桨-轴系子结构A（可包含水体）、船体子结构C（可包含水体）；A和C之间通过轴承连接。激励力为螺旋桨的流体脉动激励力，该激励力可为分布式脉动激励力，或施加在螺旋桨桨叶0.7R处的等效三向激励力（R为螺旋桨半径），或施加在螺旋桨桨毂的等效三向激励力。建立物理模型如图1所示（其中X方向为纵向）。

采用基于频响函数综合的子结构方法进行建模时，定义子结构A上螺旋桨桨叶0.7R或螺旋桨桨毂

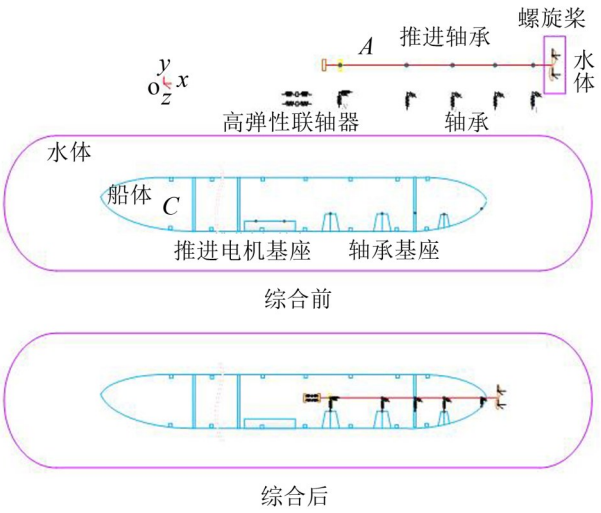


图1　桨-轴系-船体耦合系统频响函数综合子结构建模方法

处为内点，子结构A与轴承的连接点定义为cb。子结构C上内点定义为船体结构表面点，连接点为与轴承的连接点，分别定义为cb。综合前子结构A和C的频响函数定义如下[11]：

$$\begin{Bmatrix} x_i^A \\ x_c^A \\ x_i^C \\ x_c^C \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{H}_{ii}^A & \boldsymbol{H}_{ic}^A & & \\ \boldsymbol{H}_{ci}^A & \boldsymbol{H}_{cc}^A & & \\ & & \boldsymbol{H}_{ii}^C & \boldsymbol{H}_{ic}^C \\ & & \boldsymbol{H}_{ci}^C & \boldsymbol{H}_{cc}^C \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_i^A \\ f_c^A \\ f_i^C \\ f_c^C \end{Bmatrix} \tag{1}$$

轴承采用阻抗矩阵进行描述，三向阻抗矩阵为

$$\boldsymbol{Z} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{Z}_{11} & \boldsymbol{Z}_{12} \\ \boldsymbol{Z}_{21} & \boldsymbol{Z}_{22} \end{bmatrix}, \boldsymbol{Z}_{11} = -\boldsymbol{Z}_{12} = -\boldsymbol{Z}_{21} = \boldsymbol{Z}_{22} \tag{2}$$

假设子结构A和子结构B通过nb个轴承连接。从艏部至艉部依次为：第1个为推力轴承，接下来$nb-2$个为中间轴承，最后1个为艉后轴承。对推力轴承，考虑三向刚度和阻尼为[9]

$$k = \begin{bmatrix} k_{xx} & & \\ & k_{yy} & k_{yz} \\ & k_{zy} & k_{zz} \end{bmatrix}, \quad d = \begin{bmatrix} d_{xx} & & \\ & d_{yy} & d_{yz} \\ & d_{zy} & d_{zz} \end{bmatrix} \tag{3}$$

对中间轴承和艉后轴承主要考虑垂向和横向刚度，第i个轴承（i=1，…，nb）的刚度和阻尼分别为

$$k_i = \begin{bmatrix} k_{i,yy} & k_{i,yz} \\ k_{i,zy} & k_{i,zz} \end{bmatrix}, \quad d_i = \begin{bmatrix} d_{i,yy} & d_{i,yz} \\ d_{i,zy} & d_{i,zz} \end{bmatrix} \tag{4}$$

其中：$k_{k,yz}$和$k_{k,zy}$为负；$d_{k,yz}$和$d_{k,zy}$为负。

由式(3)和式(4)得到式(2)中的轴承的阻抗矩阵子矩阵为

$$\boldsymbol{Z}_{11} = \begin{bmatrix} k_{1,xx}+\mathrm{i}\omega d_{1,xx} & & & \\ & k_{1,yy}+\mathrm{i}\omega d_{1,yy} & k_{1,yz}+\mathrm{i}\omega d_{1,yz} & \\ & k_{1,zy}+\mathrm{i}\omega d_{1,zy} & k_{1,zz}+\mathrm{i}\omega d_{1,zz} & \\ & & \cdots & \\ & & k_{nb,yy}+\mathrm{i}\omega d_{nb,yy} & k_{nb,yz}+\mathrm{i}\omega d_{nb,yz} \\ & & k_{nb,zy}+\mathrm{i}\omega d_{nb,zy} & k_{nb,zz}+\mathrm{i}\omega d_{nb,zz} \end{bmatrix} \tag{5}$$

综合后得到桨-轴系-船体耦合系统频响函数为

$$\begin{Bmatrix} x_I^A \\ x_C^A \\ x_I^C \\ x_C^C \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{H}_{II}^A & \boldsymbol{H}_{IC}^A & \boldsymbol{H}_{II}^{AC} & \boldsymbol{H}_{IC}^{AC} \\ \boldsymbol{H}_{CI}^A & \boldsymbol{H}_{CC}^A & \boldsymbol{H}_{CI}^{AC} & \boldsymbol{H}_{CC}^{AC} \\ \boldsymbol{H}_{II}^{CA} & \boldsymbol{H}_{CI}^{AC} & \boldsymbol{H}_{II}^C & \boldsymbol{H}_{IC}^C \\ \boldsymbol{H}_{IC}^{AC} & \boldsymbol{H}_{CC}^{AC} & \boldsymbol{H}_{CI}^C & \boldsymbol{H}_{CC}^C \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_I^A \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{6}$$

式中，各个矩阵的表达式见文献[11]。

2　数值模拟和验证

针对某型船，分别利用整体有限元建模方法和

频响函数子结构综合方法进行建模，建模时螺旋桨-轴系子结构A和船体子结构C未考虑水体结构的影响。在每个螺旋桨的每个桨叶上0.7 R处施加0.2单位力，采用子结构方法和整体建模方法进行计算，得到轴上推力轴承X方向及船体上推力轴承X方向的位移响应分别如图2(a)和图2(b)所示。可见，峰值频率基本重合，幅值大小基本重合，两者具有很好的一致性。采用整体有限元模型建模时计算时间为12小时；采用频响函数子结构综合方法建模时计算时间为0.2小时（模态分析及模态叠加法计算子结构A、子结构C的频响函数矩阵共消耗10分钟，频响函数综合子结构建模方法消耗2分钟），因此计算效率得到了极大的提高。

3 试验结果验证与特性分析

3.1 试验台、试验方法和数值模型

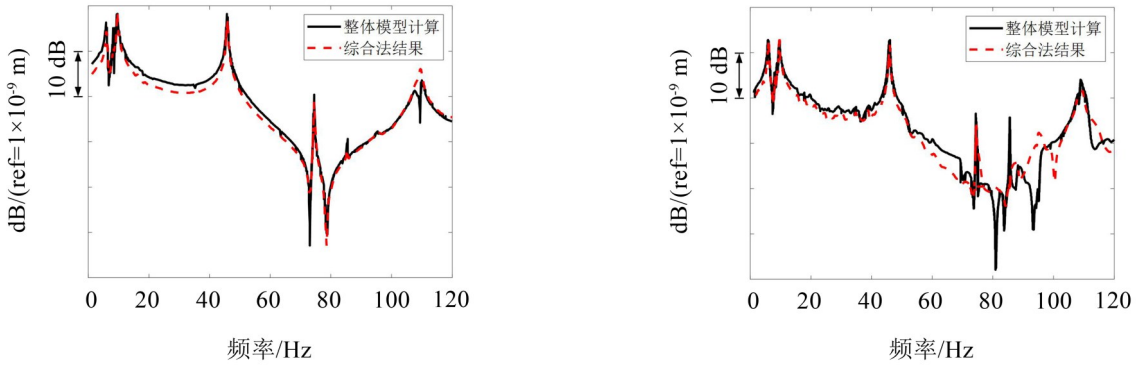
桨-轴系-船体耦合振动测试实尺度试验台如图3所示。由试验舱段、试验舱段的底部基座（具有一定弹性的木质座墩坐落在横梁上）、尾部静动力加载装置和首部支撑装置组成。试验对象为试验舱段中的模拟桨、推进轴系、推力轴承基座、推进电机基座和船体。首部支撑支架和舱段之间采用空气弹簧进行支撑。尾部静力加载装置采用空气弹簧进行静力加载和解耦、采用激振器通过顶杆和轴承（进行旋转轴系和不旋转顶杆之间的运动学转换）对轴系末端的桨毂位置进行动态载荷加载。激振器采用正弦慢扫方式施加激励信号。

试验测试时，在轴系上采用无线遥测加速度传感器进行测试；在各个轴承基座处、船体上布置三向加速度传感器进行测试；在激振器顶杆的输出端采用力传感器和加速度传感器测得其施加的动态力和响应。

在建模前，先对试验舱段的各个底部基座开展阻抗测试，并采用质量、弹簧和阻尼进行拟合，假设试验对象支撑在模拟阻抗上（考虑1阶基座模态）。同时对不同静力作用下的空气弹簧动刚度进行测试，获得其动刚度结果。

利用频响函数综合子结构方法对试验对象进行建模。在建模时，轴系采用梁模型，模拟桨和船体结构分别采用三维实体模型。

子结构A为模拟桨-轴系，获得其模态特性后由模态叠加法获得其频响函数矩阵。子结构B为船体



(a) 和船体基座上　　(b) 在X方向的位移响应比较

图2 X方向激励时推力轴承上

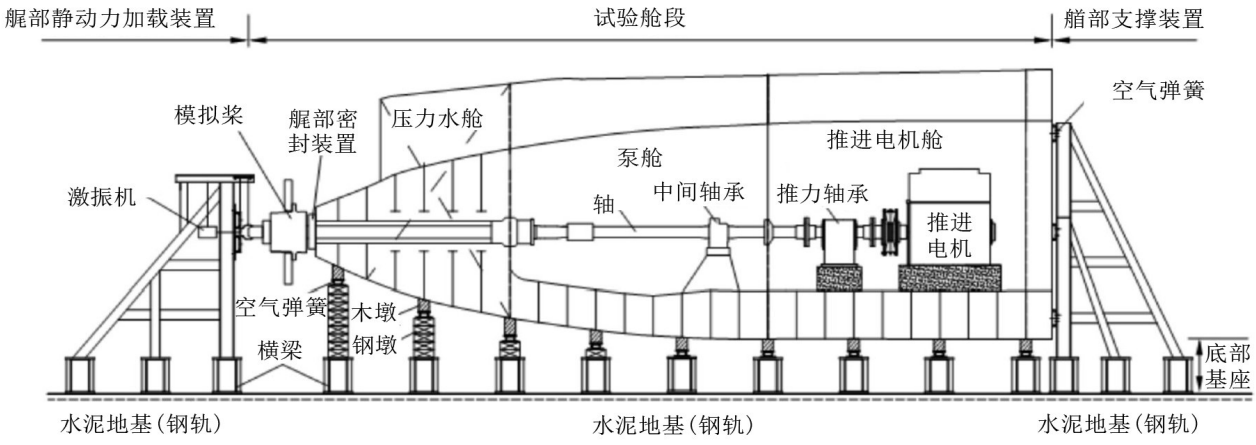


图3 桨-轴系-船体耦合振动测试实尺度试验台[10]

结构，船体结构的边界条件为底部基座处的阻抗边界、尾部静动力加载装置处的空气弹簧刚度支撑。螺旋桨、轴系和船体结构的材料结构阻尼系数为0.01。艉部密封装置处轴承和中间轴承的刚度参数采用水膜刚度、轴承结构刚度的串联综合刚度，不施加阻尼；并且艉前轴承和艉后轴承的支撑点采用单点支撑，支撑点分别位于轴承长度方向的1/2和2/3处；推力轴承的三向刚度参数采用流体润滑理论计算[9]，结果分别为722 000 N/m，118 000 N/m，367 000 N/m；纵向黏性阻尼为1 560 N·s/m。

3.2　螺旋桨-轴系-船体纵向传递特性验证

首先对基于频响函数综合的结果进行验证。图4给出了轴系上测点的实测结果和理论预测结果（轴上测试位置为图3中“轴”所指示位置），给出了200 Hz以内的测试和分析结果。可见在120 Hz以前的低频段有2个主要峰值，理论计算和试验的结果分别为25.4 Hz和25.8 Hz、34.3 Hz和35.0 Hz；最大幅值误差小于2.0 dB。

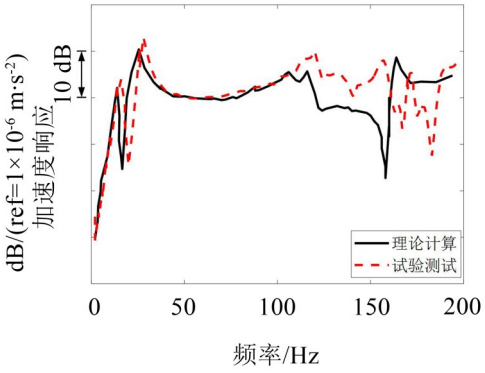
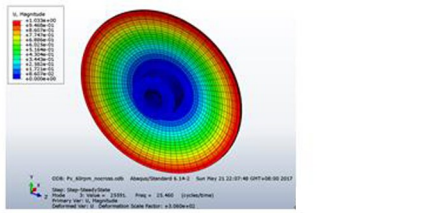


图4　FRF计算结果和实测轴系上X方向传递函数对比

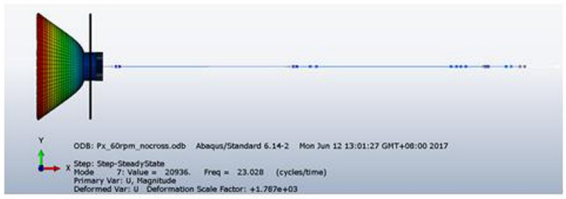
3.3　螺旋桨-轴系-船体响应特性和传递特性分析

利用验证了的有限元模型对2个峰值进行分析。分别建立模拟桨和轴系的有限元模型，获得其模态特性如图5所示。可见，25.46 Hz为模拟桨的同相振动；23.03 Hz为模拟桨的1阶弯曲振动；34.3 Hz对应模拟桨和轴系的耦合1阶纵振；132.22 Hz对应模拟桨的2阶弯曲振动与轴系耦合振动。可见2个峰值分别对应螺旋桨1阶弯曲振动模态和轴系1阶纵振模态；反共振峰为螺旋桨同相振动（这是由于激励施加在桨毂，模拟螺旋桨的振动类似于动力吸振器）；试验测试中第3个明显峰值为模拟桨的2阶弯曲振动与轴系耦合振动。由以上分析可知子结构方法的优势在于可以依据子结构的动态特性有效分析子结构的贡献。

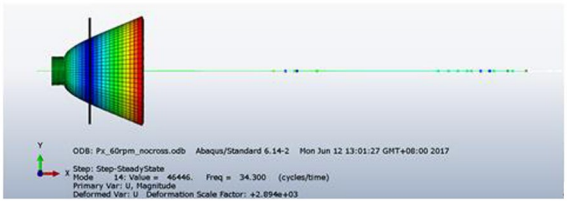
图6给出了在轴系末端纵向正弦扫频激励时，从轴系末端、轴上测点、推力轴承基座顶部测点、推进电机基座底部测点的传递函数结果。



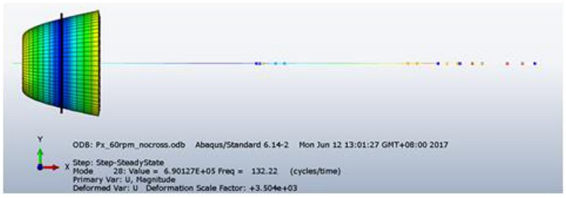
(a) 25.46 Hz: 模拟桨的同相振动模态



(b) 23.03 Hz: 模拟桨的1阶弯曲振动模态



(c) 34.3 Hz: 模拟桨和轴系的耦合1阶纵振



(d) 132.22 Hz: 模拟桨的2阶弯曲振动与轴系耦合振动

图5　模拟桨和轴系振动模态

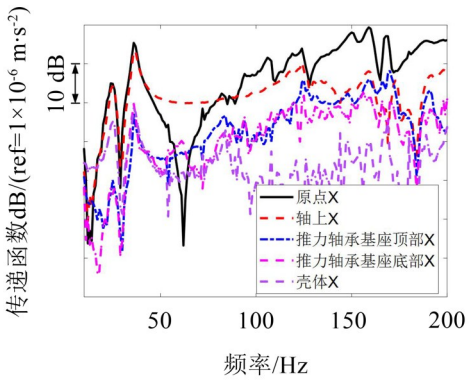


图6　纵向激励下推力轴承传递路径分析

从推力轴承通道的传递图可知，推力轴承是35.0 Hz的有效传递通道，虽然推力轴承座本身的响应在35.0 Hz处不大，这是由于推力轴承座的刚度很足（面板很厚），但是推进电机基座底部测点和壳体上35.0 Hz的响应仍然很大，基本上可以看作是通过推力轴承传过去的。另一个峰值频率23.2 Hz在原点、轴上、壳体上均有较大的响应，但是在推力轴承座的响应很小，这和23.2 Hz主要是螺旋桨弯曲振动为主的模态有关。

3 结 语

针对桨-轴系-船体耦合振动响应，提出了频响函数综合建模方法，并搭建了桨-轴系-船体耦合振动测试的实尺度试验台，开展了轴系运转状态时纵向激励下的振动传递测试。得到以下结论：

(1) 利用测试结果验证了频响函数综合建模方法的最大幅值误差在主要频率点处不大于2.0 dB；

(2) 对测试得到的传递特性进行分析，对于纵向振动传递，在桨毂激励时，主要激励起螺旋桨1阶弯曲振动模态和轴系1阶纵振模态，在螺旋桨同相振动处由于动力吸振器会出现一个反共振峰；

(3) 从纵向振动传递特性和通道分析可知，推力轴承是模拟桨和轴系的耦合1阶纵振的纵向有效传递通道。

参考文献：

[1] MERZ S, KESSISSOGLOU N, KINNS R, et al. Passive and active control of the radiated sound power from a submarine excited by propeller forces[J]. Journal of Ship Research, 2013, 57 (1): 59-71.

[2] ZHANG G, ZHAO Y, LI T, et al. Propeller excitation of longitudinal vibration characteristics of marine propulsion shafting system[J]. Shock and Vibration, 2014, Article ID 413592, 19 pages, https://doi. org/10.1155/2014/413592.

[3] 谢基榕，沈顺根，吴有生. 推进器激励的船体辐射噪声及控制技术研究现状[J]. 中国造船，2010，51(4)：234-241.

[4] LI C, HUANG X, HUA H. Dynamic modeling and analysis of axial vibration of a coupled propeller and shaft system[J]. Journal of Mechanical Science and Technology. 2016, 30(7): 2953-2960.

[5] HUANG X, SU Z, ZHANG Z, et al. Application of a dynamic vibration absorber with negative stiffness for control of a marine shafting system[J]. Ocean Engineering, 2018, 155: 131-143.

[6] YOUSSEF A, GUZZOMI A, PAN J, et al. Preliminary modeling of a marine propulsion system[C]. Acoustics, 2015, Hunter Valley, November: 15-18, 2015.

[7] 雷智洋，苏金鹏，华宏星. 小水线面双体船桨-轴-船体耦合振动和声辐射分析[J]. 振动与冲击,2016，35(21)：17-21.

[8] HUANG X, NI Z, ZHANG Z, et al. Stiffness optimization of marine propulsion shafting system by FRF-based substructuring method and sensitivity analysis[J]. Ocean Engineering. 2017, 144: 243-256.

[9] 李栋梁. 轴系-船体耦合系统振动声辐射分析与试验研究[D]. 上海：上海交通大学，2012.

[10] 戴明城，鞠剑峰，孙启. 舰艇桨-轴系-船体耦合振动测试实尺度试验台设计[J]. 船海工程，2018，47(5)：92-95.

[11] 黄修长. 舱筏隔振系统声学设计及优化、控制[D]. 上海：上海交通大学，2011.

（上接第15页）

[5] WRIGHT R I, KIDNER M R F. Vibration absorbers: A review of applications interior noise control of propeller aircraft[J]. Journal of Vibration and Control, 2004, 10(8): 1221-1237.

[6] NAVANEETHAN R. General aviation aircraft interior noise problem: Some suggested solutions: NASA-CR-173784[R]. Washington, D. C. : NASA, 1984.

[7] 虞汉文，孙东红，李明强，等. 直升机舱内降噪技术研究[J]. 直升机技术，2012，173(4)：38-44.

[8] LIU Z, ZHANG X, MAO Y, et al. Locally resonant sonic materials[J]. Science, 2000, 289: 1734-1736.

[9] XIAO Y, WEN J, WEN X. Sound transmission loss of metamaterial-based thin plates with multiple subwavelength arrays of attached resonators[J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331: 5408-5423.

[10] CLAEYS C, SAS P, DESMET W. On the acoustic radiation efficiency of local resonance-based stop band materials[J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 343: 104-120.

[11] JUNG J, KIM H G, GOO S, et al. Realisation of locally resonant metamaterial on the automobile panel structure to reduce noise radiation[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 122: 206-231.

[12] 胡计雨. 声学超材料不确定性分析及其车内降噪应用研究[D]. 长沙：湖南大学，2018.

[13] FAHY F J, GARDONIO P. Sound and structural vibration: Radiation, transmission and response[M]. Amsterdam, Academic Press, 2007.

[14] 肖勇. 局域共振型结构的带隙调控与减振降噪特性研究[D]. 长沙：国防科技大学，2012.