

文章编号:1006-1355(2021)01-0021-06

FE-SEA方法在平台支持船噪声预报中的应用

辛子豪¹, 樊红¹, 邹郁筱², 周瑞平¹

(1. 武汉理工大学 能源与动力工程学院, 武汉 430063;

2. 东风商用车技术中心, 武汉 430056)

摘要:平台支持船由于作业需要通常配备有动力定位系统,其在侧推工况下舱室噪声超标较为严重。针对这个问题采用计算流体力学(CFD)方法,得到侧推螺旋桨作用在导管上的脉动压力,并将时域计算结果转换成噪声计算的激励条件。采用有限元(FE)与统计能量分析(SEA)混合方法建立船体中频段FE-SEA耦合模型并建立船体高频段SEA模型,对某65 m AHTS船侧推工况下全频段(63 Hz~8 000 Hz)舱室噪声进行预报,分析该船噪声分布规律及主要影响因素。并建立起全船的SEA模型,在中频段对比SEA与FE-SEA两种方法得到的舱室声压级频谱曲线,验证了使用混合模型的必要性。

关键词:声学;有限元;统计能量分析;计算流体力学;侧推螺旋桨;噪声预测

中图分类号:U661.44

文献标志码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2021.01.005

Application of FE-SEA Method in Noise Prediction of Platform Supported Vessels

XIN Zihao¹, FAN Hong¹, ZOU Yuxiao², ZHOU Ruiping¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, China;

2. Dongfeng Commercial Vehicle Technical Center, Wuhan 430056, China)

Abstract: The platform supported ship is usually equipped with a dynamic positioning system due to the operation requirements, and the cabin noise exceeds the standard under the thruster operating condition. In this paper, the computational fluid dynamics (CFD) method is used to calculate the pulsating pressure acted on the duct by the transverse thruster of the propeller. And the time domain calculation result is converted to the excitation condition for noise calculation. The finite element and statistical energy analysis (FE-SEA) hybrid models of the hull in medium-frequency range and high-frequency range are established respectively. The cabin noise in full-frequency range (63 Hz - 8 000 Hz) under the transverse thruster operating condition of a 65 m AHTS ship is predicted and the noise distribution law and main influencing factors are analyzed. The SEA model of the whole ship is established, the spectrum curves of the cabin sound pressure level obtained by SEA and FE-SEA are compared in the middle frequency band and the necessity of using this hybrid model is verified.

Key words: acoustics; finite element; statistical energy analysis (SEA); computational fluid dynamics; transverse thruster; noise prediction

平台支持船是为海上油气开采和能源利用而建造的辅助船舶,因功能差异有不同类型,但通常都配备有动力定位系统。无论是巡航作业还是海上补给时,侧推装置长时间都处于工作状态,其产生的噪声会给船员带来极大的不适。尤其是艏部侧推装置因

位于上层建筑舱室的正下方,成为船舶最主要振声源^[1]。

舱室噪声预报可以有效帮助人们预估所设计船舶的噪声水平,目前的数值模拟方法主要有有限元(FE)和统计能量分析(SEA)法。FE法一般适用于低频噪声计算,对于复杂结构系统的高频噪声计算,节点与单元数量明显增加,随之而来的是计算量和误差的显著增大。SEA法在计算量上有明显优势,是解决复杂系统宽带高频动力学问题的有力工具。许多学者进行过统计能量法在船舶噪声预测中的应用研究,验证了在船体模型建立合理的基础上,SEA方法的可行性^[2-3]。Weryk等学者^[4]在6艘同系列

收稿日期:2020-03-26

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51839005);重点研发计划(2017-IV-0006-0043)

作者简介:辛子豪(1995-),男,湖北省宜都市人,硕士研究生,主要研究方向为振动噪声及控制。

E-mail: 771613189@qq.com

通信作者:樊红(1968-),女,武汉市人,副教授,博士。

E-mail: hongfanwh@163.com

AHTS(Anchor handling tug supply)船上进行噪声测量,并将测量值与SEA方法的预报值进行对比,结果较为吻合,但研究中模拟的是船舶航行工况噪声情况,并未考虑侧推装置对噪声的影响。为保证SEA模型计算的准确性,通常需要模型的子系统达到足够高的模态密度,而中低频区的模态数较小,SEA法的预测结果并不理想。1999年,Langley和Bremner^[5]最先提出了基于模态理论的FE-SEA混合算法,Shorter和Langley^[6-7]于2005年改进了这一算法。Cotoni和Shorter^[8]对比了FE-SEA法与FE法计算的动态响应,验证了FE-SEA的可行性。随后,FE-SEA混合法在船舶、汽车和航空航天等领域得到了广泛应用^[9-11]。

本文以某65 m AHTS船为研究对象,采用CFD方法计算艏侧推螺旋桨作用在隧道型导管上的脉动压力,采用FE-SEA混合法计算中频段平台支持船舱室噪声,采用SEA方法计算高频段噪声,继而得到全频段舱室噪声。

1 研究对象

本文所研究的AHTS船除可完成锚操作、离岸平台拖吊和供应功能外,还兼有油收集和对外消防功能。船舶总长65 m,垂线间长57.3 m,型宽16.8 m,设计吃水5 m。双机双桨主推进系统,主机额定功率2 205 kW,额定转速800 r/min,两台AZIMUTH舵桨机。柴油发电机组由四台450 kW柴油机驱动交流发电机组成。艏侧推柴油机额定功率874 kW,额定转速1 500 r/min。船舶安装有两个侧推桨,位于贯通的隧道型导管中,一台由柴油机驱动,一台由电机驱动。后部导管轴线位于84号肋位处,距基线高度2 m,管径2.106 m,两端呈喇叭口形状。

2 FE-SEA方法理论概述

对于一个复杂结构系统,其“中频段”结构组件的模态重叠数差别较大,部分构件显示出刚性特点,部分显示为柔性,单一的FE或SEA方法都难精确、高效地预报结果。FE-SEA混合法根据结构特征尺寸与波长间的关系,将分析对象划分为确定性子系统和随机性子系统,并根据两子系统边界处直接场和混响场的互易关系将它们重新联系起来,得到整体结构的响应。

确定性子系统的动力学方程^[6]可以表示为

$$D_d q = f + f_{\text{mix}} \quad (1)$$

式中: D_d 为确定性子系统总体动刚度矩阵; q 为确定性子系统位移; f 为确定性子系统外激励力向量; f_{mix} 为随机性子系统对确定性子系统产生的力向量。

$$f_{\text{mix}} = f_{\text{rev}} - f_{\text{dir}} \quad (2)$$

$$D_{\text{dir}} q = f_{\text{dir}} \quad (3)$$

式中: f_{rev} 为混响场产生的受挡力; f_{dir} 为由直接场产生的力向量; D_{dir} 为直接场动刚度矩阵。

由直接场和混响场的互易关系^[9]:

$$E[f_{\text{rev}} f_{\text{rev}}^H] = \frac{4E_k}{\omega \pi n_k} \text{Im}\{D_{\text{dir}}\} \quad (4)$$

式中: $E[\cdot]$ 表示总体平均;下标 k 表示第 k 个随机子系统; E_k 表示随机子系统所具有的能量,可由随机子系统的功率流平衡方程求得; ω 表示频率; n_k 为该子系统的模态密度;这样,随机子系统与确定性子系统之间的能量关系便建立起来。

最后,得到确定性子系统位移 q 的互谱表达式:

$$S_{qq} = E[qq^H] = D_r^{-1} \left[S_{ff} + \sum_k \left(\frac{4E_k}{\omega \pi n_k} \right) \text{Im}\{D_{\text{dir}}^{(k)}\} \right] D_r^{-H} \quad (5)$$

$$D_t = D_d + \sum_k D_{\text{dir}}^{(k)} \quad (6)$$

式中: D_t 表示整体刚度矩阵;上标“-1”表示求逆运算; S_{ff} 表示外部激励力的互谱。式(5)是确定性子系统位移响应互谱方程,是FE-SEA法中确定性子系统动态响应求解方程。

3 基于FE-SEA法的噪声预测与分析

3.1 激励源的确定

由于平台支持船上层建筑通常位于船艏,因此侧推工况下,舱室噪声的主要声源包括侧推装置、主辅柴油机和侧推柴油机,主推进器由于距离远,其影响可以忽略。

3.1.1 侧推桨脉动压力

本文选择的计算工况为侧推柴油机驱动艏侧推桨满负荷工作,另一台侧推不工作。侧推桨为4叶调距桨,直径2.0 m,额定转速346 r/min,船舶航速取0.5 kn。为了采用CFD方法计算侧推桨对导管壁脉动压力,在完成船体几何模型建模后,进行网格划分,将计算域划分为随螺旋桨共同旋转的旋转水域和船体所处的静水域。合并旋转水域及静水域网格,艏侧推网格截面及静水域边界网格如图1所示。

设置旋转水域与侧推螺旋桨绕桨的中心轴线同步旋转,设置入流面为速度入口,出流面为Outflow,静水域其余边界面设置为对称边界。为保证收敛速度,先进行定常计算,待稳定后进行非定常计算。计算采用RNG $k-\varepsilon$ 模型,压力及速度求解选择SIMPLE方式,离散方式采用标准形式(Standard),离散格式为1阶迎风形式。

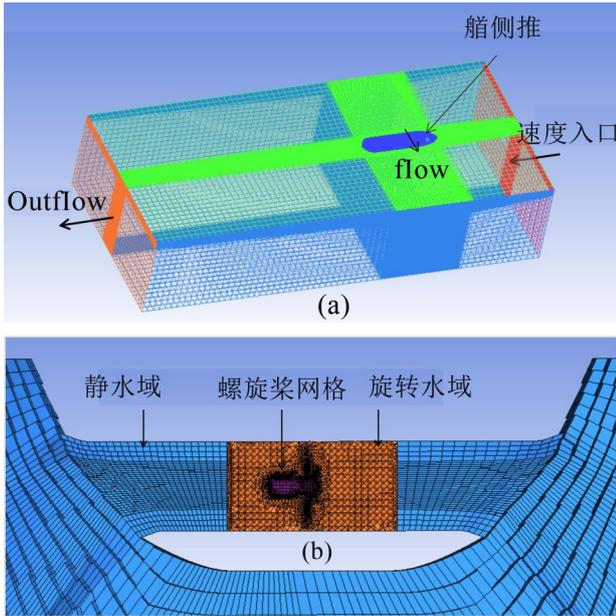


图1 CFD网格与边界条件

稳态收敛后得到侧推螺旋桨叶面及叶背压力,从而得到螺旋桨桨面压力为134.07 kN,对比螺旋桨额定推力135 kN,结果符合实际情况。亦对比了旋转水域与静水域的交界面,发现交界面之间流场情况较为一致,交界面区域的数据交换符合要求。瞬态计算得到的导管壁面脉动压力即为噪声计算的侧推桨激励力,如图2所示。

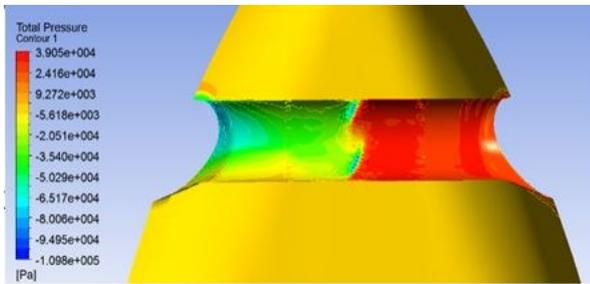


图2 导管壁面压力分布

为得到各节点在噪声计算频率上的激励值,通过傅里叶变换可作出压强-倍频程折线图,以导管中心段三个测点a,b,c为例,如图3所示。分析导管表面力在噪声计算频率段的变化趋势可以发现,导管中部(侧推桨所在较窄区域)压强高,但随频率的升高逐渐降低;导管入流区,低频率段压强高,随后衰减迅速;其他大部分区域压强低,且随频率的升高而小幅度降低。

侧推工况下船体振动噪声和导管内流场联系紧密,由于流体的压力不同,区域的规律也将不同,为准确反映整个导管内的压力分布,导管可以依据CFD的计算结果以及精度需求被划分为多个分段。

本文依据瞬态计算的实际情况,选取压力近似的区域,如叶梢区、入流喇叭口较宽一侧、入流喇叭

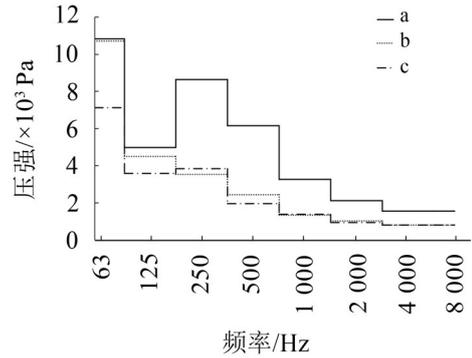


图3 导管中心段样本点的压强-倍频程折线图

口较窄一侧等,按照压力逐渐改变的规律详细地分割导管为11部分。

3.1.2 柴油机激励

柴油机激励源包括主辅机和侧推柴油机的结构声、机体辐射声和排气辐射声。由于主辅机排气管均装有标称35 dB(A)的消声器,因此计算中未包括排气噪声。侧推柴油机与辅机均以额定转速运转。

柴油机结构声与空气噪声激励按照下述经验公式估算^[12-13]:

(1) 对于目标船舶的中高速柴油机结构噪声,激励源为柴油机机脚加速度级。

$$L_a = -20 \lg m + 20 \lg P_e + 30 \lg \frac{n}{n_e} + 140 + C_a \quad (7)$$

式中: L_a 为机脚加速度级, m 为柴油机质量, P_e 为柴油机额定功率, n_e 为柴油机额定转速, n 为柴油机工作转速, C_a 为倍频程修正值。

(2) 对于柴油机空气噪声,激励源为机舱区域的辐射声功率级。

$$L_w = 10 \lg P_e + 58 + C_w \quad (8)$$

式中: L_w 为辐射声功率级, P_e 为柴油机额定功率, C_w 为倍频程修正值。

3.2 FE-SEA 模型建立方法

船体结构复杂,各组件模态数在全频域变化较大,采用低频到高频逐渐由FE子系统过渡到SEA子系统的方式大大增加了建模复杂性,因此选择特定分界频率划分不同子系统来简化建模过程^[10]。

上层建筑声腔子系统以及其周围主要的平板子系统的模态数在63 Hz以上均能满足大于5的要求,符合SEA方法的使用条件。导管分段的模态数如图4所示。

在315 Hz以下的模态数大部分小于5。因此,在频率小于315 Hz时,分段导管由于模态密度稀疏、刚度大,应采用确定性子系统建模。全船其他主要构件由于面积较大、刚度小且模态密集,应采用统计能量法建模。在软件中建立导管FE Subsystems

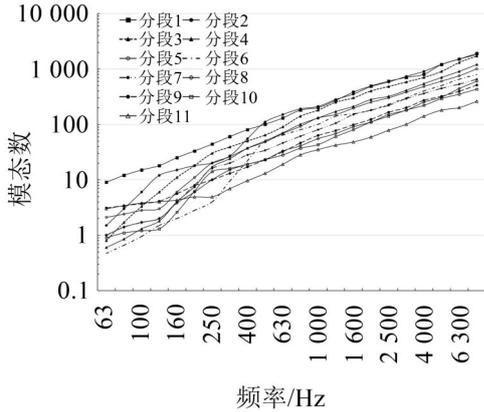


图4 不同频带内导管分段模态数

以及相应 FE Faces, 耦合到船体统计能量模型中。导管表面压力以扩散声场形式作用于各区域网格单元对应的 FE Faces, 导管 FEA 模型如图 5 所示。由于在 63 Hz~315 Hz 频段中, 各结构模态数呈现出低频或是高频特性, 可根据混合法理论将 63 Hz~315 Hz 频率范围视为中间混合频段简称“中频”。

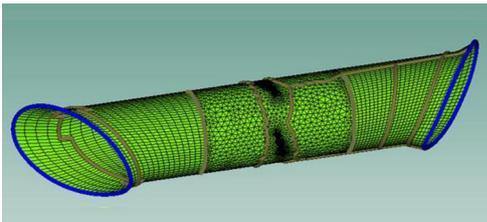


图5 导管FE子系统

在 315 Hz~8 000 Hz 的高频段, 使用全船 SEA 模型进行分析。根据舱室分布和船体结构将船体的噪声计算模型划分为平板(包括平板和加筋板)、声腔和半无限流体三类子系统。船用钢的弹性模量为 2.1×10^{11} Pa, 密度为 $7\ 850$ kg/m³, 泊松比为 0.3。对于声腔, 多数采用一个封闭舱室对应一个声腔子系统的形式。机舱以后的尾部区域的子系统划分对上层建筑舱室噪声的影响较小, 为满足 SEA 计算要求, 有些体积较小的封闭空间可以与邻近子系统进行合并。但由于机舱包含多个噪声源, 将机舱的声腔分割为包含主机、辅机及侧推柴油机在内的多个声腔子系统。计算所得的柴油机辐射声功率级在软件中以输入功率(Power sources)的形式添加于机舱区域对应的声腔子系统中, 机脚处加速度级以约束(Constraints)的形式施加于柴油机所在船底板处。半无限流体用以模拟舷外水对船外板的作用。建立所有相邻子系统间的连接, 确保子系统间完全耦合, 能量传递正常。最后, 全船 SEA 模型如图 6 所示。

3.3 计算结果分析

3.3.1 全频段声压级

分别计算中、高频段舱室噪声值, 可以得到舱室

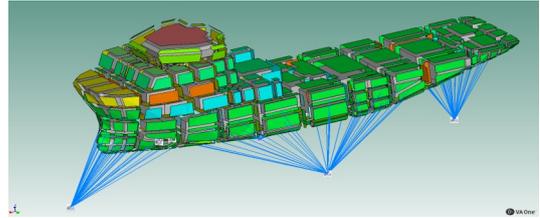


图6 全船高频段SEA模型

全频段(63 Hz~8 000 Hz)声压级, 图 7 是部分舱室噪声频谱曲线。分析结果可以发现, 随着频率增加, 声压级呈减小趋势。在全频段存在着部分极大值点, 在进行降噪处理时需要重点考虑。为了清晰看出各层甲板舱室声压级变化趋势, 选取 160 Hz 及 630 Hz 两个中心频率得到声压级云图, 如图 8 所示。

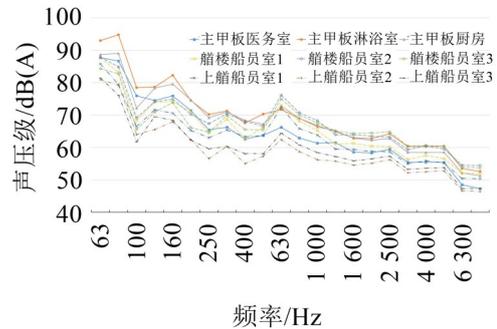
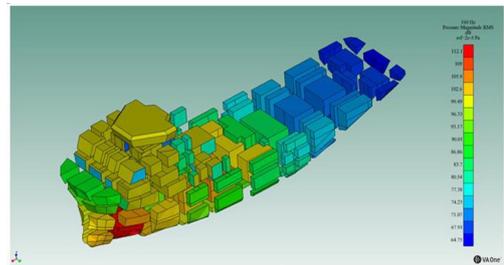
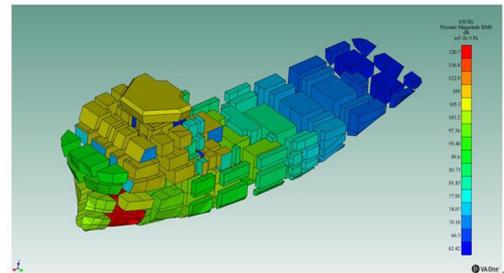


图7 舱室全频段声压级/dB



(a) 160 Hz



(b) 630 Hz

图8 船舶舱室声压级云图

3.3.2 FE-SEA 与 SEA 两模型在中频段计算结果对比

为了研究本文算例采用 FE-SEA 模型的必要性, 船体包括导管又全部采用 SEA 模型, 进行中频段 SEA 模型的噪声计算。比较两种模型部分舱室在 63 Hz~315 Hz 频段的声压级频谱曲线, 如图 9 所示。可以看出, 在该频率范围内, SEA 模型与 FE-

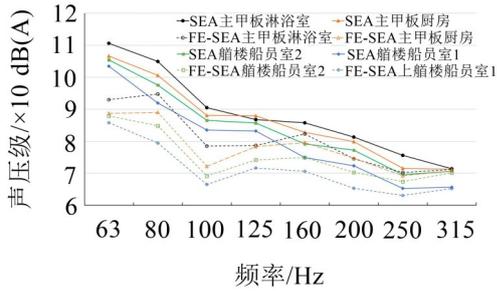


图9 FE-SEA与SEA模型中频段声压级/dB

SEA模型的频谱曲线整体趋势相同,但前者计算出来的噪声水平普遍高于后者,而且结果差异较大,说明FE-SEA算法可以弥补SEA算法在中频范围计算精度的不足。而且随着频率的升高,两模型之间结果差异逐渐缩小,说明随着模态数的增加,SEA算法的计算精度逐渐提升。

3.3.3 总声压级计算值与实测值对比

对不同频率下的声压级进行加权修正,采用A计权评价。为验证数值计算结果的可信性,采用Larson Davis Model 831类精密积分声级计进行了船舶不同工况下的噪声测试。表1仅列出了计算工况下22个舱室噪声A计权总声压级计算值与测量值。

表1 计算值与实测值误差表/dB(A)

序号	位置	测点舱室	测量值	计算值	差值
1	主甲	左舷医务室	66.7	74.1	7.4
2	板	左舷淋浴室	77.5	79.8	2.3
3		左舷洗衣房	78.4	78.4	0
4		左舷船员室1	86.7	81.9	-4.8
5		左舷船员室2	82.7	81.9	-0.8
6		船员餐厅	84.8	81	-3.8
7		高级船员餐厅	82.2	77.3	-4.9
8		厨房	80.1	77.7	-2.4
9		右舷干粮库	77.8	81.6	3.8
10		右舷甲板储物间	83.6	87	3.4
11	艙楼	左舷船员室	76.4	79.5	3.1
12	甲板	会议室	76.3	77.9	1.6
13		船员室1	73.7	76.1	2.4
14		船员室2	76	77.4	1.4
15		船员室3	77.5	76.7	-0.8
16	上艙	单人间1	72.1	73.8	1.7
17	楼甲	单人间2	73.1	75.2	2.1
18	板	单人间3	68.4	70.8	2.4
19		船员室1	73.2	72.4	-0.8
20		船员室2	62.7	68.6	5.9
21		船员室3	65.7	69.4	3.7
22		大副室	63.3	68.6	5.3

表中1号测点为主甲板医务室,在噪声的数值计算中,由于未对微穿孔吸声材料进行考虑,因此医

务室的噪声计算值与测量值误差较大。除医务室外的其余测点,计算值与测量值之间差值的绝对值平均为2.7 dB(A),且分布规律一致。上层建筑舱室按照主甲板(测点2~10)、艙楼甲板(测点11~15)、上艙楼甲板(测点16~22)由低层至高层,舱室整体声压级水平呈下降趋势。

3.3.4 不同激励对噪声的影响分析

为对比不同激励源对舱室声压级的影响,将激励源分为侧推舱结构激励、机舱结构激励及机舱声辐射激励,其中侧推舱结构激励是指作用于侧推导管的表面力,机舱结构激励指主机、辅机与侧推柴油机对机舱底板的激励,机舱声辐射激励包括主机、辅机与侧推柴油机的空气激励。对不同激励作用下的船舶舱室噪声分别进行计算,结果如图10所示。

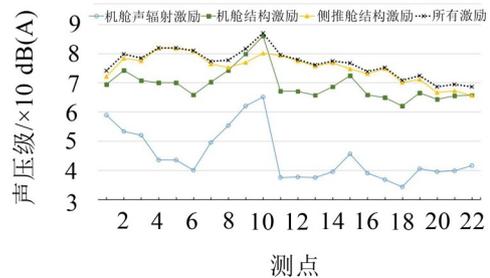


图10 不同激励作用下各舱室声压级

除个别舱室如9号与10号位于机舱的垂直方向主甲板上,噪声受机舱结构声源影响较大以外,大多数舱室噪声受侧推结构激励的影响最大,机舱声辐射激励在船舶常规装修下对船舶上层建筑的噪声影响较小。声辐射激励与结构激励下的舱室声压级曲线变化趋势基本一致,且在远离声源的位置衰减得更为迅速。因此认为,船舶各层甲板舱室的总声压级水平与声源相对位置有关,激励源产生的能量在传递至远距离舱室时会因为损耗而下降,其中辐射声在传递过程中衰减最为明显。

作不同激励作用下的舱室声压级随频率变化的曲线图,以主甲板餐厅为例,如图11所示。

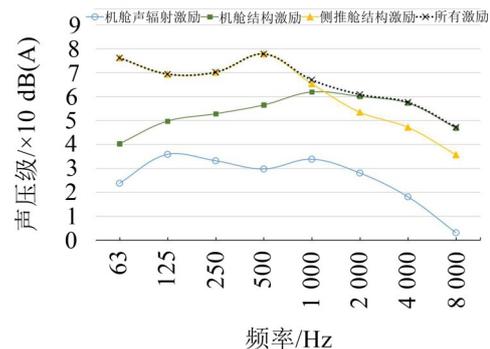


图11 主甲板餐厅声压级

对比不同激励源的作用效果,舱室声压级在 1 000 Hz 频率以后呈现下降趋势,其中侧推结构激励曲线具有更大的下降幅度。但是侧推结构激励在低频段上对舱室噪声影响很大,因此能对大部分舱室声压级起主导作用。在 1 000 Hz 以后的频率上,机舱结构激励引起的舱室噪声值较大。

4 结语

本文针对平台支持船普遍存在的侧推工况下舱室噪声状况严峻问题,以某 65 m AHTS 船为对象开展了舱室噪声预测研究,得到了以下结论:

(1) 在对平台支持船这类船舶进行舱室噪声预报时,为准确反映侧推导管表面力对全船噪声的影响,可以将导管有限元模型耦合到船体统计能量模型中,利用 FE-SEA 混合方法进行求解。将中频段 FE-SEA 法及高频段 SEA 法整合得到的全频域声压级与实测值对比,结果较为吻合。

(2) 对比 SEA 法与 FE-SEA 混合法计算的噪声值发现,由于中频段不满足 SEA 法对模态数的要求,会造成较大误差。单纯采用 SEA 模型所得声压级频谱曲线普遍高于基于 FE-SEA 混合模型计算的结果,这也验证了中频段使用 FE-SEA 方法的必要性。

(3) 对数值计算结果进行分析发现,侧推工况下,大部分上层建筑舱室噪声受侧推激励影响最大,个别靠近机舱的舱室,其噪声受机舱内结构激励影响大,声辐射激励对上层建筑舱室噪声影响较小。

参考文献:

[1] RAYMOND FISCHER. Bow thruster induced noise and vibration[C]. Houston: Marine Technology Society, Dynamic Positioning Conference, October 17-18, 2000.

[2] PARUNOV J, PESTELLI C, RUDAN S, et al. Review of methods for structure born noise prediction on ships[J]. Brodogradnja, 2012, 63(2): 134-139.

[3] 温华兵,刘甄真,陈宁. 全回转拖轮舱室振动噪声预报与控制[J]. 船舶力学, 2018, 22(10): 1292-1299.

[4] WERYK M, KOZACZKA G, GRELOWSKA G. Study of noise propagation for small vessels[J]. Archives of Acoustics, 2015, 40(2): 267-272.

[5] LANGLEY R S, BREMNER P. A hybrid method for the vibration analysis of complex structural-acoustic systems[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1999, 105(3): 1657-1671.

[6] SHORTER P J, LANGLEY R S. Vibro-acoustic analysis of complex systems[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 288: 669-699.

[7] SHORTER P J, LANGLEY R S. On the reciprocity relationship between direct field radiation and diffuse reverberant loading[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2005, 117(1): 85-95.

[8] COTONI V, GARDNER B, SHORTER. Demonstration of hybrid FE-SEA analysis of structure-borne noise in the mid frequency range[R]. SAE Technical Paper, 2005.

[9] TONGJUN CHO. Vibro-acoustic characteristics of floating floor system: the influence of frequency-matched resonance on low frequency impact sound[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332: 33-42.

[10] 罗研朝,王闯,张焯. 基于 FE-SEA 方法的航天器含支架组件噪声分析[J]. 航天器环境工程, 2014(3): 262-266.

[11] 姜东明,丁渭平,苏瑞强,等. 汽车前围声学包中频插入损失仿真计算[J]. 噪声与振动控制, 2018, 38(4): 106-110.

[12] 中国船级社. 船舶及产品噪声控制与检测指南[S]. 北京: 2013.

[13] 中国船级社. 船舶及产品噪声控制与检测指南勘误通告[S]. 北京: 2016.

(上接第 5 页)

[37] 杨娜,王民.“房桥合一”站厅结构振动舒适度烦恼率分析[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2017, 49(6): 130-135.

[38] 朱瑾如,钱程,潘雨桐,等. 地铁振动对建筑物及人体舒适度影响的研究[J]. 结构工程师, 2017, 33(5): 125-134.

[39] 中华人民共和国住房和城乡建设部,中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. GB/T50355-2018 住宅建筑室内振动限值及其测量方法标准[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2018.

[40] 中华人民共和国住房和城乡建设部,中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. GB50868-2013 建筑工程容许振动标准[S]. 北京: 中国计划出版社, 2013.

[41] 中华人民共和国住房和城乡建设部. JGJ/T170-2009 城市轨道交通引起建筑物振动及二次辐射噪声限值及其测量方法标准[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2009.

[42] BRITISH STANDARD. BS6472 Guide to evaluation of human exposure to vibration in buildings - Part 1: Vibration sources other than blasting[S]. 2008.

[43] JANSSEN S A, VOS H, KOOPMAN A. A meta-analysis of surveys into vibration annoyance from railway[C]// Noise control for quality of life. Internoise 2013, Innsbruck, Austria, 2013.