

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2024.05.014

薄膜型 LNG 船围护系统抗振动性能试验研究

王景文¹,温华兵¹,王知谦²

(1. 江苏科技大学 振动噪声研究所,江苏 镇江 212100; 2. 沪东中华造船(集团)有限公司,上海 200129)

摘要:破冰型 LNG 运输船航行时,将不可避免地与水面的漂浮冰层或者大面积的完整冰层碰撞,碰撞产生的冰载荷将成为影响 LNG 运输船航行安全的一个重要因素。针对薄膜型 LNG 船围护系统展开试验,并对试验结果进行分析。在此基础上,进一步计算薄膜型 LNG 船围护系统的振动响应,结果表明:沿着围护系统短边上表面传递阻抗级比下底板最多高 2.2 dB,沿着围护系统长边传递阻抗级最多高 6.0 dB;分析围护系统振级落差,发现外围箱体平均振级落差在 7.5 dB 左右。考虑到中心箱体底板处有加强肋板的缘故,其测点的振级落差比外围箱体高 1~2 dB,说明薄膜型围护系统具有良好的隔振性能。

关键词:LNG 船;围护系统;抗振性能;振级落差;试验分析

中图分类号:U661.44 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2024)05-0068-05

Experimental Study on Vibration Resistance of Thin-film LNG Ship Enclosure System

WANG Jingwen¹, WEN Huabing¹, WANG Zhiqian²

(1. Institute of Vibration and Noise, Jiangsu University of Science and Technology, Zhenjiang 212100, China;

2. Hudong-Zhonghua Shipbuilding (Group) Co., Ltd., Shanghai 200129, China)

Abstract: In ice-breaking LNG carrier sailing, the inevitable collision with floating ice on the water surface or a large area of intact ice will generate ice load, an important factor affecting the safety of LNG carrier, as to which, tests are conducted on the vibration response of the enclosure system of thin-film LNG ship and their results are further calculated. The results show that the impedance level of transmission along the short side of the enclosure system is at most 2.2 dB higher than that of the lower bottom plate, and the impedance level of transmission along the long side of the enclosure system is at most 6.0 dB higher. With the analysis on the vibration level drop of the enclosure system, the average vibration level drop is found to be around 7.5 dB. Considering the availability of reinforced ribs at the bottom of the central box, the vibration level drop of the measurement point is 1~2 dB higher than that of the peripheral box, which demonstrates that the film type enclosure system has good vibration isolation performance.

Keywords: LNG ship; enclosure system; vibration resistance; vibration level difference; experimental analysis

0 引言

伴随着北极航道的开通,不仅减少了时间与成本,更是降低了航行的风险。因此船舶在航行过程中发生碰撞的可能性更低,但是北极航道存在大量的浮冰,因此破冰型 LNG 船就发挥了重要的作用。在破冰过程中 LNG 船的围护系统的抗冲击性能非常重要,保障了货物运输过程中的安全。

近年来,有关 LNG 船围护系统的抗振动冲击特性引起了众多的研究。BUNNIK 等^[1]和 LEE 等^[2]使用实验和数值模拟方法研究了碰撞冲击载荷。RYU 等^[3]研究了两排 LNG 货物晃动冲击载荷的设计、冲击载荷的设计、冲击模型测试。同时,KIM^[4]研究了 LNG 货舱的快速响应计算,使

用小波变换,研究了 LNG 货物安全壳系统对冲击载荷的快速响应计算。KIM 等^[5]对 GTT MARK III 型货物密封系统进行了各种实验和数值研究。ARSWENDY 等^[6]进行了实验和数值研究,以确定作为薄膜型 LNG 船围护系统一部分的 T 形胶合板试样的屈曲和压碎强度。LNG 船围护系统的主要设计荷载情况应来自动态冲击,如晃动等。因此,对系统动态屈曲强度的研究非常关键。FAN 等^[7]使用钢焊接结构的非线性有限元方法对加筋板进行了动态和静态屈曲分析。同时,RAVI 等^[8]进行了实验和数值研究,以发现多个孔对铝材料动态屈曲能力的影响。THANG 等^[9]通过分析和数值方法研究了 S 形功能梯度材料环形壳体节段的非线性屈曲。此外,RAMEZANNEJAD 等^[10]和

第一作者简介:王景文(1996—),男,江苏镇江人,硕士研究生,研究方向为船舶轮机设备及系统的振动噪声控制, zachary1631996@163.com。

KUBIAK^[11]使用分析方法研究了边界条件对动态屈曲行为的影响。BISAGNI^[12]通过数值方法研究了圆柱形结构薄壁碳纤维材料的动态屈曲。雷晓燕等^[13]通过试验,对嵌入式轨道实尺模型进行锤击试验,探究该轨道形式中钢轨的振动特性。熊聪等^[14]基于两自由度系统的振动传递规律,分析得到轨道车辆车体和构架的幅频特性及基础与车体和构架的振动传递率,分析了一系、二系的阻尼比及刚度等悬挂参数对车体和构架的振动影响规律。

目前关于薄膜型 LNG 船围护系统整体振动特性的实验较少,而且破冰型 LNG 运输船航行时,将不可避免地与水面的漂浮冰层或者大面积的完整冰层碰撞,碰撞产生的冰载荷将成为影响 LNG 运输船航行安全的一个重要因素。因此,研究破冰型 LNG 运输船抗振围护系统的振动传递特性具有重要意义。

1 围护系统振动试验

1.1 振动试验原理

机械阻抗定义为简谐激振力与简谐运动响应的复数式之比。根据所选取的运动量,机械阻抗可分为位移阻抗、速度阻抗和加速度阻抗3种。本次试验选用的运动响应为加速度,在单点激励下,激励力向量与加速度响应向量的比值即为模拟样机的加速度阻抗。加速度阻抗分为原点阻抗(加速度响应点与激励点在同一位置)和传递阻抗(加速度响应点与激励点位置不同)两类。

加速度阻抗定义为

$$Z_{kl}^j = \frac{F_k^j}{a_l^i} \quad (1)$$

式中: k 为激励力作用点的位置; l 为响应测试点的位置; j 为激励力作用的方向(x, y, z); i 为响应测试的方向(x, y, z)。

模拟样机的原点阻抗为

$$Z_{kk} = \frac{F_k}{a_k} \quad (2)$$

围护系统结构的原点阻抗为围护系统激励点的力和加速度之比:

$$Z_o = \frac{F_1}{a_{in}} \quad (3)$$

围护系统的传递阻抗为围护系统激励点的力与响应端的加速度之比:

$$Z_c = \frac{F_1}{a_{out}} \quad (4)$$

振级落差 L_a 是由输入端和响应端的振动加速度 a_{in} 和 a_{out} 计算得到的。

$$L_a = 20 \lg \frac{a_{in}}{a_{out}} \quad (5)$$

1.2 薄膜型 LNG 船围护系统的结构特点

薄膜型围护系统是 LNG 船围护系统结构的一种主要类型^[15],其结构如图1所示。整个薄膜型 LNG 船围护系统是一个八边形的液货舱。每个液货舱由10个面构成。每个面由主次两层屏蔽层构成,每个屏蔽层都由殷瓦薄膜及刚性绝缘的绝缘箱组成。液货舱两个面交界处由殷瓦管或复合梁连接,3个面的交界处由三面体连接。沿舱室内边界向舱室内方向排列的结构依次为次绝缘箱、次绝缘屏、主绝缘箱、主绝缘屏。主绝缘箱和次绝缘箱由木质层合板通过订装方式组合为箱型,箱内安装相同材料的横、纵向隔板起到承载和传递力的作用,隔板与隔板之间用玻璃棉填充起到保温效果。紧固螺栓安装在绝缘箱四角起到固定位置作用,树脂绳铺设在次绝缘箱与船体内板之间维持主绝缘层面板平整。

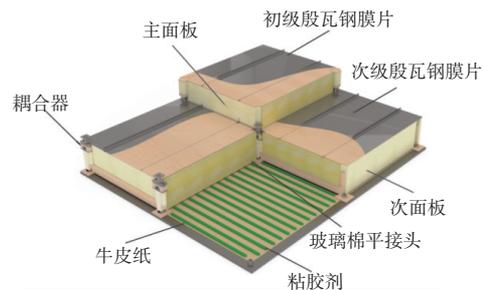


图1 薄膜型 LNG 船围护系统示意

1.3 振动试验流程

试验系统主要由力锤(附带力传感器)、加速度传感器和数据采集分析系统组成。通过采集的力和加速度响应得到围护系统结构的机械阻抗,测试系统示意图如图2所示。

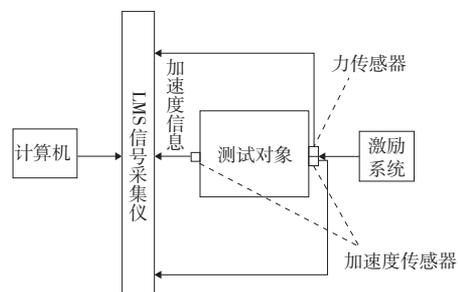


图2 阻抗及振动传递特性测试系统示意图

激励系统采用 INV9314 型力锤(包含力传感器),试验需要力锤提供覆盖 0~3 000 Hz 频率范围的激振力,同时要保证激励和响应都有足够的信噪比。如图 3—图 4 所示,加速度传感器为 B&K 4506B 型号三向传感器。数据采集分析系统为 32 通道的 LMS 信号采集系统,采样频率范围为 0~3 000 Hz,间隔为 1 Hz。



图 3 试验设备示意图

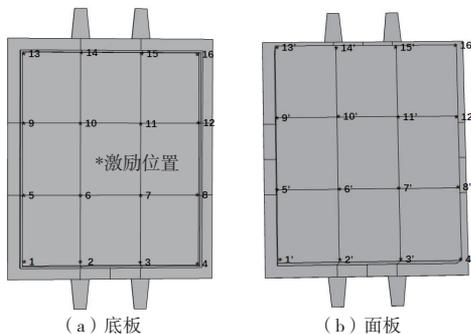


图 4 围护系统底板及上表面振动试验示意图

试验条件采用自由边界,由行车自由悬挂模型实现。阻抗及振级落差试验的步骤如下:1)安装传感器,将加速度传感器依次安装在各测点处;2)检查激励和响应信号的信噪比,通常在两端自由的工况下测试频段内的信噪比,应大于 5 dB;3)进行激励,使用力锤对激励点施加激励;4)数据采集,振动采集分析系统连接计算机,进行力与振动加速度信号的采集;5)数据处理,提取激励的时域加速度信号和力信号分析结构的抗冲击特性,根据频域加速度信号和力信号计算结构测点传递阻抗,分析结构振动特性。

测点和激励点布置如图 5 所示,共布置了 32 个测点,分布在围护系统典型结构 9 个箱体的节点处。激励点设置在围护系统典型结构中心位置。测试前用酒精擦拭测试部位,这个步骤是用来去除围护系统表面的脏污,确保试验结果的准确性。在激励点使用力锤进行激励,激励方向为围护系统结构底板的法向(围护系统模型的 z 方向)。

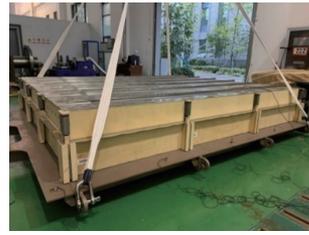


图 5 测点布置实物图

2 振动试验结果分析

2.1 围护系统阻抗结果分析

考虑到对称效应,只选取薄膜型 LNG 船围护系统单侧的测点结果进行展示。分别选取围护系统的单侧长边和短边作为研究对象,选取测点 1 和 1'、测点 4 和 4'。将阻抗数据取传递阻抗级,为了使数据显得更加直观以及船舶振动频率分析主要在 200 Hz 以下的低频,取阻抗级数据在 10~200 Hz 的 1/3 倍频程,围护系统短边传递阻抗级结果如图 6 所示。从图中可以看出在 10~16 Hz,各点传递阻抗级随频率增大呈现整体增大的趋势,在上表面点 1'处,达到最大值 50 dB,相比较下底板点 1 处的 43 dB 高了 7 dB,在上表面点 4'处,达到最大值 48 dB,相比较下底板点 4 处的 36 dB 高了 12 dB。可以发现围护系统在 16 Hz 处的隔振性能最好。4 个点在 10 Hz 处的传递阻抗级最小,说明围护系统在 10 Hz 处的隔振性能最差。1'点平均传递阻抗级为 37.8 dB,1 点平均传递阻抗级为 38.2 dB,提高了 0.4 dB。4'点平均传递阻抗级为 40 dB,4 点平均传递阻抗级为 37.8 dB,提高了 2.2 dB。这证明围护系统能够降低振动的传递,并且振动沿着围护系统的短边,有着明显的衰减过程。故可以看出,沿着围护系统的短边方向,围护系统对振动的抑制能力强。

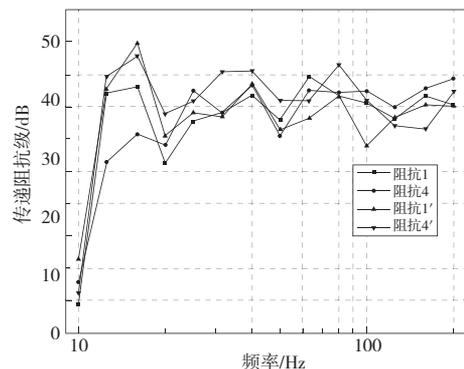


图 6 短边传递阻抗级结果对比

围护系统长边传递阻抗级结果如图 7 所示。从图中可以看出在 10~100 Hz 范围内,各点传递阻抗级幅值随频率增大而增大,在 12.5 Hz、31 Hz、64 Hz 出现峰值,说明在这几个峰值围护系统对振动的抑制较明显;在 20 Hz、50 Hz 出现了低谷,说明围护系统在这两个频率对振动的抑制较弱。5' 点处的平均传递阻抗级为 41 dB,5 点处的平均传递阻抗级为 36.8 dB。在 5' 点和 5 点处,上表面相对于下表面提升了 4.2 dB。13' 点处平均传递阻抗级为 44.6 dB。13 点处平均传递阻抗级 36.6 dB。在 13' 点和 13 点处,上表面相对于下表面提升了 8 dB。总体来说,围护系统具有一定的隔振效果,并且长边的隔振效果明显要优于短边。原因在于围护系统的内部,沿长边分布的肋板数量明显要多于沿短边分布的肋板数量。

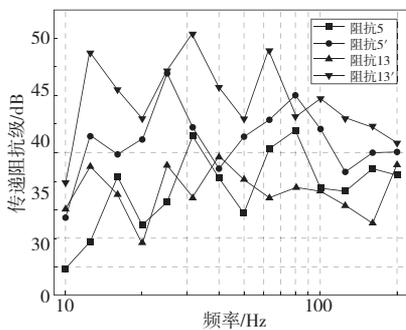


图 7 长边传递阻抗级结果对比

2.2 围护系统振级落差结果分析

图 8 所示为 LNG 船围护系统外围测点在 10~200 Hz 测点振级落差随频率变化示意图。图中在测点 13—13' 处,振级落差在 20 Hz 时可以高达 19.4 dB,测点 1—1' 在 50 Hz 处达到最大峰值 15.5 dB,测点 4—4' 在 160 Hz 达到最大峰值 10.2 dB,测点 16—16' 在 64 Hz 处达到最大峰值 10.8 dB,除了测点 13—13',其余 4 组测点平均振级落差在 7.5 dB 左右。峰值大多集中在频率 100 Hz 范围内,说明薄膜型 LNG 船围护系统在 10~200 Hz 频段范围内的隔振性能总体良好。

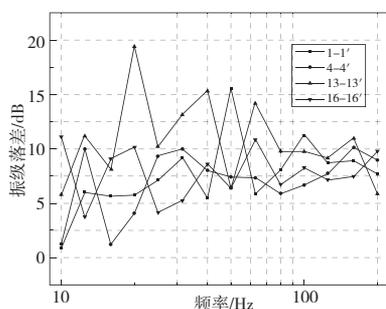


图 8 围护系统外围箱体测点振级落差示意图

图 9 所示为 LNG 船围护系统中心箱体测点在 10~200 Hz 振级落差随频率变化示意图。各点振级落差响应幅值随频率的增大而呈现整体增大的趋势,在 10~100 Hz,出现了几个峰值,如测点 11—11' 在 16 Hz 处达到最大峰值 15.4 dB,测点 10—10' 在 31.5 Hz 处达到最大峰值 11.2 dB,测点 6—6' 在 64 Hz 达到 11.8 dB。这说明围护系统在 10~100 Hz 具有较好的隔振性能,测点 6—6' 处平均振级落差值为 8.4 dB,测点 7—7' 处平均振级落差值为 9.2 dB,测点 10—10' 平均振级落差值为 10.1 dB,对比外围箱体,中心箱体测点振级落差明显高于外围箱体 1~2 dB,说明中心箱体隔振性能较优。这主要是因为中心箱体底板下面相比其他外围箱体底板多一条加强肋板(图 10)的原因。

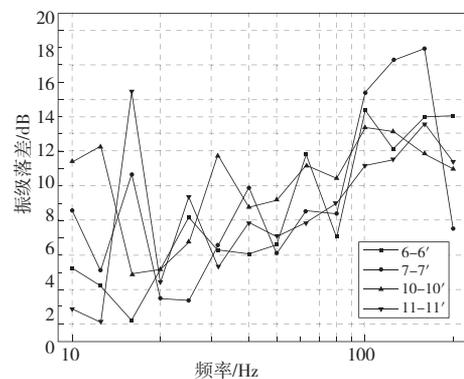


图 9 围护系统中心箱体测点振级落差示意图



图 10 中心箱体加强肋板示意图

3 结语

本文通过对薄膜型 LNG 船围护系统进行抗振动性能试验分析,从阻抗和振级落差得出如下结论。

1) 薄膜型 LNG 船围护系统上表面测点的传递阻抗级总体上大于下底板测点的传递阻抗级,说明围护系统具有一定的振动抑制性能。因围护

系统长边分布肋板较多,围护系统长边对振动抑制性能明显要优于短边。围护系统在 12.5 Hz、31 Hz、64 Hz 出现明显峰值,说明在这些频率下,围护系统具有良好的隔振性能。短边测点 1 和 1' 处传递阻抗级提升 0.4 dB,测点 4 和 4' 处提升 2.2 dB。长边测点 5 和 5' 处提升 4.2 dB,13 和 13' 处提升 8 dB。

2) 薄膜型 LNG 船围护系统的振级落差总体在 7~10 dB,且中心箱体要比外围箱体高 1~2 dB,围护系统振级落差的峰值主要集中在 10~100 Hz,说明围护系统在此频率范围内的隔振性能较好。

参考文献:

- [1] BUNNIK T, HUIJSMANS R. Large-scale LNG sloshing model tests[J]. *International Journal of Offshore & Polar Engineering*, 2009, 19 (1): 8-14.
- [2] LEE D H, KIM M H, KWON S H, et al. A parametric sensitivity study on LNG tank sloshing loads by numerical simulations [J]. *Ocean Engineering*, 2007, 34(1): 3-9.
- [3] RYU M C, JUNG J H, KIM Y S, et al. Sloshing design load prediction of a membrane type LNG cargo containment system with two-row tank arrangement in offshore applications [J]. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 2016, 8 (6): 537-553.
- [4] KIM Y. Rapid response calculation of LNG cargo containment system under sloshing load using wavelet transformation [J]. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 2013, 5 (2): 227-245.
- [5] KIM M H, LEE S M, LEE J M, et al. Fatigue strength assessment of MARK-III type LNG cargo containment system [J]. *Ocean Engineering*, 2010, 37(14/15): 1243-1252.
- [6] ARSWENDY A, MOAN T. Strength and stiffness assessment of an LNG containment system-crushing and buckling failure analysis of plywood components [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2015, 48: 247-258.
- [7] FAN H G, CHEN Z P, CHENG J, et al. Analytical research on dynamic buckling of thin cylindrical shells with thickness variation under axial pressure [J]. *Thin-Walled Structures*, 2016, 101: 213-221.
- [8] RAVI SANKAR H, PARAMESWARAN V. Effect of multiple holes on dynamic buckling of stubby shells: an experimental and numerical investigation [J]. *International Journal of Impact Engineering*, 2016, 96: 129-145.
- [9] THANG P T, NGUYEN-THOI T. A new approach for nonlinear dynamic buckling of S-FGM toroidal shell segments with axial and circumferential stiffeners [J]. *Aerospace Science and Technology*, 2016, 53: 1-9.
- [10] RAMEZANNEZHAD AZARBONI H, DARVIZEH M, DARVIZEH A, et al. Nonlinear dynamic buckling of imperfect rectangular plates with different boundary conditions subjected to various pulse functions using the Galerkin method [J]. *Thin-Walled Structures*, 2015, 94: 577-584.
- [11] KUBIAK T. Criteria of dynamic buckling estimation of thin-walled structures [J]. *Thin-Walled Structures*, 2007, 45(10/11): 888-892.
- [12] BISAGNI C. Dynamic buckling of fiber composite shells under impulsive axial compression [J]. *Thin-Walled Structures*, 2005, 43(3): 499-514.
- [13] 雷晓燕,魏强,刘庆杰,等. 基于锤击法的有轨电车嵌入式轨道减振性能试验研究 [J]. *噪声与振动控制*, 2021, 41(6): 37-41.
- [14] 熊聪,王建斌,屈升. 轨道车辆悬挂参数对动车组垂向振动影响研究 [J]. *机械制造与自动化*, 2022, 51(6): 169-172.
- [15] 徐家晨,黄隽,薛鸿祥,等. 薄膜型 LNG 船 NO96 围护系统强度分析的建模方法 [J]. *船海工程*, 2022, 51(4): 1-5.

收稿日期: 2023-03-06