

引用格式: 屈毫拓, 刘维勤, 陆晔, 等. 大开口船舶弹塑性响应的水池模型试验研究 [J]. 中国舰船研究, 2024, 19(增刊 2): 141–146.

QU H T, LIU W Q, LU Y, et al. Tank test study on elastoplastic response of large opening ship model [J]. Chinese Journal of Ship Research, 2024, 19(Supp 2): 141–146 (in Chinese).

大开口船舶弹塑性响应的水池模型试验研究

屈毫拓¹, 刘维勤^{2*}, 陆晔¹, 张亚强², 吴卫国³

1 中国船舶科学研究中心, 江苏 无锡 214082

2 武汉理工大学 航海与能源动力工程学院, 湖北 武汉 430063

3 武汉理工大学 绿色智能江海直达船舶与邮轮游艇研究中心, 湖北 武汉 430063

摘要: [目的] 旨在探究中部大开口船舶在波浪中的动态运动和结构响应特性。[方法] 参考集装箱船中部载货和具有大开口的特点, 设计制作加筋板式船舶模型, 并在造波水池中开展系列线性和非线性工况试验, 测量船模在压载和波浪共同作用下产生的弹性、塑性变形以及甲板区域的应力变化。[结果] 结果表明, 结构塑性的出现会稍微降低整体纵摇运动的增幅, 并延长中垂变形的发生时间; 波浪幅值越大, 诱发的结构高频振动越明显。[结论] 对于中部具有大开口的船舶, 中垂时产生的高频应力比中拱时更大, 其与低频应力的叠加对船舶安全性会造成更大威胁, 需要在船舶设计中予以考虑。

关键词: 船体结构; 转角变形; 非线性; 塑性; 模型试验

中图分类号: U663.2

文献标志码: A

DOI: 10.19693/j.issn.1673-3185.03593

Tank test study on elastoplastic response of large opening ship model

QU Haotuo¹, LIU Weiqin^{2*}, LU Ye¹, ZHANG Yaqiang², WU Weiguo³

1 China Ship Scientific Research Center, Wuxi 214082, China

2 School of Naval Architecture, Ocean and Energy Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, China

3 Green & Smart River-Sea-Going Ship, Cruise and Yacht Research Center, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, China

Abstract: [Objective] This study investigates the dynamic motion and structural response characteristics of ships with large openings in the middle under wave conditions. [Methods] Referring to the characteristics of cargo loading and large openings in the middle of container ships, a stiffened plate ship model is designed and manufactured. A series of linear and nonlinear operating condition tests are then conducted in a wave-making tank to measure the elastoplastic deformation of the ship model under the combined action of ballast and waves, as well as stress changes in the deck area. [Results] The results indicate that the appearance of structural plasticity slightly reduces the growth amplitude of the overall pitch motion and prolongs the occurrence time of sagging deformation; the larger the wave amplitude, the more significant the high-frequency vibration of the structure it causes. [Conclusions] For ships with large openings in the middle, the high-frequency stress generated during sagging is greater than that during hogging, and the superposition of low-frequency stress poses a greater threat to ship safety, which needs to be considered in ship design. The proposed ship model can provide valuable references for the study of the plastic collapse of ships in waves.

Key words: hull structure; corner deformation; nonlinear; plasticity; model test

收稿日期: 2023-10-16 修回日期: 2024-01-23

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52071243)

作者简介: 屈毫拓, 男, 1997年生, 硕士, 助理工程师

刘维勤, 男, 1985年生, 博士, 副教授。研究方向: 海洋装备载荷与响应。E-mail: liuweiqin_123@sina.com

陆晔, 男, 1983年生, 博士, 研究员

*通信作者: 刘维勤

0 引言

船舶在波浪中的崩溃断裂事故时有发生,其中影响最大的是“威望号”油轮^[1]和“舒适号”集装箱船^[2]的沉没事故,这些事故对船员和环境造成了巨大威胁,因此船舶结构安全性一直是国内外学者研究的焦点。

在造波水池中开展模型试验是进行载荷预报并获得结构响应最有效的方法之一。国内外学者已使用分段船舶模型(船模)开展了大量的水弹性试验。文献[3-10]借助分段船模研究波浪参数与结构弹振、颤振之间的影响关系。文献[11]将水池中的船模测试结果与实船数据进行对比,验证了船模试验的可靠性。文献[12]利用变截面龙骨梁模拟目标船的刚度,在规则波条件下开展水池模型试验,结果表明,在船舶设计及安全评估中砰击引起的颤振响应需要予以考虑。此外,整体弹性模型^[13]也被运用于船舶水池试验中,其与分段船模相比,优势在于能够更好地模拟船舶的局部模态。

随着研究的不断深入,模型试验已经不仅局限于弹性范围内,不少研究者还使用等效模型对船型结构进入塑性后的响应进行研究。文献[14-17]设计了刚体段-屈曲铰-刚体段的等效模型。其中,艏刚体段用于接受和传递波浪载荷,艏部屈曲铰用于模拟艏部结构的弹塑性特征,试验中测量了艏部屈曲铰的转角时历信号。最后,通过滞回试验转化得到屈曲铰的时历弯矩曲线,试验结果体现了结构在周期性波浪载荷下强度衰减的过程。但屈曲铰结构过于简化,无法直接测量局部结构的动态应力变化,因此需要更贴合船舶结构的模型进一步开展试验研究。

为测试艏部大开口型船舶在波浪中的运动和结构响应特性,参考集装箱船结构形式,本文将设计加筋板式艏部大开口船舶模型,测试模型在压载重量和波浪载荷共同作用下的动态响应。通过一系列变波长和变波高的试验工况,获得船模动态运动、剖面变形和结构应力,并对比分析艏部试验段处于弹性和弹塑性两种状态下的响应。

1 试验方案及工况设计

1.1 模型主尺度选择

本文试验的目的是探索艏部大开口型船舶在波浪中的动态响应特性,进行机理性研究,并为后续流固耦合算法验证提供试验数据支撑,因此

船模尺度不来源于具体的集装箱船,仅参考集装箱船特有的艏部货舱大开口以及船舶典型的板架结构形式。为诱导模型结构在波浪中发生塑性变形,船模尺度和结构强度的设计兼顾水池造波能力和波浪极限波陡的限制,最终试验所用三维加筋板式船模的主尺度如表1所示。

表1 船舶模型主尺度

Table 1 Main dimensions for ship model

参数	数值
船模长度/mm	5 850
船模宽度/mm	1 000
型深/mm	300
设计吃水/mm	150

1.2 模型结构设计

经选择和计算后,确定艏部舱段、试验舱段和艉部舱段的长度分别为2.75、0.6和2.5 m。各舱段的结构形式如图1所示(单位:mm),其中艏部舱段是试验研究的重点,因此使用精细板格结构捕捉试验中的动态响应。实际艏部是复杂的三维曲面,鉴于艏部区域载荷和现象的复杂性,试验模型的艏部采用二维弧形曲面予以简化替代,以避免其他复杂因素对试验数据的干扰。

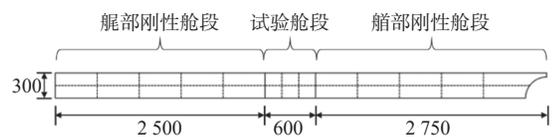


图1 船体舱段试验模型

Fig. 1 Ship test model diagram

试验中,试验舱段需要在压载和波浪载荷的共同作用下进入塑性状态,因此试验段的结构形式依赖于总外载荷的幅值,艏段和艉段的作用是接受并传递外载荷。针对3个舱段的不同需求,采用合适的材料制作加工,并通过螺栓实现各舱段之间的紧固水密连接。艏部刚性舱段使用Q235普通钢材加工,骨材为扁钢,艏部舱段使用1060铝材加工,该材料的屈服应力为35 MPa。各舱段的详细结构尺寸如表2所示。

表2 船模结构板厚

Table 2 Plate thicknesses of the ship model structure

结构	板厚/mm	结构	板厚/mm
艏部底板	3.0	艏部底板	2.5
艏部侧板	3.0	艏部侧板	1.4
艏部甲板	2.0	艏部甲板	1.0
艏部纵骨	2.0	艏部纵骨	1.0
艏部横骨	2.0	艏部横骨	1.0

1.3 试验测量布置

通过在艏部舱段上布置应变片获得试验过程中产生的应变,应变片布置方案如图 2 所示。对于甲板具有大开口的结构,试验过程中结构响应多集中于甲板附近,因此在试验舱段两侧甲板附近周密布置测点,并对各应变片通道按顺序编号,方便试验前连接仪器以及后续数据处理。

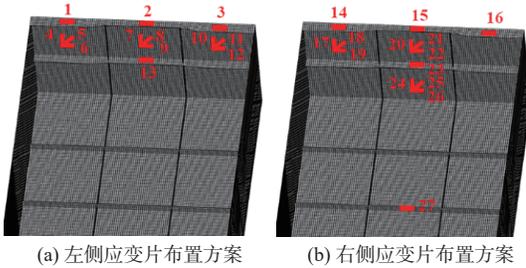


图 2 艏部舱段应变片布置方案及通道编号

Fig. 2 Schemes of strain gauge arrangement for the midship compartment and channel numbers

水池试验中使用的测量设备包括动态倾角仪、应变片和浪高仪,它们分别获得纵摇角度、结构应变和波面高度。这些测量设备的采样频率均为 100 Hz。布置完成后的试验模型如图 3 所示。其中,浪高仪放置于试验模型前 2 m 处,试验模型艏部 2 个舱段甲板上均布置一个倾角仪。试验中倾角仪 1 获得的转角信息为 θ_1 , 倾角仪 2 获得的转角信息为 θ_2 , 那么同一时刻下二者的差值即为该时刻的船艏变形转角。

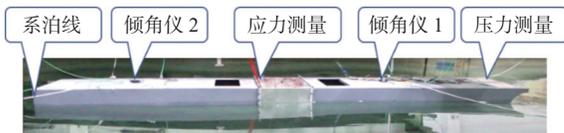


图 3 测试设备布置示意图
Fig. 3 Layout diagram of the test equipments

1.4 试验工况设计

为研究不同波浪参数对试验模型结构响应的影响,试验设计了变波高工况和变波长工况。在变波高工况中选定波浪长度等于试验模型长度。试验模型湿表面的有效长度约为 5.6 m,因此变波高工况中波长均为 5.6 m。

在波浪高度为 0.08 m 时,试验模型会产生明显的结构响应,在此基础上改变波浪长度,测量相同波高、不同波长波浪作用下的结构动态响应,即进行变波长工况,以此来验证波长对结构动态响应的影响规律。表 3 给出的是完整的试验工况。表中工况名称中的字母 H 表示变波高工况, L 表示变波长工况。

表 3 试验工况信息

Table 3 Values of parameters for different test conditions

工况	波长 L/m	波高 H/m	浪向/ $(^\circ)$	航速/ kn
H-1	5.60	0.04	180	0
H-2	5.60	0.06	180	0
H-3	5.60	0.08	180	0
H-4	5.60	0.10	180	0
H-5	5.60	0.12	180	0
H-6	5.60	0.14	180	0
H-7	5.60	0.18	180	0
L-1	2.80	0.08	180	0
L-2	4.48	0.08	180	0
L-3	6.72	0.08	180	0
L-4	8.40	0.08	180	0

2 试验结果及分析

2.1 四点弯曲预试验

图 4 所示为四点弯曲预试验现场图像。试验模型在加工过程中会产生一些初始缺陷,如初始变形和焊接残余应力等,因此需要对加工的模型舱段进行预试验,验证模型的强度是否满足要求,以确保试验舱段在大波高下出现塑性响应。图 4(a)为拼接后的试验模型。试验中,在两侧同时施加 5 块压铁后,模型艏部舱段迅速崩溃变形,板材和骨材发生清晰可见的皱褶和扭曲,破坏后的试验模型如图 4(b)所示。



(a) 拼接后的试验模型 (b) 压载崩溃后的试验模型

图 4 四点弯曲预试验

Fig. 4 Photos of four-point bending pre-test

将试验舱段的网格模型导入 ABAQUS 有限元软件中,在左右两个端面中和轴高度处建立主动参考点,通过多点约束(MPC)将主动参考点和端面所有节点进行约束,释放左端面的 y 方向转角以及右端面的轴向位移、 y 方向转角,最后在主动参考点上施加转角位移,采用弧长法计算并输出主动参考点上的转角和支反弯矩,得到艏部舱段的转角-弯矩曲线。

通过模型自重和压铁重量计算获得试验舱段实际的转角-弯矩关系,并与数值仿真结果进行对比,结果如图 5 所示。最终通过四点弯曲试验获得试验舱段的中垂极限强度约 3 040 N·m,数值

仿真中崩溃舱段的中垂极限强度约为 $3\ 150\ \text{N}\cdot\text{m}$, 实际模型的极限强度与数值仿真相比较小, 这主要是铝材的焊接工艺和残余应变等因素所造成的。虽然实际模型的强度有所减少, 但误差在容许范围之内, 可以确定试验舱段满足要求。

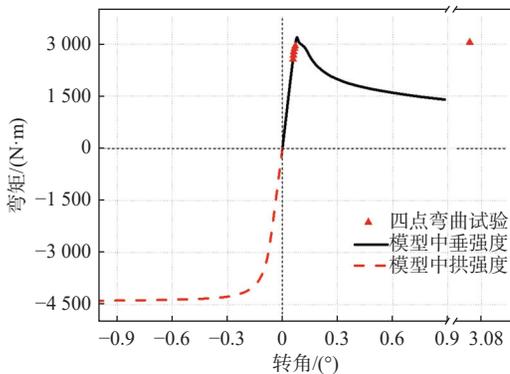


图5 舢部舱段极限强度下的转角-弯矩曲线

Fig. 5 Rotation-moment curves of the midship compartment under ultimate strength

2.2 模型纵摇运动

选择测量数据明显且具有代表性的工况进行展示和讨论。其中, H-3 工况 ($L=5.6\ \text{m}$, $H=0.08\ \text{m}$) 为结构处于线弹性状态的代表工况, H-7 工况 ($L=5.6\ \text{m}$, $H=0.18\ \text{m}$) 为结构处于弹塑性状态的代表工况, 两个典型工况的纵摇角度时历结果如图6所示。在波高较小(H-3)时, 模型纵摇变化较为圆滑, 随着波高的增加(H-7), 纵摇变化更加剧烈。

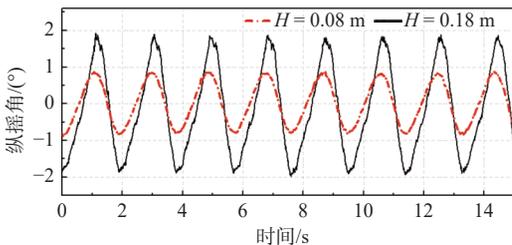


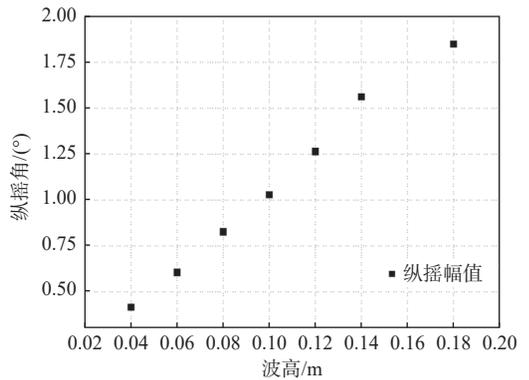
图6 工况 H-3 和 H-7 的纵摇运动时历曲线

Fig. 6 Time series of the pitch motion for case H-3 and H-7

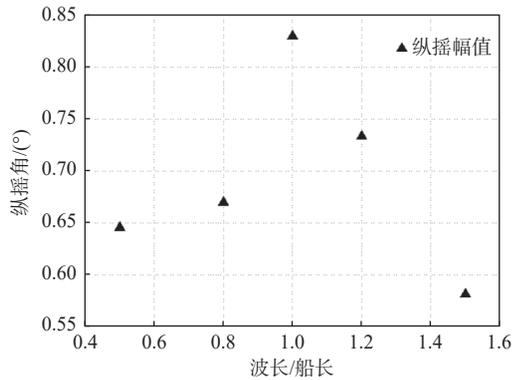
筛选变波高和变波长系列工况下模型的纵摇幅值, 结果如图7所示。图7(a)展示了波高与纵摇幅值的关系。在波高小于 $0.1\ \text{m}$ 时, 波高与纵摇幅值呈线性对应关系; 波高进一步增加时, 纵摇角的增幅明显变小, 这主要有两个原因: 一是结构的塑性变形消耗了部分波浪能量, 二是塑性变形对湿表面的纵向弧度产生影响, 导致船模承受的载荷变小。图7(b)展示了波长与模型纵摇幅值的关系, 可以发现, 模型在遭遇与自身湿表面长度相近或略长的波浪时运动最为剧烈。

2.3 船舢转角变形

在同一时刻下, 船艏两个倾角仪的角度差值



(a) 纵摇幅值与波高



(b) 纵摇幅值与波长

图7 纵摇幅值与波浪参数的关系

Fig. 7 Relationships between pitch amplitudes and wave parameters

即为该时刻下试验舱段的转角变形, 再使用低滤波剔除高频扰动, 获得工况 H-3 和 H-7 的纵向变形结果, 如图8和图9所示。因试验中压载靠近舢部区域, 所以试验舱段具有初始的中垂转角变形。工况 H-3 的转角变化较为规则, 每个周期内转角极值相差不大, 说明弹性状态下结构变形随外载荷的变化而变化。在工况 H-7 的结果中, 转角变形出现越来越明显的抖动, 同时每个周期内发生中垂变形的时间增加, 时历曲线呈现出峰值较短较陡、谷值较长较缓的趋势, 归因于该工况下试验舱段的部分结构在中垂时进入了塑性状态, 产生的塑性变形延迟了结构的回弹, 同时剩余结构仍处于弹性阶段, 共同作用的结果是试验舱段的转角和载荷之间呈现一种非线性对应关系, 最终转角变形不再规则。

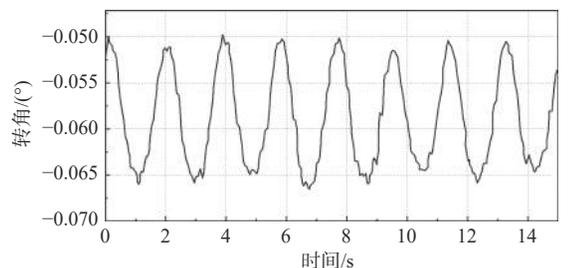


图8 工况 H-3 ($L=5.6\ \text{m}$, $H=0.08\ \text{m}$) 船舢舱段转角变形

Fig. 8 Rotational deformation of the midship compartment in case H-3 ($L=5.6\ \text{m}$, $H=0.08\ \text{m}$)

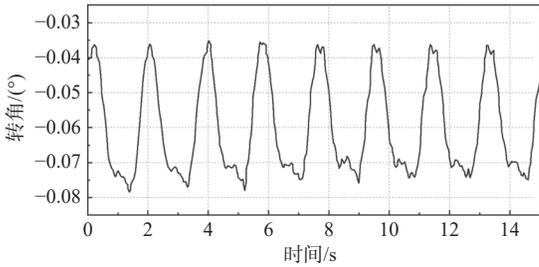


图9 工况 H-7($L=5.6\text{ m}$, $H=0.18\text{ m}$) 船艙艙段转角变形

Fig. 9 Rotational deformation of the midship compartment in case H-7 ($L=5.6\text{ m}$, $H=0.18\text{ m}$)

2.4 船艙结构应力

为清晰体现结构的应变状态, 提供工况 H-3 和 H-7 甲板同一位置处应变片的测量结果, 在实测动态数据基础上叠加静水下载配重所引起的静应力, 得到结构的总应力变化, 结果如图 10 所示。可以发现在工况 H-3 中因波浪能量较小, 轴向拉压应力变化光滑且平缓; 在 H-7 工况中应力测量结果不仅含有与波浪周期一致的低频成分, 还具有明显的高频成分, 共同作用的结果是增大了中垂下的应力极值。从应力数值来看, 在波浪稳定后工况 H-7 甲板处结构的中垂应力远超过材料的塑性应力 35 MPa, 结合 $t=8.7\text{ s}$ 时刻的模型试验图(图 11), 可以确定该波浪工况下试验舱段的确产生了塑性变形。

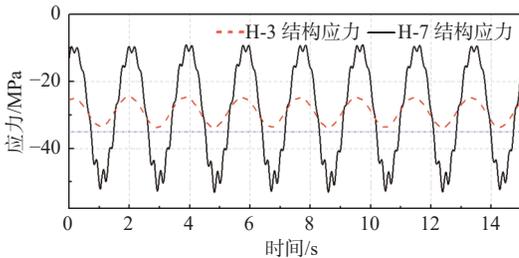


图 10 工况 H-3 和 H-7 甲板处的轴向应力时历曲线

Fig. 10 Time series of longitudinal stress at the deck in case H-3 and H-7

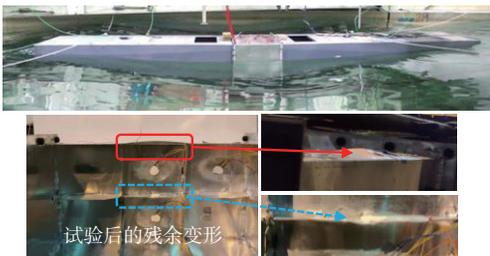


图 11 工况 H-7 中 $t=8.7\text{ s}$ 模型试验图

Fig. 11 Photos of the model test at $t=8.7\text{ s}$ in case H-7

使用低通和高通滤波分离出工况 H-7 的低频和 高频应力成分, 结果如图 12 所示。低频成分是由波浪诱导产生的, 是总应力的主要组成部分, 每个周期内应力幅值较均匀; 高频应力成分的出

现归因于船模的弹性振动, 其幅值出现规律性增减, 具体表现是波浪峰值到达艏部时高频应力幅值变大, 波峰接近舭部时高频应力幅值变小, 这表明试验模型在发生中垂时激发的高频响应更剧烈, 它与低频成分叠加后将增大载荷幅值, 对结构强度带来更大威胁。

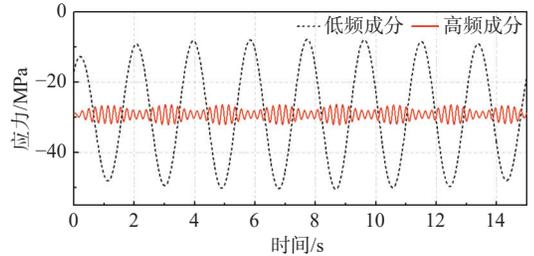


图 12 工况 H-7 甲板处的应力成分

Fig. 12 Longitudinal stress components at the deck in case H-7

3 结 论

本文设计并开展了加筋板式船舶模型的水池试验, 研究了大开口型船体结构在波浪中的动态运动以及结构响应特性, 对系列变波高和变波长工况的试验数据进行对比分析, 得到以下结论:

1) 波浪中船舶承受的载荷可以分为与波浪周期一致的低频成分和弹性振动产生的高频成分。对于中部大开口的船型, 高频成分幅值在结构发生中垂时更大, 高频与低频载荷的叠加会显著增大甲板附近结构的压应力, 对整个船舶结构的安全性造成威胁。因此, 在舭部大开口船舶设计过程中尤其需要考虑高频载荷成分对结构中垂变形的影响。

2) 塑性变形会迟滞舭部大开口型船舶在规则波下的中拱回弹, 延长中垂变形时间, 这意味着每个周期内甲板区域结构受压的时间占比增大, 更易加剧结构崩溃的发展。

本文仅对大开口型船舶模型结构在迎浪工况下的运动、响应进行测量和讨论, 后续将进一步研究模型结构在斜浪中弯扭组合载荷作用下的动态响应。

参考文献:

- [1] LECHUGA A. Were freak waves involved in the sinking of the tanker "Prestige"[J]. *Natural Hazards and Earth System Sciences*, 2006, 6(6): 973-978.
- [2] MARTIN-LOF A. Update on incident involving the containership MOL comfort[R].[S.1.]:American Journal of Transportation, 2013, 558: 1-19.
- [3] WATANABE I, UENO M, SAWADA H. Effects of bow flare shape to the wave loads of a container ship[J].

- Journal of the Society of Naval Architects of Japan, 1989, 1989(166): 259–266.
- [4] 陈占阳, 任慧龙, 李辉, 等. 超大型船舶变截面梁分段模型的载荷试验研究 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2012, 33(3): 263–268.
- CHEN Z Y, REN H L, LI H, et al. The wave load experimental investigation of a segmented model of a very large ship based on variable cross-section beams[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2012, 33(3): 263–268 (in Chinese).
- [5] 陈占阳, 任慧龙, 孙芳胜. 外张砰击压力时间分布的模型试验 [J]. 上海交通大学学报, 2013, 47(6): 904–908.
- CHEN Z Y, REN H L, SUN F S. Model experiment of time distribution of flare slamming[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2013, 47(6): 904–908 (in Chinese).
- [6] 李聪, 赵超, 曾文源, 等. 长艏楼船型艏艉砰击响应试验分析 [J]. 航海工程, 2019, 48(6): 11–15.
- LI C, ZHAO C, ZENG W Y, et al. Experimental analysis on response of long forecastle ship under bow and stern slamming[J]. Ship & Ocean Engineering, 2019, 48(6): 11–15 (in Chinese)
- [7] 焦甲龙, 赵玉麟, 张皓, 等. 船舶波浪载荷与砰击载荷的大尺度模型水弹性试验研究 [J]. 振动与冲击, 2019, 38(20): 229–236.
- JIAO J L, ZHAO Y L, ZHANG H, et al. Study on wave loads and slamming loads of a ship by large-scale model hydroelastic experiment[J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(20): 229–236 (in Chinese).
- [8] 焦甲龙, 陈超核, 任慧龙. 真实海况下船舶水弹性响应及砰击载荷的大尺度模型试验研究 [J]. 船舶力学, 2021, 25(2): 137–145.
- JIAO J L, CHEN C H, REN H L. Investigation of hydroelastic response and slamming loads of ships in real waves by large-scale model measurement[J]. Journal of Ship Mechanics, 2021, 25(2): 137–145 (in Chinese).
- [9] 华康, 赵文斌, 叶旭. 基于模型试验下航速对大型船舶弹振效应的影响研究 [J]. 船舶力学, 2021, 25(12): 1708–1718.
- HUA K, ZHAO W B, YE X. Study of speed effect on large ship prone to springing based on model test[J]. Journal of Ship Mechanics, 2021, 25(12): 1708–1718 (in Chinese).
- [10] 华康, 赵文斌, 吴定凡. 海况对大型船舶波激振动疲劳损伤的影响 [J]. 中国舰船研究, 2021, 16(6): 176–182.
- HUA K, ZHAO W B, WU D F. Sea states effects on fatigue damage of large ship prone to springing effect[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2021, 16(6): 176–182 (in Chinese).
- [11] 华康, 朱越星, 马亚成. 大型船舶波激振动疲劳损伤模型试验与实船数据比较研究 [J]. 中国造船, 2022, 63(5): 34–42.
- HUA K, ZHU Y X, MA Y C. Contrastive research of model test and full-scale measurement for fatigue damage of large ship prone to springing[J]. Shipbuilding of China, 2022, 63(5): 34–42 (in Chinese).
- [12] 张涵韬, 王一雯, 孔祥韶, 等. 恶劣海况下船舶砰击颤振响应特性数值计算与试验研究 [J]. 中国舰船研究, 2024, 19(2): 148–158.
- ZHANG H T, WANG Y W, KONG X S, et al. CFD-FEM numerical simulation analysis of ship whipping response under extreme sea conditions[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2024, 19(2): 148–158(in Chinese).
- [13] 林吉如, 郑苏龙, 孙勇, 等. 整体弹性船模试验技术 [J]. 中国造船, 1992, 33(2): 63–71.
- LIN J R, ZHENG S L, SUN Y, et al. Experimental techniques of the continued elastic model[J]. Shipbuilding of China, 1992, 33(2): 63–71 (in Chinese).
- [14] IJIMA K, KIMURA K, XU W J, et al. Hydroelastoplasticity approach to predicting the post-ultimate strength behavior of a ship's hull girder in waves[J]. Journal of Marine Science and Technology, 2011, 16(4): 379–389.
- [15] XU W J, IJIMA K, WADA R, et al. Experimental evaluation of the post-ultimate strength behavior of a ship's hull girder in waves[J]. Journal of Marine Science and Application, 2012, 11(1): 34–43.
- [16] LIU W Q, HUANG Y, LI Y, et al. Numerical and experimental investigation on nonlinear cyclic collapse response of ship model in regular waves[J]. Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 2020, 143(4): 041702.
- [17] LIU W Q, LUO W P, YANG M, et al. Development of a fully coupled numerical hydroelasto-plastic approach for offshore structure[J]. Ocean Engineering, 2022, 258: 111713.