



**Dmytro
Y. Lytvynenko**
Литвиненко
Дмитро
Юрійович

УДК 629.5.015.4:539.431

RESEARCH OF FATIGUE DAMAGE VARIATION OF TYPICAL WELDED STRUCTURAL JOINTS ALONG DRY-CARGO SHIP

**ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІНИ ВЕЛИЧИНИ ВТОМНОГО
ПОШКОДЖЕННЯ ТИПОВИХ ЗВАРНИХ КОНСТРУКТИВНИХ
ВУЗЛІВ ВЗДОВЖ СУХОВАНТАЖНОГО СУДНА**

DOI [https://doi.org/10.15589/smi2024.2\(19\).01](https://doi.org/10.15589/smi2024.2(19).01)

Dmytro Y. Lytvynenko¹ Литвиненко Дмитро Юрійович,
канд. техн. наук
dmytro.lytvynenko@nuos.edu.ua
ORCID: 0000-0003-2948-8698



**Oleksandr
V. Shchedrolosiev**
Щедролоєв
Олександр
Вікторович

**Oleksandr
V. Shchedrolosiev²** Щедролоєв Олександр Вікторович,
д.т.н, проф.
oleksandr.shchedrolosiev@nuos.edu.ua
ORCID: 0000-0001-7972-3882

Vladyslav V. Sotsenko² Соценко Владислав Валерійович,
зав. лаб.
sotsenkovladyslav@gmail.com
ORCID: 0000-0002-9165-8793



**Vladyslav
V. Sotsenko**
Соценко
Владислав
Валерійович

Serhii P. Skyrda¹ Скирда Сергій Павлович,
аспірант
serhii.skyrda@nuos.edu.ua
ORCID: 0009-0006-3307-4331

¹*Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv*

¹*Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
м. Миколаїв*

²*Kherson Educational-Scientific Institute of Admiral Makarov National
University of Shipbuilding, Kherson*

²*Херсонський навчально-науковий інститут Національного університету
кораблебудування імені адмірала Макарова, Херсон*

Abstract. Beam models of the bottom and side structures of the universal dry-cargo ship has been developed. The variable pressure ranges due to the action of seawater and cargo on the hull structures as well as the vertical bending moment range in the hull were calculated. These loads were estimated with operational reliability. Calculations of loads were carried out according to the strength standard of marine vessels for cross-sections approximately at the middle of the length of compartments 2-5 of the cargo ship's hull. As a result of the calculations, the range of nominal equivalent operational stresses acting on the welded structural joints of the dry cargo ship's side and double bottom structures, as well as the joints of the longitudinal bottom stiffener and the floor, was determined. These equivalent operational nominal stresses represent a combination of stress ranges from overall longitudinal bending, deck bending, and beam bending. Based on the magnitude of the aforementioned equivalent stresses for the joints of the side and double bottom structures, the joints of the longitudinal bottom stiffener and the floor, the parameters of the long-term nominal stress distribution according to the Weibull law were determined. These parameters were



Serhii P. Skyrda
Скирда Сергій
Павлович

defined for the mid-sections of compartments 2-5 along the vessel's length. For the studied welded structural joints of the dry cargo ship's hull fatigue curves were determined according to the recommendations of the International Association of Classification Societies and the International Institute of Welding. Using the calculated parameters of the long-term stress distribution, the cumulative fatigue damage of the studied structural joints was determined for the mid-sections of compartments 2-5 along the ship's length. The fatigue damage calculations were performed according to the recommendations of the International Institute of Welding, considering two characteristic loading conditions of the ship: «fully loaded» and «ballasted». The effects of corrosion and impact loads on the fatigue strength were not considered.

Key words: fatigue strength; fatigue damage; welded structural joint; beam model; finite element analysis.

Анотація. Розроблено стержньові моделі днищового та бортового перекриття універсального суховантажного судна. Виконано розрахунок величин розмахів змінного тиску від дії заборотної води та вантажу на корпусні конструкції, а також величин розмахів вертикального хвильового згинального моменту у корпусі судна. Ці навантаження визначені при експлуатаційній забезпеченості. Розрахунки виконувались відповідно до норм міцності морських суден для перерізів приблизно в середині довжини відсіків 2-5 корпусу суховантажника. В результаті розрахунків було визначено розмах номінальних еквівалентних експлуатаційних напружень, що діяли на конструктивні зварні вузли перетину конструкцій борту та подвійного дна суховантажного судна та вузли перетину повздовжнього ребра жорсткості днища та флору. Такі еквівалентні експлуатаційні номінальні напруження представляють собою комбінацію розмахів напружень від загального повздовжнього згину корпусу судна, згину перекриття та балки, до яких відноситься досліджуваний конструктивний вузол. На базі величин зазначених еквівалентних напружень для вузлів перетину конструкцій борту та подвійного дна і перетину повздовжнього ребра жорсткості днища та флору було визначено параметри довготермінового розподілу номінальних напружень за законом Вейбулла. Ці параметри визначено для середніх перерізів відсіків 2-5 за довжиною судна. Для досліджуваних зварних конструктивних вузлів корпусу суховантажника визначено криві втомні за рекомендаціями Міжнародної асоціації класифікаційних товариств та Міжнародного інституту зварювання. З використанням розрахованих параметрів довготермінового розподілу напружень визначено величини кумулятивного втомного пошкодження досліджуваних конструктивних вузлів, розташованих у середніх перерізах відсіків 2-5 за довжиною судна. Розрахунки втомного пошкодження виконувались за рекомендаціями Міжнародного інституту зварювання, при цьому враховувались два характерних розрахункових стани судна: «судно у повному вантажі» та «судно в баласті». Вплив корозії та ударних навантажень на величину показників втомної міцності не враховувався.

Ключові слова: втомна міцність; кумулятивне втомне пошкодження; зварний конструктивний вузол; стержньова ідеалізація; скінченно-елементний аналіз.

References

- [1] Korostylov, L., Lytvynenko, D., Sharun, H., & Davydov, I. (2021). Improvement of construction of trawler's hull based on condition of fatigue strength providing, pp. 50–59. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239159>.
- [2] Blagojević, B., & Domazet, Ž. (2002). Simplified procedures for fatigue assesement of ship structures. *10th International Congress of the International Maritime Association of the Mediterranean IMAM 2002 (Rethymnon, Crete, 13th–17th May 2002)*. Rethymnon.
- [3] Kozak, J. (1992). Fatigue problems in ship structure. *Transactions on the Built Environment*, 42, pp. 541–550.
- [4] Ozguc, O. (2017). Simplified fatigue analysis of structural details of an ageing LPG carrier. *Journal of Marine Engineering & Technology*, 17 (1), pp. 33–42. DOI: <https://doi.org/10.1080/20464177.2017.1282075>
- [5] Ozguc, O. (2021). Oil Tanker Simplified Fatigue Assessment with Inspection and Repair Approach and Parameters. *Transactions on Maritime Science*. Split, Croatia, 10(1), pp. 42–55. DOI: <https://doi.org/10.7225/toms.v10.n01.003>.

- [6] Ozguc, Ozgur. (2017). Evaluation of different trading routes on fatigue damage for a 216k m³ LNG carrier. *Journal of Marine Science and Technology*, Vol. 25: Iss. 4, Article 11. DOI: 10.6119/JMST-017-0406-1
- [7] Normi prochnosti morskikh sudov. Leningrad: Registr SSSR, (1991).
- [8] IACS. (1999). Fatigue assessment of ship structures (Recommendation No. 56), July.
- [9] DNV GL. Fatigue assessment of ship structures: DNVGL-CG-0129, October, 2015.
- [10] Hobbacher, A. (Ed.). (2016). Recommendations for fatigue design of welded joints and components (IIW document IIW-2259-15 ex XIII-2460-13/XV-1440-13). Springer International Publishing.
- [11] Lytvynenko, D. Yu. (2017). Metodyky rozv'iazku zadach vtomnoi mitsnosti sudnokorpusnykh vuzliv pry nerekhuliarnomu navantazhenni na bazi eksperymentalno-teoretychnoho metodu. *Visnyk Odeskoho natsionalnoho morskoho universytetu*, 4 (53), S. 110–125.
- [12] Fricke, W., & Paetzold, H. (2013). *Effect of Whipping Stresses on the Fatigue Damage of Ship Structures*. IIW-Doc. XIII-2487-13, Int. Inst. of Welding.
- [13] Fricke, W., & Paetzold, H. (2013). *Experimental Investigations on Fatigue Damage of Ship Structures caused by Whipping Stresses*, Proc. of 12th Int. Symp. on Practical Design of Ships and Other Floating Structures (PRADS 2013, Eds. C.-S. Lee and S.-H. Van). Seoul: Korean Society of Naval Architects.
- [14] Korostylov, L. I., & Lytvynenko, D. Yu. (2019). Analiz vplyvu vysokochastostnykh zovnishnykh navantazhen na vtomnu mitsnist sudnokorpusnykh vuzliv. Cuchasni tekhnolohii proektuvannia, pobudovy, ekspluatatsii i remontu suden, morskyykh tekhnichnykh zasobiv i inzhenernykh sporud: materialy vseukrainskoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii z mizhnarodnoiu uchastiu (Mykolaiv, 23–24 travnia 2019 r.). Mykolaiv: NUK, S. 125–129.

Вступ. Суднокорпусні конструкції сприймають змінні навантаження різного походження. Такі навантаження призводять до зародження втомних тріщин в осередках концентрації напружень. Забезпечення втомної міцності, поряд із забезпеченням граничної міцності, є умовою визначення розмірних параметрів конструктивних вузлів.

Однотипні конструктивні вузли можуть знаходитись в різних частинах корпусу судна за довжиною та висотою. Вони зазнають навантажень різної інтенсивності. У кінцях суден досягають найбільших значень величини змінного тиску на корпус від дії заборотної води, інерційні та ударні навантаження. В той же час вертикальний згинальний момент, обумовлений почерговими переходами судна з підосви на вершину хвиль, приймає найбільших значень в районі циліндричної вставки. Величини згинального моменту від загального поздовжнього згину корпусу на хвилях, а також величини змінних тисків, змінюється за висотою корпусу.

Втомні пошкодження конструктивних вузлів корпусу судна обумовлені в основному експлуатаційними навантаженнями із середньою забезпеченістю. Розподіл ін-

тенсивності експлуатаційних навантажень за довжиною судна залежить від типу судна, умов його завантаження, та його розмірних параметрів. Таким чином, рівень втомної міцності типових конструктивних вузлів буде також змінюватись в залежності від розташування цих вузлів у корпусі.

Результати досліджень залежності показників довговічності конструктивних вузлів від типу судна та їх розташування у корпусі за довжиною і висотою можуть бути застосовані для належного проектування корпусних конструкцій з умовою забезпечення їх втомної міцності, для складання плану ремонтів вже побудованих суден.

Постановка задачі. Дослідження довговічності зварних суднокорпусних вузлів виконувалось на прикладі універсального суховантажного ($L_{pp} = 139$ м), схема якого представлена на рис. 1. Схема поперечного перерізу мідель-шпангоута корпусу судна представлена на рис. 2.

Для досліджень були обрані конструктивний вузол перетину повздовжнього ребра жорсткості днища та флора й вузол перетину конструкцій подвійного дна та борту цього суховантажного судна. Перший з цих вузлів зазнає дії змінного тиску заборотної води та вантажу на днищове покриття,

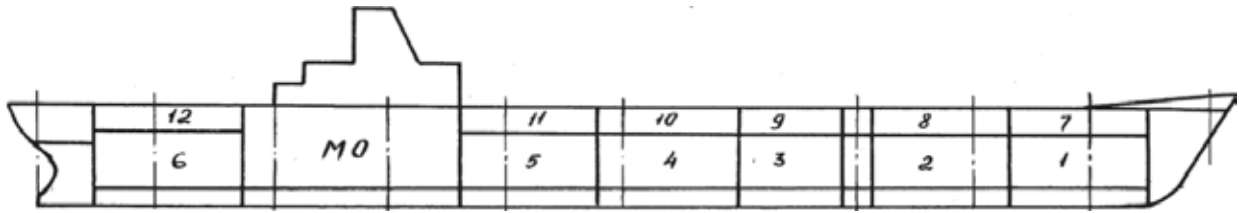


Рис. 1. Схема повздовжнього перерізу універсального суховантажника

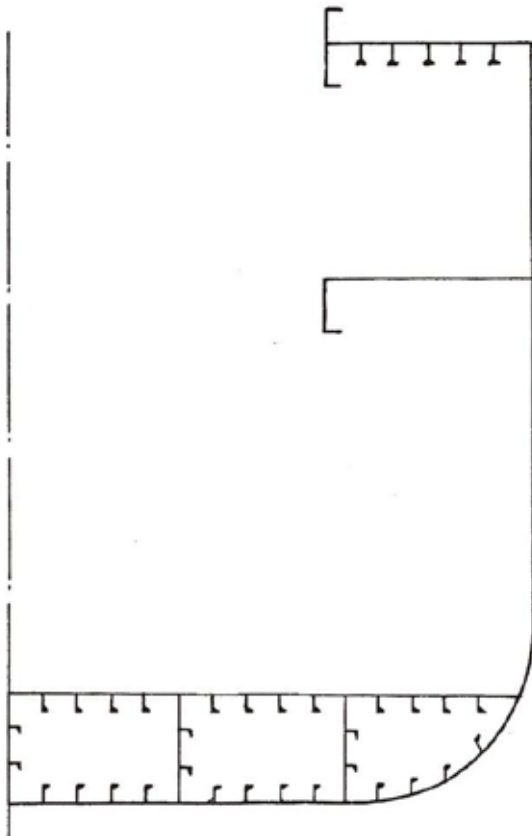


Рис. 2. Схема перерізу мідель-шпангоута універсального суховантажника

а також навантаження від повздовжнього згину корпусу судна. Другий вузол зазнає дії лише місцевих змінних навантажень від дії забортної води на бортове перекриття.

Передбачалось, що вузли розташовані в перерізах посередині відсіків 2-5 (див. рис. 1).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З початку систематичних експериментальних та розрахункових досліджень конструктивних вузлів корпусів суден з середини XX століття, можна вважати, що втомна міцність основних типових гострих концентраторів була досліджена.

Конструктивні вузли перетину повздовжнього ребра жорсткості днища та флора й перетину подвійного дна та шпан-

гоуту судна можуть мати критичний рівень втомної міцності, як це показано у роботах [1], [2] для траулера та балкера, відповідно.

В роботі [3] виконано загальний огляд проблеми втомної міцності зварних конструкцій корпусу суден. Як приклад, розглянуто конструктивні вузли судна типу Ro-Ro із поперечною системою набору, у яких імовірно утворення тріщини втоми. Ці вузли включали вузли перетину регулярного та рамного набору й подвійного дна та шпангоуту. Для останнього наведено результати втомних випробувань різних конструктивних варіантів вузла.

Вузли з'єднання повздовжніх в'язей із поперечними, що припадали на поперечний переріз судна-газовоза ($L_{pp} = 216,1$ м) в районі мідель-шпангоута були досліджені на втому в роботі [4]. Розрахунки виконувались за рекомендаціями Норвезького Верітасу (Det Norske Veritas або DNV) з врахуванням того, що конструктивні вузли корпусу судна знаходяться частину терміну експлуатації у корозійному середовищі. Було показано, що для цього типу судна вузли перетину повздовжніх в'язей подвійного дна із флорами мають довговічність 15-20 років. Критичний рівень втомної міцності спостерігався у вузлах з'єднання наружної обшивки борту із повздовжніми та поперечними в'язями в районі змінних ватерліній.

В роботі [5] досліджувалась втомна міцність конструктивних вузлів танкера довжиною 225 м на базі рекомендацій DNV-GL-0129 та спрощеного підходу до визначення зовнішнього навантаження. В цій роботі розглядалися вузли з'єднання повздовжнього регулярного набору із рамним поперечним, підкріплені кницями. Також розглядався вузол з'єднання L-подібного набору із перегородками. Аналіз втомної довговічності виконувався для різних за довжи-

ною поперечних перерізів корпусу судна, при цьому встановлено довговічність усіх в'язей перерізу. Найменшу довговічність при цьому мали вузли, що знаходяться в районі змінної ватерлінії борту.

В роботі [5] також наведено типові зони в судні-танкері, які слід дослідити на втому, серед яких «носики» книць, приварених до поясів балок та ребер жорсткості, вирізи для проходу ребер жорсткості у наборі різної конфігурації та «носики» скулових і бімсових книць. В цьому дослідженні також наведено рекомендації щодо ремонту зазначених з'єднань.

В публікаціях [4], [5] наведено результати аналізу втомної довговічності вузлів, що попадають у поперечні перерізи корпусів суден. Таким чином можливо виділити райони корпусів суден, що потребують особливої уваги при інспекціях стану конструкцій.

В роботі [6] показано вплив різних маршрутів плавання судна-газовозу на інтенсивність експлуатаційного навантаження його конструкцій та, відповідно, на показники втомної міцності його конструкцій.

Мета дослідження. Враховуючи, що експлуатаційні навантаження на борт та днище, а також навантаження від загального повздовжнього згину, змінюються за довжиною судна, як зазначено у нормах міцності морських суден [7], для проектувальників може представляти інтерес зміна показників втомної міцності зазначених раніше вузлів за довжиною судна.

Таким чином, **метою** роботи є дослідження зміни втомного пошкодження за розрахунковий термін експлуатації типових конструктивних вузлів універсального суховантажника в залежності від їх розташування за довжиною судна.

Основна частина. Втомне пошкодження вузлів перетину повздовжнього ребра жорсткості днища та флора й перетину другого дна та шпангоуту суховантажного судна визначалось відповідно до [8-11]. Всі скінченно-елементні моделі, на базі яких виконувались розрахунки, виконані балковими елементами.

Експлуатаційні навантаження для розрахунків на втому було визначено відповідно

до норм міцності морських суден [7]. При розрахунку експлуатаційних навантажень на зварні вузли, що досліджувались, перебалось, що вони розташовані в перерізах приблизно посередині відсіків 2-5 (див. рис. 1). Величини розмахів тиску від дії заборотної води й вантажу, вертикальний згинальний момент визначались із експлуатаційною забезпеченістю 10^{-5} відповідно до норм міцності морських суден [7].

Оцінка втомної міцності вузлів виконувалась на базі визначених за допомогою скінченно-елементного аналізу еквівалентних експлуатаційних змінних напружень $\Delta\sigma_p^z$ у вузлах, відповідно до роботи [11]. Ці еквівалентні експлуатаційні напруження визначаються за формулою

$$\sigma_p^z = \sqrt{\sum_{j=1}^3 \sigma_j^2 + 2 \sum_{j=1}^3 \sum_{v=1}^3 \rho_{jv} \sigma_j \sigma_v}, \quad (1)$$

де σ_j – складові розмахів змінних напружень від загального згину корпусу судна, згину перекриття, до складу якого входить вузол, та складова змінних напружень від згину балки; $\rho_{jv} \approx \pm 0,5$ – коефіцієнти кореляції складових напружень, що розглядаються.

Для вузла перетину другого дна та шпангоуту судна величина розмаху змінних експлуатаційних напружень від згину перекриття σ_2 визначались на базі ізолюованої від корпусу моделі бортового перекриття, яка наведена на рис. 3. Ця модель представляла собою нерозрізну балку із двома ділянками, які моделювали шпангоути у трюмі та твіндеці, шарнірно закріплену в районі палуб та жорстко затиснену в з'єднання із днищем.

Розрахунок розмахів напружень від згину балки-шпангоуту у трюмі σ_3 для зазначеного раніше вузла виконувався також методом скінченних елементів. Розрахункова схема такої балки представлена на рис. 4.

Для вузла перетину повздовжнього ребра жорсткості днища та флора розрахунки величини розмаху змінних експлуатаційних напружень від згину перекриття σ_2 виконувались на базі ізолюованої від корпусу судна моделі днищового перекриття. Скінченно-елементна модель цього перекриття пред-



Рис. 3. Скінчено-елементна модель бортового перекриття із прикладеним експлуатаційним навантаженням

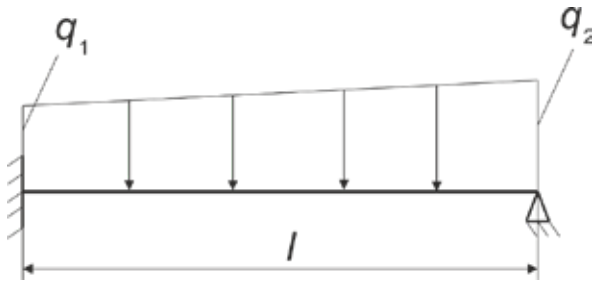


Рис. 4. Розрахункова схема балки-шпангоуту

ставлена на рис. 5 із прикладеним експлуатаційним навантаженням.

Розрахунок змінних напружень σ_z від згину балки – поздовжнього ребра жорсткості днища виконувався з використанням довідкових даних аналітичними методами. При цьому ребро жорсткості розглядалось як жорстко затиснена по кінцям однопрогонна балка.

Значенні розмахів хвильових згинальних моментів у корпусі судна із експлуатаційною забезпеченістю визначались відповідно до норм міцності [7]. Для визначення змінного напруження від згину корпусу судна на

хвилях σ_1 були розраховані параметри еквівалентного бруса у першому наближенні.

Параметри довготермінового розподілу за законом Вейбулла розмахів еквівалентних експлуатаційних номінальних напружень $\Delta\sigma_p^z$ у конструктивних вузлах, що досліджувались, було визначено відповідно до рекомендацій Міжнародної асоціації класифікаційних товариств [8].

Для розрахунків на втому застосовувався метод номінального напруження, як найбільш простий, так як у роботі не стояла задача якомога більш точної оцінки втомної міцності конструктивних вузлів.

При застосуванні методу номінального напруження необхідно співставити конструктивні вузли, що досліджуються, із типовими зварними вузлами, що представлені у нормативних документах. Таким чином, кожному концентратору напружень буде присвоєно певний номер – клас втоми (FAT) та відповідна крива втоми або S-N крива. Конструктивний вузол може мати декілька концентраторів напружень, при цьому

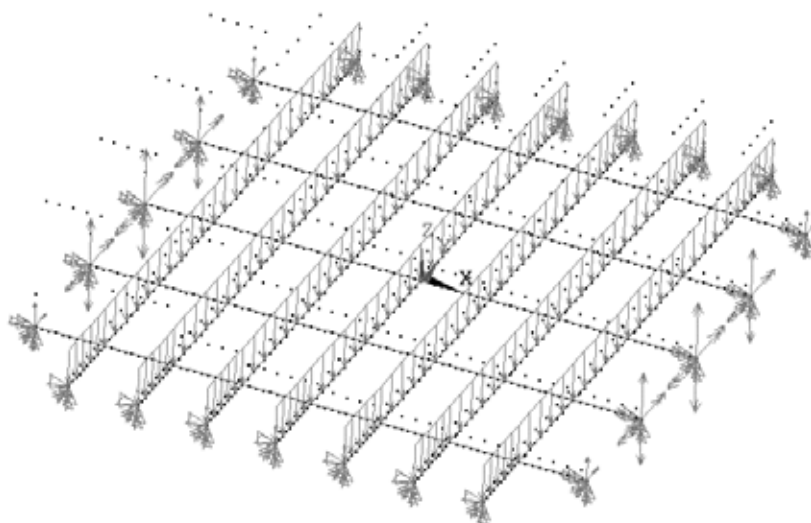


Рис. 5. Балкова скінчено-елементна модель днищового перекриття суховантажника із прикладеним навантаженням

рівень його втомної міцності визначається найгострішим з концентраторів. Концентратори, що досліджувались представлені на рис. 6, 7. Наближено передбавчалось, що вони визначають рівень втомної міцності досліджуваних конструктивних вузлів. Потрібно зазначити, що виконання вузла на рис. 6 може бути різним. На рисунку наведений один з варіантів виконання цього вузла. На показники втоми з'єднання підкріплюючого ребра жорсткості стінки флору та позовдовжнього ребра жорсткості днища це не має суттєвого впливу.

Відповідно до норм DNV-GL [9] для розрахунку на втому зазначеного концентратора у вузлі перетину позовдовжнього ребра жорсткості днища та флора було вибрано клас втоми 45. Для розрахунку на втому вказаного раніше концентратора у вузлі перетину шпангоуту із другим дном – клас втоми 63.

Оцінку втомної міцності конструкцій, що підлягають дії нерегулярного навантаження, відповідно до [11] виконують за наступною формулою:

$$D = N^* \int_{\Delta\sigma_{\min}}^{\Delta\sigma_{\max}} (p(\Delta\sigma) / N(\Delta\sigma)) d\Delta\sigma, \quad (2)$$

$N(\Delta\sigma)$ – кількість циклів, що відповідає появі тріщини чи руйнуванню при розмасі напружень $\Delta\sigma$; N^* – число циклів, що відповідає очікуваній довговічності об'єкту дослідження; $\Delta\sigma_{\min}$, $\Delta\sigma_{\max}$ – границі інтегруван-

ня, які встановлюються відповідно до [11]; $p(\Delta\sigma)$ – щільність імовірності розподілу відповідно до закону Вейбулла.

Функція $p(\Delta\sigma)$ має наступний вигляд:

$$p(\Delta\sigma) = k (\Delta\sigma^{k-1} / a_{\sigma}^k) \exp(-(\Delta\sigma / a_{\sigma})^k), \quad (2)$$

де k – параметр форми розподілу; a_{σ} – параметр масштабу розподілу, МПа.

Усі розрахунки виконувались для двох основних розрахункових станів судна: «судно в повному вантажі» та «судно в баласті». При цьому, відповідно до [8], передбачалось, що судно знаходиться 75% часу експлуатації «в повному вантажі», а інші 25% – «в баласті».

В табл. 1, 2 та на рис. 8, 9 представлені наступні результати розрахунків: величин параметрів масштабу розподілу Вейбулла a_{σ}^1 , a_{σ}^2 для розрахункових станів «судно в повному вантажі» та «судно в баласті», відповідно; величини втомного пошкодження в розрахункових станах «судно в повному вантажі» та «судно в баласті» D_1 , D_2 , відповідно; величини сумарного втомного пошкодження вузлів D за розрахунковий термін експлуатації судна. Ці величини представлені в таблиці в залежності від залежності від відстані $x_{\text{нп}}$ конструктивних вузлів до носового перпендикуляра судна (НП). При виконанні розрахунків вплив корозії на втому матеріалу не враховувався.

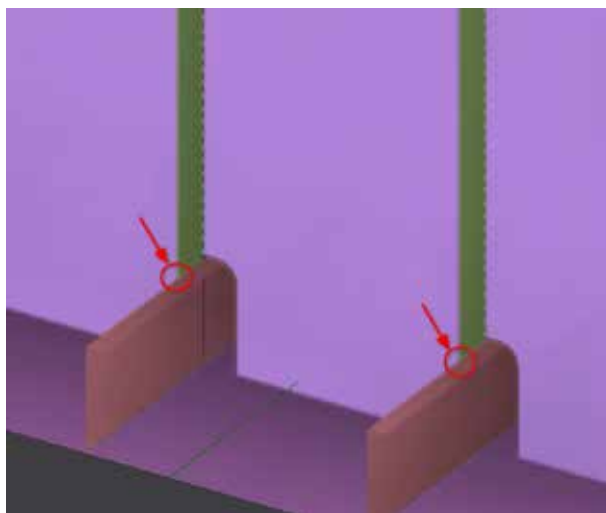


Рис. 6. Досліджуваний концентратор напружень у вузлі перетину позовдовжнього ребра жорсткості днища та флора

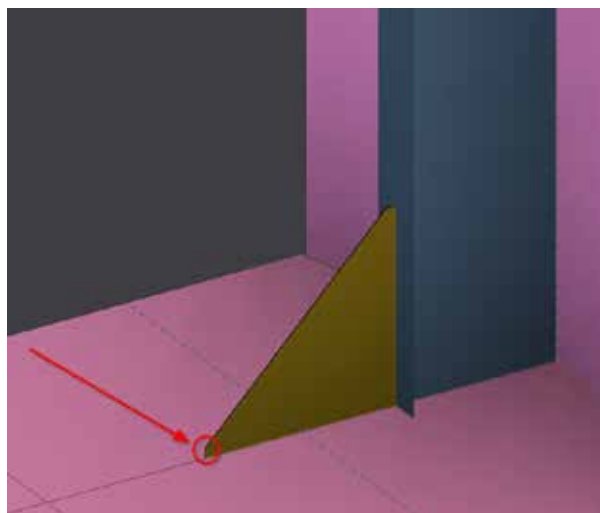


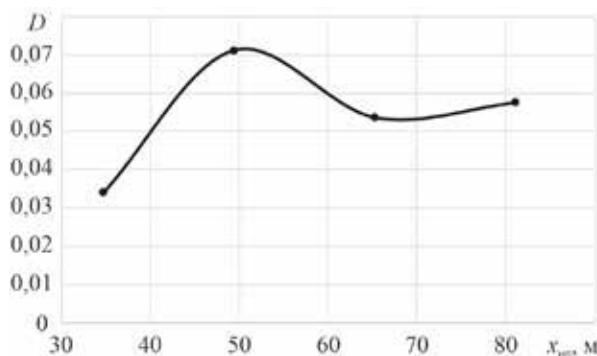
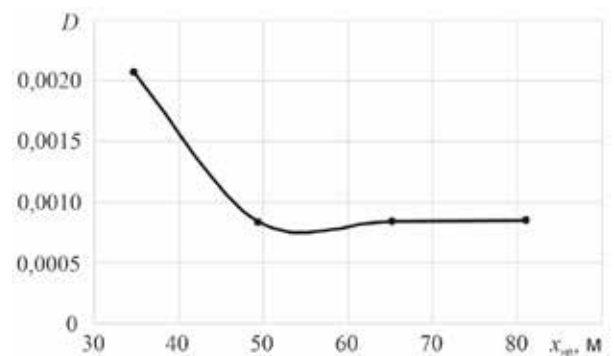
Рис. 7. Досліджуваний концентратор напружень у вузлі перетину конструкцій днища та шпангоуту

Таблиця 1. Втомне пошкодження та параметри навантаження конструктивних вузлів перетину повздовжнього ребра жорсткості днища та флора в залежності від відстані до носового перпендикуляра

Номер відсіку	$x_{\text{ин}}, \text{м}$	$\alpha_{\sigma}^1, \text{МПа}$	$\alpha_{\sigma}^2, \text{МПа}$	D_1	D_2	D
2	34,750	4,29	3,00	0,00122	0,00085	0,00207
3	49,382	4,89	3,77	0,00044	0,00039	0,00084
4	65,232	4,64	3,57	0,00044	0,00040	0,00084
5	81,083	4,70	3,55	0,00044	0,00040	0,00085

Таблиця 2. Втомне пошкодження та параметри навантаження конструктивних вузлів перетину шпангоуту із подвійним дном в залежності від відстані до носового перпендикуляра

Номер відсіку	$x_{\text{ин}}, \text{м}$	$\alpha_{\sigma}^1, \text{МПа}$	$\alpha_{\sigma}^2, \text{МПа}$	D_1	D_2	D
2	34,750	3,69	4,05	0,03300	0,00111	0,03411
3	49,382	3,28	3,68	0,06600	0,00510	0,07110
4	65,232	3,28	3,68	0,05000	0,00367	0,05367
5	81,083	3,28	3,69	0,05400	0,00349	0,05749

**Рис. 8.** Залежність втомного пошкодження D конструктивних вузлів перетину повздовжнього ребра жорсткості днища та флора від відстані до носового перпендикуляра $x_{\text{ин}}$ **Рис. 9.** Залежність втомного пошкодження D конструктивних вузлів перетину шпангоуту із подвійним дном від відстані до носового перпендикуляра $x_{\text{ин}}$

При виконанні розрахунків вплив ударних навантажень на величину показників втомної міцності не приймався у розрахунок для спрощення. Потрібно відзначити, що цей ефект може бути визначений відповідно до [12-15].

Обговорення отриманих результатів.

Як видно з рисунків 5-6, розраховані величини кумулятивного втомного пошкодження вузлів D були значно менше критичного рівня ($D = 1$). В цілому, можна вважати, що втомна міцність вузлів перетину повздовжнього ребра жорсткості днища та флору і шпангоуту із подвійним дном універсальних суховантажників типу, що розглядався в роботі (див. рис. 1, 2), забезпечена. Вплив ударних навантажень та обумовленої такими навантаженнями загальної вібрації корпусу судна на втомну міцність конструкцій є суттєвим, як зазначено у [12-14], для відносно довгих гнучких суден.

Вузол перетину повздовжнього ребра жорсткості днища та флору випробовує як навантаження місцевого характеру, так і від загального повздовжнього згину корпусу на хвилюванні. В середній частині судна діє найбільше значення розмаху вертикального хвильового згинального моменту в корпусі судна. Ця величина зменшується при наближенні до кінцевостей. В той же час хвильові навантаження від змінного тиску заборотної води та прискорення від хитамиці збільшуються при переході від середини судна до кінцевостей.

З рис. 8 можна та табл. 1 можна зробити висновок, що змінне навантаження від загального повздовжнього згину корпусу має більший вклад у втомне пошкодження вузла перетину повздовжнього ребра жорсткості днища та флору, ніж змінне навантаження від тиску заборотної води та вантажу. Тому,

величина D дещо зменшується для вузлів такого типу при наближенні до носової кінцевості судна.

Вузол перетину шпангоуту із подвійним дном випробовує лише навантаження місцевого характеру, інтенсивність яких зростає у кінцевостях. Цим обумовлюється зростання рівня втомного пошкодження вузла у носовій частині корпусу більш ніж у 2 рази в порівнянні з районом мідель-шпангоута, як видно з рис. 9 та табл. 2.

Отже, вперше досліджено залежність величини втомного пошкодження за розрахунковий термін експлуатації типових конструктивних вузлів від їх розташування за довжиною універсального суховантажного судна.

Висновки.

1. Виконано розрахунок параметрів довготермінового розподілу експлуатаційного навантаження на зварні конструктивні вузли

перетину повздовжнього ребра жорсткості днища та флору і шпангоуту із подвійним дном універсального суховантажного судна.

2. Визначено величини кумулятивного втомного пошкодження цих вузлів за термін експлуатації судна, розташованих у перерізах посередині відсіків 2-5 за довжиною судна. Встановлено, що втомне пошкодження конструктивних вузлів перетину повздовжнього ребра жорсткості днища та флору дещо знижується при наближенні до носового перпендикуляра судна. Величина втомного пошкодження вузла перетину шпангоута із подвійним дном того ж судна збільшувалась приблизно в 2 рази в районі носової кінцевості, в порівнянні із середньою частиною корпусу.

3. Наближено можна вважати, що втомна міцність цих типових конструктивних вузлів є забезпеченою для суден такого типу та довжини.

Список літератури

- [1] Korostylov L., Lytvynenko D., Sharun H., Davydov I. Improvement of construction of trawler's hull based on condition of fatigue strength providing, 2021, pp. 50–59. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239159>.
- [2] Blagojević B., Domazet Ž. Simplified procedures for fatigue assesement of ship structures. *10th International Congress of the International Maritime Association of the Mediterranean IMAM 2002 (Rethymnon, Crete, 13th–17th May 2002)*. Rethymnon, 2002.
- [3] Kozak J. Fatigue problems in ship structure. *Transactions on the Built Environment*, 1992, 42, pp. 541–550.
- [4] Ozguc O. Simplified fatigue analysis of structural details of an ageing LPG carrier. *Journal of Marine Engineering & Technology*, 2017, 17 (1), pp. 33–42. DOI: <https://doi.org/10.1080/20464177.2017.1282075>
- [5] Ozguc O. Oil Tanker Simplified Fatigue Assessment with Inspection and Repair Approach and Parameters. *Transactions on Maritime Science*. Split, Croatia, 2021, 10(1), pp. 42–55. DOI: <https://doi.org/10.7225/toms.v10.n01.003>.
- [6] Ozguc Ozgur. Evaluation of different trading routes on fatigue damage for a 216k m3 LNG carrier. *Journal of Marine Science and Technology*, 2017, Vol. 25: Iss. 4, Article 11. DOI: 10.6119/JMST-017-0406-1
- [7] Норми міцності морських суден. Регістр ЦСР, 1991.
- [8] IACS. Fatigue assessment of ship structures (Recommendation No. 56), July, 1999.
- [9] DNV GL. Fatigue assessment of ship structures: DNVGL-CG-0129, October, 2015.
- [10] Hobbacher A. (Ed.). Recommendations for fatigue design of welded joints and components (IIW document IIW-2259-15 ex XIII-2460-13/XV-1440-13). Springer International Publishing, 2016.
- [11] Литвиненко Д. Ю. Методики розв'язку задач втомної міцності суднокорпусних вузлів при нерегулярному навантаженні на базі експериментально-теоретичного методу. *Вісник Одеського національного морського університету*, 4 (53), 2017, С. 110–125.
- [12] Fricke W., Paetzold, H. *Effect of Whipping Stresses on the Fatigue Damage of Ship Structures*. IIW-Doc. XIII-2487-13, Int. Inst. of Welding, 2013.

[13] Fricke W., Paetzold H. *Experimental Investigations on Fatigue Damage of Ship Structures caused by Whipping Stresses*, Proc. of 12th Int. Symp. on Practical Design of Ships and Other Floating Structures (PRADS 2013, Eds. C.-S. Lee and S.-H. Van). Seoul: Korean Society of Naval Architects, 2013.

[14] Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю. Аналіз впливу високочастотних зовнішніх навантажень на втомну міцність суднокорпусних вузлів. Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд: матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю (Миколаїв, 23–24 травня 2019 р.). Миколаїв: НУК, 2019. С. 125–129.

© Литвиненко Д. Ю., Щедролосєв О. В., Соценко В. В., Скирда С. П.

Дата надходження статті до редакції: 25.09.2024

Дата затвердження статті до друку: 16.10.2024