

10.31653/smf45.2022. 116-122

Коваленко І.В., Богач В.М., Мельник О.А., Лебедєв Б.В.

Національний університет «Одеська морська академія»

## **ВПЛИВ НАВАНТАЖЕННЯ НА НАДІЙНІСТЬ СУДНОВИХ МЕХАНІЗМІВ І АГРЕГАТИВ**

**Постановка проблеми в загальному вигляді.** Особливості будови суднових матеріалів і явно виражена хімічна, структурна та механічна їх неоднорідність повинні враховуватися при виборі матеріалів конструкції і технології її виготовлення. Особливого значення має визначення рівня напруженості конструкції.

При виготовленні комбінованих конструкцій з різнорідних матеріалів може використовуватися більшість методів їх з'єднання (наприклад зварюванням). Пошук найбільш раціонального методу визначення напруженості конструкції виконується за умов отримання зварної конструкції високої якості. Особливе місце займають методики, які можуть визначити рівень напруженості конструкції із застосуванням руйнування, або без руйнування загального суднового вузла. При цьому необхідно враховувати мінімізацію витрат та оптимізацію типу з'єднання, клас легування марок зварювальних сталей та сумарну собівартість виготовлення конструкції.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** З практики працездатності вузлів суднових металоконструкцій відомо, що розподіл зусилля (напружень), а також розподіл міцності всієї конструкції підпорядковуються нормальному закону розподілу з відповідними імовірностями [1,2].

Також широко відомо що методики визначення рівня напружень, які проводяться відповідно до мети і завдань роботи, сформульованими в результаті вивчення стану питання і проведених попередніх експериментальних досліджень [3,4]. Кілька методик досліджень із загальною метою роботи складають методичний підхід до визначення рівня напруження суднової конструкції на базі запропонованої моделі утворення з'єднання [5,6].

**Постановка завдання.** Мета дослідження – визначення критичного напруження, при якому запас міцності виявляється найменшим та рівня напруженого стану конструкції після якого починається її руйнування.

**Викладення матеріалу дослідження.** При розробці теми дослідження можна вважати, що розподіл зусилля підпорядковується нормальному закону із щільністю імовірності  $f(x)$ , математичним очі-

куванням  $m_1$  зусилля (напруження) та середнім квадратичним відхиленням  $\sigma_2$ . Розподіл міцності підпорядковується нормальному закону із щільністю ймовірності  $f_2(x)$ , математичним очікуванням міцності  $m_2$  та середнім квадратичним відхиленням  $\sigma_2$ . Графічно розподіл щільностей ймовірностей показані на рис.1.

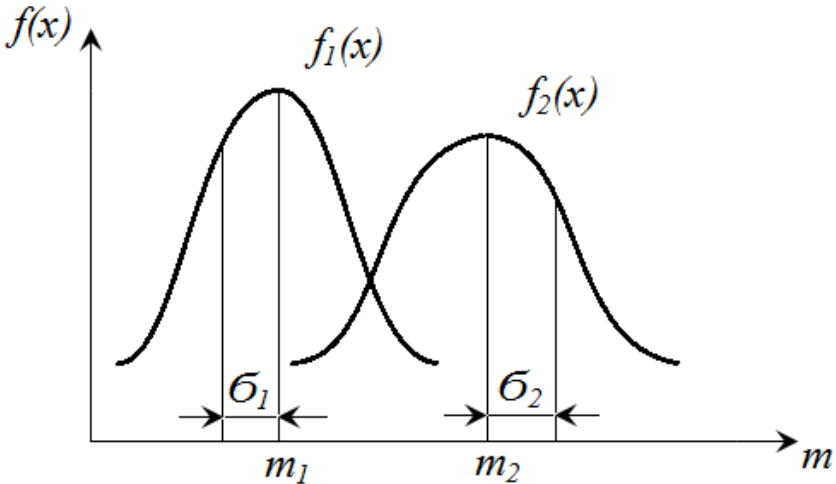


Рис.1. Розподіл щільностей й ймовірностей напружень та зусиль у вузлі.

Функція надійності такої системи визначається виразом виду:

$$P = \Phi \left( \frac{m_1 - m_2}{\sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_2^2}} \right)$$

де  $\Phi(z)$  нормована нормальна функція розподілу.

Практично функція надійності у проектних розрахунках визначається з величини запасу міцності, тобто  $P = \Phi(n)$ , де  $n$  - коефіцієнт запасу міцності.

Розрахунок надійності вузлів проводиться для критичних перерізів, де запас міцності мінімальний, а потім надійність вузла знаходиться як добуток надійності критичних перерізів, тобто як послідовна схема з'єднань. З практики відомо, що при коефіцієнті запасу міцності  $n \geq 1,4$  надійність вузла близька до одиниці:  $P = \Phi(1,4) \approx 1,0$ .

Призначення нормативного коефіцієнта  $K_{норм}$  запасу міцності є дуже складним завданням, вирішення якого в даний час є можливим лише в окремих випадках навантаження.

Допустимо що вибірка з дослідних зразків деталей судна спостерігалася в експлуатації досить тривалий час  $T$ , який визначається як функція точності та достовірності результатів експерименту. При цьому вдалося встановити:  $M(R_{min})_n$  - значення нижньої межі довірчого інтервалу мінімального параметра міцності,  $M(\sigma_{max})_e$  - значення верхньої межі довірчого інтервалу максимального навантаження.

За ці значення можна прийняти, наприклад, межу міцності або межу плинності матеріалу, що обираються з нормативних документів при побудові судна або з використанням рис.2. Тоді нормативний коефіцієнт  $K_{норм}$  запасу наближено розраховується за формулою:

$$K_{норм} \cong \frac{M(R_{min})_n}{M(\sigma_{max})_B}$$

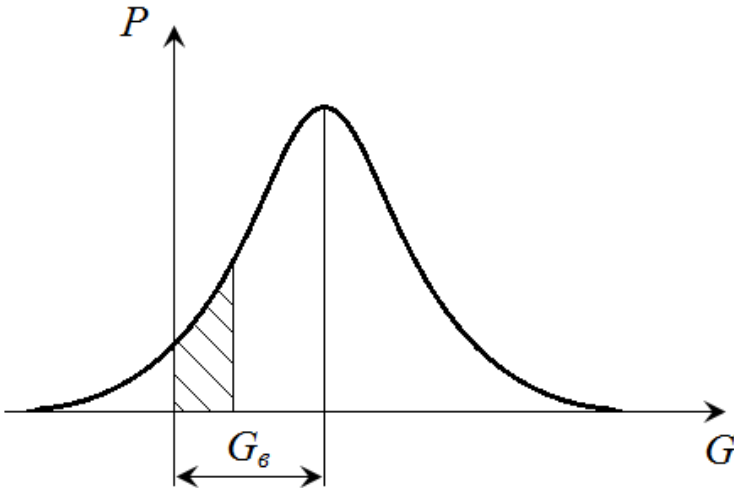


Рис.2. Функція розподілу механічних показників суднових матеріалів.

Якщо умови навантаження та внутрішнього стану конструкції дозволяють прийняти вихідні гіпотези, то рішення вдається привести до вигляду, зручнішого для практичного використання:

$$K_{\text{норм}} = \frac{1}{1 - \mu^2 v_R^2} \left[ 1 + \sqrt{1 - (1 - \mu^2 v_R^2)(\mu^2 v_\sigma^2)} \right]$$

де  $v_R^2, v_\sigma^2$  - коефіцієнти варіації параметра міцності та навантаження, відповідно;  $\mu$  - коефіцієнт Гауса [7].

В окремому випадку такого навантаження, коли  $\sigma = \langle \sigma \rangle$  - детермінована величина:

$$K_{\text{норм}} = \frac{1}{1 - \mu v_R}.$$

Тому імовірність  $Q$  відмови дорівнюватиме імовірності події протилежної, тобто:

$$Q = P(-\infty \leq \psi \leq 0) = \int_{-\infty}^0 \varphi(\psi) d\psi$$

або з урахуванням першої гіпотези (про нормальний розподіл):

$$\left\{ \begin{array}{l} Q = \frac{1}{2} \left[ 1 - \Phi \left( \frac{\langle \psi \rangle}{S_\psi} \right) \right] \\ P = \frac{1}{2} \left[ 1 - \Phi \left( \frac{\langle \psi \rangle}{S_\psi} \right) \right] \end{array} \right\}$$

Відповідно до іншої вихідної гіпотези та теорії імовірностей знаходяться параметри розподілу:

$$\left\{ \begin{array}{l} \langle \psi \rangle = \langle R \rangle - \langle \sigma \rangle \\ S_\psi = \sqrt{S_R^2 + S_\sigma^2} \end{array} \right\}$$

де  $\langle R \rangle, \langle \sigma \rangle$  - середні значення параметрів міцності та навантаження;  $S_R^2, S_\sigma^2$  - дисперсії параметрів міцності та навантаження.

Величина  $\frac{\langle \psi \rangle}{S_\psi} = \mu$  називається характеристикою безпеки чи Гаусівським рівнем надійності. Це поняття виявляється дуже зручним

при користуванні таблицею значень функції Лапласа  $\varphi_2$ . Так верогідність  $P = \varphi_2(\mu)$  знаходиться у разі безпосередньо по таблиці [8].

На першій стадії втомлестного руйнування збільшення розмірів макронесуцільності у вершині концентратора зі збільшенням числа циклів навантаження буде визначатися координатами точок, в яких послідовно виконується критерій руйнування і характеризуватись швидкістю. Зі зростанням макронесуцільності в її вершині формуватиметься, характерне для макротріщини та визначальне її швидкість зростання. Експериментальне дослідження зародження тріщини в концентраторі напруження в умовах малоциклової втоми виконано на прямокутних зразках зі сталі *Ст3*, що мають у вершині надрізу кругові отвори з проточкою [9].

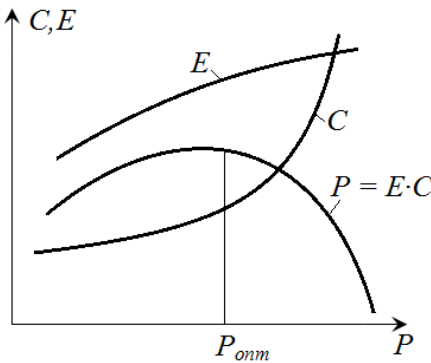


Рис.3. Система обґрунтування показників надійності

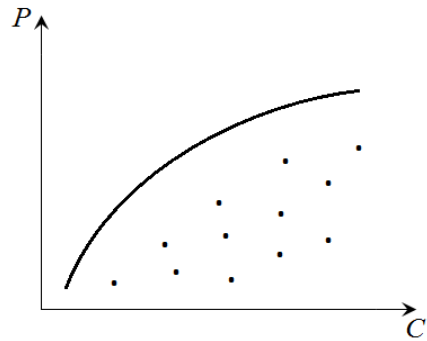


Рис.4. Графік вибору найбільш надійного суднового вузла

Поряд з імовірнісним та якісним аналізом оцінювалась і надійність аналогів та конструктивних виконань виробу. Якщо вона невідповідає регламентованим вимогам, то встановлюють причини недостатньої надійності та розглядають можливі заходи щодо її підвищення [10]. Для цього визначають досягнутий рівень надійності  $P$ , а також витрати  $C$  та корисний ефект  $E$  у вартісному вираженні. Найкращим є таке рішення  $P_{ont}$ , яке відповідає максимальному значенню різниці між  $E$  і  $C$  (рис.3), тобто  $P_{ont} \rightarrow \max(E - C)$ . Або коли величина досягає гранично допустимого значення [11].

Коли є велика кількість варіантів виробу, то кожен варіант виробу зображується на графіку (рис. 4) у вигляді точок з координатами  $P$

і С. Лінія, що огинає множини зліва і зверху, проходить через кращі варіанти, що відповідають кращій надійності. Інші варіанти свідомо гірші та їх розгляд недоцільний.

**Висновки і перспективи подальших досліджень.** Наведена методика напружень суднових конструкцій за рахунок оцінки рівня критичних перерізів, визначає мінімальний запас міцності обладнання

Запропоновані підходи з вивчення напружень, містять експериментальні спостереження та теоретичні закономірності що дозволять визначити надійність суднових вузлів.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Фока А.А. Судовой механик. Т. 1. / А.А. Фока – Одесса: Феникс, 2010. – 103 с.
2. Панасюк В.В. Застосування методів механіки руйнування матеріалів для поцінування міцності зварних з'єднань / В.В. Панасюк // Автоматическая сварка. – 2008. - №11. – С.151-156 с.
3. Махненко В.И. Ресурс безопасной эксплуатации сварных соединений и узлов современных конструкций / В.И. Махненко. – Киев: Наукова думка, 2006. – 618с.
4. Chigarev V.V. Flux-cored strips for surfacing / V.V. Chigarev, A.G. Belik // Welding International . - 2012 . – V. 26.- P. 975-979.
5. Фока А.А. Судовой механик. Т. 1. / А.А. Фока – Одесса: Феникс, 2010. –1030 с.
6. Kovalenko I. Operation reliability evolution of the ship power pipelines with application of mathematical modeling and ultrasonic testing methods / I. Kovalenko, V. Spiridonov // The scientific heritage. - 2016. - №6 – С. 88-91.
7. Chigarev V.V. Optimization of the fractional composition and performance melting powder tapes with exothermic mixture in the filler / V.V.Chigarev, A.G. Belik, D.A. Zarechenskii // Welding International. - 2016. - V.30.- No.7. – P. 557-559.

8. Чигарев В.В. Способ увеличения срока службы механического оборудования / В. В. Чигарев, И. В. Коваленко И.В // Вестник ПГТУ. – 2010. - № 20. – С. 231-236.

9. Чигарев В.В. Исследование эксплуатационных свойств биметаллических сварных соединений / В. В. Чигарев, И. В. Коваленко И.В // Вестник ПГТУ. – 2011. - № 22. – С. 161-165

10. Чигарев В.В. Усовершенствование методики испытания сварных соединений из биметалла при одностороннем изгибе / В. В. Чигарев, И. В. Коваленко И.В // Захист металургійних машин від поломок.– 2010. -№ 14. – С. 99-102

11. Готальский Ю.Н. Сварные соединения разнородных сталей / Ю. Н. Готальский. – М.: Техника , 1981. – 185 с.