

УДК 629.5.015.4:539.431

Д.Ю. Литвиненко

**МЕТОДИКИ РОЗВ'ЯЗКУ ЗАДАЧ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ
СУДНОКОРПУСНИХ ВУЗЛІВ ПРИ НЕРЕГУЛЯРНОМУ НАВАНТАЖЕННІ
НА БАЗІ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧНОГО МЕТОДУ**

Розроблені методики розв'язку наступних задач: оцінки втомної міцності суднокорпусного вузла; визначення допустимого коефіцієнта концентрації напружень за умови забезпечення втомної міцності суднокорпусного вузла; визначення допустимого параметру зовнішнього навантаження на вузол. Для випадку навантаження регулярного характеру розв'язок перелічених задач оснований на базовому варіанті експериментально-теоретичного методу розрахунку втомної міцності, а для стохастичного – на удосконаленому варіанті методу.

Ключові слова: корпус судна, практичні методики, зварний вузол, втомна міцність, коефіцієнт концентрації напружень, допустиме навантаження.

Разработаны методики решения следующих задач: оценки усталостной прочности суднокорпусного узла, определения допустимого коэффициента концентрации напряжений из условия обеспечения усталостной прочности суднокорпусного узла, определения допустимого параметра внешней нагрузки на узел. Для случая нагружения регулярного характера решение перечисленных задач основано на базовом варианте экспериментально-теоретического метода расчета усталостной прочности, для стохастического – на усовершенствованном варианте метода.

Ключевые слова: корпус судна, практические методики, сварной узел, усталостная прочность, коэффициент концентрации напряжений, допустимое нагружение.

The methodology of the fatigue strength assessment has been developed. Methodologies of solving the problems of the determination of the allowable stress concentration factors and allowable external load on the basis of fatigue strength provision condition have been developed. The basic version of the experimental and theoretic method is assumed to be used for the case of regular loading condition. Improved version of the experimental and theoretic method is assumed to be used for the case of stochastic loading condition.

Keywords: ship hull, practical methodologies, welded assembly, fatigue strength, stress concentration factor, allowable load.

© Литвиненко Д.Ю., 2017

Вступ. Корпус судна традиційно проектується з урахуванням максимальних навантажень в умовах експлуатації. Зростання важливості забезпечення втомної міцності суднокорпусних конструкцій останнім часом обумовлено такими факторами: зменшення товщин конструкцій через застосування програмних комплексів скінченно-елементного аналізу, поширення використання сталей підвищеної міцності, зростання відношення потужності енергетичної установки до маси суден.

Як зазначалось у роботі [1], на практиці необхідно розв'язувати наступні задачі втомної міцності суднокорпусних вузлів:

- задача визначення втомної міцності;
- задача визначення допустимого коефіцієнта концентрації напружень для суднокорпусного вузла з умови забезпечення заданого рівня його втомної міцності;
- задача визначення допустимого параметру зовнішнього навантаження на суднокорпусний вузол з умови забезпечення заданого рівня його втомної міцності.

У роботі [2] зазначено, що для розв'язку перелічених задач доцільно використовувати експериментально-теоретичний метод розрахунку втомної міцності суднокорпусних конструкцій, основні положення якого представлені в публікаціях [2-6]. У вказаних роботах описано базовий варіант методу, призначений для опису зародження втомної тріщини у суднокорпусних вузлах, які зазнають дії навантаження регулярного характеру. Для випадків дії на вузли нерегулярного навантаження слід застосовувати удосконалений варіант методу, описаний в роботі [7]. Цей варіант слід застосовувати у поєднанні з гіпотезою лінійного підсумовування втомних пошкоджень Пальмгрена-Майнера. Вказана гіпотеза у випадку представлення навантаження на вузол у ступінчастому форматі має наступний вигляд:

$$D = \sum_{j=1}^q \frac{n_j}{N_j}, \quad (1)$$

де D – величина міри втомного пошкодження;

q – кількість ступенів (рівнів) навантаження;

n_j – напрацьоване число циклів зовнішнього навантаження на його j -ій ступені;

N_j – число циклів до зародження втомної тріщини при дії на досліджуваний вузол навантаження, що відповідає j -ій ступені. Досягнення величини D критичного рівня $D_{кр}$ відповідає появі втомної тріщини у вузлі. Умовою забезпечення достатньої втомної міцності є $D \leq D_{кр}$. Величину $D_{кр}$ зазвичай приймають на рівні одиниці.

У випадку, коли закон довготермінового розподілу зовнішнього навантаження на вузол задають неперервним, розрахунок величини D згідно до лінійної гіпотези підсумовування втомних пошкоджень виконується за формулою

$$D = N^* \int_{(\Delta\sigma_n)_{\min}}^{(\Delta\sigma_n)_{\max}} \frac{p(\Delta\sigma_n)}{N(\Delta\sigma_n)} d(\Delta\sigma_n), \quad (2)$$

де $\Delta\sigma_n$ – розмах циклу номінальних напружень, Па;

$p(\Delta\sigma_n)$ – щільність імовірності розподілу величини $\Delta\sigma_n$;

$N(\Delta\sigma_n)$ – залежність числа циклів до (або до появи тріщини втоми) від величини $\Delta\sigma_n$;

$(\Delta\sigma_n)_{\min}$, $(\Delta\sigma_n)_{\max}$ – мінімальний та максимальний розмахи номінальних напружень в діапазоні навантаження досліджуваного об'єкту, Па;

N^* – число циклів навантаження за строк експлуатації.

Схеми розв'язку перелічених раніше задач втомної міцності для випадку навантаження регулярного характеру разом із прикладами їх застосування представлені в роботах [8-11].

Приклади розв'язку задачі розрахунку втомної міцності суднокорпусних вузлів при дії на них навантаження стохастичного характеру представлені, зокрема, в роботі [12]. Для розрахунку втомного пошкодження були використані методи напруження в «гарячій» точці, ефективного коефіцієнта концентрації напружень та деформаційний, які описані в публікації [2].

У роботі [13] виконувалось проектування, з умови забезпечення втомної міцності, ковзаючого з'єднання стінок надбудови корпусу судна, яке зазнає дії стохастичного хвильового навантаження. Проектування виконувалось шляхом дослідження втомної міцності п'яти конструктивних варіантів розгляданого вузла.

В роботі [14] представлені результати розрахунків втомного пошкодження зварних вузлів корпусу балкера відповідно до рекомендацій різних класифікаційних товариств. Усі розрахунки у зазначених роботах виконувались з використанням гіпотези лінійного підсумовування втомних пошкоджень. Експериментально-теоретичний метод для розв'язку задач втомної міцності суднокорпусних вузлів при дії на останні навантаження стохастичного характеру не застосовувався. Необхідно розробити відповідні методики, при цьому потрібно вибрати найбільш прийнятний для інженерних розрахунків спосіб визначення параметрів стохастичного зовнішнього навантаження, а також вибрати спосіб визначення коефіцієнтів концентрації напружень для зварних вузлів.

Мета роботи. Розробка методик розв'язку задач втомної міцності суднокорпусних вузлів з використанням удосконаленого експериментально-теоретичного методу та гіпотези лінійного підсумовування втомних пошкоджень для випадку навантаження стохастичного характеру.

Викладення основного матеріалу. Процес розв'язку будь-якої задачі втомної міцності з використанням базового або удосконаленого для розрахунків при дії нерегулярного навантаження варіантів експериментально-теоретичного методу включає *етап підготовки вихідних даних*. Даний етап передбачає розрахунок теоретичних коефіцієнтів концентрації напружень K_t та K_{t0} , відповідно, для досліджуваного вузла та його моделі, що випробовувалась на втому, а також визначення параметрів зовнішнього навантаження на вузол (якщо потрібно) та точки «прив'язки» до експериментальних даних.

Визначення теоретичних коефіцієнтів концентрації напружень для досліджуваного вузла та його моделі. Теоретичні коефіцієнти концентрації напружень K_t та K_{t0} для суднокорпусних вузлів можна визначати за допомогою систем комп'ютерного інженерного аналізу, розроблюючи «повну» комп'ютерну модель вузлів. Вона представляє детальну 2 або 3-вимірну модель, яка є максимально подібною до реального виробу, з урахуванням моделювання форми зварного шва в місці переходу від основного металу до металу шва. Менш трудомістким є використання спрощеного способу, викладеного в роботі [15]. Цей спосіб передбачає визначення величини K_t для суднокорпусного вузла добутком

$$K_t = K_g \cdot K_w, \quad (3)$$

де K_w – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень, обумовлений наявністю зварного шва;

K_g – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень, обумовлений загальною геометрією вузла.

Величину K_g передбачається розраховувати за довідковими даними або з використанням програмних комплексів інженерного аналізу та спрощеної комп'ютерної моделі виробу із грубою сіткою скінчених елементів. Значення K_w передбачається визначати розрахунком коефіцієнта концентрації напружень для стикового зварного шва, в залежності від величин радіусу r та кута нахилу профілю шва θ в місці переходу від основного металу до металу шва. Дані величини є стохастичними і призначаються на базі даних роботи [16] для заданої імовірності руйнування вузла P_f або рівня забезпеченості. Величина r , при цьому, повинна призначатись не меншою ніж радіус структурного елемента, тобто радіус такого мінімального об'єму металу сферичної форми, у якому ще може розвиватися механізм втомного руйнування. Формулу для розрахунку цього радіусу в залежності від границі міцності матеріалу σ_v можна знайти в роботі [17].

Визначення точки «прив'язки» до результатів втомних випробувань типового осередку концентрації напружень. «Прив'язка» до результатів втомних випробувань моделі досліджуваного вузла є однією з головних особливостей експериментально-теоретичного методу. Це дозволяє прийняти в розрахунок втомної міцності ряд факторів, які складно

або неможливо врахувати розрахунковим способом. Координати точки «прив'язки» $\Delta\sigma_{н0}$ (Па), N_0 , отримують за результатами статистичної обробки експериментальних даних серії втомних випробувань. Експериментальні дані отримують за умови пластичного деформування в осередку концентрації при максимальних значеннях номінальних напружень, що не перевищують границю плинності матеріалу моделі. Абсцису N_0 рекомендується приймати приблизно на рівні 10^4 .

Визначення параметрів інтенсивності зовнішнього навантаження. В деяких випадках навантаження на вузли корпусу судна можна наближено представити як регулярне. Для розрахунку суднокорпусного вузла на втому експериментально-теоретичним методом в даному випадку інтенсивність зовнішнього навантаження характеризується величиною розмаху номінальних напружень на границях вузла $\Delta\sigma_n$, МПа. Для визначення останньої слід застосовувати методи «класичної» будівельної механіки корабля, наприклад, користуючись роботою [18], або використати програмні комплекси скінченно-елементного аналізу.

Для конструктивних вузлів корпусу судна є характерним головним чином стохастичне навантаження, яке має хвильове, вібраційне та інерційне походження. Крім того у вузлах корпусу судна виникають квазістатичні напруження, обумовлені операціями навантаження-розвантаження.

Лінійний закон розподілу розмахів номінальних напружень використовується в суднобудуванні для розрахунку втомної міцності суденгазовозів [19]. Також такий спектр навантаження може застосовуватись для розрахунку втомної міцності конструкцій суден, що експлуатуються в Північній Атлантиці. Стохастичне навантаження, розподілене за лінійним законом, представляють у вигляді восьми ординат розмахів номінальних напружень P_j та відповідних їм чисел циклів n_j , які визначаються наступними залежностями:

$$\begin{cases} P_j = \frac{17-2j}{16} P_0; \\ n_j = k_{\text{нав}} 10^j; j = 1, 2, \dots, 8, \end{cases} \quad (4)$$

де P_0 – розмах номінальних напружень із забезпеченістю 10^{-8} , Па;

$k_{\text{нав}}$ – коефіцієнт для визначення кількості циклів на кожному рівні навантаження $k_{\text{нав}}$ ($k_{\text{нав}} = 0,9$ відповідно до Правил [19])

Для опису довготермінового розподілу розмахів номінальних напружень, що діють на границях конструктивних вузлів, у випадку суден інших типів та районів експлуатації застосовують закон Вейбулла, щільність розподілу відповідно до якого виражається наступною формулою:

$$p(\Delta\sigma_n) = k_{\text{вейб}} \left(\Delta\sigma_n^{k_{\text{вейб}}-1} / a_{\sigma}^{k_{\text{вейб}}} \right) \exp\left(-(\Delta\sigma_n / a_{\sigma})^{k_{\text{вейб}}}\right), \quad (5)$$

де $k_{\text{вейб}}$, a_{σ} – параметр форми та масштабу розподілу.

Одним з перших широко використовуваних на теренах СНД методів визначення довготермінового розподілу зовнішнього навантаження на вузол є прямий метод (за схемою Козлякова-Плеханова), який є описаним в роботі [20]. Подібний спосіб розрахунку параметрів довготермінового розподілу зовнішнього навантаження на конструкції верхньої палуби трампового судна застосовувався в [21]. Результати розрахунків, наведені в цій роботі, базувались на статистичній обробці даних натурних замірів комбінацій курсових кутів ходу судна та швидкості в залежності від інтенсивності хвилювання, що виконувались протягом певного часу. Також замірявся час перебування в кожній ділянці світового океану.

Маршрут, за яким буде експлуатуватись судно, що проектується, часто є невизначеним однозначно. Через дану причину для розрахунку параметрів довготермінового розподілу навантажень на вузол доцільно користуватись спрощеним підходом. Даний підхід в загальній формі є описаним в роботі [21] та рекомендаціях [22]. Він передбачає, що параметр масштабу розподілу за законом Вейбулла розмахів номінальних напружень, що діють на суднокорпусний вузол, для i -го розрахункового стану судна може бути визначеним наступним чином:

$$(a_{\sigma})_i = \frac{((\Delta\sigma_n)_{\times})_i}{(\ln N_{\times})^{1/k_{вейб}}}, \quad (6)$$

де $((\Delta\sigma_n)_{\times})_i$ (Па) – величина розмаху характерних експлуатаційних номінальних напружень, що діють на границі суднокорпусного вузла в i -му розрахунковому стані судна при імовірності їх появи $1/N_{\times}$. Величина $((\Delta\sigma_n)_{\times})_i$ є зведеним розмахом напружень, що враховує одночасну дію місцевих навантажень та навантажень від загального повздовжнього згину корпусу судна у вертикальній та горизонтальній площинах. Вона може бути розрахована згідно до відповідних рекомендацій Правил класифікаційних товариств, наприклад, користуючись [23]. Типові значення $1/N_{\times}$ знаходяться в межах від 10^{-3} до 10^{-5} , та є різними для різних класифікаційних товариств.

Параметр форми, відповідно до рекомендацій [22], визначається формулою

$$k_{вейб} = 1,1 - 0,35 \frac{L - 100}{300}, \quad (7)$$

де L – довжина судна, м.

Спрощений підхід був застосований для визначення параметрів довготермінового розподілу зовнішнього навантаження за законом Вейбулла при розрахунку втомної міцності вузлів корпусу судна-балкера в роботі [14]. Причому, визначення величини втомного пошкодження D вузлів здійснювалось за допомогою декількох Правил класифікаційних товариств, а результати порівнювались між собою.

Враховуючи відносну простоту спрощеного підходу до розрахунку параметрів довготермінового розподілу зовнішнього навантаження на суднокорпусні вузли за законом Вейбулла та вказані раніше невизначеності, даний підхід може розглядатись як рекомендований для використання при розрахунку втомної міцності суднокорпусних вузлів експериментально-теоретичним методом.

Крім описаного спрощеного підходу, можуть бути застосовані інші розрахункові підходи, короткий опис яких представлено в роботі [24]. Їх використання, як правило, потребує більшого об'єму обчислень.

Методика розв'язку задачі визначення втомної міцності суднокорпусного вузла. У випадку даної задачі передбачається, що заданими є геометрія досліджуваного вузла та механічні характеристики матеріалу, з якого він виготовлений, а також використовуваний спосіб зварювання. Аналогічні дані повинні бути заданими для моделі вузла, для котрої була виконана серія втомних випробувань. Результати останніх є заданими також. При дії на суднокорпусний вузол навантаження стохастичного характеру слід також визначити коефіцієнт нижньої границі пошкоджуючих напружень ζ (відповідно до публікації [7], можна прийняти, що $\zeta = 0,55$).

Схема розв'язку задачі визначення втомної міцності суднокорпусного вузла при навантаженні регулярного характеру є описаною в роботах [8-10]. У випадку дії на вузол стохастичного навантаження, розподіленого за лінійним законом або законом Вейбулла, його втомна міцність характеризується величиною втомного пошкодження D , яка розраховується за формулами (1) або (2), відповідно. Причому, значення N_j у (1) або функцію $N(\Delta\sigma_n)$ у (2) слід визначити, використовуючи удосконалений варіант експериментально-теоретичного методу для розрахунків при нерегулярному навантаженні.

Щільність імовірності розподілу величини $\Delta\sigma_n$ у (2) виражається за допомогою формули (5), де параметри масштабу та форми розподілу можуть бути визначені спрощеним підходом або з використанням інших. При розрахунку втомного пошкодження вузла за весь період експлуатації слід враховувати усі розрахункові стани судна. В такому випадку сумарне втомне пошкодження буде визначатись наступним чином:

$$D_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^{N_{\text{ст}}} D_i, \quad (8)$$

де D_i – величина втомного пошкодження, накопичена в i -му розрахунковому стані судна;

$N_{\text{ст}}$ – число розрахункових станів, що приймається у розрахунок (мінімально необхідно розглядати два розрахункових стани: судно з повним вантажем та в баластному переході). При розрахунку величин D_i необхідно враховувати долю строку служби судна в i -тих умовах наван-

таження α_i . Типові значення даного коефіцієнта представлені у рекомендаціях [22].

Верхню границю інтегрування при визначенні D_i для i -го розрахункового стану судна з використанням формули (2) слід визначати як розмах номінальних напружень, імовірність появи якого за розрахунковий термін служби є $1/N^*$. Нижній границі відповідає величина $\bar{\sigma}_n'(8) \cdot \Delta\sigma_{н0}$, яка є ординатою крайньої правої точки модифікованої кривої втоми при $N = 10^8$ для розрахунків при нерегулярному навантаженні. Границі інтегрування також можуть бути заданими в умовах задачі.

При визначенні величини D_i з використанням лінійного закону для опису зовнішнього навантаження, величини n_j у (1) визначаються відповідно до (4), а величини N_j – з використанням модифікованої кривої втоми в залежності від розрахованих P_j . Причому, формулу (1) можна дещо конкретизувати наступним чином:

$$D = \sum_{j=1}^8 \frac{n_j}{N_j} + \frac{10^3}{N_{нр}}, \quad (9)$$

де $N_{нр}$ – число циклів до появи тріщини, яке є функцією від розмаху напружень, обумовленого операціями навантаження-розвантаження судна $(\Delta\sigma_n)_{нр}$ (квазістатичне навантаження).

Коефіцієнт асиметрії циклу номінальних напружень r_{mn} при розрахунку величини втомного пошкодження відповідно до формул (2) та (8) можна приймати на рівні 0,5 (віднульовий цикл). Взагалі, даний коефіцієнт при помірному рівні інтенсивності стохастичного зовнішнього навантаження, розподіленого за законом Вейбулла, не має суттєвого впливу на результат розрахунку втомної міцності. У випадку застосування лінійного закону (4) для опису довготермінового розподілу розмахів номінальних напружень при розрахунку втомної міцності суднокорпусних вузлів, коефіцієнт r_{mn} , відповідно до Правил [19], слід приймати на рівні 0 (симетричний цикл).

Втомна міцність суднокорпусного вузла вважається забезпеченою при умові, що $D \leq D_{крит}$ ($D_{крит}$ зазвичай приймають рівним одиниці). На базі визначеної величини втомного пошкодження D може бути розрахований очікуваний час до втомного руйнування.

Методика розв'язку задачі визначення допустимого коефіцієнта концентрації напружень для суднокорпусного вузла за умови забезпечення заданого рівня його втомної міцності. Вихідні дані даної задачі є аналогічні до задачі визначення втомної міцності, проте, втомна міцність вузла є заданою. Для випадку дії на вузол навантаження стохастичного характеру задається величина міри втомного пошкодження D_3 при заданих параметрах навантаження $k_{вейб}$ та a_σ або $k_{нав}$, P_0 та $(\Delta\sigma_n)_{нр}$. Шуканою є величина допустимого, з умови забезпечення заданого рівня втомної

міцності, коефіцієнта концентрації напружень для досліджуваного вузла $[K_t]_{\text{втом}}$.

Схема розв'язку цієї задачі для випадку навантаження регулярного характеру є представленою в публікації [11]. При дії на вузол стохастичного навантаження розв'язок задачі, як вказується у роботі [1], визначається з наступного нелінійного рівняння:

$$D([K_t]_{\text{втом}}) = D_3, \quad (10)$$

де значення функції $D([K_t]_{\text{втом}})$ можуть розраховуватись відповідно до (1) або (9) при використанні лінійного закону (4) для опису довготермінового розподілу розмахів номінальних напружень на границях вузла. Також значення функції $D([K_t]_{\text{втом}})$ можуть бути розрахованими за формулою (2) при використанні закону Вейбулла, щільність імовірності розподілу розмахів номінальних напружень, відповідно якому, має вигляд (5).

Задана величина D_3 може включати накопичене втомне пошкодження у конструктивному вузлі за час перебування судна в одному або декількох розрахункових станах. В останньому випадку параметри довготермінового розподілу розмахів номінальних напружень за законом Вейбулла слід зводити до узагальнених, що включають декілька розрахункових станів судна. Границі інтегрування при розрахунку $D([K_t]_{\text{втом}})$ відповідно до формули (2) визначаються аналогічно до задачі визначення втомної міцності, якщо розглядається один розрахунковий стан судна, або використовуючи узагальнені параметри розподілу Вейбулла, які включають декілька розрахункових станів. Границі інтегрування також можуть бути заданими в умовах задачі. Розв'язок рівняння (10) виконується з використанням удосконаленого для розрахунків при нерегулярному навантаженні варіанту експериментально-теоретичного методу.

Для визначення величини $[K_t]_{\text{втом}}$ необхідно задаватись певним діапазоном пошуку розв'язку рівняння $(K_t)_{\min} \dots (K_t)_{\max}$. Даний діапазон встановлюється, виходячи з типових значень теоретичних коефіцієнтів концентрації напружень для вузлів досліджуваного типу. При виборі величини $(K_t)_{\min}$ слід враховувати, що для заданих характеристик матеріалу вузла та моделі й параметрів «прив'язки», існує таке значення коефіцієнта концентрації напружень для досліджуваного вузла, при якому його крива втоми буде втрачати неперервність та фізичний зміст.

З умови узгодженості модифікованої кривої втомти та залежностей удосконаленого варіанту експериментально-теоретичного методу, які представлені в роботі [7], отримано наступну формулу для критичного значення теоретичного коефіцієнта концентрації напружень:

$$(K_t)_{cr} = \left(\varphi_{cr} K_{t0}^{2/(1+m_0)} \frac{\sigma_T^{(1-m)/(1+m)}}{\sigma_{T0}^{(1-m_0)/(1+m_0)}} \right)^{(1+m)/2}, \quad (11)$$

де m, m_0 – показник степеневій апроксимації діаграми деформування матеріалу досліджуваного вузла та моделі;

φ_{cr} – критичне значення функції, що враховує відмінності геометричних та механічних характеристик досліджуваного конструктивного вузла та моделі, що випробовувалась на втому;

σ_T, σ_{T0} – границі плинності матеріалу досліджуваного вузла і моделі, відповідно.

Величину $(K_t)_{min}$ необхідно призначати на рівні, не меншим, ніж $(K_t)_{cr}$.

Методика розв'язку задачі визначення допустимого параметру зовнішнього навантаження на суднокорпусний вузол з умови забезпечення заданого рівня його втомної міцності. Вихідні дані для задачі даного типу є аналогічними до задачі визначення втомної міцності, за виключенням того, що параметри зовнішнього навантаження для заданої втомної міцності вузла є шуканими величинами. Для випадку дії на вузол стохастичного навантаження задається величина міри втомного пошкодження вузла D_3 . Шуканими є допустимі, з умови забезпечення заданого рівня втомної міцності, величина розмаху номінальних напружень із забезпеченістю $10^{-8} [P_0]$ (Па) або параметр масштабу розподілу Вейбулла $[\alpha_\sigma]_{втом}$ (Па). В першому випадку крім величини D_3 необхідно задавати $k_{нав}$ та $(\Delta\sigma_n)_{нр}$ (Па), в другому – величину $k_{вейб}$.

Схема розв'язку задачі при дії на вузол навантаження регулярного характеру описана в публікаціях [8-10]. При дії на вузол стохастичного навантаження, як вказується у роботі [1], розв'язок задачі слід визначати з одного з наступних нелінійних рівнянь:

$$D([P_0]_{втом}) = D_3, \quad (12)$$

$$D([\alpha_\sigma]_{втом}) = D_3. \quad (13)$$

В першому рівнянні функція $D([P_0]_{втом})$ виражається формулою (1) або (9), при цьому зовнішнє навантаження на вузол передбачається розподіленім за лінійним законом (4). У другому рівнянні функція $D([\alpha_\sigma]_{втом})$ визначається формулою (2), в якій щільність імовірності $p(\Delta\sigma_n)$ розподілу величини $\Delta\sigma_n$ апроксимується відповідно до (5). Задана величина D_3 у (13), може являти собою втомне пошкодження, накопичене у суднокорпусному вузлі за час перебування судна в одному або декількох розрахункових станах. Відповідно, шукані величини $[P_0]_{втом}$ або $[\alpha_\sigma]_{втом}$ можуть бути узагальненими та включати декілька розрахункових станів, або лише один розрахунковий стан. При розрахунку значень функції $D([\alpha_\sigma]_{втом})$ за формулою (2) верхню границю інтегрування слід визначати, як розмах номінальних напружень, що відповідає $N = 1$, тобто $(\Delta\sigma_n)_{max} = (\bar{\sigma}_n)_в \cdot \Delta\sigma_{н0}$. Нижній границі відповідає розмах $\bar{\sigma}_n'(8) \cdot \Delta\sigma_{н0}$. Границі інтегрування можуть бути заданими в умовах задачі. Також задаються діапазони пошуку розв'язку рівнянь (12) або (13): $(P_0)_{min} \dots (P_0)_{max}$ або $(\alpha_\sigma)_{min} \dots (\alpha_\sigma)_{max}$, відповідно.

На базі визначених величин $[P_0]_{\text{втом}}$ або $[\alpha_{\sigma}]_{\text{втом}}$ також можна отримати умову достатньої втомної міцності суднокорпусного вузла.

Приклад застосування розроблених методик. На прикладі вузла перетину рівновеликих балок, схема якого представлена на рис. 1, а, нижче показано розв'язок усіх описаних раніше задач втомної міцності. Для моделей даного вузла була проведена серія втомних випробувань. Фотографія зразка з тріщиною, яка утворилась внаслідок циклічних випробувань, представлена на рис. 1, б.

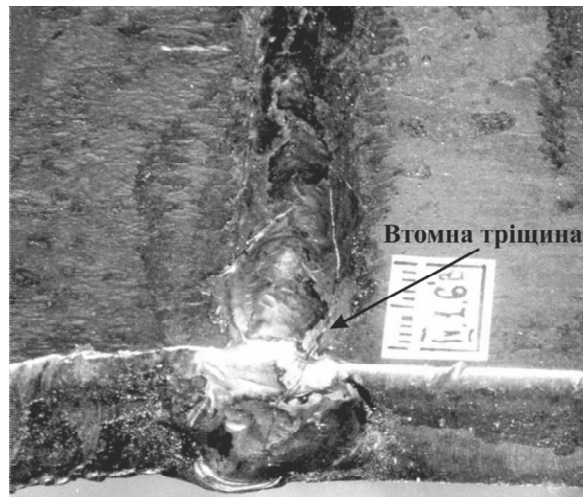
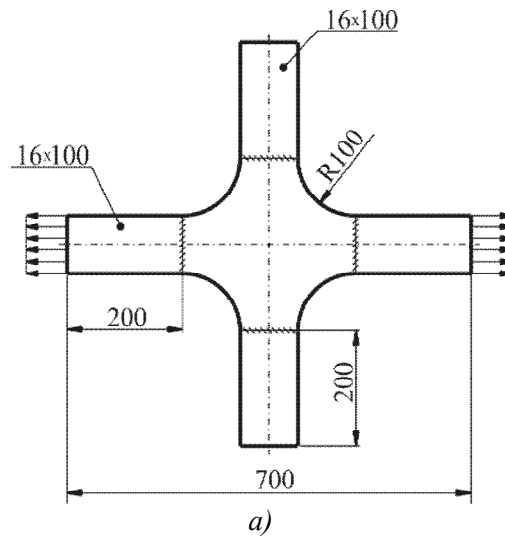


Рис. 1. Вузол перетину поясів рівновисоких балок:
а – схема вузла; б – втомна тріщина у моделі вузла

Вихідні дані: матеріал досліджуваного вузла – сталь категорії D40 (границя плинності $\sigma_T = 410$ МПа; границя міцності $\sigma_B = 620$ МПа; відносне видовження після розриву $\delta_5 = 23,1\%$; модуль пружності $E = 2 \cdot 10^5$ МПа); характеристики матеріалу (σ_{T0} ; σ_{B0} ; δ_{50} , E_0) та геометрія моделей, що випробовувались на втому, співпадають із такими самими для досліджуваного вузла; спосіб виготовлення досліджуваного вузла та його моделей – ручне дугове зварювання в цехових умовах; коефіцієнт нижньої границі пошкоджуючих напружень $\zeta = 0,55$; коефіцієнт асиметрії циклу напружень $r_{mn} = 0,5$.

Розрахункові вихідні дані. Теоретичні коефіцієнти концентрації напружень K_t , K_{t0} для вузла та моделі були розраховані описаним раніше спрощеним способом, з використанням робіт [15], [16]. Отримані значення для $P_f = 2,4\%$ складали: $K_t = K_{t0} = 3,02$. За результатом статистичної обробки даних втомних випробувань були отримані наступні координати точки прив'язки для $P_f = 2,4\%$: $\Delta\sigma_{H0} = 260,7$ МПа; $N_0 = 7943$.

Приклад розв'язку задачі визначення втомної міцності суднокорпусного вузла. До вихідних даних, окрім наведених раніше, відносяться параметри розподілу за законом Вейбулла розмахів номінальних напружень на границях вузла. Параметри розподілу за умови повністю завантаженого судна є наступними: $k_{вейб} = 1,05$; $a_\sigma = 9,14$ МПа; очікуване число циклів навантаження за строк експлуатації $N^* = 10^8$; тип судна – нафтоналивне. Для суден вказаного типу, користуючись рекомендаціями [22], можна наближено прийняти $\alpha_1 = 0,5$.

Криві втоми вузла відповідно до базового та модифікованого варіантів експериментально-теоретичного методу наведені на рис. 2 із номерами 1 та 2, відповідно.

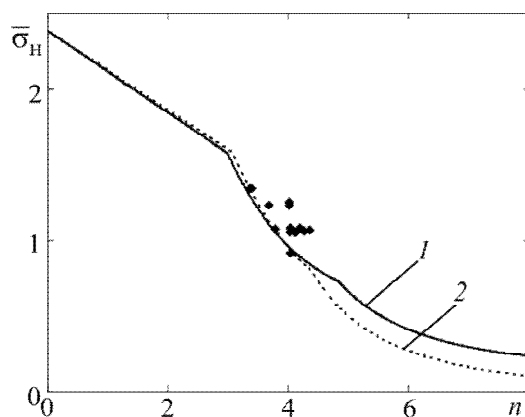


Рис. 2. Криві втоми вузла перетину поясків рівновисоких балок в порівнянні з даними втомних випробувань моделі вузла

Втомне пошкодження суднокорпусного вузла в умовах повного завантаження визначається за формулою (2), з врахуванням коефіцієнта α_1 . Границі інтегрування: $(\Delta\sigma_n)_{min} = 27,96$ МПа; $(\Delta\sigma_n)_{max} = 146,56$ МПа; $N(\Delta\sigma_n)$ – залежність, що виражається модифікованою кривою втоми, представленою на рис. 2 пунктирною лінією. Шукана величина втомного пошкодження за умови повністю завантаженого судна $D = 0,065$.

Приклад розв'язку задачі визначення допустимого коефіцієнта концентрації напружень для суднокорпусного вузла з умови забезпечення заданого рівня його втомної міцності. Вихідні дані цієї задачі включають наведені раніше характеристики матеріалу досліджуваного вузла та його моделі, коефіцієнт ζ , коефіцієнт K_{t0} та координати точки «прив'язки» $\Delta\sigma_{n0}$, N_0 (для $P_f = 2,4$ %). Задані також наступні величини: втомне пошкодження вузла $D_3 = 1$; узагальнені параметри розподілу Вейбулла $k_{вейб} = 1,05$ та $a_\sigma = 9,14$ МПа; число циклів $N^* = 10^8$; нев'язка для пошуку розв'язку нелінійного рівняння $\Delta_{нев} = 0,02$. Діапазон зовнішніх навантажень на вузол розповсюджується на усі пошкоджуючі розмахи номінальних напружень. Невідомою є величина $[K_t]_{втом}$ для досліджуваного вузла, яка належить діапазону її можливих значень: $(K_t)_{max} = 5$, $(K_t)_{min} = 2$.

Критична величина концентрації напружень, відповідно до (11), є наступною: $(K_t)_{cr} = 1,58$. Таким чином $(K_t)_{cr} < (K_t)_{min}$ та змінювати нижню границю пошуку розв'язку немає необхідності.

Для визначення розв'язку даної задачі використовуються рівняння (10) та (2). Границі інтегрування у (2) є наступними: $(\Delta\sigma_n)_{min} = 27,96$ МПа; $(\Delta\sigma_n)_{max} = 146,56$ МПа. Розв'язком нелінійного рівняння (10) є величина $[K_t]_{втом} = 3,62$.

Приклад розв'язку задачі визначення допустимого параметру зовнішнього навантаження на суднокорпусний вузол з умови забезпечення заданого рівня його втомної міцності. Вихідні дані цієї задачі включають наведені раніше характеристики матеріалу досліджуваного вузла та його моделі, коефіцієнт ζ , коефіцієнти K_t , K_{t0} та координати точки «прив'язки» $\Delta\sigma_{n0}$, N_0 (для $P_f = 2,4$ %). Задані також наступні величини: втомне пошкодження вузла $D_3 = 1$; параметр форми розподілу Вейбулла $k_{вейб} = 1,05$; число циклів $N^* = 10^8$; нев'язка для пошуку розв'язку нелінійного рівняння $\Delta_{нев} = 0,025$. Діапазон зовнішніх навантажень на вузол розповсюджується на усі пошкоджуючі розмахи номінальних напружень. Невідомою є величина $[\alpha_\sigma]_{втом}$ для досліджуваного вузла, яка належить діапазону її можливих значень: $(\alpha_\sigma)_{max} = 5$, $(\alpha_\sigma)_{min} = 2$.

Шукана величина визначається з розв'язку нелінійного рівняння (13), з використанням (2).

Границі інтегрування є наступними:

$$(\Delta\sigma_n)_{min} = 27,96 \text{ МПа}; (\Delta\sigma_n)_{max} = 620 \text{ МПа}.$$

Для представлених вихідних даних розв'язок вказаного нелінійного рівняння буде таким: $[\alpha_\sigma]_{втом} = 11,73$ МПа.

Висновки. Розроблені методики розв'язку практичних задач втомної міцності суднокорпусних вузлів. На базі вузла перетину рівновеликих балок показані приклади застосування таких методик для вирішення перелічених задач.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Petinov S.V. Life-Cycle Fatigue Reliability of Ship Structures: A Proposed System // Journal of Ship Research. – Vol. 44. – № 1. – March 2000. – P. 33-39.*
2. *Коростылев Л.И., Литвиненко Д.Ю. Анализ и классификация методов оценки усталостной прочности сварных тонкостенных конструкций корпуса судна // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова. – СПб.: ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова. – 2016. – № 3 (37). – С. 104-118.*
3. *Сулов В.П., Коростылев Л.И., Штырев Н.А. О расчетной оценке усталостной прочности конструктивных узлов судового корпуса // Строительная механика корабля: Сб. науч. трудов. – Николаев: НКИ. – 1987. – С. 35-42.*
4. *Коростыльёв Л.И. Оценка усталостной прочности судовых корпусных конструкций с концентраторами напряжений // Тр. Второй междунар. конф. по судостроению (Санкт-Петербург, 24-26 ноября 1998 г.). – СПб.: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. – 1998. – С. 160-167.*
5. *Коростыльёв Л.И. Практическая реализация экспериментально-теоретического метода расчетной оценки усталостной долговечности судовых конструкций: Зб. науч. праць УДМТУ. – Николаев: УГМТУ, 1998. – № 3 (351). – С. 3-9.*
6. *Коростыльёв Л.И., Клименков С.Ю. Оценка усталостной прочности сварных узлов тонкостенных конструкций в многоцикловой области // Методи розв'язування прикладних задач механіки деформівного твердого тіла: Зб. науч. праць ДНУ ім. О. Гончара. – Днепропетровск: Наука і освіта, 2010. – № 11 (352). – С. 152-159.*
7. *Коростылев Л.И., Литвиненко Д.Ю. Оценка усталостной прочности суднокорпусных узлов экспериментально-теоретическим методом с учетом нерегулярности нагружения // Вісник ОНМУ. – № 1 (50). – Одеса: ОНМУ, 2017. – С. 71-91.*
8. *Коростылев Л.И. Расчет усталостной прочности конструктивных узлов судового корпуса: Зб. науч. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – № 3 (381). – С. 3-9.*

9. Коростильов Л.І. Розрахунок міцності та проектування конструктивних вузлів суднового корпусу при змінному навантаженні // *Кораблебудування: освіта, наука, виробництво: Матеріали міжнар. конф.: В 2 т. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – Т 1. – С. 196-197.*
10. Korostylov L.I. Fatigue Strength Calculation of the Ship Structural Details and Their Design // *Third International Shipbuilding Conference – ISC'2002: Proceedings, Section C. – St. Peterburg: Krylov Shipbuilding Research Institute, 2002. – P. 144-148.*
11. Коростылев Л.И. Проектирование конструктивных узлов судового корпуса с учетом усталости: Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – № 4 (382). – С. 24-31.
12. Petinov S.V., Afanasyeva I.M. Fatigue Assessment of Structures in High-cycle Segment: Technique and Problems // *Proc. of the International Summer School-Conference «Advanced Problems in Mechanics -2010», St. Petersburg, Russia, 2010. – P. 519-525.*
13. Гучинский Р.В. Разработка узла конструкции судна по условию усталостной долговечности / Р.В. Гучинский, С.В. Петинков // *Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. – 2012. – № 159. – С. 177-186.*
14. Blagojević Branko, Željko Domazet Simplified procedures for fatigue assessment of ship structures // *10th International Congress of the International Maritime Association of the Mediterranean (IMAM). – Rethymnon: Hellenic Institute of Marine Technology, 2002.*
15. Коростыльов Л.И., Литвиненко Д.Ю. Оценка коэффициента концентрации напряжений в сварных узлах тонкостенных конструкций расчетом макро- и микроконцентрации // *Наук. вісн. ХДМА. – 2015. – № 2 (13). – С. 174-184.*
16. Коростыльов Л.И., Литвиненко Д.Ю. Анализ микрогеометрических параметров стыковых и угловых сварных швов конструктивных узлов: Зб. наук. праць НУК. – 2015. – № 2 (458). – С. 28-34.
17. Копельман Л.А. Основы теории прочности сварных конструкций: Учебное пособие / Л.А. Копельман. – 2-е изд., испр. – СПб.: Лань, 2010. – 464 с.
18. Постнов В.А. Строительная механика корабля и теория упругости: Учебник для вузов. – В 2-х. – т. – Т. 2. Изгиб и устойчивость стержней, стержневых систем, пластин и оболочек / В.А. Постнов, Д.М. Ростовцев, В.П. Суслов и др. – Л.: Судостроение, 1987. – 416 с.

19. *Liquefied Gas Carriers // Det Norske Veritas: Rules for Classification of Ships. – Det Norske Veritas AS. – Pt. 5. – Ch. 5. – 2013. – 124 p.*
20. Путов Н.Е. Проектирование конструкций корпуса морских судов. Ч. 2: Нагрузки на корпус судна на нерегулярном волнении. Обеспечение общей прочности корпуса / Н. Е. Путов. – Ленинград: Судостроение, 1977. – 423 с.
21. Glen I.F. *Fatigue-Resistant Detail Design Guide for Ship Structures / I.F. Glen, A. Dinovitzer, R.B. Paterson, L. Luznik, C. Bayley. – Ship Structure Committee: Report SSC-405. – Washington, March 1999. – 206 p.*
22. *Fatigue assessment of ship structures. – IACS Recommendation. – № 56. – July 1999. – 27 p.*
23. Российский морской регистр судоходства: Сб. нормативно-методических материалов. – Кн.11. – НД № 2-139902-016. – СПб.: Российский морской регистр судоходства, 2002. – 151 с.
24. *DNV Fatigue Assessment of Ship Structures. – Classification notes. – № 30.7. – Det Norske Veritas. – Norway, 2014. – 108 p.*

Стаття надійшла до редакції 15.11.2017

Рецензенти:

доктор технічних наук, професор кафедри «Прикладна та вища математика» Черноморського національного університету ім. Петра Могили **Л.М. Дихта**

доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Конструкція корпусу корабля» Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова **Ю.М. Коробанов** (м. Миколаїв)