

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Литвиненко Дмитро Юрійович

УДК 629.5.015.4:539.431

ДИСЕРТАЦІЯ

**УДОСКОНАЛЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧНОГО
МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ СУДНОВИХ
КОРПУСНИХ КОНСТРУКЦІЙ**

05.08.03 – Конструювання та будування суден

Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Д.Ю. Литвиненко
(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник: Коростильов Леонтій Іванович, д-р. техн. наук, професор

Миколаїв 2019

АНОТАЦІЯ

Литвиненко Д.Ю. Удосконалення експериментально-теоретичного методу розрахунку втомної міцності суднових корпусних конструкцій. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.08.03 «Конструювання та будування суден». – Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, МОН України, Миколаїв, 2018.

В дисертаційній роботі розв’язано актуальну науково-прикладну задачу з удосконалення експериментально-теоретичного методу розрахунку втомної міцності суднокорпусних конструкцій.

Виконано аналіз існуючих методів розрахунку втомної міцності суднокорпусних конструкцій, в результаті чого **отримала подальший розвиток** їх класифікація за типом показника інтенсивності накопичення втомного пошкодження.

Також в результаті аналізу виділені недоліки і переваги кожного методу, показано переваги і доцільність використання експериментально-теоретичного методу для вирішення різного типу практичних задач втомної міцності зварних конструктивних вузлів і розробки відповідних практичних методик.

Вперше на основі базового варіанту експериментально-теоретичного методу, з урахуванням впливу на показники втоми основних факторів, розроблено критеріальні залежності для типового концентратора напружень, які дозволяють виконувати оцінку його втомної міцності при стохастичному навантаженні.

Надійність таких критеріальних залежностей перевірялась порівнянням результатів їх застосування для визначення величини втомного пошкодження із результатами, отриманими за допомогою методів, які рекомендовані

Міжнародним інститутом зварювання. Перевірка виконувалась на прикладі вузла перетину поясків рівновеликих балок. Величина втомного пошкодження вузла, розрахована з використанням модифікованого експериментально-теоретичного методу, перевищувала всього на 12,5 % результат, визначений методом номінального напруження. Отриманий експериментально-теоретичним методом результат був нижчим на 10,76 %, ніж величина втомного пошкодження, визначена методом фіктивного закруглення концентратора напружень, і тільки на 3,41 % перевищував результат використання методу напруження в «гарячій» точці.

На основі виконаного аналізу практично не виявлено впливу середніх номінальних напружень циклу на малоциклову область кривої втоми типового концентратора. Таким чином, криві втоми для випадку регулярного навантаження прийнято будувати за базовими розрахунковими залежностями експериментально-теоретичного методу.

Крива втоми суднокорпусного вузла, побудована за базовими розрахунковими залежностями експериментально-теоретичного методу для імовірності руйнування конструкції $P_f = 50$ % мала середнє відхилення від експериментальних даних в малоцикловій області величиною 2,5 МПа в бік заниження втомної міцності, тобто в безпечний бік.

Для розрахунку теоретичних коефіцієнтів концентрації напружень в конструктивних вузлах, обумовлених стиковими та кутовими зварними швами, **вперше** запропоновано використовувати величини радіусів та кутів нахилу профілю таких швів в місці переходу від основного до наплавленого металу, значення яких при заданому рівні забезпеченості визначаються на базі результатів статистичної обробки великої серії опублікованих у літературі даних, з врахуванням виду зварювання. В результаті такої статистичної обробки побудовані гістограми та криві, що їх вирівнюють, визначені математичні сподівання, середньоквадратичні відхилення та параметри логнормального розподілу величин радіусів та кутів нахилу профілів швів в

місці переходу від основного металу до металу шва. Це дозволяє отримати результат без виконання натурних замірів зазначених величин.

Удосконалено метод розрахунку теоретичного коефіцієнта концентрації напружень зварного суднокорпусного вузла добутком коефіцієнта концентрації від загальної геометрії та коефіцієнта концентрації зварного шва при узагальнених значеннях його геометричних параметрів. Це дозволяє суттєво спростити розрахунки та отримати результат із незначним завищенням величини шуканого коефіцієнта.

Можна виділити наступні можливі **напрямки подальших досліджень** за тематикою роботи.

- a) Уточнення розрахункових залежностей експериментально-теоретичного методу для розрахунків при навантаженні стохастичного характеру. Таке уточнення повинно базуватись на результатах експериментальних досліджень втомної міцності моделей суднокорпусних вузлів при моделюванні реального хвильового навантаження.
- b) Визначення параметрів логнормального розподілу радіусів і кутів у місці переходу від основного металу до наплавленого для видів зварювання, що не розглядались в дисертаційному дослідженні, а також уточнення отриманих у даній роботі параметрів.
- c) Розширення сфери застосування експериментально-теоретичного методу для розрахунків на втому суднокорпусних вузлів із алюмінієво-магнієвого сплаву.
- d) Подальше удосконалення методу визначення теоретичних коефіцієнтів концентрації напружень зварних суднокорпусних вузлів добутком коефіцієнта концентрації залежного від його загальної геометрії та коефіцієнта концентрації зварного шва.

Практичне значення одержаних результатів.

1. Розроблено алгоритм оцінки втомної міцності типових осередків концентрації напружень при нерегулярному навантаженні з використанням гіпотези лінійного підсумовування втомних пошкоджень для навантаження з неперервним або ступінчастим розподілом.
2. Отримано параметри розподілу радіусів та кутів нахилу профілю стикових та кутових зварних швів для різних видів зварювання, які використовуються для визначення локального напружено-деформованого стану та концентрації напружень у зварних суднокорпусних вузлах.
3. На базі експериментально-теоретичного методу розроблено методики для розв'язку задач оцінки втомної міцності суднокорпусного вузла при регулярному і стохастичному навантаженні, а також проектування вузла та визначення параметрів допустимого навантаження за умови забезпечення заданого рівня втомної міцності. Вказані методики можуть бути застосовані на стадії проектування суден, а також для визначення залишкового ресурсу конструкцій суден, що експлуатуються.
4. Розроблено програмне забезпечення «ETM fatigue», яке дозволяє автоматизувати побудову кривих втоми суднокорпусних вузлів та розв'язок типових задач втомної міцності з використанням експериментально-теоретичного методу.

Розроблені в роботі методики впроваджено у ТОВ «МАРІН ДИЗАЙН ІНЖИНІРІНГ МИКОЛАЇВ» (м. Миколаїв) для виконання оцінки втомної міцності суднокорпусних конструкцій. Результати роботи також впроваджено в навчальний процес при викладанні дисциплін студентам і аспірантам кораблебудівного навчально-наукового інституту Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова.

Ключові слова: втомна міцність, суднокорпусний вузол, крива втоми, втомне пошкодження, концентрація напружень, середні напруження циклу, стохастичне навантаження.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації, в яких викладено основні наукові результати дисертації

1. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю. Удосконалення експериментально-теоретичного методу розрахунку втомної міцності суднових корпусних конструкцій. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування*. Миколаїв, 2011. № 4 (439). С. 14–21.
2. Коростылёв Л. И., Литвиненко Д. Ю. Анализ микрогеометрических параметров стыковых и угловых сварных швов конструктивных узлов. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування*. Миколаїв, 2015. № 2 (458). С. 28–34.
3. Коростылёв Л. И., Литвиненко Д. Ю. Оценка коэффициента концентрации напряжений в сварных узлах тонкостенных конструкций расчетом макро- и микроконцентрации. *Науковий вісник Херсонської державної морської академії*. Херсон, 2015. № 2 (13). С. 174–184.
4. 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*. Санкт-Петербург, 2016. № 3 (37). С. 104–118.
5. Литвиненко Д. Ю. Об учете средних и остаточных сварочных напряжений при построении кривых усталости суднокорпусных конструкций согласно экспериментально-теоретическому методу. *Вестник Астраханского государственного технического университета. Сер.: Морская техника и технология*. Астрахань, 2016. № 4. С. 19–32.

6. Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Оценка усталостной прочности судокорпусных узлов экспериментально-теоретическим методом с учетом нерегулярности нагружения. *Вісник Одеського національного морського університету*. Одеса, 2017. № 1 (50). С. 71–91.
7. Литвиненко Д. Ю. Методики розв'язку задач втомної міцності суднокорпусних вузлів при нерегулярному навантаженні на базі експериментально-теоретичного методу. *Вісник Одеського національного морського університету*. Одеса, 2017. № 4 (53). С. 110–125.

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

1. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю. Використання імовірнісної схеми в експериментально-теоретичному методі оцінки втомної міцності конструкцій суден і морських споруд. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали III міжнар. наук.-техн. конф. (Миколаїв, 4-6 жовт. 2012 р.). Миколаїв: НУК, 2012. С. 144–147.
2. Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Анализ распространенных в мировой практике методов оценки усталостной прочности сварных тонкостенных конструкций. *Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд*: матеріали всеукр. наук.-техн. конф. з міжнар. Участю (Миколаїв, 22–24 трав. 2013 р.). Миколаїв: НУК, 2013. С. 199–202.
3. Литвиненко Д. Ю. Оцінка довговічності конструктивних вузлів суднового корпусу. *Проблеми корозійно-механічного руйнування, інженерія поверхні, діагностичні системи*: матеріали конференції КМН-2013 (м. Львів, 23–25 жовтня 2013). Львів: Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, 2013. С. 57–60.
4. Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Оценка коэффициента концентрации напряжений в сварном узле расчетом макро и микроконцентрации. *Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних*

- споруд: всеукраїнська науково-технічна конференція з міжнародною участю (Миколаїв, 20–22 травня 2015 р.). Миколаїв: НУК, 2015. С. 85–87.
5. Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Анализ величин радиусов и углов наклона профиля сварных швов в месте перехода от основного металла к металлу шва. *Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд*: всеукраїнська науково-технічна конференція з міжнародною участю (Миколаїв, 20–22 травня 2015 р.). Миколаїв: НУК, 2015. С. 87–89.
 6. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю. Врахування величини зварних залишкових напружень при побудові кривої втоми вузла корпусу судна відповідно до експериментально-теоретичного методу. *Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд*: матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю (Миколаїв, 19–20 травня. 2016 р.). Миколаїв: НУК, 2016. С. 100–103.
 7. Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Усовершенствование экспериментально-теоретического метода оценки усталостной прочности узлов судового корпуса в области средней долговечности. *Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті MINTT-2016*: матеріали VIII міжнародної науково-практичної конференції (Херсон, 24–26 травня. 2016 р.). Херсон: ХДМА, 2016. С. 344–347.
 8. Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Об учете нерегулярности нагружения при расчете на усталость конструктивных узлов корпуса судна. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали VII міжнародної науково-технічної конференції. (Миколаїв, 12–14 жовт. 2016 р.). Миколаїв: НУК, 2016. С. 82–83.
 9. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю. Методика розв’язку задач оцінки втомної міцності суднокорпусних вузлів експериментально-теоретичним методом. *Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд*:

- матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю (Миколаїв, 17–18 травня 2017 р.). Миколаїв: НУК, 2017. С. 19–21.
10. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю. Удосконалення експериментально-теоретичного методу розрахунку втомної міцності суднокорпусних конструкцій. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали VIII міжнародної науково-технічної конференції (Миколаїв, 11–13 жовт. 2017 р.). Миколаїв: НУК, 2017. С. 37–39.
 11. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю., Морозан С. М. Комп'ютерна програма розв'язку задач втомної міцності суднокорпусних вузлів *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали VIII міжнародної науково-технічної конференції (Миколаїв, 11–13 жовт. 2017 р.). Миколаїв: НУК, 2017. С. 112–113.
 12. Литвиненко Д. Ю. Методика розв'язку задачі визначення допустимого параметру зовнішнього навантаження на суднокорпусний вузол з умови забезпечення заданого рівня його втомної міцності при навантаженні стохастичного характеру. *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 2018 р.). Миколаїв: НУК, 2018. С. 55–57.
 13. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю., Морозан С. М. Методика розв'язку задачі визначення допустимого коефіцієнту концентрації напружень для суднокорпусного вузла з умови забезпечення заданого рівня його втомної міцності при стохастичному навантаженні. *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 2018 р.). Миколаїв: НУК, 2018. С. 58–60.

Публікації, які додатково відображають наукові результати дисертації

1. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю. Використання САЕ ANSYS в задачах оцінки втомної довговічності. *Актуальні проблеми інженерної механіки*: II міжнар. наук.-техн. конф. (Миколаїв, 22–24 жовт. 2012 р.). Миколаїв: НУК, 2012. С. 32–34.
2. Литвиненко Д. Ю. Анализ деформационных критериев усталости материалов для оценки усталостной прочности сварных конструктивных узлов. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали V міжнародної науково-технічної конференції (Миколаїв, 8–10 жовт. 2014 р.). Миколаїв: НУК, 2014. С. 159–160.
3. Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Определение долговременного распределения напряжений при оценке усталостной прочности узла корпуса судна. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали VI міжнародної науково-технічної конференції (Миколаїв, 24–27 вересня 2015 р.). Миколаїв: НУК, 2015. С. 304–305.
4. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 76716 Державної служби інтелектуальної власності України. Комп'ютерна програма «ETM fatigue» / Л.І. Коростильов, Д.Ю. Литвиненко. Дата реєстрації 08.02.2018.

ANNOTATION

Lytvynenko D. Improvement of the experimental and theoretic method for fatigue assessment of ship structures. – Manuscript.

Thesis for obtaining the scientific degree of the Candidate of Technical Sciences on speciality 05.08.03. – «Design and building of ships». Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolaiv, 2018.

The relevant applied science task of improvement of the experimental and theoretic method for fatigue assessment of ship structures has been solved in the thesis.

Analysis of methods for fatigue assessment of ship structures has been carried out. As result the classification of methods by the type of the fatigue damage accumulation intensity indicator has been **further developed**.

Disadvantages and advantages of every method were revealed. The expediency and advantages of using of the experimental and theoretic method for solution of typical fatigue strength problems of ship structural assemblies and for development of the corresponding practical methodologies were showed.

Relations of the experimental and theoretic method for fatigue assessment of ship structures in conditions of stochastic loading have been developed **for the first time**. The reliability of such dependencies have been verified by comparison of fatigue damage calculation results obtained with these dependencies and with methods recommended by the International Institute of Welding.

The fatigue damage calculation result for the flange intersection joint in stochastic loading conditions obtained by use of the modified experimental and theoretic method was 12,5 % larger than the value obtained using the nominal stress approach. The mentioned result obtained with the experimental and theoretic method was 10,76 % lower than the fatigue damage result calculated by the fictitious notch

rounding approach and 3,41 % larger than the fatigue damage value calculated by the hot spot stress approach.

The effect of mean nominal stress in the low-cycle region of the fatigue curve obtained by the experimental and theoretic method for the typical source of stress concentration was found negligible based on the performed analysis. Thus it was decided to develop fatigue curves for the case of regular loading of a ship structural assembly using the basic relations of the experimental and theoretic method.

The fatigue curves for the ship structural assembly according to the basic relations of the experimental and theoretic method for the fatigue failure probability $P_f = 50\%$ had the deviation 2,5 MPa from experimental data in the low-cycle fatigue region. The deviation was towards underestimation of the fatigue strength namely to the safe side.

It was proposed **for the first time** to use results of the statistical treatment of published in the literature data of weld toe radii and angles in butt and fillet welds for the determination of stress concentration factors due to welds in ship structural assemblies. Values of weld toe radii and angles are determined with specified level of the exceedance probability and taking into account the influence of the type of welding.

It has been found out that values of weld toe radii and angles follow the lognormal distribution law. Histograms with a fitted distribution lines, expectations, standard deviations and parameters of distributions were obtained as result of the statistical data processing. Thus, the result may be obtained without full-scale measurement of mentioned values.

The method for determining theoretical stress concentration factors for ship structural welded assemblies as the product of stress concentration factors due to the overall geometry of an assembly and due to a weld have been **improved** through determination of the stress concentration factor due to a weld on the basis of its

generalized geometric parameters. Thus, the calculations are significantly simplified and the result has insignificant overestimation.

Such future areas of research may be selected.

- a) Elaboration of the dependencies of the experimental and theoretic method for fatigue assessment of ship structures in conditions of stochastic loading. Such elaboration should be based on fatigue tests results of models of ship structural assemblies in conditions of simulation of the real wave loading.
- b) Determining of lognormal distribution parameters for weld toe radii and angles for welding methods which were not considered in the research. Clarification of previously obtained parameters.
- c) Broadening of the scope of application of the experimental and theoretic method for fatigue assessment of ship structures made of aluminium-magnesium alloys.
- d) Further improvement of the method for determination of theoretical stress concentration factors for ship structural welded assemblies as the product of stress concentration factor dependent on the overall geometry and stress concentration due to the weld.

Practical importance of obtained results.

- 1. The algorithm for fatigue damage estimation of typical sources of stress concentration in condition of irregular loading has been developed on the basis of the linear cumulative damage hypotheses for the continuously distributed loading or the block loading.
- 2. Distribution parameters for values of weld toe angles and radii in butt and fillet welds produced by different welding methods were obtained. These parameters are used for determining of local stress-strain states and stress concentration factors for ship structural welded assemblies.
- 3. The methodology for the solution of the fatigue strength assessment problem of ship structures for cases of stochastic loading have been developed. Methodologies for the solutions of the fatigue design problem and the problem

of determination of the allowable loading parameter on the basis of the fatigue strength provision condition have been developed. These methodologies may be used in ship design stages and for determining of the residual lifetime of operated ships.

4. The computer program «ETM fatigue» was developed for automated plotting of fatigue curves for ship structures and for automated solution of typical fatigue problems of ship structures based on the improved experimental and theoretic method.

The developed methodologies were implemented in LLC «MARINE DESIGN ENGINEERING MYKOLAYIV» (Mykolayiv) for fatigue strength calculations of ships structures. The results were also implemented in the educational process of Admiral Makarov National University of Shipbuilding. The results were used in disciplines for students and postgraduates of the institute of shipbuilding.

Keywords: fatigue strength, ship structural assembly, fatigue curve, fatigue damage, stress concentration, cycle mean stress, stochastic loading.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	18
РОЗДІЛ 1	
АНАЛІЗ МЕТОДІВ ОЦІНКИ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ	
КОНСТРУКТИВНИХ ВУЗЛІВ СУДНОВОГО КОРПУСУ.....	27
1.1 Аналіз підходів щодо оцінки втомної міцності зварних вузлів суднового корпусу.....	27
1.2 Силкові методи розрахунку втомної міцності зварних вузлів суднового корпусу.....	33
1.2.1 Методи, що ґрунтуються на використанні номінальних напружень.....	33
1.2.2 Методи розрахунку втомної міцності, що базуються на використанні конструктивних напружень.....	43
1.3 Деформаційний метод розрахунку втомної міцності зварних вузлів суднового корпусу.....	46
1.4 Інші методи та комп'ютерні пакети для розв'язку задач втомної міцності зварних конструктивних вузлів.....	50
1.5 Аналіз недоліків та переваг основних практичних методів оцінки втомної міцності зварних вузлів.....	52
Висновки з розділу 1.....	56
РОЗДІЛ 2	
ОБґРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ І МЕТОДИ	
ВИКОНАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	58
2.1 Обґрунтування напрямку досліджень та постановка задачі.....	58
2.2 Методи виконання досліджень.....	64
2.2.1 Загальнонаукові методи та прийоми дослідження.....	64
2.2.2 Методи теорії імовірностей та математичної статистики.....	65
2.2.3 Метод скінченних елементів.....	67
2.2.4 Методи розв'язку нелінійних рівнянь.....	71

2.3 Прикладні програми, що використовувались у дослідженнях.....	72
Висновки з розділу 2.....	74

РОЗДІЛ 3

УДОСКОНАЛЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧНОГО МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ СУДНОВИХ КОРПУСНИХ КОНСТРУКЦІЙ.....

76

3.1 Базовий варіант експериментально-теоретичного методу розрахунку втомної міцності конструкцій корпусу судна.....	76
3.2 Загальна характеристика втомної міцності суднокорпусних вузлів при нерегулярному навантаженні і уточнення розрахункових залежностей базового варіанту метода.....	81
3.3 Розрахункові залежності варіантів коригування базової кривої втоми і аналіз результатів оцінки втомного пошкодження суднокорпусного вузла різними методами.....	91
3.4 Дослідження впливу середніх напружень циклу і залишкових напружень на критеріальні залежності втоми типових концентраторів зварних конструктивних вузлів.....	101
Висновки з розділу 3.....	119

РОЗДІЛ 4

ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО- ТЕОРЕТИЧНОГО МЕТОДА РОЗРАХУНКУ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ СУДНОКОРПУСНИХ ВУЗЛІВ.....

122

4.1 Аналіз величин мікрогеометричних параметрів зварних швів різних типів у конструктивних вузлах.....	122
4.2 Наближений метод визначення величин теоретичних коефіцієнтів концентрації напружень у зварних суднокорпусних вузлах.....	133
4.3 Розробка практичних методик розв'язку задач втомної міцності конструктивних вузлів корпусу судна за допомогою експериментально- теоретичного методу.....	147

4.3.1 Підготовка вихідних даних для вирішення практичних задач..	148
4.3.2 Методики розв'язку практичних задач втомної міцності суднокорпусних вузлів.....	152
4.3.3 Особливості розробки комп'ютерної програми розв'язку задач втомної міцності суднокорпусних вузлів.....	157
Висновки з розділу 4.....	166
ВИСНОВКИ.....	169
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	172
Додаток А. Практичні методики розв'язку задач втомної міцності конструктивних вузлів суднового корпусу за допомогою експериментально-теоретичного методу.....	190
Додаток Б. Приклад застосування практичних методик розв'язку задач втомної міцності конструктивних вузлів суднового корпусу за допомогою експериментально-теоретичного методу.....	228
Додаток В. Авторське свідоцтво на комп'ютерну програму «ETM fatigue».....	243
Додаток Г. Акти впровадження результатів дисертаційної роботи.....	245
Додаток Д. Список публікацій за темою дисертації.....	248

ВСТУП

Водний транспорт є важливим джерелом надходжень до бюджету будь-якої країни, в тому числі й України. Низька собівартість та ефективна експлуатація судна вимагає зменшення його маси і, відповідно, витрат матеріалів, також максимізацію строку служби судна. При цьому повинні бути забезпечені достатня надійність та міцність судна.

Актуальність теми. Протягом терміну служби конструкції корпусу судна зазнають значних змінних навантажень, які спричинені дією на корпус морського хвилювання, вібрацією від роботи гвинтів та двигуна, зміною станів навантаження судна. Корпус судна традиційно проектується з урахуванням максимальних навантажень. В той же час, зростання важливості забезпечення втомної міцності суднокорпусних конструкцій обумовлюється такими факторами: зменшенням товщин конструкцій завдяки розширенню використання скінченно-елементного аналізу; застосуванням сталей підвищеної міцності; зростанням відношення потужності енергетичної установки до маси судна.

З питань втомної міцності зварних вузлів та, зокрема, суднокорпусних конструкцій, була виконана значна кількість досліджень вітчизняними та закордонними вченими, серед яких Петінов С.В., Максимаджи А.І., Коростильов Л.І., Биков В.А., Бойцов Г.В., Палій О.М., Волков В.М., Труфяков В.І., Гучинський Р.В., Manson S.S., Stephens Ralph I., Fatemi Ali, Fricke W., Radaj D., Sonsino C.M., Haibach E., Niemi E., Hobbacher A. та інші.

Проблема втомної міцності суднокорпусних вузлів активно досліджується та до теперішнього часу розроблено ряд розрахункових і розрахунково-експериментальних методів оцінки рівня втомного пошкодження вузлів. Найбільш придатним для розв'язання низки задач втомної міцності можна вважати експериментально-теоретичний метод, який, однак, потребує удосконалення для його практичного використання.

Експериментально-теоретичний метод розрахунку втомної міцності суднокорпусних конструкцій розроблено на кафедрі будівельної механіки корабля Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова. Базовий варіант експериментально-теоретичного методу, однак, призначений для розрахунків циклічної міцності при навантаженні незмінного розмаху. Деякі інші методи розрахунку втомної міцності, що широко застосовуються на практиці, між тим, дозволяють визначати циклічну міцність зварних вузлів при навантаженні нерегулярного характеру. Останнє є характерним для суднокорпусних конструкцій. Крім того, при побудові кривих втоми типових осередків концентрації з використанням базового варіанту методу не враховуються середні напруження циклу на малоцикловій ділянці кривої втоми.

Для практичного використання експериментально-теоретичного методу необхідно розробити методику визначення теоретичних коефіцієнтів концентрації напружень для зварних суднокорпусних вузлів, що дозволить мінімально використовувати розрахункові комплекси скінченно-елементного аналізу. При цьому потрібно враховувати, що на вказаний коефіцієнт мають суттєвий вплив місцеві геометричні параметри зварного шва в районі переходу від основного до наплавленого металу. Ці параметри залежать від багатьох факторів, в тому числі й випадкових.

На практиці необхідно розв'язувати наступні задачі: оцінка втомної міцності суднокорпусного вузла при навантаженні регулярного і стохастичного характеру; визначення параметрів допустимого зовнішнього навантаження на суднокорпусний вузол за умови забезпечення заданого рівня його втомної міцності; проектування суднокорпусного вузла за аналогічної умови.

Алгоритми розв'язку перелічених задач з використанням експериментально-теоретичного методу для випадків дії нерегулярного та стохастичного навантаження повинні бути розробленими та відображеними у практичних методиках. Для побудови кривих втоми та автоматизації

розрахунків на базі таких методик необхідно розробити відповідне програмне забезпечення.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Проблема втомної міцності зварних вузлів суднокорпусних конструкцій загалом активно досліджується останніми десятиріччями фахівцями в провідних країнах світу. Дисертаційна робота відповідає основним напрямкам досліджень Кораблебудівного навчально-наукового інституту Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, та узгоджується із наступними нормативно-правовими актами України: Законом «Про проведення економічного експерименту щодо державної підтримки суднобудівної промисловості» № 5209-VI від 06.09.2012 р.; Законом «Про пріоритетні напрями інноваційної діяльності в Україні», стаття 4, пункт 2 «Освоєння нових технологій високотехнологічного розвитку транспортної системи, ракетно-космічної галузі, авіа- і суднобудування, озброєння та військової техніки» (№ 5460-VI від 16.10.2012 р.); Розпорядженням Кабінету Міністрів України «Про схвалення Транспортної стратегії України на період до 2020 року» № 2174-р від 20.10.2010; Законом «Про внесення змін до Митного кодексу України (щодо збереження та розвитку вітчизняної суднобудівної промисловості)» № 6475 від 19.05.2017 р.

Дисертаційна робота містить результати досліджень, які було отримано при виконанні наступних науково-дослідних робіт (НДР): держбюджетної НДР № 1769 «Удосконалення методів розрахунку граничної й утомної міцності конструкцій корпусів суден на основі моделювання експлуатаційних навантажень» (2010-2011 р.р., номер державної реєстрації 0110U001326) та госпрозрахункової НДР № 1789 «Разработка рекомендаций по предотвращению трещин усталости на днище земснарядов», в яких здобувач брав участь як виконавець.

Мета дисертаційного дослідження полягає в удосконаленні експериментально-теоретичного методу оцінки втомної міцності та розробці на

його основі практичних методик розв'язку задач втомної міцності конструктивних вузлів корпусу судна.

Задачі дисертаційного дослідження. Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні задачі.

1. Обґрунтувати доцільність використання експериментально-теоретичного методу для розрахунку втомної міцності конструкцій корпусу судна та удосконалити класифікацію методів оцінки циклічної міцності вказаних конструкцій.
2. Розробити алгоритм оцінки втомної міцності типових осередків концентрації напружень при нерегулярному навантаженні.
3. Розробити критеріальні залежності експериментально-теоретичного методу для розрахунку втомної міцності типових осередків концентрації при навантаженні нерегулярного характеру.
4. Дослідити можливість та необхідність урахування середніх напружень циклу на другій малоцикловій ділянці кривої втоми типового концентратора, а також необхідність врахування залишкових зварювальних напружень при розрахунку втомної міцності суднокорпусних конструкцій.
5. Розробити спрощений метод визначення теоретичних коефіцієнтів концентрації зварних суднокорпусних вузлів, що дозволить мінімально використовувати розрахункові комплекси скінченно-елементного аналізу.
6. Розробити практичні методики та програмне забезпечення для розв'язку задач оцінки втомної міцності суднокорпусного вузла при регулярному і стохастичному навантаженні, а також проектування вузла та визначення параметрів допустимого навантаження із умови забезпечення заданого рівня втомної міцності.

Об'єктом дослідження виступає накопичення втомних пошкоджень у тонкостінних конструкціях корпусу судна.

Предметом дослідження є експериментально-теоретичний метод розрахунку втомної міцності зварних суднокорпусних вузлів.

Для виконання досліджень використовувались наступні **методи**.

1. Загальнонаукові методи та прийоми дослідження (формалізація, гіпотетико-дедуктивний метод, аналіз та синтез, абстрагування, узагальнення, ідеалізація, індукція, аналогія та моделювання) у всіх виконаних в дисертаційній роботі дослідженнях та при розв'язку практичних задач.
2. Методи теорії імовірностей та математичної статистики для обробки даних втомних випробувань моделей зварних вузлів та для обробки даних замірів мікрогеометричних параметрів зварних швів.
3. Метод скінченних елементів, на якому базуються спеціальні програмні комплекси, для аналізу напружено-деформованого стану суднокорпусних вузлів.
4. Методи розв'язку нелінійних рівнянь при розв'язку задач оцінки втомної міцності суднокорпусного вузла, його проектування та визначення допустимого навантаження, а також в комп'ютерній програмі розв'язку задач втомної міцності суднокорпусних вузлів.

Наукова новизна одержаних результатів. У дисертаційній роботі удосконалено експериментально-теоретичний метод розрахунку втомної міцності суднокорпусних конструкцій. Удосконалений варіант методу на відміну від базового дозволяє виконувати розрахунки циклічної міцності зварних конструктивних вузлів корпусу судна в умовах нерегулярного зовнішнього навантаження, коефіцієнти концентрації напружень цих вузлів при цьому визначаються з певним рівнем забезпеченості, враховуючи локальну геометрію зварних швів.

В результаті досліджень отримано наступні наукові результати.

Вперше на основі базового варіанту експериментально-теоретичного методу, з урахуванням впливу на показники втоми основних факторів, розроблено критеріальні залежності для типового концентратора напружень, які дозволяють виконувати оцінку його втомної міцності не тільки при регулярному, а й стохастичному навантаженнях.

Вперше при визначенні теоретичного коефіцієнта концентрації напружень в конструктивних вузлах від стикових і кутових зварних швів запропоновано використовувати величини радіусів і кутів нахилу профілю швів в місці переходу від основного металу до наплавленого, значення яких при заданому рівні забезпеченості встановлено на основі статистичної обробки великої серії опублікованих в літературі даних, з урахуванням виду зварювання, що дозволяє отримати результат без виконання натурних замірів цих величин.

Удосконалено метод визначення теоретичного коефіцієнта концентрації напружень в зварному суднокорпусному вузлі як добутку таких коефіцієнтів від загальної геометрії і зварного шва при узагальнених значеннях його геометричних параметрів, що дозволяє суттєво спростити розрахунок і отримати результат із незначним завищенням величини такого коефіцієнта.

Отримала подальший розвиток класифікація методів розрахунку втомної міцності конструктивних вузлів за типом показника інтенсивності накопичення втомного пошкодження на основі аналізу існуючих в суднобудуванні методів, що дозволило встановити переваги і доцільність використання експериментально-теоретичного методу для вирішення різного типу практичних задач втомної міцності зварних конструктивних вузлів.

Практичне значення одержаних результатів.

1. Розроблено алгоритм оцінки втомної міцності типових осередків концентрації напружень при нерегулярному навантаженні з використанням гіпотези лінійного підсумовування втомних пошкоджень для навантаження з неперервним або ступінчастим розподілом.

2. Отримано параметри розподілу радіусів та кутів нахилу профілю стикових та кутових зварних швів для різних видів зварювання, які використовуються для визначення локального напружено-деформованого стану та концентрації напружень у зварних суднокорпусних вузлах.
3. На базі експериментально-теоретичного методу розроблено методики для розв'язку задач оцінки втомної міцності суднокорпусного вузла при регулярному і стохастичному навантаженні, а також проектування вузла та визначення параметрів допустимого навантаження за умови забезпечення заданого рівня втомної міцності. Вказані методики можуть бути застосовані на стадії проектування суден, а також для визначення залишкового ресурсу конструкцій суден, що експлуатуються.
4. Розроблено програмне забезпечення «ETM fatigue», яке дозволяє автоматизувати побудову кривих втоми суднокорпусних вузлів та розв'язок типових задач втомної міцності з використанням експериментально-теоретичного методу.

Практичне застосування результатів досліджень відображено у наступному:

1. «Практичні методики розв'язку задач втомної міцності конструктивних вузлів суднового корпусу за допомогою експериментально-теоретичного методу». УКФА 360032. Миколаїв: НУК, 2017. 53 с.
2. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 76716 Державної служби інтелектуальної власності України. Комп'ютерна програма «ETM fatigue» / Л.І. Коростильов, Д.Ю. Литвиненко. Дата реєстрації 08.02.2018.

Впровадження результатів. Результати наукових розробок впроваджено в навчальний процес при викладанні дисциплін студентам і аспірантам кораблебудівного навчально-наукового інституту за спеціальністю 135 – «Суднобудування» (акт від 28.09.2018).

Розроблені в роботі методики впроваджені у ТОВ «МАРІН ДИЗАЙН ІНЖИНІРІНГ МИКОЛАЇВ» (акт від 16.10.2018) для виконання оцінки втомної міцності суднокорпусних конструкцій.

Особистий внесок здобувача. Наведені у дисертації положення, всі отримані закономірності і висновки щодо удосконалення експериментально-теоретичного методу розроблені особисто здобувачем. У роботах, написаних у співавторстві, здобувачу належить: [46] – аналіз літературних джерел, виконання розрахунків, побудова кривих втоми, аналіз результатів; [47] – аналіз літературних джерел, аналіз застосовуваних на практиці методів оцінки втомної міцності і удосконалення їх класифікації; [102] – аналіз літературних джерел, виконання оцінки коефіцієнтів концентрації напружень серії зварних вузлів за допомогою скінченно-елементного аналізу та з використанням наближених залежностей, виконання порівняльного аналізу наближених залежностей для оцінки коефіцієнтів концентрації напружень у стикових зварних швах; аналіз результатів розрахунків; [103] – аналіз літературних джерел, побудова гістограм, перевірка відповідності теоретичних розподілів експериментальним даним за критеріями узгодженості, аналіз результатів розрахунків; [122] – аналіз літературних джерел, розробка алгоритму оцінки втомної міцності типових осередків концентрації напружень при нерегулярному навантаженні, розробка варіантів удосконалення базових залежностей експериментально-теоретичного методу для врахування нерегулярності зовнішнього навантаження, порівняльний аналіз розроблених варіантів на прикладі суднокорпусного вузла, аналіз результатів.

Апробація результатів дисертації. Основні наукові та практичні результати дисертаційної роботи було представлено на 15 конференціях: III, V–VIII міжнародних науково-практичних конференціях «Інновації в суднобудуванні та океанотехніці» (м. Миколаїв, 2012, 2014–2017 рр.); II міжнародній науково-технічній конференції «Актуальні проблеми інженерної механіки» (м. Миколаїв, 2012 р.); Всеукраїнських науково-технічних конференціях з міжнародною участю «Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд» (м. Миколаїв, 2013, 2015–2018 рр.); XXIII Відкритій науково-технічній конференції молодих науковців і спеціалістів КМН-2013

«Проблеми корозійно-механічного руйнування, інженерія поверхні, діагностичні системи» (м. Львів, 2013 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті MINTT-2016» (м. Херсон, 2016 р.); Міжнародній конференції «Інтеграція виробництва, освіти, інновацій та їх реалізація» (м. Харбін, КНР, 2018).

Публікації. Результати досліджень, що увійшли до дисертації, опубліковано у 24 наукових роботах (з них 5 одноосібно), зокрема: у наукових виданнях України – 5 статей [46], [102], [103], [122], [151] (з них 4 у фахових наукових виданнях, що входять в перелік МОН України); в міжнародних наукових профільних виданнях – 2 статті [47], [120]; у збірниках матеріалів міжнародних і українських науково-технічних конференцій – 17 публікацій [48–50], [117–119], [121], [152–161]; 1 свідоцтві про реєстрацію авторського права на твір [162].

Структура та обсяг дисертації. Робота складається із вступу, 4 розділів, висновків, 5 додатків, списку використаних джерел із 162 найменування. Основний обсяг дисертації міститься на 171 сторінках та включає 34 ілюстрації й 10 таблиць. Обсяг додатків складає 66 аркушів.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ОЦІНКИ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ КОНСТРУКТИВНИХ ВУЗЛІВ СУДНОВОГО КОРПУСУ

1.1 Аналіз підходів щодо оцінки втомної міцності зварних вузлів суднового корпусу

Корпус судна та його конструктивні вузли на протязі строку експлуатації сприймають змінні навантаження різного походження та інтенсивності, які через деякий період після початку експлуатації можуть призвести до появи втомних тріщин та руйнування у місцях з високим рівнем змінних напружень та їх концентрації. Задачі, пов'язані із утомною міцністю зварних вузлів суднового корпусу, є комплексними та недостатньо вивченими до теперішнього часу. Останнє є причиною наближеності більшості існуючих розрахункових залежностей, що узагальнюють накопичені експериментальні дані, а також причиною розбіжностей в результатах, отриманих за різними методами та формулами. Існуючі підходи до визначення втомної міцності конструкцій корпусу судна можна поділити на такі, що засновані на порівняльному аналізі та на абсолютних оцінках.

Невизначеності при встановленні параметрів довготермінового розподілу робочих напружень у вузлі та невизначеності, пов'язані з критерієм руйнування матеріалу в «гарячих» точках конструкції й із розсіюванням опору втомі, складності в оцінці впливу технологічних факторів на умови виникнення та розвитку втомного руйнування, орієнтовний характер оцінки пошкодження при нерегулярному навантаженні та інші фактори обумовили використання на початку порівняльних розрахункових методів оцінки втомної міцності в суднобудуванні.

Порівняльний аналіз втомної міцності, як вказується у роботах [1–3], будується на припущенні, що, згідно з даними експлуатації, вибрана в якості базової конструкція має задовільну втомну міцність. Фактичний ресурс базової конструкції є невідомим, відповідно, є невідомим фактичний ресурс конструкції, що досліджується. Однак, довговічність досліджуваного конструктивного вузла повинна бути не менша за довговічність базового. Наприклад, якщо розглядається стаціонарний випадковий процес навантаження у відповідності до закону Релея, згідно з порівняльною методикою О. І. Максимаджі [1, 2], відносна довговічність зварного вузла корпусу судна визначається наступним чином:

$$n = T_1 / T, \quad (1.1)$$

де довговічності вузлів базового судна T та досліджуваного T_1 (в секундах) розраховуються за формулами

$$\left. \begin{aligned} T &= T_e N_R \chi / a^m; \\ T_1 &= T_{e1} N_R \chi_1 / a_1^{m_1}. \end{aligned} \right\} \quad (1.2)$$

Змінні величини в представлених вище рівняннях визначаються наступними залежностями:

$$\left. \begin{aligned} \chi &= x_R^m \int_{x_R}^{x_1} x^{m+1} e^{-x^2/2} dx; \\ \chi_1 &= x_R^{km} \int_{x_R}^{x_1} x^{k(m+1)} e^{-x^2/2} dx, \end{aligned} \right\} \quad (1.3)$$

$$a = 1 - |\sigma_{mH}| / \sigma_B. \quad (1.4)$$

У формулах (1.2) ефективний період T_e (в секундах) зміни навантаження для конструкцій можна розрахувати за формулою:

$$T_e = 2(D_{\sigma} / D_{\sigma}^*)^{1/2} = T / N^*. \quad (1.5)$$

Відповідні змінні у (1.3) визначаються так:

$$x_R = \sigma_{-1}/(D_\sigma)^{1/2}; \quad x_1 = \sigma_B/(D_\sigma)^{1/2}; \quad x = \sigma_{Ha}/(D_\sigma)^{1/2}; \quad (1.6)$$

$$k = \mu_1/\mu. \quad (1.7)$$

В залежностях (1.1)–(1.7) використані такі позначення: N_R – число циклів, що відповідає границі витривалості; σ_{Ha} – амплітуда номінального напруження; σ_{mH} – середнє номінальне напруження циклу; σ_{-1} – границя витривалості при симетричному циклі; σ_B – границя міцності матеріалу; D_σ – дисперсія випадкового процесу зміни напружень; D_σ – дисперсія швидкості вказаного процесу; μ – показник степені для степеневої апроксимації кривої втоми матеріалу; N^* – середнє число викидів напруження вище середнього рівня; σ_{mH1} , σ_{B1} , μ_1 , a_1 , T_{e1} – аналогічні вказаним вище величини для судна, що досліджується. Якщо припустити, що обидва судна знаходяться в умовах одного й того самого морського хвилювання, то $T_{e1} = T_e$.

На даний час у рекомендаціях класифікаційних товариств та міжнародних організацій при розрахунках втомної міцності зварних вузлів [4–7] використовуються методи, засновані на використанні абсолютних оцінок показників втоми конструктивних вузлів. Такими показниками можуть бути силові параметри (напруження, ефективні коефіцієнти концентрації напружень) або деформаційні.

Крім того, усі способи розрахунку на втому суднокорпусних конструкцій, які є описаними в даному розділі, можна поділити на такі, що передбачають визначення локальних напружень, деформацій, тощо, і такі, що виключають цей локальний рівень.

Одна з перших методик абсолютних оцінок втомної міцності конструкцій суднового корпусу була розроблена у ЦНДІ імені академіка О. М. Крилова у 80-ті роки минулого століття. Вказана методика описана у джерелах [8–12]. Вона узагальнює великий об'єм експериментальних даних і була важливим кроком на шляху до розв'язку задач втомної міцності. Крива втоми конструктивного вузла $N_k(\sigma_a)$, яка встановлює зв'язок між числом циклів до

появи тріщини N_k та амплітудою зовнішнього навантаження σ_a , відповідно до розглядуваної методики описується за допомогою залежностей

$$N_k(\sigma_a) = N_R \left[\frac{\sigma_y}{\sigma_a} \right]^{\mu - \mu_n}, \quad (1.8)$$

$$\sigma_y = \frac{\sigma_{-1}}{K_e \sigma_a} \left(1 - \nu \frac{K_e \sigma_{mn}}{\sigma_B} \right), \quad (1.9)$$

в яких, окрім вже відомих величин, ν – коефіцієнт чутливості до середніх напружень циклу; σ_a – амплітуда циклу напружень; K_e – ефективний коефіцієнт концентрації, що визначається на базі експериментальних даних (відповідні випробування проводились в ЦНДІ імені академіка О. М. Крилова для декількох серій натурних та напівнатурних конструктивних вузлів із суднокорпусних сталей).

Величину поправки μ_n до показника степеневої апроксимації кривої втоми матеріалу μ та границю витривалості матеріалу при симетричному циклі σ_{-1} пропонується визначати за формулами

$$\mu_n = \frac{\mu \lg K_e}{\mu \lg K_e + \lg N_R}; \quad (1.10)$$

$$\sigma_{-1} = 70 \sqrt{\frac{\sigma_B}{420}}. \quad (1.11)$$

Рівень втомного пошкодження при стохастичному навантаженні, яке є характерним для суднокорпусних конструкцій, в розглядуваній методиці [8–12] прийнято характеризувати величиною D . Критичне значення цієї величини відповідає появі втомної тріщини певної довжини або повному руйнуванню конструктивного вузла.

Найбільш використовуваною для визначення D є гіпотеза лінійного підсумовування втомних пошкоджень [13]. Критичний рівень міри втомного пошкодження $D_{кр}$, при досягненні котрого передбачається поява втомної

тріщини або повного руйнування, зазвичай приймають рівним одиниці [13], [14]. Розрахунок параметру D за допомогою основних практичних методів, що рекомендуються міжнародними організаціями і класифікаційними товариствами та розглянуті в даному розділі, виконується з використанням даної гіпотези.

Для наближеної оцінки довговічності суднокорпусних вузлів при стохастичному навантаженні у [8, 9] представлено наступну залежність

$$T_y = \frac{N_R T_\sigma \left(\frac{\sigma_y}{a_\sigma} \right)^{\mu - \mu_n}}{\Gamma\left(\frac{n}{2}\right) P(\chi^2, n)}, \quad (1.12)$$

де $\chi^2 = 2 \left(\frac{\sigma_y}{a_\sigma} \right)^{\hat{k}}$; $n = 2 \left(1 + \frac{\mu - \mu_n}{\hat{k}} \right)$; $P(\chi^2, n)$ – функція Пірсона; $\Gamma\left(\frac{n}{2}\right)$ – повна гамма-функція; $\hat{k}$, a_σ – параметр форми та масштабу довготермінового розподілу напружень за законом Вейбулла; T_σ – середній період циклів напружень.

Формула (1.12) була отримана на базі раніше вказаної лінійної гіпотези з використанням (1.8) та передбачаючи, що довготерміновий розподіл напружень у вузлі описується законом Вейбулла.

Дещо відмінну за структурою від представлених у джерелах [4–12] методику запропоновано у Збірнику нормативно-методичних матеріалів Російського морського реєстру судноплавства [15], згідно з якою умова достатньої втомної міцності вузла корпусу судна, що сприймає в загальному випадку зусилля від діючих на корпус загальних та місцевих навантажень, з врахуванням різних режимів експлуатації судна, визначається залежністю

$$\sqrt[4]{\sum_{i=1}^n \bar{t}_i \left[\left(\frac{\sigma_p^\Sigma}{\sigma_F(\sigma_c^\Sigma)} \right)_i \right]^4} \leq k_\partial, \quad (1.11)$$

де n – число розрахункових режимів, що враховуються у аналізі втомної міцності; $\bar{t}_i$ – відносна доля терміну експлуатації судна в i -му режимі по

відношенні до загального строку експлуатації судна; $(\sigma_p^\Sigma)_i$ – сумарна розрахункова величина розмахів змінних нормальних напружень у точці розглядуваної конструкції, в якій перевіряється втомна міцність і може виникнути втомне пошкодження в i -му режимі експлуатації; k_d – коефіцієнт допустимих напружень ($k_d = 1,4$ для повздовжніх та $k_d = 1,5$ для поперечних в'язей корпусу судна); $\sigma_F(\sigma_c^\Sigma)_i$ – границя витривалості конструктивного вузла у розрахунковій («гарячій») точці. Остання величина визначається з врахуванням впливу сумарної величини діючих середніх напружень $(\sigma_c^\Sigma)_i$ в i -ому режимі експлуатації від загальних та місцевих навантажень за наступною формулою

$$\sigma_F(\sigma_c^\Sigma)_i = \sigma_F^0 k_c(\sigma_c^\Sigma)_i, \quad (1.12)$$

де σ_F^0 – границя витривалості вузла (на базі числа «віднульових» циклів навантаження $N_R = 2 \cdot 10^6$) у поперечному перерізі, що розглядається; $k_c(\sigma_c^\Sigma)_i$ – коефіцієнт впливу сумарних величин середніх нормальних напружень. Залежності для визначення останнього та інших величин у (1.11) можна, відповідно, знайти в збірнику нормативно-методичних матеріалів Російського морського реєстру судноплавства [15].

Границю витривалості σ_F^0 пропонується визначати за представленими у вказаному збірнику таблицями для типових зварних вузлів судового корпусу або експериментально. Аналогічні таблиці для розрахунку втомної міцності за методом номінального напруження представлені у рекомендаціях [4], [5], [7]. Крім того, відповідно до збірника нормативно-методичних матеріалів [15], границя витривалості σ_F^0 може бути визначена за допомогою розрахунку методом скінчених елементів (МСЕ).

Методи оцінки втомної міцності, що розглядаються в даному розділі, можуть відрізнятись між собою за показником інтенсивності накопичення втомного пошкодження, пов'язаним з кількістю циклів навантаження N до руйнування. Тому, дані методи можна класифікувати за даним параметром. Аналогічну класифікацію представлено в роботі [3], проте вона є досить

загальною та відображає розробленість проблеми втомної міцності станом на 80-ті роки XX ст.

За типом показника інтенсивності накопичення втомного пошкодження основні методи розрахунку втомної міцності можна поділити на такі групи.

1) Силіві, до яких відносяться:

- a) методи, що засновані на використанні номінальних напружень (метод номінального напруження і експериментально-теоретичний метод, а також способи розрахунку на втому, які використовують ефективний коефіцієнт концентрації напружень);
- b) методи, що передбачають використання конструктивних напружень.

2) Деформаційні.

3) Енергетичні.

4) Такі, що базуються на використанні понять механіки руйнування (коефіцієнти інтенсивності напружень в концентраторі, J-інтеграл Райса).

1.2 Силіві методи розрахунку втомної міцності зварних вузлів суднового корпусу

1.2.1 Методи, що засновані на використанні номінальних напружень

Метод номінального напруження. Даний метод розрахунку втомної міцності передбачає типізацію досліджуваного району корпусу судна, де може з'явитися втомне пошкодження, у відповідності з класифікацією, що представлена у рекомендаціях класифікаційних товариств або міжнародних організацій із розрахунку втомної міцності зварних з'єднань. Метод номінального напруження є, наприклад, представленим у рекомендаціях

Міжнародного інституту зварювання (IIW) [4], [7], Норвезького Верітаса (DNV) [5], Національної комісії охорони здоров'я та безпеки Британії (HSE) [7]. Після типізації критичних областей кожній такій області згідно вказаним рекомендаціям підбирається відповідна S-N крива втоми. Такі криві втоми можуть складатися з двох похилих ділянок, однієї похилої та однієї прямої або з однієї похилої ділянки (у випадку вільної корозії), в залежності від очікуваної кількості циклів та характеру навантаження (з постійною або випадковою амплітудою). Сімейство модифікованих S-N кривих для розрахунку втомної міцності сталевих об'єктів, що знаходяться у повітрі та зазнає дії випадкового навантаження, представлено на рис. 1.1. Вказані криві узагальнюють накопичені на сьогодні дані втомних випробувань і наближено включають, відповідно до рекомендацій [4], вплив наступних факторів на втомну міцність:

- концентрацію напружень, обумовлену загальною геометрією вузла та формою зварного шва;
- напрям навантаження;
- високі залишкові напруження та металургічні умови;
- процедуру інспектування якості зварювання конструкції (наприклад, випробування неруйнівними методами);
- обробку шва після зварювання і дефекти зварного з'єднання в межах допусків;
- вид процесу зварювання (якщо іншого не вказано, передбачається, що з'єднання виконано зваркою плавленням).

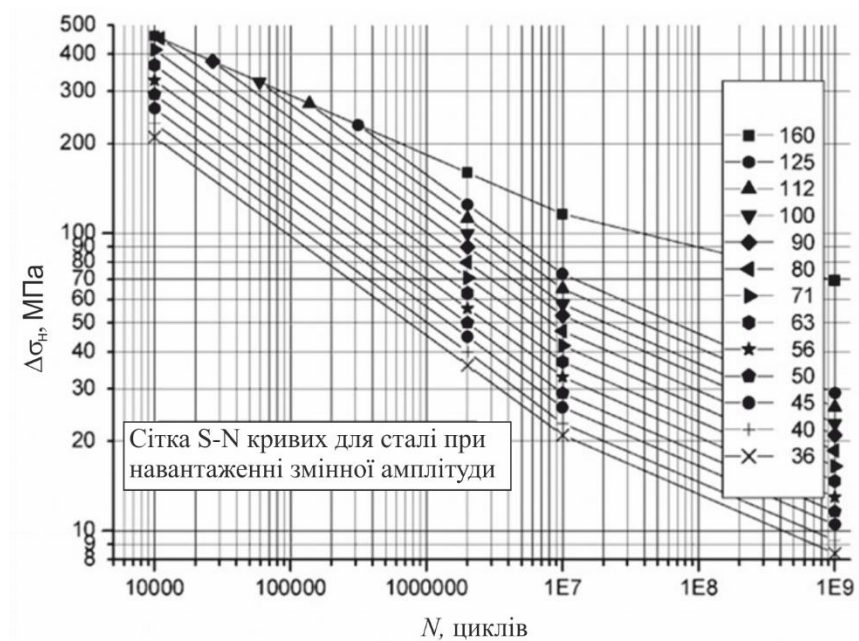


Рисунок 1.1 – Модифіковані S-N криві IIW для визначення втомного пошкодження за правилом лінійного сумування пошкоджень (матеріал – сталь) [4]

Крім переліченого, згідно рекомендаціям [4], у залежності, які описують вказані криві, можуть бути введені поправки, що враховують вплив залишкових напружень, виконання обробки шва після зварювання, вплив підвищеної температури роботи. Криві S-N для умов вільної корозії у морській воді або для випадку наявності корозійного захисту можна знайти у рекомендаціях [5].

Криві втоми для вузла, що досліджується, підбираються незалежно від механічних характеристик сталі, з якої він виготовлений, таке спрощення, як вказано у роботі [16] є виправданим для гострих концентраторів напружень.

Криві S-N, наведені в рекомендаціях [4], [5], [7] можуть бути використані для оцінки втомної міцності зварних конструкцій із сталей з границею плинності при монотонному навантаженні $\sigma_T < 960$ МПа. При цьому величина розмаху напружень в циклі навантаження не повинна перевищувати $1,5\sigma_T$, а максимальне номінальне напруження циклу не повинно бути більше за σ_T . В протилежному випадку доцільно застосовувати інші методи.

Цифровий код FAT (fatigue class, клас втоми) присвоюється вузлу в залежності від його зовнішнього вигляду, способу навантаження, особливостей виготовлення, тощо. Такий клас втоми відповідає границі витривалості конструкції при $2 \cdot 10^6$ циклів навантаження. Крива втоми FAT 160 на рис. 1.1 є S-N кривою для основного металу і обмежує зверху інші.

Похили частини S-N кривих описуються рівнянням:

$$\lg N = \lg C - m_{\text{ном}} \cdot \lg \Delta \sigma_{\text{н}}, \quad (1.13)$$

де N – число циклів до руйнування (згідно рекомендацій [5], критерієм руйнування є тріщина, трохи менша за товщину пластини; для трубчастих з'єднань – тріщина, розмір якої приблизно дорівнює товщині пластини в очікуваній точці появи втомної тріщини); $\Delta \sigma_{\text{н}}$ – розмах циклу номінальних напружень; $\lg C$, $m_{\text{ном}}$ – константи, що визначені для буквено-цифрового коду у відповідному нормативному документі [4–7].

Номінальні напруження при розрахунку на втому визначаються за допомогою технічної теорії згину балок або метода скінчених елементів за наявності даних про зовнішні навантаження.

Криві втоми, представлені в рекомендаціях [4], [5], [7], дозволяють розрахувати втомну міцність вузла для імовірності його руйнування $P_f = 2,3 \%$ (мається на увазі, що кількість циклів до втомного руйнування вузла N , отримане в результаті випробувань при певних параметрах навантаження – випадкова величина, тому криві втоми будують за результатами статистичної обробки експериментальних даних для різної імовірності). Залежності для переходу від S-N кривих з $P_f = 50 \%$ до таких з $P_f = 2,3 \%$ можна знайти в роботах [16], [17].

Ефективним засобом для розрахунку втомної міцності, згідно роботи [16], є нормалізовані криві втоми. Нормалізовані криві втоми представляють собою S-N криві у координатах відносна амплітуда номінальних напружень $\sigma_{\text{на}}/\sigma_{\text{наЕ}}$ – число циклів до руйнування N , де амплітуда номінальних напружень $\sigma_{\text{на}}$ ділиться на технічну границю витривалості даної конструкції $\sigma_{\text{наЕ}}$ ($P_f = 50\%$, $N = 2 \cdot 10^6$, при незмінному коефіцієнті асиметрії циклу R , який являє собою

відношення між мінімальним $\sigma_{\min}$ та максимальним номінальним напруженням циклу $\sigma_{\max}$).

Особливості розрахунку довговічності зварних з'єднань у випадку об'ємного напруженого стану можна знайти у джерелах [4], [16], де представлені деякі рекомендації для розрахунку втомної міцності при синфазному та несинфазному навантаженні постійної та змінної амплітуди.

Методи розрахунку втомної міцності, що базуються на використанні ефективних коефіцієнтів концентрації напружень. Ефективний коефіцієнт концентрації напружень відповідно до робіт [3], [17] показує вплив концентрації напружень на втомну міцність і являє собою відношення границі витривалості гладкого зразка до границі витривалості конструктивного вузла (фізичний зміст ефективного коефіцієнту концентрації пояснений в роботах [3], [14], [17]). Даний коефіцієнт може застосовуватись для визначення границі витривалості зварного вузла, як наприклад, у методиці, розробленій в ЦНДІ імені академіка О. М. Крилова (див п. 1.1).

Залежності, які були поширені на просторах СНД, для наближеної оцінки границі витривалості зварних вузлів та деякі приклади їх використання представлені у публікаціях [18], [19]. Оцінки ефективного коефіцієнта концентрації K_e , як правило, виконуються на базі відомого теоретичного коефіцієнта концентрації K_t , який визначається на практиці наближеними формулами або за допомогою методів скінчених і граничних елементів.

У закордонній практиці для оцінки величини K_e , відповідно до робіт [16], [20], використовуються методи усереднення напружень, запропонований Нейбером, критичної відстані та найбільш напруженого об'єму Кугуела. Перший із перелічених застосовується у формі методу фіктивного закруглення концентратора напружень. Опис основних положень методу найбільш напруженого об'єму Кугуела та методу усереднення напружень Нейбера можна знайти у джерелі [16].

Метод критичної відстані був запропонований Петерсоном та доопрацьований згодом Лоуренсом для розрахунку втомної міцності зварних

з'єднань з неперервними і точковими швами. Даний метод передбачає, що напруження, які визначають втомну міцність зварного з'єднання, повинні бути розраховані в точці нижче поверхні осередку концентрації на критичну відстань ρ^* , яка є константою матеріалу і залежить від його властивостей.

Таким чином, ефективний коефіцієнт концентрації напружень для зварного з'єднання в залежності від величини ρ^* , можна розрахувати за формулою:

$$K_e = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{\rho^*}{\rho}}, \quad (1.14)$$

де ρ – радіус в місці переходу від основного металу до металу шва або радіус закруглення кореня шва, K_t – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень.

Враховуючи, що радіус переходу ρ має широке розсіювання, Лоуренс запропонував використовувати при розрахунку довговічності зварного з'єднання ефективний коефіцієнт концентрації K_{emax} , значення якого визначається при критичному значенні радіуса $\rho_{кр} \approx \rho^*$.

Критична відстань ρ^* , відповідно до роботи [17], представляє собою радіус структурного елемента, тобто такого мінімального об'єму металу, у якому ще може розвиватися механізм руйнування. Форма структурного елемента передбачається сферичною. Для сталей, згідно Лоуренсу, ρ^* розраховується за наступною формулою:

$$\rho^* = 0,025 \left(\frac{2068}{\sigma_B} \right)^{1,8} \approx \frac{10870}{\sigma_B^2}. \quad (1.15)$$

Ефективний коефіцієнт концентрації напружень, отриманий описаним способом, Лоуренс відносив до області середньої і високої довговічності ($N > 10^5$), крім того, він передбачається незалежним від числа циклів N .

З розвитком обчислювальної техніки обмеження на кількість скінченних елементів при розрахунку напружено-деформованого стану були практично зняті, це дозволило детально моделювати геометрію зварних вузлів і сприяло розповсюдженню метода фіктивного закруглення концентратора напружень,

основні положення якого описані в джерелах [4], [16], [20]. Метод був запропонований Д. Радайєм на базі гіпотези Г. Нейбера. Якщо при розрахунку теоретичного коефіцієнта концентрації напружень для зварного вузла замінити дійсний радіус кривизни концентратора ρ фіктивним ρ_ϕ , то, згідно Радаю, ефективний коефіцієнт концентрації напружень можна отримати, визначивши K_t при такому ρ_ϕ . Останній розраховується за формулою:

$$\rho_\phi = \rho + s_{н.с.} \cdot \rho^*, \quad (1.16)$$

в якій $s_{н.с.}$ – коефіцієнт жорсткості напруженого стану, що можна визначити наступним чином:

$$s_{н.с.} = \sigma_1 / \sigma_i, \quad (1.17)$$

де σ_1 – головне напруження; σ_i – інтенсивність напружень.

Для концентраторів напружень у зварних з'єднань Д. Радай рекомендує значення $s_{н.с.} = 2,5$. У критичному випадку радіус концентратора у зварному з'єднанні прямує до нуля. Радіус структурного елементу ρ^* для низьковуглецевих сталей становить приблизно 0,4 мм. Виходить, що для таких сталей фіктивний радіус ρ_ϕ складає 1 мм у найгіршому випадку і, таким чином, на базі даного радіусу можна для зварних вузлів визначати величину K_e з запасом в бік завищення. Надійність метода фіктивного закруглення концентратора напружень у формі, запропонованій Д. Радаєм, була, згідно із роботою [16], підтверджена на прикладі його використання для дослідження зварних з'єднань з Т-подібним та Y-подібним перерізом.

Модифікований метод фіктивного закруглення концентратора напружень, запропонований Сіджером та ін., є представленим у роботі [16] та рекомендаціях [20].

Для зварних конструкцій з алюмінієвих сплавів у джерелах [4], [16], [20] пропонується застосовувати також $\rho_\phi = 1$ мм, як грубе наближення. Для випадку тонколистових зварних конструкцій товщиною меншою за 5 мм у рекомендаціях [20] було запропоновано використовувати $\rho_\phi = 0,05$ мм.

Спочатку передбачалось використовувати метод фіктивного закруглення концентратора напружень лише для визначення границі витривалості при $2 \cdot 10^6$ циклів. Для переходу в область середньої довговічності пропонували використовувати ряд спеціальних прийомів. Однак, згодом, як вказується у рекомендаціях [20], метод був розширений для розрахунків втомної міцності в області до 10^4 циклів на базі єдиної S-N кривої втоми FAT 225 для зварних з'єднань із сталі (FAT 630 для тонколистових з'єднань із сталі, FAT 71 у випадку алюмінієвих сплавів і FAT 180 для тонколистових зварних конструкцій із алюмінієвих сплавів). Похилі ділянки таких кривих описуються аналогічним до (1.13) рівнянням. Для оцінки втомної міцності зварного вузла за допомогою кривих втоми вказаних класів необхідно визначити величину головних максимальних напружень або відповідний коефіцієнт концентрації. Поправка через ефект товщини в даному методі не потрібна. Ефект залишкових напружень є включеним в криву класу 225.

При використанні розглядуваного методу застосовується поняття «ефективних напружень у концентраторі». Такі напруження є результатом розрахунку головних максимальних напружень у концентраторі з фіктивним радіусом закруглення ρ_f . Вони можуть бути отримані з використанням комп'ютерної 3-D або 2-D моделі зварного вузла, що досліджується, та підходящого розрахункового комплексу для скінченно-елементного аналізу конструкцій.

На 2-D модель повинні бути накладені умови плоского деформування, у рекомендаціях [20] вказані умови, при яких вони застосовуються. При створенні 3-D моделі, як зазначається у роботі [14], профіль шва моделюється незмінним, його форма передбачається ідеалізованою. Згідно роботи [7], заміряний профіль шва на реальному об'єкті також апроксимується ідеалізованим. Локальні напруження в концентраторі можуть бути отримані з використанням місцевого згущення скінченно-елементної сітки, підмоделювання або суперелементів. Рекомендації стосовно створення таких сіток представлені у джерелах [7], [14], [20].

Узагальнена схема розрахунку втомної міцності зварного вузла із сталі за допомогою метода фіктивного закруглення концентратора напружень показана на рис. 1.2.

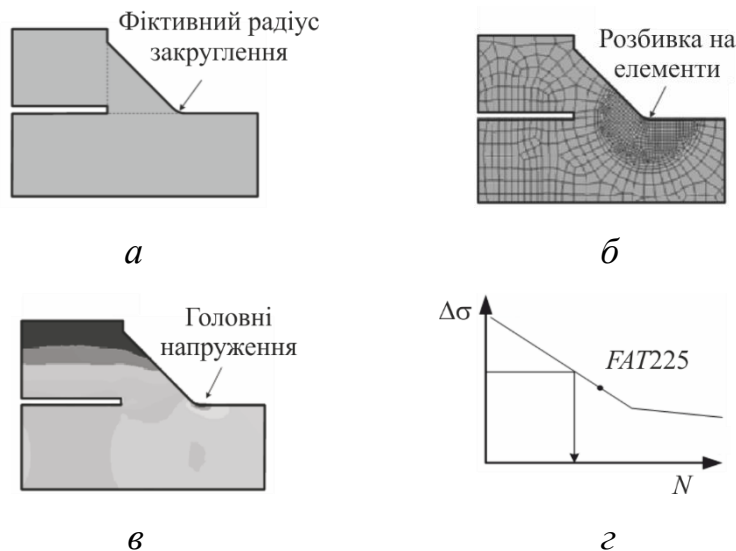


Рисунок 1.2 – Етапи розрахунку втомної міцності сталевій конструкції з використанням методу фіктивного закруглення концентратора напружень [21]:

a – створення геометричної моделі із фіктивним закругленням концентратора;

б – розбивка геометричної моделі на скінченні елементи;

в – визначення величини максимальних головних напружень в концентраторі;

г – розрахунок кількості циклів до появи втомної тріщини за кривою втоми FAT225

Експериментально-теоретичний метод розрахунку втомної міцності зварних конструктивних вузлів корпусу судна, описаний в публікаціях [22–25], був розроблений в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова. Вихідним об’єктом в експериментально-теоретичному методі виступає не вузол в цілому, а присутні у ньому окремі осередки концентрації напружень, найбільш слабким з яких визначається втомна міцність вузла, та, відповідно, всієї конструкції. Головним елементом в такий

розрахункової методиці оцінки довговічності є крива втоми осередку концентрації.

Крива втоми за даним методом, представлена на рис. 1.3, складається з трьох ділянок. Вона будується на базі критеріальних залежностей втоми матеріалу Ленджера та Хейвуда з використанням експериментальних даних циклічних випробувань натурних або напівнатурних моделей при високому рівні номінальних напружень. Вказана крива втоми відображається в напівлогарифмічній системі координат: $n = \lg N$ и $\bar{\sigma}_n = \Delta\sigma_n/\Delta\sigma_{n0}$. При цьому «прив'язка» до результатів циклічних випробувань типового осередку концентрації напружень проводиться на ділянці II в точці з абсцисою n_0 . Індекс «0» при $\Delta\sigma_{n0}$ та n_0 означає, що вказані величини відносяться до експериментальних даних: $\Delta\sigma_{n0}$ – розмах циклу номінальних напружень, котрі мали місце в моделі, при випробуванні на втому якої було встановлено число циклів N_0 до появи тріщини довжиною 1 ... 2 мм.

Ділянка I кривої будується за допомогою з'єднання прямою лінією в напівлогарифмічній системі координат двох точок. Перша точка відповідає досягненню максимальних номінальних напружень циклу гранці міцності σ_v при $n = 0$. Друга – гранична ліва точка ділянки II, котра наближено характеризує циклічну міцність вузла при максимальних номінальних напруженнях циклу рівних границі плинності матеріалу для випадку монотонного навантаження σ_t . Для побудови ділянки II кривої використовується деформаційний критерій втоми матеріалу, запропонований Ленджером, для ділянки III – силовий критерій Хейвуда. Розрахункові залежності метода представлені в роботах [22–25]. Крива втоми обмежується числом циклів 10^8 , яке є характерним числом циклів навантажень за термін експлуатації судна.

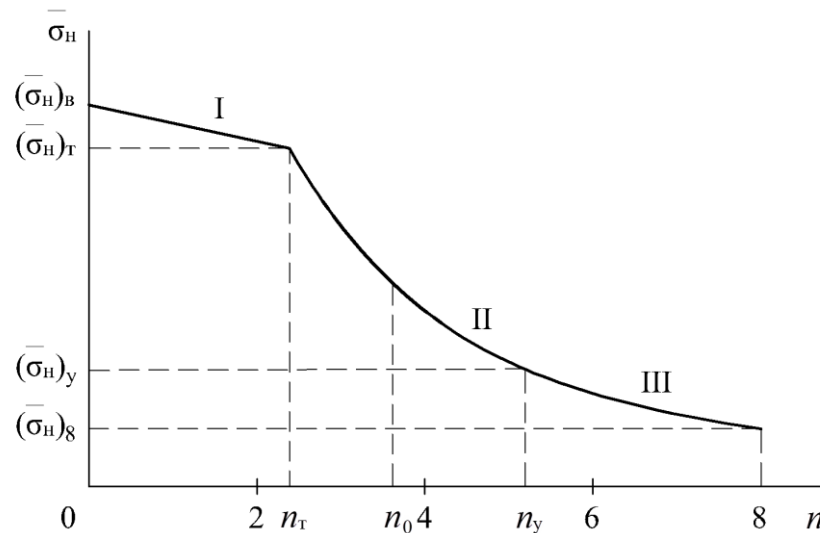


Рисунок 1.3 – Крива втомнї згідно експериментально-теоретичному методу

1.2.2 Методи розрахунку втомної міцності, що базуються на використанні конструктивних напружень

Конструктивними можна назвати такі напруження, які у випадку із зварними вузлами не залежать від радіуса переходу від основного металу до металу шва, а визначаються тільки співвідношеннями загальних розмірів вузла.

Метод напруження у «гарячій» точці передбачає визначення конструктивних напружень у зварному вузлі за допомогою спеціальних прийомів, що базуються на використанні методу скінченних елементів (МСЕ) або експериментальних методів. Дані напруження, включають ефекти макроконцентрації напружень (від загальної геометрії і форми вузла) і виключають приріст напружень, обумовлений наявністю зварного шва. Згідно роботи [14], передбачається, що вплив наявності зварного шва на втомну міцність зварного вузла за даним методом вже врахований у S-N кривих для стикового зварного з'єднання, які використовуються для розрахунку циклічної міцності.

Метод, відповідно до керівних вказівок [26], використовується для зварних вузлів, у яких змінні головні напруження діють переважно нормально

до місця переходу від основного металу до металу шва або нормально до кінців повздовжнього шва, що переривається. При цьому передбачається, що поява втомної тріщини очікується у вказаних місці переходу або кінці шва. Загалом, використання методу обмежується випадками з потенційним місцем руйнування в районі переходу від основного металу до металу шва. Однак, як вказується у рекомендаціях [4], метод напруження у гарячій точці може бути розширеним для розрахунку на втому вузлів з іншими потенційними місцями появи тріщини, включаючи корінь шва.

Конструктивні напруження в гарячій точці визначають екстраполяцією напружень із спеціальних точок, положення яких регламентується відповідними рекомендаціями [4], [6], [7] та керівними вказівками [26]. Екстраполяція може бути лінійною або квадратичною, за двома або трьома точками, відповідно. Загальна схема лінійної екстраполяції напружень представлена на рис. 1.4.

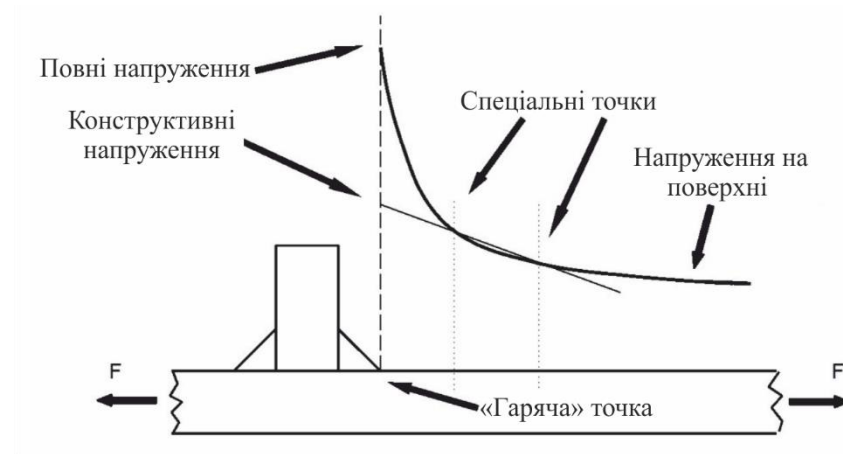


Рисунок 1.4 – Визначення конструктивних напружень в гарячій точці лінійною екстраполяцією [4]

Згідно із рекомендаціями [4], в залежності від розташування та орієнтації по відношенню до місця переходу від основного металу до металу шва, існують наступні два типи «гарячих» точок: «гаряча» точка у місці переходу на

поверхні пластини – точка типу «а»; «гаряча» точка у місці переходу на ребрі пластини – типу «b». Вказані типи представлені на рис. 1.5.

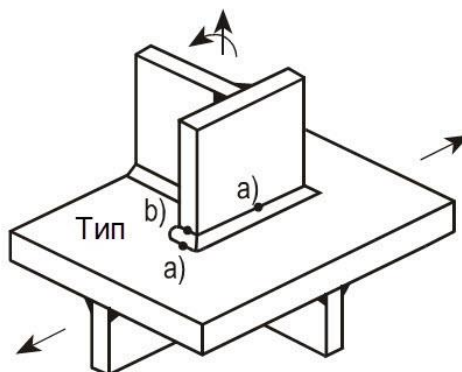


Рисунок 1.5 – Типи «гарячих» точок [4], [26]

Напрямок розмаху найбільшого головного напруження у більшості випадків, що зустрічаються на практиці, практично перпендикулярний до зварного шва. Розмах конструктивних напружень в «гарячій» точці $\Delta\sigma_{hs}$ може дорівнювати розмаху найбільшого головного напруження $\Delta\sigma_1$ в даній точці, при умові, що кут між напрямом останнього і нормаллю до зварного шва є не більшим за 60° . В іншому випадку використовується розмах компонента головних напружень $\Delta\sigma_\perp$, що є нормальним до шва, або мінімального головного напруження в гарячій точці $\Delta\sigma_2$, в залежності від того, що більше. При розрахунку конструктивних напружень екстраполяцією до «гарячої» точки, відповідно до керівних вказівок [26], найбільш коректним способом буде екстраполяція кожного компонента напружень до місця переходу, і подальше визначення головних напружень і їх напрямку у вказаній точці. Проте на практиці задовільно екстраполювати величини $\Delta\sigma_1$ або $\Delta\sigma_\perp$ до «гарячої» точки.

При визначенні конструктивних напружень в «гарячій» точці типу «а» значення напружень, за якими буде виконуватись екстраполяція, встановлюються експериментально або за допомогою МСЕ у спеціальних точках на поверхні пластини (див. рис. 1.4). Положення цих точок призначається в пропорціях від товщини пластини згідно з рекомендаціями [4]

та керівними вказівками [26]. У випадку «гарячих» точок типу «b», положення відповідних точок екстраполяції призначається незалежно від товщини пластини, на ребрі котрої вони знаходяться. Рекомендації для розрахунку конструктивних напружень методом скінчених елементів за допомогою САЕ-комплексів (Computer-aided engineering) можна знайти в рекомендаціях [4], [6] та керівних вказівках [26], [27]. Також в джерелах [4], [26], [27] можна знайти рекомендації для визначення σ_{hs} експериментальним шляхом. Розрахункові значення розмаху $\Delta\sigma_{hs}$ не повинні перевищувати $2\sigma_T$.

Крім прийому екстраполяції для визначення конструктивних напружень використовується лінеаризація напружень у перерізі по гарячій точці. Вказаний та інші способи розрахунку конструктивних напружень у зварних з'єднаннях були розглянуті в роботі [16].

Класифікація S-N кривих для розрахунку втомної міцності методом напруження в «гарячій» точці представлена, наприклад, в джерелах [4], [26] для розповсюджених на практиці з'єднань. Як зазначено у рекомендаціях [7], для розрахунку за даним методом крім того можуть бути використані криві втоми, що використовувались у методі номінального напруження, а також криві, отримані з інших джерел з даними про втомну міцність еталонного вузла. Еталонний вузол слід вибрати так, щоб він був максимально подібним до досліджуваного за геометричними параметрами та параметрами навантаження при якому даний вузол був випробуваний.

Метод напруження в «гарячій» точці також дозволяє врахувати ефект впливу товщини елементів вузла на його втомну міцність (для точок типу «a»), у випадку, коли товщина конструктивних елементів вузла більше базової, яка дорівнює 25 мм.

1.3 Деформаційний метод розрахунку втомної міцності зварних вузлів судного корпусу

Порушення втомної міцності при розвинутій макропластичній деформації в циклах навантаження називають, згідно роботи [28], малоцикловою втомою. Пружно-пластичне деформування може відбуватись в зонах концентрації при пружному деформуванні всієї конструкції, руйнування в таких випадках буде мати місце при невеликих числах циклів. Для розрахунку на втому в умовах пластичного деформування був розроблений деформаційний метод.

Припущення, закладені до розглядуваного методу, передбачають, що поведінка матеріалу в осередку концентрації при циклічному навантаженні конструкції зіставляється з поведінкою порівняльних зразків малих розмірів без концентрації напружень або з невеликим її рівнем, які циклічно випробовувались при одноосному змінному навантаженні. Порівняльний зразок повинен мати таку саму мікроструктуру, як і матеріал в осередку концентрації, такі ж умови на поверхні (включаючи залишкові напруження) і, якщо можливо, такий самий об'єм, як і найбільш напружений матеріал в концентраторі. В протилежному випадку буде потрібна коригування результатів випробувань. Таким чином, розрахунок втомної міцності за допомогою вказаного метода полягає у визначенні змінних деформацій в осередку концентрації та розрахунку числа циклів до появи втомної тріщини за допомогою ε - N кривої, отриманої при циклічних випробуваннях зразків малих розмірів. Така крива пов'язує розмах повної деформації $\Delta\varepsilon$ або пластичної деформації $\Delta\varepsilon_p$ з кількістю циклів до появи тріщини N .

В джерелах [3], [16], [17], [28–31] представлені варіанти залежності $\Delta\varepsilon(N)$. Один з них – критерій Менсона, який має наступний вигляд:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N)^b + \varepsilon'_f (2N)^c, \quad (1.18)$$

де E – модуль пружності матеріалу; σ_f' , ε_f' , b , c – величини, які визначають за допомогою втомних випробувань вказаних вище малих зразків або наближеними оцінками на базі характеристик матеріалу при статичних випробуваннях або його твердості. Формули для таких оцінок предствлені в роботах [16] [30], [32], [33]. Типові значення коефіцієнтів σ_f' , ε_f' , b , c для різних типів сталі, алюмінієвих або титанових сплавів представлені, наприклад, в джерелах [3], [16], [28], [34], [35]. В рівнянні (1.18) доданок $\varepsilon_f'(2N)^c$ відповідає величині амплітуди пластичної деформації, а інший доданок – амплітуди пружної деформації, в інженерних розрахунках його можуть наближено замінювати величиною σ_{-1}/E .

Релаксацію напружень (ефект якої взагалі невеликий) після N_n циклів, згідно роботи [16], можна оцінити за формулою

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_{m.уст}} = (N_n - 1)^{k_{рел}}, \quad (1.19)$$

де σ_m – поточні середні локальні напруження; $\sigma_{m.уст}$ – середні локальні напруження, після того, як цикл навантаження установився; N_n – число циклів навантаження, яке зазнала досліджувана конструкція; $k_{рел}$ – показник ступеня, що визначає міру релаксації, він є функцією амплітуди деформації (наприклад, $k_{рел}$ становить -0,12 для маловуглецевої сталі А36 та $\Delta\varepsilon/2 = 0,2\%$).

Для зв'язку циклічних напружень і деформацій в зоні концентрації використовується циклічна крива матеріалу, яка може бути апроксимована, наприклад, залежністю Ремберга і Осгуда [36], що має такий вигляд:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2K'} \right)^{1/n'}, \quad (1.20)$$

де $\Delta\sigma$ – розмах напружень; K' – коефіцієнт циклічного деформаційного зміцнення; n' – показник ступені циклічного деформаційного зміцнення.

В роботі [16] представлені залежності, що пов'язують величини σ_f' , ε_f' , b , c та K' , n' , наявні в формулах (1.18), (1.20).

Місцеві напруження і деформації можна визначити за допомогою наближеної формули Нейбера [37], яка для гострих концентраторів має наступний вигляд:

$$K_\varepsilon K_\sigma = K_t^2, \quad (1.21)$$

де K_σ , K_ε – коефіцієнти концентрації напружень та деформацій, відповідно, для пружно-пластичного стану.

Залежність, подібна до (1.21), для негострих концентраторів та модифікована формула Нейбера для випадків повної пластифікації поперечного перерізу представлені у роботі [16].

Для зв'язку номінальних і локальних напружень при пружно-пластичній поведінці матеріалу в концентраторі, згідно робіт [16], [30], використовують також апроксимацію Глінки, яка має такий вигляд:

$$K_t^2 \frac{\sigma_n^2}{2E} = \frac{\sigma^2}{2E} + \frac{\sigma}{1+n'} \left(\frac{\sigma}{K'} \right)^{1/n'}, \quad (1.22)$$

де σ – місцеві напруження в концентраторі, σ_n – номінальні напруження.

При розрахунку втомної міцності, теоретичний коефіцієнт концентрації K_t в (1.21), (1.22) може бути замінено ефективним коефіцієнтом концентрації напружень K_e [16], [30]. При цьому використовується максимальне значення K_{emax} , яке визначається при критичному радіусі закруглення концентратора $\rho_{кр} \approx \rho^*$, який відповідає радіусу структурного елементу.

Місцеві залишкові напруження можна врахувати при визначенні параметрів петлі гістерезису для локальних напружень і деформацій, на базі модифікованої залежності (1.21), варіанти якої можна знайти у роботі [16] і один з них представлений нижче

$$\sigma_\varepsilon = \frac{1}{E} (\sigma_n K_e + \sigma_{зал})^2, \quad (1.23)$$

де $\sigma_{зал}$ – залишкові локальні напруження; σ , ε – місцеві напруження і деформації в концентраторі.

Середні напруження циклу σ_m при розрахунку на втому деформаційним методом враховують, згідно із роботами [16], [30], [31], використовуючи рівняння (1.18) з поправкою Морроу

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N)^b + \varepsilon'_f (2N)^c. \quad (1.24)$$

Інша залежність, яка дозволяє врахувати вплив середніх напружень при розрахунку на втому методом, що розглядається, була запропонована Смітом, Уотсоном, Топпером. Вона побудована на припущенні, що добуток $\sigma_{max} \cdot \Delta\varepsilon/2$ є незмінним для заданої довговічності, і має наступний вигляд:

$$\sigma_{max} \frac{\Delta\varepsilon}{2} E = (\sigma'_f)^2 (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f E (2N_f)^{b+c}, \quad (1.25)$$

де максимальне напруження циклу $\sigma_{max} = \sigma_m + \Delta\sigma/2$.

Формула Менсона-Хелфорда для врахування впливу середніх напружень циклу на циклічну міцність має наступний вигляд:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N)^b + \varepsilon'_f \left(\frac{\sigma'_f - \sigma_m}{\sigma'_f} \right)^{c/b} (2N)^c \quad (1.26)$$

Крім представлених вище залежностей деформаційного методу можуть використовуватись їх удосконалені варіанти, які дозволяють ввести в розрахунок фактори масштабу пластичного деформування і виду напруженого стану. Такі залежності представлені, наприклад, в роботах [3], [38], проте вони включають ряд емпіричних параметрів, що може обмежувати їх практичне використання.

Описані залежності деформаційного методу призначені для розрахунку на втому при незмінній амплітуді зовнішнього навантаження. Також в публікаціях [38], [39], [40] представлені варіанти удосконалення залежності (1.18) для розрахунків на втому при стохастичному навантаженні

1.4 Інші методи та комп'ютерні пакети для розв'язку задач втомної міцності зварних конструктивних вузлів

Для опису та оцінки втомної міцності зварних з'єднань, згідно роботи [16], можуть бути використані коефіцієнти інтенсивності напружень в концентраторі (відома концепція, що дозволяє описувати сингулярне поле напружень у вершинах тріщин), J-інтеграл Райса або щільність енергії деформації. В останньому випадку використовується щільність енергії повної деформації у випадку з'єднань із крихких матеріалів або девіаторної частини деформації у випадку пластичних матеріалів. Передбачається, що втомне руйнування настає коли значення відповідної щільності енергії деформації в циліндричному об'ємі навколо вершини концентратора досягає критичної величини. Метод інтенсивності локальних напружень у концентраторі, згідно роботи [16], є достатньо новим і на даний час не всі його аспекти були достатньо вивченими.

Слід зазначити, що у багатьох розрахункових комплексах скінченно-елементного аналізу передбачені спеціальні інструменти та модулі для розв'язку задач втомної міцності, які дозволяють автоматизувати розрахунки та візуалізувати результати. В роботах [29], [41] розглядаються інструменти системи інженерного аналізу ANSYS для розрахунку на втому за допомогою S-N або ϵ -N кривих силовими або деформаційними методами.

Крім того, існує спеціалізований розрахунковий комплекс для розв'язку практичних задач втомної міцності nCode DesignLife, що містить базу циклічних характеристик матеріалів, дозволяє використовувати власні скрипти, розроблені за допомогою мови програмування Python, та виконувати, крім аналізу втомної міцності при дії силового та вібраційного навантаження, аналіз високотемпературної втоми та оптимізацію. Основні можливості комплексу nCode DesignLife розглянуті в роботі [42].

Даний комплекс використовує результати скінчено-елементного аналізу в САЕ системах та S-N або ε -N криві для розрахунків на втому. При цьому він дозволяє вводити поправки, що враховують різні фактори, наприклад, середніх напружень, пластичних деформацій, багатоосьовий напружений стан.

Крім того, комплекс дозволяє вводити поправки, що враховують наявність концентратору напружень. Також він дозволяє використовувати підходи, що засновані на використанні конструктивних напружень. При цьому останні визначаються за допомогою комплексу. Більш докладну інформацію про розрахунок на втому зварних вузлів у комплексі можна знайти в [44, 45].

1.5 Аналіз недоліків та переваг основних практичних методів оцінки втомної міцності зварних вузлів

Метод порівняльного аналізу та ранні способи розрахунку втомної міцності, що базуються на абсолютних оцінках (ЦНДІ імені академіка О. М. Крилова, номінального напруження), є заснованими на ряді припущень та дозволяють отримати лише орієнтовні оцінки втомного пошкодження вузла корпусу судна. Так, метод номінального напруження не дозволяє прийняти в розрахунок індивідуальні властивості матеріалу конкретної конструкції та лише наближено враховує її геометричні особливості, умови виготовлення та ін.

Методи напруження в гарячій точці та фіктивного закруглення осередку концентрації напружень є більш досконалими за рахунок застосування програмних комплексів для моделювання геометрії вузлів. Проте, дані методи мають ряд обмежень на використання. Найбільшим недоліком схеми розрахунку циклічної міцності з використанням напружень у «гарячій» точці є ігнорування механізму втомного пошкодження та розрахунок виходячи з припущення про макроскопічно пружне деформування області, яка включає місце розвитку пошкодження. Припущення про те, що вплив зварного шва на циклічну міцність вузла враховується за допомогою S-N кривої відповідного

класу втоми, дозволяє лише наближено врахувати передачу зусиль у з'єднанні та ефекти мікропластичної деформації [14]. Однією з переваг схеми розрахунку на втому, що використовує фіктивне закруглення концентратора напружень, є використання в розрахунках всього однієї S-N кривої для даного типу матеріалу та умов експлуатації (на повітрі, у морській воді, за наявності катодного захисту). Однак, звичайно, що використання «універсального» радіусу в місці переходу від основного металу до металу шва, який дорівнює 1 мм, може привести до відмінних від експериментальних результатів.

Деформаційний метод розрахунку втомної міцності рекомендується для розрахунків суднокорпусних конструкцій в роботі [38], в той самий час в даній роботі вказується на необхідність його подальшого удосконалення. Очевидно, що для отримання за допомогою даного методу результатів, що є найбільш близькими до експериментальних, необхідно володіти циклічними і статичними характеристиками металу в імовірній зоні появи тріщини (у багатьох випадках це зона сплавки основного металу і металу шва), отримати які на практиці доволі складно. Наближеним є також врахування впливу на довговічність залишкових напружень, асиметрії циклу навантаження, масштабу пластичного деформування, градієнту напружень і виду напруженого стану. Дані фактори можуть не прийматись до уваги взагалі, в залежності від формул, що використовуються, та наявності інформації про величини відповідних емпіричних параметрів матеріалу конструкції. Інше джерело похибок може бути пов'язано з тим, що аналіз втомної міцності даним способом виконується, як правило, для ідеалізованої геометрії, а наявність дефектів виготовлення може бути врахована лише за допомогою наближених залежностей.

Експериментально-теоретичний метод також має у своїй основі деформаційні та силові критерії втоми матеріалу та формулу Нейбера. Однак, «прив'язка» до даних циклічних випробувань моделей вузла дозволяє коригувати відповідну криву втоми, опосередковано приймаючи таким чином у розрахунок ряд вказаних раніше факторів, які мають вплив на втомну міцність вузла та які складно або неможливо врахувати аналітично в деформаційному

методі. Експериментально-теоретичний метод дозволяє отримати криву втоми зварного конструктивного вузла в районі $1 \dots 10^8$ циклів, використовуючи для «прив'язки» відносно невелике число випробувань еталонного вузла, проведених при високих рівнях розмаху напружень.

Однією з переваг даного методу розрахунку втомної міцності в порівнянні з іншими є те, що він дозволяє вирішувати всі типи задач втомної міцності, що мають місце на практиці:

- оцінки циклічної міцності при наявності даних про навантаження;
- проектування суднокорпусного вузла з умови забезпечення необхідної циклічної міцності;
- визначення допустимого навантаження з умови забезпечення втомної довговічності при відомих характеристиках вузла.

Іншою перевагою експериментально-теоретичного методу є комбінована крива втоми, котра будується з врахуванням того, що для розрахунків на малоциклову втому використовується, як правило, деформаційні критерії втоми матеріалу, а для оцінки циклічної міцності в багатоцикловій області – силові. Така крива, як вказувалось раніше, коригується за допомогою «прив'язки» до результатів циклічних випробувань моделей конструктивних вузлів.

Варто зауважити, що методи номінального напруження, напруження в «гарячій» точці, фіктивного закруглення концентратору напружень, які представлені в рекомендаціях класифікаційних товариств та міжнародних організацій дозволяють виконувати оцінку втомної міцності зварних вузлів, при дії навантаження як постійної, так і змінної амплітуди. Розрахунок на втому при навантаженні із змінною амплітудою також можливий з використанням модифікованого деформаційного методу. Базовий варіант експериментально-теоретичного методу може бути застосований лише для регулярного навантаження постійної амплітуди. Також необхідно розглянути питання врахування середніх напружень у розрахункових залежностях методу на другій ділянці кривої втоми (див. рис. 1.3), а також врахування залишкових напружень. До того ж, необхідно розробити зручний для практичного

використання метод визначення теоретичних коефіцієнтів концентрації для зварних вузлів.

Величини втомних пошкоджень D , визначені за допомогою деяких з розглянутих в даному розділі методів, порівнювались між собою в дослідженнях [38] та [40]. Результати зведені до табл. 1.1. Так, в дослідженні [38] для з'єднання повздовжнього ребра жорсткості верхньої палуби з поперечною перегородкою, що підкріплена кницею (вузол 1 в табл. 1.1), розраховані величини D за допомогою методів напруження в гарячій точці, фіктивного закруглення концентратора та деформаційного. Значення D , визначені способом розрахунку циклічної міцності, що використовує ефективний коефіцієнт концентрації напружень, та деформаційним методом, порівнювались в роботі [38] на прикладі кутової ділянки вирізу люка у верхній палубі суднового корпусу (вузол 2 в табл. 1.1). Аналогічне порівняння було виконано в дослідженні [40] для конструкції ковзаючого з'єднання стінок надбудови корпусу судна (вузол 3 в табл. 1.1). У випадку останніх двох типів вузлів найбільш напружена ділянка припадала на район, який не включав зварного шва, через дану причину концепція «гарячої» точки не використовувалась. В роботі [40] було досліджено п'ять конструктивних варіантів ковзаючого з'єднання стінок надбудови корпусу судна, в табл. 1.1 представлені результати для двох з них: конструктивних варіантів 2 та 4.

Таблиця 1.1 – Результати розрахунку втомного пошкодження суднокорпусних вузлів

Тип вузла	Метод розрахунку		
	Напруження в «гарячій» точці	Ефективного коефіцієнту концентрації напружень	Деформаційний
Вузол 1 в роботі [38]	1,68	0,538	0,398
Вузол 2 в роботі [38]	—	0,746	0,024
Вузол 3 в роботі [40] (конструктивний варіант 2)	—	1,467	1,396
Вузол 3 в роботі [40] (конструктивний варіант 4)	—	0,581	0,3

Як видно з табл. 1.1, результати оцінки втомного пошкодження D одного і того ж суднокорпусного вузла різними методами можуть відрізнятись між собою в декілька разів.

Висновки з розділу 1

1. У розділі коротко описані основні практичні методи розрахункової оцінки втомної міцності суднокорпусних вузлів, що представлені в рекомендаціях міжнародних організацій та класифікаційних товариств, а саме: номінального напруження, напруження в «гарячій» точці та фіктивного закруглення концентратора напружень. Також представлені

короткий опис деформаційного методу розрахунку втомної міцності, опис експериментально-теоретичного методу, розробленого в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова, та опис деяких нових методів. Розглянуті методики порівняльного аналізу втомної міцності суднокорпусних конструкцій, ЦНДІ імені академіка О. М. Крилова та методика, запропонована у Збірнику нормативно-методичних матеріалів Російського морського реєстру судноплавства.

2. В результаті аналізу основних практичних способів оцінки втомної міцності, були виділені їх недоліки та переваги. Порівняння результатів оцінки втомного пошкодження суднокорпусних вузлів різними методами показало, що дані результати для одного і того ж вузла при використанні різних методів можуть відрізнятись між собою в декілька разів.
3. Експериментально-теоретичний метод розрахунку втомної міцності суднокорпусних конструкцій можна вважати кращим в порівнянні з іншими основними практичними методами, що використовуються в розрахунковій практиці. До його основних переваг можна віднести те, що метод дозволяє розв'язувати всі типи задач із розрахунку на втому, що мають місце на практиці. Іншою основною перевагою методу є механізм «прив'язки» до експериментальних даних, який дозволяє опосередковано прийняти в розрахунок втомної міцності зварного вузла фактори залишкових напружень, масштабу пластичного деформування, градієнту напружень і виду напруженого стану та інші, які складно або неможливо прийняти в розрахунок аналітично. Метод, однак, не є вільним від недоліків. Для практичного застосування експериментально-теоретичний метод має бути удосконаленим.

У розділі наведено розв'язок першої задачі дисертаційного дослідження. Основні наукові результати опубліковані у працях автора [46–50].

РОЗДІЛ 2

ОБГРУНТУВАННЯ НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ І МЕТОДИ ВИКОНАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Обґрунтування напрямку досліджень та постановка задачі

Водний транспорт є важливим джерелом надходжень до бюджету будь-якої країни, в тому числі й України. Низька собівартість та ефективна експлуатація судна вимагає зменшення його маси і, відповідно, витрат матеріалів, також максимізацію строку служби судна. При цьому повинні бути забезпеченні достатня надійність та міцність судна.

Згідно з інформацією, що представлена табл. 2.1, світовий транспортний флот має у своєму складі досить значну частку відносно старих суден.

Таблиця 2.1 – Вікова структура світового транспортного флоту станом на 2017 рік (у відсотках) [51]

Вік суден, роки	Типи суден					
	Танкери	Балкери	Контейнеровози	Універсальні суховантажні	Інші	Всі
0–4	18,63	35,77	18,63	7,68	14,37	11,75
5–9	30,5	33,80	30,5	16,50	18,65	17,97
10–14	22,72	12,05	22,72	10,20	10,60	10,13
15–19	15,66	9,33	15,66	7,54	8,43	7,00
20+	12,5	9,05	12,5	58,08	47,96	53,15
Середній вік	11,55	8,8	11,55	25,21	22,43	20,57

Як вказано у роботі [52], графіки зміни числа аварійних пошкоджень показують максимум при віці судна 10...14 років. За цей час його знаходження у експлуатації в корпусі проявляється найбільша кількість дефектів. Це обумовлено тим, що найгостріші концентратори напружень в суднових конструкціях встигають вичерпати до цього часу свій ресурс. Інші конструктивні вузли, що мають більш помірну концентрацію напружень вичерпують свій ресурс при подальшій роботі. Таким чином, для запобігання аварій треба проводити своєчасний контроль стану небезпечних елементів корпусу судна та оцінювати їх залишковий ресурс.

В сучасних умовах, згідно статті [53], крім класичного проектування з умови забезпечення граничної міцності стає особливо актуальним проектування з умови забезпечення втомної міцності. Причини набуття актуальності останнього пояснюються нижче.

Протягом строку служби корпус судна піддається значним змінним навантаженням, які спричиняє:

- морське хвилювання, яке створює динамічне навантаження з частотою приблизно 0,1 Гц (кількість циклів такого навантаження протягом строку служби знаходиться між 10^7 та 10^8 , при цьому, слемінг збуджує загальну вібрацію корпусу судна);
- пружна вібрація у місцевих конструкціях, яка спричинена роботою гвинтів та дизельного двигуна (число циклів, обумовлених таким навантаженням, завжди набагато більше за число циклів від дії морських хвиль);
- зміна станів навантаження (наприклад, після розвантаження в порту та прийняття баласту) призводить до деякого малого числа циклів при значних амплітудах напружень.

Корпус судна традиційно проектується з урахуванням максимальних навантажень. В той же час, зростання важливості забезпечення втомної міцності суднокорпусних конструкцій обумовлюється такими факторами:

- зменшенням товщин конструкцій через розширення використання скінченно-елементного аналізу в розрахункових програмних комплексах, що дозволило знизити масу конструкцій та кількість використовуваного матеріалу, проте зменшило запаси втомної довговічності;
- поширенням використання сталей підвищеної міцності, що дозволило значно підвищити статичну міцність конструкцій, однак, практично не змінило рівень втомної довговічності та корозійної стійкості;
- зростанням відношення потужності до маси суден посилило проблеми вібрації.

В роботі [54] досліджувалась розрахунковим шляхом втомна міцність суднокорпусного вузла перетину повздовжнього ребра жорсткості верхньої палуби із рамним бімсом, розташованого в районі перетинання площин мідель-шпангоута із діаметральною площиною танкера типу Афрамекс. При визначенні розмірів в'язей поперечного перерізу корпусу судна використовувались «старі» Правила класифікації та побудови морських суден, в яких проблемі втомної міцності не відводилось достатньої уваги.

В результаті виконаних розрахунків було показано, що втомна довговічність згаданого раніше з'єднання при експлуатації судна в умовах Північної Атлантики складає 13,1 роки. Це значення знаходиться в межах вказаного раніше діапазону, що відповідає максимуму графіків зміни числа аварійних пошкоджень. Для забезпечення втомної довговічності розглядуваного вузла на рівні не менше 25 років при експлуатації судна в тих самих умовах необхідно збільшити момент опору мідель-шпангоутного перерізу корпусу судна.

Таким чином, в статті [54] на прикладі вузла перетину повздовжнього ребра жорсткості верхньої палуби з рамною поперечною в'яззю було показано, що умова забезпечення достатньої втомної міцності може виступати як керуючий критерій при проектуванні суднокорпусних конструкцій.

Як зазначається у розділі 1, для розв'язку задач втомної міцності суднокорпусних вузлів, найбільш придатним можна вважати

експериментально-теоретичний метод. Базові положення методу, його переваги та недоліки викладені у розділі 1. Для практичного використання експериментально-теоретичного методу, однак, необхідно його удосконалити, про що було коротко зазначено у підрозділі 1.5, розробити необхідні алгоритми та методики розрахунку. Крім того, для автоматизації розрахунків на базі даного методу необхідно створити відповідне програмне забезпечення.

Мета дисертаційної роботи – удосконалити експериментально-теоретичний метод оцінки втомної міцності та розробити на його основі практичні методики розв’язку задач втомної міцності конструктивних вузлів корпусу судна.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв’язати наступні **задачі**.

1. Удосконалити базові залежності експериментально-теоретичного методу для розрахунку втомної міцності типових осередків концентрації при навантаженні нерегулярного характеру.
2. Розробити алгоритм оцінки втомної міцності типових осередків концентрації напружень при нерегулярному навантаженні.
3. Дослідити можливість та необхідність врахування середніх напружень циклу на другій малоцикловій ділянці кривої втоми типового концентратора, а також необхідність врахування залишкових зварювальних напружень при розрахунку втомної міцності суднокорпусних конструкцій.
4. Розробити спрощену методику визначення теоретичних коефіцієнтів концентрації зварних суднокорпусних вузлів, що дозволить мінімально використовувати розрахункові комплекси скінченно-елементного аналізу.
5. Розробити практичні методики та програмне забезпечення для розв’язку задач оцінки втомної міцності суднокорпусного вузла при регулярному і стохастичному навантаженні, а також проектування вузла та визначення параметрів допустимого навантаження за умови забезпечення заданого рівня втомної міцності.

Об'єктом дослідження виступає втомна міцність тонкостінних конструкцій корпусу судна.

Предметом дослідження є експериментально-теоретичний метод розрахунку втомної міцності суднокорпусних вузлів.

На рис. 2.1 представлена структурно-логічна схема виконання дисертаційного дослідження.

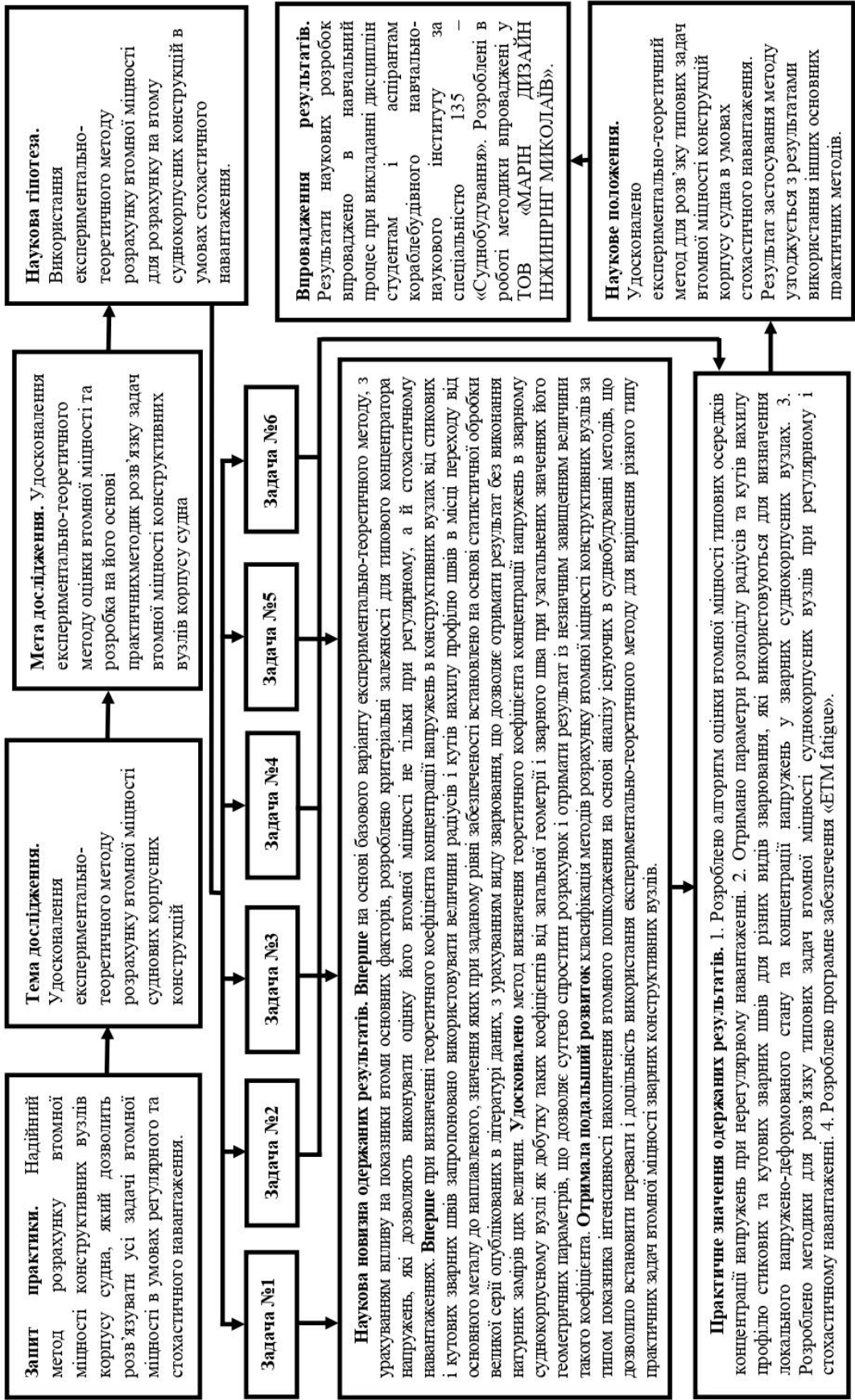


Рисунок 2.1 – Структурно-логічна схема дисертаційного дослідження

2.2 Методи виконання досліджень

2.2.1 Загальнонаукові методи та прийоми дослідження

Загальнонаукові методи та прийоми дослідження, відповідно до роботи [55], мають «проміжний характер» та опосередковують взаємоперехід філософського та частнонаукового знання, а також відповідних методів. При цьому загальнонаукові методи дослідження повинні обов'язково враховувати особливості предмету кожної науки або наукової дисципліни та специфіки пізнання природних, соціальних і духовних явищ.

До методів теоретичного пізнання, що використовувались в дисертаційній роботі, відносяться формалізація та гіпотетико-дедуктивний метод. Перший передбачає відображення змістового знання в знаково-символьному вигляді (формалізованій мові) та використовувався, наприклад, при розробці програмного забезпечення для розв'язку задач втомної міцності суднокорпусних вузлів. Сутність гіпотетико-дедуктивного методу полягає в створенні системи дедуктивно пов'язаних між собою гіпотез, з яких в кінці-кінців виводяться твердження про емпіричні факти. Даний метод широко використовувався в дисертаційному дослідженні, так як при розв'язку усіх задач, перелік яких представлений у підрозділі 2.1, необхідно було задаватись певними припущеннями. Отримані за допомогою таких припущень результати перевірялась на відповідність експериментальним даним, результатам розрахунків відповідно до основних практичних методів, що є рекомендованими класифікаційними товариствами та міжнародними організаціями, а також результатам скінчено-елементного аналізу, в залежності від величин, що досліджувались.

Крім того, у дослідженнях застосовувались загальнологічні методи та прийоми досліджень, до яких відноситься: аналіз та синтез, абстрагування, узагальнення, ідеалізація, індукція, аналогія та моделювання [55].

Аналіз та синтез, абстрагування та узагальнення використовувались в дисертаційному дослідженні при розробці спрощеного алгоритму визначення теоретичних коефіцієнтів концентрації зварних суднокорпусних вузлів.

Метод ідеалізації застосовувався в дисертаційній роботі при розробці комп'ютерних моделей зварних вузлів із незмінною місцевою геометрією шва за його довжиною, яка в дійсності є змінною.

Методи індукції та аналогії застосовувались в дисертаційній роботі при розв'язку всіх задачах наукового характеру, так як вказані розв'язки та висновки були отримані на прикладах конкретних суднокорпусних вузлів та зварних з'єднань.

Метод моделювання використовувався у дисертаційному дослідженні при визначенні коефіцієнтів концентрації напружень суднокорпусних вузлів із застосуванням скінченно-елементного аналізу. Вказаний метод застосовувався при розв'язку задач наукового характеру, де були розроблені та порівнювались між собою різні моделі втоми суднокорпусних вузлів на базі експериментально-теоретичного методу (наприклад, моделі втоми суднокорпусного вузла із врахуванням середніх напружень на другій малоцикловій ділянці кривої втоми). В задачах практичного характеру втомна міцність вузлів також моделювалась за допомогою експериментально-теоретичного методу.

2.2.2 Методи теорії імовірностей та математичної статистики

Як зазначається у роботах [56], [57], для всіх втомних випробувань характерне суттєве розсіювання їх результатів. Тому, криві втоми будують задаючись певною імовірністю руйнування вузла P_f або імовірністю зворотної події (забезпеченістю).

Результати втомних випробувань зручно представляти в логарифмічних координатах. За цими даними будується «середня лінія», що апроксимує експериментальні дані. При заданому десятковому логарифмі розмаху

номінальних напружень $\lg \Delta \sigma_n$ логарифм числа циклів до появи тріщини $\lg N$ у вузлі, згідно до звітів [57], [58], є розподіленім за нормальним законом. Аналогічно, при заданому $\lg N$ розподіл $\lg \Delta \sigma_n$ відповідає нормальному закону. Таким чином, визначивши відповідні параметри нормального закону, можна отримати криву втоми із заданою P_f . Описані прийоми використовувались у розділах 3, 4 для побудови кривих втоми експериментально-теоретичним методом при $P_f = 50\%$ та $P_f = 2,4\%$.

Випадковий характер також мають геометричні параметри зварних швів, такі як радіус та кут нахилу профілю шва у місці переходу від основного металу до металу шва, висота та ширина підсилення шва або його катет. Дані замірів вказаних параметрів також можуть бути статистично оброблені відповідно до робіт [59], [60]. За результатами статистичної обробки експериментальних даних визначають наближено параметри розподілу випадкових величин, будують гістограми та вирівнюючі їх криві. Відповідність останніх даними експериментів перевіряють за критеріями узгодженості Пірсона, Андерсона-Дарлінга, Колмогорова-Смірнова та ін. Схема такої перевірки за вказаними критеріями представлена, наприклад, в роботах [59–61].

Результати виконання статистичної обробки даних замірів радіусів та кутів переходу від основного металу до металу шва для стикових і кутових з'єднань, вироблених різними видами зварювання, представлені в підрозділі 4.1, разом з результатами побудови гістограм розподілу випадкових величин та вирівнюючих кривих, перевірки відповідності підібраних кривих експериментальним даним

Так як морське хвилювання є випадковим процесом, для його опису та визначення зовнішнього навантаження на суднокорпусні вузли також використовується апарат теорії ймовірності та теорії випадкових процесів, основи яких представлені в роботі [59]. Деякі відомості про хвильові навантаження на суднокорпусні конструкції, методики їх визначення та їх довготермінових розподілів, а також приклади застосування таких методик, представлені в роботах [52–55]. Спрощена методика визначення

довготермінового розподілу розмахів номінальних напружень, заснована на розрахунку згідно рекомендацій класифікаційних товариств величини характерного розмаху номінальних напружень (такий характерний розмах напружень є композицією декількох стохастичних компонентів) при певному рівні його забезпеченості. Така методика є описаною в роботах [54], [66] та рекомендаціях [7]. На її базі побудовані «Практичні методики розв'язку задач втомної міцності конструктивних вузлів суднового корпусу за допомогою експериментально-теоретичного методу».

2.2.3 Метод скінченних елементів

Зварні вузли корпусу судна, які є районами зміни геометрії конструкції, як відомо, являються осередком підвищених напружень. Причому, джерелом концентрації напружень може виступати як загальна геометрія і форма вузла, так і місцева геометрія – форма зварного шва, про що було зазначено у розділі 1.

Перші наближені способи визначення теоретичного коефіцієнту концентрації напружень K_t для стикових з'єднань базувались, згідно роботі [67], на теорії пружності і були отримані Г. Нейбером, також використовувався метод фотопружності. Крім того, для визначення величини K_t використовувались метод конформного відображення, метод Колосова-Мусхелішвілі та чисельні методи [56].

Розвиток обчислювальної техніки сприяв поширенню використання чисельних методів для розрахунку напружено-деформованого стану зварних з'єднань, зокрема методу скінчених (МСЕ) та граничних елементів (МГЕ). На базі першого із згаданих методів розроблені та продовжують удосконалюватись ряд комерційних програмних комплексів, таких як ANSYS, SIMULIA Abaqus, MSC Nastran і NX Nastran, модуль інженерного аналізу Solidworks Simulation та ін. [68–71]. Перелічені комплекси в даний час широко застосовуються на практиці, в тому числі для розрахунку міцності суднокорпусних конструкцій. В

останні роки також появились некомерційні пакети інженерного аналізу, наприклад, Salome-MECA на базі вирішувача Code_Aster, Z88Aurora, Elmer, CalculiX та інші.

Метод скінчених елементів дозволяє розв'язувати чисельно широкий спектр задач [69–74]. Сутність методу полягає в представленні досліджуваної конструкції у вигляді сукупності скінчених елементів, в результаті чого створюється сітка із границь елементів. Перетини границь елементів утворюють вузли. Вузлові точки можуть знаходитись додатково посередині границь. Така дискретна модель повинна достатньо добре покривати область досліджуваного об'єкту. Для моделювання суднокорпусних конструкцій можуть застосовуватись одновимірні, двовимірні та тривимірні елементи, в залежності від типу задачі та ідеалізації конструкції, що застосовується. Усі елементи та вузли мають свій номер, глобальний (для всієї скінчено-елементної моделі) та локальний (в межах елементів).

У МСЕ стан деформованого тіла характеризується скінченим числом незалежних параметрів, які є визначеними у вузлах скінчено-елементної моделі. В якості цих параметрів в основному приймають переміщення, відповідно до ступенів вільності вузлів. У МСЕ використовуються загальна система координат (глобальна) та місцеві (локальні). Останні пов'язані з конкретними скінченими елементами. Набору усіх ступенів вільності відповідає глобальний вектор вузлових переміщень моделі, представлений нижче

$$\{U\} = \begin{Bmatrix} u_1 \\ \dots \\ u_q \\ \dots \\ u_N \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{U}_1 \\ \dots \\ \bar{U}_i \\ \dots \\ \bar{U}_n \end{Bmatrix} = 1, \quad (2.1)$$

де u_q – величина переміщення у вузлі номер q (N – загальне число ступенів вільності всієї моделі); $\bar{U}_i$ – підвектор, складений з усіх компонентів переміщення вузла номер i (n – загальне число вузлів у моделі).

Шукана функція – поле переміщень точок деформованого тіла апроксимується за допомогою багатьох кусково-неперервних функцій, що називаються функціями форми. Такі апроксимуючі функції дозволяють інтерполювати вектор переміщень довільної точки елементу $\{U(\bar{X})\}_e$ через вектор вузлових переміщень елементу $\{U\}_e$ у вигляді сум

$$\{U(\bar{X})\}_e = [N_\Phi(\bar{X})]_e \{U\}_e, \quad (2.2)$$

де $\bar{X}$ – набір координат, що визначають положення точки в елементі; $[N_\Phi(\bar{X})]_e$ – матриця функцій форми елементу.

Предбачається, що скінченні елементи взаємодіють тільки через спільні вузли. Внутрішні зусилля, що діють на елементи, замінюються статично або енергетично еквівалентними вузловими силами, що складають вектор вузлових зусиль елементу. Зовнішні розподілені масові та поверхневі сили, що діють на скінчений елемент також приводяться до статично або енергетично еквівалентних вузлових зусиль. До еквівалентних вузлових сил приводяться також сили інерції та початкові деформації.

Матричне рівняння жорсткості скінченного елементу в загальній формі та глобальна система рівнянь рівноваги всієї скінченно-елементної моделі досліджуваного деформованого тіла для задач статки мають наступний вигляд:

$$[K]_e \{U\}_e = \{P\}_e + \{P\}_e^q + \{P\}_e^g, \quad (2.3)$$

$$[K] \{U\} = \{P\} + \{P\}^q + \{P\}^g, \quad (2.4)$$

де $[K]_e$, $[K]$ – матриці жорсткості елементу та скінченно-елементної моделі, перша складається з коефіцієнтів жорсткості, а компоненти другої обчислюються шляхом підсумовування відповідних коефіцієнтів жорсткості скінчених елементів; $\{P\}_e$, $\{P\}$ – вектори вузлових зусиль елементу та усієї моделі; $\{P\}_e^q$, $\{P\}^q$ – приведені до еквівалентних векторів вузлових зусиль зовнішні поверхневі сили для скінченного елементу та для всієї моделі,

відповідно; $\{P\}_e^g$, $\{P\}^g$ – аналогічні до попередніх вектори приведених зовнішніх масових сил.

Граничні умови в переміщеннях, відповідно до роботи [72], можуть враховуватись як при формуванні матриць елементів, так і після складання загальних матриць моделі. Для врахування граничних умов у статичних задачах часто використовується підхід, при якому задані переміщення (для закріплень – нульові переміщення) враховуються шляхом перетворення матриць $[K]$ та $\{P\}$, без зміни розмірності матриць загальної системи рівнянь рівноваги. За іншим підходом передбачається пониження числа ступенів вільності моделі, в результаті чого змінюється розмірність вказаних матриць загальної системи рівнянь рівноваги.

Розв'язок системи рівнянь (2.4) виконується за допомогою прямих або ітераційних методів. Після знаходження глобального вектору вузлових переміщень $\{U\}$ визначають вектори вузлових переміщень для скінчених елементів $\{U\}_e$. З використанням останніх та функцій форми обчислюється поле переміщень для будь-якого елемента. На базі визначеного поля переміщень можна визначити поле деформацій та напружень.

Для розрахунку зварних вузлів, відповідно до роботи [20], можливе використання плоских двовимірних елементів при незмінній геометрії вузла вздовж зварного шва або тривимірних об'ємних елементів у протилежному випадку. Крім того, плоскі оболонкові елементи можуть застосовуватись при розрахунку на втому зварних вузлів методом напруження в гарячій точці, основні положення якого викладено в підрозділі 1.2. Для апроксимації переміщень в межах елементів (функції форми) при розрахунках напружено-деформованого стану за допомогою розрахункових комплексів використовуються в основному лінійні або квадратичні функції координат.

Плоскі елементи, представлені в розрахункових комплексах, мають форму трикутників або чотирикутників з вузовими точками у вершинах кутів та в серединях сторін, або тільки у вершинах. Останні є елементами першого

порядку з лінійною апроксимацією переміщень в межах скінченного елемента. У випадку вузлових точок в серединах сторін та у вершинах елементи мають другий порядок. Функції форми для плоских двовимірних елементів в абсолютних та відносних координатах представлені, наприклад, в роботах [69, 71, 73, 74].

Об'ємні тривимірні скінченні елементи, що представлені в розрахункових комплексах, мають форму тетраедрів або шестигранників, першого або другого порядку, аналогічно до плоских. Функції форми елементів даного типу можна знайти, наприклад, в роботах [71, 73, 74].

Інформація про програмні комплекси, що використовувались в дисертаційному дослідженні, представлена у підрозділі 2.3.

2.2.4 Методи розв'язку нелінійних рівнянь

В дисертаційному дослідженні при розв'язку раніше вказаних задач оцінки втомної міцності суднокорпусного вузла, проектування вузла та визначення допустимого навантаження з умов забезпечення заданого рівня втомної міцності виникала необхідність розв'язку рівнянь наступного виду:

$$f(x)=0, \quad (2.5)$$

де f – задана функція; x – невідома величина.

Для розв'язку рівняння (2.5), відповідно до роботи [75], застосовують теорему Больцано-Коші. Згідно із останньою, якщо неперервна на відрізку $[x_1, x_2]$ функція $f(x)$ на його кінцях має протилежні знаки, тобто $f(x_1) \cdot f(x_2) < 0$, то на інтервалі $[x_1, x_2]$ вона хоча б один раз перетворюється в нуль. Рівняння (2.5) на відрізку $[x_1, x_2]$ буде мати єдиний розв'язок за умови, що функція $f(x)$ є строго монотонною на вказаній ділянці. Умова монотонності виконується коли похідна $f'(x)$ не змінює знак на інтервалі $[x_1, x_2]$.

Найбільш просто розв'язувати рівняння виду (2.5) способом перебору. Для цього всю область визначення функції розбивають на відрізки точками x_i , розташованими одна від одної з певним кроком. Далі перевіряють, чи

виконується на відрізку $[x_{i-1}, x_i]$ умова $f(x_{i-1}) \cdot f(x_i) < 0$. Опис інших способів розв'язку рівнянь формату (2.5) можна знайти в роботі [75]. Сюди відносяться методи половинного ділення, хорд, дотичних та простих ітерацій.

Описаний спосіб перебору використовувався при розробці комп'ютерної програми розв'язку задач втомної міцності суднокорпусних вузлів (див. розділ 4).

2.3 Прикладні програми, що використовувались у дослідженнях

Для автоматизації обчислень, визначення коефіцієнтів концентрації напружень зварних вузлів, побудови гістограм, графіків та розв'язку інших задач в дисертаційній роботі застосовувались відомі програмні продукти, перелік та короткий опис яких представлено нижче.

FreeCAD – некомерційна система автоматизованого проектування загального призначення з відкритим кодом. FreeCAD була створена в першу чергу для роботи у сфері машинобудування та промисловості. Вона має схожі інструменти із системами CATIA, SolidWorks або Solid Edge. Інформацію про програмний продукт, останню його версію та інструкції до застосування можна знайти у джерелі [76]. Система застосовувалась у дисертаційному дослідженні для створення комп'ютерних ідеалізованих моделей зварних вузлів.

Salome-Meca – некомерційна система інженерного аналізу, побудована на базі відкритої платформи SALOME (пре- та постпроцесора) і вирішувача (процесора) Code_Aster.

SALOME – інтегрована платформа для чисельного моделювання з відкритим вихідним кодом, яка представляє собою пре- та постпроцесор. Інформацію про даний програмний продукт та його останню версію можна знайти у джерелі [77].

Code_Aster – вирішувач із відкритим кодом для розв'язку широко спектру задач методом скінченних елементів. Code_Aster з'явився у 1991 році та розповсюджувався до 2001 року на комерційній основі, його розробником є

французька фірма «EDF R&D», котра виконує дослідження у сфері ядерної енергетики. Більш докладна інформація про Code_Aster предствлена в роботі [78]. У джерелі [79] представлені останні версії Salome-Meca та Code_Aster, інструкції з експлуатації, результати верифікації Code_Aster для різних задач та інше.

CalculiX – програмний пакет із відкритим кодом, призначений для вирішення задач механіки деформованого твердого тіла з використанням методу скінченних елементів. Пакет був розроблений групою ентузіастів, котрі працюють у холдингу MTU Aero Engines (ФРН, Мюнхен), що виробляє авіаційні двигуни. Більш докладна інформація про CalculiX представлена у [80].

Описані програмні продукти Salome-Meca та CalculiX використовувались у дисертаційному дослідженні для скінченно-елементного аналізу комп'ютерних ідеалізованих моделей зварних вузлів при статичному навантаженні.

Python – високорівнева мова програмування загального призначення. Python широко використовується в академічних та наукових проектах, так як вона є лаконічною та легкою в освоєнні й має велику стандартну бібліотеку функцій. При цьому застосовуються бібліотеки NumPy, SciPy, SymPy, Pandas, Matplotlib. Основні відомості про мову Python та її застосування до наукових обчислень представлено в роботах [81, 82]. Наукові розрахунки на базі розглядуваної мови програмування та перелічених бібліотек можна виконувати у безкоштовному середовищі розробки та виконання програм Spyder, яке входить до складу пакету Anaconda [83].

Python разом із раніше названими бібліотеками застосовувався у дисертаційному дослідженні для автоматизації розрахунків, розв'язку нелінійних рівнянь, побудови графіків функцій та кривих втоми відповідно різним методам розрахунку втоми міцності, обробки статистичних даних замірів радіусів і кутів нахилу профілю зварних швів в місці переходу від основного до наплавленого металу, статистичної обробки даних втомних випробувань моделей зварних вузлів.

Apache OpenOffice – некомерційний офісний пакет, сумісний із Microsoft Office. Його засоби застосовувались для підготовки тексту дисертаційної роботи та для побудови графіків функцій за сукупністю точок, визначених за допомогою розрахунків або чисельних експериментів. Більш докладна інформація про програмний продукт та його остання версія доступні за джерелом [84].

Embarcadero Delphi (раніше Borland Delphi та CodeGear Delphi) – інтегроване середовище розробки програмного забезпечення для Microsoft Windows, Mac OS, iOS та Android на мові програмування Delphi. Мова Delphi – об'єктно-орієнтовна та базується на мові програмування Object Pascal. Середовище Delphi представляє собою інтегровану оболонку розробника, в яку входить набір спеціалізованих програм, що відповідають за різні етапи створення готової прикладної програми. Основи роботи в середовищі Delphi викладені, наприклад, в роботах [85–87].

Delphi було використано для написання комп'ютерної програми розв'язку задач втомної міцності конструктивних вузлів корпусу судна «ETM fatigue». При цьому застосовувалось Delphi Starter Edition [88], яке розповсюджується безкоштовно та має усе необхідне для розробки доданків 32-bit Windows.

Висновки з розділу 2

1. У розділі 2 виконано обґрунтування напрямку дисертаційного дослідження. Було вказано на важливість забезпечення циклічної міцності суднокорпусних вузлів поряд із граничною, для чого необхідно володіти надійними методами розрахунку на втому. До таких методів можна віднести експериментально-теоретичний, переваги якого зазначені у розділі 1. У вказаному розділі також зазначено, що цей метод потребує удосконалення, що є метою дисертаційної роботи. Також відповідно до мети роботи необхідно розробити на основі методу практичні методики розв'язку задач втомної міцності конструктивних вузлів корпусу судна.

2. Для досягнення поставленої мети потрібно розв'язати наступні задачі: удосконалити базові залежності експериментально-теоретичного методу для розрахунку втомної міцності типових осередків концентрації при навантаженні нерегулярного характеру; розробити алгоритм оцінки втомної міцності типових осередків концентрації напружень при нерегулярному навантаженні; дослідити можливість та необхідність врахування середніх напружень циклу на другій малоцикловій ділянці кривої втоми типового концентратора, а також необхідність врахування залишкових зварювальних напружень при розрахунку втомної міцності суднокорпусних конструкцій; розробити спрощену методику визначення теоретичних коефіцієнтів концентрації зварних суднокорпусних вузлів; розробити практичні методики та програмне забезпечення для розв'язку задач втомної міцності суднокорпусних вузлів при дії регулярного і стохастичного навантаження.
3. Для виконання дисертаційного дослідження використовувались наступні методи: загальнонаукові методи та прийоми дослідження (формалізація, гіпотетико-дедуктивний метод, аналіз та синтез, абстрагування, узагальнення, ідеалізація, індукція, аналогія та моделювання); методи теорії імовірностей та математичної статистики; метод скінченних елементів; методи розв'язку нелінійних рівнянь.
4. У дисертаційній роботі застосовувались наступні прикладні програми: FreeCAD, Salome-Meca, CalculiX, Python, Delphi – для виконання досліджень; Apache OpenOffice – для оформлення результатів.

РОЗДІЛ 3

УДОСКОНАЛЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧНОГО МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ СУДНОВИХ КОРПУСНИХ КОНСТРУКЦІЙ

3.1 Базовий варіант експериментально-теоретичного методу розрахунку втомної міцності конструкцій корпусу судна

Як зазначено в розділі 1, оцінка втомної міцності тонкостінних конструкцій корпусу судна за експериментально-теоретичним методом базується на витривалості найбільш низького за показниками втомленості типового концентратора. Приклад такого концентратора у конструктивному вузлі, який є складовою суднового перекриття, наведено на рис. 3.1.

Крива втоми суднокорпусного вузла, яка є основою метода, описується критеріальними залежностями, представленими в роботах [22–25], [47]. Ці залежності дозволяють виконувати оцінку втомної міцності суднокорпусних вузлів, що випробовують дію навантаження постійної амплітуди певного рівня.

Однак, як було вказано раніше, корпус судна і його конструктивні вузли протягом строку експлуатації випробовують дію стохастичного навантаження. Такий тип навантаження в базовому варіанті методу не розглядався.

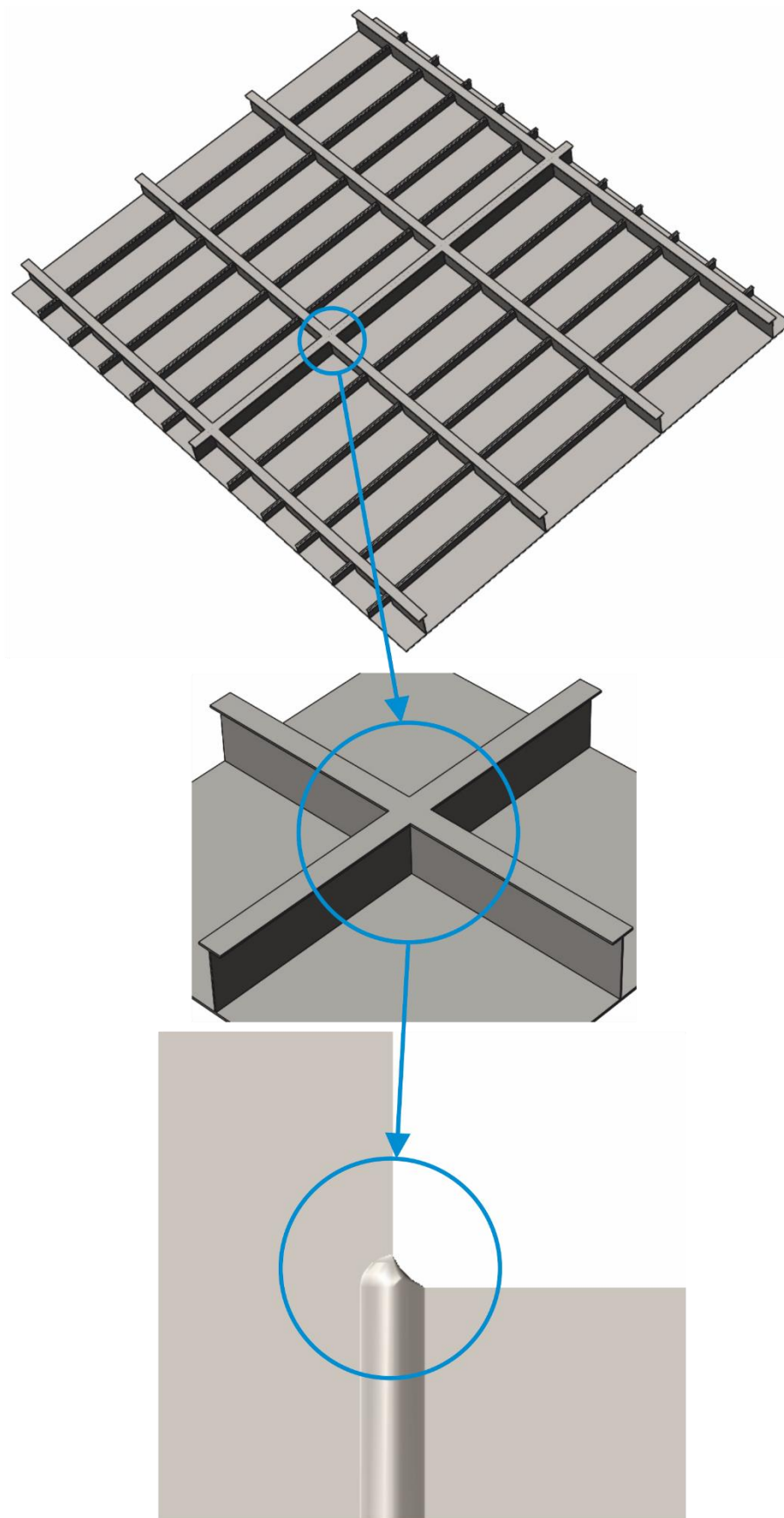


Рис. 3.1 – Типовий осередок концентрації напружень в судновому перекритті

Типова крива втоми концентратора напружень, побудована згідно базовому варіанту методу, представлена на рис. 3.2 в напівлогарифмічній системі координат: $n = \lg N$ та $\bar{\sigma}_H = \Delta\sigma_H/\Delta\sigma_{H0}$ (N , $\Delta\sigma_H$, $\Delta\sigma_{H0}$ – див. розд. 1).

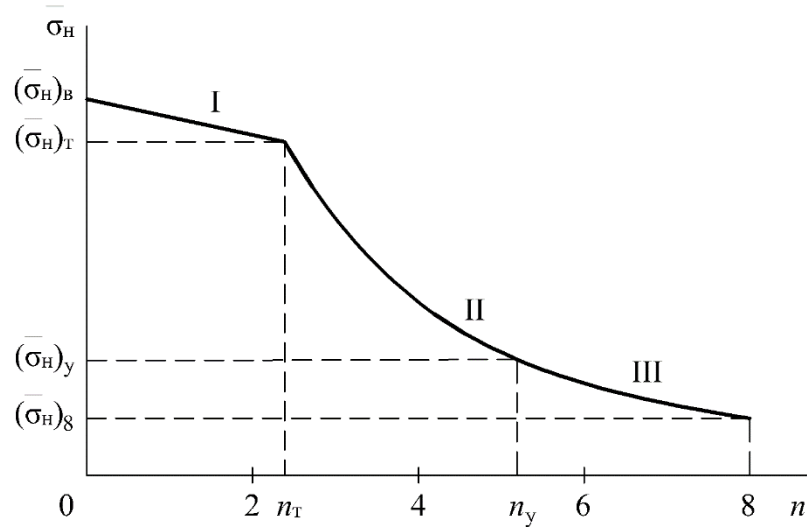


Рисунок 3.2 – Крива втоми за експериментально-теоретичним методом

Розрахункові залежності для кожної ділянки кривої мають наступний вигляд:

– для ділянки I

$$\bar{\sigma}_H = \left(1 - \frac{n}{B}\right)(\bar{\sigma}_H)_B, \quad (3.1)$$

граничні точки $(\bar{\sigma}_H)_B$, 0 і $(\bar{\sigma}_H)_T$, n_T ;

– для ділянки II

$$\bar{\sigma}_H = \left\{ \frac{1 + (\bar{\psi}/10^{0,5n})}{\varphi[1 + (\bar{\psi}/10^{0,5n_0})]} \right\}^{1/s}, \quad (3.2)$$

граничні точки $(\bar{\sigma}_H)_T$, n_T і $(\bar{\sigma}_H)_y$, n_y ;

– для ділянки III

$$\bar{\sigma}_H = \bar{\sigma}_B \left[\frac{2(1 + \beta n^4)}{1 + \alpha n^4} - \delta(n - n_y) \right], \quad (3.3)$$

граничні точки $(\bar{\sigma}_H)_y$, n_y і $(\bar{\sigma}_H)_8$, 8.

У формулах (3.1)–(3.3) використані такі позначення:

$$\left. \begin{aligned} (\bar{\sigma}_h)_B &= \frac{\bar{\sigma}_B}{0,5 + |r_{mh}|}; \quad (\bar{\sigma}_h)_T = \frac{\bar{\sigma}_T}{0,5 + |r_{mh}|}; \\ (\bar{\sigma}_h)_y &= \left\{ \frac{1 + (\bar{\psi}/N_y^{0,5})}{\varphi[1 + (\bar{\psi}/N_0^{0,5})]} \right\}^{1/s}; \quad (\bar{\sigma}_h)_8 = \bar{\sigma}_B \left[\frac{2(1 + \beta n^4)}{1 + \alpha n^4} - \delta(n - n_y) \right]; \\ N_T &= \left\{ \frac{\bar{\psi}}{\varphi[1 + \bar{\psi}/N_0^{0,5}][(\bar{\sigma}_h)_T]^s - 1} \right\}^2; \quad N_y = \left\{ \frac{\bar{\psi}}{2,5(\sigma_T/\sigma_B) - 1} \right\}^2; \\ n_0 &= \lg N_0; \quad n_y = \lg N_y; \quad n_T = \lg N_T; \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

$$\left. \begin{aligned} \bar{\sigma}_B &= \frac{\sigma_B}{\sigma_{h0}}; \quad \bar{\sigma}_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{h0}}; \quad B = \frac{n_T}{1 - (\sigma_T/\sigma_B)}; \\ r_{mh} &= \frac{\sigma_{mh}}{\sigma_h}; \quad \bar{\psi} = 0,625 \frac{E}{\sigma_\epsilon} \ln \frac{1}{1 - \psi_k}; \\ s &= \frac{2}{1 + m}; \quad Q = \frac{2\bar{\sigma}_B}{(\bar{\sigma}_h)_y}; \quad \delta = \frac{r_{mh}(2\beta/\alpha)^2}{(8 - n_y)[1 + r_{mh}(2\beta/\alpha)]}; \\ \alpha &= \beta Q + \frac{Q - 1}{n_y^4}; \quad \beta = \frac{0,0038}{3K_t}; \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

де ψ_k – відносне звуження після розриву; m – показник степені при степеневій апроксимації діаграми деформування матеріалу; β – коефіцієнт, що враховує концентрацію напружень у вузлі; φ – функція, яка враховує відмінності геометричних та механічних характеристик досліджуваного конструктивного вузла та моделі, що випробовувалась на втому; $\sigma_B, \sigma_T, E, K_t, \sigma_{mh}$ – див. розд. 1.

Функція φ визначається за формулою:

$$\varphi = \frac{K_t^{2/(1+m)} \sigma_{T0}^{(1-m_0)/(1+m_0)}}{K_{t0}^{2/(1+m_0)} \sigma_T^{(1-m)/(1+m)}}, \quad (3.6)$$

в якій величини K_{t0}, σ_{T0}, m_0 відносяться до моделі, що випробовувалась на втому.

Показник степені m в формулі (3.6) може визначатися за наближеною залежністю

$$m = 0,75 \frac{\lg \left[\frac{\sigma_B (1 + 1,4\psi_K)}{\sigma_T} \right]}{\lg \left[\frac{\ln[1/(1 - \psi_K)]}{\frac{\sigma_T}{E} + 0,002} \right]}.$$

Відносне звуження після розриву ψ_K , яке не є нормованою характеристикою матеріалу, можна визначати наближено за формулою:

$$\psi_K = 1 - 1,4 \frac{(\delta_5 - 0,1)}{(\delta_5 + 1)(1 - \sigma_T / \sigma_B)},$$

в якій δ_5 – відносне подовження після розриву.

Ділянка II кривої втоми будується на основі припущення про те, що у випадку досягнення максимальних напружень в концентраторі величини границі плинності при пружних номінальних напруженнях циклу, розмах пружнопластичної деформації в осередку концентрації можна визначити за наступною залежністю:

$$\Delta \varepsilon = \Delta \varepsilon_0 \varphi \left(\frac{\Delta \sigma_H}{\Delta \sigma_{H0}} \right)^s, \quad (3.7)$$

де $\Delta \varepsilon_0$ – розмах повної деформації, який діяв в осередку концентрації напружень моделі, що випробовувалась на втому. Дану величину в експериментально-теоретичному методі прийнято визначати за допомоги деформаційного критерію втоми матеріалу Ленджера при відомому числі циклів N_0 . Таким чином, залежність (3.7) дозволяє «прив'язати» згадану ділянку кривої втоми матеріалу до результатів втомних випробувань моделей зварних суднокорпусних вузлів.

Кінцевою точкою ділянки II, як видно з рис. 3.2, є точка $(\bar{\sigma}_N)_y$, n_y , яка наближено відповідає початку пружного деформування в концентраторі напружень.

Ділянка III будується на базі силового критерію втоми матеріалу Хейвуда, який для симетричного циклу навантаження гладкого зразку має такий вигляд

$$\frac{\Delta\sigma}{2\sigma_{\sigma}} = \frac{1+\beta n^4}{1+\alpha n^4}, \quad (3.8)$$

де $\Delta\sigma$ – розмах циклу напружень, а коефіцієнти α та β визначаються з використанням формул (3.4), (3.5). За допомогою коефіцієнта α здійснюється «прив'язка» кривої втоми на третій ділянці до точки $(\bar{\sigma}_n)_y, n_y$.

Крива втоми на ділянці III, побудована згідно (3.8), коригується за допомогою формули Гудмана для врахування впливу на втомну міцність вузла в багатоцикловій області середніх напружень циклу. Ця формула у відносних величинах має вигляд

$$\frac{\left(\frac{\sigma_n}{\sigma_{n0}}\right)_{\text{гр}}}{\left(\frac{\sigma_n}{\sigma_{n0}}\right)_{-1\text{гр}}} + \frac{\left(\frac{\sigma_{mn}}{\sigma_{n0}}\right)_{\text{гр}}}{\frac{\sigma_b}{\sigma_{n0}}} = 1, \quad (3.9)$$

де $\left(\frac{\sigma_n}{\sigma_{n0}}\right)_{\text{пр}}$, $\left(\frac{\sigma_n}{\sigma_{n0}}\right)_{-1\text{пр}}$ – відносні величини розмаху номінальних напружень при асиметричному і симетричному циклі, які відповідають границі витривалості конструктивного вузла; $\left(\frac{\sigma_{mn}}{\sigma_{n0}}\right)_{\text{пр}}$ – відносна величина середніх номінальних напружень циклу при такому ж граничному числі циклів.

На базі наведених вище критеріальних залежностей кривої втоми коцентратора можна виконувати не тільки оцінку втомної міцності конструктивних вузлів, а також визначати параметри змінного навантаження постійної амплітуди і вирішувати проектувальну задачу.

3.2 Загальна характеристика втомної міцності суднокорпусних вузлів при нерегулярному навантаженні і уточнення розрахункових залежностей базового варіанту метода

Корпус судна протягом строку експлуатації сприймає стохастичне навантаження переважно хвильового та вібраційного характеру. Найбільш коректним та надійним способом оцінки втомної міцності конструкцій, що

підлягають такому типу навантаження є циклічні випробування при моделюванні реального випадкового навантаження [89]. Такі випробування є ресурсовитратними та потребують спеціального обладнання.

Більшість лабораторних випробувань на втому здійснюють при постійній амплітуді зовнішнього навантаження. Отже, для інженерних розрахунків необхідно мати залежності, що дозволяють здійснювати оцінку циклічної міцності конструктивних вузлів корпусу судна при випадковому навантаженні на базі характеристик втомної міцності конструкцій, отриманих в результаті випробувань при регулярному навантаженні.

Найбільш розповсюдженою залежністю, що дозволяє вирішувати вказану задачу є заснована на енергетичних принципах гіпотеза лінійного підсумовування втомних пошкоджень Пальмгрена-Майнера

$$D = \sum_{i=1}^q n_i / N_i, \quad (3.10)$$

де D – див. розд. 1; q – кількість ступенів (рівнів) навантаження; n_i – напрацьоване число циклів зовнішнього навантаження на i -тій ступені (інтенсивність зовнішнього навантаження зазвичай виражається амплітудою циклу напружень $(\sigma_a)_i$); N_i – число циклів до руйнування (або зародження втомної тріщини) при регулярному навантаженні досліджуваного вузла амплітудою $(\sigma_a)_i$. Цикли з максимальним напруженням, меншим за границю витривалості вузла σ_R , згідно робіт [89] і [90], в розрахунок не приймаються.

У випадку, коли є відомим неперервний закон довготермінового розподілу зовнішнього навантаження, лінійна гіпотеза підсумовування втомних пошкоджень описується формулою [91]

$$D = N^* \int_{(\Delta\sigma_n)_{\min}}^{(\Delta\sigma_n)_{\max}} \frac{p(\Delta\sigma_n)}{N(\Delta\sigma_n)} d(\Delta\sigma_n), \quad (3.11)$$

де $\Delta\sigma_n$ – розмах циклу номінальних напружень; $p(\Delta\sigma_n)$ – щільність імовірності розподілу величини $\Delta\sigma_n$; $N(\Delta\sigma_n)$ – залежність числа циклів до втомного руйнування (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; N^* – число циклів навантаження за строк експлуатації.

Залежності (3.10), (3.11) є лінійними, хоча в дійсності накопичення втомного пошкодження відбувається нелінійно. Гіпотеза Пальмгрена-Майнера не враховує ряд факторів, таких як зміна циклічних характеристик матеріалу протягом накопичення втомного пошкодження, пошкоджуючий ефект циклів з максимальним напруженням нижче границі витривалості, а також ефект послідовності ступенів навантаження з різною амплітудою $(\sigma_a)_i$.

Аналіз перелічених вище факторів можна знайти в роботах [89], [56]. В останніх також представлені результати експериментального дослідження формул (3.10), (3.11), в тому числі при двоступінчастому навантаженні з однократною зміною рівня напружень.

В роботі [92] показано, що в рекомендаціях із розрахунку втомної міцності суднокорпусних конструкцій більшості класифікаційних товариств використовується гіпотеза Пальмгрена-Майнера і модифіковані для врахування нерегулярності навантаження криві втоми. Також в більшості рекомендацій критичний рівень міри втомного пошкодження D в (3.10) і (3.11) приймають рівним одиниці.

Лінійна гіпотеза підсумовування втомних пошкоджень Пальмгрена-Майнера, не дивлячись на всі її недоліки і на те, що до теперішнього часу розроблено ряд гіпотез нелінійного підсумовування втомних пошкоджень, є основним засобом оцінки циклічної міцності конструкцій корпусу судна в умовах випадкового навантаження [92]. Цю гіпотезу в базовій формі також можна вважати найбільш дослідженою експериментально в порівнянні з іншими.

Низку модифікацій лінійної гіпотези, а також ряд гіпотез нелінійного накопичення втомного пошкодження, описано в роботах [56], [89], [90], [92], [93]. Найбільш простою модифікацією, що дозволяє прийняти в розрахунок ефект циклів навантаження з максимальним напруженням нижче границі витривалості, є продовження кривої втоми для досліджуваного об'єкту нижче

границі витривалості до перетину з віссю абсцис [89]. Аналогічний прийом передбачає гіпотеза, коротко описана в дослідженні [90].

Інша модифікація гіпотези Пальмгрена-Майнера, запропонована Серенсеном і Когаєвим, передбачає, що критичний рівень міри втомного пошкодження $D_{кр}$ в залежності (3.10) відрізняється від одиниці і залежить від форми блоку зовнішнього навантаження, а також від величини максимального навантаження. Як вказується в публікації [94], гіпотеза Пальмгрена-Майнера в оригінальній формі дозволяє отримати результати, що відрізняються від експериментальних в бік завищення втомної міцності, тобто в небезпечний бік.

Модифікація Серенсена та Когаєва цієї гіпотези передбачає, що критичний рівень втомного пошкодження дорівнює одиниці у випадку регулярного навантаження і менше одиниці для випадків нерегулярного. Критичний рівень величини D пропонується визначати розрахунковим шляхом, в залежності від параметрів зовнішнього навантаження. Передбачалось, що результати, отримані за допомогою такої модифікації, повинні краще узгоджуватись з експериментальними оцінками довговічності. Однак, це не підтвердилось у випадку випробувань на зразках із сталі С45 ($\sigma_T = 458$ МПа; $\sigma_B = 682$ МПа), результати яких представлені в роботі [94].

Широко використовувана на практиці модифікація гіпотези Пальмгрена-Майнера, що була запропонована Хайбахом, коротко описана в роботах [89], [93]. Ця модифікація застосовувалась для того, щоб отримати криві втоми, представлені в роботі [47], котрі рекомендуються для розрахунку циклічної міцності суднокорпусних конструкцій Норвезьким Верітасом (DNV), Міжнародною асоціацією класифікаційних товариств (IACS) та ін.

Модифікація Хайбаха передбачає продовження кривої втоми нижче границі витривалості. Нахил ділянки, що додається, пов'язаний з нахилом ділянки кривої втоми, що розташована вище границі витривалості. Передбачається, що такий прийом дозволяє прийняти в розрахунок величини втомного пошкодження D ефект циклів навантаження з максимальним

напруженням σ_{max} нижче границі витривалості σ_R , при умовах навантаження із значним числом циклів.

Накопичення втомного пошкодження в конструкціях і матеріалах, як вже вказувалось, відбувається нелінійно. Однією з причин даного факту є зниження характеристик циклічної міцності матеріалу за відпрацьованим числом циклів навантаження. В роботах [95–96] представлено ряд гіпотетичних критеріїв, що описують динаміку зниження границі витривалості матеріалів.

Іншим фактором, що впливає на суму (3.10), є ефект послідовностей ступенів навантаження з різною амплітудою $(\sigma_a)_i$, який детально розглянуто в роботах [89], [56]. Даний фактор необхідно приймати в розрахунок при невеликому числі ступенів навантаження у блоці. У випадку перемішаних ступенів навантаження (характерних для навантаження хвильової природи) критичний рівень пошкодження D в середньому прямує до одиниці, як вказано у роботі [56].

Пошкоджуючий ефект циклів навантаження з максимальним напруженням нижче границі витривалості ($\sigma_{max} < \sigma_R$) виникає внаслідок того, що мікродефекти, які зароджуються у конструкціях, але не розвиваються при таких циклах, розвиваються при змінному навантаженні з максимальним напруженням, вище за σ_R . В дослідженні [97] експериментально показано для сталі марки Fe 690 (умовна границя плинності $\sigma_{0,2} = 810$ МПа; $\sigma_B = 870$ МПа) та алюмінієвого деформованого сплаву AlMg4.5Mn ($\sigma_{0,2} = 300$ МПа; $\sigma_B = 360$ МПа), що в оцінках втомної довговічності при нерегулярному навантаженні можна обмежитись деякою нижньою границею пошкоджуючих напружень. Таку границю можна встановити як частку від максимального навантаження з діапазону зовнішніх навантажень або як частку від границі витривалості зразка без концентратора напружень або зразка з концентратором. Останній спосіб визначення нижньої пошкоджуючої границі є найбільш використовуваним на практиці.

Таким чином, вказану границю можна визначати множенням коефіцієнту нижньої границі пошкоджуючих напружень ζ ($\zeta < 1$) на границю витривалості

розглядуваного об'єкта при симетричному циклі $\zeta\sigma_{-1k}$. Для врахування впливу середніх напружень циклу потрібно використовувати відповідні наближені залежності [97]. Наприклад, у згадуваній роботі рекомендувалась формула Сміта-Уотсона-Топера (1.25). В цій же роботі на базі результатів експериментального аналізу була рекомендована величина ζ на рівні 0,5.

В роботах [95–96] величина ζ була встановлена розрахунковим та експериментальним способами. Отримані значення знаходились в діапазоні 0,6...0,75.

В роботі [3] для розрахунків втомної міцності суднокорпусних конструкцій рекомендується приймати коефіцієнт нижньої границі пошкоджуючих напружень на рівні 0,5. Але, взагалі, величина ζ залежить від інтенсивності навантаження.

Таким чином, при експериментальному і розрахунковому дослідженні втомної міцності суднокорпусних вузлів, що зазнають дії стохастичного навантаження, в розрахунок треба приймати цикли навантаження з максимальним напруженням на рівні $1/2$ границі витривалості вузла при симетричному циклі навантаження σ_{-1k} і вище. При асиметричному циклі зовнішнього навантаження потрібно використовувати наближені залежності, наприклад, Сміта-Уотсона-Топера (1.25).

Необхідно також уточнити, що за експериментальними даними, отриманими в роботі [97], втомна довговічність (до появи тріщини) зразків із концентратором напружень і без нього для випадків «усічених» по границю $0,5 \cdot \sigma_{-1k}$ випадкових послідовностей навантажень перевищувала втомну довговічність на 10-30 % та на 20-55 %, в залежності від типу випадкового навантаження, що використовувалось.

Враховуючи вище зазначене, для оцінки експериментально-теоретичним методом втомного пошкодження суднокорпусних вузлів, що зазнають дії випадкових навантажень, у разі використання лінійної гіпотези у формі (3.10) або (3.11) необхідно модифікувати базові залежності методу або призначити

величину $D_{кр}$ на відповідному рівні, меншому від одиниці. Таке удосконалення необхідно для наближеного урахування ефектів нерегулярності навантаження.

Найкращим критерієм обґрунтованості такого удосконалення є близькість результатів, розрахованих з використанням модифікованих залежностей, до результатів, отриманих за допомогою циклічних випробувань при моделюванні реального випадкового навантаження. Однак, зважаючи на складність останніх, в якості критерія обґрунтованості може бути прийнята близькість результатів розрахунку втомного пошкодження суднокорпусних вузлів при заданому випадковому навантаженні, отриманих з використанням модифікованих залежностей експериментально-теоретичного методу та гіпотези Пальмгрена-Майнера, до результатів оцінки величини D розповсюдженими у розрахунковій практиці методами, що рекомендуються міжнародними організаціями і класифікаційними товариствами. Такі методи, однак, теж мають ряд недоліків, котрі проаналізовані в роботі [89].

Найбільш простим способом врахування ефектів, пов'язаних з нерегулярністю накопичення втомного пошкодження, при оцінці величини D за допомогою експериментально-теоретичного методу та гіпотези Пальмгрена-Майнера можна вважати вибір критичного рівня міри втомного пошкодження $D_{кр}$ менше одиниці. Величина $D_{кр}$ може бути розрахована за допомогою залежності, запропонованої С. В. Серенсеном. Верифікація даної залежності шляхом порівняння результатів, отриманих за її допомогою, з даними експериментів, виконаних на зразках із сталі С45, була проведена в роботі [94]. Величина $D_{кр}$ розрахована за запропонованою формулою має невисокий ступінь узгодженості з результатами експериментів. Особливо значною розбіжність проявлялась у випадку характерних для експлуатаційних параметрів зовнішнього навантаження. В деяких рекомендаціях для розрахунку втомної міцності конструкцій пропонується встановити величину $D_{кр}$ на рівні 0,5 [94].

Основний вклад в пошкодження суднокорпусних конструкцій вносять навантаження невисокого рівня. Таким чином, при розрахунку втомного пошкодження за формулами (3.10), (3.11) особливу увагу має бути приділено

багатоцикловій області. В такому випадку доцільно модифікувати криві втоми лише в області високих довговічностей, аналогічно модифікації Хайбаха [89].

Способи врахування циклів навантаження з максимальними напруженнями нижчими границі витривалості $\sigma_{max} < \sigma_R$ продовженням кривої втоми за рівень величини σ_R , розглядалось в роботах [89], [90], [95]. Цей спосіб використовувався для кривих втоми, які складались із однієї похилої ділянки в логарифмічних координатах $\lg \Delta\sigma - \lg N$ в діапазоні $10^4 \dots N_R$ циклів.

Крива втоми експериментально-теоретичного методу, що показана на рис. 3.2, складається з трьох ділянок. Кожна ділянка відповідає своєму механізму втомного пошкодження. Границі ділянок залежать від геометричних, механічних і технологічних характеристик конструкції. Таким чином, враховуючи відмінності кривої втоми експериментально-теоретичного методу від типових кривих втоми з однією похилою ділянкою, даний спосіб не розглядався.

В основі залежностей експериментально-теоретичного методу на малоцикловій ділянці II кривої втоми лежить критеріальна залежність втоми матеріалу Ленджера, яка встановлює зв'язок між розмахом повної деформації $\Delta\epsilon$ та числом циклів до появи тріщини втоми N . Даний критерій є спрощеним варіантом формули Кофіна-Менсона

$$\Delta\epsilon = \bar{C}N^{-\bar{\alpha}} + \bar{B}N^{-\bar{\beta}}, \quad (3.12)$$

Де $\bar{C}$, $\bar{B}$, $\bar{\alpha}$, $\bar{\beta}$ – величини, що визначаються за результатами циклічних випробувань гладких зразків або наближеними оцінками.

Критерій (3.12) може бути представлений у формі (1.18). Його спрощені варіанти використовуються при розрахунку на циклічну міцність конструкцій деформаційним методом. Основні положення останнього описані в роботах [3], [39], [40], [98]. Причому, в публікаціях [39], [40], [98] для розрахунку на втому зварних конструкцій, які зазнають дії нерегулярного навантаження, використовуються модифіковані для врахування ефектів нерегулярності деформаційні критерії втоми матеріалу.

Суть таких модифікацій полягає у множенні складової $\bar{B}N^{-\bar{\beta}}$, яка відповідає пружній частині розмаху повної деформації $\Delta\epsilon$, на коефіцієнт ζ . Це дозволяє при числі циклів до появи втомної тріщини N_R , що відповідає границі витривалості матеріалу, отримати розмах пружних деформацій величиною $2 \cdot \zeta \cdot \sigma_{-1}/E$ при нижній границі пошкоджуючих напружень матеріалу. В публікації [39] було прийнято $\zeta = 0,55$ для $N_R = 10^7$.

Введенням такої поправки досягають зниження кривої втоми матеріалу в координатах $\Delta\epsilon-N$. Таким шляхом, очевидно, ураховується раніше описаний пошкоджуючий ефект циклів навантаження з максимальним напруженням меншим границі витривалості а також ефект зниження циклічних характеристик матеріалу протягом накопичення втомного пошкодження.

Поправка ζ до складової $\bar{B}N^{-\bar{\beta}}$ в (3.12), яка відповідає пружній частині розмаху повної деформації, обумовлена тим, що основний вклад у втомне пошкодження конструкції вносять експлуатаційні навантаження «помірного рівня інтенсивності» [39]. Компонент $\bar{B}N^{-\bar{\beta}}$ має переважаючий вплив на величину розмаху повної деформації в багатоцикловій області. Описана раніше модифікація Хайбаха аналогічно вводиться в багато цикловій області для врахування впливу на пошкодження D навантажень такого ж рівня. Критичне значення втомного пошкодження $D_{кр}$, яке відповідає зародженню тріщини, приймають рівним одиниці.

Описаний прийом можна вважати «зворотнім» для випадку, коли коригується величина $D_{кр}$. У зазначеній в [89] розрахунковій методиці закладено припущення, що $D_{кр} = 0,5$. Таке припущення узгоджується з представленим вище способом модифікування кривої втоми, коли приймають $\zeta = 0,5$.

Спрощений варіант деформаційного критерію (3.12), в якому складова $\bar{B}N^{-\bar{\beta}}$ в правій частині формули замінялась на $2\sigma_{-1}/E$, використовувався для оцінки втомної міцності суднокорпусних конструкцій в дослідженні [40]. Крім того, в даний критерій були введені поправки, що враховують нерегулярний

характер зовнішнього навантаження. Вказаний деформаційний критерій втоми матеріалу має такий вигляд

$$\Delta \varepsilon = \bar{C} N^{-\bar{\alpha}} + \frac{2\zeta \sigma_{-1}}{E} \frac{K_t}{K_e}. \quad (3.13)$$

Деформаційний критерій втоми матеріалу Ленджера в його базовій формі відповідає залежності (3.13) без поправок K_t/K_e та ζ . Множник K_t/K_e в (3.13) призначений для врахування ефекту мікропластичного деформування в осередку концентрації напружень. В критерії Ленджера, якій використано в експериментально-теоретичному методі, прийнято $\bar{C} = 1/4 \ln[1/(1-\psi_k)]$ та $\bar{\alpha} = 1/2$.

На підставі вищевикладеного можна запропонувати наступні варіанти модифікування кривих втоми експериментально-теоретичного методу.

- 1) Заміна критерію Ленджера, на якому базуються залежності малоциклової ділянки II кривої втоми, що показана на рис. 3.2, його модифікованим варіантом (3.13), без урахування поправки K_t/K_e . Остання вилучається, так як деформаційний критерій втоми матеріалу в експериментально-теоретичному методі застосовується лише при побудові малоциклової ділянки II кривої втоми. Тоді як вказана поправка призначена для врахування впливу ефекту мікропластичного деформування в багатоцикловій області. Введення коефіцієнта ζ в розрахункові залежності для ділянки II кривої втоми також буде впливати і на координати точки початку пружного деформування $(\bar{\sigma}_n)_y$, n_y і, таким чином, на багатоциклову ділянку III.
- 2) Другий варіант модифікування полягає у введенні поправки на нерегулярність навантаження лише для багатоциклової ділянки III кривої втоми. Коригована таким чином крива втоми може використовуватись для розрахунку конструкцій, що зазнають навантаження в основному невисокої інтенсивності. Модифікування передбачає плавне пониження кривої втоми на ділянці III, у порівнянні з базовою так, щоб при числі циклів до появи тріщини $N = 10^7$, відносний розмах напружень модифікованої кривої $(\bar{\sigma}_n')_7$ визначався добутком базової величини $(\bar{\sigma}_n)_7$

на коефіцієнт ζ . Для урахування асиметрії циклу навантаження передбачається використовувати формулу Гудмана (3.9). Плавність зниження кривої на ділянці III забезпечується при припущенні лінійного змінення коефіцієнту нижньої границі пошкоджуючих напружень ζ між точками $((\bar{\sigma}_n')_y, n_y')$ та $((\bar{\sigma}_n')_8, 8)$ кривої втоми. Точка $(\bar{\sigma}_n')_y, n_y'$ модифікованої кривої втоми і ділянки I та II повинні відповідати таким для базової кривої. Отже, величина коефіцієнту нижньої границі пошкоджуючих напружень $\zeta = 1$ для точки $(\bar{\sigma}_n')_y, n_y'$, тоді як для точки $(\bar{\sigma}_n')_7, 7$ коефіцієнт $\zeta < 1$.

- 3) Одночасне введення поправок до розрахункових залежностей кривої втоми базового методу на малоцикловій ділянці II згідно варіанту 1 і на ділянці III згідно варіанту 2.

При всіх викладених варіантах модифікування кривої втоми концентратора критичне значення міри пошкоджуваності $D_{кр}$ приймається рівним одиниці.

3.3 Розрахункові залежності варіантів коригування базової кривої втоми і аналіз результатів оцінки втомного пошкодження суднокорпусного вузла різними методами

Для вибору найбільш коректного варіанту модифікації кривих втоми експериментально-теоретичного методу із запропонованих, були визначені оцінки втомного пошкодження суднокорпусного вузла різними варіантами, що були описані у підрозділі 3.2. Вказані результати порівнювались із результатами розрахунків втомного пошкодження за методами, що рекомендовані Міжнародним інститутом зварювання (IIW), Норвезьким Верітасом (DNV) та іншими міжнародними організаціями. Опис вказаних методів представлено в публікації [47] та у розділі 1.

Розрахункові залежності варіантів коригування базової кривої втоми експериментально-теоретичного методу (див. підрозд. 3.2), отримані на основі залежностей (3.1) – (3.4), є наведеними далі.

Варіант 1. Розрахункові залежності кривої втоми для даного варіанту отримують заміною в (3.2) та залежностях (3.4) величини $\bar{\psi}$ коригованою $\bar{\psi}'$. Остання визначається формулою

$$\bar{\psi}' = 0,625 \frac{E}{\sigma_B} \ln \left(\frac{1}{1 - \psi_K} \right) \frac{1}{\zeta}. \quad (3.14)$$

Варіант 2. Для побудови ділянки III коригованої кривої втоми в даному варіанті замість формули (3.3) використовується залежність

$$\bar{\sigma}'_H = \bar{\sigma}_B \left[\frac{2(1 + \beta n^4)}{1 + \alpha n^4} \left(\frac{1}{n - n_y} + \frac{\zeta - 1}{8 - n_y} \right) - \delta' \right] (n - n_y), \quad (3.15)$$

де $\bar{\sigma}_B$, n_y , β , α визначаються так само, як і у випадку базових розрахункових формул експериментально-теоретичного методу (3.4), (3.5). Величина δ' в (3.15) визначається відповідно за формулою

$$\delta' = \zeta^2 \frac{r_{mH} (2\beta/\alpha)^2}{(8 - n_y) \cdot [1 + r_{mH} \cdot \zeta \cdot (2\beta/\alpha)]} \quad (3.16)$$

Варіант 3. Розрахункові залежності ділянки II кривої втоми для варіанту 3 отримують аналогічно варіанту 1, з використанням величини $\bar{\psi}'$. Залежність для побудови ділянки III коригованої кривої втоми отримують аналогічно до варіанту 2. Таким чином ця залежність будуть мати наступний вигляд:

$$\bar{\sigma}'_H = \bar{\sigma}_B \left[\frac{2(1 + \beta n'^4)}{1 + \alpha' n'^4} \left(\frac{1}{n - n'_y} + \frac{\zeta - 1}{8 - n'_y} \right) - \delta' \right] (n - n'_y), \quad (3.17)$$

де $\bar{\sigma}_B$ та β визначаються так само, як і у випадку базових розрахункових формул експериментально-теоретичного методу (3.4), (3.5).

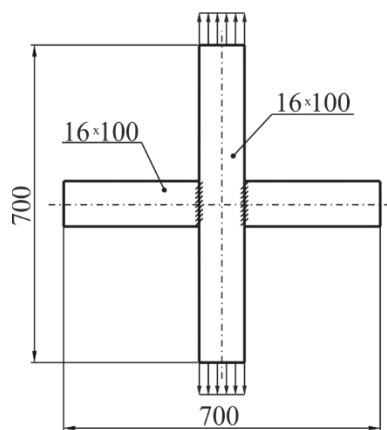
Величина n'_y у (3.17), яка є абсцисою граничної точки ділянки II коригованої кривої втоми, розраховується з використанням таких залежностей:

$$\left. \begin{aligned} n'_y &= \lg N'_y, \\ N'_y &= \left(\frac{\bar{\Psi}'}{\frac{2,5}{\zeta} \cdot \frac{\sigma_T}{\sigma_B} - 1} \right)^2 \end{aligned} \right\} \quad (3.18)$$

Інші ж величини в (3.17) визначаються, відповідно, за формулами

$$\left. \begin{aligned} \alpha' &= \beta Q' + \frac{Q' - 1}{(n'_y)^4}; \\ \delta' &= \zeta^2 \frac{r_{mn} (2\beta/\alpha')^2}{(8 - n'_y) \cdot [1 + r_{mn} \cdot \zeta \cdot (2\beta/\alpha')]}; \\ Q' &= \frac{2\bar{\sigma}_B}{(\bar{\sigma}_H')_y}. \end{aligned} \right\} \quad (3.19)$$

Об'єктом досліджень вибрано вузол перетину поясків рівновисоких балок, схема якого представлена на рис. 3.3, *а*. Натурні моделі суднокорпусного вузла були випробувані при циклічному навантаженні в лабораторії кафедри будівельної механіки корабля Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова [99–101]. На рис. 3.3, *б* представлена фотографія зразка з тріщиною втоми, яка з'явилась при лабораторних випробуваннях.



а



б

Рисунок 3.3 – Вузол перетину поясків рівновисоких балок: *а* – схема вузла; *б* – тріщина втоми в районі зварного шва

Зразки виготовлялись в цехових умовах і зварювались ручним способом. Матеріал – сталь D40 ($\sigma_t = 410$ МПа; $\sigma_b = 620$ МПа). Випробування проводились при близькому до віднульового циклу зовнішнього навантаження. Величина розмаху пружних номінальних напружень при циклічних випробуваннях моделей підбиралась так, щоб максимальні напруження циклу σ_{max} в зоні концентрації досягали значення границі плинності матеріалу σ_t .

Теоретичний коефіцієнт концентрації напружень K_t для суднокорпусного вузла визначався за методикою, представленою в роботі [102]. Ця методика дозволяє визначати величину K_t для зварних вузлів із запасом «в бік завищення».

Радіус r та кут нахилу θ профілю зварного шва в місці переходу від основного металу до наплавленого є одними з основних факторів, що визначають величину K_t . Дані параметри підбирались за їх узагальненими розподілами, що представлені в роботі [103], відповідно до імовірності руйнування об'єкту, для якої будується крива втоми.

Для кривої втоми з імовірністю руйнування вузла $P_f = 50$ % величина $K_t = 4,02$, а при $P_f = 2,3$ % $K_t = 6,20$. Причому, в останньому випадку K_t визначався для забезпеченості радіусу в місці переходу 92 %, так як значення r не може бути менше величини радіусу структурного елементу, тобто радіусу такого мінімального об'єму сферичної форми, в якому ще може виникнути втомне пошкодження в даному матеріалі (див. розділ 1). Залежності для визначення величини радіусу структурного елементу представлені в роботі [17].

Точки «прив'язки» до експериментальних даних були отримані за результатами статистичної обробки даних випробувань моделей [99–101]. Для імовірності $P_f = 50$ % координати точки «прив'язки» були наступними: $\Delta\sigma_{n0} = 309,7$ МПа; $N_0 = 5012$, а для $P_f = 2,3$ % – $\Delta\sigma_{n0} = 287,9$ МПа; $N_0 = 5012$.

Довготерміновий розподіл розмахів номінальних напружень апроксимувався двоохпараметричним законом Вейбулла. Згідно з останнім щільність розподілу розмахів напружень виражається наступною формулою:

$$p(\Delta\sigma_n) = \hat{k} \left(\Delta\sigma_n^{\hat{k}-1} / a_\sigma^{\hat{k}} \right) \exp \left(- (\Delta\sigma_n / a_\sigma)^{\hat{k}} \right), \quad (3.20)$$

де $\hat{k}$ – параметр форми; a_σ – параметр масштабу розподілу. На основі представлених в роботі [104] даних при виконанні розрахунку прийнято: $\hat{k} = 0,93$; $a_\sigma = 18,55$ МПа; загальне число циклів навантаження $N^* = 8,89 \cdot 10^7$.

Результати розрахунку втомного пошкодження вузла перетину поясків рівновисоких балок за трьома варіантами модифікування кривих втоми експериментально-теоретичного методу, а також згідно базовим залежностям методу представлені в табл. 3.1. Нумерація варіантів модифікування кривої втоми відповідає їх нумерації у підрозділі 3.2. Усі розрахунки виконані при віднульовому циклі навантаження.

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку втомного пошкодження вузла перетину поясків рівновисоких балок при різних варіантах модифікації кривої втоми і різній ймовірності руйнування

Варіант модифікування	Ділянки кривої втоми, які коригувались	Коефіцієнт ζ	$(\bar{\sigma}_n')_7 / (\bar{\sigma}_n)_7$	$(\bar{\sigma}_n')_8$, МПа	D
Імовірність руйнування конструктивного вузла 50 %					
Базова крива	–	–	–	59,66	2,17
1	II	0,55	0,79	47,15	6,13
2	III	–	0,52	18,10	7,89
3	II, III	0,55	0,54	26,08	12,81
Імовірність руйнування конструктивного вузла 2,3 %					
Базова крива	–	–	–	47,05	3,94
1	II	0,55	0,78	36,44	10,80
2	III	–	0,52	14,20	11,89
3	II, III	0,55	0,52	20,10	20,32

Криві втоми досліджуваного вузла, побудовані експериментально-теоретичним методом за трьома варіантами модифікації для імовірності руйнування $P_f = 50\%$ та $P_f = 2,3\%$ представлені на рис. 3.4, а і рис. 3.4, б, відповідно. Нумерація кривих відповідає нумерації варіантів у табл. 3.1 та в підрозділі 3.2.

На рис. 3.4 значком «X» позначені результати циклічних випробувань вузла, з використанням котрих визначалась точка «прив'язки», а значком «+» – котрі не враховувались.

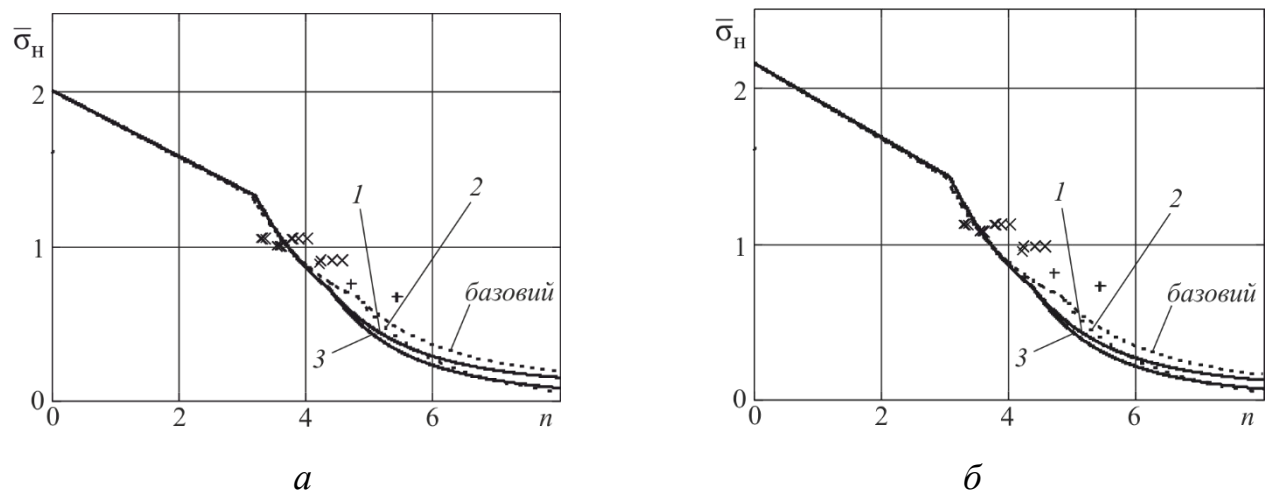


Рисунок 3.4 – Криві втоми вузла перетину поясків рівновеликих балок, побудовані експериментально-теоретичним методом за базовим варіантом і за різними варіантами його удосконалення для врахування впливу нерегулярності навантаження

Результати розрахунку втомного пошкодження D досліджуваного суднокорпусного вузла, отримані методами, що рекомендуються ІІW, DNV та іншими класифікаційними товариствами і міжнародними організаціями для розрахунку утомної міцності зварних конструкцій, представлені в табл. 3.2. Імовірність руйнування конструкції P_f , що передбачається для кривих втоми основних практичних методів, описаних в розділі 1 та в [47], складає 2,3 %.

Таблиця 3.2 – Розрахунок втомного пошкодження вузла перетину поясів рівновисоких балок за допомогою основних практичних методів при ймовірності руйнування конструкції 2,3%

Метод розрахунку	Втомне пошкодження D	$(\Delta\sigma_n)_8$, МПа
Номінального напруження (відповідно до рекомендацій IIW 2008 р., FAT50)	18,07	18,46
Номінального напруження (відповідно до рекомендацій IIW 2003 р., FAT50)	18,07	20,24
Напруження в «гарячій» точці (відповідно до рекомендацій IIW 2003 р., FAT100)	19,29	19,65
Фіктивного закруглення концентратора напружень (відповідно до рекомендацій IIW 2003 р., FAT225)	12,17	22,77

Враховуючи, що для суднокорпусних конструкцій є характерними числа циклів навантаження N^* за строк експлуатації порядку 10^8 , в експериментально-теоретичному методі будується крива втоми, котра обмежується даним числом циклів до появи тріщини. В рекомендаціях із розрахунку на втому зварних вузлів Норвезького Верітасу [5] та в рекомендаціях IIW (Міжнародного інституту зварювання) [105] також використовуються криві втоми, обмежені вказаним вище числом циклів. У пізніших рекомендаціях IIW [4] представлені криві втоми, обмежені рівнем 10^9 циклів. В даній роботі розрахунки виконувались із застосуванням рекомендацій IIW 2003 р. [105]. Для випадку використання методу номінального напруження в табл. 3.2 представлені також результати використання рекомендацій IIW 2008 р. [4]. Клас втоми FAT (див. розд. 1), котрий характеризує криві втоми, також є представленим в табл. 3.2.

При розрахунку втомного пошкодження методом напруження в «гарячій» точці коефіцієнт концентрації конструктивних напружень K_g , обумовлених

загальною геометрією вузла без урахування впливу зварного шва, визначався наближено – діленням коефіцієнту концентрації напружень у вузлі з врахуванням зварного шва K_t на коефіцієнт концентрації напружень, обумовлений наявністю зварного шва K_w . Останній розраховувався за наближеною формулою роботи [102]. В той же час за рекомендаціями IIW, DNV та ін., конструктивні напруження у зварних вузлах визначаються екстраполяцією із спеціальних точок на поверхні виробу. Така методика визначення конструктивних напружень коротко викладена в розділі 1 та роботі [47].

При використанні метода фіктивного закруглення концентратора напружень для розрахунку на втому вузла перетину поясків рівновисоких балок ефективний коефіцієнт концентрації K_e оцінювався як добуток $K_g \cdot K_w$. Причому, K_w оцінювався за раніше зазначеними наближеними формулами при радіусі профілю шва у місці переходу від основного металу до наплавленого $\rho = 1$ мм та куті нахилу профілю шва в зоні концентрації $\theta = 30$ град.

В табл. 3.1 та 3.2 наводяться значення розмаху напружень в абсолютних величинах $(\Delta\sigma_n)_8$ і $(\bar{\sigma}_n')_8$, що відповідають появі тріщини в конструктивному вузлі при числі циклів $N = 10^8$. Ці значення наведені для порівняння положення різних кривих втоми в області високої довговічності.

Як видно з результатів оцінки втомного пошкодження суднокорпусного вузла, представлених в табл. 3.1 і 3.2, найбільш близьким до даних розрахунків основними практичними методами є результат, отриманий за варіантом 3 модифікування експериментально-теоретичного методу. Даний результат був отриманий при величині коефіцієнта нижньої границі пошкоджуючих напружень $\zeta = 0,55$. Відношення границь витривалості на базі числа циклів 10^7 , розрахованих за модифікованою та базовою кривими втоми $(\bar{\sigma}_n')_7/(\bar{\sigma}_n)_7$, при цьому складало 0,54 та 0,52 для $P_f = 50$ % та $P_f = 2,3$ %, відповідно. Таким чином, в даному випадку модифікована крива втоми при $N = 10^7$ знижувалась практично в 2 рази в порівнянні з базовою, що узгоджується із схемою коригування деформаційного критерію втоми матеріалу (3.12), описаною в

роботі [39]. В вибраному варіанті модифікування кривої втоми експериментально-теоретичного методу передбачається вводити поправку на нерегулярність в базові залежності для ділянок II і III кривої.

На рис. 3.5, *а* в напівлогарифмічних координатах представлені базова та модифікована за вибраним варіантом криві втоми експериментально-теоретичного методу в порівнянні з кривими втоми інших основних практичних методів для вузла перетину поясків рівновисоких балок, зображеного на рис. 3.3, *а*.

На рис. 3.5, *б* представлено порівняння кривих інтенсивностей накопичення втомного пошкодження $I_{\text{втом}} = N^* \frac{p(\Delta\sigma_{\text{н}})}{N(\Delta\sigma_{\text{н}})}$, побудованих на основі кривих втоми, наведених на рис. 3.5, *а* та представлених раніше параметрів довготермінового розподілу розмахів номінальних напружень.

На рис. 3.5 використані такі цифрові позначення кривих втоми та інтенсивності накопичення втомного пошкодження: 1 – за методом фіктивного закруглення концентратору напружень; 2 – експериментально-теоретичним методом з поправками на нерегулярність за варіантом 3 при $\zeta = 0,55$; 3 – за методом напруження в «гарячій» точці; 4 – за методом номінального напруження

Криві втоми та інтенсивності накопичення втомного пошкодження за цифрою 4 були отримані з використанням рекомендацій IIW 2008 та 2003 р. Так як в діапазоні до 10^8 циклів вони практично співпадали, то на рис. 3.5, *а*, *б* вони представлені єдиними.

На рис. 3.5 також показані криві втоми та інтенсивності накопичення втомного пошкодження для випадку розрахунку за базовим варіантом експериментально-теоретичного методу.

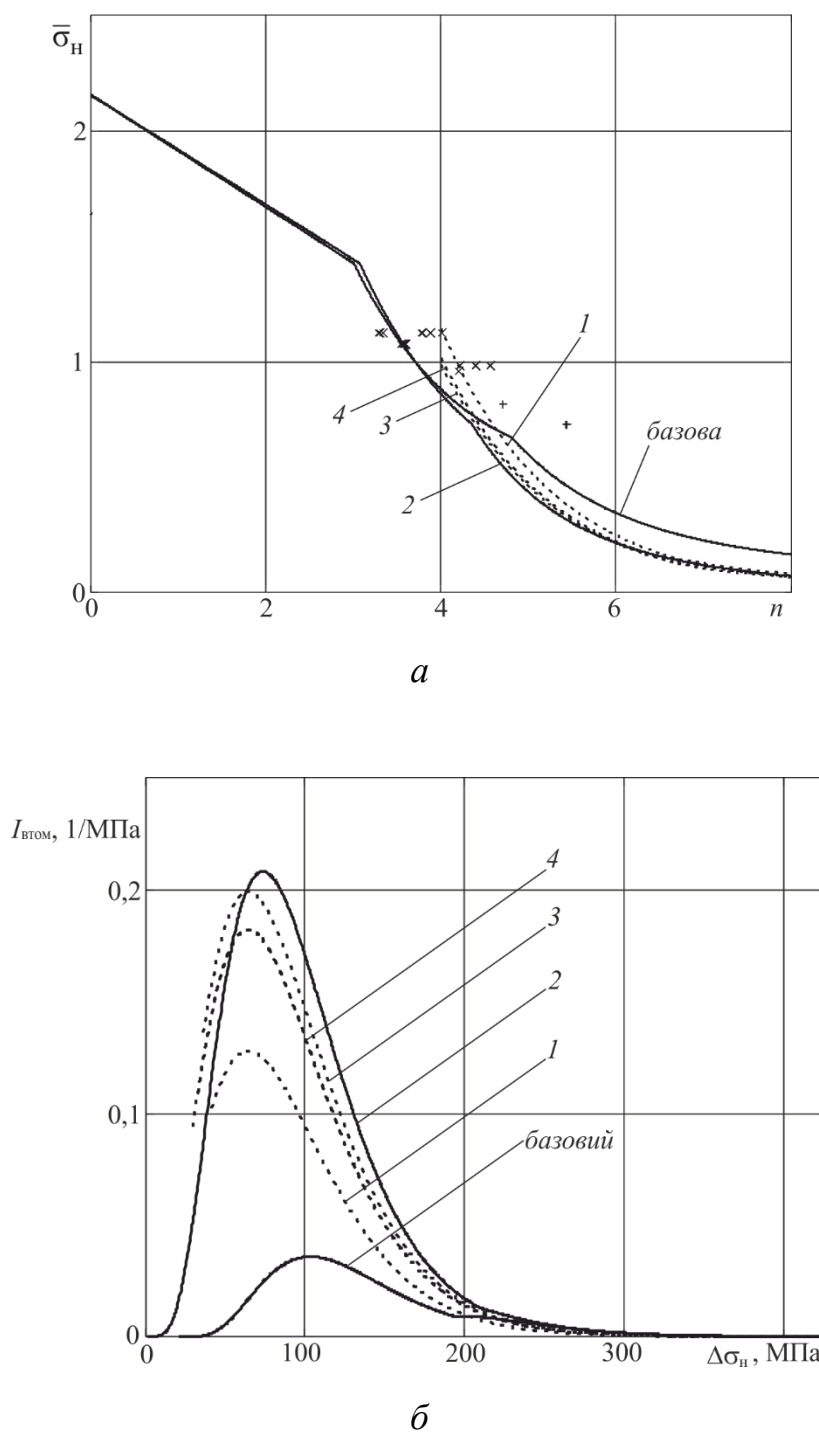


Рисунок 3.5 – Порівняння експериментально-теоретичного методу з іншими основними практичними методами: *а* – криві втоми; *б* – криві інтенсивності накопичення втомного пошкодження

Як видно, на рис. 3.5 має місце близькість між кривими втоми та кривими інтенсивності накопичення втомного пошкодження, побудованими за модифікованими залежностями експериментально-теоретичного методу та

іншими основними практичними методами, які використовуються в суднобудування. Особливо це показово для кривих втоми в діапазоні числа циклів від 10^4 до 10^8 .

Криві втоми конструктивних вузлів для випадку навантаження постійної амплітуди за межами границі витривалості при 10^7 циклів, за даними Міжнародного інституту зварювання, знижуються приблизно на 10 % за декаду циклів (в логарифмічних координатах) [4]. За даними розрахунків при нерегулярному навантаженні досліджуваного вузла зниження модифікованої кривої втоми за експериментально-теоретичним методом між 10^7 та 10^8 циклів при ймовірностях руйнування $P_f = 50\%$ та $P_f = 2,3\%$, відповідно, склало 37,06 % та 40,44 %. Зниження кривої втоми цього ж вузла за методом номінального напруження, наведеним в рекомендаціях ІІW, в тому ж діапазоні циклів при $P_f = 2,3\%$ склало 36,88 %. Отже, запропоноване удосконалення критеріальних залежностей експериментально-теоретичного методу дозволяє отримати результати, які практично співпадають з результатами за рекомендаціями Міжнародного інституту зварювання.

3.4 Дослідження впливу середніх напружень циклу і залишкових напружень на критеріальні залежності втоми типових концентраторів зварних конструктивних вузлів

Корпус судна протягом строку експлуатації крім дії змінного навантаження зазнає статично-змінне навантаження, обумовлене наявністю вантажів та баласту. Середні напруження циклу, що обумовлені згином корпусу судна на тихій воді, можуть підсилювати пошкоджуючу дію змінних напружень [106]. Через цю причину в основних практичних методах розрахунку втомної міцності зварних тонкостінних конструкцій, які рекомендуються до використання Міжнародним інститутом зварювання та іншими міжнародними організаціями і класифікаційними товариствами,

передбачена можливість врахування впливу на довговічність середніх напружень циклу [47].

Експериментально-теоретичний метод розрахунку втомної міцності суднокорпусних конструкцій також дозволяє будувати криві втоми з урахуванням величини середніх номінальних напружень циклу в області високої довговічності.

Особливістю методу є «прив'язка» до результатів циклічних випробувань типового осередку концентрації напружень на ділянці II кривої втоми в точці $\bar{\sigma}_n$, n_0 . При побудові ділянки II такої кривої передбачається, що в концентраторі реалізується режим «жорсткого» малоциклового навантаження з контрольованим розмахом деформації і вплив середньої деформації (середнього напруження) циклу на довговічність вузла, таким чином, не враховується.

Таке спрощення в методі обґрунтовується результатами дослідження роботи [107]. В той же час при розрахунку на втому зварних конструкцій деформаційним методом в роботах [47], [16], [108] середні напруження усталеного циклу локального деформування матеріалу в концентраторі приймаються у розрахунок.

Результати досліджень поведінки різних матеріалів при навантаженні з контрольованим розмахом деформації при наявності середніх напружень і деформацій різного рівня викладені в статтях [109], [110]. Результати експериментального дослідження впливу коефіцієнта асиметрії деформації циклу, який є відношенням значень мінімальної деформації циклу до максимальної ($R_\epsilon = \epsilon_{\min}/\epsilon_{\max}$), на втомну міцність гладких зразків із загартованої вуглецевої сталі SAE 1045 високої міцності представлені на рис. 3.6.

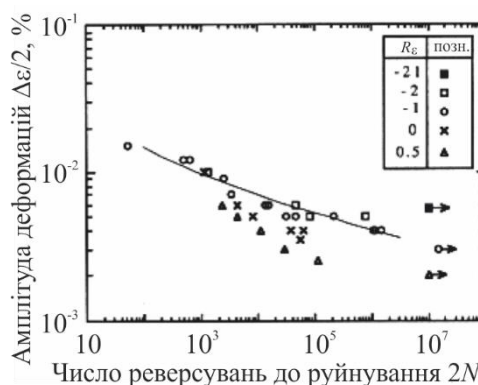


Рисунок 3.6 – Результати циклічних випробувань загартованої вуглецевої сталі SAE 1045 при різних величинах асиметрії циклу деформування [109]

З рис. 3.6 видно, що різниця між результатами випробувань при різних значеннях R_ϵ має тенденцію до зменшення по мірі зменшення числа циклів N , що узгоджується з результатами, представленими в дослідженні [107]. В той самий час вказана різниця збільшується із зростанням числа циклів N . Таким чином, враховуючи представлені експериментальні результати і схему розрахунку циклічної міцності зварних конструкцій деформаційним методом, в котрій приймається в розрахунок вплив середнього напруження циклу на довговічність, необхідно проаналізувати необхідність та доцільність врахування середніх напружень в експериментально-теоретичному методі при побудові кривої втоми на ділянці II.

На величину середніх напружень, що діють у зварних конструкціях, впливають також залишкові зварні напруження. Останні накладаються на середні напруження, що обумовлені зовнішнім навантаженням, і можуть суттєво знижувати довговічність конструктивного вузла, як вказується у роботі [56]. То ж питання врахування ефекту залишкових напружень при розрахунку вузлів корпусу судна на втому експериментально-теоретичним методом також потребує додаткового аналізу.

Ділянка II кривої втоми експериментально-теоретичного методу (див. рис. 3.2), як вказувалось у підрозділі 3.1, будується на основі припущення, що при максимальних номінальних напруженнях циклу, які не перевищують

границю плинності матеріалу при монотонному навантаженні, розмах пружнопластичної деформації в осередку концентрації описується залежністю (3.7). Ця залежність дозволяє визначати розмах повної деформації $\Delta\epsilon$ в осередку концентрації досліджуваної конструкції при даній величині розмаху номінальних напружень $\Delta\sigma_n$. Тоді, використовуючи (3.7) і деформаційний критерій втоми матеріалу Ленджера, можна визначити число циклів до появи тріщини втоми. При цьому, критерій Ленджера не враховує середнє значення деформації (напруження) циклу.

Для врахування впливу середнього напруження циклу σ_m на втомну міцність при розрахунку останньої деформаційним методом в роботах [16], [108–111] пропонується використовувати деформаційні критерії втоми матеріалу Морроу, Сміта-Уотсона-Топпера (СУТ) і Менсона-Хелфорда, які дозволяють приймати у розрахунок величину середніх або максимальних напружень циклу. У публікаціях [16], [108–110] для гладких зразків із матеріалів високої міцності було експериментально показано, що результати, отримані за критерієм СУТ, мають запас в безпечну сторону в порівнянні з даними експериментів. У зв'язку з цим критерій СУТ був рекомендований до практичного використання.

В роботі [109] представлені модифіковані варіанти критерію СУТ, за допомогою яких можна отримати результати, що краще корелюють з експериментальними даними.

При представленні деформаційного критерію втоми матеріалу (3.12) у вигляді (1.18), формули Морроу, Сміта-Уотсона-Топера, Менсона-Хелфорда виражаються залежностями (1.24), (1.25) та (1.26), відповідно.

Вираз (3.7) в експериментально-теоретичному методі мав би включати член, що враховує вплив співвідношення середніх напружень циклів σ_{m0}/σ_m , які мали місце у випробуванні на втому моделі та досліджуваному вузлі, на величину розмаху повної деформації $\Delta\epsilon$ в осередку концентарції напружень. Однак, в деформаційному методі оцінки циклічної міцності величина $\Delta\epsilon$ в концентраторі напружень визначається незалежно від величин $\sigma_{\max}$ та σ_m за

допомогою формул Нейбера або Глінки, як, наприклад, показано в роботі [108]. Тож, при розрахунку на втому експериментально-теоретичним методом можна припустити, що величини розмахів повних локальних деформацій і напружень $\Delta \epsilon$ та $\Delta \sigma$ не залежать від значень σ_m або $\sigma_{\max}$.

Враховуючи експериментальні результати, представлені на рис. 3.6, точку «прив'язки» потрібно вибирати при мінімальному значенні n_0 за умови такого рівня зовнішнього навантаження, коли максимальне номінальне напруження буде відповідати пружній деформації при пластичному деформуванні в осередку концентрації.

Враховуючи, що в основу експериментально-теоретичного методу була покладена модифікована формула Нейбера [112], було також прийнято використовувати формулу Нейбера (1.21) для визначення параметрів циклічного деформування в осередку концентрації. Теоретичний коефіцієнт концентрації напружень K_t в (1.21) замінювався ефективним K_e . Такий прийом використовувався для розрахунку втомної міцності зварного з'єднання в роботі [108]. Він дозволяє, як вказується у роботі [16], отримати результати, які краще узгоджуються з експериментальними даними.

При розрахунку максимальних напружень циклу в концентраторі формула Нейбера (1.21) повинна доповнюватись залежністю Ремберга-Осгуда (1.20), що апроксимує циклічну криву даного матеріалу. Параметри формули (1.20) получаются з результатів циклічних випробувань. Враховуючи, що подібні випробування зазвичай є ресурсовитратними, параметри залежності Ремберга-Осгуда доцільно розраховувати наближено. При цьому слід спиратися на механічні характеристики матеріалу, отримані за даними його статичних випробувань, так як циклічні характеристики матеріалу мають більш значне розсіювання в порівнянні із статичними.

Циклічна крива для циклічно стабільного матеріалу повинна бути близька до монотонної кривої напруження-деформації σ - ϵ , яку отримують в результаті розтягу гладкого зразка з поступовим збільшенням навантаження. Така монотонна крива може бути наближено представлена її степеневою або

лінійною апроксимацією. Параметри апроксимації циклічної кривої матеріалу формулою Ремберга-Осгуда пов'язані, як вказується у роботі [16], з коефіцієнтами σ'_f , ε'_f , b , c у формулах (1.18), (1.24), (1.25) та (1.26) за допомогою залежностей, що представлені нижче:

$$\left. \begin{aligned} K' &= \frac{\sigma'_f}{\varepsilon_f'^{b/c}}; \\ n' &= \frac{b}{c}. \end{aligned} \right\} \quad (3.21)$$

Величини σ'_f , ε'_f , b , c для визначення K' та n' можуть бути наближено розраховані на базі механічних характеристик матеріалу, які отримують при його монотонному навантаженні. В роботі [113] було показано, що найкращу узгодженість з даними експериментів мали параметри σ'_f , ε'_f , b , c , розраховані за усередненим методом, а також за методом Муралідхарана-Менсона. Необхідно відмітити невисокий ступінь кореляції величин σ'_f , ε'_f , b , c з механічними характеристиками розглянутих у дослідженні [113] сталей. Виключення складала, можливо, величина σ'_f .

Циклічні криві суднобудівних сталей марок 09Г2, 10ХСНД за даними роботи [3], порівнювались з циклічними кривими перелічених сталей, отриманими за допомогою залежностей (3.21) та усередненого методу, а також методу Муралідхарана-Менсона. Крім того, циклічні криві перелічених сталей порівнювались з кривими, що характеризують монотонне навантаження матеріалу, отриманими за допомогою раніше згаданих лінійної та степеневі апроксимації. Аналізувались також значення максимальних σ_{max} і середніх напружень циклу σ_m у концентраторі, розрахованих за допомогою різних кривих, що пов'язують амплітуду напружень і деформацій.

Для вибору найбільш прийняттого способу визначення максимальних σ_{max} і середніх напружень циклу σ_m розглядався умовний концентратор напружень ($K_e = 3$) при дії на нього зовнішнього навантаження із віднульовою асиметрією циклу, матеріали – суднобудівні сталі 10ХСНД, 09Г2. Умовою прийнятності була близькість до експериментальних даних. Результати для сталей 10ХСНД та

09Г2 представлені на рис. 3.7 у вигляді сукупності кривих, які є графічним відображенням відповідних залежностей. На даному рисунку використовувались наступні позначення: 1 – залежності $\sigma_m(\Delta\sigma_n)$ та $\sigma_{max}(\Delta\sigma_n)$, отримані за допомогою циклічних кривих матеріалу, апроксимованих формулою Рамберга-Осгуда (1.20) з параметрами, наближено визначеними методом Муралідхарана-Менсона; 2 – залежності $\sigma_m(\Delta\sigma_n)$ та $\sigma_{max}(\Delta\sigma_n)$, розраховані з використанням формули Рамберга-Осгуда, що апроксимує експериментальні дані; 3 – залежності $\sigma_m(\Delta\sigma_n)$ та $\sigma_{max}(\Delta\sigma_n)$, що визначені за допомогою лінійної апроксимації монотонної кривої напруження-деформації σ - ϵ матеріалу; 4 – аналогічно 1, проте коефіцієнти формули Рамберга-Осгуда розраховувались усередненим методом; 5 – залежності $\sigma_m(\Delta\sigma_n)$ та $\sigma_{max}(\Delta\sigma_n)$, що визначені за допомогою степеневі апроксимації монотонної кривої напруження-деформації σ - ϵ матеріалу. Значення $\Delta\sigma_n$ обмежувались величиною границі плинності матеріалу σ_T .

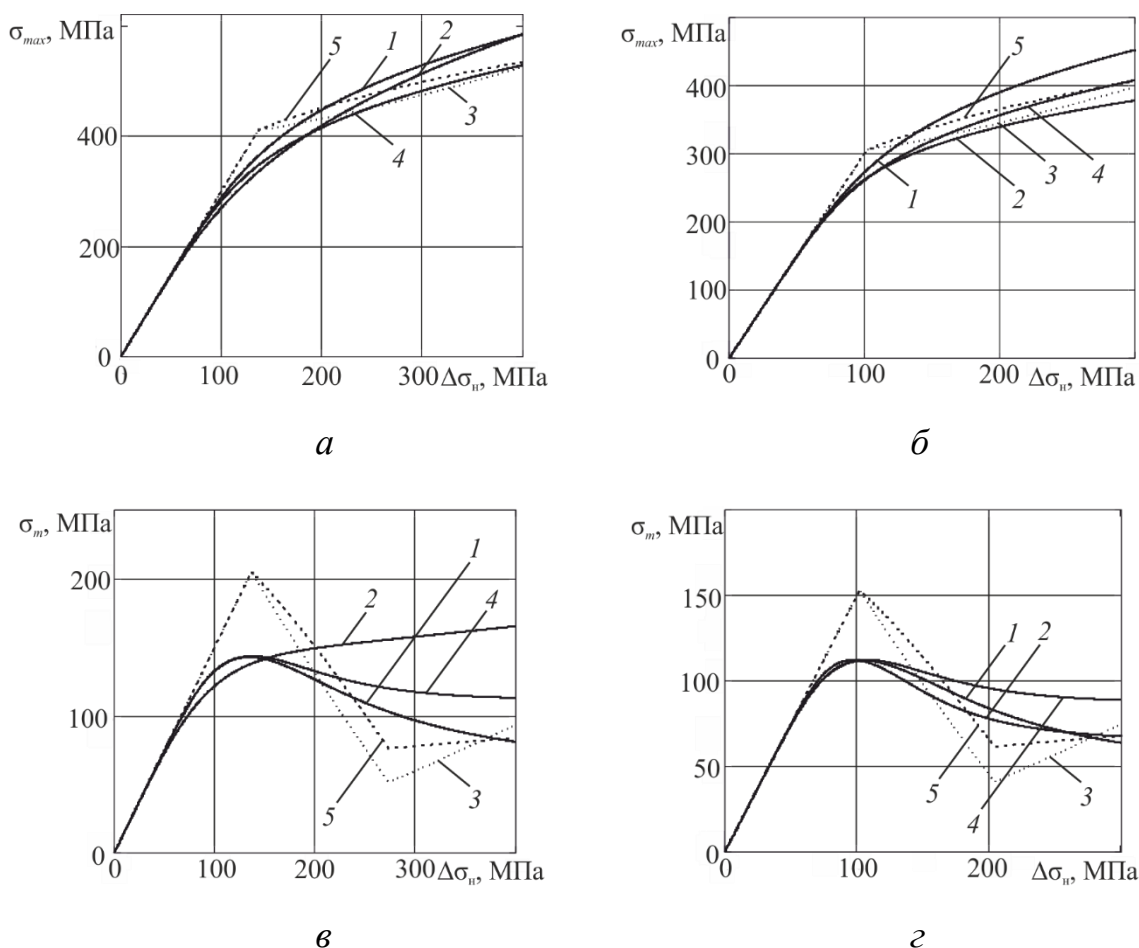


Рисунок 3.7 – Параметри усталеного локального циклу напружень-деформацій для умовного концентратора ($K_e = 3$; матеріали: сталі 10ХСНД та 09Г2, відповідно) при віднульовому циклі зовнішнього навантаження: а, б – залежності максимальних напружень циклу від розмаху номінальних напружень; в, г – залежності середніх напружень циклу від розмаху номінальних напружень

З рис. 3.7, а, б видно, що функції $\sigma_{max}(\Delta\sigma_n)$, визначені за допомогою отриманих розрахунковим шляхом монотонних та циклічних кривих матеріалу, які наведені на рисунку у вигляді кривих 1 та 3–5, незначно розрізняються між собою та узгоджуються із кривою 2, що була побудована на базі експериментальних даних. Необхідно відмітити, що, виходячи з отриманих результатів, для розрахунку σ_{max} у випадку вузлів, виготовлених з перелічених

раніше суднобудівних сталей, можна використовувати степеневу апроксимацію монотонної кривої напруження-деформації σ - ϵ .

Також з рис. 3.7 видно значне розходження між кривими залежності $\sigma_m(\Delta\sigma_n)$, які були отримані різними способами. При розрахунку значень σ_m амплітуда циклу напружень в осередку концентрації $\sigma_a = \Delta\sigma/2$ визначалась за допомогою формули Нейбера (1.21) з підстановкою K_e замість K_t , відповідної циклічної кривої матеріалу, та гіпотези Мазінга, що описана у [16]. Криві 3 та 5 на рис. 7.6, в, г, отримані за допомогою лінійної та степеневі апроксимацій монотонної кривої σ - ϵ , мали суттєві якісні і кількісні відмінності від кривих 2, побудованих з використанням залежності Рамберга-Осгуда, параметри якої визначались на базі експериментальних даних.

Криві залежності $\sigma_m(\Delta\sigma_n)$, отримані за допомогою апроксимації циклічної кривої залежністю Рамберга-Осгуда з наближено визначеними коефіцієнтами, мали відмінності від кривої $\sigma_m(\Delta\sigma_n)$, побудованої за експериментальними даними. Причому для сталей 10ХСНД більш значні відхилення від експериментальної кривої спостерігалися при використанні в оцінці параметрів рівняння Рамберга-Осгуда методу Мурадлідхарана-Менсона, а у випадку сталі 09Г2 – при використанні усередненого методу.

Потрібно відмітити, що параметри формули Рамберга-Осгуда (1.20), при апроксимації за її допомогою експериментальних даних, визначались за двома експериментальними точками. Таким чином, в даному випадку циклічна крива залежала від вибору вказаних точок з ряду представлених в роботі [3].

Об'єктом досліджень, для якого будувались криві втоми експериментально-теоретичного методу з урахуванням середніх напружень циклу на ділянці II кривої та без їх врахування, був вибраний вузол перетину поясків рівновисоких балок (рис. 3.8, а). Даний вузол був випробуваний на втому в лабораторії кафедри будівельної механіки корабля Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова [99–100]. На рис. 3.8, б представлена фотографія вузла з тріщиною.

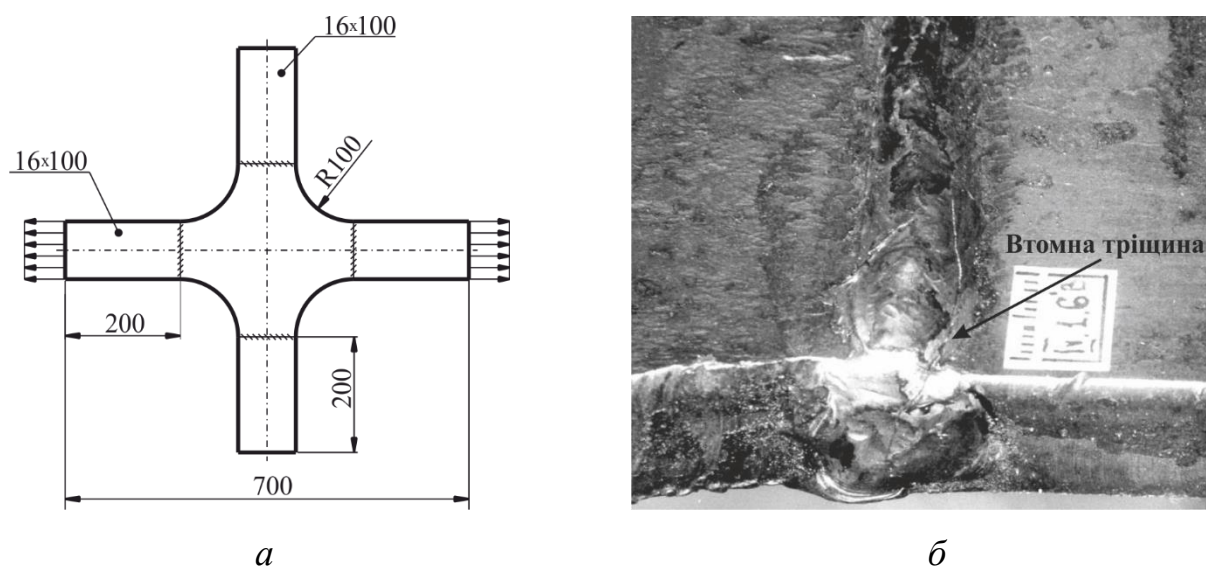


Рисунок 3.8 – Вузол перетину поясків рівновисоких балок

а – схема вузла; *б* – втомна тріщина в зоні зварного шва

Зразки були виготовлені в цехових умовах при використанні ручного зварювання, матеріал – суднобудівна сталь категорії D40. Випробування проводились при близькому до віднульового зовнішньому навантаженні. Величина розмаху пружних номінальних напружень при циклічних випробуваннях моделей підбиралася так, що максимальні напруження циклу σ_{max} в концентраторі досягали значення границі плинності матеріалу σ_T .

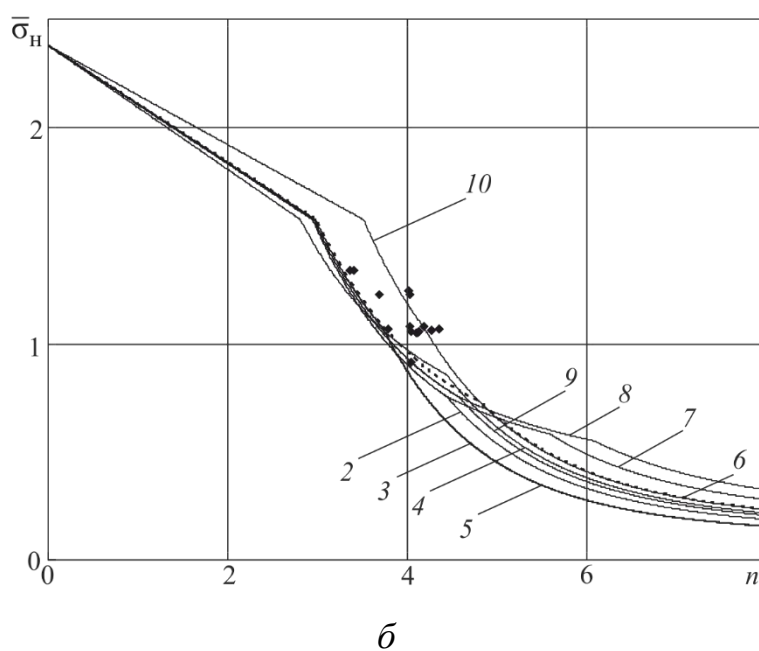
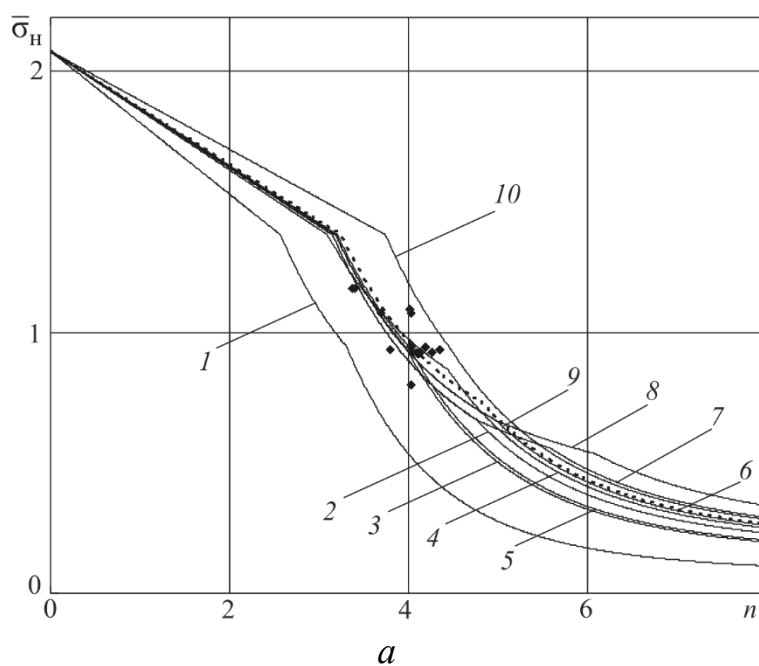
Теоретичний коефіцієнт концентрації напружень K_t для вузла визначався за методикою роботи [102]. Радіус r та кут нахилу профілю зварного шва θ в місці переходу від основного металу до наплавленого підбиралися за їх узагальненими розподілами, що представлені в роботі [103], відповідно до ймовірності руйнування об'єкту при якій будується крива втоми.

Як показав аналіз поля напружень методом скінченних елементів, максимальні напруження у вузлі за гіпотезою Мізеса припадали на місце переходу від основного металу до металу шва у закінчення дуги центрального елемента, до якого приєднуються пояски (рис. 3.8, *а*).

Враховуючи, що малі області високої концентрації можуть згладжуватися в процесі циклічного навантаження високого рівня і, що геометрія (особливо профіль стикового шва) реального з'єднання може відрізнятись від її

комп'ютерної моделі, було прийнято визначати коефіцієнт концентрації K_t на деякій відстані вздовж зварного шва від закругленої кромки вузла. Для кривої втоми з імовірністю руйнування вузла $P_f = 50 \%$ величина $K_t = 2,28$. При $P_f = 2,3 \%$ теоретичний коефіцієнт концентрації напружень у вузлі складав $K_t = 3,03$. Причому, в останньому випадку K_t був визначений для забезпеченості радіусу ρ , що дорівнювала 92%, так як значення ρ не може бути менше величини радіусу структурного елементу.

Криві втоми для випадку навантаження постійної амплітуди, за базовим варіантом експериментально-теоретичного метода, а також криві з врахуванням середніх напружень циклу на ділянці II для $P_f = 50 \%$ та $P_f = 2,3 \%$ представлені на рис. 3.9.



◆ – Експериментальні дані

Рисунок 3.9 – Криві втоми вузла перетину поясків рівновисоких балок, побудовані за базовим варіантом експериментально-теоретичного методу без врахування та з врахуванням величини середніх напружень циклу на ділянці II:

a – імовірність руйнування зразка $P_f = 50\%$; b – $P_f = 2,3\%$

Точки «прив'язки» були отримані за результатами статистичної обробки експериментальних даних випробувань моделей. Для ймовірності $P_f = 50\%$

точка «прив'язки» була наступною: $\Delta\sigma_{H0} = 299,4$ МПа; $N_0 = 7943$. Для $P_f = 2,3\%$ – $\Delta\sigma_{H0} = 260,7$ МПа; $N_0 = 7943$. Криві втоми з врахування середніх напружень циклу будувались з використанням усередненого методу для визначення параметрів формул (1.24), (1.25) та (1.26). Середні напруження циклу визначались аналогічним чином, як і в випадку розрахунків, результати котрих представлені на рис. 3.7, в, г. При цьому застосовувався усереднений метод визначення параметрів залежності Рамберга-Осгуда, враховуючи його простоту та близькість експериментальних результатів до отриманих за допомогою даного методу (див. рис. 3.7). Максимальні напруження циклу розраховувались як за допомогою залежності Рамберга-Осгуда з наближено визначеними усередненим методом параметрами, так і за допомогою степеневій апроксимації кривої напруження-деформації σ - ϵ для випадку монотонного навантаження.

На рис. 3.9 представлені наступні модифікації кривих втоми за експериментально-теоретичним методом: 1 – побудовані за допомогою залежності Менсона-Хелфорда (1.26), формули Нейбера (1.21) та залежності Рамберга-Осгуда (1.20), з розрахованими усередненим методом параметрами; 2 – отримані з використанням залежності СУТ (1.25) та для розрахунку величини σ_{max} – степеневій апроксимації монотонної кривої σ - ϵ й формули Нейбера; 3 – такі ж, як 1, але з використанням формули СУТ; 4 – криві, побудовані за базовими залежностями методу, але з використанням формули (1.18) замість критерія Ленджера, з експериментальними коефіцієнтами, представленими в роботі [3] для сталі категорії D40; 5 – такі ж, як 1, але з використанням модифікованої залежності СУТ; 6 – отримані за базовими залежностями методу; 7 – такі ж, що й 2, але в даному випадку координати точки початку пружного деформування $(\bar{\sigma}_n)_y$, n_y кривої втоми визначались виходячи з підстановки в деформаційний критерій втоми матеріалу розмаху пружної деформації в концентраторі $\Delta\epsilon = \sigma_T / [(r_{mn} + 0,5)E]$ при максимальних напруженнях локального циклу $\sigma_{max} = \sigma_T$ та асиметрії циклу зовнішнього

навантаження $r_{mn} = \sigma_{mn}/\Delta\sigma_n$, а також з використанням степеневої апроксимації монотонної кривої σ - ϵ ; 8 – такі ж, що й 7, однак в даному випадку використовувалась модифікована формула СУТ; 9 – такі ж, як 2, але з використанням модифікованої формули СУТ; 10 – побудовані за допомогою залежності Морроу (1.24).

Для співставлення показників втомної міцності вузла в області ділянки II, отриманих із застосуванням різних модифікацій втомних кривих при $P_f = 50 \%$, з експериментальними результатами були визначені значення середніх похибок розрахункових оцінок, тобто середні арифметичні відхилення рохрахункових величин від експериментальних M_Δ (за 22 експериментальними точками) і середньоквадратичні відхилення даних похибок σ_Δ . Результати вказаних розрахунків зведені в табл. 3.3.

Для співставлення кривих втоми в багатоцикловій області в даній таблиці представлені також параметри точки початку пружного деформування в концентраторі в абсолютних координатах $(\Delta\sigma_n)_y$, N_y , котра є граничною точкою ділянки II, та значення розрахункової границі витривалості вузла при 10^8 циклів $(\bar{\sigma}_n)_8$ та $r_{mn} = 0$.

Таблиця 3.3 – Узгодження розрахункових оцінок втомної міцності вузла перетину поясків рівновисоких балок з експериментальними даними та кінцевих точок ділянок кривих втоми в багатоцикловій області

Номер кривої втоми на рис.3.9, <i>a</i>	M_{Δ} , МПа,	σ_{Δ} , МПа	$(\Delta\sigma_n)_y$, МПа	N_y	$(\Delta\sigma_n)_8$, МПа
1	-62,8	19,0	206,3	$2,4 \cdot 10^4$	47,6
2	-34,6	23,0	145,1	$4,9 \cdot 10^5$	71,2
3	-27,8	22,5	206,3	$4,5 \cdot 10^4$	57,9
4	-0,5	20,0	255,8	$2,7 \cdot 10^4$	63,5
5	-16,3	22,7	206,3	$6,8 \cdot 10^4$	65,2
6	-2,5	23,8	219,2	$6,4 \cdot 10^4$	68,6
7	-34,6	23,0	149,5	$3,8 \cdot 10^5$	69,6
8	-19,8	23,0	177,5	$2,0 \cdot 10^5$	72,9
9	-19,8	23,0	145,1	$1,7 \cdot 10^6$	89,0
10	58,6	28,4	206,3	$1,8 \cdot 10^5$	83,6

В базовому варіанті експериментально-теоретичного методу координати раніше згаданої точки початку пружного деформування, що є граничною точкою ділянки II, визначаються для симетричного циклу напружень в концентраторі таким чином, що локальний розмах деформацій $\Delta \epsilon$ передбачається рівним $2\sigma_T/E$ при розмасі номінальних напружень $(\Delta\sigma_n)_y$. Враховуючи, що модифіковані криві втоми експериментально-теоретичного методу, як показано на рис. 3.9 і в табл. 3.3, не мали суттєвих переваг в порівнянні з базовою кривою по відношенню до експериментальних даних, доцільно дослідити можливість врахування асиметрії циклу зовнішнього навантаження лише в точці $(\bar{\sigma}_n)_y$, n_y , зберігаючи початкові залежності метода на ділянці II (див. рис. 3.2). Такий прийом може бути обґрунтовано також тим, що

середні напруження циклу мають більший вплив на циклічну міцність в багатоцикловій області, у порівнянні з малоцикловою. Після введення описаних модифікацій в метод були отримані наступні координати точок початку пружного деформування в концентраторі при $P_f = 50 \%$: за базовими залежностями методу – $(\Delta\sigma_n)_y = 219,2$ МПа; $N_y = 6,4 \cdot 10^4$; виходячи з підстановки в деформаційний критерій втоми матеріалу (1.25) розмаху пружної деформації в концентраторі $\Delta\varepsilon = \sigma_t / [(r_{mn} + 0,5)E]$ при максимальних напруженнях локального циклу $\sigma_{\max} = \sigma_t$ та асиметрії циклу зовнішнього навантаження $r_{mn} = \sigma_{mn} / \Delta\sigma_n$, а також використовуючи степеневу апроксимацію монотонної кривої σ - ε (розраховане таким чином значення N_y підставлялось в базові залежності методу для визначення $(\Delta\sigma_n)_y$) – $(\Delta\sigma_n)_y = 188,5$ МПа, $N_y = 3,8 \cdot 10^5$; за допомогою формул Нейбера та Ремберга-Осгуда з наближено визначеними параметрами (в даному випадку розраховане значення $(\Delta\sigma_n)_y$ підставлялось в базові залежності методу для визначення N_y) – $(\Delta\sigma_n)_y = 206,3$ МПа, $N_y = 1,2 \cdot 10^5$.

Таким чином, були отримані приблизно однакові значення $(\Delta\sigma_n)_y$. В той же час, значення N_y , визначене за базовими залежностями методу, було нижче, ніж інші. Це означає, що базові залежності експериментально-теоретичного методу дозволяють розрахувати величини $(\Delta\sigma_n)_y$ і N_y із запасом у безпечний бік у порівнянні із запропонованими модифікаціями ($(\Delta\sigma_n)_y$ – завищене; N_y – занижене).

В роботі [16] зазначається про низький рівень релаксації середніх напружень циклу у зварних з'єднаннях, а також про те, що її рівень залежить від величини амплітуди деформації. Результати експериментального дослідження ефекту релаксації середніх напружень при циклічному навантаженні з контрольованою амплітудою деформації представлені у роботі [109], нажаль, лише для випадку гладких зразків із загартованої сталі високої міцності. Ступінь релаксації в цілому була невисокою. Винятком був випадок навантаження з амплітудою деформації $\Delta\varepsilon/2 = 1 \%$, в якому середні напруження релаксували на 40-50 %..

Як видно з рис. 3.9, більшість кривих втоми, включаючи модифіковані для врахування впливу середніх напружень циклу на малоцикловій ділянці II кривої, практично зливались в одну. Значні відхилення мали криві втоми 1, модифіковані з використанням залежності Менсона-Хелфорда. Остання дозволяє отримати результати з надмірним запасом в безпечний бік в малоцикловій області [110]. Також значні відхилення в бік завищення втомної міцності вузла мали криві 10, отримані із застосуванням залежності Морроу, що узгоджується з даними [109], [110].

В цілому, злиття базової та більшості модифікованих кривих на рис. 3.9 в малоцикловій області узгоджується з тенденціями, отриманими експериментально для гладких зразків в публікаціях [107], [109], [110] та показаними на рис. 3.6. Останні та результати, представлені в публікації [110], стосуються сталей високої міцності. Однак, характер отриманих в даних роботах експериментальних результатів не суперечить характеру результатів, представлених в роботі [107] для сталі з близькими механічними характеристиками до суднобудівної сталі. Обмеженість наявності в літературі експериментальних даних, подібних опублікованим в [109], [110], спричинена високою вартістю і трудомісткістю таких випробувань.

Представлені на рис. 3.9, а і в табл. 3.3 результати показують, що модифіковані залежності експериментально-теоретичного методу для врахування впливу величини середнього напруження циклу на малоциклову втому в основному дозволяли отримати занижені значення довговічності вузла корпусу судна на II малоцикловій ділянці кривої, в порівнянні з даними експерименту. Крива втоми, побудована за базовими розрахунковими залежностями методу для імовірності руйнування конструкції $P_f = 50 \%$, мала середнє відхилення від експериментальних точок величиною 0,5 МПа в бік заниження втомної міцності, тобто в безпечний бік.

Не мало суттєвого впливу на криву втоми, побудовану відповідно базовому варіанту метода, й використання критерію (1.18) з експериментально

визначеними параметрами за даними роботи [3] для сталі категорії D40, замість наближеного критерію втоми матеріалу Ленджера.

Оцінка впливу залишкових напружень на криву втоми типового концентратора зі зварним швом виконана на основі аналізу результатів досліджень в області зварювання [17], [56], [106], [114–116].

Залишкові зварні напруження $\sigma_{\text{зал}}$, як зазначається в роботах [17], [56], [106], виникають у зварних конструкціях внаслідок локального перегріву і можуть досягати величини границі плинності матеріалу σ_T . Ці напруження, які властиві зварним суднокорпусним вузлам, накладаються на середні напруження, обумовлені зовнішнім навантаженням, та, відповідно, можуть здійснювати вплив на втомну міцність вузла. В той же час $\sigma_{\text{зал}}$ релаксують під дією зовнішнього навантаження [56], [106]. Причому ступінь релаксації пропорційна величині максимального прикладеного навантаження.

Практично в конструктивних вузлах зварних корпусів залишкові зварні напруження і деформації перерозподіляються вже при спуску судна на воду. Крім того, корпус судна зазнає значних навантажень ще до початку його експлуатації, наприклад, при баластуванні, про що повідомляється в дослідженні [106]. Там же представлені результати розрахункового дослідження величин статично-змінних напружень «на тихій воді» в «гарячих» точках (тобто напружень в зонах концентрації, обумовлених лише загальною геометрією вузлів) корпусу судна-балкера при різних варіантах завантаження останнього. Такі напруження в деяких випадках досягали та перевищували величину σ_T .

В роботах [56], [114] для інженерних розрахунків наближено приймали, що $\sigma_{\text{зал}}$ релаксують до нуля при досягненні максимальних напружень цикла в концентраторі величини σ_T . В роботі [115] розрахунковим та експериментальним шляхом встановлено, що криві втоми зварних з'єднань із залишковими напруженнями та без них мають тенденцію до зближення при збільшенні рівня зовнішнього навантаження. При досягненні останнім деякої величини дані криві зливались в одну.

Таким чином, можна вважати, що у випадку розрахунку конструкцій корпусу судна експериментально-теоретичним методом залишкові зварні напруження є повністю релаксованими внаслідок значних локальних перевантажень. Такі перевантаження мають бути характерними для історій навантаження більшості суднокорпусних вузлів, втомна міцність котрих викликає сумнів.

Необхідно також мати на увазі, що в експериментально-теоретичному методі вплив зварних залишкових напружень на циклічну міцність вузла частково враховується опосередковано, за рахунок «прив'язки» до експериментальних результатів циклічних випробувань моделей зварних вузлів.

Для розрахунку зварних вузлів з високими залишковими напруженнями, які на протязі строку служби не зазнають значних перевантажень, а лише сприймають навантаження невисокого рівня, криві втоми експериментально-теоретичного методу доцільно коригувати тільки в багатоцикловій області на ділянці III [56], [114], [116]. Проте, такі вузли не визначають, як правило, міцність корпусних конструкцій.

В експериментально-теоретичному методі можна також вважати, що вплив ефекту релаксації середніх напружень, обумовленого пластичним деформуванням в зонах концентрації, на циклічну міцність вузла враховується опосередковано, за допомогою «прив'язки» до результатів втомних випробувань.

Висновки з розділу 3

1. У розділі виконано удосконалення базового варіанту експериментально-теоретичного методу для розрахунку втомної міцності типових осередків концентрації при навантаженні нерегулярного характеру, яке є характерним для конструкцій корпусу судна. Вказане удосконалення було здійснено шляхом модифікування залежностей методу для побудови

- малоциклової ділянки II та багатоциклової III кривої втоми. Модифіковані залежності були отримані з використанням коефіцієнту нижньої границі пошкоджуючих напружень ζ ($\zeta < 1$).
2. Розроблено алгоритм оцінки втомної міцності типових осередків концентрації напружень при нерегулярному навантаженні з використанням гіпотези лінійного підсумовування втомних пошкоджень.
 3. Отримана розрахункова оцінка втомного пошкодження суднокопрусного вузла перетину поясків рівновисоких балок з використанням модифікованих залежностей експериментально-теоретичного методу для розрахунків при нерегулярному навантаженні. Умови роботи вузла – стохастичне навантаження, розподілене за законом Вейбулла. Значення втомного пошкодження вузла, розраховане удосконаленим експериментально-теоретичним методом, перевищувало на 12,5 % значення пошкодження, розраховане методом номінального напруження. Також вказаний результат розрахунку удосконаленим експериментально-теоретичним методом був нижчим на 10,76 %, ніж величина втомного пошкодження, отримана методом фіктивного закруглення концентратора напружень, і на 3,41% перевищував величину втомного пошкодження, визначену методом напруження в «гарячій» точці. Усі вказані методи рекомендовані Міжнародним інститутом зварювання.
 4. Аналіз результатів дослідження з оцінки впливу середніх номінальних напружень циклу на малоциклову ділянку II кривої втоми типового концентратора за базовим варіантом експериментально-теоретичного методу для випадку регулярного навантаження показав відсутність необхідності у врахуванні вказаних напружень. Дане твердження узгоджується з результатами циклічних випробувань гладких зразків при різних комбінаціях величин розмахів деформацій циклу і середніх напружень, що представлені в роботах [107], [109], [110].
 5. Залишкові зварні напруження у вузлах конструкцій корпусу судна можна приймати релаксованими вже на початку стадії експлуатації. Їх вплив на

втомну міцність при побудові кривих втоми суднокорпусних вузлів експериментально-теоретичним методом частково приймається в розрахунок за допомогою «прив'язки» до експериментальних даних.

У розділі наведено результати розв'язку задач 2–4 дисертаційного дослідження. Основні наукові результати опубліковані у працях автора [117–122].

РОЗДІЛ 4

ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧНОГО МЕТОДА РОЗРАХУНКУ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ СУДНОКОРПУСНИХ ВУЗЛІВ

4.1 Аналіз величин мікрогеометричних параметрів зварних швів різних типів у конструктивних вузлах

Міцність зварних з'єднань при змінному навантаженні в значній мірі залежить від рівня концентрації напружень. Наближені залежності та графіки для визначення теоретичних коефіцієнтів концентрації стикових, таврових та хрестоподібних з'єднань наведені, наприклад, в публікації [123]. Як видно з них, окрім параметрів шва, що регламентуються нормативними документами (розмір катету K або висота g та ширина e підсилення), кут нахилу профілю шва θ у місці переходу від основного металу до металу шва і радіус переходу r в даному місці також мають значний вплив на рівень концентрації напружень та, відповідно, втомну міцність вузла. Геометричні параметри стикового та кутового зварних швів наведені на рис. 4.1.

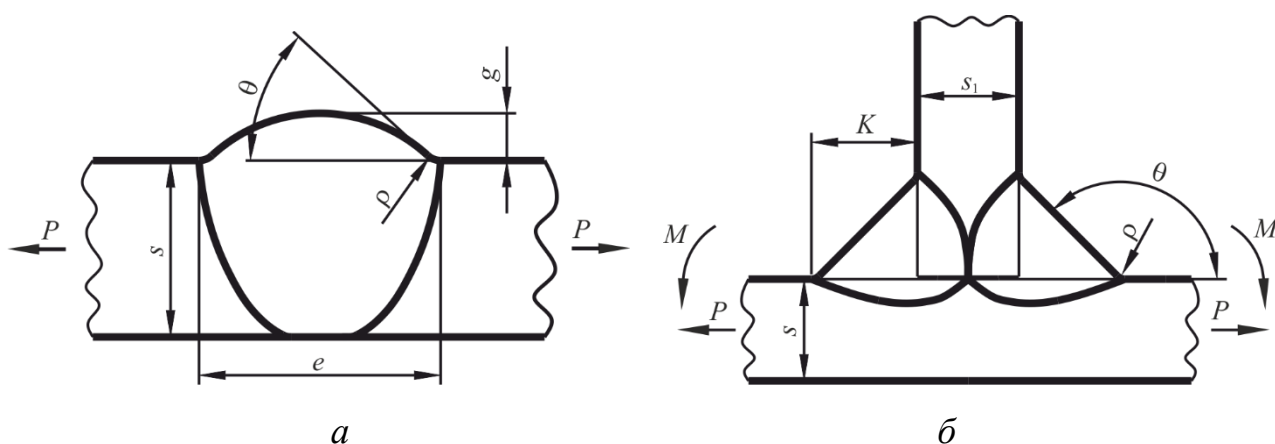


Рисунок 4.1 – Геометричні параметри зварних швів:

а – стикового; б – кутового

Кут нахилу профілю шва у місці переходу від основного металу до наплавленого і радіус переходу, як зазначається у роботі [124], змінюються вздовж шва і залежать від низки факторів. При розрахунку втомної міцності зварних суднокорпусних вузлів параметри ρ та Θ в більшості випадків є невідомими. Таким чином, для оцінки концентрації напружень у зварних вузлах слід володіти даними про значення величин радіусів і кутів нахилу профілю шва в місцях переходу від основного металу до наплавленого для зварних швів різних типів та способів їх виконання.

Величини мікрогеометричних параметрів зварних швів залежать від типу шва, низки умов виконання і параметрів з'єднання. Наприклад, у випадку стикових швів, виконаних зварюванням під шаром флюсу, радіус переходу буде залежати від початкової температури металу, чистоти його поверхні, ваги насипаного флюсу, поверхневого натягу металу і шлаку, площі наплавки, ширини і висоти підсилення шва. У випадках ручного дугового зварювання та механізованого зварювання у середовищі захисних газів, очевидно, що значення величин ρ та Θ буде ще залежати від людського фактору, а також положення шва у просторі при виготовленні з'єднання.

Враховуючи велике число факторів, що впливають на мікрогеометричні параметри зварного шва, частина з яких має випадковий характер, параметри ρ та Θ доцільно розглядати як випадкові величини, що залежать від способу зварювання, виду шва та інших факторів. У роботі [125] способом випрямлених діаграм показано, що розподіл величини $\lg \rho$ відповідає нормальному закону.

Для того, щоб отримати узагальнені параметри розподілу величин ρ та Θ у зварних швах різних типів та способів зварювання, були побудовані статистичні ряди для вибірок, складених на базі результатів замірів вказаних величин, представлених у різних джерелах [116], [125–137]. Кожна з вибірок включала дані замірів ρ або Θ для швів конкретного типу, виконаних певним способом зварювання. Закон розподілу досліджуваних випадкових величин передбачався логнормальним. Результатами розрахунків є параметри розподілу, математичні сподівання та стандартні відхилення.

При складанні узагальнених вибірок вплив положення шва у просторі під час зварювання та ряд інших факторів, що можуть мати вплив на величини ρ та Θ , не приймалися до уваги через обмежену кількість результатів замірів. Для побудов гістограм вибирались дані, що були заміряні на зварних з'єднаннях з механічними характеристиками основного металу, близькими до суднобудівних сталей (границя плинності $\sigma_T = 235 \dots 390$ МПа, границя міцності $\sigma_B = 400 \dots 650$ МПа, відносне подовження після розриву $\delta = 20 \dots 22\%$). Товщини при цьому були також в діапазоні, що є характерним для конструкцій суден морського і річкового районів плавання (приблизно 3...26 мм).

Щільність розподілу ρ за логнормальним законом має вигляд [2], [138]

$$f(\rho) = \frac{0,4343}{\sigma_{\lg \rho} \rho \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\lg \rho - \lg \rho_0)^2}{2\sigma_{\lg \rho}^2}}, \quad (4.1)$$

де $\sigma_{\lg \rho}$ – незміщена оцінка дисперсії логарифмованої випадкової величини $\lg \rho$, розподіленої за нормальним законом; $\lg \rho_0$ – оцінка математичного сподівання величини $\lg \rho$.

Математичне сподівання випадкової величини ρ , розподіленої за логнормальним законом розраховується за наступною формулою:

$$M_\rho = \rho_0 e^{2,65\sigma_{\lg \rho}^2}, \quad (4.2)$$

де $\rho_0 = 10^{\lg \rho_0}$.

Дисперсія логнормально розподіленої випадкової величини визначається залежністю:

$$\sigma_\rho = M_\rho \sqrt{\left(\frac{M_\rho}{\rho_0}\right)^2 - 1}. \quad (4.3)$$

Аналогічними до (4.1), (4.2), (4.3) формулами виражається, відповідно, щільність розподілу величини Θ , її математичне сподівання і дисперсія.

Статистичні дані у вибірках логарифмувались, потім виконувався відсів аномальних значень та здійснювалась перевірка на нормальність за критерієм асиметрії і ексцесу [60]. На базі вибірок складались статистичні ряди,

будувались гістограми та вирівнюючі їх криві щільності розподілу випадкової величини. Побудовані криві досліджувались на відповідність експериментальним даним за критеріями узгодженості Колмогорова-Смірнова, Андерсона-Дарлінга та Пірсона.

Вибірки для стикових швів, виконаних ручним дуговим зварюванням, були складені на базі робіт [125], [126–128]. Заміри, отримані для швів у нижньому та вертикальному положеннях, об'єднувались в одну групу з метою узагальнення статистичних даних, зважаючи на недостатню кількість замірів для кожного положення окремо. Товщини листів, що зварювались, представлені у вибірках для стикових швів, відповідали 6, 9, 19 та 20 мм. Максимальні та мінімальні значення вибірки об'ємом 835 значень, складеної для радіусів ρ , з врахуванням відсіву аномальних значень були наступними: $\rho_{\min} = 0,04$ мм; $\rho_{\max} = 16,66$ мм. Об'єм вибірки для кутів θ , з врахуванням виключення аномальних значень, становив 438. Граничні значення цих кутів $\theta_{\min} = 4,42$ град та $\theta_{\max} = 89,97$ град.

Вибірки для стикових швів, вироблених напівавтоматичним зварюванням в середовищі вуглекислого газу, були складені на підставі однієї роботи [130], тоже не можуть характеризуватись як узагальнені, що включають різні товщини зварюваних листів. Товщина останніх, на базі якої складені вибірки, була 9 мм. В даному випадку об'єм вибірки для радіусів переходу з врахуванням відсіву аномальних значень складав 231. Граничні значення цих радіусів $\rho_{\min} = 0,04$ мм та $\rho_{\max} = 1$ мм. Об'єм вибірки для кутів переходу був 233. Максимальне і мінімальне значення кутів – $\theta_{\min} = 14,81$ град та $\theta_{\max} = 78,66$ град.

Результати розрахунків параметрів розподілу випадкових величин ρ та θ за логнормальним законом, математичних сподівань та середньоквадратичних відхилень для стикових швів наведені в табл. 4.1. В даній таблиці також містяться результати розрахунків для випадків зварних швів, виконаних тільки у вертикальному положенні або тільки у нижньому положенні, а також результати замірів і статистичної обробки величин ρ та θ у ймовірних районах появи тріщин.

Для порівняння з отриманими результатами, представлені також значення досліджуваних параметрів, наведені в інших джерелах. Для зварних швів, виконаних за допомогою зварювання під шаром флюсу, параметри логнормального розподілу, математичні сподівання і середньоквадратичні відхилення не визначались. Проте, у табл. 4.1 подані окремі відомості із літератури про математичні сподівання і середньоквадратичні відхилення величин ρ та Θ для швів, вироблених таким видом зварювання.

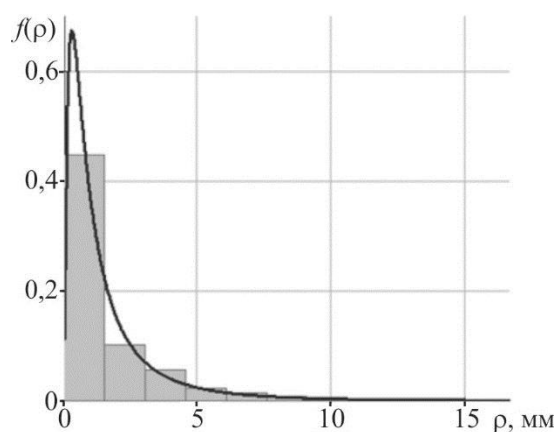
Гістограми розподілу величин ρ та Θ у стикових зварних швах і криві, що їх вирівнюють, побудовані за отриманими результатами, представлені на рис. 4.2 і рис. 4.3, відповідно, для швів, виконаних ручним дуговим зварюванням та зварюванням в середовищі вуглекислого газу.

Таблиця 4.1 – Параметри логнормального розподілу, математичні сподівання і стандартні відхилення величин ρ та Θ для стикових швів

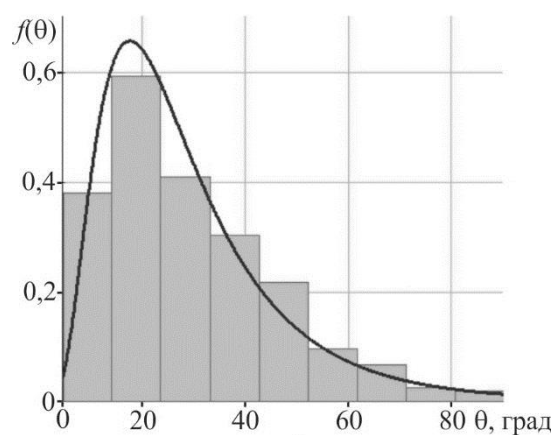
Особливості вибірки	$\lg \rho_0$	$\sigma_{\lg \rho}$	$\lg \Theta_0$	$\sigma_{\lg \Theta}$	M_ρ , мм	σ_ρ , мм	M_Θ , град	σ_Θ , град
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ручне дугове зварювання								
Нижнє положення (на базі даних роботи [129])	-	-	-	-	1,26	1,52	21,57	13,54
Вертикальне положення (на базі даних роботи [129])	-	-	-	-	0,67	0,76	33,4	16,67
У точці появи тріщини (на базі даних робіт [125], [128])	-	-	-	-	0,58	0,76	32	16,51
Узагальнені дані (на базі робіт [125], [126–128])	$-7,76 \cdot 10^{-3}$	0,47	1,39	0,26	1,77	2,64	29,28	18,91
Дані з джерела [129]	-	-	-	-	2,26	2,67	-	-
Дані з джерела [129]	-	-	-	-	2,08	0,86	31,9	10,9
Зварювання в середовищі CO ₂								
Нижнє положення (на базі даних роботи [130])	-	-	-	-	0,27	0,19	40,58	14,49
Вертикальне положення (на базі даних роботи [130])	-	-	-	-	0,25	0,19	42,36	15,57

Продовження табл. 4.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
У точці появи тріщини (на базі даних роботи [130])	-	-	-	-	0,28	0,20	48,77	16,98
Узагальнені дані (на базі роботи [130])	-0,67	0,28	1,59	0,15	0,26	0,19	41,32	14,93
Дані з джерела [129]	-	-	-	-	0,64	0,15	23,3	5
Дані з джерела [131] (Звар. в атмосфері Ar + CO ₂ , $\sigma_T=465$ МПа; $\sigma_B=576$ МПа)	-	-	-	-	0,2	-	41	-
Зварювання під шаром флюсу								
Дані з джерела [129]	-	-	-	-	0,67	0,76	45	11,2



а



б

Рисунок 4.2 – Гістограми та криві, що їх вирівнюють, отримані для стикових швів, вироблених ручним дуговим зварюванням:

а – розподіл радіусів ρ ; б – розподіл кутів θ

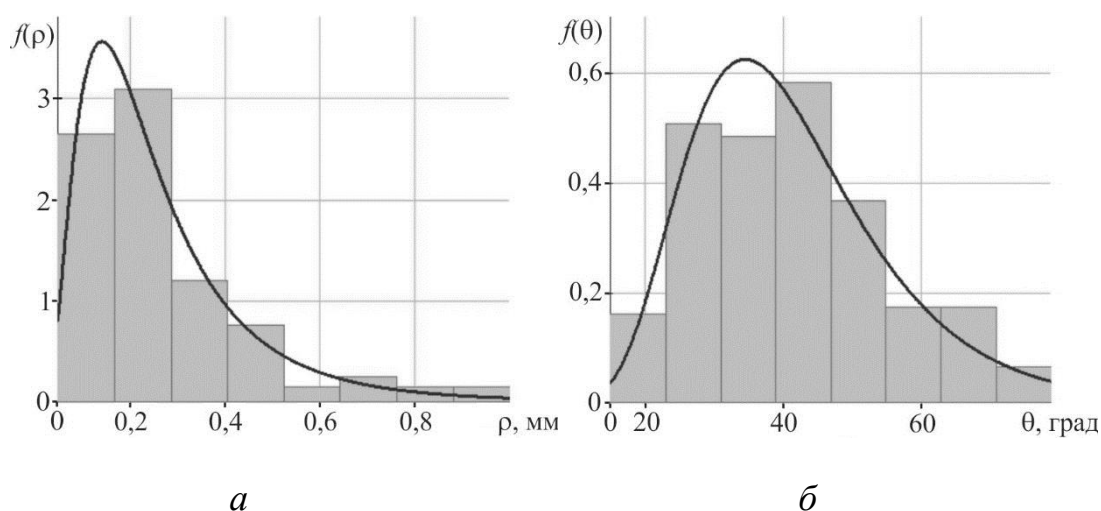


Рисунок 4.3 – Гістограми та криві, що їх вирівнюють, отримані для стикових швів, вироблених зварюванням в середовищі вуглекислого газу:

a – розподіл радіусів ρ ; b – розподіл кутів Θ

В результаті перевірки отриманих теоретичних розподілів (див. рис. 4.2, 4.3 та табл. 4.1) на відповідність експериментальним даним за критеріями узгодженості Колмогорова-Смірнова, Андерсона-Дарлінга та Пірсона, було встановлено, що ці розподіли відповідають експериментальним даним при рівні значимості $\alpha = 0,1$ за всіма переліченими критеріями. Однак, крива на рис. 4.2, а суперечила експериментальним даним за критерієм Колмогорова-Смірнова на всіх рівнях значимості.

З метою дослідження впливу типу покриття електроду на значення радіусів і кутів переходу у зварних швах, вироблених ручним дуговим зварюванням, на підставі замірів, представлених в роботі [127], були розраховані математичні сподівання величин ρ і Θ та їх середньоквадратичні відхилення для стикових швів, виконаних у вертикальному і нижньому положеннях електродами з різним типом покриття. Результати розрахунків наведені в табл. 4.2. З'єднання, що розглядалось в [127], мало товщину 9 мм, V-подібну розробку кромки і наступні характеристики основного металу: $\sigma_b = 471$ МПа; $\sigma_T = 347$ МПа; $\delta = 25,8\%$.

Таблиця 4.2 – Математичні сподівання й середньоквадратичні відхилення величин ρ і Θ для стикових зварних швів, виконаних ручним дуговим зварюванням за допомогою електродів з покриттям різних типів

Тип покриття	Положення при зварюванні							
	Нижнє положення				Вертикальне положення			
	M_ρ , мм	σ_ρ , мм	M_Θ , град	σ_Θ , град	M_ρ , мм	σ_ρ , мм	M_Θ , град	σ_Θ , град
Ільменітове	1,3	2,24	21,6	13,52	0,51	0,57	40,08	20,75
Титан- кальцієве	1,43	1,88	21,12	15,56	0,36	0,33	34,82	12,01
Рутилове	0,90	1,22	25,21	15,91	0,77	0,84	34,45	20,34
Фтористо-кальцієве	1,35	1,11	19,72	8,06	0,93	0,92	27,43	16,48

Вибірки для кутових швів, отриманих ручним дуговим зварюванням, були складені на базі робіт [132–134]. У вказаних роботах розглядались таврові з'єднання з товщинами листів 15 мм та 9 мм. У дослідженні [134] розглядалось таврове з'єднання листів різних товщин, 9 і 18 мм. Загальний об'єм вибірки для радіусів ρ , з урахуванням виключення аномальних значень, був 161. Граничні значення радіусу – $\rho_{\max} = 3,08$ мм і $\rho_{\min} = 0,06$ мм. Об'єм вибірки для кутів Θ в даному випадку також склав 161. Максимальне і мінімальне значення кута θ – $\theta_{\max} = 184,88$ град і $\theta_{\min} = 110,20$ град.

Результати, отримані на базі даних вибірок, представлені в табл. 4.3 і на рис. 4.4 у вигляді гістограм і кривих, що їх вирівнюють. Теоретичні криві на рис. 4.4, а, б відповідали експериментальним даним при рівні значимості $\alpha = 0,1$ за критеріями узгодженості Колмогорова-Смірнова, Андерсона-Дарлінга і Пірсона. Дані величин M_ρ , M_Θ , σ_ρ , σ_Θ із різних джерел для кутових швів, виконаних ручним дуговим зварюванням, зварюванням в середовищі вуглекислого газу і під шаром флюсу, також представлені в табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Параметри логнормального розподілу, математичні сподівання і стандартні відхилення величин ρ та Θ для кутових швів

Особливості вибірки	$\lg \rho_0$	$\sigma_{\lg \rho}$	$\lg \Theta_0$	$\sigma_{\lg \Theta}$	M_ρ , мм	σ_ρ , мм	M_Θ , град	σ_Θ , град
Ручне дугове зварювання								
Узагальнені дані (на базі робіт [132–134])	-0,29	0,36	2,15	0,04	0,72	0,72	141,49	14,34
Дані з джерела [135]	-	-	-	-	0,85	-	133,3	-
Дані з джерела [135] (сталі високої міцності з $\sigma_B = 792$ МПа)	-	-	-	-	1,27	-	129,6	-
Дані з джерела [136] (параметри матеріалу: $\sigma_T = 416$ МПа, $\sigma_B = 501$ МПа, електрод – AWS A5.1: E7028)	-	-	-	-	1,6	0,7	127	9
Дані з джерела [136] (параметри матеріалу: $\sigma_T = 416$ МПа, $\sigma_B = 501$ МПа, електрод – AWS A5.5: E7018-G)	-	-	-	-	1,8	0,9	111	8
Зварювання в середовищі CO_2								
Дані з джерела [132]	-	-	-	-	0,43	-	152	-
Дані з джерела [116]	-	-	-	-	1	-	-	-
Дані з джерела [137]	-	-	-	-	2,06	-	128,65	-
Зварювання під шаром флюсу								
Дані з джерела [136]	-	-	-	-	0,5	0,3	146	14

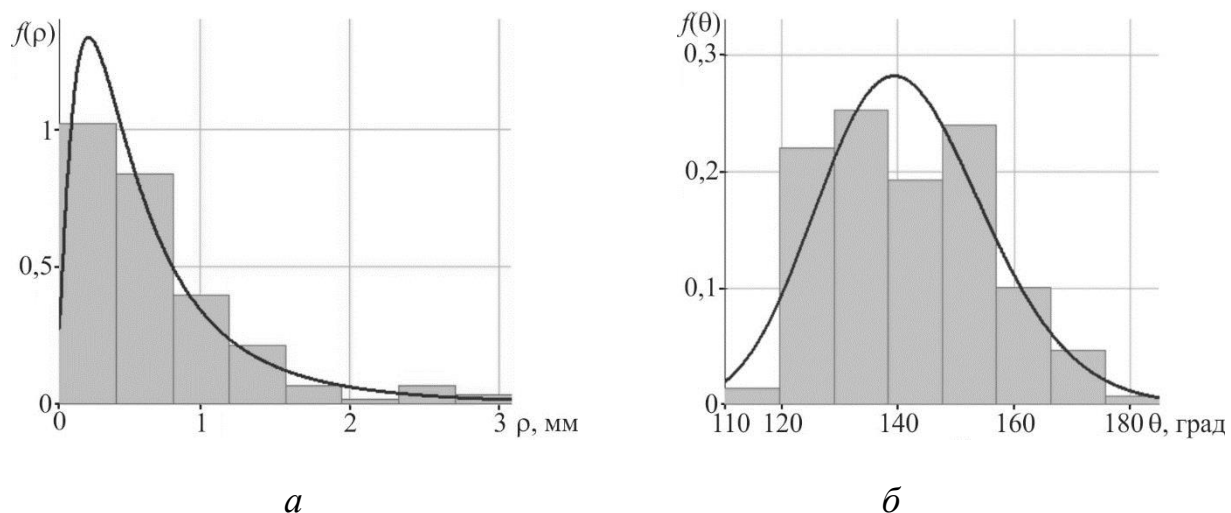


Рисунок 4.4 – Гістограми і криві, що їх вирівнюють, отримані для кутових швів, вироблених ручним дуговим зварюванням:

a – розподіл радіусів ρ ; b – розподіл кутів Θ

Із представлених результатів випливає, що використання логнормального закону для опису розподілів радіусів ρ і кутів нахилу профілю Θ зварного шва у місці переходу від основного до наплавленого металу задовільно узгоджується з експериментальними даними за критеріями Пірсона, Андерсона-Дарлінга та Колмогорова-Смірнова. Найбільший середній радіус переходу у випадку стикових з'єднань мали шви, виконані ручним дуговим зварюванням.

Вплив типу покриття електроду на середні радіуси і кути переходу при виконанні стикового шва в нижньому положенні ручним дуговим зварюванням був значним лише при використанні електродів з рутиловим покриттям. Для стикових швів, виконаних ручним дуговим зварюванням у вертикальному положенні, середні величини ρ і Θ , що відповідають кожному із розглядуваних у дослідженні типів покриття, суттєво різнилися. Середнє значення радіусу ρ у ймовірних районах появи втомної тріщини в зварних стикових швах, виконаних ручним дуговим зварюванням, було значно менше середнього значення ρ , розрахованого на базі замірів даної величини вздовж шва в різних перерізах.

Для стикових швів, виконаних зварюванням у середовищі вуглекислого газу, середній радіус в ймовірних районах появи тріщини практично не відрізнявся від середнього значення ρ , отриманого за допомогою замірів за довжиною шва. Середня величина кута Θ для стикових і кутових швів змінювалась в залежності від параметрів з'єднання та способу зварювання у вузьких межах.

4.2 Наближений метод визначення величин теоретичних коефіцієнтів концентрації напружень у зварних суднокорпусних вузлах

Розрахунок теоретичного коефіцієнта концентрації напружень для вузла корпусу судна є одним з етапів розрахунку його втомної міцності за допомогою експериментально-теоретичного методу. Розрахунок даного коефіцієнта є необхідним для порівняльного аналізу різних конструктивних варіантів зварних вузлів. Величина теоретичного коефіцієнта концентрації напружень зварного вузла також може бути використана для наближеної оцінки ефективного коефіцієнта концентрації напружень та наближеної оцінки границі витривалості [3], [16], [18], [20].

Створення «повної» геометричної моделі зварного суднокорпусного вузла у CAD-системі, тобто детальної 2-х або 3-х вимірної моделі, яка є максимально подібною до реальної конструкції, з урахуванням моделювання форми зварного шва, може бути достатньо трудомістким. Значні трудовитрати також необхідні для випадку, коли досліджується та порівнюється декілька можливих конфігурацій конструктивного вузла.

Трудомісткою також є розбивка розробленої моделі на скінченні елементи із заданим локальним розміром сітки. Виконання розрахунків на ЕОМ для такої скінченно-елементної моделі із густою локальною сіткою потребує значної кількості машинного часу. Як зазначається в [20], одним із способів спростити визначення місцевого поля напружень і деформацій у випадку

зварного вузла із складною геометрією є використання методу субмоделювання.

Для оцінки теоретичних коефіцієнтів концентрації напружень стикових, таврових, хрестоподібних та інших розповсюджених на практиці типів зварних з'єднань в літературі представлена значна кількість наближених залежностей, як, наприклад, в роботах [3], [16], [18], [123]. Кожна з таких залежностей придатна для певних діапазонів співвідношень розмірних параметрів досліджуваних вузлів.

В роботі [139] для зварного вузла без дефектів, теоретичний коефіцієнт концентрації напружень K_t рекомендується представити у вигляді добутку

$$K_t = K_g \cdot K_w, \quad (4.4)$$

де K_w – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень, обумовлений наявністю зварного шва; K_g – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень, обумовлений загальною геометрією вузла. При наявності у зварному вузлі дефектів в рівняння (4.4) додаються множники, для врахування даного фактору.

Подібний прийом визначення величини K_t застосовується в методі напруження у гарячій точці, який описано в розділі 1. Застосування формули (4.4) може значно спростити розрахунок коефіцієнта K_t для зварних вузлів, при цьому вплив параметрів ρ та Θ на шуканий коефіцієнт може бути оцінений окремо, розрахунком величини K_w .

Перевірка справедливості формули (4.4) виконана на прикладах хрестоподібного зварного з'єднання та вузла перетину поясків рівновисоких балок. Геометрія вказаного хрестоподібного з'єднання представлена на рис. 4.5. Втомна міцність цього вузла була досліджена в роботі [108].

Для такого хрестоподібного з'єднання у програмному комплексі з використання плоских скінченних елементів другого порядку були розраховані теоретичні коефіцієнти концентрації напружень при змінному радіусі ρ . Розбивка на скінченні елементи при цьому проводилася відповідно до вказівок, наведених в роботах [20] і [27]. Розмір ребра елемента чотирикутної форми в районі переходу від основного металу до металу шва за даними вказівок и

призначався не меншим ніж $\rho/4$ мм. Обґрунтованість таких розмірів сітки перевірялась на прикладі раніше вказаного хрестоподібного з'єднання. Коефіцієнт концентрації, отриманий при довжині ребра елемента $8,1 \cdot 10^{-2}$ мм, відрізнявся від розрахованого при довжині ребра $2,9 \cdot 10^{-2}$ мм на 1,1%. Таким чином, можна вважати, що вказаний характерний розмір сітки є достатнім для визначення величини концентрації напружень у зварних вузлах.

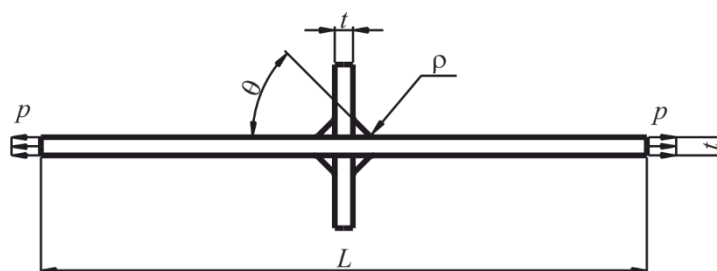


Рисунок 4.5 – Геометричні параметри хрестоподібного з'єднання

Результати розрахунків величини K_t для такої «повної» моделі дискретизації скінченними елементами хрестоподібного з'єднання при різних величинах радіусу ρ представлені на рис. 4.6 і в табл. 4.4. В табл. 4.4 наведені також результати розрахунків коефіцієнта K_t з використанням формули (4.4) і величина $\bar{\delta}$ у відсотках, як різниця по модулю між коефіцієнтами, отриманими двома вказаними вище способами, по відношенню до «повної» моделі. Ця різниця у більшості випадків не перевищувала 10%.

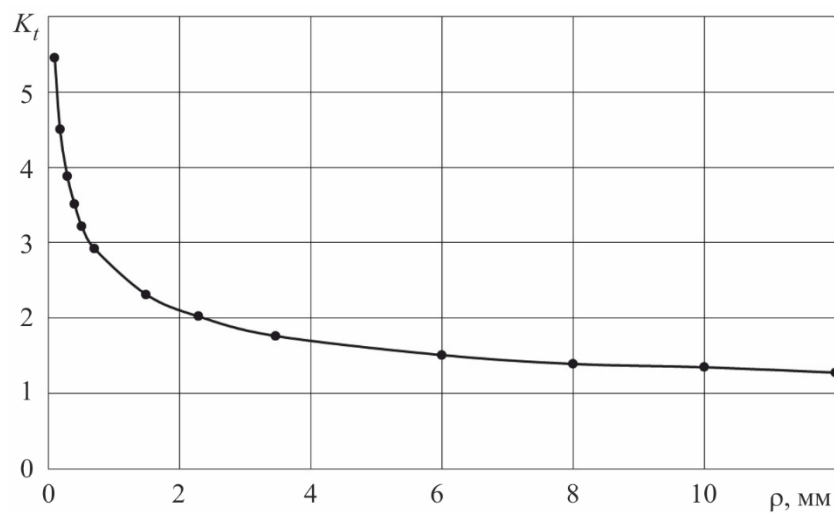


Рисунок 4.6 – Залежність величини теоретичного коефіцієнта концентрації напружень K_t для хрестоподібного зварного з'єднання (рис. 4.5) від радіусу переходу ρ у зварному шві при «повній» дискретизації скінченними елементами

Таблиця 4.4 – Порівняння коефіцієнтів концентрації напружень, розрахованих за допомогою «повної» моделі вузла та залежності (4.4) при куті нахилу профілю шва в місці переходу $\Theta = 45$ град

ρ , мм	$g_{\text{шв}}$, мм	$e_{\text{шв}}$, мм	K_t	K_w	K_g	$K_g \cdot K_w$	$\bar{\delta}$, %	Умовне позначення за ГОСТ 5264-80 [140]	Тип обробки кромки
12,00	—	—	1,28	—	—	—	—		
10,00	—	—	1,35	—	—	—	—	—	—
8,00	—	—	1,39	—	—	—	—	—	—
6,00	—	—	1,51	—	—	—	—	—	—
3,47	2	19	1,76	1,60	1,35	2,15	22,20	C17	V-подібна
2,30	2	19	2,02	1,71	1,35	2,31	14,36	C17	V-подібна
1,50	2	19	2,31	1,88	1,35	2,54	9,96	C17	V-подібна
0,71	2	19	2,92	2,32	1,35	3,14	7,55	C17	V-подібна
0,52	1	19	3,21	2,15	1,35	2,90	9,84	C17	V-подібна
0,52	2	19	3,21	2,44	1,35	3,29	2,51	C17	V-подібна
0,41	2	19	3,51	2,72	1,35	3,66	4,47	C17	V-подібна
0,30	2	19	3,88	3,94	1,35	3,96	2,22	C17	V-подібна
0,18	1	19	4,50	2,62	1,35	3,54	21,45	C17	V-подібна
0,18	2	19	4,50	3,28	1,35	4,43	1,67	C17	V-подібна
0,10	2	19	5,46	4,14	1,35	5,59	2,38	C17	V-подібна
0,52	2	17	3,21	2,49	1,35	3,36	4,69	C17	V-подібна
0,18	2	17	4,50	3,34	1,35	4,50	0,04	C17	V-подібна
2,30	2	10	2,02	1,65	1,35	2,23	10,4	C25	X-подібна
1,50	2	10	2,31	1,86	1,35	2,51	8,66	C25	X-подібна
0,71	2	10	2,92	2,28	1,35	3,08	5,65	C25	X-подібна
0,52	2	10	3,21	2,50	1,35	3,38	5,12	C25	X-подібна
0,18	2	10	4,50	3,45	1,35	4,66	3,49	C25	X-подібна

З рис. 4.6 видно, що крива залежності $K_t(\rho)$ переходить практично в горизонтальну пряму при радіусах 8...12 мм. Таким чином, при визначенні коефіцієнтів K_t для хрестоподібного з'єднання добутком коефіцієнтів K_g і K_w з використанням (4.4), в якості значення K_g була вибрана величина теоретичного коефіцієнта концентрації при $\rho = 10$ мм.

Коефіцієнти концентрації K_w визначались розрахунком напруженого стану «фіктивних» стикових зварних швів, значення параметрів ρ і Θ яких відповідали таким самим значенням досліджуваного з'єднання. Під «фіктивними» стиковими зварними швами при цьому необхідно розуміти умовні шви, які застосовувались для визначення коефіцієнту K_w . Висота підсилення $g_{\text{шв}}$ та ширина таких стикових швів підбирались за стандартом [140]. При цьому обробка кромки передбачалась як Х-подібною, так і V-подібною.

Форма профілю «фіктивних» стикових зварних швів моделювалась у програмному комплексі як за допомогою сплайнів, так й з використанням дуг. Суттєвої різниці між значеннями K_w , отриманими за допомогою моделей, побудованих з використанням дуг і сплайнів, не спостерігалось. Однак, при використанні сплайнів коефіцієнт K_w виявлявся дещо вищим, ніж при використанні дуг. Наприклад, для стикового шва при $\rho = 0,71$ мм, $\Theta = 45$ град, шириною $e_{\text{шв}} = 17$ мм, V-подібною розробкою кромки та висотою підсилення $g_{\text{шв}} = 2$ мм величина K_w склала 2,3 при побудові профілю дугами, а при використанні сплайнів K_w становив 2,39. Для стикового шва з $\rho = 0,18$ мм й такими ж геометричними параметрами, як у попередньому прикладі, V-подібною розробкою кромки, величина K_w при застосуванні дуг складала 3,34, а при використанні сплайнів – 3,55.

Ширини $e_{\text{шв}}$ «фіктивних» стикових зварних швів відповідно до стандарту [140] приймалися на рівні номінальної величини для товщини зварюваних листів 12 мм. Вказана товщина відповідає товщині нерозрізного горизонтального елемента вузла на рис. 4.5.

Висоти підсилення $g_{\text{шв}}$ «фіктивних» стикових швів підбирались за вказаним стандартом, таким чином, що вони були близькими до максимально можливих значень, з врахуванням допусків для даного типу обробки кромки та товщини зварюваних листів. Результати розрахунків K_w при $e_{\text{шв}} = 19$ мм представлені в табл. 4.4. У цій таблиці також представлені результати розрахунків K_w при ширині шва 17 мм, котра відповідає номінальній, зменшеній на величину граничного відхилення. Як видно, різниця між результатами несуттєва.

Результати розрахунків коефіцієнтів K_t хрестоподібного з'єднання, що представлені в табл. 4.4, для випадку Х-подібної обробки кромки «фіктивного» стикового зварного шва, були визначені при величині $e_{\text{шв}}$, яка відповідала за стандартом [140] мінімальній для даної товщини зварюваних листів. Висота підсилення $g_{\text{шв}}$ підбиралась за аналогічними принципами, як і при V-подібній обробці кромки.

Як видно з табл. 4.4, різниця між значеннями теоретичних коефіцієнтів концентрації напружень K_t , отриманих за допомогою «повної» моделі дискретизації та з використанням формули (4.4), зменшується зі зниженням величини радіуса переходу ρ . Максимальна різниця між значеннями K_t , визначеними за допомогою «повної» моделі дискретизації і за залежністю (4.4), у випадку висоти підсилення «фіктивного» стикового шва $g_{\text{шв}} = 2$ мм, складала 22,2% при $\rho = 3,47$ мм. Таке значення радіуса ρ , однак, не є характерним для кутових швів, вироблених розповсюдженими на практиці видами зварювання. При висоті підсилення «фіктивних» стикових швів 1 мм, що відповідає номінальній величині за стандартом [140], розраховані за формулою (4.4) коефіцієнти K_t мали більш високі відхилення від значень теоретичних коефіцієнтів концентрації напружень, визначених з використанням «повної» моделі дискретизації вузла.

Таким чином, при розрахунку теоретичного коефіцієнта концентрації напружень зварного вузла відповідно до залежності (4.4), якщо коефіцієнт K_w

передбачається визначати за допомогою аналізу «фіктивного» стикового шва методом скінченних елементів у програмному комплексі, висоту $g_{\text{шв}}$ за нормативними документами треба підбирати близькою до максимально можливої для даної товщини листів, які з'єднуються. Ширину $e_{\text{шв}}$ потрібно приймати як номінальну, зменшену на величину граничного відхилення. Такі рекомендації обумовлені стохастичним характером величин $g_{\text{шв}}$ та $e_{\text{шв}}$.

Розбіжності в результатах розрахунків при використанні для «фіктивного» стикового шва X-подібної та V-подібної обробки кромek були не суттєвими. Однак, розрахунок коефіцієнта K_w необхідно здійснювати підбором розмірів «фіктивного» стикового шва з X-подібною обробкою, так як такі шви будуть більш «гострими концентраторами», у порівнянні зі швами з V-подібною обробкою кромek, через більшу максимально допустиму висоту і меншу мінімально допустиму ширину шва за стандартом [140].

Справедливість залежності (4.4) також перевірялась на прикладі вузла перетину поясків рівновисоких балок, опис якого представлено у підрозділі 3.4 (рис. 3.8, а). Для такого вузла методом скінченних елементів в САЕ-системі був проведений аналіз напруженого стану при «повній» моделі дискретизації з врахуванням наявності трьох площин симетрії.

При виконанні розрахунків розмірні параметри стикового шва для вузла перетину поясків рівновисоких балок призначались за стандартом [140] і були наступними: зварне з'єднання С25 з двосторонньою обробкою кромek, ширина шва $e_{\text{шв}} = 14$ мм, висота підсилення шва $g_{\text{шв}} = 2$ мм. Радіус ρ був призначений із забезпеченістю 50% за даними табл. 4.1 та рис. 4.2. Величина радіусу, визначена з використанням (4.1), складала 0,99 мм. Кут Θ призначався наближено, враховуючи, що його величина пов'язана з параметрами $g_{\text{шв}}$ та $e_{\text{шв}}$, які утворюють сторони прямокутного трикутника. Тож, при вказаних раніше величинах $e_{\text{шв}}$ та $g_{\text{шв}}$ кут Θ складав 18 град.

Комп'ютерна 3D-модель досліджуваного вузла перетину поясків рівновисоких балок в районі зварного шва представлена на рис. 4.7. При

розробці скінченно-елементної моделі вузла у програмному комплексі використовувались тетраедричні елементи другого порядку. Необхідний розмір сітки у місті переходу від основного металу до металу шва досягався її локальним ущільненням.

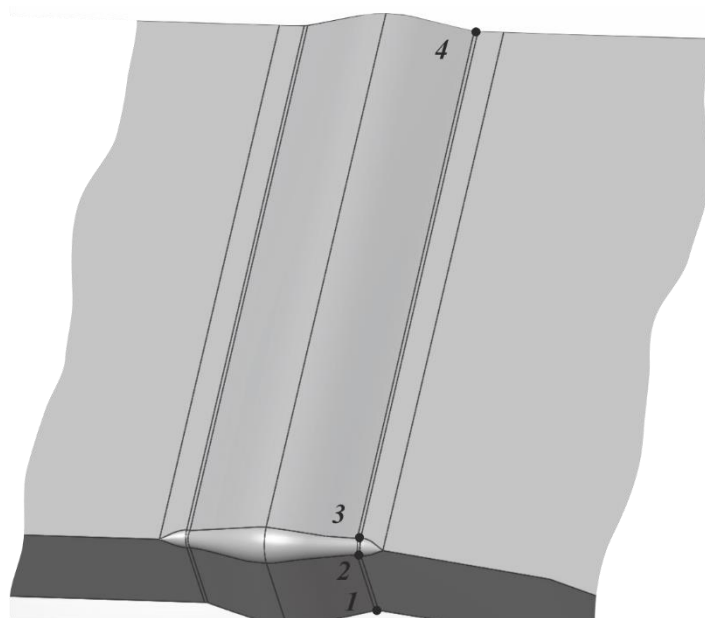


Рисунок 4.7 – 3D-модель вузла перетину поясків рівновисоких балок в районі зварного шва

Результат розрахунку приведених напружень за критерієм Мізеса у вузлі при величині номінальних напружень 1 Па показано на рис. 4.8, а. Як видно з рис. 4.8, а, найбільші напруження у вузлі виникають в зоні переходу від основного металу до металу шва, котре відповідає ліній 1-2-3-4 на рис 4.7.

Для перевірки надійності визначення коефіцієнта концентрації K_t за формулою (4.4) розглядалось розподілення напружень вздовж лінії 3-4. Зона концентрації напружень, обумовлена загальною геометрією вузла, простягається на певну відстань від точки 3 цієї лінії. Рівень такої концентрації послаблюється і нівелюється при віддаленні від точки 3. Таким чином, величина теоретичного коефіцієнта концентрації напружень на значному віддаленні від точки 3 (вздовж лінії 3-4) відповідає величині K_w для стикового шва з описаними раніше геометричними параметрами. Зміну теоретичного

коефіцієнта концентрації напружень K_t вздовж лінії 3-4, визначеного за допомогою скінченно-елементного аналізу у програмному комплексі, показано на рис. 4.8, б кривою 1.

З метою дослідження зміни теоретичного коефіцієнта концентрації напружень K_t вздовж лінії 3-4, який розраховано за формулою (4.4), було виконано розрахунок у програмному комплексі коефіцієнта K_w для стикового з'єднання із раніше вказаними параметрами. Величина K_w становила 1,89. Це значення множилось на величину коефіцієнта $K_g(x)$, котрий поступово зменшувався при віддаленні від точки 3 в напрямку точки 4.

Графік функції $K_g(x)$ отримано в програмному комплексі з використанням плоскої моделі, що відповідає вузлу, схема якого представлена на рис. 3.8, а, але без зварного шва. Зміна зведених еквівалентних напружень за критерієм Мізеса вздовж лінії 3-4 у плоскій моделі вузла без шва при одиничній величині номінальних напружень є графіком функції $K_g(x)$. Графік зміни величини коефіцієнта K_t вздовж лінії 3-4, визначеного за допомогою формули (4.4), зображено на рис. 4, б кривою 2.

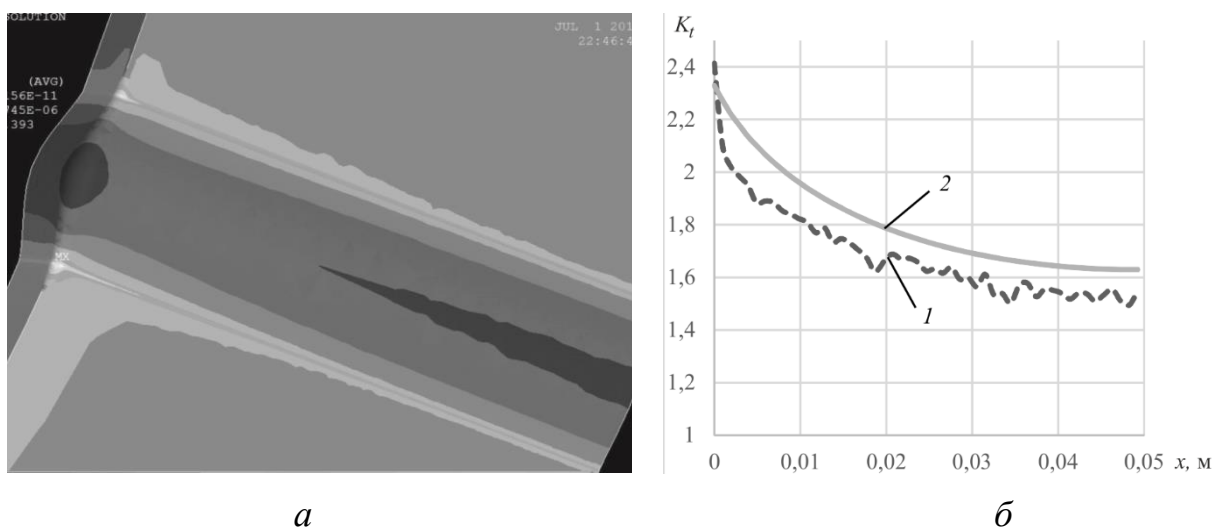


Рисунок 4.8 – Концентрація напружень у вузлі перетину поясків рівновисоких балок: а – результати розрахунку напружень у САЕ-системі; б – змінення теоретичного коефіцієнта концентрації вздовж лінії 3-4 (рис. 4.7)

З рис. 4.8, б видно, що використання залежності (4.4) дозволяє отримати результати, які якісно відповідають і незначно перевищують результати розрахунків на базі «повної» тривимірної скінченно-елементної моделі вузла у програмному комплексі. Кількісно це перевищення не більше ніж на 10%.

Таким чином, за допомогою формули (4.4) можна отримати величину теоретичного коефіцієнта концентрації напружень K_t для зварних суднокорпусних вузлів, близьку до визначеної методом скінченних елементів на базі «повної» скінченно-елементної моделі, з незначним завищенням.

Для скорочення об'єму обчислень при розрахунку величини K_t вузла корпусу судна доцільно використовувати наближені формули для визначення коефіцієнта K_w , а коефіцієнт K_g розраховувати за допомогою доступної системи інженерного аналізу або з використанням довідкових даних. Розрахунок величини K_w можна виконувати за простими формулами з мінімальною кількістю параметрів. Дослідження в цьому напрямку виконані для стикових зварних з'єднань.

Низка представлених у роботах [3], [16], [18], [123] формул для наближеного розрахунку теоретичних коефіцієнтів концентрації напружень у стикових зварних з'єднаннях мають певні обмеження на використання за розмірними параметрами з'єднань. Крім того, такі формули мають різну точність. З метою виявлення найбільш придатної для практичного використання наближеної залежності для визначення коефіцієнта K_w стикових зварних з'єднань було виконано порівняльний аналіз залежностей, представлених у вказаних раніше джерелах, по відношенню до результатів розрахунків методом скінченних елементів. Останні виконувались з використанням деталізованих моделей стикових зварних швів.

Для розрахунку коефіцієнта K_w стикових зварних з'єднань з повним проплавленням, Х-подібною обробкою кромek та кутом розхилу останніх 90 градусів в роботах [3], [141] наведена формула Лоуренса, яка має такий вигляд:

$$K_w = 1 + \alpha \cdot \left(\frac{s_{\text{л}}}{\rho} \right)^{0,5}, \quad (4.5)$$

де α – коефіцієнт, що залежить від величини кута нахилу профілю шва Θ у місці переходу від основного металу до металу шва; $s_{\text{л}}$ – товщина листів, що з'єднуються.

У роботі [16] представлено наступний варіант формули (4.5):

$$K_w = 1 + 0,27 \cdot \tan(\theta)^{0,25} \cdot \left(\frac{s_{\text{л}}}{\rho} \right)^{0,5}. \quad (4.6)$$

Для стикових зварних швів з X-подібною обробкою кромek, що зазнають навантаження розтягу та згину, в роботі [16] представлена формула для визначення теоретичного коефіцієнта концентрації напружень наступного вигляду:

$$K_w = 1 + \alpha' \cdot \sin(\theta)^{\lambda_1} \cdot \left(\frac{s_{\text{л}}}{\rho} \right)^{\lambda_2}, \quad (4.7)$$

де коефіцієнт $\alpha' = 0,728$ при дії навантаження розтягу; показник степеня $\lambda_1 = 0,932$ та $\lambda_2 = 0,382$ при такому ж виді навантаження.

В джерелах [3], [123] для стикових швів при дії навантаження розтягу представлені наступні залежності:

$$K_t = 1 + \frac{1 - e_{\text{шв}}^{-0,9 \cdot \theta \cdot \sqrt{\frac{s_{\text{л}}}{2 \cdot g_{\text{шв}}}} + 1}}{1 - e_{\text{шв}}^{-0,45 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{s_{\text{л}}}{2 \cdot g_{\text{шв}}}} + 1}} \cdot \left[\frac{1}{2,8 \cdot \left(2 \cdot \frac{g_{\text{шв}}}{s_{\text{л}}} + 1 \right) - 2} \cdot \frac{g_{\text{шв}}}{\rho} \right]^{0,65}, \quad (4.8)$$

$$K_t = \frac{1}{\sqrt[3]{\left(\frac{\rho}{g_{\text{шв}}} \cdot \text{ctg}\left(\frac{\theta}{2}\right) + 4 \cdot \frac{\rho}{s_{\text{л}}} + 5 \cdot \frac{\rho}{e_{\text{шв}} + \rho} \right)^2}} + 1. \quad (4.9)$$

Згідно із [123], формула (4.8) може застосовуватись для стикових зварних з'єднань із наступними співвідношеннями розмірів: $\rho/s_{\text{л}} = 0,05 \dots 0,1$; $g_{\text{шв}}/s_{\text{л}} = 0,2 \dots 0,25$; $\Theta = 30 \dots 45$ град; $e_{\text{шв}}/s_{\text{л}} = 1 \dots 2,3$. Формула (4.9) застосовується для стикових з'єднань з такими співвідношеннями розмірів: $\rho/s_{\text{л}} = 0,01 \dots 0,1$; $g_{\text{шв}}/s_{\text{л}} = 0,1 \dots 0,2$; $\Theta = 15^\circ \dots 30^\circ$; $e_{\text{шв}}/s_{\text{л}} = 0,1 \dots 2,3$.

Порівняння результатів розрахунку коефіцієнтів концентрації стикових зварних з'єднань за наближеними залежностями (4.5)–(4.9) виконано в табл. 4.5. Інші формули, представлені в роботах [3], [16], [18], [123], в табл. 4.5 не включались через значну розбіжність результатів, отриманих за їх допомогою, із розрахунком у САЕ-системах, або через вузький діапазон співвідношень геометричних параметрів з'єднання, для якого призначені такі наближені залежності.

Таблиця 4.5 – Результати розрахунків коефіцієнтів концентрації напружень стикових зварних з'єднань за допомогою наближених залежностей та методу скінченних елементів

S_L , мм	$\frac{\rho}{S_L}$	$\frac{g_{шв}}{S_L}$	$\frac{e_{шв}}{S_L}$	Θ , град	Тип розробки кромки	Розраховані значення K_w					
						МСЕ	Формули				
							(4.5)	(4.6)	(4.7)	(4.8)	(4.9)
12	0,015	0,17	1,42	45	V-подібна	3,44	3,20	3,20	3,62	3,68	3,09
16	0,062	0,13	0,88	17	X-подібна	1,89	1,75	1,81	1,67	1,57	1,41
12	0,043	0,08	1,58	45	V-подібна	2,15	2,30	2,30	2,75	2,14	1,75
12	0,043	0,17	1,58	45	V-подібна	2,44	2,30	2,30	2,75	2,36	2,05
12	0,059	0,17	1,58	45	V-подібна	2,32	2,11	2,11	2,55	2,10	1,85
12	0,015	0,17	0,83	45	X-подібна	3,45	3,20	3,20	3,62	3,68	2,95
12	0,043	0,17	0,83	45	X-подібна	2,50	2,30	2,30	2,75	2,36	1,97
12	0,059	0,17	0,83	45	X-подібна	2,28	2,11	2,11	2,55	2,10	1,79

Усі представлені в табл. 4.5 значення коефіцієнтів концентрації напружень розраховувались за зведеними напруженнями з використанням критерію Мізеса.

Як видно з табл. 4.5, найбільш близькі результати розрахунку величини K_w до результатів застосування методу скінченних елементів можна отримати за допомогою формул (4.5)–(4.8). Враховуючи, що співвідношення розмірів

«фіктивних» стикових швів можуть відрізнятись від характерних для дійсних швів, при розрахунку коефіцієнта K_w доцільно використовувати залежності, що містять основні геометричні параметри з'єднання та не мають громіздку структуру, як, наприклад, (4.8). Величина коефіцієнта концентрації, розрахована за формулами (4.5), (4.6), (4.7), залежить тільки від товщини зварюваних листів, радіуса ρ та кута Θ .

У формулі Лоуренса (4.5) коефіцієнт α , значення якого представлені в роботі [141] для випадку навантаження вузла зусиллям розтягу, різко зменшується при зменшенні кута нахилу профілю шва Θ в місці переходу. Крім того, для застосування формули Лоуренса необхідно інтерполювати табульовані значення коефіцієнта α . Таким чином, для розрахунку величини коефіцієнта концентрації напружень зварного шва K_w найбільш доцільно використовувати формули (4.6) та (4.7).

З викладеного випливає, що наближений розрахунок коефіцієнта концентрації напружень K_w зварного вузла зі стиковим зварним швом можна виконувати визначенням теоретичного коефіцієнта концентрації напружень «фіктивного» стикового зварного з'єднання. Розмірні параметри останнього відповідають розмірним параметрами наявного у досліджуваному вузлі стикового з'єднання.

У випадку, коли шов досліджуваного зварного вузла є кутовим, необхідні характеристики стикового шва (висота $g_{\text{шв}}$ та ширина підсилення $e_{\text{шв}}$ шва), підбираються за нормативними документами із урахуванням виду зварювання. Підбір цих параметрів виконується таким чином, що висота шва приймається близькою до максимально можливої з урахуванням граничних відхилень для даної товщини металу. Ширина шва підбирається як мінімально можлива з урахуванням граничних відхилень.

Таким чином, теоретичний коефіцієнт концентрації напружень стикового з'єднання K_w можна розрахувати методом скінченних елементів або за наближеними залежностями (4.6), (4.7). При застосуванні останніх підбирати розміри «фіктивного» стикового зварного шва для визначення величини K_w за

нормативними документами немає необхідності. Достатньо задатися радіусом ρ та кутом θ у місці переходу й товщиною зварюваних листів s_d .

Для вузлів із стиковими швами конструктивний коефіцієнт концентрації напружень K_g , обумовлений загальною геометрією виробу, можна отримати на базі комп'ютерної моделі досліджуваного вузла з грубою сіткою без шва. Крім того, можуть бути застосовані існуючі аналітичні розв'язки та довідкові дані.

У випадку зварних вузлів з кутовими швами для визначення коефіцієнта K_g необхідно розробляти комп'ютерну модель вузла із радіусом переходу ρ від основного металу до металу шва такої величини, що його збільшення не призводить до істотного впливу на величину теоретичного коефіцієнта концентрації напружень такої моделі. Крім того, можливо застосування прийому екстраполяції, описаного у розділі 1.

4.3 Розробка практичних методик розв'язку задач втомної міцності конструктивних вузлів корпусу судна за допомогою експериментально-теоретичного методу

У підрозділі 2.1 та у роботі [142] зазначається, що на практиці виникають наступні задачі втомної міцності суднокорпусних вузлів:

- оцінка втомної міцності;
- визначення допустимого коефіцієнту концентрації напружень для суднокорпусного вузла за умови забезпечення заданого рівня його втомної міцності;
- визначення допустимого параметру зовнішнього навантаження на суднокорпусний вузол за умови забезпечення заданого рівня його втомної міцності.

У розділі 1 зазначено, що процес зародження втомної тріщини у суднокорпусних вузлах, які зазнають дії навантаження незмінного розмаху, потрібно описувати із застосуванням базового варіанту експериментально-теоретичного методу, основні положення якого представлені у підрозділах 1.2

та 3.1. Для випадків дії на вузли нерегулярного навантаження потрібно застосовувати удосконалений варіант методу, наведений у підрозділі 3.3, у поєднанні з гіпотезою лінійного підсумовування втомних пошкоджень на основі залежностей (3.1) або (3.2).

4.3.1 Підготовка вихідних даних для вирішення практичних задач

Даний етап є необхідним при розв'язку усіх задач втомної міцності з використанням експериментально-теоретичного методу. На ньому передбачається розрахунок теоретичних коефіцієнтів концентрації напружень K_t та K_{t0} відповідно для досліджуваного вузла та характерного зразка з його моделей, на яких виконувалась серія втомних випробувань, а також визначення параметрів зовнішнього навантаження на вузол (якщо вони не задані) 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, використовуючи наближений метод (див. підрозділ 4.2), або за допомогою систем комп'ютерного інженерного аналізу, розроблюючи деталізовану комп'ютерну модель вузла. Радіус r та кут нахилу θ профілю шва в місці переходу від основного металу до металу шва призначаються за рекомендаціями, викладеними в підрозділі 4.1, для заданої імовірності руйнування вузла P_f або забезпеченості. При цьому, величина r повинна призначатись не меншою ніж радіус структурного елементу, величину якого можна розрахувати відповідно до (1.15).

Визначення точки «прив'язки» до результатів втомних випробувань типового осередку концентрації напружень. Координати точки «прив'язки» $\Delta\sigma_{n0}$, N_0 визначають за результатами статистичної обробки експериментальних

даних серії втомних випробувань моделей досліджуваного суднокорпусного вузла. Експериментальні данні отримують за умови пластичного деформування в осередку концентрації при максимальних значеннях номінальних напружень, що не перевищують границю плинності матеріалу моделі σ_{T0} .

Абсцису N_0 рекомендується приймати приблизно на рівні 10^4 . Розмах номінальних напружень $\Delta\sigma_{H0}$ визначається на базі прийнятого значення N_0 та заданої імовірності руйнування суднокорпусного вузла P_f . При цьому треба враховувати, що результати втомних випробувань можна вважати розподіленими за логнормальним законом, як зазначається у підрозділі 2.2.

Визначення параметрів інтенсивності зовнішнього навантаження. В окремих 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 $\Delta\sigma_H$. Для визначення останньої можна застосовувати методи «класичної» будівельної механіки корабля, наприклад, користуючись роботами [143], [144], або використати програмні комплекси скінченно-елементного аналізу.

Для конструктивних вузлів корпусу судна характерним є 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 вузлів корпусів суден-газовозів [145]. Такий спектр навантаження може також застосовуватись для розрахунку втомної міцності конструкцій суден, що експлуатуються в Північній Атлантиці. Довготерміновий розподіл навантажень за лінійним законом схематично зображено на рис. 4.9.

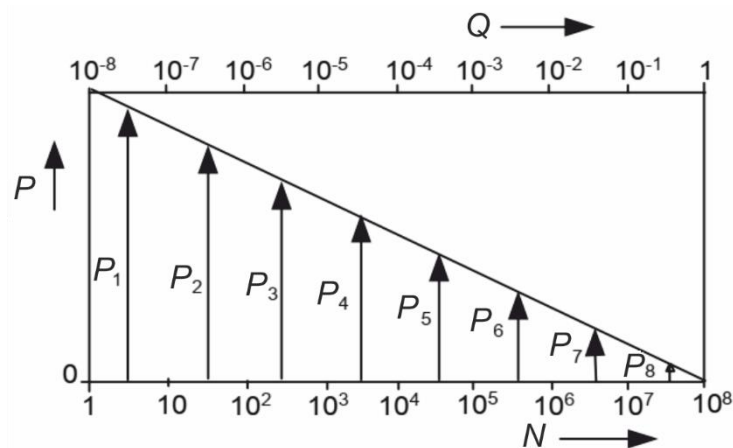


Рисунок 4.9 – Довготерміновий розподіл навантажень за лінійним законом [145]

Стохастичне навантаження, розподілене за лінійним законом, представляють у вигляді восьми ординат розмахів номінальних напружень P_i та відповідних їм напрацьованих чисел циклів за строк експлуатації судна n_i , які визначаються наступними залежностями:

$$\begin{cases} P_i = \frac{17-2i}{16} P_0; \\ n_i = \bar{k} 10^i; i = 1, 2, \dots, 8, \end{cases} \quad (4.9)$$

де P_0 – розмах номінальних напружень із забезпеченістю 10^{-8} ; $\bar{k}$ – коефіцієнт для визначення кількості циклів на кожному рівні навантаження ($\bar{k} = 0,9$ відповідно до Правил [145]); i – номер ординати. Величина P_0 із забезпеченістю 10^{-8} може бути визначена для розглядуваного розрахункового стану судна з використанням Правил класифікаційних товариств.

Для опису довготермінового розподілу розмахів номінальних напружень, що діють на границях конструктивних вузлів, у випадку суден інших типів та районів експлуатації застосовують закон Вейбулла [7], [64], [65], щільність розподілу відповідно якому виражається формулою (3.12).

Одним з перших широко використовуваних на теренах СНД методів визначення довготермінового розподілу зовнішнього навантаження на суднокорпусний вузол є прямий метод (за схемою Козлякова-Плеханова), який є описаним в роботі [64]. Подібний спосіб розрахунку параметрів

довготермінового розподілу зовнішнього навантаження на конструкції верхньої палуби трампового судна застосовувався в звіті [65]. 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.

Якщо маршрут, за яким буде експлуатуватись судно, що проектується, не визначений однозначно, для розрахунку параметрів довготермінового розподілу навантажень на вузол доцільно користуватись спрощеним підходом. Даний підхід в загальній формі є описаним в роботі [65] та рекомендаціях [7]. Він передбачає, що параметр масштабу розподілу за законом Вейбулла розмахів номінальних напружень, які діють на суднокорпусний вузол, для j -го розрахункового стану судна може бути визначеним наступним чином:

$$(a_{\sigma})_j = \frac{((\Delta\sigma_n)_x)_j}{(\ln N_x)^{1/\hat{k}}}, \quad (4.10)$$

де $((\Delta\sigma_n)_x)_j$ – величина розмаху характерних експлуатаційних номінальних напружень, що діють на границі суднокорпусного вузла в j -му розрахунковому стані судна, при імовірності їх появи $1/N_x$. Величина $((\Delta\sigma_n)_x)_j$ є зведеним розмахом напружень, що враховує одночасну дію місцевих змінних навантажень та навантажень від загального повздовжнього згину корпусу судна у вертикальній та горизонтальній площинах. Вона може бути розрахована згідно відповідних рекомендацій Правил класифікаційних товариств, наприклад, користуючись [15].

Параметр форми, відповідно до рекомендацій [7], визначається формулою

$$\hat{k} = 1,1 - 0,35 \frac{L - 100}{300}, \quad (4.11)$$

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 [66].

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 рекомендаціях [6].

4.3.2 Методики розв'язку практичних задач втомної міцності суднокорпусних вузлів

Перевірка втомної міцності суднокорпусного вузла.

У випадку задачі перевірки втомної міцності суднокорпусного вузла 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 характерного зразка з моделей вузла, для яких була виконана серія втомних випробувань. При дії на суднокорпусний вузол навантаження стохастичного характеру треба встановити значення коефіцієнта нижньої границі пошкоджуючих напружень ζ (відповідно до розділу 3, можна прийняти, що $\zeta = 0,55$).

Схема розв'язку задачі перевірки втомної міцності вузла для випадку дії на нього навантаження регулярного характеру є описаною в роботах [146–148]. У випадку дії на вузол стохастичного навантаження, розподіленого за лінійним законом або законом Вейбулла, втомна міцність характеризується величиною втомного пошкодження D , яка розраховується за формулами (3.10) або (3.11),

відповідно. Причому, значення N_i у (3.10) або функція $N(\Delta\sigma_n)$ у (3.11) визначається за удосконаленим варіантом експериментально-теоретичного методу (див. підрозділ 3.3). Щільність імовірності розподілу величини $\Delta\sigma_n$ у (3.11) виражається за допомогою формули (3.20), де параметри масштабу та форми розподілу можуть бути визначені спрощеним підходом або з використанням інших [6].

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:

$$D_{\text{сум}} = \sum_{j=1}^{N_{\text{ст}}} D_j, \quad (4.12)$$

де D_j – величина втомного пошкодження, накопичена в j -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_j необхідно враховувати долю строку служби судна в j -тих умовах навантаження α_j . Коефіцієнт α_j помножується на величину втомного пошкодження, визначену за (3.10) та (3.11). Типові значення даного коефіцієнта представлені у рекомендаціях [7].

Верхню границю інтегрування при визначенні D_j для j -го розрахункового стану судна з використанням формули (3.11) треба визначати як розмах номінальних напружень, імовірність появи якого за розрахунковий термін служби є $1/N^*$. Нижній границі відповідає величина $\bar{\sigma}_n'(8) \cdot \Delta\sigma_{n0}$, яка є ординатою крайньої правої точки модифікованої кривої втоми при $N = 10^8$ для розрахунків при нерегулярному навантаженні. В деяких випадках верхня границя інтегрування може бути заданою.

При визначенні величини D_j з використанням лінійного закону опису зовнішнього навантаження, величини n_i у (3.10) визначаються відповідно до (4.9), а величини N_i – з використанням модифікованої кривої втоми в залежності від розрахованих P_i .

В Правилах [145] представлена наступна формула для визначення втомного пошкодження конструкцій суден-газовозів:

$$D = \sum_{i=1}^8 \frac{n_i}{N_i} + \frac{10^3}{N_{\text{нр}}}, \quad (4.13)$$

де $N_{\text{нр}}$ – число циклів до появи тріщини, яке є функцією від розмаху напружень $(\Delta\sigma_{\text{н}})_{\text{нр}}$, обумовленого операціями навантаження-розвантаження судна (квазістатичне навантаження); n_i визначається за (4.9); N_i – число циклів до руйнування (або зародження втомної тріщини) при навантаженні i -того рівня, як розглядається як регулярне.

Втомна міцність суднокорпусного вузла вважається забезпеченою за умови $D < D_{\text{крит}}$. У випадку (4.13) приймається, що $D_{\text{крит}} \leq 0,5$. Коефіцієнт асиметрії циклу номінальних напружень r_{mn} при розрахунку величини втомного пошкодження вузла відповідно до формули (4.12) в сукупності з (3.11) можна приймати рівним 0,5 (віднульовий цикл), так як, 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 (4.9) для опису довготермінового розподілу розмахів номінальних напружень при розрахунку втомної міцності суднокорпусних вузлів, коефіцієнт r_{mn} , відповідно до Правил [145], треба приймати рівним нулю (симетричний цикл).

Визначення допустимого коефіцієнта концентрації напружень для суднокорпусного вузла з умови забезпечення заданого рівня його втомної міцності. Вихідні дані задачі даного типу є такими, як і у попередній задачі з додатково заданою втомною міцністю вузла.

Для випадку дії на вузол навантаження стохастичного характеру задається величина міри втомного пошкодження D_3 при заданих параметрах навантаження $\hat{k}$ та a_{σ} або $\bar{k}$ та P_0 . Також, крім останніх, може бути заданим $(\Delta\sigma_{\text{н}})_{\text{нр}}$. 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 представлена в публікації [149]. При дії на вузол стохастичного навантаження розв'язок задачі, як вказується у роботі [142], пов'язаний із розв'язком такого нелінійного рівняння:

$$D([K_t]_{\text{втом}}) = D_3, \quad (4.14)$$

де значення функції $D([K_t]_{\text{втом}})$ можуть розраховуватись відповідно до (3.10) при використанні лінійного закону (4.9) для опису довготермінового розподілу розмахів номінальних напружень на границях вузла. Також для визначення значень функції $D([K_t]_{\text{втом}})$ може бути використана формула (4.13). У випадку використання закону Вейбулла значення функції $D([K_t]_{\text{втом}})$ можуть бути розрахованими за формулою (3.11), щільність імовірності розподілу розмахів номінальних напружень при цьому описується формулою (3.20).

Задана величина D_3 може включати накопичене втомне пошкодження у конструктивному вузлі за час перебування судна в одному або декількох розрахункових станах.

Якщо задана величина D_3 включає втомне пошкодження, накопичене не в одному, а в декількох розрахункових станах судна, то параметри довготермінового розподілу розмахів номінальних напружень треба зводити до узагальнених. Границі інтегрування при розрахунку $D([K_t]_{\text{втом}})$ за формулою (3.11) визначаються аналогічно до задачі перевірки втомної міцності. Верхня границя інтегрування може бути заданою в умовах задачі.

Розв'язок рівняння (4.14) виконується з використанням удосконаленого для розрахунків при нерегулярному навантаженні варіанту експериментально-теоретичного методу.

При визначенні 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

$(K_t)_{min}$ треба 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 втоми та залежностей удосконаленого варіанту експериментально-теоретичного методу, які представлені в підрозділі 3.3, отримана наступна формула для визначення критичної величини теоретичного коефіцієнта концентрації напружень:

$$(K_t)_{cr} = \left(\varphi_{cr} K_{t0}^{2/(1+m_0)} \frac{\sigma_T^{(1-m)/(1+m)}}{\sigma_{T0}^{(1-m_0)/(1+m_0)}} \right)^{(1+m)/2}, \quad (4.15)$$

де φ_{cr} – критична величина функції φ (див. підрозділ 3.1), яка визначається за формулою

$$\varphi_{cr} = \frac{2,5}{\zeta} \frac{\sigma_T}{\sigma_B} \frac{1}{\left(1 + \frac{\bar{\Psi}'}{N_0^{0,5}} \right) \left((\bar{\sigma}_H)_T \right)^s}. \quad (4.16)$$

Величину $(K_t)_{min}$ необхідно призначати не меншою за $(K_t)_{cr}$.

Визначення допустимого параметру зовнішнього навантаження на суднокорпусний вузол з умови забезпечення заданого рівня його втомної міцності. Вихідні дані для задач даного типу такі ж, як і для випадку задачі перевірки втомної міцності суднокорпусного вузла, за виключенням того, що параметри зовнішнього навантаження є шуканими величинами.

Схема розв'язку задачі при дії на вузол навантаження регулярного характеру описана в публікаціях [146–148]. Для випадку дії на вузол стохастичного навантаження задається величина міри втомного пошкодження вузла D_3 . З умови забезпечення заданого рівня втомної міцності шуканими є допустима величина розмаху номінальних напружень із забезпеченістю 10^{-8} $[P_0]$ або допустимий параметр масштабу розподілу Вейбулла $[\alpha_\sigma]_{втом}$. У першому випадку крім величини D_3 необхідно задавати $\bar{k}$ або $\bar{k}$ та $(\Delta\sigma_H)_{нр}$, в другому – величину $\hat{k}$.

При дії на вузол стохастичного навантаження, як вказується у роботі [142], розв'язок задачі пов'язаний із розв'язком наступних нелінійних рівнянь:

$$D([P_0]_{\text{втом}}) = D_3, \quad (4.17)$$

$$D([\alpha_\sigma]_{\text{втом}}) = D_3. \quad (4.18)$$

У першому рівнянні функція $D([P_0]_{\text{втом}})$ виражається формулою (3.10), при цьому зовнішнє навантаження на вузол передбачається розподіленням за лінійним законом (4.9). Замість (3.10) може бути застосована формула (4.13). У другому рівнянні функція $D([\alpha_\sigma]_{\text{втом}})$ визначається формулою (3.11), в якій щільність імовірності розподілу $p(\Delta\sigma_n)$ величини $\Delta\sigma_n$ апроксимується відповідно до (3.20).

Задана величина D_3 може являти собою втомне пошкодження, накопичене у суднокорпусному вузлі за час перебування судна в одному або декількох розрахункових станах. Відповідно, шукані величини $[P_0]_{\text{втом}}$ або $[\alpha_\sigma]_{\text{втом}}$ для декількох розрахункових станів потрібно розглядати як узагальнені.

При розрахунку значень функції $D([\alpha_\sigma]_{\text{втом}})$ за формулою (3.11) верхню границю інтегрування в ній треба визначати, як розмах номінальних напружень, що відповідає $N = 1$, тобто $(\Delta\sigma_n)_{\max} = (\bar{\sigma}_n)_v \cdot \Delta\sigma_{n0}$. Нижній границі відповідає розмах $\bar{\sigma}_n'(8) \cdot \Delta\sigma_{n0}$. Верхня границя інтегрування також може бути задана в умовах задачі. Також задаються діапазони пошуку розв'язку рівнянь (4.17) або (4.18): $(P_0)_{\min} \dots (P_0)_{\max}$ або $(\alpha_\sigma)_{\min} \dots (\alpha_\sigma)_{\max}$, відповідно.

4.4.3 Особливості розробки комп'ютерної програми розв'язку задач втомної міцності суднокорпусних вузлів

Для автоматизації розрахунків за представленими у п. 4.3.2 методиками була розроблена комп'ютерна програма «ETM fatigue» з використанням мови програмування Delphi [85–87].

Комп'ютерна програма має модульну структуру та складається з чотирнадцяти модулів. Основний модуль програми призначений для побудови і

виведення на екран кривих втоми та їх ключових точок за базовим і удосконаленим варіантами експериментально-теоретичного методу, відповідно, для розрахунків при навантаженні регулярного та стохастичного характеру. Головне вікно програми представлено на рис. 4.10.

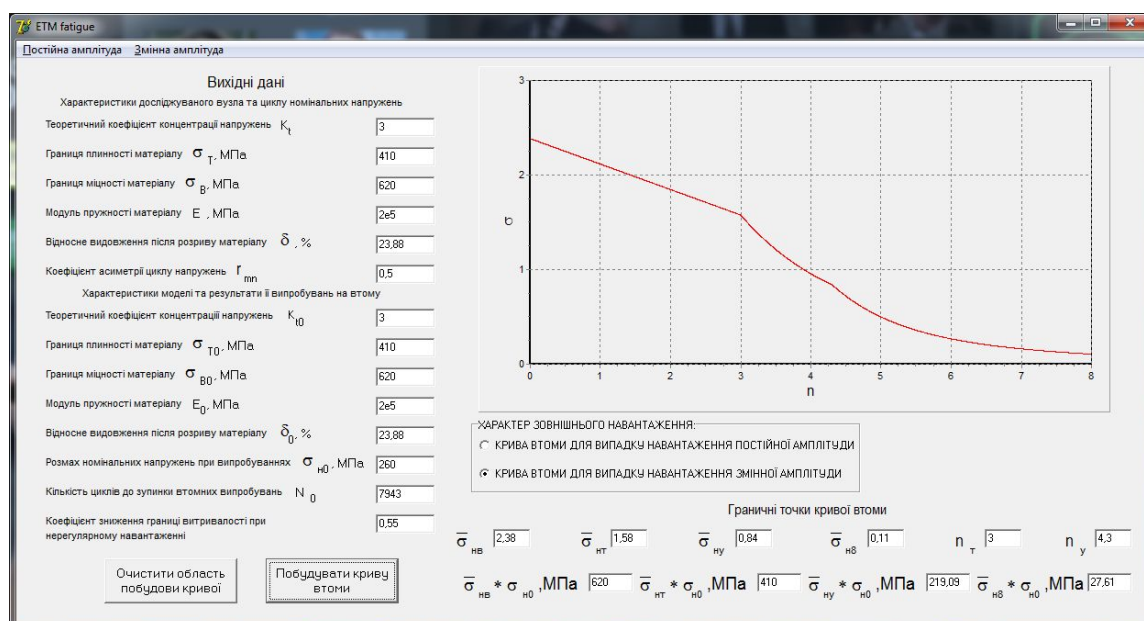


Рисунок 4.10 – Головне вікно програми «ETM fatigue»

Крім описаного вище основного модулю програма включає показані далі модулі.

Модуль для розв’язку задачі перевірки втомної міцності суднокорпусного вузла при навантаженні регулярного характеру розроблено на базі залежностей, представлених у підрозділі 3.1. Причому, залежності для побудови кривої втоми (3.1)–(3.3) представлялись як нелінійні рівняння, що розв’язувались при заданому розмаху номінальних напружень $\Delta\sigma_n$ (в абсолютних величинах) способом перебору [75]. В інших модулях, де потрібен розв’язок нелінійних рівнянь, також застосовувався вказаний спосіб. Вікно програми, пов’язане з розглядом модулем, показано на рис. 4.11.

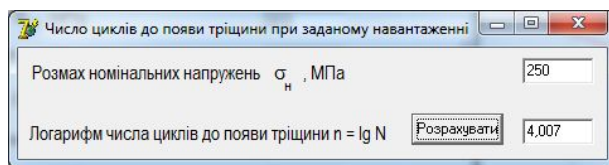


Рисунок 4.11 – Вікно програми для розв’язку задачі перевірки втомної міцності при регулярному навантаженні

Аналогічний програмний модуль розроблено для визначення десяткового логарифму числа циклів n за модифікованою кривою втоми при заданому розмаху номінальних напружень (в абсолютних величинах). В даному випадку використовувались залежності, описані в підрозділі 3.3. Пошук розв’язку задачі виконувався аналогічним чином, як і в описаному раніше модулі. Вікно програми, пов’язане з розглядуваним модулем, є аналогічним до наведеного на рис. 4.11.

Модуль для розв’язку задачі перевірки втомної міцності суднокорпусного вузла при навантаженні стохастичного характеру, розподіленого за лінійним законом, дозволяє автоматизувати розрахунок величини втомного пошкодження D_j , накопиченого в j -му розрахунковому стані судна, відповідно до формули (3.10). Також можливий розрахунок величини втомного пошкодження за формулою (4.13). Зовнішнє навантаження при цьому описується за (4.9). Для розв’язку задачі використовується удосконалений варіант експериментально-теоретичного методу для розрахунків на втому при стохастичному навантаженні.

Вікно програми, пов’язане з розглядуваним модулем, представлено на рис. 4.12.

Втомне пошкодження при лінійному розподілі навантаження

Розмах номінальних напружень P_0 , МПа 146,5
(із забезпеченістю $Q = 10^{-8}$)

Коефіцієнт для визначення кількості циклів на кожному рівні навантаження
(призначається згідно нормативному документу) 0,9

Розмах напружень, обумовлений операціями навантаження-розвантаження судна, МПа 200

Значення міри втомного пошкодження D 0,26

Рисунок 4.12 – Вікно програми для розв’язку задачі перевірки втомної міцності суднокорпусного вузла при навантаженні стохастичного характеру, розподіленого за лінійним законом

Модуль для розв’язку задачі перевірки втомної міцності суднокорпусного вузла при навантаженні стохастичного характеру, розподіленого за законом Вейбулла, дозволяє автоматизувати розрахунок величини втомного пошкодження D_j , накопиченого в j -му розрахунковому стані судна, відповідно до формули (3.11). Зовнішнє навантаження при цьому описується формулою (3.20). Чисельне інтегрування за формулою (3.11) в даному та інших модулях, у яких воно використовується, реалізовано з використанням широко застосовуваного в суднобудуванні методу трапецій [150].

Для розрахунку величини D_j використовується удосконалений варіант експериментально-теоретичного методу для розрахунків при стохастичному навантаженні.

Вікно програми, пов’язане з розглядуваним модулем, представлено на рис. 4.13.

Втомне пошкодження при розподілі напружень за законом Вейбулла

Параметр форми розподілу $k_{\text{вейб}}$ 1.05

Параметр масштабу розподілу a_{σ} , МПа 9.14

Загальне число циклів за очікуваний строк служби N^* 1e8

Крок обчислення інтегралу, МПа 5

Опції визначення величини втомного пошкодження D

☒ D визначається у заданих межах

☐ D визначається для всього діапазону можливих значень розмахів напружень

Верхня границя інтегрування, МПа 100

Нижня границя інтегрування, МПа 50

Значення міри втомного пошкодження D 0.13

Розрахувати

Рисунок 4.13 – Вікно програми для розв’язку задачі перевірки втомної міцності суднокорпусного вузла при навантаженні стохастичного характеру, розподіленого за законом Вейбулла

Модуль для розв’язку задачі визначення допустимого коефіцієнта концентрації напружень при навантаженні регулярного характеру з умови забезпечення втомної міцності суднокорпусного вузла розроблено на базі роботи [149]. Вікно програми, пов’язане з розглядуваним модулем, показано на рис. 4.14.

Проектувальна задача при незмінній амплітуді

Вихідні дані

Характеристики досліджуваного вузла та циклу номінальних напружень

Границя плинності матеріалу σ_T , МПа 410

Границя міцності матеріалу σ_B , МПа 620

Модуль пружності матеріалу E , МПа 2e5

Відносне видовження після розриву матеріалу δ , % 23.88

Коефіцієнт асиметрії циклу напружень Γ_{mn} 0.5

Задана точка кривої втоми та межі зміни коефіцієнта концентрації напружень

Заданий розмах номінальних напружень σ_H , МПа 250

Задане число циклів до руйнування N 1e4

Максимальний теоретичний коефіцієнт концентрації напружень $K_{\max}$ 6

Мінімальний теоретичний коефіцієнт концентрації напружень $K_{\min}$ 2

Характеристики матеріалу моделі та результати втомних випробувань

Теоретичний коефіцієнт концентрації напружень K_{t0} 3

Границя плинності матеріалу σ_{T0} , МПа 410

Границя міцності матеріалу σ_{B0} , МПа 620

Модуль пружності матеріалу E_0 , МПа 2e5

Відносне видовження після розриву матеріалу δ_0 , % 23.88

Розмах номінальних напружень при випробуваннях σ_{H0} , МПа 260

Кількість циклів до зупинки втомних випробувань N_0 7943

Крок пошуку розв’язку в багатоцикловій області 0.01

Нев’язка для пошуку розв’язку в багатоцикловій області 0.025

Шукане значення K_t 3

Розрахувати

Рисунок 4.14 – Вікно програми для розв’язку задачі визначення допустимого коефіцієнта концентрації напружень при навантаженні регулярного характеру

Модуль для розв'язку задачі визначення допустимого коефіцієнта концентрації напружень з умови забезпечення втомної міцності суднокорпусного вузла при навантаженні стохастичного характеру, розподіленого за лінійним законом, дозволяє автоматизувати пошук розв'язку нелінійного рівняння (4.14), який є шуканим розв'язком задачі.

В програмному модулі шукана величина допустимого коефіцієнта концентрації $[K_t]_{\text{втом}}$ змінюється з заданим кроком в діапазоні пошуку розв'язку задачі $(K_t)_{\min} \dots (K_t)_{\max}$. На кожному кроці виконується розрахунок функції $D([K_t]_{\text{втом}})$, значення якої порівнюється із заданою величиною міри втомного пошкодження вузла D_3 . У випадку виконання умови рівняння (4.14) з заданою користувачем нев'язкою, пошук розв'язку припиняється та шукане значення виводиться у вікні, пов'язаним з розглядуваним модулем. Дане вікно показано на рис. 4.15.

Необхідно уточнити, що величина $(K_t)_{\min}$ в програмному модулі обмежена його критичним значенням $(K_t)_{cr}$, яке розраховується за формулою (4.15).

Характеристики досліджуваного вузла та циклу номінальних напружень		Вихідні дані	
Границя плинності матеріалу σ_T , МПа	410	Розмах номінальних напружень P_0 , МПа	146,5
Границя міцності матеріалу σ_B , МПа	620	(із забезпеченістю $Q = 10^{-8}$)	
Модуль пружності матеріалу E , МПа	2e5	Значення міри втомного пошкодження D	0,26
Відносне видовження після розриву матеріалу δ , %	23,88	Максимальний теоретичний коефіцієнт концентрації напружень $K_{\max}$	8
Коефіцієнт асиметрії циклу напружень Γ_{mn}	0	Мінімальний теоретичний коефіцієнт концентрації напружень $K_{\min}$	2
Характеристики моделі та результати її випробувань на втому		(Дана величина повинна дещо перевищувати критичне значення K_t)	
Теоретичний коефіцієнт концентрації напружень K_{t0}	3,02	Нев'язка	0,05
Границя плинності матеріалу σ_{T0} , МПа	410	Крок пошуку розв'язку	0,005
Границя міцності матеріалу σ_{B0} , МПа	620	Коефіцієнт для визначення кількості циклів на кожному рівні навантаження (призначається згідно нормативному документу)	0,9
Модуль пружності матеріалу E_0 , МПа	2e5	Розмах напружень, обумовлений операціями навантаження-розвантаження судна	200
Відносне видовження після розриву матеріалу δ_0 , %	23,88	Критичне значення K_t (для заданої точки прив'язки, характеристик моделі та вузла)	Розрахувати 0,81
Розмах номінальних напружень при випробуваннях σ_{n0} , МПа	260	Шукане значення K_t	Розрахувати 2,925
Кількість циклів до зупинки втомних випробувань N_0	7943		
Коефіцієнт нижньої границі пошкоджуючих напружень	0,55		

Рисунок 4.15. – Вікно програми для розв'язку задачі визначення допустимого коефіцієнта концентрації напружень при навантаженні стохастичного характеру, розподіленого за лінійним законом

Модуль для розв'язку задачі визначення допустимого коефіцієнту концентрації напружень з умови забезпечення втомної міцності суднокорпусного вузла при навантаженні стохастичного характеру, розподіленого за законом Вейбулла, дозволяє автоматизувати пошук розв'язку нелінійного рівняння (4.14), який є шуканим розв'язком задачі.

Алгоритм розв'язку задачі є аналогічним, як і при розподілі зовнішнього навантаження за лінійним законом. Однак, у даному випадку функція $D([K_t]_{\text{втом}})$ визначається з використанням формули (3.11). Вікно програми, що пов'язане з розглядуваним модулем, представлено на рис. 4.16.

Характеристики досліджуваного вузла та циклу номінальних напружень		Втомне пошкодження та межі зміни коефіцієнта концентрації напружень	
Границя плинності матеріалу σ_T , МПа	410	Параметр форми розподілу $k_{\text{вейб}}$	1.05
Границя міцності матеріалу σ_B , МПа	620	Параметр масштабу розподілу a_σ , МПа	9.14
Модуль пружності матеріалу E , МПа	2e5	Значення міри втомного пошкодження D	0.13
Відносне видовження після розриву матеріалу δ , %	23.88	Максимальний теоретичний коефіцієнт концентрації напружень $K_{\max}$	8
Коефіцієнт асиметрії циклу напружень Γ_{mn}	0.5	Мінімальний теоретичний коефіцієнт концентрації напружень $K_{\min}$	2
Характеристики моделі та результати її випробувань на втому		(дана величина повинна дещо перевищувати критичне значення K_t)	
Теоретичний коефіцієнт концентрації напружень K_{t0}	3	Нев'язка	0.02
Границя плинності матеріалу σ_{T0} , МПа	410	Загальне число циклів за очікуваний строк служби N^*	1e8
Границя міцності матеріалу σ_{B0} , МПа	620	Крок обчислення інтегралу, МПа	5
Модуль пружності матеріалу E_0 , МПа	2e5	Крок пошуку розв'язку	0.01
Відносне видовження після розриву матеріалу δ_0 , %	23.88	Верхня границя інтегрування, МПа	100
Розмах номінальних напружень при випробуваннях σ_{H0} , МПа	260	Нижня границя інтегрування, МПа	50
Кількість циклів до зупинки втомних випробувань N_0	7943	Критичне значення K_t (для заданої точки прив'язки, характеристик моделі та вузла)	1.6
Коефіцієнт нижньої границі пошкоджуючих напружень	0.55	Шукане значення K_t	2.92
Опції визначення пошуку коефіцієнта концентрації напружень ☒ Втомне пошкодження визначається у заданих межах інтегрування ☐ Втомне пошкодження визначається для всього діапазону можливих значень розмахів напружень			

Рисунок 4.16 – Вікно програми для розв'язку задачі визначення допустимого коефіцієнту концентрації напружень суднокорпусного вузла при навантаженні стохастичного характеру, розподіленого за законом Вейбулла

Модуль для розв'язку задачі визначення допустимого параметру зовнішнього регулярного навантаження з умови забезпечення втомної міцності суднокорпусного вузла дозволяє автоматизувати визначення допустимого

розмаху номінальних напружень $\Delta\sigma_n$, що діють на вузол, при заданому десятковому логарифмі числа циклів до появи втомної тріщини n .

Програмний модуль розроблено на основі базових залежностей експериментально-теоретичного методу (див. підрозділи 1.2 та 3.1). Вікно програми, пов'язане з розглядуваним модулем, представлено на рис. 4.17.

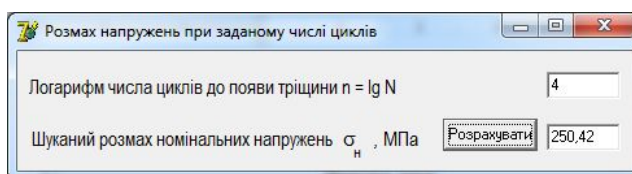


Рисунок 4.17 – Вікно програми для розв’язку задачі визначення допустимого параметру зовнішнього регулярного навантаження

Аналогічний модуль до описаного вище, що дозволяє визначати розмах номінальних напружень (в абсолютних величинах) $\Delta\sigma_n'$ за модифікованою кривою втоми експериментально-теоретичного методу для при заданому n , було розроблено на базі залежностей, наведених в підрозділі 3.3. Вікно програми, пов'язане з даним модулем, є аналогічним до показаного на рис. 4.17. Модуль може бути використаний для розрахунків втомного пошкодження суднокорпусних вузлів при стохастичному навантаженні з використанням формул (3.10) або (3.11).

Модуль для розв’язку задачі визначення допустимого параметру зовнішнього стохастичного навантаження на суднокорпусний вузол, розподіленого за лінійним законом, з умови забезпечення втомної міцності вузла дозволяє автоматизувати пошук розв’язку нелінійного рівняння (4.17), який є шуканим розв’язком задачі.

В програмному модулі шукана величина допустимого розмаху номінальних напружень із забезпеченістю 10^{-8} $[P_0]$ змінюється з заданим кроком в діапазоні пошуку розв’язку задачі. Алгоритм визначення розв’язку задачі є аналогічним до задач визначення допустимого коефіцієнту концентрації напружень з умови забезпечення втомної міцності

суднокорпусного вузла при стохастичному навантаженні. Функція $D([P_0])$ визначається за формулою (3.10). Також може застосовуватись формула (4.13). Вікно програми, що пов'язане з розглядуваним модулем, показано на рис. 4.18.

Рисунок 4.18 – Вікно програми для розв'язку задачі визначення допустимого параметру зовнішнього стохастичного навантаження, розподіленого за лінійним законом

Модуль для розв'язку задачі визначення допустимого параметру зовнішнього стохастичного навантаження на суднокорпусний вузол, розподіленого за законом Вейбулла, з умови забезпечення втомної міцності дозволяє автоматизувати пошук розв'язку нелінійного рівняння (4.14), який є шуканим розв'язком задачі.

Алгоритм розв'язку задачі є подібним до реалізованого у попередньо описаному модулі. Однак, у даному випадку функція $D([\alpha_\sigma]_{\text{втом}})$ визначається чисельним інтегруванням з використанням формули (3.11). Вікно програми, що пов'язане з розглядуваним модулем, представлено на рис. 4.19.

Рисунок 4.19 – Вікно програми для розв’язку задачі визначення допустимого параметру зовнішнього стохастичного навантаження на суднокорпусний вузол, розподіленого за законом Вейбулла

Програма «ETM fatigue» також включає два додаткових модуля із допоміжними підпрограмами та функціями, які використовують інші модулі.

Висновки з розділу 4

1. У розділі представлені результати статистичної обробки величин радіусів ρ та кутів нахилу профілю зварних швів Θ у місці переходу від основного металу до металу шва. Вказані результати були отримані за допомогою узагальнених вибірок, що включали результати замірів величин ρ і Θ для зварних з’єднань із характерними для суднокорпусних конструкцій товщинами та механічними характеристиками матеріалу.
2. Встановлено, що розподіл величин ρ і Θ може бути апроксимований логнормальним законом. З використанням узагальнених вибірок були отримані параметри логнормального розподілу, математичні сподівання і середньоквадратичні відхилення вказаних величин для наступних типів швів та видів зварювання: стикових та кутових швів, виконаних ручним

дуговим зварюванням; стикових швів, отриманих зварюванням в середовищі вуглекислого газу, (зварювання в середовищі вуглекислого газу, однак, в даний час витіснене зварюванням в газових сумішах та зварюванням порошковими дротами). Також представлені деякі дані для стикових та кутових швів, виконаних зварюванням під шаром флюсу.

3. Розроблено та верифіковано спрощений метод визначення теоретичних коефіцієнтів концентрації напружень K_t для зварних суднокорпусних вузлів. За цим методом величину K_t можна розрахувати добутком коефіцієнтів концентрації напружень, обумовлених наявністю зварного шва і загальною геометрією зварного вузла без врахування шва. Розраховані з використанням вказаної схеми значення K_t для хрестоподібного зварного з'єднання і вузла перетину поясків рівновисоких балок були близькими до результатів розрахунку деталізованих моделей у програмному комплексі скінченно-елементного аналізу. Відхилення не перевищувало 10% «з запасом в бік завищення».
4. Використовуючи базовий та удосконалений для розрахунків при стохастичному навантаженні варіанти експериментально-теоретичного методу, гіпотезу лінійного підсумовування втомних пошкоджень, спрощений метод визначення теоретичних коефіцієнтів концентрації для зварних суднокорпусних вузлів були розроблені практичні методики розв'язку трьох основних задач втомної міцності конструктивних вузлів суднового корпусу, які представлені у Додатку А, а приклад їх застосування у Додатку Б. Методики призначені для розв'язку наступних задач у випадках регулярного навантаження та стохастичного, розподіленого за лінійним законом або законом Вейбулла: перевірки втомної міцності вузла корпусу судна; визначення допустимого коефіцієнта концентрації напружень для суднокорпусного вузла з умови забезпечення заданого рівня його втомної міцності; визначення допустимого параметра зовнішнього навантаження на суднокорпусний вузол з тієї ж умови.

5. На базі вказаних раніше практичних методик для автоматизації розрахунків розроблена комп'ютерна програма «ETM fatigue» з використанням мови програмування Delphi, яка має модульну структуру та складається з чотирнадцяти модулів. Програма дозволяє будувати криві втоми відповідно до базового та модифікованого варіантів експериментально-теоретичного методу і автоматизувати розв'язок розглянутих задач втомної міцності суднокорпусних вузлів для випадків навантаження регулярного та нерегулярного характеру. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на неї представлено у Додатку В.

У розділі представлені результати розв'язку задач 5 та 6 дисертаційного дослідження. Основні наукові результати розділу опубліковані у працях автора [151–162].

ВИСНОВКИ

Суднокорпусні конструкції зазнають значних змінних навантажень різної природи, тому необхідно володіти надійними методами розрахунку їх втомної міцності. В дисертаційній роботі розв'язано актуальну науково-прикладну задачу удосконалення експериментально-теоретичного методу оцінки втомної міцності суднових корпусних конструкцій. Висновки узагальнюють сукупність вирішених завдань дисертаційного дослідження та включають наступне.

1. В результаті аналізу основних практичних методів оцінки втомної міцності суднокорпусних конструкцій **отримала подальший розвиток** їх класифікація, були виділені їх недоліки та переваги. Установлено доцільність використання експериментально-теоретичного методу для розв'язку типових задач втомної міцності конструктивних вузлів і розробки відповідних практичних методик. Також показано, що експериментально-теоретичний метод необхідно удосконалити для практичного застосування.

2. Розроблено алгоритм оцінки втомної міцності типових осередків концентрації напружень при нерегулярному навантаженні з використанням гіпотези лінійного підсумовування втомних пошкоджень.

3. **Вперше** розроблено критеріальні залежності експериментально-теоретичного методу розрахунку втомної міцності для типового концентратора, що дозволяють виконувати оцінку втомної міцності конструкцій не тільки при регулярному, а й стохастичному навантаженні. Поправки на нерегулярність навантаження введені для малоциклової та багатоциклової ділянок кривої втоми.

Надійність таких критеріальних залежностей експериментально-теоретичного методу перевірено порівнянням результатів їх застосування для визначення величини втомного пошкодження із результатами, отриманими за методами, рекомендованими Міжнародним інститутом зварювання. Перевірка

виконувалась на прикладі вузла перетину поясів рівновисоких балок, який випробовує стохастичне навантаження із заданими параметрами довготермінового розподілу. Величина втомного пошкодження вузла, розрахована модифікованим експериментально-теоретичним методом, перевищувала всього на 12,5 % пошкодження, визначене методом номінального напруження. Вказана величина була нижчою на 10,76 % величини втомного пошкодження, отриманої методом фіктивного закруглення концентратора напружень, і тільки на 3,41 % перевищувала визначену методом напруження в «гарячій» точці.

4. На основі виконаного аналізу практично не виявлено впливу середніх номінальних напружень циклу на малоциклову область кривої втоми типового концентратора. Тому криві втоми для випадку регулярного навантаження прийнято будувати за базовими розрахунковими залежностями експериментально-теоретичного методу. Середнє відхилення базової кривої втоми від експериментальних точок в малоцикловій області при імовірності руйнування вузла $P_f = 50 \%$ складає всього величину 2,5 МПа в бік заниження втомної міцності, тобто в безпечний бік.

5. Для розрахунку теоретичних коефіцієнтів концентрації напружень в конструктивних вузлах від стикових та кутових зварних швів **вперше** запропоновано використовувати величини радіусів та кутів нахилу профілю таких швів у місці переходу від основного до наплавленого металу, визначені при заданому рівні забезпеченості на основі результатів статистичної обробки великої серії опублікованих в літературі даних. Вказані статистичні дані були отримані на базі зварних з'єднань із характерними для суднокорпусних конструкцій параметрами матеріалу та товщинами, з урахуванням виду зварювання. Це дозволяє розраховувати шуканий коефіцієнт спираючись на величини основних геометричних параметрів реальних зварних швів без виконання їх натурних замірів.

6. **Удосконалено** метод визначення теоретичного коефіцієнта концентрації зварного суднокорпусного вузла добутком коефіцієнта концентрації залежного від його загальної геометрії і коефіцієнта концентрації зварного шва при узагальнених значеннях його геометричних параметрів із заданим рівнем забезпеченості, що дозволяє суттєво спростити розрахунки. Різниця між результатами застосування такого методу для визначення теоретичних коефіцієнтів концентрації хрестоподібного зварного з'єднання і вузла перетину поясків рівновисоких балок із результатами розрахунку деталізованих комп'ютерних моделей зазначених вузлів методом скінченних елементів не перевищувала 10 %.

7. Практичне застосування результатів роботи відображено в розроблених практичних методиках для розв'язку за допомогою удосконаленого і базового варіантів експериментально-теоретичного методу задач оцінки втомної міцності суднокорпусного вузла при регулярному і стохастичному навантаженні, а також проектування вузла та визначення параметрів допустимого навантаження з умови забезпечення заданого рівня втомної міцності при навантаженні регулярного та стохастичного характеру. Також розроблено комп'ютерну програму «ETM fatigue» розв'язку типових задач втомної міцності суднокорпусних вузлів на базі удосконаленого і базового варіантів експериментально-теоретичного методу.

Результати досліджень було впроваджено у ТОВ «МАРІН ДИЗАЙН ИНЖИНІРІНГ МИКОЛАЇВ» (м. Миколаїв) для виконання досліджень, пов'язаних із втомною міцністю суднокорпусних конструкцій. Вони використовуються при викладанні дисциплін студентам і аспірантам кораблебудівного навчально-наукового інституту Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Максимаджи А. И., Новиков О. А., Соколов Л. Г. Низколегированная сталь в судостроении. Ленинград: Судостроение, 1964. 300 с.
2. Екимов В. В. Вероятностные методы в строительной механике корабля. Ленинград: Судостроение, 1966. 328 с.
3. Петин С. В. Основы инженерных расчетов усталости судовых конструкций. Ленинград: Судостроение, 1990. 224 с.
4. Recommendations for fatigue design of welded joints and components / A. Hobbacher et al.; International Institute of Welding; doc. XIII-2151r4-07/XV-1254r4-07. Paris, October 2008. 144 p.
5. DNVGL-RP-C203. Recommended practice. Fatigue design of offshore steel structures. DNV GL, April 2016. 216 p.
6. DNV Classification notes No. 30.7. Fatigue Assessment of Ship Structures. Det Norske Veritas, April 2014.
7. IACS Recommendation No. 56. Fatigue assessment of ship structures. July 1999.
8. Бойцов Г. В., Кноринг С. Д. Прочность и работоспособность корпусных конструкций. Ленинград: Судостроение, 1972. 264 с.
9. Бойцов Г. В., Палий О. М. Прочность и конструкция судов новых типов. Ленинград: Судостроение, 1979. 360 с.
10. Нормы прочности корпусов морских судов на стадиях проектирования и эксплуатации: Проект новой редакции / ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова. Материалы этапа 4 договора № РС-2/98 с Российским Морским Регистром Судоходства. Санкт-Петербург, 1998. 116 с.
11. РД 5.76.022–83. Правила конструирования корпусов транспортных судов. Ленинград: ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 1983. 157 с.
12. Регистр СССР. Сборник нормативно-методических материалов. Книга шестая. Ленинград: Транспорт, 1989. 198 с.

- 13.Корнилова А. В. Определение общей долговечности и остаточного ресурса объекта по критерию многоциклового усталости. *Безопасность труда в промышленности*. 2008. № 6. С. 47–51.
- 14.Петинов С. В. Эксплуатационная прочность и надежность конструкций. Санкт-Петербург: Политехнический университет, 2012. Ч. 1. 89 с.
- 15.НД No 2-139902-016. Российский морской регистр судоходства. Сборник нормативно-методических материалов. Книга одиннадцатая. Санкт-Петербург: Российский морской регистр судоходства, 2002. 151 с.
- 16.Radaaj D., Sonsino C. M., Fricke W. Fatigue assessment of welded joints by local approaches. Second edition. Cambridge: Woodhead Publishing Ltd., 2006. 639 p.
- 17.Копельман Л. А. Основы теории прочности сварных конструкций: учебное пособие. 2-е изд., испр. Санкт-Петербург: «Лань», 2010. 464 с.
- 18.Турмов Г. П. Приближенная оценка выносливости сварных соединений. *Судостроение и судоремонт*. Владивосток, 1980. С. 129–136.
- 19.Парканский И. Х. Характеристики сопротивления усталости сварных соединений при сложном напряженном состоянии. *Материалы по обмену опытом. Приморское краевое отделение НТО им. акад. А. Н. Крылова*. Владивосток, 1989. Вып. 27. С. 66–78.
- 20.Fricke W. Guideline for the Fatigue Assessment by Notch Stress Analysis for Welded Structures / International Institute of Welding. IIW-Doc. XIII-2240r2-08/XV-1289r2-08. Hamburg, July 2010.
- 21.Pedersen M. M., Mouritsen O. Ø., Hansen M. R., Andersen J. G. Experience with the Notch Stress Approach for Fatigue Assessment of Welded Joints. Proceedings of the Swedish Conference on Light Weight Optimized Welded Structures (Borlänge, Sweden, 24–25 March 2010). Kungliga Tekniska Högskolan, 2010.
- 22.Суслов В. П., Коростылев Л. И., Штырев Н. А. О расчетной оценке усталостной прочности конструктивных узлов судового корпуса. *Строительная механика корабля*: сб. науч. тр. Николаев, 1987. С. 35–42.

23. Коростылёв Л. И. Оценка усталостной прочности судовых корпусных конструкций с концентраторами напряжений. *Тр. Второй междунар. конф. по судостроению. ISC'98. Секция С.* (Санкт-Петербург, 24–26 ноября 1998 г.). Санкт-Петербург: ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 1998. С. 160–167.
24. Коростылёв Л. И. Практическая реализация экспериментально-теоретического метода расчетной оценки усталостной долговечности судовых конструкций. *Збірник наукових праць Українського державного морського технічного університету*. Николаев, 1998. № 3 (351). С. 3–9.
25. Коростылёв 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. наук. праць Дніпровського національного університету імені О. Гончара*. Дніпропетровськ, 2010. № 11 (352). С. 152–159.
26. Niemi E., Fricke W., Maddox S. J. Fatigue Analysis of Welded Components: Designer's Guide to the Structural Hot-spot Stress Approach / International Institute of Welding; IIW-1430-00. Cambridge: Woodhead Publishing, 2006.
27. Stress Determination for Fatigue Analysis of Welded Components / ed. by E. Niemi; International Institute of Welding; IIS/IIW-1221-93 (ex. doc. XIII-1458-92, XV-797-92). Cambridge: Abington Publishing, 1995.
28. Петин С. В. Эксплуатационная прочность и надежность конструкций. Санкт-Петербург: Политехнический университет, 2012. Ч. 2. 48 с.
29. Browell R., Hancq A. Calculation and displaying fatigue results / ANSYS® online white papers. 2006. 42 p. URL: <https://support.ansys.com/staticassets/ANSYS/staticassets/resourcelibrary/whitepaper/fatigue.pdf> (Last accessed 28.08.2018)
30. Stephens R. I., Fatemi A., Stephens R. R., Fuchs H. O. Metal fatigue in engineering. 2nd ed. New York: A Wiley-Interscience Publication, 2001. 473 p.

31. Трощенко В. Т. Рассеянное усталостное повреждение металлов и сплавов. Сообщение 3. Деформационные и энергетические критерии. *Проблемы прочности*. 2006. № 1. С. 5–31.
32. Трощенко В. Т., Хамаза Л. А. Деформационные кривые усталости сталей и методы определения их параметров. Сообщ. 1. Традиционные методы. *Проблемы прочности*. 2010. № 6. С. 26–43.
33. Meggiolaro M. A., Castro J. T. P. Statistical evaluation of strain-life fatigue crack initiation predictions. *International Journal of Fatigue*. 2004. Vol. 26. Issue 5. P. 463–476.
34. Manson S. S., Halford G. R. Fatigue and durability of structural materials. Materials Park, Ohio: ASM International, 2006. 457 p.
35. Suresh S. Fatigue of Materials. Second edition. New York: Cambridge University Press, 2006. 679 p.
36. Ramberg, W., Osgood, W. R. Description of stress–strain curves by three parameters / National Advisory Committee for Aeronautics. Technical Note No. 902. Washington, 1943.
37. Neuber H. Theory of Stress Concentration for Shear Strained Prismatic Bodies with Arbitrary NonLinear Stress-Strain Law. *Journal of Appl. Mech.* Trans. ASME. 1961. Vol. 8. P. 44–61.
38. Petinov S. V., Afanasyeva I. M. Fatigue Assessment of Structures in High-cycle Segment: Technique and Problems. *Advanced Problems in Mechanics-2010: Proceedings of the International Summer School-Conference APM 2010* (St. Petersburg, Russia, July 1–5, 2010). St. Petersburg, 2010. P. 519–525.
39. Petinov S. V., Guchinsky R. V., Sidorenko V. G. Damage identity in fatigue assessment of structures. *Magazine of Civil Engineering*. 2016. № 1 (61). С. 82–88.
40. Гучинский Р. В., Петин С. В. Разработка узла конструкции судна по условию усталостной долговечности. *Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета*. Санкт-Петербург, 2012. № 159. С. 177–186.

41. Берендеев Н. Н. Применение системы ANSYS к оценке усталостной долговечности. Нижний Новгород: ННГУ им. Н. И. Лобачевского, 2006. 83 с.
42. DesignLife. Product Details / Brochure. Rotherham: HBM United Kingdom Limited, 2018. 8 p. URL: <https://www.ncode.com/images/DesignLife/Downloads/HBM-Prenscia-nCode-DesignLife-Brochure.pdf> (Last accessed: 03.09.2018).
43. Fatigue Analysis of Seam Welded Structures using nCode DesignLife / Whitepaper. Rotherham: HBM United Kingdom Limited, Mar. 2013. 21 p. URL: https://www.ncode.com/images/DesignLife/Downloads/Whitepaper_SeamWelds_nCodeDesignLife_201303-3.pdf (Last accessed: 03.09.2018).
44. DesignLife. Product Details / Brochure. Rotherham: HBM United Kingdom Limited, 2018. 8 p. URL: <https://www.ncode.com/images/DesignLife/Downloads/HBM-Prenscia-nCode-DesignLife-Brochure.pdf> (Last accessed: 03.09.2018).
45. DesignLife Theory Guide. Rotherham: HBM United Kingdom Limited, 2013. 332 p. URL: <http://oss.jishulink.com/caenet/forums/upload/2014/09/25/191/45541828203375.pdf>
46. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю. Удосконалення експериментально-теоретичного методу розрахунку втомної міцності суднових корпусних конструкцій. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування*. Миколаїв, 2011. № 4 (439). С. 14–21.
47. 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*. Санкт-Петербург, 2016. № 3 (37). С. 104–118.

48. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю. Використання САЕ ANSYS в задачах оцінки втомної довговічності. *Актуальні проблеми інженерної механіки*: II міжнар. наук.-техн. конф. (Миколаїв, 22–24 жовт. 2012 р.). Миколаїв: НУК, 2012. С. 32–34.
49. Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Анализ распространенных в мировой практике методов оценки усталостной прочности сварных тонкостенных конструкций. *Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд*: матеріали всеукр. наук.-техн. конф. з міжнар. Участю (Миколаїв, 22–24 трав. 2013 р.). Миколаїв: НУК, 2013. С. 199–202.
50. Литвиненко Д. Ю. Оцінка довговічності конструктивних вузлів суднового корпусу. *Проблеми корозійно-механічного руйнування, інженерія поверхні, діагностичні системи*: матеріали конференції КМН-2013 (м. Львів, 23–25 жовтня 2013). Львів: Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, 2013. С. 57–60.
51. Review of maritime transport 2017. *United Nations Conference on Trade and Development* (UNCTAD 2017). New York and Geneva: United Nations Publication, 2017. URL:
http://unctad.org/en/PublicationsLibrary/rmt2017_en.pdf (Last accessed: 03.09.2018)
52. Барабанов Н. В. Некоторые соображения о ресурсе судовых корпусных конструкций. *Кораблестроение и океанотехника. Проблемы и перспективы*: материалы международной конференции. Владивосток: ДВГТУ, 1998. Ч. 1. С. 230–233.
53. Bertram V. Fatigue of maritime structures – a wider view / ENSIETA. Brest, France. URL: <http://www.ifremer.fr/web-com/stw2004/fms/papers/bertram.pdf> (Last accessed: 29.01.2018)
54. Jurišić P., Parunov J., Senjanović I. Assessment of Aframax Tanker Hull-Girder Fatigue Strength According to New Common Structural Rules. *Brodogradnja*. 2007. Vol. 58. No. 3. P. 262–267.

- 55.Кохановский В. П., Золотухина Е. В., Лешкевич Т. Г., Фатхи Т. Б. Философия для аспирантов: учебное пособие. 2-е изд. Ростов-на-Дону: «Феникс», 2003. 448 с.
- 56.Прочность сварных соединений при переменных нагрузках / под ред. В. И. Труфякова. Киев: Наук. Думка, 1990. 256 с.
- 57.Munse W. H., Wilbur T. W., Martin L. T., Nicoll K., Wilson K. Fatigue Characterization of Fabricated Ship Details for Design / Ship Structure Committee; report SSC-318. Washington: Ship Structure Committee, 1982. 207 p.
- 58.Wirsching P. H. Statistical Summaries of Fatigue Data for Design Purposes / NASA Contractor Report 3697. 1983. Arizona, National Aeronautics and Space Administration (NASA). 62 p.
- 59.Вентцель Е. С. Прикладная математическая статистика. Для инженеров и научных работников. – Москва: ФИЗМАТЛИТ, 2006. 816 с.
- 60.Львовский Е. Н. Статистические методы построения эмпирических формул: учеб. пособие для вузов. Изд. 2-е, перераб. и доп. Москва: Высшая школа, 1988. 239 с.
- 61.Вадзинский Р. Статистические вычисления в среде Excel. Библиотека пользователя. Санкт-Петербург: Питер, 2008. 608 с.
- 62.Сулов В. П. Волновые нагрузки, действующие на суда в штормовых условиях: учеб. пособие. Николаев: НКИ, 1991. 98 с.
- 63.Путов Н. Е. Проектирование конструкций корпуса морских судов. Нагрузки на корпус судна на тихой воде и на регулярном волнении. Ленинград: Судостроение, 1976. Ч. 1. 372 с.
- 64.Путов Н. Е. Проектирование конструкций корпуса морских судов. Нагрузки на корпус судна на нерегулярном волнении. Обеспечение общей прочности корпуса. Ленинград: Судостроение, 1977. Ч. 2. 423 с.
- 65.Glen I. F., Dinovitzer A., Paterson R. B., Luznik L., Bayley C. Fatigue-Resistant Detail Design Guide for Ship Structures / Ship Structure Committee; report SSC-405. Washington: Ship Structure Committee, March 1999. 206 p.

66. 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.
67. Бельчук Г. А. Сварные соединения в корпусных конструкциях. Ленинград: Судостроение, 1969. 280 с.
68. Stolarski T. A., Nakasone Y., Yoshimoto S. Engineering Analysis With ANSYS Software. New York: Elsevier, 2006. 456 p.
69. Каплун А. Б., Морозов Е. М., Олферьева М. А. ANSYS в руках инженера. Москва: Едиториал УРСС, 2003. 272 с.
70. Алямовский А. А., Собачкин А. А., Одинцов Е. В., Харитонович А. И., Пономарев Н. Б. Solidworks. Компьютерное моделирование в инженерной практике. Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2005. 800 с.
71. Moaveni S. Finite element analysis. Theory and application with ANSYS. Upper Saddle River, N.J.: Prentice-Hall Inc., 1999. 527 p.
72. Фокин Ф. Г. Метод конечных элементов в механике деформируемого твердого тела: учеб. пособие. Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010. 131 с.
73. Норри Д., де Фриз Ж. Введение в метод конечных элементов. Москва: Мир, 1981. 304 с.
74. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. Москва: Мир, 1975. 542 с.
75. Вержбицкий В. М. Численные методы (линейная алгебра и нелинейные уравнения). М.: Высшая школа, 2000. 266 с.
76. FreeCAD. FreeCAD: An open-source parametric 3D CAD modeler. URL: <http://www.freecadweb.org/> (Last accessed: 29.01.2018).
77. Salome. Salome: The Open Source Integration Platform for Numerical Simulation URL: <http://www.salome-platform.org/> (Last accessed: 29.01.2018).
78. Сафронов П. И. Использование программного комплекса code_aster для решения задач строительной механики и теории упругости. *Вестник*

- Псковского государственного университета. Сер.: Экономические и технические науки. Псков, 2013. Вып. 3. С 148–158.*
- 79.Code_Aster: Structure and Thermomechanics Analysis for Studies and Research. URL: <https://www.code-aster.org/> (Last accessed: 29.01.2018).
 - 80.CalculiX: A Free Software Three-Dimensional Structural Finite Element Program. URL: <http://www.calculix.de/> (Last accessed: 29.01.2018).
 - 81.Рейтц К., Шлюссер Т. Автостопом по Python. Санкт-Петербург: Питер, 2017. 336 с.
 - 82.Stewart J. M. Python for Scientists. Cambridge University Press, 2017. 257 p.
 - 83.Anaconda Cloud. URL: <https://anaconda.org/> (Last accessed: 29.01.2018).
 - 84.Apache OpenOffice: The Free and Open Productivity Suite. URL: <https://www.openoffice.org/> (Last accessed: 29.01.2018).
 - 85.Бобровский С. И. Delphi 7. Учебный курс. Санкт-Петербург: Питер, 2004. 736 С.
 - 86.Культин Н. Б. Основы программирования в Delphi XE. Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2011. 416 с.
 - 87.Осипов Д. Л. Delphi XE2. Санкт-Петербург: БХВ-Петербург, 2012. 912 с.
 - 88.Embarcadero. URL: <https://www.embarcadero.com/> (Last accessed: 29.01.2018).
 - 89.Schijve J. Fatigue of Structures and Materials. 2nd ed. Springer, 2009. 622 p.
 - 90.Прошковец Й., Войтишек Я. Расчет долговечности элементов машин, нагружаемых переменными колебательными силами. *Проблемы прочности*. 1980. № 8. С. 21–28.
 - 91.Болотин В. В. Статистические методы в строительной механике. 2-е изд., перераб. и доп. Москва: Стройиздат, 1965. – 279 с.
 - 92.ISSC 2009. Report of Technical Committee III.2. Fatigue and Fracture / edited by C.D. Jang, S.Y. Hongi. Proc. of the 17th International Ship and Offshore Structures Congress (Seoul, 16–21 August 2009). Seoul, 2009.
 - 93.Lalanne C. Mechanical Vibration and Shock Analysis. Volume 4: Fatigue Damage. 2nd ed. John Wiley & Sons Publ., 2009. 478 p.

94. Szala G. Comments on Linear Summation Hypothesis of Fatigue Failures. *Polish Maritime Research*. 2014. Vol. 21. Is. 3. P. 77–85.
95. Филиппов В. Ю., Щурин К. В., Рассоха В. И. Влияние нестационарности факторов сопротивления усталости на долговечность сварных узлов транспортных средств. *Вестник Оренбургского государственного университета*. Оренбург, 2003. № 2. С. 140–144.
96. Филатов Э. Я., Павловский В. Э., Панфилов Ю. А. Накопление усталостных повреждений в связи с нижними уровнями напряжений эксплуатационных спектров. *Проблемы прочности*. 1969. № 1. С. 35–37.
97. Heuler P., Seeger T. A criterion for omission of variable amplitude loading histories. *International Journal of Fatigue*. 1986. Vol. 8. Is. 4. P. 225–230.
98. Guchinsky R. V., Petinov S. V. Fatigue assessment of tubular structures. *Magazine of Civil Engineering*. 2013. № 1 (36). P. 39–47.
99. Коростылев Л. И. Усталостная прочность узлов пересечения поясков равновысоких балок судового корпуса. *Конструкция и строительная механика корабля: сб. научн. тр. Николаев*, 1989. С. 62–67.
100. Коростылев Л. И. Об усталостной прочности некоторых типовых очагов концентрации напряжений корпусных конструкций. *Строительная механика корабля: сб. научн. тр. Николаев*, 1990. С. 16–21.
101. Коростильов Л. І. Утомна довговічність конструктивних вузлів з концентраторами різних типів. *Збірник наукових праць Українського державного морського технічного університету*. Миколаїв, 2002. №1 (379). С. 13–22.
102. Коростылёв Л. И., Литвиненко Д. Ю. Оценка коэффициента концентрации напряжений в сварных узлах тонкостенных конструкций расчетом макро- и микроконцентрации. *Науковий вісник Херсонської державної морської академії*. Херсон, 2015. № 2 (13). С. 174–184.
103. Коростылёв Л. И., Литвиненко Д. Ю. Анализ микрогеометрических параметров стыковых и угловых сварных швов конструктивных узлов.

Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування.
Миколаїв, 2015. № 2 (458). С. 28–34.

104. Assessment of Reliability of Existing Ship Structures / F. Mansour, P. Wirsching, M. Luckett, et al.; Ship Structure Committee; report SSC-398. Washington, 1997. 420 p.
105. Recommendations for fatigue design of welded joints and components / A. Hobbacher et al.; International Institute of Welding; doc. IIW document XIII-1965-03/XV-1127-03. Paris, February 2003. 141 p.
106. Yuen B. K., Koko T. S., Polezhaeva H., Jiang L. Mean stress assessment in fatigue analysis and design / Ship Structure Committee; report SSC-466. Washington: Ship Structure Committee, 2013. 83 p.
107. Дюбюк Дж., Ванасе Дж., Бирон А., Базерчи А. Влияние средних напряжения и деформации на малоцикловую усталость сталей А-517 и А-201. *Конструирование и технология машиностроения*: тр. Амер. общ-ва инж.-мех. 1970. № 1. С. 38–54.
108. Skorupa M. Fatigue life prediction of cruciform joints failing at the weld toe. *Welding Research Supplement, Welding Journal*. August 1992. P. 269-s–275-s.
109. Wehner T., Fatemi A. Effects of mean stress on fatigue behavior of a hardened carbon steel. *International Journal of Fatigue*. 1991. № 13 (3). P. 241–248.
110. Ince A., Glinka G. A modification of Morrow and Smith–Watson–Topper mean stress correction models. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. 2011. Vol. 34. Iss. 11. P. 854–867.
111. Трощенко В. Т. Рассеянное усталостное повреждение металлов и сплавов. Сообщение 3. Деформационные и энергетические критерии. *Проблемы прочности*. 2006. № 1. С. 5–31.
112. Махутов Н. А. Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность. М.: Машиностроение, 1981. 272 с.

113. Трощенко В. Т., Хамаза Л. А. Деформационные кривые усталости сталей и методы определения их параметров. Сообщ. 1. Традиционные методы. *Проблемы прочности*. 2010. № 6. С. 26–43.
114. Кудрявцев Ю. Ф. Влияние остаточных напряжений на долговечность сварных соединений. *Автоматическая сварка*. 1990. № 1 (442). С. 5–8.
115. Махненко В. И., Мосенкис Р. Ю. Расчетная оценка влияния остаточных напряжений на малоцикловую усталость сварных соединений. *Автоматическая сварка*. 1991. № 1 (454). С. 17–22.
116. Petrovic Z. D. Fatigue strength assessment of welded joints by using notch stress approach. *Trends in the Development of Machinery and Associated Technology: 13th International Research Expert Conference TMT 2009* (Hammamet, Tunisia, 16–21 October 2009). Hammamet, 2009. P. 509–512.
117. Литвиненко Д. Ю. Анализ деформационных критериев усталости материалов для оценки усталостной прочности сварных конструктивных узлов. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали V міжнародної науково-технічної конференції* (Миколаїв, 8–10 жовт. 2014 р.). Миколаїв: НУК, 2014. С. 159–160.
118. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю. Врахування величини зварних залишкових напружень при побудові кривої втоми вузла корпусу судна відповідно до експериментально-теоретичного методу. *Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд: матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю* (Миколаїв, 19–20 травня. 2016 р.). Миколаїв: НУК, 2016. С. 100–103.
119. Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Усовершенствование экспериментально-теоретического метода оценки усталостной прочности узлов судового корпуса в области средней долговечности. *Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті MINTT-2016: матеріали VIII міжнародної науково-практичної конференції* (Херсон, 24–26 травня. 2016 р.). Херсон: ХДМА, 2016. С. 344–347.

- 120.Литвиненко Д. Ю. Об учете средних и остаточных сварочных напряжений при построении кривых усталости судокорпусных конструкций согласно экспериментально-теоретическому методу. *Вестник Астраханского государственного технического университета. Сер.: Морская техника и технология*. Астрахань, 2016. № 4. С. 19–32.
- 121.Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Об учете нерегулярности нагружения при расчете на усталость конструктивных узлов корпуса судна. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали VII міжнародної науково-технічної конференції. (Миколаїв, 12–14 жовт. 2016 р.). Миколаїв: НУК, 2016. С. 82–83.
- 122.Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Оценка усталостной прочности судокорпусных узлов экспериментально-теоретическим методом с учетом нерегулярности нагружения. *Вісник Одеського національного морського університету*. Одеса, 2017. № 1 (50). С. 71–91.
- 123.Махненко В. И., Мосенкис Р. Ю. Расчет коэффициентов концентрации напряжений в сварных соединениях со стыковыми и угловыми швами. *Автоматическая сварка*. 1985. №8. С. 7–18.
- 124.Makhnenko V. I., Pochynok V. E. Strength Calculation of Welded Joints with Crack-Like Imperfections. Kiev: E.O. Paton Electric Welding Institute, 2006. 266 p.
- 125.M. Nihei, E. Sasaki Statistical Analysis for Correlation Between the Scatter of Fatigue Strengths and that of the Reinforcement Shape of SM50A Butt Welded Joint. *Journal of the Japan Welding Society*. 1976. №1. P. 54–60.
- 126.Takahashi K., Ito A. Effect of External Geometry of Reinforcement on the Fatigue Strength of a Welded Joint. *Journal of the Japan Welding Society*. 1971. №8. P. 13–25.
- 127.Masumoto I., Shinoda T., Tajima N. Fatigue Strength of the Welded Joints by Various Coated Electrodes. *Journal of the Japan Welding Society*. 1975. №3. P. 26–35.

128. Williams H. E., Ottsen H., Lawrence F. V., Munse W. H. The effects of weld geometry on the fatigue behavior of welded connections / Civil Engineering Studies. Structural Research Series No.366. Illinois: University of Illinois Urbana, august 1970.
129. Terasaki T., Akiyama T., Yokoshima N., Isoya T., Katada K. Effect of factors in weld reinforcement of stress concentration factor. *Journal of the Japan Welding Society*. 1982. №9. P. 66–72.
130. Masumoto I., Shinoda T., Suzuki K. Fatigue Strength of Welded Joints by CO₂ Welding. *Journal of the Japan Welding Society*. 1976. №10. P. 62–69.
131. Masayoshi H., Hiroaki S., Ken K. Effect of Strong Shot Peening Cleaning and Hot Galvanizing on Fatigue Strength of Steel Welded Joint. *Journal of the Japan Welding Society*. 2007. №4. P. 486–493.
132. Miki Ch., Sakano M., Toyoda Y., Yoshizawa Early stage propagation behavior of fatigue cracks in fillet welded joints. *Structural Engineering/Earthquake Engineering*. April 1990. Vol. 7. No. 1. P. 123s–131s.
133. Sakano M., Arai H., Nishimura T. Long life fatigue behavior of fillet welded joint in corrosive environment. *Structural Engineering/Earthquake Engineering*. October 1989. Vol.6. No. 2. P. 365s–373s.
134. Kawai S., Koibuchi K. Effects of Ground and Peened on Fatigue Strength of Welded joint under High Mean Stresses. *Journal of the Japan Welding Society*. 1975. №7. P. 62–69.
135. Kawai S., Miyamoto T., Shiono T., Saikawa S. Effects of Finishes of Weld Toe on Fatigue Strength of Welded High Strength Steels. *Journal of the Japan Welding Society*. 1979. №9. P. 44–51.
136. Lassen T. The Effect of the Welding Process on the Fatigue Crack Growth. *Welding Research Supplement, Welding Journal*. Feb. 1990. Vol. 69. No. 2. P. 75-s–85-s.
137. Chen T., Yu Q.-Q., Gu X.-L., Zhao X.-L. Fatigue test on out-of-plane gusset welded joints strengthened with carbon fiber reinforced polymer materials.

- The 3rd Asia-Pacific Conference on FRP in Structures APFIS 2012: Proceedings* (Hokkaido, Japan, February 2–4, 2012). Hokkaido, 2012.
138. Montgomery D. C., Runger G. C. Applied statistics and probability for engineers. Fifth edition. John Wiley and Sons, 2010. 784 p.
 139. Caccese V., Blomquist P. A., Berube K. A., Webber S. R., Orozco N. J. Effect of weld geometric profile on fatigue life of cruciform welds made by laser/GMAW processes. *Marine Structures*. January 2006. Vol. 19. Issue 1. P. 1–22.
 140. ГОСТ 5264-80. Ручная дуговая сварка. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры. Москва: «Стандартинформ», 2005. 35 с.
 141. Lawrence F. V., Ho N. J., Mazumdar P. K. Predicting the Fatigue Resistance of Welds / Fracture Control Program Report No. 36. University of Illinois, Urbana-Champaign, October 1980.
 142. Petinov S. V. Life-Cycle Fatigue Reliability of Ship Structures: A Proposed System. *Journal of Ship Research*. March 2000. Vol. 44. No. 1. P. 33–39.
 143. Постнов В. А., Ростовцев Д. М., Суслов В. П., Кочанов Ю. П. Строительная механика корабля и теория упругости: учеб. для вузов. В 2 т. Изгиб и устойчивость стержней, стержневых систем, пластин и оболочек. Ленинград: Судостроение, 1987. Т. 2. 416 с.
 144. Сердюченко А. М., Лугінін О. Є., Коршиков Р. Ю., Дудченко О. М., Коршиков Ю. С. Основи теорії пружності, будівельної механіки, міцності, та вібрації суден: навчальний посібник / за ред. А. М. Сердюченка. Миколаїв: НУК, 2012. 422 с.
 145. Det Norske Veritas: Rules for Classification of Ships. Liquefied Gas Carriers. Det Norske Veritas, 2013. Pt. 5. Ch. 5.
 146. Коростылев Л. И. Расчет усталостной прочности конструктивных узлов судового корпуса. *Збірник наукових праць Українського державного морського технічного університету*. Миколаїв, 2002. №3 (381). С. 3–9.

147. 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.
148. Korostylov L. I. Fatigue Strength Calculation of the Ship Structural Details and Their Design. *Third International Shipbuilding Conference ISC'2002: Proceedings. Section C (St. Petersburg, 8–10 October)*. St. Peterburg, 2002. P. 144–148.
149. Коростылев Л. И. Проектирование конструктивных узлов судового корпуса с учетом усталости. *Збірник наукових праць Українського державного морського технічного університету*. Миколаїв, 2002. №4 (382). С. 24–31.
150. Справочник по теории корабля: в 3-х томах. Статика судов. Качка судов / под ред. Я. И. Войткунского. Ленинград: Судостроение, 1985. Т. 2. 440 с.
151. Литвиненко Д. Ю. Методики розв'язку задач втомної міцності суднокорпусних вузлів при нерегулярному навантаженні на базі експериментально-теоретичного методу. *Вісник Одеського національного морського університету*. Одеса, 2017. № 4 (53). С. 110–125.
152. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю. Використання імовірнісної схеми в експериментально-теоретичному методі оцінки втомної міцності конструкцій суден і морських споруд. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали III міжнар. наук.-техн. конф. (Миколаїв, 4-6 жовт. 2012 р.). Миколаїв: НУК, 2012. С. 144–147.
153. Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Определение долговременного распределения напряжений при оценке усталостной прочности узла корпуса судна. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали VI міжнародної науково-технічної конференції (Миколаїв, 24–27 вересня 2015 р.). Миколаїв: НУК, 2015. С. 304–305.

154. Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Оценка коэффициента концентрации напряжений в сварном узле расчетом макро и микроконцентрации. *Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд*: всеукраїнська науково-технічна конференція з міжнародною участю (Миколаїв, 20–22 травня 2015 р.). Миколаїв: НУК, 2015. С. 85–87.
155. Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Анализ величин радиусов и углов наклона профиля сварных швов в месте перехода от основного металла к металлу шва. *Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд*: всеукраїнська науково-технічна конференція з міжнародною участю (Миколаїв, 20–22 травня 2015 р.). Миколаїв: НУК, 2015. С. 87–89.
156. Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Об учете нерегулярности нагружения при расчете на усталость конструктивных узлов корпуса судна. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали VII міжнародної науково-технічної конференції (Миколаїв, 12–14 жовт. 2017 р.). Миколаїв: НУК, 2016. С. 82–83.
157. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю. Методика розв’язку задач оцінки втомної міцності суднокорпусних вузлів експериментально-теоретичним методом. *Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд*: матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю (Миколаїв, 17–18 травня 2017 р.). Миколаїв: НУК, 2017. С. 19–21.
158. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю. Удосконалення експериментально-теоретичного методу розрахунку втомної міцності суднокорпусних конструкцій. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали VIII міжнародної науково-технічної конференції (Миколаїв, 11–13 жовт. 2017 р.). Миколаїв: НУК, 2017. С. 37–39.

159. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю., Морозан С. М. Комп'ютерна програма розв'язку задач втомної міцності суднокорпусних вузлів *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали VIII міжнародної науково-технічної конференції (Миколаїв, 11–13 жовт. 2017 р.). Миколаїв: НУК, 2017. С. 112–113.
160. Литвиненко Д. Ю. Методика розв'язку задачі визначення допустимого параметру зовнішнього навантаження на суднокорпусний вузол з умови забезпечення заданого рівня його втомної міцності при навантаженні стохастичного характеру. *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 2018 р.). Миколаїв: НУК, 2018. С. 55–57.
161. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю., Морозан С. М. Методика розв'язку задачі визначення допустимого коефіцієнту концентрації напружень для суднокорпусного вузла з умови забезпечення заданого рівня його втомної міцності при стохастичному навантаженні. *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 2018 р.). Миколаїв: НУК, 2018. С. 58–60.
162. Коростильов Л.І., Литвиненко Д.Ю. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 76716 Державної служби інтелектуальної власності України. Комп'ютерна програма «ETM fatigue». Дата реєстрації 08.02.2018.

ДОДАТОК А

**ПРАКТИЧНІ МЕТОДИКИ РОЗВ'ЯЗКУ ЗАДАЧ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ
КОНСТРУКТИВНИХ ВУЗЛІВ СУДНОВОГО КОРПУСУ ЗА ДОПОМОГОЮ
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧНОГО МЕТОДУ**

Міністерство освіти і науки України

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова



ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з НПР та І

канд. техн. наук, доц.

Рижков С.С.

« » _____ 2017 р.

ПРАКТИЧНІ МЕТОДИКИ РОЗВ'ЯЗКУ ЗАДАЧ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ
КОНСТРУКТИВНИХ ВУЗЛІВ СУДНОВОГО КОРПУСУ ЗА ДОПОМОГОЮ
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧНОГО МЕТОДУ

УКФА 360032

Зав. сектором С і М

Мацкевич В.В.

2017

А.1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Корпус судна в умовах експлуатації підлягає дії змінних навантажень переважно стохастичного характеру. Суднокорпусні конструкції, як правило, проектувались за умови забезпечення їх граничної міцності. Проте в сучасних умовах, враховуючи тенденції до зниження товщин суднокорпусних конструкцій внаслідок широкого використання програмних комплексів скінченно-елементного аналізу, а також тенденції зростання відношення потужності до маси суден, зросла важливість забезпечення втомної міцності.

Об'єктом даних методик є суднокорпусні вузли, що характеризуються високим рівнем концентрації напружень. Високий рівень концентрації напружень є характерним для районів корпусу із різкою зміною місцевої геометрії (зварне з'єднання повздовжнього ребра жорсткості із поперечною в'яззю, кут вирізу люка, тощо). Такі вузли у складі суднового корпусу передбачаються потенційним осередком втомного руйнування – появи та розвитку тріщини втоми.

Метою даних методик є забезпечення заданого рівня циклічної міцності суднокорпусних вузлів. Для цього з використанням експериментально-теоретичного методу можуть бути розв'язані три задачі: розрахунку втомної міцності суднокорпусного вузла; його проектування за умови забезпечення заданого рівня втомної міцності; визначення допустимого параметру зовнішнього навантаження, виходячи з такої ж умови. Передбачається, що зовнішнє навантаження може мати як регулярний, так і стохастичний характер.

А.2 ВИХІДНІ ДАНІ

А.2.1 Вихідні дані для побудови кривих втоми суднокорпусних вузлів

- а) Характеристики матеріалу досліджуваного вузла та циклу номінальних напружень:

- 1) границя плинності матеріалу σ_t , Па;
 - 2) границя міцності матеріалу σ_b , Па;
 - 3) модуль пружності матеріалу E , Па;
 - 4) відносне видовження матеріалу після розриву δ , відсотки;
 - 5) коефіцієнт асиметрії циклу напружень $r_{mn} = \Delta\sigma_n/\sigma_m$ (де σ_m – середнє напруження циклу, Па; $\Delta\sigma_n$ – розмах номінальних напружень, Па).
- б) Характеристики матеріалу моделі:
- 1) границя плинності матеріалу σ_{t0} , Па;
 - 2) границя міцності матеріалу σ_{b0} , Па;
 - 3) модуль пружності матеріалу E_0 , Па;
 - 4) відносне видовження матеріалу після розриву δ_0 , відсотки.
- с) Величини, що розраховуються на базі заданої геометрії досліджуваного вузла та моделі, враховуючи їх спосіб виготовлення:
- 1) теоретичний коефіцієнт концентрації напружень вузла K_t ;
 - 2) теоретичний коефіцієнт концентрації напружень моделі вузла K_{t0} .
- д) Параметри «прив'язки» до експериментальних даних, які визначають статистичною обробкою результатів серії втомних випробувань моделей досліджуваного вузла:
- 1) розмах номінальних напружень при випробуваннях $\Delta\sigma_{n0}$, Па;
 - 2) кількість циклів до зупинки втомних випробувань (при досягненні довжини втомної тріщини 1...2 мм) N_0 .

Для побудови модифікованої кривої втоми експериментально-теоретичного методу, яка використовується для розв'язку задач циклічної міцності при нерегулярному навантаженні, необхідно також задавати коефіцієнт нижньої границі пошкоджуючих напружень ζ .

А.2.2 Задача визначення втомної міцності суднокорпусного вузла

А.2.2.1 Навантаження регулярного характеру

Вихідні дані для даної задачі включають дані, перелічені у А.2.1, необхідні для побудови кривої втоми відповідно базовому варіанту експериментально-теоретичного методу, крім того задається розмах номінальних напружень $(\Delta\sigma_n)_z$, Па, що діє на досліджуваний вузол.

А.2.2.2. Навантаження стохастичного характеру

Довготерміновий розподіл розмахів номінальних напружень за лінійним законом. Вихідні дані для задачі розрахунку втомної міцності при стохастичному навантаженні, розподіленому за лінійним законом, включають дані, перелічені у А.2.1, необхідні для побудови модифікованої кривої втоми експериментально-теоретичного методу. Також задаються наступні величини:

- розмах номінальних напружень із забезпеченістю $10^{-8} P_0$ для кожного j -го розрахункового стану судна, Па;
- коефіцієнт для визначення кількості циклів на кожному рівні навантаження $k_{\text{нав}}$ ($k_{\text{нав}} = 0,9$ відповідно до Det Norske Veritas: Rules for Classification of Ships Pt. 5 Ch. 5 – Liquefied Gas Carriers, July 2013);
- розмах напружень, обумовлений операціями навантаження-розвантаження судна $(\Delta\sigma_n)_{\text{нр}}$, МПа (при розрахунку за формулою (А.3.24)).

Для кожного (j -го) розрахункового стану судна також повинна бути визначена доля строку служби судна α_j . При відсутності даної інформації, величини α_j можуть бути наближено прийняті відповідно до А.3.3.2, в залежності від типу судна.

Довготерміновий розподіл розмахів номінальних напружень за законом Вейбулла. Вихідні дані для задачі розрахунку втомної міцності при

стохастичному навантаженні, розподіленому за законом Вейбулла, включають дані, перелічені у А.2.1, необхідні для побудови модифікованої кривої втоми експериментально-теоретичного методу. Також задаються наступні величини:

- параметр форми розподілу $\hat{k}$;
- параметр масштабу розподілу $a_{\sigma j}$, Па;
- загальне число циклів за очікуваний строк служби N^* .

Вказані параметри зовнішнього навантаження можуть бути визначені відповідно до А.3.1.2.

Втомна міцність може бути розрахована для заданого діапазону зовнішніх навантажень. При цьому задаються величини розмахів номінальних напружень, що відповідають верхній $((\Delta\sigma_n)_{max})_j$ та нижній границі діапазону $(\Delta\sigma_n)_{min}$, Па. Вказаний діапазон може також розповсюджуватись на усі пошкоджуючі розмахи номінальних напружень. В такому випадку нижня та верхня границя визначаються відповідно до А.3.3.2.

Величини $a_{\sigma j}$, $((\Delta\sigma_n)_{max})_j$ визначаються для кожного (j -го) розрахункового стану судна, що враховується при розрахунку втомної міцності суднокорпусного вузла. Для кожного (j -го) розрахункового стану судна також повинна бути визначена доля строку служби судна α_j . При відсутності даної інформації, величини α_j можуть бути наближено прийняті відповідно до А.3.3.2, в залежності від типу судна.

А.2.3 Задача визначення допустимого коефіцієнту концентрації напружень для суднокорпусного вузла з умови забезпечення заданого рівня його втомної міцності

А.2.3.1 Навантаження регулярного характеру

Вихідні дані для вирішення вказаної задачі включають дані, представлені у А.2.1, за виключенням коефіцієнту ζ та теоретичного коефіцієнту

концентрації напружень K_t для досліджуваного вузла (шукана величина в даній задачі). Також задаються наступні величини:

- заданий розмах номінальних напружень $(\Delta\sigma_n)_z$, Па;
- задане число циклів до руйнування N_z ;
- верхня границя діапазону пошуку допустимої з умови забезпечення заданого рівня втомної міцності величини теоретичного коефіцієнту концентрації напружень $(K_t)_{max}$;
- нижня границя діапазону пошуку допустимої з умови забезпечення заданого рівня втомної міцності величини теоретичного коефіцієнту концентрації напружень $(K_t)_{min}$;
- величина нев'язки $\Delta_{нев}$ для пошуку розв'язку на ділянці III кривої втоми.

Діапазон $(K_t)_{max}$, $(K_t)_{min}$ необхідно призначати на базі даних про типові значення теоретичних коефіцієнтів концентрації напружень для суднокорпусних вузлів розглядуваного типу (для А.2.3.2 – аналогічно).

А.2.3.2. Навантаження стохастичного характеру

Довготерміновий розподіл розмахів номінальних напружень за лінійним законом. Вихідні дані для вирішення вказаної задачі включають дані, представлені у А.2.1, за виключенням теоретичного коефіцієнту концентрації напружень K_t для досліджуваного вузла, який є шуканою величиною в даній задачі. Також задаються наступні величини:

- задане значення міри втомного пошкодження D_z ;
- розмах номінальних напружень із забезпеченістю 10^{-8} P_0 , Па;
- коефіцієнт для визначення кількості циклів на кожному рівні навантаження $k_{нав}$;
- верхня границя діапазону пошуку допустимої з умови забезпечення заданого рівня втомної міцності величини теоретичного коефіцієнту концентрації напружень $(K_t)_{max}$;

- нижня границя діапазону пошуку допустимої з умови забезпечення заданого рівня втомної міцності величини теоретичного коефіцієнту концентрації напружень $(K_t)_{min}$;
- величина нев'язки для розв'язку нелінійного рівняння $\Delta_{нев}$;
- розмах напружень, обумовлений операціями навантаження-розвантаження судна $(\Delta\sigma_n)_{нр}$, Па (при розрахунку за формулою (А.4.14)).

Довготерміновий розподіл розмахів номінальних напружень за законом Вейбулла. Вихідні дані для вирішення вказаної задачі включають дані, представлені у А.2.1, за виключенням теоретичного коефіцієнту концентрації напружень K_t для досліджуваного вузла, який є шуканою величиною в даній задачі. Також задаються перелічені далі величини.

- а) Заданий рівень втомної міцності та межі зміни коефіцієнта концентрації напружень:
 - 1) задане значення міри втомного пошкодження D_3 ;
 - 2) верхня границя діапазону пошуку допустимої з умови забезпечення заданого рівня втомної міцності величини теоретичного коефіцієнту концентрації напружень $(K_t)_{max}$;
 - 3) нижня границя діапазону пошуку допустимої з умови забезпечення заданого рівня втомної міцності величини теоретичного коефіцієнту концентрації напружень $(K_t)_{min}$.
- б) Параметри зовнішнього навантаження (які можуть бути визначені відповідно до А.3.1.2):
 - 1) параметр форми розподілу $\hat{k}$;
 - 2) параметр масштабу розподілу a_σ , Па;
 - 3) загальне число циклів за очікуваний строк служби N^* .
- с) Величина нев'язки для розв'язку нелінійного рівняння $\Delta_{нев}$.

Аналогічно до А.2.2.2 задається діапазон зовнішніх навантажень на вузол (величини розмахів номінальних напружень, що відповідають верхній $(\Delta\sigma_n)_{max}$ та нижній границі діапазону $(\Delta\sigma_n)_{min}$). В іншому випадку вказується, що даний

діапазон розповсюджується на усі пошкоджуючі розмахи номінальних напружень.

A.2.4 Задача визначення допустимого параметру зовнішнього навантаження з умови забезпечення заданого рівня втомної міцності суднокорпусного вузла

A.2.4.1 Навантаження регулярного характеру

Вихідні дані для даної задачі включають дані, перелічені у A.2.1, необхідні для побудови кривої втоми відповідно базовому варіанту експериментально-теоретичного методу для розрахунків при навантаженні регулярного характеру. Також задається число циклів до появи тріщини N_3 або десятковий логарифм цього числа $n_3 = \lg N_3$.

A.2.4.2. Навантаження стохастичного характеру

Довготерміновий розподіл розмахів номінальних напружень за лінійним законом. Вихідні дані для задачі визначення допустимого параметру зовнішнього навантаження включають дані, перелічені у A.2.1, необхідні для побудови модифікованої кривої втоми експериментально-теоретичного методу. Також задаються наступні величини:

- верхня границя діапазону пошуку допустимої з умови забезпечення заданого рівня втомної міцності величини розмаху номінальних напружень із забезпеченістю 10^{-8} $(P_0)_{max}$, Па;
- нижня границя діапазону пошуку допустимої з умови забезпечення заданого рівня втомної міцності величини розмаху номінальних напружень із забезпеченістю 10^{-8} $(P_0)_{min}$, Па;

- коефіцієнт для визначення кількості циклів на кожному рівні навантаження $k_{\text{нав}}$;
- задане значення міри втомного пошкодження D_3 ;
- величина нев'язки для розв'язку нелінійного рівняння $\Delta_{\text{нев}}$;
- розмах напружень, обумовлений операціями навантаження-розвантаження судна $(\Delta\sigma_n)_{\text{нр}}$, Па (при розрахунку за формулою (А.5.5)).

Довготерміновий розподіл розмахів номінальних напружень за законом Вейбулла. Вихідні дані для даної задачі включають дані, перелічені у А.2.1, необхідні для побудови модифікованої кривої втоми експериментально-теоретичного методу. Також задаються наступні величини:

- верхня границя діапазону пошуку допустимого з умови забезпечення заданого рівня втомної міцності параметру масштабу розподілу розмахів номінальних напружень за законом Вейбулла $(a_\sigma)_{\text{max}}$, Па;
- нижня границя діапазону пошуку допустимого з умови забезпечення заданого рівня втомної міцності параметру масштабу розподілу розмахів номінальних напружень за законом Вейбулла $(a_\sigma)_{\text{min}}$, Па;
- задане значення міри втомного пошкодження D_3 ;
- параметр форми розподілу $\hat{k}$;
- загальне число циклів за очікуваний строк служби N^* ;
- величина нев'язки для розв'язку нелінійного рівняння $\Delta_{\text{нев}}$.

Аналогічно до А.2.2.2 задається діапазон зовнішніх навантажень на вузол (величини розмахів номінальних напружень, що відповідають верхній $(\Delta\sigma_n)_{\text{max}}$ та нижній границі діапазону $(\Delta\sigma_n)_{\text{min}}$). В іншому випадку вказується, що вказаний діапазон розповсюджується на усі пошкоджуючі розмахи номінальних напружень.

А.3 ЗАДАЧА ВИЗНАЧЕННЯ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ СУДНОКОРПУСНОГО ВУЗЛА

Перевірка втомної міцності необхідна для суднокорпусних вузлів, що мають високий рівень концентрації напружень та зазнають навантаження значної інтенсивності. Передбачається, що є відомими геометричні характеристики вузла та характеристики матеріалу, з якого він виготовлений, спосіб вироблення вузла (тип зварювання, якщо воно застосовувалось). Необхідно володіти також переліченими відомостями для моделі досліджуваного вузла та результатами серії втомних випробувань останньої. Відомими повинні бути дані про зовнішнє навантаження, вони також можуть бути визначені відповідно до А.3.1.2.

А.3.1 Підготовка вихідних даних

А.3.1.1 Визначення коефіцієнтів концентрації напружень

Величини теоретичних коефіцієнтів концентрації напружень K_t для досліджуваного суднокорпусного вузла та моделі можуть бути визначені за допомогою чисельних методів у програмних комплексах скінченно-елементного аналізу, або за спрощеною методикою. Така спрощена методика передбачає, що K_t може бути визначений за допомогою добутку:

$$K_t = K_g \cdot K_w, \quad (\text{А.3.1})$$

де K_g – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень, обумовлений загальною геометрією вузла; K_w – коефіцієнт концентрації, обумовлений наявністю зварного шва. При наявності у зварному вузлі дефектів в рівняння (А.3.1) додаються множники, для врахування даного фактору.

Величину K_w , відповідно до роботи [1], можна визначити за допомогою наступної формули:

$$K_w = 1 + 0,27 \cdot \tan(\theta_p)^{0,25} \cdot \left(\frac{s}{\rho_p} \right)^{0,5}, \quad (\text{A.3.2})$$

де s – товщина пластин, які з'єднуються стиковим швом (у випадку розрахунку кутового шва слід вибрати товщину більшого з елементів, що з'єднуються), мм; ρ_p (мм) та θ_p (град) – розрахункові величини радіусу та куту нахилу профілю шва у місці переходу від основного до наплавленого металу.

Величину K_w також можна визначати чисельними методами, при цьому створюється та аналізується в спеціалізованих комп'ютерних пакетах скінченно-елементна модель стикового зварного шва. Розмір ребра елемента в районі переходу від основного металу до металу шва в скінченно-елементній моделі повинен бути не більшим ніж $\rho_p/4$ при використанні елементів другого порядку, та не більшим за $\rho_p/6$ при використанні елементів першого порядку. Загалом, при розробці вказаної моделі стикового зварного шва можна користуватись рекомендаціями [2], [3].

Величини радіусу ρ та кута нахилу профілю шва θ у місці переходу від основного металу до металу шва є випадковими, тому при визначенні коефіцієнту K_t необхідно задаватись відповідною забезпеченістю, для котрої будуються криві втоми (мається на увазі, що кількість циклів N до втомного руйнування вузла, отримане в результаті випробувань при певних параметрах навантаження – випадкова величина, тому криві втоми будують за результатами статистичної обробки даних втомних випробувань, задаючись імовірністю руйнування P_f або забезпеченістю неруйнування вузла). Криві втоми, прийнято будувати для $P_f = 50 \%$ або для $P_f = 2,4 \%$, тобто для середньої імовірності руйнування, та середньої мінус два стандарти.

Розрахункові величини радіусу переходу ρ_p для даної імовірності руйнування, відповідно до роботи [4], можна визначати з наступної формули:

$$P_f = \int_0^{\rho_p} f(\rho) d\rho, \quad (\text{A.3.3})$$

де $f(\rho)$ – функція розподілу радіусу ρ за логнормальним законом, яка має такий вигляд:

$$f(\rho) = \frac{0,4343}{\sigma_{\lg \rho} \rho \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\lg \rho - \lg \rho_0)^2}{2\sigma_{\lg \rho}^2}}, \quad (\text{A.3.4})$$

де $\sigma_{\lg \rho}$ – незміщена оцінка дисперсії логарифмованої випадкової величини $\lg \rho$, розподіленої за нормальним законом; $\lg \rho_0$ – оцінка математичного сподівання величини $\lg \rho$.

Найбільш просто розрахункову величину радіусу переходу ρ_p при даній імовірності руйнування P_f вузла визначати послідовним перебором даної величини в рівнянні (A.3.3) з використанням спеціальних комп'ютерних пакетів для математичних розрахунків, задаючись певною величиною нев'язки. Значення узагальнених параметрів розподілу та математичних сподівань величини ρ для зварних швів різних типів та способів виготовлення, відповідно до роботи [4], представлені в табл. A.3.1. Враховуючи, що криві втоми будують зазвичай для $P_f = 50 \%$ або для $P_f = 2,4 \%$, в табл. A.3.2 представлені значення величини ρ для даних імовірностей.

Логнормальний закон (A.3.4) також можна застосовувати для опису розподілу величини кута нахилу профілю шва θ у місці переходу від основного металу до металу шва. Проте, розрахункові величини кута θ_p слід приймати на рівні математичних сподівань M_θ для даного типу шва та його способу виготовлення. Значення M_θ , отримані на базі узагальнених розподілів кутів θ , представлені в табл. A.3.1.

Таблиця А.3.1 – Параметри логнормального розподілу величини ρ , математичні сподівання величин ρ та Θ

Тип зварювання	Тип шва	$\lg \rho_0$	$\sigma_{\lg \rho}$	M_ρ , мм	M_Θ , град
Ручне дугове зварювання	стиковий	$-7,76 \cdot 10^{-3}$	0,47	1,77	29,28
Зварювання в середовищі CO_2	стиковий	-0,67	0,28	0,26	41,32
Ручне дугове зварювання	кутовий	-0,29	0,36	0,72	141,49

Таблиця А.3.2 – Величини ρ для побудови кривих втомних зварних вузлів з імовірністю руйнування 2,4 % та 50 %

Тип зварювання	Тип шва	Величина радіусу ρ , мм	
		$P_f = 2,4 \%$	$P_f = 50 \%$
Ручне дугове зварювання	стиковий	0,11	0,98
Зварювання в середовищі CO_2	стиковий	0,21	0,06
Ручне дугове зварювання	кутовий	0,51	0,10

Величина радіусу ρ не може бути менше величини радіусу структурного елементу ρ^* , тобто радіусу такого мінімального об'єму сферичної форми, в якому ще може виникнути втомне пошкодження в даному матеріалі. Вказаний радіус структурного елементу можна обчислити за наступною залежністю

$$\rho^* = 0,025 \cdot \left(\frac{2068}{\sigma_B} \right)^{1,8}, \text{ мм}, \quad (\text{A.3.5})$$

де σ_B – див. А.2.1.

Коефіцієнт концентрації K_g , обумовлений загальною геометрією зварного вузла для випадку суднокорпусних вузлів, що включають стиковий шов, можна отримати аналізом у програмних комплексах скінченно-елементної моделі досліджуваного вузла без шва з грубою сіткою. У випадку вузла з кутовими швами, комп'ютерна модель вузла повинна мати шов, розміри якого та кут у місці переходу від основного металу до металу шва, відповідають таким самим

у об'єкті, що досліджується. Радіус переходу при цьомузначається на такому рівні, що його подальше збільшення, не робить істотного впливу на величину теоретичного коефіцієнта концентрації напружень.

Іншим способом визначення величини K_g є процедура екстраполяції напружень до очікуваного місця появи тріщини, яка є описаною, наприклад, у [2], [5]. Крім того, в деяких випадках для розрахунку K_g можна застосовувати методи теорії пружності або довідкові дані, представлені, наприклад, в роботі [6].

Величина теоретичного коефіцієнту концентрації напружень K_{t0} для моделі вузла (типового зразка з серії), що випробовувалась на втому, може бути визначена аналогічним чином, з використанням (А.3.1).

А.3.1.2 Визначення параметрів зовнішнього навантаження

Навантаження регулярного характеру. У випадку суднокорпусних вузлів, які випробовують змінне навантаження із постійним розмахом номінальних напружень $\Delta\sigma_n$, величина останнього на границях досліджуваних вузлів визначається методами будівельної механіки корабля. Крім того, можуть бути застосовані чисельні розрахунки в програмних комплексах.

Навантаження стохастичного характеру. Для конструктивних вузлів корпусу судна є характерним стохастичне навантаження, яке має хвильове, вібраційне та інерційне походження. Лінійний закон розподілу розмахів номінальних напружень використовується в суднобудуванні для розрахунку втомної міцності суден-газовозів [7]. Також такий спектр навантаження може застосовуватись для розрахунку втомної міцності конструкцій суден, що експлуатуються в Північній Атлантиці. Стохастичне навантаження в j -тому розрахунковому стані судна, розподілене за лінійним законом, представляють у

вигляді восьми ординат розмахів номінальних напружень P_i та відповідних їм чисел циклів n_i , які визначаються наступними залежностями:

$$\begin{cases} P_i = \frac{17-2i}{16} P_0; \\ n_i = k_{\text{нав}} 10^i; i = 1, 2, \dots, 8, \end{cases} \quad (\text{A.3.6})$$

де $P_0, k_{\text{нав}}$ – див. А.2.2.2.

Для опису довготермінового розподілу розмахів номінальних напружень у випадку суден інших типів та районів експлуатації застосовують закон Вейбулла, щільність розподілу за яким виражається наступною формулою:

$$p(\Delta\sigma_{\text{н}}) = k_{\text{вейб}} \left(\Delta\sigma_{\text{н}}^{k_{\text{вейб}}-1} / a_{\sigma}^{k_{\text{вейб}}} \right) \exp \left(- (\Delta\sigma_{\text{н}} / a_{\sigma})^{k_{\text{вейб}}} \right), \quad (\text{A.3.7})$$

де $k_{\text{вейб}}, a_{\sigma}$ – див. А.2.2.2.

Найбільш точний спосіб визначення параметрів залежності (А.3.7) базується на статистичній обробці результатів натурних замірів курсових кутів судна та швидкості ходу в залежності від інтенсивності хвилювання, також замірів часу перебування в кожній географічній зоні, на які є поділений світовий океан (яка характеризується своїм хвильовим кліматом). Приклад та методику таких розрахунків можна знайти у звіті [8].

В дійсності маршрут, за яким буде експлуатуватись судно, яке проектується, часто є не визначеним однозначно. Через дану причину для розрахунку параметрів розподілу (А.3.7) доцільно користуватись спрощеним підходом. Даний підхід в загальній формі є описаним в рекомендаціях [2] та звіті [8], і передбачає, що параметр масштабу розподілу (А.3.7) може бути визначеним таким чином

$$a_{\sigma} = \frac{(\Delta\sigma_{\text{н}})_{\text{х}}}{(\ln N_{\text{х}})^{1/k_{\text{вейб}}}}, \quad (\text{A.3.8})$$

де $(\Delta\sigma_n)_x$ – величина розмаху характерних номінальних експлуатаційних напружень при імовірності їх появи $1/N_x$, Па. Величина $(\Delta\sigma_n)_x$ 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 з відповідними Правилами класифікаційних товариств. Типові значення $1/N_x$ знаходяться в межах від 10^{-3} до 10^{-5} , та є різними для різних класифікаційних товариств.

Для кожного розрахункового стану судна (в баласті, з вантажем та ін.), значення величини $(\Delta\sigma_n)_x$ буде змінюватись через зміну місцевих навантажень на вузол, та навантажень від загального повздовжнього згину корпусу. Відповідно для кожного i -того розрахункового стану судна будуть мати місце свої значення $a_{\sigma i}$.

Параметр форми розподілу Вейбулла визначається згідно із формулою

$$\hat{k} = 1,1 - 0,35 \frac{L - 100}{300}, \quad (\text{A.3.9})$$

де L – довжина судна, м.

Крім спрощеного підходу до розрахунку довготермінового розподілу розмахів номінальних напружень у суднокорпусних вузлах, можуть бути застосовані інші розрахункові підходи, короткий опис яких представлено в роботі [9].

А.3.1.3 Визначення точки «прив'язки» до результатів втомних випробувань типового осередку концентрації напружень

Координати точки «прив'язки» $\Delta\sigma_{н0}$ (Па), N_0 (див. А.2.1) отримують за результатами статистичної обробки експериментальних даних серії втомних випробувань моделі досліджуваного суднокорпусного вузла. Крім того можуть бути використані результати втомних випробувань моделей, максимально подібних до досліджуваного вузла за геометрією та передачею зусиль, характеристиками матеріалу й типом шва. Експериментальні дані повинні бути отримані за умови пластичного деформування в осередку концентрації при максимальних значеннях номінальних напружень, що не перевищують границю плинності матеріалу моделі $\sigma_{т0}$. Такі результати слід логарифмувати та апроксимувати прямою лінією. Параметри даної прямої розраховуються методом найменших квадратів.

Абсцису точки «прив'язки» N_0 слід вибирати за вказаною раніше прямою. Причому, згідно із роботою [10], вона повинна бути якомога ближчою до експериментальних точок з одного боку, з іншого – вона має бути якомога меншою для зменшення впливу середнього напруження циклу, яке мало місце при втомних випробуваннях, на криву втоми досліджуваного вузла. Проте, приймати дану величину надмірно низькою не рекомендується, так як надмірно низьке значення N_0 може відповідати зовнішньому навантаженню, що призводить до повної пластифікації поперечного перерізу вузла. Абсцису N_0 рекомендується приймати на рівні 10^4 .

Для вибраного значення N_0 за допомогою прямої, що апроксимує логарифмовані експериментальні дані, визначається ордината точки «прив'язки» $\Delta\sigma_{н0}$. Така точка «прив'язки» дозволить побудувати криву втоми для імовірності руйнування вузла $P_f = 50\%$. Для побудови кривої втоми вузла при $P_f = 2,4\%$ необхідно знизити вказану раніше пряму, що апроксимує експериментальні дані, на величину подвоєного середньоквадратичного відхилення логарифмованої випадкової величини. Далі – вибирається точка N_0

та визначається величина $\Delta\sigma_{H0}$ для $P_f = 2,4\%$ за зниженою вказаним чином прямою.

А.3.2 Побудова кривої втоми суднокорпусного вузла

А.3.2.1 Основні положення експериментально-теоретичного методу розрахунку втомної міцності суднокорпусних вузлів

Вихідним об'єктом в експериментально-теоретичному методі розрахунку втомної міцності конструктивних вузлів корпусу судна, який є описаним в роботах [11-14], виступає не вузол в цілому, а присутні у ньому окремі осередки концентрації напружень, найбільш слабким з яких визначається втомна міцність вузла, та, відповідно, всієї конструкції. Головним елементом в такій розрахунковій методиці є крива втоми осередку концентрації.

Крива втоми за даним методом, представлена на рис. А.3.1, складається з трьох ділянок. Вона будується на базі критеріальних залежностей втоми матеріалу Ленджера та Хейвуда з використанням експериментальних даних випробувань на втому натурних або напівнатурних моделей при високому рівні номінальних напружень (як вказано у А.3.1.3, при втомних випробуваннях повинно бути забезпечено пластичне деформування в осередку концентрації). Вказана крива втоми відображається в напівлогарифмічній системі координат: $n = \lg N$ та $\bar{\sigma}_H = \Delta\sigma_H / \Delta\sigma_{H0}$. При цьому «прив'язка» до результатів циклічних випробувань типового осередку концентрації напружень проводиться на ділянці II в точці з абсцисою $n_0 = \lg N_0$. Пояснення величин $\Delta\sigma_{H0}$ та N_0 представлено в А.2.1.

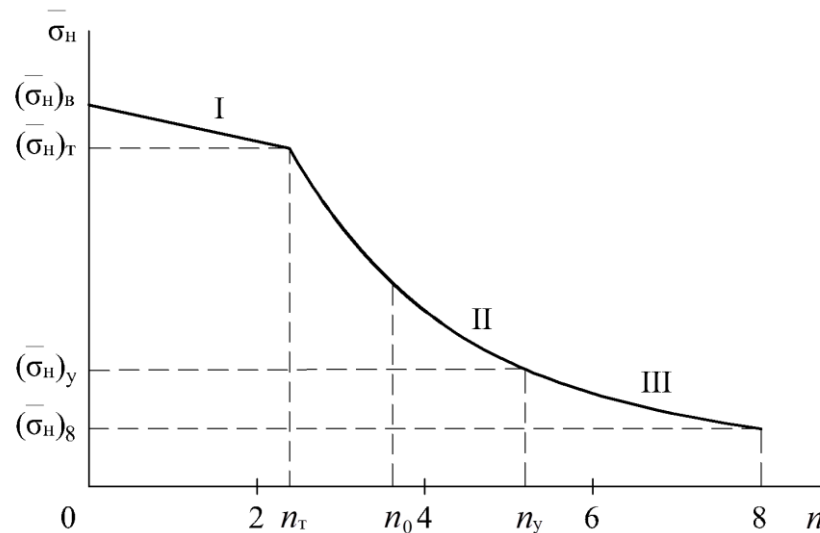


Рисунок А.3.1 – Крива втоми згідно експериментально-теоретичному методу

Ділянка I кривої будується за допомогою з'єднання прямою лінією в напівлогарифмічній системі координат двох точок. Перша точка відповідає досягненню максимальних номінальних напружень циклу гранці міцності матеріалу σ_B при $n = 0$. Друга – гранична ліва точка ділянки II, котра наближено характеризує циклічну міцність вузла при максимальних номінальних напруженнях циклу рівних границі плинності матеріалу для випадку монотонного навантаження σ_T . Для побудови ділянки II кривої використовується деформаційний критерій втоми матеріалу, запропонований Ленджером, для ділянки III – силовий критерій Хейвуда. Крива втоми обмежується числом циклів 10^8 , яке є типовим числом циклів навантажень за термін експлуатації судна.

Розрахункові залежності для кожної ділянки кривої мають наступний вигляд:

– для ділянки I

$$\bar{\sigma}_H = \left(1 - \frac{n}{B}\right) (\bar{\sigma}_H)_B, \quad (\text{A.3.10})$$

граничні точки якої $((\bar{\sigma}_H)_B, 0)$ и $((\bar{\sigma}_H)_T, n_T)$;

– для ділянки II

$$\bar{\sigma}_H = \left\{ \frac{1 + (\bar{\psi}/10^{0,5n})}{\phi[1 + (\bar{\psi}/10^{0,5n_0})]} \right\}^{1/s}, \quad (\text{A.3.11})$$

граничні точки якої $((\bar{\sigma}_H)_T, n_T)$ и $((\bar{\sigma}_H)_y, n_y)$;

– для ділянки III

$$\bar{\sigma}_H = \bar{\sigma}_B \left[\frac{2(1 + \beta n^4)}{1 + \alpha n^4} - \delta(n - n_y) \right], \quad (\text{A.3.12})$$

граничні точки якої $((\bar{\sigma}_H)_y, n_y)$ и $((\bar{\sigma}_H)_8, 8)$.

У формулах (A.3.10)–(A.3.12) використані такі позначення:

$$\left. \begin{aligned} (\bar{\sigma}_H)_B &= \frac{\bar{\sigma}_B}{0,5 + |r_{mH}|}; (\bar{\sigma}_H)_T = \frac{\bar{\sigma}_T}{0,5 + |r_{mH}|}; \\ (\bar{\sigma}_H)_y &= \left\{ \frac{1 + (\bar{\psi}/N_y^{0,5})}{\phi[1 + (\bar{\psi}/N_0^{0,5})]} \right\}^{1/s}; N_y = \left\{ \frac{\bar{\psi}}{2,5(\sigma_T/\sigma_B) - 1} \right\}^2; \\ N_T &= \left\{ \frac{\bar{\psi}}{\phi[1 + \bar{\psi}/N_0^{0,5}][(\bar{\sigma}_H)_T]^s - 1} \right\}^2; \end{aligned} \right\}$$

$$n_0 = \lg N_0; n_y = \lg N_y; n_T = \lg N_T;$$

$$\bar{\sigma}_B = \frac{\sigma_B}{\Delta\sigma_{H0}}; \bar{\sigma}_T = \frac{\sigma_T}{\Delta\sigma_{H0}}; B = \frac{n_T}{1 - (\sigma_T/\sigma_B)};$$

$$\bar{\psi} = 0,625 \frac{E}{\sigma_\epsilon} \ln \frac{1}{1 - \psi_K}; s = \frac{2}{1 + m};$$

$$Q = \frac{2\bar{\sigma}_B}{(\bar{\sigma}_H)_y}; \delta = \frac{r_{mH}(2\beta/\alpha)^2}{(8 - n_y)[1 + r_{mH}(2\beta/\alpha)]}; \quad (\text{A.3.13})$$

$$\alpha = \beta Q + \frac{Q - 1}{n_y^4}; \beta = \frac{0,0038}{3K_t}, \quad (\text{A.3.14})$$

де E , σ_T , r_{mH} , σ_{mH} – див. 2.1; ψ_K – відносне звуження матеріалу після розриву; m – показник ступені при степеневій апроксимації діаграми деформування матеріалу; β – коефіцієнт, що враховує концентрацію напружень у вузлі; ϕ – функція, яка враховує відмінності геометричних та механічних характеристик досліджуваного конструктивного вузла та моделі, що випробовувалась на втому; величина $(\bar{\sigma}_H)_8$ визначається підстановкою у (A.3.12) $n = 8$.

Функція ϕ визначається наступним чином:

$$\varphi = \frac{K_t^{2/(1+m)} \sigma_{T0}^{(1-m_0)/(1+m_0)}}{K_{t0}^{2/(1+m_0)} \sigma_T^{(1-m)/(1+m)}}, \quad (\text{A.3.15})$$

де m_0 – показник ступені для степеневі апроксимації діаграми деформування матеріалу моделі, який визначається аналогічно до m .

Показник ступені m визначається за такою залежністю:

$$m = 0,75 \frac{\lg \left[\frac{\sigma_B}{\sigma_T} (1 + 1,4\psi_K) \right]}{\lg \left[\frac{\ln \frac{1}{1 - \psi_K}}{\frac{\sigma_T}{E} + 0,002} \right]}. \quad (\text{A.3.16})$$

Відносне звуження після розриву ψ_K , яке не є нормованою характеристикою матеріалу, можна визначати за наближеною залежністю

$$\psi_K = 1 - 1,4 \frac{(\delta_5 - 0,1)}{(\delta_5 + 1)(1 - \sigma_T/\sigma_B)}, \quad (\text{A.3.17})$$

де δ_5 – див. А.2.1.

Розрахункові залежності (А.3.10)–(А.3.14) є базовим залежностями експериментально-теоретичного методу, вони призначені для розрахунку на втому суднокорпусних вузлів, що зазнають дії навантаження регулярного характеру. Для розрахунків на втому при навантаженні стохастичного характеру необхідно використовувати модифіковані криві втоми для врахування ефектів нерегулярності зовнішнього навантаження (пошкоджуючий ефект циклів навантаження з максимальним номінальним напруженням меншим границі витривалості та ефект зниження характеристик циклічної міцності матеріалу разом з напрацьованим числом циклів навантаження).

Розрахункові залежності ділянки II модифікованої кривої втоми експериментально-теоретичного методу, відповідно до роботи [15], можна отримати замінивши в (А.3.11) та залежностях для визначення N_T , $(\bar{\sigma}_N)_y$ величину $\bar{\psi}$ коригованою $\bar{\psi}'$. Остання визначається формулою

$$\bar{\psi}' = 0,625 \frac{E}{\sigma_B} \ln \left(\frac{1}{1 - \psi_K} \right) \frac{1}{\zeta}, \quad (\text{A.3.18})$$

де ζ – див. А.2.1.

Гранична точка ділянки II N_y' модифікованої кривої втоми визначається наступним чином:

$$N_y' = \left(\frac{\bar{\psi}'}{\frac{2,5}{\zeta} \cdot \frac{\sigma_T}{\sigma_B} - 1} \right)^2. \quad (\text{A.3.19})$$

Для побудови ділянки III коригованої кривої втоми, згідно із роботою [15], замість формули (А.3.12) слід використовувати залежність

$$\bar{\sigma}_H' = \bar{\sigma}_B \left[\frac{2(1 + \beta n^4)}{1 + \alpha' n^4} \left(\frac{1}{n - n_y'} + \frac{\zeta - 1}{8 - n_y'} \right) - \delta' \right] (n - n_y'), \quad (\text{A.3.20})$$

де $\bar{\sigma}_B$ та β визначаються так само, як і у випадку базових розрахункових формул експериментально-теоретичного методу. Інші величини в (А.3.20) визначаються за формулами:

$$\left. \begin{aligned} \alpha' &= \beta Q' + \frac{Q' - 1}{(n_y')^4}; \\ Q' &= \frac{2\bar{\sigma}_B}{(\bar{\sigma}_H')_y} \\ \delta' &= \zeta^2 \frac{r_{mn} (2\beta/\alpha')^2}{(8 - n_y') \cdot [1 + r_{mn} \cdot \zeta \cdot (2\beta/\alpha')]} \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.3.21})$$

Величину коефіцієнта нижньої границі пошкоджуючих напружень ζ в (А.3.18)–(А.3.21) рекомендується приймати на рівні 0,55.

А.3.2.2 Врахування додаткових факторів при побудові кривих втоми суднокорпусних вузлів

Фактор середніх та залишкових напружень. Середні напруження циклу в базовому варіанті експериментально-теоретичного методу для випадку навантаження постійного розмаху приймаються в розрахунок на

багатоцикловій ділянці III кривої втоми. Для їх врахування використовується коефіцієнт асиметрії циклу зовнішнього навантаження r_{mn} .

Залишкові напруження в розрахунках на втому експериментально-теоретичним методом суднокорпусних вузлів, що випробовують дію нерегулярного навантаження, прийнято не враховувати. Відповідно до публікації [10], передбачається, що дані напруження є релаксованими, внаслідок перевантажень, які зазнає судно при спуску та під час експлуатації. Крім того, вплив залишкових напружень на втомну міцність вузла частково враховуються за допомогою механізму «прив'язки» до експериментальних даних.

При розрахунку втомної міцності у випадку застосування закону Вейбулла (А.3.7) для опису довготермінового розподілу розмахів номінальних напружень, коефіцієнт асиметрії циклу номінальних напружень r_{mn} доцільно приймати на рівні 0,5 (віднульовий або пульсуючий 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 (А.3.6) для опису довготермінового розподілу розмахів номінальних напружень при розрахунку втомної міцності суднокорпусних вузлів, коефіцієнт r_{mn} слід приймати на рівні 0 (симетричний цикл), відповідно до Правил [7].

Масштабний та інші фактори. Масштабний фактор у випадку тонкостінних конструкцій корпусу судна із характерними товщинами можна вважати незначним. При розрахунку на втому вузлів із товщинами значно більшими за 25 мм, для врахування впливу масштабного фактору можна скористатись, наприклад, рекомендаціями Міжнародного інституту зварювання із розрахунку на втомну міцність зварних конструкцій [16].

Передбачається, що інші фактори, пов'язані з особливостями місцевого деформування у зварних швах, а також із впливом зварювання, враховуються

при використанні експериментально-теоретичного методу опосередковано, шляхом «прив'язки» до експериментальних даних.

А.3.3 Розрахунок втомної міцності суднокорпусного вузла

А.3.3.1 Навантаження регулярного характеру

Втомну міцність вузлів корпусу судна, які зазнають дії навантаження регулярного характеру можна характеризувати числом циклів до появи втомної тріщини N або десятковим логарифмом цього числа $n = \lg N$. Число циклів N при навантаженні вузла розмахом напружень $(\bar{\sigma}_n)_z = (\Delta\sigma_n)_z / \Delta\sigma_{n0}$ можна визначити з формул (А.3.10)–(А.3.12), причому (А.3.11), (А.3.12) доцільно розглядати як нелінійні рівняння. Розраховане число циклів до появи тріщини у вузлі не повинно перевищувати очікуване число циклів за строк експлуатації вузла $N < N_e$. Знаючи частоту навантаження останню умову можна також представити в форматі довговічності та терміну експлуатації $T < T_e$.

Подібна задача (визначення числа циклів N) може бути також розв'язаною для модифікованої кривої втоми, призначеної для розрахунків при навантаженні нерегулярного характеру. У такому випадку вищезгадані нелінійні рівняння перетворюються, користуючись залежностями (А.3.18)–(А.3.21), а визначене за допомогою таких рівнянь число циклів до появи тріщини втоми N слід вважати фіктивним. Дане значення може бути використаними при розрахунку втомного пошкодження вузла за гіпотезою лінійного підсумовування втомних пошкоджень, використовуючи (А.3.22), (А.3.25).

А.3.3.2 Навантаження стохастичного характеру

Для характеристики втомного пошкодження суднокорпусних вузлів у випадку нерегулярного навантаження використовується поняття міри втомного

пошкодження D . Величина D характеризує ступінь втомного пошкодження вузла, накопиченого після певного числа циклів зовнішнього навантаження. Критична міра даної величини $D_{кр}$ відповідає появі втомної тріщини у вузлі ($D < D_{кр}$). Для визначення втомного пошкодження на практиці використовується гіпотеза лінійного підсумовування втомних пошкоджень Пальмгрена-Майнера у форматі суми або інтегралу – для історії навантаження у блочній або неперервній формі, відповідно.

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:

$$D_{\text{сум}} = \sum_{j=1}^{N_{\text{ст}}} D_j, \quad (\text{A.3.22})$$

де D_j – величина втомного пошкодження, накопичена в j -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_j необхідно враховувати долю строку служби судна в j -тих умовах навантаження α_j . Коефіцієнт α_j помножується на величину втомного пошкодження, визначену за лінійною гіпотезою. Типові значення даного коефіцієнта представлені у рекомендаціях [2].

Довготерміновий розподіл розмахів номінальних напружень за лінійним законом. У випадку представлення довготермінового розподілу розмахів номінальних напружень, що діють на суднокорпусний вузол, за лінійним законом у форматі (A.3.6), гіпотеза лінійного підсумовування втомних пошкоджень для розрахунку міри втомного пошкодження D_j у відповідному розрахунковому стані судна матиме такий вигляд:

$$D_j = \alpha_j \sum_{i=1}^q \frac{n_i}{N_i}, \quad (\text{A.3.23})$$

де q – кількість ступенів (рівнів) навантаження; n_i – напрацьоване число циклів зовнішнього навантаження на i -тій ступені; α_j – доля строку служби судна в j -

тих умовах навантаження (розрахунковому стані); N_i – число циклів до зародження втомної тріщини при дії на досліджуваний вузол навантаження i -того рівня. Величини N_i можна визначити, знаючи залежність $N(\Delta\sigma_n)$, яка при розрахунку втомного пошкодження за лінійною гіпотезою виражається модифікованою кривою втоми експериментально-теоретичного методу. Критичне значення величини D , як правило, приймають на рівні одиниці. В деяких випадках величину $D_{кр}$ можна прийняти на рівні менше одиниці.

В Правилах [7] представлена наступна формула для визначення втомного пошкодження конструкцій суден-газовозів:

$$D = \sum_{i=1}^8 \frac{n_i}{N_i} + \frac{10^3}{N_{нр}}, \quad (\text{A.3.24})$$

де $N_{нр}$ – число циклів до появи тріщини, визначене при квазістатичному навантаженні, яке обумовлено операціями навантаження-розвантаження судна. Число циклів $N_{нр}$ є функцією від розмаху напружень $(\Delta\sigma_n)_{нр}$ (див. А.2.2.2). Критичне значення втомного пошкодження $D_{кр}$ у випадку формули (А.3.23) приймають на рівні менше 0,5. Значення $0,5 < D \leq 1$ приймають у випадках спеціального розгляду.

Довготерміновий розподіл розмахів номінальних напружень за законом Вейбулла. Маючи на увазі припущення про те, що довготерміновий розподіл розмахів номінальних напружень апроксимується двопараметричним законом Вейбулла (А.3.7), кумулятивне втомне пошкодження D_j розраховується за формулою:

$$D_j = \alpha_j N^* \int_{(\Delta\sigma_n)_{\min}}^{((\Delta\sigma_n)_{\max})_j} \frac{p(\Delta\sigma_n, k_{вейб}, \alpha_{\sigma j})}{N(\Delta\sigma_n)} d(\Delta\sigma_n), \quad (\text{A.3.25})$$

де $N(\Delta\sigma_n)$ – залежність числа циклів до появи тріщини втоми від величини розмаху номінальних напружень $\Delta\sigma_n$, яка в більшості випадків представлена кривою втоми (для розрахунків слід використовувати модифіковані криві втоми, розрахункові залежності яких представлені у А.3.2); N^* , $\alpha_{\sigma j}$, $(\Delta\sigma_n)_{\min}$, $((\Delta\sigma_n)_{\max})_j$ – див. А.2.2.2. Типові значення коефіцієнту α_j , відповідно до рекомендацій [2], представлені у табл. А.3.3.

Таблиця А.3.3 – Доля строку служби суден різних типів у двох основних розрахункових станах згідно з рекомендаціями МАКО

Тип судна	Розрахунковий стан судна	
	В повному завантаженні	В баласті
Нафтоналивні судна, газовози	$\alpha_1 = 0,5$	$\alpha_2 = 0,5$
Балкери	$\alpha_1 = 0,6$	$\alpha_2 = 0,4$
Контейнеровози, вантажні судна	$\alpha_1 = 0,75$	$\alpha_2 = 0,25$

У випадку, коли інтегрування в (А.3.25) виконується для всього діапазону пошкоджуючих розмахів номінальних напружень, границі інтегрування слід визначати описаним далі чином.

Мінімальному розмаху номінальних напружень $(\Delta\sigma_n)_{min}$ відповідає розмах $\bar{\sigma}_n'(8) \cdot \Delta\sigma_{n0}$, розрахований за допомогою модифікованої кривої втоми експериментально-теоретичного методу (третя ділянка, залежність (А.3.20)).

Величину $((\Delta\sigma_n)_{max})_j$ у (А.3.24) для j -того розрахункового стану судна можна визначити як розмах напружень, імовірність появи якого за розрахунковий термін служби є $1/N^*$. Дану величину можна виразити з формули (А.3.8) наступним чином

$$((\Delta\sigma_n)_{max})_j = \alpha_{\sigma j} (\ln N^*)^{1/k_{вейб}}. \quad (A.3.26)$$

При відсутності інформації про величину N^* , її можна наближено оцінити відповідно до рекомендацій [2] за формулою:

$$N^* = \frac{\alpha_0 T_{розр}}{4 \lg L}, \quad (A.3.27)$$

де $T_{розр}$ – розрахунковий термін служби судна, с; α_0 – коефіцієнт, що враховує час, потрібний на операції завантаження/розвантаження, ремонти, і т. п. Загалом, α_0 можна прийняти рівним 0,85.

Очікуваний час в секундах до втомного руйнування можна визначити за формулою

$$T = \frac{T_{\text{розр}}}{D_{\text{сум}}}. \quad (\text{A.3.28})$$

А.4 ЗАДАЧА ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМОГО КОЕФІЦІЄНТУ КОНЦЕНТРАЦІЇ НАПРУЖЕНЬ ДЛЯ СУДНОКОРПУСНОГО ВУЗЛА З УМОВИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЗАДАНОГО РІВНЯ ЙОГО ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ

А.4.1 Підготовка вихідних даних

Для розв'язку даної задачі необхідно, керуючись А.3.1.1, визначити із заданою імовірністю теоретичний коефіцієнт концентрації напружень K_0 для моделі вузла (типового зразка з серії), що випробовувалась на втому. Крім того, слід визначити із заданою імовірністю руйнування вузла P_f точку «прив'язки» до результатів циклічних випробувань $\Delta\sigma_{H0}$, N_0 відповідно до А.3.1.3.

А.4.2 Методика розв'язку задачі для випадків навантаження регулярного та стохастичного характеру

А.4.2.1 Навантаження регулярного характеру

Задача визначення допустимого коефіцієнту концентрації напружень $[K_t]_{\text{втом}}$ для суднокорпусного вузла з умови забезпечення заданого рівня його втомної міцності у випадку дії на вузол навантаження постійного розмаху розв'язується на 3 ділянках, що мають такі границі:

$$\text{ділянка I} - (\bar{\sigma}_H)_B > (\bar{\sigma}_H)_3 > (\bar{\sigma}_H)_T; 1 < N_3 < N_T^{\text{max}}; \quad (\text{A.4.1})$$

$$\text{ділянка II} - (\bar{\sigma}_H)_T > (\bar{\sigma}_H)_3 > (\bar{\sigma}_H)_T^{\text{min}}; N_T^{\text{min}} < N_3 < N_y; \quad (\text{A.4.2})$$

$$\text{ділянка III} - (\bar{\sigma}_H)_3^{\text{max}} > (\bar{\sigma}_H)_3 \geq (\bar{\sigma}_H)_B^{\text{min}}; N_y < N_3 \leq 10^8. \quad (\text{A.4.3})$$

де $(\bar{\sigma}_H)_3$, N_3 – див. А.2.3.1.

Величини N_T^{max} , $(\bar{\sigma}_H)_T^{min}$, N_T^{min} , $(\bar{\sigma}_H)_3^{max}$, $(\bar{\sigma}_H)_8^{min}$ у (А.4.1)–(А.4.3)

визначаються з умови, що функція φ для даного концентратора знаходиться в межах:

$$\varphi_{min} \leq \varphi \leq \varphi_{max}, \quad (A.4.4)$$

де φ_{min} та φ_{max} можна знайти за формулою (А.3.15) з використанням заданих у вихідних даних (див. А.2.3.1) величин $(K_t)_{max}$ та $(K_t)_{min}$.

Після встановлення, за формулами (А.4.1)–(А.4.3), ділянки, до якої належить задана точка $(\bar{\sigma}_H)_3$, N_3 , розраховується φ та шуканий $[K_t]_{втом}$. Формули для розрахунку величини φ , в залежності від номеру ділянки, є такими:

$$\varphi_I = \frac{\bar{\psi} / N_3^{1/(2c)} + 1}{[1 + \bar{\psi} / N_0^{0,5}] (\bar{\sigma}_H)_T^{2/(1+m)}}, \quad (A.4.5)$$

де c визначається як

$$c = \frac{1 - (\bar{\sigma}_H)_3 \cdot (\bar{\sigma}_H)_B}{1 - (\sigma_T / \sigma_B)}; \quad (A.4.6)$$

$$\varphi_{II} = \frac{1 + \bar{\psi} / N_3^{0,5}}{[1 + \bar{\psi} / N_0^{0,5}] (\bar{\sigma}_H)_3^{2/(m+1)}}. \quad (A.4.7)$$

Після визначення φ розраховується шукана величина $[K_t]_{втом}$ за формулою

$$[K_t]_{втом} = \left(\varphi K_{t0}^{2/(1+m_0)} \frac{\sigma_T^{(1-m)/(1+m)}}{\sigma_{T0}^{(1-m_0)/(1+m_0)}} \right)^{(1+m)/2}. \quad (A.4.8)$$

На третій ділянці $[K_t]_{втом}$ визначається безпосередньо з розв'язку нелінійного рівняння (А.3.11), яке можна представити наступним чином:

$$(\bar{\sigma}_H)_3 = \bar{\sigma}_B \left[\frac{2(1 + \beta([K_t]_{втом}) \cdot (\lg N_3)^4)}{1 + \alpha([K_t]_{втом}) \cdot (\lg N_3)^4} - \delta([K_t]_{втом}) \cdot (\lg N_3 - n_y) \right], \quad (A.4.9)$$

де $\alpha([K_t]_{втом})$, $\beta([K_t]_{втом})$, $\delta([K_t]_{втом})$ – функції величини K_t , отримані на базі формул (А.3.13)–(А.3.14).

Нелінійне рівняння (А.4.10) доцільно розв'язувати методом перебору, задаючись певною величиною нев'язки $\Delta_{нев}$.

При $\bar{\sigma}_H = (\bar{\sigma}_H)_T$ та $N_T^{max} \geq N \geq N_T^{min}$ слід розрахувати ϕ за залежністю (А.4.7) для ділянки II. При $N = N_y$ та $(\bar{\sigma}_H)_y^{max} \geq \bar{\sigma}_H \geq (\bar{\sigma}_H)_y^{min}$ слід також використовувати залежність (А.4.7).

А.4.2.2 Навантаження стохастичного характеру

У випадку задачі визначення допустимого коефіцієнту концентрації напружень $[K_t]_{\text{втом}}$ для суднокорпусного вузла з умови забезпечення заданого рівня його втомної міцності при дії на вузол навантаження стохастичного розмаху, останнє може характеризуватись величиною P_0 або величинами $k_{\text{вейб}}$ та α_σ (див. А.3.1.2). Заданий рівень втомної міцності вузла характеризується величиною міри втомного пошкодження $D_3 \leq D_{\text{кр}}$.

При використанні в даній задачі закону Вейбулла (А.3.7) для опису довготермінового розподілу розмахів номінальних напружень, доцільно зводити параметри розподілу для всіх розрахункових станів судна до одних узагальнених $k_{\text{вейб}}$, α_σ . Або розглядати кожен розрахунковий стан судна окремо.

Розрахунки слід виконувати на базі модифікованих для врахування нерегулярності зовнішнього навантаження кривих втоми, які будуються згідно А.3.2. Величина допустимого коефіцієнту концентрації $[K_t]_{\text{втом}}$ визначається з розв'язку нелінійного рівняння

$$D([K_t]_{\text{втом}}) = D_3. \quad (\text{А.4.10})$$

Розв'язок рівняння (А.4.10) можна знайти поступово змінюючи величину $[K_t]_{\text{втом}}$ в межах від $(K_t)_{\text{min}}$ до $(K_t)_{\text{max}}$ з певним кроком, задаючись певною величиною нев'язки $\Delta_{\text{нев}}$.

При виборі величини $(K_t)_{\text{min}}$ слід враховувати, що для заданих характеристик матеріалу вузла та моделі й параметрів «прив'язки» існує таке значення концентрації напружень, при якому крива втоми досліджуваного вузла буде втрачати неперервність та фізичний зміст. Визначити величину втомного пошкодження D при таких значеннях K_t також не є можливим.

Умову узгодженості модифікованої кривої втомн експериментально-теоретичного методу можна представити таким чином:

$$\begin{cases} n_T' < n_Y'; \\ (\bar{\sigma}_H')_Y < (\bar{\sigma}_H')_T. \end{cases} \quad (\text{A.4.11})$$

Кожна з нерівностей у (A.4.11) дозволяє отримати одне й те саме критичне значення φ_{cr} , яке визначається за наступною формулою:

$$\varphi_{cr} = \frac{2,5}{\zeta} \frac{\sigma_T}{\sigma_B} \frac{1}{\left(1 + \frac{\bar{\Psi}'}{N_0^{0,5}}\right) \left((\bar{\sigma}_H)_T\right)^s}, \quad (\text{A.4.12})$$

де всі позначення аналогічні до позначень у формулах (A.3.10)–(A.3.21).

Величину $(K_t)_{cr}$ можна визначити підставивши у формулу (A.4.8), отримане значення φ_{cr} .

Рівняння (A.4.10) для випадку розподілу розмахів номінальних напружень за лінійним законом конкретизується наступним чином:

$$\sum_{i=1}^8 \frac{n_i}{N_i([K_t]_{\text{втом}})} - D_3 = 0, \quad (\text{A.4.13})$$

або

$$\sum_{i=1}^8 \frac{n_i}{N_i([K_t]_{\text{втом}})} + \frac{10^3}{N_{\text{нр}}([K_t]_{\text{втом}})} - D_3 = 0. \quad (\text{A.4.14})$$

Для випадку розподілу розмахів номінальних напружень за законом Вейбулла рівняння (A.4.10) можна конкретизувати так:

$$N^* \int_{(\Delta\sigma_H)_{\min}}^{(\Delta\sigma_H)_{\max}} \frac{p(\Delta\sigma_H, k_{\text{вейб}}, \alpha_\sigma)}{N(\Delta\sigma_H, [K_t]_{\text{втом}})} d(\Delta\sigma_H) - D_3 = 0, \quad (\text{A.4.15})$$

де границі інтегрування визначаються аналогічно до A.3.3.2, враховуючи, що для визначення $(\Delta\sigma_H)_{\max}$ можуть застосовуватись або узагальнений параметр масштабу розподілу α_σ , який враховує усі розрахункові стани судна, або $\alpha_{\sigma j}$ для j -того розрахункового стану судна, для якого є заданим втомне пошкодження.

У (A.4.13), (A.4.14), (A.4.15) позначення аналогічні до таких у (A.3.23), (A.3.24), (A.3.25) проте величини $N_i([K_t]_{\text{втом}})$, $N_{\text{нр}}([K_t]_{\text{втом}})$, $N(\Delta\sigma_H, [K_t]_{\text{втом}})$ в даному випадку є функціями шуканої величини $[K_t]_{\text{втом}}$.

А.5 ЗАДАЧА ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМОГО ПАРАМЕТРУ ЗОВНІШНЬОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА СУДНОКОРПУСНИЙ ВУЗОЛ З УМОВИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЗАДАНОГО РІВНЯ ЙОГО ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ

А.5.1 Підготовка вихідних даних та побудова кривих втоми вузла

Для розв'язку даної задачі необхідно, керуючись А.3.1.1, визначити із заданою імовірністю теоретичний коефіцієнт концентрації напружень для досліджуваного вузла K_t та його моделі K_{t0} (типового зразка з серії), що випробовувалась на втому. Крім того, слід визначити із заданою імовірністю руйнування вузла P_f точку «прив'язки» до результатів циклічних випробувань $\Delta\sigma_{H0}$, N_0 відповідно до А.3.1.3. Криві втоми для випадків, коли досліджуваний вузол випробовує навантаження незмінного або стохастичного розмаху, будуються відповідно до А.3.2.

А.5.2 Методика розв'язку задачі для випадків навантаження регулярного та стохастичного характеру

А.5.2.1 Навантаження регулярного характеру

У випадку суднокорпусних вузлів, на які діють номінальні напруження постійного розмаху, допустимим параметром зовнішнього навантаження, з умови забезпечення заданого рівня втомної міцності вузла, є розмах номінальних напружень $[\Delta\sigma_H(N_3)]_{\text{втом}}$, Па. Дану величину можна визначити з формул (А.3.10)–(А.3.12). Визначивши $[\Delta\sigma_H(N_3)]_{\text{втом}}$, умову достатньої втомної міцності вузла можна представити таким чином

$$(\Delta\sigma_H)_d \leq [\Delta\sigma_H(N_3)]_{\text{втом}}, \quad (\text{А.5.1})$$

де $(\Delta\sigma_H)_d$ – дійсне зовнішнє навантаження на вузол.

А.5.2.2 Навантаження стохастичного характеру

У випадку задачі визначення допустимого параметру зовнішнього стохастичного навантаження на суднокорпусний вузол, з умови забезпечення заданого рівня його втомної міцності, шуканими величинами є $[P_0]$ або $[\alpha_\sigma]_{\text{втом}}$ (див. А.3.1.2). Заданий рівень втомної міцності вузла характеризується величиною міри втомного пошкодження $D_3 \leq D_{\text{кр}}$.

Розрахунки слід виконувати на базі модифікованих для врахування нерегулярності зовнішнього навантаження кривих втоми, які будуються згідно А.3.2. Величини допустимих параметрів зовнішнього навантаження $[\alpha_\sigma]_{\text{втом}}$ або $[P_0]_{\text{втом}}$ визначаються з розв'язку наступних нелінійних рівнянь

Розрахунок виконується за формулою (А.3.16), причому для визначення $[\alpha_\sigma]_{\text{втом}}$ або $[P_0]_{\text{втом}}$ слід розв'язувати одне з наступних нелінійних рівнянь

$$D([P_0]_{\text{втом}}) = D_3, \quad (\text{А.5.2})$$

$$D([\alpha_\sigma]_{\text{втом}}) = D_3. \quad (\text{А.5.3})$$

Рівняння (А.5.2) для випадку розподілу розмахів номінальних напружень за лінійним законом (А.3.6) можна конкретизувати наступним чином:

$$\sum_{i=1}^8 \frac{n_i}{N_i([P_0]_{\text{втом}})} - D_3 = 0, \quad (\text{А.5.4})$$

або

$$\sum_{i=1}^8 \frac{n_i}{N_i([P_0]_{\text{втом}})} + \frac{10^3}{N_{\text{нр}}([P_0]_{\text{втом}})} - D_3 = 0. \quad (\text{А.5.5})$$

Для випадку розподілу розмахів номінальних напружень за законом Вейбулла (А.3.7) рівняння (А.5.3) можна конкретизувати так:

$$N^* \int_{(\Delta\sigma_{\text{н}})_{\text{min}}}^{(\Delta\sigma_{\text{н}})_{\text{max}}} \frac{p(\Delta\sigma_{\text{н}}, k_{\text{вейб}}, [\alpha_\sigma]_{\text{втом}})}{N(\Delta\sigma_{\text{н}}, [\alpha_\sigma]_{\text{втом}})} d(\Delta\sigma_{\text{н}}) - D_3 = 0. \quad (\text{А.5.6})$$

У (А.5.4), (А.5.5), (А.5.6) позначення аналогічні до таких у (А.3.23), (А.3.24), (А.3.25) проте величини $N_i([P_0]_{\text{втом}})$, $N_{\text{нр}}([P_0]_{\text{втом}})$, $N(\Delta\sigma_{\text{н}}, [\alpha_\sigma]_{\text{втом}})$ в даному випадку є функціями $[P_0]_{\text{втом}}$ або $[\alpha_\sigma]_{\text{втом}}$.

Нижня границя інтегрування у (А.5.6) визначається відповідно до А.3.3.2. Верхню границю інтегрування слід визначати, як розмах номінальних напружень, який відповідає одному циклу навантаження до появи втомного руйнування, тобто $(\Delta\sigma_n)_{max} = (\bar{\sigma}_n)_v \cdot \Delta\sigma_{n0}$. Інтеграл у (А.5.6) також можна приводити до інтегралу з нескінченною верхньою границею, що не буде мати впливу на результат розв'язку рівняння. Це обґрунтовується тим, що основний вклад у втомне пошкодження вносить навантаження помірного рівня інтенсивності.

Розв'язок рівнянь (А.5.2), (А.5.3) можна знайти поступово змінюючи величини $[P_0]_{втом}$ в межах від $(P_0)_{min}$ до $(P_0)_{max}$ або $[\alpha_\sigma]_{втом}$ в межах від $(\alpha_\sigma)_{min}$ до $(\alpha_\sigma)_{max}$ з певним кроком, задаючись певною величиною нев'язки $\Delta_{нев}$. Знайдене таким чином значення $[\alpha_\sigma]_{втом}$ буде узагальненим для всіх розрахункових станів судна. У випадку, коли заданим є втомне пошкодження окремо для одного з розрахункових станів судна, розраховане значення допустимого параметру масштабу буде відповідати даним умовам навантаження.

Умову достатньої втомної міцності суднокорпусного вузла можна отримати на базі величини $[P_0]_{втом}$ при $Q_3 = 10^{-8}$ для випадку використання лінійного закону у форматі (А.3.6) для опису розподілу розмахів номінальних напружень. Ця умова має наступний вигляд:

$$(P_0)_d \leq [P_0]_{втом}, \quad (A.5.7)$$

де $(P_0)_d$ – дійсний розмах номінальних напружень із забезпеченістю 10^{-8} , Па.

На базі величини $[\alpha_\sigma]_{втом}$ та формули (А.3.8) можна визначити величину допустимого характерного навантаження $[(\Delta\sigma_n)_x]_{втом}$ при заданій забезпеченості Q_3 , і, таким чином, умову достатньої втомної міцності можна представити так:

$$((\Delta\sigma_n)_x)_d \leq [(\Delta\sigma_n)_x]_{втом} = [\alpha_\sigma]_{вейб} (-\ln Q_3)^{1/k_{вейб}}, \quad (A.5.8)$$

$((\Delta\sigma_n)_x)_d$ – дійсне характерне навантаження, що має забезпеченість Q_3 .

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Коростылёв Л. И., Литвиненко Д. Ю. Оценка коэффициента концентрации напряжений в сварных узлах тонкостенных конструкций расчетом макро- и микроконцентрации. *Науковий вісник Херсонської державної морської академії*. Херсон, 2015. № 2 (13). С. 174–184.
2. IACS Recommendation No. 56. Fatigue assessment of ship structures. July 1999.
3. Fricke W. Guideline for the Fatigue Assessment by Notch Stress Analysis for Welded Structures / International Institute of Welding. IIW-Doc. XIII-2240r2-08/XV-1289r2-08. Hamburg, July 2010.
4. Коростылёв Л. И., Литвиненко Д. Ю. Анализ микрогеометрических параметров стыковых и угловых сварных швов конструктивных узлов. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування*. Миколаїв, 2015. № 2 (458). С. 28–34.
5. Niemi E., Fricke W., Maddox S. J. Fatigue Analysis of Welded Components: Designer's Guide to the Structural Hot-spot Stress Approach / International Institute of Welding; IIW-1430-00. Cambridge: Woodhead Publishing, 2006.
6. Петин С. В. Основы инженерных расчетов усталости судовых конструкций. Ленинград: Судостроение, 1990. 224 с.
7. Liquefied Gas Carriers [Text] // Det Norske Veritas: Rules for Classification of Ships. – Det Norske Veritas AS. – Pt. 5. – Ch. 5. – 2013. – 124 p.
8. Glen I. F., Dinovitzer A., Paterson R. B., Luznik L., Bayley C. Fatigue-Resistant Detail Design Guide for Ship Structures / Ship Structure Committee; report SSC-405. Washington: Ship Structure Committee, March 1999. 206 p.
9. DNV Fatigue Assessment of Ship Structures [Text] // Classification notes No. 30.7). – Det Norske Veritas. – Norway, 2014. – 108 p.
10. Литвиненко Д. Ю. Об учете средних и остаточных сварочных напряжений при построении кривых усталости судокорпусных

- конструкций согласно экспериментально-теоретическому методу. *Вестник Астраханского государственного технического университета. Сер.: Морская техника и технология*. Астрахань, 2016. № 4. С. 19–32.
11. Суслов В. П., Коростылев Л. И., Штырев Н. А. О расчетной оценке усталостной прочности конструктивных узлов судового корпуса. *Строительная механика корабля*: сб. науч. тр. Николаев, 1987. С. 35–42.
 12. Коростылёв Л. И. Оценка усталостной прочности судовых корпусных конструкций с концентраторами напряжений. *Тр. Второй междунар. конф. по судостроению. ISC'98. Секция С.* (Санкт-Петербург, 24–26 ноября 1998 г.). Санкт-Петербург: ЦНИИ им. акад. А. Н. Крылова, 1998. С. 160–167.
 13. Коростылёв Л. И. Практическая реализация экспериментально-теоретического метода расчетной оценки усталостной долговечности судовых конструкций. *Збірник наукових праць Українського державного морського технічного університету*. Николаев, 1998. № 3 (351). С. 3–9.
 14. Коростылёв 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. наук. праць Дніпровського національного університету імені О. Гончара. Дніпропетровськ, 2010. № 11 (352). С. 152–159.
 15. Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Оценка усталостной прочности судокорпусных узлов экспериментально-теоретическим методом с учетом нерегулярности нагружения. *Вісник Одеського національного морського університету*. Одеса, 2017. № 1 (50). С. 71–91.
 16. Recommendations for fatigue design of welded joints and components / A. Hobbacher et al.; International Institute of Welding; doc. XIII-2151r4-07/XV-1254r4-07. Paris, October 2008. 144 p.

СПИСОК АВТОРІВ

Виконавці:

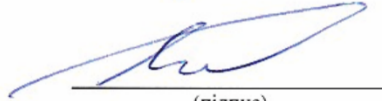
Д-р. техн. наук, проф.



(підпис)
(дата)

Коростильов Л. І.

Пров. інж.



(підпис)
(дата)

Литвиненко Д. Ю.

ДОДАТОК Б

**ПРИКЛАД ЗАСТОСУВАННЯ ПРАКТИЧНИХ МЕТОДИК РОЗВ'ЯЗКУ ЗАДАЧ
ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ КОНСТРУКТИВНИХ ВУЗЛІВ СУДНОВОГО
КОРПУСУ ЗА ДОПОМОГОЮ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧНОГО
МЕТОДУ**

Б.1 ОБ'ЄКТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Об'єктом, на прикладі якого показаний розв'язок описаних раніше задач втомної міцності, є суднокорпусний вузол перетину поясків рівновисоких балок. Схема вузла представлена на рис. Б.1.1, а. Модель вузла із тріщиною втомної, що утворилась в результаті циклічних випробувань, представлена на рис. Б.1.1, б.

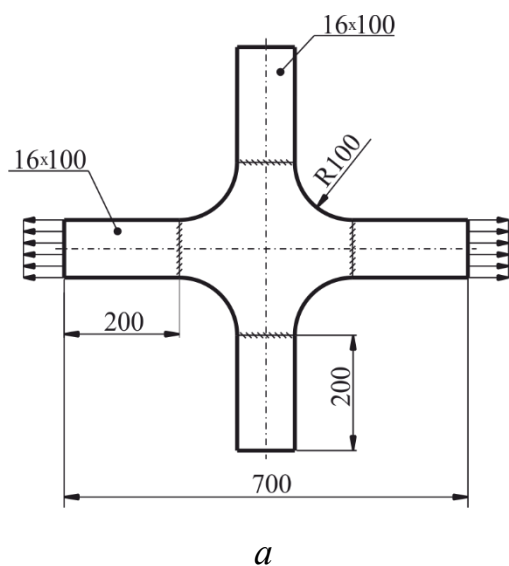


Рисунок Б.1.1 – Вузол перетину поясків рівновеликих балок:

а – схема вузла; б – втомна тріщина у моделі вузла

Б.2 ВИХІДНІ ДАНІ

- Матеріал досліджуваного вузла – сталь D40 ($\sigma_T = 410$ МПа; $\sigma_B = 620$ МПа; $\delta_5 = 23,1\%$; $E = 2 \cdot 10^5$ 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;
- $\zeta = 0,55$;
- $r_{mn} = 0,5$;
- результати серії втомних випробувань моделей досліджуваного вузла, які необхідні для визначення точки «прив'язки», представлені в табл. Б.2.1.

Таблиця Б.2.1 – Результати серії втомних випробувань моделей вузла

№ з/п	$(\sigma_{hi})_{max}$, МПа	$(\sigma_{hi})_{min}$, МПа	$(N_{випр})_k$
1	287	12	13100
2	287	12	13200
3	287	12	10800
4	287	12	13100
5	293	12	15100
6	293	12	15100
7	293	12	10500
8	250	12	10700
9	338	18	10400
10	338	18	6000
11	338	18	4800
12	367	18	2500
13	367	18	2300
14	290	12	22100
15	290	12	22100
16	288	12	18000
17	288	12	18000
18	286	12	12800
19	286	12	12300
20	291	12	6100
21	337	12	10000
22	337	12	10000

В табл. Б.2.1 використані наступні позначення: $(\sigma_{hi})_{max}$, $(\sigma_{hi})_{min}$ (МПа) – максимальне та мінімальне номінальне напруження циклу, при яких утворилась втомна тріщина в k -тому осередку концентрації за $(N_{випр})_k$ циклів. Враховуючи симетричність моделей відносно трьох площин (див. рис. Б.2.1, б), на базі

одного зразку можна було отримати до восьми результатів втомних випробувань. Результати, в яких втомна тріщина виникала надто швидко через дефекти виготовлення, не враховувались при визначенні «точки прив'язки».

Б.3 РОЗРАХУНКОВІ ВИХІДНІ ДАНІ

Б.3.1 Визначення коефіцієнтів концентрації напружень

Прийнято будувати криві втоми вузла для імовірності його руйнування $P_f = 2,4 \%$.

За табл. А.3.2 визначені наступні радіус та кут нахилу профілю зварного шва в місці переходу від основного металу до металу шва: $\rho = 0,11$ мм; $\theta = 29,28$ град.

Радіус структурного елементу згідно із формулою (А.3.5):

$$\rho^* = 0,025 \cdot \left(\frac{2068}{\sigma_B} \right)^{1,8} = 0,025 \cdot \left(\frac{2068}{620} \right)^{1,8} = 0,219 \text{ мм}.$$

Враховуючи, що $\rho^* > 0,11$ мм, прийнято, що розрахункові величини радіусу та куту нахилу профілю зварного шва в місці переходу дорівнюють: $\rho_p = \rho^* = 0,22$ мм; $\theta_p = 29,28$ град.

Величину теоретичного коефіцієнту концентрації K_w , обумовлену наявністю зварного шва, для $P_f = 2,4 \%$ можна визначити за допомогою формули (А.3.2):

$$K_w = 1 + 0,27 \cdot \tan(\theta_p)^{0,25} \cdot \left(\frac{s}{\rho_p} \right)^{0,5} = 1 + 0,27 \cdot \tan(29,28)^{0,25} \cdot \left(\frac{16}{0,22} \right)^{0,5} = 2,52.$$

Величина теоретичного коефіцієнту концентрації K_g , обумовленого загальною геометрією вузла, була визначена за допомогою комп'ютерних пакетів скінченно-елементного аналізу. Прийнято $K_g = 1,2$.

В розглядуваному випадку крива втоми будується для вузла, що випробовувався на втому, тому теоретичні коефіцієнти концентрації напружень

K_t , K_{t0} для вузла та його моделі співпадають. Вони відповідно до (А.3.1) є наступним

$$K_{t0} = K_t = K_w \cdot K_g = 2,52 \cdot 1,2 = 3,02.$$

Б.3.2 Визначення точки «прив'язки» до результатів втомних випробувань типового осередку концентрації напружень

В результаті статистичної обробки даних втомних випробувань моделей вузла, представлених в табл. Б.2.1, які логарифмувались, було отримано наступне рівняння, що пов'язує десятковий логарифм розмаху абсолютної величини номінальних напружень $\lg \Delta \sigma_n$ із десятковим логарифмом числа циклів до появи втомної тріщини $\lg N$.

$$\lg \Delta \sigma_n(\lg N) = -0,11 \cdot \lg N + 2,85.$$

Дане рівняння апроксимує логарифмовані експериментальні дані та представляє собою середню криву втоми мінус два стандартних відхилення, як показано на рис. Б.3.1.

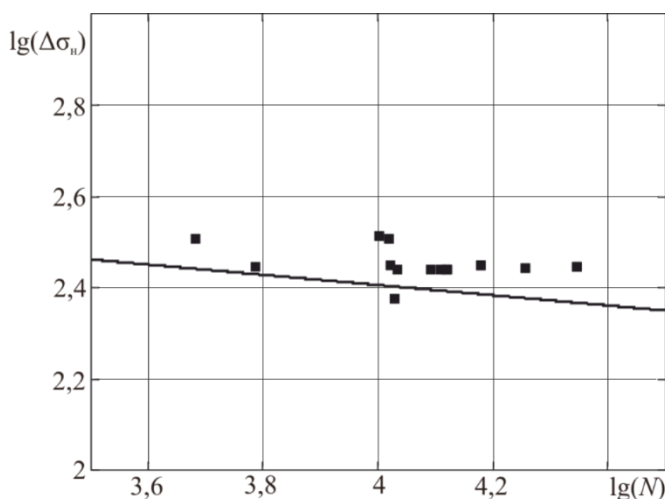


Рисунок Б.3.1 – Результат обробки експериментальних даних

Відповідно до вказаного рівняння, прийнято наступну точку «прив'язки» для $P_f = 2,4$ %: $\Delta \sigma_{n0} = 260,7$ МПа; $N_0 = 7943$.

Б.4 ПОБУДОВА КРИВОЇ ВТОМИ СУДНОКОРПУСНОГО ВУЗЛА

Вихідні дані, необхідні для побудови кривої втоми, є вказаними у Б.2 та розраховані у Б.3.

Побудова кривих втоми для розрахунків при навантаженні регулярного та стохастичного характеру здійснювалась за формулами (А.3.10)–(А.3.21). Додаткові фактори, що впливають на втомну міцність, при цьому не враховувались.

Криві втоми розглядуваного вузла для $P_f = 2,4\%$ представлені на рис. Б.4.1, де використані такі позначення: 1 – крива втоми експериментально-теоретичного методу для розрахунків при регулярному навантаженні; 2 – крива втоми, відповідно до модифікованого варіанту експериментально-теоретичного методу, для розрахунків при навантаженні нерегулярного характеру.

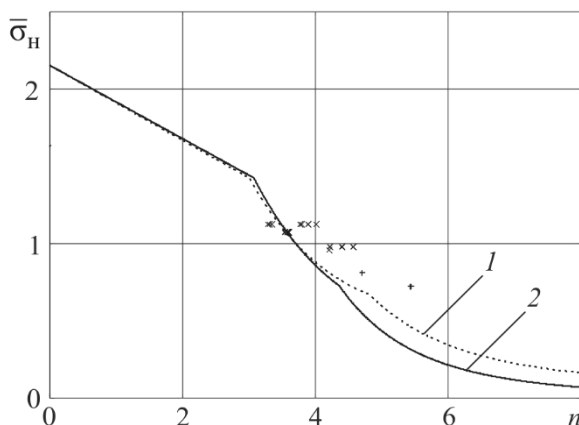


Рисунок Б.4.1 – Криві втоми вузла перетину поясків рівновисоких балок в порівнянні з даними втомних випробувань моделі вузла

Б.5 ЗАДАЧА ВИЗНАЧЕННЯ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ СУДНОКОРПУСНОГО ВУЗЛА

Б.5.1 Навантаження регулярного характеру

Вихідні дані, окрім представлених у Б.2 та розрахованих у Б.3, включають величину розмаху номінальних напружень $\Delta\sigma_n = 100$ МПа ($\bar{\sigma}_n = \Delta\sigma_n / \Delta\sigma_{n0} = 0,38$). Розв'язок даної задачі виконується на базі формул (А.3.10)-(А.3.12), які перетворюються на представлену далі сукупність нелінійних рівнянь

– для ділянки І

$$\left(1 - \frac{n}{B}\right)(\bar{\sigma}_n)_B - \bar{\sigma}_n = 0$$

граничні точки: $((\bar{\sigma}_n)_B, 0)$ и $((\bar{\sigma}_n)_T, n_T)$;

– для ділянки ІІ

$$\left\{ \frac{1 + (\bar{\psi} / 10^{0,5n})}{\phi[1 + (\bar{\psi} / 10^{0,5n_0})]} \right\}^{1/s} - \bar{\sigma}_n = 0$$

граничні точки: $((\bar{\sigma}_n)_T, n_T)$ и $((\bar{\sigma}_n)_Y, n_Y)$;

– для ділянки ІІІ

$$\bar{\sigma}_B \left[\frac{2(1 + \beta n^4)}{1 + \alpha n^4} - \delta(n - n_Y) \right] - \bar{\sigma}_n = 0$$

граничні точки: $((\bar{\sigma}_n)_Y, n_Y)$ и $((\bar{\sigma}_n)_B, 8)$.

Дані рівняння можуть розв'язуватись методами перебору, половинного ділення, хорд та ін. Їх розв'язком при $\Delta\sigma_n = 100$ МПа є логарифм числа циклів до появи тріщини втоми $n = \lg N = 6,24$. Це число відповідає $N = 1,74 \cdot 10^6$.

У випадку визначення фіктивного числа циклів за модифікованою кривою втоми при заданому розмаху $\Delta\sigma_n = 100$ МПа результат буде наступним: $n = \lg N = 5,43$ або $N = 2,69 \cdot 10^5$.

Б.5.2 Навантаження стохастичного характеру

Б.5.2.1 Довготерміновий розподіл розмахів номінальних напружень за лінійним законом

Вихідні дані, окрім представлених у Б.2 та розрахованих у Б.3, які є необхідними для побудови модифікованої кривої втоми для розрахунків при нерегулярному навантаженні, включають наступне:

- $P_0 = 146,5$ МПа для судна в умовах повного завантаження;
- $k_{\text{нав}} = 0,9$;
- тип судна, вузол якого досліджується – нафтоналивне.

Для розрахунку втомного пошкодження D вузла за формулою (А.3.23) необхідно визначити величини n_i та N_i за допомогою (А.3.6) та модифікованої кривої втоми для розрахунків при нерегулярному навантаженні, яка є представленою на рис. Б.4.1. Результати розрахунку вказаних величин та втомних пошкоджень на i -тих рівнях навантаження лінійного розподілу представлені в табл. Б.5.1.

Таблиця Б.5.1 – Розрахунок втомних пошкоджень на i -тих рівнях навантаження лінійного розподілу

i	P_i , МПа	n_i	N_i	n_i / N_i
1	137,34	9	$8,91 \cdot 10^4$	$1,01 \cdot 10^{-4}$
2	119,03	90	$1,45 \cdot 10^5$	$6,21 \cdot 10^{-4}$
3	100,72	900	$2,57 \cdot 10^5$	$3,50 \cdot 10^{-3}$
4	82,41	$9 \cdot 10^3$	$5,5 \cdot 10^5$	$1,60 \cdot 10^{-2}$
5	64,09	$9 \cdot 10^4$	$1,55 \cdot 10^6$	$5,80 \cdot 10^{-2}$
6	45,78	$9 \cdot 10^5$	$7,24 \cdot 10^6$	$1,24 \cdot 10^{-1}$
7	27,47	$9 \cdot 10^6$	∞	0
8	9,16	$9 \cdot 10^7$	∞	0

Величини $N_7 = N_8 = \infty$ в табл. Б.5.1, так як рівні напружень P_7, P_8 виходять за межі області значень модифікованої кривої втоми. Для нафтоналивного судна відповідно до даних табл. А.3.3 прийнято $\alpha_1 = 0,5$, що відповідає частці перебування судна в умовах повного завантаження.

Враховуючи представлені результати проміжних розрахунків, втомне пошкодження вузла за час перебування судна в умовах повного завантаження відповідно до формули (А.3.23) буде складати $D_1 = 0,1$.

Б.5.2.2 Довготерміновий розподіл розмахів номінальних напружень за законом Вейбулла

Вихідні дані задачі включають представлені дані у Б.2 та розраховані у Б.3, які є необхідними для побудови модифікованої кривої втоми для розрахунків при нерегулярному навантаженні. Крім того повинні бути задані або розраховані відповідно до А.3.1.2 параметри зовнішнього стохастичного навантаження. У випадку вузла, представленого на рис. Б.1.1, передбачаються такі параметри розподілу розмахів номінальних напружень для умов повністю завантаженого судна:

- $k_{вейб} = 1,05$;
- $a_{\sigma 1} = 9,14$ МПа;
- $N^* = 10^8$;
- тип судна, вузол якого досліджується – нафтоналивне.

Втомне пошкодження суднокорпусного вузла за час експлуатації судна в умова повного завантаження визначається за формулою (А.3.25), яка з врахуванням (А.3.7) має наступний вигляд

$$D_1 = \alpha_1 N^* \int_{(\Delta\sigma_n)_{\min}}^{((\Delta\sigma_n)_{\max})_1} \frac{k_{вейб} (\Delta\sigma_n)^{k_{вейб}-1} / a_{\sigma}^{k_{вейб}} \exp\left(-(\Delta\sigma_n / a_{\sigma})^{k_{вейб}}\right)}{N(\Delta\sigma_n)} d(\Delta\sigma_n),$$

де $a_1 = 0,5$ – прийнято відповідно до даних табл. А.3.3;

$(\Delta\sigma_n)_{\min} = 27,96$ МПа – визначено відповідно до А.3.3.2;

$((\Delta\sigma_n)_{max})_1 = 146,56$ МПа – розраховано за формулою (А.3.26);

$N(\Delta\sigma_n)$ – залежність, що виражається модифікованою кривою втоми, представленою на рис. Б.4.1 пунктирною лінією.

$$D_1 = 0,5 \cdot 10^8 \cdot \int_{27,96}^{146,56} \frac{1,05(\Delta\sigma_n^{1,05-1} / 9,14^{1,05}) \exp(-(\Delta\sigma_n / 9,14)^{1,05})}{N(\Delta\sigma_n)} d(\Delta\sigma_n) = 0,065.$$

Для визначення очікуваного часу до втомного руйнування T відповідно до (А.3.28) необхідно розрахувати сумарне втомне пошкодження вузла з урахуванням усіх розрахункових станів судна.

Б.6 ЗАДАЧА ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМОГО КОЕФІЦІЄНТУ КОНЦЕНТРАЦІЇ НАПРУЖЕНЬ ДЛЯ СУДНОКОРПУСНОГО ВУЗЛА З УМОВИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЗАДАНОГО РІВНЯ ЙОГО ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ

Б.6.1 Навантаження регулярного характеру

Вихідні дані задачі включають представлені дані у Б.2, визначену у Б.3 точку прив'язки $\Delta\sigma_{n0}$, N_0 та теоретичний коефіцієнт концентрації напружень для моделі K_{t0} . До вихідні даних, окрім перелічених, входять наступні величини:

- $(\Delta\sigma_n)_3 = 250$ МПа;
- $N_3 = 1,02 \cdot 10^4$;
- $(K_t)_{max} = 6$;
- $(K_t)_{min} = 2$;
- $\Delta_{нев} = 0,025$.

Ділянка, до якої відносяться задана точка $(\bar{\sigma}_n)_3 = (\Delta\sigma_n)_3 / \Delta\sigma_{n0} = 0,96$ та $N_3 = 1,02 \cdot 10^4$ визначається за нерівностями (А.4.1)-(А.4.3). Враховуючи, що у (А.4.2) $(\bar{\sigma}_n)_T = 1,57$; $(\bar{\sigma}_n)_y^{min} = 0,37$; $N_T^{min} = 68$; $N_y = 6,43 \cdot 10^4$, можна зробити висновок, що $(\bar{\sigma}_n)_3$ та N_3 відносяться до ділянки II.

Величина φ_{II} відповідно до формули (А.4.7):

$$\varphi_{II} = \frac{1 + \bar{\psi} / N_3^{0,5}}{[1 + \bar{\psi} / N_0^{0,5}] (\bar{\sigma}_H)_3^{2/(m+1)}},$$

де величина m розраховується за формулою (А.3.16), а величина $\bar{\psi}$ наступним чином:

$$\bar{\psi} = 0,625 \frac{E}{\sigma_B} \ln \frac{1}{1 - \psi_K},$$

в якій ψ_K визначається відповідно до (А.3.17).

Підставляючи відповідні значення, можна отримати:

$$\psi_K = 1 - 1,4 \frac{(0,231 - 0,1)}{(0,231 + 1)(1 - 410/620)} = 0,56;$$

$$\bar{\psi} = 0,625 \frac{2 \cdot 10^5}{620} \ln \frac{1}{1 - 0,56} = 165,52;$$

$$m = 0,75 \frac{\lg \left[\frac{620}{410} (1 + 1,4 \cdot 0,56) \right]}{\lg \left[\frac{\ln \frac{1}{1 - 0,56}}{\frac{410}{2 \cdot 10^5} + 0,002} \right]} = 0,14;$$

$$\varphi_{II} = \frac{1 + 0,56 / (1,02 \cdot 10^4)^{0,5}}{[1 + 0,56 / 7943^{0,5}] \cdot 0,96^{2/(0,14+1)}} = 0,992;$$

Відповідно із формулою (А.4.8) величина $[K_t]_{\text{втом}} = 3,01$.

Б.6.2 Навантаження стохастичного характеру

Б.6.2.1 Довготерміновий розподіл розмахів номінальних напружень за лінійним законом

Вихідні дані:

- характеристики матеріалу досліджуваного вузла та його моделі, представлені у Б.2;

- $r_{mn} = 0$;
- результати розрахунку точки «прив'язки» $\Delta\sigma_{H0}$, N_0 та коефіцієнту концентрації напружень моделі K_{t0} , представлені у Б.3;
- $\zeta = 0,55$;
- $D_3 = 1$;
- $P_0 = 146,5$ МПа;
- $(K_t)_{max} = 6$;
- $(K_t)_{min} = 2$;
- $k_{HAB} = 0,9$;
- $\Delta_{HEB} = 0,05$.

Нижня границя пошуку розв'язку $(K_t)_{min}$ повинна дещо перевищувати критичне значення концентрації напружень $(K_t)_{cr}$, яке можна визначити за допомогою (А.4.12), (А.4.8). Відповідно до (А.4.12) $\phi_{cr} = 0,092$, тоді за формулою (А.4.8) величина $(K_t)_{cr} = 0,79$. Таким чином $(K_t)_{cr} < (K_t)_{min}$ та змінювати нижню границю пошуку розв'язку немає необхідності.

Для визначення допустимого коефіцієнту концентрації з умови забезпечення втомної міцності слід використовувати рівняння (А.4.13):

$$\sum_{i=1}^8 \frac{n_i}{N_i([K_t]_{ВТОМ})} - D_3 = 0,$$

де n_i , $N_i([K_t]_{ВТОМ})$, $N_{HP}([K_t]_{ВТОМ})$ визначаються аналогічно до А.3.2.1 при змінній в межах від $(K_t)_{min}$ до $(K_t)_{max}$ величині $[K_t]_{ВТОМ}$.

Для представлених вихідних даних розв'язок вказаного нелінійного рівняння буде таким: $[K_t]_{ВТОМ} = 3,65$.

Б.6.2.2 Довготерміновий розподіл розмахів номінальних напружень за законом Вейбулла

Вихідні дані:

- характеристики матеріалу досліджуваного вузла та моделі, представлені у Б.2;

- $r_{mn} = 0,5$;
- результати розрахунку точки «прив'язки» $\Delta\sigma_{H0}$, N_0 та коефіцієнту концентрації напружень моделі K_{t0} представлені у Б.3;
- $\zeta = 0,55$;
- $D_3 = 1$;
- $k_{вейб} = 1,05$;
- $a_\sigma = 9,14$ МПа;
- $(K_t)_{max} = 8$;
- $(K_t)_{min} = 2$;
- $N^* = 10^8$ МПа;
- $\Delta_{нев} = 0,02$;
- діапазон зовнішніх навантажень на вузол розповсюджується на усі пошкоджуючи розмахи номінальних напружень.

Критична величина концентрації напружень, визначена відповідно до (А.4.12), (А.4.8), 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 використовується рівняння (А.4.14):

$$N^* \int_{(\Delta\sigma_H)_{min}}^{(\Delta\sigma_H)_{max}} \frac{p(\Delta\sigma_H, k_{вейб}, a_\sigma)}{N(\Delta\sigma_H, [K_t]_{втом})} d(\Delta\sigma_H) - D_3 = 0,$$

де $p(\Delta\sigma_H) = k_{вейб} \left(\Delta\sigma_H^{k_{вейб}-1} / a_\sigma^{k_{вейб}} \right) e^{-(\Delta\sigma_H / a_\sigma)^{k_{вейб}}} = 1,05 \left(\Delta\sigma_H^{1,05-1} / 9,14^{1,05} \right) e^{-(\Delta\sigma_H / 9,14)^{1,05}}$ — відповідно до формули (А.4.7); $N(\Delta\sigma_H, [K_t]_{втом})$ — функція $\Delta\sigma_H$, яка виражається модифікованою кривою втоми, в залежності від $[K_t]_{втом}$. Приклад такої кривої, побудованої при $K_t = 3,02$, є наведеним на рис. Б.4.1 та позначений пунктирною лінією. Межі інтегрування визначаються аналогічно до А.3.2.2 і є наступними: $(\Delta\sigma_H)_{min} = 27,96$ МПа; $(\Delta\sigma_H)_{max} = 146,56$ МПа.

Для представлених вихідних даних розв'язок вказаного нелінійного рівняння буде таким: $[K_t]_{втом} = 3,62$.

Б.7 ЗАДАЧА ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМОГО ПАРАМЕТРУ ЗОВНІШНЬОГО НАВАНТАЖЕННЯ З УМОВИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЗАДАНОГО РІВНЯ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ СУДНОКОРПУСНИХ ВУЗЛІВ

Б.7.1 Навантаження регулярного характеру

Вихідні дані, окрім представлених у Б.2 та розрахованих у Б.3, включають число циклів до появи втомної тріщини $N_3 = 10^6$ ($n_3 = \lg N_3 = 6$).

Розв'язок даної задачі виконується за допомогою формул (А.3.10)-(А.3.12). Для представлених вихідних даних його розв'язок буде таким:
 $[\Delta\sigma_n]_{\text{втом}} = 109,49$ МПа.

Б.7.2 Навантаження стохастичного характеру

Б.7.2.1 Довготерміновий розподіл розмахів номінальних напружень за лінійним законом

Вихідні дані, окрім представлених у Б.2 та розрахованих у Б.3, які є необхідними для побудови модифікованої кривої втоми для розрахунків при нерегулярному навантаженні, включають наступне:

- $(P_0)_{\max} = 300$ МПа;
- $(P_0)_{\min} = 50$ МПа;
- $k_{\text{нав}} = 0,9$;
- $D_3 = 1$;
- $\Delta_{\text{нєв}} = 0,02$.

Шукана величина визначається з розв'язку нелінійного рівняння (А.5.4):

$$\sum_{i=1}^8 \frac{n_i}{N_i ([P_0]_{\text{втом}})} - D_3 = 0,$$

де n_i , $N_i([P_0]_{\text{втом}})$ визначаються аналогічно до А.3.2.1, при змінній в межах від $(P_0)_{\min}$ до $(P_0)_{\max}$ величині $[P_0]_{\text{втом}}$.

Для представлених вихідних даних розв'язок вказаного нелінійного рівняння буде таким: $[P_0]_{\text{втом}} = 190,6$ МПа.

Б.7.2.2 Довготерміновий розподіл розмахів номінальних напружень за законом Вейбулла

Вихідні дані, окрім представлених у Б.2 та розрахованих у Б.3, які є необхідними для побудови модифікованої кривої втоми для розрахунків при нерегулярному навантаженні, включають наступне:

- $[\alpha_\sigma]_{\text{втом}} = 20$ МПа;
- $[\alpha_\sigma]_{\text{втом}} = 5$ МПа;
- $D_3 = 1$;
- $k_{\text{вейб}} = 1,05$;
- $N^* = 10^8$.
- $\Delta_{\text{нєв}} = 0,025$.

Шукана величина визначається з розв'язку нелінійного рівняння (А.5.6):

$$N^* \int_{(\Delta\sigma_n)_{\min}}^{(\Delta\sigma_n)_{\max}} \frac{p(\Delta\sigma_n, k_{\text{вейб}}, [\alpha_\sigma]_{\text{втом}})}{N(\Delta\sigma_n, [\alpha_\sigma]_{\text{втом}})} d(\Delta\sigma_n) - D_3 = 0,$$

де $p(\Delta\sigma_n, k_{\text{вейб}}, a_\sigma) = k_{\text{вейб}} \left(\Delta\sigma_n^{k_{\text{вейб}}-1} / a_\sigma^{k_{\text{вейб}}} \right) e^{-(\Delta\sigma_n / a_\sigma)^{k_{\text{вейб}}}} = 1,05 \left(\Delta\sigma_n^{1,05-1} / 9,14^{1,05} \right) \times e^{-(\Delta\sigma_n / 9,14)^{1,05}}$ – відповідно до формули (А.3.7); $N(\Delta\sigma_n, [\alpha_\sigma]_{\text{втом}})$ – функція $\Delta\sigma_n$, яка виражається модифікованою кривою втоми, в залежності від $[\alpha_\sigma]_{\text{втом}}$. Модифікована крива втоми для розглядуваного вузла є представленою на рис. Б.4.1 та позначена пунктирною лінією. Межі інтегрування визначаються згідно із А.5.2.2 і є наступними: $(\Delta\sigma_n)_{\min} = \bar{\sigma}_n'(8) \cdot \Delta\sigma_{n0} = 27,96$ МПа; $(\Delta\sigma_n)_{\max} = (\bar{\sigma}_n)_в \cdot \Delta\sigma_{n0} = 620$ МПа.

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

ДОДАТОК В

Авторське свідоцтво на комп'ютерну програму «ETM fatigue»



СВІДОЦТВО

про реєстрацію авторського права на твір

№ 76716

Комп'ютерна програма "ETM fatigue"

(вид, назва службового твору)

Автор(и) **Коростильов Леонтій Іванович, Литвиненко Дмитро Юрійович**

(повне ім'я, псевдонім (за наявності))

Авторські майнові права належать **Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, пр-т Героїв України, 9, м. Миколаїв, 54025**

(повне ім'я фізичної та/або повне офіційне найменування юридичної особи, адреса)

Дата реєстрації

08.02.2018



Державний секретар Міністерства економічного розвитку і торгівлі України О. Ю. Перевезенцев

ДОДАТОК Г

Акти впровадження результатів дисертаційної роботи

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

ректор Національного
університету кораблебудування
імені адмірала Макарова

канд. техн. наук, проф.

Трушляков Є.І.

2018 р.



АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційної роботи **Литвиненка Дмитра Юрійовича**

«Удосконалення експериментально-теоретичного методу розрахунку втомної
міцності суднових корпусних конструкцій»

Результати дисертаційної роботи Литвиненка Д.Ю. використовуються в навчальному процесі при викладанні дисципліни «Будівельна механіка корабля та технічних засобів освоєння океану» студентам кораблебудівного навчально-наукового інституту за спеціальністю 135 «Суднобудування», а також дисципліни «Спеціальні питання міцності і динаміки суден та морських плавучих споруд» при підготовці аспірантів за тією ж спеціальністю для здобуття наукового ступеня доктора філософії.

Директор кораблебудівного навчально-наукового
інституту, к.т.н., доц.

Бондаренко О.В.

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Директор

ТОВ «МАРІН ДИЗАЙН
ІНЖИНІРІНГ МИКОЛАЇВ»

кандидат економічних наук

Жукова О.Ю.

2018 р.



АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів кандидатської дисертації

Литвиненка Дмитра Юрійовича

«Удосконалення експериментально-теоретичного методу розрахунку втомної міцності суднових корпусних конструкцій»

Результати дисертаційної роботи Литвиненка Д.Ю. були впроваджені у ТОВ «МАРІН ДИЗАЙН ІНЖИНІРІНГ МИКОЛАЇВ» для виконання оцінок втомної міцності суднокорпусних конструкцій як на стадії їх проектування, так і для перевірки залишкового ресурсу конструкцій суден, що вже знаходяться в експлуатації. Для цього використовуються розроблені методики розв'язку задач втомної міцності.

У випадку суден, що знаходяться в експлуатації, результати застосування удосконаленого експериментально-теоретичного методу для розрахунків при стохастичному навантаженні можуть використовуватись для розробки планів огляду стану конструкцій і планів проведення ремонтних робіт.

Наведений в дисертаційній роботі метод визначення коефіцієнтів концентрації зварних вузлів корпусу судна із заданою забезпеченістю використано для порівняння різних варіантів геометрії вузлів притикання перехідних бракет між зовнішньою обшивкою корпусу та надбудовою судна на таких проектах Damen Fast Crew Supplier 7011 та Damen Fast RoPax Ferry 8117.

Даний акт не може бути підставою для отримання будь-яких коштів з фонду підприємства.

Керівник підрозділу досліджень
та розробок, к.т.н.

Кореневський Д.Л.

ДОДАТОК Д

Список публікацій за темою дисертації

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації, в яких викладено основні наукові результати дисертації

1. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю. Удосконалення експериментально-теоретичного методу розрахунку втомної міцності суднових корпусних конструкцій. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування*. Миколаїв, 2011. № 4 (439). С. 14–21.
2. Коростылёв Л. И., Литвиненко Д. Ю. Анализ микрогеометрических параметров стыковых и угловых сварных швов конструктивных узлов. *Збірник наукових праць Національного університету кораблебудування*. Миколаїв, 2015. № 2 (458). С. 28–34.
3. Коростылёв Л. И., Литвиненко Д. Ю. Оценка коэффициента концентрации напряжений в сварных узлах тонкостенных конструкций расчетом макро- и микроконцентрации. *Науковий вісник Херсонської державної морської академії*. Херсон, 2015. № 2 (13). С. 174–184.
4. 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*. Санкт-Петербург, 2016. № 3 (37). С. 104–118.
5. Литвиненко Д. Ю. Об учете средних и остаточных сварочных напряжений при построении кривых усталости судокорпусных конструкций согласно экспериментально-теоретическому методу. *Вестник Астраханского государственного технического университета. Сер.: Морская техника и технология*. Астрахань, 2016. № 4. С. 19–32.
6. Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Оценка усталостной прочности судокорпусных узлов экспериментально-теоретическим методом с учетом нерегулярности нагружения. *Вісник Одеського національного морського університету*. Одеса, 2017. № 1 (50). С. 71–91.

7. Литвиненко Д. Ю. Методики розв'язку задач втомної міцності суднокорпусних вузлів при нерегулярному навантаженні на базі експериментально-теоретичного методу. *Вісник Одеського національного морського університету*. Одеса, 2017. № 4 (53). С. 110–125.

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

8. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю. Використання імовірнісної схеми в експериментально-теоретичному методі оцінки втомної міцності конструкцій суден і морських споруд. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали III міжнар. наук.-техн. конф. (Миколаїв, 4-6 жовт. 2012 р.). Миколаїв: НУК, 2012. С. 144–147.

Дата проведення конференції 4.10–6.10.2012. – форма участі доповідач.

9. Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Анализ распространенных в мировой практике методов оценки усталостной прочности сварных тонкостенных конструкций. *Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд*: матеріали всеукр. наук.-техн. конф. з міжнар. Участю (Миколаїв, 22–24 трав. 2013 р.). Миколаїв: НУК, 2013. С. 199–202.

Дата проведення конференції 22.05–24.05.2013. – форма участі доповідач.

10. Литвиненко Д. Ю. Оцінка довговічності конструктивних вузлів суднового корпусу. *Проблеми корозійно-механічного руйнування, інженерія поверхні, діагностичні системи*: матеріали конференції КМН-2013 (м. Львів, 23–25 жовтня 2013). Львів: Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, 2013. С. 57–60.

Дата проведення конференції 23.10–25.10.2013. – форма участі доповідач.

11. Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Оценка коэффициента концентрации напряжений в сварном узле расчетом макро и микроконцентрации. *Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних*

споруд: всеукраїнська науково-технічна конференція з міжнародною участю (Миколаїв, 20–22 травня 2015 р.). Миколаїв: НУК, 2015. С. 85–87.

Дата проведення конференції 20.05–22.05.2015. – форма участі доповідач.

12. Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Анализ величин радиусов и углов наклона профиля сварных швов в месте перехода от основного металла к металлу шва. *Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд*: всеукраїнська науково-технічна конференція з міжнародною участю (Миколаїв, 20–22 травня 2015 р.). Миколаїв: НУК, 2015. С. 87–89.

Дата проведення конференції 20.05–22.05.2015. – форма участі доповідач.

13. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю. Врахування величини зварних залишкових напружень при побудові кривої втоми вузла корпусу судна відповідно до експериментально-теоретичного методу. *Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд*: матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю (Миколаїв, 19–20 травня. 2016 р.). Миколаїв: НУК, 2016. С. 100–103.

Дата проведення конференції 19.05–20.05.2016. – форма участі доповідач.

14. Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Усовершенствование экспериментально-теоретического метода оценки усталостной прочности узлов судового корпуса в области средней долговечности. *Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті MINTT-2016*: матеріали VIII міжнародної науково-практичної конференції (Херсон, 24–26 травня. 2016 р.). Херсон: ХДМА, 2016. С. 344–347.

Дата проведення конференції 24.05–26.05.2016. – форма участі доповідач.

15. Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Об учете нерегулярности нагружения при расчете на усталость конструктивных узлов корпуса судна. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали VII міжнародної науково-технічної конференції. (Миколаїв, 12–14 жовт. 2016 р.). Миколаїв: НУК, 2016. С. 82–83.

Дата проведення конференції 12.10–14.10.2016. – форма участі доповідач.

16. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю. Методика розв'язку задач оцінки втомної міцності суднокорпусних вузлів експериментально-теоретичним методом. *Сучасні технології проектування, побудови, експлуатації і ремонту суден, морських технічних засобів і інженерних споруд*: матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю (Миколаїв, 17–18 травня 2017 р.). Миколаїв: НУК, 2017. С. 19–21.

Дата проведення конференції 17.05–18.05.2017. – форма участі доповідач.

17. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю. Удосконалення експериментально-теоретичного методу розрахунку втомної міцності суднокорпусних конструкцій. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали VIII міжнародної науково-технічної конференції (Миколаїв, 11–13 жовт. 2017 р.). Миколаїв: НУК, 2017. С. 37–39.

Дата проведення конференції 11.10–13.10.2017. – форма участі доповідач.

18. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю., Морозан С. М. Комп'ютерна програма розв'язку задач втомної міцності суднокорпусних вузлів *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали VIII міжнародної науково-технічної конференції (Миколаїв, 11–13 жовт. 2017 р.). Миколаїв: НУК, 2017. С. 112–113.

Дата проведення конференції 11.10–13.10.2017. – форма участі доповідач.

19. Литвиненко Д. Ю. Методика розв'язку задачі визначення допустимого параметру зовнішнього навантаження на суднокорпусний вузол з умови забезпечення заданого рівня його втомної міцності при навантаженні стохастичного характеру. *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 2018 р.). Миколаїв: НУК, 2018. С. 55–57.

Дата проведення конференції 23.05–24.05.2018. – форма участі доповідач.

20. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю., Морозан С. М. Методика розв'язку задачі визначення допустимого коефіцієнту концентрації напружень для суднокорпусного вузла з умови забезпечення заданого рівня його втомної міцності при стохастичному навантаженні. *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 2018 р.). Миколаїв: НУК, 2018. С. 58–60.

Дата проведення конференції 23.05–24.05.2018. – форма участі доповідач.

Публікації, які додатково відображають наукові результати дисертації

21. Коростильов Л. І., Литвиненко Д. Ю. Використання САЕ ANSYS в задачах оцінки втомної довговічності. *Актуальні проблеми інженерної механіки*: II міжнар. наук.-техн. конф. (Миколаїв, 22–24 жовт. 2012 р.). Миколаїв: НУК, 2012. С. 32–34.

Дата проведення конференції 23.10–24.10.2012. – форма участі доповідач.

22. Литвиненко Д. Ю. Анализ деформационных критериев усталости материалов для оценки усталостной прочности сварных конструктивных узлов. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали V міжнародної науково-технічної конференції (Миколаїв, 8–10 жовт. 2014 р.). Миколаїв: НУК, 2014. С. 159–160.

Дата проведення конференції 8.10–10.10.2014. – форма участі доповідач.

23. Коростылев Л. И., Литвиненко Д. Ю. Определение долговременного распределения напряжений при оценке усталостной прочности узла корпуса судна. *Інновації в суднобудуванні та океанотехніці*: матеріали VI міжнародної науково-технічної конференції (Миколаїв, 24–27 вересня 2015 р.). Миколаїв: НУК, 2015. С. 304–305.

Дата проведення конференції 24.09–27.09.2015. – форма участі доповідач.

3. Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 76716 Державної служби інтелектуальної власності України. Комп'ютерна програма «ETM fatigue» / Л.І. Коростильов, Д.Ю. Литвиненко. Дата реєстрації 08.02.2018.