

О. В. ПАНЧЕНКО, К. С. ЗАБОЛОТНИЙ

ІНТЕГРОВАНІЙ ПІДХІД РОЗРАХУНКУ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ ЗВАРНИХ З'ЄДНАНЬ У МЕХАНІЗМАХ ТЮБІНГОУКЛАДАЧІВ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ПРОГРАМНОГО КОМПЛЕКСУ SOLIDWORKS EDUCATION EDITION

Розроблено та обґрунтовано методологію оцінки довговічності зварних з'єднань у механізмах тюбінгоукладачів, враховуючи специфічні умови їхньої експлуатації. Зокрема, досліджено вплив різноманітних типів навантажень, що виникають під час роботи обладнання. Використано комплексний підхід, який включає як теоретичні розрахунки, так і експериментальні методи. Особливу увагу приділено моделюванню напружено-деформованого стану зварних з'єднань, визначенню місць концентрації напружень за допомогою методу скінченних елементів. Для оцінки довговічності конструкцій застосовано напівемпіричні методи, зокрема Hot Spot Stress та Effective Notch Stress, з подальшим детальним порівнянням отриманих результатів. У ході дослідження встановлено, що традиційні рекомендації щодо вибору параметрів для визначення напружень у зварних з'єднаннях методом Hot Spot Stress не завжди забезпечують адекватні результати для всіх можливих варіантів навантажень. Запропоновано удосконалений підхід до оцінки довговічності зварних з'єднань, який базується на інтеграції методик Hot Spot Stress та Effective Notch Stress із урахуванням особливостей зон концентрації напружень. Це дозволяє підвищити точність прогнозування довговічності конструкцій. Проведено аналіз отриманих результатів, що підтвердило ефективність запропонованої методики. Експериментальні дослідження виявили залежність рівня напружень у зварних швах від їхніх геометричних характеристик. Це дозволило уточнити критерії оцінки міцності з'єднань із використанням модифікованого підходу Hot Spot Stress та Effective Notch Stress. Зважаючи на те, що стандартні методи вибору параметрів для розрахунку напружень у зварних з'єднаннях часто виявляються недостатньо ефективними для різних типів навантажень, виникла необхідність розробки комбінованого підходу, який поєднує обидва методи й адаптує обчислення до особливостей сингулярних концентраторів напружень. Таким чином, проведене дослідження має наукову новизну та практичну значущість. Його результати можуть бути використані в машинобудуванні для вдосконалення технологічних процесів створення зварних конструкцій, підвищення їхньої надійності та довговічності. Запропоновані методики дозволяють точніше оцінювати рівень еквівалентних напружень у критичних зонах зварних з'єднань та прогнозувати їхню довговічність, враховуючи реальні умови експлуатації обладнання.

Ключові слова: сингулярні концентратори напружень; зварні з'єднання; метод Hot Spot Stress; метод Effective Notch Stress; довговічність зварних з'єднань; механізм тюбінгоукладача

O. PANCHENKO, K. ZABOLOTNYI

AN INTEGRATED APPROACH TO CALCULATING THE FATIGUE STRENGTH OF WELDED JOINTS IN TUBBING ERECTOR MECHANISM USING THE SOLIDWORKS EDUCATION EDITION SOFTWARE PACKAGE

A methodology for assessing the durability of welded joints in tubing erector mechanism has been developed and scientifically substantiated, taking into account the specific conditions of their operation. In particular, the influence of various types of loads occurring during equipment operation has been investigated. An integrated approach has been employed, combining both theoretical calculations and experimental methods. Special attention is given to modeling the stress-strain state of welded joints and identifying stress concentration points using the finite element method. Semi-empirical methods, specifically Hot Spot Stress and Effective Notch Stress, were applied to evaluate the durability of structures, followed by a detailed comparative analysis of the obtained results. The study found that traditional recommendations for selecting parameters to determine stresses in welded joints using the Hot Spot Stress method do not always yield accurate results for all loading scenarios. To address this limitation, an improved approach for assessing the durability of welded joints has been proposed. This approach integrates the Hot Spot Stress and Effective Notch Stress methods while considering the characteristics of stress concentration zones. As a result, the accuracy of durability predictions for welded structures is significantly enhanced. The effectiveness of the proposed methodology was confirmed through analysis of the obtained results. Experimental studies revealed a correlation between stress levels in welds and their geometric parameters. This allowed for refining the criteria used to assess joint strength by employing a modified approach that incorporates both Hot Spot Stress and Effective Notch Stress methods. Given that conventional parameter selection methods for stress calculation in welded joints often fail to adequately address different loading conditions, a combined methodology was developed. This hybrid approach enables stress calculations to be adapted to the characteristics of singular stress concentrators in welded joints. Thus, this study offers both scientific novelty and practical significance. The findings can be applied in mechanical engineering to optimize the design and manufacturing of welded structures, enhancing their reliability and service life. The proposed methods enable a more precise assessment of equivalent stress levels in critical weld zones and improve durability predictions by accounting for real-world operating conditions.

Keywords: singular stress concentrators; welded joints; Hot Spot Stress method; Effective Notch Stress method; endurance of welded joints; tubing erector mechanism

Вступ. Наукова спільнота України демонструє високий рівень активності у сфері розробки й удосконалення технічних засобів, ініціюючи революційні ідеї та відкриваючи нові горизонти у фундаментальних і прикладних дослідженнях. У Національному технічному університеті "Дніпровська політехніка" стабільно показує позитивні результати наукова школа гірничих інженерів-механіків, її внесок у розвиток промислової сфери, полягає у створенні передових наукових концепцій вирішення малодосліджених технічних проблем. Розвиток ринкових відносин у економіці держави змушує вітчизняних виробників

технічних об'єктів враховувати виклики, пов'язані з необхідністю покращення якості, надійності й економічної ефективності продукції, яка б успішно конкурувала з іноземними аналогами. У цьому контексті вчені, які працюють в НТУ «Дніпровська політехніка», активно працюють над створенням новітніх методів математичного та комп'ютерного моделювання, застосування яких сприятиме підвищенню ефективності проєктування технічних систем різної складності. Інтенсивні наукові пошуки українських учених у справі розробки ін-

© О. В. Панченко, К. С. Заболотний, 2025

новаційних технологій і методик сприяє підвищенню технічного рівня вітчизняної промисловості, відкриває нові можливості для її розвитку та завоювання міцних позицій на міжнародному ринку. Відповідно, цей напрямок заслуговує аналізу та формування на цій базі інтегрованого підходу на прикладі розрахунку втомної міцності зварних з'єднань у механізмах тюбінгоукладачів із застосуванням програмного комплексу SolidWorks education edition

Аналіз публікацій за тематикою досліджень. У виконаному раніше розрахунку [1] було визначено положення механізму укладача, коли в його вузлах досягаються максимальні еквівалентні напруження протягом циклу доставки тюбінга в потрібне місце. На рис. 1 зображено комп'ютерну модель механізму тюбінгоукладача, виконану за допомогою програми SolidWorks Simulation. Тут показано поле еквівалентних напружень за критерієм von Mises протягом 19,5 с.

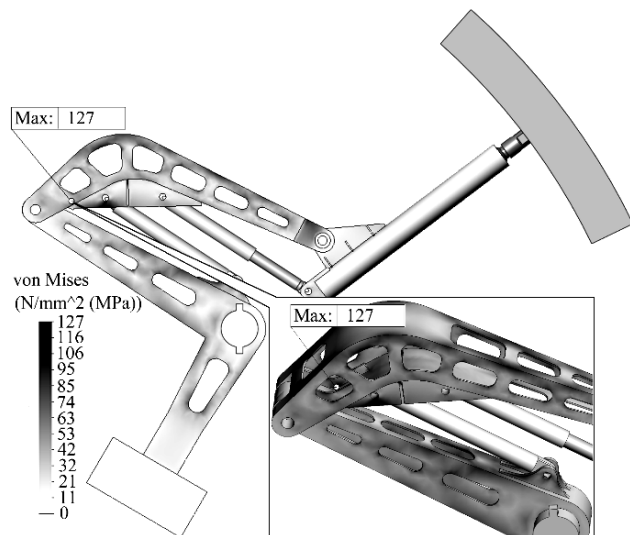


Рисунок 1 – Зміни поля напружень у деталях механізму тюбінгоукладача

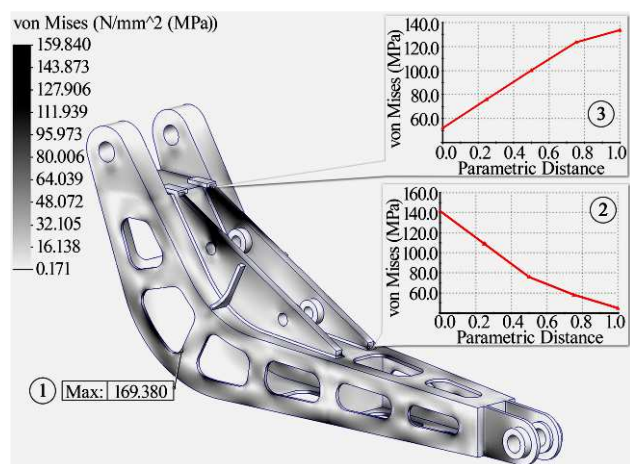


Рисунок 2 – Регулярний концентратор у зоні овального отвору (еквівалентне напруження $\sigma_{\max 1} = 169,380$ МПа)

З аналізу даних рис. 2 випливає, що в конструкції виникають концентратори напружень, що викликано наявністю отворів круглої форми (1),

а також мають місце концентратори, спричинені дією зварних з'єднань (2, 3).

У разі зміни розмірів скінченно-елементної сітки значення еквівалентних напружень у згаданих концентраторах бувають різними (рис. 3). Так, зменшення цих розмірів сітки до 16, 8 і 4 мм в дослідженні першого концентратора (рис. 3, лінія 1) відображає напруження $\sigma_{\max 1}$, яке має тенденцію набувати асимптотичного значення. Назвемо такий концентратор регулярним. У концентраторах, розміщених на крайках зварних швів (рис. 3, лінії 2 і 3) напруження $\sigma_{\max 2}$, $\sigma_{\max 3}$ зростають необмежено. Назвемо такі концентратори сингулярними.

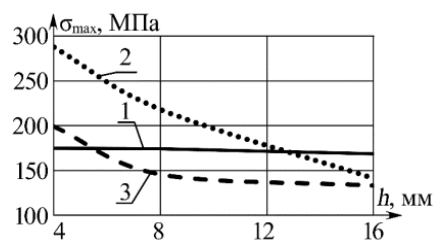


Рисунок 3 – Залежність еквівалентних напружень у концентраторах (регулярному – 1, сингулярному – 2 і 3) від розміру сітки h

Потрібно зауважити, що в автоматизованих обчислювальних процедурах програми SolidWorks Simulation не існує засобів для оцінювання довговічності конструкцій, які мають сингулярні концентратори. Натомість доводиться застосовувати напівемпіричні методи, зокрема розрахунок за параметром номінального напруження, методи визначення напружень у «гарячих» точках зварного з'єднання [2], тобто Hot Spot Stress і Effective Notch Stress.

Для обґрунтування актуальності досліджуваної проблеми та визначення його місця в загальному контексті наукового пошуку виконаємо аналіз традиційних методів і підходів оцінювання втомної міцності зварних конструкцій, виявимо основні досягнення, тенденції розвитку набутих у цій сфері знань. Відомо, що найбільш поширеними в оцінюванні напруженого стану зварних конструкцій можна назвати метод номінального напруження (Nominal stress – NS), метод напруження гарячої точки (Hot Spot Stress – HSS) і метод ефективного напруження виїмки (Effective notch stress – ENS) [3, 4]. Використання перелічених методів закріплено в кількох міжнародних стандартах і рекомендаціях Міжнародного інституту зварювання (IIW) [4]. Ці методи класифіковані як концепції глобального, структурного напруження і напруження виїмки відповідно. Крім згаданих традиційних підходів, розробляються також інші методи оцінювання втомної міцності зварних конструкцій.

Розрахунок, зорієнтований на номінальні напруження, рекомендується виконувати аналізуючи зварні вироби простої форми. Отже, розглянемо результати, відображені науковими

працями, у сфері оцінювання втомної міцності зварних конструкцій, акцентуючи увагу на використанні методів HSS і ENS.

В одній із робіт [5] виконано порівняння методів ENS і HSS у контексті точності прогнозування втомної міцності зварних з'єднань, що є значущим внеском у сферу інженерних досліджень, особливо з огляду на вплив геометричної неоднорідності та дефектів зварювання. Підтвердження переваги методу ENS над HSS в точності прогнозування згаданого показника дає змогу більш цілеспрямовано підходити до вибору методу залежно від специфіки завдання. Разом з тим, досить суттєві витрати на моделювання та обчислення, що мають місце в застосуванні методу ENS можуть зменшити його застосовність в умовах обмежених ресурсів.

Виконане дослідження втомних процесів кореневих тріщинах зварних з'єднань на перехресних балках ортотропних мостів [6] має актуальність для підвищення довговічності й поліпшення безпеки мостових конструкцій. Застосування методів HSS і ENS для оцінювання втомної міцності в контексті експлуатації нового покоління ортотропних мостів зі збільшеною товщиною палубної плити розширює уявлення про вплив різних чинників на втомну міцність. Наукові результати, описані у згаданій роботі, свідчать про важливість врахування місцевих напружень і геометричних особливостей зварних з'єднань, коли потрібно підвищити втомну довговічність мостів. У разі обмеження досліджень розглядом тільки ортотропних мостів не має можливості повною мірою уявляти потенційне застосування їхніх результатів в інших галузях.

Оцінювання втомної реакції зварних з'єднань трубних конструкцій на мультиаксальні навантаження [7] можна вважати вкрай важливим для різних інженерних потреб. Тут запропоновано новий погляд на застосовність стандартних методів оцінювання, зокрема HSS і ENS, в умовах дії мультиаксальних напружень як типових для трубчастих конструкцій. Висновок про потенційну або фактичну надмірність зусиль у побудові моделей під час використання методів HSS і ENS, з огляду на певні умови мультиаксального навантаження, може бути ключовим для вибору способів аналізу. При цьому недостатні можливості порівняння результатів розгляду з експериментальними даними та обмежена інформація про альтернативні методи оцінювання має негативний вплив на повноту аналізу.

Дослідження впливу неспіввісності елементів конструкції на втомну міцність зварних з'єднань дуже важливе, коли йдеться про надійність зварних конструкцій [8]. Розгляд випадків макроегеометричної недосконалості з'єднань та зв'язок такого явища із втомною міцністю цих об'єктів після їхньої обробки методом HFMI являє собою значний внесок у цю сферу досліджень. Було підтверджено можливість компенсувати зменшення втомної міцності за рахунок HFMI-

обробки, що розширює уявлення про механізми поліпшення цього показника. Як недолік роботи визначено, використання в дослідженні одного типу сталі, а також неврахування довгострокового впливу на конструкцію експлуатаційних навантажень, що обмежує загальність результатів.

В іншому дослідженні [9] доведено важливість методу структурного напруження, що виникає в так званих в гарячих точках, для оцінювання міцності елементів зварювання, особливо коли номінальне напруження важко визначити через складність геометричної будови з'єднань. Цей метод актуальний, коли розраховують втомну міцність складних конструкцій. Дослідження містить нові дані про ефективність використання методу структурного напруження в «гарячих точках», порівняно з іншими методами оцінювання, а також подано обґрунтовані рекомендації для різних випадків застосування пропонованого методу. Недоліком роботи можна вважати обмеженість даних, про результати специфічних випробувань, у зв'язку з чим складно судити, наскільки метод ефективний в широкому спектрі застосування.

В одній із робіт обраної тематики [10] виконано аналіз впливу неспіввісності елементів конструкції на втомну міцність зварних з'єднань. Результати такого аналізу дуже важливі для підвищення надійності й тривалості експлуатації пристроїв. Запропонована авторами методика оцінювання включає використання емпіричних калібрувальних функцій і аналіз локальних напружень. Таку методику можна вважати важливим кроком у вирішенні цієї проблематики. Результати дослідження можуть бути корисними для розроблення більш безпечних та економічно ефективних конструкцій, особливо для зварних з'єднань зі сталі марки АН36. При цьому, як і в попередній роботі, обмеження аналізу об'єктів з одного виду сталі, а також неоднозначність оцінки факторів неспіввісності, все це може знижувати універсальність запропонованої методики.

Оцінювання втомної міцності товстостінних хрестоподібних зварних з'єднань після обробки методом TIG-Dressing є важливим напрямком досліджень, коли йдеться про довговічність і надійність конструкцій [11]. При цьому системний аналіз впливу згаданого методу обробки на втомну міцність таких з'єднань розширює наявні знання, до того ж тут маємо новий погляд на застосування цієї технології. У цьому дослідженні розроблено оригінальний підхід до оцінювання втомної міцності з'єднання, який базується на поєднанні методів ENS і HSS. Недолік роботи – недостатній обсяг експериментальних даних та зосередження на аналізі виробів з одного типу сталі, а це може зменшити узгодженість результатів.

У рамках наукового дослідження, поданого ще в одній роботі [12], здійснено детальну апробацію методики, в основі якої використання максимальних значень головного напруження для аналізу втомної міцності зварних з'єднань, що перебувають під впливом багатокомпонентних

зусиль. Тематика цього дослідження досить актуальна у контексті вдосконалення наявних методик оцінювання втомної міцності об'єктів. Як альтернативний підхід запропоновано в аналізі використовувати величини еквівалентного напруження за критерієм Мізеса, що свідчить про інноваційний спосіб у вивчення феноменології багатокомпонентних напружених станів. Як бачимо, результати досліджень переконують нас у необхідності надавати особливої ваги застосуванню методики, базованих на максимальних показниках головного напруження в об'єкті, бо такі дослідження набувають важливого практичного значення.

Наявна література та наукові публікації не охоплюють повною мірою теоретичні засади й практичні аспекти застосування методів Hot Spot Stress і Effective Notch Stress. Можливо, причина в їхній складності, необхідності врахування множини чинників, що впливають на втомні процеси в металі, або в новизні тематики. Алгоритми для реалізації методів розроблялися на основі емпіричних даних, які не здатні відображати всі можливі умови експлуатації. Різноманітність геометричної будови зварних з'єднань та умов навантаження створює певні труднощі стандартизації методів та узагальнення результатів.

З усього зазначеного випливає, що розроблення та обґрунтування методики розрахунку довговічності сингулярних концентраторів напружень у зварних з'єднаннях механізму тюбінгоукладача є актуальним науковим завданням.

Мета роботи полягає у розробленні та обґрунтуванні методик оцінювання довговічності зварних з'єднань в механізмах тюбінгоукладачів на основі цифрових модифікованих методів Hot Spot Stress та Effective Notch Stress, що сприятиме підвищенню точності та надійності розрахунків у сучасних інженерних застосуваннях.

Виклад основного матеріалу. Як показують дані рис. 2, сингулярні концентратори виникають у поперечному та поздовжньому підкріплювальних ребрах конструкції відповідно.

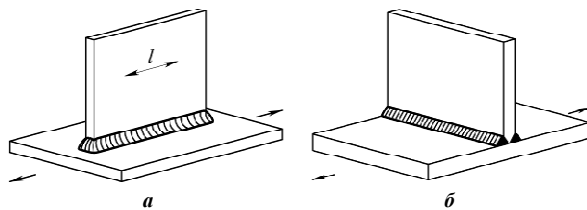


Рисунок 4 – Таврове зварне з'єднання № 521 (а) і № 511 (б)

Зварні з'єднання, наявні в механізмі укладача (рис. 2), відповідають еталонним конструкціям, що описані в [16] за номерами № 521 (рис. 4, а) та № 511 (рис. 4, б) відповідно, з цифровими кодами FAT_N, де N – гранично допустиме напруження що виникає під впливом двох мільйонів симетричних циклів навантаження.

На рис. 4, а зображено схему зварного з'єднання з поздовжнім ребром і з'єднувальним швом навколо його кінця. У виконанні зварного з'єднання № 511 (рис. 4, б) рекомендовано для сталі класу FAT100, передбачити крайки оброблені, а FAT80 – крайки не оброблені.

Необхідно виконати порівняльне оцінювання трьох методів розрахунку довговічності зварних з'єднань – виконаний з огляду на номінальні напруження, а також Hot Spot Stress і Effective Notch Stress. До прикладу виконано дослідження еталонних зварних конструкцій № 511, № 521 [4].

Було поставлено завдання визначити переваги й обмеження у застосуванні кожного із зазначених методів, а також розробити їхні можливі модернізації. Ключова мета дослідження полягає у формулюванні узагальнених рекомендацій щодо ефективного інтегрованого застосування розроблених методологій у процесі оптимізації показників проєктованих механізмів тюбінгоукладача.

1. Розрахунок довговічності зварних з'єднань на основі величин номінального напруження. Виконаємо розрахунок довговічності таврового зварного з'єднання № 511 (рис. 4, б), скориставшись методикою визначення втоми металу у зварних з'єднаннях і величинами номінальних напружень [4].

Вихідні дані для обчислення: висота пластини $h = 30$ мм, товщина $B = 60$ мм, розтягувальна сила $F = 250$ кН. Номінальне напруження визначається за такою формулою:

$$\sigma_{\text{ном}} = \frac{F}{h \cdot B} = 138,9 \text{ МПа.} \quad (1)$$

Розрахунок на опір матеріалу втомі з використанням допустимого коефіцієнта безпеки, включає такі величини: коефіцієнт ефективності концентрації напружень у таврових з'єднаннях ($K_\sigma = 2,5$); коефіцієнт, що відображає вплив неоднорідності зварюваних деталей у прокаті ($K_1 = 1,1$); коефіцієнт, який показує вплив габаритних розмірів деталей ($K_2 = 1$); коефіцієнт, у якому відображено вплив довжини зварного таврового шва ($K_d = 1$); коефіцієнт врахування якості поверхні зварного з'єднання після грубої механічної обробки ($K_F = 0,8$). Коефіцієнт зниження міри втоми в матеріалі зварного з'єднання, у якому відображено основні чинники впливу на процес, визначають таким чином: $K_{\text{св}} = K_\sigma K_1 K_2 / (K_d K_F) = 3,438$.

Тепер нехай показник ступеня втоми в рівнянні для побудови кривої зміни цього параметра за умови, що кількість циклів навантаження на зварний шов менша двох мільйонів, $m = 3$.

Вибираємо за [4] межу міцності $\sigma_B = 450$ МПа. Межу витривалості основного металу (сталі) під час симетричного циклу навантаження визначають за такою формулою [4]: $\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B = 193,5$ МПа. Далі межу витривалості зварних деталей $\sigma_{-1\text{св}} = \sigma_{-1} / K_{\text{св}} = 56,29$ МПа. У зварних деталях, що перебувають під впливом асиметричного циклу навантажень межа

втривалості відповідає такій залежності: $\sigma_R = 2\sigma_{1св} = 112,6$ МПа. Значення допустимого коефіцієнта безпеки в навколошовній зоні основного металу машинобудівних конструкцій $[S_\sigma]$ встановлюють в діапазоні 1,40 – 2,50.

Тепер розрахунок довговічності зварного з'єднання на основі номінальних напружень виконаємо за емпіричною залежністю [4]:

$N_z = N_G (\sigma_R / \sigma_{норм} [S_\sigma])^m$, де $N_G = 2,7 \cdot 10^5$ – базове число циклів.

На рис. 5 показано криву залежності довговічності зварного з'єднання N_z визначеної на основі номінальних напружень від величини коефіцієнта безпеки в зоні шва $[S_\sigma]$. Розраховуючи довговічність з'єднання, припускаємо, що $[S_\sigma]$ дорівнює 1,40; 1,95 і 2,50.

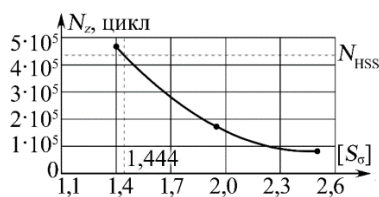


Рисунок 5 – Крива залежності між параметрами N_z і $[S_\sigma]$

Використовуючи регресійний аналіз, можна встановити взаємозв'язок між довговічністю зварного з'єднання N_z і допустимим коефіцієнтом безпеки $[S_\sigma]$, який має такий вигляд:

$$N_z([S_\sigma]) = (2,13 - 1,659 \cdot [S_\sigma] + 0,3357 \cdot [S_\sigma]^2) 10^6,$$

де $[S_\sigma]$ – допустимий коефіцієнт безпеки машинобудівних конструкцій ($[S_\sigma] = 1,4 \dots 2,5$).

З аналізу результатів розрахунку довговічності зварного з'єднання, виконаного на основі номінальних напружень, випливає, що величина параметра N_z не залежить від конструкції таврового з'єднання і геометричних параметрів зварного шва. У методі не відображено локальні напруження поблизу зварних швів, геометричну форму та неоднорідність зварного з'єднання. Ці недоліки вказують на необхідність використання більш комплексних методів розрахунку вказаного показника, здатних брати до уваги вплив локальних напружень, конфігурацію з'єднань, ефекти концентрації напружень, мікроструктурні особливості матеріалів, а також складні режими роботи конструкції задля підвищення точності й надійності результатів дослідження.

2. Розрахунок довговічності зварних з'єднань методом Hot Spot Stress [4]. Тут запропоновано визначити еквівалентні напруження за допомогою довідкових ліній, проведених на відстані 0,5 t і 1,5 t від «гарячої» точки, де t – товщина ребра. Встановлено, що розмір розрахункової сітки дорівнює t . Використовуючи знайдені значення цих напружень, за допомогою лінійної екстраполяції можна розрахувати напруження в «гарячій» точці зварного з'єднання таким чином: $\sigma_{HSS} = 1,5\sigma_{0,5} - 0,5\sigma_{1,5}$.

Застосуємо метод Hot Spot Stress до розрахунку довговічності таврового зварного з'єднання № 511. Для цього орієнтуємось на модель зварних таврових з'єднань у пластині, яка має розміри 30, 60 і 400 мм, і до неї прикріплене поперечне ребро (рис. 4, б), а також на модель пластини з поздовжнім ребром (рис. 4, а). Передбачаємо, що висота ребра приймається 100 мм. У розрахунках було додано такі граничні умови: на лівому торці пластини діє заборона на нормальні до нього переміщення, на правому – розтягувальна сила величиною 250 кН.

Виконаємо кілька обчислювальних експериментів.

Обчислювальний експеримент 2.1. На рис. 6 показано результати розрахунку еквівалентних напружень у зварному тавровому з'єднанні що має поперечне ребро. Розрахунок виконували відповідно до [4]. Як бачимо, вздовж пластини зона впливу «гарячих» напружень не перевищує 5 мм. На відстані 0,5 t , напруження дорівнюватимуть номінальним (139 МПа). Це означає, що рекомендації щодо вибору параметра t і розміру розрахункової сітки не є коректними.

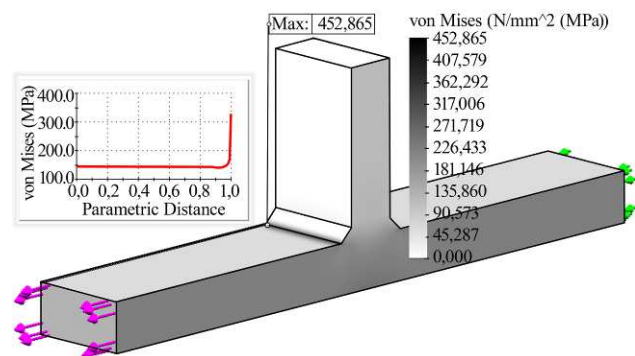


Рисунок 6 – Поле напружень у зварному з'єднанні, коли товщина ребра дорівнює 30 мм, а катет шва – 8 мм

З іншого боку, видно, що зона впливу «гарячої» точки порівнянна з розміром катета зварного шва. Причому, чим цей розмір більший, тим більша зона впливу «гарячої» точки. Під час визначення напружень за допомогою лінійної екстраполяції необхідно, дотримуватись умови, коли в зоні впливу «гарячої» точки перебувала б хоча б одна з довідкових ліній.

Обчислювальний експеримент 2.2. Модифікуємо метод Hot Spot Stress. Для цього, виконуючи розрахунок за допомогою скінченних елементів в застосуванні до крайки зварювального шва, встановлюємо, що розмір сітки становить 0,05 b , де b – розмір катета зварного шва. Максимальні еквівалентні напруження $\sigma_{0,5}$ і $\sigma_{1,5}$ визначаємо за допомогою довідкових ліній (рис. 7), побудованих на відстані 0,5 b і 1,5 b від «гарячої» точки.

Розрахунок еквівалентних напружень у «гарячій» точці зварного з'єднання необхідно виконувати, використовуючи лінійну екстраполяцію, а саме:

$$\sigma_{HSS} = 1,5\sigma_{0,5} - 0,5\sigma_{1,5} \quad (2)$$

Довговічність зварного з'єднання з поперечним ребром (рис. 5) обчислюємо, скориставшись величинами еквівалентних напружень у «гарячій» точці, що були знайдені на S – N кривих з цифровим кодом FAT100 [4], тобто

$$N_{HSS} = 2 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{100 \text{ MPa}}{\sigma_{HSS}} \right)^3, \text{ цикл} \quad (3)$$

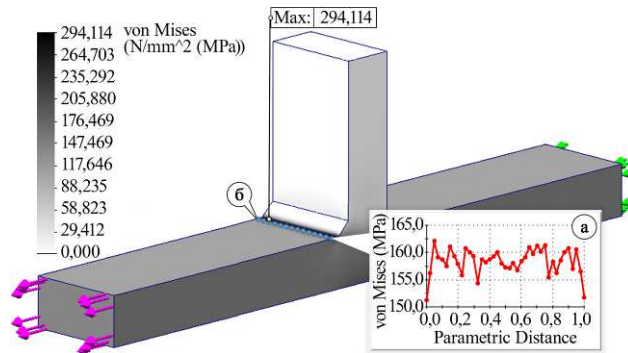


Рисунок 7 – Поле напружень у тавровому з'єднанні:
a – розподіл еквівалентних напружень, b – довідкова лінія

Обчислювальний експеримент 2.3. Визначимо залежність параметра N_{HSS} від параметра b . Для цього в моделі з поперечним ребром (рис. 4) послідовно змінювали його товщину таким чином: 30 мм, 20 мм, 15 мм, 4 мм (ДСТУ-Н Б А31-16), а висоту катета зварного шва – 8 мм, 7 мм, 6 мм, 5 мм, 4 мм. Еквівалентні напруження розраховували в «гарячій» точці за формулою (2), а довговічність зварного з'єднання за формулою (3). Результати обчислень подано в табл. 1.

Таблиця 1 – Залежність довговічності зварного таврового з'єднання з поперечним ребром N_{HSS} від висоти катета зварного шва b

№ розрахунку	b , мм	N_{HSS} , циклів
1	4	$4,538 \cdot 10^5$
2	5	$4,353 \cdot 10^5$
3	6	$4,605 \cdot 10^5$
4	7	$4,929 \cdot 10^5$
5	8	$4,448 \cdot 10^5$

З аналізу даних табл. 1 випливає, що довговічність зварного з'єднання N_{HSS} практично не залежить від висоти катета зварного шва b і в середньому становить $4,575 \cdot 10^5$ циклів.

На рис. 5 зіставляються дані про середню довговічність зварного з'єднання, визначені модифікованим методом Hot Spot Stress, а також отримані за методикою розрахунку, де було впроваджено номінальні напруження. Зіставлення показує, що обидва типи результатів практично перебувають в одному діапазоні, що підтверджує коректність розробленої модифікації методу Hot Spot Stress.

Обчислювальний експеримент 2.4. У літературних джерелах [4] визначено, що у сталевому

тавровому зварному з'єднанні № 521 залежно від довжини поздовжнього ребра l потрібно брати такі величини цифрового коду: $l < 50$ мм – FAT80; $l < 150$ мм – FAT71; $l < 300$ мм – FAT63; $l > 300$ мм – FAT50. Для перевірки цієї рекомендації виконаємо обчислювальний експеримент, визначивши максимальні еквівалентні напруження у зварному з'єднанні, що має поздовжнє ребро, а висота катета зварного шва при цьому дорівнює 7 мм (рис. 8). У розрахунку беремо різні значення довжини поздовжнього ребра l (табл. 2).

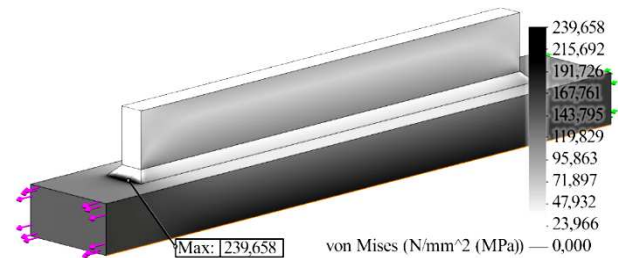


Рисунок 8 – Поле еквівалентних напружень поперечного зварного шва, коли протяжність поздовжнього ребра $l = 400$ мм, у тавровому зварному з'єднанні № 521

На рис. 8 видно, що максимальні напруження виникають у поперечних швах з'єднання, а в різних ділянках поздовжніх швів напруження набагато менші.

Таблиця 2 – Залежність максимальних еквівалентних напружень у «гарячій» точці поперечного зварного шва від довжини поздовжнього ребра

№ розрахунку	l , мм	σ_{max} , МПа
1	40	233,5
2	100	239,1
3	200	239,6
4	400	239,7

Аналіз даних табл. 2 свідчить, що величина максимальних еквівалентних напружень не залежать від розміру поздовжнього ребра зварного з'єднання. Отже, його довговічність не має залежності від згаданого параметра ребра.

Обчислювальний експеримент 2.5. Зіставимо результати розрахунку довговічності зварних з'єднань, що мають поперечне і поздовжнє ребро, поставивши їх у залежність від висоти катета зварного шва b (рис. 9).

З аналізу даних рис. 9 випливає, що на довговічність зварного з'єднання з поперечним ребром (крива 1) практично не впливає розмір катета b шва, а стосовно поздовжнього ребра (крива 2) цей параметр зростає за параболічною залежністю.

Для моделювання та аналізу співвідношень між змінними, що описують цей зв'язок, можна використовувати такі регресійні моделі:

– довговічність зварного з'єднання з поперечним ребром, циклів

$$N_{HSS, 1} = -6,32 \cdot 10^6 + 4,68 \cdot 10^6 \cdot b - 1,19 \cdot 10^6 \cdot b^2 + 1,30 \cdot 10^5 \cdot b^3 - 5,25 \cdot 10^3 \cdot b^4; \quad (4)$$

– довговічність зварного з'єднання з поздовжнім ребром, циклів

$$N_{HSS,2} = 3,35 \cdot 10^6 - 2,24 \cdot 10^6 \cdot \delta + 5,85 \cdot 10^5 \cdot \delta^2 - 6,56 \cdot 10^4 \cdot \delta^3 + 2,82 \cdot 10^6 \cdot \delta^4, \quad (5)$$

де $\delta = b/1$ мм – безрозмірний катет зварного шва.

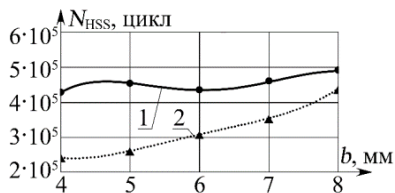


Рисунок 9 – Криві зміни довговічності зварних з'єднань NHSS залежно від величини катета зварного шва b , мм:

1 – поперечного ребра, 2 – поздовжнього ребра

Висновки. На підставі аналізу результатів обчислювальних експериментів 2.1 – 2.5, виконаних методом Hot Spot Stress, ідентифіковано ключові фактори, що впливають на точність розрахунку довговічності зварного шва.

Уперше було встановлено, що рекомендації стосовно вибору параметра товщини ребра t й розміру скінченно-елементної сітки не є коректними.

Розрахунок згаданого параметра за допомогою MCE необхідно виконувати в застосуванні до крайки шва, а розмір скінченно-елементної сітки має становити $0,05 \cdot b$, де b – висота катета зварного шва. Максимальні еквівалентні напруження $\sigma_{0,5}$ і $\sigma_{1,5}$ необхідно визначати за довідковими лініями, побудованими на відстані $0,5b$ і $1,5b$ від «гарячої» точки зварного з'єднання.

Підтверджено, що результати розрахунків напружено-деформованого стану, що виникає у з'єднанні, виконані модифікованим методом Hot Spot Stress, добре узгоджуються з отриманими шляхом обчислення за номінальними напруженнями (рис. 5), що підтверджує коректність розробленої модифікації методу.

Встановлено, що довговічність зварного з'єднання з поперечним ребром $N_{HSS,1}$ практично не змінюється від висоти катета зварного шва b , а під впливом зміни протяжності поздовжнього ребра довговічність зварного шва $N_{HSS,2}$ зростає за параболічною залежністю від розміру катета зварного шва b (рис. 7).

Величина максимальних еквівалентних напружень, що виникають у тавровому зварному з'єднанні № 521 не залежать від протяжності поздовжнього ребра (див. табл. 2).

3. Розрахунок довговічності зварних з'єднань методом Effective Notch Stress. На рис. 10, а подано схему концентратора напружень у вигляді крайки зварного шва з радіусом заокруглення R_e , що дорівнює нулю. Якщо діє така умова, то напруження в концентраторі прагнуть до нескінченності.

Під час розрахунку довговічності методом Effective Notch Stress (ENS) у [4] запропоновано

обирати ефективне значення радіуса заокруглення R_e , що дорівнює 1 мм (рис. 10, б), а для оцінювання втоми матеріалу від напруження, визначеної в запропонованих умовах, необхідно зіставити його з єдиною S – N кривою втоми, котра відповідає цифровому коду FAT225.

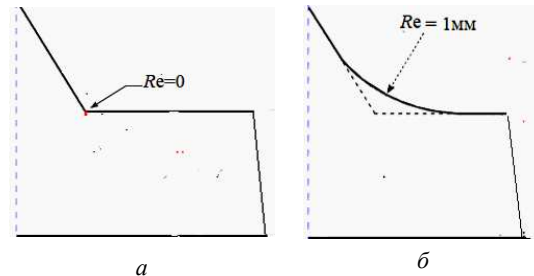


Рисунок 10 – Ефективне значення радіуса заокруглення RENS, виконаного на концентраторі напружень

Розглянемо, яким чином описані рекомендації [4] узгоджуються з результатами обчислювального експерименту.

Для цього знайдемо залежність між величиною довговічності зварного шва, обчисленого методом ENS, N_{ENS} та ефективним значенням радіуса заокруглення R_{ENS} , висотою катета зварного шва b і типом зварного з'єднання (еталони 511 і 521).

Умови проведення обчислювального експерименту беремо з пункту 1 цієї статті (розміри пластини 30, 60, 400 мм, вона може мати поперечне ребро (рис. 4, а) або поздовжнє ребро (рис. 4, б), висота якого дорівнює 100 мм. Товщина ребер: 30, 20, 15, 4 мм і відповідно до ДСТУ-Н Б А31-16 встановлюють такі розміри катета зварного шва: 8, 7, 6, 5, 4 мм).

Обчислювальний експеримент 3.1. Визначаємо залежність величина довговічності зварного шва N_{ENS} , обчисленого методом ENS, від радіуса заокруглення R_{ENS} . Скористаємось описаним нижче алгоритмом.

1) Для порівняння в розрахунок довговічності еталона 511 (з поперечним ребром) зварного шва користувались методом HSS (рис. 11).

2) Потім послідовно моделювали кілька заокруглень крайок цього шва (див. рис. 11), користуючись скінченно-елементною сіткою, осередки якої дорівнюють $0,2 R_{ENS}$ радіуса заокруглення. Після чого обчислювали максимальні еквівалентні напруження σ_{ENS} і визначали довговічність N_{ENS} швів методом ENS, беручи до уваги цифровий код FAT225. Якщо значення довговічності N_{HSS} потрапило в діапазон між двома вже обчисленими цим методом величинами N_{ENS} , то застосовували лінійну інтерполяцію, аби знайти радіусу заокруглення $[R_{ENS}]$, котрий відповідав би величинам згаданого показника, розрахованого методами HSS і ENS.

3) Для уточнення радіуса заокруглення $[R_{ENS}]$ проводили перевірний розрахунок і визначали похибку у результатах застосування двох методів під час встановлення довговічності шва. За

необхідності проводили додаткові експерименти зі змінними величинами радіуса заокруглення.

4) Виконання пунктів 2–3 повторюють, користуючись зміненими значеннями висоти катета зварного шва b .

5) Далі проводили аналогічну описаній вище серію обчислювальних експериментів з еталоном 521 (з пластиною, що має поздовжнє ребро).

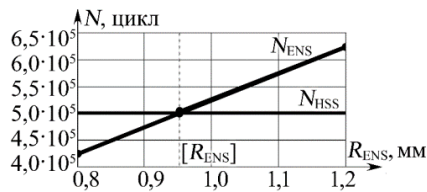


Рисунок 11 – Залежність довговічності зварного шва N_{HSS} і N_{ENS} в еталоні 511, обчисленої методами HSS і ENS, від радіуса його заокруглення R_{ENS}

Результати обчислювальних експериментів відображено на рис. 12. Як бачимо, що біля катетів зварних швів із поперечним ребром радіус заокруглення $[R_{ENS}]$, визначений з умови збігу величин довговічності, обчислених двома методами (ENS і HSS), значно відрізняється від прийнятого в літературі [4]. Залежність радіуса заокруглення $[R_{ENS}]$ від висоти катета зварного шва b близька до лінійної, але розгляд поздовжнього ребра пластини показує, що збільшення радіуса заокруглення $[R_{ENS}]$ відбувається інтенсивніше.

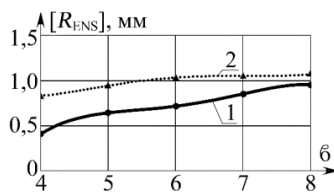


Рисунок 12 – Зміна радіуса заокруглення $[R_{ENS}]$ біля катета зварного шва зокрема від його висоти:
1 – коли ребро пластини поперечне; 2 – поздовжнє

Для моделювання та аналізу взаємозв'язків між радіусом заокруглення $[R_{ENS}]$ і катетом зварного шва b можна використовувати такі регресійні моделі:

– радіус заокруглення з катетом зварного з'єднання пластини, що має поперечне ребро,

$$[R_{ENS}]_1 = (-17,936 + 12,306 b - 3,046 b^2 + 0,333 b^3 - 0,013 b^4) \text{ мм}; \quad (6)$$

– радіус заокруглення з катетом зварного з'єднання пластини, що має поздовжнє ребро,

$$[R_{ENS}]_2 = (5,105 - 3,454 b + 0,983 b^2 - 0,117 b^3 + 0,005 b^4) \text{ мм}. \quad (7)$$

Перевіримо, як впливає зовнішнє навантаження на рекомендовані величини радіуса заокруглення, визначеного методом ENS, $[R_{ENS}]$, коли b – задана висота катета зварного шва. Нехай відносний радіус заокруглення $\rho = [R_{ENS}]/b$.

Для порівняння візьмемо еталон 511 (рис. 13). Виконаємо обчислювальні експерименти з такими умовами: розтягувальна сила F набуває значень: 125; 187,5 і 250 кН. При цьому величина 250 кН, відповідає коефіцієнту запасу міцності за межею плинності, тобто $K_t = 1,5$. Катет зварного шва 8 мм.

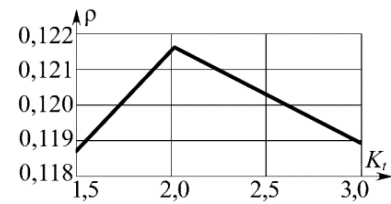


Рис. 13. Залежність відносного радіуса заокруглення ρ від коефіцієнту запасу міцності з урахуванням межі плинності матеріалу K_t

З аналізу результатів обчислювального експерименту випливає, що під час зміни навантаження в 2,5 раза за теорією пружності відношення величин радіуса заокруглення і висоти катета зварного шва змінюється не більше ніж на 1,5 %, бо це пов'язано з похибкою обчислення. Отже, відносне значення радіуса заокруглення ρ практично не залежить від величини прикладеного навантаження.

Застосуємо запропоновану методику розрахунку довговічності зварних швів, наявних у механізмі тюбінгоукладача.

Для цього розглянемо зварний шов однієї з деталей згаданого механізму, що зображена на рис. 14. Під час роботи механізму тут виникає напружено-деформований стан, подібний до наявного в еталонному зразку № 511 (рис. 7). Значення висоти катетів зварних швів b , на крайках яких розташовані сингулярні концентратори напружень, дорівнює 8 мм.

Застосуємо в розрахунку модифікований метод Hot Spot Stress. Спочатку скористаємось методом скінчених елементів. Для цього накладаємо на крайку зварного шва скінченно-елементну сітку, розмір якої становить $0,05 \cdot b$, де b – висота катета цього шва. Максимальні еквівалентні напруження $\sigma_{0,5}$ і $\sigma_{1,5}$ необхідно визначати за допомогою довідкових ліній, що проведені на відстані $0,5b = 4$ мм і $1,5b = 12$ мм від «гарячої» точки шва (рис. 15). Аналіз даних рис. 15 показує, що розподіл напружень в елементі укладача (на відміну від напружено-деформованого стану в еталонному зразку № 511 (рис. 9)) уздовж крайки шва змінюється у 2,3 рази.

Для розрахунку візьмемо величини максимальних напружень, визначені через відповідні довідкові лінії, тобто $\sigma_{0,5} = 139,8$ МПа і $\sigma_{1,5} = 127,5$ МПа. Розрахунок еквівалентних напружень у «гарячій» точці визначимо, використовуючи лінійну екстраполяцію (2), а саме $\sigma_{HSS} = 1,5\sigma_{0,5} - 0,5\sigma_{1,5} = 145,95$ МПа.

Довговічність зварного з'єднання, де наявне поперечне ребро, визначимо, скориставшись знайденими еквівалентними напруженнями у

«гарячій» точці та орієнтуючись на криві S – N з величиною цифрового коду FAT100, а саме:

$$N_{HSS} = 2 \cdot 10^6 \left(\frac{100 \text{ МПа}}{\sigma_{HSS}} \right)^3 = 6,433 \cdot 10^5 \text{ циклів.}$$

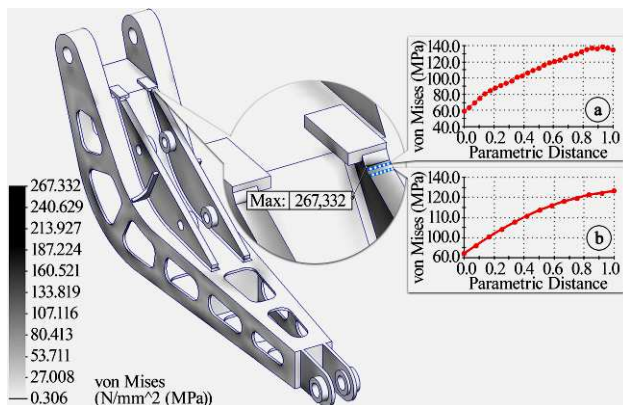


Рисунок 15 – Зміни поля напружень в елементі укладача:

- а – епюра еквівалентних напружень відповідна довідковій лінії, яка побудована на відстані 4 мм від «гарячої» точки; б – епюра еквівалентних напружень, відповідна довідковій лінії, яка побудована на відстані 12 мм від «гарячої» точки

Для порівняння зазначимо, що розрахункова довговічність зварного шва еталонного зразка № 511 становить $5 \cdot 10^5$ циклів (рис. 7). Отже похибка отриманого нами результату якщо порівняти з названим розрахунковим, буде дорівнювати 29 %.

Виконаємо розрахунок довговічності зварювального шва (рис. 16) за допомогою методу ENS. Величину радіуса заокруглення $[R_{ENS}]$ беремо з даних рис. 9 або визначимо, скориставшись рівнянням (6). Отже, $[R_{ENS}] = 0,95$ мм. Передбачимо, що розмір скінченноелементної сітки дорівнює 0,19 мм (рис. 16).

Тоді

$$\sigma_{ENS} = 300,5 \text{ МПа;}$$

$$N_{ENS} = (a_{225} / \sigma_{ENS})^m = 8,395 \cdot 10^5 \text{ циклів;}$$

$$N_{HSS} = (a_{225} / \sigma_{HSS})^m = 6,433 \cdot 10^5 \text{ циклів.}$$

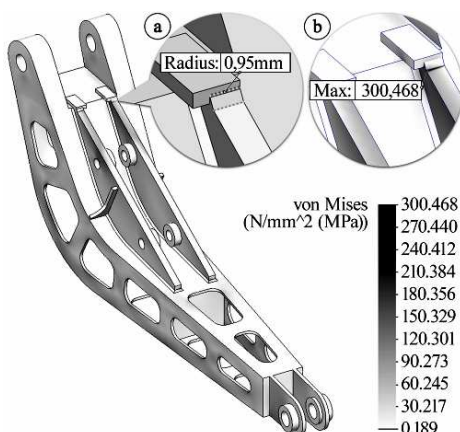


Рисунок 16 – Схема поля напружень в елементі укладача:

- а – радіус заокруглення; б – значення максимальних еквівалентних напружень

Як бачимо з рис. 16, якщо радіус заокруглення шва по довжині його крайки змінюється в широкому діапазоні, то максимальна величина напруження $\sigma_{ENS} = 300$ МПа. Скориставшись методом ENS та враховуючи цифровий код FAT225 визначаємо довговічність шва таким чином:

$$N_{ENS} = \left(\frac{FAT225}{\sigma_{ENS}} \right)^3 = 8,410^5 \text{ циклів.}$$

Знайдена щойно величина довговічності на 23,4 % перевищує ту, що була визначена методом HSS. Так відбувається тому, що радіус заокруглення R_e було визначено стосовно схеми еталонного зразка № 511 (рис. 13), а в ньому інтенсивність еквівалентних напружень уздовж зварного шва не змінюється, тоді, коли в схемі ланки Shoulder передбачено змуну розподілу напруження уздовж крайки шва у 2,3 раза (рис. 12).

Підсумовуючи результати обчислювальних експериментів, можна запропонувати таку методику розрахунку довговічності сингулярних концентраторів у зварних з'єднаннях механізму тьюбінгоукладача.

1. Показник тривалості роботи конструкції розраховують методом скінченних елементів (МСЕ) з визначенням концентраторів напружень («гарячих» точок).

2. Концентратори напружень поділяють на дві групи, і в кожній з них беруть еталонний зразок (рис. 4).

3. Застосовують модифікований метод Hot Spot Stress. Спочатку скориставшись МСЕ, визначають еквівалентні напруження в місцях ліній роз'їмання, побудованих від «гарячої» точки з'єднання на відстані $0,5b$ та $1,5b$, де b – розмір катета зварного шва, а далі розраховують напруження в самій «гарячій» точці, причому довговічність зварного з'єднання знаходять залежно від його схеми та відповідного цифрового коду FAT_N поданого в літературі [4].

4. Виконуючи розрахунок параметрів методом Effective Notch Stress, спочатку стосовно ділянки заокруглення в «гарячій» точці використовують МСЕ, причому величини радіуса заокруглення $[R_{ENS}]$ беруть відповідними висоті катета зварного шва b (рис. 12), або за рівняннями (6) або (7), беручи до уваги еталонні зразки № 511 або № 521.

5. Порівнявши розраховані величини довговічності беруть найменше значення як основу для оцінювання цього параметра у всій конструкції.

Зварні з'єднання можуть бути специфічними, тому для них не вдається підібрати еталон, тоді розрахунок довговічності виконують тільки методом Effective Notch Stress. При цьому величину радіуса заокруглення беруть із раніше виконаного розрахунку концентратора або в діапазоні значень 0,35 – 1,2 мм.

Висновки

1. Актуальність проведеного тут дослідження впливає з необхідності підвищувати

надійність і довговічність зварних з'єднань у важливих конструкціях механізмів тюбінгоукладача. Попри значні напрацювання в цьому питанні, неминуче постають виклики, пов'язані з точним прогнозуванням термінів роботи обладнання, зокрема, в контексті виникнення в ньому сингулярних концентраторів напружень. Аналіз розподілу напружень у зварних з'єднаннях свідчать про появу в них як регулярних, так і сингулярних концентраторів напружень. Це підтверджує необхідність деталізованого вивчення їхнього впливу на довговічність конструкцій.

2. Порівняльне оцінка результатів розрахунку довговічності, виконаного методом врахування номінальних напружень, Hot Spot Stress та Effective Notch Stress свідчить, що точне прогнозування довговічності зварних з'єднань можливе за умови знання специфіки концентраторів напружень і впливу на ці елементи зовнішніх факторів.

3. Було визначено, що стандартні рекомендації стосовно вибору параметрів товщини ребра й розміру елементів розрахункової сітки можуть бути недостатніми для адекватного відображення впливу сингулярних концентраторів напружень на довговічність зварних з'єднань.

4. Ефективність модифікованого поєднання методів Hot Spot Stress і Effective Notch Stress було підтверджено задовільною збіжністю розрахункових даних з експериментальними результатами, що відкриває шлях для оптимізації проєктування технічних об'єктів.

5. Установлено, що довговічність зварних з'єднань не залежить від висоти катета зварного шва, а це свідчить про важливість коректного вибору методів розрахунку для оцінювання цієї характеристики конструкції.

Список літератури / References (transliterated)

1. Zabolotnyi, K., Panchenko, O., Zhupiiiev, O. (2022). Modelling of Stress-Strain State of The One Leaver Tunnel Erector. 5th International Scientific and Technical Internet Conference "Innovative development of resource-saving technologies and sustainable use of natural resources", Petroșani, Romania, P. 230-232. https://www.researchgate.net/profile/Ihor-Chobotko/publication/370411006_Results_of_the_study_of_suspensions_with_the_use_of_sodium_group_mixtures_in_the_treatment_of_coal_mining_waste/links/644e7409809a5350213cfa31/Results-of-the-study-of-suspensions-with-the-use-of-sodium-group-mixtures-in-the-treatment-of-coal-mining-waste.pdf#page=230
2. Panchenko, O. (2023). Substantiating a method for computer analysis of the stress-strain state of the tubing erector manipulator mechanism. *Naukovyi*

- Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, Vol. 4, pp. 62–67. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2023-4/062>
3. Shkut A.P. (2023). Methodology for service life evaluation of screens welded structures. *Journal of Engineering Sciences (Ukraine)*, Vol. 11(1), pp. D10–D18. [https://doi.org/10.21272/jes.2024.11\(1\).d2](https://doi.org/10.21272/jes.2024.11(1).d2)
4. Håkansson, J., Zhu, J., Barsoum, I., Khurshid, M. (2023). Fatigue strength assessment of cover plate joints subjected to axial and bending loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. Volume 46, Issue. P. 1947-1968. <https://doi.org/10.1111/ffe.13975>
5. Hobbacher AF. *IIFW Collection: Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components*. Springer International Publishing; 2016.
6. Liang, G., Hou, C., Tan, Q. (2024). Fatigue assessment of CFST joints using the effective notch stress approach. *Journal of Constructional Steel Research*. Volume 214. 108445 <https://doi.org/10.1016/j.jcsr.2023.108445>
7. Wu, W., Veljkovic, M., Kolstein, H., Pijpers, R., Maljaars, J. (2024). Fatigue behaviour of root crack in stiffener-to-deck plate weld at crossbeam of orthotropic bridge decks. *Engineering Structures*. Volume 306, 117710. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2024.117710>
8. Köckritz, J., Fürstner, T., Szlosarek, R., Kröger, M. (2024). Fatigue behavior and numerical assessment of welded aluminum EN AW 7020 tube joints under multiaxial loading. *Procedia Structural Integrity*. Volume 54, P. 423-430. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2024.01.102>
9. Ripsch, B., Gabriel, G., Gericke, A., Henkel, M.-K. (2024). Investigations on the influence of angular and linear misalignment on the fatigue strength of HFMI-treated structural steel butt joints. *Welding in the World*. <https://doi.org/10.1007/s40194-024-01728-2>
10. Hanji, T., Tateishi, K., Rabesl, N., Shimizu, M. (2024). Structural hot-spot stress approach for toe cracking from plate edge of load-carrying welded attachment. *Welding in the World*. <https://doi.org/10.1007/s40194-024-01724-6>
11. Soligo, M., Campagnolo, A., Meneghetti, G., Yıldırım, H.C. (2024). Misalignment factors to affect the fatigue of welded load-carrying joints. *International Journal of Fatigue*. Volume 178 (2024) 107996. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2023.107996>
12. Wei, S., Shi, X., Wei, S., Xia, H., Zhou, G., Masoudi Nejad, R., Berto, F. (2023). Fatigue performance assessment of thick TIG-Dressing cruciform welded joints made by Q355D structural steel. *Journal of Materials Research and Technology*. Volume 27, P. 5977-5993. <https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2023.11.037>
13. Fass, M., Hecht, M., Baumgartner, J., Bauer, N. (2023). Evaluation of the approach based on the maximum principal stress from the IIFW-Recommendation for welded joints under proportional, multiaxial stress states. *Welding in the World*. Volume 67, P. 2323–2332. <https://doi.org/10.1007/s40194-023-01571-x>

Надійшла (received) 03.03.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Панченко Олена Володимирівна / Panchenko Olena – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», завідувач кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні; м. Дніпро, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1664-2871>; e-mail: panchenko.o.v@nmu.one.

Заболотний Костянтин Сергійович / Zabolotnyi Kostiantyn – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», професор кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні; м. Дніпро, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8431-0169>; e-mail: zabolotnyi.k.s@nmu.one.