

Свіргун О.А.<sup>1</sup>,  
Савченко В.Б.<sup>1</sup>,  
Марченко М.В.<sup>1</sup>  
Іванова Т.С.<sup>1</sup>,  
Свіргун В.В.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Державний  
біотехнологічний  
університет  
м. Харків, Україна  
<sup>2</sup> АТ «Укренергомашини»

**E-mail:**

[dmolgal1963@btu.kharkov.ua](mailto:dmolgal1963@btu.kharkov.ua)

**ЙМОВІРНІСНА ОЦІНКА  
НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО  
СТАНУ ВАЛА БАРАБАНА  
ЗЕРНООЧИСНОГО СЕПАРАТОРА ЗА  
УМОВ ВТОМНОГО РУЙНУВАННЯ**

DOI: <https://doi.org/10.31359/2311-441X-2025-27-117>

УДК 539.4:620.19

*Свіргун О. А., Савченко В. Б., Іванова Т. С., Свіргун В. В. Ймовірнісна оцінка напружено-деформованого стану вала барабана зерноочисного сепаратора за умов втомного руйнування*

**Анотація.** Стаття присвячена розрахунково-експериментальному аналізу валу решітчастого барабана комбінованого зерноочисного сепаратора з урахуванням статичних і циклічних навантажень та стохастичної природи втомного руйнування зварних з'єднань. Об'єктом дослідження є вал барабана, навантажений рівномірно розподіленими й зосередженими згинаючими зусиллями від власної ваги, маси барабана і зернового вороху, а також крутним моментом приводу. Оцінювання напружено-деформованого стану скінчено-елементної моделі, побудованої в Autodesk Inventor, підтвердило достатній запас статичної міцності для різних варіантів конструкції. Водночас виявлено локальні зони концентрації напружень у місцях зварних швів, де коефіцієнт запасу міцності може опускатися нижче одиниці, що є критичним при дії змінних навантажень. Розрахунки втомної довговічності виконано за допустимими напруженнями з використанням медіанних кривих втоми з ймовірнісною оцінкою, що враховує розподіл амплітуд напружень та рівень залишкових напружень, які виникли в процесі зварювання. Показано, що високі залишкові напруження суттєво знижують ресурс, тоді як оптимізація технології зварювання з метою гарантованого забезпечення повного провару та післязварювальної термообробки сприяє значному підвищенню довговічності. Запропоновано комплекс таких конструктивно-технологічних заходів, як уточнення геометрії валу, застосування підсилюючих елементів у зонах зародження тріщин, попередній підігрів та контроль якості зварювання для зниження залишкових напружень. Результати мають практичну цінність для проектування, модернізації та забезпечення експлуатаційної надійності сепараторів у зернопереробних лініях.

**Ключові слова:** вал барабана; зерноочисний сепаратор; зварні з'єднання; втомна довговічність; концентрація напружень; залишкові напруження; криві втоми; ймовірнісні методи; скінчено-елементний аналіз.

*Svirgun O. A., Savchenko V. B., Ivanova T. S. Svirgun V. V. Probabilistic assessment of the stress-strain state of the drum shaft of a grain-cleaning separator under fatigue failure conditions*

**Abstract.** *The paper presents a combined computational and experimental analysis of the shaft of a perforated drum in a grain-cleaning separator, accounting for static and cyclic loads and the stochastic nature of fatigue failure of welded joints. The object of study is the drum shaft subjected to uniformly distributed and concentrated bending loads from its own weight, the mass of the drum and grain bulk, as well as the driving torque. Evaluation of the stress-strain state of a finite-element model built in Autodesk Inventor confirmed an adequate margin of static strength for the considered design variants. At the same time, local zones of stress concentration were identified at welded seams, where the safety factor may drop below unity, which is critical under variable loading. Fatigue life calculations were performed using allowable stresses with median S–N curves and a probabilistic assessment that accounts for the distribution of stress amplitudes and the level of residual stresses generated during welding. It is shown that high residual stresses substantially reduce service life, whereas optimization of welding technology aimed at ensuring full penetration and subsequent post-weld heat treatment significantly increases durability. A set of constructive and technological measures is proposed, including refinement of shaft geometry, application of reinforcing elements in crack initiation zones, preheating, and welding quality control to reduce residual stresses. The results have practical value for the design, modernization, and enhancement of operational reliability of separators in grain processing lines.*

**Keywords:** drum shaft; grain-cleaning separator; welded joints; fatigue life; stress concentration; residual stresses; S–N curves; probabilistic methods; finite-element analysis.

### Постановка проблеми

Післязбиральна обробка зерна та його зберігання є ключовими етапами у загальній технологічній системі забезпечення збереження врожаю зернових культур та доведення його до товарних кондицій. Саме на цьому етапі формується якість кінцевого продукту, що безпосередньо впливає на економічну ефективність аграрного виробництва та конкурентоспроможність продукції на ринку.

У зв'язку з цим актуальним є питання модернізації існуючих зразків техніки та розробки нових зерноочисних машин, які б забезпечували високий рівень очищення зерна при мінімальних капітальних витратах.

### Формулювання мети досліджень

В процесі експлуатації сепаратора трапляються випадки руйнування вала барабану. В зв'язку з цим виникає необхідність виконання розрахунку внутрішніх зусиль, які діють в поперечних перерізах валу і визначають його статичну і втомну міцність.

Завдання даного дослідження полягає у здійсненні розрахункового аналізу конструкції валу решіткового барабана комбінованого сепаратора, обґрунтуванні методів підвищення надійності його роботи.

### Аналіз конструкції і умов її експлуатації

Об'єктом дослідження у даній роботі є вал решітного барабана сепаратора. Барабан виконує функцію основного робочого органу зерноочисного сепаратора, призначеного для розділення зернового вороху на фракції за розміром та аеродинамічними властивостями. Застосовується переважно на зернопереробних підприємствах у складі стаціонарних або мобільних технологічних ліній.

Конструкція барабана (рис. 1) являє собою металевий обід, до якого кріпляться решіта. Обід, у свою чергу, кріпиться до вала барабана стрижневою конструкцією за допомогою зварювання.

В процесі експлуатації сепаратора трапляються випадки руйнування вала барабану (рис. 2). В зв'язку з цим виникає необхідність виконання розрахунку внутрішніх зусиль, які діють в поперечних перерізах валу і визначають його статичну і втомну міцність.

Як зазначається в роботі [1], аналіз конструкції сепаратора показує, що вал барабана зазнає складного згинаючого навантаження, яке складається з рівномірно розподіленого по всій довжині навантаження від власної ваги валу, а також зосереджених зусиль від ваги барабану і оброблюваної зернової суміші, які передаються на вал через стійки кріплення в п'яти точках. Крім того, вал закручений крутним моментом, який створюється механізмом приводу(рис. 3).

Розглядалися декілька варіантів конструкції сепаратора [1-5] та були прийняті наступні вихідні умови:

Вихідні експлуатаційні характеристики сепаратора:

- розрахункова продуктивність –175 - 200 т/год;
- режим навантаження –11 місяців на рік 24 години на добу;
- прогнозований термін експлуатації – 8 років.
- максимальний кут нахилу барабану в процесі експлуатації – 5°;
- види опор валу барабану – 2 підшипника кочення.
- насипна маса матеріалу (пшениця) – 0,75т/м<sup>3</sup>
- частота обертання валу – 17 об/хв та 30 об/хв.

Для аналізу напружено-деформованого стану іншої конструкції решітчастого барабану в Autodesk Inventor була створена розрахункова модель (рис. 3) та виконано аналіз напружено-деформованого стану (рис.4-7).

Аналіз змодельованого напружено-деформованого стану решітчастого барабана сепаратора під дією статичного навантаження свідчить, що згідно з прийнятою розрахунковою схемою, вал має значний запас міцності. Для одного варіанта конструкції  $n_t=6,97$  [3-5], для іншого [1]  $n_t=2,43$

Однак, конструктивні особливості вала, зокрема наявність зварних з'єднань у місцях кріплення барабана, зумовлюють необхідність врахування концентрації напружень. В зонах зварних швів (рис. 6) є місця де коефіцієнт запасу по текучості менше одиниці. Це не допустимо з точки зору статичних розрахунків. Тим більше що вал працює при знакозмінних складних напруженнях, тому ці місця потребують більш докладного аналізу на довговічність.

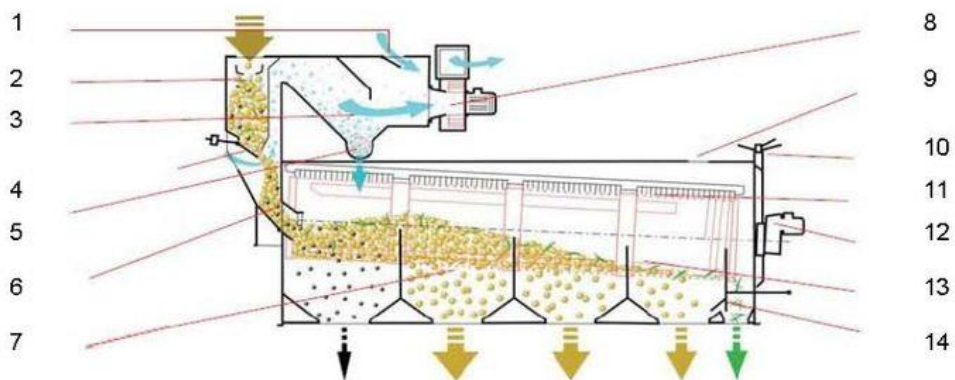


Рис. 1. Схема решітно-барабанного сепаратора. 1 - Регулятор сили аспірації, 2 - загрузочний бункер, 3 - осадова камера, 4 - регулювання подачі продукту, 5 - розвантажувальний шнек та шлюзовий затвор, 6 - аспіраційна камера, 7 - решітний барабан, 8 - вентилятор, 9 - додаткова аспірація барабана, 10 - регулювання кута нахилу барабана, 11 - ролики очищувача, 12 - Регулювання частоти обертання, 13 - секції решіт, 14 - рухома заслінка.



Рис. 2. Поломки барабана [1]

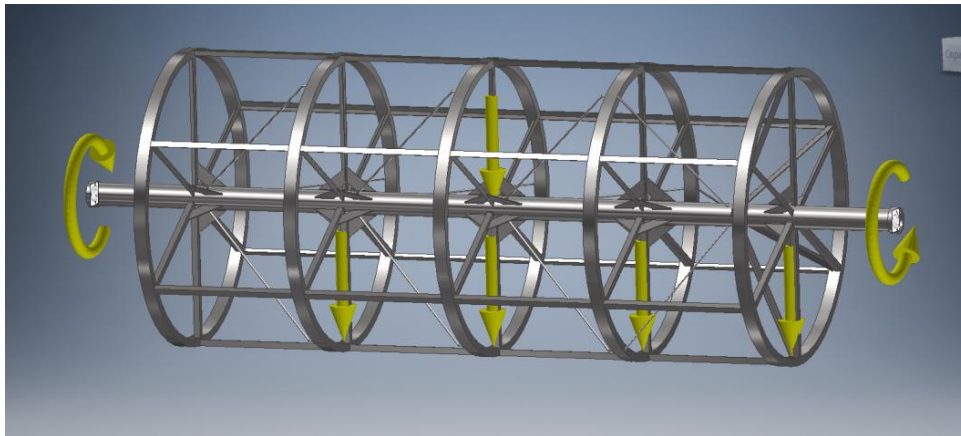


Рис. 3. Модель решітного барабану сепаратора в Autodesk Inventor.

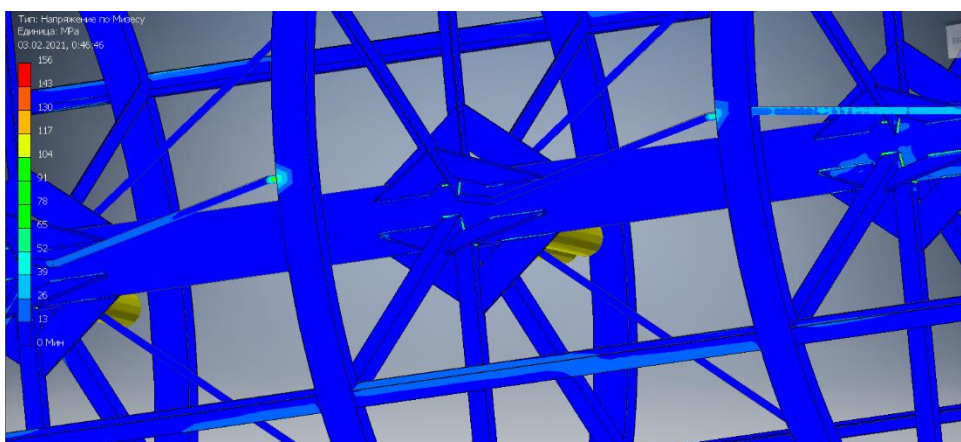


Рис. 4. Розподіл еквівалентних напружень в конструкції

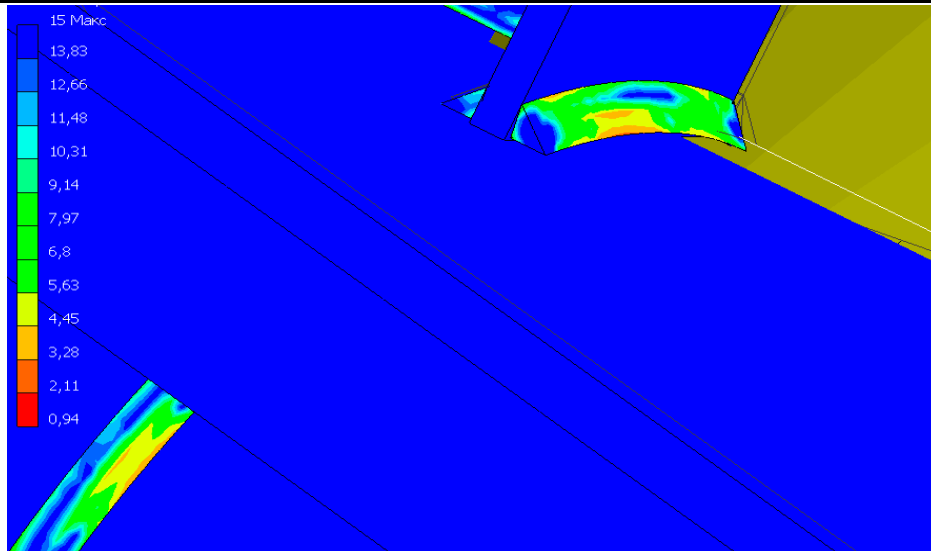


Рис. 5. Розподіл еквівалентних напружень в зоні зварних швів

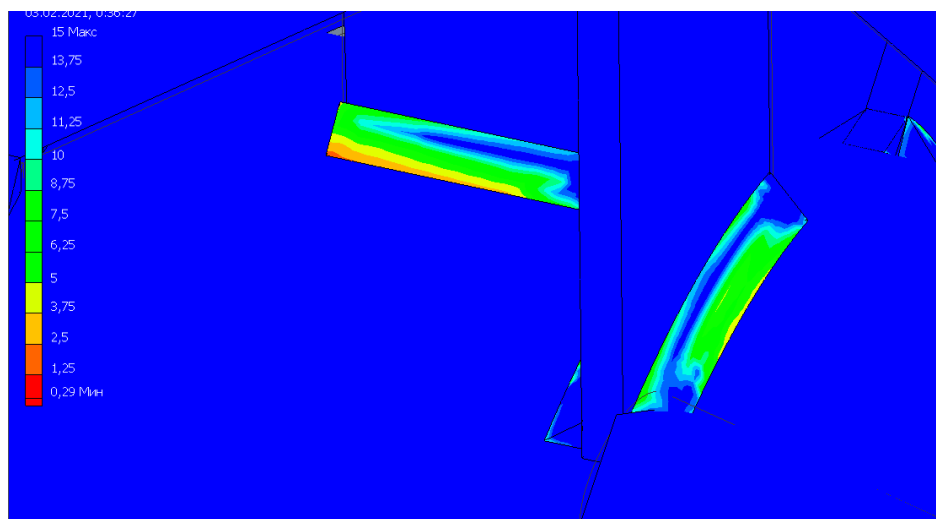


Рис. 6. Зони зварних швів. Коефіцієнт запасу міцності

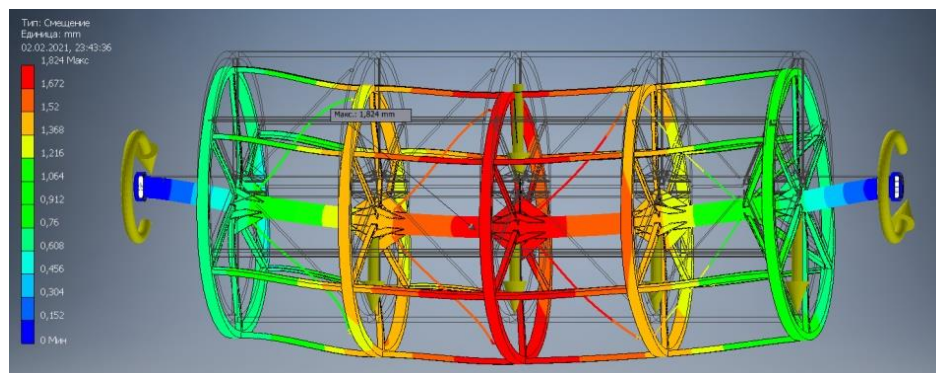


Рис. 7. Переміщення в конструкції

### Аналіз останніх досліджень та публікацій

В нормативних документах і рекомендаціях як України [6], так і європейських [7, 8] доступні декілька підходів до оцінювання втомної міцності сталевих зварних з'єднань: метод номінальних напружень, метод гарячої точки, метод напружень у

надрізі. Усі перелічені методи базуються на припущенні лінійно-пружної поведінки матеріалу.

Метод номінальних напружень ґрунтується на класичних розрахунках напружень у рамках механіки суцільного тіла і не враховує локальні ефекти концентрації напружень. Оцінювання втомної міцності здійснюється шляхом порівняння розрахованого номінального напруження з відповідною проектною категорією з'єднання, що визначається його геометрією та умовами навантаження. До перевагою цього методу є відносна простота. Він широко використовується в стандартах [6, 7, 8].

Метод напруження в "гарячій точці" Hot-spot stress був розвинутий науковцями Британського інституту зварювання, зокрема Maddox S. J. та Niemi E. [9, 10, 11], та німецьким вченим Hobbacher [8] для вирішення задач втомної міцності зварних вузлів. Метод гарячої точки (Hot-spot stress) передбачає екстраполяцію напружень до зони переходу шва (weld toe) за допомогою чисельних розрахунків або тензометричних вимірювань. Цей підхід враховує структурні концентрації напружень і, як наслідок, вимагає меншої кількості кривих  $S-N$  у порівнянні з методом номінальних напружень. Але потребує екстраполяції напружень в зоні переходу швів.

Метод напружень у надрізі (NSIF) заснований на розробках Seeger et al. Olivier [12]. В теперішній час прийнятий в низці рекомендацій та технічних правил, зокрема в рекомендаціях Міжнародного інституту зварювання (IIW), у публікаціях DVS (Німеччина) та в FKM-керівництві (Німеччина) [12, 13]. Метод полягає в заміні реальних профілів переходу та кореня шва згладженими контурами з фіксованим радіусом вершини надрізу (зазвичай 1 мм). Така ідеалізація дозволяє уніфікувати локальну геометрію для розрахунків концентрації напружень. Але цей метод чуттєвий до вибору радіуса вершини надрізу, тобто потребує точного моделювання.

Локальні методи — це більш точні та сучасні інструменти, які враховують реальну геометрію та локальні ефекти.

До локальних методів можна віднести наступні.

Метод NSIF. Коефіцієнти інтенсивності напружень у надрізі (Notch Stress Intensity Factors). Параметри, що характеризують інтенсивність локальних полів напружень біля геометричних надрізів або гострих контурів; використовуються для кількісної оцінки впливу надрізу на ініціацію та ріст втомних тріщин [13, 14]. Метод добре підходить для гострих геометрій. Недоліком можна назвати чутливість до геометричних моделювань.

Метод середньої щільності енергії деформації (SED) [15, 16]. Усереднена щільність енергії деформації в зоні концентрації — застосовується як локальний критерій для прогнозування втомного руйнування та порівняння різних геометрій концентрацій напружень, придатний для оцінки як одноосового, так і багатовісного навантаження. Перевага: застосовний до різних режимів напруження. Обмеження використання - чутливий до вибору розміру контрольної області.

Теорія критичних відстаней (TCD) [17,18]. Підхід, що вводить характерну відстань від концентрації напружень, на якій усереднена або пікова величина напружень або деформацій корелює з ініціацією тріщини; використовується для уніфікації критеріїв міцності при наявності локальних дефектів або надрізів. Потребує калібрування для кожного матеріалу.

Метод пікових напружень (Peak Stress Method) [19, 20]. Наближений підхід, що використовує пікові (максимальні) лінійно-упругі напруження, отримані з скінчено-елементного аналізу двовимірних та тривимірних моделей з грубою сіткою, для оцінки локальної втомної міцності. наближений Заощаджує час, придатний для практичної практики. З недоліків - наближений, менш точний, ніж «чистий» NSIF.

Вал решітного барабана працює при складному напруженому стані. У частині оцінювання втомної міцності при багатоосьових умовах у чинних стандартах і рекомендаціях немає єдиного пріоритетного підходу.

Рекомендації пропонують використовувати або еквівалентний діапазон напружень за критерієм фон Мізеса [21], або головні напруження у поєднанні з одноосьовими кривими  $S-N$ . Зокрема, Eurocode 3 [7] пропонує формування еквівалентного діапазону напружень на основі лінійного правила сумування пошкоджень (Palmgren–Miner), тоді як рекомендації Міжнародного інституту зварювання визначають еквівалентний діапазон у рамках багатовісного підходу Gough–Pollard [23]. Більш докладно з порівнянням методів та підходів можна познайомитись в роботах [21, 22].

В деяких випадках, як зазначається в літературних джерелах, ефективними для визначення напруженого стану зони зварного шва є комбіновані методики, згідно з якими напруження в локальних зонах переходу від шва до основного металу визначаються за математичними формулами, отриманими аналітичними шляхом, а напруження на достатній відстані від гострих концентраторів за допомогою комп'ютерного моделювання МСЕ.

Зварні з'єднання характеризуються стохастичною природою втомного руйнування. Порівняно з більшістю несучих елементів, саме вони демонструють один із найбільших розкидів показників втомної довговічності, причому це спостерігається навіть за умов ретельно контрольованих лабораторних випробувань. Відтак постає необхідність системно враховувати варіабельність як самого процесу зародження та розвитку тріщин, так і оцінки граничного строку служби. Експлуатаційні напруження при цьому доцільно трактувати як випадкові процеси. За таких умов інтеграція ймовірнісних методів у процедури оцінювання довговічності та ризику стає критичною складовою науково обґрунтованого проєктування і управління технічним станом зварних конструкцій.

Одним з сильних чинників, що впливають на опір втомі з'єднань, є залишкове напружене поле в зоні шва. В наслідок різкого температурного перепаду, структурних змін і пружньопластичної деформації, в зонах зварних з'єднань виникає значне залишкове напруження, величина якого може досягати і навіть істотно перевищувати межу текучості вихідного матеріалу.

Залишкові зварювальні напруження ( $\sigma_{ocm}$ ), при визначенні характеристики опору втомі з'єднань, враховують відповідно до розподілу їх на високі ( $\sigma_{ocm} > 0,5\sigma_m$ ) і низькі ( $\sigma_{ocm} \leq 0,5\sigma_m$ ).

У розрахунках на втому за методом допустимих напружень за допомогою рівняння кривої втоми виду

$$\sigma^m N = \bar{\sigma}_R^m N_0,$$

де параметр  $m$  рівняння медіанної (відповідної ймовірності відмови 50%) кривої втоми може бути визначено через параметри  $\bar{\sigma}_R$ ,  $A_R$ ,  $B_R$  [6, 7] медіанної кривої втоми за такими залежностями:

$$m = \frac{a_2^2 - a_0 b_2}{A(a_1 b_2 - a_2 b_1)};$$
$$a_0 = \int_{x_1}^{x_2} \ln x (x + B)^2 dx;$$
$$a_1 = \int_{x_1}^{x_2} \ln^2 x dx;$$

$$a_2 = \int_{x_1}^{x_2} \ln x (x + B) dx;$$

$$b_1 = B(x_2 - x_1)(x_2 + x_1 + B) + \frac{1}{3}(x_2^3 - x_1^3);$$

$$b_2 = (x_2 - x_1) \left( B + \frac{x_1 + x_2}{2} \right),$$

де  $x_1$  і  $x_2$  – інтервал довговічності.

У розрахунках на втому розподіл амплітуд напружень в елементах конструкцій рекомендується задавати логарифмічно нормальним законом. Де середнє значення  $\ln \hat{\sigma}_a$  та середнє квадратичне відхилення  $S_{\ln \hat{\sigma}_a}$ , натуральних логарифмів амплітуд напруження розраховують за формулами:

$$\ln \hat{\sigma}_a = \ln(\hat{\sigma}_a) - \frac{1}{2} S_{\ln \hat{\sigma}_a};$$

$$S_{\ln \hat{\sigma}_a} = \sqrt{\ln \left[ \left( \frac{S_{\hat{\sigma}_a}}{\hat{\sigma}_a} \right)^2 + 1 \right]}$$

За розрахунковими характеристиками опору втомі зварного з'єднання з кривої втоми визначається гранична кількість циклів  $N_i(\sigma_{a_i}, P)$  як функція амплітуди напруження  $\sigma_{a_i}$  та ймовірності відмови  $P$ . При постійному коефіцієнті асиметрії циклу  $R_\sigma$  кількість циклів  $N_i(\sigma_{a_i}, P)$  обчислюється за відповідною формулою,

$$N_i(\sigma_{a_i}, P) = \frac{A}{\ln \left[ \frac{2\sigma_a}{(1 - R_\sigma)R_R(P)} \right]} - B,$$

а при постійному середньому напруженні — за альтернативним співвідношенням

$$N_i(\sigma_{a_i}, P) = \frac{A}{\ln \left( \frac{\sigma_{a_i} + \sigma_m}{R_R(P)} \right)} - B.$$

Ймовірність відмови  $P$  знаходиться за квантілю нормального розподілу  $Z_p$ , яка визначається за формулою

$$Z_p = \frac{1 - \tilde{n}}{\sqrt{\tilde{n}^2 \vartheta_{\sigma_R}^2 + \vartheta_B^2}},$$

Остаточно, характеристики опору втомі елементів конструкцій зі зварними з'єднаннями, визначають за ймовірністю відмови, враховуючи параметри  $\bar{\sigma}_R$ ,  $S_{\sigma_R}$  розподілу межі витривалості і параметри  $\bar{\sigma}_R$ ,  $A_R$ ,  $B_R$  рівняння медіанної (відповідної ймовірності відмови 50%) кривої втоми, яка має вигляд:

$$\sigma = \bar{\sigma}_R \cdot e^{\frac{A_R}{N+B_R}}.$$

Тоді, рівняння, яке описує розрахункову криву втоми вузла зі зварним з'єднанням, що побудоване для ймовірності відмови  $P\%$ , має вигляд:

$$\sigma(P; N) = R_R \cdot e^{\frac{A_R}{N+B_R}}.$$

Нормативне значення границі витривалості  $\bar{\sigma}_R$  визначають за діаграмами граничних напружень циклу як значення, яке відповідає гілці  $N \rightarrow \infty$  або з таблиць.

Параметри  $A_R$  та  $B_R$ , що входять в рівняння кривої втоми, також визначаються за відповідними діаграмами або з таблиць [6, 7].

Розрахункову границю витривалості  $R_R = \sigma_R(P)$  визначають залежно від допустимої ймовірності відмови  $P$  (ймовірності утворення втомної тріщини глибиною 2...3 мм) за формулою виду

$$R_R = \bar{\sigma}_R - z_P S_{\sigma_R}$$

де  $z_P$  – квантіль нормального розподілу для ймовірності  $P$ .

Квантіль нормального розподілу для ймовірності  $P = 0,95$  неруйнування дорівнює  $z_P = 1,645$ . Квантіль нормального розподілу для ймовірності  $P = 0,5$  неруйнування дорівнює  $z_P = 0$ .

### Результати досліджень

Для розрахунку вала на витривалість було розроблено програму в математичній таблиці MS Excel.

Розрахунки виконувались для варіантів

- високі залишкові напруження (рис. 8);
- низькі залишкові напруження (рис. 9);
- низькі залишкові напруження та неповний провар (рис. 10).

Вихідні дані для розрахунку

Ar	Br	Ssi	SiR
6,65E+05	4,85E+05	10	48

Z	0	1,675
Rr	48	31,25

Результати розрахунку

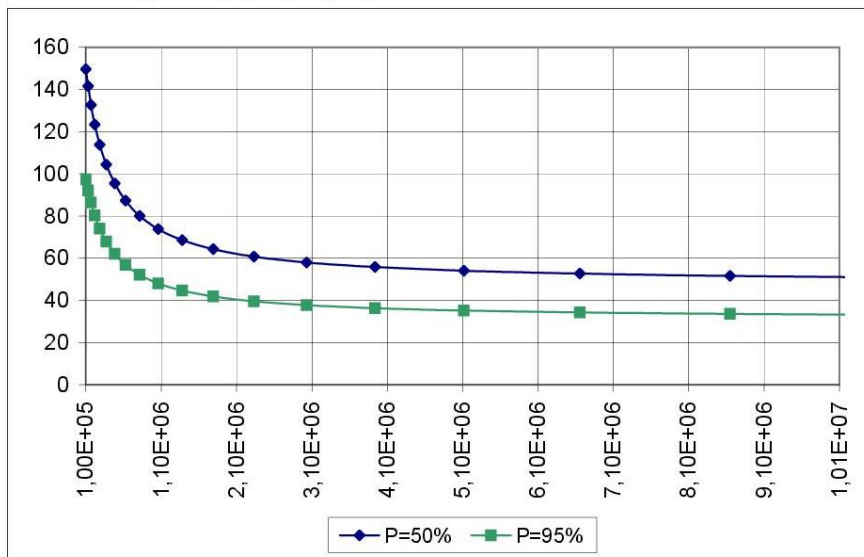


Рис. 8. Результати розрахунку довговічності валу при високих залишкових напруженнях ( $\sigma_{ост} > 0,5\sigma_m$ )

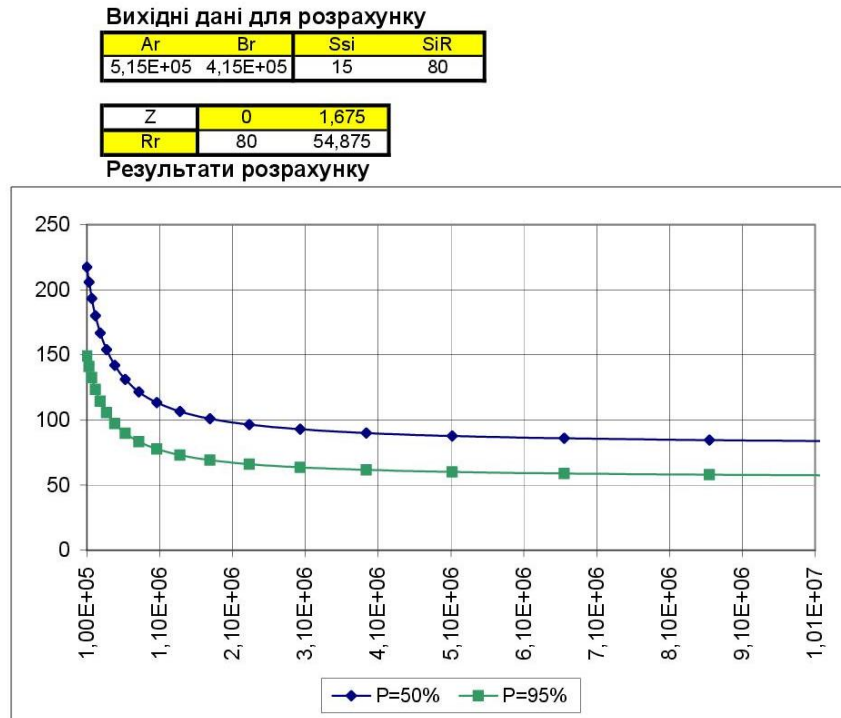


Рис. 9. Результати розрахунку довговічності валу при низьких залишкових напруженнях

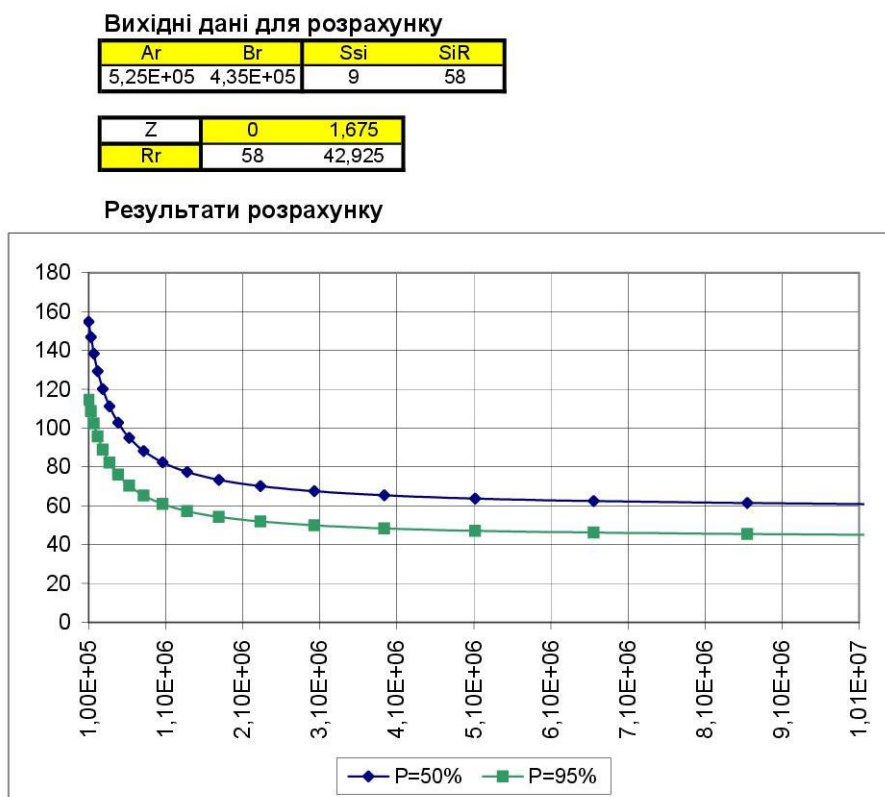


Рис. 10. Результати розрахунку довговічності валу при низьких залишкових напруженнях та неповному проварі ( $\sigma_{ост} \leq 0,5\sigma_m$ )

Аналізуючи результати розрахунків (рис. 8-10), можна зазначити, що при досягненні  $N=10^7$ , крива втомни асимптотично наближається до значення максимального напруження, починаючи з якого вал не повинен виявляти жодних ознак руйнування. З розрахунку вала сепаратора на статичну міцність маємо максимальні еквівалентні напруження  $\sigma_e = \sigma_a = 79,3$  МПа.

Таблиця 1

Оцінка довговічності вала барабана

Сценарій	Умови залишкових напружень	Провар	Ймовірність безвідмовної роботи	Довговічність $N$ , циклів
1	високі залишкові напруження	не вказано	50%	$8,16 \cdot 10^5 < 6,46 \cdot 10^7$
2	низькі залишкові напруження	неповний провар	50%	$2,86 \cdot 10^5 < 6,46 \cdot 10^7$
3	низькі залишкові напруження	не вказано	95%	$1,06 \cdot 10^6 < 6,46 \cdot 10^7$
4	низькі залишкові напруження	не вказано	50%	весь строк служби

Для іншої конструкції барабана, який виготовлявся з сталі 20 були виконана аналогічні розрахунки. Результати розрахунків наведені в таблиці 2.

Таблиця 2

Оцінка довговічності вала барабана зі сталі 20

Сценарій	Умови залишкових напружень	Наявність провару	Ймовірність безвідмовної роботи	Довговічність $N$ , циклів
1	високі залишкові напруження	не вказано	50%	$3,71 \cdot 10^5$
2	низькі залишкові напруження	неповний провар	50%	$4,83 \cdot 10^6$
3	низькі залишкові напруження	не вказано	95%	$1,69 \cdot 10^5$
4	низькі залишкові напруження (з невеликою похибкою)	не вказано	50%	$1,06 \cdot 10^6$

З огляду на результати аналізу, одним із ефективних способів мінімізації негативного впливу зварних швів є оптимізація їх конструктивного виконання. Тому, можна говорити про необхідність проведення заходів щодо підвищення втомної міцності вала барабана сепаратора.

## Висновки

1. Розрахункові значення еквівалентних напружень не перевищують допустимих меж, а коефіцієнт запасу міцності є достатнім для гарантованої роботи в умовах статичного навантаження.

2. Аналіз прогинів вала під дією робочого навантаження показав, що максимальні значення деформацій знаходяться в межах допустимих норм і не чинять негативного впливу на функціонування конструкції та технологічний процес.

3. Наявність зварного з'єднання, що працює в умовах циклічного навантаження, спричиняє зниження коефіцієнта запасу міцності до рівня 0,89, що є критичним і неприйнятним для динамічної експлуатації, з огляду на ризик передчасного руйнування.

4. Геометричні параметри існуючої конструкції вала не відповідають вимогам, необхідним для забезпечення його надійної та безаварійної експлуатації та потребують коригування. Його можна виконати орієнтуючись на данні графіків (рис. 8-10).

5. У випадку експлуатації вже існуючих конструкцій, що зазнали втомного пошкодження, доцільним є застосування підсилювальних елементів типу «косинок» у зонах зародження тріщин, з подальшим виконанням повздовжніх зварних швів для їх фіксації.

6. Для зниження негативного впливу від зварювання використовують наступні методики підвищення втомної міцності зварних конструкцій:

- застосування попереднього підігріву та післязварювальної термообробки;
- контроль якості зварних з'єднань (відсутність непроварів, тріщин, флокенів);
- зниження залишкових напружень шляхом оптимізації технології зварювання;
- використання матеріалів із підвищеною втомною міцністю або легування шва.

## Список використаних джерел

1. Савченко В. Б., Полтавченко О. В., Попко К. Г. Аналіз умов роботи і розрахунок вала сепаратора КБС 1240 на статичну міцність // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. Вип. 205 «Проблеми надійності машин». – 2019. – С. 330–338.

2. Савченко В. Б., Свіргун О. А., Свіргун В. В., Марченко М. В. Розрахунок вала барабана сепаратора // Матеріали IV Міжнар. наук.-практ. конф. «Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем». – Кропивницький : ЦНТУ, 2022. – 192 с.

3. Свіргун О. А., Савченко В. В., Свіргун В. В., Мазко І. Р. Оцінка статичної міцності барабана сепаратора // Проблеми надійності та міцності машин і споруд: матеріали Всеукр. наук.-практ. конф. – Харків : ДБТУ, 2023. – С. 38–40.

4. Свіргун О. А., Савченко В. Б., Свіргун В. В., Іванова Т. С. Дослідження можливостей конструктивного удосконалення барабану зернового сепаратора // Молодь і технічний прогрес в АПВ: матеріали Міжнар. наук.-практ. конф. – Харків : ДБТУ, 2024. – С. 559–561.

5. Свіргун О. А., Савченко В. Б., Свіргун В. В., Іванова Т. С. Дослідження втомних пошкоджень в зварних з'єднаннях вал сепаратора – маточина барабана // Молодь і індустрія 4.0 в XXI столітті: матеріали XXI Міжнар. форуму молоді. – Харків : ДБТУ, 2025. – С. 90–91.

6. ДБН В.2.6-198:2014. Конструкції будівель і споруд. Сталеві конструкції. Норми проектування, виготовлення і монтажу. – Київ : Мінрегіон України, 2014. – 205 с.

7. EUROCODE 3: Design of Steel Structures. Part 1–9: Fatigue. – BS EN 1993-1-9:2014. – 2014. – 36 p.

8. Hobbacher A. F., Baumgartner J. Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components. – Cham : Springer; IIW, 2024. – 199 p. – DOI: 10.1007/978-3-031-57667-6.
9. Maddox S. J., Razmjoo G. R. Interim fatigue design recommendations for fillet welded joints under complex loading // *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. – 2001. – Vol. 24. – P. 329–337.
10. Niemi E., Fricke W., Maddox S. J. *Fatigue Analysis of Welded Components*. – Cambridge : Woodhead Publishing, 2006.
11. Fricke W. Guideline for the Fatigue Assessment by Notch Stress Analysis for Welded Structures. – Cambridge : IIW, 2008. – IIW Doc. XIII-2240r1-08/XV-1289r1-08.
12. Rother K., Fricke W. Effective notch stress approach for welds having low stress concentration // *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. – 2016. – Vol. 147. – P. 12–20. – DOI: 10.1016/j.ijpvp.2016.09.008.
13. Lazzarin P., Lassen T., Livieri P. A notch stress intensity approach applied to fatigue life predictions of welded joints with different local toe geometry // *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. – 2003. – Vol. 26. – P. 49–58.
14. Lazzarin P., Sonsino C. M., Zambardi R. A notch stress intensity approach to assess the multiaxial fatigue strength of welded tube-to-flange joints subjected to combined loadings // *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. – 2004. – Vol. 27. – P. 127–140.
15. Livieri P., Lazzarin P. Fatigue strength of steel and aluminium welded joints based on generalised stress intensity factors and local strain energy values // *International Journal of Fracture*. – 2005. – Vol. 133. – P. 247–276.
16. Lazzarin P., Livieri P., Berto F., Zappalorto M. Local strain energy density and fatigue strength of welded joints under uniaxial and multiaxial loading // *Engineering Fracture Mechanics*. – 2008. – Vol. 75. – P. 1875–1889.
17. Susmel L. *Multiaxial notch fatigue*. – Cambridge : Woodhead Publishing, 2009.
18. Susmel L., Askes H. Modified Wöhler Curve Method and multiaxial fatigue assessment of thin welded joints // *International Journal of Fatigue*. 2012. Vol. 43. P. 30–42.
19. Meneghetti G., Guzzella C. The peak stress method to estimate the mode I notch stress intensity factor in welded joints using three-dimensional finite element models // *Engineering Fracture Mechanics*. – 2014. – Vol. 115. – P. 154–171.
20. Meneghetti G., De Marchi A., Campagnolo A. Assessment of root failures in tube-to-flange steel welded joints under torsional loading according to the Peak Stress Method // *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*. – 2016. – Vol. 83. – P. 19–30.
21. Fass M., Hecht M., Baumgartner J. et al. Evaluation of the approach based on the maximum principal stress from the IIW-Recommendation for welded joints under proportional, multiaxial stress states // *Welding in the World*. – 2023. – Vol. 67. – P. 2323–2332. – DOI: 10.1007/s40194-023-01571-x.
22. Pedersen M. M. Multiaxial fatigue assessment of welded joints using the notch stress approach // *International Journal of Fatigue*. – 2016. – Vol. 83. – P. 269–279.
23. Gough H. J., Pollard H. V. The strength of metals under combined alternating stresses // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. 1935. Vol. 131(1). P. 3–103.

## References

1. Savchenko, V. B., Poltavchenko, O. V., & Popko, K. G. (2019). Analysis of operating conditions and calculation of the separator shaft KBS 1240 for static strength. *Bulletin of Kharkiv National Technical University of Agriculture*, Issue 205 “Problems of machine reliability”, 330–338. [in Ukrainian].
2. Savchenko, V. B., Svirgun, O. A., Svirgun, V. V., & Marchenko, M. V. (2022). Calculation of the separator drum shaft. In *Proceedings of the IV International Scientific and*

Practical Conference “Improving reliability and efficiency of machines, processes and systems” (pp. 192). Kropyvnytskyi: CNTU. [in Ukrainian].

3. Svirgun, O. A., Savchenko, V. V., Svirgun, V. V., & Mazko, I. R. (2023). Assessment of static strength of the separator drum. In *Proceedings of the All-Ukrainian Scientific and Practical Conference “Problems of reliability and strength of machines and structures”* (pp. 38–40). Kharkiv: DBTU. [in Ukrainian].

4. Svirgun, O. A., Savchenko, V. B., Svirgun, V. V., & Ivanova, T. S. (2024). Research on possibilities of constructive improvement of the grain separator drum. In *Proceedings of the International Scientific and Practical Conference “Youth and technical progress in agriculture”* (pp. 559–561). Kharkiv: DBTU. [in Ukrainian].

5. Svirgun, O. A., Savchenko, V. B., Svirgun, V. V., & Ivanova, T. S. (2025). Investigation of fatigue damage in welded joints of separator shaft–drum hub. In *Proceedings of the XXI International Youth Forum “Youth and Industry 4.0 in the XXI Century”* (pp. 90–91). Kharkiv: DBTU. [in Ukrainian].

6. DBN V.2.6-198:2014. (2014). *Building structures. Steel structures. Design, fabrication and installation standards*. Kyiv: Ministry of Regional Development of Ukraine. [in Ukrainian].

7. EUROCODE 3: Design of Steel Structures. Part 1–9: Fatigue. (2014). BS EN 1993-1-9:2014. 36p.

8. Hobbacher, A. F., & Baumgartner, J. (2024). *Recommendations for fatigue design of welded joints and components*. Cham: Springer; IIW. <https://doi.org/10.1007/978-3-031-57667-6>

9. Maddox, S. J., & Razmjoo, G. R. (2001). Interim fatigue design recommendations for fillet welded joints under complex loading. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 24, 329–337.

10. Niemi, E., Fricke, W., & Maddox, S. J. (2006). *Fatigue analysis of welded components*. Cambridge: Woodhead Publishing.

11. Fricke, W. (2008). Guideline for the fatigue assessment by notch stress analysis for welded structures. Cambridge: IIW. IIW Doc. XIII-2240r1-08/XV-1289r1-08.

12. Rother, K., & Fricke, W. (2016). Effective notch stress approach for welds having low stress concentration. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 147, 12–20. <https://doi.org/10.1016/j.ijpvp.2016.09.008>

13. Lazzarin, P., Lassen, T., & Livieri, P. (2003). A notch stress intensity approach applied to fatigue life predictions of welded joints with different local toe geometry. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 26, 49–58.

14. Lazzarin, P., Sonsino, C. M., & Zambardi, R. (2004). A notch stress intensity approach to assess the multiaxial fatigue strength of welded tube-to-flange joints subjected to combined loadings. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 27, 127–140.

15. Livieri, P., & Lazzarin, P. (2005). Fatigue strength of steel and aluminium welded joints based on generalised stress intensity factors and local strain energy values. *International Journal of Fracture*, 133, 247–276.

16. Lazzarin, P., Livieri, P., Berto, F., & Zappalorto, M. (2008). Local strain energy density and fatigue strength of welded joints under uniaxial and multiaxial loading. *Engineering Fracture Mechanics*, 75, 1875–1889.

17. Susmel, L. (2009). *Multiaxial notch fatigue*. Cambridge: Woodhead Publishing.

18. Susmel, L., & Askes, H. (2012). Modified Wöhler curve method and multiaxial fatigue assessment of thin welded joints. *International Journal of Fatigue*, 43, 30–42.

19. Meneghetti, G., & Guzzella, C. (2014). The peak stress method to estimate the mode I notch stress intensity factor in welded joints using three-dimensional finite element models. *Engineering Fracture Mechanics*, 115, 154–171.

20. Meneghetti, G., De Marchi, A., & Campagnolo, A. (2016). Assessment of root failures in tube-to-flange steel welded joints under torsional loading according to the peak stress method. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*, 83, 19–30.

21. Fass, M., Hecht, M., Baumgartner, J., et al. (2023). Evaluation of the approach based on the maximum principal stress from the IIW-Recommendation for welded joints under proportional, multiaxial stress states. *Welding in the World*, 67, 2323–2332. <https://doi.org/10.1007/s40194-023-01571-x>

22. Pedersen, M. M. (2016). Multiaxial fatigue assessment of welded joints using the notch stress approach. *International Journal of Fatigue*, 83, 269–279.

23. Gough, H. J., & Pollard, H. V. (1935). The strength of metals under combined alternating stresses. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 131(1), 3–103.