

УРАХУВАННЯ КОРОЗІЙНОГО ЧИННИКА ПРИ ОЦІНЦІ ДОВГОВІЧНОСТІ НАСОСНИХ ШТАНГ

В.І.Артим

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел/факс (03422) 42002
e-mail: ndingt@nung.edu.ua

Предложено и обосновано четырехпараметрическое уравнение кривой коррозионной усталости для оценки долговечности насосных штанг в эксплуатационных условиях. Разработано и апробировано методику оценки параметров кривой коррозионной усталости по результатам экспериментальных исследований

The four-parametric equation of a corrosion fatigue curve for pump rods durability estimation in operating conditions is offered and justified. The method of corrosion fatigue curve parameters estimation by results of experimental researches is designed and approved

Насосні штанги є однією із найслабших ланок штангової свердловинної насосної установки. Це пов'язано із надзвичайно важкими умовами роботи насосних штанг. Змінні навантаження розтягу та згину, вплив корозійно-активного середовища та інші експлуатаційні чинники призводять до появи та інтенсивного розвитку корозійно-втомних тріщин і, як наслідок, до руйнування колони штанг. У зв'язку з цим проблема забезпечення надійності колони насосних штанг в умовах корозійно-втомного пошкодження є надзвичайно актуальною. Важливе теоретичне та практичне значення для її вирішення має визначення довговічності насосних штанг з урахуванням корозійного чинника.

Потужним методологічним засобом вирішення цієї проблеми є використання імовірнісних кривих втоми з урахуванням закономірностей кінетики накопичення корозійно-втомного пошкодження [1-3].

При регулярному навантаженні, коли параметри циклу не змінюються в часі, імовірнісна діаграма втоми у вигляді кривих рівної ймовірності неруйнування може бути відтворена за допомогою трипараметричного рівняння кривої втоми [1]

$$N = \frac{Q}{\sigma} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma - \bar{\sigma}_{rR}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \quad (1)$$

та функцій нормального розподілу значень границі витривалості

$$\bar{\sigma}_{rR} = \bar{\sigma}_{r\min} - tS_{r\max} \quad (t \geq 0), \quad (2)$$

де: N – кількість циклів до руйнування деталі;

σ – максимальне напруження циклу регулярного навантаження з постійним значенням

коефіцієнта асиметрії $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma}$;

V_0 – параметр з розмірністю напруження;

$Q = N_0 \cdot \bar{\sigma}_{rR}$ – коефіцієнт витривалості;

N_0 – параметр, який характеризує кількість циклів до точки нижнього перегину кривої втоми;

$\bar{\sigma}_{r\min}$ – нижня межа довірчого інтервалу для середнього значення границі витривалості за регулярного навантаження з коефіцієнтом асиметрії r ;

$S_{r\max}$ – верхня межа довірчого інтервалу для квадратичного відхилення значень границі витривалості;

$\bar{\sigma}_{rR}$ – частинне значення границі витривалості, що відповідає ймовірності неруйнування R ;

t – квантиль нормального розподілу.

Суттєвою перевагою рівняння (1) є те, що з його допомогою можна досить легко врахувати кінетику втомного пошкодження і оцінювати параметри кінетичних кривих втоми [15], які слугують потужним засобом визначення залишкового ресурсу відповідальних деталей та елементів конструкцій.

Але при використанні рівнянь (1, 2) для оцінки довговічності та залишкового ресурсу в умовах корозійної втоми ми зустрінемося зі значними труднощами. Крива втоми у формі (1) має нижню гілку, яка асимптотично наближається до границі витривалості. Експериментальні ж дослідження в умовах корозійної втоми показують, що в такому випадку крива не має горизонтальної нижньої гілки.

Якщо експлуатаційні навантаження характеризуються спектром з великою кількістю амплітуд напружень, суттєво вищих за границю витривалості, то при оцінці довговічності та залишкового ресурсу можна знехтувати впливом пошкоджень від низьких амплітуд, тобто формою нижньої вітки кривої втоми при урахуванні кінетики зниження границі витривалості в рівнянні (1).

Але таке навантаження є характерним при експлуатації далеко не всіх відповідальних деталей та елементів конструкцій. Наприклад, наші дослідження навантаженості колони насосних штанг [4] показали, що максимальним напруженням є 41,7 МПа. Розподіл характеризується великою кількістю напружень низького рівня. Так, в блоці є 93% напружень, менших 20 МПа.

Проведені нами раніше дослідження [4] засвідчили, що медіанна границя корозійної витривалості нових НШ з діаметром 19 мм $\sigma_{-1}=101$ МПа. Таким чином, рівень експлуатаційних напружень значно нижчий σ_{-1} , що мало б свідчити про високу довговічність НШ в умовах корозійної втоми. Але на практиці ми спостерігаємо досить суттєву аварійність роботи колони насосних штанг з причини її корозійно-втомного руйнування. При цьому типовий розподіл кількості корозійно-втомних руйнувань КНШ залежно від часу експлуатації має такий характерний вигляд: перші 2-3 роки експлуатації спостерігається зростання кількості аварій, потім їх зниження, стабілізація і поступове збільшення до повного вичерпання ресурсу. Якщо перший пік аварійності можна пояснити недоліками металургійного і технологічного характеру, то другий пік аварійності, що настає після 8-10 років експлуатації, пояснюється незворотнім процесом поступового накопичення корозійно-втомного пошкодження НШ, який зумовлює зменшення високого початкового значення границі витривалості до рівня експлуатаційної навантаженості.

Таким чином, для деталей з низьким рівнем навантаженості при початковому накопиченні пошкодження велику роль справляє корозійний чинник, тобто існує необхідність урахування нижньої гілки кривої корозійної втоми. Для оцінки її параметрів потрібно проводити довготривалі експериментальні дослідження на великих базах. При цьому ми зустрінемося з великими труднощами не тільки при проведенні експерименту, але й методичного характеру. Так, наприклад, дискусійним і невивченим є питання переводу результатів таких досліджень на зразках при вимушено форсованих режимах до реальних умов роботи деталі.

Тому метою даної роботи є урахування корозійного чинника при оцінці довговічності та залишкового ресурсу насосних штанг з допомогою кінетичних кривих втоми.

На нашу думку, для оцінки параметрів нижньої гілки кривої корозійної втоми доцільним є використання результатів експериментальних досліджень в багаточисловій області. Для цього пропонується використання рівняння (1) для верхньої гілки кривої корозійної втоми в комбінації з рівняннями

$$N_{cor} = \frac{Q_{cor}}{\sigma} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma}{V_{cor}} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (3)$$

де Q_{cor} , V_{cor} – параметри нижньої гілки кривої корозійної втоми.

Для визначення даних параметрів нами [5] раніше запропоновано систему рівнянь

$$\begin{cases} N = N_0 \\ N = N_{cor} \\ N' = N'_{cor} \end{cases} . \quad (4)$$

Але проведений детальний аналіз засвідчив, що при використанні системи рівнянь (4) неможливо врахувати ступінь впливу коро-

зійного середовища на корозійно-втомну витривалість деталей при низьких напруженнях, тобто узгоджувати експериментальні результати і кут нахилу нижньої гілки кривої корозійної втоми. Для такого узгодження необхідне використання незалежного параметра. Тому пропонується чотирипараметричне рівняння кривої корозійної втоми з гілками (1), (3) і їх узгодженням за системою рівнянь

$$\begin{cases} \sigma = \sigma_r + k \\ N = N_{cor} \\ N' = N'_{cor} \end{cases} , \quad (5)$$

де k – коефіцієнт узгодження з експериментальними даними, МПа. У першому наближенні можна прийняти $k=1..3$ МПа.

Розв'язок рівняння в графічній формі зображено на рис. 1. З допомогою параметру k можна змінювати V_{cor} , тобто узгоджувати кут нахилу нижньої гілки кривої з результатами експериментальних досліджень.

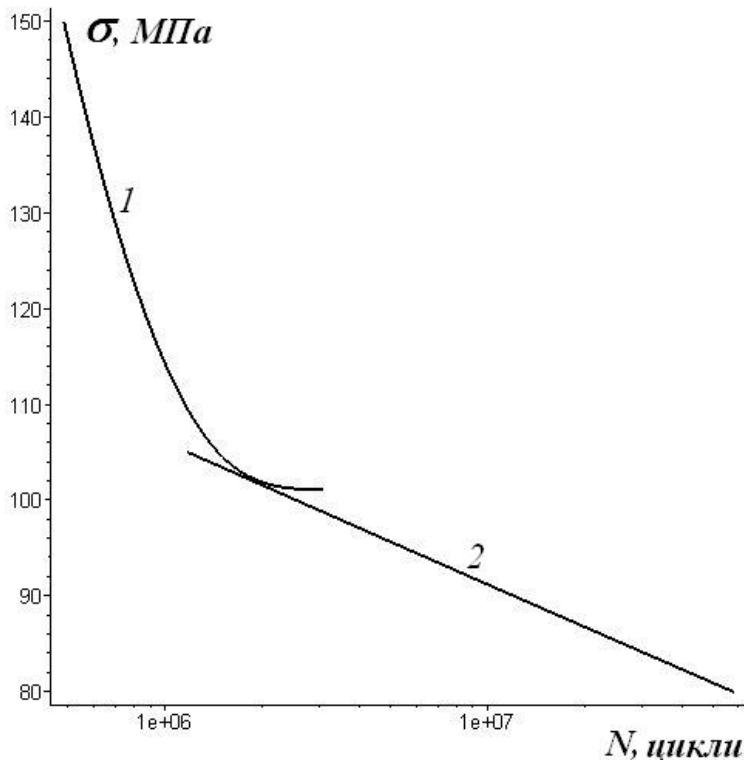
Для застосування рівнянь (1), (3) і (5) при розрахунках довговічності та залишкового ресурсу деталей виникає задача визначення параметрів кривої корозійної втоми із нижньою гілкою у вигляді (3) за результатами експериментальних досліджень на корозійну втому. Алгоритм обробки експериментальних результатів без урахування корозійного чинника наведено в [6]. Спроба його модернізації показала, що при таких умовах алгоритм значно ускладнюється і, що найважливіше, не гарантується отримання параметрів з найменшим середньоквадратичним відхиленням.

Тому розроблено алгоритм, за яким на етапі визначення усереднених параметрів кривої втоми відбувається послідовний перебір усіх параметрів у наперед встановлених межах з визначеним кроком. Сумарні середньоквадратичні відхилення експериментальних і розрахункових границь витривалості для кожного з варіантів заносяться в пам'ять. Після усіх розрахунків визначаються параметри, при яких сумарне середньоквадратичне відхилення мінімальне. Крок зміни параметрів встановлюємо на рівні достатньої точності. У такому випадку кількість циклів розрахунків буде дуже великою, але при сучасній швидкодії комп'ютерів це не має суттєвого значення. При необхідності уточнення параметрів можна провести другий етап розрахунків з меншим кроком зміни параметрів, але з визначеними на першому етапі їх межами.

Після визначення параметрів усередненої кривої втоми з двома гілками визначаємо параметри кінетичних кривих втоми за вищевказаним алгоритмом, але змінним параметром залишається тільки кінетична границя витривалості.

Згідно з алгоритмом розроблено програму побудови кінетичних кривих корозійної втоми за результатами експериментальних досліджень.

Побудову кінетичних кривих корозійної втоми насосних штанг за запропонованим чо-



1 – верхня гілка (1); 2 – нижня гілка (3)

Рисунок 1 — Крива корозійної втоми

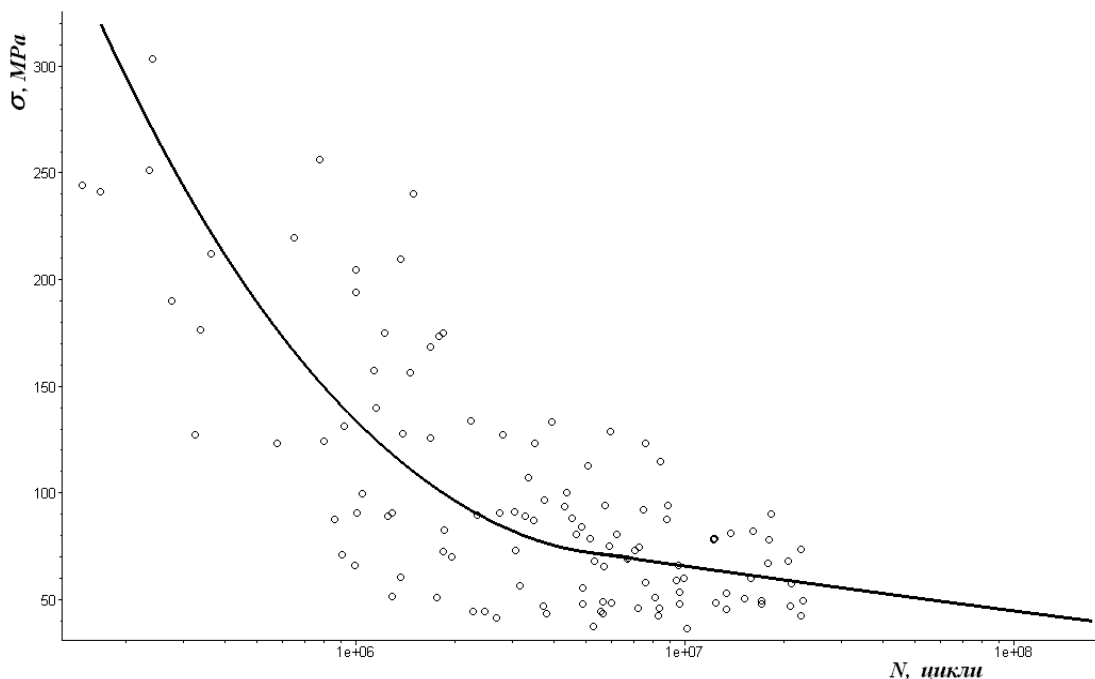


Рисунок 2 — Результати випробувань та усереднена крива втоми

тирипараметричним рівнянням проведено за результатами експериментальних досліджень, наведених у [3].

Генеральна вибірка експериментальних даних зображена на рис. 2. У результаті обробки з допомогою розробленої програми отримали такі параметри усередненої кривої втоми (рис. 2):

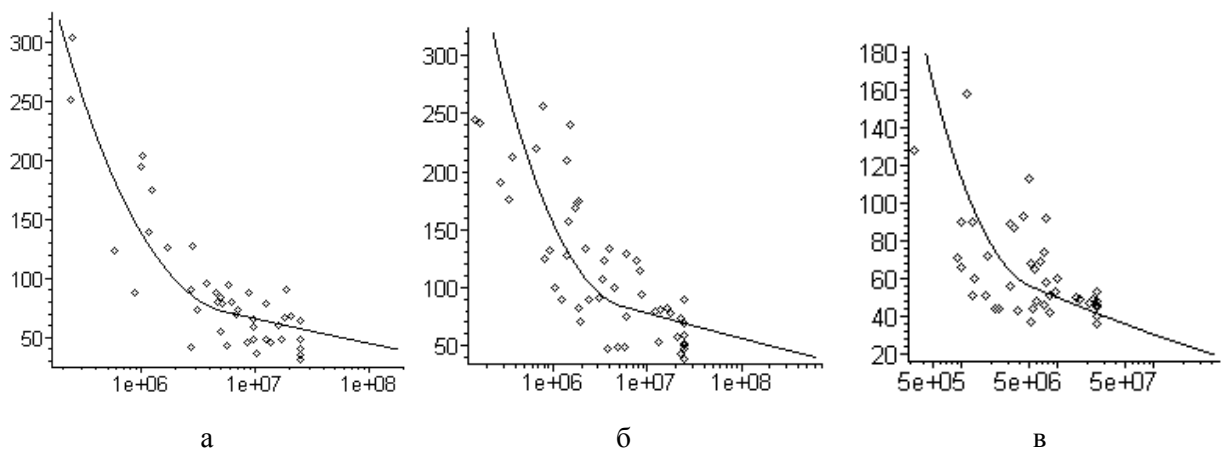
$$Q_c = 6,1 \cdot 10^7 \text{ МПа}; \sigma_{-1c} = 61 \text{ МПа}; V_{0c} = 450 \text{ МПа};$$

$$N_{0c} = \frac{Q_c}{\sigma_{-1c}} = 1 \cdot 10^6 \text{ циклів}; k = 2 \text{ МПа}.$$

Наступним етапом обробки є визначення параметрів кінетичних кривих насосних штанг. Результати розрахунку за приведеною методикою наведені в таблиці 1. Кінетичні криві для

Таблиця 1 — Параметри кінетичних кривих корозійної втоми насосних штанг

Термін експлуатації К, роки	Q , МПа	σ_{-1} , МПа	V_0 , МПа	N_0 , цикли	Q_{cor} , МПа	V_{cor} , МПа	$\bar{S}_{\sigma_{-1}}$, МПа
К=0 (нові штанги)	$8,21 \cdot 10^7$	82,1	450	$1 \cdot 10^6$	$9,2 \cdot 10^{11}$	11	4,5
К=4	$7,04 \cdot 10^7$	70,4			$2,64 \cdot 10^{11}$		3,25
К=8	$5,47 \cdot 10^7$	54,7			$4,74 \cdot 10^{10}$		3,12



а – нові штанги; б – після 4 років експлуатації; в – після 8 років експлуатації

Рисунок 3 — Кінетичні криві втоми насосних штанг

імовірності неруйнування $P=50\%$ зображено на рис. 3.

Аналіз результатів свідчить про можливість використання запропонованого чотирипараметричного рівняння для опису кривих корозійної втоми, в тому числі кінетичних, в імовірнісному трактуванні. Так, рівень середньоквадратичного відхилення від експериментальних результатів значно знизився порівняно з обробкою за рівнянням (1), наведеним у [3]. Наступні дослідження будуть спрямовані на розроблення методик оцінки довговічності та залишкового ресурсу з допомогою запропонованого рівняння.

Література

1 Почтенный Е.К. Кинетика усталости машиностроительных конструкций. – Мн.: УП «Арти-Фекс», 2002. – 186 с.

2 Івасів В.М., Артим В.І., Пушкар П.В. Удосконалена методика прогнозування залишкового ресурсу деталей в типових умовах експлуатації // Тези доповідей 7 Міжнародного симпозиуму українських інженерів-механіків (МСУІМІ-7). – Львів. – 2005. – С. 73.

3 Артим В.І., Івасів В.М., Федорович Я.Т., Пушкар П.В. Визначення залишкового ресурсу насосних штанг в типових умовах експлуатації // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – № 2. – С. 79-82.

4 Івасів В.М., Артим В.І., Харун В.Р., Пушкар П.В. Оцінка експлуатаційної навантаженості та її вплив на довговічність насосних штанг // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2005. – № 4. – С. 77-81.

5 Івасів В.М., Артим В.І., Гладун В.В., Дейнега Р.О. Модель багатоциклового корозійно-втомного пошкодження деталей машин / Під ред. Троценка В.Т. // Механічна втома металів: Праці колоквиуму. – Тернопіль. – 2006. – С. 198-203.

6 Івасів В.М., Артим В.І., Пушкар П.В. Удосконалена методика прогнозування залишкового ресурсу деталей у типових умовах експлуатації // Машинознавство. – 2005. – № 10. – С. 43-46.