

PACS numbers: 46.50.+a, 62.20.mm, 81.20.Hy, 81.40.Np, 83.60.-a, 89.20.Bb

Створення рівняння щодо визначення міжремонтного часу експлуатації стрілових кранів за теорією континуальної пошкодженості

О. М. Хорошилов*, О. С. Подоляк*, К. К. Аненко*, Ж. С. Староста*,
І. П. Смирнов**

*Українська інженерно-педагогічна академія,
вул. Університетська, 16,
61003 Харків, Україна

**Харківський механіко-технологічний фаховий коледж ім. О. О. Морозова,
вул. Морозова, 4/1,
61036 Харків, Україна

На даний час для визначення міжремонтного часу експлуатації (МЧЕ) підйомних стрілових кранів (ПСК) є рівняння, створені за теорією надійності (ТН). В даній статті розглядається спроба створити рівняння для визначення МЧЕ за теорією континуальної пошкоджуваності (ТКП). Переваги рівняння, що створюється за ТКП, полягають в тому, що для нього потрібна невелика кількість вихідних даних для розрахунку МЧЕ в порівнянні з вихідними даними, які вміщуються в два рівняння за ТН. Є прототип до рівняння, що створюється за ТКП, яке має такі вихідні дані для визначення МЧЕ: температура (T) та напруження (σ_*) в конструкційному матеріалі, причому $\sigma_* t_* = K \exp(kT)$, де K , k — коефіцієнти, t_* — МЧЕ, T — температура [К], σ_* — напруження в конструкційному матері-

Corresponding author: Oleg Mykolayovytch Khoroshylov
E-mail: olegkhoroshilov2020@gmail.com

Ukrainian Engineering and Pedagogical Academy,
16 Universytets'ka Str., UA-61003 Kharkiv, Ukraine
O. O. Morozov Kharkiv Mechanical and Technical Applied College,
4/1 Morozova Str., UA-61036 Kharkiv, Ukraine

Citation: O. M. Khoroshylov, O. S. Podolyak, K. K. Anenko, Zh. S. Starosta, and I. P. Smirnov, Creation of an Equation for Determining the Interrepair Time of Operation of Boom Cranes Based on the Theory of Continuous Damage, *Metallofiz. Noveishie Tekhnol.*, 48, No. 2: 205–222 (2026), DOI: [10.15407/mfint.48.02.0205](https://doi.org/10.15407/mfint.48.02.0205)

© Publisher PH “Akadempriodyka” of the NAS of Ukraine, 2026. This is an open access article under the CC BY-ND license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nd/4.0>)

ялі [МПа], за якого за час t_* закінчується МЧЕ. Із застосуванням МЧЕ для ПСК мають значення як напруження в конструкційному матеріалі σ_* , так і пришвидшення a , з яким рухається вантаж на підйомному крані. Оскільки пришвидшення впливає на коефіцієнт динамічності (КД), який далі позначимо як I , то нове рівняння буде мати вигляд: $\sigma_* t_*^m = \beta_0 \exp(kI)$, де m , β_0 , k — емпіричні коефіцієнти, $I = 1 + a/g$ — коефіцієнт динамічності. Визначено, що в результаті порівняння розрахунків МЧЕ за ТКП створене рівняння має похибку від 4,3% до 4,7% відносно результатів МЧЕ за ТН. Таким чином, нове рівняння уможливить, з одного боку, зменшити в деяких випадках кількість вихідних даних для визначення МЧЕ, а з іншого боку, навести концепцію щодо визначення МЧЕ за експлуатації ПСК.

Ключові слова: міжремонтний час експлуатації (МЧЕ), коефіцієнт динамічності (I), теорія надійності (ТН), теорія континуальної пошкоджуваності (ТКП).

Currently, there are equations created according to the reliability theory (RT) to determine the interrepair operation time (IROT) of lifting jib cranes (LJC). This article considers an attempt to create an equation for determining the IROT according to the theory of continuous damage (TCD). The advantages of the equation created according to TCD is that it requires a small amount of initial data to calculate the IROT compared to the initial data, which are included in two equations according to RT. There is a prototype of the equation that is created according to TCD, which has the following output data for determining the IROT: temperature (T) and stress in the structural material (σ_*); it being known that $\sigma_* t_* = K \exp(kT)$, where K , k —coefficients, t_* —IROT, T —temperature [K], σ_* —stress in the structural material [MPa], at which the IROT ends in time. Since both the stress in the structural material and the inertia coefficient $I = 1 + a/g$ are important for LJC for IROT, then, we create a new equation for TCD: $\sigma_* t_*^m = \beta_0 \exp(kI)$, where m , β_0 , k are empirical coefficients, and I —the inertia coefficient. The coefficient of inertia $I = 1 + a/g$, which depends on the speeding up of movement (a), with which the load moves on the lifting crane. As shown by the results of the comparison of calculations, the IROT for TCD has an error of 4.3%–4.7% relative to the results of IROT for RT. Thus, this attempt will allow, on the one hand, to evaluate the process of fatigue of the structural material and to compare the results of the calculation of the IROT according to the equations from the reliability theory (RT) according to the TCD; on the other hand, the concept of creating new scientific data in the field of RT, which does not change the essence of the problem, is given.

Key words: interrepair operation time (IROT), dynamism coefficient (I), reliability theory (RT), theory of continuous damage (TCD).

(Отримано 4 липня 2024 р.; остаточн. варіант — 16 липня 2025 р.)

1. ВСТУП

Дослідники постійно працюють над питанням підвищення трива-

лості міжремонтного часу експлуатації (МЧЕ) підйомних кранів. Особливе місце серед кранів займають стрілові підйомні крани (СПК). Найменш надійним конструкційним елементом самохідних стрілових кранів є стріла.

Над проблемою підвищення надійності роботи кранів (тобто підвищення МЧЕ стріли СПК) працювали, зокрема, науковці як нашої країни [1–5], так і закордоном [6–9].

На основі теорії надійності (ТН) у більшості робіт переважно досліджувався вплив коефіцієнта динамічності (КД) на конструкції кранів без застосування гасителя коливань [1]. Досліджувався також вплив гасителя коливань підйомного крана (ПК) на зменшення динамічного навантаження [4–6].

В технічній літературі для розрахунку тривалості МЧЕ, в тому числі стрілових кранів, у заданих режимах роботи є теорія надійності (ТН) [7].

В роботах [8–11] наведено методика, яка дає змогу оцінити вплив на МЧЕ двох параметрів: сумарного числа циклів навантаження до виникнення деякої кількості мікротріщин $N_{\text{сум}}$, що відповідає тривалості МЧЕ для стрілового крана (R).

За ТН задля визначення МЧЕ все, що пов'язане з пришвидшенням і масою вантажу, перетворюють у широкий ряд показників; тому МЧЕ розраховують за двома рівняннями (1) і (2) [7]:

$$N_{\text{сум}} = \frac{\sum_{\sigma_{aj} > \sigma_{-1}} \frac{n_j}{N_j}}{\int_{\sigma_{-1}}^{\sigma_{a \text{ max}}} \sigma_a^m f(\sigma_a) d\sigma_a} N_6, \quad (1)$$

де σ_a — амплітудне значення напруження в елементі, $\sigma_{a \text{ max}}$ — максимальне амплітудне значення напруження в елементі; σ_{-1} — межа витривалості матеріалу, n_j — число повторів амплітуди σ_a за тривалість МЧЕ, N_j — число циклів по кривій втомлюваності, що відповідає σ_{aj} , $f(\sigma_a)$ — густина розподілу амплітуд напружень, m — показник ступеня кривої втомлюваності [7], N_6 — базове число циклів навантаження.

МЧЕ стріли визначається через сумарне число циклів навантаження $N_{\text{сум}}$ та середнє значення числа циклів $\mu_{\text{сер}}$:

$$R = \frac{N_{\text{сум}}}{\eta_n \mu_{\text{сер}}}, \quad (2)$$

де η_n — коефіцієнт перерахунку мотогодин у роки, $\mu_{\text{сер}}$ — середнє значення числа циклів за годину. Для розрахунку число циклів в секунду $\mu_{\text{сер}}$ визначено як відношення кількості екстремумів у перехі-

дному процесі підймання вантажу з основи до його тривалості.

Поряд з цим у технічній літературі є рівняння коефіцієнта динамічності (КД) I . Так, в роботі [12] коефіцієнт, що враховує сумарну статичну та динамічну силу в залежності від пришвидшення (a) вантажу, має наступний вигляд:

$$I = 1 + \frac{a}{g}, \quad (3)$$

де I — КД, a — пришвидшення, з яким здійснюється підйом ваги стріловим краном [м/с^2], g — пришвидшення сили тяжіння Землі [м/с^2].

В теорії континуальної пошкоджуваності [13–16] є рівняння, за яким визначається МЧЕ деталей машин і механізмів (ДММ); тільки аргументом для цієї функції є температура (T):

$$t_*^m \sigma_* = K \exp(kT), \quad (4)$$

де множник $t_*^m \sigma_*$ за умов $\sigma_* = \text{const}$ є деякою функцією температури (T) МЧЕ для ДММ, σ_* — витривала міцність конструкційного матеріалу ДММ, що являє собою напруження в поперечному перерізі заготовки, яку можливо тримати у ДММ впродовж часу t_* , T — температура експлуатації ДММ [$^{\circ}\text{C}$]; t_* — тривалість міжремонтного часу експлуатації ДММ за ТКП [годин], K , k , m — емпіричні коефіцієнти.

Звідси випливає, що множник $t_*^m \sigma_*$ є деякою функцією температури, оскільки за рівнянням (4) температура та витривала міцність σ_* впливає на МЧЕ:

$$t_*^m \sigma_* = B(T), \quad (5)$$

де $B(T)$ — деяка функція температури.

В роботі [8] зазначено, що серед стрілових кранів є як крани без застосування гасителя коливань, так і крани із застосуванням гасителя коливань. Нашим завданням є визначення МЧЕ стрілових кранів. Виходячи з цього, для подальших досліджень і визначення МЧЕ обрано:

- стрілову систему гусеничного крана типорозміру КГ-25 (ГОСТ 22827-85) ДЕК-251 (рис. 1) із застосуванням гасителя коливань, з максимальною вантажопідйомністю у 25 тон;
- стрілову систему крана типорозміру КГ-25 (ГОСТ 22827-85) ДЕК-251 (рис. 1) без застосування гасителя коливань, з максимальною вантажопідйомністю у 25 тон.

За теорією надійності для визначення МЧЕ металоконструкції стрілового крана необхідно розробити наступне:

- створити тримасову еквівалентну схему стрілової системи самохі-



Рис. 1. Гусеничний кран із застосуванням гасителя коливань вантажу.

Fig. 1. A crawler crane using a load vibration damper.

дного крана для піднімання вантажу без застосування гасителя коливань;

- провести натурні експериментальні дослідження інерційного впливу на механічні властивості та МЧЕ за жорсткого підйому вантажу та за наявності гасителів коливань у стріловій системі та системі підвіски вантажу.

За умов ТКП визначення МЧЕ стрілового крана залежить від механічних властивостей матеріалу стріли (σ [МПа]), від навантаження, яке циклічно діє на конструкційний матеріал стріли (КМС), і часу, впродовж якого здійснюється навантаження на КМС.

На основі робіт [13–16] розраховано орієнтовну втомну довговічність криці ВСтЗсп5, обмежену МЧЕ металоконструкції стріли від впливу коефіцієнта динамічності (КД), як без застосування гасителя коливань ($I = 1,3$), так і з гасителями коливань ($I = 1,0$).

З'явилася необхідність визначити МЧЕ за допомогою рівнянь ТКП, тому що за ТКП подібні розрахунки можна виконати тільки за одним рівнянням. Тим паче, в ТКП є рівняння щодо визначення тривалості працездатності механізму за двома аргументами — температурою (T) експлуатації механізмів і межею витривалості матеріалу, тобто базовим напруженням σ_* у поперечному перерізі елементів стрілового крана.

У випадку зі стріловим краном температура його експлуатації приймається за сталу величину ($T = \text{const}$).

Для стрілового крана за теорією надійності (ТН) МЧЕ визначають за допомогою декількох аргументів — кількістю циклів підйому вантажу за весь термін МЧЕ, амплітудним значенням напру-

ження в елементі, межею витривалості матеріялу та максимальним амплітудним значенням напруження в елементі.

В технічній літературі не знайдено рівняння, яке змогло б визначити МЧЕ конструкційних матеріялів стрілових кранів в залежності від КД за підйому вантажу з пришвидшенням. Тому в даній статті необхідно створити рівняння щодо визначення МЧЕ за ТКП найбільш чутливих до руйнації (конструкційних елементів) стрілового крана за КД за підйому вантажу з пришвидшенням. Основу ТКП було започатковано в роботах авторів [13–16].

1. За ТКП подібна проблематика є у визначенні МЧЕ конструкційних матеріялів в залежності від температури експлуатації (рівняння (5)).

2. За ТН підйомні крани працюють за малозмінної температури, яку ми приймаємо за сталу ($T = \text{const}$); але змінною величиною (аргументом функції МЧЕ) є інерційна сила, яка залежить від швидкості руху вантажу.

В технічній літературі не знайдено рівняння, за яким можна визначити МЧЕ в залежності від КД за функцією $t_*^m \sigma_*$. В такому випадку необхідно створити рівняння, яке може застосовувати КД для визначення МЧЕ за умов рівняння (5). В рівнянні КД позначимо індексом I :

$$t_*^m \sigma_* = B(I), \quad (6)$$

де добуток $t_*^m \sigma_*$ є деякою функцією реологічних властивостей криці ВСтЗсп5, що залежить від аргументу $B(I)$ ($B(I)$ — деяка функція I , t_* — МЧЕ [години (роки)], σ_* — напруження в конструкційному матеріялі, за якого після тривалості часу t_* має закінчитися МЧЕ [Н/м^2]). Для того щоб обидві частини рівняння (6) були узгоджені між собою, необхідно функцію $B(I)$ навести у вигляді

$$B(I) = \beta_0 \exp(kI), \quad (7)$$

де I — КД; для визначення даних β_0 , k експериментальних коефіцієнтів буде створено «Методику визначення коефіцієнтів ...».

Крім того, необхідно визначити адекватність рівняння (6) за однакових умов навантаження елементів СПК для рівнянь (2) та (6).

Мета статті:

1. провести визначення МЧЕ стрілових кранів на основі ТН, для чого:
 - a. розробити математичний модель руху стрілової системи підйомного крана;
 - b. теоретично й експериментально визначити коефіцієнти для математичного моделю стрілової системи за різних режимів підйому та провести дослідження впливу їх на тривалість МЧЕ;

- с. розрахувати МЧЕ за ТН, як із застосуванням КД, який позначимо як I , без застосування гасителя коливань ($I = 1,3$), так і з застосуванням гасителя коливань ($I = 1,0$);
2. провести обґрунтування можливості створення нового рівняння за ТКП щодо визначення МЧЕ стрілових кранів з урахуванням КД за підйому вантажу з пришвидшенням, для чого:
- а. розробити методику для визначення МЧЕ на основі рівняння (5), діючого за ТКП;
- б. створити рівняння щодо визначення МЧЕ для конструкційного матеріалу стрілового крана за урахуванням КД в рівняннях (3) та (4);
- с. розробити методику для визначення коефіцієнтів у рівнянні (6);
- д. розрахувати МЧЕ за ТКП, як із застосуванням коефіцієнта динамічності $I = 1,3$, так і з застосуванням $I = 1,0$.
- Визначити похибку розрахункових даних МЧЕ на основі рівнянь (2)–(7) за ТКП відносно рівняння (2) за ТН.

2. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ТА ТЕОРЕТИЧНІ МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕННЯ

В розділі теоретичної методики необхідно розробити наступне:

- методику щодо визначення МЧЕ підйомних кранів з гасителем коливань і без нього за теорією надійності (ТН);
- створити рівняння щодо визначення МЧЕ стрілових кранів за ТКП на основі впливу на МЧЕ пришвидшення руху вантажу, застосувавши КД з рівняння (3) в інтервалі $1,3 < I < 1,0$.

2.1. Методика щодо визначення МЧЕ підйомних кранів з гасителем коливань і без нього за теорією надійності

2.1.1. Математичний модель для трьох етапів руху частин приводу стрілового крана [1, 5]

Для складання математичного моделю розглянуто процес піднімання вантажу «з підхватом», що включає три етапи: перший — етап холостого ходу, коли маса обертових частин приводу m_n під впливом зведеної сили двигуна P_{dq} вибирає сумарний зазор Δ_k у канатах і приводі; другий етап — розвиток навантаження в канатах до зусилля в них, рівного вазі вантажу Q , причому маса m_v упродовж другого етапу перебуває в стані спокою; третій етап — спільний рух всіх пружньюзв'язаних мас системи [1, 5].

На першому етапі вибирається зазор Δ_k у канатах і приводі, а динамічні навантаження в металоконструкції і в канатах відсутні.

Другий етап руху описується рівняннями

$$m_{\text{п}} \frac{d^2 y_{\text{п}}}{dt^2} + P_{\text{К2}} - P_{\text{dq}} = 0, \quad m_{\text{в}} \frac{d^2 y_{\text{в}}}{dt^2} - P_{\text{К2}} + (k_{\text{Dk}} + \psi_{\text{в}}) \frac{dy_{\text{в}}}{dt} + c_{\text{с}} y_{\text{в}} = 0. \quad (8)$$

Закінчується другий етап руху за натягу вантажних канатів

$$P_{\text{К2}} = c_{\text{с}}(y_{\text{п}} - y_{\text{в}}) + (k_{\text{Dk}} + \psi_{\text{в}})(\dot{y}_{\text{п}} - \dot{y}_{\text{в}}).$$

Третій етап руху описується рівняннями

$$\begin{aligned} m_{\text{п}} \frac{d^2 y_{\text{п}}}{dt^2} + P_{\text{К3}} - P_{\text{dq}} = 0, \quad m_{\text{к}} \frac{d^2 y_{\text{к}}}{dt^2} - P_{\text{К3}} + m_{\text{к}} g = 0, \\ m_{\text{в}} \frac{d^2 y_{\text{в}}}{dt^2} - P_{\text{К3}} + (k_{\text{Dk}} + \psi_{\text{в}}) \frac{dy_{\text{в}}}{dt} + c_{\text{с}} y_{\text{в}} = 0, \end{aligned} \quad (9)$$

де $P_{\text{К3}} = c_{\text{с}}(y_{\text{п}} - y_{\text{в}} - y_{\text{к}}) + (k_{\text{Dk}} + \psi_{\text{к}})(\dot{y}_{\text{п}} - \dot{y}_{\text{в}} - \dot{y}_{\text{к}})$ — натяг у канатах на третьому етапі руху. Слід зазначити, що коефіцієнт жорсткості стріли $c_{\text{с}}$ визначається як сумісна жорсткість металоконструкції стріли $c_{\text{м}}$ і стрілової підвіски $c_{\text{сп}}$, а коефіцієнт жорсткості вантажного поліспасти $c_{\text{в}}$ визначається як сума послідовно з'єднаних жорсткості вантажного канату на ділянці від барабана до підвіски вантажу $c_{\text{к}}$ і жорсткості підвіски вантажу $c_{\text{вп}}$.

Методику визначення коефіцієнтів і розв'язання диференціальних рівнянь руху представлено в роботі [5].

2.1.2. Визначення коефіцієнтів подібності моделю експериментальній установці стрілового крана для проведення експериментів

Розроблено фізичний модель і проведено експериментальні дослідження.

Дослідження проводилися спочатку для випадків піднімання вантажу без гасителя коливань, потім з гасителем, включеним у систему підвіски стріли та систему підвіски вантажу.

Під час проведення фізичного моделювання в якості натурального був обраний стріловий самохідний гусеничний кран КГ-25 (ГОСТ 22827-85) з довжиною основної стріли $L_{\text{с}} = 14$ м, ґратчастої конструкції з масою $M_{\text{с}} = 2$ тони, загальною конструкційною масою крана у 36 тон, висотою підймання у 7,0–13,5 м.

Порівняльну характеристику геометричних, масових і силових параметрів природи та моделю стрілової системи гусеничного крана показано в табл. 1.

З таблиці 1 випливає, що основні параметри моделю є подібними до параметрів натурального зразка. Отже, результати досліджень на фізичному моделю можна вважати достовірними.

На рисунку 2 показано схему та фото натурального зразка експери-

ТАБЛИЦЯ 1. Порівняльна характеристика параметрів системи щодо експериментальних досліджень (рис. 2).

TABLE 1. Comparative characteristics of system parameters in relation to experimental studies (Fig. 2).

Параметри	Натуральні показники	Модель	Коефіцієнт подібності	Умови теорії подібності
Довжина стріли, мм	14000	1400	$k_1 = 10$	
Маса стріли, кг	2000	2,0	$K_m = 1000$	$K_m = k_1^3 = 10^3$
Зведена маса стріли, кг	700	0,7	1000	1000
Жорсткість системи стріла–стрілова підвіска, Н/м	$0,69 \cdot 10^7$	$0,66 \cdot 10^6$	10,4	10
Жорсткість вантажної підвіски, Н/м	$0,26 \cdot 10^7$	$0,245 \cdot 10^6$	10,6	10

ментальної установки.

Експериментальний модель (рис. 2, б) складається з приводу механізму піднімання вантажу 1, приводу механізму піднімання стріли 2, ґратчастої стріли 3, вантажної підвіски 4, стрілової підвіски 5; в силовий ланцюг підвіски вантажу та підвіски стріли послідовно включено гідравлічні гасителі коливань 6, 9 і датчики міряння зусиль 7, 8. Міряння та реєстрація величин, що досліджувалися, проводилися за допомогою вимірювально-реєструвальної апарату-

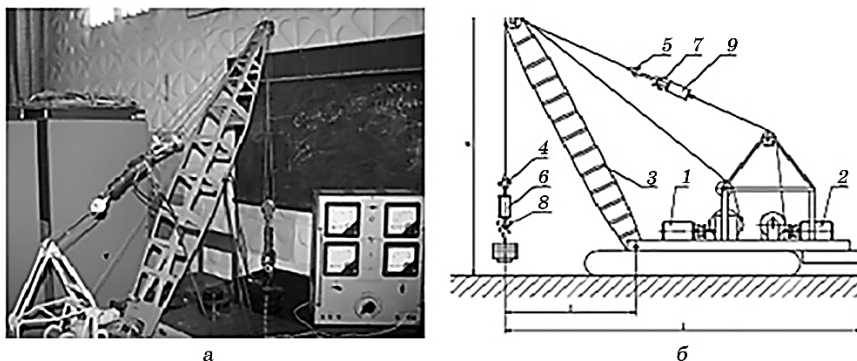


Рис. 2. Експериментальна установка для дослідження динамічних навантажень, що виникають у стріловій системі під час піднімання вантажу, а також для перевірки ефективності застосування гідравлічних гасителів коливань.

Fig. 2. Experimental setup for studying dynamic loads arising in the boom system, when lifting a load, as well as for checking the effectiveness of the use of hydraulic vibration dampers.

ри (рис. 1, а) [9].

2.1.3. Визначення впливу гасителя коливань на зміну формування зусиль під час піднімання вантажу стріловим краном

За допомогою експериментальної установки було одержано записи формування зусиль під час піднімання вантажу з основи [9]. Так, на рисунку 3 представлено копії осцилограм, що описують зміну зусилля $F(t)$ у підвісці стріли та вантажних канатах під час піднімання вантажу вагою, еквівалентною 5 тонам.

З рисунку 3 видно, що застосування гідравлічного гасителя у вантажній підвісці дає змогу зменшити КД майже до одиниці. Очевидно, що таке зменшення динамічних навантажень досягається за рахунок збільшення терміну розгону механізму піднімання з 0,2 секунди (рис. 3, а) до 0,9 секунди (рис. 3, в), попереднього натягу вантажних канатів, а також вбирання кінетичної енергії дросельною системою гасителя.

За результатами експериментальних досліджень було показано, що застосування гасителя коливань сприяє зменшенню коливань, тобто за рахунок вбирання кінетичної енергії дросельною системою гасителя здійснюється наступне:

- без гасителя коливань (рис. 3, а, поз. 2) маємо максимальний КД ($I = 1,3$), як за максимального напруження (σ_*) у поперечному перерізі елементу стріли $\sigma_* = 12,12$ МПа, так і за мінімального $\sigma_* = 8,08$ МПа;
- з гасителем коливань, встановленим у підвіску стріли (рис. 3, б, поз. 2);
- застосування гідравлічного гасителя у вантажній підвісці уможливує зменшити КД майже до одиниці ($I = 1,0$) (рис. 3, в, поз. 1), як за максимального, так і за мінімального напруження (σ_*) у поперечному перерізі елементу стріли.

Отже, в подальших дослідженнях приймаємо, що КД буде змінюватися в інтервалі $1,0 < I < 1,3$, а напруження σ_* в поперечному перерізі елементу стріли — в інтервалі $8,08 \text{ МПа} < \sigma_* < 12,12 \text{ МПа}$.

2.2. Концепція рівняння, створеного за ТКП, щодо визначення МЧЕ стрілового крана за допомогою коефіцієнта динамічності (I)

2.2.1. Методика заміни аргументу (T) в рівнянні (5) на аргумент (I) в рівнянні (6) для створення рівняння щодо визначення МЧЕ стрілових кранів за умов ТКП

Згідно з ТКП, витривалу міцність σ_* конструкційного матеріалу (КМ) в залежності від температури його експлуатації визначають за

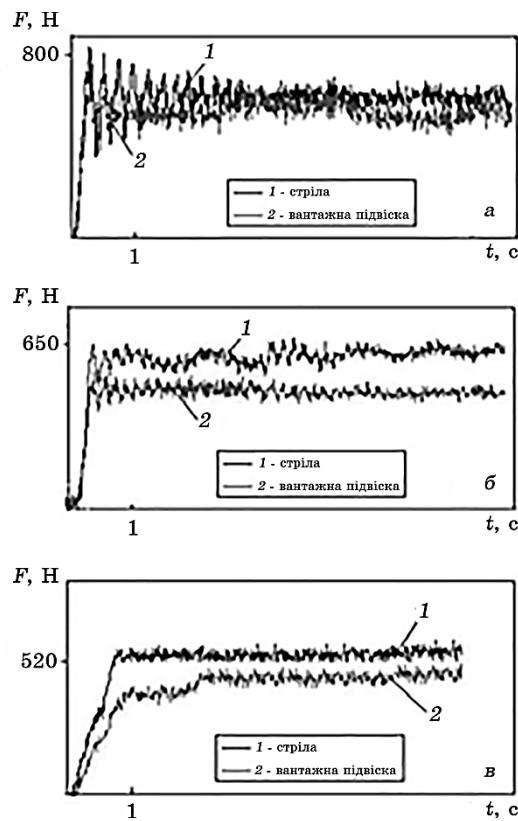


Рис. 3. Копії осцилограм формування зусиль під час піднімання вантажу, еквівалентного п'яти тонам, експериментальною установкою: *a* — без гасителя коливань, *б* — з гасителем коливань, встановленим у підвіску стріли; *в* — з гасителем коливань, встановленим у вантажну підвіску.

Fig. 3. Copies of oscillograms of force formation, when lifting a load equivalent to five tons with an experimental setup: *a*—without a vibration damper, *b*—with a vibration damper installed in the boom suspension, *c*—with a vibration damper installed in the cargo suspension.

рівнянням (4). До терміну витривала міцність у ТКП відноситься тривалість МЧЕ, тобто t_* деталей машин і механізмів за постійно діючого напруження σ_* і температури T (рівняння (4)).

Для стрілового крана важливим параметром, що впливає на t_* , є динамічна характеристика підйому ваги (I), яка залежить від пришвидшення вантажу. Зв'язок пришвидшення вантажу з КД (I) наведено в рівнянні (3). Тому для визначення показника t_* за ТКП приймаємо аргумент I з рівняння (3) у рівняннях (4) та (5).

На основі ТКП-рівняння (5) для визначення МЧЕ стрілових кранів перетворимо рівняння (5) у рівняння (6): вставимо $B(I)$ із рів-

няння (7) в рівняння (6) й одержимо

$$\sigma_* t_*^m = \beta_0 \exp(kI) \quad (10)$$

або

$$t_* = \sqrt[m]{\beta_0 \exp(kI) / \sigma_*}. \quad (11)$$

Таким чином, за ТКП одержали рівняння щодо впливу КД на МЧЕ найбільш слабкого елемента конструкції стрілового крана.

В рівнянні (11) є два показники σ_* та I , які впливають на результати розрахунків t_* , а решта показників це є експериментальні коефіцієнти β_0 і k . В рівнянні (11) коефіцієнт m за законом квадратного кореня згладжує вплив циклічних експериментальних навантажень, які впливають на показник МЧЕ, але не є присутніми в рівнянні (11).

Таким чином, в даній роботі наведено нове рівняння, яке розширює теоретичні положення ТН для визначення МЧЕ без зміни її суті.

За умов $1,0 < I < 1,3$ та $8,08 \text{ МПа} < \sigma_* < 12,12 \text{ МПа}$ потрібно перевірити адекватність рівняння (11). Для цього необхідно розробити методику для визначення коефіцієнтів у рівнянні (11).

2.2.2. Методика визначення коефіцієнтів для рівняння (11) стосовно визначення МЧЕ стрілових кранів за зміни I в інтервалі $1,0 < I < 1,3$ та σ_* — в інтервалі $8,08 \text{ МПа} < \sigma_* < 12,12 \text{ МПа}$

За вихідними даними рівняння (11) визначимо коефіцієнт m . Для цього логарифмуємо рівняння (5) для значень рядків 1 і 2 в табл. 2:

$$\ln \sigma_* + m \ln t_* = \ln B(I). \quad (12)$$

Задамо умову, що значення функції КД $B(I)$ рівняння (12) для рядків 1 і 2 табл. 2 будуть однаковими. Одержимо

$$\ln(\sigma_*^{i=1}) m^{1-2} \ln t_*^{i=1} = \ln B(I^{j=1}), \quad \ln(\sigma_*^{i=2}) m^{1-2} \ln t_*^{i=2} = \ln B(I^{j=1}), \quad (13)$$

ТАБЛИЦЯ 2. Таблиця вихідних даних для визначення коефіцієнтів для рівняння (11).

TABLE 2. Table of input data for determining coefficients for equation (11).

№ з/п	I^j	σ_* , МПа	$\ln \sigma_*$	t_*	$\ln t_*$
1	1,3	12,12	2,495	105120	11,563
2	1,3	8,08	2,089	123534	11,724
3	1,0	12,12	2,495	147468	11,90
4	1,0	8,08	2,089	173570	12,060

де $i = 12, 12, 8, 08, j = 1, 3, 1, 0$.

Для визначення коефіцієнта m^{1-2} з рівняння (13) задамо умову, що для першого та другого рядків будуть однакові показники $\ln B(I^j)^1 = \ln B(I^j)^2$; тоді від рівняння для першого рядка табл. 2 віднімаємо рівняння зі значеннями другого рядка табл. 1:

$$(\ln \sigma_*^{i=1}) - (\ln \sigma_*^{i=2}) + m^{1-2}(\ln t_*^{i=1} - \ln t_*^{i=2}) = 0. \quad (14)$$

З рівняння (14) за допомогою табл. 1 визначимо коефіцієнт m^{1-2} :

$$m^{1-2} = \frac{(\ln \sigma_*^i)^2 - (\ln \sigma_*^i)^1}{\ln t_*^1 - \ln t_*^2} = \frac{2,089 - 2,495}{11,563 - 11,724} = \frac{-0,406}{-0,161} = 2,52. \quad (15)$$

З рівняння (14) за допомогою табл. 1 визначимо й коефіцієнт m^{3-4} :

$$m^{3-4} = \frac{(\ln \sigma_*^{i=4}) - (\ln \sigma_*^{i=3})}{\ln t_*^{i=3} - \ln t_*^{i=4}} = \frac{2,089 - 2,495}{11,900 - 12,06} = \frac{-0,406}{-0,160} = 2,54. \quad (16)$$

Одержуємо середнє значення коефіцієнта для рівняння:

$$m_{\text{сеп}} = (m^{1-2} + m^{3-4})/2 = 2,53. \quad (17)$$

Визначимо середні значення $\ln B(I^{j=1})^{1-2}$ та $\ln B(I^{j=2})^{3-4}$ за рівнянням (4):

$$\ln B(I^{j=1})^{1-2} = \ln \sigma_*^{i=1} + m \ln t_*^{i=1} = 31,865, \quad (18)$$

$$\ln B(I^{j=2})^{3-4} = \ln \sigma_*^{i=2} + m \ln t_*^{i=2} = 32,721. \quad (19)$$

Визначимо коефіцієнт k :

$$\ln B(I^{j=1})^{1-2} = \ln \beta_0 + kI^{j=1}, \quad (20)$$

$$\ln B(I^{j=2})^{3-4} = \ln \beta_0 + kI^{j=2}, \quad (21)$$

де β_0 і k — коефіцієнти.

Для коефіцієнта k за умов, що ще невідомий коефіцієнт $\beta_0 = \text{const}$, одержуємо формулу і значення

$$k = \frac{\ln B(I^{j=1})^{1-2} - \ln B(I^{j=2})^{3-4}}{I^{j=1} - I^{j=2}} = \frac{31,986 - 32,840}{0,3} = -2,85. \quad (22)$$

З рівняння (20) визначимо коефіцієнт β_0 :

$$\ln B(I) = \ln \beta_0 + kI. \quad (23)$$

За умови, що $\ln \beta_0$ визначений для показників будь-якого рядка,

$$\ln \beta_0 = \ln B(I^{j=1}) - (kI^{j=1}) = 31,865 - (-2,85) \cdot 1,3 = 35,57 \quad (24)$$

або

$$\beta_0 = \exp(35,57) = 2,81 \cdot 10^{15}. \quad (25)$$

Таким чином, запишемо формулу (5) у вигляді

$$\sigma_*^i t_*^{2,53} = 2,81 \cdot 10^{15} \exp(-2,85I^j) \quad (26)$$

або

$$t_* = \sqrt[2,53]{2,81 \cdot 10^{15} \exp(-2,85I^j) / \sigma_*^i}, \quad (27)$$

де $j=1$ відповідає КД за відсутності гасіння коливань, що дорівнює $I=1,3$, а $j=2$ відповідає КД за застосування гасіння коливань, що дорівнює $I=1,0$; $i=1$ відповідає напруженню в поперечному перерізі конструкційного елемента для першого випадку випробувань $\sigma_* = 12,12$ МПа, а $i=2$ — напруженню в поперечному перерізі конструкційного елемента $\sigma_* = 8,08$ МПа. Таким чином, на основі визначення коефіцієнтів до (11) одержали рівняння (27) для визначення МЧЕ.

3. РЕЗУЛЬТАТИ Й ОБГОВОРЕННЯ

3.1. Результати розрахунку МЧЕ стрілових кранів за зміни I в інтервалі $1,0 < I < 1,3$, а σ_* — в інтервалі $8,08 \text{ МПа} < \sigma_* < 12,12 \text{ МПа}$ за ТН з урахуванням кількості циклів

У таблиці 3 наведено параметри, які необхідно враховувати під час розрахунку міжремонтного часу експлуатації конструкційного матеріалу стріли з криці ВСтЗсп5 за ТН. За рівняннями (1) і (2) було визначено тривалість R МЧЕ за ТН згідно з показниками конструкційного матеріалу (механічних властивостей КМ стрілового крана). Результати розрахунків наведено у табл. 4. Таким чином, одержали чисельні значення МЧЕ за ТН для порівняння їхніх значень зі значеннями показників МЧЕ, розрахованих за ТКП.

3.2. Перевірка адекватності рівняння (27) відносно рівняння (2) за рівних умов навантаження, швидкості руху вантажу та кількості циклів його підйому

Для перевірки адекватності рівняння (27) щодо точності розрахунку показників МЧЕ за зміни I в інтервалі від $1,0$ до $1,3$ зробимо наступне. В таблиці 5 порівняємо показники МЧЕ, одержані за рівняннями ТН і ТКП для зміни КД в інтервалі $1,0 < I < 1,3$, а σ_* в інте-

ТАБЛИЦЯ 3. Параметри, які необхідно враховувати під час розрахунку міжремонтного часу експлуатації конструкційного матеріалу стріли з криці ВСтЗсп5 за ТН.

TABLE 3. Parameters, which must be taken into account, when calculating the service life of the structural material of the boom made of steel VSt3sp5 according to RT.

Показник	Величина
Матеріал з криці ВСтЗсп5	
Межа міцності σ_b , МПа	380–490
Межа плинності σ_m , МПа	230–250
Межа витривалості σ_{-1} , МПа	160
Базове число циклів N_6 , цикли	$2 \cdot 10^6$
Група режиму роботи	ЗК
Встановлений термін МЧЕ R , роки	12
Нормоване число циклів навантаження N_0	$2,5 \cdot 10^5$

ТАБЛИЦЯ 4. Результати визначення МЧЕ за базовими показниками які рекомендовані в ТН.

TABLE 4. Results of determining the IROT according to the basic indicators recommended in the RT.

Показники	Величина напруження в поперечному перерізі конструкційного матеріалу стріли		МЧЕ t^* [мотогодини (роки)]		Базова кількість циклів за ТН N_6
	σ_{max}^*	σ_{min}^*	$I = 1,3$	$I = 1,0$	
Орієнтовний МЧЕ R [мотогодини], розрахований за ТН-рівнянням (2)	12,12 МПа	–	105120 (12 років)	–	$2,50 \cdot 10^6$
	–	8,08 МПа	123534 (14,1 років)	–	$2,94 \cdot 10^6$
	12,12 МПа	–	–	147468 (16,8 років)	$3,51 \cdot 10^6$
	–	8,08 МПа	–	173570 (19,8 років)	$4,13 \cdot 10^6$
Орієнтовна довговічність R_p з урахуванням усіх факторів (із $K = 1,7$), [роки]	12,12 МПа	8,08 МПа	12,0	19,8	$3,51 \cdot 10^6$

рвалі $8,08 \text{ МПа} < \sigma_* < 12,12 \text{ МПа}$.

З таблиці 5 випливає, що визначення МЧЕ за допомогою рівняння (27), що ґрунтується на ТКП, має похибку від 4,3% до 4,7% за визначення показників МЧЕ за рівняннями, що ґрунтуються на теорії на-

ТАБЛИЦЯ 5. Визначення похибки визначення МЧЕ за рівняннями (1), (2) та рівнянням (27).**TABLE 5.** Determination of the error in determining the IROT according to equations (1), (2) and equation (27).

Вихідні дані за ТН-рівняннями (1) та (2)					Визначено за ТКП-рівнянням (27)	
№ з/п	σ_* , МПа	Показники впливу на МЧЕ коефіцієнта динамічності I під час руху заготівки	I , м/с ²	t_* [години (роки)]	Розраховане значення t_* [години (роки)]	Похибка розрахунку за (27), %
1	12,12	без застосування гасителя коливань	1,3	105120 (12 років)	110101 (12,56)	4,7
2	8,08	коливань	1,3	123534 (14,1 років)	129534,3 (14,78)	4,6
3	12,12	із застосуванням гасителя коливань	1,0	147468 (16,8 років)	154314 (17,61)	4,6
4	8,08	коливань	1,0	173570 (19,8 років)	181137 (20,67)	4,3

дійності.

Таким чином, концепція щодо створення рівняння (27) для визначення МЧЕ для стрілових кранів не змінює суті проблеми щодо визначення МЧЕ, але зменшує кількість вихідних даних для розрахунку.

4. ВИСНОВКИ

В результаті проведення теоретичних і практичних експериментальних досліджень в даній статті було зроблено наступне:

- визначено тривалість МЧЕ за рівнянням (2) та (27) за умов піднімання вантажу стріловим краном, як без застосування гасителя коливань, так і з застосуванням гасителя коливань;
- для визначення адекватності рівняння (27) було здійснено порівняння значення показника МЧЕ, розрахованого за ТН-рівняннями (1) і (2);
- за результатами порівняння розрахунків показано, що МЧЕ за ТКП має похибку від 4,3% до 4,7% відносно розрахованих результатів МЧЕ за ТН.

ЦИТОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. О.С. Подоляк, *Восточно-европейский журнал передовых технологий*, **1**, №5: 37 (2009).
2. С. В. Демідас, *Мінімізація динамічних навантажень в елементах башто-*

- вого крана на основі оптимізації режиму руху механізму підйому (Дис. канд. техн. наук) (Київ: 2000).
3. Н. Ю. Дорохов, *Динамическое гашение колебаний мостовых кранов с применением волновых цепных передач* (Дис. канд. техн. наук) (Краматорськ: 2006).
 4. О. С. Подоляк, Л. А. Родіонов, *Науковий вісник будівництва ХДТУБА ХОТВАБУ*, **56**: 58 (2010).
 5. О. С. Подоляк, Л. А. Родіонов, А. О. Павлова, *Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*, **28**: 88 (2009).
 6. А. Ф. Шевченко, М. П. Колісник, А. Л. Червоноштан, *Кранова демпфірувальна підвіска*: Пат. 10337 У Україна, В66С1/34 (№ 200503556; Заявл. 15.04.2005; Опубл. 15.11.2005, Бюл. № 11).
 7. [Теорія надійності](#).
 8. О. С. Подоляк, *Збірник наукових праць УІПА*, **3**: 54 (2008).
 9. Л. Я. Будяков, *Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа* (Луганск: СЧУ им. В. Даля: 2003).
 10. H. Dresig, *Hebezeuge und Fordermittel*, **8**: 234 (1976).
 11. D. V. Zakula and E. V. Van Gorp, *Hanger Chain—Sway Device for Gantry Crane*: Patent US. 7,150,366 B1 (2006).
 12. Н. М. Беляев, *Сопротивление материалов* (Главная редакция физико-математической литературы изд-во «Наука»: 1976).
 13. E. Orowan, *Fundamentals of Brittle Behavior of Metals, Fatigue and Fracture of Metals* (New York: Wiley: 1952).
 14. P. V. Bailey, L. F. Shampine, and P. E. Waltman, *Nonlinear Two-Point Boundary Value Problems* (New York: Academic Press: 1968).
 15. Л. М. Качанов, *О времени разрушения в условиях ползучести* (Москва: АН СССР: 1958).
 16. Ю. Н. Работнов, *О механизме длительного разрушения* (Москва: АН СССР: 1959).

REFERENCES

1. O. S. Podolyak, *East European Journal of Advanced Technologies*, **1**, No. 5: 37 (2009) (in Russian).
2. S. V. Demidas, *Minimizatsiya Dynamichnykh Navantazhen' v Ehlementakh Bashtovoho Kрана na Osnovi Optymizatsiyi Rezhymu Rukhu Mekhanizmu Pidyomu* [Minimization of Dynamic Loads in Tower Crane Elements Based on Optimization of the Lifting Mechanism Motion Mode] (Thesis of the Dissert. for the Degree of Cand. Techn. Sci.) (Kyiv: 2000) (in Ukrainian).
3. N. Yu. Dorokhov, *Dinamicheskoye Gashenie Kolebaniy Mostovykh Kranov s Primeneniem Volnovykh Tsepnykh Peredach* [Dynamic Damping of Oscillating Bridge Cranes with the Use of Wave Chain Gears] (Thesis of the Dissert. for the Degree of Cand. Techn. Sci.) (Kramatorsk: 2006) (in Russian).
4. O. S. Podolyak and L. A. Rodionov, *Scientific Bulletin of Construction of the KhDTUBA KHOTV ABU*, **56**: 58 (2010) (in Ukrainian).
5. O. S. Podolyak, L. A. Rodionov, and A. O. Pavlova, *Bulletin of the National Technical University 'Kharkiv Polytechnic Institute'*, **28**: 88 (2009) (in Ukrain-

- ian).
6. A. F. Shevchenko, M. P. Kolisnyk, and A. L. Chervonoshtan, *Kranova Dempfiruval'na Pidviska* [Crane Damping Suspension]: Pat. 10337 U Ukraine, V66S1/34 (№ 200503556; Appl. 15.04.2005; Publ. 15.11.2005, Bull. № 11) (in Ukrainian).
 7. [Reliability theory](#).
 8. O. S. Podolyak, *Collection of Scientific Papers of the UIPA*, **3**: 54 (2008) (in Russian).
 9. L. Ya. Budikov, *Mnogoparametricheskii Analiz Dinamiki Gruzopod'yomnykh Kranov Mostovogo Tipa* [Multiparameter Analysis of the Dynamics of Overhead Cranes] (Lugansk: SNU Named After V. Dal: 2003) (in Russian).
 10. H. Dresig, *Hebezeuge und Fordermittel*, **8**: 234 (1976).
 11. D. B. Zakula and E. B. Van Gorp, *Hanger Chain—Sway Device for Gantry Crane*: Patent US. 7,150,366 B1 (2006).
 12. N. M. Belyayev, *Soprotivlenie Materialov* [Strength of Materials] (Glavnaya Redaktsiya Fiziko-Matematicheskoy Literatury Izd-vo 'Nauka': 1976) (in Russian).
 13. E. Orowan, *Fundamentals of Brittle Behavior of Metals, Fatigue and Fracture of Metals* (New York: Wiley: 1952).
 14. P. B. Bailey, L. F. Shampine, and P. E. Waltman, *Nonlinear Two-Point Boundary Value Problems* (New York: Academic Press: 1968).
 15. L. M. Kachanov, *O Vremeni Razrusheniya v Usloviyakh Polzuchesti* [On the Time of Destruction Under Creep Conditions] (Moskva: AN USSR: 1958) (in Russian).
 16. Yu. N. Rabotnov, *O Mekhanizme Dlitel'nogo Razrusheniya* [On the Mechanism of Long-Term Destruction] (Moskva: AN USSR: 1959) (in Russian).