УДК:539.375

ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ СЕРЕДОВИЩ І МАНЕВРОВОГО РЕЖИМУ НАВАНТАЖЕННЯ НА РЕСУРС ШТАНГ ПОЛЬОВИХ ОБПРИСКУВАЧІВ

О. Є. АНДРЕЙКІВ [1], *А. В. БАБІЙ* [2], *І. Я. ДОЛІНСЬКА* [3]

[1] *Львівський національний університет ім. Івана Франка;*

[2] *Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя;*

[3] *Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, Львів*

Розроблено метод для визначення залишкового ресурсу широкозахопної штанги польового обприскувача з урахуванням маневрового режиму її навантаження і дії корозивно-агресивного середовища. В основі методу – раніше розроблений енергетичний підхід і розрахункові моделі поширення корозійних тріщин за статичного і циклічних навантажень, а також схема маневрового режиму навантаження. Для реалізації моделі використано штангу зі сталі Ст.3.

Ключові слова: *штанга польового обприскувача широкої розгортки, корозивне середовище, маневровий режим навантаження, залишковий ресурс, кінетичні діаграми росту корозійної і корозійно-втомної тріщин, коефіцієнт інтенсивності напружень, період докритичного росту корозійно-втомної тріщини.*

Вступ. Металоконструкції сільськогосподарських машин під впливом атмосфери, ґрунту, отрутохімікатів руйнуються навіть без силового навантаження [1–4]. Зокрема, на машини для захисту рослин і внесення рідких добрив впливає рідинна й атмосферна корозія. Особливо це стосується їх металевих частин, що піддаються корозії, швидкість якої збільшується під час зіткнення з ґрунтом, рослинністю, отрутохімікатами, добривами, а також внаслідок порушення лакофарбового покриття. Через це до 33% сільськогосподарських машин виходить з ладу. Міцність вуглецевих сталей, сірого чавуну знижується на 40…55%, зношування з'єднаних деталей збільшується удвічі–вчетверо. Щорічно сільське господарство країни зазнає величезних матеріальних збитків через недотримання правил зберігання і порушення антикорозійного захисту. Для прогнозування виходу з ладу важливо розробити методи прогнозування залишкового ресурсу сільськогосподарських машин з урахуванням дії експлуатаційних навантажень і корозивно-агресивних середовищ. Сьогодні недоопрацьовані методи визначення залишкового ресурсу їх елементів за дії на них корозивно-агресивних речовин і нерегулярного маневрового режиму навантаження. Тому в цьому дослідженні сформульована розрахункова модель для встановлення залишкового ресурсу штанг польових обприскувачів під впливом маневрового режиму навантаження і корозивного середовища.

Теоретична основа методу. Розглянемо штангу обприскувача широкої розгортки, яка під час робочого процесу коливається, внаслідок чого деякі її елементи зазнають згинальних або розтягальних навантажень (рис. 1).

Такі коливання наближено моделюватимемо усталеними циклічними навантаженнями з амплітудою a_0 і частотою f >1 Hz. Водночас штанга зазнає n поодиноких поштовхів через рух нерівним полем, внаслідок чого вони змінюються від

Контактна особа: О. Є. АНДРЕЙКІВ, e-mail: andreykiv@ipm.lviv.ua

максимальних імпульсів згину M_i або розтягу P_i (i = 1, ..., n) із заниканням до початкової амплітуди усталених коливань (рис. 2). В інженерній практиці це називають маневровим режимом навантаження.

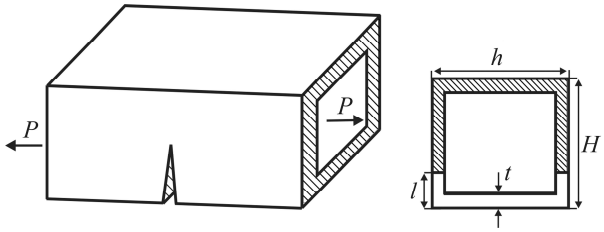

Рис. 1. Схема навантаження елемента штанги з поверхневою тріщиною.

Fig. 1. Loading scheme of a rod element with a surface crack.

Залишковий ресурс металоконструкції визначають [5, 6] за ресурсом найслабшої ланки, в даному випадку – найнапруженішого елемента штанги з тріщиною, в яку потрапляє корозивне середовище. Штанга є об'ємною конструкцією, яка згинається, і на крайній верхній її частині буде найбільш навантажений розтягом елемент – прямокутна труба з тріщиною (рис. 1). Тому необхідно визначити його залишковий ресурс (кількість циклів коливання $N = N_*$ або реальний час роботи $t = T \cdot N_*$, T – період коливання), за досягнення якого початкова тріщина глибиною l_0 підросте до розміру $l = l_*$ і штанга втратить свої функціональні властивості. Для цього побудуємо розрахункову модель розвитку в стінці прямокутної труби (найслабшого елемента) зовнішньої поверхневої тріщини глибиною l (рис. 1). При цьому введемо такі позначення: $H \times h$ – розмір труби; t – товщина її стінки; l_0 – глибина початкової тріщини; P – амплітуда головного вектора розтягу найслабшого елемента.

Вважаємо, що тріщина рухається неперервно від початкового розміру $l = l_0$ до кінцевого $l = l_*$. Це припущення коректне, оскільки реальний рух втомної тріщини супроводжується стрибками малого розміру Δl_c за відносно великі проміжки часу ΔN_c. Водночас для спрощення розв'язку задачі вважатимемо, що навантаження штанги моментами M_i настає тоді, коли тріщина досягне глибин l_i. Тепер можемо подати швидкість V росту тріщини наближено так:

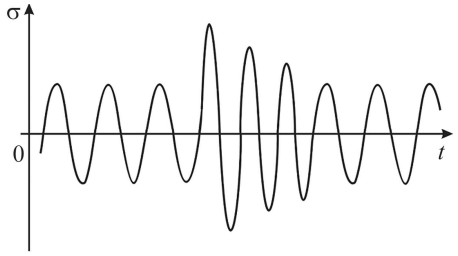

Рис. 2. Зміна напруження елементів штанги за маневрового режиму навантаження.

Fig. 2. Change of rod element stresses in a manoeuvring mode loading operation.

$$V = \frac{dl}{dt} \approx \frac{\Delta l_c}{\Delta N_c}. \qquad (1)$$

Енергетичний баланс цього процесу для кожного стрибка тріщини малого розміру Δl_c [7–9]

$$A = W + \Gamma. \qquad (2)$$

Тут A – робота зовнішніх сил за час ΔN_c; W – енергія деформування труби після просування тріщини на Δl_c:

$$W = W_s + W_p^{(1)}(l) - W_p^{(2)}(t) + W_p^{(3)}(l), \qquad (3)$$

де W_s – пружна складова енергії W; $W_p^{(1)}(l)$ – частина роботи пластичних деформацій, що залежить тільки від довжини тріщини l; $W_p^{(2)}(t)$ – її частина під час

розвантаження труби від дії зусиль P_i і стиску зони передруйнування, яка залежить тільки від часу t (кількості циклів навантаження $N = tT^{-1}$) і генерується самим тілом; $W_p^{(3)}(l)$ – ця частина у зоні передруйнування біля вершини тріщини в трубі після її навантаження зусиллями P_i, яка залежить тільки від довжини тріщини l; Γ – енергія руйнування, яка залежить від довжини тріщини l.

Довжину елементарного стрибка Δl_c тріщини подамо [10, 11] як суму довжин її елементарного поширення l_a внаслідок анодного розчинення і механічного стрибка l_m після навантаження і наводнювання за електрохімічної корозії, тобто

$$\Delta l_c = l_a + l_m . \tag{4}$$

Використовуючи відомі результати [11, 12], величини Δl_c, l_a у формулі (4) визначимо так:

$$l_m = \beta(\delta_t - \xi), \quad l_a = Fm^{-1}n_1^{-1}\int_0^{\Delta t} i(t)dt . \tag{5}$$

Тут F – число Фарадея; m – грам-еквівалентна вага металу; n_1 – валентність металу; ξ, β – константи, які визначають із експерименту [11].

Оскільки виконується умова балансу енергії, то виконуватиметься і умова балансу швидкостей зміни складових енергій:

$$\frac{\partial A}{\partial N} = \frac{\partial W}{\partial N} + \frac{\partial \Gamma}{\partial N} . \tag{6}$$

Підставляючи вираз (3) у (6), одержимо:

$$\frac{\partial}{\partial l}\left[\Gamma - \left(A - W_s - W_p^{(1)} - W_p^{(3)}\right)\right]\frac{dl}{dN} + \frac{\partial \Gamma}{\partial N} - \frac{\partial W_p^{(2)}}{\partial N} = 0. \tag{7}$$

Тоді із рівняння (7) знайдемо швидкість поширення тріщини:

$$\frac{dl}{dN} = \left[\frac{\partial W_p^{(2)}}{\partial N} - \frac{\partial \Gamma}{\partial N}\right] \Bigg/ \frac{\partial}{\partial l}\left[\Gamma - \left(A - W_s - W_p^{(1)} - W_p^{(3)}\right)\right]. \tag{8}$$

На основі відомих результатів [7–9] вираз у квадратних дужках подамо так:

$$\frac{\partial}{\partial l}\left[\Gamma - \left(A - W_s - W_p^{(1)}\right)\right] = \gamma_f - \gamma_t - \frac{\partial W_p^{(3)}}{\partial l}, \tag{9}$$

де $\gamma_t = \delta_t \sigma_{0f}$ – питома робота пластичних деформацій у зоні передруйнування біля вершини тріщини; $\gamma_f = \delta_C \sigma_{0f}$ – її критичне значення; δ_t – розкриття у вершині тріщини; δ_c – його критичне значення; σ_{0f} – усереднене значення напружень у зоні передруйнування, а невідомі функції $W_p^{(2)}(t)$, $W_p^{(3)}(l)$ у рівнянні (9) визначатимемо так, як і в працях [13, 14]:

$$W_p^{(3)}(l) = 0,25(1 - R_\delta)^2 \int_0^l \alpha_0 \sigma_{0f} \sum_{i=1}^{n} \delta(x - l_i)\left[\delta_{Mt}^2(x) - \delta_{th}^2\right]dx ; \tag{10}$$

$$W_p^{(2)}(N) = \alpha_0 N(1 - R_\delta)^2(\delta_{t\max}^2 - \delta_{th}^2) + \eta_2 N(\delta_{t\max} - \delta_{scc}^{(\max)}), \tag{11}$$

$$\partial\Gamma / \partial N = -\eta_2 \sigma_{0f} T(\delta_{t\max} - \delta_{scc}^{(\max)}) . \tag{12}$$

Тут α_0, η_2 – втомні характеристики матеріалу, які визначають експериментально [9, 11]; δ_{th} – нижнє порогове значення δ_t, за якого тріщина не поширюється; $R_\delta = \delta_{t\min}\delta_{t\max}^{-1}$; $\delta(x)$ – дельта-функція [15]; δ_{Mt} – розкриття у вершині тріщини за дії на штангу моментів M_i; l_i – довжина тріщини за *i*-го навантаження штанги цим моментом.

Підставляючи вирази (10)–(12) у (8) з урахуванням відомих результатів [13, 14], визначимо період докритичного росту тріщини $N = N_*$ у стінці труби за навантажень зусиллями P і P_i:

$$\frac{dl}{dN} \approx \frac{(\delta_{t\max} - \delta_{scc})[\alpha_0(1-R_\delta)^2(\delta_{t\max} + \delta_{scc}) + \eta_2]}{\delta_c - \delta_{t\max} - 0,25\alpha_0(1-R_\delta)^2\sum_{i=1}^{n}\delta(l-l_i)\left[\delta_{Mt}^2(l) - \delta_{scc}^2\right]}. \qquad (13)$$

Для повноти математичної моделі до рівняння (13) додамо відповідно початкову і кінцеву умови:

$$N = 0, \quad l(0) = l_0; \quad N = N_*, \quad l(N_*) = l_*; \quad \gamma_t(l_*) = \gamma_C. \qquad (14)$$

Інтегруючи рівняння (13) за цих умов, з урахуванням співвідношень

$$\frac{\delta_t(l)}{\delta_c} = \frac{K_{\mathrm{I}\max}^2(l)}{K_{fC}^2}, \quad \delta_{th} = \frac{K_{th}^2}{\sigma_{0f}E}, \quad \delta_t(l) = \frac{K_{\mathrm{I}}^2(l)}{\sigma_{0f}E}$$

отримаємо:

$$N_* \approx \int_{l_0}^{l_*} \frac{E\sigma_{0f}[K_{fC}^2 - K_{\mathrm{I}}^2(l)]}{[K_{\mathrm{I}}^2(l) - K_{scc}^2][\alpha_0\left(1-R^2\right)^2[K_{\mathrm{I}}^2(l) + K_{scc}^2] + \eta_2 E\sigma_{0f}]}dl -$$

$$-\sum_{i=1}^{n} \frac{0,25\alpha_0\left(1-R^2\right)^2[K_{MI}^4(l_i) - K_{scc}^4]}{(K_{\mathrm{I}}^2(l_i) - K_{scc}^2)[\alpha_0\left(1-R^2\right)^2[K_{\mathrm{I}}^2(l_i) + K_{scc}^2] + \eta_2 E\sigma_{0f}]}. \qquad (15)$$

Тут K_{I}, K_{MI} – значення коефіцієнтів інтенсивності напружень у стінці труби штанги за навантаження відповідно зусиллями P, P_i, а критичну довжину l_* тріщини визначаємо за критерієм Ірвіна:

$$K_{MI}(l_*) = K_{fC}. \qquad (16)$$

Вважатимемо, що навантаження-розвантаження моментами M_i відбувається в часи $t = t_i$ $(i = 1,...,n)$, коли втомна тріщина поширюється на однакові довжини $\Delta l = n^{-1}(l_* - l_0)$. Використовуючи теорему про середнє [13, 14] за великих значень *n*, тобто для $\Delta l << (l_* - l_0)$, вираз (15) запишемо наближено так:

$$N_* \approx \int_{l_0}^{l_*} \frac{E\sigma_{0f}[K_{fC}^2 - K_{\mathrm{I}}^2(l)]}{[K_{\mathrm{I}}^2(l) - K_{scc}^2][\alpha_0\left(1-R^2\right)^2[K_{\mathrm{I}}^2(l) + K_{scc}^2] + \eta_2 E\sigma_{0f}]}dl -$$

$$-\frac{n}{l_* - l_0}\int_{l_0}^{l_*} \frac{0,25\alpha_0\left(1-R^2\right)^2[K_{MI}^4(l) - K_{scc}^4]}{(K_{\mathrm{I}}^2(l) - K_{scc}^2)[\alpha_0\left(1-R^2\right)^2[K_{\mathrm{I}}^2(l) + K_{scc}^2] + \eta_2 E\sigma_{0f}]}dl. \qquad (17)$$

Таким чином, співвідношення (17) за відомих параметрів α_0, n, η_2, $K_{\rm I}$, E, σ_{0f}, K_{fC}, R, K_{scc}, K_{MI}, l_0, l_* визначає залишкову довговічність тонкостінних елементів конструкцій, які працюють за циклічного навантаження зусиллями P і імпульсних навантажень P_i.

Залишковий ресурс труби з тріщиною. Дослідимо найнавантаженіший елемент штанги – прямокутну трубу зі сталі Ст.3 з перерізом 40×25×3 mm, який підданий циклічному розтягу (див. рис. 1). За сталих розмірів H, h, t перерізу амплітуда $\Delta\sigma$ зміни напружень у стінці труби за цих умов може бути різна [15]:

$$80 \le \Delta\sigma \le 150 \text{ MPa}, \quad R = 0{,}1, \quad t = 3 \text{ mm}, \quad H = 40 \text{ mm}, \quad h = 25 \text{ mm}. \qquad (18)$$

Необхідно за співвідношеннями (17) визначити залишковий ресурс $N = N_*$ трубчастого елемента закритого профілю. Для цього треба обчислити характеристики матеріалу α_0, n, η_2, $K_{\rm I}$, E, σ_{0f}, K_{fC}, R, K_{scc}, K_{MI}, l_0, l_* і побудувати [16] кінетичну діаграму росту втомних тріщин у сталі Ст.3 за дії агресивного середовища (рис. 3).

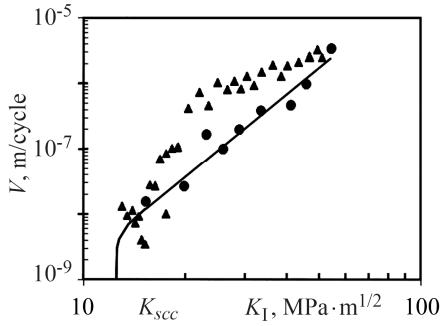

Рис. 3. Діаграма росту втомних тріщин у сталі Ст.3 у повітрі (●) і за дії розчину мінерального добрива Нурел Д (▲).

Fig. 3. Fatigued crack growth curves in St.3 steel on the air (●) and under the action of a solution of mineral fertilizer nitrophosics (▲).

З допомогою методу найменших квадратів, рівняння (10) і діаграми одержали:

$$\alpha_0 \approx 0{,}3 \text{ (cycle)}^{-1}, \ \eta_2 \approx 1{,}2 \cdot 10^{-5} \text{ m/s}, \ E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}, \ K_{fC} = 101 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}},$$

$$R = 0{,}1, \ K_{scc} = 11 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}. \qquad (19)$$

Щоб спростити розв'язок задачі, значення l_0 у співвідношенні (17) вибрали таким: $l_0 = t = 3$ mm.

Так як амплітуда $\Delta\sigma$ зміни напружень у балковому елементі згідно з виразом (18) різна, то для встановлення ресурсу безпечної (неруйнівної) експлуатації такої штанги виконаємо розрахунок, коли напруження в стінці труби $\Delta\sigma \approx 90$ MPa, $\Delta\sigma_M \approx 130$ MPa, що відповідає зусиллям P і імпульсам P_i. Очевидно, що напружено-деформований стан в околі тріщини близький до такого, що виникає за розтягу смуги (бокової стінки труби) з тріщиною деяким рівномірно розподіленим напруженням $\Delta\sigma \approx 90$ MPa за дії зусилля P і $\Delta\sigma_M \approx 130$ MPa – за дії зусиль P_i. Величину $K_{\rm I}$ біля вершини тріщини подамо наближено так [12, 13]:

$$K_{\rm I} = 1{,}1\Delta\sigma\sqrt{\pi l}\,[0{,}265(1-\varepsilon)^4 + (0{,}857 + 0{,}265\varepsilon)/(1-\varepsilon)^{1{,}5}]. \qquad (20)$$

Підставляючи в рівняння (17) співвідношення (18)–(20), визначимо залишковий ресурс штанги за маневрового режиму навантаження. Побудуємо (рис. 4) залежності залишкового ресурсу штанги N_* від початкової довжини тріщини l_0 в стаціонарному і маневровому режимах експлуатації за різної кількості n по-

штовхів за нерівності поля. Виявили, що маневровий режим може зменшити залишкову довговічність штанги більш ніж у чотири рази.

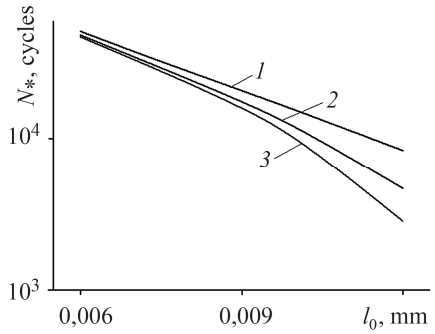

Рис. 4. Залежність $l_0 \sim N_*$ у стаціонарному (крива *1*) і маневровому (криві *2*, *3*) режимах експлуатації за різного значення *n*: *1* – *n* = 0; *2* – 10000; *3* – 15000.

Fig. 4. Dependence $l_0 \sim N_*$ in a stationary (curve *1*) and maneuvering (curves *2*, *3*) modes of operation for different *n* values: *1* – *n* = 0; *2* – 10000; *3* – 15000.

ВИСНОВКИ

Сформульовано метод розрахунку залишкового ресурсу широкозахопної штанги польового обприскувача за маневрового режиму навантаження і дії розчину нітрофоски. В його основі – розроблений раніше енергетичний підхід, механізм дії корозивного середовища і схема такого навантаження. Метод реалізовано під час визначення залишкового ресурсу широкозахопної штанги (довжина 25 m) зі сталі Ст.3. Виконані розрахунки засвідчили, що за маневрового режиму її залишковий ресурс зменшується.

РЕЗЮМЕ. Разработан метод для определения остаточного ресурса широкозахватной штанги полевого опрыскивателя с учетом маневренного режима ее нагрузки и воздействия коррозионно-агрессивной среды. В основе метода – ранее разработанный энергетический подход и расчетные модели распространения коррозионных трещин при статической и циклической нагрузках, а также схема маневренного режима нагрузки. Для реализации модели использована штанга из стали Ст.3.

Ключевые слова: *штанга полевого опрыскивателя широкой развертки, коррозионная среда, маневренный режим нагрузки, остаточный ресурс, кинетические диаграммы роста коррозионной и коррозионно-усталостной трещин, коэффициент интенсивности напряжений, период докритического роста коррозионно-усталостной трещины*.

SUMMARY. A method for determining the residual life of the field sprayer boom, taking into account the maneuvering mode of its load and exposure to corrosive environment is developed. The method is based on the energy approach developed previously by the authors and calculation models of corrosion cracks propagation under static and cyclic loads, as well as the scheme of the maneuvering load mode. The implementation of the model is demonstrated by the example of a St.3 steel rod.

Keywords: *broad-range field sprayer boom, corrosive environment, maneuvering load mode, residual life, kinetic diagrams of corrosion and corrosion-fatigue crack growth, stress intensity factor, period of subcritical growth of corrosion-fatigue crack.*

1. *Северный А. Э.* Сохраняемость и защита от коррозии сельскохозяйственной техники. – М.: ГОСНИТИ, 1993. – 234 с.
2. *Похмурський В. І., Хома М. С.* Корозійна втома металів і сплавів. – Львів: Сполом, 2008. – 300 с.
3. *Усталость* и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов / О. Н. Романив, С. Я. Ярема, Г. Н. Никифорчин, Н. А. Махутов, М. М. Стадник. – К.: Наук. думка, 1990. – 680 с.
4. *Попович П. В., Слободян З. В.* Корозійна і електрохімічна поведінка сталей 20 та Ст.3 у середовищах сульфату амонію і нітрофоски // // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2013. − **49**, № 6. – С. 100–106.

   (*Popovich P. V. and Slobodyan Z. B.* Corrosion and electrochemical behaviours of 20 steel and St.3 steel in ammonium sulphate and nitrophoska // Materials Science. – 2014. – **49**, № 6. – P. 819–826.)

5. *Andreikiv A. E., Panasyuk V. V., and Stadnik M. M.* Calculation of stress intensity factors in solids with cracks // Strength of Materials. – 1974. – **6**, № 3. – P. 308–314.
6. *Андрейків О. Є., Сас Н. Б.* Міцність тонкостінних елементів конструкцій з тріщинами під час повзучості // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2007. − **43**, № 2. – С. 33–39.

   (*Andreykiv O. E. and Sas N. B.* Strength of thin-walled structural elements with cracks under the conditions of creep // Materials Science. – 2007. – **43**, № 2. – P. 174–182.)
7. *Андрейків О. Є., Лесів Р. М., Долінська І. Я.* Залежність періоду докритичного росту повзучо-втомної тріщини від періоду циклу навантаження // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2009. – **45**, № 4. – С. 31–38.

   (*Andreikiv O. E., Lesiv R. M., and Dolins'ka I. Ya.* Dependence of the period of subcritical growth of a creep fatigue crack on the duration of loading cycles // Materials Science. – 2009. – **45**, № 4. – P. 494–503.)
8. *Андрейків О. Є., Кіт М. Б.* Залишкова довговічність тонкостінних елементів конструкцій під двовісним циклічним навантаженням // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2008. – **44**, № 1. – С. 14–22.

   (*Andreikiv O. E. and Kit M. B.* Residual service life of thin-walled structural elements under biaxial cyclic loading // Materials Science. – 2008. – **44**, № 1. – P. 10–21.)
9. *Оцінювання* ресурсу каркасів секцій польових штангових обприскувачів / Т. І. Рибак, А. В. Бабій, І. М. Бортник, Г. Б. Цьонь, С. І. Коноваленко // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2019. – **55**, № 3. – С. 68–74.

   (*Evaluation* of the service life of the frames of sections of boom field sprayers / T. I. Rybak, A. V. Babii, I. M. Bortnyk, H. B. Ts'on, S. I. Konovalenko // Materials Science. – 2019. – **55**, № 3. – P. 374–380.)
10. *Тим'як Н. І., Андрейків О. Є.* Визначення швидкості росту тріщини в умовах сумісної дії статичних навантажень і корозійно-активного середовища // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 1995. – **31**, № 2. – С. 68–74.

    (*Tym'yak N. I. and Andreikiv O. E.* Evaluation of crack-growth rate under conditions of simultaneous action of static loading and corrosive media // Materials Science. – 1995. − **31**, № 2. − P. 219−225.)
11. *Андрейків О. Є., Гембара О. В.* Механіка руйнування та довговічність металевих матеріалів у водневмісних середовищах. – К.: Наук. думка, 2008. – 344 с.
12. *Гембара О. В., Терлецька З. О., Чепіль О. Я.* Визначення електричних полів у системі електроліт–метал // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2007. – **43**, № 2. – С. 71–76.

    (*Hembara O. V., Terlets'ka Z. O., and Chepil' O. Ya.* Determination of electric fields in electrolyte–metal systems // Materials Science. – 2007. − **43**, № 2. − P. 222−229.)
13. *Андрейків О. Є., Долінська І. Я., Кухар В. З.* Математична модель для визначення довговічності пластин з системами тріщин за довготривалого статично-розривного навантаження і високої температури // Мат. методи та фіз.-мех. поля. – 2012. – **55**, № 2. – С. 63–70.

    (*Andreikiv O. E., Dolins'ka I. Y., and Kukhar V. Z.* A mathematical model for determining the lifetime of plates with systems of cracks under long-term static breaking loads and high temperatures // J. of Math. Sci. – 2013. – **192**, № 5. – P. 555–564.)
14. *Вплив* водню на залишковий ресурс труби газопроводу за маневрового режиму експлуатації / О. Є. Андрейків, І. Я. Долінська, В. З. Кухар, І. П. Штойко // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2015. – **51**, № 4. – С. 59–66.

    (*Influence* of hydrogen on the residual service life of a gas pipeline in the maneuvering mode of operation / O. E. Andreikiv, I. Y. Dolins'ka, V. Z. Kukhar, I. P. Shtoiko // Materials Science. – 2016. – **51**, № 4. – P. 500–508.)
15. *Барна Р. А., Попович П. В., Вовк Р. І.* Вплив робочих середовищ на циклічну тріщиностійкість сталей для елементів сільськогосподарських машин // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2014. – **50**, № 4. – С. 125–128.

    (*Barna R. A., Popovych P. V., and Vovk R. I.* Influence of the working media on the cyclic crack resistance of steels for elements of agricultural machines // Materials Science. – 2015. – **50**, № 4. – P. 621–625.)

Одержано 24.09.2019