УДК:539.375

ОЦІНЮВАННЯ РЕСУРСУ КАРКАСІВ СЕКЦІЙ ПОЛЬОВИХ ШТАНГОВИХ ОБПРИСКУВАЧІВ

Т. І. РИБАК, А. В. БАБІЙ, І. М. БОРТНИК, Г. Б. ЦЬОНЬ, С. І. КОНОВАЛЕНКО

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Запропонована розрахункова модель для визначення ресурсу несучих каркасів секцій штангових польових обприскувачів, які виготовлені зі сталі Ст.3. Ресурс елементів штанги подано сумою періодів зародження і докритичного росту втомних тріщин, які визначають відповідно за діаграмою Веллера і кінетичною діаграмою росту втомних тріщин. За допомогою цієї моделі обчислено ресурс штанги за максимальних амплітуд циклічного згину її найслабших елементів. При цьому показано, що її ресурс зменшується більше ніж в 2 рази порівняно з нормативним.

Ключові слова: *несучі каркаси секцій штангових польових обприскувачів, ресурс, діаграма Веллера, кінетична діаграма росту втомної тріщини, коефіцієнт інтенсивності напружень, періоди зародження і докритичного росту втомних тріщин.*

Вступ. Несучі системи сільськогосподарської техніки працюють у складних рельєфних та кліматичних умовах. Для їх розрахунків напрацьовано великі об’єми теоретичних матеріалів та експериментальних досліджень [1, 2]. Проте ще недостатньо розроблені методи розрахунку ресурсу елементів вітчизняних обприскувачів, реальний ресурс яких часто не досягає нормативного значення. Однією з основних причин виходу з ладу машин для хімічного захисту рослин є перевантаженість їх окремих елементів у результаті недосконалості конструкції, а саме недостатній запас втомної міцності елементів несучих систем, зокрема, несучих каркасів секцій штанг широкої розгортки (25 m і більше) польових обприскувачів.

Аналіз публікацій з вивчення штангових обприскувачів показує, що вони спрямовані, в основному, на математичне чи імітаційне моделювання коливних процесів з переходом до дослідження напружено-деформованого стану штанг широкої розгортки [3, 4]. Водночас інформація про методи дослідження руйнування елементів таких штанг і визначення їх ресурсу практично відсутня, хоча такі дані є основою проектування машин для хімічного захисту рослин. Досі в сільськогосподарському машинобудуванні для оцінювання ресурсу мобільних конструкцій використовують, в основному, методи класичної теорії втоми. Водночас у літературі [5, 6] уже достатньо повно розвинуті методи механіки руйнування для визначення ресурсу елементів конструкцій. Якраз з допомогою цих фундаментальних досліджень тут і побудовані розрахункові моделі для визначення ресурсу елементів несучих каркасів секції штангових обприскувачів, зокрема, найнавантаженішої семисекційної штанги обприскувача.

Розрахункові моделі для визначення ресурсу елементів штанги обприскувача. Розглянемо штангу обприскувача широкої розгортки. Під час робочого процесу вона коливається, в результаті чого деякі її елементи зазнають розтягу-

Контактна особа: А. В. БАБІЙ, e-mail: ababiy@ukr.net

вальних, стискувальних і згинальних циклічних навантажень. Такі коливання моделюватимемо циклічними з частотою $f \approx 1$ Hz. Задача полягає у визначенні ресурсу штанги (кількості циклів коливання $N = N_*$ або реального часу роботи $t = t_*$), за досягнення якого вона втратить свої функціональні властивості.

Як прийнято в інженерній практиці [5, 6], ресурс металоконструкції визначають довговічністю найслабшої ланки, тобто найнавантаженішого елемента. Згідно зі сучасною теорією втоми (механіки сповільненого руйнування елементів конструкцій за змінних навантажень [5, 6]), ресурс елемента конструкції (кількість циклів коливань N_* або час t_*) за змінних навантажень визначаємо так:

$$N_* = N_{\text{init}} + N_{\text{subcr}}, \quad t_* = t_{\text{init}} + t_{\text{subcr}}. \tag{1}$$

Тут N_{init}, t_{init} – періоди зародження втомної тріщини; N_{subcr}, t_{subcr} – її докритичного росту. Розраховуватимемо період зародження тріщини для таких елементів, виходячи із залежностей $\sigma \sim \lg N$ для області обмеженої довговічності діаграми Веллера. На основі результатів праць [5, 6] можемо зробити висновок, що ця залежність у напівлогарифмічних координатах приблизно лінійна і аналітично її можна подати так:

$$\sigma\sigma_0^{-1} = \lg(N_0 N^{-1}), \quad \sigma\sigma_0^{-1} = \lg(t_0 t^{-1}). \tag{2}$$

Тут σ_0, N_0, t_0 – характеристики втомного руйнування матеріалів в області обмеженої довговічності ($10^4 \le N \le 10^7$), які визначають експериментально. Тоді період зародження втомної тріщини N_{init} в елементі конструкції, в якому зовнішнє навантаження викликає амплітуду змінних в часі напружень σ, визначаємо за результатами [5] так:

$$N_{\text{init}} = N_0 10^{-\sigma\sigma_0^{-1}}, \quad t_{\text{init}} = t_0 10^{-\sigma\sigma_0^{-1}}, \quad t_0 = 2{,}8 \cdot 10^{-4} N_0 \text{ h}. \tag{3}$$

На основі результатів праць [7, 8] визначення періоду $N = N_{\text{subcr}}$ докритичного росту корозійно-втомної тріщини довжиною l в пластині зведемо до рівняння

$$dl/dN = \alpha_0 (1-R)^4 (K_{\text{I}\max}^4 - K_{th}^4)[(1-\xi^2)(K_{fc}^2 - K_{\text{I}\max}^2)]^{-1}. \tag{4}$$

Тут $\xi = p\sigma_t^{-1}$, p – регулярна частина напружень біля вершини тріщини; σ_t – усереднені напруження в зоні передруйнування; $R = K_{\text{I}\min}/K_{\text{I}\max}$; K_{fc} – критичне значення коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН) $K_{\text{I}\max}$ за циклічного навантаження; величину K_{th}, яка повинна бути нижнім пороговим значенням $K_{\text{I}\max}$ для короткої тріщини, на основі [7] визначаємо через K_{th}^* так:

$$K_{th} = K_{th}^* \sqrt{(1-\xi^2)}. \tag{5}$$

Як випливає з праці [9], K_{th} не є сталою і залежить від рівня навантаження ξ, тобто на всіх рівнях поширення тріщини вона буде різна.

Рівняння (4) з відповідними початковою і кінцевою умовами

$$N = 0, \quad l(0) = l_0; \quad N = N_{\text{subcr}}, \quad l(N_{\text{subcr}}) = l_* \tag{6}$$

будують розрахункову модель для визначення періоду $N = N_{\text{subcr}}$ докритичного росту втомної прямолінійної тріщини незалежно від її розмірів (за винятком фізично малих тріщин). При цьому критичну довжину $l = l_*$ тріщини визначають із критерію критичного розкриття тріщини [7]

$$\delta_t(l_*) = \delta_{fC}. \qquad (7)$$

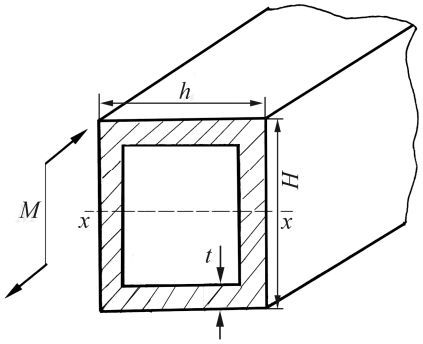

Рис. 1. Схема навантаження прямокутної труби.

Fig. 1. Scheme of a rectangular pipe loading.

Тут $\delta_t(l_*)$ – максимальне за цикл розкриття тріщини в її вершині за усередненого напруження σ_t, а δ_{fc} – його критичне значення.

Оцінка ресурсу найнавантаженішого згинального елемента штанги закритого профілю. Серед балкових елементів закритого профілю у штангах обприскувачів широкої розгортки здебільшого застосовують прямокутні і кільцеві труби. Розглянемо найнавантаженіший згинальний елемент штанги – прямокутну трубу зі сталі Ст.3, піддану циклічному згину (рис. 1).

Як відомо [4] з натурних досліджень елементів штанг, за сталих розмірів січення труби $H{\times}h{\times}t$ (40×25×3 mm) максимальна амплітуда $\Delta\sigma$ зміни напружень у ній для цього згину може бути різна: $140 \le \Delta\sigma \le 180$ MPa.

Задача полягає у визначенні за співвідношеннями (3)–(7) ресурсу $N = N_*$ (залишкового ресурсу $N = N_{\text{subcr}}$) розглядуваного балкового елемента закритого профілю.

Для цього необхідно визначити характеристики матеріалу σ_0, N_0, t_0, K_{fc}, K_{th}, α_0. На основі результатів праць [5, 9, 10] виокремлено і побудовано діаграму Веллера і кінетичну діаграму росту втомних тріщин у сталі Ст.3 (рис. 2).

За допомогою методу найменших квадратів, рівнянь (3), (4) і цих діаграм знаходимо невідомі константи: $N_0 \approx 6{,}3{\cdot}10^8$ cycles, $\alpha_0 \approx 4{,}51{\cdot}10^{-9}$ cycles^{-1}(MPa)$^{-2}$, $K_{fc} \approx 96$ MPa$\sqrt{\text{m}}$, $R = 0{,}1$; $\sigma_0 \approx 88{,}23$ MPa; $K_{th}^* \approx 12{,}81$ MPa$\sqrt{\text{m}}$; $\sigma_t \approx 375$ MPa; $\sigma_{-1} \approx 175$ MPa.

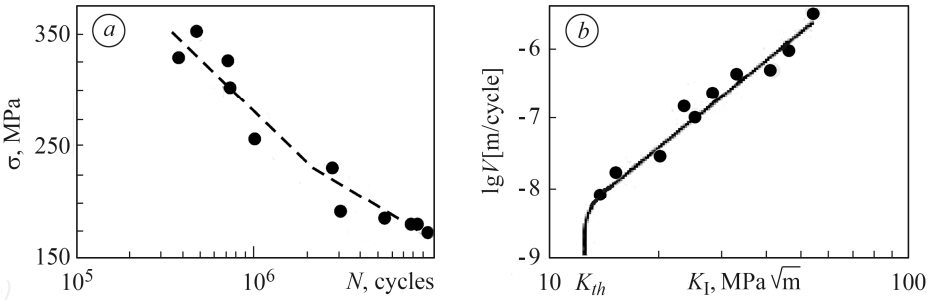

Рис. 2. Діаграми Веллера (*a*) і росту втомної тріщини (*b*) для сталі Ст.3.

Fig. 2. Wöhler diagram (*a*) and fatigue crack growth diagram (*b*) for Ст.3 steel.

Окрім цього, у співвідношеннях (6) є величина l_0. Вона досить мала, порядку розміру структурного параметра матеріалу [11]. Але для практичного розрахунку, щоб зароджену тріщину вважати макроскопічною і правомірно використовувати розрахункову модель (4) і (6), можна вибирати l_0 не менше одного міліметра. Тоді розраховане значення N_* буде дещо занижене, тобто отримана похибка піде в запас довговічності балки.

Щоб встановити ресурс безпечної (неруйнівної) експлуатації такої штанги, розрахуємо для найбільшого значення $\Delta\sigma \approx 180$ MPa (або циклічного згину досліджуваного елемента моментом $M \approx 6{,}4\cdot10^{-4}$ MPa·m^3). Для цього на основі співвідношень (3) знайдемо, що період зародження втомної тріщини $N_{\text{init}} \approx 6{,}3\cdot10^6$ cycles або $t_{\text{init}} \approx 1750$ h.

Надалі вважаємо, що в трубі утворилася прямолінійна поверхнева тріщина глибиною $l_0 = 1$ mm. Найпоширенішими дефектами в таких балках є втомні поперечні тріщини двох типів: поверхнева (рис. 3*a*) і складна, яка займає повністю одну зі стінок і частину двох інших (рис. 3*b*). Тоді вичерпання ресурсу балкового елемента прямокутного профілю рамної конструкції можна подати так. Спочатку зароджується поверхнева тріщина за період N_{init} (рис. 3*a*), далі така тріщина поширюється за період $N^{(1)}_{\text{subcr}}$ до складної конфігурації (рис. 3*b*) і, наприкінці, тріщина складної конфігурації за період $N^{(2)}_{\text{subcr}}$ досягне критичного розміру, спричиняючи повне руйнування розглядуваного балкового елемента.

Отже, ресурс балкового елемента прямокутного профілю можна визначити за формулою

$$N_* = N_{\text{init}} + N^{(1)}_{\text{subcr}} + N^{(2)}_{\text{subcr}}. \qquad (8)$$

N_{init} відоме, а інші складові формули (8) встановити складніше і методику їх визначення пропонуємо нижче.

Прямокутна труба з поверхневою прямолінійною тріщиною. Розглянемо циклічний згин моментом амплітуди M балки прямокутного тонкостінного перерізу з прямолінійною поверхневою тріщиною довжиною l_0 (рис. 3*a*). Задача полягає у визначенні кількості циклів навантаження $N = N^{(1)}_{\text{subcr}}$, за досягнення якої прямолінійна тріщина повністю перетне товщину стінки труби і утвориться складна тріщина.

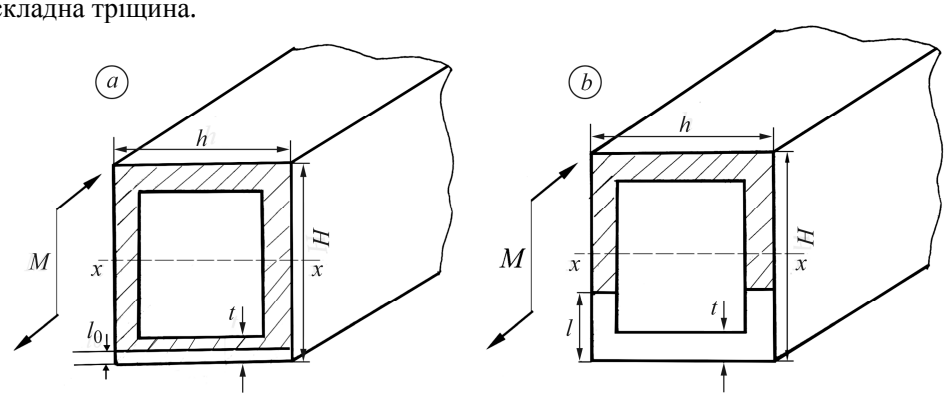

Рис. 3. Схеми навантаження прямокутної труби з поверхневою прямолінійною (*a*) та складною (*b*) тріщиною.

Fig. 3. Schemes of loading of rectangular pipe with a surface rectilinear (*a*) and a complex (*b*) crack.

Розв'язуємо цю задачу на основі математичної моделі (4)–(6). У рівняння (4) входить максимальний у циклі КІН $K_{\text{I}\max}$, який визначаємо [12, 13] так:

$$K_{\text{I}\max} = \Delta\sigma\sqrt{\pi t}\,\varphi(\varepsilon),\ \varphi(\varepsilon) = \sqrt{\varepsilon}\left[0{,}26(1-\varepsilon)^4 + (0{,}86+0{,}26\varepsilon)/(1-\varepsilon)^{1{,}5}\right]\ (\varepsilon = l/t). \qquad (9)$$

Інтегруючи рівняння (4) в межах (6) з врахуванням (9), визначаємо $N_{\text{subcr}}^{(1)}$ за формулою

$$N_{\text{subcr}}^{(1)} = \left[\alpha_0 t(1-R)^4\right]^{-1} \int\limits_{0,33}^{1} \frac{(1-\xi^2)[K_{fc}^2 - (\Delta\sigma)^2 \pi t \varphi^2(\varepsilon)]}{[(\Delta\sigma)^4 (\pi t)^4 \varphi^4(\varepsilon) - K_{th}^4]} d\varepsilon . \qquad (10)$$

Обчисливши інтеграл (10), отримаємо $N_{\text{subcr}}^{(1)}$ = 60568 cycles або $t_{\text{subcr}}^{(1)}$ = 16,82 h.

Прямокутна труба зі складною тріщиною. Кінцевий етап вичерпання ресурсу прямокутної труби буде тоді, коли тріщина, займаючи нижню стінку рами і частину бокових довжиною l_1 (рис. 3*а*), ростиме до критичного розміру $l_1 = l_{1*}$. Цей етап також можна описати кінетичними рівняннями (4) за початкових і кінцевих умов (6), якщо визначений КІН $K_{\text{I}\max}$. Очевидно, що напружено-деформований стан в околі тріщини близький до стану, який виникає за згину смуги (бокової стінки) з тріщиною деяким еквівалентним моментом $M \approx 6{,}4 \cdot 10^{-4}$ MPa·m^3. $K_{\text{I}\max}$ біля контуру тріщини шукатимемо наближено так [12, 13]:

$$K_{\text{I}\max} = M y_0 I_0^{-1} \sqrt{\pi H}\, f_1(\varepsilon_1),$$

$$f_1(\varepsilon_1) = \sqrt{\varepsilon_1}[1{,}12 + 0{,}52\sqrt{\varepsilon_1}\left(1 + 6{,}42\varepsilon_1^2 - 6{,}53\varepsilon_1^3 + 5{,}86\varepsilon_1^4\right)];$$

$$I_0 = t/6\Big\{\left(H - t - l_1\right)^3 + 3\left(H - t - l_1 - 2y_0\right)^2\left(H - t - l_1\right) +$$

$$+0{,}5ht^2 + 0{,}75h\left(2H - 2l_1 - t - 2y_0\right)^2\Big\};$$

$$y_0 = H\frac{1 - \left(t/2H\right) - \varepsilon_2 + \left(1 - t/H - \varepsilon_2\right)^2\left(H/h\right)}{1 + \left(1 - t/H - \varepsilon_2\right)H/h}. \qquad (11)$$

Отже, співвідношення (11) визначають $K_{\text{I}\max}$ для тріщини даної конфігурації в рамі. Отримане значення $K_{\text{I}\max}$ підставляємо в рівняння (4) і інтегруємо його в межах (6). На основі цього визначаємо період $N = N_{\text{subcr}}^{(2)}$ докритичного росту втомної тріщини в балці прямокутного профілю зі складною тріщиною від згину моментом M за формулою

$$N_{\text{subcr}}^{(2)} = \frac{H(1-\xi^2)}{\alpha_0(1-R)^4} \int\limits_{\varepsilon_{50}}^{\varepsilon_*} \frac{K_{fc}^2 - (M y_0 I_0^{-1}\sqrt{\pi H})^2 f_1^2(\varepsilon_1)}{(M y_0 I_0^{-1}\sqrt{\pi H})^4 f_1^4(\varepsilon_1) - K_{th}^4} d\varepsilon_1, \quad \varepsilon_{10} = \frac{l_{01}}{H}, \quad \varepsilon_{1*} = \frac{l_{1*}}{H},$$

$$\varepsilon_1 = l_1 H^{-1}. \qquad (12)$$

Тут l_{01}, l_{1*} – початкове і кінцеве значення довжини тріщини. Обчислюючи формулу (12) з врахуванням значень N_{init} і t_{init} та (11), отримаємо $N_{\text{subcr}}^{(2)} \approx 415$ cycles або $t_{\text{subcr}}^{(2)} \approx 7$ min.

Підставляючи знайдені величини в формулу (8), знайдемо ресурс штанги $t_* \approx 1767$ h.

Відомо [1], що нормативний термін служби обприскувачів 7 років, а річна завантаженість причіпних обприскувачів 550 h. Як бачимо, за прийнятих тут максимальних амплітуд коливання елементів штанги вона пропрацює приблизно

3,2 сезони, що не відповідає нормативному терміну служби обприскувачів. Тому необхідно зменшувати (усувати) коливання елементів штанг, як запропоновано раніше [14]. Водночас слід зазначити, що обприскувачі працюють за складних експлуатаційних умов, де діють агресивні корозивні середовища. Вони разом з циклічними навантаженнями можуть викликати зародження корозійно-втомних тріщин. Тому для розрахунку ресурсу штангових елементів треба спочатку виявити за допомогою методів неруйнівного контролю [15] корозійну тріщину, а пізніше використати математичну модель (4)–(6).

ВИСНОВКИ

За допомогою основних положень сучасної теорії втоми матеріалів побудована розрахункова модель для визначення ресурсу несучих каркасів секцій штангових польових обприскувачів зі сталі Ст.3. Використовуючи її, обчислили ресурс штанги за максимальних амплітуд циклічного згину її найслабших елементів. При цьому показано, що її ресурс в основному визначається періодом зародження втомної тріщини, а також зменшується більше ніж в 2 рази порівняно з нормативним.

РЕЗЮМЕ. Предложена расчетная модель для определения ресурса несущих каркасов секций штанговых полевых опрыскивателей, которые изготовлены из стали Ст.3. Ресурс элементов штанг представлен суммой периодов зарождения и докритического роста усталостных трещин, которые определяются соответственно за диаграммой Веллера и кинетической диаграммой роста усталостных трещин. С помощью этой модели рассчитан ресурс штанги при максимальных амплитудах циклического сгибания ее слабых элементов. При этом показано, что ее ресурс уменьшается более чем в 2 раза по сравнению с нормативным.

SUMMARY. A calculation model for determination of the life time of bearing frameworks of sections of the barbell field sprinklers made from Ст.3 steel is proposed. The life time of barbells elements is presented as a sum of periods of initiation and subcritical growth of fatigue cracks which are determined according to the Wöhler diagram and the kinetic diagram of fatigue cracks growth. With the help of this model the life time of the rod is calculated at the maximum amplitudes of cyclic bending of its weak elements. It is shown that its life time is reduced in more than 2 times compared with the standard ones.

1. *Афанасьєв С., Горбатов В., Погорілий В.* Якісна елементна база – основа надійності вітчизняної техніки // Техніка АПК. – 2006. – № 5–6. – С. 40–43.
2. *Рибак Т. І.* Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин. – Тернопіль: ТВПК “Збруч”, 2003. – 332 с.
3. *Дмитриченко М. Ф., Вікович І. А.* Динаміка мобільних машин з начіпними функціональними елементами. – Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2008. – 496 с.
4. *Вікович І. А., Дівеєв Б. М., Дорош І. Р.* Розрахунок та мінімізація коливних процесів у штангах обприскувачів // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2011. – Вип. 45. – С. 465–471.
5. *Механіка* руйнування і міцність матеріалів: Довідн. пос. / За заг. ред. В. В. Панасюка. – К.: Наук. думка, 1988–1990. – Т. 1–4. – 2224 с.
6. *Estimation* of the effects of plasticity and resulting crack closure during small fatigue crack growth / V. V. Panasyuk, O. Ye. Andreykiv, R. O. Ritchie, O. I. Darchuk // Int. J. of Fract. – 2001. – **107**. – P. 99–115.
7. *Андрейків О. Є., Штаюра Н. С., Ярема Р. Я.* Енергетичний підхід до оцінки швидкості росту коротких утомних тріщин в пластинах // Проблемы прочности. – 2017. – № 6. – С. 53–63.

   (*Andreykiv O. E., Shtayura N. S., and Yarema R. Ya.* Energy-based approach to evaluation of short fatigue crack growth rate in plates // Strength of Materials. – 2017. – № 6. – P. 778–787.)
8. *Андрейків О. Є., Лесів Р. М., Левицька Н. М.* Ріст тріщин у конструкційних матеріалах за сумісного впливу втоми та повзучості (Огляд) // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2009. – **45**, № 1. – С. 7–24.

(*Andreikiv O. E., Lesiv R. M., and Levyts'ka N. M.* Crack growth in structural materials under the combined action of fatigue and creep (review) // Materials Science. – 2009. – **45**, № 1. – P. 1–17.)

9. *Панасюк В. В., Андрейкив А. Е., Ковчик С. Є.* Экспериментальное определение вязкости разрушения конструкционных материалов (Рекомендация по стандартизации определения вязкости разрушения) // Физ.-хим. механика материалов. – 1976. – **12**, № 2. – С. 10–17.

   (*Panasyuk V. V., Andreikiv A. E., and Kovchik S. E.* Experimental determination of fracture toughness of structural materials // Soviet Materials Science. – 1976. – **12**, № 2. – P. 118–125.)

10. *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.)

11. *Панасюк В. В., Осташ О. П., Костык Е. М.* Зарождение усталостных трещин у концентраторов напряжений // Физ.-хим. механика материалов. – 1985. – **21**, № 6. – С. 3–10.

    (*Panasyuk V. V., Ostash O. P., and Kostyk Ye. M.* Fatigue crack initiation at stress raisers // Soviet Materials Science. – 1985. – **21**, № 6. – P. 507–513.)

12. *Андрейкив А. Е., Панасюк В. В., Стадник М. М.* К вопросу об определении коэффициентов интенсивности напряжений в твердых телах с трещинами // Проблемы прочности. – 1974. – № 3. – P. 45–50.

    (*Andreikiv A. E., Panasyuk V. V., and Stadnik M. M.* Problem of determination of stress intensity coefficients in solids with cracks // Strength of Materials. – 1974. – № 3. – P. 45–50.)

13. *Panasyuk V .V., Andrejkiv A. E., and Stadnik M. M.* Basic mechanical concepts and mathematical techniques in application to three-dimensional crack problems. A review // Engng. Fract. Mech. – 1980. – № 3. – P. 45–50.

14. *Застосування* динамічних гасників коливань для зменшення горизонтальних коливань штанг обприскувачів / Б. М. Дівеєв, І. А. Вікович, І. М. Височан, І. Р. Дорош // Міжвуз. зб. "Наукові нотатки". – 2012. – Вип. 36. – С. 91–98.

15. *Андрейків О. Є., Скальський В. Р., Сергієнко О. М.* Акустико-емісійні критерії для експрес-оцінки внутрішніх пошкоджень композитних матеріалів // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2001. – **37**, № 1. – С. 91–100.

    (*Andreikiv O. E., Skal's'kyi V. R., and Serhienko O. M.* Acoustic-emission criteria for rapid analysis of internal defects in composite materials // Materials Science. – 2001. – **37**, № 1. – P. 106–117.)

Одержано 09.10.2018