

УДК: 539.4

АНІЗОТРОПІЯ КІНЕТИКИ НАКОПИЧЕННЯ РОЗСІЯНИХ ПОШКОДЖЕНЬ В КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛАХ ПРИ ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНОМУ ДЕФОРМУВАННІ

Бондарець О.А., Кіріллова І.В.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

***Анотація.** В роботі проаналізовано сучасний стан проблеми визначення параметрів пошкоджуваності для анізотропних конструкційних матеріалів, які базуються на термодинамічних принципах механіки суцільного середовища. Показано та обґрунтовано границі використання феноменологічних моделей накопичення пошкоджень для умов активного навантаження, які базуються на гіпотезах про еквівалентність деформації, додаткової пружної енергії та приросту додаткової пружної енергії. Показано суттєвий вплив анізотропії механічних характеристик на закономірності кінетики накопичення пошкоджень. Наведено комплекс кінетичних діаграм анізотропії пошкоджуваності конструкційних матеріалів при пружно-пластичному деформуванні.*

***Ключові слова:** анізотропія, пошкоджуваність, модель.*

На початковій стадії розвитку континуальної механіки пошкоджуваності, основні ідеї якої закладені Л.М. Качановим та Ю.М. Работновим [1, 2], параметр пошкоджуваності трактували як чисто емпіричну величину, яку використовували для врахування відхилення поведінки матеріалу від степенного закону повзучості. В даний час під пошкодженням зазвичай розуміють сукупність неперервних мікроструктурних змін в матеріалі, викликаних деякими незворотніми процесами при термомеханічному навантаженні. Цей параметр відображає зниження механічних та експлуатаційних характеристик матеріала, таких як жорсткість та залишкова довговічність. В континуальній механіці пошкоджень мікродефекти усереднюються по об'єму матеріалу з тим, щоб їхній спільний вплив на поведінку матеріалу при експлуатації можна було розглядати на континуальному рівні. Пошкоджуваність інтегрально відображає зниження (деградацію) механічних та експлуатаційних характеристик матеріалу.

На сьогодні існують експериментальні докази того, що руйнування конструкцій часто асоціюється з анізотропним пошкодженням матеріалу навіть у тих випадках, коли початкові властивості матеріалу були ізотропним. Різниця у величинах фізико-механічних характеристик одного і того ж матеріалу в різних напрямках може досягати 35%, тобто врахування анізотропії пошкоджуваності є такою ж важливою задачею, як і врахування історії деформування та виду напруженого стану. Ігнорування анізотропії при розрахунках процесів пластичної формозміни приводить до значних (до 50%) відхилень граничних розрахункових значень. При цьому процес конструкторських, технологічних та проектувальних розрахунків та обробка, а також виготовлення технологічного інструменту проводиться найчастіше без урахування факторів анізотропії. Це пов'язано тим, що досі не існує єдиної системи розрахунку технологічних параметрів з урахуванням анізотропії і недостатньо систематизовані дані за показниками анізотропії різних металів і сплавів. Тому перевірка достовірності існуючих моделей накопичення розсіяних пошкоджень з урахуванням анізотропії та розробка нових є важливим і перспективним напрямком в механіці твердого деформівного тіла.

Поширення ізотропної теорії пошкодження на випадок анізотропії не є прямим завданням зв'язку пружності і пошкоджуваності. В ізотропному випадку пошкоджуваність, як правило, описується скалярною змінною D . При цьому використовується принцип еквівалентності пружної деформації:

$$\tilde{\sigma}_{ij} = \sigma_{ij} / (1 - D) = E_{jkl} \varepsilon_{kl}^{(e)} \quad (1)$$

У випадку загальної анізотропії змінна пошкоджуваності представляється тензором четвертого рангу [4, 5, 8]. У нашому випадку розглядається тензор другого рангу [10], що відповідає ортотропному випадку.

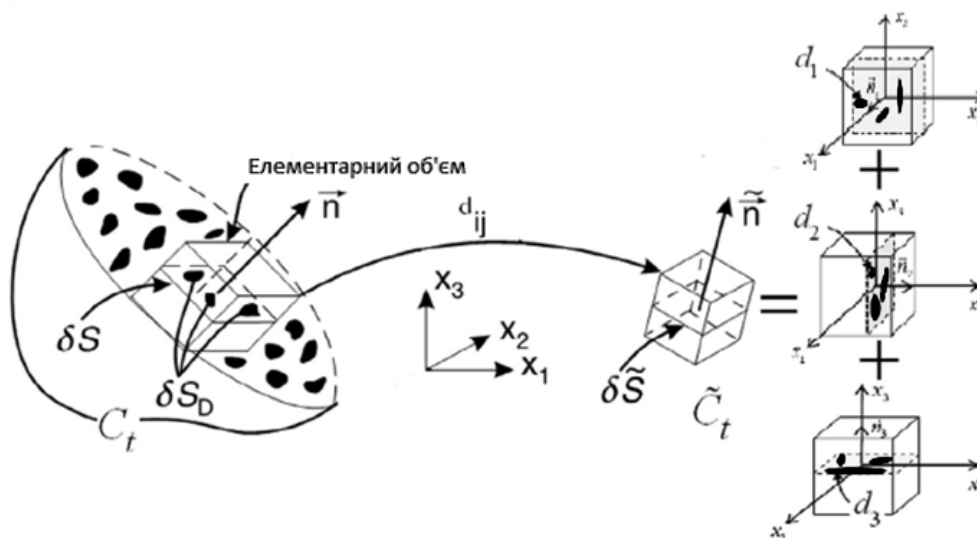


Рис.1. Схематичне подання анізотропного пошкодження в елементарному об'ємі

У випадку листових матеріалів, напрямками для вимірювання являються лише \bar{x}_1 і \bar{x}_2 ; щоб отримати \tilde{E}_1 , \tilde{E}_2 і $\tilde{\nu}_{12}$

$$D_1 = 1 - \frac{\tilde{E}_1}{E} (1 + \nu) \left[2 + \tilde{\nu}_{12} - \frac{\tilde{E}_1}{\tilde{E}_2} \right]^{-1}, \quad (2)$$

$$D_2 = 1 - \frac{\tilde{E}_2}{E} (1 + \nu) \left[2 - (1 - \tilde{\nu}_{12}) \frac{\tilde{E}_2}{\tilde{E}_1} \right]^{-1}, \quad (3)$$

$$\eta D_0 = 1 - \frac{\tilde{E}_1}{E} \frac{1 - 2\nu}{1 - 2\tilde{\nu}_{12}}. \quad (4)$$

Якщо сила прикладена у напрямку 1, то D_1 і D_2 визначаються з рівнянь (2) та (3), $D_3 = D_2$ для початково ізотропного матеріалу і $D_0 = (D_1 + 2D_2)/3$. Тоді η отримаємо з рівняння (4).

Для анізотропної пошкоджуваності зв'язок між умовним напруженням σ та ефективним $\tilde{\sigma}$ можна записати:

$$\tilde{\sigma} = M(D) \bullet \sigma, \quad (5)$$

де $M(D)$ тензор пошкоджуваності четвертого рангу.

В свою чергу тензор анізотропної пошкоджуваності [6]:

$$[M(D)] = \begin{bmatrix} e^{-D_1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & e^{-D_2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & e^{-D_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & e^{-1/2(D_1+D_2)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & e^{-1/2(D_2+D_3)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & e^{-1/2(D_3+D_1)} \end{bmatrix}. \quad (6)$$

Слід відмітити, що $M_{ij}(D)$ дозволяє отримати ефективний тензор пружності за допомогою наступного перетворення:

$$\tilde{E}_D^{-1} = M(D)^T \cdot E^{-1} \cdot M(D). \quad (7)$$

Відповідно до теорії пошкодження для випадку анізотропії, визначальні рівняння при розтягу мають вигляд:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} e^{2D_1} \sigma_1 = \frac{1}{\tilde{E}} \sigma_1, \quad (8)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{-\nu_{12}}{E e^{-(D_1+D_2)}} \sigma_1 = \frac{-\tilde{\nu}_{12}}{\tilde{E}} \sigma_1, \quad (9)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{-\nu_{13}}{E e^{-(D_1+D_3)}} \sigma_1 = \frac{-\tilde{\nu}_{13}}{\tilde{E}} \sigma_1, \quad (10)$$

де $\tilde{E} = e^{-2D_1} E$, $\tilde{\nu}_{12} = e^{(D_2-D_1)} \nu_{12}$, $\tilde{\nu}_{13} = e^{(D_3-D_1)} \nu_{13}$ - ефективні модуль Юнга і коефіцієнти Пуассона, відповідно. У цьому випадку змінні пошкодження можна визначити з наступних виразів:

$$D_1 = -\frac{1}{2} \ln \frac{\tilde{E}}{E}, \quad D_2 = D_1 - \ln \frac{\nu_{12}}{\tilde{\nu}_{12}} = -\ln \left(\frac{\nu_{12}}{\tilde{\nu}_{12}} \sqrt{\frac{\tilde{E}}{E}} \right), \quad D_3 = D_1 - \ln \frac{\nu_{13}}{\tilde{\nu}_{13}} = -\ln \left(\frac{\nu_{13}}{\tilde{\nu}_{13}} \sqrt{\frac{\tilde{E}}{E}} \right). \quad (11)$$

Концепція еквівалентності деформації [3] для ізотропної пошкодження через заміну умовного напруження на ефективне призводить до асиметрії матриці жорсткості в випадку анізотропії. Щоб цього уникнути було запропоновано у виразі для додаткової пружної енергії пошкодженого матеріалу замінити напруження на ефективні:

$$D_1 = 1 - \sqrt{\frac{\tilde{E}}{E}}, \quad D_2 = 1 - \frac{\nu}{\nu_{12}} (1 - D_1), \quad D_3 = 1 - \frac{\nu}{\nu_{13}} (1 - D_1). \quad (12)$$

В парадигмі визначальних рівнянь, які базуються на гіпотезах про еквівалентність деформацій, додаткової пружної енергії та приросту додаткової пружної енергії показано та обґрунтовано границі використання феноменологічних моделей накопичення пошкоджень для умов активного навантаження. Описана методика визначення коефіцієнта анізотропії пошкоджуваності та параметрів моделей. Показано суттєвий вплив анізотропії на закономірності кінетики накопичення пошкоджень. Наведено комплекс кінетичних діаграм пошкоджуваності анізотропних конструкційних матеріалів.

Список літератури:

1. *Kachanov, L. M., "On Creep Rupture Time," Proc. Acad. Sci., USSR, Div. Eng. Sci., 8, 1958, pp. 26–31.*
2. *Rabotnov Yu. N., Creep in Structural Elements [in Russian], Nauka, Moscow, 1966.*
3. *Chow C.L., Wang J. An anisotropic theory of elasticity for continuum damage mechanics. International Journal of Fracture 33: 1987, pp. 3-16.*

4. Lemaitre J., Desmorat R., Sauzay M. Anisotropic damage law of evolution. Eur. J. Mech. A/Solids 19, 2000, pp. 187-208.
5. Luo A. C.J., Mou Y., Han R. P.S. A large anisotropic damage theory based on an incremental complementary energy equivalence model. International Journal of Fracture 70: 1995, pp. 19-34.
6. Chaboche J.-L. Development of Continuum Damage Mechanics for Elastic Solids Sustaining Anisotropic and Unilateral Damage. Int. J. of Dam. Mech., Vol. 2 – October 1993, pp. 311-329.
7. Kracinovic D. Continuous damage mechanics revisited: Basic concepts and definitions. J. Appl. Mech. 52, 1985, pp. 829-834.
8. Lemaitre J., Chaboche J.L. Mécanique des matériaux solides. Dunod, Mechanics of Solid Materials, Springer-Verlag, 1985, (English translation) 1987.
9. Murakami S. Mechanical modeling of material damage. J. Appl. Mech. 55, 1988, pp. 280-286.

УДК 620.171.3:616.718.71

ДЕФОРМАЦІЙНІ КРИТЕРІЇ ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ НАДІЙНОСТІ СИСТЕМ ОСТЕОСИНТЕЗУ

Шидловський М.С., Заховайко О.П., Димань М.М.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

***Анотація.** На основі експериментальних досліджень запропоновано математичні критерії для оцінки функціональної надійності систем остеосинтезу. Ці критерії дають можливість оцінювати величини лінійних та кутових переміщень в системах ОС. За відомими допустимими переміщеннями визначаються граничні навантаження, що діють на кістку та не приводять до виникнення недопустимих зміщень у переломі. Критерії дають можливість враховувати одночасну дію компресійних, дистракційних, згинальних та ротаційних навантажень.*

***Ключові слова:** критерії надійності, остеосинтез, експериментальні випробування.*

Довготривале застосування різних систем фіксації переломів кісток (рис. 1), як правило, супроводжується одноразовими або багаторазовими (переважно циклічними) навантаженнями. При цьому неможливо повністю уникнути небезпечних зміщень окремих точок в області перелому. Ці зміщення унеможливають правильне зрощування (репозицію) переломів або уповільнюють цей процес [1-3].

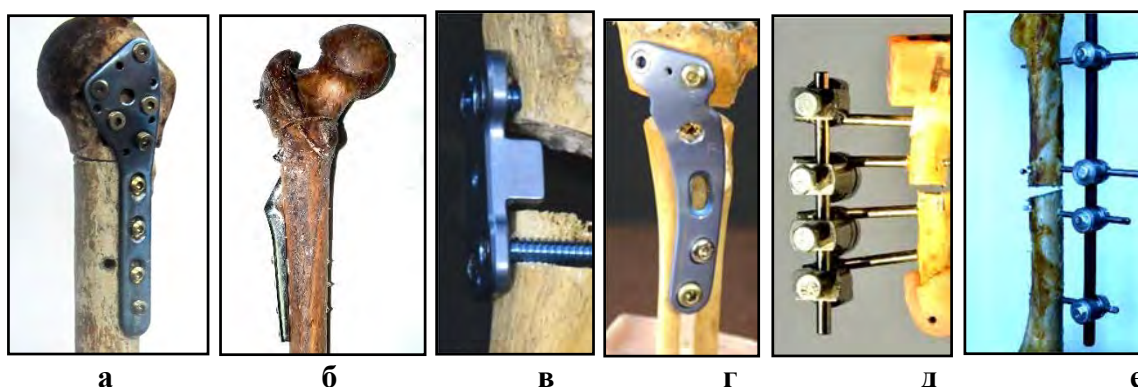


Рис. 1. Різні види засобів фіксації переломів довгих кісток: пластини для плечової (а), стегнової (б) та великогомілкової (в, г) кісток; стержневі апарати зовнішньої фіксації для п'ясткової (д) та великогомілкової (е) кісток

Як показує практика застосування різних засобів фіксації переломів (систем ОС), основними показниками надійності зазначених систем є взаємні лінійні переміщення (Δ) суміжних точок перелому та взаємні кути повороту (Γ) частин перелому. В даний час на основі багаторічних досліджень в області практичної хірургії встановлені допустимі лінійне

переміщення (зміщення) точок перелому $[\Lambda] = 1\text{мм}$ і взаємний кут повороту частин перелому $[\Gamma] = 3^\circ$. Таким чином, **фізіологічні вимоги до деформаційних показників** систем «кістка з переломом - засіб фіксації перелому» мають вигляд:

$$\Lambda_{\max}^i \leq [\Lambda] \quad (1)$$

$$\Gamma_{\max} \leq [\Gamma], \quad (2)$$

де i - позначення небезпечної точки перелому. Це можуть бути медіальні (M), латеральні (L), вентральні (V), дорсальні (D) або інші точки перелому.

Якщо відомі проекції сумарного вектора Λ на осі координат в найбільш небезпечній точці (рис. 2), то умова (1) запишеться у вигляді:

$$\Lambda_{\max} = \sqrt{(\Lambda_x^i)^2 + (\Lambda_y^i)^2 + (\Lambda_z^i)^2} |_{\max} \leq [\Lambda] \quad (3)$$

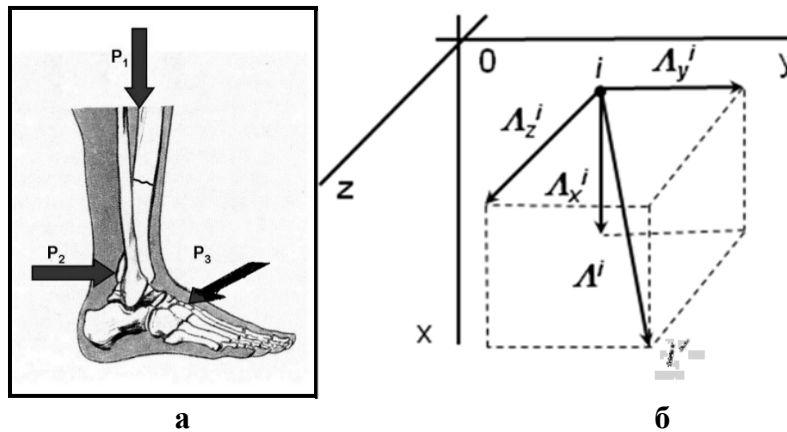


Рис. 2 - Навантаження, що діють на кінцівку (а), напрямки осей координат та компоненти головного вектора переміщень Λ^i (б)

Складові відповідно (3) визначаються, в основному, впливом таких сил (рис. 2, 3): P_1, P_2, P_3 - зовнішні навантаження стиску, згину та кручення відповідно (вага людини, сила м'язів, вага кінцівки в лежачому положенні постраждалого, дія м'язів при поворотних рухах тулуба у процесі ходьби, вага стопи в лежачому положенні постраждалого). На рис. 3 зображені ці сили та відповідні моменти M_1, M_2 та M_3 , що діють в області перелому:

$$M_k = P_k \cdot e_k, \quad (4)$$

де e_k - відстані від лінії дії відповідної сили до місця закріплення пластини у області перелому; $k = 1, 2, 3$ - позначення сили та відповідних моментів.

На рис. 3 зображені сили P_1, P_2 та P_3 та відповідні згинальні моменти M_1, M_2 та M_3 , що діють в області перелому. Показані: e_1 - відстань від лінії дії сили P_1 до засобу фіксації; e_2 - відстань від лінії дії сили P_2 до середньої частини перелому. e_3 - відстань від лінії дії сили P_3 до засобу фіксації.

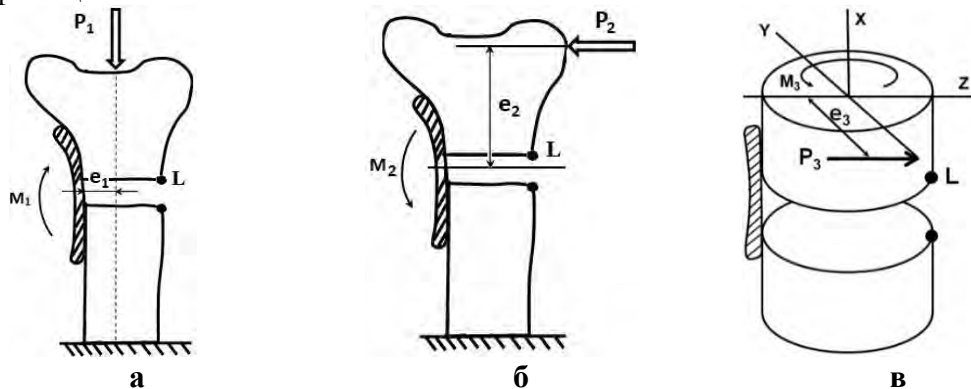


Рис. 3 – Вплив осьової (а), поперечної (б) сил і моменту кручення на систему фіксації

Таким чином, кожна компонента головного вектора лінійного переміщення Λ^i залежить від 3-х зосереджених сил та 3-х моментів сил. Позначимо через λ приведені переміщення як відношення абсолютних переміщень до діючих сил, а через $\bar{\lambda}$ приведені переміщення як відношення абсолютних переміщень до діючих моментів:

$$\lambda_{jk}^i = \frac{\Lambda_{jk}^i}{P_k}; \quad \bar{\lambda}_{jk}^i = \frac{\Lambda_{jk}^i}{M_k}, \quad (5)$$

де $j = x, y, z$ - позначення осей координат.

Приведені переміщення визначаються експериментально шляхом прикладання відповідних моментів і вимірювання виникаючих при цьому переміщень (метод цифрової реєстрації за допомогою фотокамери). Якщо приведені переміщення відомі, то складові абсолютних переміщень можна визначити при будь-яких значеннях сил P_k та відповідних моментів M_k . Так, проекція загального переміщення Λ^i на вісь X визначається таким чином:

$$\Lambda_x^i = \lambda_{x1}^i \cdot P_1 + \lambda_{x2}^i \cdot P_2 + \lambda_{x3}^i \cdot P_3 + \bar{\lambda}_{x1}^i \cdot M_1 + \bar{\lambda}_{x2}^i \cdot M_2 + \bar{\lambda}_{x3}^i \cdot M_3. \quad (6)$$

Проекції переміщення Λ^i на осі Y та Z визначається аналогічно. У загальному вигляді маємо:

$$\Lambda_j^i = \sum_{k=1}^3 P_k \cdot \left(\lambda_{jk}^i + \bar{\lambda}_{jk}^i \cdot e_k \right). \quad (7)$$

Умова функціональної надійності, з використанням в якості критерію максимальних лінійних взаємних переміщень (3), в розгорнутому вигляді запишеться так:

$$\Lambda_{\max} = \sqrt{\sum_{j=1}^3 \left[\sum_{k=1}^3 P_k \cdot \left(\lambda_{jk}^i + \bar{\lambda}_{jk}^i \cdot e_k \right) \right]^2} \Big|_{\max} \leq [\Lambda] \quad (8)$$

Процес лікування постраждалих супроводжується впливом на кінцівки циклічно діючих навантажень (ходьба, фізичні вправи). В цьому випадку взаємні зміщення точок перелому можуть істотно зрости, а критерій максимальних взаємних зміщень має враховувати деформації (переміщення), що накопичуються у системі ОС під час прикладання циклічних навантажень.

З практичної точки зору найбільший інтерес представляють переміщення точок перелому, які накопичуються при дії досить великого числа циклів навантаження. В цьому випадку у критерії (8) приведені переміщення, що виникли на N -му циклі необхідно замінити на граничні (при дії максимального числа циклів) приведені переміщення:

$$\Lambda_{\max} = \sqrt{\sum_{j=1}^3 \left[\sum_{k=1}^3 P_k \cdot \left(\left(\lambda_{jk(0)}^i + \lambda_{jk(rp)}^i \right) + \left(\bar{\lambda}_{jk(0)}^i + \bar{\lambda}_{jk(rp)}^i \right) \cdot e_k \right) \right]^2} \Big|_{\max} \leq [\Lambda], \quad (9)$$

Для застосування критерію (2) введені такі позначення (рис. 4): Γ - кут повороту лінії, що з'єднує дві протилежні точки перелому M і L ; M_1, L_1 - положення двох протилежних точок перелому до прикладання навантаження; M_2, L_2 - положення двох протилежних точок перелому після прикладання навантаження; L' - положення точки L після прикладання навантаження без урахування повороту перелому (паралельне переміщення відрізка M_1L_1); $S_{ML} = M_1L_1 = M_2L_2 = M_2L'$ - відстань між точками M і L в різних положеннях; $\Lambda^{M_x}, \Lambda^{M_y}, \Lambda^{M_z}$ - проекції переміщення точки M на координатні осі; $\Lambda^{L_x}, \Lambda^{L_y}, \Lambda^{L_z}$ - проекції переміщення точки L на координатні осі;

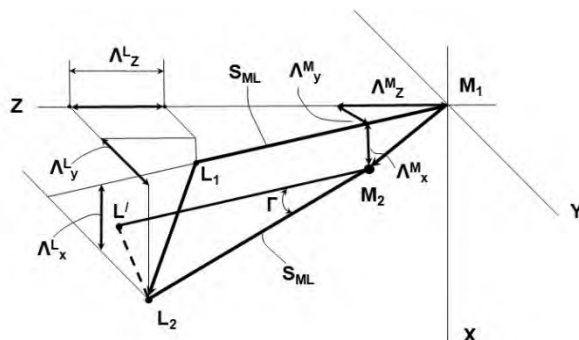


Рис. 4 - Схема переміщень точок і кутів повороту перелому

Умова функціональної надійності (2), з використанням в якості критерію взаємного кута повороту частин перелому, виглядає так:

$$\Gamma_{\max} = \arccos \left\{ 1 - \frac{1}{2 \cdot S_{ML}^2} \sqrt{\sum_{j=1}^3 \left[\sum_{k=1}^3 P_k \left(\lambda_{jk}^L - \lambda_{jk}^M + \bar{\lambda}_{jk}^L \cdot e_k - \bar{\lambda}_{jk}^M \cdot e_k \right) \right]^2} \right\} \Big|_{\max} \leq [\Gamma]. \quad (10)$$

Під дією циклічних навантажень кути взаємного повороту частин перелому можуть суттєво зрости. Ці зміни порівняно з кутами, що виникають під дією одноразових навантажень, можуть бути враховані шляхом додавання до миттєво-пружних переміщень ($\Lambda_{jk(0)}^L$ та $\Lambda_{jk(0)}^M$) зміщень в'язко-пружного походження (переміщення $\Lambda_{jk(N)}^L$ та $\Lambda_{jk(N)}^M$, що виникли за N циклів навантаження) точок L та M відповідно. Як і у випадку з лінійними переміщеннями, це можна виразити через приведені переміщення, що виникають за рахунок дії сил (λ_{jk}^L , λ_{jk}^M) та моментів ($\bar{\lambda}_{jk}^L$, $\bar{\lambda}_{jk}^M$):

$$\Gamma_{\max}(zp) = \arccos \left\{ 1 - \frac{1}{2 \cdot S_{ML}^2} \sqrt{\sum_{j=1}^3 \left[\sum_{k=1}^3 P_k \left(\lambda_{jk(0)}^L + \lambda_{jk(zp)}^L - \bar{\lambda}_{jk(0)}^M - \bar{\lambda}_{jk(zp)}^M \right) + \left(\bar{\lambda}_{jk(0)}^L + \bar{\lambda}_{jk(zp)}^L - \bar{\lambda}_{jk(0)}^M - \bar{\lambda}_{jk(zp)}^M \right) \cdot e_k \right]^2} \right\} \Big|_{\max} \leq [\Gamma] \quad (11)$$

Висновки. Запропоновані критерії (8) - (11) дають можливість визначати допустимі рівні зовнішніх навантажень, що діють на кінцівки підчас зрощування переломів, та не заважають фізіологічним процесам утворення кісткового регенерату при зрощуванні переломів. Для застосування цих критеріїв достатньо провести досить прості випробування з модельованим переломом, фіксованими засобом остеосинтезу, з прикладанням окремо осьового, згинального та ротаційного навантажень.

Список літератури

1. Muller M., Algoter M., Schneider R., Willenegger H., *Manual of internal Fixation*. Springer Verlag. Berlin – New-York – Heidelberg. 1990 - 750 p.
2. Білінський П. І. *Обґрунтування фіксуючих можливостей фіксаторів і пристроїв на фізичній моделі*. // Вісник ортопедії, травматології та протезування. 2002, №2, С. 47-49.
3. Тяжелов А.А., Михайлив С.Р., Суббота И.А. [и др.] *Биомеханические исследования свойств жесткой и упруго-стабильной моделей остеосинтеза* // Ортопедия, травматология и протезирование. – 2003. – № 2. – С. 61-66.
4. Білінський П.І. *Експериментальне дослідження величини мікрорухливості уламків препарату кістки залежно від способу фіксації та величини навантажування* / П.І. Білінський, М.О. Корж // Військ. медицина України. — 2003. — 3, N 1-2. — С. 35-43.
5. *Експериментальні дослідження засобів остеосинтезу*. Кол. авторів / За ред. Шидловського М.С., Лакуш А.М. – К.: Ленвіт, 2017. – 277 с.

УДК 539.424

КІНЕТИКА НАКОПИЧЕННЯ ПОШКОДЖЕНЬ І КРИТЕРІЙ ГРАНИЧНОГО СТАНУ МЕТАЛЕВИХ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

Фам Д.К., Бабак А.М., Коваль В.В., Тимошенко О.В.

КПІ імені Ігоря Сікорського», м. Київ

***Анотація.** В даній роботі представлена модель кінетики накопичення розсіяних пошкоджень і критерій граничного стану при розтязі, який базується на модернізованій моделі запропонований Бонора та регресійного аналізу відповідних експериментальних даних. Проведено аналіз та обробка результатів експериментальних даних при розтязі ряду металевих конструкційних матеріалів типу: 12Х18Н10Т, 30ХГСА, ВТ22, Д16Т, Сталь 45, 18Х2Н4ВА, 15ХСНД, 07Х16Н6. Побудовано криві накопичення розсіяних пошкоджень для різних конструкційних матеріалів при розтязі, використовуючи енергетичні підходи і підходи заснованих на деградації фізико-механічних властивостей матеріалу. Представлено методику визначення параметрів моделі та критерію, показані результати перевірки збіжності моделі і критерію по відношенню до результатів експериментальних даних і межі застосування для різних типів металевих матеріалів.*

***Ключові слова:** розтяг, пошкодження, пошкоджуваність*

Вступ. У зв'язку з стрімким розвитком галузі машинобудування, з'являються нові елементи конструкції, що працюють в різних термо-силових умовах. В наслідок чого, зростають і нові вимоги до методики прогнозування залишкового ресурсу при експлуатації і прогнозування ресурсу на стадій проектування відповідальних елементів конструкцій. У літературі існують безліч руйнують і неруйнуючих методик прогнозування наявності макротріщини, але не мають можливість описати кількісно.

Так само в літературі представлено безліч критеріїв граничного стану і визначають рівняння для металевих конструкційних матеріалів в основі яких використовують дані результатів накопичення пошкодження при розтязі.

Тому актуальним є розробка феноменологічної моделі кінетики накопичення пошкоджень і критерію граничного стану, які б давали більш точні результати та простими.

Використовуючи постулат еквівалентності деформацій [1], Леметром було запропоновано модель визначення кінетики накопичення пошкоджень через деградацію розрахункового модуля пружності, у вигляді:

$$D = 1 - \frac{\tilde{E}}{E_0} \quad (1)$$

Існують також інші постулати, засновані на еквівалентності енергій. Наприклад, в роботах Луо [2] та Чоу [3], відповідно:

$$D = -\frac{1}{2} \ln \frac{\tilde{E}}{E_0}, \quad (2)$$

$$D = 1 - \sqrt{\frac{\tilde{E}}{E_0}} \quad (3)$$

де E_0, \tilde{E} - початковий модуль пружності і поточний модуль пружності пошкодженого конструкційний матеріал, відповідно.

В роботі Дзюба [4] зазначено, що при руйнуванні матеріалу величина ентропії досягає своєї максимальної величини. Виходячи з цього було запропоновано пошкоджуваність визначати, як:

$$D = \frac{S_i}{S_R} = \frac{F_i T}{T F_R} = \frac{F_i}{F_R}. \quad (4)$$

де F_i - механічна робота, витрачена на руйнування експериментального зразка при розтязі.

На рис. 1. представлено порівняння кінетики накопичення пошкоджень для різних конструкційних матеріалів використовуючи представлені підходи.

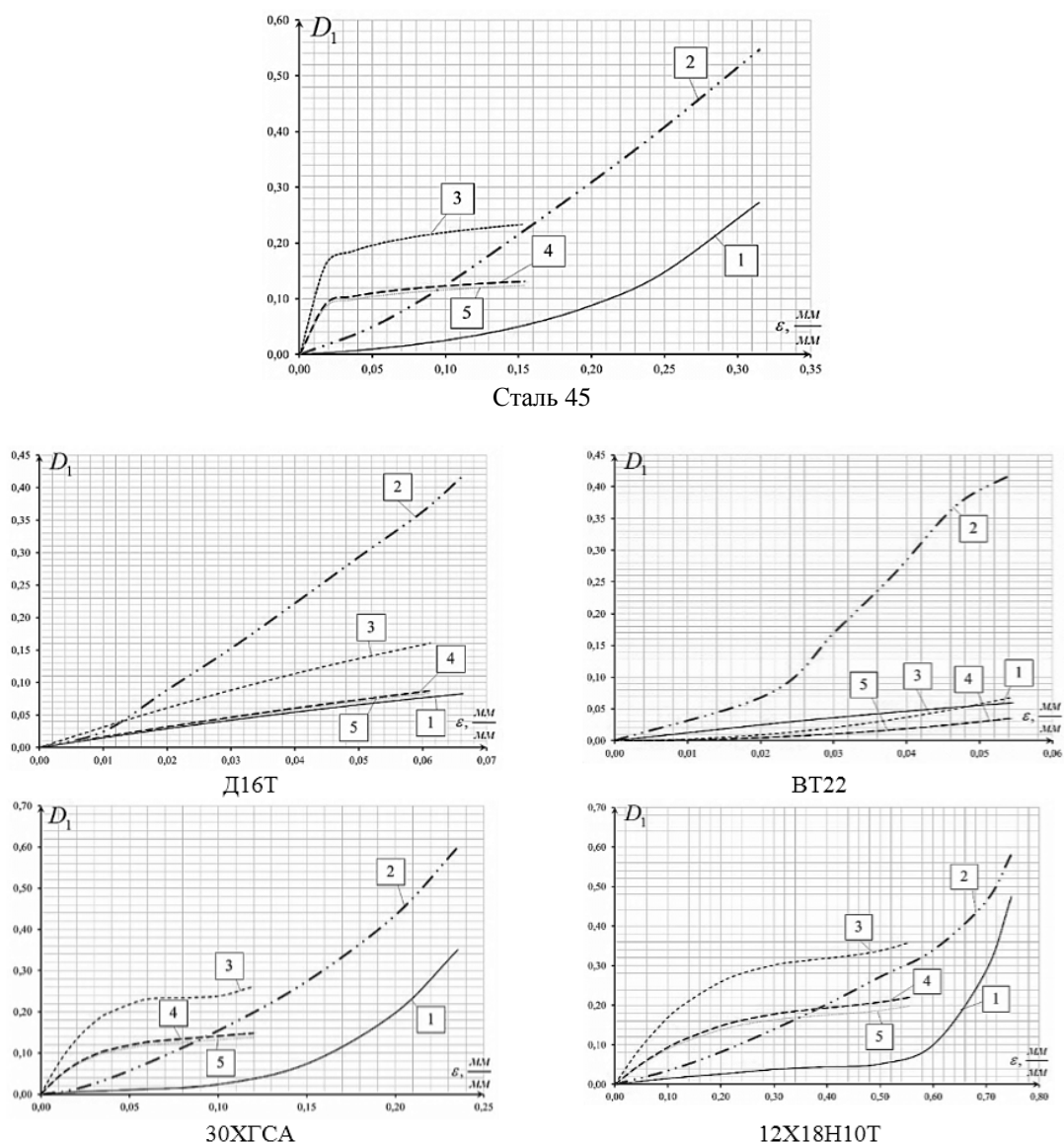


Рис.1 Криві кінетики накопичення пошкоджуваності 1 - експериментальна крива, 2 - теоретична крива за формулою (4), 3 - теоретична крива за формулою (1), 4 - теоретична крива за формулою (2), 5 - теоретична крива за формулою (3)

В роботі запропонована модернізована модель кінетики накопичення пошкоджуваності Бонора [5], як:

$$\frac{D_1}{D_{1R}} = \left(\frac{\epsilon_1}{\epsilon_{1R}} \right)^\alpha \quad (5)$$

де $\epsilon_1, \epsilon_{1R}$ - Поточні величини деформації та критичне значення деформації.

Параметри моделі були пов'язані з пружно пластичними характеристиками матеріалу за допомогою регресійного аналізу, як:

$$\alpha = \frac{\sigma_B}{S_k} \cdot \left[10,3 \cdot E_0 \cdot 10^{-5} \cdot \epsilon_{1R} - 2,4 \cdot \frac{\sigma_B}{S_k} + 4,3 \right] - \epsilon_{1R} [9,1 \cdot \epsilon_{1R} + 11,5] - E_0 \cdot 10^{-5} \quad (6)$$

$$D_{1R} = \frac{1}{100} \left\{ \frac{\sigma_B}{S_k} \cdot \left[25 \cdot \frac{\sigma_B}{S_k} - 2 \cdot E_0 \cdot 10^{-5} \cdot \varepsilon_{1R} - 7 \right] + E_0 \cdot 10^{-5} \left[9 \cdot E_0 \cdot 10^{-5} - 20 \right] + \varepsilon_{1R} \left[43 \cdot \varepsilon_{1R} - 4 \right] \right\}. \quad (7)$$

де S_k, σ_B - напруження опору руйнування і межа міцності на умовній діаграмі, відповідно.

На рисунку 2, представлено порівняння кінетики накопичення пошкодження за формулою (7) з експериментальною кривою.

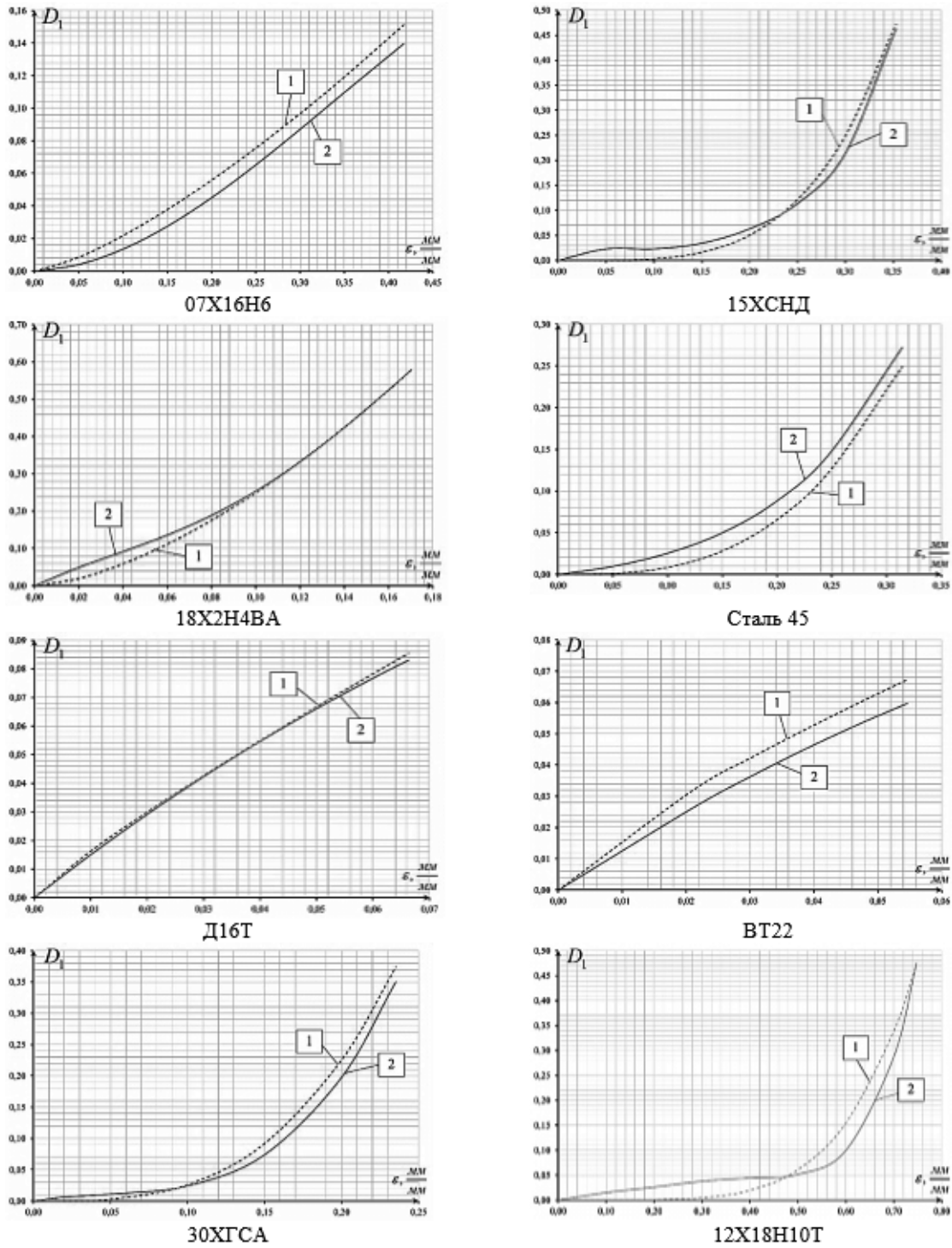


Рис. 2 Криві кінетики накопичення пошкоджуваності 1 - теоретична крива за формулою (7), 2 - експериментальна крива

Висновки

В роботі була запропонована модель визначення кінетики накопичення пошкоджуваності і критерій граничного стану. Представлено порівняння різних моделей кінетики накопичення пошкодження для різних матеріалів. Визначено що, залежність запропоноване Абу-Фарсаком дає велику похибку у визначення кінетики накопичення пошкоджуваності. Гіпотези запропоновані Луо, Чоу і Леметром дають непогану збіжність з експериментальними даними, але межа застосовності можливі до границі міцності і має складну реалізацію, так як вимагають розвантаження для визначення розрахункового модуля пружності. Формула визначення кінетики накопичення пошкоджуваності запропонована Дзюбою, дає непогану збіжність для пластичних матеріалів, але має великі похибки для крихких матеріалів. Модель накопичення пошкоджуваності і критерій граничного стану запропонована в даній роботі дає хорошу збіжність з експериментальними даними, та є простим в реалізації.

Список літератури:

1. *Lemaitre J. Damage measurements. Engineering Fracture Mechanics / J. Lemaitre, J. Dufailly., 1987. – 643 с. – (28).*
 2. *Luo A. C. A large anisotropic damage theory based on an incremental complementary energy equivalence model / A. C. Luo, M. Yanghy, H. Ray. – 1994. – №70. – С. 19–34.*
 3. *Chow C. An anisotropic theory of elasticity for continuum damage mechanics / C. Chow, J. Wang. // International Journal of Fracture. – 1987. – №33. – С. 3–16.*
 4. *Дзюба В. С. Термодинамический поход к оценке повреждаемости армированных пластиков / В. С. Дзюба. // Институт проблем прочности АН УРСР. – 1984. – С. 56.*
 5. *Bonora N. A. Identification of the Parameters of a Non-Linear Continuum Damage Mechanics Model for ductile Failure in Metals / N. Bonora, D. Gentile, A. Pirondi. // J. Of Strain Analysis. – 2004. – №39. – С. 639–651.*
-

УДК:539.4.

ВІДНОВЛЕННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ ВАЛІВ ЯКОРІВ ГЕНЕРАТОРІВ DUGG-28 ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ

**В.А.Леонец¹, А.О.Лукашевич¹, В.О.Дегтярев¹, Л.М.Чаус¹, О.В. Тімошенко²,
В.В.Лакомський³**

1-Інститут проблем міцності імені Г.С.Писаренка НАН України, Київ, Україна.

2-Національний технічний університет “Київський політехнічний інститут ім. І.Сікорського”, Київ, Україна.

3-Інститут електрозварювання ім. Є.О.Патона НАН України, Київ, Україна.

Анотація. Дослід ведення робіт щодо подовження початково призначеного терміну служби залізничних локомотивів, пасажирських вагонів дозволив встановити, що причиною руйнування наплавлених хвостовиків валів якорів генераторів DUGG-28 являються термічні тріщини біля неметалевих включень покриття.Зроблено висновок, що сьогодні необхідно подовжувати призначений термін служби деталей машин, вузлів та елементів конструкторії залізничного рухомого складу не лише за критерієм ймовірності виникнення втомних тріщин, а також за критерієм їх тріщиностійкості.

Ключові слова: хвостовик вала якоря підвагонного генератора DUGG-28, механічні властивості конструкторійної сталі, діаграма граничних напружень циклу, втомна міцність, напружений стан хвостовика вала, вихорострумний метод виявлення мікротріщин, мала вибірка.

Під керівництвом ПАТ “Укрзалізниця” в Україні в 1997 році були розпочаті систематичні роботи щодо подовження початково призначеного терміну служби залізничного рухомого складу (локомотивів, електро-дизель поездів, вантажних та пасажирських вагонів). Міжвідомча комісія з питань подовження призначеного терміну

служби тягового рухомого складу, до складу якої входили, зокрема, співробітники Інститутів проблем міцності імені Г.С.Писаренка (далі – ІПМіц НАН України) та електрозварювання ім. Є.О.Патона НАН України розробила вперше серед країн бувших союзних республік СРСР відомчий нормативний документ [1], який допомагає забезпечувати в повному об'ємі залізничні перевезення країни. Співробітники ІПМіц НАН України також працювали в аналогічній комісії, яка займалась подовженням призначеного терміну служби пасажирських вагонів. Набутий досвід ведення цих робіт дозволив співробітникам вище згаданих установ та кафедри опору матеріалів Національного технічного університету “Київський політехнічний інститут ім. І.Сікорського” виконати дослідження щодо відновлення роботоздатності валів якорів генераторів DUGG-28 пасажирських вагонів.

В Україні експлуатуються залізничні пасажирські вагони, в яких встановлені іноземні електричні генератори DUGG-28. Тривала експлуатація вагонів обумовила зношення місць напесовки центрабїжних муфт на хвостовики валів якорів цих генераторів (далі - хвостовиків). Відновлення геометричних розмірів хвостовиків здійснюється методом електроіскрового легування, розробленим в ІПМіц НАН України. Він дозволяє наносити покриття з необхідними механічними властивостями товщиною до 1 мм на сторону. Тривала експлуатація DUUGG-28, відремонтованих по такій технології, вимагає нанесення покриттів більшої товщини. Це можливо здійснювати електроконтактним наплавленням (далі-ЕН) згідно чинної нормативної документації ПАТ “Укрзалізниця”. Одначе після ремонту хвостовиків по технології ЕН траплялись випадки їх руйнування . У зв'язку з цім виникла необхідність дослідити причини руйнування хвостовиків, відремонтованих по технології ЕН та подовжити ресурс генераторів DUUGG-28.

Встановлено, що руйнування хвостовиків валів якорів генераторів DUGG-28 відбувається за багатоциклової втоми від вертикальної стінки шпоночного паза через існування неметалевих включень в покритті, нанесеного ЕН. При експлуатації генераторів DUGG-28 трапляються випадки невідповідності геометричних розмірів хвостовиків валів якорів вимогам ремонту та кресленника 145167 “Welle”, що негативно впливає на їх роботоздатність.

Конструкційна сталь вала якоря генератора DUGG-28 близька за хімічним складом та механічними властивостями до сталі 34ХМ ГОСТ4543-48 після загартування та високого відпуску.

Отримані шляхом статичного крутіння зразків механічні властивості конструкційної сталі, та аналіз умов експлуатації підвагонних генераторів DUGG-28 дозволили визначити діаграми граничних напружень циклу зразка та хвостовика вала якоря генератора DUGG-28, за допомогою яких встановлено запас міцності, який свідчить про те, що його втомне руйнування не можливе за умови відсутності мікротріщин в покритті,нанесеного ЕН.

Запропоновано контролювати наявність мікротріщин в шийках валів якорів генераторів DUGG-28 за допомогою імпульсного вихорострумового дефектоскопа, розробленого в ІПМіц НАН України.

Робасним методом малої вибірки в статистичному аспекті визначені очікувані значення падіння електричної напруги в контрольованому приповерхневому об'ємі метала при відсутності залишкових механічних напружень, обумовлених існуванням мікротріщин.

Список літератури:

1. ВНД.32.007.123-03-2002. Положення про організацію робіт щодо продовження призначених термінів служби тягового рухомого складу Укрзалізниці (рам візків, головних рам кузовів і несучих кузовів). Київ. Міністерство транспорту України, 2002. – 16 стр.

УДК 539.3

ОСЕВЫЕ КОЛЕБАНИЯ ЦЕНТРИФУГИ НА НЕЛИНЕЙНО-УПРУГОЙ ОПОРЕ

Бабенко А.Е., Боронко О.А., Лавренко Я.И.

КПИ имени Игоря Сикорского», г. Киев,

Аннотация. В работе рассмотрены вынужденные нелинейные колебания лабораторной центрифуги. С помощью метода гармонического баланса была определена амплитуда нелинейных колебаний центра масс центрифуги, при работе центрифуги и построена амплитудно-частотная характеристика. Сделаны выводы о влиянии нелинейной кубической характеристики восстанавливающей силы опоры с учётом вязкого частотно-зависимого трения на вынужденных колебаний центрифуги. Рассмотрены некоторые понятия об устойчивости движения в нелинейных системах. Для определения устойчивости при малых отклонениях использован первый метод Ляпунова – метод линеаризации. Рассмотрен конкретный пример.

Ключевые слова: центрифуга, опора, амплитуда, нелинейная характеристика, вынужденные колебания.

В связи с усовершенствованием современных медицинских центрифуг угловая скорость вращения достигает больше десятка тысяч за минуту, что вызывает существенные вибрации, которые необходимо гасить для надежной работы машин [1,2,3]. Для этого используются демпферы [4]. Поэтому актуальным заданием есть определение жесткости упругих опор при динамическом нагружении и амплитуды колебаний центрифуги.

Целью работы является исследование вынужденных нелинейных колебаний центрифуги с учетом частотно-независимого трения с помощью приближенного аналитического метода гармонического баланса (Рис.1).

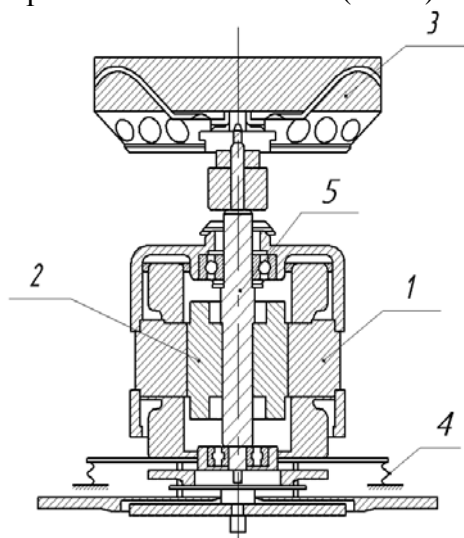


Рис.1. Эскиз центрифуги

Центрифуга состоит с ротора 3, который вращается вокруг вертикальной оси, что одновременно является валом электродвигателя, якорь 2 которого сидит на той самой оси, а статор двигателя 1 и корпус центрифуги закреплен на упругих опорах (Рис.1).

Опоры 4 корпуса центрифуги сконструированы так, что позволяют центрифуге вращаться относительно неподвижных осей.

Опора центрифуги (Рис.2) рассматривается как механическая система с жесткой кубической характеристикой восстанавливающей силы и линейным частотно-независимым трением при действии гармонической силы [4,5]. Расчетная модель представлена на Рис. 3. Нагружение опоры лабораторной центрифуги ограничивались рабочим режимом центрифуги и образец не доводился до разрушения (Рис.4).

Уравнение вынужденных колебаний для данной механической системы определяется уравнением (1):

$$m\ddot{q} + b_1\dot{q} + c_1q - c_3q^3 = P \cos \omega t, \quad (1)$$

где m - масса центрифуги, b_1 – коэффициент трения, c_1 и c_3 - линейные и нелинейные коэффициенты жесткости соответственно.

Перепишем уравнение (1) следующим образом:

$$\ddot{q} + 2h\dot{q} + \omega_0^2q - \gamma q^3 = P_0 \cos \omega t; \quad (2)$$

где $2h = \frac{b_1}{m}$, $\omega_0^2 = \frac{c_1}{m}$, $\gamma = \frac{c_3}{m}$, $P_0 = \frac{P}{m}$



Рис.2. Образец

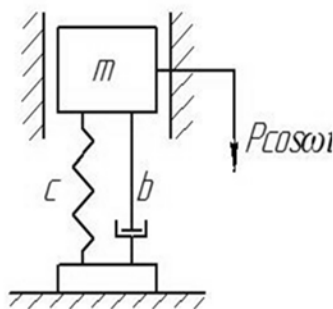


Рис.3. Модель опоры

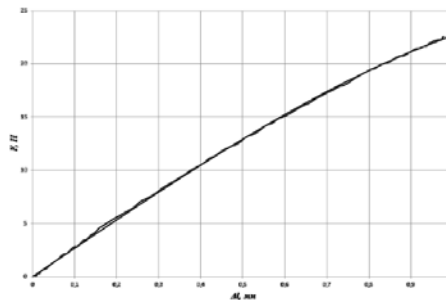


Рис.4. Диаграмма нагружения

Для обеспечения высокой степени сепарации необходима высокая скорость вращения и устойчивость движения [2].

При анализе устойчивости движений в нелинейных системах исследуют устойчивость в особых точках, которые характеризуют равнодействующие состояния и на граничных циклах, которые характеризуют автоколебания [6]. Если в линейных системах работоспособными являются только устойчивые системы, то в нелинейных системах наличие автоколебаний есть нормальным режимом ее функционирования.

Определены необходимые условия и зоны устойчивого движения центрифуги, необходимые для качественной сепарации смесей.

Выводы:

1. Нелинейность характеристики восстанавливающей силы отображает основную роль в ограничении амплитуды колебаний.
2. Проведено исследование демфера с подальшей записью диаграммы нагружения, определено линейную и нелинейную составляющую коэффициентов жесткости, а также амплитуду колебаний системы.
3. Применен метод гармонического баланса для конкретной системы.

Список литературы:

1. Gash R.: Rotordynamik/ Robert Gash; Rainer Nordmann; Herbert Pftzner. – 2., vollst. Neubearb. Und erw. Aufl. – Berlin; Heidelberg; New York; Barcelona; Hongkong; London; Mailand; Paris; Tokio: Springer, 2002. – p.705.
2. Бабенко А.Е. Динамика центрифуги на нелинейно упругом основании / А.Е.Бабенко, Я.И. Лавренко, Й. Штракельян // Вісник Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут”, серія “Машинобудування”. – 2011. – №63. – С. 268–272.
3. Кабанник С.М.; Боронко О.О. Нелінійні вимушені коливання віброопор верстатів. // Вісник НТУУ «КПІ». Серія. "Машинобудування". – 2012 – № 65. С.101-104.
4. Бабенко А.Є. Експериментальне дослідження механічних характеристик опор та руху центрифуги PICO21 / А.Є. Бабенко, Я.І. Лавренко // Вісник Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут”, серія “Машинобудування”. – 2013. – №69. – С. 84–88.
5. Ishida Y., Yamamoto T. Linear and nonlinear rotordynamics: A modern treatment with applications. Wiley VCH Verlag GmbH & Co. KGaA - 2012. – p.474.
6. Василенко М.В., Алексейчук О.М. Теорія коливань та стійкість руху: Підручник.-К.:Вища шк., 2004-525с.

УДК 539.3

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА КВАЗИСТАТИЧЕСКИХ ИТЕРАЦИЙ ДЛЯ РАСЧЕТА НА СОБСТВЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ЛОПАТОК

Бабенко А.Є., Боронко О.А., Трубачев С.И.

НТУУ «Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского», г. Киев, Украина

***Аннотация.** В данной работе рассматриваются свободные колебания лопаток. Для этого был разработан новый метод – метод квазистатических итераций. В данном подходе был получен функционал для которого конечная формула для определения шага имеет ту же структуру, что и для статической задачи. Таким образом отыскание собственных частот и собственных форм колебаний свелось к многократному решению статической задачи. В качестве прикладной задачи решалась задача определения трёх собственных частот и соответствующих им собственных форм колебаний лопатки колеса центробежного компрессора.*

***Ключевые слова:** лопатка, собственные частоты, собственные формы, метод квазистатических итераций, функционал, пакет прикладных программ.*

Одной из важнейших задач при расчете на колебания упругих систем является определение собственных частот и соответствующих им собственных форм колебаний.

В целом проблема отыскания более двадцати собственных частот и форм колебаний лопаток, которые необходимо знать при решении задач о вынужденных колебаниях реальных механических систем весьма трудоемка и требует больших временных затрат даже при наличии современных ЭВМ.

Поэтому задача создания и развития алгоритмов определения собственных частот и соответствующих им собственных форм колебаний упругих систем является актуальной.

В данной работе для решения вышеуказанной задачи разработан метод квазистатических итераций.

В данном подходе был получен функционал для которого конечная формула для определения шага имеет ту же структуру, что и для статической задачи. Таким образом отыскание собственных частот и собственных форм колебаний свелось к многократному решению статической задачи [1].

При исследовании динамических характеристик лопаток аналитические методы расчета оказываются малоэффективными и поэтому необходимо использовать численные методы.

Найденные собственные частоты и собственные формы колебаний лопаток используются при решении задач о вынужденных колебаниях лопаток. Разработанная автоматизированная система динамического расчета лопаток представляет пакет прикладных программ (ППП) «МКИ», предназначенный для определения необходимого числа собственных частот и соответствующих им собственных форм при свободных колебаниях лопаток. ППП предназначен также для решения задач о вынужденных колебаниях с учетом рассеяния энергии в лопатках. Математическое обеспечение состоит из программ реализованных на алгоритмическом языке Фортран-IV и на языках программирования Си++ и Фортран. ППП построен по модульному принципу, что позволяет совершенствовать его структуру при помощи сервисных программ, а также видоизменять и дополнительно создавать программы для новых задач.

Каждый модуль системы выполняет определенные, логически завершенные действия и записывает результаты своей работы в файлы базы данных. Посредством этих файлов происходит передача данных между модулями системы. Так как, каждый модуль выполняет логически завершенные действия, то аварийное прерывание работы системы не приводит к разрушению базы данных и расчеты могут быть возобновлены с того модуля, работа которого была прервана. ППП спроектирован по принципу «черного ящика», при этом от

пользователя не требуется квалификации программиста, а требуется знание только инструкции по подготовке исходных данных и понимание выводимых результатов счета. ППП характеризуется высоким уровнем автоматизации и экономичностью с точки зрения памяти ЭВМ. ППП отлаживался и совершенствовался на большом числе тестовых, контрольных задач различной сложности.

В качестве прикладной задачи решалась задача определения трёх собственных частот и соответствующих им собственных форм колебаний лопатки колеса центробежного компрессора (рис.1).

Лопатки колес центробежных компрессоров представляют собой оболочки переменной толщины, упруго закрепленные на участке сопряжения с диском и свободные от усилий по остальному контуру. Обычно поломки таких лопаток вызываются усталостью и происходят при колебаниях на резонансе. Наиболее опасными в большинстве случаев им является первые три собственные частоты и соответствующие собственные формы колебаний, поэтому необходимо, чтобы резонансные частоты вращения для этих форм колебаний располагались выше рабочего.

Физико-механические характеристики лопатки брались следующие: модуль Юнга $E = 0,71$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0,33$, плотность материала $\gamma = 2,65 \cdot 10^3$ кг/м³. Значения трех собственных форм колебаний представлены в табл. 1.

Таблица 1.

Частоты колебаний лопатки f , Гц.

	f_1	f_2	f_3
Численный расчет	6714,97	16422,14	41204,65
Эксперимент	6705,00	16415,50	41190,80

Полученные значения собственных частот лопатки колеса центробежного компрессора сравнивались с данными эксперимента. Погрешность в определении трёх низших собственных частот не превышала 3%.

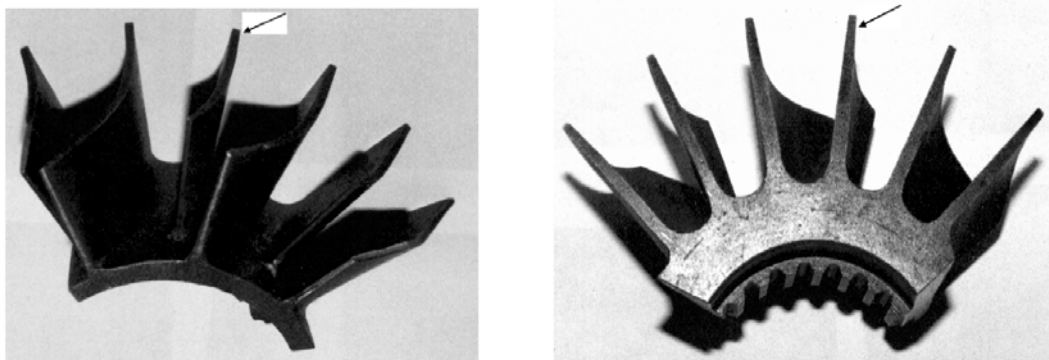


Рис. 1 Фрагмент колеса центробежного компрессора

Список литературы

1. Бабенко А.Е., Бобырь Н.И., Бойко С.Л., Боронко О.А. Применение и развитие метода покоординатного спуска в задачах определения напряженно-деформированного состояния при статических и вибрационных нагрузках: Моногр.-К.: Инрес, 2005.-264 с.

УДК 539.3

К ОЦЕНКЕ ДЛИТЕЛЬНОСТИ ИНКУБАЦИОННОЙ СТАДИИ РОСТА УСТАЛОСТНОЙ ТРЕЩИНЫ В ТОНКИХ ИЗОТРОПНЫХ ПЛАСТИНАХ С КРУГОВЫМ ОТВЕРСТИЕМ ПРИ ОДНООСНОМ АСИММЕТРИЧНОМ РАСТЯЖЕНИИ-СЖАТИИ

Голуб В.П., Плащинская А.В.

Институт механики им. С.П. Тимошенко НАН Украины, Киев, Украина

Анотация. Рассмотрена задача о длительности инкубационного периода усталостной трещины нормального отрыва в тонкой изотропной пластине конечных размеров с центральным гладким круговым отверстием при одноосном симметричном и асимметричном растяжении-сжатии. Решение построено аналитически на основе двухстадийной модели роста усталостных трещин, объединяющей силовую концепцию нелинейной механики трещин и концепцию механики непрерывной поврежденности. Асимметричное циклическое нагружение сводится к эквивалентному по числу циклов разрушения симметричному циклу нагружения. Определена длительность инкубационной стадии роста усталостной трещины в пластинах из алюминиевых сплавов 2024-T3 и 7075-T6 в зависимости от размера отверстий и приложенного циклического нагружения. Результаты расчетов апробированы экспериментально.

Ключевые слова: усталостное разрушение, инкубационный период, усталостная трещина, тонкие изотропные пластины, круговое отверстие, асимметричное циклическое нагружение.

Введение. Построение моделей усталостного разрушения и решение задач распространения усталостных трещин в твердых телах при многоцикловом нагружении является актуальной проблемой механики хрупкого разрушения. Одним из перспективных путей построения теоретических моделей роста усталостных трещин в упругих телах представляется подход, объединяющий энергетическую концепцию механики трещин и концепцию механики непрерывной поврежденности [1, 2]. Идея выбора процесса накопления повреждений на фронте трещины в качестве основной движущей силы для растущей усталостной трещины, сформулированная в [1, 2], получила дальнейшее развитие в работах [3-5]. В этих работах построена двухстадийная модель роста усталостных трещин в тонких изотропных бесконечных пластинах при одноосном растяжении-сжатии, а в работах [6, 7] получены разрешающие соотношения модели для тонких пластин конечных размеров. Модель апробирована экспериментально на задачах расчета кинетики роста усталостных трещин в тонких бесконечных и конечных пластинах из алюминиевых сплавов при одноосном симметричном и асимметричном растяжении-сжатии.

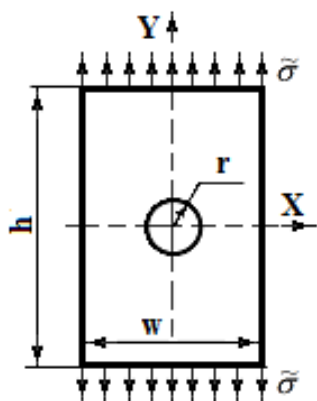


Рис. 1.

В настоящей работе рассматриваются задачи о длительности инкубационной стадии роста усталостной трещины в тонких изотропных пластинах с гладкими концентраторами напряжений в виде центрального кругового отверстия. Актуальность и необходимость решения такого класса задач определяет тот факт, что период накопления усталостных повреждений и зарождение микротрещин в материале элементов конструкций может составлять около 70% их долговечности.

1. Постановка задачи. Рассматривается изотропная прямоугольная пластина шириной w и высотой h с центральным гладким круговым отверстием (рис. 1) радиуса r . Пластина находится в условиях одноосного асимметричного многоциклового растяжения-сжатия

$$\tilde{\sigma} = \sigma_m + \sigma_a g(ft) \quad (1.1)$$

где σ_a – амплитудное, σ_m – среднее значения напряжений асимметричного цикла; $g(ft)$ – периодическая функция закона нагружения; f, t – частота и физическое время нагружения; $n = ft$ – число циклов нагружения.

Циклические напряжения $\tilde{\sigma}$ распределены равномерно по краям пластин перпендикулярно оси x . Контур кругового отверстия свободен от нагрузок.

В течение инкубационной стадии в пластинах с гладкими концентраторами напряжений происходит накопление усталостной поврежденности и зарождаются макротрещины некоторой исходной длины.

Длительность инкубационной стадии определяем на основе метода, изложенного в работах [3, 7]. Совместное рассмотрение силовой концепции механики трещин и концепции механики непрерывной поврежденности сводит задачу к решению эволюционного уравнения накопления усталостных повреждений

$$\frac{d\omega(x, n)}{dn} = D \left[\frac{(\Delta\sigma_{yy}(x, n))}{1 - \omega(x, n)} \right]^q \quad (1.2)$$

с начальными условиями в точке x_*

$$\omega(x_*, n) = \begin{cases} 0 & n = 0 \\ 1 & n = n_* \end{cases}, \quad (1.3)$$

Интегрируя (1.2) с начальными условиями (1.3) и с учетом двухстадийности роста усталостной трещины, запишем уравнение движения усталостной трещины

$$\int_0^1 [1 - \omega(x_*, n)]^q d\omega = (1 + q)D \left\{ \int_0^{n_*} [(\Delta\sigma_{yy})(x_*, \tau)]^q d\tau + \int_{n_*}^n [(\Delta\sigma_{yy})(x_*, \tau)]^q d\tau \right\}, \quad (1.4)$$

на основании которого получаем выражение для оценки длительности инкубационной стадии в пластинах с гладкими концентраторами напряжений

$$n_* = \frac{1}{(1 + q)D(\sigma_{yy})_{\max}^q}. \quad (1.5)$$

Максимальное нормальное напряжение $(\sigma_{yy})_{\max}$ у контура отверстия вдоль оси x с учетом коэффициента концентрации напряжений, согласно работы [8], определяется соотношением

$$(\sigma_{yy})_{\max} = \left[3 - 3,14 \left(\frac{2r}{w} \right) + 3,667 \left(\frac{2r}{w} \right)^2 - 1,527 \left(\frac{2r}{w} \right)^3 \right] \left(1 - \frac{2r}{w} \right)^{-1} \sigma_{a,eqv}, \quad (1.6)$$

где $\sigma_{a,eqv}$ – амплитуда эквивалентных циклических напряжений, позволяющих асимметричный цикл свести к эквивалентному по числу циклов до разрушения симметричному циклу [9]; n_* – длительность инкубационной стадии; q, D – экспериментально определяемые коэффициенты, характеризующие интенсивность накопления усталостных повреждений.

Выражение (1.5) для прямоугольной пластины с гладким круговым отверстием при одноосном асимметричном циклическом растяжении-сжатии преобразуется к виду

$$n_* = \frac{\left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\pi \sigma_m}{2 \sigma_B} \right)^2 + \frac{1}{24} \left(\frac{\pi \sigma_m}{2 \sigma_B} \right)^4 \right]^{1/q}}{(1 + q)D \left\{ \left[3 - 3,14 \left(\frac{2r}{w} \right) + 3,667 \left(\frac{2r}{w} \right)^2 - 1,527 \left(\frac{2r}{w} \right)^3 \right] \sigma_a \right\}^q} \left(1 - \frac{2r}{w} \right)^q, \quad (1.7)$$

2. Оценка длительности инкубационной стадии. Определим длительность инкубационного периода в тонких пластинах с центральным круговым отверстием из алюминиевых сплавов 2024-T3 и 7075-T6 при одноосном асимметричном многоцикловом растяжении-сжатии. Характеристики механических свойств материалов определены на основании экспериментальных данных [10] и приведены в табл. 1.

Таблица 1

Характеристики механических свойств в пластинах из алюминиевых сплавов

Материал	σ_Y , МПа	D , (МПа ^q ·цикл.) ⁻¹	q	η
Сплав 2024-T3	353	$7,45 \cdot 10^{-26}$	8,28	2,37
Сплав 7075-T6	523	$3,33 \cdot 10^{-29}$	9,23	3,57

На рис. 2 представлена зависимость длительности инкубационной стадии n_* от величины $2r/w$ отношения диаметра отверстия к ширине пластины, а на рис. 3

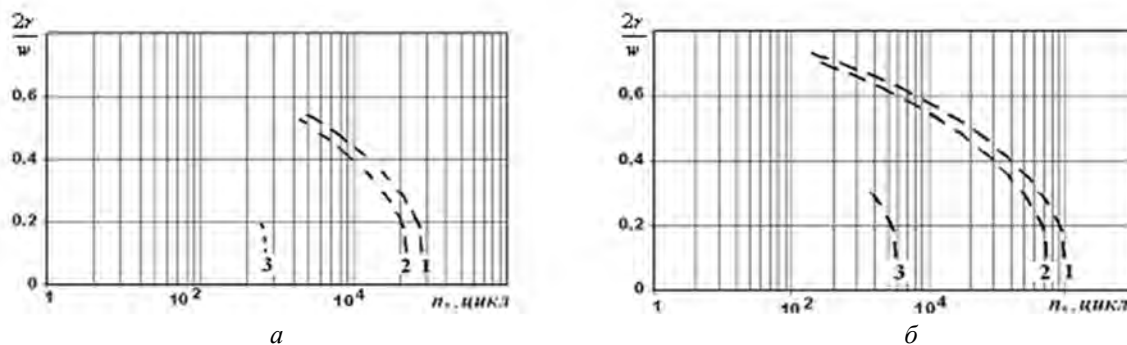


Рис. 2. Зависимость длительности инкубационной стадии n_* от величины $2r/w$ отношения диаметра отверстия к ширине пластины в пластинах из алюминиевых сплавов 2024-T3 (а) и 7075-T6 (б) при $R = -1$: $\sigma_m = 0$; $\sigma_a = 69$ МПа (1); $R = 0$: $\sigma_m = \sigma_a = 69$ МПа (2); $R = 0,5$: $\sigma_m = 207$; $\sigma_a = 69$ МПа (3)

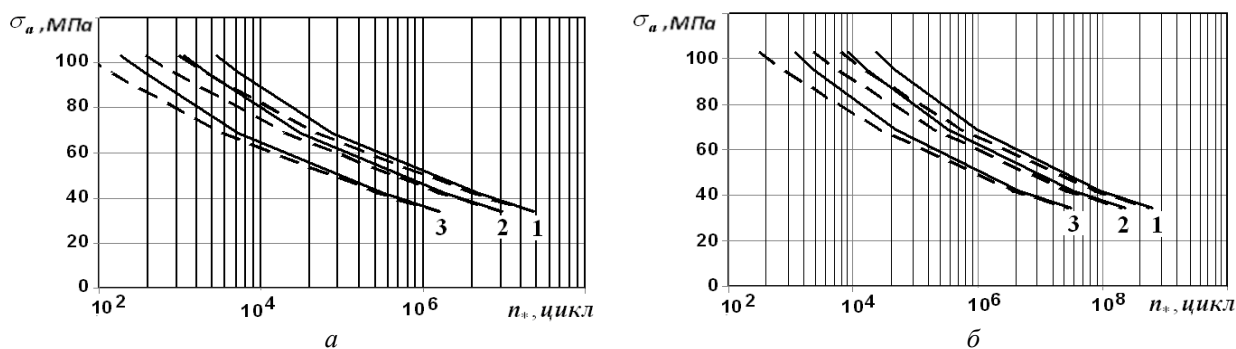


Рис.3. Зависимость длительности инкубационной стадии n_* от амплитуды циклических напряжений σ_a в пластинах из алюминиевых сплавов 2024-T3 (а) и 7075-T6 (б) при $R = -1$: $\sigma_m = 0$ (—) и $R = 0$: $\sigma_m = \sigma_a$ (- -) и $2r/w = 0,16$ (1); $0,3$ (2); $0,50$ (3)

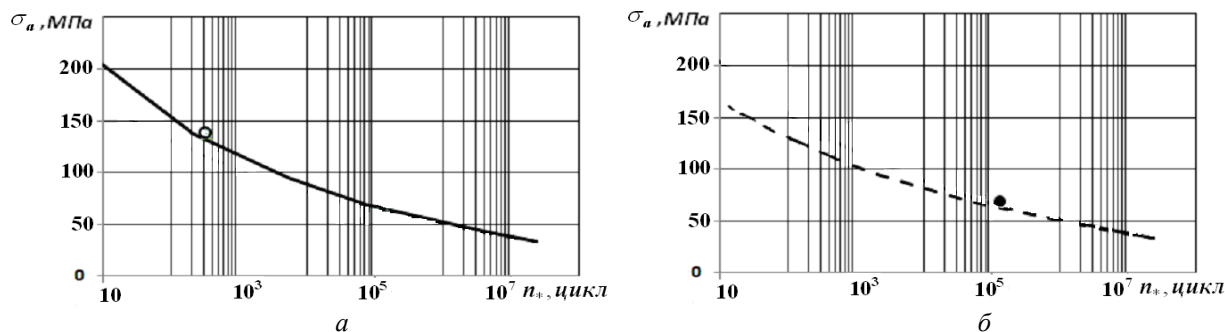


Рис. 4 Зависимость инкубационной стадии от амплитуды циклических напряжений для сплава 2024-T3 для соотношения $2r/w = 0,16$ при (а) $\sigma_a = 138$ МПа, $R = -1$ (—)-расчетные данные, (○)-эксперимент); (б) при $\sigma_m = \sigma_a = 69$ МПа, $R = 0$ (---)-расчетные данные, (●)-эксперимент);

зависимость длительности инкубационной стадии от амплитуды циклических напряжений σ_a в пластинах из алюминиевых сплавов 2024-T3 и 7075-T6 при одноосном асимметричном растяжении-сжатии по параметру отношения диаметра отверстия $2r$ к ширине пластины w и коэффициента асимметрии R . Как видно из рис. 2 и рис. 3 длительность инкубационной стадии зависит от свойств материала, геометрии концентратора напряжений и приложенного напряжения.

На рис. 4 для сплава 2024-T3 линиями представлены расчетные зависимости длительности инкубационной стадии от амплитуды циклических напряжений σ_a в пластинах из алюминиевого сплава 2024-T3 для соотношения $2r/w = 0,16$. Расчетное значение длительности инкубационного периода при $R = -1$ (—) равно $n_* = 2,15 \cdot 10^2$ циклов, а при $R = 0$ (---) — $n_* = 0,46 \cdot 10^5$ циклов. Точками нанесены экспериментальные данные из работы [12], где при $R = -1$ (○), $\sigma_m = 0$, $\sigma_a = 138$ МПа, инкубационный период составил $n_* = 3,13 \cdot 10^2$ циклов и для $R = 0$ (●) при напряжениях $\sigma_m = \sigma_a = 69$ МПа, $n_* = 1,29 \cdot 10^5$ циклов. Получено, как видно, вполне удовлетворительное согласование расчетных и экспериментальных данных по числу циклов.

Список литературы

1. Болотин В.В. Уравнения роста усталостных трещин // Изв. АН СССР. Механика твердого тела. – 1983. – №7. – С. 153-160.
2. Bolotin V.V. A unified approach to damage accumulation and fatigue crack growth // Engineering Fracture Mechanics. – 1985. – Vol. 22, N3, pp. 387-398.
3. Голуб В.П., Плащинская А.В. Модель усталостного разрушения тонких изотропных пластин с трещинами при осевом нагружении // Прикл. механика. – 1994. – Том 30, №7. – С. 53-63.
4. Golub V.P., Panteleyev E.A. Fatigue damage and cyclic life-time of cracked isotropic plates considering two-stage fracture // Fatigue 93. Proc. of the Intern. Cong. on Fatigue: EMAS. – 1993. – Vol. 1, pp. 275-281.
5. Golub V.P. Modelling of fatigue cracks growth in thin plates with stress concentrators // Numerical Methods in Engineering'96. Proc. of the Second ECCOMAS Conference on Numerical Methods in Engineering, 9-13 September 1996. – Paris - New-York: John Wiley & Sons. – 1996, pp. 129-135.
6. Плащинская А.В. Усталостное разрушение тонких пластин с концентраторами напряжений при одноосном асимметричном нагружении // Вісник НТУУ „КПІ”. Серія Машинобудування, Київ, НТУУ-КПІ, 2013, №2 (68). – С.78-83.
7. Голуб В.П., Плащинская А.В. К теории роста усталостных трещин в тонких изотропных пластинах конечных размеров при одноосном растяжении-сжатии // Прикл. механика. – 2018. – Том 54, №2. – С. 79-99.
8. Kirsch E.G. Die theorie der Elastizität und die Bedürfnisse der festigkeitslehre // Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. – 1988. – Vol. 42. – P. 797-807.
9. Голуб В.П., Плащинская А.В., Кочеткова Е.С. Усталостное разрушение тонких алюминиевых пластин с трещинами при одноосном асимметричном нагружении // Надежность и долговечность машин и сооружений. Сб. статей. – Вып. 31. – Киев: Изд-во ИПП НАНУ. – 2008. – С. 73-81.
10. Grover H.J., Hyler W.S., Kuhn P., Landers C.B., Hawell F.N. Axial-load fatigue properties of 24S-T and 75S-T aluminum alloys as determined in several laboratories // NASA TN 2928. – 1953. – 64 p.
11. Grews John H., Jr, The role of stress concentrations in structural fatigue //Dissertation submitted to the Graduate Faculty of the Virginia Polytechnic Institute, N69-41185, TMX-61969, May 1969, 155p.

УДК 621.791

АДГЕЗИОННАЯ АКТИВНОСТЬ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ КОБАЛЬТОВЫХ ИЗНОСОСТОЙКИХ МАТЕРИАЛОВ ОТНОСИТЕЛЬНО СПЛАВА ВЖ 98

Костин¹ А.М., Мартыненко¹ В.А., Малый² А.Б., Гладченко² Д.С.

1 – Национальный университет кораблестроения, г. Николаев, Украина

2 – ГП НПКГ «Зоря-Машпроект», г. Николаев, Украина

***Аннотация:** В основу разработки адгезионно-активных износостойких жаропрочных композиционных наплавочных материалов поставлено задачу обеспечения необходимого уровня их износостойкости при рабочих температурах (до 900°C), способности выдерживать кратковременные термические нагрузки в окислительной среде при температурах до 1150°C и стойкости к высокотемпературной солевой коррозии, при возможности нанесения их в виде расплава на рабочие контактные поверхности, нагретые не выше 1220±10°C. Адгезионную активность сплавов КМХ и КМХС исследовали методом лежащей капли при расплавлении в вакууме порядка 10⁻²Па на подложке из сплава ВЖ 98. Время выдержки при температурах от 1175 до 1210 °С составляло 3 минуты. Анализ полученных результатов показал, что краевые углы смачивания составляют менее 13 град. для сплава КМХ и менее 5 град. для сплава КМХС. Удельные площади растекания составляют более 0,5 мм²/мг для обоих сплавов, что является более чем достаточным с точки зрения технологичности и создает благоприятные предпосылки к их промышленному использованию.*

***Ключевые слова:** наплавка, адгезионно-активные износостойкие композиционные материалы, жаропрочные сплавы, структура, фазовый состав, краевые углы смачивания*

В основу разработки адгезионно-активных износостойких жаропрочных композиционных наплавочных материалов поставлено задачу обеспечения необходимого уровня их износостойкости при рабочих температурах (до 900°C), способности выдерживать кратковременные термические нагрузки в окислительной среде при температурах до 1150°C и стойкости к высокотемпературной солевой коррозии, при возможности нанесения их в виде расплава на рабочие контактные поверхности, нагретые не выше 1220±10°C [1].

В этой связи, с точки зрения расширения технологических возможностей применения новых материалов, изучение и оптимизация их адгезионных характеристик имеет исключительно важное значение.

Анализ полученных ранее результатов позволил оптимизировать и рекомендовать к дальнейшему исследованию составы новых адгезионно-активных жаропрочных износостойких наплавочных материалов КМХ и КМХС, которые удовлетворяют приведенным требованиям [2, 3].

В качестве подложек, для исследования адгезионной активности опытных сплавов, использовали жаропрочный никелевый сплав ВЖ 98. Химический состав приведен в таблице 1.

Таблица 1.

Химический состав сплава ВЖ 98

Марка сплава	Химический состав, % масс.													
	Ni	C	Al	Si	Ti	Cr	Fe	Cu	Nb	Mo	Mn	W	Co	Hf
ВЖ 98	основа	≤0,1	-	≤0,8	0,3...0,7	23,5...26,0	≤0,4	-	-	-	≤0,5	13...18	-	-

Адгезионную активность сплавов КМХ и КМХС исследовали методом лежащей капли при расплавлении в вакууме порядка 10⁻²Па на подложке из сплава ВЖ 98. Время выдержки при температурах от 1175 до 1210 °С составляло 3 минуты. Внешний вид опытных образцов после испытаний показан на рис. 1. Замеры удельной площади растекания и краевых углов смачивания для указанных условий эксперимента показаны на рис 2.

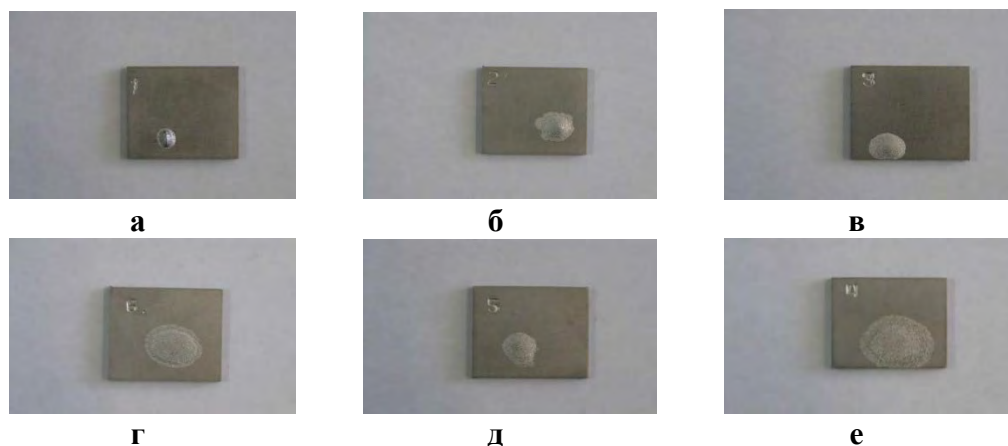


Рис. 1 - Внешний вид образцов сплавов КМХ (а, в, д) и КМХС (б, г, е) после наплавки на подложку из сплава ВЖ 98 в вакууме 10^{-2} Па (а, б – 1175 °С; в, г – 1190 °С; д, е – 1210 °С)

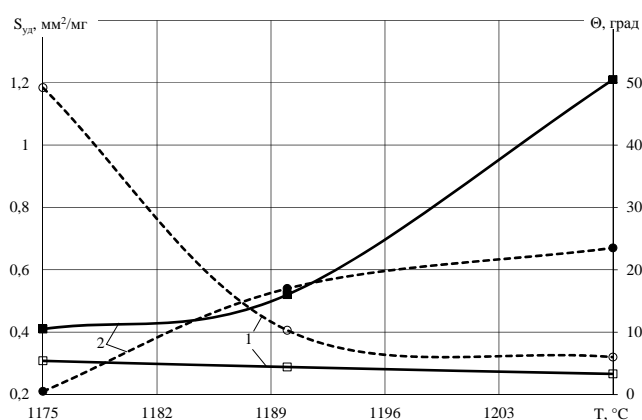


Рис 2 - Зависимость краевых углов смачивания Θ (1) и удельной площади растекания $S_{уд}$ (2) сплавов КМХ (пунктирные) и КМХС (сплошные) от температуры.

Анализ полученных результатов показал, что оба сплава демонстрируют высокую адгезионную активность в заданном рабочем температурном интервале наплавки (1190...1210 °С). Краевые углы смачивания составляют менее 13 град. для сплава КМХ и менее 5 град. для сплава КМХС. Удельные площади растекания составляют более 0,5 мм²/мг для обоих сплавов, что является более чем достаточным с точки зрения технологичности и создает благоприятные предпосылки к их промышленному использованию. Кроме того, температура плавления обоих сплавов превышает критическую температуру нагрева лопаток турбин во время возможных кратковременных рабочих забросов до 1150 °С, и не превышает предельно допустимую кратковременную температуру нагрева жаропрочных никелевых сплавов типа ЧС88У-ВИ (1210-1220 °С), что является обязательным требованием к свойствам новых адгезионно-активных наплавочных материалов [4].

Список литературы

1. Адгезионно-активные жаропрочные износостойкие наплавочные материалы КМХ и КМХС / А.М. Костин, В.А. Мартыненко, А.Б. Малий, В.В. Квасницкий // Автоматическая сварка. – № 1. – 2017. – С. 68-72.
2. Патент на корисну модель № 107286 Україна, МПК С22С 19/07, С22F 1/10. Зносостійкий жароміцний композиційний сплав на основі кобальту / Костін О.М., Мартиненко В.О., Малий О.Б., Бутенко А.Ю. (Україна); заявник та патентовласник Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. – № у 2015 12664; заявл. 21.12.2015; опубл. 25.05.2016, Бюл. № 10.
3. Патент на корисну модель № 111213 Україна, МПК С22С 19/07, С22С 29/00. Жароміцний зносостійкий композиційний сплав на основі кобальту / Костін О.М., Мартиненко В.О., Малий О.Б., Бутенко А.Ю. (Україна); заявник та патентовласник Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. – № у 2016 02906; заявл. 22.03.2016; опубл. 10.11.2016, Бюл. № 21.
4. Structure and characteristics of adhesive active heat-resistant КМKh and КМKhS materials / A. Kostin, V. Martynenko // IX International Conference of young scientists «Welding and Related Technologies» 23-26 May, 2017. - Kyiv: The E. O. Paton Electric Welding Institute, 2017 – С.52.

УДК 539.4+620.1

ДЕТЕРМІНОВАНА МОДЕЛЬ РУЙНУВАННЯ ОБ'ЄКТІВ НА ОСНОВІ КІНЕТИКИ ПОШКОДЖУВАНOSTІ МАТЕРІАЛІВ

Грабовський А.П., Бабієнко І.І.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

***Анотація.** В роботі розглядається кінетика накопичення пошкоджень в конструкційних матеріалах при осьовому навантаженні та при зсуві. Розглянуті критерії оцінки пошкоджуваності конструкційних матеріалів, які характеризують сукупність дії двох механізмів руйнування на відрив та зсув від початку навантаження до руйнування. Отримані тензори функцій пошкоджуваності для статичних навантажень і повторно-змінних навантажень при осьовому навантаженні при зсуві. Представлені порівняння результати розрахунків та експериментальних даних.*

***Ключові слова:** пружнопластичне навантаження; конструкційні матеріали; навантаження.*

Експлуатація об'єктів народного господарства супроводжується структурними змінами в конструкційних матеріалах зародженням, ростом та накопиченням мікро-пошкоджень різної природи і форми, фізичною флуктуацією в матеріалі викликану рухом ваканцій і дислокацій та їх концентрацією на границях кристалів і т.д., які приводять до деградації його основних фізико-механічних властивостей на макрорівні. При належних вимогах до виготовлення і контролю дефектності відповідальних елементів конструкцій на стадії запуску і експлуатації, їх довговічність визначається, в основному, процесами накопичення розсіяних пошкоджень до появи локальних магістральних тріщин, які становлять 80-90 % загальної довговічності. Таким чином довговічність об'єктів визначається довготривалістю стадії накопичення розсіяних мікропошкоджень і довговічністю стадії розповсюдження небезпечних макротріщин – живучістю.

Згідно гіпотези Я.Б. Фрідмана процес руйнування матеріалу можна розглядати як сукупність дії двох механізмів руйнування – відриву та зсуву, що охоплює в'язке, крихке та в'язко-крихке руйнування.

Ефективні напруження при відриві – $\tilde{\sigma}$ та зсуві (крученні) – $\tilde{\tau}$ з врахуванням кінетики накопичення пошкоджень при осьовому навантаженні – D_{σ} та зсуві (крученні) – D_{τ} виражаються відношеннями :

$$\tilde{\sigma} = \frac{\sigma}{1 - D_{\sigma}}; \quad \tilde{\tau} = \frac{\tau}{1 - D_{\tau}}; \quad (1)$$

де $D_{\sigma} = 1 - \sqrt{\frac{\tilde{E}}{E_0}}$ - кінетика накопичення пошкоджень при відриві;

$D_{\tau} = 1 - \sqrt{\frac{\tilde{G}}{G_0}}$ - кінетика накопичення пошкоджень при зсуві;

\tilde{E} , \tilde{G} - поточні модулі пружності при осьовому навантаженні та зсуві;

E_0, G_0 - початкові величини модулів пружності на відрив та зсув.

На рисунках 1 та 2 представлені характерні криві деградації модулів пружності E та G при напруцюванні.

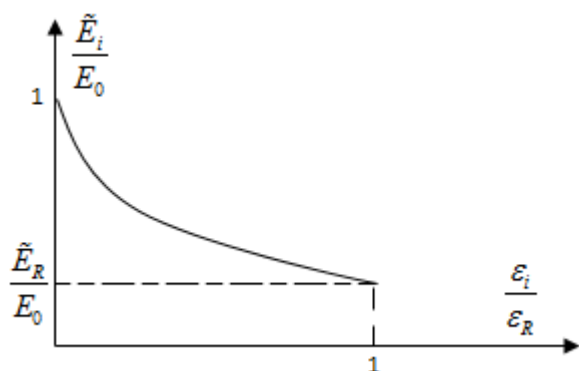


Рис. 1. Зміна модуля пружності при осьовому навантаженні - \tilde{E} від початкового значення - E_0 до величини - \tilde{E}_R при руйнуванні

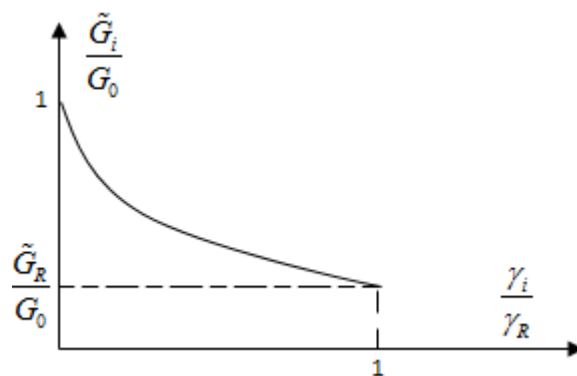


Рис. 2. Зміна модуля пружності при зсуві (крученні) - \tilde{G} від початкового значення - G_0 до величини - \tilde{G}_R при руйнуванні

Критерії степені пошкоджуваності матеріалу при осьовому навантаженні - ψ_σ та при зсуві (крученні) - ψ_τ в часі - T :

$$\psi_\sigma(D_\sigma, T) = \frac{D_\sigma}{D_{\sigma R}} = \frac{\sqrt{E_0} - \sqrt{\tilde{E}}}{\sqrt{E_0} - \sqrt{E_R}} \quad 0 \leq \psi_\sigma(D_\sigma, T) \leq 1; \quad (3)$$

$$\psi_\tau(D_\tau, T) = \frac{D_\tau}{D_{\tau R}} = \frac{\sqrt{G_0} - \sqrt{\tilde{G}}}{\sqrt{G_0} - \sqrt{G_R}} \quad 0 \leq \psi_\tau(D_\tau, T) \leq 1; \quad (4)$$

Ефективні напруження з врахуванням кінетики накопичення пошкоджень виражаються відношеннями:

- Для статичного навантаження:

$$\tilde{\sigma}_{ij} = M_{ijkl} \sigma_{kl}; \quad (5)$$

- Для повторно статичного навантаження:

$$\tilde{\sigma}'_{ij} = M'_{ijkl} \sigma'_{kl} \quad (6)$$

де M_{ijkl} та M'_{ijkl} тензори четвертого рангу пошкоджуваності матеріалу при пружнопластичному і статичному навантаженні; σ_{ij} та σ'_{ij} тензори напруження при статичному та повторно статичному навантаженнях.

В роботі отримані тензори функції кінетики накопичення пошкоджень для статичного навантаження:

$$M_{ijkl} = \begin{bmatrix} \sqrt{\frac{E_0}{\tilde{E}_{11}}} & -\frac{1}{\mu_{12}} \sqrt{\frac{E_0}{\tilde{E}_{22}}} & -\frac{1}{\mu_{13}} \sqrt{\frac{E_0}{\tilde{E}_{33}}} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{\mu_{21}} \sqrt{\frac{E_0}{\tilde{E}_{11}}} & \sqrt{\frac{E_0}{\tilde{E}_{22}}} & -\frac{1}{\mu_{23}} \sqrt{\frac{E_0}{\tilde{E}_{33}}} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{\mu_{31}} \sqrt{\frac{E_0}{\tilde{E}_{11}}} & -\frac{1}{\mu_{32}} \sqrt{\frac{E_0}{\tilde{E}_{22}}} & \sqrt{\frac{E_0}{\tilde{E}_{33}}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\sigma_0}{\tilde{\sigma}_{32}}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\sigma_0}{\tilde{\sigma}_{13}}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\sigma_0}{\tilde{\sigma}_{12}}} \end{bmatrix}$$

з відповідними інваріантами тензора кінетики накопичення пошкоджень

$$I_1 = \sqrt{\frac{E_0}{E_{11}}} + \sqrt{\frac{E_0}{E_{22}}} + \sqrt{\frac{E_0}{E_{33}}} - 2 \left(\frac{1}{\mu_{12}} \sqrt{\frac{E_0}{E_{11}}} + \frac{1}{\mu_{23}} \sqrt{\frac{E_0}{E_{22}}} + \frac{1}{\mu_{31}} \sqrt{\frac{E_0}{E_{33}}} \right); \quad (7)$$

$$I_2 = \sqrt{\frac{E_0}{E_{11}}} + \sqrt{\frac{E_0}{E_{22}}} + \sqrt{\frac{E_0}{E_{33}}} + \sqrt{\frac{E_0}{E_{11}}} + \sqrt{\frac{G_0}{G_{32}}} + \sqrt{\frac{G_0}{G_{13}}} + \sqrt{\frac{G_0}{G_{12}}};$$

та отримано тензор функції кінетики накопичення пошкоджень для повторно статичного навантаження з врахуванням коефіцієнтів заліковування пошкоджень на відрив h_σ та зсув h_τ

$$M'_{ijkl} = \begin{bmatrix} h_\sigma \sqrt{\frac{E_0}{\tilde{E}_{11}}} & -h_\sigma \frac{1}{\mu_{12}} \sqrt{\frac{E_0}{\tilde{E}_{22}}} & -h_\sigma \frac{1}{\mu_{13}} \sqrt{\frac{E_0}{\tilde{E}_{33}}} & 0 & 0 & 0 \\ h_\sigma \sqrt{\frac{E_0}{\tilde{E}_{11}}} & h_\sigma \sqrt{\frac{E_0}{\tilde{E}_{22}}} & -h_\sigma \frac{1}{\mu_{23}} \sqrt{\frac{E_0}{\tilde{E}_{33}}} & 0 & 0 & 0 \\ -h_\sigma \frac{1}{\mu_{31}} \sqrt{\frac{E_0}{\tilde{E}_{11}}} & -h_\sigma \frac{1}{\mu_{32}} \sqrt{\frac{E_0}{\tilde{E}_{22}}} & \sqrt{\frac{E_0}{\tilde{E}_{33}}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{h_\tau}{2} \sqrt{\frac{\sigma_0}{\tilde{\sigma}_{32}}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{h_\tau}{2} \sqrt{\frac{\sigma_0}{\tilde{\sigma}_{13}}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{h_\tau}{2} \sqrt{\frac{\sigma_0}{\tilde{\sigma}_{12}}} \end{bmatrix} \quad (8)$$

з відповідними інваріантами тензора кінетики накопичення пошкоджень

$$I'_1 = h_{\sigma_1} \sqrt{\frac{E_0}{E_{11}}} + h_{\sigma_2} \sqrt{\frac{E_0}{E_{22}}} + h_{\sigma_3} \sqrt{\frac{E_0}{E_{33}}} - 2 \left(\frac{h_{\sigma_1}}{\mu_{12}} \sqrt{\frac{E_0}{E_{11}}} + \frac{h_{\sigma_2}}{\mu_{23}} \sqrt{\frac{E_0}{E_{22}}} + \frac{h_{\sigma_3}}{\mu_{31}} \sqrt{\frac{E_0}{E_{33}}} \right); \quad (9)$$

$$I'_2 = h_{\sigma_1} \sqrt{\frac{E_0}{E_{11}}} + h_{\sigma_2} \sqrt{\frac{E_0}{E_{22}}} + h_{\sigma_3} \sqrt{\frac{E_0}{E_{33}}} + h_{\tau_{32}} \sqrt{\frac{G_0}{G_{32}}} + h_{\tau_{13}} \sqrt{\frac{G_0}{G_{13}}} + h_{\tau_{12}} \sqrt{\frac{G_0}{G_{12}}}.$$

Де в відношеннях (6) – (9) σ_{ii} та σ_{ij} відповідно поточні величини модулів пружності з врахуванням кінетики пошкоджуваності конструкційних матеріалів; μ_{ij} - поточні величини коефіцієнтів поперечних деформацій в відповідних напрямках; h_{σ_i} - - коефіцієнт заліковування мікропошкоджень при осьовому повторно- статичному навантаженні в відповідних напрямках; - коефіцієнт заліковування мікропошкоджень при повторно-статичному зсуві в відповідних напрямках.

References:

1. *A.B. Ханефм* "Основи теорії упругості", КемГУ, 2009 - 99 стор.
2. *A. Ganczarski, L.Barwacz* "Notes on Damage Effect Tensors of Two-scalar Variable", Inst. of Applied Mechanics, Cracow Univer. of Technology, Intern. Journ of Damage Mechanics, vol 13, July 2004.
3. *C.J. Tang, W. Shen* "Characterization of Isotropic..." // Inter. Journ. Of Damage Mechanics, vol 11, January 2002.

УДК 539.4

РОЗРАХУНОК ВМ'ЯТИН МАГІСТРАЛЬНИХ ТРУБОПРОВОДІВ

Селіверстова І.П.¹, Дубик Я.Р.²¹ІПМіц імені Г.С.Писаренка НАН України м.Київ, Україна²ТОВ «ІПП-Центр», м.Київ, Україна

Анотація. Розроблено аналітичний розв'язок НДС для оболонки з вм'ятиною на основі методу еквівалентних навантажень. Форма вм'ятини задається в аналітичному вигляді, для якої знайдено точний розв'язок. Як базова, розглядається гармонічна вм'ятини, компоненти переміщень якої легко задаються, а отже можливо знайти сили та моменти. Розв'язок для одиначної вм'ятини знаходиться на основі гармонічного рішення з використанням розкладу у ряди Фур'є. Наведено порівняння аналітичних і чисельних результатів для навантаження у вигляді осьової сили і тиску.

Ключові слова: вм'ятини, метод еквівалентних навантажень, кривизна

Магістральні трубопроводи є одним з найпоширеніших засобів, які використовуються при транспортуванні різного роду енергоресурсів. Забезпечення безаварійної експлуатації трубопроводів, безумовно, являється запорукою, як екологічної, так і енергетичної безпеки країни по території якої вони проходять. Найбільш поширеною причиною аварій на магістральних трубопроводах є наявність механічних пошкоджень (вм'ятин та стоншень) та корозія [1]. Тому, ключовим моментом при дослідженні технічного стану та подовженні ресурсу магістральних трубопроводів є визначення їх напруженого стану з врахуванням цих локальних пошкоджень. Вм'ятини є одним з найпоширеніших типів дефектів, що виникають за рахунок зовнішньої взаємодії – пошкодження важкою технікою (екскаватори, трактори, трубокладчики), падіння каміння зверху на трубопровід або ж спирання на каміння. Сучасні нормативні документи регламентують лише допустиму глибину таких дефектів, нехтуючи іншими геометричними параметрами та навантаженням на дефект. На основі методів теорії оболонок та методу еквівалентних навантажень розроблено універсальний підхід до оцінки локального напруженого стану трубопроводу при наявності вм'ятин, що дозволять інженерно оцінювати небезпечність пошкодження.

Метод еквівалентних навантажень є апроксимаційними, але досить точним, запропонований [2] для опису напруженого стану оболонок з дефектами форми. За цим методом НДС оболонки з дефектами форми дорівнює сумі поля напружень ідеальної оболонки під дією початково прикладеного навантаження і поля напружень ідеальної оболонки під дією еквівалентної системи навантажень викликаної дефектами форми.

$$p \approx N_x \chi_{xx} + 2N_{x\varphi} \chi_{x\varphi} + N_{\varphi\varphi} \chi_{\varphi\varphi}, \quad (1)$$

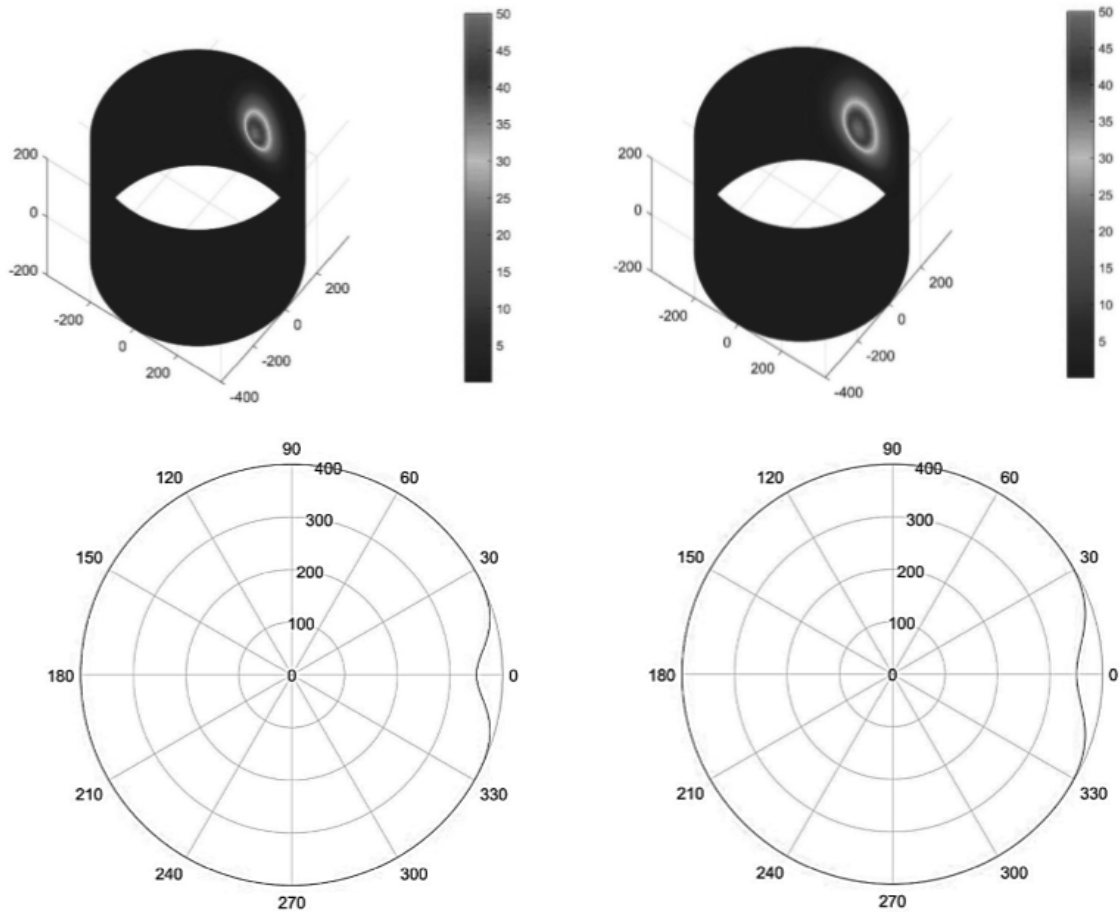
де χ_{xx} , $\chi_{\varphi\varphi}$ – зміна кривизни в осьовому та коловому напрямках, а $\chi_{x\varphi}$ – зміни в крученні, N_x , $N_{x\varphi}$, $N_{\varphi\varphi}$ – мембранні зусилля, які виникають із-за дії вихідного навантаження на викривлену оболонку. Рівняння (1) є стандартним при розв'язку задач про неідеальні оболонки і використано багатьма дослідниками [3-6].

Для вирішення задачі необхідно задати форму вм'ятини, звичайно цю форму можна задати на основі реально заміряної геометрії, але для вивчення особливості напруженого стану труби з локальним дефектом доцільно задати форму в аналітичному вигляді. Для аналітичного аналізу краще використовувати гладкі тривимірні дефекти, тому зручно форму вм'ятини записати у вигляді:

$$R(x, \varphi) = R - \xi \exp\left(-\frac{1}{2}\left(\frac{\varphi}{\varphi_0}\right)^2\right) \exp\left(-\frac{1}{2}\left(\frac{x}{x_0}\right)^2\right), \quad (2)$$

де R – радіус трубопроводу, ξ - глибина вм'ятини, φ_0 –кутова координата вм'ятини, x_0 – довжина вм'ятини в осьовому напрямі. На Рис. показані дві форми вм'ятини, та їх профілі в окружному напрямі.

Із Рис. 1 помітно, що вм'ятини мають гладкий профіль і легко можуть бути використані для знаходження кривизни оболонок. Рівняння (1) пов'язує еквівалентне навантаження з дефектами форми, кривизни $\chi_{xx}, \chi_{\varphi\varphi}, \chi_{x\varphi}$ будуть просто частинними похідними другого порядку від функції, яка описує профіль вм'ятини



$$h=10; R=400; \xi=5h; x_0=R\varphi_0=60$$

$$h=10; R=400; \xi=5h; x_0=R\varphi_0=80$$

Рис. 1 – Профілі вм'ятин

Розглянемо періодичну вм'ятину, її профіль може бути описаний гармонічною функцією вигляду:

$$w^* = \xi \cos(n\phi) \cos\left(\frac{m\pi}{l_1} x\right), \quad (3)$$

де параметри $m = \frac{1}{2}$ та $n = \frac{R \pi}{l_2 2}$ знаходяться в залежності від розмірів вм'ятини в плані, тобто $l_1 = x_0$ та $l_2 = \varphi_0 R$. Тоді всі інші переміщення оболонки можливо задати у вигляді:

$$u = u_{mn} \cos(n\varphi) \sin\left(\frac{m\pi}{l} x\right), \quad (4)$$

$$v = v_{mn} \sin(n\varphi) \cos\left(\frac{m\pi}{l} x\right), \quad (5)$$

$$w = w_{mn} \cos(n\varphi) \cos\left(\frac{m\pi}{l} x\right), \quad (6)$$

Де u_{mn}, v_{mn}, w_{mn} . Шукані константи. Оскільки неідеальний профіль може бути виражений розкладом в ряд Фур'є, еквівалентна функція навантаження може бути також виражена у вигляді ряду Фур'є, тобто. задача знаходження НДС оболонки з вм'ятиною може бути вирішена розкладенням в ряди Фур'є. Таким чином, вивчення вм'ятини «гармонійного профілю» являється базовим для наступного аналізу.

Оскільки приймається, що вм'ятини симетрична осьовому та коловому напрямі, беремо в якості початку координат вісь симетрії.

Виразивши силові параметри через переміщення і підставивши їх у силові рівняння, отримаємо систему рівнянь відносно переміщень:

$$u_{mn} \left(\pi m \frac{R}{l} + \frac{1}{2} \frac{(1-\mu)n^2 l}{R \pi m} \right) + v_{mn} \left(\mu n + \frac{1}{2} \frac{(1-\mu)n^2}{\pi m} \right) + w_{mn} \mu = 0 \quad (7)$$

$$u_{mn} \left(\mu n + \frac{1}{2} (1-\mu) \right) + v_{mn} \left(\frac{l}{R} \frac{n^2}{\pi m} + \frac{1}{2} \frac{(1-\mu)\pi m R}{l} + \frac{\delta l}{R^3} \frac{n^2}{\pi m} + \frac{1}{2} \frac{(1-\mu)\pi n}{R l} \right) +$$

$$+ w_{mn} \left(\frac{l}{R} \frac{n^2}{\pi m} + \frac{\delta l}{R^3} \frac{n^3}{\pi m} + \frac{1}{2} \frac{\mu \pi m n}{R l} + \frac{(1-\mu)\pi n}{R l} \right) = 0 \quad (8)$$

$$u_{mn} \mu + v_{mn} \left(\frac{\delta}{R l} \mu n \pi m + \frac{1}{2} \frac{(1-\mu)\pi m}{R l} + \frac{\delta l}{R^3} \frac{n^3}{\pi m} + \frac{1}{2} \frac{\delta(1-\mu)\pi n}{R l} + \frac{n}{\pi m} \frac{l}{R} \right) +$$

$$+ w_{mn} \left[\delta \left(\pi^3 m^3 \frac{R}{l^3} + \mu^2 \frac{n^2 \pi m}{R l} \right) + \frac{\delta(1-\mu)\pi m n^2}{R l} \right] = N_{\phi\phi} \xi \frac{n^2 R l}{m \pi} + N_{xx} \xi \frac{n^2 R \pi m}{l} \quad (9)$$

Таким чином задача зводиться до розв'язку алгебраїчної системи рівнянь відносно невідомих u_{mn}, v_{mn}, w_{mn} . Визначення цих невідомих дозволяє визначити всі силові фактори, напруження і деформації. Варто відмітити, що рішення для гармонійної вм'ятини являється базовим для побудови розв'язку для одичної вм'ятини за допомогою розкладу у подвійні ряди Фур'є. Знайшовши коефіцієнти подвійного ряду і використовуючи розв'язки для гармонійної вм'ятини легко знайти рішення для одичної вм'ятини додаванням.

Нижче на Рис. 2 представлено порівняння аналітичних і чисельних результатів для навантаження у вигляді осової сили на тиску, номінальне напруження дорівнює 1 МПа.

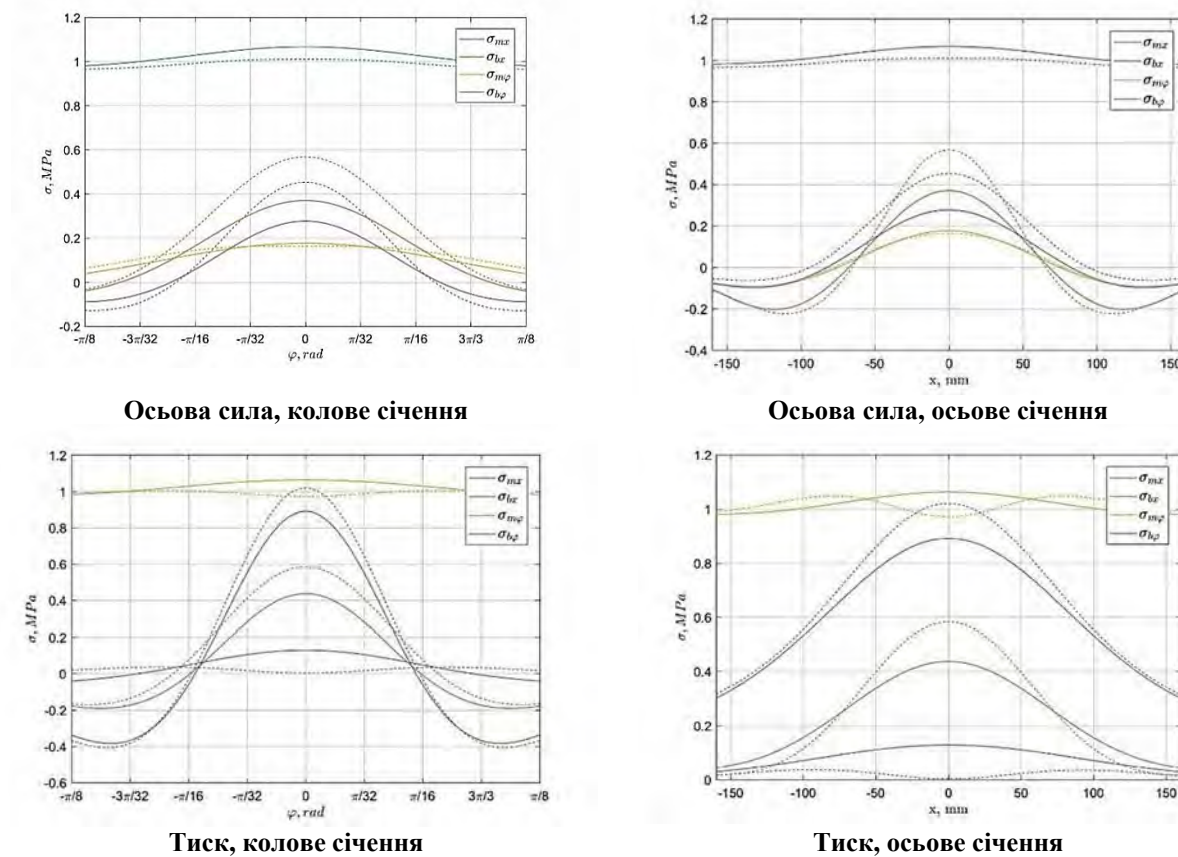


Рис.2.– $R=400\text{мм}$, $h=10\text{мм}$, $\xi=0.5h$, $l_\varphi=l_x=60$:

———— численный расчет; аналитическое решение

Отримано аналітичний розв'язок НДС для оболонки з вм'ятиною, на основі методу еквівалентних навантажень. Результати розрахунку перевірені на чисельних моделях, виконаних з використанням сучасних розрахункових комплексів. Показана хороша відповідність чисельних і аналітичних результатів.

Список литературы

1. *Gas Pipeline Incidents 9th Report of the European Gas Pipeline Incident Data Group*, 2016
2. Calladine, C.R., 1972, "Structural Consequences of Small Imperfections in Elastic Thin Shells of Revolution," International Journal of Solids and Structures, 8, pp. 679–697
3. Godoy, L.A., 1996, *Thin-Walled Structures with Structural Imperfections*, Pergamon, Tarrytown, NY
4. Tam, C.K. and Croll, J.G.A., 1988, "Elastic Stress Concentrations in Cylindrical Shells Containing Local Damage," in Applied Solid Mechanics, A.S. Tooth and J. Spence, Eds., Elsevier Applied Science, 2, pp. 155–177.
5. Kato, S. and Yokoo, Y., 1980, "Effects of Geometric Imperfections on Stress Distributions in Cooling Towers," Engineering Structures, 2, pp. 150–156
6. Rinehart, A.J. and Keating, P.B., 2002, "Length Effects on Fatigue Behavior of Longitudinal Pipeline Dents," Proc. of the 2002 International Pipeline Conference, Calgary, Canada, ASME, pp. 1849–1858

УДК 622.741

ДЕФЕКТИ ВОГНЕТРИВКИХ ЕЛЕМЕНТІВ ОПАЛЮВАЛЬНИХ ПРОСТІНКІВ КОКСОВИХ ТА ПЕКОКОКСОВИХ ПЕЧЕЙ

Топоров А.А., Боровльов В.М., Трет'яков П.В.

Донецький національний технічний університет, м. Покровськ, Україна

Анотація. Коксові та пекококові батареї є дорогими агрегатами та є основним обладнанням коксохімічних виробництв, то подовження їх ресурсу є актуальною задачею. Внаслідок важких умов експлуатації неминуче змінюється технічний стан цих печей, що пов'язано з процесами руйнування вогнетривких елементів. Тому дослідження процесів руйнування вогнетривких елементів опалювальних простінків коксових та пекокококових печей є актуальною задачею. В статті розглянуто розвиток дефектів вогнетривких елементів обігрівальних простінків коксових та пекокококових печей. Розроблені основні структурні схеми зміни стану об'єкту руйнування під час експлуатації. Для математичного опису зміни стану об'єкту руйнування запропоновано використати модель на базі теорії ланцюгів Маркова, яка дозволяє оцінити ймовірність відмови як окремого вогнетривкого елемента так і обігрівального простінку та коксової печі в загалом.

Ключові слова: піч коксова, елемент вогнетривкий, дефект; ймовірність відмови

Умови експлуатації обігрівальних простінків відрізняються температурними перепадами 300...1100 °С, механічними навантаженнями від завантаження сировини для коксування, тиску від розпирання під час коксування, тиску з боку виштовхувальної штанги коксовиштовхувача, впливу заграфічування та розграфічування, засмолення поверхні [1]. Структура вогнетриву має досить неоднорідний характер. Кварцеві матеріали, які містять 95...97% SiO₂ та невелику кількість домішок. З'єднання елементів матеріалу виникає під час випалу під час виготовлення та введення в експлуатацію, тобто розігріванням згідно регламенту. Під час випалу та експлуатації в зоні високих температур для динасових вогнетривів протікає процес тримітизації від 60 до 75 % кварца перетворюється в наступну модифікацію кремнезему - триміт та його алотропічні форми. З'єднання окремих мікроелементів модифікацій кремнезему відбувається неоднорідно, тому ще до початку експлуатації виникає пориста структура з мікропорами, мікрОВИРАЗКАМИ, мікРОТРИЩИНАМИ.

Було проведено попереднє дослідження мікроструктури поверхні вогнетривів. На фотографіях з SEM мікроскопу видно характерну пористу структуру вогнетриву (рис. 1). Характерний розмір порожнин складає приблизно 50...100 мкм, а пор приблизно 10 мкм.

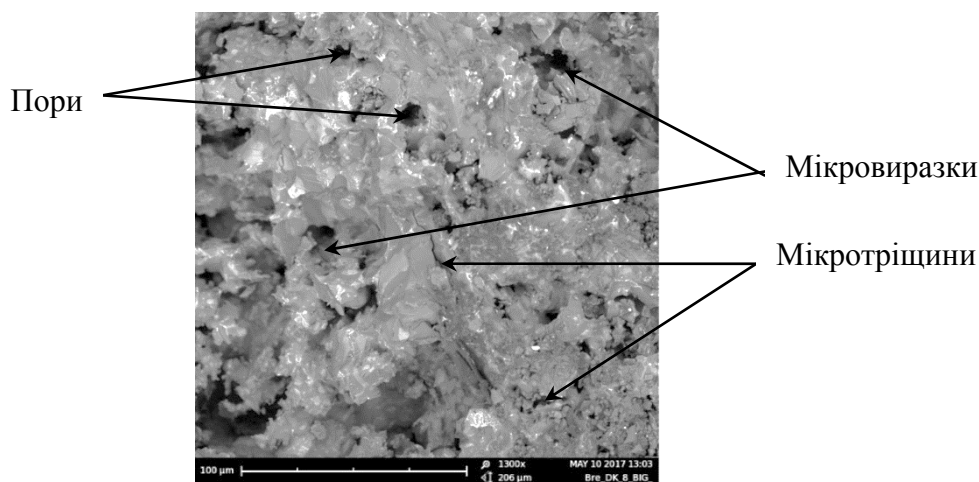


Рис. 1 – Поверхня вогнетриву з мікроефектами

Аналіз виникнення та розвитку дефектів вогнетривів коксових та пекокококових печей показує, що вони розвиваються майже за однаковою схемою. На мікрорівні знаходиться

певна початкова кількість дефектів, які виникли під час виготовлення, транспортування, монтажу, введення в експлуатацію печей.

Під час експлуатації відбувається поступове накопичення мікродефектів та перехід з мікрорівня до макрорівня. Мікродефекти – це дефекти, які не помітні неозброєним оком. Макродефекти – дефекти, які можна побачити неозброєним оком та піддаються фіксації. Кумулятивний ефект накопичення дефектів присутній як на мікрорівні так і на макрорівні, але призводить до різних наслідків.

Накопичення дефектів на мікрорівні призводить до погіршення структури вогнетриву обігрівального простінка, зміни фізико-хімічних властивостей: вогнетривкості, термостійкості, теплопровідності, газопроникності, зниженні межі міцності при стисненні, збільшенні деформації під навантаженням при робочих температурах. Відбувається поступове насичення пустих порожнин вогнетриву вуглецем, який поступово руйнує цілісність структури вогнетриву.

Згідно рисунка 2 дефект при розвитку проходить декілька стадій від мікродефектів до наскрізного макродефекту, який призводить до відмови як вогнетриву так і обігрівального простінку в загалом. Під груповим мікродефектом приймається до 3-10 мікродефектів, які розташовані поряд. В подальшому розвитку груповий мікродефект може перейти або в мікротріщину або в мікрОВИРАЗКУ. Під мікротріщиною приймається мікродефекти, які розташовані вздовж лінії та характеризуються таким параметром як довжина. МікрОВИРАЗКА – групове скупчення мікродефектів або по площі поверхні або в об'ємі вогнетриву, та характеризується площею або, відповідно, об'ємом.

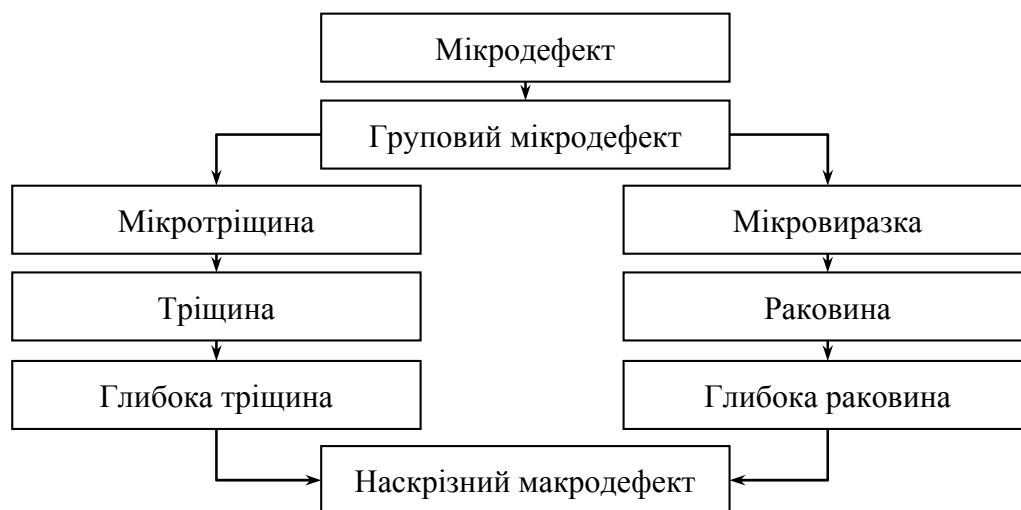


Рис. 2 – Схема розвитку дефекту

Зміна технічного стану окремого вогнетриву також проходить декілька стадій. На першій стадії виникають окремі, незалежні один від одного дефекти (рис. 3). В подальшому мікродефекти можуть розвинути в мікротріщини (тріщини), сітку тріщин, та призвести до вищерблювання і в результаті до виникнення результуючої події – наскрізного макродефекту. У випадку поверхневого мікродефекту він розвивається у виразку, та збільшення їх кількості призводить до ерозії, та далі до раковини. Під час виникнення раковин зростає ймовірність виникнення результуючої події – виникнення наскрізного макродефекту.

Аналогічно окремого вогнетриву змінюється технічний стан обігрівуючого простінку (рис. 4). Розглянемо випадок, коли окремих вогнетривкий елемент руйнується внаслідок розвинення тріщини. За першою можливою послідовністю тріщини виникають спочатку на двох сусідніх вогнетривах, потім розвиваються до тріщини простінку, що приводить до результуючої події – розриву простінку. За другою можливою послідовністю тріщини виникають спочатку на двох НЕ сусідніх вогнетривах, потім на декількох НЕ сусідніх

вогнетривах. Між такими вогнетривами виникає деформація простінку, що приводить до результуючої події – розриву та провалу простінку.

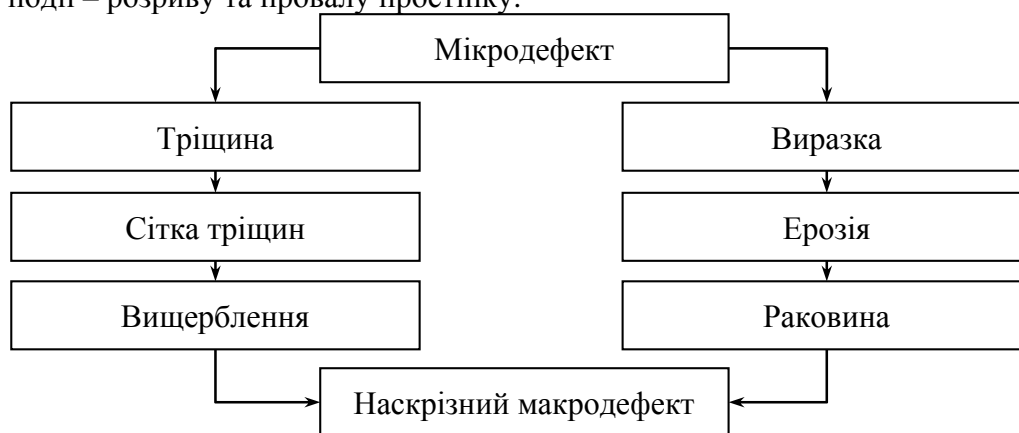


Рис. 3 – Схема розвитку дефектів окремого вогнетриву

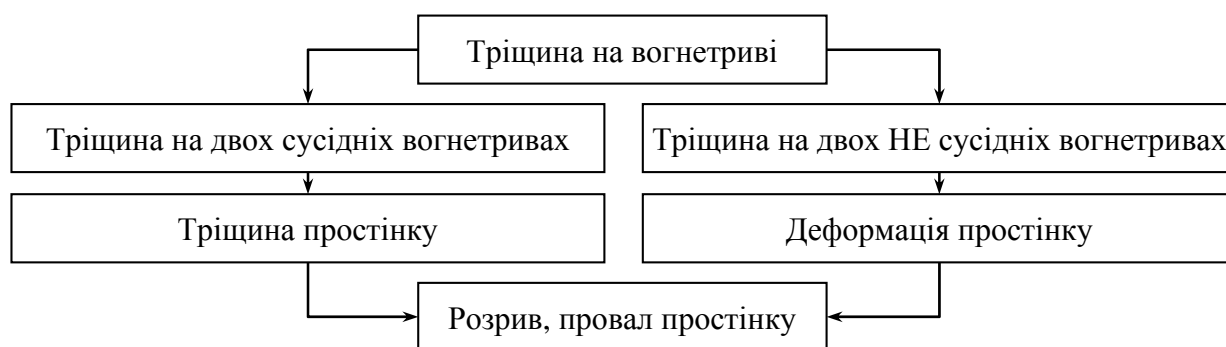


Рис. 4 – Схема розвитку дефектів обігрівальних простінків

Для схем, що наведено вище, найбільш відповідною сутності процесу розвитку дефектів є теорія кінцевих ланцюгів Маркова [2] в додатку до процесу накопичення пошкоджень [3]. Назвемо дефект, вогнетривкий елемент та простінок, стан яких змінюється, об'єктом руйнування. Досліджуваний процес будемо розглядати наступним чином: об'єктом руйнування циклічно піддається впливу високих температур і механічних навантажень. Під час циклів навантаження (ЦН) відбувається незворотні зміни його параметрів. Збільшення їх кількості та значень параметрів відбувається до критичних величин або відмови об'єкта руйнування.

Об'єкт руйнування в процесі експлуатації може бути в одному з станів пошкодження, що характеризується ступенем пошкодження a (кількість і/або величина дефектів). Стан пошкодження дискретний: $J = 1, 2, \dots, j, \dots, Z$. Відповідно кількісний параметр ступеню пошкодження $a = a_1, a_2, \dots, a_j, \dots, a_Z$. При досягненні стану Z виникає відмова об'єкту руйнування. Зміна кількісних параметрів пошкодження, що виникає всередині ЦН не розглядаємо.

Оскільки процес зміни стану об'єкту руйнування неспадний, то його стан пошкодження не може переходити в будь-який з попередніх станів. Об'єкт руйнування за ЦН може або не змінити свій стан, або набути наступного стану пошкодження.

Графічна інтерпретація зміни стану пошкодження об'єкту руйнування представлена на рисунку 5.

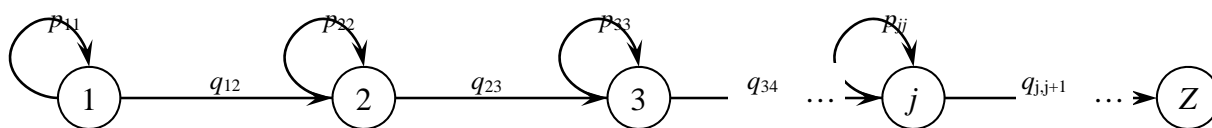


Рис. 5 – Граф зміни стану пошкодження об'єкту руйнування

Графу зміни стану пошкодження об'єкту руйнування відповідає матриця перехідних ймовірностей:

$$P = \begin{pmatrix} p_{11} & q_{12} & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & p_{22} & q_{23} & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & p_{33} & q_{34} & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & p_{44} & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & p_{Z-1,Z-1} & q_{Z-1,Z} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

де p_{jj} – ймовірність того, що об'єкт руйнування залишається в стані j , $0 < p_{jj} < 1$; $q_{j,j+1}$ – ймовірність переходу стану пошкодження об'єкту руйнування в наступний стан. $p_{jj} + q_{j,j+1} = 1$.

Зв'язок між часом досягнення об'єктом руйнування будь-якого стану пошкодження та матрицею перехідних ймовірностей виражається через характеристичну функцію.

$$\begin{aligned} \Phi_W(y; 1, Z) &= \frac{q_{12}q_{23} \dots q_{Z-1,Z}}{(1-p_{11}y) \dots (1-p_{Z-1,Z-1}y)} \cdot y^{Z-1} + \\ &+ \left\{ \frac{q_{13}q_{34} \dots q_{Z-1,Z}}{(1-p_{11}y)(1-p_{33}y) \dots (1-p_{Z-1,Z-1}y)} \cdot y^{Z-2} + \text{подібні члени (в кількості } \binom{Z-2}{1} - 1) \right\} + \\ &+ \left\{ \frac{q_{14}q_{45} \dots q_{Z-1,Z}}{(1-p_{11}y)(1-p_{44}y) \dots (1-p_{Z-1,Z-1}y)} \cdot y^{Z-3} + \text{подібні члени (в кількості } \binom{Z-2}{2} - 1) \right\} + \\ &+ \dots + \\ &+ \left\{ \frac{q_{1,Z-1}q_{Z-1,Z}}{(1-p_{1,Z-1}y)(1-p_{Z-1,Z-1}y)} \cdot y^2 + \text{подібні члени (в кількості } \binom{Z-2}{Z-3} - 1) \right\} + \frac{q_{1,Z}}{(1-p_{11}y)} \cdot y. \end{aligned}$$

Математичне очікування M часу досягнення об'єктом руйнування стану відмови $W_{1,Z}$ є першою похідною характеристичної функції:

$$M\{W_{1,Z}\} = \left. \frac{d\Phi_W}{dy} \right|_{y=1}.$$

Дисперсія σ часу досягнення об'єктом руйнування стану відмови $W_{1,Z}$:

$$\sigma\{W_{1,Z}\} = \left. \frac{d^2\Phi_W}{dy^2} \right|_{y=1} + \left. \frac{d\Phi_W}{dy} \right|_{y=1} - \left[\left. \frac{d\Phi_W}{dy} \right|_{y=1} \right]^2, \quad M\{W_{1,Z}^2\} - M\{W_{1,Z}\} = \left. \frac{d^2\Phi_W}{dy^2} \right|_{y=1}.$$

Диференціюючи характеристичну функції отримуємо математичне очікування і дисперсію:

$$M\{W_{1,Z}\} = \sum_{j=1}^{Z-1} (1 + r_{jj}), \quad \sigma\{W_{1,Z}\} = \sum_{j=1}^{Z-1} r_{jj}(1 + r_{jj}), \quad r_{jj} = p_{jj}/q_{j,j+1}.$$

Для визначення r_{jj} та j використовуємо метод моментів, згідно якого значення математичного очікування $M\{W_{1,j}\}$ і дисперсії $\sigma\{W_{1,j}\}$ отримуємо з статистичного аналізу зміни якого стану пошкодження об'єкту руйнування під час експлуатації. Виконавши підстановки визначаємо p_{jj} і $q_{j,j+1}$ матриці перехідних ймовірностей та ймовірність відмови об'єкту руйнування.

Список літератури:

1. Парфенюк А.С. О разрушении кладки коксовых батарей из крупных огнеупорных бетонных блоков и традиционных динасовых огнеупоров // Парфенюк А.С., Третьяков П.В., Костина Е.Д. Кокс и химия. – 2004. – № 8. – С. 14-19.
2. Феллер В. Введение в теорию вероятностей и ее приложения = An introduction to probability theory and its applications: Пер. с англ. Ю. В. Прохорова. – М. : Мир, 1984. Т. 2. – 751 с.
3. Богданов Дж., Козин Ф. Вероятностные модели накопления повреждений. – М.: Мир, 1989. – 344 с.

УДК 539.3:621.64

ОЦІНКА ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ КОЛІНА ТРУБОПРОВОДУ З ПОШКОДЖЕННЯМ КОРОЗІЙНОЇ ПРИРОДИ ПРИ ВІДМОВАХ,ЩО ВИКЛИКАНІ ВТОМОЮ

Ларін О.О., Потопальська К.Є.
НТУ «ХП», м. Харків, Україна

Анотація. У даній роботі визначається залишкова надійність пошкодженого коліна трубопроводу. В роботі проведено серію розрахунків криволінійної частини трубопроводу з пошкодженням, що стохастично розвивається при різних термінах експлуатації та з урахуванням накопичення втоми. Оцінку характеристик напружено-деформованого стану пошкодженого елемента коліна трубопроводу здійснювалась в рамках сучасних засобів комп'ютерного моделювання з використанням методу скінчених елементів. Корозійне пошкодження моделювали явно як об'ємний дефект на зовнішній поверхні трубопроводу. Після проведених статистичних численних розрахунків проведена оцінка довготривалої міцності за критерієм накопичення малоциклової та багатоциклової втоми, з урахуванням появи пластичних деформацій. Визначено пошкоджуваність трубопроводу на основі отриманих статистичних даних НДС конструкції.

Ключові слова: трубопровід, надійність, залишковий ресурс, втома, корозійний дефект

Магістральні трубопроводи є одними найбільш поширеним засобом транспортування нафти і газу в Світі, який забезпечує високі показники безпеки та економічності цієї діяльності. За рахунок того, що зазвичай дані конструкції використовуються довготривало, вони схильні до появи різноманітних дефектів та пошкоджень. Такі пошкодження можуть виникати за рахунок дії агресивного середовища, зокрема при взаємодії з ґрунтом; як наслідок механічних пошкоджень та інше. Одним з найбільш поширених типів дефекти мають корозійної природи. Розвиток поверхневих дефектів корозійного типу відбувається випадково, тому процес їх зростання слід розглядати у ймовірнісній постановці. З іншого боку, в наслідок дії циклічного внутрішнього навантаження (пульсації тиску) у трубопроводі відбувається процес накопичення втоми. Дані процеси (поява корозійних дефектів та накопичення втоми) відбуваються одночасно та мають суттєвий вплив на довготривалу міцність трубопроводу. Тому своєчасне діагностування дефектів та прогнозування ресурсу трубопроводу з урахуванням одночасного протікання зазначених процесів є вкрай важливою задачею.

Дослідження проводилося з метою оцінки залишкової надійності коліна трубопроводу з об'ємним дефектом, розвиток якого моделюється у часі. Оцінку характеристик напружено-деформованого стану пошкодженого елемента коліна трубопроводу здійснювалась в рамках сучасних засобів комп'ютерного моделювання з використанням методу скінчених елементів. Корозійне пошкодження моделювали явно як об'ємний дефект на зовнішній поверхні в центрі ділянки коліна трубопроводу у формі паралелепіпеду із закругленими границями. Оскільки дефект розташовано на поверхні вигину труби, ескіз був спроектований в локальній тороїдальній системі координат, яка залежить від радіусу коліна трубопроводу та діаметру самої труби.

Конкретні розміри дефекту визначаються з аналізу поточного стану його розвитку. Тому в роботі пропонується отримувати розрахункові моделі з дефектом певного рівня розвитку та вивчати залишкову міцність трубопроводу в поточний час його експлуатації.

В даній роботі пропонується враховувати прогноз росту дефекту у часі у вигляді степеневі функції, яка пов'язує час експлуатації та характерний розмір, а розподіл значень розмірів дефекту у відповідний час як відомо із статистичних даних теж є випадковим процесом, який підпорядковується логнормальному закону розподілення. На рисунку 1 схематично зображено розвиток у часі середньої глибини корозійного пошкодження $m_3(t)$ та можливий розкид її значень у часі [1]. Розрахунки проводились для дефектів розмірами, що

відповідають терміну експлуатації більш ніж 35 років. У попередніх дослідженнях виявлено, що у період після 35 років експлуатації у трубопроводі можуть з'являтися пластичні деформації при типовому навантаженні з дефектом середніх розмірів, тому було проведено близько 150 типових статичних розрахунків для кожного з трьох термінів експлуатації.

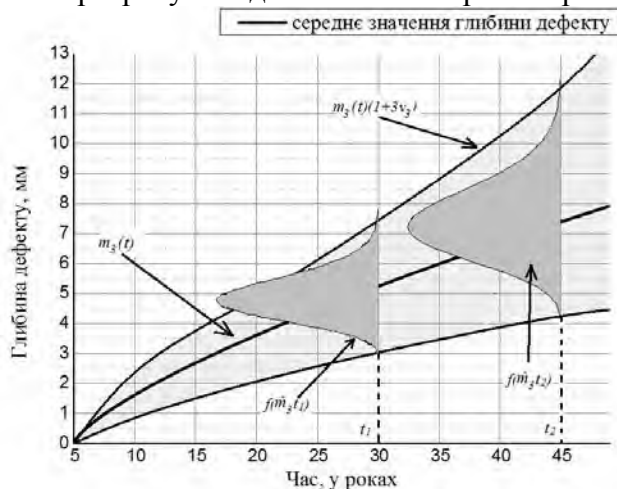


Рис.1 - Графік можливої зміни дефекту у часі та у поточний рік експлуатації

При збільшенні поверхневого дефекту, напруження які виникають у конструкції можуть призвести до появи пластичних деформації, які є чинником подальшого накопичення втомних пошкоджень. Таким чином, оцінка довготривалої міцності проводилась за критерієм накопичення малоциклової та багатоциклової втоми, в залежності від того, спостерігається поява пластичних деформацій або ні. Кінетика накопичення втомних пошкоджень визначалась в рамках концепції ефективних напружень Работнова-Качанова [2].

Отримано чисельні ймовірності безвідмовної роботи коліна трубопроводу в залежності від величини пульсації тиску при режимах пуску та зупинки експлуатації. Розглянуто два рівня навантаження: типове, що дорівнює 6 МПа (рис.2 а) та максимально можливе 12,8 МПа (рис.2 б).

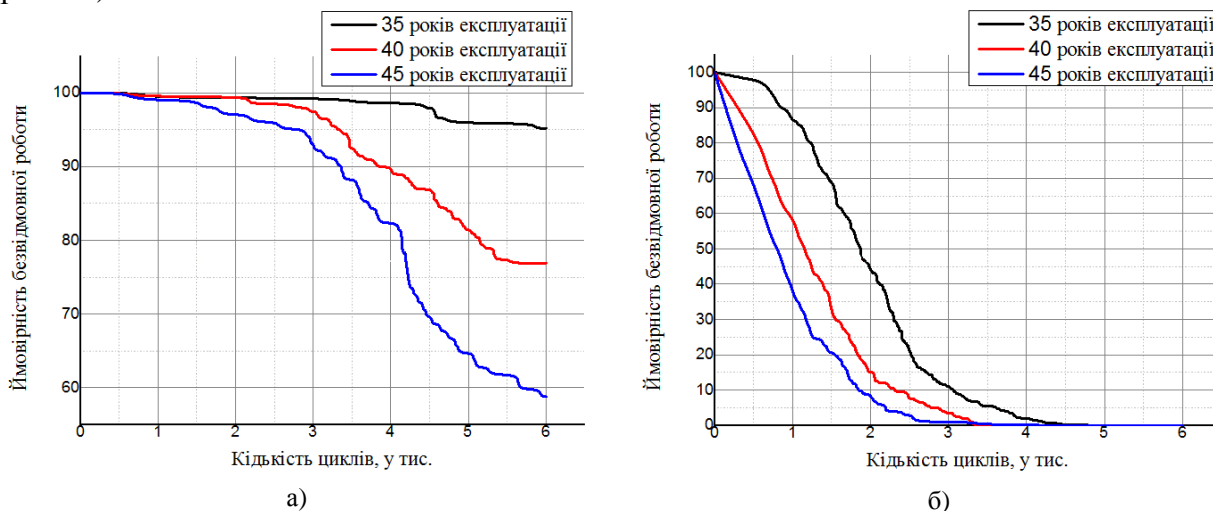


Рис.2 - Ймовірність безвідмовної роботи при навантаженні у 6 МПа та 12.8 МПа

Список літератури:

1. Ларін О.О., Потопальська К.Є. Оцінка залишкової міцності криволінійної ділянки трубопроводу зі статистично заданим корозійним дефектом, що розвивається у часі // Міжвузівський збірник "НАУКОВІ НОТАТКИ." 2017. № 60. Р. 137–146.
2. Lemaitre J. (Jean), Desmorat R. *Engineering damage mechanics : ductile, creep, fatigue and brittle failures*. Springer, 2005. 380 p.

УДК 539.376

МОДЕЛЮВАННЯ ДЕФОРМАЦІЙ ПОВЗУЧОСТІ У НЕЛІНІЙНО-В'ЯЗКОПРУЖНИХ МАТЕРІАЛАХ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ КУБІЧНОЇ ТЕОРІЇ В'ЯЗКОПРУЖНОСТІ

Павлюк Я.В., Фернаті П.В., Рагуліна В.С.

Інститут механіки ім. С.П. Тимошенко НАН України, м.Київ, Україна;

Анотація. Розглядається задача із визначення параметрів дробово-експоненційних ядер спадковості нелінійно-в'язкопружних матеріалів при постійних напруженнях. Проаналізовано метод визначення параметрів ядер, що використовується в кубічній теорії в'язкопружності. Ядра спадковості задаються дробово-експоненційною функцією Работнова. Виконано експериментальну апробації методу визначення параметрів ядер на задачах із розрахунку деформацій повзучості при постійних напруженнях та експериментально апробовано параметри дробово-експоненційних ядер спадковості для орієнтованого поліпропілену, нейлонових волокон FM 3001 і FM 10001, мікро пластику, склопластику ТС 8/3-250, склопластику СВAM та склопластику контактного формування.

Ключові слова: повзучість, дробово-експоненційне ядро, кубічна теорія.

Одним із основних завдань спадкової теорії повзучості є вибір ядер інтегральних рівнянь, знаходження їх резольвент і достовірне визначення параметрів ядер. В'язкопружна поведінка деяких армованих полімерів, склопластиків і металів, а також гірських порід досить добре описується за допомогою резольвентних операторів з ядром спадковості у вигляді дробово-експоненційної функції Работнова [1]. Найбільш загальний підхід до визначення механічних характеристик нелінійно-в'язкопружних матеріалів базується на використанні кратно-інтегрального рівняння Вольтерра-Фреше. Однак, велика кількість і багатомірна природа ядер спадковості ускладнює розв'язок задачі із визначення параметрів ядер. У зв'язку з цим запропоновано спрощені варіанти загального нелінійного визначального рівняння одним із яких є кубічна теорія.

У даній роботі вирішується задача ідентифікації дробово-експоненційних ядер спадковості нелінійно-в'язкопружних матеріалів в рамках всіх виділених варіантів нелінійної теорії в'язкопружності, і отримані рішення апробуються на завданнях розрахунку деформацій повзучості при постійних напруженнях.

1. Постановка задачі дослідження. Об'єкт дослідження.

Визначальне рівняння кубічної теорії в одновимірному випадку, що задає залежність між деформаціями ε напруженнями σ і t часом, записується у вигляді [2,3]:

$$\varepsilon(t) = \frac{\lambda_1}{E_1} \left[\sigma(t) + \int_0^t K_1(t-\tau) \sigma(\tau) d\tau \right] + \frac{\lambda_3}{E_3} \int_0^t K_3(t-\tau) \sigma^3(\tau) d\tau; \quad (1.1)$$

котре використовується для опису повзучості в'язкопружних матеріалів, коли в залежності від рівня напружень можна виділити лінійну і нелінійну межу в'язкопружних властивостей. Тут $K_1(t-\tau)$ і $K_3(t-\tau)$ – ядра спадковості в лінійній і нелінійній області відповідно, а $E_1 = E$.

В якості ядер повзучості використовують дробово-експоненційне ядро [1]:

$$K(t-\tau) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-\beta)^n (t-\tau)^{\alpha+(1+\alpha)n}}{\Gamma[(1+\alpha)(1+n)]}, \quad (1.2)$$

де α і β – параметри ядер ($-1 < \alpha < 0$; $\beta > 0$); $\Gamma[\cdot]$ – гамма-функція Ейлера.

Параметри α і β дробово-експоненційного ядра (1.2), визначаються за результатами обробки експериментальних даних на одновісну повзучість при фіксованій температурі декількох рівнях постійних напружень, так що

$$\sigma(t) = h(t) \sigma_k; \quad (k = \overline{1, m}), \quad (1.3)$$

де $h(t)$ – одинична функція Хевісайда ($h(t) = 0$ при $t < 0$ і $h(t) = 1$ при $t \geq 0$), а $\sigma_k = const$.

В якості експериментальних даних, отриманих згідно з (1.3), використані дані випробувань на повзучість зразків поліпропілену, нейлонових волокон FM3001 і FM10001, мікропластику, склотекстоліту ТС 8/3-250, склопластику СВAM і склопластику контактного формування, джерела звідки подані експериментальні дані подані у [3].

Задача полягає у встановленні характеру нелінійності в'язкопружних властивостей досліджених матеріалів, визначенні параметрів дробово-експоненційних ядер спадковості, апробації методу визначення параметрів ядер на задачах із розрахунку деформацій повзучості при постійних напруженнях.

2. Методика визначення параметрів ядер спадковості. Кубічна теорія є окремим частковим випадком загальної нелінійної теорії в'язкопружності Вольтера-Фреше, визначальні рівняння якої включають тільки лінійний і кубічний члени. Повзучість матеріалу, як власне і релаксація напружень, описується двома незалежними ядрами $K_1(t)$ і $K_3(t)$, що відображають відповідно лінійне і нелінійне в'язкопружне деформування матеріалу.

Методика визначення коефіцієнтів і параметрів ядер повзучості в кубічній теорії (1.2) реалізується наступним чином [2,3].

Нехай є сімейство кривих повзучості « $\varepsilon - t$ » при різних рівнях постійних напружень, кожне з яких досягнуто ступінчастим навантаженням згідно (1.3). Визначальне рівняння повзучості (1.2) з урахуванням (1.3) записується у вигляді

$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma_k}{E} \left[1 + \lambda_1 \int_0^t K_1(\tau) d\tau \right] + \frac{\sigma_k^3}{E_3} \lambda_3 \int_0^t K_3(\tau) d\tau, \quad (2.1)$$

де прийнято, що $h(t) = 1$.

По заданих кривих повзучості (2.1) будуються функції повзучості

$$J_k(t) = \frac{\varepsilon(t)}{\sigma_k} = \frac{1}{E} \left[1 + \lambda_1 \int_0^t K_1(\tau) d\tau \right] + \frac{\sigma_k^2}{E_3} \lambda_3 \int_0^t K_3(\tau) d\tau, \quad (2.2)$$

і визначається область лінійності в'язкопружних властивостей матеріалу. Вважається, що матеріал володіє лінійними в'язкопружними властивостями в деякій області напружень, якщо в цій області функція повзучості (2.2) не залежить від рівня напружень.

Параметри ядер повзучості і невідомі коефіцієнти в (2.1) визначаються в два етапи. На першому етапі визначаються параметри ядра повзучості $K_1(t)$ і параметр λ_1 , що описують лінійне в'язкопружне деформування матеріалу. У цьому випадку рівняння (2.2) перетворюється до лінійного інтегрального рівняння

$$\frac{\bar{\varepsilon}(t)}{\bar{\sigma}_k} = \frac{1}{E} \left(1 + \lambda_1 \int_0^t K_1(\tau) d\tau \right), \quad (2.3)$$

невідомі параметри якого визначаються шляхом мінімізації функціоналу

$$F(\lambda_1, \bar{p}_i) = \sum_{k=1}^m \sum_{j=1}^n \left\{ \frac{\bar{\varepsilon}(t_j, \bar{\sigma}_k)}{\bar{\sigma}_k} - \frac{1}{E} \left[1 + \lambda_1 \int_0^{t_j} K_1(\tau, \bar{p}_i) d\tau \right] \right\}^2. \quad (2.4)$$

Тут \bar{p}_i – параметри ядра повзучості $K_1(t)$; $\bar{\varepsilon}(\cdot)$ – експериментальні значення деформацій повзучості в лінійній області ($\bar{\sigma}_k < \sigma_*$).

На другому етапі визначаються параметри ядра повзучості $K_3(t)$ і коефіцієнти $b = \lambda_3 E_3^{-1}$, що описують деформування матеріалу в нелінійній області. В цьому випадку рівняння (2.1) можна представити у вигляді

$$E \frac{\tilde{\varepsilon}(\tilde{\sigma}_k, t_j)}{\tilde{\sigma}_k} - \left(1 + \lambda_1 \int_0^{t_j} K_1(\tau, \bar{p}_i) d\tau \right) = b E \tilde{\sigma}_k^2 \int_0^{t_j} K_3(\tau) d\tau, \quad (2.5)$$

де величина

$$I(\tilde{\sigma}_k, t_j) \equiv E \frac{\tilde{\varepsilon}(\tilde{\sigma}_k, t_j)}{\tilde{\sigma}_k} - \left(1 + \lambda_1 \int_0^t K_1(\tau, \tilde{p}_i) d\tau \right) \quad (2.6)$$

відома, оскільки величини $\tilde{\varepsilon}(\tilde{\sigma}_k, t_j)$ вимірюються за експериментальними кривими повзучості в нелінійній області ($\tilde{\sigma}_k > \sigma_*$), а значення параметрів визначаються згідно (2.4).

Параметри ядра повзучості $K_3(t)$ і величина коефіцієнту b , виходячи з (2.5) і (2.6) визначаються за результатами апроксимації дискретних значень величини шляхом мінімізації функціоналу

$$F(b, \tilde{p}_i) = \sum_{k=1}^m \sum_{j=1}^n \left\{ I(\tilde{\sigma}_k, t_j) - bE\tilde{\sigma}_k^2 \int_0^t K_3(\tau, \tilde{p}_i) d\tau \right\}^2 \rightarrow 0, \quad (2.7)$$

де \tilde{p}_i – параметри ядра повзучості $K_3(\cdot)$.

3. Чисельна реалізація методики

Експериментальні значення деформацій повзучості $\varepsilon(\sigma_k, t_j)$, заміряні по кривим повзучості в області напружень, які задовольняють умовам лінійності в'язкопружних властивостей нейлонових волокон і склопластиків, використовуються для визначення параметрів дробово-експоненційних ядер (1.2). В цьому випадку функціонал (2.7) з урахуванням (1.2) записується у вигляді

$$F(\alpha_1, \beta_1, \lambda_1) = \sum_{k=1}^m \sum_{j=1}^n \left\{ \frac{\bar{\varepsilon}(\bar{\sigma}_k, t_j)}{\bar{\sigma}_k} - \frac{1}{E} \left[1 + \lambda_1 \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-\beta)^n t_j^{(1+\alpha_1)(1+n)}}{\Gamma[1 + (1 + \alpha_1)(1 + n)]} \right] \right\}^2, \quad (3.1)$$

мінімізуючи який знаходимо значення параметрів α_1 , β_1 і λ_1 . Тут і далі процедура мінімізації функціоналів при визначенні параметрів ядер повзучості вирішується з використанням ітераційного методу Левенберга-Маркардта [4]. Значення параметрів α_1 , β_1 і λ_1 , розрахованих згідно (3.1), приведені в табл. 1. Параметри ядра у нелінійній області

Таблиця 1

Значення констант в кубічній теорії

Матеріал	E , МПа	α_1	β_1 , год ^{$(1+\alpha)$}	λ_1 , год ^{$(1+\alpha)$}	b , МПа ⁻³ . год ^{$(1+\alpha)$}	λ_3	β_3 , год ^{$(1+\alpha)$}
Волокно FM10001	1709,9	-0,859	0,04122	0,4636	$1,169 \cdot 10^{-6}$	-0,859	0,5222
Волокно FM3001	1889,2	-0,830	0,10829	0,3511	$0,780 \cdot 10^{-6}$	-0,798	0,4212
Склотекстоліт ТС8/3-250	15690	-0,406	0,07965	0,0537	$1,780 \cdot 10^{-3}$	-0,844	0,3778
Склопластик	4888,2	-0,573	0,08765	0,1600	$2,040 \cdot 10^{-7}$	-0,586	0,0985

визначаються з функціоналу (3.1) із врахуванням (1.2) записується у вигляді

$$F(\alpha_3, \beta_3, b) = \sum_{k=1}^m \sum_{j=1}^n \left\{ I(\tilde{\sigma}_k, t_j) - bE\tilde{\sigma}_k^2 \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-\beta_3)^n t_i^{(1+\alpha_3)(1+n)}}{\Gamma[1 + (1 + \alpha_3)(1 + n)]} \right\}^2, \quad (3.2)$$

Мінімізуючи який отримуємо значення параметрів α_3 , β_3 і λ_3 . Значення параметрів α_3 , β_3 і λ_3 для досліджуваних матеріалів, розрахованих згідно (3.2), приведені в табл. 1.

4. Експериментальна апробація методу.

Експериментальна апробація дробово-експоненційного ядра (1.2) в кубічній спадковій теорії і параметрів ядра, знайдених із припущенням існування області лінійності і області

нелінійності в'язкопружних властивостей матеріалу, для розв'язку задач нелінійної теорії в'язкопружності може бути здійснена на прикладі розрахунку деформацій повзучості при постійних напруженнях.

Залежність деформацій ε від часу t при навантаженні постійними напруженнями σ_k записується, виходячи із (1.1) із врахуванням (1.2) і (1.3), у вигляді

$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma_k}{E} \cdot \left[1 + \lambda \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-\beta_1)^n t^{(1+\alpha_1)(1+n)}}{\Gamma[1+(1+\alpha_1)(1+n)]} \right] + b\sigma_k^3 \cdot \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-\beta_3)^n t^{(1+\alpha_3)(1+n)}}{\Gamma[1+(1+\alpha_3)(1+n)]}, \quad (4.1)$$

де прийнято, що $\tau = 0$, $t - \tau = t$, а $h(t) = 1$. Значення деформацій повзучості $\varepsilon(t)$, розрахованих по рівнянню (4.1) із використанням значень параметрів α_1 , β_1 , λ , α_3 , β_3 , λ_3 , приведених в табл.1, співставлені на рис. 1 із експериментальними даними для

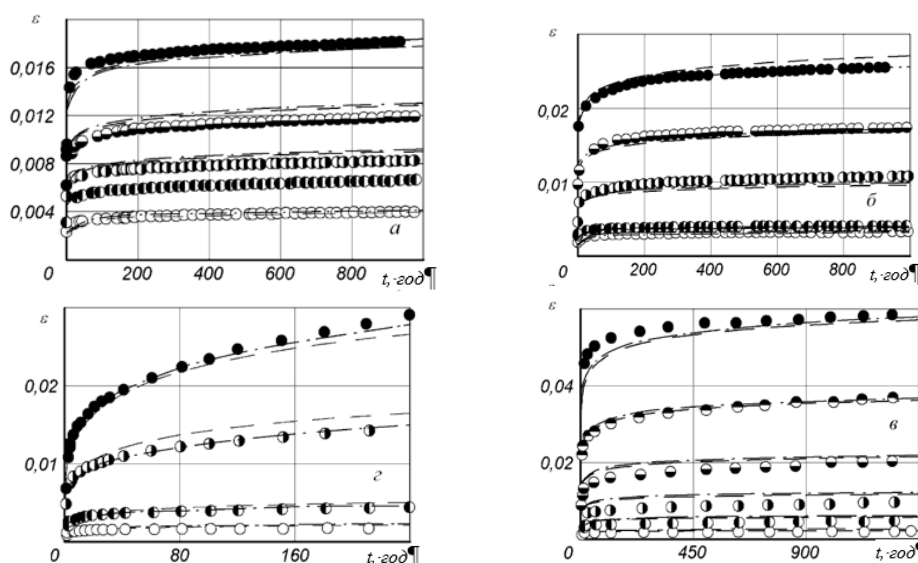


Рис. 1. - Розрахункові (лінія) і експериментальні точки (точки) значення деформацій повзучості нейлонових волокон FM 10001 (а), нейлонових волокон FM 3001 (б), склопластику ТС 8/3-250 (в) і склопластику контактного формувания (г).

нейлонових волокон FM 10001 (а) при $\sigma_k = 3,2$ (○), 5,0 (●), 6,8 (⊙), 9,3 (⊖), 12,4 (●) МПа, нейлонових волокон FM 3001 (б) при $\sigma_k = 3,3$ (○), 4,1 (●), 8,3 (⊙), 12,4 (⊖), 16,6 (●) МПа, склопластику ТС 8/3-250 (в) при $\sigma_k = 19,9$ (○), 39,8 (●), 59,7 (⊙), 79,6 (⊖), 99,5 (⊕), 119,5 (●) МПа и склопластику контактного формувания (г) при $\sigma_k = 5$ (○), 10 (●), 20 (⊙), 25 (●) МПа.

Як видно із співставлення експериментальних даних із розрахунковими отримано задовільне узгодження результатів, що підтверджує достовірність виділення лінійної області та правильність визначення параметрів ядер.

Список літератури:

1. Работнов Ю.Н. Элементы наследственной механики твердых тел. – Москва: Наука, 1977. – 384 с.
2. Колтунов М.А. Ползучесть и релаксация.- Москва: Высшая школа, 1976.- 277 с.
3. Голуб В.П., Павлюк Я.В., Фернати П.В. К определению параметров дробно-экспоненциальных ядер наследственности в нелинейной теории вязкоупругости // Прикл. механика.-2017.-Том 53, №4, С. 76-93.
4. More J.J., Garbow B.S., and Hillstrom K.E. Users Guide to Minipack // Argonne National Laboratory Publication ANL-80-74.- 1980.

УДК 539.3

ВПЛИВ СТРУКТУРИ ШАРУВАТИХ ПКМ ТА СИЛИ ЗАТЯГУВАННЯ НА МІЦНІСТЬ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ

Бабієнко С.А., Рудаков К.М.
КПІ ім. Ігоря Сікорського", м. Київ, Україна

Анотація.

В роботі досліджено вплив величини затягування у болтовому з'єднанні та структури ПКМ на характеристики напружено-деформованого стану в зоні отворів. Розрахунки провели за допомогою методу скінченних елементів, реалізованого в програмному комплексі Femap / NX Nastran. Моделювали статичне навантаження зразка однозрізного дворядного болтового з'єднання, який застосовують для випробувань на втому.

Ключові слова: болтові з'єднання; напружено-деформований стан; скінчені елементи

В цій роботі досліджено вплив величини затягування у болтовому з'єднанні та структури ПКМ на характеристики напружено-деформованого стану в зоні отворів. Розрахунки провели за допомогою методу скінченних елементів, реалізованого в програмному комплексі Femap / NX Nastran. Моделювали статичне навантаження зразка однозрізного дворядного болтового з'єднання (рис.1, чверть зразка), який застосовують для випробувань на втому [1].

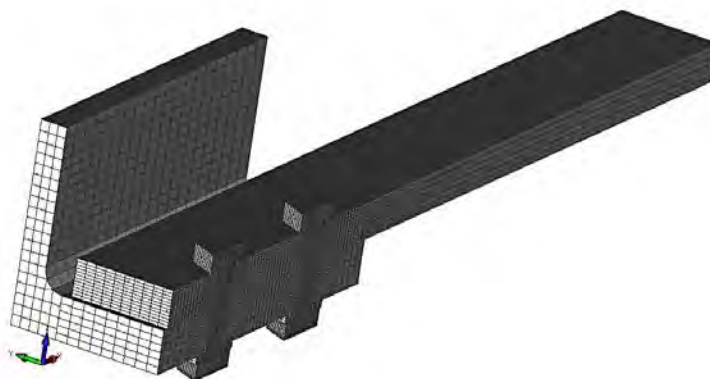


Рис. 1. Геометрична модель зразка однозрізного болтового з'єднання з ПКМ

За результатами розрахунків були побудовані графіки та таблиці впливу величини затягування болтів та структури ПКМ на характеристики напружено-деформованого стану та зроблені висновки по даній роботі.

Пластина з ПКМ складалася з 24 шарів 3D ортотропних матеріалів — однонапрямленої стрічки УОЛ-300-1А та вуглецевої тканини УТ-900-3А. Загалом було створено 3 різні структури ПКМ з різним укладанням вуглецевих волокон (таблиця 1).

Таблиця 1.

Структура укладання ПКМ

Варіант	Формули
ПКМ-0	[-45/0/45/90/-45/0/45/90/-45/0/45/90/90/45/0/-45/90/45/0/-45/90/45/0/-45]
ПКМ-1	[45/90/0/-45/45/90/0/-45/45/90/0/-45/-45/0/90/45/-45/0/90/45/-45/0/90/45/]
ПКМ-2	[0/-45/90/45/0/-45/90/45/0/-45/90/45/45/90/-45/0/45/90/-45/0/45/90/-45/0]

Сила затягування болтового з'єднання фактично регулювали зміною величини Δ – відстані між голівкою болта та шайбою. Всього було створено 3 скінчено-елементні моделі з різною силою затягування: величини Δ дорівнювали 80 мкм, 100 мкм, 140 мкм (рис.2).

Навантаження було прикладене вздовж двох поверхонь пластини із ПКМ на довжині 70 мм як силу $N_x=5$ кН, тобто повна повздовжня сила навантаження на пластину дорівнювала 20 кН.

Було створено і розв'язано 9 скінчено-елементних моделей для параметрів сили затягування та структури укладання вуглецевих волокон. Для аналізу впливу цих параметрів порівнювали напруження за Мізесом та були побудовані графіки (рис.4 – рис.7) напружень по лінії отвору (рис.3).

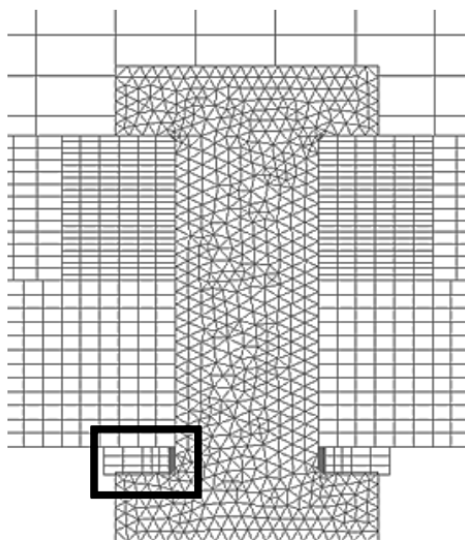


Рис. 2 Регулювання сили затягування болтового з'єднання

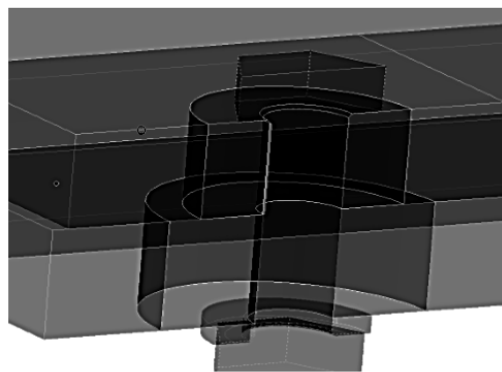


Рис. 3 Лінія отвору з максимальними напруженнями в пластині

Для більш комфортного огляду даних значення максимальних напружень за Мізесом було зібрано в таблицю 2.

Таблиця 2

Величини максимальних значень напружень σ_{Mises} у площині отвору

Затягування болта, Δ мкм	σ_{Mises} , МПа		
	ПКМ-0	ПКМ-1	ПКМ-2
080	710.4	681.5	1032
100	691.7	779.4	1297
140	581.1	658.1	1123

За результатами проведених досліджень можна зробити такі висновки:

- величина затягування болтового з'єднання та зміна структури ПКМ впливають на характеристики напружено деформованого стану;
- закономірностей впливу величини затягування болтового з'єднання не виявлено, так як збільшення затягування для ПКМ-0 зменшило напруження в ПКМ-0, але в ПКМ-1 та ПКМ-2 були виявлені протилежні тенденції.

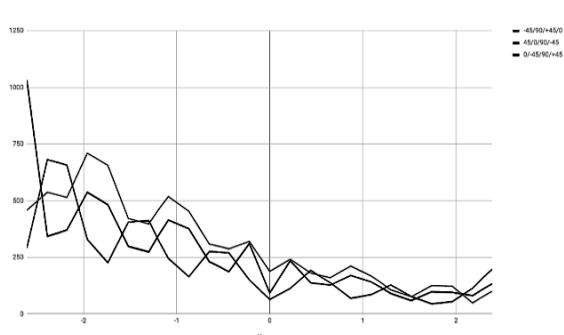


Рис. 4 Графіки напружень: σ_{Mises} для ПКМ-0, ПКМ-1 та ПКМ-2 з затягуванням в 80 мкм

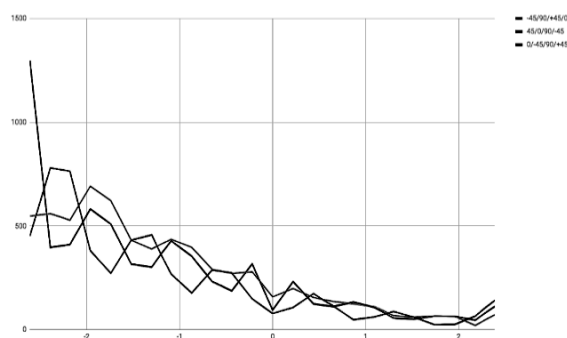


Рис. 5 Графіки напружень: σ_{Mises} для ПКМ-0, ПКМ-1 та ПКМ-2 з затягуванням в 100 мкм

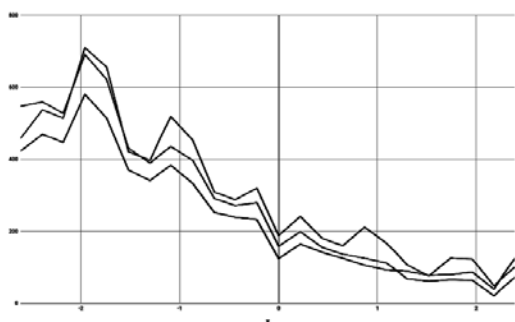


Рис. 6 Графіки напружень: σ_{Mises} для ПКМ-0 з затягуванням 80, 100 та 140 мкм

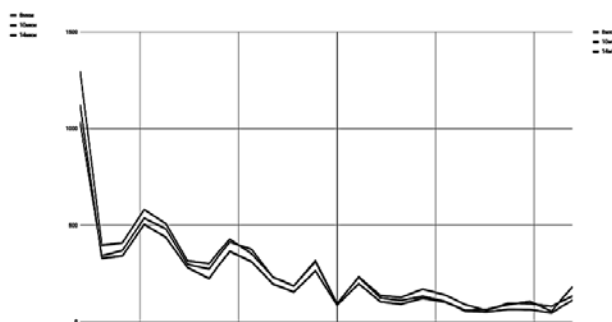


Рис. 7 Графіки напружень: σ_{Mises} для ПКМ-2 з затягуванням 80, 100 та 140 мкм

Список використаних джерел

1. Дифучин Ю.М. Чисельне моделювання болтових з'єднань з ПКМ. Повідомлення 1. Створення змішаних 3D-моделей / Ю.М. Дифучин, К.М. Рудаков // Вісник НТУУ "КПІ". Сер. Машинобудування, 2016. – №2(77). – С. 100-107.

УДК 539.4

МОДЕЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ ПОЛІВ, РОЗМІРУ ЗЕРНА ТА МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТИТАНОВОГО СПЛАВУ ВТ6 ПРИ ПОШАРОВОМУ ФОРМУВАННІ 3D ВИРОБІВ ЗА ДОПОМОГОЮ АДИТИВНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ У СЕРЕДОВИЩІ АВАQUS

Махненко¹ О.В., Ананченко² М.С., Бабенко² А.Є., Кандала¹ С.М.

1 - ІЕЗ ім. Є.О.Патона НАНУ, м. Київ, Україна

2 - КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

***Анотація.** У даний час виробництво титанових конструкційних елементів зі складною геометрією за допомогою адитивної технології є перспективною альтернативою традиційному виробництву. У роботі розглядається оптимізація адитивних технологій наплавлення засновану на комп'ютерному моделюванні, зокрема технологію "xBeam 3D Metal Printer". В результаті отримано температурні поля в процесі електронно-променевого наплавлення 3D-зразка таврового профілю. Також розблено прогнози щодо розміру зерна, мікроструктури та міцнісних характеристик зразка. Отримані результати порівняли з результатами експерименту.*

***Ключові слова:** "xBeam 3D Metal Printer", зерна, температурні поля.*

У даний час адитивні технології у виробництві титанових конструкційних елементів, завдяки малій витраті матеріалу, є напрямом що стрімко розвивається [1-2]. В Україні розробляється технологічний процес електронно-променевого наплавлення xBeam 3D MetalPrinter [2]. Зразок зроблений при багатошаровому формуванні Т-подібного 3D виробу, представлений на рис. 1. Процес проходить в умовах вакууму -3 порядку. Джерело зварювального нагріву складається з променя у формі порожнистого конусу.

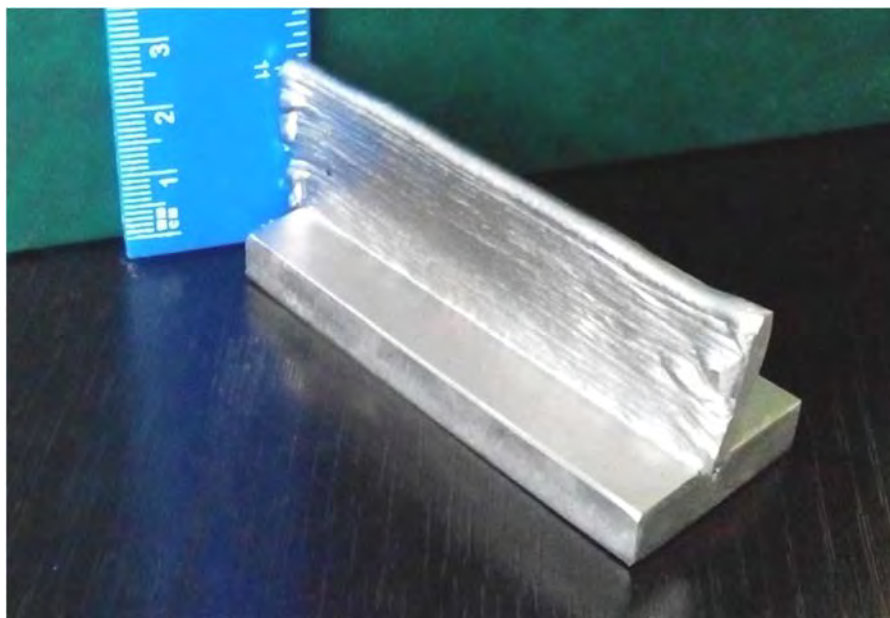


Рис. 1. Зразок таврового профілю з титанового сплаву

Відомо, що механічні, експлуатаційні та міцнісні характеристики матеріалу кращі у структури з меншим розміром зерна. Як показано на рис. 2, зі збільшенням швидкості охолодження відбувається подрібнення структурних складових. Швидкість охолодження треба визначати в діапазоні перетворення β структури в $\alpha+\beta$ структуру, яке для титанового сплаву ВТ6 відбувається в діапазоні від 1000градусів до 670 градусів.

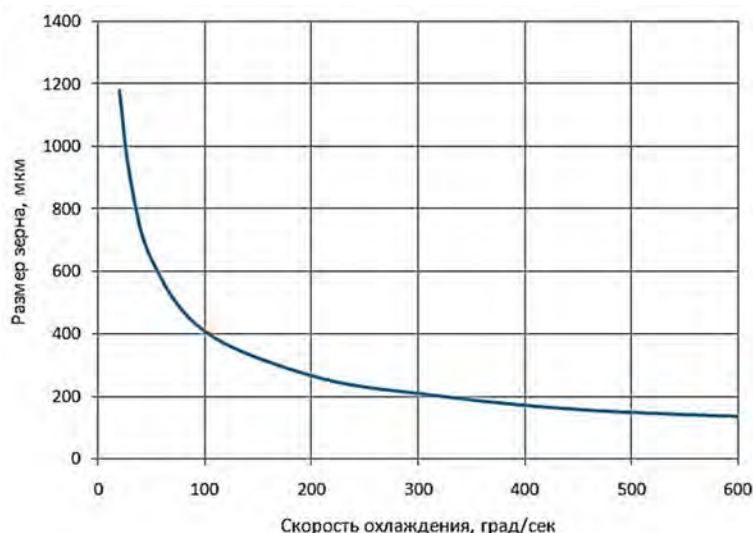


Рис. 2 Розрахункове співвідношення між розміром зерна і швидкістю охолодження в сплаві ВТ6[3]

Для чисельного аналізу кінетики температурного поля $T(x, y, z)$ від часу t при електронно-променевому пошаровому формуванні виробу використовувався скінченно-різницьвий розв'язок тривимірного нестационарного рівняння теплопровідності:

$$c\gamma(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla [\lambda(T) \cdot \nabla T] \quad (1)$$

де $c\gamma$, λ - питома теплоємність і теплопровідність матеріалу, відповідно.

Граничні умови для задачі теплопровідності мають такий вираз:

$$-\lambda(T) \cdot \frac{\partial T}{\partial n} = \begin{cases} \alpha_T \cdot (T - T_C), & \text{у області контакта з оснащенням} \\ \varepsilon \cdot \sigma_{SF} \cdot (T^4 - T_C^4) - q, & \text{на вільних поверхнях} \end{cases} \quad (2)$$

де n - нормаль до поверхні; α_T - коефіцієнт тепловіддачі; T_C - температура навколишнього середовища; ε - ступінь чорноти матеріалу; σ_{SF} - константа Стефана-Больцмана; q - потік енергії електронно-променевого нагріву.

Були розглянуті параметри джерела нагріву, які забезпечують якісне сплавлення між шарами. На рис. 3 можемо побачити різницю у зоні проплавлення, при наплавленні 1-4 валиків. На основі розв'язку температурної задачі були отримані розподіли температур (Рис. 3), а також побудовані термоцикли для точок поперечного перерізу.

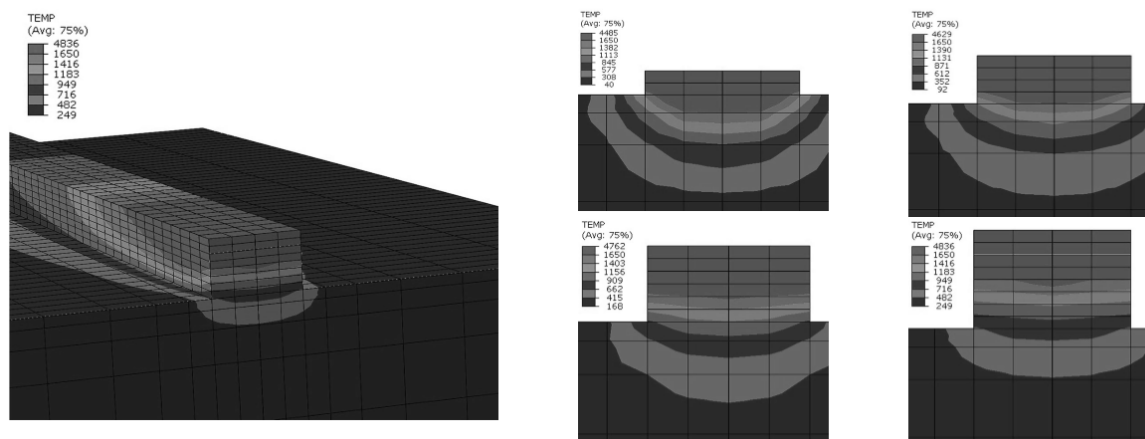


Рис. 3. Скінченно-елементна модель і розподіл температур у тавровому профілі для 1-4-го шару наплавлення

З термоциклів був знайдений час охолодження від 1000 до 670 градусів для точок на першому, третьому і четвертому рівнях наплавлення. Швидкість охолодження у цьому діапазоні була знайдена, як зміна температури поділити на зміну часу. Швидкість охолодження для точок на третьому і четвертому рівнях відповідає розміру зерна 400-500 мкм, а для точок на першому рівні відповідає розміру зерна 250-300 мкм. З результату експериментальних даних макроструктури зразка визначили, що розмір зерна в верхніх шарах зразка складає приблизно 430-450 мкм, а в шарах біля основи зразка 230-250 мкм [2]. Результат розрахунку показує задовільну точність в порівнянні з експериментом. Також був отриманий зв'язок між механічними властивостями, такими як границя міцності, границя текучості, твердість і отриманим розміром зерна рис.4. Таким чином треба шукати оптимальне співвідношення при отриманні розміру зерна, щоб матеріал був досить міцний і не занадто крихкий, адже крихкість суттєво знижує експлуатаційні характеристики готової деталі при ударі. Оптимізація технології електронно-променевого наплавлення (швидкість руху джерела, час затримки між наплавленнями валиків і т.д.), задля отримання високих експлуатаційних характеристик і якісної структури, є метою подальшої роботи по моделюванню цього процесу.

Висновки: Експлуатаційні характеристики деталей, виготовлених за допомогою адитивної технології ЕПН, залежать від режимів охолодження матеріалу при наплавленні. На основі розробленої математичної моделі отримані результати прогнозування швидкостей охолодження матеріалу в різних точках виробу. За результатами швидкостей охолодження матеріалу виконані оцінки розмірів зерна зразка і механічних характеристик виробу. Порівняння з результатом експерименту показало задовільну відповідність.

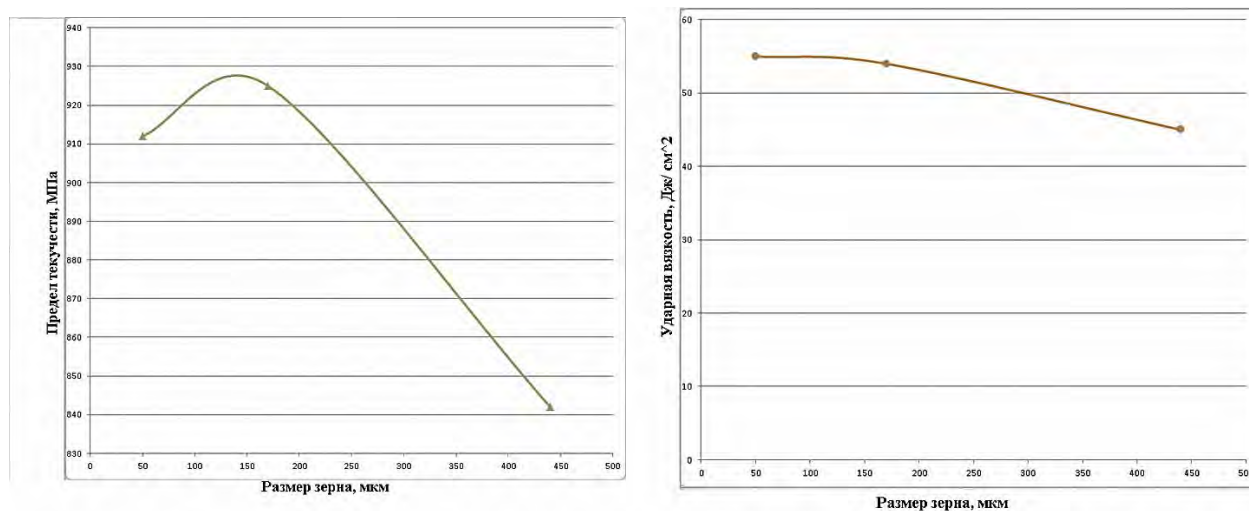


Рис.4. Залежність механічних властивостей для титану VT6 від величини розміру зерна [4]

Список літератури:

1. *Wire-feed additive manufacturing of metal components: technologies, developments and future interests / Ding D., Pan Z., Cuiuri D. & Li H. // International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 2015. – № 81(1). – p.465-481.*
2. *Новые возможности аддитивного производства с технологией xBeam 3DMetalPrinting / Ковальчук Д. В., Мельник В. И., Мельник И. В., Тугай Б. А. // Сб. трудов 8 межд. конф. «Лучевые технологии в сварке и обработке материалов» 2017 – с. 45-52*
3. *Повышение свойств металлических материалов за счет применения новых технологических процессов / Полькин И.С. // Перспективные технологии легких и специальных сплавов. – 2006. – с. 66-73.*
4. *Грабин В.Ф.// Структура и свойства сварных соединений из титановых сплавов. – 1964 – с. 59.*

УДК 539.3

РОЗРАХУНКИ БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ НА ЗМИНАННЯ ОТВОРІВ В ПЛАСТИНІ З ПОЛІМЕРНОГО КОМПОЗИЦІЙНОГО МАТЕРІАЛУ

Дифучин Ю.М.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

Анотація. Раніше було створено 24 3D-моделі зразків однозрізного дворядного болтового з'єднання з ПКМ (контактна задача), в яких варіювалися структури ПКМ (6 варіантів), а також бічний зазор болтів з отворами (4 значення). Незмінними були величина сили стягування пакета і сила, що розтягує зразок. За результатами розрахунків визначено, зокрема, розподіл контактних тисків на поверхнях отворів, а також напружень в пластинах з ПКМ біля отворів (таблиці, графіки).

На основі зазначених даних і додаткових розрахунків отримані наступні результати:

- для проведення статичного розрахунку болтового з'єднання на зминання була введена функція впливу, параметрами якої є характеристики структури ПКМ і коефіцієнт вигину болта;
- уточнений вид функції впливу необхідно отримувати в додаткових дослідженнях (натурних або чисельних), що дозволить створити базу даних для величин цієї функції для актуальних в галузі варіантів силових болтових з'єднань з композитами.

Ключові слова: чисельне 3D моделювання; ПКМ; болтове з'єднання; змішана 3D-модель; МСЕ; структура ПКМ; зминання поверхні отвору;

Використання полімерних композиційних матеріалів (ПКМ) потребує розв'язання нових задач, однією з яких є задача міцності механічного з'єднання елементів з ПКМ. В авіації одним з найпоширеніших типів з'єднань композитів є болтове з'єднання (БЗ).

Початку накопичення некритичних руйнувань у ПКМ найчастіше передують зминання стінки отвору в місці його контакту з тілом з'єднувального елемента (болта) [1]. Тому коректне визначення рівня напруження зминання необхідно для забезпечення несучої здатності і ресурсу з'єднання.

Основним недоліком існуючої системи методів розрахунку механічного з'єднання композитних деталей є те, що вона заснована на системі, відпрацьованій для з'єднань металевих деталей, та не враховує особливості поведінки композитів в зоні з'єднання, і тому не забезпечує належну якість розрахунків механічних з'єднань з ПКМ [1], що компенсується введенням завищених значень коефіцієнтів запасу міцності. Це призводить до перевитрат дорогого матеріалу та збільшення маси виробів з композитного матеріалу.

Метод скінчених елементів (МСЕ) дозволяє уточнювати розрахункові моделі. А саме: переходити до контактних моделей з пошаровим моделюванням ПКМ різних структур в зонах отворів, з урахуванням тертя, можливих зазорів при постановці болтів в отвори, зусилля затягування болтового з'єднання, температурних деформацій, розшарувань, відколів та інших технологічних дефектів, що допускаються [2-5].

Зразок для дослідження:

Було розглянуто однозрізне БЗ, яке набагато виразніше виявляє особливості напружено-деформованого стану в болті і околі отворів в композиті ніж двозрізне БЗ [6]. Зразок такого однозрізного дворядного БЗ з ПКМ (рис.1) використовувався для випробування на втому.

Зразок містить дві пластини із ПКМ, які з'єднані із швелером з алюмінієвого сплаву Д16АТ болтами з титанового сплаву.

Пластини ПКМ скомпоновані з 24-х шарів. Шари з вуглецевої стрічки УОЛ-300-1А номінальною товщиною 0.235 мм в ПКМ укладені під кутами 0° та 90° відносно поздовжньої осі пластини, а з вуглецевої тканини УТ-900-

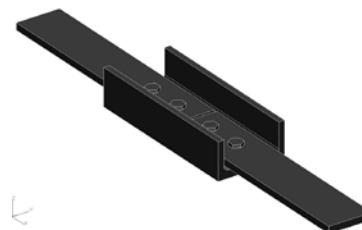


Рис. 1. Повна геометрична модель зразка для випробування на втому болтового з'єднання з ПКМ

3А номінальною товщиною 0.220 мм - під кутами $\pm 45^\circ$.

Мета досліджень.

Виявити вплив структури ПКМ та вигину болта на контактні напруження та запропонувати спосіб перевірного розрахунку на зминання контактних поверхонь отворів пластин з ПКМ.

Метод дослідження.

В роботі [14] обґрунтовано, а у [7] розроблено й реалізовано в програмному комплексі FEMAP/Nastran (метод скінченних елементів – МСЕ) змішану 3D-модель розрахунку характеристик НДС зразка для випробування на втому болтового з'єднання з ПКМ (рис.1), а саме: у зонах отворів створювали 3D скінчено-елементні моделі ПКМ для кожного шару ПКМ, а на деякій відстані – переходили до усередненого (згідно з теорією "ефективного модуля") моделювання пружних властивостей пластини з ПКМ, який розглядається як 3D-ортотропний матеріал. Моделювали шість структур: базову ПКМ-0 (реальну), і ще п'ять – модельних (табл.4 в [8]). Деякі результати розрахунків зразка БЗ представлені в [9 ... 12]. Найбільш контрастними за результатами виявилися дві структури: ПКМ-0 [-45/0/45/90/-45/0/45/90/-45/0/45/90]s та ПКМ-III [-45/45/90/-45/45/90/45/0/-45/0/90/0]s.

Інженерний варіант розрахунку композитного матеріалу на зминання.

Розрахунок на зминання контактної поверхні отворів в пластині з ПКМ можна проводити за класичною формулою [7], в яку додатково введена функція впливу кількох параметрів:

$$\frac{N_i}{h_i d_i} \cdot F(q_1, q_2, \dots) \leq [\sigma]_{CM}; \quad i = 1, 2, \quad (1)$$

де N_i - сумарне зусилля, яке сприймається i -м отвором (болтом); h_i - товщина пластини біля i -го отвору; d_i - номінальний діаметр i -го отвору; $F(q_1, q_2, \dots)$ - функція, що враховує вплив параметрів БЗ: структури ПКМ, вигину болта; $[\sigma]_{CM}$ - довідкове допустиме напруження на зминання найбільш навантаженого шару матеріалу пластини з ПКМ.

Знаходження зусиль, які сприймаються поверхнями отворів

В [9] отримали, що приблизно (20-30)% зусилля, прикладеного до зразка, сприймалися силою тертя між поверхнями пластини з ПКМ і швелера і не передавалися через контакти в отворах. У зв'язку з цим можна ввести коефіцієнт $\chi < 1$, що визначає частину сили N_x , що сприймається болтами, тоді

$$N_1 + N_2 = \chi N_x$$

З [9] відомо, що середні (в "зрізних" перетинах болтів) дотичні напруження мають слабку залежність від зазорів і структури. Сили, які сприймаються болтами (і отворами), можна підрахувати за формулою

$$N_i = (\tau_{xz})_m \cdot A_i; \quad i = 1, 2, \quad (2)$$

де $A_i = \pi d_i^2 / 4$ – площі поперечних перерізів кожного болту. Позначим $N_1 / N_2 = k$. Тепер сили, які сприймаються отворами, матимуть вирази

$$N_1 = \omega \chi N_x; \quad N_2 = (1 - \omega) \chi N_x, \quad (3)$$

де коефіцієнт

$$\omega = k / (1 + k)$$

Сприйняття шарами ПКМ контактної тиску в отворах.

Величини $(p)_i = N_i / (h_i d_i)$ у формулі (1) фактично є приведеними (усередненими) значеннями контактної тиску в проекції профілю отвору на площадку, перпендикулярну напрямку дії сили ($h_i d_i$ - діаметральна площа частини болта у отворі ПКМ). Якби матеріал пластини був ізотропним, то саме $(p)_i$ порівнювали б із значенням $[\sigma]_{CM}$. Для пластин з композитного матеріалу цього робити не можна, оскільки розподіл контактної тиску по складній поверхні контакту ПКМ із бічною поверхнею болту нерівномірний (рис.2) [9].

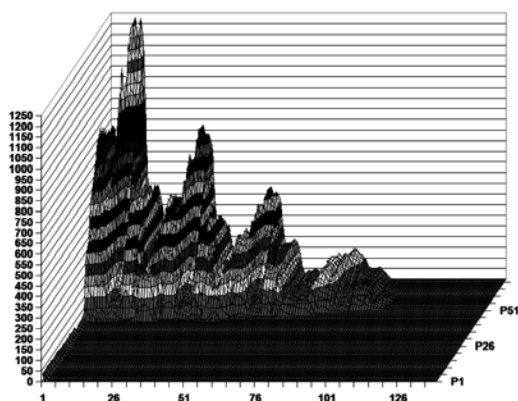


Рис.2 Графік контактних тисків, МПа, на поверхні першого отвору в зразку болтового з'єднання з $\delta=20$ мкм, ПКМ-0

Максимуми відповідають шарам з укладанням уздовж дії сили N_i , тобто з кутом укладання 0^0 , а мінімуми - поперечно розташованим шарам (з кутом укладання 90^0). Якщо болт матиме жорсткість бічної поверхні не меншу ніж у шарів ПКМ з кутом укладання 0^0 , то саме ці шари будуть зминатися першими.

Оцінимо частку від загального зусилля, сприйняту шарами з кутом укладання 0^0 . Припустимо, що ця частка дорівнює частці в ефективному модулі Юнга, що припадає на шар. Skorистаємося формулою Фойгта, яка застосовується для підрахунку еквівалентних пружних модулів односпрямованого композиту і дає верхню оцінку [13]:

$$E_{ef} = \left(\sum V_i h_i E_i \right) / h_{\Sigma}, \quad (4)$$

де V_i – вагова частина i -го шару в однонапрявленому композиті; E_i – модуль пружності; h_i – номінальна товщина шару; h_{Σ} – сумарна товщина шарів.

Для характерної підструктури композиту [45/0/-45/90] формулу (4) можна переписати як

$$(E_{11})_{ef} = [h_L(E_{11})_0 + h_L(E_{22})_{90} + \lambda 2h_T(E_{11})_{\pm 45}] / h_{\Sigma}, \quad (5)$$

де коефіцієнт приведення λ при відомому значенні $(E_{11})_{ef}$ дозволяє перерахувати вклад модулів пружності шару, укладеного під кутами $\pm 45^0$ до основного напрямку.

$$\lambda = \frac{h_{\Sigma}(E_{11})_{ef} - h_L((E_{11})_0 + (E_{22})_{90})}{2h_T(E_{11})_{\pm 45}}$$

З (5) маємо формули для оцінки відносних вкладів шарів з різними кутами укладання в опір деформації в основному напрямку (0^0):

$$\eta_0 = h_L((E_{11})_0) / (h_{\Sigma}(E_{11})_{ef}); \quad \eta_{90} = h_L((E_{22})_{90}) / (h_{\Sigma}(E_{11})_{ef}); \quad \eta_{\pm 45} = \lambda 2h_T(E_{11})_{\pm 45} / (h_{\Sigma}(E_{11})_{ef}). \quad (6)$$

Використовуючи значення модулів з таблиці 1 і таблиці 2 (табл.3 і табл.6 [8]),

Таблиця 1

Пружні характеристики матеріалів окремих шарів

Матеріал (рос.)	Модулі Юнга, МПа			Модулі зсуву, МПа			Коефіцієнти Пуассона		
	E_{11}	E_{22}	E_{33}	G_{12}	G_{23}	G_{13}	μ_{12}	μ_{23}	μ_{13}
УОЛ-300-1А	150000	8000	8000	4400	2700	4400	0.29	0.48	0.29
УТ-900-3А	80000	80000	8500	6000	4800	4800	0.40	0.32	0.32

Таблиця 2

Значення "ефективних модулів" ПКМ

Структура ПКМ	Модулі Юнга, МПа			Модулі зсуву, МПа			Коефіцієнти Пуассона		
	E_{11}	E_{22}	E_{33}	G_{12}	G_{23}	G_{13}	μ_{12}	μ_{23}	μ_{13}
5 варіантів структури ПКМ	62960	62960	9200	16490	3900	3900	0.414	0.290	0.290

отримаємо, що $\lambda \approx 0.5865$, та (в числах)

$$(E_{11})_{ef} = 38736 + 2066 + 22158 = (0.615252 + 0.032813 + 0.351935) \cdot 62960 = 62960.$$

Відносні вклади шарів в опір деформуванню в основному напрямку 0^0 :

$$\eta_0 = 38736 / 62960 \approx 0.6153 \quad \eta_{90} \approx 0.0328 \quad \eta_{\pm 45} \approx 0.3519$$

Характерна підструктура композита [45/0/-45/90] має 4 шари. Поділимо на $w=1/4=0.25$ значення η_0 , η_{90} и $\eta_{\pm 45}$, отримаємо, у скільки разів зміниться величина розрахункового середнього тиску $((p_x)_i)_m = N_i / (h_i d_i)$ при перерахунку на шар:

$$\text{у } \beta_0 = \eta_0 / w \approx 2.461, \beta_{90} = \eta_{90} / w \approx 0.1313 \text{ та } \beta_{\pm 45} = \eta_{\pm 45} / w \approx 1.408 \text{ разів.}$$

Коефіцієнт β_0 характеризує вплив структури ПКМ на перерозподіл контактних тисків, що виникають від сили N_i .

Оскільки $\beta_0 > 1$, то для найбільш навантаженого шару параметр $q_1 = \beta_0$ і

$$\text{функція впливу } F(q_1, q_2, \dots) = \beta_0 \cdot f_q(q_2, q_3, \dots) \quad (7)$$

Максимальні рівні контактних напружень

Вигин болта формує різні рівні контактних напружень, які сприймаються шарами з кутом укладання 0^0 (див. рис.2). З результатів розрахунку для структур ПКМ-0 і ПКМ-III склали таблицю (таб.3) значень цих напружень. Z - координата серединної площини шару, відрахована від серединної площини пластини з ПКМ.

Таблиця 3

Максимальні значення контактних тисків у шарах з кутом укладки 0^0 , МПа

Варіант структури	Z, мм	Зазор δ , мкм. Отвір 1				Зазор δ , мкм. Отвір 2			
		0	10	20	70	0	10	20	70
ПКМ-0	2.284	0	0	0	0	-	0	3	0
	1.414	0	0	0	0	93	51	55	0
	0.544	148	129	119	120	176	172	180	165
	-0.544	371	356	370	381	337	346	359	412
	-1.414	608	629	655	672	465	544	594	658
	-2.284	963	1053	1133	1148	777	867	962	1093
ПКМ-III	0.979	67	35	39	17	161	116	101	68
	0.544	117	105	106	117	151	155	148	158
	0.109	185	173	178	204	203	206	205	220
	-0.109	217	219	226	260	214	235	239	254
	-0.544	338	325	327	363	309	327	332	354
	-0.979	552	548	553	613	464	506	507	546

На основі даних таблиці для цих двох структур підраховали середні значення $(p_m)_i$ від максимальних значень контактних тисків p_{max} в шарах з кутом укладання 0^0 , усереднену згинальну складову $(p_u)_i$, а також коефіцієнти вигину $(k_u)_i$:

$$(p_m)_i = \frac{1}{6} \sum_{n=1}^6 (p_{max})_n; \quad (p_u)_i = 0.5(p_{max} - p_{min}); \quad (k_u)_i = (p_u)_i / (p_m)_i; \quad i=1,2 \quad (8)$$

p_{max} і p_{min} - максимальні і мінімальні значення із стовпців таблиці 3.

Результати розрахунків помістили в таблицю 4.

Таблиця 4

Середні значення (від максимальних) контактних тисків у шарах з кутом укладання 0^0 , МПа; коефіцієнти згину

Структура	Характеристика	Отвір 1. Зазор δ , мм				Отвір 2. Зазор δ , мм			
		0	10	20	70	0	10	20	70
ПКМ-0	p_m , МПа	348	361	380	387	308	330	359	388
	k_u	1.38	1.46	1.49	1.48	1.26	1.31	1.34	1.41
ПКМ-III	p_m , МПа	246	234	238	262	250	258	255	267
	k_u	0.99	1.10	1.08	1.14	0.61	0.76	0.80	0.90

Структура ПКМ-III серед усіх розглянутих має найменший коефіцієнт вигину. Крім того, вона має і менші рівні середнього тиску на шари з кутом укладання 0^0 . Це - результат зміщення шарів з кутом укладання 0^0 до серединної площини пластини.

Множником $(1+k_u)$ вводимо ще один параметр функції впливу, тобто $q_2 = k_u$ і

$$\text{отримали її у вигляді } F(q_1, q_2, \dots) = \beta_0 \cdot (1 + k_u) \cdot f_q(q_3, q_4, \dots) \quad (9)$$

Отже, розрахунок на зминання контактної поверхні отворів в пластині з ПКМ можна проводити за класичною формулою,

$$\frac{N_i}{h_i d_i} \cdot F(q_1, q_2, \dots) \leq [\sigma]_{CM}; \quad i = 1, 2,$$

в яку додатково введена функція впливу: $F(q_1, q_2, \dots) = \beta_0 \cdot (1 + k_u) \cdot f_q(q_3, q_4, \dots)$,

у якій коефіцієнт β_0 характеризує вплив структури ПКМ на перерозподіл контактних тисків, а множник $(1 + k_u)$ - згинання болта. Сили, що сприймаються болтами N_1 та N_2 з урахуванням сили тертя між елементами БЗ, знаходяться з виразів (2) та (3).

Уточнений вид функції впливу необхідно отримувати в додаткових дослідженнях (натурних або чисельних), що дозволить створити базу даних для величин цієї функції для актуальних в галузі варіантів силових болтових з'єднань з композитами.

Список літератури:

1. Двейрин А.З. Обзор и анализ состояния проблемы расчетно-экспериментального обеспечения проектирования агрегатов самолета из полимерных композитов с механическими соединениями деталей / А.З. Двейрин // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – 2014. – № 66. – С. 5-19.
2. Kelly, G. and Hallström, S. (2004), "Bearing strength of carbon fibre/epoxy laminates: effects of bolt-hole clearance", Composites. Part B: Engineering, no. 35, pp. 331-343.
3. Kelly, G. (2006), "Quasi-static strength and fatigue life of hybrid (bonded/bolted) composite single-lap joints". Composite Structures, no. 72, pp. 119-129.
4. Ekh, Johan, Schön, Joakim and Melin, Gunnar (2005), "Secondary bending in multi fastener, composite-to-aluminium single shear lap joints", Composites. Part B: Engineering, no. 36, pp. 195-208.
5. Рудаков К.Н. Моделирование болтовых соединений из ПКМ в программном комплексе FEMAP/NX NASTRAN / К.Н. Рудаков, С.Н. Шукаев // Вісник національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут", сер. Машинобудування №67. – 2013. – С. 199-206.
6. Rudakov K. Finite element analysis of the effect of technological factors on the strength of composite bolted joints / K. Rudakov, S. Shukaev, G. Krivov, V. Matvienko // Mechanotronic Systems and Materials 2014. Selected Papers. Opole University of Technology 2015, pp.103-108.
7. Василевский Е.Т. Система экспериментального обеспечения расчета на прочность механических соединений деталей из композитов / Е.Т. Василевский, А.З. Двейрин, Я.С. Карпов, С.П. Кривенда // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – 2010. – № 47. – С. 42-52.
8. Дифучин Ю.М. Чисельне моделювання болтових з'єднань з ПКМ. Повідомлення 1. Створення змішаних 3D-моделей / Ю.М. Дифучин, К.М. Рудаков // Вісник НТУУ "КПІ". Сер. Машинобудування, 2016. №2(77). С. 100-107. DOI: <http://dx.doi.org/10.20535/2305-9001.2016.77.76975>.
9. Дифучин Ю.М. Чисельне моделювання болтових з'єднань з ПКМ. Повідомлення 2. Вплив зазорів і структури ПКМ на характеристики напружено-деформованого стану болтів / Ю.М. Дифучин, К.М. Рудаков // Вісник НТУУ "КПІ". Сер. Машинобудування, 2016. – №3(78). – С. 132-145. DOI: <http://dx.doi.org/10.20535/2305-9001.2016.78.87475>.
10. Рудаков К.М. Вплив структури ПКМ на характеристики напружено-деформованого стану в околі отворів болтових з'єднань з ПКМ / К.М. Рудаков, Ю.М. Дифучин // Технологические системы, 2016. – №4(77). – С. 28-40.
11. Dyfuchyn, Y. and Rudakov, K. (2017), "Numerical Modelling of Bolted Composite Joints. Bolts Rigidity Effect on Normal Stresses in the Composite Layers", Mechanics and Advanced Technologies, no. 1(79), pp. 19-25. DOI: <http://dx.doi.org/10.20535/2521-1943.2017.79.95756>.
12. Дифучин Ю.М. Анализ разрывных напряжений и коэффициентов концентрации напряжений в зонах отверстий в пластинах с ПКМ образца болтового соединения / Ю.М. Дифучин, К.Н. Рудаков // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та им. Н.Е. Жуковского "ХАИ", 2017. – 3(91). – С. 47-60.
13. Болотин В.В. Механика многослойных конструкций / В.В. Болотин, Ю.Н. Новичков. – М.: Машиностроение, 1980. – 375 с.
14. Рудаков К.М. Чисельне обґрунтування застосування змішаних 3D-моделей ПКМ при розрахунках болтових з'єднань / К.М. Рудаков, А.С. Шандура // Вісник НТУУ "КПІ". Сер. Машинобудування, 2015. – №2(74). – С. 67-76.

УДК 539.3

ВПЛИВ ГЕОМЕТРІЇ І НЕОДНОРІДНОСТІ ПЛАСТИН НА СПЕКТР ВЛАСНИХ ЧАСТОТ І ФОРМИ КОЛИВАНЬ

Алексейчук О.М.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ, Україна

Анотація. В роботі розглядається вплив змінної зосередженої маси, яка переміщується вздовж радіуса круглої пластини на спектр її власних частот і форми коливань. Також досліджено вплив отворів різних радіусів та їх положення відносно центра пластини на її частоти і форми коливань. Розрахунки проведено методом скінченних елементів для пластини з алюмінієвого сплаву Д16Т.

Ключові слова: метод скінченних елементів, спектр власних частот, форми коливань

Проектування сучасних конструкцій тісно пов'язане з проведенням попередніх розрахунків для оцінки міцності, жорсткості та стійкості пластин, які перебувають під дією статичних і динамічних навантажень. Пластини з конструкційними особливостями, такими як вирізи, зосереджені маси, перфорації, широко використовуються в приладобудуванні, машинобудуванні і будівництві [1]. Розрахунок пластин з неоднорідностями з використанням простих аналітичних рішень є занадто складним. У зв'язку з цим розв'язання подібних завдань проводиться з використанням чисельних методів. Одним з найбільш перспективних методів дослідження задач стійкості та власних коливань пластин з неоднорідностями є метод скінченних елементів [2].

Дана робота присвячена дослідженню впливу неоднорідності, а саме зосередженої маси, та нелінійності геометрії на спектр власних частот і форми коливань круглої пластини.

Розглядали круглу пластину радіусом $R=1,2$ м, товщиною $0,015$ м, виготовлену з алюмінієвого сплаву Д16Т з відповідними властивостями: модуль Юнга $E = 71000$ МПа, коефіцієнт Пуасона $\nu = 0,34$, густина $\rho = 2700$ кг/м³. Пластина вільно спирається на власний контур.

Вивчалися наступні питання:

1. Вплив отворів на частоту і форму власних коливань круглої пластини.

Розглядався отвір радіусом $r = 0,01 \dots 0,5R$ на відстані $X = 0,1 \dots 0,8R$ від центра пластини (рис.1.).

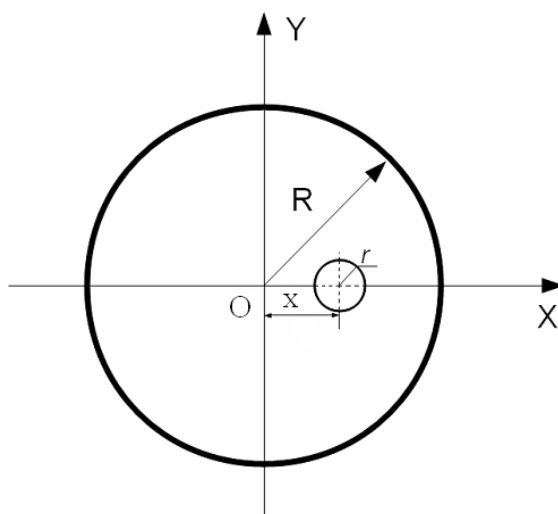


Рис.1. Розрахункова схема визначення власних частот і форм коливань пластин з отвором

2. Вплив зосередженої маси на частоту і форму власних коливань круглої пластини. Розташування зосередженої маси варіюється уздовж радіуса на відстані від 0 до $0,8R$ від центра пластини. Маса варіюється від 10% до 50% маси пластини.

Розрахункова схема показана на рис.2.

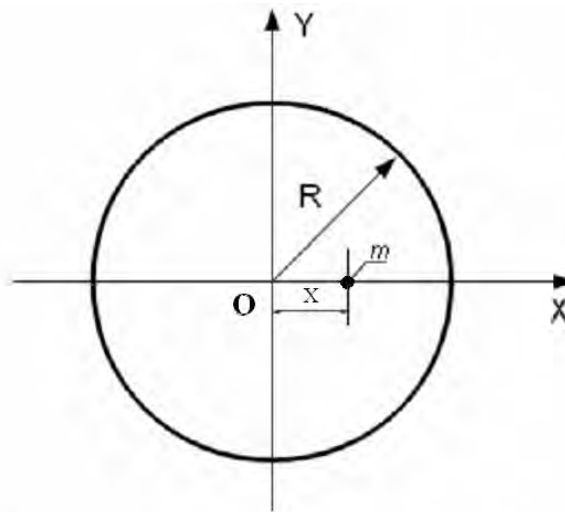


Рис.2. Розрахункова схема з зосередженою масою

Показано, що отвори невеликого радіусу ($r = 0,01R - 0,15R$) мало впливають на частоту власних коливань суцільної круглої пластини і не надають будь-якого значного впливу на їх форму. Відмінності спостерігаються для пластин з отвором великого радіусу ($r \geq 0,25R$), при зміщенні його до краю пластини. Але і при цьому форми коливань в загальних рисах повторюють форму коливань пластини без отвору. Отвори радіуса більше 35% від радіуса пластини призводять до значної зміни форм коливань і збільшення, починаючи з третьої, значень частот власних коливань. Дані чисельні рішення підтверджують отримані К.Г. Чижевським аналітичні результати [3].

Розташування зосередженої маси в центрі пластини незалежно від її величини призводить до зменшення амплітуди коливань, але не змінює форму. При зміщенні зосередженої маси вздовж радіуса виникають несиметричні форми коливань; в місцях розташування зосередженої маси спостерігається виникнення вузлових ліній, які не властиві коливанням пластини без зосередженої маси. Зосереджена маса, яка розташована в центрі пластини, знаходиться на вузлових лініях і не впливає на форму власних коливань, а лише призводить до зменшення частоти.

Список літератури:

1. Григолюк Э.И. Проблемы построения теории тонких пластин / Э.И. Григолюк, В.И. Мамай // Физико-математическое моделирование и информационные технологии. - 2006. - № 3. - С. 56-71.
2. Hartmann F. Structural Analysis With Finite Elements. / F. Hartmann, C. Katz. Springer, 2007. – 604 p.
3. Чижевский К. Г. Расчёт круглых и кольцевых пластин/К. Г. Чижевский, - Л: Машиностроение, 1977. – 184 с.

УДК 629.735.45-621.833.24

УДК 621.833; 62.652

ПАРАМЕТРИЧНІ КОЛИВАННЯ В ПЛАНЕТАРНИХ КОЛІСНИХ РЕДУКТОРАХ ТРОЛЕЙБУСІВ

Яглінський В.П., Гутиря С.С., Хомяк Ю.М., Чанчин А.М.

Одеський національний політехнічний університет, м. Одеса, Україна

Анотація. Періодичне зростання навантажень при роботі редукторів троллейбусів внаслідок параметричних коливань супроводжується зародженням та розвитком втомних тріщин в тонкостінному ободі епіциклу. Опрацьовано метод аналітичного моделювання, виявлення і звуження зон нестійкості параметричних коливань епіциклу з урахуванням багатопарності зубчастих зачеплень, багатопоточності планетарної передачі та деформацій ободу епіциклу для прямозубих передач без зазорів і з зазорами, а також для косозубих передач. Визначено інтервали швидкостей троллейбуса відповідно до зон нестійкості параметричних коливань з використанням діаграм Айнса-Стрета.

Ключові слова: епіцикл, зведена жорсткість, пульсація жорсткості, параметричний резонанс

Джерелами збурення динамічних навантажень і вібрацій механічних та електромеханічних трансмісій сучасних транспортних засобів є багатопарність зачеплення зубчастих коліс. Забезпечення необхідної надійності і рівня комфортності пасажирського колісного транспорту є актуальною проблемою і вимагає обмеження віброактивності всіх елементів трансмісії. Для багатопоточних планетарних передач у складі колісних редукторів (ПКР) троллейбусів та дуобусів виникнення параметричних резонансів обумовлена циклічно змінною в часі жорсткістю зачеплення, що негативно впливає на процеси накопичення втомних ушкоджень зубців і обода епіциклу [1, 2, 3]. За результатами кінцево-елементного моделювання виявлено, що згинально-крутильні коливання ободу епіциклу у складі ПКР троллейбусів спричиняють максимальні напруження розтягу в западинах зубців після їх виходу із зачеплення при максимальному прогині ободу [4]. Внаслідок параметричних коливань динамічні навантаження на епіцикл зростають у 2 ... 4 рази [5, 6, 7].

Значне зменшення інтенсивності параметричних коливань епіциклу можна досягти шляхом несиметричного колового розташування осей сателітів [2, 3]. При цьому не враховано і не досліджено зони нестійкості параметричних коливань. Моделі, в яких сателіти і сонячна шестерня розглядаються у вигляді твердих тіл з зосередженими параметрами, а епіцикл – з розподіленими параметрами, дозволяють дослідити згинальні коливання епіциклу, однак параметричні резонанси епіциклу при цьому не враховано [3]. У дослідженнях планетарних передач на кінцево-різностних моделях у динамічній постановці на основі оригінального програмного комплексу не визначено зони нестійкості коливань і не встановлено шляхи зменшення впливу параметричних резонансів [8, 9].

Метою дослідження є аналітичне моделювання, виявлення і звуження зон нестійкості параметричних коливань епіциклу з урахуванням багатопарності зубчастих зачеплень, багатопоточності планетарної передачі та деформацій ободу епіциклу.

Багатопарність зачеплення характеризується коефіцієнтом торцевого перекриття ε_α та кутом перекриття φ_α (кут повороту зубчастого колеса від положення входу пари зубців у зачеплення до виходу із зачеплення). Для моделювання циклічної функції жорсткості зачеплення $c_z(t)$ слід прийняти, що при повороті на кут $(2 - \varepsilon_\alpha)\varphi_{\alpha r}$ контактує одна пара зубців $N_z = 1$ з усередненою жорсткістю зачеплення c_z , а при повороті на кут $(\varepsilon_\alpha - 1)\varphi_{\alpha r}$ навантаження сприймають дві пари зубців $N_z = 2$ з усередненою жорсткістю $2c_z$. Відповідно, період зміни у часі $T_c = \varphi_{\alpha r} / \omega$ функції $c_z(t)$ сумарної жорсткості представлено двома складовими $T_1 = (\varepsilon_\alpha - 1)T_c$ і $T_2 = (2 - \varepsilon_\alpha)T_c$.

Частота ω зміни зведеної жорсткості зачеплення (кутова частота зачеплення) “один сателіт – епіцикл” визначена за відомими співвідношеннями в залежності від чисел зубців z_s , z_r і кутової швидкості ω_s сонячної шестерні [5]

$$\omega_s z_s = \omega_p 2z_p; \quad \omega_H (z_s + z_p) = \omega_p z_p; \quad \omega = \omega_p n_p z_p = \omega_H (z_s + z_p) n_p, \quad (1)$$

де ω_H – кутова швидкість водила (рушійного колеса тролейбусу); n_p – число сателітів; індекси в позначеннях: “s” – сонячна шестерня (англ. *sun*); “p” – сателіт (*planeten*); “r” – епіцикл (*ring*).

Епіцикл у складі ПКР знаходиться у складному напруженому стані. Пружні коливання епіциклу спричиняють деформації поперечного вигину ободу, розтягування-стиснення, кручення), а також деформації зубців у процесі зачеплення. Припускається, що епіцикл за довжиною L має постійний кільцевий поперечний переріз товщиною δ , розміри якого малі у порівнянні з радіусом r серединної лінії ($\delta/r = 0,05 \div 0,1$).

За результатами порівняльного аналізу значень коефіцієнтів жорсткості ободу епіциклу при перерахованих вище деформаціях встановлено, що найменші значення відповідають жорсткості зубців ($c_z = 7 \cdot 10^8$ Н/м) та згинальній жорсткості c_u у площині уз поперечного перерізу ободу епіциклу. Потенціальну енергію деформацій визначають за формулою [10]

$$U_u = EI_{x1} \pi v_y^2 \sum_{i=1}^{\infty} (1-i^2)^2 / 2r^3,$$

де E – модуль пружності 1-го роду матеріалу епіциклу; $I_{x1} = L\delta^3/12$ – осьовий момент інерції площі повздовжнього перерізу ободу епіциклу відносно повздовжньої осі x_1 ; i – номер форми коливань; v_y – переміщення уздовж осі y точки поперечного перерізу ободу.

У результаті подвійного диференціювання виразу потенціальної енергії за переміщенням v_y , знайдено вирази для згинальної жорсткості епіциклу за напрямком осі y та відповідної частоти коливань [10]

$$c_u = \frac{\partial^2 U_u}{\partial v_y^2} = \frac{EI_{x1} \pi}{r^3} \sum_{i=1}^{\infty} (1-i^2)^2; \quad f_u = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{EI_{x1} i^2 (1-i^2)^2}{\rho F r^4 (1+i^2)}}.$$

При $i=1$ маємо $f_u=0$, тобто обод рухається як абсолютно тверде тіло, форма і розміри поперечного перерізу якого не змінюються. При $i=2$ має місце основна форма згинальних коливань ободу.

Враховуючи деформації ободу у площині поперечного перерізу та зубців у зачепленні, застосовано розрахункову модель епіциклу у вигляді підвіски, що імітує зубчасті з'єднання та ділянки ободу між зубчастими вінцями муфт плаваючої підвіски епіциклу. Така часткова дискретизація пружної системи епіциклу з підвіскою дозволяє відобразити її характерну особливість – циклічність у коловому напрямі. Зведений коефіцієнт жорсткості епіциклу у коловому напрямку має вигляд

$$1/c_i = 1/c_u + 1/c_{iz},$$

де c_i – зведена жорсткість багатопарного зачеплення (індекс i відповідає парності зачеплення); c_{iz} – жорсткість зубців; c_u – жорсткість ділянок між зубчастими вінцями підвіски епіциклу.

Визначено зведену жорсткість епіциклу при однопарному зачепленні $c_1 = \frac{n_p c_u c_z \cos^2 \alpha_w}{n_p c_z \cos^2 \alpha_w + c_u}$ та двопарному $c_2 = \frac{2n_p c_u c_z \cos^2 \alpha_w}{2n_p c_z \cos^2 \alpha_w + c_u}$ (позначено α_w – кут зачеплення).

Періодичні пульсації функції жорсткості зубчастої передачі характеризуються коефіцієнтом (глибиною) пульсації параметру $\mu = c_A/c_0$, мінімізація якого сприяє звуженню області нестійкості параметричних коливань. Для епіциклу ПКР моделі 118.77 фірми *Raba* визначено значення коефіцієнта глибини пульсації на рівні $\mu_1 = 0,18$.

На практиці відхилення колового кроку відрізняється для кожного зубця, тому функція кінематичної похибки зачеплення, що залежить від ступеня точності виготовлення коліс і задає додаткове відносне переміщення профілів зубців, змінюється із роторної частотою. При контакті профілів зубців поза розрахункової точки має місце точковий удар, нормальна складова швидкості рівномірно зменшується до нуля у момент повернення точки контакту зубців на лінію зачеплення. Пов'язані з точністю виготовлення зазори у зубчастому зачепленні епіциклу з сателітами призводять до того, що жорсткість зачеплення змінюється пульсаційно від нуля (за наявності зазору) до максимальної розрахункової величини. У цьому випадку коефіцієнт пульсації буде дорівнювати 1, оскільки значення середньої і амплітудної жорсткості збігаються, тобто

$$c_0 = c_2/2; \quad c_A = c_2/2. \quad \mu_2 = c_A/c_0 = 1.$$

У косозубій передачі зубці входять у зачеплення не відразу усією шириною, а поступово, що забезпечує більшу плавність зачеплення, значне зниження динамічних навантажень, вібрацій і акустичних шумів при роботі. Коефіцієнт перекриття перевищує відповідне значення для прямозубих коліс, наприклад, для ПКР агрегатних мостів типу *AVE 130* фірми *ZF* ($\varepsilon_\alpha = 3,03$), а коефіцієнт пульсації жорсткості становить $\mu_3 = c_A/c_0 = 0,09$.

Прийнявши функцію жорсткості зачеплення у вигляді $c_2(t) = c_0 \pm c_A$ ступінчастого синуса з періодом $T_c = T_1 + T_2$, модель параметричних коливань епіциклу представлено для кожного з доданків періоду у вигляді диференціальних рівнянь зі сталими коефіцієнтами. Після зведення до виду рівнянь Матьє та інтегрування за ділянками методом припасовування отримано діаграму Айнса-Стретта (див. рисунок) у координатах $a = 4k_0^2/\omega^2$; $b = \mu a/2$ (k_0 – узагальнена частота вільних крутних коливань епіциклу, як твердого тіла).

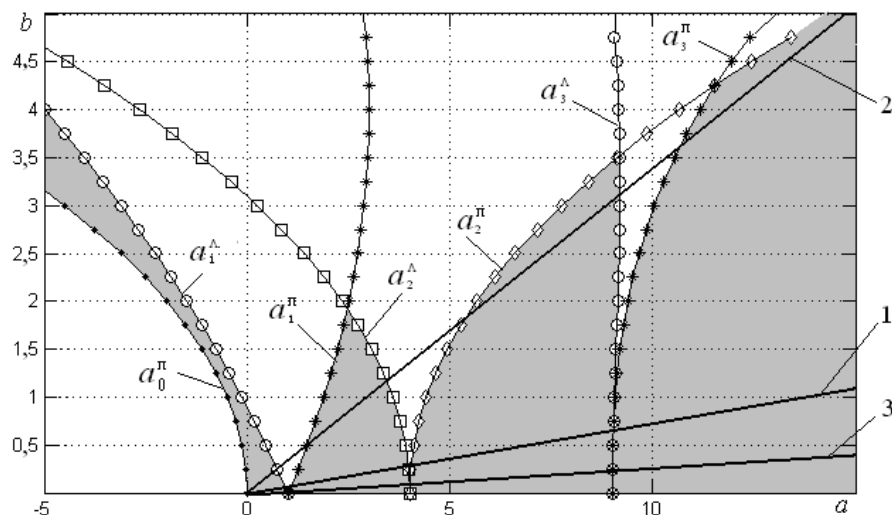


Рис.1. Діаграма Айнса-Стретта стійкості параметричних коливань (затінено області нестійких коливань): 1 – при $\mu = 0,18$ (зачеплення прямозубе без зазорів); 2 – $\mu = 1$ (за наявності зазорів у зачепленні); 3 – $\mu = 0,09$ (зачеплення косозубе)

Похилі прямі характеризують параметричні коливання епіциклу для певного значення μ глибини пульсації жорсткості відповідно до рівняння $b = \mu a/2$. Параметричним

резонансам відповідають точки граничних кривих з координатами $a=(1; 4; 9; \dots)$. При $a=1$ маємо умову прояву основного параметричного резонансу у вигляді $k_0 = 0,5\omega$.

Швидкість руху тролейбуса залежить від кутової швидкості водила ω_H і з урахуванням виразів (1) визначається за формулою

$$V_T = \frac{\omega R}{(z_s + z_p)n_p},$$

де R – радіус рушійного колеса.

Встановлено критичні значення швидкості тролейбуса, км/год, в інтервалах значень $[19,2\dots19,3]$ і $[11,02\dots11,03]$ для перших двох параметричних резонансів.

Висновки

1. Порівняльний аналіз зон нестійкості параметричних коливань епіциклу свідчить про меншу ймовірність прояву резонансів для точних косозубих планетарних передач (див. рисунок, пряма 3) та відповідне збільшення – за наявності зазорів у зачепленні (пряма 2).

2. Інтервал критичних значень швидкості тролейбуса при перших двох параметричних резонансах не перевищує 0,1 км/год.

Література

1. Lin, J. *Structured vibration characteristics of planetary gears with unequally spaced planets* / J. Lin, G. Parker // Journal of Sound and Vibration. – 233 (5), 2000, P. 921 – 928.
2. Parker, R. G. *Vibration modes of planetary gears with unequally spaced planets and elastic ring gear* / R. G. Parker, Wu Xionghua // Journal of Sound and Vibration, – 329. – 2010, P. 2265 – 2275.
3. Parker R.G. *Non-linear dynamic response of a spur gear pair: modelling and experimental comparisons* / R.G. Parker, S.M. Vijayakar, T. Imajo // Journal of Sound and Vibration. 2000. V. 273, Iss. 3. P. 435 – 455. doi.org/10.1006/jsvi.2000.3067.
4. Яглінський В.П. Вплив параметричних коливань на втомну міцність епіциклу колісного редуктора / В.П. Яглінський, С.С. Гутыря, А.М. Чанчин, В.М. Жеглова // Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. пр. Проблеми механічного приводу. №25 (1247), 2017. – С. 169 – 175. <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/31880>.
5. Victor Yaglinskiy, Sergiy Gutyrya, Andriy Chanchin. *Parametrical Fluctuations of Epicycle in Wheel Gearboxes* / British Journal of Applied Science & Technology. – № 15(2). – 2016. – P. 1 – 7. DOI:10.9734/BJAST/2016/24685. <http://sciencedomain.org/abstract/13730>
6. Калинин Д.В. *Моделирование нелинейных колебаний цилиндрических зубчатых передач авиационных приводов* / Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета, Том 14, № 3, Ч.1, 2015. – С. 183 – 192.
7. Дорофеев В.Л. *Экспериментальное и теоретическое исследование бифуркаций вибраций в авиационных трансмиссиях* / В.Л. Дорофеев, В.В. Голованов, С.Г. Гукасян, Д.В. Дорофеев, В.Г. Сторчак // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета, Том 14, № 3, Ч.1, 2015. – С. 193–202
8. Kahraman A. *A deformable body dynamic analysis of planetary gears with thin rims* / A. Kahraman, A.A. Kharazi, M.A. Umrani // Journal of Sound and Vibration, 2003, 262, pp. 752 – 768.
9. Kahraman A., Vijayakar S. *Effect of internal gear flexibility on the quasi-static behavior of a planetary gear set*. Transaction of ASME, Journal of Mechanical Design, 2001, 123, pp. 408 – 415.
10. Тимошенко С.П. *Колебания в инженерном деле* / С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер // – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.

УДК 004.942:623.565:623.451.2

ЗАГАЛЬНИЙ КУТ РОЗЛЬОТУ ТА ШВИДКІСТЬ РУХУ ОСКОЛКОВОЇ МАСИ ОСЬОВОГО ОСКОЛКОВОГО ПОЛЯ 30ММ ВИБУХОВОГО ПРИСТРОЮ

Д.О.Сук¹, Ю.М.Сидоренко¹, В.В. Яковенко²

1 - Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського, м. Київ

2 - Академія сухопутних військ ім. Гетьмана Петра Сагайдачного, м. Львів

Кожного дня у світі відбуваються різноманітні терористичні акти за допомогою різних вибухових пристроїв (ВП). Найбільш небезпечним для здоров'я людини є вибух ВП з формуванням осколкового поля. Самі осколки можуть утворюватися як із-за розриву корпусу ВП, так і за допомогою різних готових уражаючих елементів.

Під час проведення вибухотехнічної експертизи, спеціаліст повинен мати відповіді на велику кількість запитань, зокрема оцінити рівень безпеки осколкового поля ВП. В наш час існує багато методів експертної оцінки ВП, але всі вони діляться на дві групи: математичні та експериментальні. Нажаль вартість проведення експериментів з ВП досить висока та пов'язана з високим ризиком для життя експерта, тому найчастіше використовуються математичне комп'ютерне моделювання.

В даній роботі представлено результати математичної оцінки, формування небезпечної зони осколкового ураження 30мм вибухового пристрою різного конструктивного виконання (рис. 1).

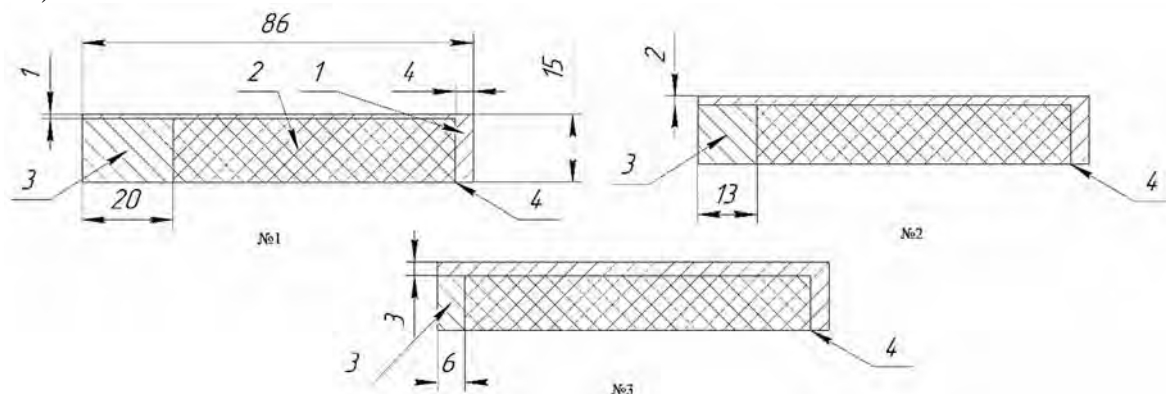


Рис. 1. Розрахункові схеми конструкт 30-мм ВП, що створює осьове осколкове поле:

- 1 – корпус, 2 – заряд вибухової речовини, 3 – осколкові диски,
4 – місце ініціації детонації заряду вибухової речовини

Зміна геометричних розмірів ВП, а саме товщини стінки циліндричної частини несучого корпусу ВП, діаметру основи та довжини твірної циліндричного заряду вибухової речовини (ВР) та переднього осколкового диску природного дроблення, проводилася за умови, що загальна маса ВП та його зовнішній аеродинамічний контур були фіксовані.

Всі представлені на рис. 1 конструкції мають циліндричний корпус 1 товщиною стінки 3, 2, 1 мм із закритим дном товщиною 4 мм. Діаметр його зовнішньої поверхні становить 30 мм. В середині корпусу 1 розміщується заряд вибухової речовини 2 вибухова суміш Н-6 (RDX-40% (гексоген), TNT-30% (тринітротолуол), Al-20%, Wax-10% (пластифікатор) густиною $\rho = 1760 \text{ кг/м}^3$, швидкістю детонації $D = 7470 \text{ м/с}$, тиском на фронті детонаційної хвилі $P_{CJ} = 29 \text{ ГПа}$.

В місці контакту торцевої поверхні заряду ВР та внутрішньої поверхні дна корпусу на їх осі симетрії знаходиться точка ініціації детонації 4. В контакті з протилежним торцем

заряду ВР знаходиться осколковий диск природного дроблення. Схема №1 (рис.1), з умовною назвою 1-20 мм означає, що в контакті із зарядом знаходиться диск товщиною 20 мм, а товщина корпусу ВП 1 мм.

Аналогічно і для інших схем: схема №2, 2-13 мм, диск 13 мм, корпус – 2 мм, схема №3, 3-6 мм, диск – 6 мм, корпус – 3 мм.

Основні масо-габаритні характеристики розрахункових схем ВП наведені в таблиці 1.

Таблиця 1.

Основні масо-габаритні характеристики розрахункових схем ВП

№	Позначення схеми	Товщина стінки корпусу, мм	Маса корпусу, г	Маса заряду ВР, г	Товщина осколкового диску, мм	Маса осколкового диску, г	Загальна маса ВП, г
1	3-6	3	185	65	6	33	283,7
2	2-13	2	135	77	13	72	283,4
3	1-20	1	80	89	20	110	279,9

Для таких ВП встановлювалася величина осьової швидкості руху (V_z) та меридіонального кута розльоту (φ) осколків що формуються в результаті метання переднього осколкового блоку природного дроблення.

Для розв'язання поставленої задачі використовувався метод математичного скінченно-елементного моделювання за допомогою комп'ютерної програми "ANSYS/LS-DYNA" [1-2] у континуальній постановці [3].

В математичній моделі задачі розширення продуктів детонації (ПД) заряду ВР описувалось за допомогою рівняння стану у формі Джонса-Уілкінса-Лі (JWL) [4]. Поведінка повітря з початковим значенням густини $\rho_0 = 1,26 \text{ кг/м}^3$ описувалося рівняння стану у формі лінійного поліному [5].

Для матеріалу корпусу металевий блок та осколкових дисків була обрана сталь 20, що має такі параметри: $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$, $E = 210 \text{ ГПа}$, $\mu = 0,33$, $\sigma_T = 288 \text{ МПа}$, $E_T = 1 \text{ ГПа}$.

Значення осьової швидкості руху центра мас осколкового диску визначалася як поведінка зміни V_z в вузлах скінченно-елементної сітки, що

знаходиться на осі симетрії по середині товщини осколкового диску. Значення кута φ розраховувалося методом, який описаний у роботі [6].

Підсумковий розподіл значень швидкості руху для різних конструкційних схем ВП представлено на рис. 2.

За результатами проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. При зменшенні маси осколкового диска з 110 до 72г (перехід від схеми №3 до №2) значення меридіонального кута розльоту φ його маси практично не змінюється та становить 46...47 град. Подальше зменшення маси до 33г призводить до суттєвого падіння значення кута розльоту φ - до 39 град.

2. Зменшення маси осколкового диска при переході від схеми №3 до схеми №1 супроводжується лінійним зростанням маси заряду ВР – 12г, на кожен перехід: від схеми №3

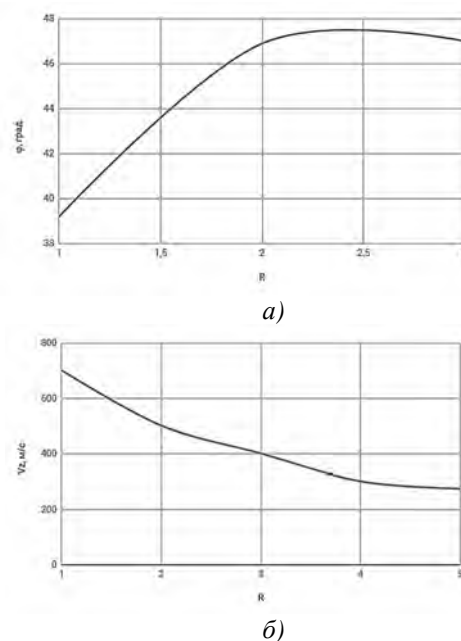


Рис. 2. Підсумковий розподіл значень осьової швидкості руху маси осколкових дисків

до схеми №2 та схеми №2 до схеми №1. Це супроводжується нелінійним зростанням осової швидкості руху центра мас осколкового диску (за законом параболи).

Список використаних джерел

1. LS-DYNA 971. Keyword user's manual. Livermore software technology corporation (LSTC), 2007. – Volume 1. – 2206p.
2. John O. Hallquist. LS-DYNA. Theory manual. Livermore Software Technology Corporation. March 2006. – 680p.
3. Сидоренко Ю.М. К вопросу о влиянии разрушения корпуса осколочно-фугасного снаряда на процесс формирования осколочного поля // Артиллерийское стрелковое вооружение. – 2009. – №2. – С.24-30.
4. Физика взрыва / С.Г. Андреев, Ю.А. Бабкин, Ф.А. Баум и др. / Под ред. Орленко Л.П. – Изд. 3-е, перераб. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2002. –Т.1. – 832 с.
5. Сидоренко Ю.М. Влияние типа контакта между продуктами детонации и металлическим диском на величину его меридионального угла разлета // Наука и образование: научное издание МГТУ им. НЭ Баумана. – 2013. - №8.
6. Сидоренко Ю.М. Особенности определения параметров зоны поражения осколочно-пучкового боеприпаса // Артиллерийское стрелковое вооружение. – 2007. – №7. – С.38-45.

УДК 621.791.052:539.49

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАННИЙ СТАН РОЗТЯГНУТОЇ ПЛАСТИНИ ПІСЛЯ УДАРНОЇ ОБРОБКИ

Рудка¹ І.Д., Сидоренко¹ Ю.М., Пащин² М.О.

1 – Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського, м. Київ

2 – Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона НАН України, м. Київ

Зварювання є одним з основних технологічних процесів в машино-, суднобудуванні та будівництві. На сьогодні зварюють матеріали товщиною від декілька мікрон (в мікроелектроніці) до сотень метрів (суднобудування). Зварювання – з'єднання твердих тіл місцевим сплавленням або спільним пластичним деформуванням поверхонь, що прилягають. Воно ґрунтується на використанні міжатомних сил зчеплення.

Під впливом внутрішніх залишкових напружень з'являються деформації деталей, зокрема, згин, скручування, повздожне укорочення та інші. Таким чином, дані напруження мають негативний вплив як на міцність з'єднань, так і міцність конструкції в цілому [1, 2]. Серед основних причин виникнення залишкових напружень і деформацій є нерівномірне нагрівання матеріалу, що зварюється, ливарна усадка металу шва зі зміною його об'єму в зоні термічного впливу.

В даній роботі представлені результати математичних досліджень, метою яких було визначення напружено-деформованого стану попередньо розтягнутої пластини після ударної обробки (рис. 1).

Ударне навантаження на пластину виготовленої з алюмінієвого сплаву АМгб, здійснювалося за допомогою мідного

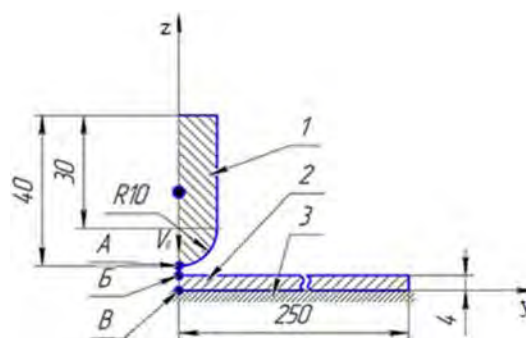


Рис. 1. Розрахункова схема процесу динамічного навантаження пластини, що динамічно обробляється: 1 – індентор; 2 – пластинка; 3 – абсолютно жорстка опора, А – точка на зовнішній поверхні індентора, В – точка на зовнішній поверхні пластини, В – точка на тильній поверхні пластини

індентора, що рухався зі швидкістю $V_0 = 5$ м/с та $V_0 = 10$ м/с. Попередній розтяг пластини, за допомогою якого здійснюється спроба змоделювати початкові напруження у зварному шві, здійснювався за допомогою зусилля, що створює в ній початковий рівень напружень розтягу у напрямках x та y : $\sigma_0 = 50$ та 150 МПа (рис. 1).

Розрахунок проводився за допомогою програмного комплексу Ansys Workbench [3].

В математичній постановці поведінка матеріалів пластини та електрода-індентора під дією зовнішнього імпульсного навантаження описувався за допомогою ідеальної пружно-пластичної реологічної моделі матеріалу. Для даної моделі значення динамічної границі текучості матеріалу Y приймалося рівним значенню границі текучості σ_T . Відповідні величини параметрів даної моделі в роботі були прийняті такими:

Пластина – АМг6: густина $\rho=2640$ кг/м³; модуль пружності першого роду $E=71$ ГПа; коефіцієнт Пуассона $\mu=0,34$; границя текучості $\sigma_T=150$ МПа;

Електрод-індентор – Мідь М1: густина $\rho=8940$ кг/м³; модуль пружності першого роду $E=128$ ГПа; коефіцієнт Пуассона $\mu=0,35$; границя текучості $\sigma_T=300$ МПа [4].

Розрахункові величини глибини вдавлювання індентора в пластину та величини ефективних пластичних деформацій ε_{eff}^p середині пластини представлені в таблиці 1.

Таблиця 1.

Глибина вдавлювання індентора в пластину та величина ефективних пластичних деформацій середині пластини

Початкове напруження розтягу пластини, МПа	Швидкість руху індентора					
	5 м/с			10 м/с		
	Глибина вдавлювання Δu , мм	Максимальне значення ε_{eff}^p в т.Б при $V_0 = 5$ м/с	Максимальне значення ε_{eff}^p в т.Б при $V_0 = 5$ м/с	Глибина вдавлювання Δu , мм	Максимальне значення ε_{eff}^p в т.Б при $V_0 = 10$ м/с	Максимальне значення ε_{eff}^p в т.Б при $V_0 = 10$ м/с
0	0,28	0,145	0,04	0,55	0,198	0,137
50	0,31	0,132	0,043	0,59	0,190	0,145
150	0,33	0,08	0,075	0,61	0,149	0,178

З табл. 1 видно, що при збільшенні величини початкового розтягу пластини σ_0 від 0 [4] до 150 МПа призводить до збільшення глибини вдавлювання в неї індентора на 18 та 11% при його швидкості руху 5 та 10 м/с відповідно. З іншої сторони, зростання значення σ_0 призводить до зменшення значення ефективних пластичних деформацій на поверхні пластини в точці контакту з індентором на 45 та 25% при швидкості руху індентора 5 та 10 м/с відповідно

На тильній поверхні пластини в т.Б (рис. 1) спостерігається збільшення ε_{eff}^p на понад 30%.

На рис. 2, 3 представлено зміну значень компоненти нормального напруження спрямованого вздовж лінії удару (σ_z) в точці контакту та на тильній стороні пластини за різних значень початкового напруження розтягу пластини σ_0 та швидкостях руху індентора.

Як можемо побачити, що не залежно від швидкості руху індентора при відсутності початкового напруження розтягу пластини, величина σ_z стабілізується вже на 50 мкс, а при його наявності – стабілізація відбувається на 150 мкс процесу зіткнення тіл.

Також з рис.2а та рис.3а видно, що максимальне значення компоненти напружень σ_z на лицьовій поверхні пластини становить майже 500 МПа та не залежить від швидкості індентора (5 чи 10 м/с). На тильній стороні пластини зростання швидкості індентора призводить до зростання величини σ_z з майже 250 МПа до 350 МПа.

Крім того, зростання швидкості ударника призводить до того, що на формування значення σ_z практично перестає впливати попередній до зіткнення тіл розтяг пластини σ_0 . Хоча момент формування максимального значення σ_z для попередньо розтягнутої пластини настає через 50...60 мкс пізніше ніж у попередньо ненапруженої пластини.

Також такий висновок можна зробити й для моменту стабілізації значень нормальних

напружень σ_z , який відбувається для моделі без заданого початкового напруження розтягу при 50 мкс, а коли в пластині існує початкове напруження розтягу 50 або 150 МПа – 120 мкс. Причому такий результат не залежить від швидкості руху індентора і значення нормального напруження σ_z знаходяться у нульовій лінії в точці зіткнення (т.Б, рис.2а, 3а) і відхиляються від неї до 50МПа на тильній стороні пластини по лінії зіткнення (т.В, рис.2б, 3б).

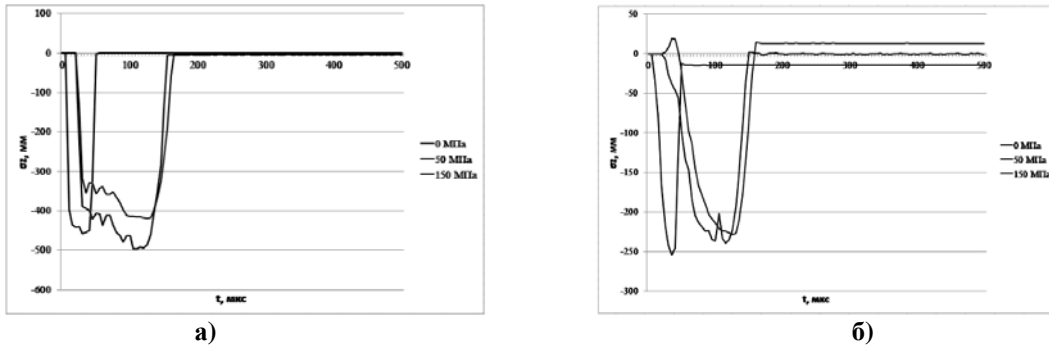


Рис. 2. Розподіл значень нормальних напружень σ_z в т.Б (а) та т.В поверхні пластини (б) при швидкості індентора $V_0 = 5$ м/с

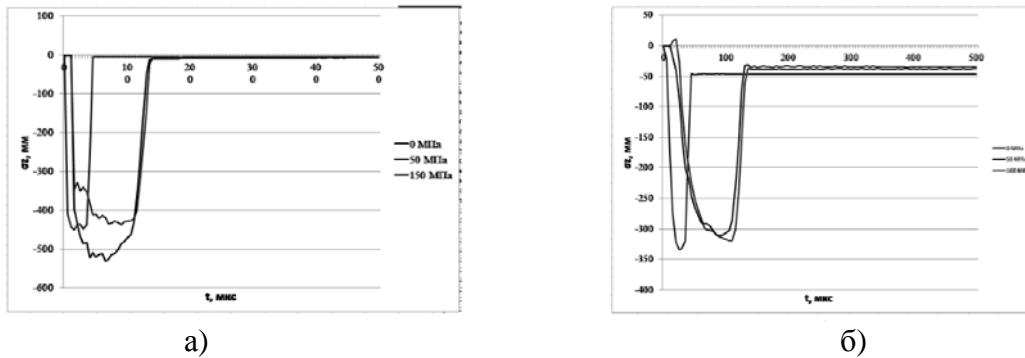


Рис. 3. Розподіл значень нормальних напружень σ_z в т.Б (а) та т.В поверхні пластини (б) при швидкості індентора $V_0 = 10$ м/с

Для повноти оцінки напруженого стану пластини на рис. 4, рис.5 представлений відповідний підсумковий розрахунковий розподіл компонент залишкових нормальних напружень за різних значень швидкості зіткнення з індентором по її поперечному перерізу.

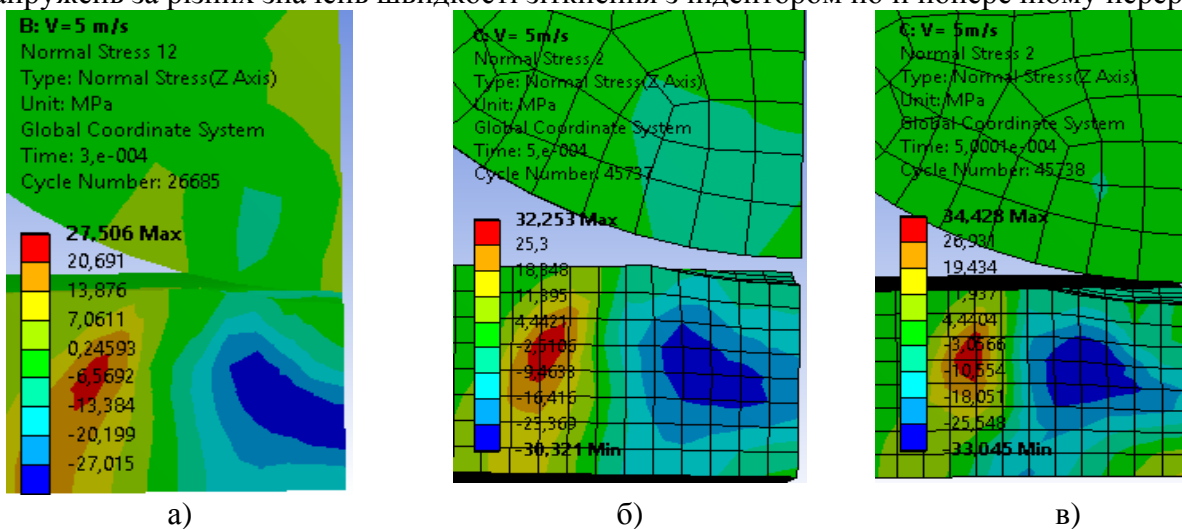


Рис. 4. Підсумковий розрахунковий розподіл компонент залишкових нормальних напружень σ_z при $V_0 = 5$ м/с за різних значень початкового напруження розтягу пластини: а) 0 МПа, б) 50 МПа, в) 150 МПа

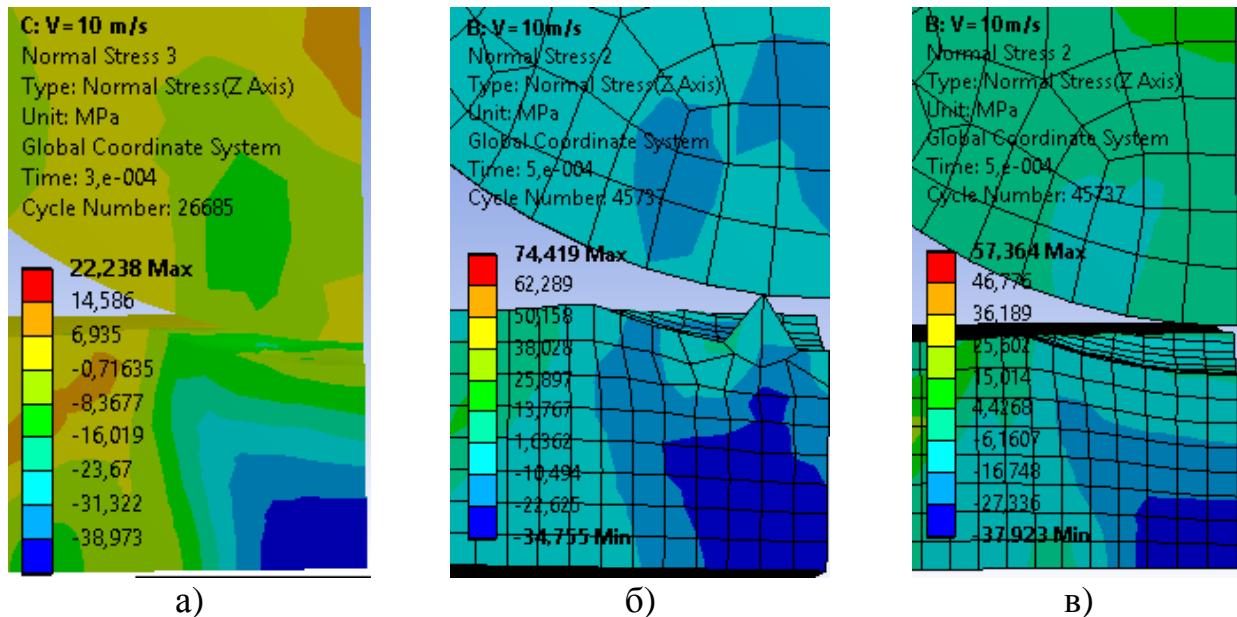


Рис. 5. Підсумковий розрахунковий розподіл компонент залишкових нормальних напружень σ_z при $V_0 = 10$ м/с за різних значень початкового напруження розтягу пластини: а) 0 МПа, б) 50 МПа, в) 150 МПа

Рис. 4 та рис. 5 показують, що не залежно від початкового напруження розтягу у пластині і швидкості руху в неї ударника напруження по лінії удару змінюються на напруження стиску.

За результатами проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. При збільшенні величини початкового напруження спостерігається тенденція збільшення глиби вдавлювання пластини до 20%.
2. Якщо ефективні пластичні деформації в точці контакту ударника і пластини за різних значень початкових напружень розтягу пластини і швидкостях руху індентора зменшуються (від 9 до 15%), то на тильній стороні пластини вони навпаки збільшуються (від 8 до 50%).
3. Ударна взаємодія індентора, що рухається зі швидкістю 10м/с, з попередньо розтягнутою пластиною до величини $\sigma_0 = 150$ МПа призводить до формування в ній по лінії удару зони зі стискаючими компонентами напруження σ_z , але їх абсолютні значення на 40% менше ніж у ситуації зіткнення індентора з попередньо ненапруженою пластиною.

Список використаних джерел

1. Masubuchi K. Analysis of Welded structures. – Pergamon Press, 1980. – 642p.
2. Lobanov L.M., Pashchin N.A., Sydorenko Y.M... Effect of the electrodynamic treatment on the life of AMg6 aluminum alloy weld joints // Strength of Materials. – 2017. – Vol.49. Issue 2. – PP. 234-238.
3. www.ansys.com
4. Lobanov L.M., Pashchyn M.O., Mykhodui O.L., Sydorenko Y.M. Effect of the Indenting Electrode Impact on the Stress-Strain State of an AMg6 Alloy on Electrodynamic Treatment // Strength of Materials. – 2017. – Vol.49. Issue 3. – PP.369-380.