

УДК 539.4

**М. Бобир, докт. техн. наук; А. Бабенко, докт. техн. наук;
Я. Лавренко; О. Халімон, канд. техн. наук**

НТУ України «Київський політехнічний інститут»

ВИЗНАЧЕННЯ РЕСУРСУ РОТОРІВ ЛАБОРАТОРНИХ ЦЕНТРИФУГ

Резюме. Використання методики, яка базується на явищі виникнення й накопичення пошкоджуваності та її врахування у системі визначальних рівнянь дає можливість суттєво підвищити достовірність розрахунку та прогнозування граничного стану й ресурсних характеристик відповідальних елементів при малоциклової втомі з урахуванням особливостей експлуатаційних режимів. При цьому з динамічних розрахунків, які виконані за допомогою МСЕ, у програмному пакеті Ansys були визначені 3 рівні напружень, які виникають у небезпечних точках чашок лабораторних центрифуг. На першому етапі досліджень були проведені випробування циліндричних зразків алюмінієвого сплаву В95 на малоцикловою втому при пилоподібному циклі навантаження. На другому етапі – випробування при постійному рівні навантаження до руйнування. Третій етап випробувань – це дослідження зразків при програмному навантаженні. В результаті проведених експериментальних досліджень було отримано залежності довговічності від параметрів навантаження для алюмінієвого сплаву В95.

Ключові слова: динаміка, лабораторна центрифуга, ротор, ресурс, пошкоджуваність.

М. Bobyr, A. Babenko, Ia. Lavrenko, O. Khalimon

DETERMINATION OF THE ROTOR LAB CENTRIFUGE LIFETIME

Summary. There is a number of requirements for the lab centrifuges advance, one of which is to provide the necessary durability, secondly, the guaranteed lifetime should be ensured by fail-safety and safety. These requirements are satisfied by the elements of data, structures must not fail during the guaranteed period of operation and safety is guaranteed by the presence of emergency shell. A structural element, which is the danger of destruction, is a cup.

To ensure reliable designs manufacturers of the lab centrifuges produce a protective centrifuges shell with a rather large margin of safety, which leads to weight gain as an emergency shell and the total weight of the centrifuge.

Decrease of weight of the centrifuge can be achieved by reducing the weight of emergency shell, but it requires improving the accuracy of the mechanism lifetime prediction.

At present there is no general method of lifetime prediction of responsible and highly-loaded structural elements of different branches of industry. Current methods are based on two concepts: safety without makrodefects and regulated rupture.

The operational lifetime is 70÷90% the total resource of (including crack grows life) and infancy macrocrack is accompanied by degradation of mechanical properties of structural materials and the appearance of three-dimensional dispersed damage. Using a methodology, which is based on the phenomenon of the occurrence and accumulation of damage and is taking into account the system of constitutive equations, makes it possible to increase significantly the accuracy of the calculation and prediction of the limit performance and resource responsible element in low cycle fatigue in view of features operating conditions.

In this case, the dynamic calculations are performed by FEM, the software package ANSYS, identified three levels of stresses (470 MPa, 490 MPa, 500 MPa), which arise in dangerous points of cups lab centrifuge.

In the first phase of research cylindrical specimens of aluminum alloy 7075 on low cycle with saw tooth cycle fatigue loading (loading 5 sec and unloading 5sec) were tested. In the second phase they were tested at constant load to fracture. The third phase of testing – the study at program load (load 5sec, holding at constant load 120 sec and unloading 5 sec).

As a result of experimental research the dependence of the durability of the load parameters for aluminum alloy 7075 were obtained.

Key words: dynamics, laboratory centrifuge, rotor, life time, damage

Вступ. До високооберткових елементів конструкцій різного призначення висувається ряд вимог, головна з яких полягає у забезпеченні необхідної довговічності,

друга те, що за гарантований термін роботи повинна бути забезпечена безаварійність та безпечність. Ці вимоги повинні бути обґрунтовані тим, що відповідальні елементи даних конструкцій не повинні руйнуватися протягом гарантованого терміну роботи, а безпечність гарантується наявністю захисної оболонки.

В роботі розглянуто основні проблеми із забезпечення надійної роботи високооберткових елементів конструкцій на прикладі лабораторних центрифуг.

Центрифуги великих швидкостей (до 15000 об./хв.) часто розробляють як універсальні пристрої з широким діапазоном різних роторів. Центрифуги використовують для розділу сумішей різної питомої ваги. Великі ротори з масами до 20 кг використовують, наприклад, в лабораторіях, банках крові та плазми.

Для забезпечення надійності конструкцій виробники лабораторних центрифуг виготовляють захисну оболонку центрифуги з досить великим запасом міцності, що призводить до збільшення ваги як протиаварійної оболонки, так і загальної ваги центрифуги.

Актуальність. Зменшення ваги центрифуги можна досягти за рахунок зменшення ваги протиаварійної оболонки, але це вимагає підвищення точності прогнозування терміну експлуатації конструкцій у цілому.

На сьогодні не існує загального методу надійного прогнозування ресурсу експлуатації відповідальних та високонавантажених елементів конструкцій різних галузей машинобудування як на стадії зародження макротріщини, так і на стадії живучості. Сучасні експериментально-теоретичні методи прогнозування базуються на основі двох концепцій: безпечної роботи без макродефектів та регламентованого руйнування [1].

Сучасні високоефективні засоби діагностики експлуатаційного навантаження дозволяють експлуатацію відповідальних елементів конструкцій без макродефектів.

Прогнозування стадії зародження макротріщини, яка складає приблизно 70÷90% загального ресурсу (з урахуванням живучості) в матеріалі залежно від термосилових параметрів, на сьогодні є однією з найважливіших і перспективних напрямків у механіці твердого деформівного тіла.

Мета. Конкретизація параметрів пошкоджуваності та їх урахування в системі визначальних рівнянь дає можливість суттєво підвищити достовірність розрахунку напружено-деформованого стану (НДС), прогнозування граничних станів та ресурсних характеристик відповідальних елементів конструкцій з урахуванням особливостей експлуатаційних режимів [2].

Працездатність конструкції може бути визначена як експериментальним, так і розрахунковим шляхом. Натурні випробування із запуском та зупинкою роботи центрифуги потребують значних затрат часу та мають високу вартість. Тому для прогнозування ресурсу конструкції в роботі проведено моделювання НДС центрифуги при різних видах навантажень та комплекс експериментальних досліджень.

Як було зазначено, одним із конструктивних елементів сучасних центрифуг є ротор у вигляді хрестовини (рис. 1), до якого кріпляться чотири чашки, в які, у свою чергу, вкладаються у форми для різної кількості мензурок.

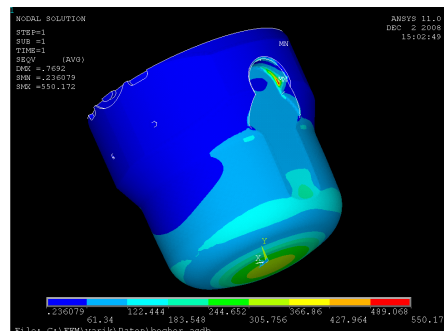


Рисунок 1. Ротор та чашка
(Thermo Scientific Electron)

Figure 1. Rotor and cup

Рисунок 2. Розподіл напружень у чашці

Figure 2. Stress distribution in a cup

Одним з найбільш навантажених конструктивних елементів центрифуги є чашка, яка обертається. Під час роботи в таких роторах існує можливість дисбалансу системи, що створює небезпеку руйнування. Конструктивним елементом, руйнування якого являє небезпеку, є чашка, яка кріпиться на цапфах і змінює своє положення при розгоні і гальмуванні. В процесі експлуатації було виявлено, що руйнування чашок відбувається у місці контакту з цапфами, а також шляхом відривання дна чашки.

Чашка виготовляється шляхом штамповки, від технології якої залежить структура деталі та її механічні властивості. Для прогнозування ресурсу конструктивних елементів необхідно визначити механічні властивості матеріалу, з якого виготовлений конструктивний елемент та їх НДС.

Для проведення експериментальних досліджень зразків алюмінієвого сплаву В95 необхідно визначити рівні напружень, які мають місце в конструктивному елементі під час експлуатації. Задача визначення НДС розв'язувалася числовими методами [3]. За допомогою програмного пакета ANSYS (рис. 2), були виконані динамічні розрахунки та визначені три рівня напружень (470 МПа, 490 МПа та 500 МПа), які виникають у небезпечних точках чашок лабораторних центрифуг.

Серед багатьох застосувань поняття пошкоджуваності в області руйнування досить важливою є проблема взаємодії втоми та повзучості, яку необхідно розглядати як одну з феноменологічних моделей, що дозволяє розраховувати ресурс експлуатації різних елементів конструкцій при експлуатаційних навантаженнях.

На сьогодні, при одночасній дії кількох механізмів накопичення пошкоджень при записі функцій пошкоджуваності, використовується принцип суперпозиції. В той же час не враховується їх взаємодія. В роботі досліджено взаємний вплив малоциклової втоми та повзучості, що відповідає основним параметрам експлуатаційного навантаження центрифуги.

Теоретичні дослідження. Базуючись на континуальній механіці пошкоджуваності та термодинаміці незворотних процесів, розглянуто кінетичне рівняння пошкодження для повзучості [4]

$$\dot{D} = \frac{Y}{S} \dot{\epsilon}_i^{(p)} H(\epsilon_i^{(p)} - \epsilon_{iD}^{(p)}), \quad (1)$$

$$Y = \rho \frac{\partial \psi}{\partial D} = - \frac{\sigma_{eq}^2 R_v}{2E(1-D)^2}, \quad (2)$$

де Y – швидкість вивільнення пружної енергії деформації; S – параметр матеріалу; $\epsilon_i^{(p)}$ – інтенсивність пластичної деформації; $\epsilon_{iD}^{(p)}$ – гранична величина інтенсивності пластичної деформації, до якої не відбувається пошкоджуваності; H – функція Хевісайда; E – модуль пружності; σ_{eq} – еквівалентне напруження; R_v – функція складного напруженого стану.

Запишемо вираз для швидкості інтенсивності пластичної деформації з урахуванням закону Нортона для пластичності

$$\dot{\epsilon}_i^{(p)} = \frac{\dot{\lambda}}{1-D} = \left[\frac{\sigma_{eq}}{K_v(1-D)} \right]^n, \quad (3)$$

де K_v та n – параметри матеріалу; $\dot{\lambda}$ – множник пластичності.

Використовуючи рівняння (1) та (2), в результаті отримуємо

$$\dot{D} = \frac{\sigma_{eq}^{n+2} R_v}{2ESK_v^n (1-D)^{n+2}} H\left(\varepsilon_i^{(p)} - \varepsilon_{iD}^{(p)}\right). \quad (4)$$

Для одновісного розтягу отримане рівняння перетворюється в рівняння Качанова

$$\dot{D} = \left[\frac{\sigma}{A(1-D)} \right]^{n+2} H\left(\varepsilon_i^{(p)} - \varepsilon_{iD}^{(p)}\right), \quad (5)$$

де $A = \left(2ESK_v^n\right)^{\frac{1}{n+2}}$.

Для умов усталеної повзучості швидкість накопиченої незворотної деформації визначається за законом Нортона (в якому границя текучості та зміцнення не враховуються, але враховується зв'язок з пошкоджуваністю).

Запишемо узагальнений кінетичний закон пошкоджуваності для одновісного розтягу [5]

$$\dot{D} = \frac{\sigma^2}{2E(1-D)^2} \left| \dot{\varepsilon}^{(p)} \right|, \text{ якщо } \varepsilon^{(p)} > \varepsilon_{iD}^{(p)}. \quad (6)$$

Для умов знакопостійної циклічної повзучості кількість циклів до руйнування складається з двох частин: кількості циклів N_0 для досягнення $\varepsilon_{iD}^{(p)}$ (до початку зародження мікротріщин) та кількості циклів N_D , протягом яких відбувається процес пошкоджуваності (до зародження макротріщини):

$$N_R = N_0 + N_D. \quad (7)$$

Кількість N_0 циклів розраховується з класичних рівнянь стану пружно-пластичності без зв'язку з пошкоджуваністю, так як протягом цього періоду $D = 0$.

Розглянемо пульсуючий цикл м'якого режиму навантаження $\sigma_{\min} = 0$ (рис. 3).

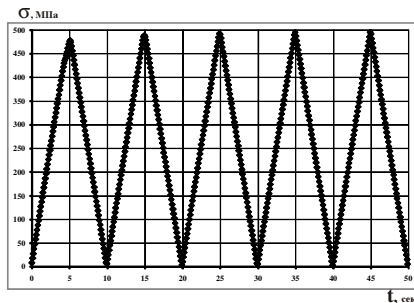


Рисунок 3. Циклічне навантаження (м'який режим)

Figure 3. Cyclic load (stress control)

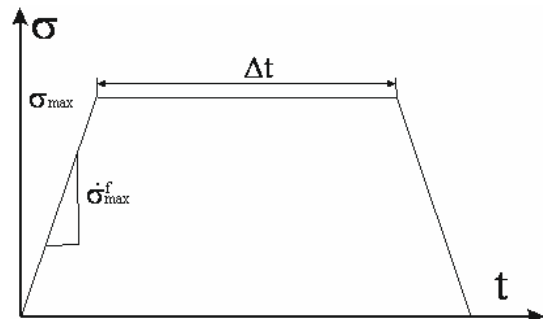


Рисунок 4. Схема навантаження при циклічній повзучості

Figure 4. Loading scheme at cyclic creep

Кількість циклів до руйнування при граничному значенні пошкоджуваності $D = D_R$ буде визначено у вигляді

$$D_R = \frac{K_p^2}{2ES} \left(\Delta\varepsilon^{(p)} \right)^{(M+2)/M} \left(N_R - \frac{\varepsilon_{iD}^{(p)}}{\Delta\varepsilon^{(p)}} \right), \quad (8)$$

$$N_R = \frac{\varepsilon_{iD}^{(p)}}{\Delta\varepsilon^{(p)}} + \frac{2ESD_R}{K_p^2} \left(\Delta\varepsilon^{(p)} \right)^{-(M+2)/M}, \quad (9)$$

де $\Delta\varepsilon^{(p)}$ – ширина петлі пластичної деформації; K_p , M – постійні матеріалу.

Повертаючись до накопичення пошкоджуваності D , отримуємо

$$D = D_R \frac{N - N_0}{N_R - N_0}, \text{ де } N_0 = \frac{\varepsilon_{iD}^{(p)}}{\Delta \varepsilon^{(p)}}. \quad (10)$$

Для навантаження, що періодично повторюється (рис. 4) приріст пошкоджуваності за цикл $\frac{\delta D}{\delta N} = \int_1^{\text{цикл}} \dot{D} dt$ (приймається, що D постійна в циклі при обчисленні інтегралу) задається інтегралом, в який входить швидкість зміни напружень при навантаженні та розвантаженні ($|\dot{\sigma}_{eq}| = \dot{\sigma}_{eq}^f$) і вона приймається рівною

$$dD = \left[\frac{\sigma_{eq}^2(t) R_v}{2ES(1-D)^2} \right]^s \left[\frac{\sigma_{eq}(t)}{K_v(1-D)} \right]^n dt, \text{ де } dt = \frac{d\sigma_{eq}}{\dot{\sigma}_{eq}^f}, \quad (11)$$

$$\frac{\delta D}{\delta N} = \left[\frac{R_v}{2ES(1-D)^2} \right]^s \left[\frac{1}{K_v(1-D)} \right]^n \left[2 \int_0^{\sigma_{eq \max}} \sigma_{eq}^{2s+n} \frac{d\sigma_{eq}}{\dot{\sigma}_{eq}^f} + \int_0^{\Delta t} \sigma_{eq \max}^{2s+n} dt \right]. \quad (12)$$

Інтегрування вдруге за кількістю циклів дає умову руйнування [5]

$$\int_0^{D_R} (1-D)^{2s+n} \delta D = \left[\frac{R_v}{2ES} \right]^s \left[\frac{1}{K_v} \right]^n \left[\frac{2}{2s+n+1} \frac{\sigma_{eq \max}^{2s+n+1}}{\dot{\sigma}_{eq}^f} + \sigma_{eq \max}^{2s+n} \Delta t \right] (N_R - N_0), \quad (13)$$

$$N_0 \approx \frac{\varepsilon_{iD}}{\Delta t} \left(\frac{K_v}{\sigma_{eq \max}} \right)^n, \quad \varepsilon_{iD} = \varepsilon_D^{(p)} \left(\frac{2\sigma_B}{\sigma_{eq \max}} \right)^m, \quad (14)$$

$$N_R = N_0 + \frac{1 - (1 - D_R)^{2s+n+1}}{2b+n+1} \frac{(2ES)^s (K_v)^n}{\sigma_{eq \max}^{2s+n} R_v^s} \left[\frac{2}{2s+n+1} \frac{\sigma_{eq \max}}{\dot{\sigma}_{eq}^f} + \Delta t \right]^{-1}. \quad (15)$$

У квадратних дужках перший доданок відповідає пошкоджуваності при малоцикловій втомі, а другий – при повзучості.

Параметри моделі визначались для алюмінієвого сплаву за методикою, яка описана в роботі [5], отримано значення наведені у таблиці 1.

Таблиця 1

Параметри моделі				
$E, \text{ МПа}$	$S, \text{ МПа}$	$K_v, \text{ МПа} \cdot \text{ час}^{1/N}$	n	$A, \text{ МПа} \cdot \text{ час}^{1/(n+2)}$
70175	1,53	646	14,7	621,2

Нелінійний закон взаємодії втомі і повзучості отримано у вигляді [6]

$$\frac{N_R - N_0}{N_{RF} - N_{DF}} + \frac{t_R - t_D}{t_{RC} - t_{DC}} = 1, \quad (16)$$

- N_{RF} – кількість циклів до руйнування при чистій втомі (час витримки дорівнює нулю $\Delta t = 0$)

$$N_{RF} = N_{DF} + \frac{\left[1 - (1 - D_R)^{2s+n+1} \right] (2ES)^s (K_v)^n \dot{\sigma}_{eq}^f}{\sigma_{eq \max}^{2s+n+1} R_v^s}; \quad (17)$$

- t_{RC} – час до руйнування при чистій повзучості

$$t_{RC} = t_{DC} + \frac{1 - (1 - D_R)^{2s+n+1}}{2s+n+1} \frac{(2ES)^s (K_V)^n}{\sigma_{eq \max}^{2s+n+1} R_V^s}; \quad (18)$$

- t_{DC} – час до появи пошкоджуваності при повзучості

$$t_{DC} = \varepsilon_D^{(p)} \left(\frac{K_V}{\sigma_{eq}} \right)^n; \quad (19)$$

- N_R – кількість циклів до руйнування при циклічному навантаженні з витримкою;
- $t_R = N_R \Delta t$ – час при циклічній повзучості.

Експериментальні дослідження. Для випробувань використовувалась сервогидравлічна випробувальна установка типу MTS 810, за допомогою якої проводились три етапи досліджень. На першому етапі випробування циліндричних зразків проводились на малоциклову втому (рис. 3) при пилоподібному віддунульовому циклі навантаження (навантаження зразка до необхідного рівня напружень відбувалось за 5 секунд і розвантаження 5 секунд). На другому етапі – випробування в умовах ізотермічної повзучості до руйнування. Третій етап випробувань – це дослідження зразків при програмному навантаженні (навантаження зразка за 5 секунд, витримка при сталому навантаженні 120 секунд і розвантаження 5 секунд). На усіх етапах циклічного навантаження виконувалось вимірювання деградації модуля пружності. Методика вимірювання модуля пружності описана в роботі [7].

Побудова кривих втоми проводилась за стандартною методикою згідно з ГОСТом [8, 9]. На діаграмах наведено криві втоми зразків алюмінієвого сплаву В95 для ймовірності руйнування $P = 0,5; 0,10; 0,01$.

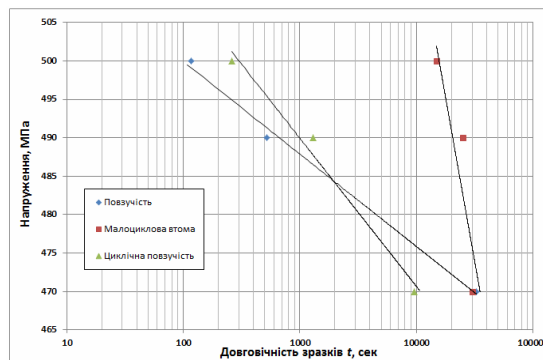


Рисунок 5. Вірогідність руйнування зразків 1%

Figure 5. Specimens failure probability 1%

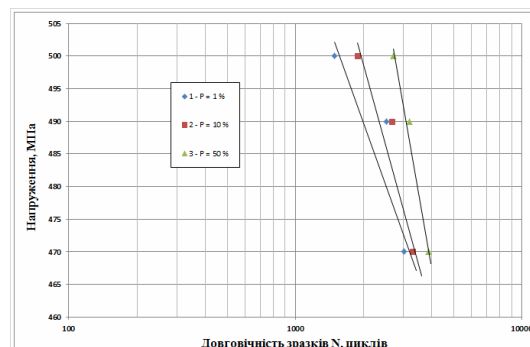
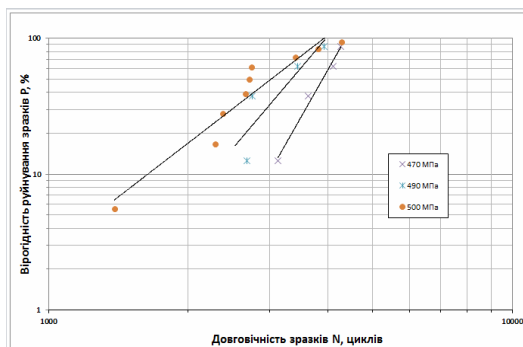


Рисунок 6. Залежність вірогідності руйнування від довговічності

Figure 6. Failure probability vs. life time

Рисунок 7. Криві втоми сплаву В95 при різних вірогідності руйнування

Figure 7. Fatigue curves of alloy 7075 with different failure probabilities

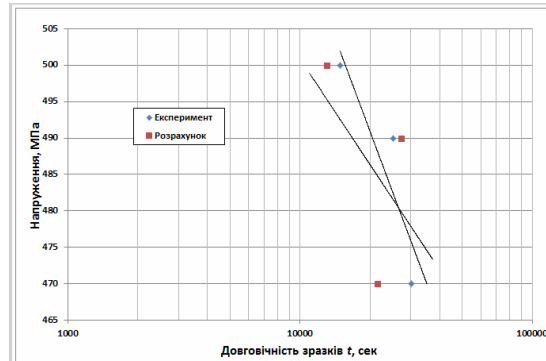


Рисунок 8. Порівняння експериментальної та розрахункової довговічності при малоцикловій втоми ($P = 0,01$)

Figure 8. Comparison of experimental and calculated lifetime at low cycle fatigue ($P = 0,01$)

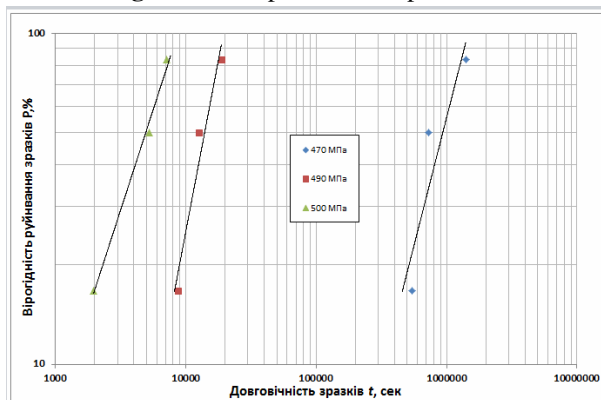


Рисунок 9. Залежність вірогідності руйнування від довговічності при повзучості

Figure 9. Failure probability vs. life time at creep

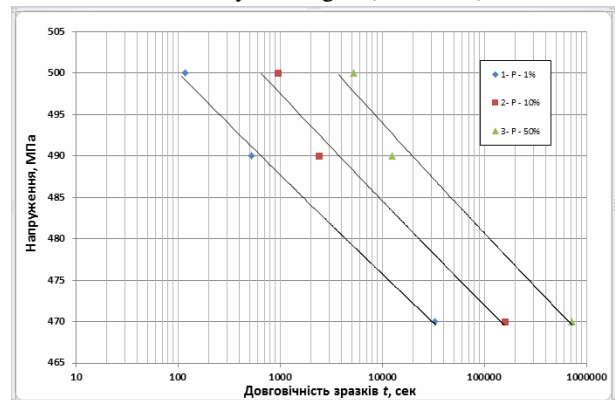


Рисунок 10. Залежність рівня напружень від довговічності при повзучості при різних рівнях вірогідності

Figure 10. Stress level vs. life time at creep at different levels of probability

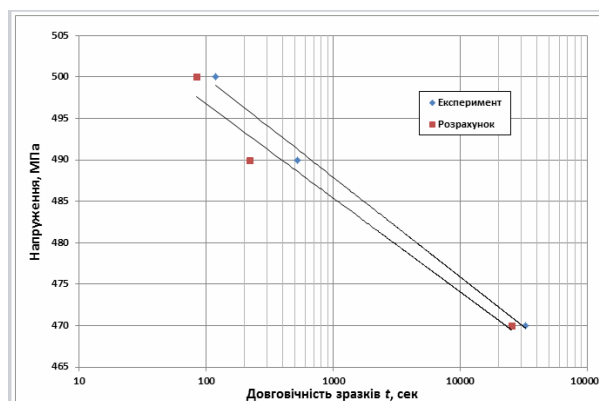


Рисунок 11. Порівняння експериментальної та розрахункової довговічності при повзучості ($P = 0,01$)

Figure 11. Comparison of experimental and calculated life time at creep ($P = 0,01$)

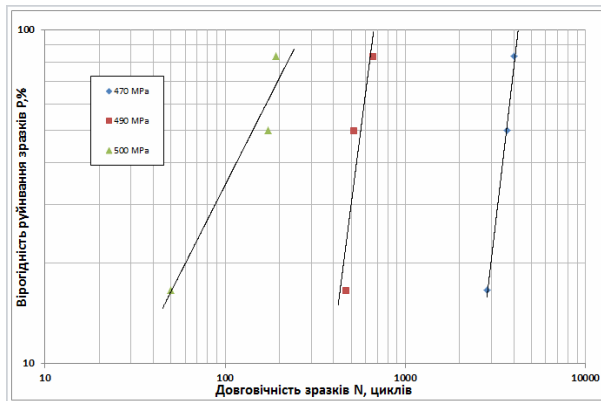


Рисунок 12. Залежність вірогідності руйнування від довговічності при циклічній повзучості
Figure 12. Failure probability vs. life time at cyclic creep

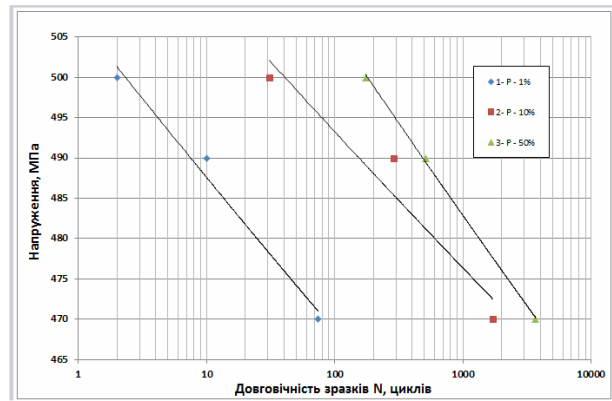


Рисунок 13. Криві втоми при різних рівнях вірогідності
Figure 13. Fatigue curves at different levels of probability

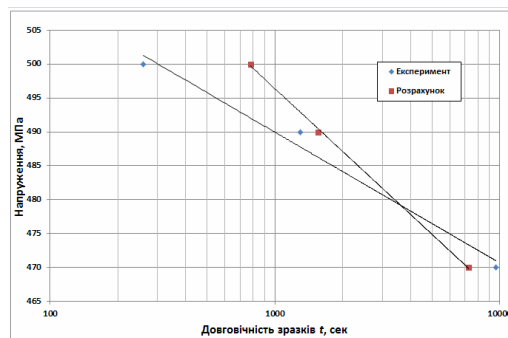


Рисунок 14. Порівняння експериментальної та розрахункової довговічності при циклічній повзучості ($P = 0,01$)

Figure 14. Comparison of experimental and calculated life time at cyclic creep ($P = 0,01$)

Висновки. Побудовано криві розподілу довговічності та криві втоми для алюмінієвого сплаву В95. На рис. 8, 11 та 14 представлено порівняння результатів експериментальних досліджень та теоретичних розрахунків. Наведені дані дають змогу зробити висновок про задовільну кореляцію експериментальних та теоретичних розрахунків. Підхід, запропонований Леметром, з урахування взаємодії пошкоджуваності при циклічній повзучості дає задовільний результат, але потребує подальших досліджень.

У подальшому необхідно провести дослідження впливу масштабного ефекту та концентрації напружень для переходу до прогнозування ресурсу експлуатації елементів конструкцій (наприкладі чашок лабораторних центрифуг).

Conclusions. As a result of experimental studies durability and fatigue distribution curves for aluminum alloy 7075 were built. Figure 8, 11 and 14 present the comparison of experimental results and theoretical calculations. These data allow to conclude that a satisfactory correlation of experimental and theoretical calculations. The approach proposed by Lemaitre counting of interaction damage under cyclic creep gives satisfactory results, but requires further research.

In the future, it is necessary to study the influence of the scale effect and stress concentration for the transition to predict lifetime of the structural elements (for example, cups of the lab centrifuges).

Список використаної літератури

1. J. Strackeljan, M. Bobyr, O. Khalimon. Bauteillebensdauer beim zyklischen Kriechen mit der Berücksichtigung von Schädigungsprozessen. // 10. Magdeburger Maschinenbau-Tage. 27 – 29. September 2011.
2. Штракельян Й. Прогнозирование долговечности элементов конструкций при циклической ползучести с учетом поврежденности [Текст] / Й. Штракельян, Н. Бобырь, А. Халимон // Вестник НТУУ «КПИ». Машиностроение. – №61. – 2011. – С. 66 – 75.
3. Бабенко, А. Визначення напружено-деформованого стану чашки лабораторної центрифуги під дією динамічного навантаження [Текст] / А. Бабенко, Я. Лавренко // Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал. Машинознавство. – Л.: – 2011. – №7 – 8. – С. 7 – 10.
4. Lemaitre, J., Desmorat R. Engineering Damage Mechanics, Springer, 2005, p. 380.
5. Lemaitre, J. A Course on Damage Mechanics, second ed., Springer, 1996, p. 228.
6. Dyson, B. F. Taplin D. M-. R. Creep damage accumulation. Grain Bound. Inst. Met. Spring Resident. Conf., Ser. 3. 5(1976), London. s.a., E/23-E/28.
7. Кінетика розсіяного руйнування металевих конструкційних матеріалів при пружно-пластичному деформуванні [Текст] / М.І. Бобир, А.П. Грабовський, О.В. Тимошенко, О.П. Халимон, О.М. Масло // Проблеми міцності. – 2007. – №3. – С. 23 – 34.
8. ГОСТ 28785-90 «Ультрацентрифуги та ротори препаративні. Загальні технічні вимоги та методи випробувань».
9. ГОСТ 25.502-79 «Методи механічних випробувань металів. Методи випробувань на втому».

Отримано 14.08.2013