

ОЦІНКА МІЦНОСТІ ЧАШКИ ЛАБОРАТОРНОЇ ЦЕНТРИФУГИ ТА ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНО ТЕХНОЛОГІЧНИХ ФАКТОРІВ

Babenko A., Lavrenko Ia.

The National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, Ukraine (lavrenko.iaroslav@gmail.com)

ESTIMATION OF A CENTRIFUGE ROTOR STRENGTH AND ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF CONSTRUCTIVE AND TECHNOLOGICAL PARAMETERS

В статті досліджена конструкційна міцність чашки центрифуги. Основними елементами дослідження являються напружено-деформований стан чашки, який визначається її конструктивними особливостями та вплив на міцність чашки технології її виготовлення. В статті приведені результати числового моделювання напружено-деформованого стану і результати мікро та макро структурного аналізу, які дозволили оцінити вплив технології виготовлення.

Ключові слова: руйнування, ротор центрифуги, напруження, концентрація напружень

1. Вступ

Майже всі конструктивні елементи сучасних машин та механізмів працюють при змінних навантаженнях, які викликають коливання. Коливання викликають появу циклічних напружень, які є причиною виникнення пошкоджень і руйнування в наслідок втоми особливо при виникненні резонансних або інших перехідних режимів. Крім того небезпечні напруження і границя втоми суттєво залежать від конструктивних і технологічних факторів [1].

Конструювання сучасних конструкцій та машин розвивається в напрямку збільшення потужності та великих швидкостей, одночасно зменшуючи вагу. В зв'язку з цим збільшуються динамічні навантаження, відповідно, і вплив вібрацій на механізми, машини та їх елементи.

Найбільш впливовими конструктивними факторами фактично є концентрація напружень і розміри деталі, які визначаються призначенням деталі. До технологічних факторів можна віднести структуру матеріалу, яка залежить від технології виготовлення [2, 3] деталі, та її хімічного складу.

2. Актуальність

Центрифуги великих швидкостей часто розробляються як універсальні пристрої з широким діапазоном різних роторів. Центрифуги використовуються для розділу сумішей різної питомої ваги. Великі ротори з масами до 20 кг для окремих центрифуг для банків крові та плазми, використовуються навіть 60 кг у лабораторіях. Взагалі, високошвидкісні центрифуги працюють при швидкостях до 15000 обертів на хвилину.

Рухомі елементи лабораторних центрифуг створюють потенційну небезпеку в разі їх руйнування під час експлуатації. При експлуатації подібних конструкцій до них висувуються вимоги, що за гарантований термін роботи повинна бути забезпечена безаварійність і безпечність. Ці вимоги забезпечується тим, що елементи конструкції, які обертаються, не повинні руйнуватись під час гарантованого строку служби і наявністю протиаварійної оболонки. Виробники центрифуг повинні експериментально підтверджувати, що протиаварійна оболонка центрифуги у випадку максимально можливої небезпечної аварії гарантує перебування всіх механічних компонентів та матеріалів зразків у центрифугі [4]. Тому існує необхідність дослідження міцності чашки і вивчення впливу технології її виготовлення.

В теперішній час існуючі методи не дозволяють визначити точно строк довговічності конструкції, тому існує необхідність використання протиаварійної оболонки, міцність яких та, відповідно, їх вага береться з великим запасом.

3. Мета роботи

Лабораторні центрифуги використовуються як в медичних, біомеханічних так і в хімічних лабораторіях. Головними задачами конструювання є забезпечення надійності, вмісткості та простоти у використанні. У зв'язку з різними умовами функціонування, промисловість підтримує широкий діапазон роторів і адаптерів для лабораторних центрифуг, що виготовляються Thermo Scientific Electron Corporation (Рис.1).

Найбільш напруженими частинами центрифуги є деталі, що працюють при змінних навантаженнях внаслідок обертання. Одним з найбільш навантажених конструктивних елементів, який працює при змінних навантаженнях, є чашка, яка обертається, міцність якої вивчається в роботі.



Рис. 1. Різноманітність конфігурацій роторів фірми Thermo Scientific Electron Corporation

Для того, щоб прогнозувати строк служби конструктивних елементів, необхідно більш точно визначити їх напружено-деформований стан та механічні властивості матеріалу конструкції.

В даній роботі конструктивним елементом є чашка, яка монтується на ротор лабораторної центрифуги, рис.1. Процес експлуатації показав, що руйнування чашок відбувається в місці монтажу самої чашки до ротору (рис.2), а також на великих обертах відривається дно чашки. Характер руйнування показаний на рис.2.

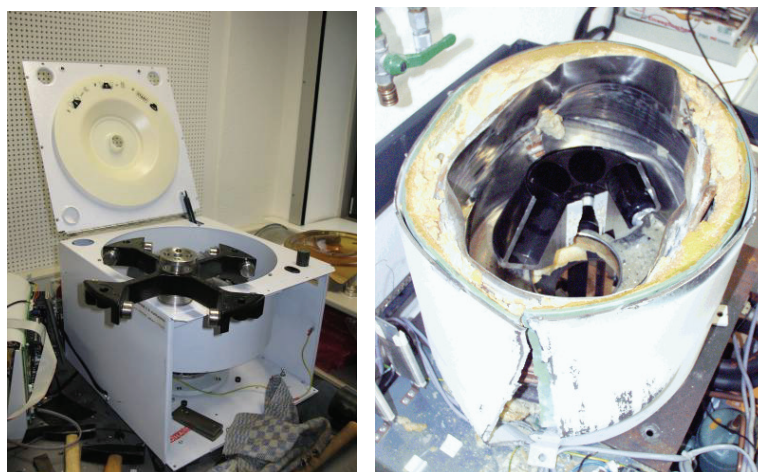


Рис. 2. Зображення центрифуги до та після руйнування

4. Аналіз відмов

4.1 Хімічний аналіз

Робота присвячена вивченню впливу технології на довговічність центрифуги. Найбільш напруженими частинами якої є деталі, що працюють при змінних навантаженнях внаслідок обертання.

Конструктивним елементом, руйнування якого являє небезпеку, є чашка. Чашка кріпиться на цапфах і змінює своє положення при розгоні і гальмуванні. Конструктивним елементом, руйнування якого являє небезпеку, є чашка. Чашка 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. Метою роботи є визначення впливу технологічних факторів на термін експлуатації центрифуги та її конструктивні елементи.

Міцність і довговічність чашки залежить від властивостей матеріалу на які впливає технологія виготовлення чашки.

Останніми роками в зарубіжній і вітчизняній практиці все більш широке застосування знаходять сплави Al-Zn-Mg-Cu. Типовий хімічний склад яких представлений у табл.1.

Таблиця 1

Дані хімічного складу матеріалу											
№	Сплав	Хімічний склад, %									
		Легуючі компоненти				Домішки					
		Al	Cu	Mg	Zn	Mn	Cr	Ti	Fe	Si	Other
1	7075	Basis	1,2-2,0	2,1-2,9	5,1-6,1	≤0,3	0,18-0,4	≤0,2	≤0,7	≤0,5	≤0,15
2	B95	Basis	1,4-2,0	1,8-2,8	5,0-7,0	0,2-0,6	0,1-0,25	-	≤0,5	≤0,5	≤0,15
3	(1)	Basis	1,62	2,6	6,0	0,01	0,23	0,06	0,15	0,06	-

(1) - матеріал, який досліджувався.

4.2 Макро та мікροструктура

Чашка виготовляється шляхом штамповки від технології якої залежить структура деталі і її механічні властивості.

В деяких випадках макроструктура визначається положенням роз'єму штампів і відповідно формою поковки. Для того, щоб визначити як впливає технологія штампування на напрям волокон заготовки, був проведений мікро- та макроаналіз зразків, що вирізались з заготовки. В залежності від способу навантаження до макроструктури і відповідно до технології штампування можуть бути поставлені відповідні вимоги. Наприклад, якщо деталь машини працює на зріз по лінії а-а, то волокно повинне бути перпендикулярне лінії зрізу. Положення лінії роз'єму II-II в даному випадку є незадовільним, і тому, нехтуючи деякими недоліками, пов'язаними з положенням роз'єму I-I, все ж таки слід вибрати цей останній варіант [1].

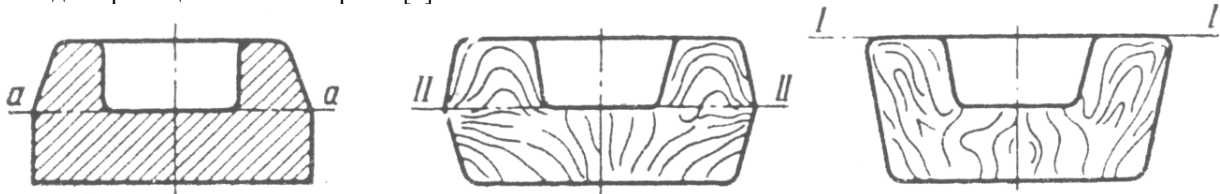


Рис. 3. Вибір положення роз'єму штампів по умові роботи деталі

Схема вирізки елементів заготовки для дослідження мікро- та макроструктури зразків, наведена на рис.4.

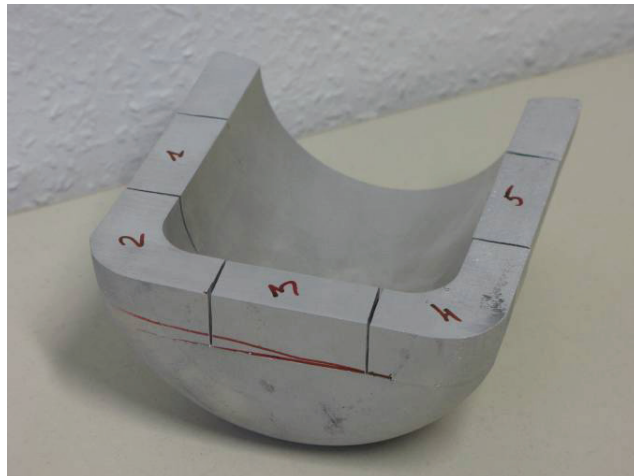


Рис. 4. Схема розрізання чашки на елементи для випробування механічних властивостей матеріалу і дослідження макро- і мікροструктури: 1, 3, 5 – зразки для випробування механічних властивостей; 2, 4 – зразки для дослідження мікро- та макроструктури

На шліфі (рис.5) видно напрям волокон. Отриманий зразок можна розділити на три характерні зони: 1, 2 і 3. У зоні 3 під пуансоном волокна мають первинний напрям і, отже, не дивлячись на те, що ця частина матеріалу піддавалася безпосередній дії пуансона, вона не деформувалася і не зміцнювалася.

У зоні 2 спостерігається максимальна деформація матеріалу [2, 3]. Остання зона 1 оточує зону 2 і займає простір між порожниною і стінками матриці. Деформації в цій зоні менше, ніж в зоні 2 і відповідно менше зміцнення.

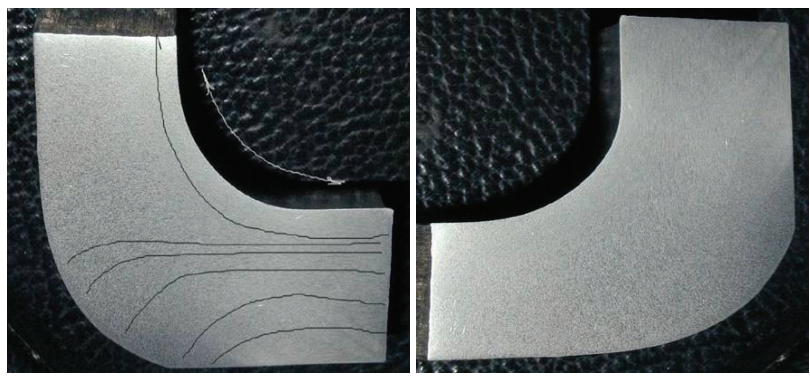


Рис. 5. Макроструктура зразків 2, 4

Номер зразка	Без травлення	З травленням
1		
2		
3		

Рис. 6. Мікроструктура зразків 1, 2, 3 (згідно Рис. 4)

4.3 Механічний аналіз

Механічні властивості зразків визначали шляхом їх розтягування із швидкістю 10 мм/хв. Випробування проводились згідно ГОСТ 1497-84. Характер деформації вивчали по точках діаграми згідно методиці [5], а характер руйнування – по макро- і мікробудові зламів.

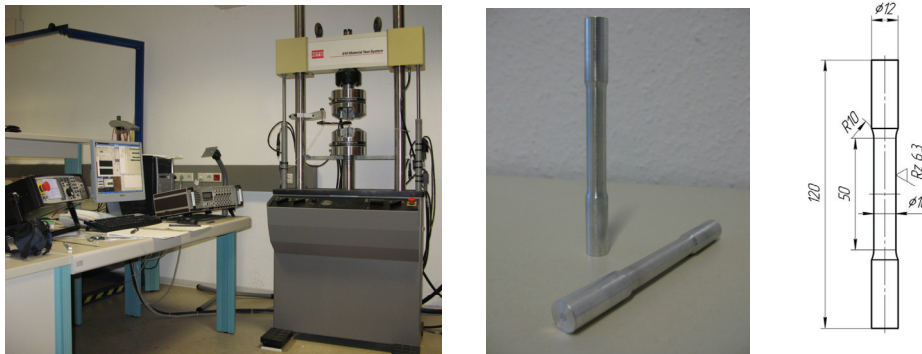


Рис. 7. Випробувальний стенд MTS 810 та зразки

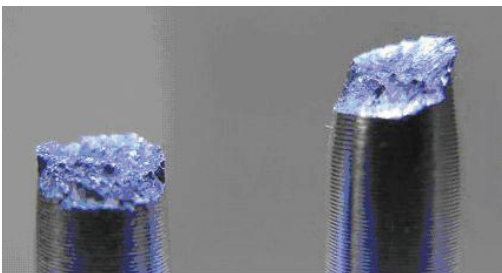


Рис. 8. Вид руйнування зразків із сплаву 7075

На фрактограммах, наведених на Рис. 8, показані злами зразків.

Дослідження поверхні шийки при розриві дозволило виявити послідовність процесу руйнування. В процесі розтягування у момент утворення шийки на поверхні зразка в цій зоні з'являються і швидко розвиваються мікротріщини, направлені до осі зразка під кутом 30...45°.

Надалі мікротріщини, зливаються в крупніші тріщини, сприяють появі явно виражених розвинених тріщин. Руйнування настає від швидкого розвитку обмеженого числа магістральних тріщин, що концентруються в площинах найбільших дотичних напружень, при незначному звуженні шийки і сам розрив має вид

зколу, направленою під кутом біля 45° до осі зразка.

Залежно від величини і кількості магістральних тріщин, що з'явилися по периметру шийки до моменту розриву, руйнування може відбутися переважно по одній площині або по гелікоїдальній поверхні, розташованій під кутом до осі зразка (див. Рис. 8).

Для прогнозування строку служби конструктивних елементів необхідно визначити механічні властивості матеріалу, з якого виготовлений конструктивний елемент та їх напружено-деформований стан.

Для визначення механічних властивостей матеріалу використовувалось експериментальне обладнання MTS 810 Material Test System, Отто-фон-Геріке Університет, Магдебург.

Результати експериментальних досліджень (Рис. 9) показали, що матеріал має невелику залишкову деформацію, тому для визначення напружень в зразку можна використовувати початкову площу.

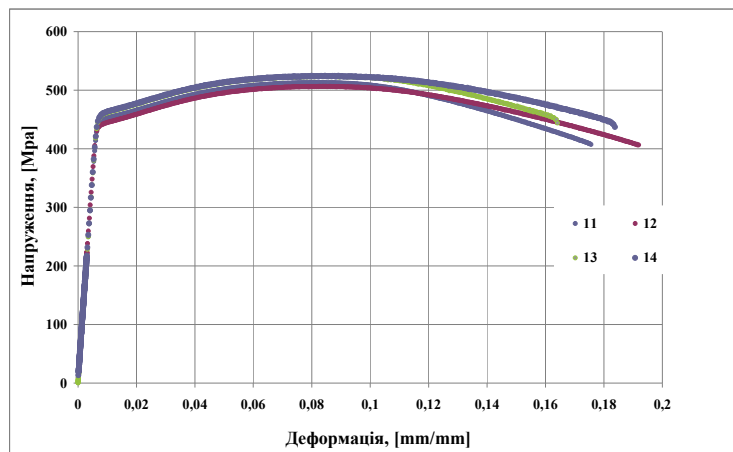


Рис. 9. Діаграма деформування для алюмінієвого сплаву 7075-T73

Таблиця 2

Механічні властивості зразків

№ зразок	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_{\max} , МПа	ϵ , %
1-1	447	513	17,6
1-2	436	506	19,2
1-3	453	524	16,4
1-4	455	524	18,4
3-1	447	517	11,7
5-2	461	533	13,8

5. Напружено - деформований стан

Задача визначення напружено-деформованого стану (НДС) вирішувалась числовими методами. Розрахунок напружено-деформованого стану проведений в межах спільної роботи НТУУ «КПІ» та Інституту механіки Отто-фон-Геріке Університету, Магдебург (Німеччина) за допомогою широко розповсюдженого програмного пакету Ansys [6, 7].

Максимальні напруження та деформації, що виникали в чашці під впливом маси чашки були розглянуті в першу чергу.

Таблиця 3

Данні необхідні для обрахунків

№	Площа дна чашки A , (мм ²)	Радіус центру ваги чашки R , (м)	Радіус центру ваги вантажу, (м)	Маса вантажу m , (кг)	Масачашки m , (кг)	Кількість обертів n , (хв ⁻¹)
1	4185,4	0,1357	0,192	0,8	0,82	4700

Так як максимальна маса вантажу може досягати 0,8 кг, вирахувано максимальний тиск 8,89 МПа, який діє на дно чашки та максимальну силу, яку створює вантаж під час обертання 37,2 кН.

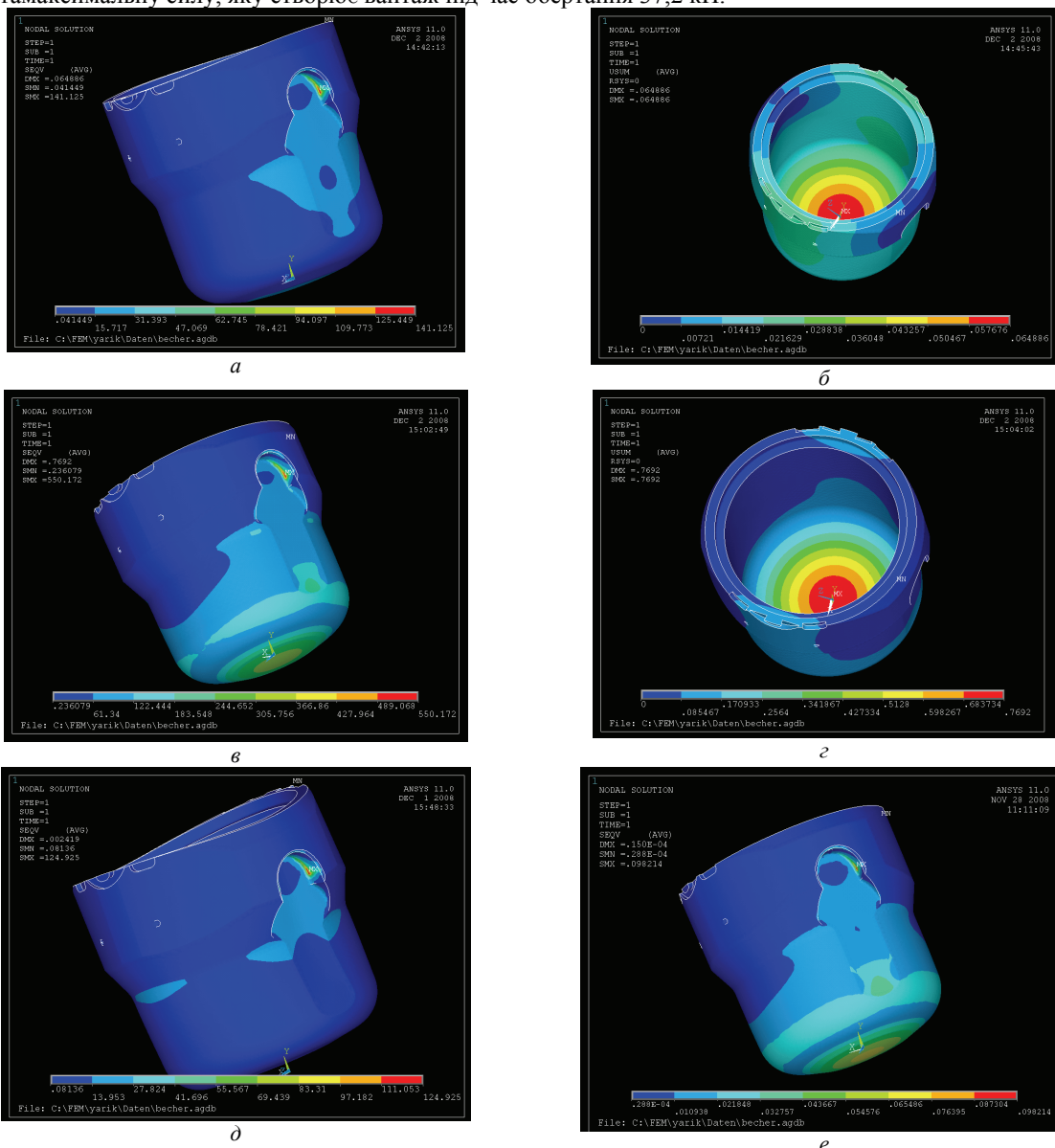


Рис. 10. Розподіл напружень $a, б, д$ та деформацій $б, з, е$ по конструкції чашки

Оскільки в реальних умовах маса у мензурках може бути різною, тому виникає розбалансування. Для наступного чисельного розрахунку приймали масу вантажу 25 кН, тоді тиск, який діє на дно чашки досягав 5,97 МПа.

Результати розрахунків за допомогою пакету Ansys наведені у табл.4 та на рис.10.

Таблиця 4

Результати обчислень			
№	Зусилля (Н)	Напруження (МПа)	Деформація (мм)
1	8,2	141,1	0,06
2	37211,3	550,2	0,77
3	25000	421,4	0,54

Для визначення впливу концентрації напружень використаний параметр, який називається теоретичним коефіцієнтом концентрації напружень. Він характеризує відношення найбільшого напруження біля концентратора та номінального значення, яке може бути розраховане по відношенню зусилля до площі перетину [8, 9, 10, 11]:

$$\alpha_{\sigma} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_N} \quad (1)$$

де σ_{\max} – максимальне напруження біля концентратора; σ_N – номінальне напруження. Коефіцієнт α_{σ} використовується для якісної оцінки концентрації напружень.

Для оцінки концентрації в умовах пружно-пластичного деформування, яке насправді має місце в зоні концентратора, використовують коефіцієнти концентрації інтенсивності напружень – K_{σ} та деформацій – K_{ε} . Врахування параметру пошкоджуваності дає змогу уточнювати значення коефіцієнтів K_{σ} ; K_{ε} , і таким чином більш достовірно оцінювати НДС даного конструктивного елемента.

Тоді загальні формули для розрахунку коефіцієнтів K_{σ} ; K_{ε} з урахуванням пошкоджуваності матеріалу, беручи до уваги [12, 13], матимуть вигляд:

Для $\bar{\sigma}_n \leq 1$:

$$K_{\varepsilon} = \alpha_{\sigma}^{\frac{2}{1+M}} \bar{\sigma}_n^{\frac{1-M}{1+M}} F^{\frac{1}{1+M}} = \frac{\alpha_{\sigma}^{\frac{2}{1+M}} \bar{\sigma}_n^{\frac{1-M}{1+M}}}{(\alpha_{\sigma} \bar{\sigma}_n)^{n(1-M)} \left[1 - \left(\bar{\sigma}_n - \frac{1}{\alpha_{\sigma}} \right) \right]^{\frac{1}{1+M}}}, \quad (2)$$

$$K_{\sigma} = \alpha_{\sigma}^{\frac{2M}{1+M}} F^{\frac{M}{1+M}} = \frac{\alpha_{\sigma}^{\frac{2M}{1+M}}}{\bar{\sigma}_n^{\frac{1-M}{1+M}} (\alpha_{\sigma} \bar{\sigma}_n)^{Mn(1-M)} \left[1 - \left(\bar{\sigma}_n - \frac{1}{\alpha_{\sigma}} \right) \right]^{\frac{1}{1+M}}}, \quad (3)$$

де α_{σ} – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень; $\bar{\sigma}_n$ – відносне номінальне напруження, яке розраховувалось згідно [14]: $\bar{\sigma} = \frac{\sigma}{\sigma_{\text{нц}}}$, σ – поточне напруження; $\sigma_{\text{нц}}$ – границя пропорційності матеріалу; n – параметр, що дорівнює 0,5 [12, 13]; M – параметр зміцнення матеріалу за ефективною діаграмою розтягу.

З діаграми отримали значення $M = 0,0672$. Оскільки за розрахунками $\sigma_N = 116,18$ МПа, то теоретичним коефіцієнтом концентрації напружень $\alpha_{\sigma} = 4,74$. Використовуючи формули (3) та (4), підраховуємо $K_{\sigma} = 3,926$ і $K_{\varepsilon} = 5,217$.

В подальшому результати розрахунків використовувались для визначення ресурсу роторів при різних режимах навантаження.

Було вираховано максимальне напруження в конструкції з врахуванням коефіцієнту концентрації інтенсивності напружень $K_{\sigma} = 3,926$: $\sigma_{\max} = \sigma_{\text{ном}} \cdot K_{\sigma} = 456,12$ МПа.

Одержані дані є вихідними для експериментального визначення границі втоми.

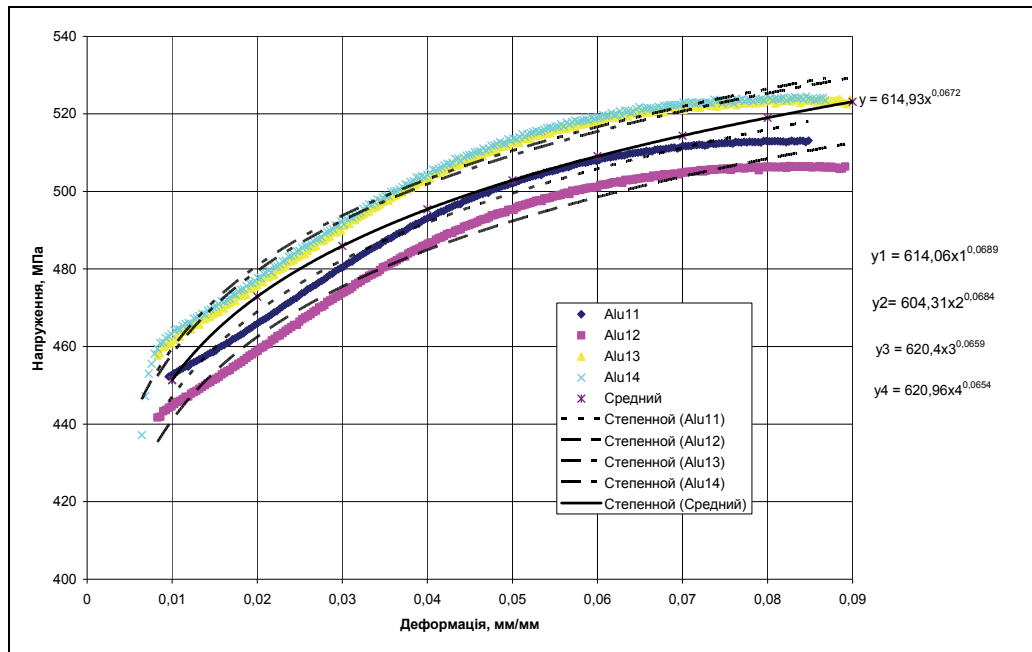


Рис. 11. Ефективна діаграма розтягу

6. Висновки

Дослідження показали, що однією з причин, яка сприяє руйнуванню у вигляді відриву дна стакану від обичайки є невдалий вибір технології виготовлення заготовки, в наслідок якої структура волокон, яка не співпадає з напрямом дії максимальних розтягувальних напружень. Напрям волокон та напрям головних розтягувальних напружень взаємно перпендикулярні. У всіх випадках моделювання НДС показало, що максимальні напруження мають місце в точці контакту цапфи ротора та чашок лабораторної центрифуги. Це призводить до руйнування чашки у місці контакту цапфи та стакану.

Аннотація. В статті досліджена конструкційна прочність чашки центрифуги. Основними елементами дослідження являються напружено-деформоване состояние чашки, которое определяется ее конструктивными особенностями и влияние на прочность чашки технологии ее изготовления. В статті приведены результаты численного моделирования напружено-деформованого состояния и результаты микро и макро структурного анализа позволившие оценить влияние технологии изготовления.

Ключевые слова: Разрушение, Ротор центрифуги, Напряжения, Концентрация напряжений

Abstract. The constructive strength of the centrifuge cup is investigated. The main parts of the study are the stress-strain state of the cup, which is determined by its design features and influence on the strength of its cups fabrication method. The results of numerical simulation of the stress-strain state and the results of micro-and macro-structural analysis were used to assess the effect of fabrication method.

Most constructive elements of modern machines and mechanisms operating at variable loading, which cause vibrations. Fluctuations cause occurrence of cyclic stress that is the reason of damage and destruction as a result of fatigue especially in the case of resonance or other transitional regimes. Also critical stresses and fatigue limit strongly depend on structural and technological factors.

Construction of modern tools and machines developed in the direction of increasing power and high speed while reducing weight. In connection with this increased dynamic loads, respectively, and the vibration influence on machines, tools and their parts.

The most influential structural factors actually are a stress concentration and component dimensions. To technological parameters include the structure of the material, which depends on its production.

High speed centrifuges are often designed as universal devices where one motor drives a wide range of different rotors. Centrifuges are used for the separation of mixtures of different densities.

Keywords: Failure, Centrifuge rotor, Stress, Stress concentration

1. *Охрименко Я.М.* Технология кузнечно-штамповочного производства. Учебник для вузов. Изд. 2-е, перераб. И доп. М., «Машиностроение», 1976. 560с. с ил.
2. *Унксов Е. П.* Современное состояние кузнечно-штамповочного производства, «Машгиз», 1961.
3. *Унксов Е. П.* Технічна теорія пластичності, 1961 (Butterworths, Лондон).
4. *Фішер Е., Штракельян Е.,* МКЕ-моделювання та дослідження стабільності систем швидкісних роторів. 7-а IFToMM-Конференція динаміки роторів, Відень, Австрія, Жовтень 2006.
5. *Павлов И.М., Шелест А.Е., Тарасевич Ю.Ф.* Исследование деформации разрывных образцов некоторых сплавов после термомеханической обработки. – В сб.: Пластическая деформация тугоплавких металлов и специальных сплавов. М.: Наука, 1970, с. 111-125.
6. *Лавренко Я. І.* До питання про визначення ресурсу конструктивних елементів при змінних навантаженнях. Вісник НТУУ «КПІ», Машинобудування. — К.: Изд-во КИТ, 2009 . — Вып. 56., с. 88-92.
7. *Столарткі Т., Наказоне Е., Ешімото С.* Технічний аналіз з програмним пакетом Ансис, 2006.
8. *Нейбер Г.* Концентрация напряжений. – М.-Л.: ОГИЗ Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1947. – 204 с., ил.
9. *Нейбер Г. і Ханн Г.* Колекція перекладу, Механіка, №4, 1967.
10. *Спротивление материалов/* Под ред. Акад. АН УССР Писаренко Г.С. – 5-е изд., перераб. И доп. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1986.– 775 с.
11. *Ширшов А.А.* Концентрация напряжений за пределами упругости – „Вестник машиностроения”, 2002. – №4.– с. 45-49.
12. *Махутов Н.А.* Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность.- М.: Машиностроение, 1981. – 272с., ил.
13. *Махутов Н. А. і Матвієнко Ю. Г.* Теорія Гріфїтса і розвиток критеріїв механіки руйнування, Матеріалознавство, Том 29, Номер 3, 1993, с. 316-319.
14. *Проблемы прочности, долговечности и надежности продукции машиностроения. Испытания при малоцикловом нагружении. Методические указания/* гл. ред. Акад. Фролов К.В. – М.: АН СССР, Институт машиноведения им. А.А. Благонравова, 1986.– 88 с.

REFERENCES

1. *Okhrimenko Ya. M.,* Technology of Forging and Stamping Production (in Russian), Mashinostroenie, Moscow, 1976.
2. *Unksov E. P.* Forging and Stamping Produc, Mashgiz, 1961.
3. *Unksov E. P.* An engineering theory of plasticity, 1961 (Butterworths, London).
4. *Fischer J., Strackeljan J.,* FEM-Simulation and stability analyses of high speed rotor system. 7th IFToMM-Conference on Rotor Dynamics, Vienna, Austria, September 2006.
5. *Pavlov I. M., Shelest A.E., Tarasevich Y.F.* The study of discontinuous deformation patterns of some alloys after thermomechanical processing. - In Sat: Plastic deformation of refractory metals and special alloys. Nauka, Moscow, 1970, p.111-125.
6. *Lavrenko I.* To a question of the lifetime prediction of constructive elements under action of vriable loading. Jornal of Mechanical Engineering of NTUU «KPI», 2009, no 56, p. 88-92.
7. *Stolarski T., Nakasone Y., Yoshimoto S.* Engineering Analysis with ANSYS Software, 2006.
8. *Neuber H.* Stress Concentration, Gostekhizdat, Moscow, 1947.
9. *Neuber H and Hann H.* Collection of Translations, Mechanics, no 4, 1967.
10. *Pisarenko G. S.* Strength of materials - 5th ed. Rev. And add. Kyiv: Highest sc. Head Press, 1986.
11. *Shirshov A. A.* The stress concentration at the elastic limit. Engineering News (in Russian), no 4, 2002, p. 45-49.
12. *Makhutov N. A.* Deformation criteria of fracture and calculation elements structure strength. Mashinostroenie Press, Moscow, 1981.
13. *Makhutov N. A. and Matvienko Yu. G.* Griffith theory and development of fracture mechanics criteria, Materials Science, Volume 29, Number 3, 1993, p. 316-319.
14. *Problems of strength, durability and reliability engineering. Tests at low-cycle loading. Methodological guidelines (in Russian),* Ch. Ed. Acad. Frolov KV - Moscow: USSR Academy of Sciences, Institute of Mechanical Engineering Blagonravov A.A., 1986.