

Міністерство науки і освіти України
Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут»
Механіко-машинобудівний інститут



ІННОВАЦІЇ МОЛОДІ – МАШИНОБУДУВАННЮ

s-conf.mmi.kpi.ua

МАТЕРІАЛИ

**ВСЕУКРАЇНСЬКОЇ НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ
МОЛОДИХ ВЧЕНИХ ТА СТУДЕНТІВ**

«ІННОВАЦІЇ МОЛОДІ – МАШИНОБУДУВАННЮ»

Секція «ДИНАМІКА І МІЦНІСТЬ МАШИН»

Київ
2016

Збірка матеріалів Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів «Інновації молоді – машинобудуванню», секція "Динаміка і міцність машин" / Укладач Сидоренко Ю.М. – К: НТУУ "КПІ", 2016. – 121с.

Укладач: Сидоренко Юрій Михайлович, к.т.н., доцент
кафедри динаміки і міцності машин та опору матеріалів НТУУ "КПІ"

За редакцією авторів

ББК 34.5
УДК 621

© Авторський колектив, 2016
© Жук О.Ю., Фролов В.К., логотип, 2016
© НТУУ "КПІ", 2016

УДК 616.724:612.76

Жирков В.І.¹, Паливода Р.С.², наук. кер. Кришук М.Г.¹, д.т.н., проф.¹ Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: krys@ukr.net² Національний медичний університет ім. О.О. Богомольця, м. Київ

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ БІОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ «НИЖНЯ ЩЕЛЕПА-ХРЯЩ-ЗВ'ЯЗКИ» СКРОНЕВО-НИЖНЬОЩЕЛЕПНОГО СУГЛОБУ ЛЮДИНИ

Вступ. Медицина є високотехнологічною галуззю, що використовує надбання наукових дисциплін та інтегрує їх з індивідуальним підходом при лікуванні хворих, маючи за мету покращення якості життя, забезпечення адекватної трудової діяльності та соціальної адаптації.

Дисфункціональні стани скронево-нижньощелепного суглобу є досить розповсюдженим явищем і займають третє місце після карієсу та захворювань пародонту.

Сучасні комп'ютерні технології дозволяють створювати моделі надзвичайної складності та забезпечити високу точність розрахунків та рівень деталізації. Комп'ютерне імітаційне моделювання в медицині, почало інтенсивно розвиватися наприкінці 80-х років 20-го століття, здебільшого, як метод наукових досліджень. Достатньо надійним, ефективним засобом для проведення біомеханічного аналізу біологічних об'єктів на сьогодні є метод скінченних елементів, що дозволяє обраховувати складні за геометрією, структурою та властивостями імітаційні моделі жувальної системи людини та її окремих елементів [1].

Мета роботи – визначення напружено-деформованого стану біомеханічної системи «кістка-хрящ-зв'язки» та оцінка несучої спроможності хрящів скронево-нижньощелепного суглобу щелепи людини, що мають деградацію механічних властивостей.

Матеріали і методи.

Для дослідження особливостей розподілу напружень і деформацій в елементах скронево-нижньощелепного суглобу використано сучасні інформаційні технології та системи комп'ютерної томографії, геометричного моделювання та інженерного аналізу. Тривимірні імітаційні моделі суглобу створено з трьох типових структурних елементів із урахуванням їх будови за біомеханічними та топологічними характеристиками кортикального та спангіозного шарів кістки нижньої щелепи, скроневої кістки, хрящів. Розрахункові схеми побудовані для оцінки несучої спроможності хрящів у двох типових розташувань контактуючих тіл кісток, що відповідають зімкнутому та розімкнутому положенні рухомої щелепи скронево-нижньощелепного суглобу (рис. 1). Біомеханічні властивості біологічних матеріалів імітаційної моделі представлені середньостатистичними величинами анізотропних пружних характеристик, границь міцності однорідних матеріалів біологічних тканин кісток та хрящів.

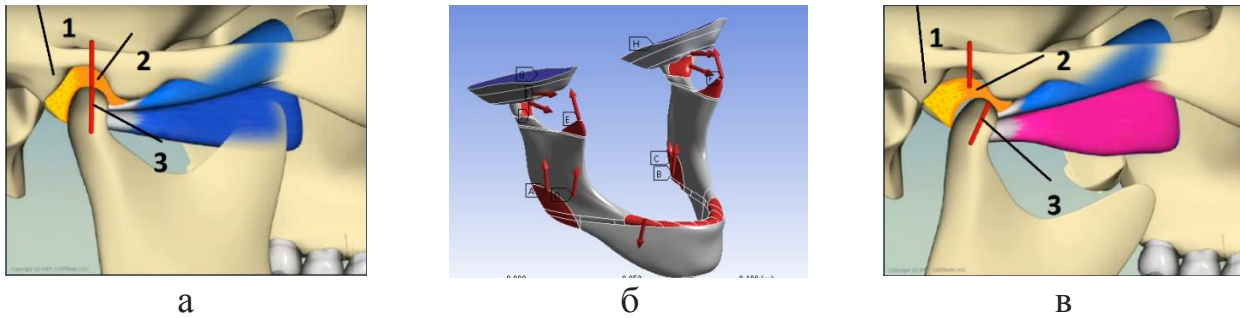


Рис. 1. Розташування структурних елементів (1 – скронева кістка; 2 – хрящі; 3 – суглобовий відросток нижньої щелепи) при зімкнутому та розімкнутому положенні тіл щелепи (а, в), розрахункова схема біомеханічної системи суглобу людини з кінематичними та силовими граничними умовами (б)

Амплітуди та напрямки навантаження відповідають дії головних векторів сил, які створюють м'язи під час жування та прикладені в місцях, де вони прикріплюються до тіла щелепи. Розрахункові величини зусиль м'язів взяті в [1]. Умови контактної взаємодії забезпечуються у вигляді жорсткого зчеплення на ділянці контакту анатомічних утворень. Кінематична фіксація імітаційної моделі проведена в ділянці скроневих кісток з обох сторін, де блокувалося переміщення поверхні у трьох взаємно перпендикулярних площинах.

Система рівнянь теорії пружності, що покладені в основу створеної математичної моделі, включає диференційні рівняння статичної рівноваги між внутрішніми і зовнішніми силами біомеханічної системи сполучених тіл

$$\sigma_{ij,i} + X_i = 0, i, j = 1, 2, 3, \quad (1)$$

співвідношення Коші для визначення деформацій

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} (u_{i,j} + u_{j,i}), i, j = 1, 2, 3, \quad (2)$$

рівнянь закону Гука для визначення напружень

$$\sigma_{ij} = C_{klij} \varepsilon_{kl}, i, j = 1, 2, 3; k, l = 1, 2, 3, \quad (3)$$

головних та натуральних і граничних умов

$$n_i \cdot u_i = 0, i = 1, 2, 3; \quad n_i \cdot \sigma_{ij} = P_j, i, j = 1, 2, 3, \quad (4)$$

та кінематичних і силових умов контактної взаємодії [1] сполучених біологічних тіл без проковзування.

Чисельні розв'язки контактних задач біомеханіки (1)-(4) для вищенаведених розрахункових схем (рис.1) виконували за допомогою метода скінченних елементів в середовищі системи інженерного аналізу WB ANSYS 12.1 (ліцензія ДКБ «Південне»).

Обговорення результатів. За результатами чисельних розрахунків отримано поля напружень і деформацій структурних елементів біомеханічної системи при різних величинах сили скорочення крилоподібного латерального м'яза. Типовий розподіл еквівалентних за Мізесом напружень по суглобовому диску для зімкнутого положення тіл щелепи (рис. 1а) показано на рис. 2. Екстремальні величини напружень виникають в передньому полюсі суглобового диску та досягають 17 МПа та зменшуються до 1,2 МПа в медіальній частині при різній силі скорочення м'язів (табл. 1).

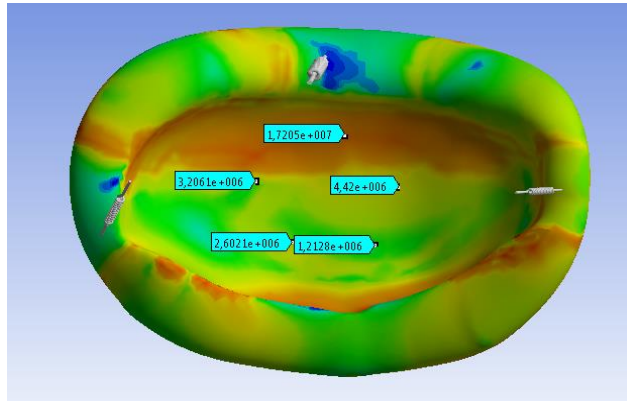


Рис. 2. Розподіл еквівалентних за Мізесом напружень по суглобовому диску за умови навантаження латерального крилоподібного м'яза ($P=20$ Н)

Таблиця 1. Розподіл напружень у передньому та дистальному відділі суглобового диска при різній силі скорочення крилоподібного латерального м'яза (КЛМ)

Силова характеристика КЛМ P , Н	Напруження в суглобовому диску, МПа	
	Передній відділ	Дистальний відділ
$P=0$	8,5	3
$P=10$ (min)	11,2	3,3
$P=15$ (норма)	14	3,6
$P=20$ (max)	17	4,2

Висновки

Створена імітаційна модель, що відображає напружено-деформований стан досліджуваної біомеханічної системи суглобу з достатнім рівнем точності та адекватності, дозволила визначити закономірності змін градієнтів та амплітуд концентрації напружень, величину і напрямок деформацій контактуючих біологічних тіл при статичних умовах функціонального навантаження. Максимальні значення напружень за Мізесом при скороченні жувальних м'язів в суглобовому диску щелепи концентруються переважно в передньому та дистальному відділах. Зусилля, які створюють м'язи, змінюють величини напружень тканин суглобового диска в діапазоні від 8,5 до 17 МПа. Результати чисельних розрахунків в розімкнутому положенні щелепи будуть представлені в доповіді по даній роботі.

Список використаних джерел

1. Маланчук В. О. Імітаційне комп'ютерне моделювання в щелепно-лицевій хірургії / В.О. Маланчук, М. Г. Кришук, А. В. Копчак. – К: Видавничий дім «Асканія», 2013. – 231 с.

УДК 539.3

Чумін О.Є., *наук. кер. Кришук М.Г., д.т.н., проф.*

Національний технічний університет України «КПІ», м. Київ, e-mail:

krys@ukr.net

ОЦІНКА НЕСУЧОЇ СПРОМОЖНОСТІ СКЛОПЛАСТИКОВИХ КОНСОЛЕЙ КОНТАКТНИХ ЕЛЕКТРОМЕРЕЖ

До підтримуючих конструкцій контактної мережі відносять консолі, гнучкі і жорсткі поперечини, а для високовольних повітряних ліній – кронштейни та траверси [1]. Консоль – підтримуючий пристрій мережі проводів струму, закріплений на ізолюванні опорі та складається з кронштейна, тяги, ізоляторів. Залежно від числа шляхів, що перекриваються, консолі можуть бути одно-, дво- і багатоколійними. Металеві труби на прикладі одноколіїної консолі конструкції КІА 7/7 (рис.1) мають розміри сортаменту труб: горизонтальний та нахилений стержні – 70х7, стержень фіксатора 55х6.

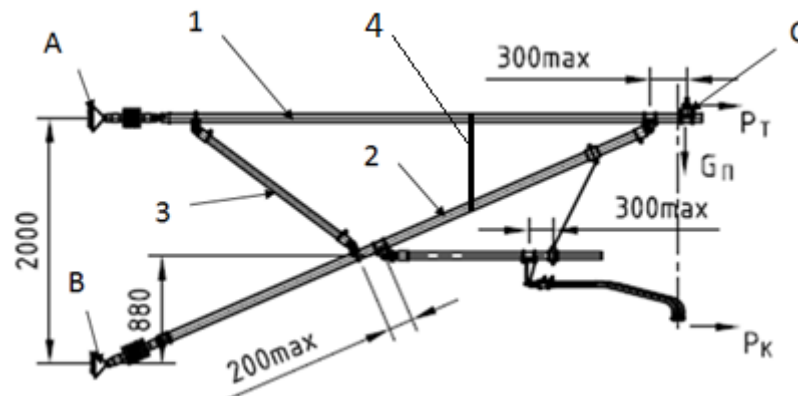


Рис. 1. Типова конструкція консолі контактної електричної мережі швидкісного залізничного транспорту (1-4 металеві труби, А,В – ізоляційні конструкції в точках приєднання до несучих колон, P_T , P_K , G_n – вектори допустимого сполучення силових навантажень різної фізичної природи)

Найбільш значущими у консолі являються експлуатаційні та гравітаційні навантаження (вага проводів, ізоляторів, обладнання та арматури контактної мережі).

Існуючі матеріали для виготовлення труб з маркою круглої та смугової сталі згідно ГОСТ 27772 [2] залежить від кліматичного регіону, де встановлюють конструкції консолей. Матеріали консолей контактних мереж мають ряд недоліків (висока вартість, низька корозійна стійкість та інші). Для їх усунення запропоновано конструктивне рішення - заміна матеріалу несучої конструкції на композитний електроізоляційний матеріал - склопластик, що володіє антикорозійними властивостями, а також дозволяє виключити використання дорогих ізоляторів в конструкції контактної мережі, функцію яких буде виконувати склопластиковий стрижень.

Для вибору геометричних характеристик конструкцій консолей виготовленої з композиційного матеріалу – склопластику запропоновано перше наближення для вибору величин модулів пружності та діаметрів стержнів за еквівалентними параметрами величин жорсткості металевих труб при згині балок

$$E_1 \pi (d_1^4 - d_2^2) = EI_{з\text{труби}} = EI_{з\text{стержня}} = E_2 \frac{\pi d_2^4}{64}$$

Проектування раціональної конструкції консолей зі склопластиковими стержнями виконували за даними чисельних експериментів обчислення міцності, жорсткості та стійкості [3] імітаційної моделі в середовищі системи інженерного аналізу WB ANSYS v16.1 [4] (рис. 2, 3). Геометричні характеристики перерізу структурних елементів імітаційної моделі: стержень 1 – Ø46 мм, стержень 2 – Ø54 мм, стержень 3 та 4 – Ø36 мм. Матеріал – склопластик з модулем пружності $E=45$ ГПа та густини $\rho=2000$ кг/м³.

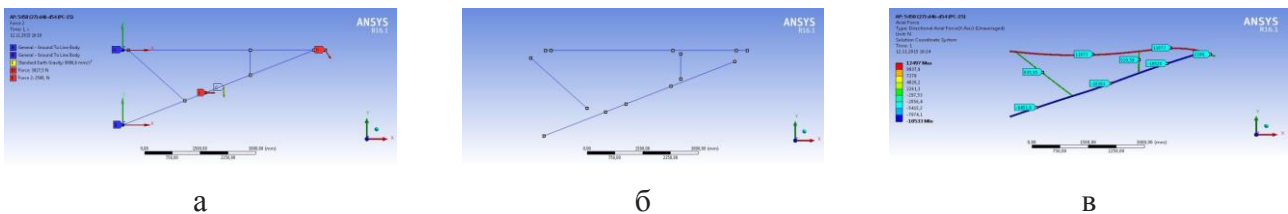


Рис. 2. Типова імітаційна модель конструкції консолей зі склопластиковими стержнями (а), структура кінематичних сполучень стержнів в моделі (б), поля розподілу вісьових сил в стержнях моделі (в)

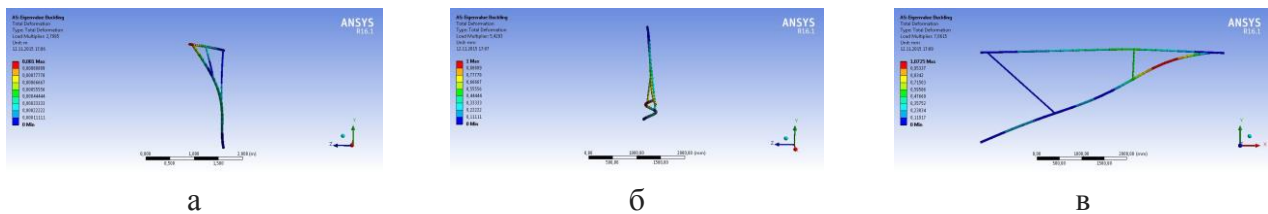


Рис. 3. Перша (а), друга (б) та третя (в) форма втрати стійкості даної конфігурації стержнів конструкції консолей при експлуатаційних навантаженнях

Результати досліджень даної роботи використовуються в практиці зацікавлених організацій по проектуванню консолей контактних електромереж швидкісного залізничного транспорту України та за кордоном.

Список використаних джерел:

1. Паранин А.В. Современное оборудование и конструкции контактной сети КС-160 для скоростей движения до 160 км/ч. Учеб.-метод. пособие / А. В. Паранин, А. В. Ефимов. – Екатеринбург: УрГУПС, 2013. – 105 с.
2. ГОСТ 27772. Прокат для строительных стальных конструкций. Общие технические условия.
3. Bathe K.-J. Finite element procedures in engineering analysis. – Englewood Cliffs, 1982. – 735 p.
4. <https://support.ansys.com/portal/site/AnsysCustomerPortal>.

УДК 519.6:539.3:612.7:616.001

Шрамко Р.В.¹, Малюченко Є.О.¹, Лисенко Р.Б.², к.мед.н., доц., наук. кер.
Кришук М.Г.¹ д.т.н., проф,

¹ Національний технічний університет України «КПІ», м. Київ, e-mail:

krys@ukr.net

² ВНЗ «Українська медична стоматологічна академія», м. Полтава,

ПРОГНОЗУВАННЯ НЕСУЧОЇ СПРОМОЖНОСТІ УШКОДЖЕНОЇ ПЕРЕДНЬОЇ ЧЕРЕВНОЇ СТІНКИ ЛЮДИНИ ПРИ ВІДНОВЛЕННІ ФУНКЦІОНАЛЬНОСТІ СІТЧАСТИМИ ІМПЛАНТАТАМИ

Вступ. Сучасна хірургія широко використовує імплантацію штучних конструкцій і матеріалів для заміщення втрачених тканинних структур. Так, при проведенні реконструктивно-відновних операцій у пацієнтів із дефектами передньої черевної стінки (ПЧС) широко застосовують різноманітні сітчасті імплантати з фіксацією їх до м'язів, апоневрозу або периосту. Наслідком цього є створення біомеханічної системи (БМС) «імплантат-ПЧС», компоненти якої якісно відрізняються за своєю структурою та фізичними властивостями. При цьому БМС даного типу має забезпечити не тільки необхідну жорсткість і міцність, але й природний характер розподілу напружень і деформацій у м'язово-апоневротичних тканинах, оскільки структура м'язів і апоневрозу залежить від умов механічного навантаження, у яких вони перебувають. Під дією зовнішніх сил (внутрішньочеревний тиск) анатомічні тканини ПЧС змінюють об'єм та форму за рахунок деформації розтягування, згину або їх суперпозиції [1].

Біомеханічна взаємодія імплантату і м'язово-апоневротичних структур ПЧС людини (функціонування біомеханічної суперконструкції «імплантат - ПЧС») – один із важливих факторів біосумісності, що визначають повноцінність анатомічного і функціонального відновлення тканин ПЧС після алопластики.

Мета дослідження – провести аналіз біомеханічної взаємодії імплантату і м'язово-апоневротичних структур передньої черевної стінки людини при алопластиці з приводу її дефектів.

Матеріал та методи. Структурна будова ПЧС людини являє собою неоднорідну, багат шарову по товщині оболонку складної форми (рис.1). Для ліквідації ушкоджень апоневрозу, сухожильної тканини, яка окутує м'язи ПЧС, використовують сітчасті імплантати (рис. 1б, [1]). Імплантати ПЧС даного типу виготовлені з синтетичних біоінертних матеріалів (поліпропілен, поліпропілен та монокріл, тефлон, поліестер) та мають чарункову будову. В залежності від типу обраного імплантату розмір чарунок варіюється у діапазоні від 1 до 4 мм. За своїми механічними властивостями, імплантати мають ортотропні характеристики, в залежності від матеріалу виготовлення та типу в'язання чарунок. Наприклад, сітчастий імплантат "Есфіл стандарт" має діаметр нитки – 0,12 мм, товщину сітки – 0,5 мм, розмір чарунок – 1...1,2 мм, поверхнева щільність – 78 г/м², відносне видовження вздовж стовпчика – 97%, вздовж рядка – 83% чару-

нки, розривне навантаження вздовж стовпчика – 225 Н, вздовж рядка – 305 Н (значення відносного видовження та розривного навантаження, отримані для зразка розміром 100x50 мм). Знання характеристик пружності, міцності, жорсткості дозволяє прогнозувати поведінку імплантату в БМС, як у процесі хірургічних маніпуляцій, так і під дією навантажень м'язів ПЧС при її алопластиці.

Біомеханічні властивості м'язово-апоневротичних тканин та топологічні дані про структуру будови ПЧС людини (табл. 2), що використані в даній роботі досліджені в межах експериментально визначеного фізіологічного діапазону фізико-механічних властивостей та представлені середньостатистичними величинами для приведених товщин шарів, ортотропних пружних характеристик, границь міцності однорідних матеріалів та діаграм деформування шкіри та апоневрозу біологічних тканин.

Величини внутрішньочеревного тиску людини у нормі $\leq 0,0016$ МПа встановлені за даними Всесвітнього Суспільства Абдомінального Компартмент Синдрому (WSACS) [1].

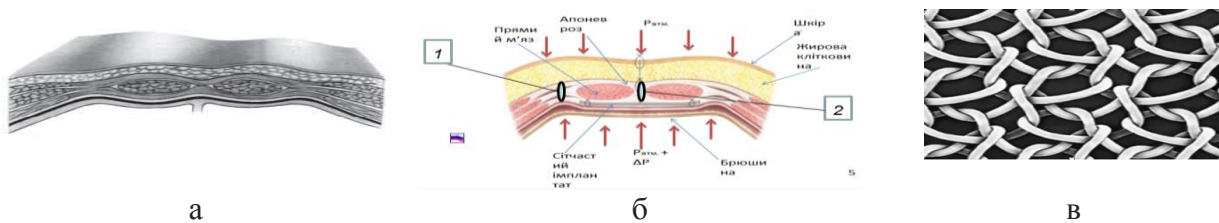


Рис. 1. Вид поперечного перетину ПЧС (а), реконструкція розташування біологічних тканин в плоскому перетині ПЧС (б) людини та схема будови сітчастого імплантату (в) для ліквідації типових ушкоджень (1б, 2б) у вигляді розривів апоневрозу

Створення раціональної БМС ПЧС з імплантами виконується на стадії проектування. Тому для оцінки функціонального відновлення тканин ПЧС після алопластики був застосований метод комп'ютерного моделювання, який включав такі етапи його реалізації:

- побудова імітаційної моделі ПЧС з алопластикою сітчастими імплантатами 3-х типів штучно створених ушкоджень апоневрозу (пупкової грижі) різного діаметру 20, 30 та 40 мм за структурними, геометричними, фізико-механічними характеристиками сполучених тіл об'єкту-оригіналу та гіпотезами біомеханіки суцільного середовища;
- проведення чисельних експериментів по визначенню НДС ПЧС, встановлення величин максимальних градієнтів напружень та деформаційних характеристик при силових навантаженнях імітаційної моделі;
- оцінку функціональних характеристик відновленої ПЧС після алопластики за критеріями несучої спроможності.

Таблиця 1. Біомеханічні властивості та топологічні характеристики шарів імітаційної моделі плоского перетину ПЧС

	E_x , МПа	E_y , МПа	E_z , МПа	ν_{xy}	ν_{yz}	ν_{zx}	σ_B , МПа	h , мм
Прямий м'яз	0,932	0,932	-	0,490	0,490	0,490	38,0	14,0
Апоневроз	10,000	10,000	5,000	0,495	0,495	0,495	4,5	6-18
Сітчастий імплантат	7,350	7,350	9,280	0,490	0,490	0,490	9,0/6,1	0,5
Шкіра	0,932	0,932	-	0,480	0,480	0,480	-	5,0
Брюшина	0,073	0,073	-	0,480	0,480	0,480	-	1,0
Жирова клітковина	0,100	0,100	-	0,480	0,480	0,480	-	5,0

Для отримання даних про топологічні властивості та структуру будови неоднорідних шарів біомеханічних систем ПЧС при створенні імітаційних моделей використані фактичні дані про м'язово-апоневротичні тканини людини *in vitro*, отримані на комп'ютерному томографі (Toshiba, Японія). Дані зображення були збережені у вигляді файлів з форматом DICOM (стандарт медичних зображень). Реконструкцію геометричних даних для побудови тривимірної геометрії біологічних тіл ПЧС (рис. 1,2) проводили з використанням зображень комп'ютерної томографії в індивідуальному уявленні всіх істотних структурних елементів біомеханічної системи ПЧС у програмі Autodesk Inventor 10.0.

При побудові імітаційної моделі ПЧС використана програма «WB ANSYS 12.1». З її допомогою розглянуті та проаналізовані з точки зору максимальної ефективності різні можливі варіанти розрахункових схем. Досліджено моделі плоского та об'ємного напруженого стану ПЧС БМС у квазістатичній постановці для алопластики стандартним способом Sublay [1] змодельованих ушкоджень апоневрозу сітчастими імплантатами.

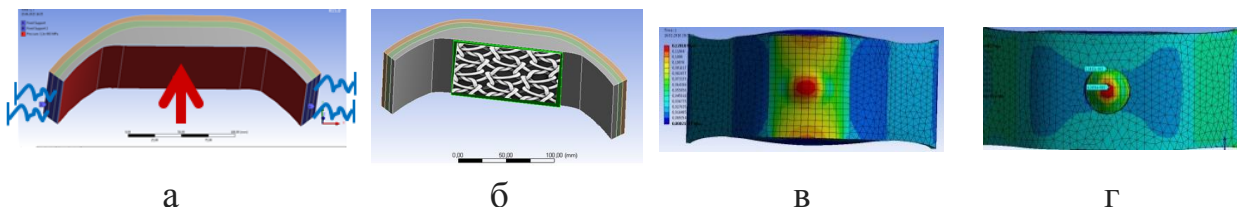


Рис. 2. Розрахункова схема НДС ПЧС (а), реконструкція ушкодженої ПЧС з імплантом (б), еквівалентні за Мізесом напруження ПЧС (в) та деформації з величиною у 4,4% її біологічних тканин (г) при гризовому дефекті апоневрозу діаметром 40 мм

Чисельні розв'язки нелінійних задач теорії пружності з використанням просторової імітаційної моделі неоднорідних контактуючих тіл з гіперпружними властивостями шарів БМС ПЧС (рис. 2) при силових навантаженнях дозволило отримати найбільш повну та об'єктивну картину НДС і встановити закономірності деформування матеріалів.

Отримані результати досліджень представлено у вигляді полів напружень та деформацій і гістограм. Встановлені закономірності деформування і зміни екстремальних величин напружень в ПЧС використані в подальших обчислен-

нях оцінки функціональних характеристик БМС при відновленні їх несучої спроможності алопластикою.

Висновки

1. Міцність на розрив біологічних тканин апоневрозу ПЧС людини складає 600...800 МПа по горизонталі і 200...300 МПа – по вертикалі.
2. Міцність на розрив, що необхідна хірургічним імплантатам, які використовуються для реконструкції черевної стінки з дефектами більшими, чим 30 мм повинна бути не менше ніж 320 МПа, а при невеликих – 160 МПа.

Список використаних джерел

1. Кришук М.Г., Лисенко Р.Б. Біомеханіка передньої черевної стінки людини з імплантатами при функціональних навантаженнях. // Вісник НТУУ «КПІ». Серія "Машинобудування". – 2012. – №64. – С. 201-207.

УДК 539.3

Іщенко О.А., Булітко К.А., *наук. кер. Кришук М.Г., д.т.н., проф.*

Національний технічний університет України «КПІ», м. Київ, e-mail:

krys@ukr.net

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ В'ЯЗКО-ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНОГО ДЕФОРМУВАННЯ ҐРУНТІВ В ЗАДАЧАХ ПРОЕКТУВАННЯ ПІДЗЕМНИХ ТРУБОПРОВІДІВ

Вступ. При прокладці трубопроводів під дорогами загального користування та іншими перешкодами застосовуються два найпоширеніших способи виконання робіт - відкритий та закритий. При застосуванні відкритого способу потрібно розривати траншеї з пошкодженням дорожнього покриття і зупинкою руху транспорту по ній на час прокладки труб. Все це, звичайно, робить для пасажирів і транспорту затримки, а, окрім цього, збільшує ціну дорожнього покриття, так як виникає необхідність його ремонту. Саме тому найбільш перспективними є закриті методи прокладки труб великого діаметру під дорогами, які не потребують викопування траншей. В основу застосування таких методів покладено спеціальні технології видавлювання ґрунту методом підземного свердління буровим інструментом.

Достовірність даних чисельних розрахунків НДС трубопроводів в ґрунтах методом скінчених елементів залежить від правильності ідентифікації моделі матеріалу та визначення їх емпіричних характеристик. Основним недоліком рекомендованих для застосування моделей є ігнорування нелінійного характеру поведінки ґрунтів в процесі накопичування пластичних деформацій. В загальному випадку ґрунт є нелінійно-деформованим матеріалом, в якому залежність між навантаженням та осадкою площадки, що передає навантаження має криволінійний обрис. Напружено-деформований стан таких матеріалів описується в більш складних пружно-пластичних моделях.

Мета роботи – апробація моделей в'язко-пружно-пластичного деформування матеріалів ґрунтів в чисельних розв'язках задач проектування підземних трубопроводів.

Матеріали і методи досліджень

При аналітичних розрахунках параметрів пружно-пластичного стану найбільш частіше використовуються такі критерії міцності, як Мора-Кулона, Друкера-Прагера, Ладе-Дункана, Мацуока-Накаї та інші [1] (рис. 1а).

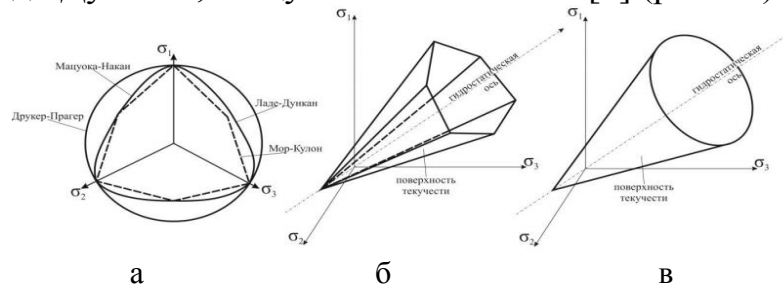


Рис.1. Графічне зображення поверхонь текучості у вісях головних напружень: а – порівняння поверхонь текучості в девіаторній площині; б – критерій Мора-Кулона; в – критерій Друкера-Прагера

Дивлячись на простоту використання рівнянь опису напруженого стану сипучого ґрунту або в'язкого середовища суглинків приймається критерій Мора-Кулона (рис. 1б). Проте виключення з розрахунків головного напруження σ_2 (його впливу на міцність ґрунтів) не співпадає з результатами експериментів, а необхідність задання двох величин кутів внутрішнього тертя для опису поверхні текучості ґрунтів робить складними у використанні чисельні розв'язки просторових нелінійних задач механіки суцільного середовища.

Ці недоліки виключені при розрахунку по критерію Друкера-Прагера (рис. 1в). Цей критерій залежить від 10 емпіричних констант моделі матеріалу $\tau = \tau(E, \mu, c, \varphi, \psi, \varphi', c', \sigma_{\text{одновісний стиск}}, \sigma_{\text{одновісний розтяг}}, \sigma_{\text{двовісний стиск}})$. Форма поверхні текучості задається рівнянням

$$\sqrt{J_2} + \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{\sin \varphi}{(3 \pm \sin \varphi)} J_1 - \frac{2\sqrt{3}c \cos \varphi}{(3 \pm \sin \varphi)} = 0,$$

де J_2 – другий інваріант девіаторної частини тензора напружень; J_1 – перший інваріант тензора напружень; c – питоме зчеплення; φ – кут внутрішнього тертя. Даний критерій ігнорує вплив інваріанта J_3 (введений кутом Лоде θ) на форму перерізу. Він може бути показаний, як перша спроба апроксимувати критерій Мора-Кулона гладкою функцією на основі інваріантів J_1 і J_2 в зв'язку з двома постійними матеріалу. Інші умови міцності (рис. 1а), отримані шляхом модернізації умови міцності Мора-Кулона, і в протизага ньому мають гладку поверхню, тобто не мають кутів. Подібний «каплеподібний» обрис поверхні текучості в девіаторній площині підтверджено експериментами в стабілометрі. Із-за важкості опису аналітичним шляхом розв'язано дуже малу кількість практичних задач. В задачах проектування підземних трубопроводів, аналітичні розв'язки крайових задач з використанням даних критеріїв, як правило важке, потребує багатьох спрощень розрахункових схем, а для моделювання НДС неоднорідних просторових тіл неможливе.

Метод скінченних елементів (МСЕ) дає можливість враховувати в розрахунках нелінійні властивості ґрунтів. Перевагами використання МСЕ в задачах механіки ґрунтів є: простота отримання конкретних чисельних розв'язків з використанням програм інженерного аналізу; згущення сітки елементів в місцях високих градієнтів напружень; задання різних граничних умов; можливість реалізації в програмах різних моделей механічних властивостей матеріалу, послідовності навантажень і т. д.

Обговорення результатів

Послідовність чисельних розв'язків задач механіки ґрунтів з використанням МСЕ в програмному комплексі WB Ansys 17.0 [2] приведена на конкретному прикладі. В задачах проектування підземних трубопроводів розглянуто типовий ґрунтовий масив, в якому розміщена бетонна труба наповнена нестисливою рідиною під дією гравітаційного навантаження. Ще один розрахунок був проведений з тими ж самими умовами, але є ще тіло, що імітує будинок і діє на ґрунт силою ваги. Була обрана плоска пружно-пластична модель НДС ґрунту з використанням критеріїв Друкера-Прагера з відомими емпіричними характеристиками ґрунтів (модуль деформації, коефіцієнт Пуассона, кут внутрішнього тертя, питоме зчеплення і кут дилатації). Труба залягає під ґрунтовою товщею розміром не менше 2,5 м. Розміри ґрунтового масиву прийняті таким чином, коли на трубу діють максимальні напруження, тобто перші 20 м. Труба товщиною 0,5 м має довжину 15 м. Тіло, що імітувало будинок має розміри і вагу в 70 тон звичайного двоповерхового будинку. Дискретизація тіла ґрунтового масиву і конструкції труби виконано для їх плоского перетину з використанням скінчених елементів зі згущенням в контактній зоні профілю інструменту для прокладки отворів (рис. 2).

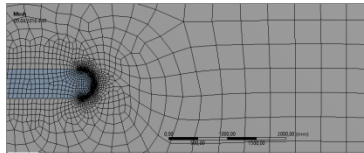


Рис. 2. Сітка скінчених елементів для моделювання НДС системи «ґрунт-труба»

В якості матеріалу була прийнята модель типового ґрунту - «суглинок». Модель Друкера-Прагера для ґрунтового масиву задана наступними емпіричними механічними характеристиками [1]: модуль пружності $E=15$ МПа; коефіцієнт Пуассона $\mu=0,42$; густина $\rho=1840$ кг/м³, питоме зчеплення $c=32$ кПа, кут внутрішнього тертя $\varphi=16^\circ$, кут дилатації $\psi=0^\circ$, залишковий кут внутрішнього тертя $\varphi'=1^\circ$, залишкове питоме зчеплення $c'=25$ кПа. Імітаційна модель системи «ґрунт-труба» створена для плоских перетинів жорстко сполучених тіл в полі гравітаційних сил землі: зовнішнє тіло було змодельоване як ґрунт, а внутрішнє як бетонна труба (рис. 3а), що заповнена нестисливою рідиною. Механічні властивості матеріалу труби: густина $\rho=2300$ кг/м³, модуль пружності $E=3000$ МПа і коефіцієнт Пуассона $\mu=0,18$. На відстані 2,5 м від вільної поверхні ґрунту гравітаційне навантаження на трубу складало 6000 Н. Кінематичні гра-

ничні умови для даної розрахункової схеми представлені на рис. 3б.

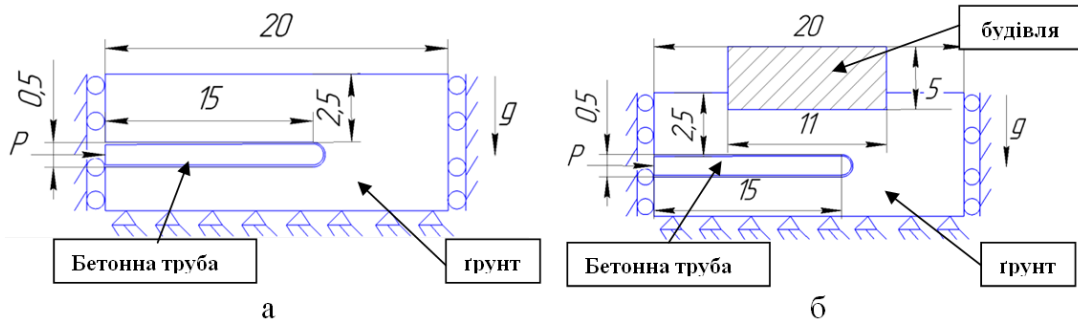


Рис. 3. Розрахункові схеми трубопроводів в ґрунті при гравітаційному навантаженні g та вектором сили притиску труби P

Імітаційна модель для другої розрахункової схеми мала три тіла: окрім попередніх двох додано тіло, що відтворювало об'єм двоповерхового будинку (рис. 3б), розмірами 5×11 м, загальною вагою 70 т. Кінематичні та силові граничні умови – ті ж самі.

Результати чисельних розрахунків представлені для двох типів розрахункових схем полями розподілу еквівалентних напружень (рис. 4).

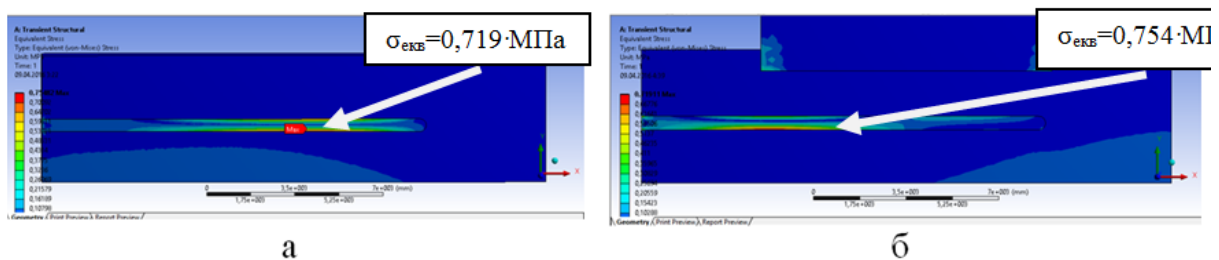


Рис. 4. Розподіл еквівалентних за Мізесом напружень в бетонній трубі при гравітаційному навантаженні ґрунту (а) та ваги будівлі (б)

Площу поперечного перетину F трубопроводу в першому наближенні обчислювали для технологічного варіанту її силового завантаження зовнішнім тиском від ґрунту та без заповнення рідиною. За формулою [3] для визначення товщини кільця тонкостінної труби з внутрішнім радіусом $r = 0,5$ м при максимальному місцевому навантаженні розрахунковим погонним зовнішнім зусиллям $q = 1,25 \text{ Н / м}$ та допустимих напружень $[\sigma] = 50 \text{ МПа}$ бетону отримали

$$F \geq \frac{q \cdot r}{[\sigma]} = \frac{1,25 \cdot 0,25}{50} = 0,00625 \text{ м}^2.$$

Розрахунком встановлено, що необхідна товщина стінки бетонної труби повинна складати не менше 1,25 см.

Висновки

1. Проведена апробація чисельних розв'язків задач в'язко-пружно-пластичного деформування ґрунтів в процесах проектування підземних трубопроводів з використанням різних типів моделей матеріалу в системі інженерного аналізу WB Ansys 17.0.

2. Створена імітаційна модель та виконано чисельні розрахунки для двох типів гравітаційного навантаження бетонних трубопроводів в ґрунтах типу суглинки.

3. Встановлено гранично допустимі товщини бетонної труби, що знаходиться в товщі суглинистого ґрунту на глибині 2,5 м

Список використаних джерел

1. Численное моделирование напряженно-деформированного состояния аэродромных покрытий в условиях физической нелинейности грунтового основания/ Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» №5 2013
2. <http://www.ansys.com/Products/Academic/ANSYS-Student>
3. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С, Яковлев А.П., Матвеев В.В.; Отв. ред. Писаренко Г. С.— 2-е изд., перераб. и доп.— Киев: Наук, думка, 1988. - 736 с.

УДК 623.451:519.6

Медаков Р.С., *наук. кер. Яхно Б.О. к.т.н., доц., Бабак А.М. асист.*

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: sopromat_dpm@ukr.net

РОЗПОДІЛ ЕКВІВАЛЕНТНИХ НАПРУЖЕНЬ ПІСЛЯ ДОРНУВАННЯ НА ПОВЕРХНІ ПЛАСТИНИ В ЗОНІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОТВОРУ

У такій галузі як авіація надзвичайно важливою є безпека експлуатації конструкції. Експлуатаційні навантаження призводять до процесів втоми, пошкодження структури матеріалу та накопичення дефектів. У авіації важливою задачею є дослідження навантажених функціональних отворів у стінках лонжеронів крила літака, які являються концентраторами напружень і можуть бути місцями зародження втомних тріщин.

Перспективним методом підвищення довговічності функціональних отворів є обробка поверхні отвору поверхневим пластичним деформуванням, наприклад дорнуванням або розкаткою. Також використовується кільцеве та бар'єрне обтиснення отвору.

Дорнування – ефективний метод калібрування і обробки внутрішніх поверхонь деталей машин. Інструмент переміщається в отворі з натягом, він є основним технологічним параметром процесу. Процес виконується за один або декілька проходів інструменту. Калібрування підвищує точність отворів і забезпечує високу якість поверхні; процес продуктивний. Дорнування застосовується для обробки отворів (рис. 1) [1]. Швидкість дорнування вибирають залежно від матеріалу. Чим твердіше матеріал, тим менше швидкість. Силу тяги визначають розрахунком або експериментально.

Великий вплив на якість обробленого отвору надає мастильний матеріал. При обробці міцних сталей зі середніми і малими натягами рекомендується застосовувати суріпні, льняні, рицинові та інші олії.

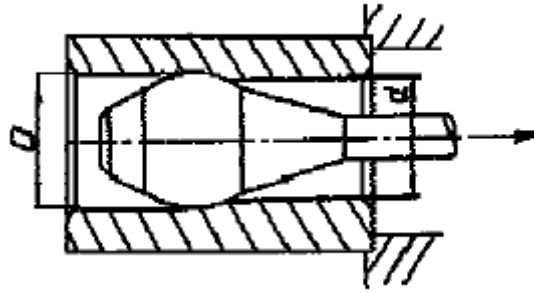


Рис. 1. Схема процесу дорнування

Натяг робить сильний вплив на шорсткість поверхні після дорнування, і це впливає на зміну мікротвердості на поверхні. [2]

Для вимірювання мікротвердості алюмінієвих зразків скористались методом Вікерса. Цей метод дозволить в нашому експерименті визначати мікротвердість в зоні дорнування алюмінієвих зразків, регламентує ГОСТ 2999-75 * (СТ РЕВ 470-77).

Вимірювання мікротвердості засноване на вдавненні алмазного наконечника у формі правильної чотиригранної піраміди в зразок під дією навантаження P , прикладеної протягом певного часу, і вимірі діагоналей відбитка d_1, d_2 , що залишилися на поверхні зразка після зняття навантаження.

В даній роботі досліджувалась залежність розподілу еквівалентних напружень на верхній зовнішній поверхні пластини (в залежності від відстані до внутрішньої поверхні технологічного отвору) в залежності від величини натягу.

Визначення зміни мікротвердості на поверхні матеріалу алюмінієвого сплаву Д16ЧТ продорнованих зразків при 1%, 2%, 3% початкової пластичної деформації проводилося на підготовлених сегментах зразків (рис. 3). Використання мікротвердоміру МПМ-1 дозволило визначати довжину відстані від отвору з точністю до 0,01 мм. Зразки полірувалися та виготовлявся шліф.

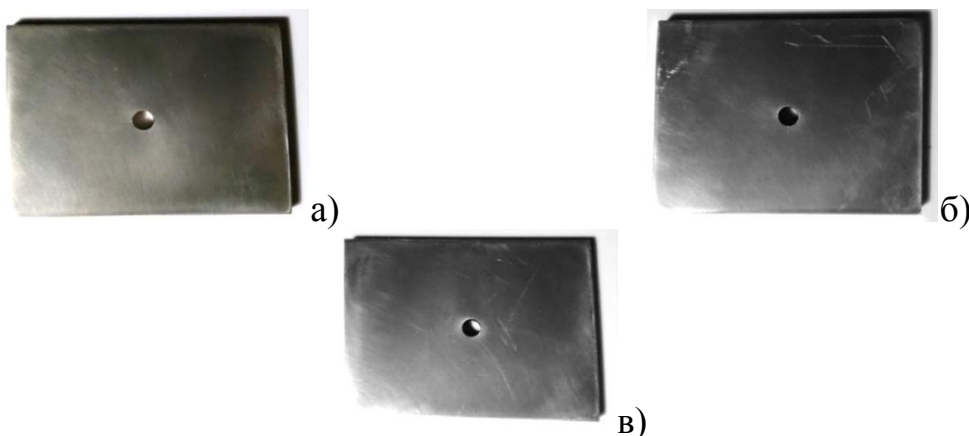


Рис. 3. Вирізані сегменти зразків для визначення мікротвердості матеріалу:
а) 1%, б) 2%, в) 3% початкової пластичної деформації

На рис. 4-рис. 6 показано графіки зміни мікротвердості на поверхні дорнованих зразків в залежності від радіуса віддалення від отвору при 1%, 2%, 3%

початкової пластичної деформації, відповідно. На трьох графіках видно, що до 0,5 мм від отвору зразка, де відбувалося стискання, матеріал має різну величину твердості. Після відстані 0,5 мм, твердість матеріалу стабілізується та має однакову величину на трьох графіках.

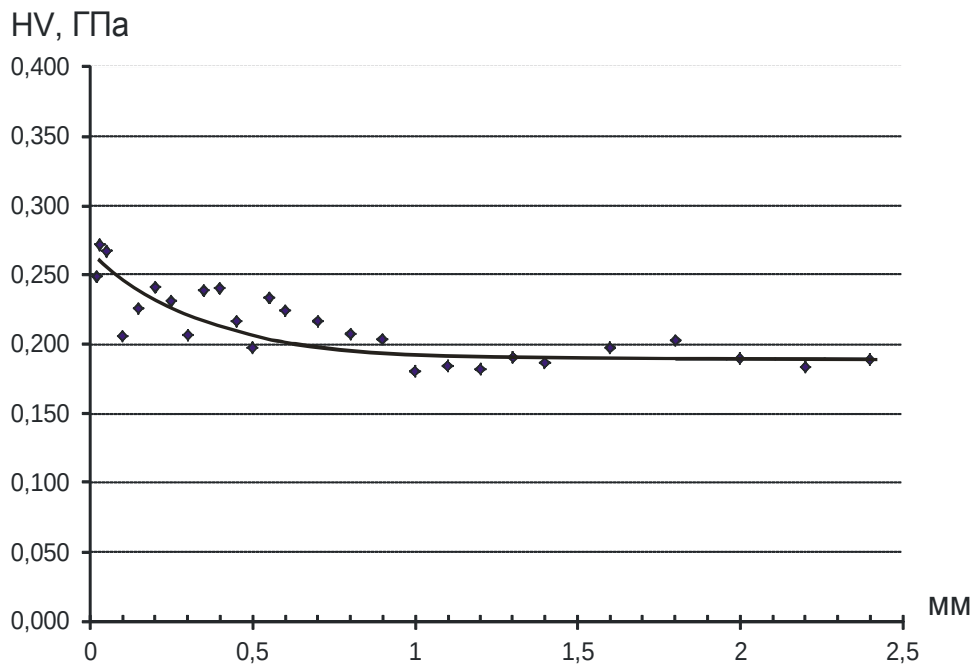


Рис. 4. Графік зміни мікротвердості в залежності від віддалення від отвору для алюмінієвого сплаву Д16ЧТ зразку з отвором при 1% початкової пластичної деформації

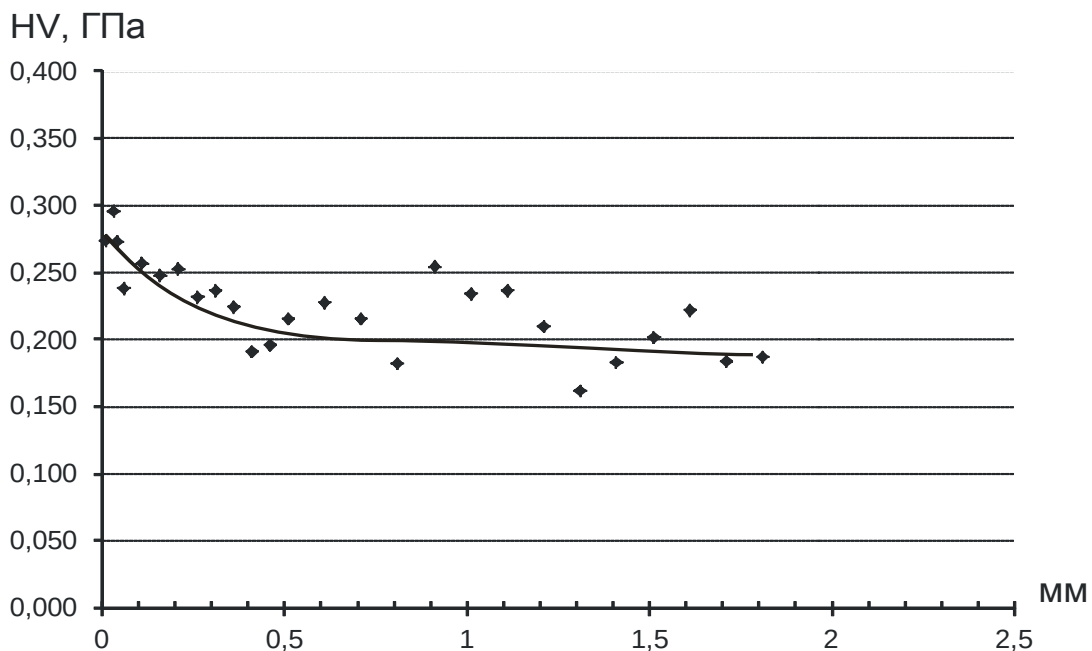


Рис. 5. Графік зміни мікротвердості в залежності від віддалення від отвору для алюмінієвого сплаву Д16ЧТ зразку з отвором при 2% початкової пластичної деформації

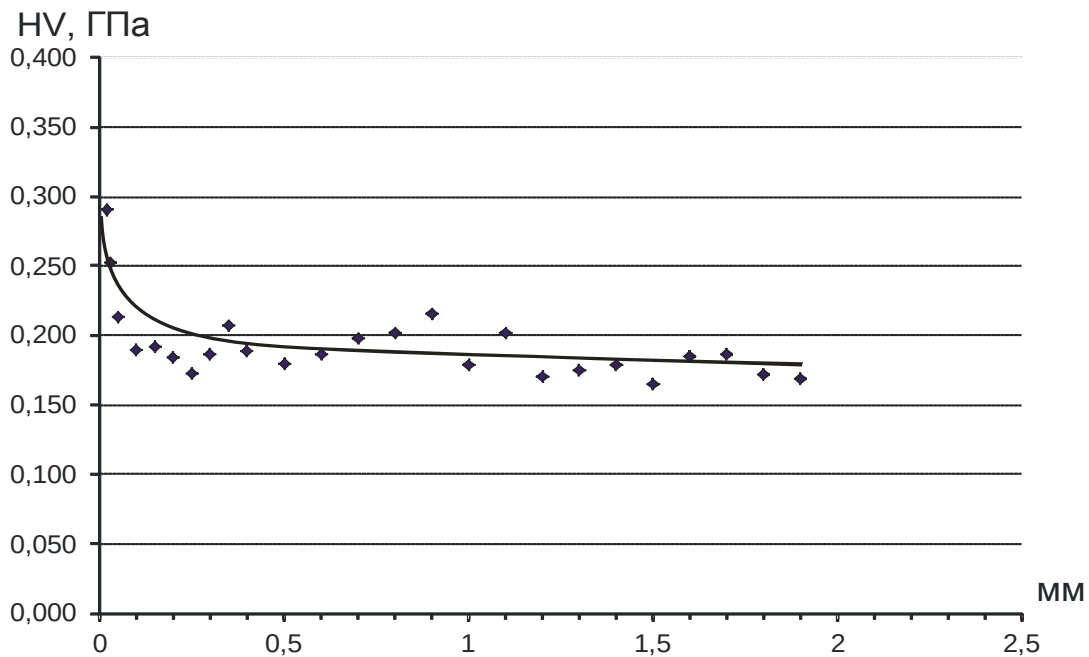


Рис. 6. Графік зміни мікротвердості в залежності від віддалення від отвору для алюмінієвого сплаву Д16чТ зразку з отвором при 3% початкової пластичної деформації

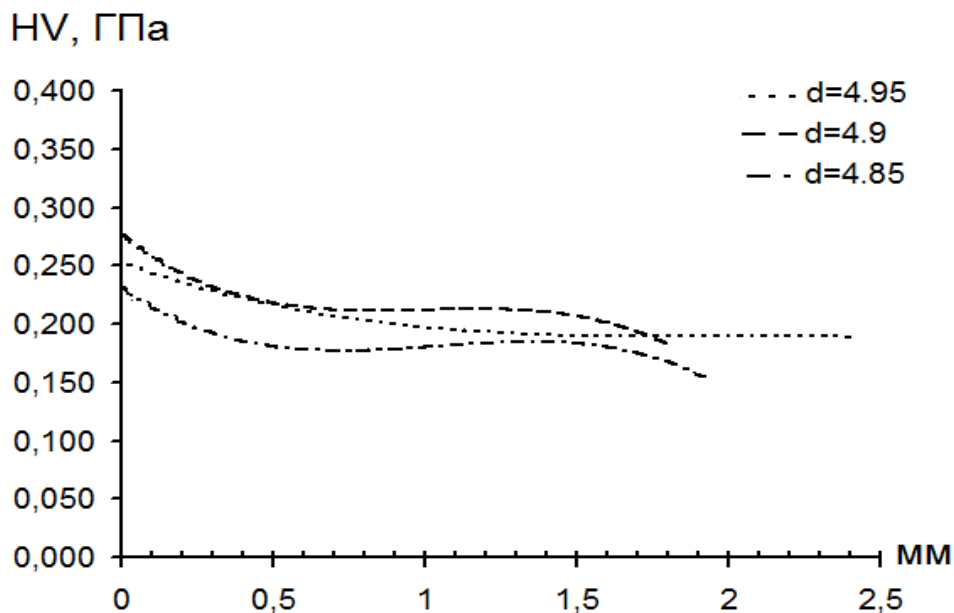


Рис. 7. Зміна еквівалентного напруження на верхній зовнішній поверхні пластини (в залежності від відстані до внутрішньої поверхні технологічного отвору)

Зміна еквівалентного напруження на верхній поверхні зразка в залежності від горизонтальної відстані до поверхні представлено на рис. 7. Початкова "хвиля" на графіку відповідає зоні фаски, максимум залишкових поверхневих напружень припадає на початок циліндричної частини отвору. Залишкове напруження кожного з зразків коливається в проміжку 100 МПа.

Список використаних джерел:

1. Исследование процесса дорнирования технологических отверстий в авиационном сплаве Д16ЧТ, Пиманов В.В., Тимошенко А.В., Бабак А.Н. // Вісник НТУУ «КПІ». Серія «Машинобудування». – 2015. - №75. – С.144-150.
2. Конструктивно-технологические методы повышения усталостной долговечности элементов конструкции планера самолета в зоне функциональных отверстий / Д.С. Кива, Г.А. Кривов, В.Ф. Семенов, А.Г. Гребеников, В.А. Матвиенко, Е.Т. Василевский, А.М. Гуменный. - Киев: КВИЦ, 2015. – 188 с.

УДК 539.4

Фам Д.К., *наук. кер. Тимошенко О.В. к.т.н., доц., Бабак А.М. асист.*

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: sopromat_dpm@ukr.net

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ РІВНЯ ПЛАСТИЧНОЇ ДЕФОРМАЦІЇ ПРИ ДОРНУВАНІ НА КІЛЬКІСТЬ ЦИКЛІВ ДО РУЙНУВАННЯ ДЛЯ Д16ЧТ

На сьогодні однією із основних проблем є обґрунтоване зниження матеріаломісткості силових конструктивних елементів літака з функціональними отворами, прогнозування ресурсу експлуатації несучих елементів в ймовірнісній постановці на мало- та багатоциклову втому стає одним із основних видів розрахунку на стадії проектування та експлуатації, що в свою чергу пов'язано з наявністю уточнених, фізично-обґрунтованих рівнянь стану. Наближеність та недостатня обґрунтованість сучасних розрахунків несучої спроможності таких авіаційних конструкцій вимагає суттєвого завищення коефіцієнту запасу по ресурсу ($n_t=10-20$) [1].

На кафедрі ДММ та ОМ проводилися дослідження для авіаційного алюмінієвого сплаву Д16ЧТ на малоциклову втому використовуючи плоскі зразків з отворами 5мм при величині напруження $\sigma_{\max}$ від 150 МПа до 270 МПа. Отвори були зміцнені дорнуванням з 0%, 1%, 2%, 3% рівнями залишкової пластичної деформації ε^p [2]. Дані результатів експерименту були порівняні з результатами, які наведені в авіаційному довіднику [3].

Використовуючи отримані дані в регресійному аналізі була отримана залежність значення кількості циклів до руйнування N_R при різних ступенях напруження $\sigma_{\max}$ та рівня пластичної деформації ε^p при дорнуванні. За основу було запропоновано, степеневу модель, яка має характер поверхні добре описуючи результати експериментальних даних. В результаті кількість циклів до руйнування описується наступною залежністю:

$$N_R \approx e^{114,76} \cdot \sigma_{\max}^{-5,45} \cdot (\varepsilon^p)^{-46,96} \quad (1)$$

На рис. 1 та рис. 2 представлена поверхня залежності кількості циклів до руйнування від максимального напруження та рівня пластичної деформації, згідно з (1).

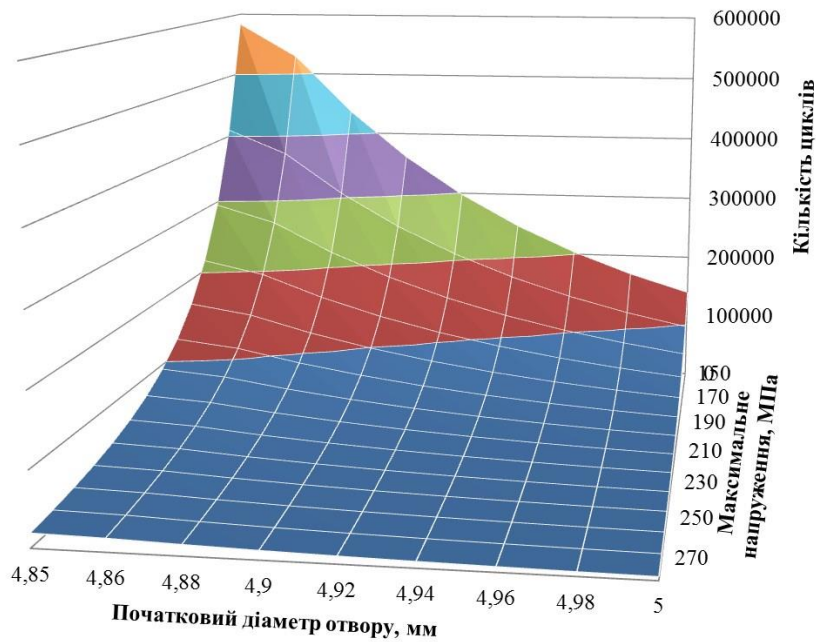


Рис. 1. Поверхнева залежність кількості циклів до руйнування N_R від рівня пластичної деформації ε^p при різних напруженнях $\sigma_{\max}$

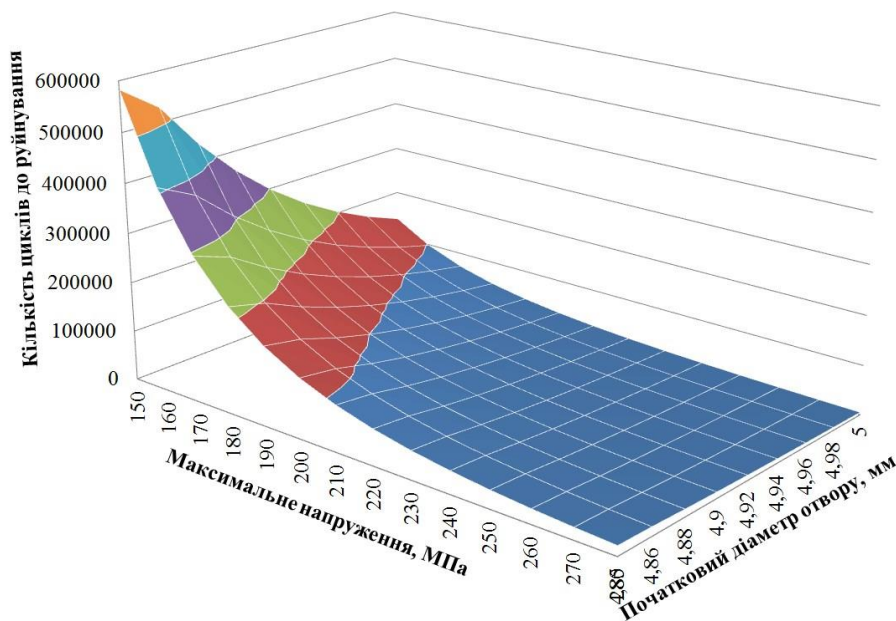


Рис. 2. Поверхнева залежність кількості циклів до руйнування N_R від рівня пластичної деформації ε^p при різних напруженнях $\sigma_{\max}$

В роботі експериментально Отримані дані дають можливість теоретично визначити залежність ресурсу роботи конструктивних елементів крила транспортного літака з функціональними отворами від величини залишкових пластичної деформації при дорнуванні та експлуатаційного навантаження

Суттєве уточнення розрахункового ресурсу по параметру малоциклової втоми веде до обґрунтованого зменшення матеріаломісткості відповідальних високонавантажених елементів конструкцій крила літака.

Список використаних джерел:

1. Конструктивно-технологические методы повышения усталостной долговечности элементов конструкции планера самолета в зоне функциональных отверстий / Д.С. Кива, Г.А. Кривов, В.Ф. Семенов, А.Г. Гребеников, В.А. Матвиенко, Е.Т. Василевский, А.М. Гуменный. -Киев: КВИЦ, 2015. – 188с
2. Исследование процесса дорнирования технологических отверстий в авиационном сплаве Д 16ЧТ, Пиманов В.В., Тимошенко А.В., Бабак А.М. // Вісник НТУУ «КПІ». Серія "Машинобудування". – 2015. – №75. – С . 144-150.
3. Александров В.Г. Справочник по авиационным материалам. – Изд-во «Транспорт», 1972. – 328 с.

УДК 519.6

Якименко Р.В., наук. кер. *Шукаєв С.М.*, д.т.н., проф.; *Рудаков К.М.*, д.т.н., проф.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: knrudakov@ukr.net

СПРОЩЕНИЙ АЛГОРИТМ ЧИСЕЛЬНОГО РОЗРАХУНКУ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ З КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

Сучасним трендом розвитку авіабудування є збільшення частки деталей, виготовлених з композиційних матеріалів. Так, частка композитів в літаках компаній Boeing і Airbus, таких як B787 Dreamliner і A350, перевищує вже 50% від загальної маси літака. Перехід до нових матеріалів призводить до змін у технологіях, що застосовуються. Наприклад, у сучасному літакобудуванні збільшується використання болтових з'єднань. Виявилось, що вони мають суттєві переваги перед іншими типами з'єднань за умови застосування композиційних матеріалів. Для яких, зварювання не можливо застосувати, а виконання заклепкових з'єднань призводить до динамічних навантажень. В той час, як болтове з'єднання дозволяє «м'яко» виконувати технологічні операції збирання конструкції. Тому проблема забезпечення надійної роботи болтового з'єднання композиційних матеріалів є надзвичайно актуальною, як для авіабудування, так і для інших галузей машинобудування.

Метою роботи є розробка спрощеного алгоритму чисельного розрахунку на міцність болтового з'єднання з полімерно-композиційних матеріалів (ПКМ), який враховує вплив конструктивно-технологічних факторів, зокрема, момент на ключі, зазор в посадці, тип з'єднання. Моделювання та дослідження здійснюються із застосуванням програми Femap на базі процесора NX Nastran.

Запропоновано змінити алгоритм розрахунку, який було розроблено у роботах [1-3], шляхом заміни болта на заклепку і таким чином не здійснювати побудову різьби болта (гайки). Це суттєво спрощує розрахунок болтового з'єднання. На прикладі розрахунку скінченно-елементної моделі однозрізного болтового з'єднання (рис. 1) продемонстровано можливість використання спрощеного алгоритму обчислень (рис. 2).

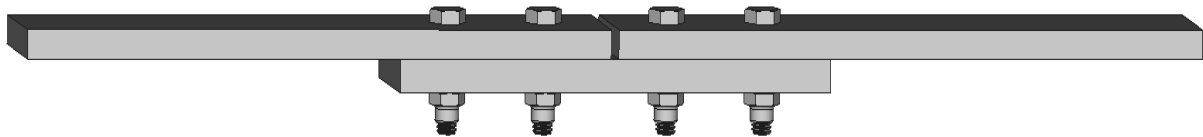


Рис. 1. Модель однорізного болтового з'єднання

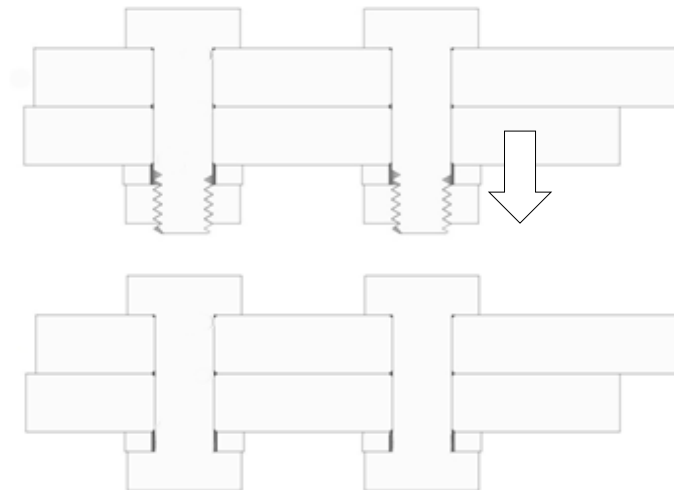


Рис. 2. Спрощення алгоритму розрахунку шляхом заміни болта на заклепку

Встановлення співвідношень між "новими" та "старими" розрахунковими значеннями є головною задачею дослідження. Для цього було виконано розрахунки за обома моделями з варіюванням величини зусилля затягування болта та сили розтягання, яка прикладалась до з'єднання (табл. 1).

Таблиця 1. Фактори та їх величини, які впливають на болтове з'єднання

Найменування і позначення факторів	Рівні варіювання	
	Max	Min
Сила розтягання – X_1 , Н	7000	4000
Попередній натяг болта – X_2 , Нм	2,4	1,9
Якісний фактор – варіант алгоритму моделі з різьбою та без – X_3	1	-1

Розрахунок показав, що найбільш навантаженим елементом є болт, в якому слід виділити три небезпечні області (рис. 3).

Відмінність у розрахунках за основним і спрощеним алгоритмом не перевищувала 5%. Тобто, можна стверджувати, що спрощення алгоритму є доцільним, оскільки при незначній втраті в точності досягається значний виграш у часі на побудову моделі та сам розрахунок.

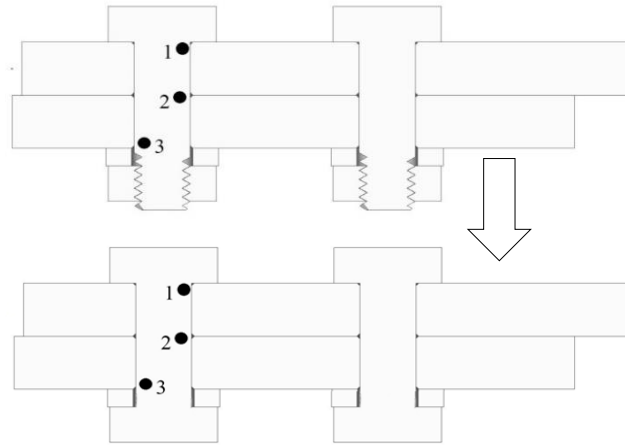


Рис. 3. небезпечні області в болті

Список використаних джерел:

1. Моделирование болтовых соединений, содержащих детали из ПКМ, в среде FEMAP/NASTRAN / Кривов Г.А., Матвиенко В.А., Рудько А.Н. и др. // Технологические системы. – К.: УкрНИИАТ, 2013. – №1. – С. 90-102.
2. Рудаков К.Н., Шукаев С.Н. Моделирование болтовых соединений из ПКМ в программном комплексе FEMAP/NX NASTRAN // Вісник НТУУ "КПІ". Серія "Машинобудування". – 2013. – №67. – С. 199-206.
3. Шукаев С.Н., Рудаков К.Н., Корнев П.А. Вплив технологічних факторів на міцність болтових з'єднань з композиційних матеріалів // Наукові вісті НТУУ "КПІ". – 2013. – №5(91). – С. 93-97.

УДК 621

Стогній С.І.¹, *наук. кер. Заховайко О.П.¹, к.т.н., доц.*¹Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: zakhov@yandex.ua

РОЗРАХУНОК ЕЛЕКТРИЧНОЇ ШИНИ РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ ЛІТАКА В УМОВАХ СИНУСОЇДАЛЬНОГО ВІБРАЦІЙНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

Надійність системи електропостачання літальних апаратів (ЛА) є одним з основоположних чинників безпеки польоту. Тому передбачається комплекс заходів для надійності функціонування і підвищення живучості бортової системи електроживлення (СЕЖ) ЛА.

Елементи СЕЖ ЛА працюють в жорстких умовах, пов'язаних з високим рівнем вібраційних навантажень та небезпекою виникнення резонансних явищ в процесі польоту [1].

Одними з відповідальних елементів в СЕЖ є електропровідні шини, виготовлені з алюмомідних штаб. Вимоги до надійної їх експлуатації дуже високі. І дана робота була присвячена дослідженню їх міцності в умовах синусоїдального експлуатаційного вібронавантаження. Проводились як експериментальні до-

слідження конкретних шин, так і комп'ютерне моделювання в середовищі SolidWorks з метою аналізу НДС конкретної шини при заданих навантаженнях.

Метою експериментальних випробувань була перевірка здатності шин протистояти руйнівній дії синусоїдальних вібрацій, що діють в місцях їх установки, і виконувати свої функції після впливу вібрації. Об'єктом випробувань були шини з алюмомідних штаб механізму рульового керування літака. На рис. 1 показані шини в кількості 8 шт., встановлені на плиті спеціального вібростенда, який дозволяє створювати вертикальне та горизонтальне прискорення об'єктів випробувань.

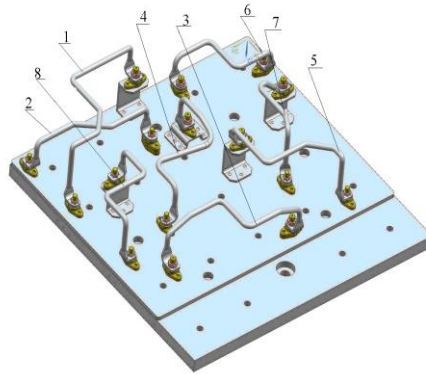


Рис. 1. Плита для випробувань з установленими на ній шинами

В процесі випробувань встановлювались резонансні частоти для різних типів шин та умови, за яких відбувалось їх руйнування, зокрема – спосіб їх закріплення. В процесі випробувань було виявлено, що шини, які закріплені на м'якому кронштейні, зруйнувались, а ті, які закріплювались на жорсткому кронштейні – пройшли випробування. Це дозволило зробити висновок про доцільність в подальшому закріплювати шини саме на жорсткому кронштейні.

Для аналізу НДС в середовищі SolidWorks була вибрана шина №1. Розв'язання даної задачі можна розділити на три етапи [2]:

- побудова геометричної моделі шини;
- постановка й розв'язок динамічного і статичного стану моделі;
- визначення частот й форм коливань.

На рис. 2 представлені епюри розподілу напружень в шині при динамічному навантаженні.

Розрахунки еквівалентних напружень в небезпечних зонах за Мізесом показали, що найбільші напруження виникають у місці кріплення шини та на зламі кронштейну. Саме в цих місцях сталось руйнування при випробуванні даної шини. Тобто, результати натурного та чисельного експерименту збігаються

В результаті розрахунків були знайдені 5 форм коливань моделі та встановлені розрахункові частоти. В табл. 1 наведені розрахункові та експериментально знайдені частоти власних коливань досліджуваної шини.

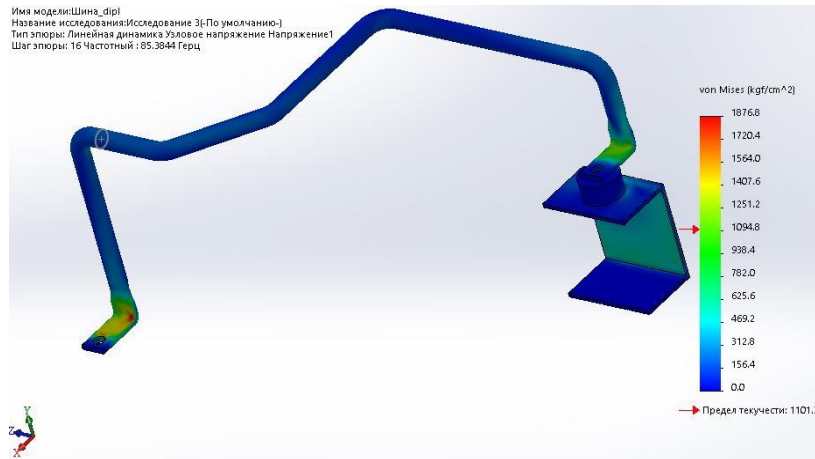


Рис. 2. Динамічний аналіз моделі по напруженням

Таблиця. 1 Власні частоти коливань шини №1

№ власної частоти	Власна частота, Гц	
	Розрахунок	Експеримент
1	85,38	76
2	317	294
3	500,13	458

При порівнянні розрахункових частот відносна похибка між експериментальними результатами та результатами комп'ютерного моделювання не перевищує 11%.

Список використаних джерел:

1. Слюдинов М.Н. Проектирование деталей, узлов, приводов и механизмов летательных аппаратов. – М.: «Машиностроение», 1967. – 392 с.: ил.
2. Рудаков К.М. Чисельні методи аналізу в динаміці та міцності конструкцій: Навч. посібник. – К.: НТУУ «КПІ», 2007. – 379 с.:іл.

УДК 539.4

Тетюра С.В.¹, *наук. кер. Тимошенко О.В.², к.т.н., доц., Коваль В.В.³, ас.*

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут» м. Київ

¹e-mail: Tetiora.Serhiy@gmail.com

²e-mail: timosaha@ukr.net

³e-mail: department_5@ukr.net

ВПЛИВ ВЕЛИЧИНИ НАТЯГУ ПРИ ДОРНУВАННІ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ДЛЯ СПЛАВУ Д16ЧТ

Як відомо, переважна більшість відповідальних елементів конструкцій в авіабудуванні знаходиться під впливом зовнішніх навантажень, що мають пе-

реважно циклічний характер. Ці навантаження призводять до поступового накопичення мікродефектів та появи магістральної втомної тріщини з наступним руйнуванням конструкції. Особливо небезпечними, з точки зору втомної міцності, є зони з наявними технологічними концентраторами напружень, такими як, наприклад, отвори для перетікання пального, вирізи у шпангоутах під стінгери, отвори під болтові та заклепкові з'єднання тощо. Небезпечність вищезгаданих конструктивних елементів, в першу чергу, обумовлюється нерівномірністю розподілу в зонах концентрації полів напружень та деформацій. Ці поля характеризуються різким локальним зростанням максимальних величин напружень та деформацій, оцінка яких за допомогою аналітичних методів розрахунку є досить складною задачею, що має бути вирішена з застосуванням основних положень статистичної теорії ймовірності.

Оскільки в рамках однієї роботи дуже складно охопити всі види концентраторів напружень, а також враховуючи той факт, що саме отвори є одними з найбільш поширених конструктивних елементів у авіаційних конструкціях, представлене наукове дослідження було обмежено лише розглядом технологічних отворів діаметром 5 мм.

Виходячи з того, що технологічні отвори виступають у якості осередка утворення макротріщини і являють собою найбільш слабке, з точки зору втомної міцності, місце конструкції на сьогоднішній день були розроблені методи, що дозволяють зменшити вплив концентрації напружень на величину довговічності. Серед цих методів найбільш відомими є місцеве поверхневе зміцнення шляхом дорнування отвору, розкаткою отвору, технологічним виготовленням спеціальних канавок навколо отвору, що призводить до так званого бар'єрного обтиску та інше. Проте вплив кожного з цих методів на довговічність відрізняється виходячи з технологічних параметрів самого процесу поверхневого зміцнення (діаметр дорну, величина і розташування канавки, тощо) та має оцінюватися окремо для кожного випадку.

Таким чином, задача дослідження впливу величини поверхневого зміцнення на величину довговічності елементу конструкції є актуальною задачею, що потребує окремого розгляду.

В рамках представленої роботи було розглянуто вплив процесу дорнування отвору, оскільки він є найбільш поширеним та найбільш просто технологічно-реалізовуваним методом поверхневого зміцнення на величину довговічності зразка з центральним отвором.

У якості досліджуваного матеріалу було вибрано авіаційний алюмінієвий сплав Д16чТ. Досліджувані зразки представляли собою пластину з центральним отвором 5 мм. Партії зразків відрізнялися величиною створеного після процесу дорнування натягу, що становив 0%, 1%, 2% та 3%. Випробування проводилися для випадку м'якого циклічного навантаження, що характеризувалося коефіцієнтом асиметрії циклу $R_\sigma = 0$. Частота навантаження при проведенні експериментів складала 3 Гц. Початок та подальша кінетика росту тріщини визначалися за допомогою відеофіксації та подальшої обробки відеоданих з цифрової ка-

мери. При цьому, для забезпечення якості виміру довжини тріщини було виконано відповідне масштабування.

В результаті проведення експериментів були отримані залежності росту довжини тріщини від кількості циклів навантаження для різних величин натягу при дорнуванні (рис. 1 а-г).

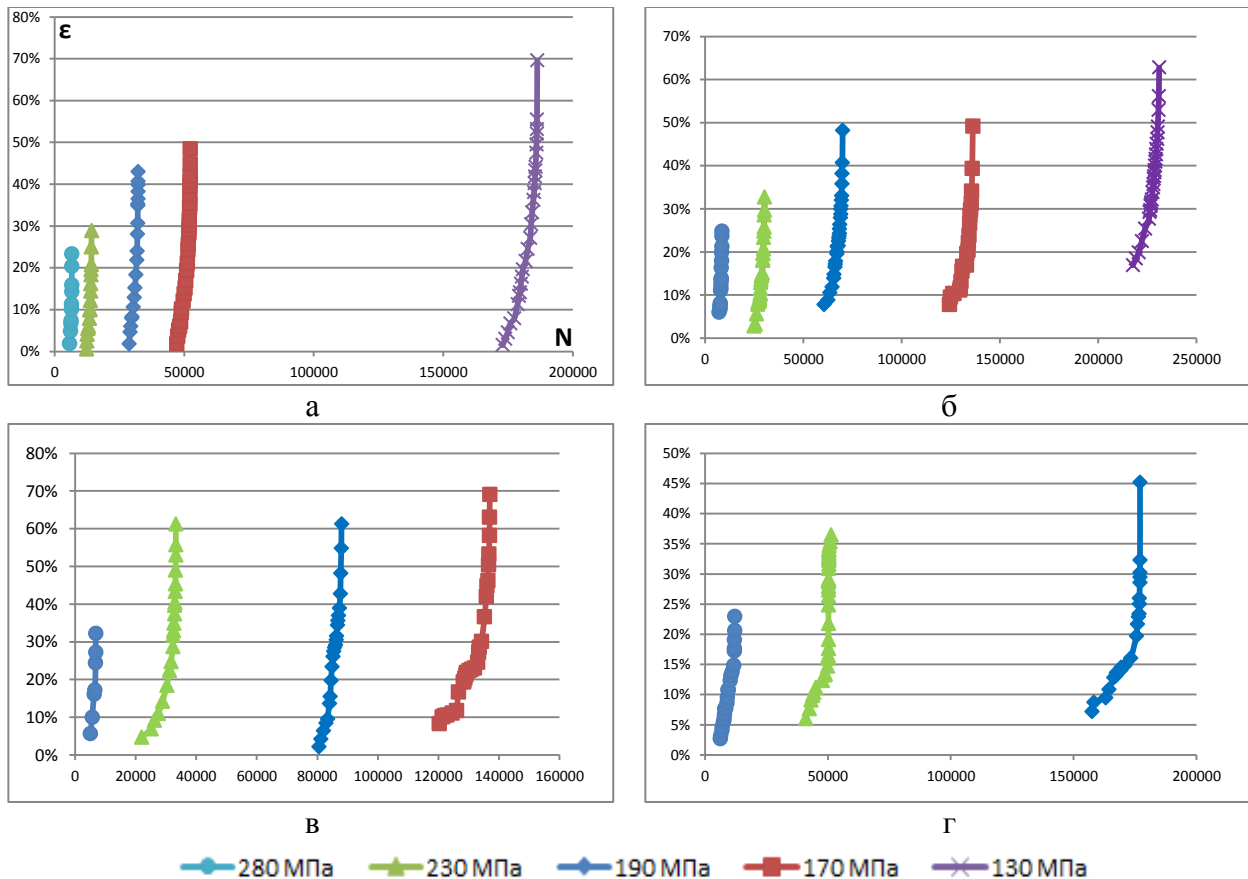


Рис. 1. Криві циклічної повзучості для різного рівня величини натягу при дорнуванні (а – натяг при дорнуванні 0%, б – натяг при дорнуванні 1%, в – натяг при дорнуванні 2%, г – натяг при дорнуванні 3%).

При цьому, процес формування тріщини було розділено на утворення втомної її частини та долам зразка. При побудові графіків розглядалася лише втомна частина довжини тріщини.

Отримані результати демонструють, що зі зменшенням величини максимального напруження в циклі зростає кількість циклів до початку утворення тріщини, а також довжина тріщини від моменту її утворення до досягнення нею граничної втомної довжини, після якої відбувається лише долам зразка. Так, наприклад, при 1% залишкової пластичної деформації для 230 МПа - 24897 цик., для 170 МПа - 124320 цик. при цьому довжина тріщини для 230 МПа – 9,48 мм, для 170 МПа – 12,28 мм.

Прийнявши за критичну величину тріщини її довжину, що дорівнює діаметру отвору були побудовані криві довговічності для різних величин натягу після дорнування (рис. 2).

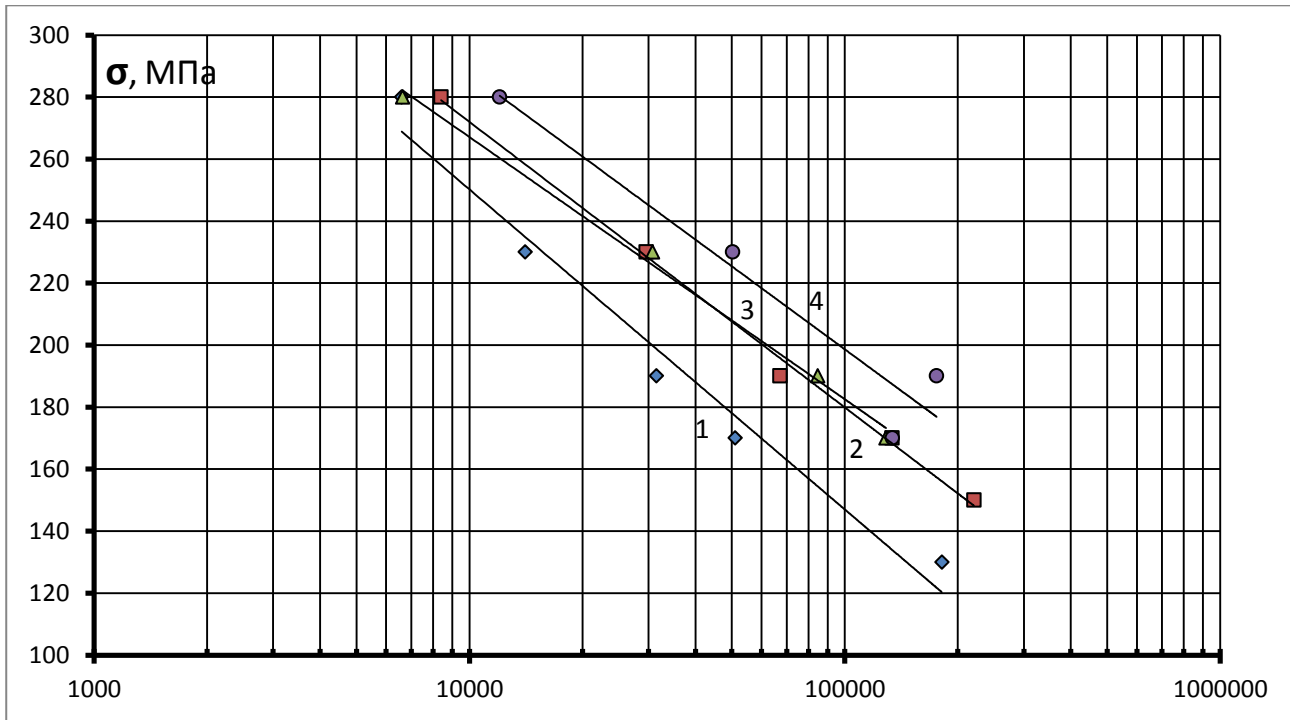


Рис. 2. Криві малоциклової втоми для зразка з отвором при:
 1 – натяг при дорнуванні 0%, 2 – натяг при дорнуванні 1%,
 3 – натяг при дорнуванні 2%, 4 – натяг при дорнуванні 3%

З рис. 2 видно, що збільшення величини залишкової пластичної деформації, що виникає після процесу дорнування переважно призводить до збільшення величини довговічності. Так, наприклад, для величини максимального навантаження в циклі, що дорівнює 190 МПа значення довговічності для натягу 3% у 5,57 рази більша, ніж величина довговічності для зразка без дорнування та у 2,07 рази більша, ніж для випадку натягу 2%.

Таким чином, відповідно до проведених експериментальних досліджень можна зробити наступні висновки: 1) зі збільшенням величини натягу при дорнуванні зростає кількість циклів до початку утворення тріщини у зразку та збільшується її гранична втомна складова, 2) зростання величини натягу при дорнуванні призводить до збільшення кількості циклів до утворення критичної величини тріщини. При цьому, відповідно до проведених експериментальних досліджень, величина довговічності для випадків дорнування з натягами 1% та 2% майже не відрізняється. Тобто процеси дорнування з цими величинами натягів можна вважати рівноцінними з точки зору впливу на величину довговічності.

Список використаних джерел

1. Стрижало В.А. «Циклическая прочность и ползучесть металлов при малоцикловом нагружении в условиях низких температур»
2. Стрижало В.А., Скрипченко В. И. «Малоцикловая усталость при низких температурах»
3. Степанова Т. Ю. «Технологии поверхностного упрочнения деталей машин».

УДК 539.3

Жмутова Є.Р., *наук. кер., Трубачев С.І., к.т.н., доц.*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: strubachev@i.ua

РОЗРАХУНОК НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ СИЛЬФОНОГО КОМПЕНСАТОРА У СИСТЕМІ ЗАБОРУ ПОВІТРЯ ЛІТАКА

Розвиток авіабудування передбачає створення надійних елементів конструкцій у системі забору повітря сучасного транспортного літака, тому актуальною являється задача визначення напружено-деформованого стану сильфонного компенсатора літака. Сильфонні компенсатори є невід'ємною частиною багатьох систем подачі повітря чи рідин у багатьох установках та транспортних засобах. Завдяки наявності компенсаторів запобігають поломки від багатоциклових напружень. Сильфонний компенсатор використовується для компенсації температурного розширення трубопроводів, а також для компенсації відсутності співвісності в трубопровідних системах, що з'являється після монтажних робіт.

У даній роботі розглядається сильфонний компенсатор у системі забору повітря сучасного транспортного літака, та визначення його напружено-деформованого стану при максимальному розрахунковому тиску 4,8 МПа (рис. 1).

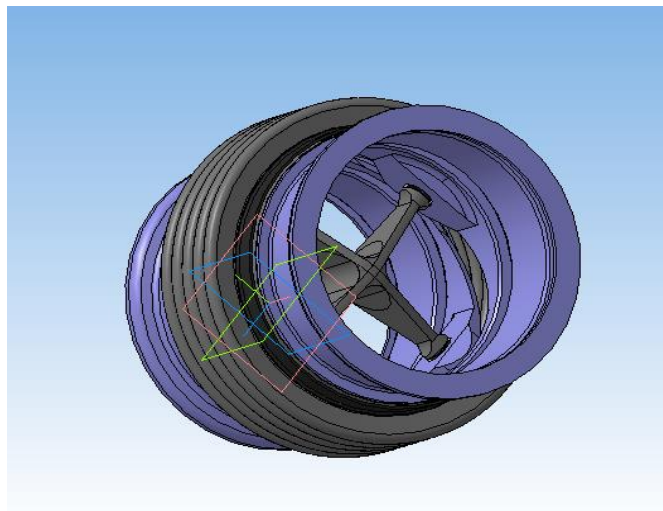


Рис. 1. Сильфонний компенсатор

На основі сучасних чисельних методів був проведений аналіз напружено-деформований стану сильфоновго компенсатора та його основних складових: карданного кільця, хрестовини, внутрішнього кільця шарніра, зовнішнього кільця шарніра. Розрахунок було проведено методом скінченних елементів в комплексі програм ANSYS [1,2]. Застосовувались тетраедричні лінійні елементи. Кількість елементів – 98450 шт. Скінченно-елементна модель показана на рис. 1.

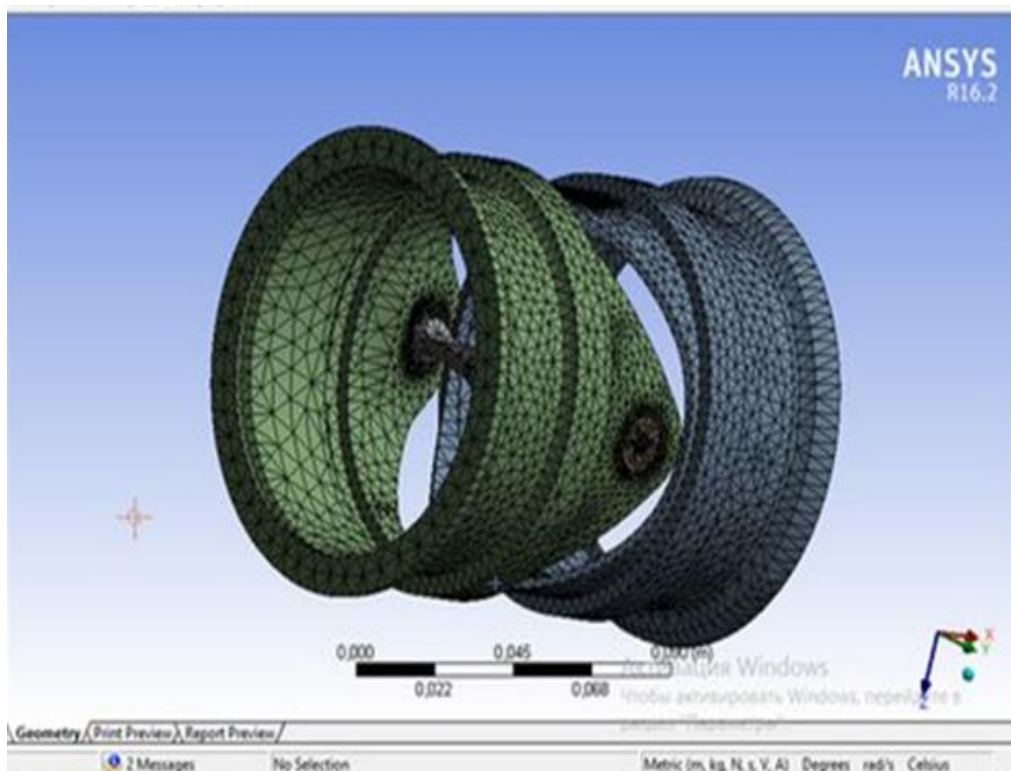


Рис. 2. Скінченно-елементна модель сильфоного компенсатора

Еквівалентні напруження визначалися за критерієм Мізеса (рис 3).

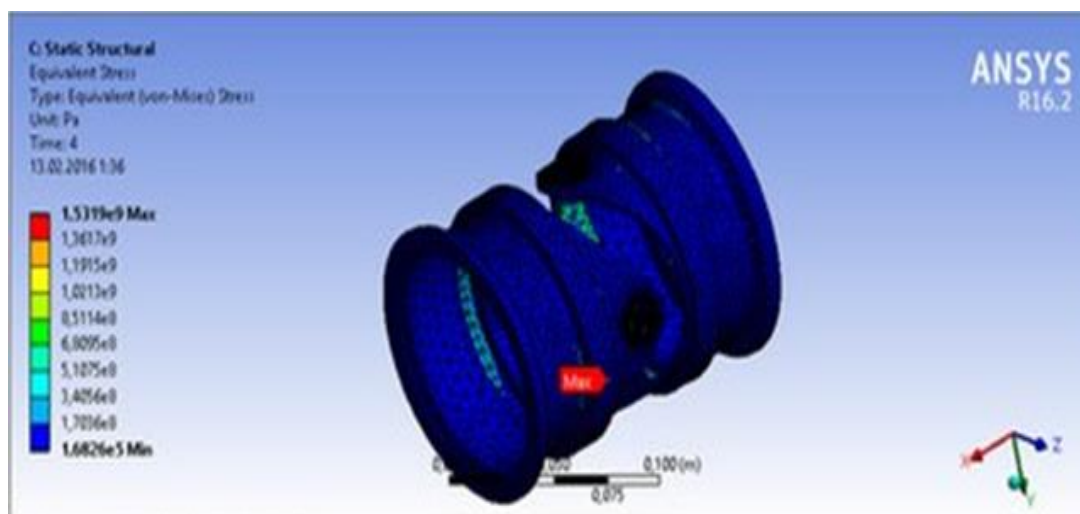


Рис. 3. Розподіл еквівалентних напружень

В результаті проведеної роботи було визначене місце можливого руйнування конструкції, та зроблена оптимізація геометрії, яка повинна збільшити ресурс роботи сильфоного компенсатора.

Список використаних джерел:

1. Нори Д., Фриз Ж. Введение в метод конечных элементов. – М.:Мир,1981. –465 с.
2. Каплун А.Б. ANSYS в руках инженера: практическое руководство. – М.:УПСС,2003. – 275с.

УДК 539.3

Власов А.І., наук. кер. Трубачев С.І., к.т.н., доц.Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: strubachev@i.ua**МІЦНІСТЬ ЛАКОФАРБНОГО ПОКРИТТЯ ЕЛЕМЕНТІВ ОБШИВКИ
ЛІТАКА ПРИ ВІБРОАКУСТИЧНОМУ НАВАНТАЖЕННІ**

В процесі експлуатації транспортних літаків лакофарбове покриття елементів обшивки зазнає деяких пошкоджень, тому оцінка міцності даного покриття при різних видах навантаження є актуальною задачею. В літаках використовується металева обшивка з алюмінієвих сплавів. Поверхня обшивки повинна бути дуже гладкою, допустима шорсткість не більше 5 мкм. З цією метою на обшивку наноситься лакофарбове покриття з наступною поліровкою. Захист за допомогою лакофарбових покриттів (ЛКП) - основний спосіб захисту деталей від корозії. Як правило, застосовуються багатошарові (до 7 шарів) ЛКП. Матеріали, використовувані для створення ЛКП, залежно від призначення, поділяються на ґрунтовки, шпаклівки, лаки і фарби (рис.1.)

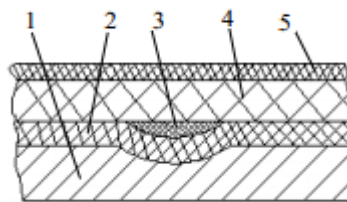


Рис. 1. Структура захисного ЛКП:

1 - деталь, 2 - ґрунт; 3 - шпаклівка; 4 - основне ЛКП; 5 – лак

Обшивка також повинна забезпечувати герметичність конструкції. Перетікання повітря через щілини у стиках обшивки збільшує опір крила і погіршує його аеродинамічні якості. В даній роботі розрахунок обшивки з ЛКП було виконано методом скінченних елементів [1, 2] в комплексі програм MSC Patran (рис. 2).

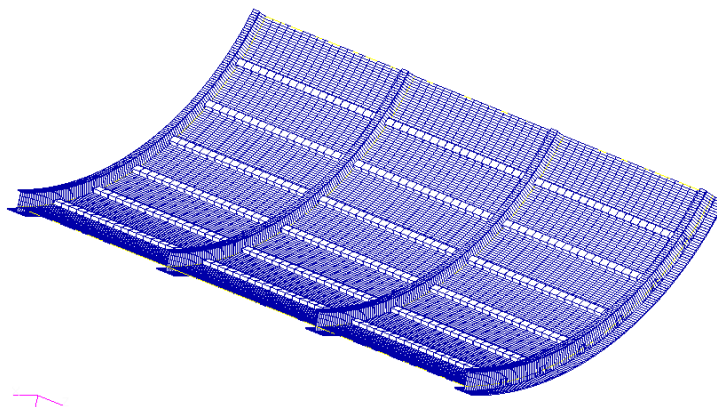


Рис. 2. Скінченно-елементна модель обшивки

Спектр акустичних навантажень вибирався від 112 дБ до 118 дБ. Були визначені власні частоти та форми коливань обшивки. Також було проведено експериментальне дослідження власних частот на елементи обшивки транспортних літаків. Було визначено 7 власних частот зразків (табл. 1)

Таблиця 1. Власні частоти зразків

Погонна маса, кг/м ²	Власні частоти, Гц							Номер партії
	1	2	3	4	5	6	7	
1,32	40,6	39,4	36,0	37,0	38,7	38,6	39,5	1
1,68	37,8	36,2	35,2	35,6	36,5	35,5	41,9	1
2,04	63,8	64,2	66,5	64,1	64,6	63,6	60,9	2
1,74	56,3	55,9	52,6	54,5	58,9	58,8	55,4	2
1,59	58,6	55,5	56,5	55,9	59,7	58,6	60,7	2
1,69	78,0	78,0	75,7	75,1	75,4	78,3	78,2	3
1,74	46,1	44,2	44,6	48,9	52,0	48,9	49,0	1
1,47	61,8	65,3	65,7	67,1	69,4	68,2	66,9	3

Аналіз результатів розрахунку показав, що похибка між експериментальним методом і методом комп'ютерного моделювання склала всього 14 % що є допустимим значенням. На основі визначення спектра власних частот та форм коливань обшивки були видані рекомендації щодо режимів вібраційного навантаження обшивки літака.

Список використаних джерел:

1. Нори Д., Фриз Ж. Введение в метод конечных элементов –М., 1981. – 465 с.
2. Рудаков К.М. Чисельні методи аналізу в динаміці та міцності конструкцій: Навч. посібник. – К.: НТУУ «КПІ», 2007. – 379 с.:іл.

УДК 539.42

Гусенко О.Р.¹, *наук. кер.* **Стрижало В.А.¹**, **Дзюба В.С.²**

¹ Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: oleksandrhusenko@gmail.com

² ІПМіц. імені Г.С. Писаренка НАН України, м. Київ, e-mail: dziuba@nas.gov.ua

МІЦНІСТЬ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ПРИ КІМНАТНІЙ ТЕМПЕРАТУРІ

Сучасний композиційний матеріал складається з суцільного речовини - матриці, як правило, з пластичними властивостями, і розміщених в ній міцних волокон, ниток, кристалів, що виконують роль арматури. В якості матриці найчастіше застосовують полімерні смоли, термопласти, алюміній, мідь і інші пластичні матеріали. Найбільш поширеними композитами є склопластики. У них

високоміцні скляні волокна становлять єдине ціле з полімерною смолою. Склопластики перевершують по міцності конструкційні сталі і легше їх в три-чотири рази.

Основною проблемою зростання обсягів виробництва КМ є підвищення стійкості міцності матеріалів до дії зовнішніх умов. Істотний вплив на властивості міцності КМ надають умови експлуатації (температура, швидкість навантаження, вологість). На сьогоднішній день питання короточасної міцності при кімнатних і високих температурах композиційних матеріалів так і не вирішене, оскільки міцність є характеристикою не матеріал, а процесу навантаження. Це обумовлює дуже обережне використання КМ конструкторами, що не довіряє надійності нових матеріалів.

Дуже важливими є дослідження в області отримання механічних характеристик з композиційних матеріалів (КМ) в умовах складного силового і теплового навантажень. Пропонується новий неруйнівний метод визначення міцності матеріалу. Суть його полягає в тому, що за даними, отриманими на зразку при початковому механічному навантаженні (наприклад, при розтязі), розраховується його міцність при руйнуванні. Фактично, все зводиться до того, що за даними, отриманими на початковій ділянці діаграми « σ - ε » визначається вся діаграма без навантаження зразка до руйнування. Для перевірки цього підходу зразок з КМ (склопластик) довантажуються до руйнування і на одному графіку зображується експериментальна і розрахункова залежності.

Нижче наводиться методика розрахунку діаграми « σ - ε » за даними його початкової ділянки і проводиться порівняння з експериментом. Розрахунки виконували за допомогою запропонованої системи рівнянь. Для цього в початковій зоні деформування зразка вибирали чотири точки, для яких відомі значення часу, напруги і деформації. Ці дані підставляли в систему рівнянь. Далі, за допомогою EOM (в нашому випадку Dell INSPIRON), знаходили N_1 та N_2 . На наступному етапі знаходили коефіцієнти B_1 та B_2 .

$$B_1 = \frac{N_1 + 1}{V \sigma^{N_1} (\tau_2)^{N_1 + 1}}, \quad B_2 = \frac{N_2 + 1}{V \sigma^{N_2} (\tau_1)^{N_2 + 1}} \left[L_1 - \left(\frac{\tau_1}{\tau_2} \right)^{N_1 + 1} \cdot L_2 \right],$$

де $L = 1 - \left[1 + (n + 1) \cdot B(\tau) \cdot (V\tau)^{n+1} \right]^{\frac{1}{n+1}}$ - пошкодження зразка (від 0 до 1)

n - степеневая залежність накопичення пошкоджень матеріалу,

B - елементарне пошкодження матеріалу,

τ - час витримки зразка при початковому навантаженні.

Отримані дані візуалізували за допомогою графіка в координатах « σ - ε » суміщенням експериментальної діаграми деформування з розрахунковою наведені на рис. 1. Видно, що ліва гілка розрахункової кривої близько знаходиться від лівої гілки експериментальної (розбіжність по міцності 1%).

Таким чином, використання запропонованого неруйнівного методу визначення характеристик міцності композиційного матеріалу дозволяє знаходити

ці характеристики з достатнім ступенем точності, що підтверджено експериментально.

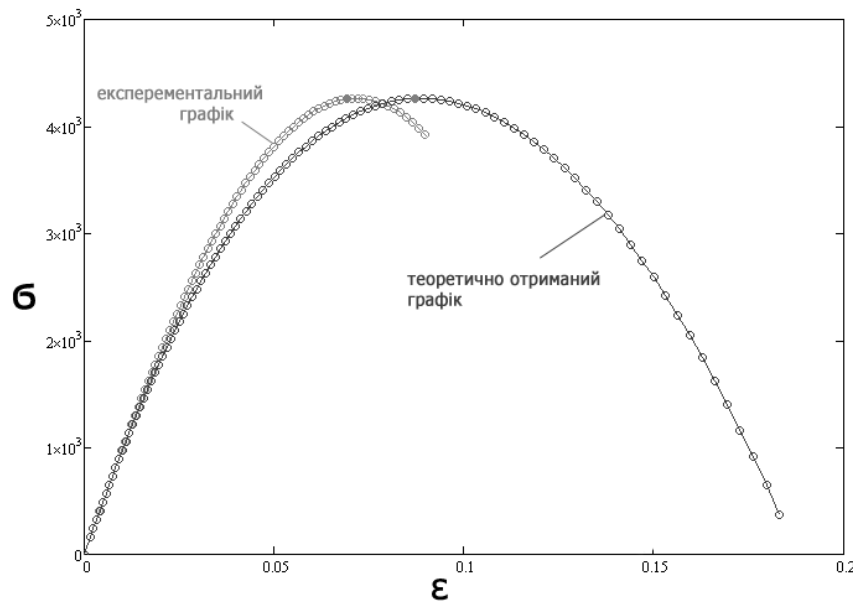


Рис. 1. Розрахункова та експериментальна діаграми деформування

Список використаних джерел:

1. Дзюба В.С. Термодинамический подход к оценке повреждаемости армированных пластиков – Киев: Институт проблем прочности, 1984. – 56 с.

УДК: 534-16: 534.1

Бурлак К.П., Рибалка А.О., *наук. кер. Цибенко О.С., д.т.н., проф.*

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: as-ts@ukr.net

ДОСЛІДЖЕННЯ ВИПАДКОВИХ ВІБРАЦІЙ НАНОСУПУТНИКА POLYITAN-2

Надійність і безпека експлуатації є одними з найважливіших вимог, що пред'являються до космічних апаратів (КА) на етапі проектування [1-3]. При наземному транспортуванні, в процесі виведення, експлуатації на орбіті виникає особливий вид навантаження - випадкові вібрації, які за певних умов можуть призвести до часткового або повного руйнування елементів КА. Тому оцінка віброміцності КА при дій випадкових навантажень є актуальною.

Метою цієї роботи є дослідження в рамках статистичної динаміки процесу виведення на навколоразетну орбіту наносупутника (НС) POLYITAN-2.

НС POLYITAN-2 виконаний за негерметичною схемою і містить науковий модуль, електронну платформу, модуль системи орієнтації та стабілізації, антенний блок і обшивку, які розміщені на несучому каркасі. Габаритні розміри НС POLYITAN-2 – 100×100×227 мм, маса – 1,8 кг.

Для моделювання випадкових вібрацій НС використовували метод спектральних уявлень [4] в поєднанні з методом скінченних елементів (МСЕ). Розв'язок задачі статистичної динаміки НС представили у вигляді послідовності етапів. Спочатку визначали усічений спектр власних форм і частот коливань дискретної моделі НС в рекомендованому діапазоні частот 20...2000 Гц [3]. Потім, в результаті переходу до головних координат, отримали незв'язну систему звичайних диференціальних рівнянь другого порядку по часовому аргументу τ

$$\ddot{y}_j + 2\omega_j \varepsilon_j \dot{y}_j + \omega_j^2 y_j = g_j \quad (j=1,2,3,...n) \quad (1)$$

де j – порядковий номер форми коливань, y_j - узагальнене переміщення,

ε_j - коефіцієнт демпфування, який визначається згідно формулі Релея [5],

g_j - стаціонарна випадкова функція навантаження з відомими ймовірнісними характеристиками. Слідуючи [4], розв'язок (1) в просторі частоти визначали як

$$S_{y_j}(\omega) = \frac{S_{g_j}(\omega)}{(\omega_{0j}^2 - \omega^2)^2 + 4\varepsilon_j^2 \omega^2} \quad (j=1,2,3,...n) \quad (2)$$

де $S_{y_j}(\omega)$ и $S_{g_j}(\omega)$ - відповідні спектральні щільності вхідного і вихідного процесів. Потім, здійснюючи зворотний перехід з ω у τ , знаходили ймовірнісні характеристики узагальнених переміщень y_j та їх похідних - $\dot{y}_j$ і $\ddot{y}_j$. Кореляційну функцію напружень визначали за методикою, викладеної в [5,6].

Побудову скінченно-елементної моделі (СЕМ) НС здійснювали в системі Ansys [5]. Для апроксимації каркаса, наукового модуля, стійок електронної платформи, акумуляторів і антенного модуля використовували 20-ти вузлові гексагональні елементи SOLID186. При апроксимації кронштейнів СОС і електронних плат ЕП застосовували 4-х вузлові багатошарові пластинчасті елементи SHELL181 з 4-ма шарами по товщині. Для зчленування пластинчастих і об'ємних КЕ використовували безмасові абсолютно жорсткі зв'язки у вигляді двовузлових балочних елементів BEAM188. Зчленування об'єктів з різним ступенем дискретизації з однотипних СЕ реалізовували за допомогою контактних елементів CONTA174. В результаті отримали СЕМ НС POLYTAN-2, що складається з 326300 елементів з 1221504 вузлами.

Розрахунки виконували для варіантів навантаження, при яких коливання конструкції викликані кінематичним збуренням в вузлах кріплення НС до транспортувального контейнера. Кінематичне збурення задавали у формі широкосмугового стаціонарного випадкового процесу з відомою спектральною щільністю [3]. В результаті розрахунків отримали розподіли середньоквадратичних значень переміщень, прискорень та еквівалентних напружень по Мізесу в елементах конструкції НС.

Список використаних джерел:

1. ECSS-E-ST-10-03C, Space engineering Testing, ECSS Secretariat ESA-ESTEC Requirements & Standards Division Noordwijk, The Netherlands, 2012;
2. ECSS-E-HB-32-26A, Space engineering Spacecraft mechanical loads analysis handbook. Requirements & Standards Division Noordwijk, The Netherlands, 2013;
3. QB50. System Requirements and Recommendations. Issue 7, 2015;
4. Болотин В.В. Статистические методы в строительной механике. - М.: Изд-во лит-ры по строительству, 1965. – 343 с
5. ANSYS Structural Analysis Guide ANSYS Release 12.1. ANSYS, Inc. Southpointe 275 Technology Drive Canonsburg, PA <http://www.ansys.com> (T) 724-746-3304 (F) 724-514-9494.
6. Daniel J. Segalman, Clay W. G. Fulcher, Garth M. Reese. An Efficient Method for Calculating RMS von Mises Stress in a Random Vibration Environment. Sandia report, february 1998

УДК 539.3

Дубневіч Я.М., наук. кер. Чемерис О.М., к.т.н., доц.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ

КОЛИВАННЯ ЗАЦЕМЛЕННОГО СТРИЖНЯ З ДВОМА ПРОМІЖНИМИ ШАРНІРАМИ

В механізмах машин часто використовують стрижні з проміжними шарнірами. Розрізні балки використовують також в будівельних конструкціях. В валах машин для зміни критичних обертів іноді ставлять проміжні шарніри. Для зацмленого стрижня з одним проміжним шарніром перші три частоти і форми коливань знайдені в роботі [1]. В роботі [2] визначаються частоти коливань зацмленого стрижня з одним шарнірним і одним ковзним проміжними шарнірами. Для зацмленого стрижня з двома проміжними шарнірами даних по визначенню частот коливання відсутні. В даній роботі визначаються частоти коливань зацмленого стрижня (рис. 1) з двома проміжними шарнірами.

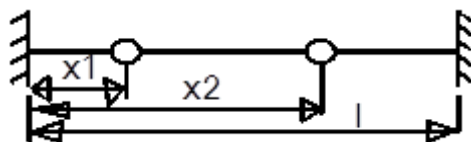


Рис. 1. Схема балки

При рішенні даної задачі використовується метод початкових параметрів [3]. Рівняння власних коливань стрижня сталої товщини має вигляд:

$$\frac{d^4 y}{dx^4} - k^4 y = 0,$$

де частотний параметр $k^4 = \frac{q}{g} \frac{\omega^2}{EI}$,

q - погонна вага стрижня, g - прискорення, E - модуль Юнга, I - момент інерції поперечного перерізу стрижня, ω - кругова частота власних коливань стрижня. Рішення даного рівняння

$$y(x) = C_1 \sin kx + C_2 \cos kx + C_3 \operatorname{sh} kx + C_4 \operatorname{ch} kx.$$

Помістимо початок осі x на лівому краї стрижня. Позначимо $y(0) = y_0$, $y'(0) = \varphi_0$, $y''(0) = M_0 / EI$, $y'''(0) = Q_0 / EI$. де M_0, Q_0 відповідно момент та перерізує сила. Визначимо сталі величини C_i через початкові параметри $(y_0, \varphi_0, M_0, Q_0)$ і знаходимо:

$$y(x), y'(x) = \varphi(x), M(x), Q(x)$$

$$y(x) = y_0 A_x + \varphi_0 B_x \cdot \frac{1}{k} + M_0 C_x \cdot \frac{1}{EI \cdot k^2} + Q_0 D_x \cdot \frac{1}{EI \cdot k^3}, \quad (1)$$

$$\varphi(x) = \varphi_0 A_x + M_0 B_x \cdot \frac{1}{EI \cdot k} + Q_0 C_x \cdot \frac{1}{EI \cdot k^2} + y_0 D_x \cdot k,$$

$$M(x) = M_0 A_x + Q_0 B_x \cdot \frac{1}{k} + y_0 C_x \cdot EI \cdot k^2 + \varphi_0 D_x \cdot EI \cdot k,$$

$$Q(x) = Q_0 A_x + y_0 B_x \cdot EI \cdot k^3 + \varphi_0 C_x \cdot EI \cdot k^2 + M_0 D_x \cdot EI \cdot k,$$

Тут введено позначення для функцій:

$$A_x = 0.5 \cdot (\operatorname{ch} kx + \cos kx), \quad B_x = 0.5 \cdot (\operatorname{sh} kx + \sin kx),$$

$$C_x = 0.5 \cdot (\operatorname{ch} kx - \cos kx), \quad D_x = 0.5 \cdot (\operatorname{sh} kx - \sin kx).$$

Частоти поперечних коливань знаходяться по формулі:

$$\omega = \frac{k^2}{l^2} \sqrt{\frac{EJ \cdot g}{q}},$$

де E - модуль Юнга, J - момент інерції, q - погонна вага балки.

Частотний параметр k знаходиться із граничних умов:

$$1) y(0) = 0, \quad 2) M(\xi l) = 0, \quad 3) M(\eta l) = 0, \quad 4) y(l) = 0.$$

Прирівнюємо до нуля визначник даної системи $Z(\hat{e}) = 0$ і знаходимо:

Таблиця 1. Значення частотного параметра k

ξ / η	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
0,1	3,73	4,128	4,835	-	-
0,2	4,107	4,566	-	-	-
0,3	4,078	4,326	4,606	4,893	-
0,4	3,558	3,674	3,821	4,008	4,266
0,5	3,075	3,163	3,287	3,645	-
0,6	2,714	2,797	2,923	-	-
0,7	2,442	2,531	-	--	-
0,8	2,235	-	-	-	-

$$Z(\hat{e}) = K(\hat{e}) - K1(\hat{e})$$

$$K(k) = [D(k) - C(k)] \cdot \frac{B(\xi \cdot k)}{A(\xi \cdot k)} + \alpha(k) \cdot B((1 - \xi)k) \cdot A((1 - \eta)k)$$

$$K1(k) = [C(k) - B(k)] \cdot \frac{B(\xi \cdot k)}{A(\xi \cdot k)} + \alpha(k) \cdot A((1 - \xi)k) \cdot B((1 - \eta)k)$$

$$\alpha(xk) = -[B(\eta k) - \frac{B(\xi k)}{A(\xi k)} \cdot A(\eta k)] / D[(\eta - \xi)k]$$

$$A(k) = 0.5(\cosh x + \cos x), \quad B(k) = 0.5(\sinh k + \sin k),$$

$$C(k) = 0.5(\cosh k - \cos k), \quad D(k) = 0.5(\sinh k - \sin k),$$

a, b - границі інтервалу знаходження кореня даного визначника.

$x_1 = \xi l$ - відстань від лівої опори першого шарніру,

l - довжина стрижня, $x_2 = \eta l$ - відстань від лівої опори другого шарніру.

Значення частотного параметра x приведено в таблиці 1, де рішення знайдено за допомогою функції $[root(K(k), k, a, b)] = 0$ в системі «МАТКАД».

Список використаних джерел:

1. М.А. Павловский, А.Н.Чемерис, Д.С. Дидковский К методу начальных параметров при изгибных колебаниях балок с шарнирами и осцилляторами // Проблемы прочности. - 1982. - №12. - С.103-104.
2. Чемерис А.Н. Колебания балок с промежуточним шарниром // Машиностроение и техносфера XIV века. / Сборник трудов XIV международной научно технической конференции. - Донецк 2007. - Том 4. - С.133-138.
3. И.М.Рабинович и др. Расчёт сооружений на импульсивные воздействия. - М., 1970.

УДК 539.3

Євтушенко М.О., наук. кер. Чемерис О.М., к.т.н., доц.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ

ЧАСТОТА СИМЕТРИЧНИХ КОЛИВАНЬ РАМИ

Нижня частоти власних симетричних коливань рами (рис. 1) може бути знайдена методом переміщень або наближеним методом скінчених елементів. Стрижні такої рами мають однакові розміри і масу. В даній роботі з'ясовується похибка наближеного та точного рішення. Кожен вертикальний і горизонтальний стрижень (елемент I) має довжину l і масу m .

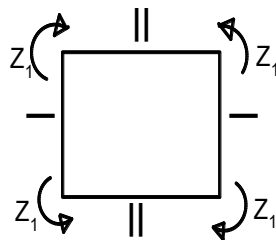


Рис. 1. Схема рами

В даному випадку для елементів I, II маємо

$$\delta^I = \{0, -z_1, 0, z_1\}^*, \delta^{II} = \{0, z_1, 0, z_1\}^*.$$

В вузлі 1 складаємо рівняння $M_1^I + M_1^{II} = 0$.

Позначимо $\alpha = m\omega^2 l^4 / 420 \cdot EJ$ та використовуючи [1] співвідношення $F = (K - A) \cdot \bar{\delta}$, знаходимо:

$$(-12 + 35\alpha)Z_1 = 0.$$

Прирівнюємо до нуля визначника даної системи і знаходимо найменший корінь даного рівняння $\alpha_{\min} = 0.3428$. Нижня частота власних коливань рами

складає величину $\omega = \frac{12}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}}$.

По методу переміщень [2] частотне рівняння має вигляд:

$$a(x) = \frac{x(\cosh x \cdot \sin x - \sinh x \cdot \cos x)}{4(1 - \cosh x \cdot \cos x)}, \quad b(x) = \frac{x(\sinh x - \sin x)}{2(1 - \cosh x \cdot \cos x)}, \quad X(x) = a(x) - b(x) = 0.$$

Знаходимо $x_{\min} = 3.142$. По методу переміщень знаходимо: $\omega = \frac{9.87}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}}$.

Різниця частот по методу переміщень та скінчених елементів складає 17%.

Якщо розділити стрижень на вісім рівних елементів і ввести крім Z_1 ще лінійне зміщення Y_2 в середині стрижня, то похибка буде менше 5%.

Список використаних джерел:

1. О.М Чемерис Будівельна механіка машин. Стрижневі системи. Методичні вказівки до виконання курсової роботи. - К.: НТТУ «КПІ», 2006. – 25 с.
2. Г.К.Клейн и др. Руководство к практическим занятиям по курсу строительной механики. - М.: Высшая школа, 1972. – 317 с.

УДК 539.3

Каранкевич В.С., *наук. кер. Чемерис О.М. к.т.н., доц.*

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ

ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТОТ КОЛИВАНЬ ШАРНІРНО ЗАКРІПЛЕНОГО СТРИЖНЯ СХІДЧАСТОЇ ТОВЩИНИ МЕТОДОМ СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Для визначення частот і форм коливань стрижня змінного перерізу часто використовують [1] метод послідовних наближень. В даній роботі частота ω коливань стрижня східчасто змінної товщиною (Рис.1). визначається методом скінчених елементів. Залежність між вузловими силами Q, M та переміщеннями u, φ запишемо в виді [2]:

$$\begin{pmatrix} Q_i \\ Q_j \\ M_j \end{pmatrix} = \frac{3EI}{l^3} \begin{pmatrix} 1 & -1 & l \\ -1 & 1 & -l \\ l & -l & l^2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ y_i \\ \varphi_j \end{pmatrix} - \frac{\rho S l}{280} \begin{pmatrix} 66 & 39 & -11l \\ 39 & 136 & -24l \\ -11l & -24l & 16l^2/3 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ y_i \\ \varphi_j \end{pmatrix},$$

$$\begin{pmatrix} Q_i \\ M_i \\ Q_j \end{pmatrix} = \frac{3EI}{l^3} \begin{pmatrix} 1 & l & -1 \\ l & l^2 & -l \\ -1 & -l & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_1 \\ \varphi_1 \\ 0 \end{pmatrix} - \frac{\rho S l}{280} \begin{pmatrix} 136 & 24l & 39 \\ 24l & 16l^2/3 & 11l \\ 39 & 11l & 66 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y_1 \\ \varphi_1 \\ 0 \end{pmatrix},$$

де ρ - щільність матеріалу,

l - довжина елемента,

S - площа поперечного перерізу,

E - модуль Юнга,

I - момент інерції поперечного перерізу стрижня.

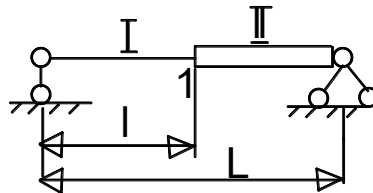


Рис. 1. Розрахункова схема

В умовах попередньої задачі $J_1 = J$, $J_2 = 4J$, $m_1 = m$, $m_2 = 2m$. В даному випадку вектори переміщень $(0, y\varphi)^*$, $(y\varphi, 0)^*$, $\alpha = \frac{m\omega^2 l^4}{280 \cdot EI}$, $x = \varphi \cdot l$.

Рівняння можливих робіт $Q_k^I + Q_k^{II} = 0$, $M_k^I + M_k^{II} = 0$,

$$(15 - 408\alpha)y + (9 - 24\alpha)x = 0, (9 - 24\alpha)y + (15 - 16\alpha)x = 0$$

Прирівнюємо до нуля визначник даної системи і знаходимо менший корінь даного рівняння $\alpha_{\min} = 0.025$.

Частоти коливань ступінчатого стрижня при $l = L/2$,

$$\omega_{\min} = \frac{10.58}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{m}}.$$

Похибка в порівнянні з точним рішенням [1] складає 10%

Список використаних джерел:

1. И.М.Рабинович и др. Расчёт сооружений на импульсивные воздействия. М. 1970
2. Чемерис О.М. Будівельна механіка машин. Стрижневі системи. Методичні вказівки до виконання курсової роботи. К., 2006.

УДК 539.3

Яшкін Л.О., наук. кер. Чемерис О.М. к.т.н., доц.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ

КРИТИЧНІ ОБЕРТИ ВАЛА З ДИСКОМ

Вали з масивними маховиками часто використовуються в машинобудуванні. В даній роботі з'ясовується вплив маси маховика та його розміщення (рис. 1) по довжині вала на його критичні оберти. Частоти коливань вала з диском будемо шукати методом [1] початкових параметрів.

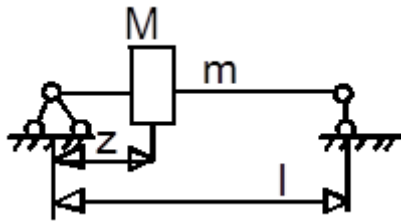


Рис. 1. Схема вала

Нехай m - погонна маса вала, M - маса маховика, l - довжина вала, $\xi = z/l$, $\alpha = M/ml$, EJ - згинна жорсткість вала, ω - кругова частота коливань вала:

$$x = \sqrt[4]{\frac{m\omega^2}{EJ}}.$$

Невідомими параметрами в даній задачі будуть: ($\varphi_0/x = \varphi$), φ_0 - кут повороту на лівій опорі, ($Q_0/EJx^3 = Q$), Q_0 - реакція лівої опори.

Із граничних умов знайдемо:

$$y(1) = \varphi B(x) \cdot 1/k + Q \cdot D(x) + y_\xi \cdot \alpha \cdot x \cdot D(\xi x) = 0,$$

$$M(1) = \varphi D(x) + Q B(x) + \alpha x y_\xi \cdot B(\xi) = 0, \quad y_\xi = \varphi \cdot B(\xi \cdot x) + Q \cdot D(\xi \cdot x).$$

Підставляємо y_ξ в перші два рівняння і одержуємо однорідну систему двох рівнянь відносно φ, Q . Прирівнявши до нуля визначник даної системи одержимо рівняння (1):

$$X(x) = [B(x) + \alpha x B(\xi x) \cdot D(\xi x) - [D(x) + \alpha x B^2(\xi x)] \cdot [D(x) + \alpha x D^2(\xi x)] = 0 \quad (1)$$

Корні x даного рівняння знайдені в «Matcad» і приведені в табл. 1.

Таблиця 1. Значення частотного параметра x

α / ξ	0	1	2	3	4	5	6	10
0,1	3,142	3,004	2,894	2,808	2,733	2,667	2,609	2,427
0,2	3,142	2,74	2,514	2,358	2,24	2,145	2,066	1,548
0,3	3,142	2,494	2,207	2,025	1,894	1,792	1,71	1,487
0,4	3,142	2,71	2,154	2,356	--	2,145	2,24	1,843
0,5	3,142	2,154	--	1,588	1,266	1,344	1,266	1,059

Критичні оберти знайдемо із формули:

$$n = \frac{30 \cdot x^2}{\pi} \cdot \sqrt{EJ / m}; \quad x = \pi \quad (\alpha = 0)$$

Список використаних джерел:

1. И.М.Рабинович и др. Расчет сооружений на импульсивные воздействия. М. 1970

УДК 539.3

Карачун В.М., наук. кер. Чемерис О.М. к.т.н., доц.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ

КРИТИЧНІ ОБЕРТИ ШАРНІРНО-ЗАЩЕМЛЕНОГО ВАЛА З ДИСКОМ

Подібна схема (рис. 1) защемленого одним краєм вала з диском часто використовується в різного типу машин і механізмів. Для раціонального проектування такого механізму необхідно вибрати необхідне співвідношення мас дисків і вала та правильно розмістити диск по відношенні до опор і уникнути резонансу вала в робочому режимі. Частоту коливань даної системи будемо шукати методом початкових параметрів [1].

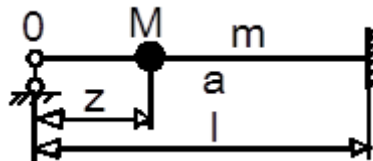


Рис. 1. Схема вала з диском

Нехай m - погонна маса вала, M - маса маховика, l - довжина вала, $\xi = z / a$, $\alpha = M / ml$, EJ - згинна жорсткість вала, ω - кругова частота коливань вала:

$$x = \sqrt[4]{m\omega^2 / EJ}.$$

Невідомими параметрами в даній задачі будуть: $(\varphi_0 / x = \varphi)$, φ_0 - кут повороту на лівій опорі, $(Q_0 / EJ x^3 = Q)$, Q_0 - реакція лівої опори.

Із граничних умов знайдемо:

$$y(1) = \varphi B(x) \cdot 1 / k + Q \cdot D(x) + y_\xi \cdot \alpha \cdot x \cdot D(\xi x) = 0;$$

$$y'(x) = \varphi A(x) + Q C(x) + \alpha x y_\xi \cdot C(\xi) = 0; \quad y_\xi = \varphi \cdot B(\xi \cdot x) + Q \cdot D(\xi \cdot x).$$

Підставляємо y_ξ в перші два рівняння і одержуємо однорідну систему двох рівнянь відносно φ, Q . Прирівнявши до нуля визначник даної системи одержимо рівняння (1):

$$X(x) = [B(x) + \alpha x B(\xi x) \cdot D(\xi x)]^2 - [D(x) + \alpha x D^2(\xi x)] \cdot [D(x) + \alpha x B^2(\xi x)] = 0 \quad (1)$$

Таблиця 1. Корні x частотного рівняння (1)

α / ξ	1	2	3	4	5	6	10
0,1	3,858	3,797	3,743	3,693	3,648	3,606	3,463
0,2	3,587	3,373	3,215	3,09	2,99	2,9	2,649
0,3	3,274	2,963	2,761	2,614	2,499	2,407	2,153
0,4	3,042	2,691	2,479	2,33	2,219	2,13	1,89
0,5	2,949	2,587	2,357	2,229	2,19	2,03	1,8
0,6	3,09	2,766	2,562	2,417	2,306	2,216	1,975
0,7	3,165	3,548	3,516	3,497	3,48	3,475	3,455

Критичні оберти знайдемо із формули:

$$n = \frac{30 \cdot x^2}{\pi} \cdot \sqrt{EJ / m} ; x = 3,927 (\alpha = 0).$$

Список використаних джерел:

1. И.М.Рабинович и др. Расчёт сооружений на импульсивные воздействия. - М., 1970.

УДК 539.3

Рубашевський В.В., наук. кер. Чемерис О.М. к.т.н., доц.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ

КРИТИЧНІ ОБЕРТИ ЗАЦЕМЛЕНОГО ВАЛА З ДИСКОМ

Схема короткого зацмленого вала з диском (рис. 1) зустрічається в гіроскопах та інших механізмів. Для проектування такого валу необхідно знати критичні оберти при різних співвідношеннях мас дисків і вала та положення диска відносно опор. Частоту коливань даної системи будемо шукати методом початкових параметрів [1].

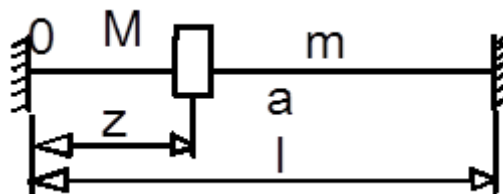


Рис. 1. Схема вала з диском

Нехай m - погонна маса вала, M - маса маховика, l - довжина вала, $\xi = z / a$, $\alpha = M / ml$, EJ - згинна жорсткість вала, ω - кругова частота коливань вала:

$$x = \sqrt[4]{m\omega^2 / EJ}.$$

Невідомими параметрами в даній задачі будуть: ($M_0 / EJ x^2 = Q$), M_0 - момент на лівій опорі, ($Q_0 / EJ x^3 = Q$), Q_0 - реакція лівої опори. Із граничних умов знайдемо:

$$y(1) = M_0 \cdot C(x) + Q \cdot D(x) + y_\xi \cdot \alpha \cdot x \cdot D(\xi x) = 0;$$

$$y'(x) = M \cdot B(x) + Q \cdot C(x) + \alpha x y_\xi \cdot C(\xi) = 0; y_\xi = M \cdot C(\xi \cdot x) + Q \cdot D(\xi \cdot x).$$

Підставляємо y_ξ в перші два рівняння і одержуємо однорідну систему двох рівнянь відносно φ, Q . Прирівнявши до нуля визначник даної системи одержимо рівняння (1):

$$X(x) = [D(x) + \alpha x(D(\xi x))^2] \cdot [B(x) + \alpha x(C(\xi x))^2] - [C(x) + \alpha x D(\xi x) \cdot C(\xi x)]^2 = 0 \quad (1)$$

Таблиця 1. Корні x частотного рівняння (1)

α / ξ	1	2	3	4	5	6	10
0,1	4,689	4,652	4,616	4,583	4,552	4,523	4,418
0,2	4,392	4,173	4,008	3,896	3,675	3,67	3,385
0,3	3,951	3,587	3,349	3,175	3,04	2,929	2,025
0,4	3,591	3,166	2,913	2,737	2,604	2,498	2,217
0,5	3,438	2,999	2,747	2,571	2,445	2,343	2,074

Критичні оберти знайдемо із формули:

$$n = \frac{30 \cdot x^2}{\pi} \cdot \sqrt{EJ / m}; \quad x = 4,371 \quad (\alpha = 0).$$

Список використаних джерел:

1. И.М.Рабинович и др. Расчёт сооружений на импульсивные воздействия. - М., 1970

УДК 623

Розанов В.Ю., наук. кер. *Абрамов В.І. к.т.н., доц.*

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: abramov-kpi@i.ua

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КОВША КРОКУЮЧОГО ЕКСКАВАТОРА

У зв'язку з обмеженістю матеріально-технічних засобів та грошових коштів на капітальні ремонти основного обладнання гірничо-видобувальної промисловості є актуальним підвищення технічного ресурсу крокуючих екскаваторів (КЕ) в цілому та їх найбільш навантажених вузлів.

Як свідчить досвід експлуатації технологічного обладнання Єристовського кар'єру, найбільш навантаженим та пошкоджуваним вузлом крокуючого екскаватора є ковш. Ковш виконує функцію захоплення та переміщення гірської

породи в межах кар'єру. При цьому на ковш впливають тягова та підйомна сила, вага породи та інші силові фактори.

Питанням міцності ковшів КЕ присвячено незначну кількість досліджень [1]. У зв'язку з цим є актуальним вивчення фактичних місць руйнування конструкції ковша, напружено-деформованого стану, визначення небезпечних місць, найбільш навантажених частин, концентраторів напружень.

Досвід експлуатації крокуючих екскаваторів на Єристовському кар'єрі свідчить про те, що найбільша кількість годин, що витрачається на ремонт екскаватора, припадає на його ковш. Найбільша кількість пошкоджень ковша викликана руйнуванням бокової підйомної та передньої тягової провущин (рис.1).

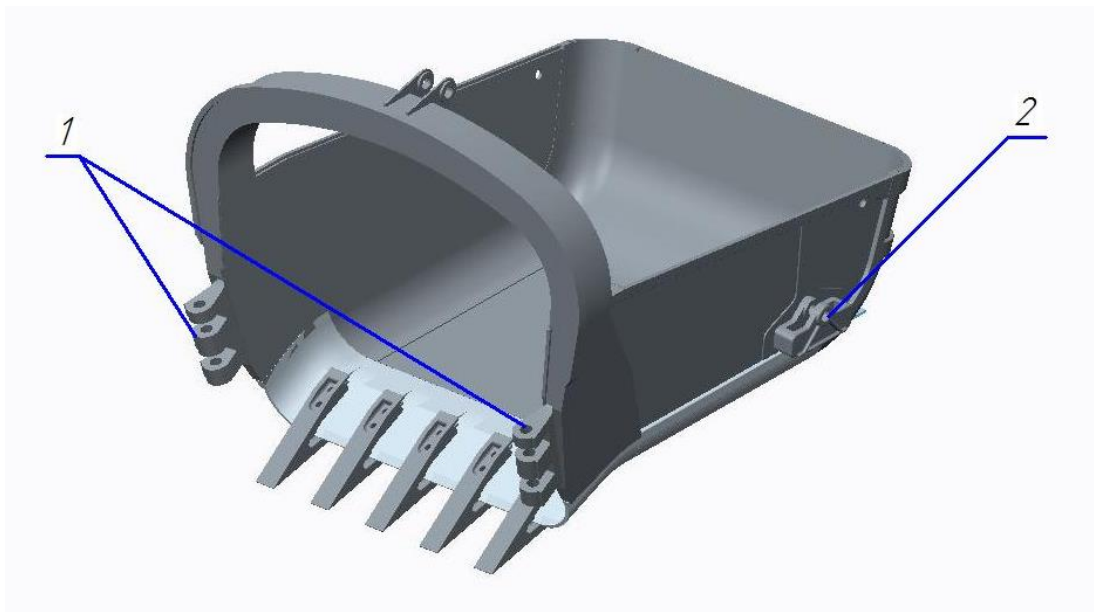


Рис. 1. Ковш крокуючого екскаватора с провущинами:
1 - передня провущина, 2 - бокова провущина.

Для дослідження напружено-деформованого стану конструкції ковша розроблено розрахункову схему окремо для бокової та передньої провущини. Передня провущина навантажена тяговим зусиллям та бокова провущина навантажена підйомним зусиллям, що передаються через відповідні троси.

Для формулювання початково-крайової задачі використані рівняння рівноваги, рівняння сумісності деформацій та фізичні рівняння у формі закону Гука [2]. Рівняння доповнили граничними умовами: бокові поверхні провущин жорстко закріплені, до внутрішньої циліндричної поверхні провущини прикладено робоче зусилля.

Робоче зусилля розраховане за методикою [3]. Під час зрізу породи на ковш діє тягова сила величиною 1044,9 кН, що рівномірно розподіляється між правою та лівою передніми провущинами.

При переміщенні породи на ковш діє підйомна сила величиною 790 кН. Підйомна сила аналогічно рівномірно розподілена між правою та лівою боковими провущинами.

Таким чином, в розрахункових схемах передньої та бокової провущин жорстко закріплено бокову поверхню, а циліндричні отвори навантажено половиною тягової або підйомної сили відповідно.

На рис.2 і 3 зображено розподіл найбільших головних напружень в провущинах ковша КЕ. Для оцінки напруженого стану вибрано першу теорію міцності, оскільки провущини виконано з крихкого чавуну марки СЧ20.

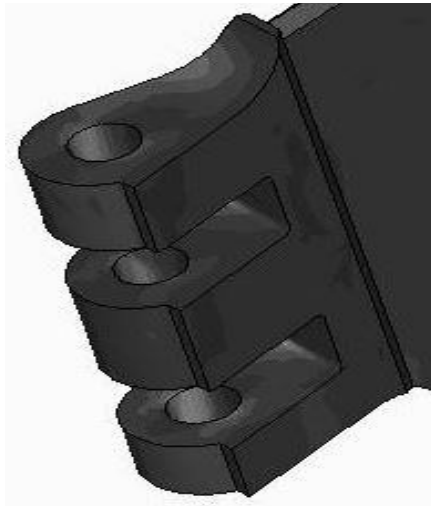


Рис.2. Розподіл найбільших головних напружень у передній провущині, Па

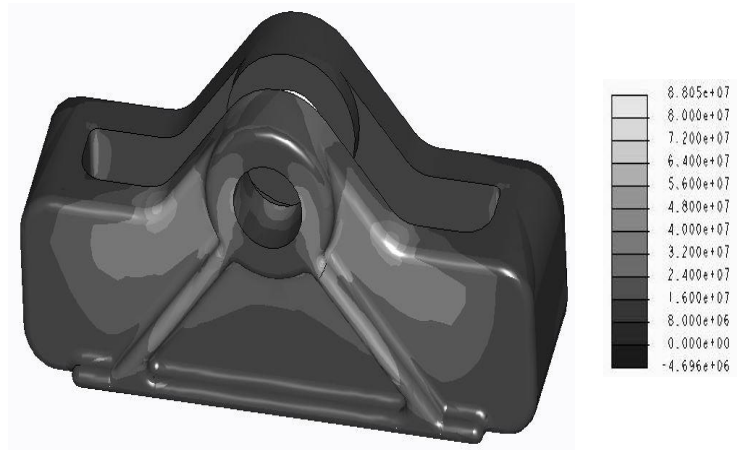


Рис.3. Розподіл найбільших головних напружень у боковій провущині, Па

В ході розрахункового експерименту в пружній постановці встановлено, що максимальні еквівалентні напруження не перевищують граничні напруження для матеріалу ковша. Але, на нашу думку, для зниження концентрації напружень у зоні найбільш вірогідного виникнення пошкоджень та тріщин треба внести зміни в геометричні параметри провущин. А саме збільшити на 5...7 мм товщину корпусу провущин та на 10 мм радіус зовнішньої циліндричної поверхні.

Таким чином, за допомогою розрахункового експерименту з визначення НДС ковша встановлено його небезпечні вузли – передні та бокові провущини. Визначено та проаналізовано їх напружений стан та надано рекомендації з вдосконалення їх геометричних параметрів.

Список використаних джерел:

1. Волков Д.П. Динамика и прочность одноковшевых экскаваторов. – Изд-во «Машиностроение». – М: 1965. – 464с.
2. Рудаков К.М. Чисельні методи аналізу в динаміці та міцності конструкцій: Навч. посібник. – К.: НТУУ «КПІ», 2007. – 379 с.:іл.
3. Дроздова Л.Г., Курбатова О.А. Одноковшовые экскаваторы: конструкция, монтаж и ремонт. – Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2007. – 235с.

УДК 621.373.826.038

Голуб М.В., аспірант

Черкаський державний технологічний університет, м. Черкаси, e-mail:

g.nikolay@ukr.net

СПОСІБ ПОКРОКОВОЇ ТЕРМІЧНОЇ ОБРОБКИ ПОВЕРХОНЬ ОПТИЧНИХ МАТЕРІАЛІВ СТРІЧКОВИМ ЕЛЕКТРОННИМ ПОТОКОМ

У сучасному приладобудуванні технології обробки матеріалів спрямовані на одержання бездефектних хімічно однорідних (ювенільних) поверхонь і, переважно, характеризуються відмовою від використання абразивну при шліфуванні і поліруванні та впровадженням субмікронних технологій з використанням, у тому числі і електронно-променевих технологій. Такий розвиток обумовлений, з одного боку, прогресом у створенні мікрооптоелектромеханічних приладів і систем з іншого боку – вдосконаленням матеріалів та мініатюрних деталей для напівпровідникових лазерних випромінювачів, волоконнооптичних ліній зв'язку, інтегрально-оптичних схем, виробів мікрооптики, які б забезпечили високий рівень експлуатаційної надійності цих систем [1].

Для забезпечення отримання однорідних поверхонь нами розроблений спосіб обробки, який полягає в тому, що товщина електронного потоку b , збільшується від 2000 до 5000 мкм у порівнянні з [2] і електронна обробка матеріалу здійснюється цією товщиною електронного потоку. При цьому величина термічного впливу на матеріал буде визначатися питомою потужністю електронного потоку $P_{\text{пит}} = 10^1 - 5 \cdot 10^4$ Вт/см² та часом термічної дії потоку $t = b/V_{\text{ном}}$ ($b = 500 - 5000$ мкм і є товщиною електронного потоку b). Далі використовуємо багатозахідний процес обробки (при повному проході потоку по поверхні скла, коли потік виходить за межі зразка, зразок зміщується таким чином, щоб забезпечити наступний захід електронного потоку на поверхню, і проведення обробки по лінії, паралельній попередній обробці) і при різній питомій потужності $P_{\text{пит}}$, змінюючи швидкість потоку, забезпечуємо обробку ділянок поверхні у вигляді смуг, ширина яких відповідає товщині електронного потоку, а самі ділянки чергуються з утворенням «ванни розплаву» та без утворення «ванни розплаву», таблиця 1.

Оскільки обробка проводиться товщиною потоку і використовується відношення $l \geq b$, то час термічного впливу на поверхню матеріалу при проходженні всього потоку буде відрізнятися від відомих способів, окрім виконання співвідношення, коли $l = b$.

В результаті такої обробки на одній і тій же поверхні пластини отримуємо при різній питомій потужності $P_{\text{пит}}$, змінюючи швидкість потоку паралельні ділянки у вигляді смуг з проплавленим та не проплавленим поверхневим шаром. Смуги з проплавленим шаром мають усадку матеріалу в результаті якої рівень поверхні стає нижчим від вихідного.

Таблиця 1. Порівняння результатів обробки поверхні пластин з оптичного скла К8 за відомими способами та способом, який пропонується

№ зразка	Питома потужність електронного потоку, Вт/см ²	Швидкість електронного потоку, см/с	Характер поверхні	Час охолодження, хв
Відомий спосіб $b = 2000$ мкм [1,2]				
1	10^1	0,1	Без проплавлення	40
2	10^1	2,5	Без проплавлення	40
3	$0,5 \cdot 10^2$	3,5	Без проплавлення	40
4	$0,5 \cdot 10^2$	50	Без проплавлення	40
5	$1,0 \cdot 10^2$	0,4	Проплавлення поверхні	40
6	$2,5 \cdot 10^2$	3,0	Проплавлення поверхні	40
7	$5 \cdot 10^2$	0,4	Проплавлення поверхні	40
8	$5 \cdot 10^4$	50	Проплавлення поверхні	40
Спосіб, що пропонується (довжина потоку дорівнює товщині потоку, $l=b$)				
9	$0,5 \cdot 10^2$	3,5	Без проплавлення	40
9	$2,5 \cdot 10^2$	3,5	Без проплавлення	40
9	$5 \cdot 10^2$	2,5	Без проплавлення	40
9	$5 \cdot 10^2$	0,4	Без проплавлення	40
9	$5 \cdot 10^4$	50	Без проплавлення	40
Спосіб, що пропонується (довжина потоку більша за товщину потоку, $l=2b$)				
10	$0,5 \cdot 10^2$	7	Проплавлення поверхні	40
10	$5 \cdot 10^2$	5	Проплавлення поверхні	40
10	$5 \cdot 10^4$	100	Проплавлення поверхні	40
10	10^1	0,2	Без проплавлення	40
10	$0,5 \cdot 10^2$	7	Без проплавлення	40
10	$0,5 \cdot 10^2$	100	Без проплавлення	40

Таким чином, реалізований спосіб покрокової обробки дозволив отримати в поверхні оптичного матеріалу ділянки з різним глибиною проплавлення та рельєфом поверхні.

Список використаних джерел:

1. Перспективи використання поверхневої електроннопроменевої обробки оптичного і технічного скла / Г. В. Канашевич, М. В. Голуб, В. С. Антонюк, В. Ф. Слепцов. // Вісник НТУУ "КПІ". Серія ПРИЛАДОБУДУВАННЯ. – 2014. – №47. – С. 127–136.
2. Пат. 4178 Україна, МПК7 C03B29/00, C03C23/00. Спосіб обробки скла / Г. В. Канашевич. – № 2004021258 ; заявл. 20.02.2004 ; опубл. 17.01.2005, Бюл. № 1 – 2 с.

УДК 621.373.826.038

Голуб М.В., асп.; Мацепа С.М., асп.; наук. кер. Канашиевич Г.В., д.т.н. проф.
Черкаський державний технологічний університет, м. Черкаси, e-mail:
g.nikolay@ukr.net

СПОСІБ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ РОЗМІРНОЇ ОБРОБКИ ПЛАСТИН З КРИХКИХ МАТЕРІАЛІВ

Розроблена нами технологія електронно-променевої обробки оптичного та технічного скла (на силікатній та іншій основі) дозволяє отримати на оптичній поверхні елементи (лінзи, відбиваючі структури тощо) з лінійними розмірами 10...150 мкм [1]. Такі елементи використовуються в інтегральній оптиці, мікрооптиці і виготовляються на загальній основі (пластин) з площею поверхні 400 мм² і більше.

Нами вперше розроблено спосіб та технологію для розділення таких плат на окремі частини після виготовлення на їх поверхні мікрооптичних елементів.

Суть способу полягає в тому що для плат використано керовану зміну термічних залишкових напружень [2], які вносяться в плату при обробці її поверхні електронним потоком.

Для реалізації даного способу розроблено пристрій для електронно-променевого полірування (рис.1), який складається з таких основних елементів і працює наступним чином: електронно-променева гармата, яка складається з анода із щілиною 1, прикатодного електрода 2, які з'єднані нерухомо, та ниткоподібного катода 3 розташована всередині блока завантаження 4 з виробами 5 таким чином, щоб ниткоподібний катод співпадав з віссю обертання анода і прикатодного електрода. Вироби для електронно-променевого полірування розміщуються на боковій поверхні блока завантаження, який має форму циліндра, напроти щілини анода електронно-променевої гармати.

Прикатодний електрод і анод можуть обертатися навколо ниткоподібного катода у різних напрямках із швидкостями ω_1 і ω_2 . Аналогічно може обертатися і блок завантаження з виробами із швидкостями ω_3 і ω_4 .

Таким чином, ниткоподібний катод електронно-променевої гармати залишається нерухомим, а прикатодний електрод і анод, які конструктивно з'єднані між собою, обертаються навколо ниткоподібного катода.

Технічний результат отриманий від розробленого пристрою для електронно-променевого полірування крихких матеріалів виражається у покращенні якісних характеристик електронного потоку, як інструменту для електронно-променевої обробки за рахунок рівномірного зношування поверхні катода та покращення рівномірності полірування поверхонь виробів стрічковим електронним потоком.

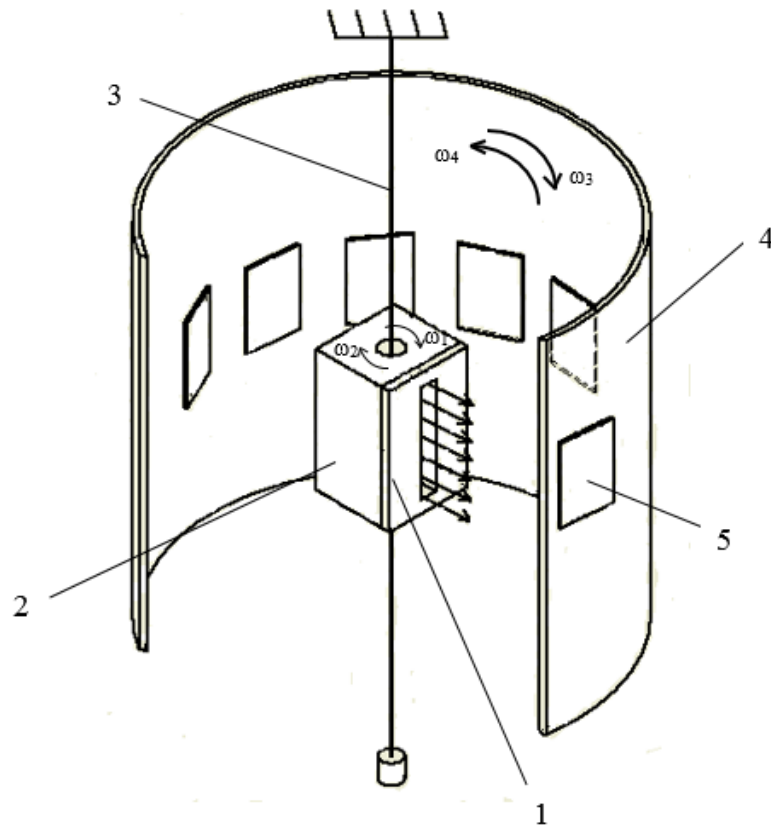


Рис. 1. Схема пристрою для електронно-променевого полірування скла:
1 – анод; 2 – прикатодний електрод; 3 – ниткоподібний катод; 4 – блок завантаження; 5 – вироби.

Даний пристрій забезпечує рівномірну емісію електронів з усієї поверхні катода, що забезпечує рівномірність зношування його поверхні, чим знижується ймовірність розриву катода при довготривалій експлуатації електронно-променевої гармати та покращується рівномірність полірування поверхонь виробів стрічковим електронним потоком. Обертальний рух блока завантаження та обертальний рух прикатодного електроду і анода навколо катода забезпечують зменшення часу полірування виробів.

Пристрій для електронно-променевого полірування виробів може бути використаний в промисловості, оскільки він може бути використаний для технологічних процесів полірування, термообробки, зміцнення та інших електронно-променевих процесів обробки виробів оптичної промисловості, мікроелектроніки, інтегральної оптики.

Список використаних джерел:

1. Канашевич Г. В. Термоелектричний вплив низькоенергетичного електронного потоку на дефектний шар оптичного скла / Георгій Вікторович Канашевич. // Вісник НТУУ «КПІ». Секція Приладобудування. – 2013. – №45. – С. 123–130.
2. Канашевич Г. В. Виникнення напружень в оптичному склі від термоелектричного впливу електронного потоку / Георгій Вікторович Канашевич. // «Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні» Запорізький національний технічний університет. м. Запоріжжя. – 2013. – №2. – С. 52–56.

УДК 621.77.04

Похил О.О.¹, асп., Мацепа С.М.², асп., наук. кер. Рудь М.П.³, к.т.н., доц.
Черкаський державний технологічний університет, м. Черкаси,

¹e-mail: olegpohyl17@gmail.com,

²e-mail: macepa92@mail.ru

³e-mail: hochspannung77@gmail.com

ЧИСЕЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕРМОБАР'ЄРУ ЕКСТРУДЕРА 3D ПРИНТЕРА

Вступ. Екструдер – це одна з найважливіших складових 3D-принтера, що розроблений з метою плавлення робочого матеріалу (філаменту) та формування з нього безперервного профілю будь-якої 3D-моделі. Особливістю екструдера є розділення філаменту на холодну та гарячу зони з мінімізацією розміру перехідної зони та максимальною ізоляцією гарячої частини від інших частин конструкції. Для вирішення цієї проблеми було встановлено термобар'єр з теплоізолюючого матеріалу, фторопласту. Це дозволить ізолювати інші частини конструкції екструдера і, таким чином, запобігти нагріванню, а також плавленню робочого матеріалу поза зоною гарячого блоку екструдера.

Методи досліджень. Для визначення основних конструктивних параметрів гарячого блоку екструдера і раціональних режимів, що здатні забезпечити ефективну реалізацію процесу плавлення робочого матеріалу, було засобами 3D CAD програми створено 3D-модель гарячого блоку екструдера (рис. 1), та методом скінченно-елементного моделювання розроблено математичну модель розповсюдження температури.

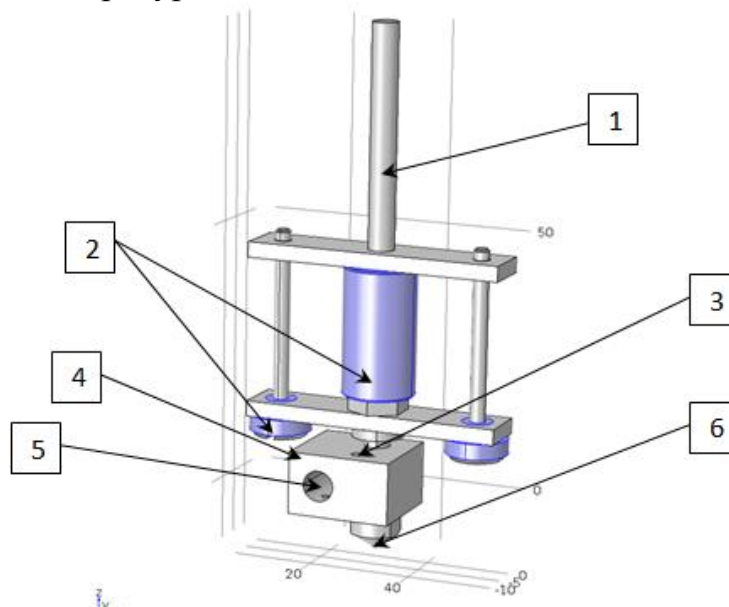


Рис. 1. Конструкція екструдера:

1 – Трубка подачі філаменту; 2 – Фторопласт; 3 – Розташування датчика температури; 4 – Блок нагрівання; 5 – Розташування нагрівача; 6 – Робоча головка

Параметри для математичної моделі:

- Тепловий потік від нагрівача $P = 40$ Вт,
- постійна температура нагрівача $t = 220^\circ\text{C}$,
- початкова температура $t_0 = 293\text{K} = 20^\circ\text{C}$.

Результати. Для високої точності розрахунку, модель конструкції екструдера розбивається на кінцеві елементи (тетраедри). Після розділення моделі на кінцеві елементи починається процес обчислення за заданими умовами та значеннями (рис. 2).

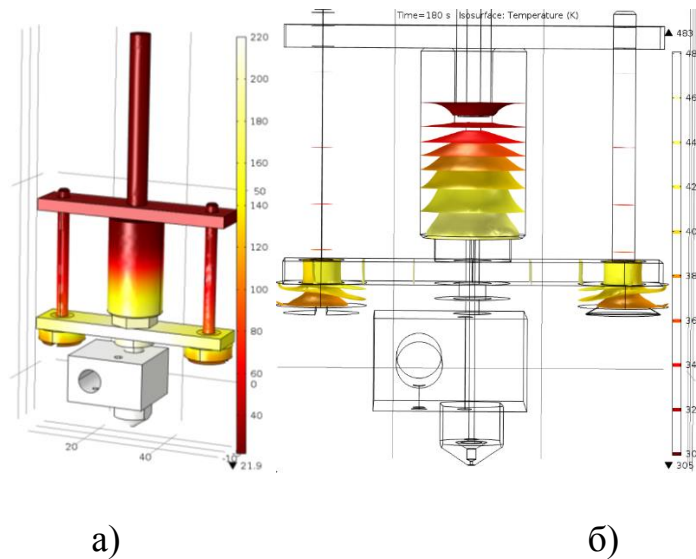


Рис. 2. Результат розрахунку побудованої моделі: умова підтримання постійної температури $t=220^\circ\text{C}$:

а) температурне поле, б) ізотермічні поверхні

Після обчислення були отримані результати розрахунків у вигляді моделі передачі тепла в екструдері. Потрібна температура $t = 220^\circ\text{C}$, підтримується саме в блоці нагрівання та соплі, тобто в нижній частині екструдера. Завдяки термобар'єру з фторопласту, інші частини екструдера не нагріваються до температури плавлення робочого матеріалу, що запобігає плавленню в трубці подачі філаменту, а також утворенню непрохідної пробки після охолодження та повторного нагрівання екструдера.

Висновки. Розроблена математична модель дає змогу оцінити заходи удосконалення гарячого блоку екструдера та забезпечити підтримання оптимальних температур при плавленні різних робочих матеріалів.

Список використаних джерел:

1. Tom Page: Design for Additive Manufacturing, LAP LAMBERT Academic Publishing (2011-12-20). – Vol 14. – Pp 54-83.
2. James Floyd Kelly: 3D Printing: Build Your Own 3D Printer and Print Your Own 3D Objects, Copyright 2014 by Pearson Education, Inc. – Vol 34. – Pp 254-380.

УДК 629,7.014-519 (043,2)

Жимбровський Ю.О., Саган І.Б., *наук. кер. Антонов В.К., д.т.н., проф.,
Олефір О.І., к.т.н, доц.,*

Національний авіаційний університет, м. Київ, e-mail: zhimbrovskij@yandex.ua

ЛІТАЛЬНИЙ АПАРАТ ІЗ ЗАМКНУТИМ КРИЛОМ

Розглянуто компоновку та конструкцію безпілотного літального апарату із замкнутим типом крила.

Із розвитком авіації висуваються все жорсткіші вимоги до масових характеристик, та характеристик стійкості і керованості літальних апаратів.

Об'єктом досліджень є нові компоновки літальних апаратів. Предметом досліджень є розробка і побудова багатоцільового безпілотного літака із замкнутим крилом, призначеного зокрема для вирішення екологічних задач.

Конструкція розроблена з пріоритетом на вирішення завдань:

- мала посадочна швидкість, стійкість до поривів вітру біля землі;
- керованість ЛА на малій посадковій швидкості;
- здатність ЛА до автоматичної "самостабілізації" при зовнішніх збуреннях, і помилках пілотування - на найнебезпечніших режимах (зліт і посадка).

Також досліджуються нові підходи до побудови систем управління, що забезпечують задану якість перехідних процесів. Розроблені і вдосконалюються алгоритми обробки даних польотних випробувань з метою ідентифікації аеродинамічних характеристик. Алгоритми є придатними також до створення моделей операторів, і їх передпольотного тестування. Побудовано тренажерний комплекс, що дозволяє значно спростити процес ручного управління, відтворити режими автоматичного управління на всіх етапах польоту, від стоянки до зупинки, в тому числі режим автоматичного програмного польоту за заданим в плані маршрутом. Запропонована лазерна система посадки в автоматичному або командному режимі. Розроблено програмне забезпечення для моделювання процесів керованого руху на всіх режимах, і відпрацьовувати бортові алгоритми управління. Оскільки політ є тривалим і приводить до втомлюваності оператора – зовнішнього пілота, створено ергономічні алгоритми ручного управління, практична реалізація яких не потребує попередніх навичок, і зменшує психофізичне навантаження на оператора.

Зовнішній вигляд літака наведено на рис.1. Літак містить фюзеляж, дві пари крил і кіль. Передні крила закріплені на фюзеляжі за допомогою центроплана, вони мають додатну стріловидність і поперечне V крила. Задні крила закріплені, також за допомогою центроплана на кінці кіля, вони мають від'ємну стріловидність і V крила. Кінці передніх і задніх крил жорстко з'єднані. Таким чином коробка крил має підвищену жорсткість. Двигуни монтується в хвостовій частині фюзеляжу вгорі перед кілем. Поздовжня стійкість літака забезпечується за рахунок різних кутів установки передніх і задніх консолей крил. Також їй сприяє наявність скосу потоку від передніх консолей на великих кутах атаки.

Бокова стійкість забезпечується за рахунок різних за знаком кутів стріловидності передніх і задніх консолей крил. Наприклад при додатному куті ковзання на передній правій і задній лівій консолях підйомна сила збільшується, а на передній лівій і задній правій зменшується. Таким чином при польоті із ковзанням, зокрема за наявності бокових вітрових збурень, зменшується момент відносно повздовжньої осі літака у порівнянні із літаком класичної конструкції із стріловидним крилом. Ці позиції використовувалися у якості вихідних при побудові літака. З метою їх експериментального підтвердження побудовано легку контурну модель планера, випробування якої підтвердили правильність вихідних посилок.

Перевагою замкнутого крила перед монопланом є те, що його маса зменшується, при тій самій міцності за рахунок роботи крила в основному не на згин (коли крило працює як консоль), а на розтягання-стискання (коли нижнє крило розтягується, а верхнє стискається).

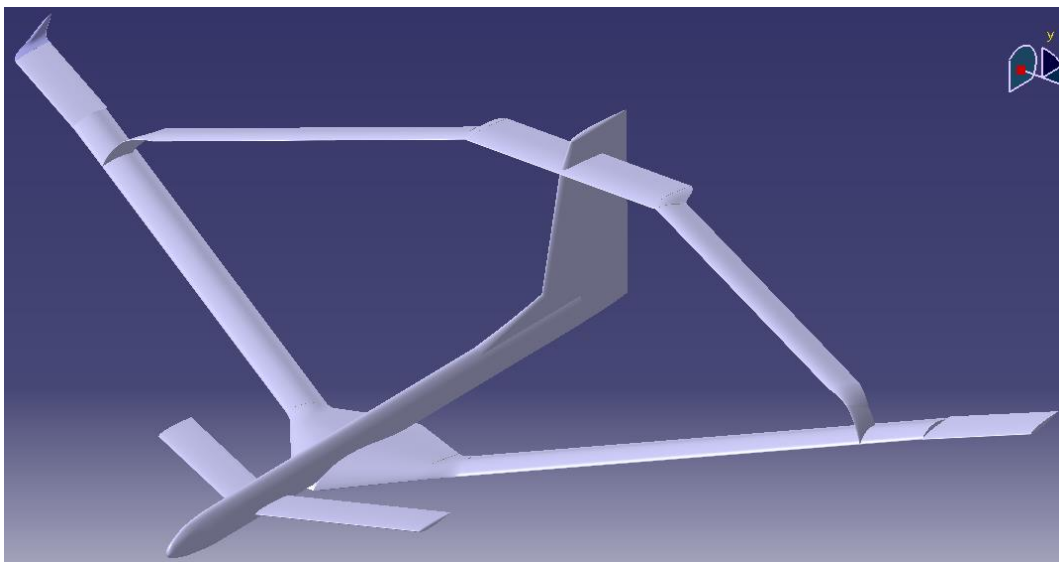


Рис. 1. Зовнішній вигляд літака

Дана схема виграє в порівнянні з монопланом при тих же несучих здібностях у вазі і жорсткості конструкції, а також дозволяє зменшити розмах крила. Замкнуте крило саме захищає свою поверхню від вітрового навантаження і радикально знижує згинання крила від бічних поривів вітру. Замкнуте крило вигідне по стійкості, та менш вимогливе по діапазону центрування та балансування. Що забезпечує стабільність ЛА на малій швидкості, великих кутах атаки, і нечутливість до поривів вітру. Літак сконструйовано модульним, це дає змогу при пошкодженні його частин замінити як крила з рульовими поверхнями, так і фюзеляж.

Управління літаком здійснюється з використанням аеродинамічних рулів і тяги двигунів. На кінцях передніх крил розташовані поворотні закінцівки (елевони). Вони мають осьову компенсацію. Їх відхилення приводить до створення поперечного чи повздовжнього моменту, тобто вони використовуються

за подвійним призначенням – для керування в повздовжній і поперечній площинах. Кіль обладнано рулем напрямку який зокрема має рогову компенсацію. В носовій частині фюзеляжу міститься додатковий аеродинамічний руль. Він має 3 ступені вільності – обертання окремих двох поверхонь, і обертання відносно повздовжньої осі літака. Руль створює керуючі моменти відносно всіх трьох зв'язаних осей літака. Таким чином він повторює функції елевонів і руля напрямку. Він працює за схемою «утка». Одночасне відхилення закінцівок крила і руля «утка» створює додаткову підйомну силу, або момент відносно зв'язаних осей літака. Таким чином здійснюється автономність управління кутовим і поступальним рухом.

Дослідний екземпляр літака обладнується двома електричними двигунами, це суттєво спрощує експлуатацію дослідного зразка.

Фюзеляж має конструкцію напівмонокок, в ньому можна розмістити корисне навантаження. Фюзеляж обладнаний технологічними люками що полегшує його обслуговування. Носовий приладний блок виготовлений з композитного матеріалу кафедрою технічної механіки нашого університету під керівництвом професора Астаніна В. В.. При його виготовленні використані нові наукові технологічні підходи розроблені завідувачем кафедри технічної механіки. Матеріал з якого виготовлений носовий приладний блок є радіо прозорим що дає можливість розмістити в ньому радіоапаратуру.

Перевагою є те, що літак має повністю розбірну конструкцію, це надає змогу зручного та мало затратного транспортування, так як конструкція літака має вагу не більше 15 кілограм, площа крила становить $2,45 \text{ м}^2$, розмах крила $L_{\text{кр}}=6 \text{ м}$, середня аеродинамічна хорда $b_{\text{сах}} = 0,2 \text{ м}$, довжина фюзеляжу $L_{\text{ф}}=3,5 \text{ м}$.

Особлива увага була приділена можливості активного старту БПЛА з *автомобіля-носія*. Загальний вигляд розробленої і виготовленої експериментальної системи активного старту приведений на рис. 2. Складена математична модель активного мобільного старту з автомобільного носія з застосуванням пружної катапульты для запуску БПЛА.



Рис. 2. Зовнішній вигляд автомобіля-носія зі встановленими апарелями активного старту.

Математично доведена можливість мобільного старту БПЛА з автомобільного носія з застосуванням пружної катапульти. Запропонована оригінальна схема пускового прискорювального механізму типу «зворотній поліспаст», що значно підвищує ефективність зльоту. Розраховані основні параметри пускових пристроїв мобільного старту БПЛА з автомобільного носія для його проектування. Система активного мобільного старту випробувана в реальних умовах.

Порівняльні характеристики аналогів літаків із замкненим крилом наведені в табл. 1.

Таблиця 1. Порівняння VA-1 і JW-1

Параметри	VA-1	JW-1
Стріловидність переднього крила	30°	30,5°
Стріловидність заднього крила	-30°	-32°
Кут поперечної V-подібності переднього крила	7,5°	5°
Кут поперечної V-подібності заднього крила	-15°	-20°
Подовження крила	12,7	11,25
Місце з'єднання крил (% розмаху крила)	54%	60%
Відносна площа елевонів	0,44	0,3
Число Re	$3,14 \cdot 10^5$	$1 \cdot 10^6$
Статичний запас стійкості	0,4	0,35
Відносна хорда поверхні керування (% хорди крила)	28% (38% для руля висоти)	20%

Геометрії крил VA-1 і JW-1 подібні. Але в JW-1 оптимізована аеродинамічна крутка крила, і крила в місцях стику більш віддалені одне від одного, що зменшує індуктивний опір, і посилює поздовжню стійкість. Досвід побудови цих об'єктів буде враховано у подальшій роботі.

Список використаних джерел:

1. Ковтонюк И.Б. Статический показатель рациональности аэродинамической компоновки органов поперечного управления самолета / И.Б. Ковтонюк // Интегрированные технологии та энергосбережения. Щоквартальний науково-практичний журна. – 2011. № 1. – С. 32–34.
2. Статистические данные зарубежных пассажирских самолетов (по данным иностранной печати // Обзор ЦАГИ № 601. – 1981 – 34с.

УДК 629.7.015.4

Коломієць В.А., наук. кер. Сидоренко Ю.М., к.т.н., доц.Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: yura_michael@ukr.net

ОЦІНКА РІВНЯ НАВАНТАЖЕННЯ НА СТІЙКУ ОСНОВНОГО ШАСІ ТРАНСПОРТНОГО ЛІТАКА ПРИ СИМЕТРИЧНІЙ ПОСАДЦІ

У зв'язку з тим, що за статистикою при посадці та злеті літаки зазнають найбільшу кількість аварій та катастроф актуальним є питання забезпечення міцності конструкції стійки шасі й літака в цілому на етапах їхнього проектування, випробування та експлуатації.

Ударне навантаження, що діє на стійку шасі при посадці літака, може бути представлене вертикальною P_y , лобовою P_x та боковою P_z компонентами. В роботі розглядалася симетрична посадка літака, тобто вважалося, що бокова компонента навантаження P_z відсутня.

При приземленні літак дотикається до землі не розкрученими колесами, а тому на навантаження що діють на шасі, має місце вплив сили тертя-ковзання пневматиків об поверхню аеродрому, яка визначається через коефіцієнт тертя μ . Також відомо, що значний вплив на рівень навантаження стійки шасі має вертикальна складова швидкості руху літака v_y . При приземленні льотчик знижує швидкість літака до мінімально допустимого, зберігаючи рівновагу між підйомною силою і вагою літака.

Тому метою роботи було:

1. Описати механічні процеси, що відбуваються при посадці.
2. Дослідити вплив основних розрахункових умов на рівень навантаження стійки шасі транспортного літака з багатостійковою основною опорою у випадку симетричної посадки.

Відповідь на поставлені питання були отримані за допомогою ПЕОМ та відповідного програмного забезпечення (ПЗ), що використовується на ДП "АНТОНОВ". Математичний алгоритм ПЗ оснований на процедурах розв'язання диференціальних рівнянь руху літака та деформування його конструкційних елементів методом Рунге-Кутта.

За результатами проведених досліджень були зроблені наступні висновки:

1. При посадці літака на бетонну взльотно-посадкову смугу ($\mu = 0,4$) горизонтальне навантаження на стійку шасі P_x в 3 рази менше за умови посадки на ґрунтову злітно-посадкову смугу ($\mu = 0,4$) (рис. 1).

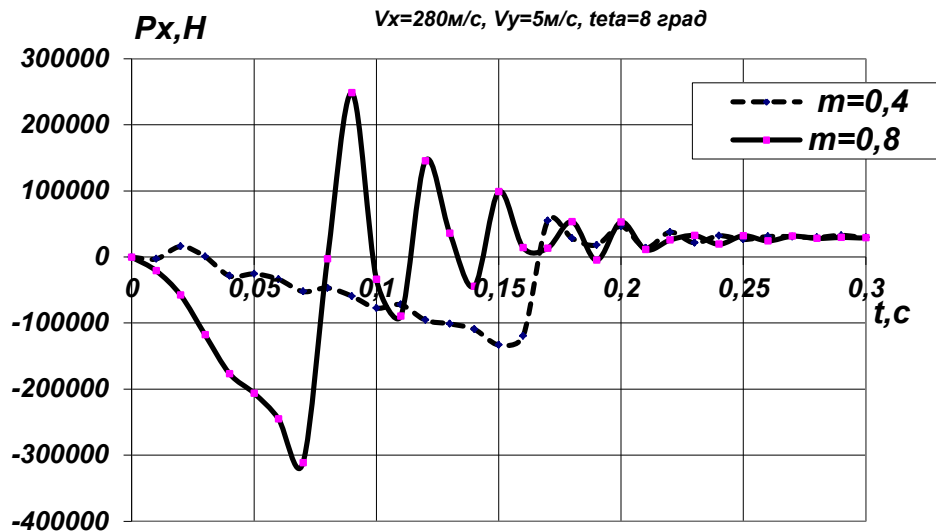


Рис. 1. Залежність горизонтального навантаження на стійку шасі P_x від умови посадки літака

2. Залежність горизонтальних навантажень P_y від горизонтальної швидкості v_x не значна за малих значень вертикальних швидкостей, але спостерігається значний приріст якщо значення вертикальної швидкості зростає до 5 м/с (рис. 2).

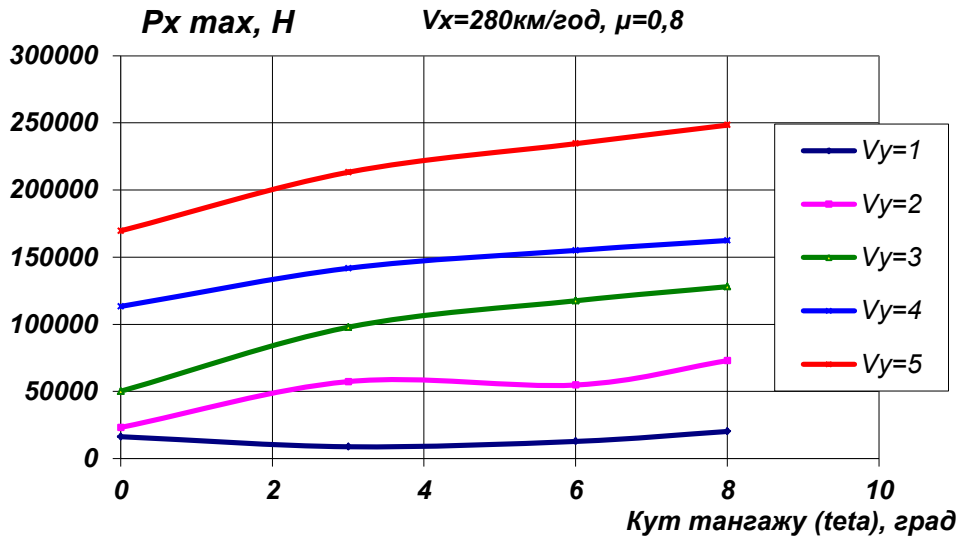


Рис. 2. Залежність горизонтальних навантажень P_y від горизонтальної швидкості v_x посадки літака

3. Максимальні вертикальні навантаження практично не залежать від горизонтальної швидкості руху літака при посадці та типу поверхні взліотно-посадкової смуги (рис. 3).

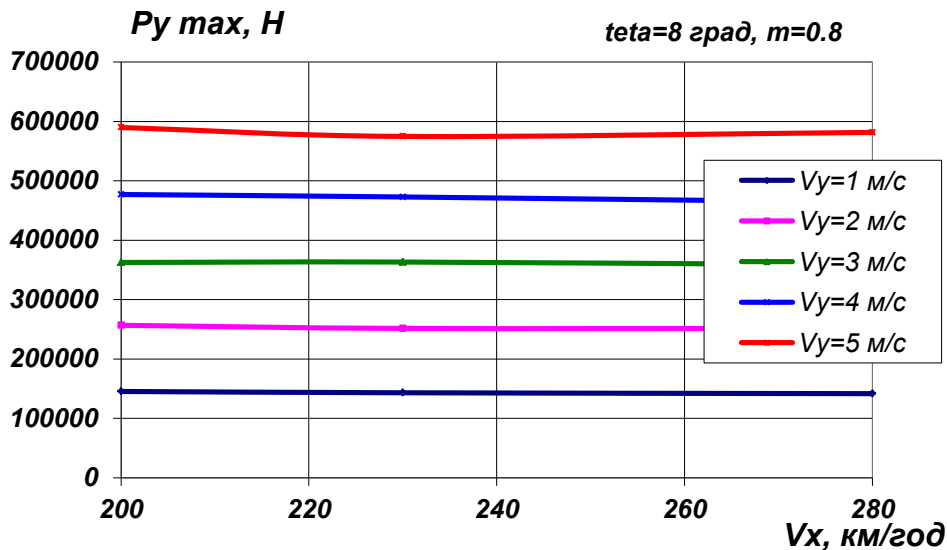


Рис. 3. Залежність вертикальних навантажень P_y від швидкості посадки літака

4. При зростанні вертикальної швидкості руху літака при посадці на один метр за секунду:
 - вертикальне навантаження на стійку в середньому зростає на 80-120 кН.
 - горизонтальні навантаження на шасі в середньому зростають на 40-80 кН.
5. Накожен градус зростання значення кута тангажу ($teta$) максимальні вертикальні навантаження на стійку шасі літака при посадці зростають на 10...20 кН.
6. Вплив зміни значення кута тангажу при малих значення вертикальної компоненти швидкості руху літака при посадці на значення вертикального навантаження на стійку шасі практично відсутній.

Список використаних джерел:

1. А.И. Гудков, П.С. Лешаков. Внешние нагрузки и прочность летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1968.
2. Г.С. Бюшгенс. Динамика самолёта. Пространственное движение. – М.: Машиностроение, 1983.
3. Л.Г. Лойцянский. Механика жидкости и газа. – ГИТТЛ, 1957.
4. А.И. Макаревский. Прочность самолёта. – М.: Машиностроение, 1975.
5. Тейлор, Джемс. Нагрузки, действующие на самолет. – М., 1971.
6. Прочность самолёта. Методы нормирования расчетных условий прочности самолёта / Под редакцией А. И. Макаревского. – М.: Машиностроение, 1975.
7. А.А. Белоус. Методы расчета масляно-пневматической амортизации шасси самолетов. – Труды ЦАГИ. – № 622. – 1947г.
8. Taylor J., Manual on Aircraft Loads, Pergamon Press, 1965.

УДК 629.7.015.4

Савельєв А.С., *наук. кер. Сидоренко Ю.М., к.т.н., доц.*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: yura_michael@ukr.net

ОЦІНКА НДС СИЛОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ ВИМІРЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПОЛЬОТУ АУТОНОМНОГО ЛІТАЛЬНОГО АПАРАТУ В МОМЕНТ ЙОГО ПАДІННЯ НА ЗЕМЛЮ

Стимулом до розвитку безпілотної авіації у всьому світі послужило успішне і широке використання БПЛА арміями різних країн в ході військових операцій. При цьому такі літальні апарати зарекомендували себе як ефективний засіб розвідки, супроводу бою, в якості помилкових мішеней для виявлення зенітних установок противника, доставки вантажів, для виконання інших бойових завдань. Однак, незважаючи на всі переваги, рівень технічної надійності сучасних БПЛА залишається невисоким (до 40% всіх втрат припадає на різноманітні відмови техніки). Це є прямим наслідком недосконалості розрахункових методик і підходів до створення такої техніки.

У даній роботі досліджено НДС місць кріплення системи вимірювання параметрів польоту до несучих елементів автономного літального апарату в момент його падіння на тверду (бетону) поверхню.

Розрахунок НДС проводився у середовищі ANSYS за допомогою методу скінчених елементів. Розв'язок поставленої задачі зводився до побудови вісесиметричної моделі. Розрахункова модель апарату налічувала в собі 2254 вузли та 2107 елементів у формі тетраедра. Далі складалася система лінійних алгебраїчних рівнянь в якій їхня кількість дорівнювала кількості невідомих значень у вузлах, де знаходилися рішення вихідної системи. Така кількість скінчених елементів математичної моделі була обмежена можливостями ЕОМ.

Був змодельований корпус автономного літального апарату, в якому знаходяться прилади вимірювання параметрів польоту, виготовлений з різних матеріалів (сталь 45 та титанові сплави ВТ1-1 і ВТ3-1). Були знайдені значення початкової швидкості падіння апарату за яких його корпус зможе витримати перевантаження до 10000 g в момент удару об землю та тривалістю дії пікового ударного прискорення до 0,01 с.

Оцінка працездатності конструкції проводилася на основі критерію Мізеса в якому за допустиме значення напруження приймалася статична границя міцності матеріалу (рис. 1).

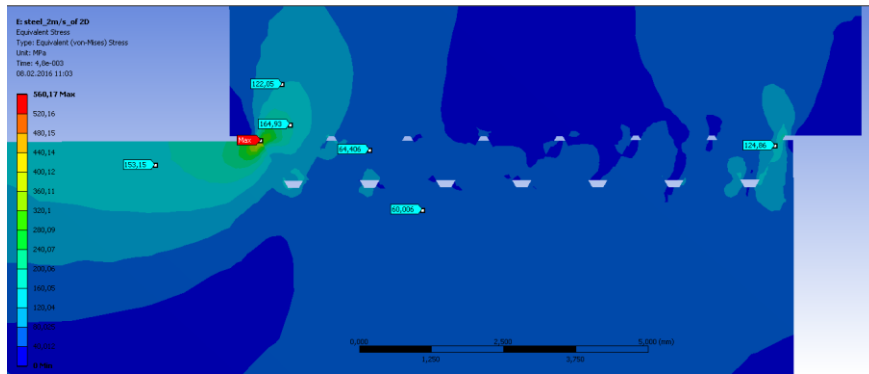


Рис. 1. Розрахункова схема напружень в різьбовому з'єднанні корпусу літального апарату зі системою вимірювання параметрів польоту та конструкції, виготовлених зі сталі 45

За результатами проведених досліджень були зроблені наступні висновки:

1. Знайдені критичні значення швидкості падіння на землю літального апарату своєю боковою поверхнею, корпус якого виготовлено з різних матеріалів, що відповідають допустимому рівню пікового перевантаження конструкції під час удару.
2. Розв'язок задачі падіння літального апарату на жорстку поверхню методом чисельного моделювання із заданим рівнем перенавантаження показав, що конструкція зберігає свою суцільність. При чому:
 - значення напружень у місцях кріплення системи вимірювання параметрів польоту до несучих елементів автономного літального апарату під час його падіння не перевищує статичну границю міцності.
 - максимальне значення напружень спостерігаються на перших витках різьбового з'єднання між корпусом апарату та опорою апаратури вимірювання параметрів польоту.
 - величини пластичної деформації різьбового з'єднання між корпусом апарату та опорою апаратури вимірювання параметрів польоту виготовлених з трьох різних матеріалів, зокрема Сталі 45 та титанових сплавів ВТ1 і ВТ3, не перевищують 25%.
3. Виготовлення корпусу літального апарату з титану дозволяє:
 - зменшити його вагу на 45% без втрати міцності конструкції.
 - збільшити допустиме значення маси апаратури вимірювання параметрів польоту, що може бути розміщена у нього в середині.

Список використаних джерел:

1. Василян Н.Я. Беспилотные летательные аппараты – Мн.: Попурри, 2003. – 272с.
2. Слюдилов М.Н. «Проектирование деталей, узлов, приводов летательных аппаратов». – М.: Машиностроение, 1967. – 392 с.
3. И.Ф. Образцов «Метод конечных элементов в задачах строительной механики летательных аппаратов» Москва, 1985.

УДК 620.171.3:616.718.71

Димань М.М.¹, Мусієнко О.С.¹, наук. кер. Шидловський М.С.¹, к.т.н, доц.,
Турчин А.М.², хірург

¹Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: n_shidlovsky@ukr.net

²КЗ КОР «Київська обласна клінічна лікарня», м. Київ, e-mail: turchin079@gmail.com

ХАРАКТЕРИСТИКИ РІЗНИХ СПОСОБІВ З'ЄДНАННЯ ПЕРЕЛОМІВ КІСТОК СТОПИ ПРИ ЦИКЛІЧНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

Система «кістка – фіксатор» має бути достатньо міцною, жорсткою (мало деформуватися) та стабільною при довготривалому лікуванні, яке може супроводжуватися певними фізіологічними навантаженнями. Для вибору оптимального способу фіксації необхідно визначення та порівняння жорсткості фіксації уламків на натурній моделі перелому таранної кістки (ТК) при використанні різних фіксаторів та способів фіксації. Як об'єкти випробувань були взяті непошкоджені ТК людини [1] (рис. 1).

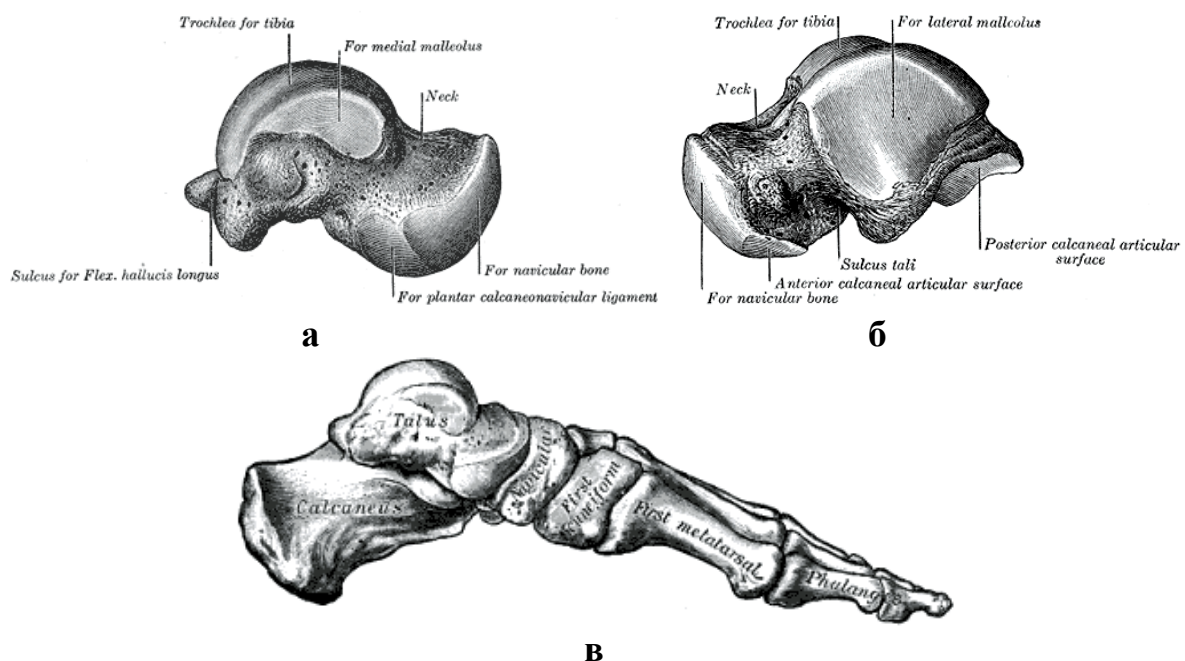


Рис. 1. Таранна кістка: медіальна (а) та латеральна поверхні (б); скелет стопи, вид збоку (в)

Перед вимірювання біомеханічних характеристик на зразках моделювали переломи, які фіксували запропонованими хірургами способами. Переломи моделювали шляхом поперечної остеотомії шийки ТК осциляторною пилкою. Кортикальні та компресуючі гвинти, при фіксації переломів, вводили після попереднього розсвердлювання свердлом відповідного діаметру, а зустрічно-компресуючі гвинти вводили без розсвердлювання, по попередньо введеній

шпиці Кіршнера, яку виймали після вкручування гвинта. При фіксації модельованих переломів одним гвинтом, додатково вводили шпицю Кіршнера, з метою профілактики ротації між уламками.

Переміщення, що виникають під дією одноразових та циклічних навантажень, реєстрували записуючи діаграми деформування та за допомогою послідовного фотографування зразка з реперними елементами. Цей метод вирішує також задачу одночасного вимірювання переміщень біомеханічної системи «кістка - фіксатор перелому» в різних точках і площинах об'єкта [2-4].

Результати визначення переміщень дають можливість провести аналіз співвідношень горизонтальних (напрямок X) та вертикальних (напрямок Y) переміщень точок перелому.

На рис. 2а зображено залежності зазначених переміщень у системі фіксації перелому «5ф». Спосіб фіксації перелому – перехресне введення модифікованого канюльованого зустрічно-компресуючого гвинта діаметром 3.5 мм по медіальному краю суглобової поверхні перелому та шпиці Кіршнера по латеральному краю суглобової поверхні голівки ТК. Видно, що найбільші переміщення спостерігаються у дорсальній точці в обох напрямках та у вентральній точці у вертикальному напрямку. Горизонтальне переміщення вентральної точки мінімальне. Аналогічні співвідношення спостерігаються і для незворотних переміщень (рис. 2б).

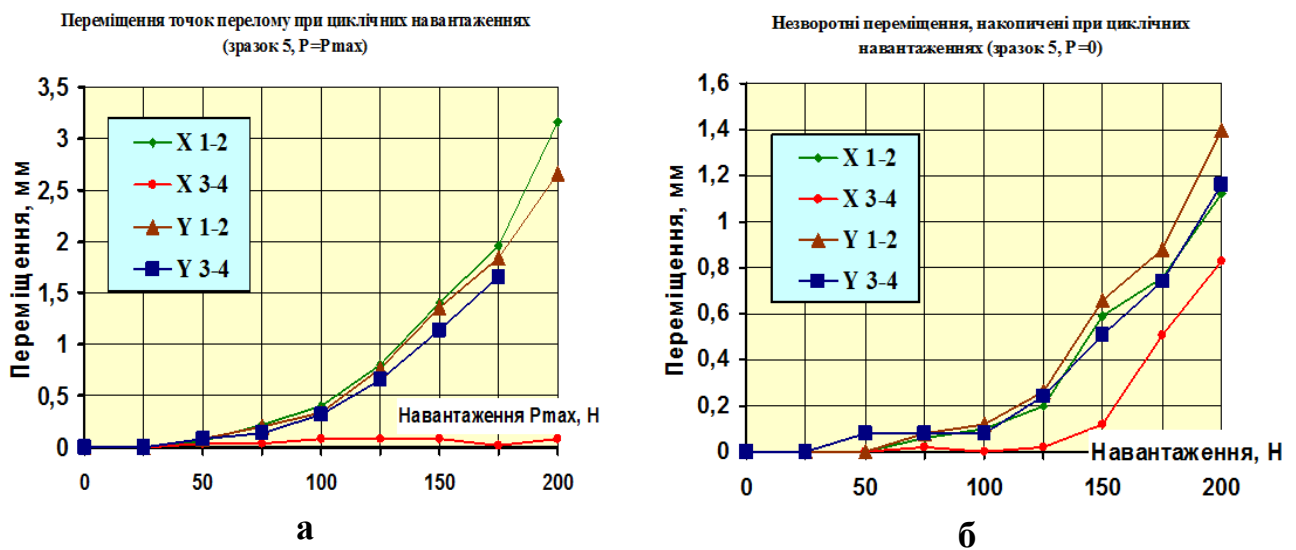


Рис. 2. Вплив навантаження на повзучість та незворотні деформації системи фіксації «5ф»

Проведення подібного аналізу для інших систем фіксації може бути корисним для хірургів – травматологів з метою вибору способу фіксації перелому, раціонального з точки зору напрямку векторів переміщень точок перелому. На наш погляд, найбільш небезпечними є поперечні переміщення (напрямок «Y»), перпендикулярні напрямку росту остеонів в тканині – регенераті.

На прикладі системи фіксації «5ф» покажемо можливість прогнозування повзучості.

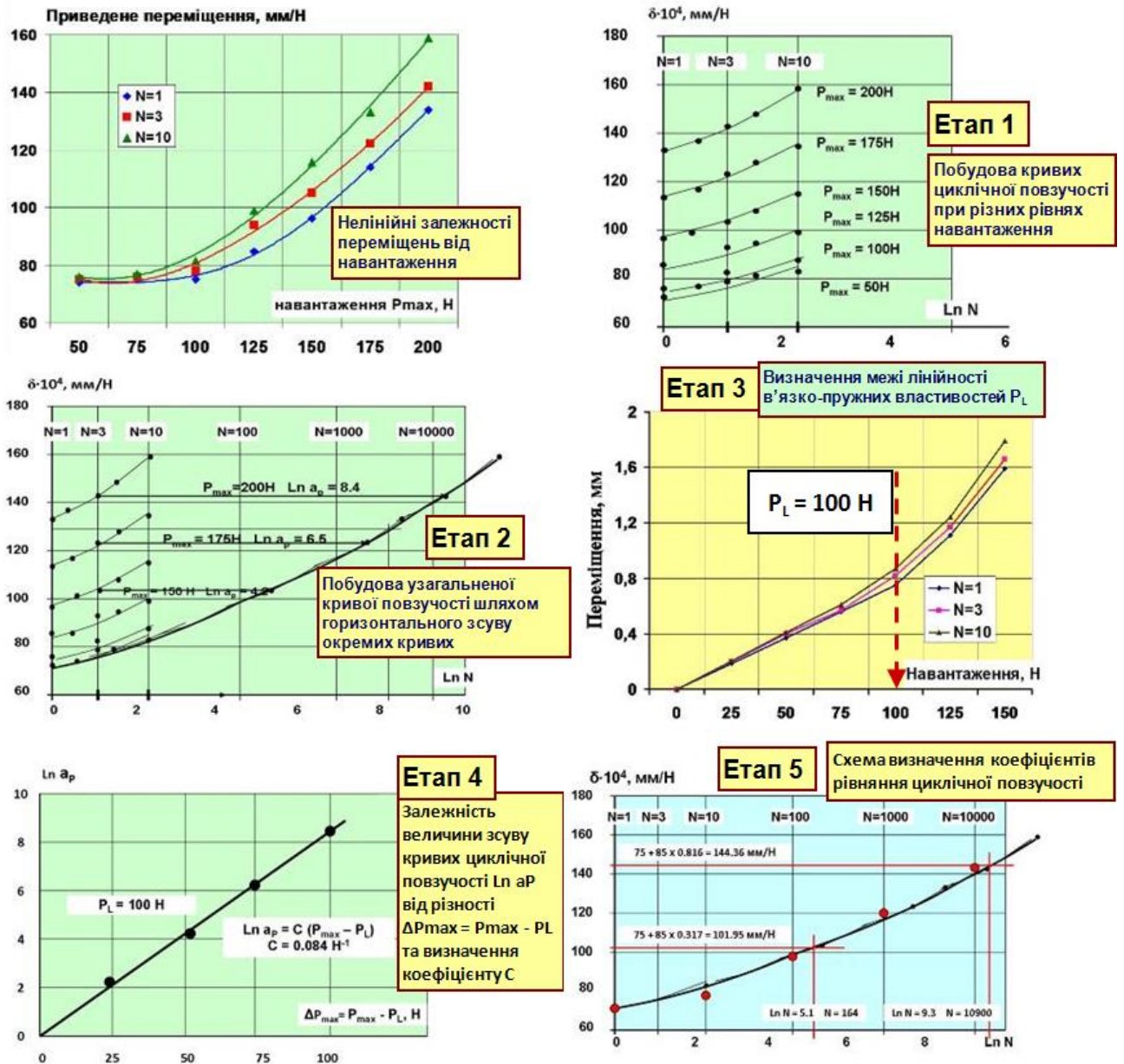


Рис. 3. Етапи прогнозування накопичення пошкоджень

З застосуванням цього рівняння визначені переміщення дослідженої системи при циклах навантаження $N = 1, 10, 100, 1000$ та 10000 . На рис. 3 (етап 5) результати обчислень відмічено червоними точками.

Можна відмітити задовільний збіг розрахунків з результатами випробувань. Відхилення розрахункових даних від експериментальних не перевищує 7.5 %. Даний підхід доцільно застосовувати для прогнозування накопичення переміщень у системах фіксації переломів за даними короточасних експериментів.

Висновки. Проведена серія експериментів при одноразових та циклічних навантаженнях 8-ми систем фіксації переломів таранних кісток. Встановлено, що за більшістю вимірних характеристик перевагу мають способи фіксації; перехресним введенням зустрічно-компресуючого гвинта сумісно з малеолярним компресуючим гвинтом (система «4ф») та паралельним введенням двох зу-

стрічно-компресуючих гвинтів (система «6ф»). Показана можливість прогнозування розвитку переміщень в зоні перелому за результатами випробувань при короткочасних циклічних навантаженнях.

Список використаних джерел:

1. Димань М.М., Шидловський М.С. Метод вимірювання біомеханічних характеристик засобів зрощування переломів кісток стопи людини // Тези доповідей загально-університетської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів. – Київ, НТУУ "КПІ", 2015. – С.63.
2. Нікітін П.В., Лакша А.М., Шидловський М.С. Визначення та порівняння жорсткості фіксації перелому таранної кістки при використанні різних методик остеосинтезу (експериментальне дослідження) // Вісник ортопедії, травматології та протезування. – 2004, №4. – С. 44–49.
3. Шидловський М.С., Лакша А.М., Шпак Д.Ю. Застосування уніфікованих характеристик деформування систем остеосинтезу в біомеханічних дослідженнях // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Вип. 137/2013. Серія: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь, 2013. – С. 142–147.
4. Лакша А. М. Жесткостные биомеханические параметры стержневых аппаратов внешней фиксации. // Український журнал медичної техніки і технології. – 2000. - № 3-4 - С.35-38.

УДК 620.171.3:616.717.8

Бондар А.М.¹, Димань М.М.¹, наук. кер. Шидловський М.С.¹, к.т.н, доц., Циганков М.А.², хірург

¹Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: n_shidlovsky@ukr.net

²ДУ «Інститут травматології та ортопедії НАМН України», м. Київ

ДЕФОРМУВАННЯ ЗАСОБІВ ФІКСАЦІЇ ПЕРЕЛОМІВ П'ЯСНИХ КІСТОК ПІД ВПЛИВОМ ФІЗІОЛОГІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

За даними різних авторів, пошкодження кисті досягають 30% травм опорно-рухового апарату, з яких, переломи п'ясних кісток складають від 19% до 35%. При хірургічному лікуванні, застосовуються декілька методів, зокрема, фіксація шпильками, гвинтами (для гвинтоподібних переломів), інтрамедулярними стрижнями, апаратами зовнішньої фіксації та мініпластинами з гвинтами. [1–3]. На практиці, метод лікування обирається, в залежності від «геометрії» перелому п'ясної кістки, а саме: поперечний, косий, спіральний чи багато уламковий [1, 3]. Системи фіксації, запропоновані для лікування даного виду травми, в багатьох випадках не забезпечують необхідної жорсткості і надійності в умовах функціонального навантаження. [4]

Метою досліджень було проведення натурного експерименту і вивчення деформаційних характеристик засобів фіксатор-кістка при різних типах переломів п'ясних кісток в залежності від типу фіксатора та його розташування. У дослідженнях засобів остеосинтезу переломів п'ясних кісток, використовували шпильки діаметром 1,2 мм (рис. 1а) та титанові мініпластини з товщиною гвинтів - 1,7 мм (рис. 1б та рис. 1в).

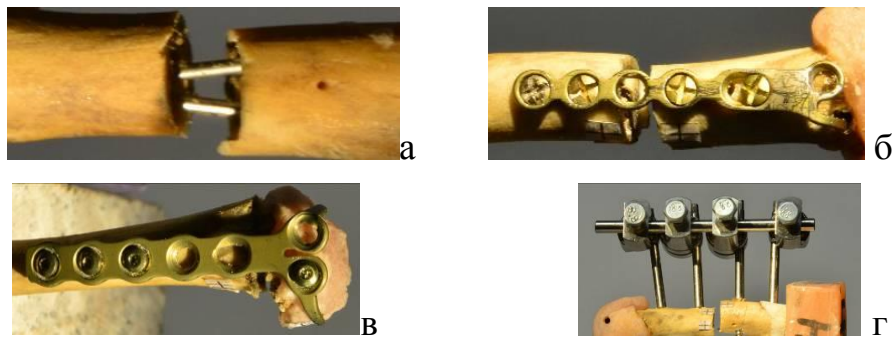


Рис. 1. Шпиці діаметром 1,2 мм (а); титанова мініпластина (б); титанова мініпластина з додатковими елементами фіксації (в); стрижньовий апарат зовнішньої фіксації (г)

Проведений аналіз оперативного лікування хворих з переломами п'ясних кісток, при якому застосовувався стрижневий апарат зовнішньої фіксації з стрижнями діаметром 2,5 мм (рис. 1г). Уламки кістки, що скріплені шпицями, для наочності показані на рис. 1а у розведеному стані.

Епіфізи кісток перед випробуваннями заливалися пластмасою з утворенням жорстких головок. Зазначені головки слугують для закріплення препаратів на робочому столі випробувальної машини та передачі зусиль на кістки при навантаженні. Такий спосіб усуває додаткові переміщення препаратів, що виникають у місцях закріплення при навантаженні зразків, і дає можливість вимірювати лише деформації кісток та систем фіксації [5].

Виготовлені зразки у непошкодженному стані закріплювали на робочому столі універсальної випробувальної машини. Закріплення зразків з орієнтацією в різних напрямленнях відносно напрямку прикладення навантаження дало можливість проведення випробувань при стиску, згині та крученні (рис. 2а, 2б та 2в відповідно).

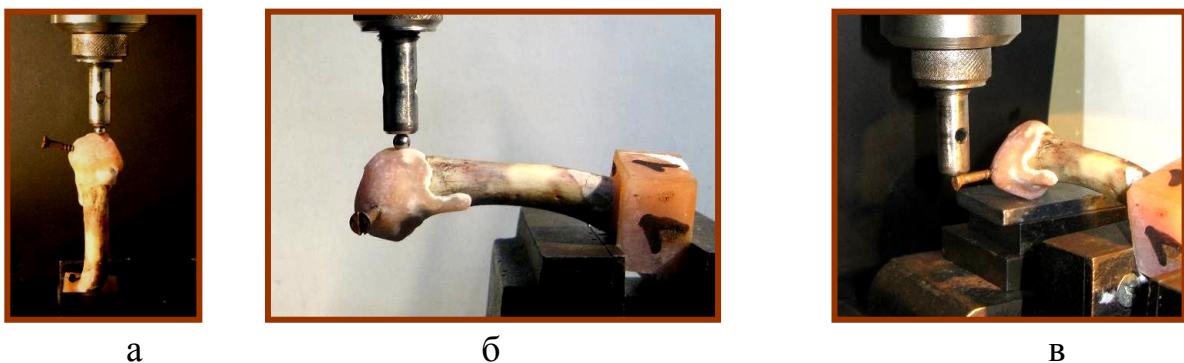


Рис. 2. Випробування зразка п'ясної кістки на стиск (а), згин (б) та кручення (в)

Реєстрацію переміщень та запис діаграми деформування у координатах «навантаження - переміщення» проводили за допомогою вимірювальної системи випробувальної машини з точністю 0,01 мм та 0,1 Н. Діаграми деформування побудовані в системі координат «навантаження P , Н $\sim$ загальна деформація Δ , мм».

Для зручності подальшого аналізу замість абсолютних величин навантажень P та деформацій Δ були використані приведені деформації $\delta = \Delta / P$ та величини, обернені приведеним деформаціям (жорсткості систем), $C = P / \Delta$. Приведені деформації (мм/Н) характеризують деформацію системи під дією навантаження величиною 1 Н. Жорсткості систем - це навантаження, яке необхідно прикласти до зразка для виникнення в ньому деформації в 1 мм. Ці характеристики достатньо адекватно відображають біомеханічні властивості лінійних систем, в яких деформації прямо пропорціональні навантаженням.

Результати вимірювань та розрахунків відображені на рис. 3. При дії стискаючих навантажень найбільшу жорсткість мають системи фіксації з титановою мініпластиною «МП» та стрижневий апарат «АЗФ». При згині та крученні фіксація за допомогою «АЗФ» має суттєву перевагу з точки зору жорсткості. Найменші жорсткості всіх випробуваних систем спостерігаються при дії згинальних навантажень.

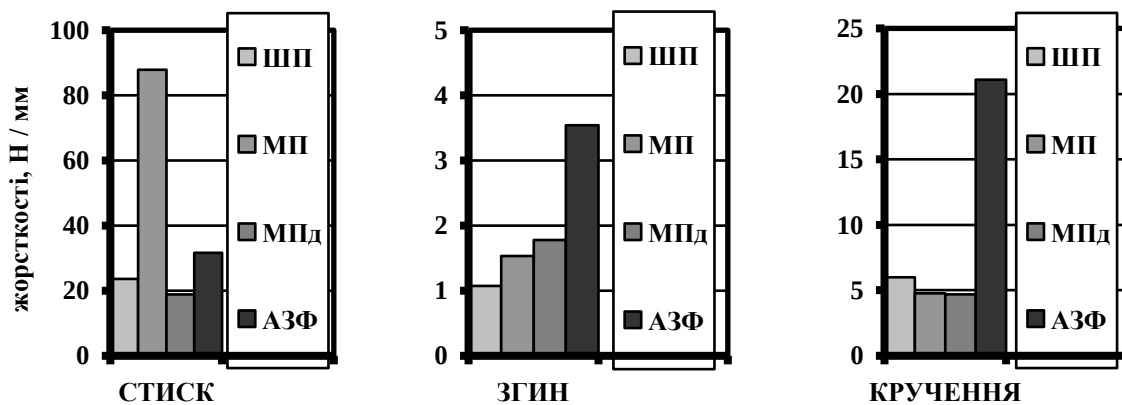


Рис. 3. Співставлення жорсткостей різних систем фіксації переломів п'ясних кісток при стиску, згині та крученні

Для порівняння характеристик жорсткості різних систем «кістка - система остеосинтезу», були розраховані відношення жорсткостей непошкоджених кісток C_H до жорсткості кісток з переломами та системами фіксації C_Φ у вигляді коефіцієнтів зміни жорсткості $\psi = C_H / C_\Phi$. На рис. 4 ці коефіцієнти представлені графічно.

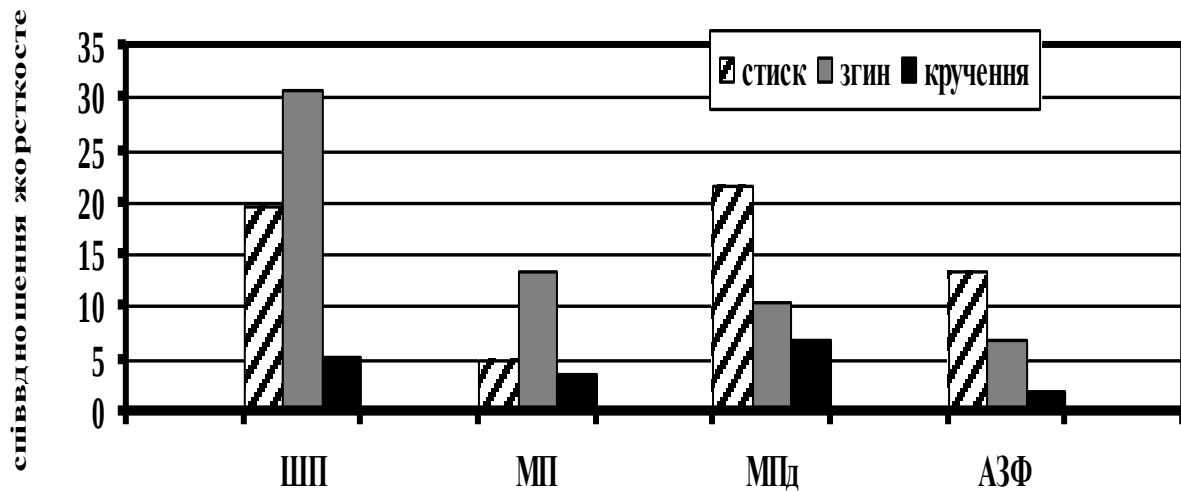


Рис. 4. Співвідношення жорсткостей неушкоджених та uszkodжених кісток
 $\psi = C_H / C_Ф$

Найменша зміна жорсткостей під дією навантаження стиском зареєстрована при застосуванні фіксації «МП» та «АЗФ», під дією згинальних навантажень - при використанні «АЗФ» та «МПд» та під дією кручення - при фіксації системи «АЗФ» і «МП». Це дозволяє рекомендувати для застосування при фіксації переломів п'яних кісток системи «АЗФ», «МП» та «МПд»

Висновки: процес деформування систем фіксатор-кістка залежить як від типу фіксації та конструкційних особливостей засобу остеосинтезу, так і від виду навантаження (стискування кістки, її згинання або кручення);

– за більшістю вимірних характеристик перевагу мають стрижневі апарати зовнішньої фіксації та титанові мініпластини різних конструкцій;

– найбільш небезпечними видами навантажень з точки зору стабільності деформацій кісток з переломом та встановленим фіксатором є згинальні навантаження.

Список використаних джерел:

1. Борzych А. В., Оприщенко А. А., Кравченко А. В., Погориляк А. Й., Труфанов // Лечение внутрисуставных переломов головок пястных костей с использованием наkostных пластин. – Тезисы доклада 2008.- Донецк.
2. Валеев М.М., Моисеев Д.В., Чистиченко С.А. Стабильный функциональный остеосинтез переломов костей кисти // Травмат. и ортоп. России. 2008. - №2-прил. - С. 15-16.
3. Лыба Р.М. Повреждения пястных костей кисти — ошибки и осложнения на этапах лечения / Р.М. Лыба, И. Абашина // Актуальные вопросы травматологии и ортопедии. — Екатеринбург, 1997. — С. 114-115.
4. Balaram AK, Bednar MS. Complications after the fractures of metacarpal and phalanges. *Hand Clin.* May 2010; 26(2):169-77
5. Шидловский Н.С. Методы исследования деформационной надежности систем остеосинтеза конечностей человека // Біомедична інженерія, – К: 2011, – № 1. – С. 24-31.

УДК 620.171.3:616.71-001.5-089.227.84

Шитіков В.С.¹, Димань М.М.¹, наук. кер. *Шидловський М.С.¹, к.т.н, доц., Ільницький О.В.², хірург*

¹Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: n_shidlovsky@ukr.net

²ДУ «Інститут травматології та ортопедії НАМН України», м. Київ

ЖОРСТКІСТЬ З'ЄДНАННЯ ПЕРЕЛОМІВ СТЕГНОВОЇ КІСТКИ РЕПОЗИЦІЙНО - ФІКСАЦІЙНИМ АПАРАТОМ ТИПУ «АЗФ-К»

При ураженні кісток метастазами хворим призначають променеви терапію, яка може проводитись протягом тривалого часу. При цьому лікарі не можуть застосовувати традиційні способи фіксації уражених частин кістки (пластини, направляючі стрижні і т.д.), оскільки вони реагують на випромінювання і терапія не дає належного результату. Елементи апарату «АЗФ-К» конструкції В.Костюка [1-3] (рис. 1), можуть знаходитися на достатній відстані від вогнища ураження, а хворі на період променевої терапії можуть самостійно пересуватися і задовольняти свої найнеобхідніші потреби.

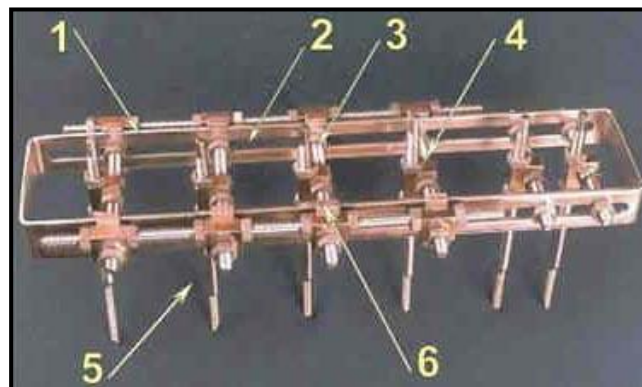


Рис. 1. Апарат АЗФ-К: 1 - рама; 2 - напрямні прорізи; 3 - шпилька; 4 - утримувач; 5 - стрижень; 6 - шайба

Метою роботи було визначення механічних характеристики апаратів «АЗФ-К», що застосовуються для фіксації пошкоджених кісток хворих на онкологічні захворювання на період променевої терапії.

Визначено деформації системи «стегнова кістка з переломом - апарат зовнішньої фіксації АЗФ-К» (надалі «СК - АЗФ-К») під дією зовнішніх навантажень. Експерименти проведено при найбільш характерних фізіологічних навантаженнях, що супроводжують ходьбу людини (стиск, згин та кручення систем «СК - АЗФ-К»). Проведено порівняння деформації в непошкоджених кістках та в системі «СК - АЗФ-К». Досліджено закономірності накопичення залишкових деформацій в системі «СК-АЗФ-К» при дії циклічних навантажень.

Для визначення механічних властивостей зразка проводили його компресійне навантаження за допомогою випробувальної машини (рис. 2). Зразок вста-

новлювали на рухомому столі дослідної машини. Навантаження прикладали, шляхом вертикального переміщення рухомого стола машини.

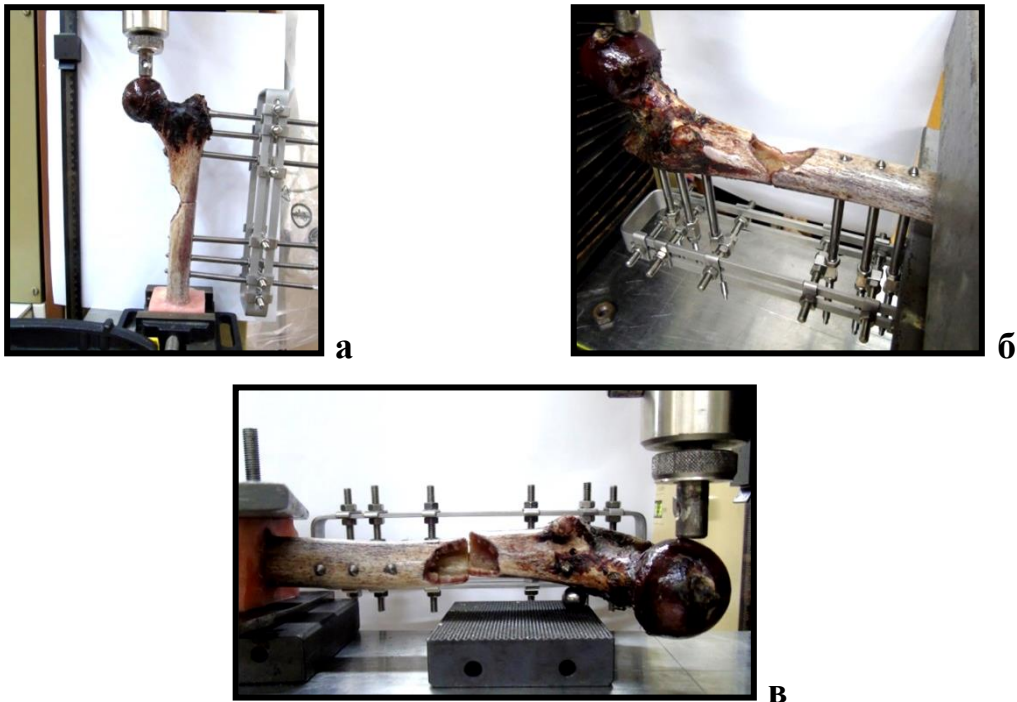


Рис. 2. Випробування систем «СК - АЗФ-К» при стиску (а), згині (б) та крученні (в)

В табл. 1 наведено узагальнені результати випробувань непошкодженого препарату та препарату з модельованим переломом, зафіксованим АЗФ-К. Також наведено дані про зміну жорсткостей за рахунок перелому та скріплення гвинтами порівняно з непошкодженими препаратами.

Ці дані представлені як відношення жорсткостей систем

$$\psi_k = C^{\Pi} / C^{\text{H}},$$

де $C^{\Pi} = 1 / \Delta^{\Pi}$, $C^{\text{H}} = 1 / \Delta^{\text{H}}$; Δ - деформація системи; індексами «Н» помічено характеристики неушкодженої стегнової кістки, індексами «П» – характеристики системи «СК - АЗФ-К».

Таблиця 1. Усереднені дані випробувань препаратів

Вид навантаження	C, Н/мм		ψ_k
	C_k^{H}	C_k^{Π}	
Стиск	667	417	0,62
Згин	30	10	0,33
Кручення	265	56	0,21

Досліджено характеристики системи «СК – АЗФ-К» при довготривалих циклічних навантаженнях. Була реалізована така програма циклічного навантаження зразка: деформування зразка зі швидкістю 5 мм/хв до виникнення сили P_{max} ; витримка зразка при цьому навантаженні протягом 1с; розвантаження зра-

зка з тією ж швидкістю до $P_{\min}$; витримка зразка при цьому навантаженні протягом 1с. Після цього цикл повторювали. Максимальна кількість циклів для кожного зразка дорівнювала 50.

У табл. 2 наведено значення зазначених деформацій (мм/Н) при стискуванні, згині та крученні. Спостерігається значне збільшення затриманих деформацій у системі «СК – АЗФ-К» при всіх досліджених видах напруженого стану.

Таблиця 2. Результати вимірювань затриманих питомих деформацій $\delta_3 \cdot 10^3$ (мм/Н) при різних видах навантаження.

Вид деформації	$P_{\max}$, Н	$P_{\min}$, Н	№№ циклів			
			5	10	20	50
Стиск	300	50	0.165	0.250	0.370	0.626
Згин	100	20	0.201	0.403	0.683	0.806
Кручення	50	10	1.526	2.290	3.312	4.580

Висновки. Експерименти показали що система «СК – АЗФ-К» при типових навантаженнях, які виникають при ходьбі, не втрачає свою функціональну надійність.

Жорсткість кістки з переломом та АЗФ зменшується в порівнянні з жорсткістю неушкодженої стегнової кістки. Зокрема, при стиску на 61%, при згині на 33% та при крученні на 21%

Для оцінки надійності системи «СК – АЗФ-К» найбільш чутливими до дії короткочасних одноразових навантажень та дії циклічних навантажень є дані випробувань препаратів на згин та кручення.

Спостерігається збільшення величини затриманих деформацій зі збільшенням кількості циклів. Результати показали, що використання даного апарату є доцільним.

Список використаних джерел:

1. Костюк А. Н. Посібник з методики остеосинтезу апаратами зовнішньої фіксації АЗФ-К. – Київ: ТОВ «Лазурит-поліграф», 2015. – 144 с.
2. Костюк А. Н. Можливості апаратів зовнішньої фіксації при лікуванні потерпілих з множинними переломами і поєднаною травмою // Проблеми військової охорони здоров'я: збірник наук. праць Української військово-медичної академії. — Випуск 7. — С. 367-371.
3. Проценко В. В., Костюк А. Н. Застосування апаратів Костюка та ендопротезування при лікуванні хворих з метастатичним ураженням кісток // Зб. матеріалів XII з'їзду онкологів України. – 2011, № 378. – С. 124.

УДК 620.171.3:616.71-001.5-089.227.84

Осипенко О.В.¹, Димань М.М.¹, наук. кер. Шидловський М.С.¹, к.т.н, доц., Ільницький О.В.², хірург

¹Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: n_shidlovsky@ukr.net

²ДУ «Інститут травматології та ортопедії НАМН України», Київ

ДЕФОРМУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ СТРИЖНЕВИХ АПАРАТІВ ТИПУ «АЗФ-К» ПІД ДІЄЮ ФІЗІОЛОГІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

В хірургічній практиці для досягнення підвищеної іммобілізації (збереження достатньої нерухомості) відламків кісток при лікуванні переломів застосовуються стрижневі апарати зовнішньої фіксації (СтАЗФ) рамочної конструкції. Апарати типу АЗФ-К [1-3] поєднують в собі підвищену жорсткість та можливість створення дозованої дистракції (розтягу) або компресії (стиску) відламків кісток у разі необхідності. Не дивлячись на достатнє розповсюдження зазначених апаратів, у літературі практично відсутні дані щодо їх характеристик жорсткості.

Наша експериментальна робота присвячена дослідженню деформування апаратів типу АЗФ-К (рис. 1) при навантаженнях, що діють в різних анатомічних площинах. Для визначення деформацій, що виникають в самому апараті, стегнову або великогомілкову кістку замінювали металевою пластиною товщиною 5 мм. Пластина була розпилена навпіл, імітуючи перелом, також був проведений додатковий експеримент, який засвідчив, що стрижні кріпляться до пластини достатньо жорстко. Встановлено, що деформації в місцях закріплення стрижнів до пластин (поз. 3 на рис. 1) нехтовно малі порівняно з загальними деформаціями системи.

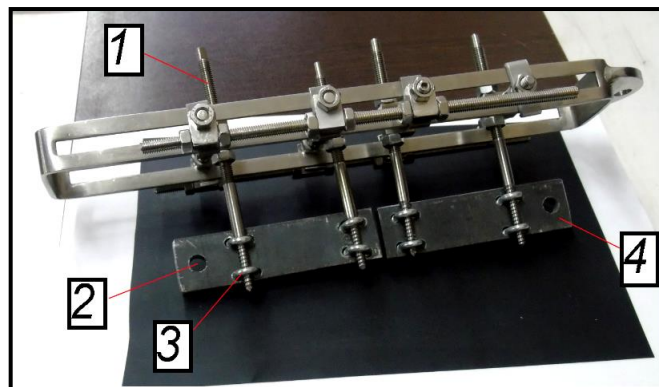


Рис. 1. Апарат зовнішньої фіксації з пластиною:

- 1 – стрижень; 2 – отвір для проведення експерименту на розтяг;
3 – хомути для з'єднання стрижня з пластиною; 4 – пластина

Для визначення механічних властивостей зразка проводили його компресійне навантаження (рис. 2а) та розтяг (рис. 2б) за допомогою універсальної випробувальної машини. Зразок встановлювали на рухомому столі дослідної машини, навантаження прикладали, шляхом вертикального переміщення рухомого

стола машини. Швидкість деформування зразка становила 0,5 мм/хв. Попереднє навантаження становило 10 Н. Процес навантаження реєстрували у вигляді діаграми деформування у координатах «навантаження P – загальна деформація СтАЗФ Δ ».

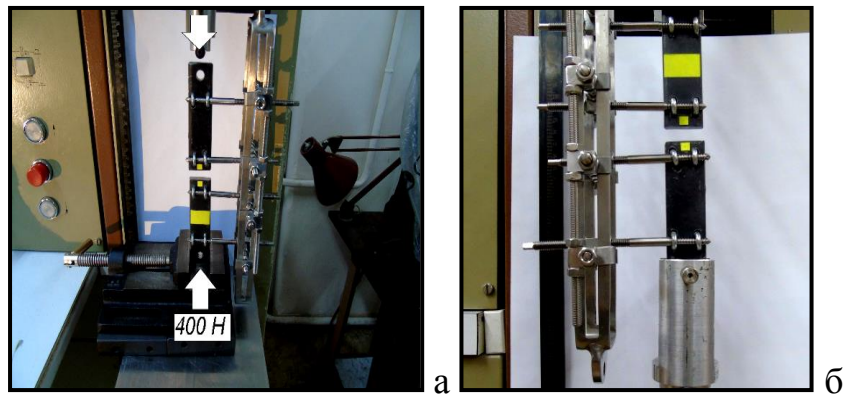


Рис. 2. Закріплення апарату зовнішньої фіксації з пластиною та прикладення навантажень при випробуваннях на стиск (а) та розтяг (б)

Випробування препаратів на згин проводили аналогічним способом. Змінювали лише способи закріплення та розміщення препаратів на робочому столі випробувальної машини (рис. 3). Швидкість деформування зразка системи становила 5 мм/хв. Випробування на згин проводилося в площинах XZ та XY, де X - поздовжня вісь апарату, Y - вісь, що збігається з напрямом фіксуючих стрижнів (поз. 1 на рис. 1).

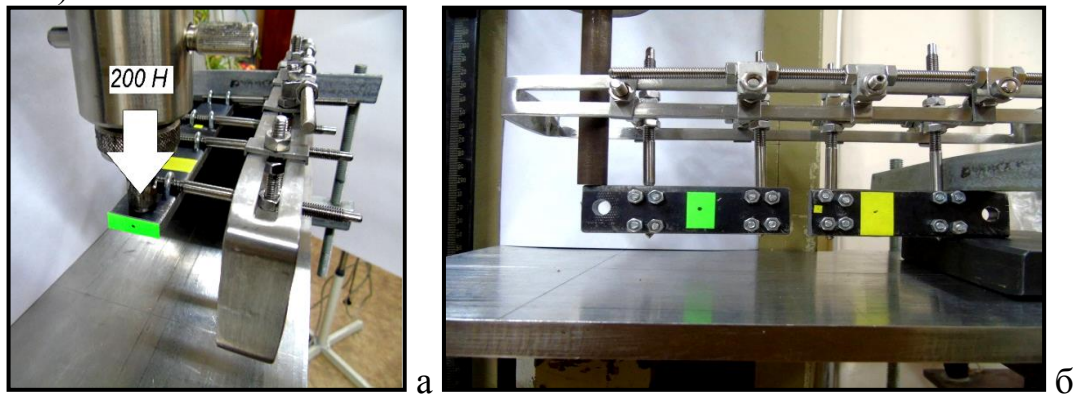


Рис. 3. Закріплення апарату зовнішньої фіксації з пластиною та прикладення навантажень при випробуваннях на згин в площинах XZ (а) та XY (б)

Аналогічно проводили випробування препаратів на кручення. Навантаження прикладали до фіксуючих стрижнів у площині YZ (рис. 4), швидкість деформування зразка становила 5 мм/хв.



Для знаходження переміщень у місці перелому використовували 2 метода: 1 - визначення загальної деформації Δ за даними вимірювача переміщень установки TIRA-test; 2 - вимірювання зміщення Λ у місці переломі (зміщення між пластинами - імітаторами кістки). У другому способі застосовували фотозйомку препаратів при різних навантаженнях з подальшою обробкою зображень [4].

За допомогою цих методів визначили приведені (питомі) деформації

$$\delta = \Delta / P, \lambda = \Lambda / P$$

та приведені жорсткості

$$C_{\Delta} = \delta^{-1}, C_{\Lambda} = \lambda^{-1}.$$

Результати вимірювань та розрахунків поміщені в табл. 1.

Таблиця 1. Деформаційні характеристики апарату АЗФ-К

Вид навантаження	δ , мм/Н	λ , мм/Н	C_{Δ} , Н/мм	C_{Λ} , Н/мм
Стиск	0,00595	0,00593	168,07	168,77
Розтяг	0,00700	0,00697	142,86	143,54
Згин у площині ХZ	0,05701	0,01622	17,54	61,65
Згин у площині ХУ	0,02430	0,00201	41,15	497,51
Кручення	0,04883	0,01332	20,48	75,08

Висновки:

1. При розтягу та стиску взаємні переміщення відламків практично збігаються з загальними деформаціями дослідженого СтАЗФ;
2. При згині в обох площинах та при крученні загальні переміщення системи набагато більші зміщень відламків;
3. Найбільші жорсткості апаратів спостерігаються при навантаженнях у площині фіксуючих стрижнів ХУ, найменші - у перпендикулярній площині ХZ та при крученні у площині YZ.

Список використаних джерел:

1. Костюк А. Н. Посібник з методики остеосинтезу апаратами зовнішньої фіксації АЗФ-К. – Київ: ТОВ «Лазурит-поліграф», 2015. – 144 с.
2. Костюк А. Н. Можливості апаратів зовнішньої фіксації при лікуванні потерпілих з множинними переломами і поєднаною травмою // Проблеми військової охорони здоров'я: збірник наук. праць Української військово-медичної академії. — Випуск 7. — С. 367-371.
3. Проценко В. В., Костюк А. Н. Застосування апаратів Костюка та ендопротезування при лікуванні хворих з метастатичним ураженням кісток // Зб. матеріалів XII з'їзду онкологів України. – 2011, № 378. – С. 124.
4. Шидловский Н.С., Лакша А.М., Шпак Д.Е. Натурные испытания систем «большеберцовая кость с переломом – стержневой аппарат фиксации» // Вісник Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут", Серія Машинобудування, – К: 2011, – № 61 том 2. – С. 134–140.

УДК 620.171.3:616.718.4

Мусієнко О.С.¹, Димань М.М.¹, наук. кер. *Шидловський М.С.¹, к.т.н, доц., Лазарєв І.А.², к.м.н., зав. лаб. біомеханіки*

¹Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: n_shidlovsky@ukr.net

²ДУ «Інститут травматології та ортопедії НАМН України», м. Київ

МІЦНІСТЬ ФІКСАЦІЇ ПРОКСИМАЛЬНОГО ВІДДІЛУ СТЕГНОВОЇ КІСТКИ ПРИ ФІБРОЗНІЙ ДИСПЛАЗІЇ В УМОВАХ ОСТЕОСИНТЕЗУ РІЗНИМИ ТИПАМИ ФІКСАТОРІВ

Доброякісні новоутворення та диспластичні захворювання у дітей та підлітків досить часто уражують проксимальний відділ стегнової кістки. Фіброзна дисплазія – одне з небагатьох захворювань скелету у дітей, яке супроводжується вродженим порушенням остеогенезу на певних ділянках кістки, що призводить до формування кістоподібних утворень [1-3]. Патологічні переломи та деформації стегнової кістки найчастіше ускладнюють перебіг захворювання, призводять до інвалідності хворих і, як правило, потребують хірургічного лікування.

Метою дослідження є визначення характеристик міцності та жорсткості біомеханічної системи «стегнова кістка – фіксатор» («СК-Ф») в умовах наявного порожнистого дефекту проксимального відділу стегнової кістки (СК) при остеосинтезі різними типами фіксаторів.

Для досліджень взяті синтетичні моделі СК SAWBONES (рис. 1). Застосовано три стандартні зразка з заданими антропометричними параметрами.

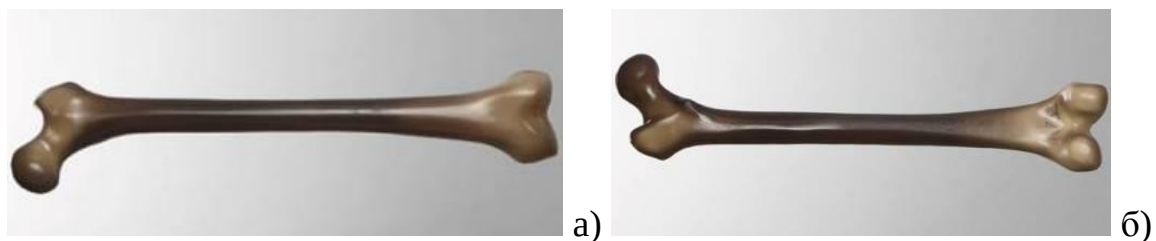


Рис. 1. Зовнішній вигляд синтетичної моделі стегнової кістки:

а) вид спереду; б) вид ззаду

За допомогою рентгенівського апарата та рентгенівського мультіспірального комп'ютерного томографа, візуалізований порожнистий дефект, який має однакову форму, об'єм та локалізацію на всіх трьох моделях. Моделювання дефектів та рентгенографічні вимірювання проведені в Лабораторії біомеханіки ДУ «Інститут травматології та ортопедії НАМН України».

На біомеханічні моделі стегнової кістки з сформованим порожнистим дефектом під контролем електронно-оптичного перетворювача (ЕОП) за стандартними методиками накладені металеві фіксатори: пластина для проксимального

відділу стегна - LCP ; стегновий блокуючий стрижень – FIN; кутова пластина для проксимального відділу стегна – ABP (рис. 2).

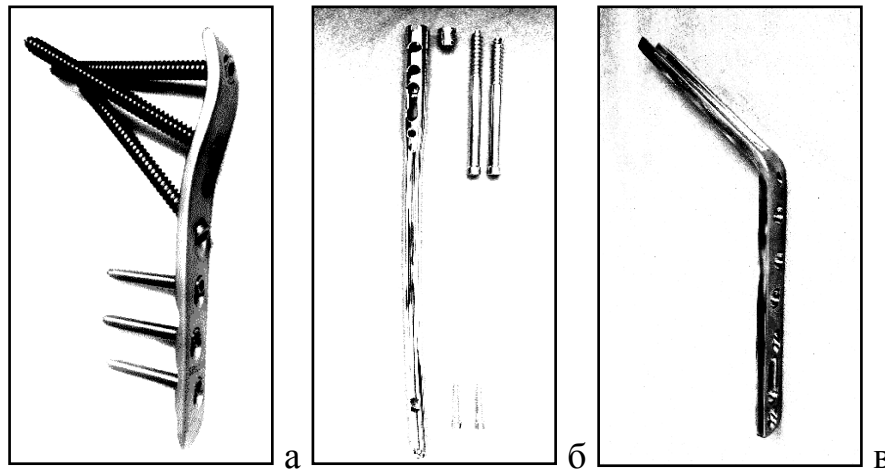


Рис. 2. Пластина для проксимального відділу стегна LCP (а), блокуючий стрижень FIN (б), кутова пластина ABP (в)

Контроль розташування фіксуючих елементів у моделях стегнової кістки здійснено за допомогою отриманих рентгенограм в передньо – задній та боковій проекціях. Експериментальні дослідження характеристик міцності та жорсткості зразків проведено за методикою лабораторії біомеханіки НТУУ «КПІ» [4].

Для проведення випробувань три зразки моделей СК розміщували у випробувальній машині із забезпеченням співвісності прикладення навантаження та фіксували за дистальний епіфіз кістки у нижньому затискувачі на рухомій траверсі.

Вимірювання сили P здійснювали динамометром, на який через жорсткий стрижень передавалося навантаження кістки. Перед початком навантаження в мікропроцесор випробувальної машини введено робочі характеристики (режим навантаження, довжина зразка та інші параметри). Швидкість деформування зразків під час випробувань складала 2,5 мм/хв із забезпеченням плавності прикладання навантаження.

Випробування завершували у момент руйнації зразка (рис. 3) з реєстрацією максимальної сили (P_{MAX}) та деформації (Δ_{MAX}). Випробування на стиск проведено при короткочасної (протягом декількох секунд) дії навантаження. Визначено максимальні навантаження та деформації в момент руйнування зразків із записом результатів випробувань в координатах «навантаження – абсолютна деформація кістки».

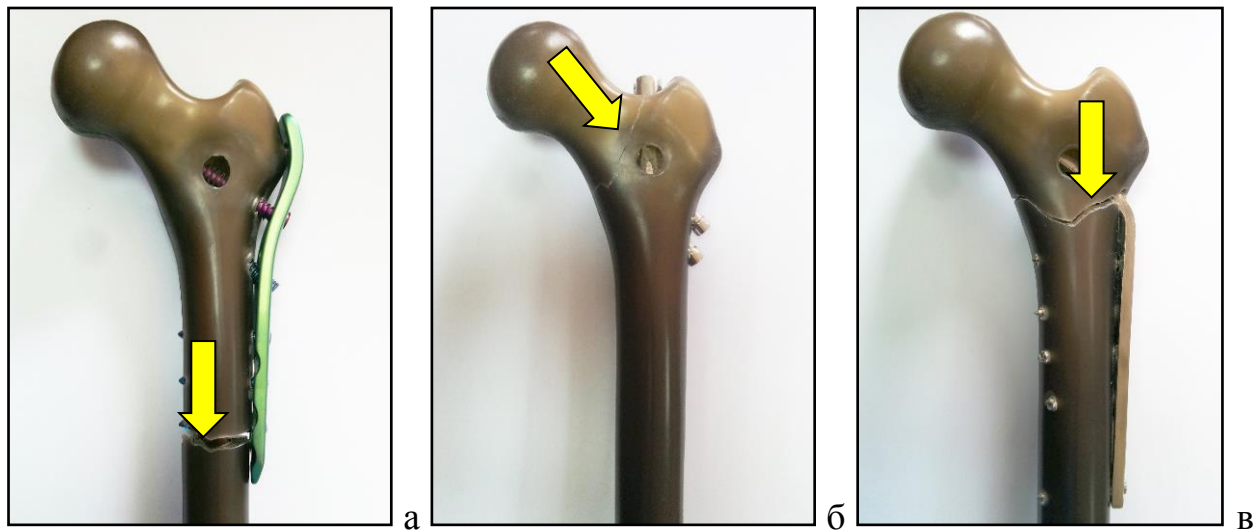


Рис. 3. Загальний вигляд моделей «СК-Ф»:

а) з пластиною LCP; б) з FIN фіксатором; в) з пластиною АВР після проведення випробувань на міцність (стрілками вказано локалізацію зламу)

Отримані діаграми деформування зразків наведено у графіках (рис. 4) для кожної моделі з різними типами фіксаторів.

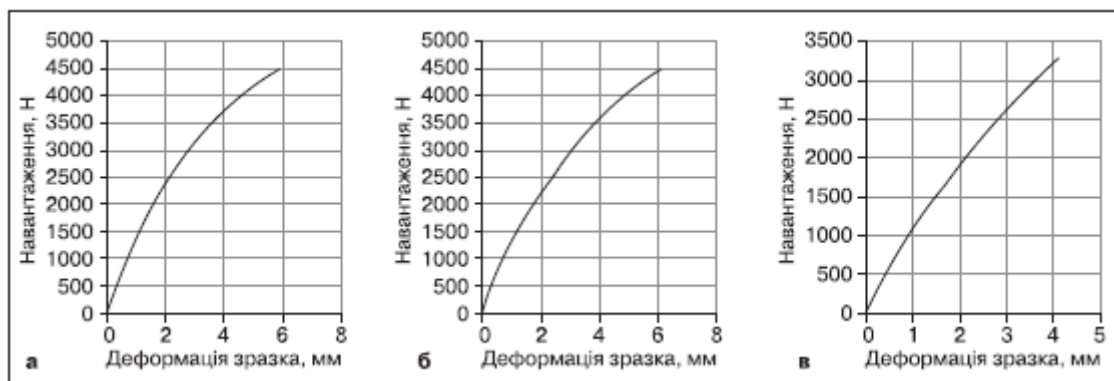


Рис. 4. Діаграми деформування зразків з LCP фіксатором (а); з FIN фіксатором (б); з АВР фіксатором (в)

Згідно отриманих даних (табл. 1), найбільше навантаження у 4586,7 Н, що призвело до руйнування зразка, отримано на моделі стегнової кістки з фіксатором LCP (зразок №11750), що вказує на більш надійну та стабільну фіксацію. Показники максимальної деформації даного зразка мали середні значення та становили 5,91 мм. Лінія зламу моделі була в поперечному напрямку та проходила через дистальний блокуючий гвинт пластини (рис. 3,а).

Руйнування моделі стегнової кістки з фіксатором FIN (зразок №11745) виникали при меншій силі навантаженні 4423,9 Н, проте деформації моделі були більшими і становили 6,12 мм.

Найменші показники навантаження (3200,5 Н) та деформації (4,11 мм), при яких виникало руйнування, отримано на моделі стегнової кістки з фіксатором АВР (зразок №11743).

Таблиця 1. Максимальні навантаження P_{MAX} та деформації Δ_{MAX} моделі, які отримано в момент руйнування моделей СК з різними типами фіксаторів

Показник	Тип фіксатора		
	LCP	FIN	ABP
P_{MAX} , Н	4590	4420	3200
Δ_{MAX} , мм	3,02	3,06	3,35

Випробування на міцність та жорсткість системи «СК-Ф» в умовах наявного порожнистого дефекту проксимального відділу стегнової кістки при остеосинтезі різними типами фіксаторів довели перевагу фіксаторів типу LCP та FIN над фіксатором ABP через можливість витримувати максимальні навантаження при мінімальних деформаціях системи. Отримані найменші значення деформацій системи «СК-Ф» на моделі з фіксатором типу FIN свідчать, що при достатньо стабільній фіксації зберігаються кращі умови для необхідного фізіологічного навантаження кістки.

Список використаних джерел:

1. Зубаиров Т.Ф. Хирургическое речение полиоссальных форм фибриозной дисплазии длинных трубчатых костей нижних конечностей у детей // Травматология и ортопедия России. – 2008. – № 2 (48). – С. 25-31.
2. Лазарев І.А. Напружено-деформований стан проксимального відділу стегнової кістки з наявністю порожнистого дефекту (осередок фібриозної дисплазії) в умовах остеосинтезу різними типами фіксаторів / Лазарев І.А., Гук Ю.Н., Олійник Ю.В., Скібан М.В. // Травма. – 2015. – Т. 16, № 3. – С. 62-70.
3. Снетков А.И. Оперативное лечение полиоссальной формы фибриозной остеодисплазии у детей и подростков // Вестник хирургии им. И.И. Грекова. – 1988. – № 6. – С. 85-89.
4. Шидловский Н.С. Методы исследования деформационной надежности систем остеосинтеза конечностей человека // Біомедична інженерія, – К: 2011, – № 1. – С. 24-31.

УДК 620.173.2:616.71

Димань М.М.¹, Мусієнко О.С.¹, наук. кер. **Шидловський М.С.¹**, к.т.н, доц., **Омельченко Т.М.²**, к.м.н., **Копчак А.В.²**, д.м.н, проф.

¹Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: n_shidlovsky@ukr.net

²Національний медичний університет України ім. О.О.Богомольця, м. Київ, e-mail: taraskin@voliacable.com

ПРУЖНІ ВЛАСТИВОСТІ ТА НЕОДНОРІДНІСТЬ СТРУКТУРИ КІСТКОВОЇ ТКАНИНИ КІНЦІВОК ЛЮДИНИ

Вступ. Необхідною передумовою побудови математичних моделей кісток людини та вивчення взаємодії кістки з системами остеосинтезу (засобами фіксації переломів та інших пристроїв), розуміння механізмів перебудови і адапта-

ції кістки в умовах функціонального навантаження є дослідження механічних характеристик кісткової тканини.

Кісткова тканина (КТ) на сьогоднішній день розглядають як трьохфазний композиційний матеріал, що складається з органічних колагенових волокон, мінерального компоненту і міжфібрилярної речовини [1]. Кістка має складну багаторівневу структурну організацію і є динамічною відкритою системою, що перебуває в процесі постійної перебудови та іонного обміну з оточуючим середовищем. Кістка оптимально пристосована до сприйняття функціональних та фізіологічних навантажень. За своїми механічними властивостями вона є неоднорідною, нелінійною, анізотропною і не суцільною, має виражені в'язкопружні властивості і здатність до структурної перебудови під дією навантажень [1-3]. Механічні властивості КТ можуть суттєво змінюватися в залежності від віку, статі, структурно-функціонального стану кісткової тканини, наявності локальних і системних патологічних процесів [4].

Кісткова тканина є ортотропним матеріалом. Головні осі пружності визначаються орієнтацією остеонів в кортикальній кістковій тканині і балочок в губчастому шарі кістки. Максимальна жорсткість при цьому збігається за напрямком з орієнтацією більшості структурних одиниць кісткового матриксу [1, 2, 5]. Архітекtonіка кісток формується в процесі індивідуального розвитку організму, як інтегральна відповідь кістки на напруження і деформації, яких вона зазнає при різноманітних функціональних навантаженнях. На окремих ділянках при цьому орієнтація остеонів і трабекул є досить сталою, а на інших (ділянки прикріплення м'язів, підборіддя) зазнає значних індивідуальних варіацій.

На сьогодні в літературі існують значні розбіжності у визначенні основних механічних констант і ступеня механічної анізотропії навіть для неуразеженої кісткової тканини. Модулі пружності кортикальної кістки, визначені в різних дослідженнях, коливаються від 4 до 20...22 ГПа, а губчастої від 0,05 до 1,5 ГПа і більше [3, 4]. Величина коефіцієнту Пуассона для різних типів кісткової тканини і в різних напрямках також коливається в межах 0,05...0,35 [2, 4].

Метою наших досліджень було вивчення механічних характеристик кісткової тканини, отриманої в ході операцій, виконаних на кінцівках, з урахуванням їх структурної та механічної анізотропії.

В ході дослідження було вивчені зразки кортикальної і губчастої тканини великогомілкової кістки. Фрагменти були видалені за допомогою спеціального порожнього свердла діаметром 7 мм. Перед проведенням дослідження фрагменти піддавали механічній обробці, надаючи їм правильної геометричної форми у вигляді циліндру заданої висоти з рівними паралельними торцями. Для визначення механічних властивостей зразка проводили його навантаження стиском (рис. 1) за допомогою універсальної випробувальної машини за методикою, що описана в [4].

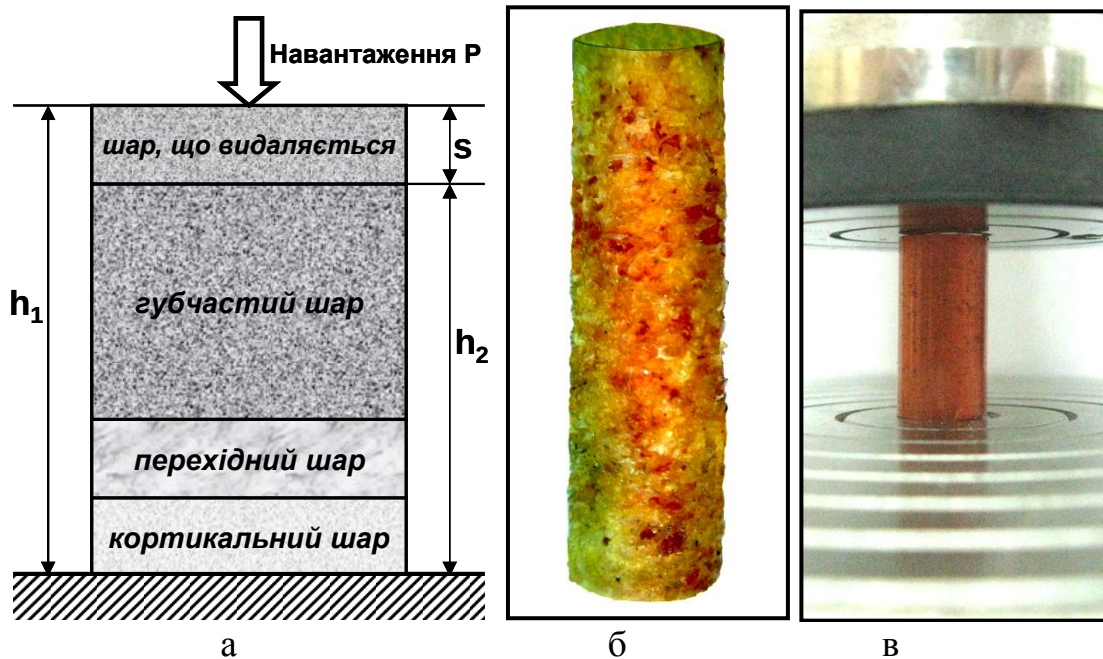


Рис. 1. Схема визначення модулів пружності шарів КТ в неоднорідних зразках (а), зразок кісткової тканини, виготовлений з великогомілкової кістки (б) та контрольний зразок на столі випробувальної машини (в)

Зразок (рис. 1б) встановлювали на робочому столі випробувальної машини, піддавали стискаючому навантаженню (рис. 1в) та записували діаграму деформування.

Після цього на шліфувальному пристрої видаляли шар кісткової тканини $s = 0,1 h_1$ з одного боку зразка, зберігаючи паралельність його поверхонь. Після видалення першого шару проводили навантаження інших зразків та записували діаграми деформування.

За умови невеликої товщини зрізаного шару його пружні властивості вважаємо незмінними. Допускаючи це, модуль пружності видаленого шару можна розрахувати за формулою [4]

$$E' = E_1 \cdot E_2 \cdot s / (E_2 \cdot h_1 - E_1 \cdot h_2),$$

де E_1 та E_2 - усереднені модулі пружності матеріалу зразків до та після видалення шару відповідно; h_1 - висота зразка до видалення шару; h_2 - висота зразка після видалення шару; s - товщина видаленого шару (рис. 1а).

Видалення шару та його повторне навантаження можна проводити необхідне число (до 10) разів. Це дає можливість визначити модулі пружності всіх типів кісткової тканини, що входять до складу неоднорідного зразка [4].

Результати досліджень. За результатами вимірювань встановлені модулі пружності в різних областях кісток кінцівок та співвідношення модулів пружності кортикального та губчастого шарів. Встановлені максимальні та мінімальні значення модулів пружності кортикального шару КТ. Кісткова тканина має максимальну жорсткість в напрямку, що відповідає орієнтації більшості її структурних одиниць (остеонів і трабекул). Спонгіозний шар КТ характеризується меншою анізотропією і, на відміну від кортикального шару, суттєвою просторовою неоднорідністю.

Список використаних джерел:

1. Бегун П.И., Шукейло Ю.А. Биомеханика: Учебник для вузов. - СПб.: Политехника, 2000.-463 с.
2. Добелис М.А., Саулгозис Ю.Ж. Роль структурных компонентов компактной костной ткани в ее деформативности и несущей способности. В кн. Современные проблемы биомеханики. Выпуск 2. Механика биологических тканей. Рига «Зинатне», 1985, с. 70-102.
3. Natali A. N., Meroi E. A., A review of the biomechanic properties of bone as a material. Journal of Biomechanical Engineering (1988), 11, 266-275.
4. Шидловський Н.С., Маланчук В.О., Копчак А.В. Вивчення механічних характеристик кісткової тканини з урахуванням її анізотропії // Вісник Національного технічного університету України "Київський політехнічний інститут", Серія Машинобудування, – К: 2010, – № 59. – С. 34-37.
5. Кадурін О. К., Вирва О. Є., Леонтьєва Ф. С. Біофізичні властивості компактної кісткової тканини. — Х.: Прапор, 2007.— 136 с.

УДК 620.178.52:616.71

Мусієнко О.С.¹, Димань М.М.¹, наук. кер. Шидловський М.С.¹, к.т.н, доц., Заховайко О.П.¹, к.т.н, доц. Копчак А.В..², д.м.н., проф.

¹Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: n_shidlovsky@ukr.net

²Національний медичний університет України ім. О.О.Богомольця, м. Київ

ОЦІНКА ПОШКОДЖЕНЬ КІСТКОВОЇ ТКАНИНИ ЗА ПОКАЗНИКАМИ ТВЕРДОСТІ

Одним з показників, що характеризує стан матеріалу та рівень його пошкодження є поверхнева твердість. Для виміру твердості матеріалів не біологічного походження (метали, пластмаси, гуми, композиційні матеріали) існує багато стандартних, неодноразово апробованих методів. Це, насамперед, методи Роквелла, Бринеля та Вікерса для металів, метод Шора для гум та пластмас, інші стандартизовані методи. Всі ці методи ґрунтуються на прямому або опосередкованому вимірюванні занурення жорсткого індентора у зразок матеріалу.

При цьому не звертається уваги на характер деформацій, що виникають у матеріалі в місці проникнення індентора у зразок. На наш погляд, тільки при вимірюванні твердості гум за методом Шора навколо індентора у матеріалі не виникають незворотні деформації. Решта методів (занурення сферичних сталевих кульок за методом Бринеля, проникнення твердих конусів за методом Роквелла або пірамідок за методом Вікерса) приводить до того, що у вказаних місцях обов'язково виникають пластичні (незворотні, остаточні) деформації, які супроводжуються пошкодженням матеріалу. Таким чином, вищезазначені методи характеризують поведінку матеріалів не стільки в пружному, скільки у пластичному стані та не можуть бути використані для оцінки стану кісткових тканин (КТ) при реальних (відносно низьких) рівнях напружень.

Діагностичні методи, що можуть бути застосовані для оцінки стану КТ, у тому числі при проведенні хірургічних операцій, знаходяться у стані розробки [1]. Наскільки нам відомо, стандартні методи вимірювання твердості КТ відсутні взагалі [2, 3]. Для впровадження зазначених методів в дослідницьку практику необхідно, насамперед, визначити характеристики твердості КТ, знайти способи вимірювання цих характеристик та відпрацювати методику експериментів.

Наша робота є продовженням досліджень механічних характеристик КТ різного походження, що проводилась сумісно з хірургами - травматологами в лабораторії біомеханічних систем кафедри ДММ та ОМ НТУУ «КПІ» [4, 5].

Для досліджень були використані фрагменти анатомічних об'єктів, які видалялися під час операції у постраждалих в результаті різних травм. Зразки підготовлювали до випробувань за допомогою шліфувального пристрою. Основні вузли пристрою зображені на рис. 1а. Швидкість обертання шліфувального круга до 12 тис. об/хв. На (рис. 1б) показаний зразок після шліфувальної обробки.

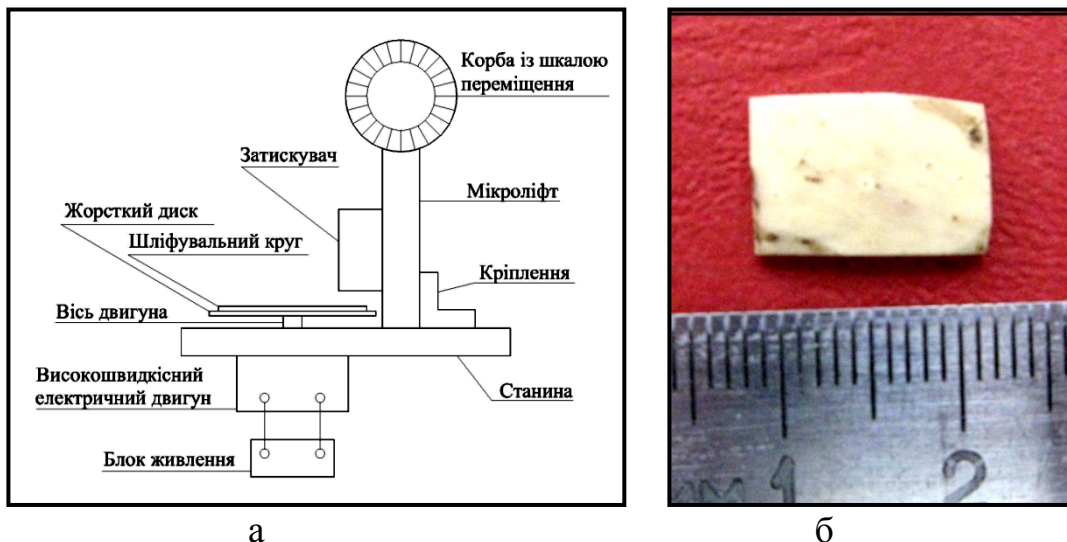


Рис. 1. Пристрій для виготовлення зразків кісткової тканини (а) та зразок, підготовлений до вимірювання характеристик твердості (б)

Для вимірювання твердості кісткової тканини були використані сталеві конічні індентори діаметром 1,30 мм з з кутами конусів 45 та 30° (рис. 2).

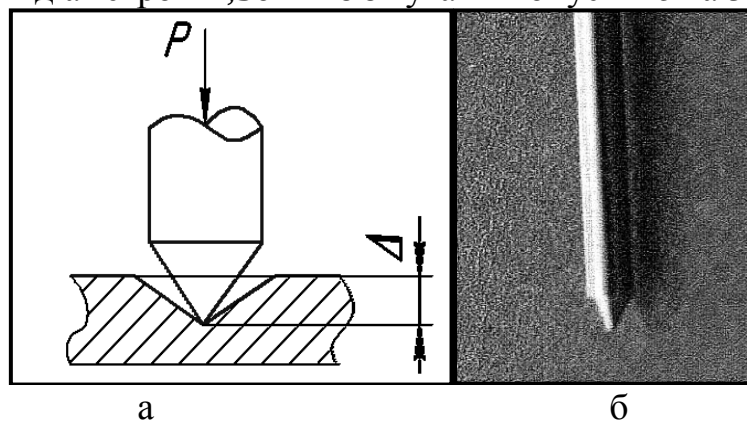


Рис. 2. Схема навантаження (а) та форма індентора (б)

Сталеві стрижні - індентори нерухомо закріплювали у затискувачі, який був жорстко з'єднаний з динамометром випробувальної машини. Зразок КТ розмішували на проміжній скляній смужці, яку фіксували на предметному столику. Для точної установки (позиціонування) зразка використовували жорсткий предметний столик мікроскопа ММУ-3 (рис. 3а). Він дозволяє переміщувати зразок в площині, що перпендикулярна до осі навантаження, з точністю 0,1 мм (рис. 3б).

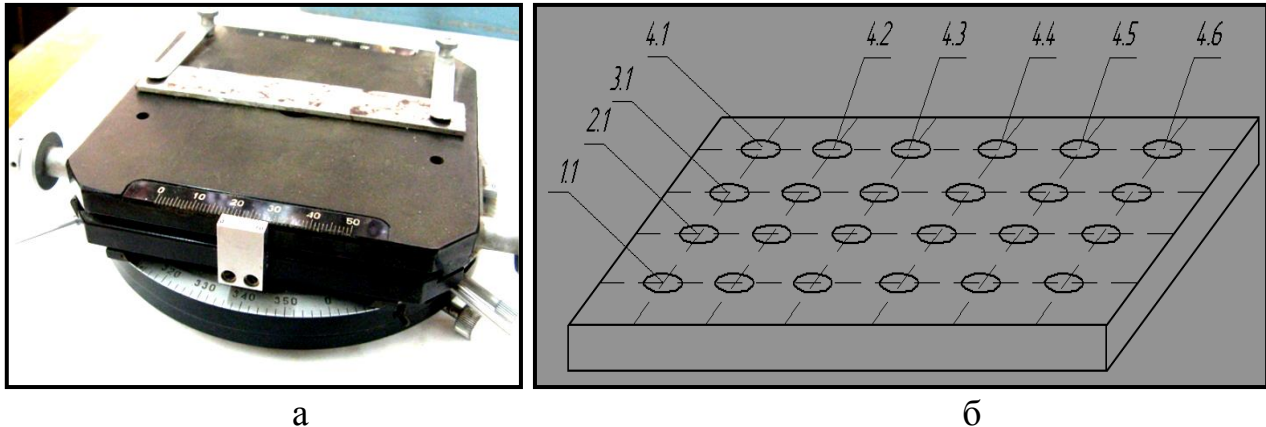


Рис. 3. Предметний столик зі зразком кісткової тканини (а) та позначення точок прикладання навантаження на поверхні зразка (б)

Зразок КТ (рис. 4а) разом з додатковим обладнанням розміщувався на робочому столі випробувальної машини (рис. 4б), в процесі навантаження контролювали зусилля в зразку та виникаючі при цьому деформації. Реєстрацію деформацій (глибину занурення індентора) проводили за допомогою системи вимірювання переміщень випробувальної машини TIRA-test з точністю $\pm 10,0$ мкм та за допомогою індикатора годинникового типу МИГ-1 з точністю $\pm 1,0$ мкм.

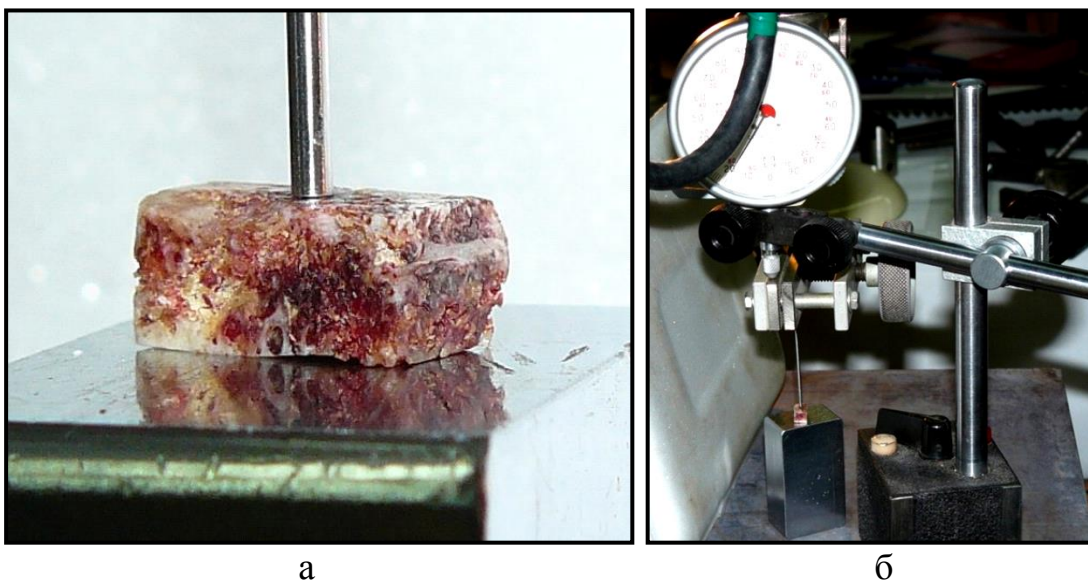


Рис. 4. Зразок кісткової тканини під час випробувань (а) та пристрій для вимірювання твердості (б)

В процесі проникнення індентора записували діаграми що показують зв'язок між навантаженням, що передається на КТ через індентор, і глибиною проникнення індентора у КТ. Як правило, діаграми мали лінійний характер. За контрольну характеристику була прийнята питома деформація, що визначалася як відношення глибини проникнення індентора до прикладеного при цьому навантаження.

У результаті дослідів отримані нові дані про твердість КТ різної структури, проаналізований вплив форми і розмірів індентора на результати вимірювань, визначено оптимальну форму індентора. Встановлено, що вибір місця вимірювання може в значному ступені вплинути на розкид характеристик твердості КТ навіть на малій площі випробувалого зразка.

Список використаних джерел:

1. Schwartz-Dabney C.L., Dechow P.C. Variations in cortical material properties throughout the human dentate mandible // American journal of physical anthropology 120:252–277 (2003).
2. Бегун П.И., Шукейло Ю.А. Биомеханика: Учебник для вузов. - СПб.: Политехника, 2000.-463 с.
3. Кадурін О. К., Вирва О. Є., Леонтьєва Ф. С. Біофізичні властивості компактної кісткової тканини. — Х.: Прапор, 2007.— 136 с.
4. Скорик Д.П., Копчак А.В., Шидловський М.С. Кореляційні зв'язки між біомеханічними характеристиками та структурними особливостями кісткової тканини // Тези доповідей загально-університетської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів. – Київ, НТУУ "КПІ", 2012. – С. 2 -3.
5. Шидловский Н.С., Маланчук В.А., Копчак А.В. О методических особенностях экспериментального изучения биомеханических свойств костных тканей // В кн.: Динаміка, надійність і довговічність механічних і біомеханічних систем та елементів їхніх конструкцій. – Матеріали міжнародної науково-технічної конференції, Севастополь, 2009. – С. 82-88.

УДК 620.173.24:616.314

Бородич В.В.¹, Рудка І.Д.¹, *наук. кер. Шидловський М.С.¹, к.т.н, доц., Савичук А.О.², к.м.н.*

¹Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: n_shidlovsky@ukr.net

²Національний медичний університет України ім. О.О.Богомольця, м. Київ

ВПЛИВ СПОСОБУ РЕСТАВРАЦІЇ ЗУБІВ НА ЇХ МЕХАНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Загальноприйняті методики реставрації зубів у ряді випадків не забезпечують достатньо надійний захист від руйнування, що пов'язано з особливостями їх функціонального навантаження [1-6]. Забезпечення довготривалої міцності при відновленні різців щелепи є достатньо складною задачею та вимагає окремих досліджень.

Метою нашої роботи було дослідити вплив способів реставрації вкладок та пломб, виготовлених з нових композиційних та керамічних матеріалів, на міцність відновлених зубів.

Для дослідження були використані різці нижньої щелепи людини (табл. 1), відновлені за допомогою різних штифтових систем, зокрема: інтактний зуб з композитною вкладкою (КОМ), керамічною вкладкою (КЕР) та з композитною пломбою (П).

Таблиця 1. Досліджені об'єкти

Об'єкти випробувань	Назва та номер зуба	Примітки
Препарат № 1 «КОМ»	Нижній моляр 38 зуб	Інтактний зуб з композитною вкладкою
Препарат № 2 «КЕР»	Нижній моляр 38 зуб	Інтактний зуб з керамічною вкладкою
Препарат № 3 «П»	Нижній моляр 38 зуб	Інтактний зуб з композитною пломбою

Зразки отримували шляхом видалення зубів за парадонтологічними показаннями у хірургічному відділенні Національного медичного університету. Зразки (рис. 1) були надійно зафіксовані нижньою частиною (корнем) в жорстких металевих формах.

Для запису діаграм деформування препаратів застосовували універсальну випробувальну машину серії TIRA-test з робочим столом, закріпленим на її рухомій траверсі (рис. 2а). Препарат фіксували на робочому столі за допомогою струбцин таким чином, щоб запобігти горизонтальному переміщенню дослідного об'єкта. Навантаження передавали на поверхню зуба за допомогою сталевого стрижня (рис. 2б) діаметром 6 мм. Верхній кінець стрижня був закріпле-

ний у затискувачі, з'єднаному з динамометром випробувальної машини. Динамометр дозволяє вимірювати навантаження у діапазоні 0...5000 Н з точністю $\pm 0,1$ Н.

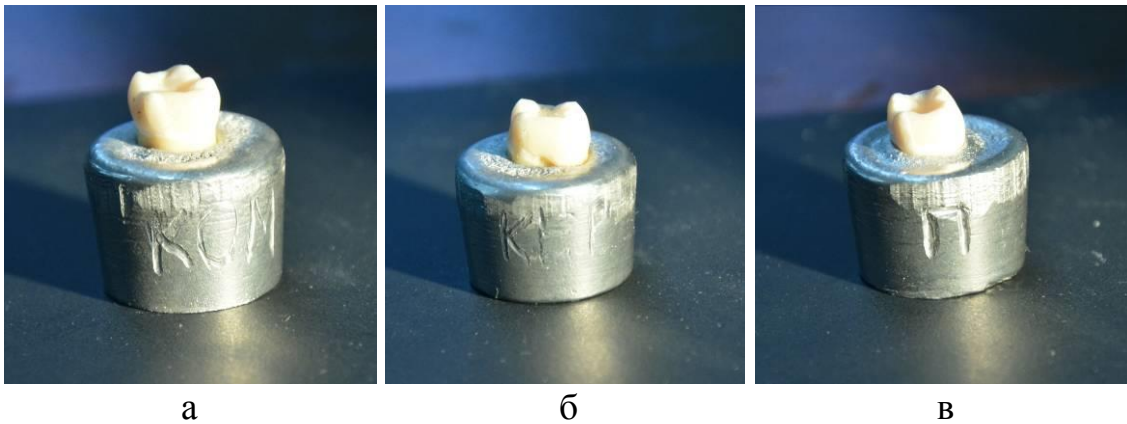


Рис. 1. Зразки зубів з композитною вкладкою (а), керамічною вкладкою (б) та композитною пломбою (в)

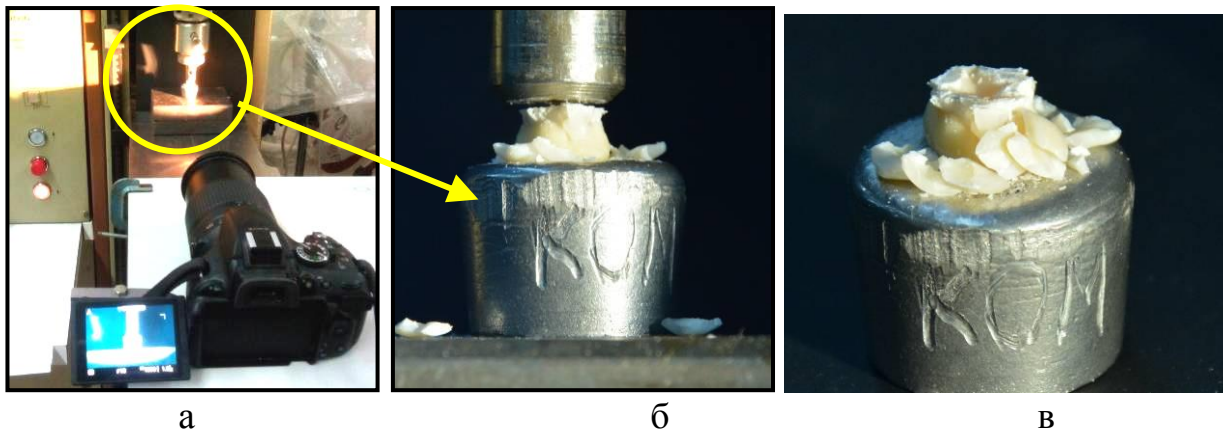


Рис. 2. Випробування зубів: а - препарат на робочому столі випробувальної машини, б - процес руйнування, в - зруйнований зуб

Нижній кінець стрижня контактував з поверхнею зуба, створюючи навантаження за рахунок вертикального переміщення робочого стола зі швидкістю 2 мм/хв. При зазначеній швидкості деформування загальний час одноразового навантаження складав від 15 до 100 с в залежності від жорсткості препарату.

У процесі навантаження зразків записані діаграми деформування у координатах «навантаження (Н) – загальна деформація системи (мм)» (рис. 3). При подальшому аналізуванні діаграм деформування особливу увагу звертали на початок нелінійної ділянки; раптові зниження сили, які можуть виникати за рахунок локальних пошкоджень, зокрема у місці контакту поверхні зуба зі стрижнем; руйнуюче навантаження, як основну характеристику міцності всієї конструкції. Результати досліджень наведені у табл. 2.

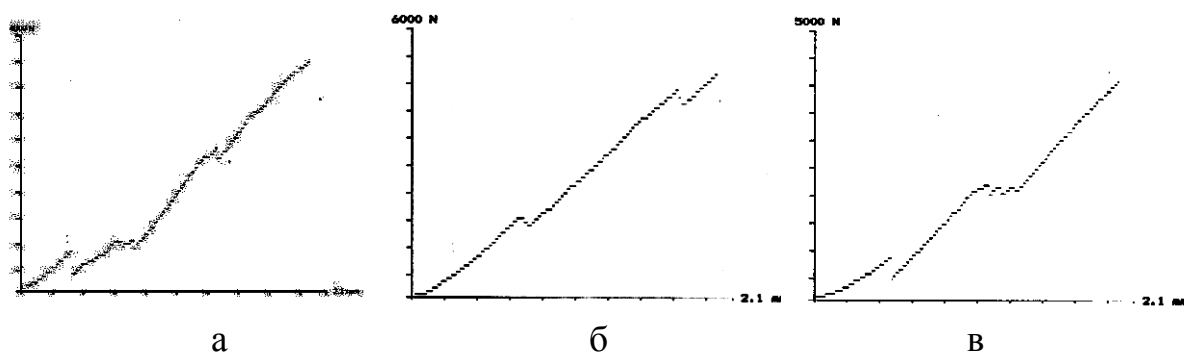


Рис. 3. Діаграми деформування зубів з композитною вкладкою (а), керамічною вкладкою (б) та композитною пломбою (в)

Таблиця 2. Результати вимірювання характеристик міцності зубів, відновлених різними способами

Характеристика	КОМ (композитна вкладка)	КЕР (керамічна вкладка)	П (композитна пломба)
Навантаження при перших ознаках руйнуваннях, Р (Н)	2133	1666	2110
Максимальне навантаження, Р _{МАХ} (Н)	5400	5845	5600

Проведені дослідження показали підвищену міцність реставрованих зубів з керамічною вкладкою.

Список використаних джерел:

1. Cheung W. A review of the management of endodontically treated teeth: Post, core and the final restoration. / W. Cheung // JADA. – 2005. – №136 (5) – С. 611–619.
2. Morgano S.M. Clinical success of cast metal post-and-cores. / S.M. Morgano, P. Milot // J.Prosthet. Dent. – 1993. – №5. – С. 11-16.
3. Ferrari M. Fiber Posts and Endodontically Treated Teeth: A Compendium of Scientific and Clinical Perspectives. / M. Feffari // 2008. – С. 121-135.
4. Peroz I. Restoring endodontically treated teeth with posts and cores - A review. / I. Peroz, K. Lange // Quintessence international. – 2005. – № 36. – С. 737-746.
5. Stankiewicz N.R. The ferrule effect: a literature review. / N.R. Stankiewicz, P. Wilson // International Endodontic Journal. – 2002. – №35. – С. 575-581.
6. Ng C.C. Effect of no ferrule on failure of teeth restored with bonded posts and cores. / C.C. Ng, M.I. al-Bayat, H.B. Dumbrigue, J.A. Griggs, C.W. Wakefield // General Dentistry. – 2004. – №52. – С. 143–146.

УДК 620.178.16:617.583-089.872

Пітцик Т.Є., наук. кер. *Шидловський М.С.*, к.т.н., доц.Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: n_shidlovsky@ukr.net**ЗНОШУВАННЯ КОНТАКТУЮЧИХ МАТЕРІАЛІВ У ПРОТЕЗУВАННІ КОЛІННОГО ТА ТАЗОСТЕГНОВОГО СУГЛОБУ (огляд)**

У сучасному протезуванні суглобів застосовуються комбінації різних контактуючих матеріалів, у кожній із яких виявлені свої переваги та недоліки. Експлуатаційні характеристики ендопротезів в значній мірі залежать від властивостей конструкційних матеріалів. Одним із основних питань тут постає опір зношуванню, або ж так звані трибологічні характеристики, та вплив гравіметрії, тобто зміни у вазі під час зношування. Також небезпеку представляють продукти зношування ендопротезів. Їх поширення по всій контактній поверхні кістки-імпланту і наступна клітковинна реакція на них є головною причиною асептичної нестабільності. Постійно зростаючі і все більш високі вимоги сучасної ортопедії і соціальні аспекти змушують різних виробників розроблювати та випускати нові низькофрикційні ендопротези з мінімальним зношуванням у вузлах тертя.

Існує декілька різних видів протезів, в залежності від того, скільки елементів поверхонь мають бути замінені. На прикладі коліна, основними є наступні моделі (рис.1), [3]:



Рис. 1. Різновид протезів колінного суглобу для а) одно-, б) дво-, в) трьохкомпонентної заміни елементів суглобу.

Сучасні типи протезів можуть бути легко пристосовані за допомогою їх модульності до інтраопераційних умов. Таким чином є різні розміри імплантів для стегнової, великогомілкової кістки ті колінної чашечки, які можуть бути скомбіновані з різними тибіальними вставками з поліетилену. Для заповнення кісткових дефектів використовуються клини та блоки для прикріплення до стегнових та великогомілкових компонентів.

Знос пластику в протезі коліна може спричинятися різними механізмами. Важливими вимогами до зносу є тиск, величина контактної поверхні, напрямок діючої осьової сили, товщина та міцність зносу матеріалу. Для колінного суг-

лобу, на відміну від тазостегнового, скомбінований обертово-ковзний рух в дослідженнях зводиться тільки до обертового.

Сила, що діє на поліетиленовий прошарок призводить до складних змін всередині пластикової плати і змінюється на іншу по причині зсуву основної площі навантаження під час циклічного згину. В центральній зоні діюча осьова сила найбільша, так що існує пружне втискування. В суміжних частинах матеріалу це призводить до видовження пластикових ланцюгів, вирівнюються молекули на поверхні в напрямку руху, в потім відрізаються під час ковзного руху, відповідно згинання-розгинання, через протилежну компоненту стегна.

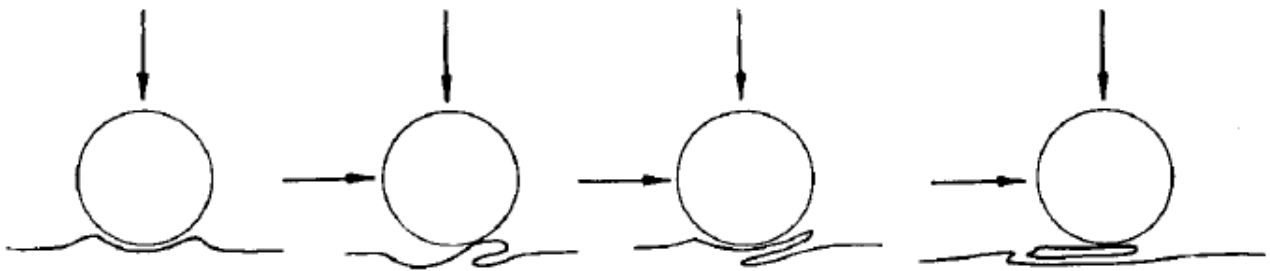


Рис. 2. Схематичне представлення абразивного зносу як важливого типу зносу при русі кочення-ковзання

Цей біомеханічний процес з тиску та розтягу, під час динаміки кочення-ковзання суглобу коліна, може бути причиною утворення канавок, звивин, та проявом втоми. Це найчастіше відбувається тоді, коли площину контакту ПЕ з металічним компонентом дуже мала [2, 4].

Від деякого часу в рамках заміни суглобів використовується зшитий надвисокомолекулярний поліетилен (UHMW PE) за ISO 5834/1 в якості підшипника ковзання між металічними поверхнями на стегневій та великогомілкової кістках, тобто пара «метал-полімер». При модельному тестуванні цього матеріалу відбувається низька інтенсивність зношування, що має призвести до довготривалого використання протезу. Для такого виду використання, НВМПЕ виготовляється шляхом γ -опромінення двох або більше полімерних ланцюгів, тобто вони таким чином «зшиваються», утворюючи полімерну сітку. Недоліком такого матеріалу є те, що утворювані частинки виявляються в порівнянні зі звичайним ПЕ збільшеними в області $<1\mu\text{m}$, чим можуть призвести до асиптичної нестабільності [2]. Також за рахунок γ -опромінення спостерігається зменшення молекулярної ваги, що, за проведеними дослідженнями, призводить до зменшеного опору зношуванню [3,4].

Останнім часом особливим фактом уваги стає остеоліз у місцях високого зносу поліетиленових компонентів ендопротезу. У зв'язку з цим, повертає свою популярність пара тертя «метал-метал», яка використовувалася у протезах McKee-Farrar і К.М. Сиваша в минулому. Наразі такого типу протези, що відзначаються високою зносостійкістю та практичністю, постачають фірми: Plus Endoprothetik, Sulyer Medica та Mathys Medical.

Для головок металополімерних протезів використовується нержавіюча сталь FeCrNiMoMn ISO 5832/1, CoCrMo сплав ISO 5832/4 та Al₂O₃ кераміка ISO 6474. Нове покоління першого матеріалу дає знос на рівні головок із комохромового сплаву. Проте нержавіюча сталь легко царапається у випадках виникнення інтраопераційних ускладнень, та в післяопераційному періоді, що значно збільшує зношення. Більш твердий комохромовий сплав стійкий до зовнішнього впливу, він є найбільш зносостійким в метал-металічних комбінаціях. Важливу роль тут грають карбіди Cr та Mo, з'єднані з металічним матриксом, вони мають властивості кераміки. Серед традиційних матеріалів якісною комбінацією являється пара тертя поліетилен-Al₂O₃ кераміка. Середній знос 0,02 мм в рік, що дещо поступається показникам зносу для головок з цирконієвої кераміки, виготовлення якої складніший та дорожчий процес. Проте її перевагою є вдвічі краща міцність на злам.

Клінічно встановлено, що продукти зношування металічних сплавів не затримуються всередині капсули суглобу, а широко поширюються по всьому організму і можуть бути знайдені в лімфатичних вузлах та внутрішніх органах. [5]. Проте деякі дослідження переконують в тому, що метал-металічна пара усуває небезпеку виникнення лізису кістки. Відмічено також помітний вплив на рівень забрудненості організму продуктами зношення зазорів між поверхнями тертя. Якщо зазор дуже малий або відсутній, то знос катастрофічно зростає [1].

Тобто на сьогодні пари протезів «метал-метал» і «метал-полімер» мають свої модернізовані моделі, що можуть застосовуватись. Але все ж надають перевагу моделям з використанням у проміжному шарі надвисокомолекулярного поліетилену, властивості якого незначно варіюються в залежності від фірми виробника. Порівняльні дослідження над цими властивостями розглянуті в роботах [2] та [3].

Список використаних джерел:

1. Загородний, Калашников, Магомедов. Низкофрикционные протезы в хирургии тазобедренного сустава // Вестник РУДН, серия «Медицина». - 2002. - №2. - С.52-56.
2. Harasser Norbert. Tribologische Untersuchung von crosslinked Polyethylen Inlays im Kniesimulatorversuch. Aus der Orthopädischen Klinik und Poliklinik der LMU München zum Erwerb des Doktorgrades der Medizin. – 2010.
3. Wieser Josef. Testung unterschiedlicher Polyethylene im Roll-Gleit-Prüfstand. Aus der Orthopädischen Klinik und Poliklinik der LMU München zum Erwerb des Doktorgrades der Humanbiologie. – 2014.
4. Christiane Hanna Theresa Rosenberg. Verschleißverhalten von Polyäthylen beim künstlichen Kniegelenkersatz. Von der Medizinischen Fakultät der RWTH Aachen zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors. – 2003.
5. Goodman S et al: Tissue in growth and differentiation in the bone-harvest chamber in the presence of CoCr alloy and high density polyethylene particles // J Bone Joint Surg. 1995 – 77A – p.1025-1035.

УДК 678:617-089.844

Цибенко. Г.Г., наук. кер. *Шидловський М. С.*, к.т.н., доц.Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: n_shidlovsky@ukr.net**СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ БІОДЕГРАДУЮЧИХ ПОЛІМЕРНИХ МАТЕРІАЛІВ (ОГЛЯД)**

У зв'язку з необхідністю постійного поліпшення екологічної ситуації, все частіше розробляються та впроваджуються полімерні матеріали (ПМ), що піддаються розпаду під дією біологічних середовищ. Важливо мати уявлення про основні категорії та властивості зазначених матеріалів для того, щоб створені з них вироби відповідали загальноприйнятим світовим вимогам. У доповіді представлена інформація про розробки біодеградуючих полімерів у таких сферах, як виготовлення медичних інструментів та тканинна інженерія.

Полієфірефіркетон (ПЕЕК) перевершує за сукупністю властивостей практично будь-який інший термопласт [1]. Механічні характеристики: міцність на розрив $\sigma_b = 100$ МПа, модуль пружності при розтягу $E = 3600$ МПа, деформація розтягу при розриві $\delta = 25\%$ (згідно DIN EN ISO 527). Переваги ПЕЕК: хороші характеристики ковзання, висока зносостійкість, легкість виготовлення, високий термін служби. Він біологічно сумісний з живими тканинами, придатний для впливу з боку тіла або фізіологічних рідин, а також біологічно стійкий, тобто здатний зберігати свою фізичну і хімічну цілісність після контакту з біологічними рідинами організму.

Сфера застосування. Полімер надзвичайно придатний для використання при виробництві інструментів медичного призначення. З нього можна виготовляти малозатратні інноваційні частини для стерилізуємих медичних інструментів і приладів, і навіть у клінічній стоматології [2].



Рис. 1. Медичні пристосування, пристрій діалізу, зубні інструменти

Полікарбонат (РС) характеризується високою стійкістю до ударів, поєднується з прозорістю і високу термостійкість. Споживчі властивості полікарбонату визначаються його малою токсичністю і можливістю багаторазової стерилізації паром під тиском при температурі 132°C . Однак після кількох циклів стерилізації фізико-механічні властивості виробів з цього полімеру значно погіршуються.

Сфера застосування. Завдяки можливості багаторазової стерилізації та малої токсичності, з полікарбонату виготовляються шприци багаторазового використання, деталі та вузли медичних приладів і апаратів, і протезно ортопедичні вироби.

Поліамід (РА) - цей термопластичний матеріал стійкий до впливу агресивного хімічного середовища - на нього не мають негативний вплив ні вода, ні луг, ні ефір. До переваг поліаміду відносяться: стійкість до корозії, висока механічна міцність (наприклад, при розтягуванні 60...120 МПа, при згині 70...100 МПа), твердість, еластичність (відносне подовження аліфатичних поліамідів 100...400%), зносостійкість, теплостійкість, хімічна стійкість (загалом при кімнатній температурі) [3].

Сфера застосування. З поліаміду виготовляються імпланти, деталі та вузли медичних приладів і апаратів, нитки хірургічні (капрон, нейлон).

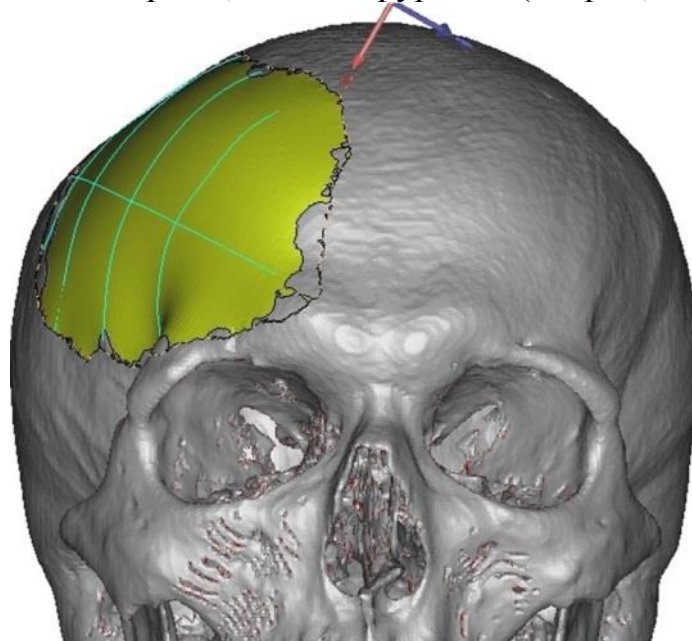


Рис. 2. 3D модель імплантату з біодеградуємого полімера для відновлення великого і складного черепно-лицьового дефекту

Синтетичні біодеградуєчі поліестери PGA, PLA - сімейство біодеградуємих матеріалів, до складу яких може входити як один тип кислотного залишку - PGA, PLA, так і їх поєднання в різних пропорціях. Найкращими ж показниками володіють сополімери **[PLA) - PLA (PGDLA)**. Залежно від процентного співвідношення кислот можна змінювати властивості продукту, наприклад, пластичність, міцність, термін біодеградації та ін [4].

Сфера застосування. У медичній практиці полімери **PGA, PLA** знайшли широке застосування в вигляді шовного матеріалу, армуючих конструкцій, сіток для гермінопластики [5]. Сополімери можуть служити матрицею для створення тканинженерних конструкцій м'язової, хрящової, кісткової і епітеліальної тканин, і застосовуються для відновлення дефектів кісткової і хрящової тканин в клінічній практиці.

Таблиця 1. Властивості біодеградуєчих поліестерів

Тип біодеградуєчого поліестеру	Міцність	Час деградації
Poly(glycolic acid), PGA	7,0 GPa	6...12 місяці
Poly(l-lactic acid), PLLA	2,7 GPa	>24 місяців
Poly(d,l-lactic acid), PLDA	1,9 GPa	12...16 місяці
Poly(d,l-lactic-co-glycolic acid)(85/15), PDLGA85/15	2,0 GPa	Від 1-2 до 5...6 місяців

Висновки:

1. В великому спектрі металозаміщуючих полімерних матеріалів є значний ресурсний потенціал.
2. Вартість біополімерів залишається відносно високою і тому не слід чекати швидкого витіснення звичайних полімерних матеріалів біополімерами.
3. Для покращення властивостей широко застосовують нанотехнології, які здатні поліпшити механічні і бар'єрні властивості біополімерів.

Список використаних джерел:

1. David Parker, Jan Bussink, Hendrik T., та ін. "Polymers, High-Temperature". Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry (online version). Wiley-VCH, Weinheim, 2012.
2. B. Siewert, M. Parra, Eine neue Werkstoffklasse in der Zahnmedizin, PEEK als Gerüstmaterial bei 12-gliedrigen implantatgetragenen Brücken. Z Zahnärztl Implantol 2013;29:148–159. Abgerufen am 13. Juli 2015.
3. Даутова А. Н. Производство медицинских инструментов из металлозамещающих полимерных материалов. Обзор / А. Н. Даутова, В. В. Янов, Л. А. Зенитова // Вестн.КТУ. – 2012. – Т. 15, № 8. – С. 87 – 92.
4. Волков А.В. Синтетические биоматериалы на основе полимеров органических кислот в тканевой инженерии. Клеточная трансплантология и тканевая инженерия №2, 2005
5. Карвалхо, С., та ін Virtual Modelling and Rapid Manufacturing-Advanced Research in Virtual and Rapid Prototyping (London, Great Britain; Taylor & Francis Group (2005): 97-102).

УДК 004.942:623.565:623.451.2

Юраткін В.В., наук. кер. Сидоренко Ю.М., к.т.н., доц.Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: yura_michael@ukr.net

ВПЛИВ ВИБУХОВОЇ ЛІНЗИ НА ПРОЦЕС МЕТАННЯ ОСКОЛКОВОГО ДИСКА

Як відомо, кінематичні параметри осколкового поля осколково-небезпечних вибухових пристроїв (ОНВП) залежать від їх геометричних розмірів. В роботі [1] було показано, що в результаті метання осколкового диска, що

входить до складу ОНВП в напрямку його вісі симетрії, має нерівномірний розподіл маси диску та її початкової швидкості руху за меридіональним кутом розльоту φ (рис. 1).

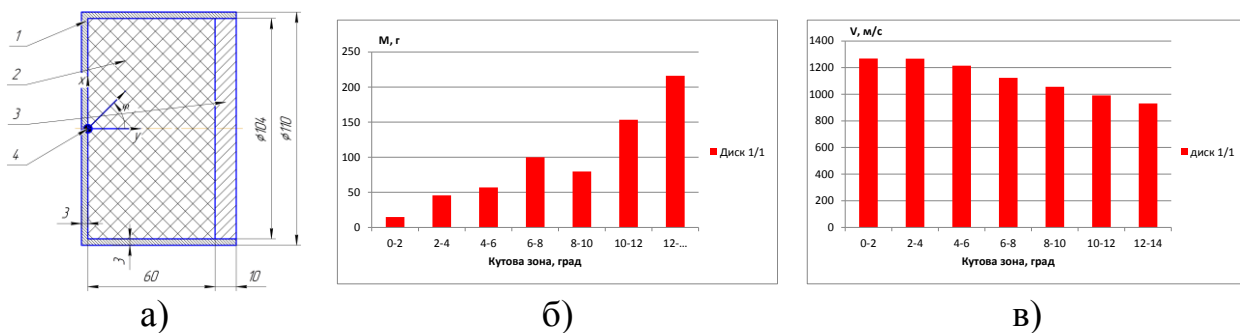


Рис. 1. Розрахункова схема ОНВП (а), розподіл маси (б) та швидкості руху (в) осколкових дисків за меридіональним кутом розльоту: 1 – корпус, 2 – заряд вибухової речовини, 3 – диск, 4 – місце ініціації детонації заряду вибухової речовини

Перші спроби реалізувати рівномірний просторовий розподіл маси за кутом φ був здійснений шляхом збільшення кількості дисків, що метаються вибухом. В роботі [1] описані результати математичних досліджень процесу вибуху ОНВП конструкція якого додатково мала два та три осколкових диска 3, а в роботі [2] диск 3 розрізався на дві, три та чотири частини рівної товщини.

Загальним недоліком обох схем є те, що на фоні створення більш рівномірного заповнення масою диска кута розльоту відбувається зростання самого кута майже у 2 рази. Тому залишається актуальним питання знаходження такої конструкції ОНВП, яка дозволить так перерозподілити масу диску в середині меридіонального кута розльоту φ аби вона його рівномірно заповнила, а сам кут φ не змінив своєї величини.

Одним із можливих способів керування таким розподілом [3] може стати використання вибухової лінзи (рис. 2).

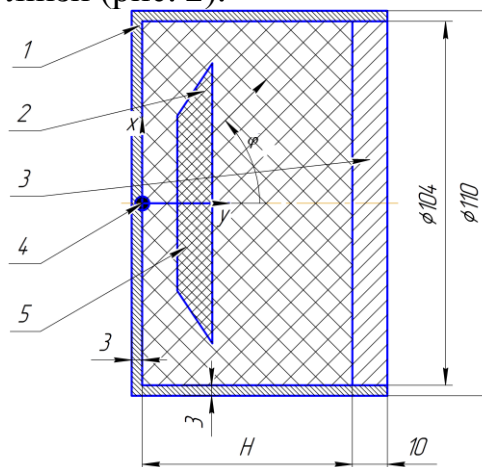


Рис. 2. Розрахункова схема ОНВП з вибуховою лінзою: 1 – корпус, 2 – заряд вибухової речовини, 3 – диск, 4 – місце ініціації детонації заряду вибухової речовини, 5 – вибухова лінза

За допомогою розробленого методу скінченно-елементного моделювання процесу внутрішнього вибухового навантаження елементів конструкції ОНВП в континуальній ейлеревій вісесиметричній постановці з використанням програмного комплексу ANSYS/AUTODYN. було проведено порівняльний аналіз процесу вибуху моделей ОНВП (рис. 1, рис. 2).

Матеріалом корпусу ОНВП і осколкового диска була обрана сталь 20, поведінка якої описувалось за допомогою реологічної пружно-пластичної моделі з кінематичним зміцненням "PLASTIC-KINEMATIC" параметри якої мали наступні значення: $\rho=7850 \text{ кг/м}^3$, $E=210 \text{ ГПа}$, $\mu=0,33$, $\sigma_T=288 \text{ МПа}$, $E_t=1 \text{ ГПа}$, $\beta = 1$. Розширення ПД заряду ВР описувалось за допомогою рівняння стану у формі JWL [4]. Поведінка оточуючого їх повітря з початковим значенням густини $\rho_0=1,26 \text{ кг/м}^3$ описувалось за допомогою рівняння стану у формі лінійного поліному (розділ 2).

Відповідні кадри комп'ютерного моделювання представлені на рис. 3.

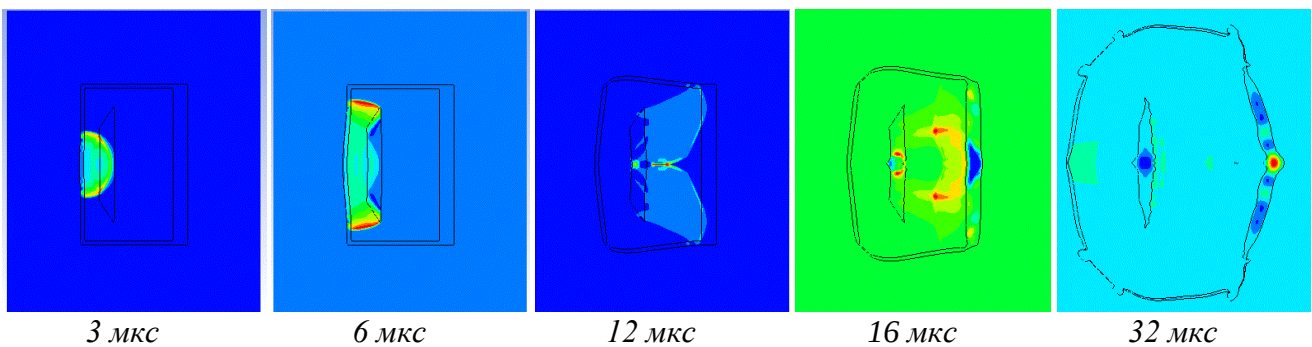


Рис. 3. Кадри чисельного моделювання процесу вибуху моделі ОНВП, що містить вибухову лінзу

Для оцінки впливу вибухової лінзи на процес формування діаграми розльоту осколкової маси диска ОНВП використовувався метод маркерів [5]. Для цього у середину осколкового диска по середині товщини в радіальному напрямку з кроком в 5 мм були розміщені 11 спеціальних маркера (реперні точки), що можуть рухатися разом з матеріалом диска через нерухому ейлереву сітку. Перший маркер знаходився на вісі симетрії та мав №1, крайній №10 знаходився на відстані $R=45 \text{ мм}$. За їхньою допомогою визначалися напрямки та швидкості руху різних частин осколкового диска, які відповідно до роботи [3] мають основний вплив на формування розподілу осколкової маси диска в середині меридіонального кута розльоту.

На рис. 4 представлені відповідні графіки розподілу підсумкових значень радіальної V_r та осьової V_z компонент швидкості руху та меридіонального кута розльоту φ ($\varphi = \arctg\left(\frac{V_r}{V_z}\right)$) вздовж радіуса осколкового диска по середині його товщини для різних схем ОНВП.

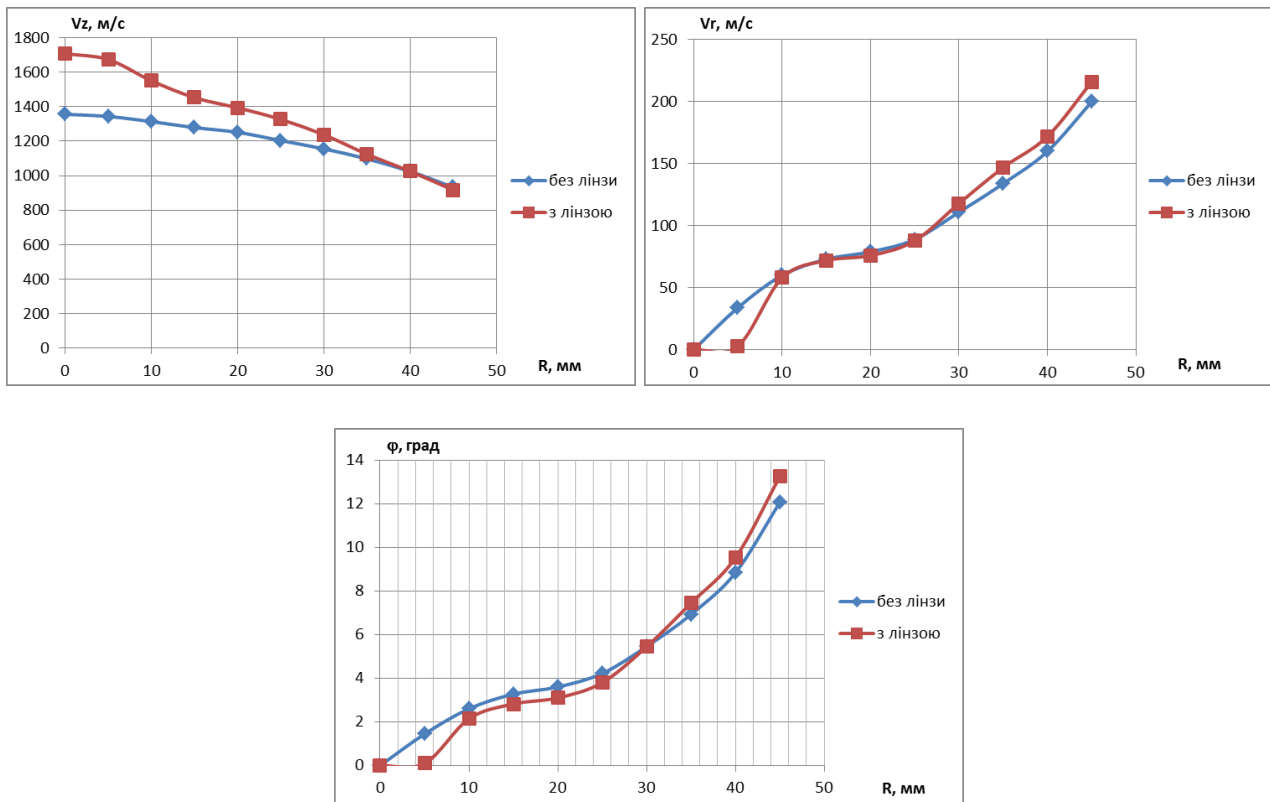


Рис. 4. Розподіл значень швидкості та кута розльоту різних частин осколкового диска в кінці процесу розгону

За результатами проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Незважаючи на наявність вибухової лінзи значення загального меридіонального кута розльоту 90% осколкової маси диска ОНВП практично не змінилося та становить 12...13°.

2. Розподіл значень радіальної швидкості руху в кінці процесу розгону частин осколкового диска, що знаходяться на відстані понад 10 мм від вісі симетрії практично однакове.

3. Наявність вибухової лінзи призводить до суттєвого зростання значень осової швидкості руху осколкової маси ОНВП на його вісі симетрії (понад 300 м/с). По мірі віддалення від даної осі приріст значень V_z поступово зменшується, а у периферійних областях диска практично дорівнює нулю.

4. Використання вибухової лінзи дозволяє керувати розподілом осколкової маси ОНВП у досить невеликій центральній частині осколкового диска.

Список використаних джерел:

1. Сидоренко Ю.М., Яковенко В.В. Про вплив кількості осколкоутворюючих дисків осколко-пучкового снаряду на значення параметрів осового осколкового поля // Військово-технічний збірник Академії Сухопутних військ ім. Гетьмана П. Сагайдачного. – 2012. – №1(6). – С.79-85.
2. Сидоренко Ю.М. Вплив заміни товстостінного осколкового диску осколко-небезпечних вибухових пристроїв набором дисків меншої товщини на просторовий розподіл їх маси та швидкості // Сучасна спеціальна техніка. – 2013. – №4(31).

3. Сидоренко Ю.М. Особенности определения параметров зоны поражения осколочно-пучкового боеприпаса // Арт. и стрелковое вооружение. – 2007. – №4.
4. LLNL Explosive Handbook. Properties of Chemical Explosives and Explosive Simulants / V.M. Dobratz., P.C. Crawford. – Livermore. – California, 1985. – 541p.
5. Колпаков В.И. Математическое моделирование функционирования кумулятивных зарядов: Метод. указания / В.И. Колпаков, С.В. Ладов, А.А. Рубцов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1998. – 36 с.

УДК 539.3

Баклицький С.Б.¹, *наук. кер. Тимошенко О.В.², к. т. н., доц., Коваль В.В.³, ас.*
Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ,

¹*e-mail:* sergey-rayder@ukr.net

²*e-mail:* timosaha@ukr.net

³*e-mail:* department_5@ukr.net

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕТИКИ РОСТУ ТРІЩИНИ В ЗОНІ ФУНКЦІОНАЛЬНОГО ОТВОРУ ПРИ МАЛОЦИКЛОВОМУ НАВАНТАЖЕННІ

Одним з існуючих конструктивних рішень по забезпеченню рівномірності розподілу пального в баках літака, є створення спеціальних отворів в елементах конструкції крила, що використовуються для забезпечення перетікання пального. Це забезпечує рівномірність навантаження на крило від пального незалежно від процесу його використання. Але наявність отворів призводить до локальної концентрації напружень, що призводить до виникнення негативного їх впливу на втомну довговічність елементів крила літака. Це обумовлено виникненням локальних екстремальних значень напружень та деформацій, що за своїми величинами суттєво відрізняються від напружень та деформацій аналогічних зон, що не містять концентраторів. Таким чином, наявність концентраторів призводить до локалізації процесу накопичення мікропошкоджень, що відображається у поступовому об'єднанні мікрodefektів та мікротріщин з наступним виникненням макротріщини та подальшим її ростом до самого руйнування всієї конструкції.

Отже, дослідження та визначення кінетики росту втомної тріщини є актуальною задачею, вирішення якої значно полегшить розв'язок проблеми визначення живучості усієї конструкції в цілому [1, 2]. Однак, будь-яке аналітичне описання кінетики росту тріщини при малоцикловій втомі неможливе без наявності достовірних експериментальних даних. Але безпосереднє отримання величини тріщини з експерименту пов'язано зі складністю її фіксації при великих частотах навантаження та складністю обробки отриманих даних з заданою точністю. Виходячи з цього, в представленій роботі запропоновано метод фіксації [3] та обробки процесу росту тріщини в околі концентратора напружень у ви-

гляді отвору при порівняно великих частотах навантаження, при цьому процес фіксації кінетики росту тріщини є безперервним та синхронізованим за часом з програмою та параметрами навантаження випробувального стенду.

Для вивчення основних закономірностей пружно-пластичного деформування, пошкоджуваності та руйнування зразків конструкційних матеріалів з концентраторами (на стадії зародження макротріщини), а також для виявлення та дослідження впливу величини залишкових напружень після дорнування отворів на малоциклову втому в умовах м'якого режиму навантаження розроблена комплексна програма досліджень.

Дослідження проводилися для авіаційного алюмінієвого сплаву Д16ЧТ на малоциклову втому використовуючи плоскі зразків з отворами 5 мм механічні властивості якого наведено у табл. 1.

Таблиця 1. Механічні властивості алюмінієвого сплаву Д16ЧТ

Матеріал	Термообробка	Механічні властивості				
		σ_T , МПа	σ_B , МПа	ϵ , %	σ_B/σ_T	$E, 10^{11}$ Па
Д16ЧТ	У стані постачання	350	460	17,26	1,31	0,83

Відповідно до поставлених задач та експериментальних стендів на яких ці задачі вирішувались при випробуваннях були використані наступні зразки з концентратором напружень (рисунок 1).

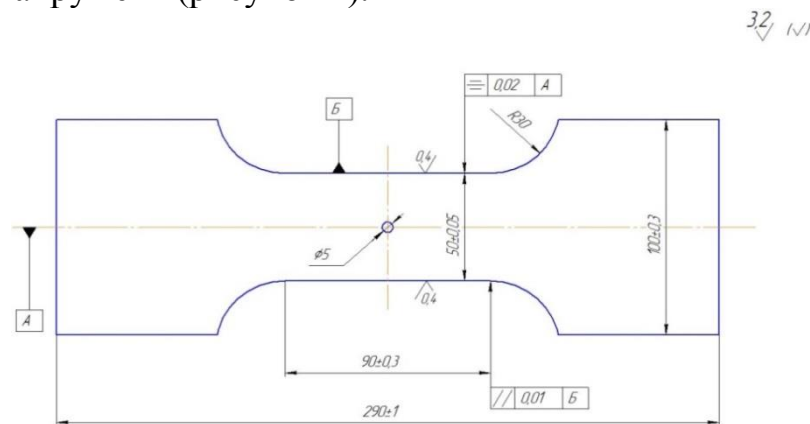


Рис. 1. Зразок з концентратором для досліджень на малоциклову втому

Для дослідження та своєчасного виявлення появи тріщини при малоцикловому навантаженні проводилося відеоспостереження за допомогою відеокамери SonyHDR-SR5E, яка дозволяє збільшувати зображення до 80 разів. Отриманий відео файл записувався на комп'ютер, де проходила обробка інформації. Процес відеоспостереження, який записується на жорсткий диск, одночасно відображається на екрані камери (рис. 2) та дублюється на моніторі керуючого блоку випробувального стенду Ві-02-112 (рис. 3). За допомогою часу, який одночасно реєструвався на відео та у файлі з даними, що записує установка встановлюється номер циклу, який відповідає появі тріщини та в подальшому встановлюється залежність росту тріщини від кількості циклів до руйнування.



Рис. 2. Запис на відеокамеру процесу циклічного деформування зразку з отвором



Рис. 3. Екран блоку керування випробувального стенду Ві-02-112

З отриманого відео визначався час при якому спостерігався момент утворення тріщини (0,25 мм). Так як ціна поділки часу при реєструванні становить 1 секунда а циклічне навантаження прикладається з частотою 3 Гц то відповідний номер циклу встановлюється з похибкою ± 3 цикли. У подальшому, починаючи з моменту утворення тріщини до руйнування робились скріншоти з відео через певний проміжок часу або при явному рості тріщини та за допомогою програми ScreenCalipers вимірювали довжину тріщини в пікселях. Вимірявши отвір зразка на відео до початку випробувань та порівнявши з дійсним діаметром отвору, який вимірювався за допомогою інструментального мікроскопу, знаходимо масштабний коефіцієнт. Використовуючи даний коефіцієнт визначаємо дійсну довжину тріщини в міліметрах (рисунок 4). В подальшому отримуємо залежність росту тріщини від кількості циклів до руйнування.

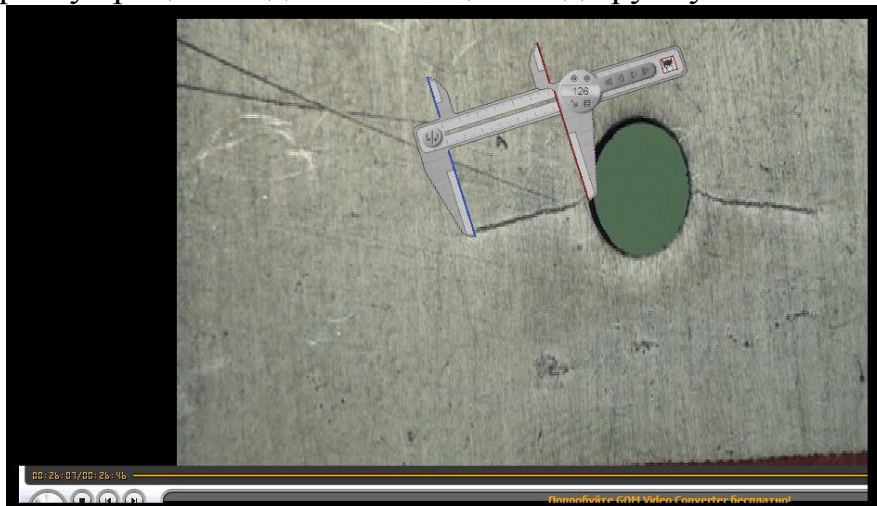


Рис. 4. Визначення довжини тріщини на зробленому скріншоті

Таким чином, в роботі розроблена методика дозволяє безперервно реєструвати дані по дослідженню кінетики росту втомної тріщини в околі концентратора напружень плоских зразків авіаційного алюмінієвого сплаву Д16ЧТ для

подальшого визначення залежності ресурсу роботи конструктивних елементів крила транспортного літака з функціональними отворами від величини залишкових пластичних деформацій при дорнуванні та експлуатаційного навантаження.

Список використаних джерел:

1. Писаренко Г. С., Стрижало В. А. Экспериментальные методы в механике деформируемого твердого тела. Наукова думка, К., 1986, 264 с.
2. Конструктивно-технологические методы повышения усталостной долговечности элементов конструкции планера самолета в зоне функциональных отверстий /Д. С. Кива, Г. А. Кривов, В. Ф. Семенов, А. Г. Гребеников, В. А. Матвиенко, Е. Т. Василевский, А. М. Гуменный.-Киев:КВИЦ, 2015. – 188с.
3. Шидловский Н.С., Литун Ю.Н., Ковалев Д.В. Биомеханические исследования особенностей деформирования нижних конечностей человека под действием функциональных нагрузок с учетом анатомического положения стопы // Вісник СевНТУ. Вип. 110. Механіка, енергетика, екологія: зб. наук. пр. – Севастополь: Вид-во СевНТУ, 2010. – С.250 – 256.

УДК 539.4

Тітаренко Б.П., *наук. кер. Тимошенко О.В., к.т.н., доц.*

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: timosaha@ukr.net

ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК МІЦНОСТІ ДЛЯ ТАКТИЧНИХ ДЖГУТІВ

У зв'язку з досить гострою проблемою рятування життя людей, які були поранені під час військових конфліктів, чи інших катастроф, у різних куточках світу, своєчасного надання їм першої медичної допомоги, постає питання якості засобів тимчасової зупинки кровотечі, а саме, турнікетів або, як їх ще називають, тактичних кровоспинних джгутів (**С.А.Т. турнікет**) [1].

На превеликий жаль, відомі прикрі випадки, коли конструкція неякісних турнікетів не витримувала навантажень і просто розліталася на шматки, або сам турнікет розривався під час його застосування на полі бою у зоні АТО. В більшості таких випадків це призводить до смерті людини.

У випадку відірваних кінцівок у людини є лише тридцять секунд для накладання турнікета. Тому турнікети в бойових умовах завжди носяться під рукою, щоб можна було його швидко дістати. Приклад накладання турнікета наведено на рис. 1. Необхідними властивостями якісного турнікета є:

- стійкість до шкідливих та руйнівних факторів зовнішнього середовища,
- можливість накладання зверху на одяг,
- контрольоване стискання та ослаблення,
- можливість використання однією рукою.



Рис. 1. Загальний вид турнікета та накладання його на руку

При правильному застосуванні турнікета, в місці накладання створюється тиск в 350 мм.рт.ст. За даними виробників цей тиск протягом двох годин може впасти максимум до 300 мм.рт.ст, що є мінімальною межею значення тиску для зупинки кровотечі при відірваних кінцівках.

Для визначення якості турнікетів і перевірки наданих виробниками даних була задіяна випробувальна установка TIRA test 2300, на якій було проведено по чотири основні досліді для кожного зразку: 1) на зміну значення тиску в місці накладання протягом двох годин (далі повзучість), схема якого показано на рис. 2; 2) визначення зусилля розриву; 3) визначення зусилля, яке відповідає початку відриву самоклеючої стрічки; 4) на максимально створюване і залишкове зусилля при закручуванні важеля з стропою.

Графік тарування випробувальної установки TIRA test 2300 по визначенню залежності між створюваним тиском та осьовим зусиллям показано на рис. 3. Для конвертації значень осьового зусилля у міліметри ртутного стовпа використовували залежність:

$$y = 0,5556 * x - 2,7778,$$

де x – значення зусилля в Н; y – значення тиску в мм. рт. ст.

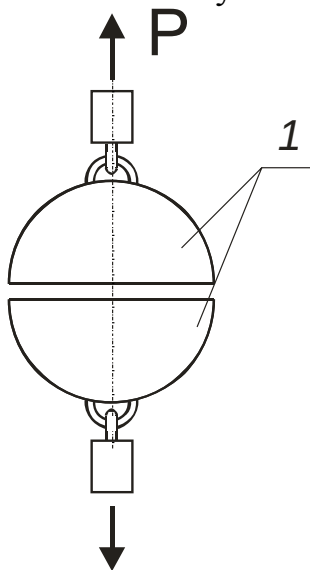


Рис. 2. Схема прикладання навантаження

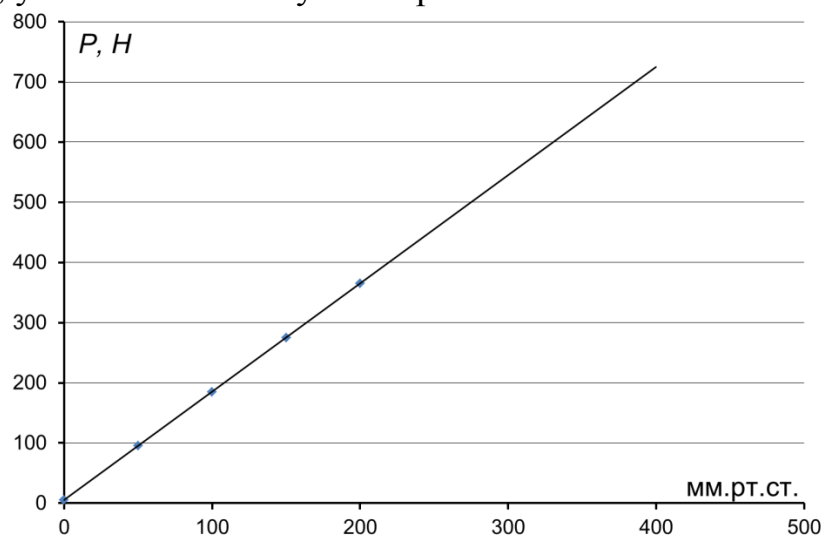


Рис. 3. Графік залежності між створюваним тиском та осьовим зусиллям

Для випробування на повзучість на установку було прикріплено муляж, який імітував форму ноги. Після цього на нього накладався турнікет та затягувався до створення осьового зусилля, яке відповідає тиску 350 мм.рт.ст. Надалі фіксувався час протягом якого тиск знижувався до 300 мм.рт.ст. (рис. 4).



Рис. 4. Випробування зразків турнікету на повзучість



Рис. 5. Випробування зразків турнікету на розрив

Результати проведених випробувань на повзучість турнікетів різних виробників представлені на рис. 6.

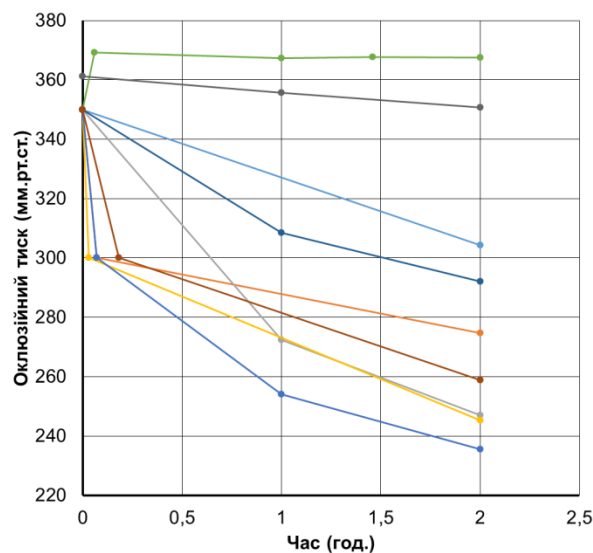


Рис. 6. Діаграма порівняння турнікетів

Для проведення випробувань на максимально створюване і залишкове зусилля при закручуванні важеля зі стропою, на установку було встановлено захвати для випробувань стрічки, на які накладався турнікет. Після чого важіль зі стропою обертають що є сили, при цьому фіксують дані створеного зусилля.

Обирається найбільше значення зусилля, яке було створене, і важіль, ставлять в затиск для блокування важеля. Далі фіксують значення залишкового зусилля.

Для проведення дослідів по визначенню зусилля розриву і початок відриву самоклеючої стрічки на ті самі захвати, накладається турнікет та закручується важіль 3 рази. При прикладанні розтягуючого зусилля спостерігають за поведінкою самоклеючої стрічки і фіксують дані зусилля, коли самоклеюча стрічка починає відставати та/або зусилля розриву турнікету.

Деякі зруйновані зразки після досліджень на розрив представлені на рис. 5.

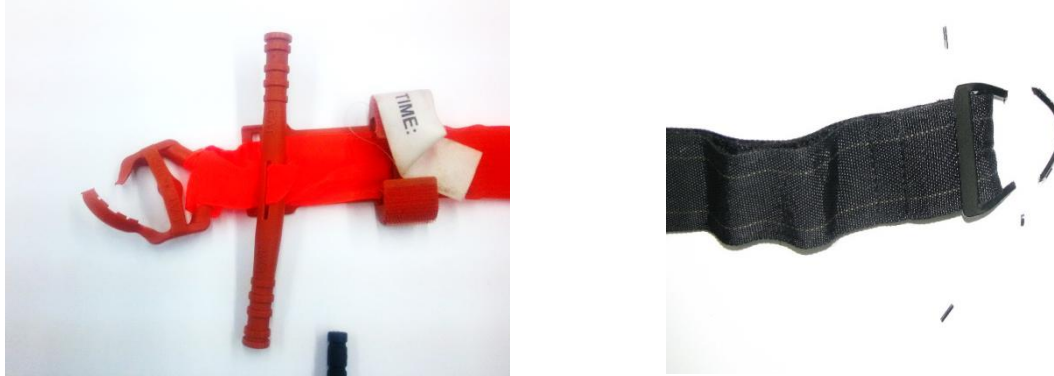


Рис. 5. Зразки турнікету після випробування на розрив

Таким чином, відповідно новим вимогам до сучасних турнікетів розроблено комплексна програма проведення експериментальних досліджень по визначенню характеристик міцності, що дозволить у подальшому контролювати виготовлення якісних турнікетів та створити нормативні вимоги, які будуть регламентовані у стандартах на продукцію.

Список використаних джерел:

1. Тактична медицина як основна складова екстреної медичної допомоги при проведенні антитерористичних операцій, Мазуренко О.В., Рошнін Г.Г., Волошин В.О. Журнал «Медицина неотложных состояний». – 2014. - №8(63). – С.96-99.

УДК 539.3

Боюка О.Ю., *наук. кер.Боронко О.О. д.т.н., проф.*

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: boronko@gmail.com

ВИМУШЕНІ НЕЛІНІЙНІ КОЛИВАННЯ МАСИ НА ВІБРООПОРІ З УРАХУВАННЯМ НЕЛІНІЙНОСТІ ОПОР

У зв'язку з вдосконаленням сучасних медичних центрифуг кількість їх обертів сягає більше десятка тисяч за хвилину, що спричиняє суттєві вібрації, які потрібно гасити для надійної роботи машин. Для цього і використовуються автобалансири-демпфери. Тому актуальним завданням є визначення жорсткості та амплітуди коливань пружних опор при динамічних навантаженнях.

Зразок (рис. 1) довжиною 30 мм та діаметром 30 мм встановлюється між паралельними захватами випробувальної машини TIRAtest-215 і поступово навантажується безперервно зростаючою силою F . Швидкість навантаження становила 50 мм/хв. Це забезпечило рівномірне навантаження зразків та запис діаграми.

Режим навантаження – жорсткий. Форма зразка – еліптична. Деформація відносно довжини зразка становила 25%. Максимальне зусилля при даній величині деформації становить 261,7 Н. Прослідковується жорстка нелінійність. Апроксимуємо цю криву. Задаємо масив точок (табл. 1).



Рис.2. Зразок

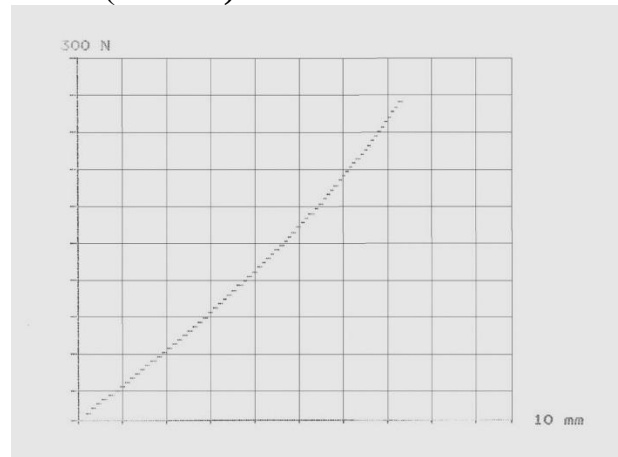


Рис.1. Діаграма навантаження

Таблиця 1. Масив даних

F, Н	13	30	43	59	75	92	109	128	145	167	185	212	234	259
Δl , мм	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7

Функція, яка описує дану криву: $F(x) = a_1 x + a_3 x^3$.

Знайдемо коефіцієнти a_1 і a_3

$$\begin{aligned}
 a_0 \sum x_i + a_1 \sum x_i^2 + a_3 \sum x_i^4 &= \sum x_i y_i & a_1 \sum x_i^2 + a_3 \sum x_i^4 &= \sum x_i y_i \\
 a_0 \sum x_i^3 + a_1 \sum x_i^4 + a_2 \sum x_i^5 + a_3 \sum x_i^6 &= \sum x_i^3 y_i & a_1 \sum x_i^4 + a_3 \sum x_i^6 &= \sum x_i^2 y_i \\
 a_0 = 0; a_2 = 0 & & a_1 &= 29,60 \\
 & & a_3 &= 0,15
 \end{aligned}$$

$$F(x) = 29,60x + 0,15x^3$$

Запишемо рівняння вимушених коливань для даної механічної системи. Рух об'єкта визначається рівнянням (1):

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

де m - маса центрифуги,

b_1 - коефіцієнт тертя,

c_1 та c_3 - лінійні та нелінійні коефіцієнти жорсткості відповідно.

Перепишемо рівняння (1) наступним чином:

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

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

Розв'язок шукаємо у вигляді:

$$q = A \cos \psi = A \cos(\omega t - \varphi) \quad (3).$$

Амплітуду визначаємо за методом гармонічного балансу [3].

Після підстановки (3) в (2) та нескладних перетворень отримаємо рівняння (4):

$$-A\omega^2 \cos \psi - 2hA\omega \sin \psi + \omega_0^2 A \cos \psi + \gamma(A \cos \psi)^3 = P_0 \cos \omega t \quad (4)$$

Рівняння (4) перепишемо у вигляді:

$$-A\omega^2 \cos \psi - 2hA\omega \sin \psi + \omega_0^2 A \cos \psi + \gamma A^3 \left(\frac{3}{4} \cos \psi - \frac{1}{4} \cos 3\psi \right) = P_0 (\cos \varphi \cos \psi - \sin \varphi \sin \psi) \quad (5)$$

Зібравши згідно гармонічного балансу члени при $\cos \psi$ та $\sin \psi$ отримаємо баланс реактивних та активних сил та розділивши їх на $A\omega_0^2$ будемо мати:

$$-\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 + 1 + \frac{3}{4} \gamma \frac{A^2}{\omega_0^2} = \frac{P_0}{\omega^2 A} \cos \varphi \quad (6)$$

$$2h \frac{\omega}{\omega_0^2} = \frac{P_0}{\omega^2 A} \sin \varphi \quad (7)$$

Піднесемо рівняння (6) та (7) до квадрату та просумувавши результат, отримаємо:

$$\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 = 1 + \frac{3}{4} \gamma \frac{A^2}{\omega_0^2} - 2\left(\frac{h}{\omega_0}\right)^2 \pm \sqrt{\left(\frac{P_0}{A}\right)^2 \frac{1}{\omega_0^4} - 4\left(\frac{h}{\omega_0}\right)^2 \left(1 + \frac{3}{4} \gamma \frac{A^2}{\omega_0^2}\right) + 4\left(\frac{h}{\omega_0}\right)^4} \quad (8)$$

Беручи корінь квадратний з правої та лівої частини та, враховуючи, що всі складові в правій частині менші в порівнянні з одиницею (першим членом) і обмежуючись в розклад радикала тільки першими степенями малих величин, отримаємо:

$$\frac{\omega}{\omega_0} = 1 + \frac{3}{8} \gamma \frac{A^2}{\omega_0^2} - \left(\frac{h}{\omega_0}\right)^2 \pm \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{P_0}{A}\right)^2 \frac{1}{\omega_0^4} - 4\left(\frac{h}{\omega_0}\right)^2 \left(1 + \frac{3}{4} \gamma \frac{A^2}{\omega_0^2}\right) + 4\left(\frac{h}{\omega_0}\right)^4} \quad (9)$$

де складова $\left(1 + \frac{3}{8} \gamma \frac{A^2}{\omega_0^2}\right)$ дає скелетну лінію, $\left(\frac{h}{\omega_0}\right)^2$ - відповідає постійному зсуву скелетної лінії за рахунок в'язкого тертя. Разом ці складові дають реальне розташування скелетної лінії.

Остання складова $\left(\frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{P_0}{A}\right)^2 \frac{1}{\omega_0^4} - 4\left(\frac{h}{\omega_0}\right)^2 \left(1 + \frac{3}{4} \gamma \frac{A^2}{\omega_0^2}\right) + 4\left(\frac{h}{\omega_0}\right)^4}\right)$ дає залежну від рівня амплітуди відстань по горизонталі від скелетної лінії до лівої та правої вітки амплітудо-частотної характеристики кривої.

Прирівнюючи останню складову до нуля, отримаємо рівняння для максимально можливих амплітуд коливань:

$$\left(\frac{P_0}{A}\right)^2 \frac{1}{\omega_0^4} - 4\left(\frac{h}{\omega_0}\right)^2 \left(1 + \frac{3}{4} \gamma \frac{A^2}{\omega_0^2}\right) + 4\left(\frac{h}{\omega_0}\right)^4 = 0 \quad (10)$$

Визначимо c_1 та c_3 - лінійні та нелінійні коефіцієнти жорсткості.

$$c_1 = \frac{Q}{q_{cmQ}} = \frac{59.21}{2} = 29,68 \frac{H}{мм}, \quad F = 0,15x^3 = 0,15 \cdot 2^3 = 1,22H; \quad c_3 = \frac{Q}{q_{cmQ}} = \frac{1,22}{2} = 0,61 \frac{H}{мм}$$

$$\omega_0 = \frac{c_1}{a} = \frac{c_1}{M} = \frac{29,68}{3,507} = 33,85 \text{ с}^{-1}; M = m_s + m_R + m_A; m_s = 2,4 \text{ кг}, m_R = 0,507 \text{ кг},$$

$m_A = 0,6 \text{ кг}$ - маси статора, ротора та анкера відповідно.

$$M = 3,507 \text{ кг}, c_1 = 29,68 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}, c_3 = 0,61 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}, P = \frac{1}{4} Mg = \frac{1}{4} \cdot 3,507 \cdot 9810 = 8,6 \cdot 10^3 \text{ Н} = 8,6 \text{ кг}$$

$$\omega_0 = 33,85 \text{ с}^{-1}, \gamma = 0,17, P_0 = \frac{P}{m} = \frac{8,6}{3,507} = 2,45, h = \frac{\alpha \pi}{T} = \frac{\alpha \pi}{2\pi} \omega = \frac{0,12}{2\pi} \cdot 26,16 = 0,50 \text{ с}^{-1}$$

Підставляючи в (10) отримуємо $A^2 = 0,072 \text{ мм}^2$, $A = 0,26 \text{ мм}$.

Висновки:

1. Нелінійність характеристики відновлювальної сили відіграє основну роль в обмеженні амплітуди коливань.
2. Було проведено дослідження автобалансира-демпфера з подальшим записом діаграми навантаження, визначено лінійну та нелінійну складову коефіцієнтів жорсткості, амплітуду коливань системи.
3. Застосовано метод гармонічного балансу для конкретної системи.

Список використаних джерел:

1. Василенко М.В., Алексейчук О.М. Теорія коливань та стійкість руху: Підручник.- К.:Вища шк., 2004-525с.
2. Кабанник С.М.; Боронко О.О. д.т.н. проф. Нелінійні вимушені коливання віброопор верстатів. // Вісник НТУУ «КПІ». Серія. "Машинобудування". – 2012 – № 65. С.101-104.

УДК 621.923.12

Кіреєв В.Є., студент, наук. кер. Сохань С.В., д.т.н., проф.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: kirieiev.vladymyr@gmail.com

ВПЛИВ РЕЖИМІВ АЛМАЗНОГО ШЛІФУВАННЯ НА СИЛИ РІЗАННЯ В ПРОЦЕСІ ОБРОБКИ КОНСТРУКЦІЙНОЇ КЕРАМІКИ

Перспектива застосування конструкційної кераміки в медицині нерозривно пов'язана із забезпеченням технологічної надійності процесів механічної обробки деталей. Знімання матеріалу в процесі шліфування здійснюється в результаті створення в поверхневому шарі керамічних заготовок напруг, що перевищують напругу руйнування матеріалу. Оскільки зростання поверхневих мікротріщин вимагає значно меншої енергії, ніж зростання внутрішніх, наявність поверхневих мікротріщин надає переважне вплив на довговічність керамічних деталей [1, 2]. Вплив механічної обробки на довговічність керамічних деталей проявляється також через геометричні похибки її виготовлення. Відхилення макро- і мікрогеометрії керамічних деталей впливають на ступінь концентрації контактних напружень при їх експлуатації і призводять до збільшення розсіювання показників довговічності.

Таким чином, вплив шліфування на довговічність керамічних деталей відбувається під дією напруг, що виникають при механічній обробці, з урахуванням похибок макро- і мікрогеометрії, що залишаються цієї механічної обробкою.

Помітний вплив на довговічність керамічних деталей надає матеріал зв'язки шліфувального круга. Для підвищення довговічності керамічних деталей ряд зарубіжних авторів [4, 5] рекомендують відмовлятися від використання шліфувальних кругів на металевій зв'язці, навіть на етапі попередньої обробки відповідальних керамічних деталей, тобто виконувати всю механічну обробку таких деталей кругами на органічній зв'язці різної твердості.

Проведені в роботі [6] дослідження характеру розлому керамічних зразків після механічної обробки при різних режимах показали, що зі збільшенням продуктивності обробки частка зразків, які руйнуються від зростання внутрішніх мікротріщин, зростає з 11 до 92%.

Проведений аналіз особливостей шліфування керамічних деталей зі складними криволінійними поверхнями дозволив встановити, що якість обробки пов'язана з виниклими при шліфуванні напруженнями, які призводять до утворення і розвитку мікротріщин на оброблюваній поверхні.

Режими шліфування вибирали такі: швидкість кола – 20...35 м/с; швидкість позовжньої подачі при маятниковому шліфуванні - 2,5...12,0 м/хв; при глибинному – 25...80 мм/хв; глибина різання при маятниковому шліфуванні - 0,01...0,04 мм; при глибинному - 0,1...0,7 мм.

Проведені досліді показали, що при глибинному шліфуванні, при $V_{кр}=30$ м/с, $t=0,5$ мм і $V_{пр}=80$ мм/хв, шорсткість поверхні Ra становить 0,35...0,45 мкм; відколи й мікротріщини відсутні. Точність лінійних розмірів профілю коливається в межах ± 3 мкм. У той же час при маятниковому шліфуванні при аналогічній шорсткості спостерігаються мікросколи по краях зразка. При глибинному шліфуванні для досягнення такої ж продуктивності, як при маятниковому, необхідно на порядок збільшити глибину різання або швидкість подачі. У цьому випадку, як це видно з рис. 1 і рис. 2, сили різання зростають в 2...6 разів.

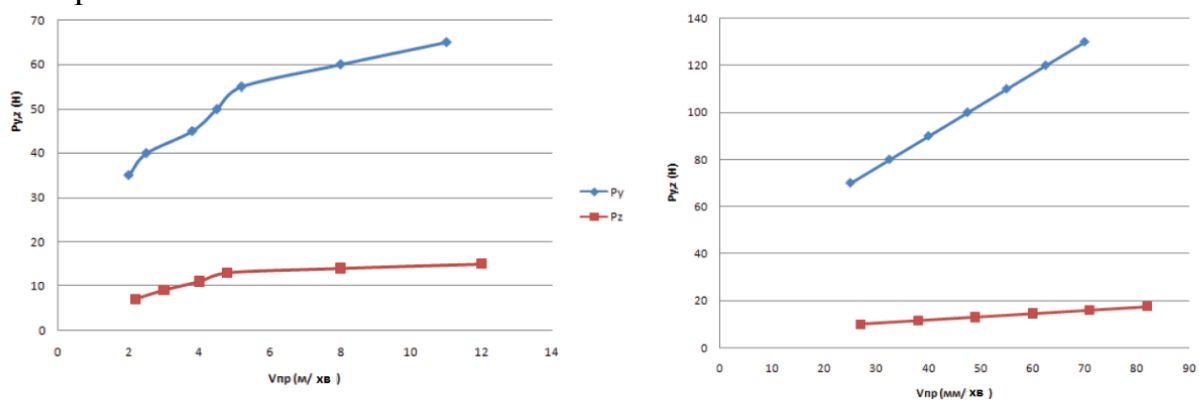


Рис. 1. Залежність складових сили різання P_y і P_z від подачі $V_{пр}$ при (а) маятниковому шліфуванні та (б) глибинному шліфуванні

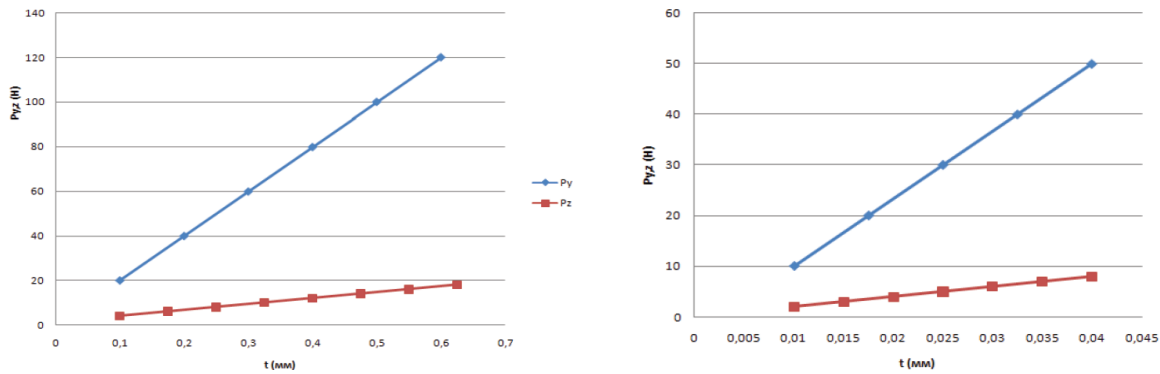


Рис. 2. Залежність складових сили різання P_y і P_z від глибини різання t при (а) маятниковому шліфуванні та (б) при глибинному шліфуванні

Дослідження, проведені при глибинному профільному шліфуванні, показали, що зі збільшенням глибини, сили різання зростають.

Глибинне шліфування сприяє зменшенню відколів на поверхні кераміки при врзання і виході круга.

Аналогічні дослідження процесів маятникового і глибинного шліфуванні кераміки підтвердили, що сили різання при маятниковому шліфуванні нижче, ніж при глибинному. У той же час досліди показали, що при глибинному шліфуванні з режимами: $V_k = 30$ м / с, $t = 0,5$ мм і $S_{пр} = 80$ мм /хв шорсткість R_a становить 0,35-0,45 мкм, а відколи гострих кромek і мікротріщини відсутні.

Таким чином, для шліфування деталей з конструкційної кераміки можна рекомендувати маятниковий шліфування для попередньої обробки, а глибинне - для остаточної.

При глибинному шліфуванні кераміки перевагу слід віддавати зустрічному шліфуванню, так як сила різання при попутному шліфуванні більше, ніж при зустрічному. Причина цього полягає в додатковому витраті енергії при попутному шліфуванні на подрібнення стружки.

Список використаних джерел:

1. The nature of machining damage in brittle materials /D.B. Marshall, A.G. Evans, B.T. Khuri Yakub et al //Proc. Royal Soc. (London). Ser.A – 1983. – V.385, №1789. – P.461-475.
2. Marsh D.M. Stress concentrations at crystal surfaces and the embrittlement of sodium chloride//Phil.Mag. – 1960. – V.5, №58. – P.1197 – 1199.
3. Gielisse P.J., Stanislao J. Mechanical methods of ceramic finishing //NBS, 1972 - №348 – spec. publ. – P.5-35.
4. Indge J.H. Flat precision machining of ceramic materials //Proc. of the Biennial Inf. Machine – Tool conf. – Chicago, 1986. – P.13.1 – 13.16
5. Томимори Х. Шлифование тонкой керамики // Кикай гидзюцу – 1984 – Т. 32, № 2 – С. 36– 40.
6. Ито С. Прецизионное шлифование тонкой керамики // Кикай то когу. – 1983. – Т. 27, № 6.– С. 49 – 56.

УДК 539.43

Нізіньковський Р.С., *наук. кер. Бондарець О.А.*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: bondarets.o@gmail.com**ПАРАМЕТРИ АНІЗОТРОПІЇ ПЛАСТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТА ЇХ ЗВ'ЯЗОК З ПАРАМЕТРАМИ АНІЗОТРОПІЇ ПОШКОДЖУВАНOSTI**

Конструкторські, технологічні та проектувальні розрахунки виробів і процесів їх обробки, а також виготовлення технологічного інструменту проводиться найчастіше без врахування факторів анізотропії. Це пов'язано з тим, що досі не існує єдиної системи розрахунку технологічних параметрів формоутворення з урахуванням анізотропії і недостатньо систематизовані дані за показниками анізотропії різних металів і сплавів. 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. Врахування анізотропії пружно-пластичного деформування є таким же важливим 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. Тому перевірка достовірності існуючих моделей накопичення розсіяних пошкоджень з урахуванням анізотропії та розробка нових є важливим і перспективним напрямком в механіці твердого деформівного тіла.

При пружно-пластичному деформуванні в конструкційному матеріалі виникають і розвиваються розсіяні пошкодження різної природи. В Континуальній механіці пошкоджуваності (КМП), основні ідеї якої закладені Л.М. Качановим та Ю.М. Работновим, під пошкодженням розуміють сукупність неперервних змін в матеріалі на мікро- та мезорівнях, що викликано деякими незворотними процесами при термомеханічному технологічному та експлуатаційному навантаженнях. Пошкоджуваність інтегрально відображає зниження (деградацію) механічних та експлуатаційних характеристик матеріалу. В КМП мікродефекти усереднюються по об'єму матеріалу з тим, щоб їх сумісний вплив на поведінку матеріалу при експлуатації можна було розглянути на континуальному рівні.

Внаслідок прокатки у полікристалічному матеріалі зерна піддаються пластичній деформації. Внаслідок цього змінюється розмір та форма зерна. Через неоднорідність матеріалу виникає анізотропія механічних властивостей, у тому числі анізотропія пластичності та пошкоджуваності, які необхідно враховувати при технологічних та експлуатаційних розрахунках. У даній роботі розглядається взаємозв'язок між вищевказаними характеристиками.

У даній роботі було проведено аналіз та розрахунок параметрів анізотропії листа алюмінієвого сплаву АМГ5М. Для того щоб оцінити найбільш повно характеристики матеріалу було виконано випробування зразків у напрямках 0, 45 і 90 градусів відносно напрямку прокатки. Проводилось статичне навантаження зразків із почерговим розвантаженням для визначення поточного значення модуля пружності зразка для того, щоб визначити кінетику накопичення пошкоджень матеріалу за феноменологічною моделлю Чоу [2]:

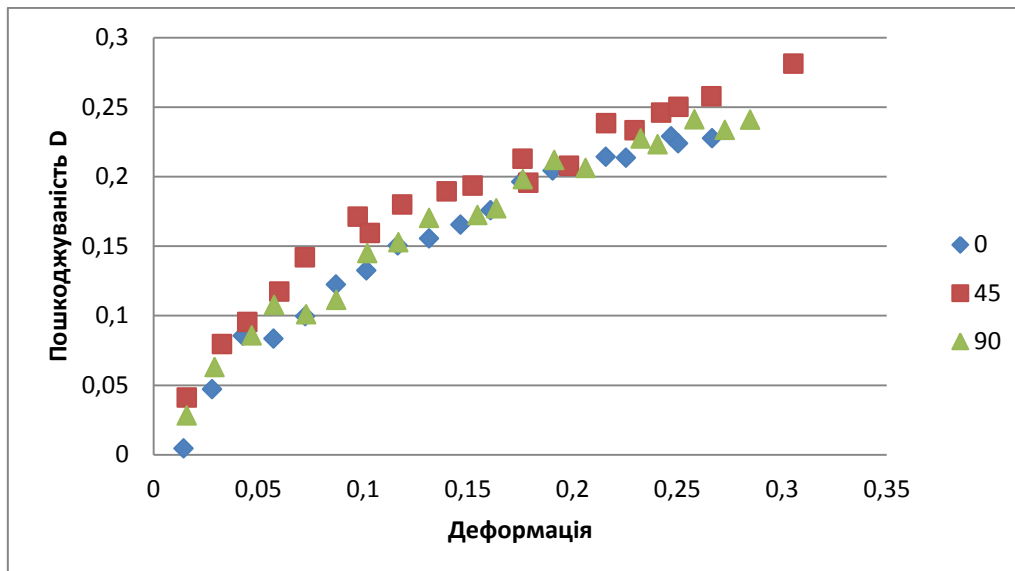


Рис. 1. Накопичення пошкоджень матеріалу внаслідок розтягу зразків під різним кутом до напрямку прокатки

Визначено параметри анізотропії пластичності матеріалу. Одним із таких параметрів, що часто використовується при розрахунку матеріалів при обробці тиском є так званий нормальний коефіцієнт анізотропії за Ленкфордом, що визначається як відношення логарифмічної деформації за шириною зразка до логарифмічної деформації по товщині, тобто:

$$R_\beta = \frac{\varepsilon_b}{\varepsilon_z} \quad (1)$$

де ε_b – логарифмічна деформація по ширині, ε_z – логарифмічна деформація по товщині.

Зазвичай, визначити точно деформацію по товщині зразка виявляється неможливим, тому використовуючи закон збереження об'єму при пластичній деформації маємо наступний вираз:

$$R = \frac{\ln(\frac{b_0}{b})}{\ln(\frac{l_0}{l})} \quad (2)$$

де b_0 – початкова ширина зразка,
 b – поточна ширина зразка,
 l_0 – початкова довжина зразка,
 l – поточна довжина зразка.

Таблиця 1. Значення початкових та критичних модулів пружності, границь текучості та тимчасового опору та нормального коефіцієнту анізотропії

Напрямок	E_0 , МПа	E_{cr} , МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_b , МПа	R
0°	68625	42104	78,5	221,6	0,64
45°	65450	38546	76,1	199,5	0,97
90°	64257	42605	81,5	197,3	0,69

Також велике значення мають параметри анізотропії за Хіллом, що входять в умову пластичності Мізеса:

$$F(\sigma_y - \sigma_z)^2 + G(\sigma_z - \sigma_x)^2 + H(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 2L\tau_{yz}^2 + 2M\tau_{xz}^2 + 2N\tau_{yx}^2 = 1 \quad (3)$$

В експерименті розглядався плоский напружений стан ($\sigma_z = \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0$), тому умова пластичності виглядає наступним чином:

$$(F+H)\sigma_x^2 + (G+H)\sigma_y^2 - 2H\sigma_x\sigma_y + 2N\tau_{yx}^2 = 1 \quad (4)$$

В [1] вказано наступну залежність між параметром F, границею текучості у напрямку 90° до напрямку прокатування σ_{90} і нормальним коефіцієнтом анізотропії у тому ж напрямку R_{90} :

$$F = \frac{1}{\sigma_{90}^2(1+R_{90})} \quad (5)$$

У тому ж джерелі надані наступні співвідношення параметрів нормальної анізотропії за Ленкфордом та параметрів анізотропії Хілла:

$$\frac{H}{F} = R_{90}, \frac{G}{F} = \frac{R_{90}}{R_0}, \frac{N}{F} = (R_{45} + 0,5)(1 + \frac{R_{90}}{R_0}) \quad (6)$$

Таким чином отримуємо формули розрахунку параметрів анізотропії пластичності за Хіллом за допомогою нормального параметру анізотропії та умовної границі текучості:

$$F = \frac{1}{\sigma_{90}^2(1+R_{90})}, H = FR_{90}, G = F\frac{R_{90}}{R_0}, N = F(1 + \frac{R_{90}}{R_0})(R_{45} + \frac{1}{2}) \quad (9)$$

Розглянемо експериментальні дані визначення даних параметрів. Легко помітити, що параметри анізотропії за Хіллом різко змінюються у пружній області, зате у області, в якій значну роль відіграють пластичні деформації, вони залишаються константами, що відповідає гіпотезі, що при пластичному деформуванні матеріал набуває анізотропних властивостей до певної граничної величини.

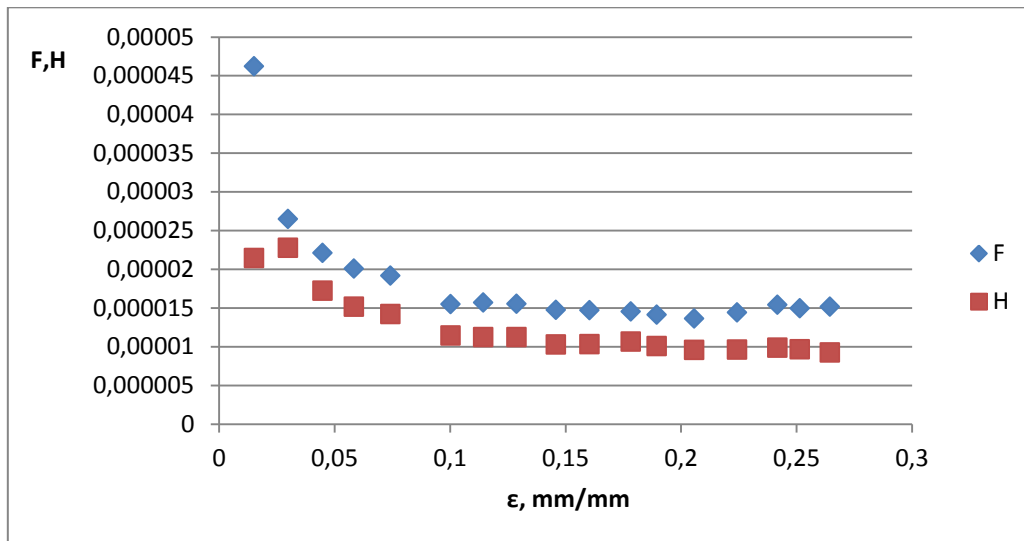


Рис. 2. Залежність параметрів анізотропії F, H від деформації

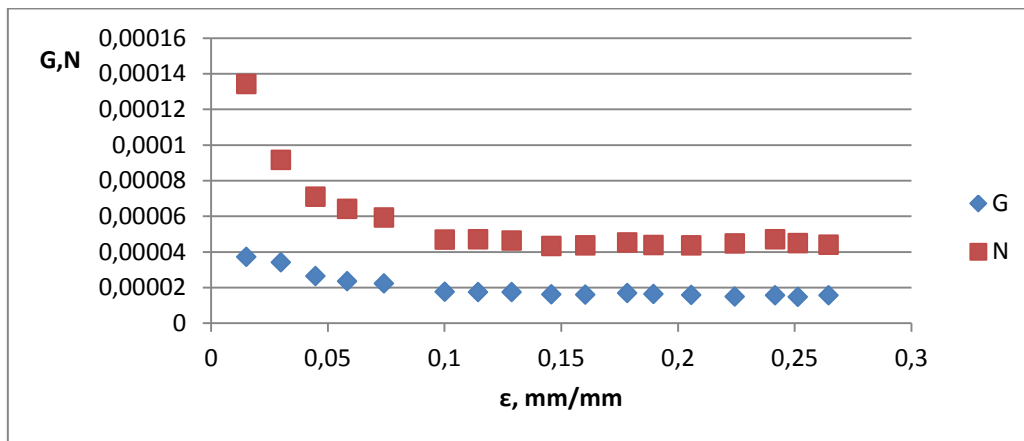


Рис. 3. Залежність параметрів анізотропії G, N від деформації

В роботі проведено аналіз сучасного стану проблеми визначення параметрів пошкоджуваності для анізотропних конструкційних матеріалів, які базуються на термодинамічних принципах механіки суцільного середовища. Показано та обґрунтовано границі використання феноменологічних моделей для умов активного навантаження, які базуються на гіпотезах про еквівалентність деформацій, додаткової пружної енергії та приросту додаткової пружної енергії відповідно. Описана методика визначення коефіцієнта анізотропії пошкоджуваності. Показано суттєвий вплив анізотропії на закономірності кінетики накопичення пошкоджень. Наведено комплекс кінетичних діаграм пошкоджуваності анізотропних конструкційних матеріалів. Показана залежність кінетики накопичення пошкоджень від міри крихкості матеріалу та залежність граничних значень розсіяної пошкоджуваності від коефіцієнта анізотропії. Показано, що початкові модулі пружності матеріалу майже не відрізняються, що дає підстави проводити розрахунки у пружній ділянці для матеріалу АМГ5М як ізотропного. Однак уже умовні межі текучості та тимчасового опору руйнуванню відрізняються значним чином, що потрібно враховувати при розрахунках на міцність конструкцій, що виготовлені з даного матеріалу.

Список використаних джерел

1. Яковлев С.С. Развитие теории пластического формообразования кристаллических ортотропных материалов с деформационной анизотропией механических свойств: отчет о выполнении научно-исследовательской работы: ТулГУ, 2010. – 205с.
2. C.I. Chow and June Wang. An anisotropic theory of elasticity for continuum damage mechanics// International Journal of Fracture 33:3-16 (1987)

УДК 531.39

Грехньов А.О., наук. кер. **Бабенко А.Є.** д.т.н., проф., **Лавренко Я.І.**, к.т.н., доц..
Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ, e-mail: kapostnik@gmail.com

АНАЛІЗ ВІЛЬНИХ КОЛИВАНЬ МАЯТНИКА З ОДНИМ СТУПЕНЕМ ВІЛЬНОСТІ ПРИ НЕЛІНІЙНІЙ РЕАКЦІЇ ОПОРИ

Розглянемо коливальну систему з одним ступенем вільності, та характером відновлювальної сили: $M = a_1\Theta + a_3\Theta^3$.

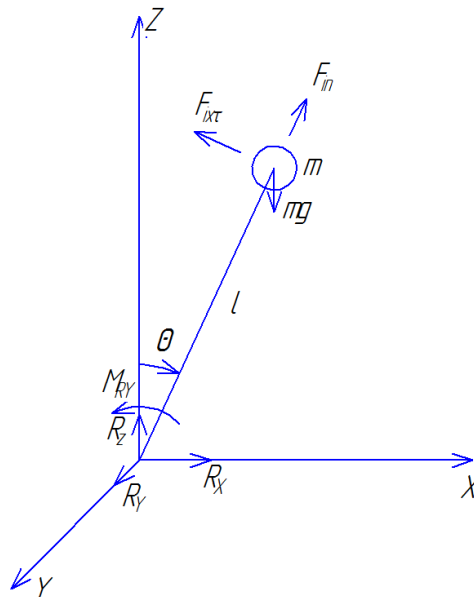


Рис.1 Розрахункова схема системи

Рівняння рівноваги системи, побудовані з використанням принципу Д'Аламбера:

$$\begin{cases} \sum X_i = -F_{ixr} \cdot \cos \Theta + R_x + F_{in} \cdot \\ \sum Y_i = R_y = 0 \\ \sum Z_i = F_{ixr} \cdot \sin \Theta - mg + F_{in} \cdot \cos \Theta + R_z = 0 \\ \sum M_x \equiv 0; \sum M_z \\ \sum M_y = M_{ry} - mgl \cdot \sin \Theta + F_{ixr} \cdot l = 0 \end{cases}$$

де: $M_{ry} = a_1 \Theta + a_3 \Theta^3$, $F_{ixr} = lm\ddot{\Theta}$, $F_{in} = lm\dot{\Theta}^2 \epsilon$

Отримано диференційне рівняння:

$$\ddot{\Theta} + \frac{a_1}{ml^2} \Theta + \frac{a_3}{ml^2} \Theta^3 - \frac{g}{l} \Theta = 0.$$

За методом малої амплітуди у формі методу Крілова-Лінстеда:

$$\Theta = A \cos \omega t + \frac{\gamma A^3}{32\omega^2} (\cos \omega t - \cos 3\omega t)$$

$$\omega^2 = \omega_0^2 - \frac{3}{4} \gamma A^2,$$

$$\text{де: } \omega_0^2 = \left(\frac{a_1}{ml^2} - \frac{g}{l} \right), \gamma = \frac{-a_3}{ml^2}$$

Порівняємо поведінку системи при м'якій та жорсткій характеристиках не лінійності відновлювальної сили ($a_3 = -1.86$, та $a_3 = 1.86$ відповідно), інші параметри системи: $m = 23\text{кг}$, $a_1 = 29.608$, $l = 0.12\text{м}$, $A_0 = 1.1\text{рад}$

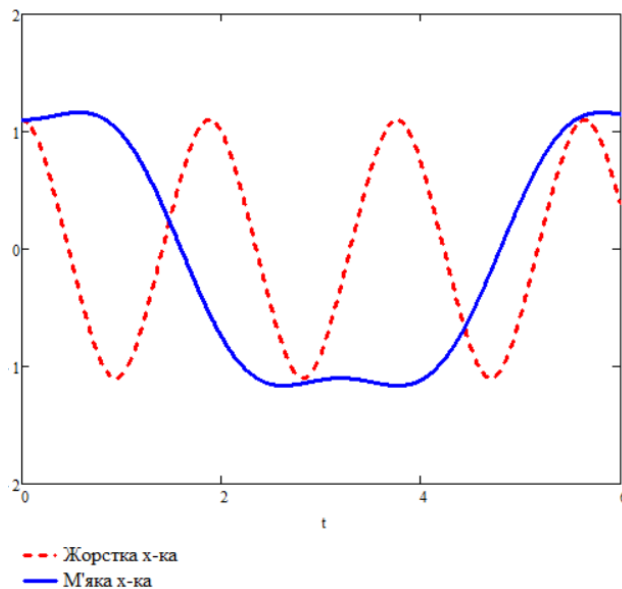


Рис. 2. Траєкторія руху системи

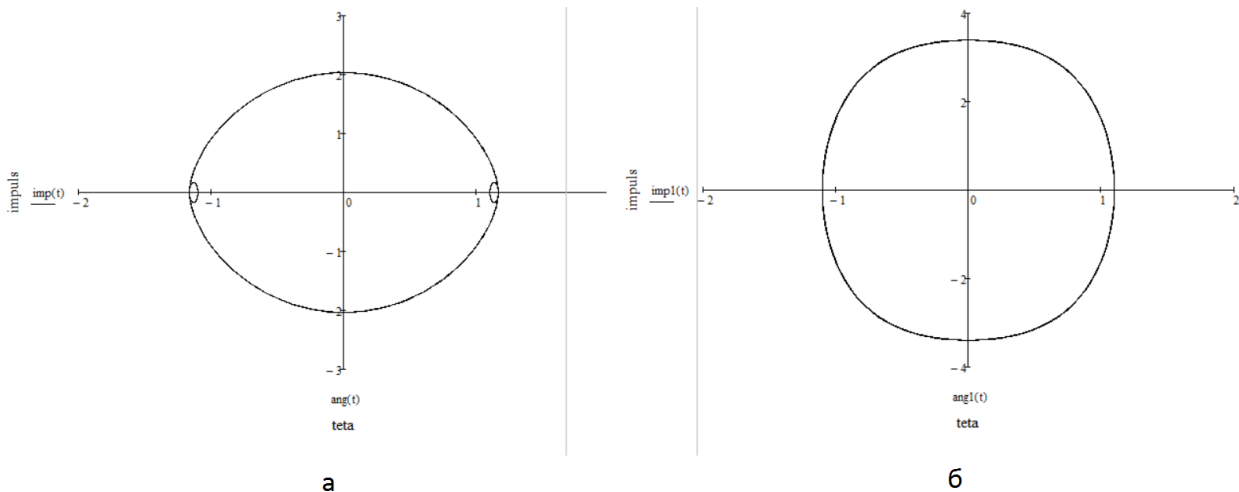


Рис. 3. Фазова траєкторія при (а) м'якій та (б) жорсткій характеристиці

Результати проведених розрахунків та їх аналіз показують, що м'яка нелінійність реакції при коливаннях значно впливає на характер руху при певних характеристиках системи. Показаний вище характер коливань може проявлятися при закріпленнях з використанням гуми, каучуку, тому слід проводити розрахунок таких систем з використанням методик, враховуючих нелінійність в системі.

Список використаних джерел:

1. Василенко М.В., Алексейчук О.М. Теорія коливань і стійкості руху, Підручник. - Київ: Вища школа, 2004. — 525 с.
2. Малкин И.Г., Методы Ляпунова и Пуанкаре в теории нелинейных колебаний. Изд. 2-е исп. – М.: Едиториал УРСС, 2004. – 248с.
3. Лурье А.И. Аналитическая механика. М., 1961. – 824с.

УДК 539.3

Потапенко. П.Ю.¹, *наук. кер. Бабенко А.Є.², д.т.н., проф., Лавренко Я.І.³, к.т.н., доц.*

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м. Київ

¹e-mail: ppotapenko@gmail.com

²e-mail: babenko.ae@gmail.com

³e-mail: lavrenko.iaroslav@gmail.com

ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК РУХУ ЦЕНТРИФУГИ ЯК ОДНОМАСОВОЇ СИСТЕМИ

В наш час високошвидкісні центрифуги широко застосовуються в багатьох галузях, таких як медицина, сільське господарство, металургія та інше. Основною проблемою для визначення довговічності цієї конструкції є необхідність

знаходження значень сил, що діють на неї, і відповідно визначення характеристик, від яких залежить якість виконання необхідних робіт. В даній роботі визначення параметрів руху проведено розрахунковими методами динаміки центрифуги [1].

Досліджувалась лабораторна центрифуга PICO 21, яка застосовується в медицині для швидкого приготування зразків. Центрифуга (рис. 1) складається з ротору 1, що обертається навколо вертикальної осі 2, який приводиться до обертання електродвигуном 3, якір якого сидить на тій самій осі, а корпус закріплений на пружних опорах 4.

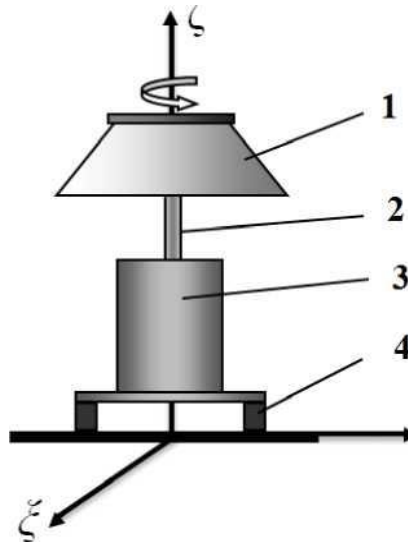


Рис. 1. Схематичне зображення центрифуги

В даному випадку центрифуга зводиться до однієї обертової маси, що дорівнює сумі всіх мас, що обертаються навколо абсолютно пружного стержня та знаходиться на відстані центра мас відносно пружної опори. Рух системи описується за допомогою кутів Ейлера-Крилова: φ , ψ та θ .

Було визначено, що кут відхилення відносно осі обертання θ знаходиться зі стандартного еліптичного диференційного рівняння Вейерштрасса [1, 2, 3]:

$$(z')^2 = 4z^3 - g_2z - g_3, \quad (1)$$

де g_2 та g_3 залежать від геометричних характеристик, пружності опори та початкових умов. Задаючи φ' , ψ' , θ та θ' при $t=0$ знаходимо:

$$\cos(\theta) \text{ при } \varphi'_0 = 5, \psi'_0 = 0, \theta'_0 = 10 \text{ та } \cos(\theta_0) = 0,65$$

та всі інші характеристики руху відповідно (рис. 2).

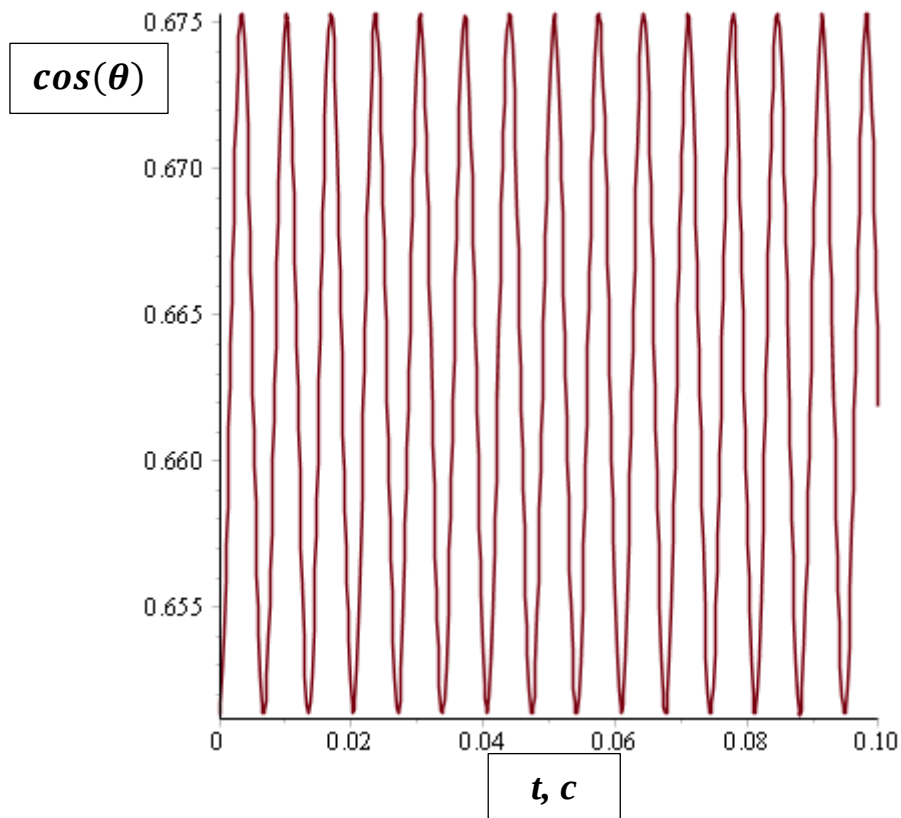


Рис. 2. Графік зміни значень кута відхилення вісі центрифуги від вертикального положення

Висновок:

Аналізуючи отримані дані можна зробити висновок, що використані методи розрахунку є прийнятними для опису процесу руху центрифуги та дають можливість зробити розрахунки центрифуги за досить невеликий проміжок часу.

Список використаних джерел:

1. А.Е. Бабенко, Я.И. Лавренко, Й. Штракельян, Динамика центрифуги на нелинейно упругом основании/ Вестник НТУУ "КПИ", Машиностроение. — К.: НТУУ "КПИ". - 2011. — Вып. 61 Т1. - С. 91–94.
2. Абрамовиц М., Стиган И. Справочник по специальным функциям. С формулами, графиками и математическими таблицами. М., «Наука», 1979. – 832с. с илл.
3. Бейтман Г., Эрдеи А. Высшие трансцендентные функции. М., «Наука», 1967. – 299с.

ЗМІСТ

	стор.
1. Жирков В.І., Паливода Р.С., Крищук М.Г. ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ БІОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ «НИЖНЯ ЩЕЛЕПА-ХРЯЩ-ЗВ'ЗКИ» СКРОНЕВО-НИЖНЬОЩЕЛЕПНОГО СУГЛОБУ ЛЮДИНИ	3
2. Чумін О.Є., Крищук М.Г. ОЦІНКА НЕСУЧОЇ СПРОМОЖНОСТІ СКЛОПЛАСТИКОВИХ КОНСОЛЕЙ КОНТАКТНИХ ЕЛЕКТРОМЕРЕЖ	6
3. Шрамко Р.В., Малюченко Є.О., Лисенко Р.Б., Крищук М.Г. ПРОГНОЗУВАННЯ НЕСУЧОЇ СПРОМОЖНОСТІ УШКОДЖЕНОЇ ПЕРЕДНЬОЇ ЧЕРЕВНОЇ СТІНКИ ЛЮДИНИ ПРИ ВІДНОВЛЕННІ ФУНКЦІОНАЛЬНОСТІ СІТЧАСТИМИ ІМПЛАНТАТАМИ	8
4. Іщенко О.А., Булітко К.А., Крищук М.Г. ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ В'ЯЗКО-ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНОГО ДЕФОРМУВАННЯ ҐРУНТІВ В ЗАДАЧАХ ПРОЕКТУВАННЯ ПІДЗЕМНИХ ТРУБОПРОВІДІВ	11
5. Медаков Р.С., Яхно Б.О., Бабак А.М. РОЗПОДІЛ ЕКВІВАЛЕНТНИХ НАПРУЖЕНЬ ПІСЛЯ ДОРНУВАННЯ НА ПОВЕРХНІ ПЛАСТИНИ В ЗОНІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОТВОРУ ...	15
6. Фам Д.К., Тимошенко О.В., Бабак А.М. ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ РІВНЯ ПЛАСТИЧНОЇ ДЕФОРМАЦІЇ ПРИ ДОРНУВАННІ НА КІЛЬКІСТЬ ЦИКЛІВ ДО РУЙНУВАННЯ ДЛЯ Д16ЧТ	19
7. Якименко Р.В., Шукаєв С.М., Рудаков К.М. СПРОЩЕНИЙ АЛГОРИТМ ЧИСЕЛЬНОГО РОЗРАХУНКУ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ З КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ	21
8. Стогній С.І., Заховайко О.П. РОЗРАХУНОК ЕЛЕКТРИЧНОЇ ШИНИ РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ ЛІТАКА В УМОВАХ СИНУСОЇДАЛЬНОГО ВІБРАЦІЙНОГО НАВАНТАЖЕННЯ	23
9. Тетьора С.В., Тимошенко О.В., Коваль В.В. ВПЛИВ ВЕЛИЧИН НАТЯГУ ПРИ ДОРНУВАННІ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ДЛЯ СПЛАВУ Д16ЧТ	25
10. Жмутова Є.Р., Трубочев С.І. РОЗРАХУНОК НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ СИЛЬФОННОГО КОМПЕНСАТОРА У СИСТЕМІ ЗАБОРУ ПОВІТРЯ ЛІТАКА	29
11. Власов А.І., Трубочев С.І. МІЦНІСТЬ ЛАКОФАРБНОГО ПОКРИТТЯ ЕЛЕМЕНТІВ ОБШИВКИ ЛІТАКА ПРИ ВІБРОАКУСТИЧНОМУ НАВАНТАЖЕННІ	31
12. Гусенко О.Р., Стрижало В.А., Дзюба В.С. МІЦНІСТЬ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ ПРИ КІМНАТНІЙ ТЕМПЕРАТУРІ	32

	стор.
13. Бурлак К.П., Рибалка А.О., Цибенко О.С. ДОСЛІДЖЕННЯ ВИПАДКОВИХ ВІБРАЦІЙ НАНОСУПУТНИКА POLYUTAN-2	34
14. Дубневич Я.М., Чемерис О.М. КОЛИВАННЯ ЗАЦЕМЛЕННОГО СТРИЖНЯ З ДВОМА ПРОМІЖНИМИ ШАРНІРАМИ	36
15. Євтушенко М.О., Чемерис О.М. ЧАСТОТА СИМЕТРИЧНИХ КОЛИВАНЬ РАМИ	38
16. Каранкевич В.С., Чемерис О.М. ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТОТ КОЛИВАНЬ ШАРНІРНО ЗАКРІПЛЕНОГО СТРИЖНЯ СХІДЧАСТОЇ ТОВЩИНИ МЕТОДОМ СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ .	39
17. Яшкін Л.О., Чемерис О.М. КРИТИЧНІ ОБЕРТИ ВАЛА З ДИСКОМ .	41
18. Карачун В.М., Чемерис О.М. КРИТИЧНІ ОБЕРТИ ШАРНІРНО- ЗАЦЕМЛЕНОГО ВАЛА З ДИСКОМ	42
19. Рубашевський В.В., Чемерис О.М. КРИТИЧНІ ОБЕРТИ ЗАЦЕМЛЕНОГО ВАЛА З ДИСКОМ	43
20. Розанов В.Ю., Абрамов В.І. ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНО- ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КОВША КРОКУЮЧОГО ЕКСКАВАТОРА	44
21. Голуб М.В. СПОСІБ ПОКРОКОВОЇ ТЕРМІЧНОЇ ОБРОБКИ ПОВЕРХОНЬ ОПТИЧНИХ МАТЕРІАЛІВ СТРІЧКОВИМ ЕЛЕКТРОННИМ ПОТОКОМ	47
22. Голуб М.В., Мацепа С.М., Канашевич Г.В. СПОСІБ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ РОЗМІРНОЇ ОБРОБКИ ПЛАСТИН З КРИХКИХ МАТЕРІАЛІВ	49
23. Похил О.О., Мацепа С.М., Рудь М.П. ЧИСЕЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕРМОБАР'ЄРУ ЕКСТРУДЕРА 3D ПРИНТЕРА .	51
24. Жимбровський Ю.О., Саган І.Б., Антонов В.К., Олефір О.І. ЛІТАЛЬНИЙ АПАРАТ ІЗ ЗАМКНУТИМ КРИЛОМ	53
25. Коломієць В.А., Сидоренко Ю.М. ОЦІНКА РІВНЯ НАВАНТАЖЕННЯ НА СТІЙКУ ОСНОВНОГО ШАСІ ТРАНСПОРТНОГО ЛІТАКА ПРИ СИМЕТРИЧНІЙ ПОСАДЦІ	57
26. Савельєв А.С., Сидоренко Ю.М. ОЦІНКА НДС СИЛОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ ВИМІРЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПОЛЬОТУ АУТОНОМНОГО ЛІТАЛЬНОГО АПАРАТУ В МОМЕНТ ЙОГО ПАДІННЯ НА ЗЕМЛЮ	60
27. Димань М.М., Мусієнко О.С., Шидловський М.С., Турчин А.М. ХАРАКТЕРИСТИКИ РІЗНИХ СПОСОБІВ З'ЄДНАННЯ ПЕРЕЛОМІВ КІСТОК СТОПИ ПРИ ЦИКЛІЧНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ	62
28. Бондар А.М., Димань М.М., Шидловський М.С., Циганков М.А. ДЕФОРМУВАННЯ ЗАСОБІВ ФІКСАЦІЇ ПЕРЕЛОМІВ П'ЯСНИХ КІСТОК ПІД ВПЛИВОМ ФІЗІОЛОГІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ	65

	стор.
29. Шитіков В.С., Димань М.М., Шидловський М.С., Ільницький О.В. ЖОРСТКІСТЬ З'ЄДНАННЯ ПЕРЕЛОМІВ СТЕГНОВОЇ КІСТКИ РЕПОЗИЦІЙНО - ФІКСАЦІЙНИМ АПАРАТОМ ТИПУ «АЗФ-К» ...	69
30. Осипенко О.В., Димань М.М., Шидловський М.С., Ільницький О.В. ДЕФОРМУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ СТРИЖНЕВИХ АПАРАТІВ ТИПУ «АЗФ-К» ПІД ДІЄЮ ФІЗІОЛОГІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ	72
31. Мусієнко О.С., Димань М.М., Шидловський М.С., Лазарєв І.А. МІЦНІСТЬ ФІКСАЦІЇ ПРОКСИМАЛЬНОГО ВІДДІЛУ СТЕГНОВОЇ КІСТКИ ПРИ ФІБРОЗНІЙ ДИСПЛАЗІЇ В УМОВАХ ОСТЕОСИНТЕЗУ РІЗНИМИ ТИПАМИ ФІКСАТОРІВ	75
32. Димань М.М., Мусієнко О.С., Шидловський М.С., Омельченко Т.М., Копчак А.В. ПРУЖНІ ВЛАСТИВОСТІ ТА НЕОДНОРІДНІСТЬ СТРУКТУРИ КІСТКОВОЇ ТКАНИНИ КІНЦІВОК ЛЮДИНИ	78
33. Мусієнко О.С., Димань М.М., Шидловський М.С., Заховайко О.П., Копчак А.В. ОЦІНКА ПОШКОДЖЕНЬ КІСТКОВОЇ ТКАНИНИ ЗА ПОКАЗНИКАМИ ТВЕРДОСТІ	81
34. Бородич В.В., Рудка І.Д., Шидловський М.С., Савичук А.О. ВПЛИВ СПОСОБУ РЕСТАВРАЦІЇ ЗУБІВ НА ЇХ МЕХАНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ	84
35. Пітцик Т.Є., Шидловський М.С. ЗНОШУВАННЯ КОНТАКТУЮЧИХ МАТЕРІАЛІВ У ПРОТЕЗУВАННІ КОЛІННОГО ТА ТАЗОСТЕГНОВОГО СУГЛОБУ	87
36. Цибенко. Г.Г., Шидловський М.С. СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ БІОДЕГРАДУЮЧИХ ПОЛІМЕРНИХ МАТЕРІАЛІВ ...	90
37. Юраткін В.В., Сидоренко Ю.М. ВПЛИВ ВИБУХОВОЇ ЛІНЗИ НА ПРОЦЕС МЕТАННЯ ОСКОЛКОВОГО ДИСКА	93
38. Баклицький С.Б., Тимошенко О.В., Коваль В.В. МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕТИКИ РОСТУ ТРІЩИНИ В ЗОНІ ФУНКЦІОНАЛЬНОГО ОТВОРУ ПРИ МАЛОЦИКЛОВОМУ НАВАНТАЖЕННІ	97
39. Тітаренко Б.П., Тимошенко О.В. ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК МІЦНОСТІ ДЛЯ ТАКТИЧНИХ ДЖГУТІВ	100
40. Боюка О.Ю., Боронко О.О. ВИМУШЕНІ НЕЛІНІЙНІ КОЛИВАННЯ МАСИ НА ВІБРООПОРІ З УРАХУВАННЯМ НЕЛІНІЙНОСТІ ОПОР	103
41. Кірєєв В.Є., Сохань С.В. ВПЛИВ РЕЖИМІВ АЛМАЗНОГО ШЛІФУВАННЯ НА СИЛИ РІЗАННЯ В ПРОЦЕСІ ОБРОБКИ КОНСТРУКЦІЙНОЇ КЕРАМІКИ	106
42. Нізіньковський Р.С., Бондарець О.А. ПАРАМЕТРИ АНІЗОТРОПІЇ ПЛАСТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТА ЇХ ЗВ'ЯЗОК З ПАРАМЕТРАМИ АНІЗОТРОПІЇ ПОШКОДЖУВАНOSTІ	109

	стор.
43. Грехн'юв А.О., Бабенко А.Є. АНАЛІЗ ВІЛЬНИХ КОЛИВАНЬ МАЯТНИКА З ОДНИМ СТУПЕНЕМ ВІЛЬНОСТІ ПРИ НЕЛІНІЙНІЙ РЕАКЦІЇ ОПОРИ	113
44. Потапенко. П.Ю., Бабенко А. Є., Лавренко Я.І. ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК РУХУ ЦЕНТРИФУГИ ЯК ОДНОМАСОВОЇ СИСТЕМИ	115