

СЕКЦІЯ 1

Сучасні проблеми механіки деформієного твердого тіла

УДК 539.3:629.7

Маслей В.М., Кришук² М.Г., д.т.н., проф.
1-ДКБ «Південне», м. Дніпро, Україна
2-КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ В ЗАДАЧАХ ПРОЕКТУВАННЯ ТЕРМОСТАБІЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙ СКАНЕРІВ ВИСОКОЇ ЗДАТНОСТІ ІЗ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

Для розвитку сучасної космічної техніки в Україні вирішити проблему створення надійних конструкцій малих (з вагою від 100 кг до 500 кг) космічних апаратів (КА) з новими конструктивно-технологічними властивостями неможливо, застосовуючи тільки метали і традиційні методи проектування. Космічні терморозміростабільні конструкції, які стійкі до глибокого вакууму, циклічних змін температури та мають необхідні характеристики жорсткості, міцності, близькі до нуля коефіцієнти температурного розширення, створюються, як правило, із композиційних матеріалів на полімерній та металевій основі та потребують наукового обґрунтування і значних матеріальних затрат на етапі проектування [1, 2].

Актуальним на даний час є розроблення методів конструктивно-технологічного забезпечення несучої здатності та терморозміростабільності силової платформи малих КА за фактичними фізико-механічними і міцнісними характеристиками композиційних матеріалів з метою зниження їх маси при збільшенні параметрів жорсткості. За світовою практикою моделювання, які практично застосовуються на всіх етапах життєвого циклу виробів (транспортування, виведення на орбіту та експлуатації) при визначенні їх динамічних характеристик для термосилових, вібраційних, імпульсних навантажених різної фізичної природи та прогнозування несучої здатності.

Типові несучі конструкції сканерів високої роздільної здатності для КА, що розроблені ДКБ «Південне», є об'ємними сотопанельними виробами (рис.1). Всі панелі включають рами, що виконані з вуглепластикових прямокутних труб та з'єднані між собою титановими фітінгами. До рами можуть бути приєднана певна кількість вуглепластикових плит. Конструкції сканера і його силові елементи, що спроектовані з композиційних матеріалів, повинні володіти мінімально можливою масою за умови збереження високої міцності, жорсткості, стабільності лінійних і куткових розмірів в заданому діапазоні експлуатаційних температур та значним ресурсом роботи при відповідному рівні надійності.



Рис. 1. Конструкції силових платформ для сканерів високої роздільної здатності КА

Для виготовлення конструкційного матеріалу плит, труб прямокутного перетину, стінок корпусу конструкцій сканерів використовуються вуглепластикові стрічки, що складається з матриці високоміцного вугільного наповнювача фірми TAIRUFIL (Англія) марки ТС 36S-12К і епоксидна сполучна марка ЕДП-10 ОСТ 92-0957. Технологія її виготовлення відпрацьована для виробів космічного призначення [2-4]. Межа короточасної міцності односпрямованого вуглепластика даного типу на розрив становить 900 МПа. Густина 1490 кг/м³. Пружинні характеристики трансверсально-ізотропного матеріалу стрічки визначені експериментальними величинами модулів пружності для деформацій розтягу $E_x=150000$ МПа, $E_y=E_z=8100$ МПа і зсуву $G_{xy}=15\ 900$ МПа, $G_{yz}=G_{zx}=700$ МПа та коефіцієнтами Пуассона $\nu_{xy}=0,25$, $\nu_{yz}=\nu_{xz}=0,22$.

Технологічно шари пакетів композиційного матеріалу викладаються зі стрічок препреги по черзі до набору необхідної товщини плити з урахуванням припуску на механічну обробку. Кількість пакетів може бути скориговано після визначення товщини шару на зразках. В одному пакеті використовується схема армування (табл.1) і послідовність викладення двох ортогональних і двох діагональних шарів стрічки вуглепластика композиційного матеріалу плити. Кількість пакетів з наведеною схемою армування кожного шару по товщини плити може становити 11.

Таблиця 1.

№ шару	Схема армування типового шару композиційного матеріалу плити	
	Кут армування шару, град	Товщина шару, мм
1	0	0,24
2	90	0,24
3	+45	0,16
4	-45	0,16

При розробці конструкцій ракетно-космічної техніки величезну роль на етапі проектування відіграє імітаційне комп'ютерне моделювання, як самих виробів, так і їх окремих елементів [5]. Натурні експерименти високо вартісні, а деякі види випробувань нездійсненні. На даний момент найбільш зручним і найменш витратним є скінченно-елементний підхід, можливість якого дозволяють визначити як динамічні характеристики імітаційних моделей КА, так і, з їх допомогою, провести динамічний і статичний аналізи режимів експлуатації конструкцій сканерів високої здатності при транспортуванні та виведенні їх на орбіту. Дослідження в даній роботі направлені на розробку методичного та інструментального забезпечення ДКВ «Південне» для раціонального проектування та прогнозування несучої спроможності розміростабільних конструкцій сканерів для КА, що виготовлені з композиційних матеріалів, при гармонічних та випадкових вібраційних навантаженнях відповідно в діапазонах частот 5-20 Гц тривалістю до 100 секунд та 20-2000 Гц до 15 хвилин за час роботи двигунів ракетострою.

Розроблені імітаційні комп'ютерні моделі сканерів із композиційних матеріалів та результати апробації висшезазначених методів їх досліджень представлені в інформаційних матеріалах.

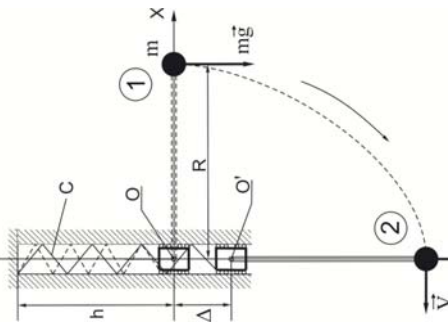
Література

1. Делтярев А.В. *Применение композиционных материалов при создании перспективных образцов ракетной техники. Авиационно-космическая техника и технология* / Коваленко В.А., Поталов А.В. // 2012, № 2 (8), с.34-38
2. Коваленко В.А. *Применение полимерных композиционных материалов в изделиях ракетно-космической техники как резерв повышения ее массовой и функциональной эффективности* / В.А. Коваленко, А.В. Кондратьев // Авиационно-космическая техника и технология. — 2011. — № 5(82). — С. 14 — 20.
3. *Композитные материалы в конструкциях летательных аппаратов* / Под. ред. А. Л. Абибова. — М.: Машиностроение, 1975. — 272 с.
4. Нотон Б. *Композиционные материалы*: В 8 т. — М.: Мир, 1988. — Т. 3: Применение композиционных материалов в технике / Пер. с англ.; Под. ред. Э. Фиттера. — 336 с.
5. *Ракеты и космические аппараты* конструкторского бюро «Южное» / Под ред. С. Н. Конохова. — Днепропетровск: ООО «Колор-Граф», ООО РА «Тандем-У», 2001. — 240 с.

УДК: 539.4

Цыбенко А.С., д.т.н., проф.; Рыбалка А.А., асп.
КПШ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

РАБОТА ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СИЛ ИНЕРЦИИ В ПРУЖИННО-МАЯТНИКОВОЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ



Рассмотрим пружинно-маятниковую механическую систему, состоящую из физического маятника массы m длиной плеча R , точка подвеса O которого имеет возможность совершать вертикальные перемещения на упругой связи (линейной пружине) жесткости C (рис.1).

Из положения 1 масса m под действием силы тяжести совершает круговое движение в плоскости относительно точки подвеса O (O'). В положении 2 потенциальная энергия массы m маятника полностью переходит в энергию упругой деформации растянутой пружины и в кинетическую энергию:

$$T = \frac{mV^2}{2} = mgR, \quad (1)$$

$$\text{откуда } V = \sqrt{2gR}.$$

На движущуюся массу m в 2 действует сила тяжести mg и центробежная сила $F_{\text{цб}} = m \frac{V^2}{R} = 2mg = 2P$, при этом суммарное продольное усилие, передаваемое на пружину со стороны m , равно

$$N_z = mg + F_{\text{цб}} = mg + 2mg = 3mg = 3P. \quad (2)$$

Перемещение точки O подвеса маятника в положение 2 (OO') на упругой пружине под действием N_z :

$$\Delta = \frac{N_z \cdot h}{C}. \quad (3)$$

где C – эквивалентная жесткость пружины на растяжение, h – длина пружины. Работа N_z по растяжению пружины на величину Δ равная потенциальной энергии упругой деформации пружины в 2:

$$A_{\text{нц}} = \Pi = \frac{1}{2} N_z \cdot \Delta = \frac{1}{2} \cdot 3mg \cdot \frac{h}{C} = 4.5 \left(\frac{mg}{C} \right)^2 \cdot \frac{h}{C}. \quad (4)$$

В тоже время, работа силы тяжести на перемещение массы m из 1 в 2 равна $A_{\text{тж}} = mg \cdot (R + \Delta)$, причём ее составляющая mgR согласно (1) в положении 2 переходит в кинетическую энергию. В свою очередь, работа силы тяжести на вертикальном перемещении Δ массы m равна:

$$A_{\text{тж}} = mg \cdot \Delta = mg \cdot \frac{3mgh}{C} = 3 \left(\frac{mg}{C} \right)^2 \cdot \frac{h}{C}. \quad (5)$$

Сравнивая (4) и (5), можем заключить, что в пружине в момент прохождения движущейся массой m нижнего положения 2 запасено на 50% больше энергии упругой деформации по сравнению с работой силы тяжести на соответствующем вертикальном перемещении $\Delta = OO'$.

Для более детального анализа провели моделирование пружинно-маятниковой системы (рис.1) в программном комплексе Универсальный механизм (УМ) [1], который предназначен для решения задач твердотельной и упругой динамики в рамках механики Ньютона. Для расчетной модели приняли следующие параметры: $m = 2\text{кг}$, $R = 1\text{м}$, $C = 500\text{Н/м}$, $h = 1\text{м}$. Полученные результаты приведены на рис.2. Следует отметить, что вершины графиков а и б соответствуют положению 2 массы m (рис.1), отвечающие моменту времени движения $t = 0,6\text{с}$.

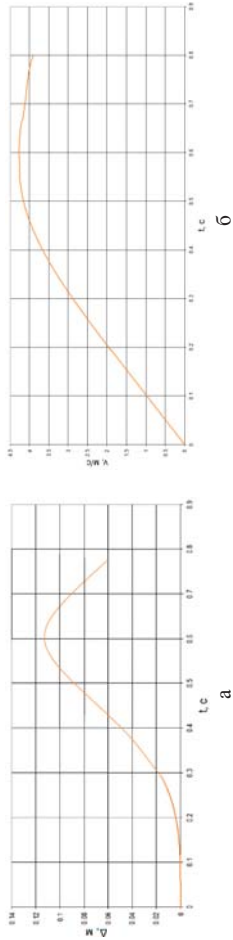


Рис.2. Результаты математического моделирования: а – график изменения положения (Δ) точки O подвеса маятника во времени; б – изменение окружной скорости массы m во времени

В таблице для сравнения приведены данные расчетов согласно (1)-(5) и полученные с использованием УМ.

Таблица 1
Сравнительный анализ аналитических и численных результатов для движущейся массы в положении 2

Расчетные величины	Аналитическое решение	Численное решение	$\delta = \frac{ A-C }{A}, \%$
$N_z, \text{Н}$	58,800	55,910	4,910
$\Delta, \text{м}$	0,118	0,112	5,080
$V, \text{м/с}$	4,430	4,260	3,840
$T, \text{Дж}$	19,630	18,150	7,540
$A_{\text{mg}}, \text{Дж}$	2,350	2,195	6,600
$A_{\text{Nz}}, \text{Дж}$	3,530	3,130	11,300
$A_{\text{Nz}}/A_{\text{mg}}$	1,50	1,43	4,67

Результаты численного моделирования в УМ подтверждают вывод, сделанный на основе аналитического решения, о полукратном превышении за счет центробежной силы инерции энергии упругой деформации растянутой пружины по сравнению с соответствующей работой силы тяжести на вертикальном перемещении $\Delta = OO'$ движущейся массы m физического маятника на пружинном подвесе в положении 2 (нижней точке).

Рассмотрим пружинно-маятниковую механическую систему (рис.1) в которой масса m начинает совершать колебательное движение из вертикального положения (рис.2). Проведем вычисления согласно (1)–(5).

$$T = \frac{mV^2}{2} = 2mgR, \quad (6)$$

откуда $V = \sqrt{4gR}$.

На движущуюся массу m в 2 действует сила тяжести mg и центробежная сила $F_{\text{цб}} = m \frac{V^2}{R} = 4mg = 4P$, при этом суммарное продольное усилие, передаваемое на пружину со стороны m , равно

$$N_z = mg + F_{\text{цб}} = mg + 4mg = 5mg = 5P. \quad (7)$$

Перемещение точки O подвеса маятника в положение 2 (OO') на упругой пружине под действием N_z :

$$\Delta = \frac{N_z \cdot h}{C}. \quad (8)$$

где C – эквивалентная жесткость пружины на растяжение, h – длина пружины.

Работа N_z по растяжению пружины на величину Δ равная потенциальной энергии упругой деформации пружины в 2:

$$A_{\text{Nz}} = P = \frac{1}{2} N_z \cdot \Delta = \frac{1}{2} \cdot 5mg \cdot \frac{h}{C} = 12,5(mg)^2 \cdot \frac{h}{C}. \quad (9)$$

Рис.1. Физический маятник с пружинным подвесом

$$A_{\text{mg}} = mg \cdot \Delta = mg \cdot \frac{5mgh}{C} = 5(mg)^2 \cdot \frac{h}{C}. \quad (10)$$

Сравнивая (9) и (10), можем заключить, что в пружине в момент прохождения движущейся массой m нижнего положения 2 запасено на 150% больше энергии упругой деформации по сравнению с работой силы тяжести на соответствующем вертикальном перемещении $\Delta = OO'$.

Список литературы

1. Универсальный механизм 7.0. Руководство пользователя / 2013, - www.umlab.ru, 2013г.

УДК 539.3

А.С. Бабенко, д.т.н., проф., **Н.С. Равская** д.т.н., проф., **О.А. Боронко**, д.т.н., проф.
КПИ ім. Ігоря Сікорського, г. Київ, Україна

ПАКЕТ ПРИКЛАДНИХ ПРОГРАМ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИСКОВЫХ ПИЛ

Annotation. An application package is in-process examined for the calculation of dynamic descriptions of toolpiece that was worked out on the department of dynamics and durability of machines and resistance of materials of NTUU "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute". As the applied task the free and force vibrations of disk milling cutters were examined. As a result of undertaken studies were given to recommendation on the choice of optimal parameters of disk milling cutter and cutting modes, what a capacity and term of exploitation of milling cutters allow to promote.

Отрезные пилы являются инструментом, работающим в одних из наиболее сложных условий с точки зрения динамического состояния в процессе отрезки заготовок.

Дисковые пилы, как правило, выполняются с постоянным шагом. Вместе с тем применение неравномерного шага в различных инструментах, например, а развертках дает положительный эффект.

Процесс отрезки дисковой пилой, как и любой другой процесс резания, сопровождается рядом физико-механических и химических явлений, среди которых динамические явления, характеризующиеся уровнем вибраций и шума, зачастую, являются определяющими. Наряду с этим известно, что при некоторых условиях процесса резания полезно использовать вибрации инструмента определенной частоты.

Однако физическая природа влияния колебаний на характер протекания процесса резания, износ и стойкость инструмента в полной мере не выяснены. Это мешает определить области эффективного использования виброрезания и пути гашения вредных вибраций.

В процессе резания дисковой пилой возникают внешние периодические возмущающие силы везделье удара зубьев пилы в моменты начала и окончания процесса резания каждого зуба. Поэтому в свете вышесказанного первичной проблемой является исследование вынужденных колебаний дисковой пилы. Задача о вынужденных колебаниях может быть решена путем разложения по собственным формам колебаний. Таким образом приходим вначале к необходимости определения собственных частот и собственных форм колебаний дисковой пилы.

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

В настоящей работе предлагается метод, основанный на вариационно-сеточном подходе.

Найденные собственные частоты (до 20) и собственные формы изгибных колебаний дисковых пил используются при решении задач о вынужденных колебаниях дисковых пил. Разработанная автоматизированная система динамического расчета дисковых пил представляет пакет прикладных программ (ППП) "МКИ", предназначенный для определения необходимого числа собственных частот и соответствующих им собственных форм при плоских, изгибных свободных колебаниях дисковых пил ППП предназначен также для решения задач о вынужденных колебаниях с учетом рассеяния энергии в дисковых пилах, кроме того ППП позволяет решать динамические задачи при кинематическом возбуждении колебаний дисковых пил. Математическое обеспечение состоит из программ реализованных на алгоритмическом языке Фортран-IV и на языках программирования Си++ и Фортран.

ППП построен по модульному принципу, что позволяет совершенствовать его структуру при помощи сервисных программ, а также видоизменять и дополнять создавать программы для новых задач. Каждый модуль системы выполняет определенные, логически завершенные действия и записывает результаты своей работы в файлы базы данных. Посредством этих файлов происходит передача данных между модулями системы. Так как, каждый модуль выполняет логически завершенные действия, то аварийное прерывание работы системы не приводит к разрушению базы данных и расчеты могут быть возобновлены с того модуля, работа которого была прервана. ППП спроектирован по принципу "черного ящика", при этом от пользователя не требуется квалификации программиста, а требуется знание только инструкции по подготовке исходных данных и понимание выводимых результатов счета. ППП характеризуется высоким уровнем автоматизации и экономичностью с точки зрения памяти ЭВМ. ППП отлаживался и совершенствовался на большом числе тестовых, контрольных задач различной сложности.

УДК 621.515/62-752

Кабанник С.Н. м.н.с., **Зиньковский А.П.**, д.т.н., проф., **Цимбалюк В. А.**, к.т.н.,
Институт проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, Киев, Украина

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО – РАСЧЕТНОГО ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ КОМПРЕССОРОВ К ДОЗВУКОВОМУ ФЛАТТЕРУ

Характерной особенностью современных авиационных газотурбинных двигателей (АГТД) является большая вероятность возникновения дозвукового решеточного флаттера их компрессорных, в том числе и вентиляторных, лопаточных венцов. Стремительное возрастание амплитуд таких колебаний может привести если не до везапного отказа двигателя, то к значительному сокращению его ресурса даже при кратковременной эксплуатации за границей динамической устойчивости лопаток. Поэтому при проектировании компрессоров ГТД необходимо знать границы динамической устойчивости лопаточных венцов к флаттеру. Особенно это касается современных облегченных лопаток с большим удлинением, применение которых диктуется стремлением конструкторов к обеспечению меньшего осевого размера и снижению удельного веса двигателя.

В настоящее время существует три подхода к оценке динамической устойчивости лопаточного аппарата АГТД к дозвуковому решеточному флаттеру:

- 1) статистический [1], базирующийся на анализе результатов стендовых испытаний двигателей и их эксплуатации;
- 2) расчетный [2], основанный на аналитических и численных решениях уравнений Эйлера и Навье – Стокса с использованием различных моделей турбулентности;
- 3) экспериментально – расчетный [3], когда для расчета границ динамической устойчивости используются экспериментально определенные нестационарные аэродинамические характеристики прямой решетки лопаточных профилей.

Каждый из указанных подходов, базируясь на выбранных предположениях и принятых допущениях, имеет определенные границы применимости и, соответственно, точность в прогнозировании возникновения дозвукового решеточного флаттера лопаток конкретного АГТД.

В Інституте проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, проводятся обширные исследования по развитию и использованию экспериментально – расчетного метода.

Для определения нестационарных аэродинамических нагрузок используется стенд, основой которого является аэродинамическая труба прямого действия с выходом в атмосферу. Схема стенда и разрез рабочей части приведены на рис. 1, а детальное описание аэродинамической части стенда подробно описано в [4].

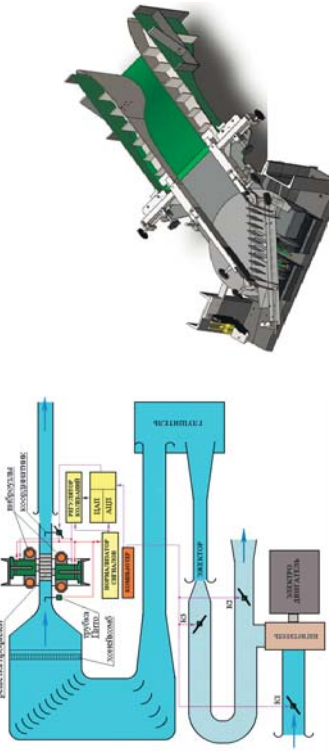


Рис.1 – Схема аэродинамического стенда (а) и разрез рабочей части (б)

Определение необходимых для расчета границ динамической устойчивости лопаточного венца аэродинамических коэффициентов влияния (АКВ) основано на измерении нестационарных аэродинамических сил и моментов на колеблющихся профилях решеток, которая моделирует периферийное сечение венца. Эти нагрузки измеряются на решетках профилей (рис. 2а), для которых введены следующие параметры: b - хорда профиля, l - шаг решетки, β - угол выноса, V_l - скорость набегающего потока. Проведенная доработка позволила добиться лучшей пространственной периодичности решетки на больших углах атаки, что продемонстрировано на рис. 2б.

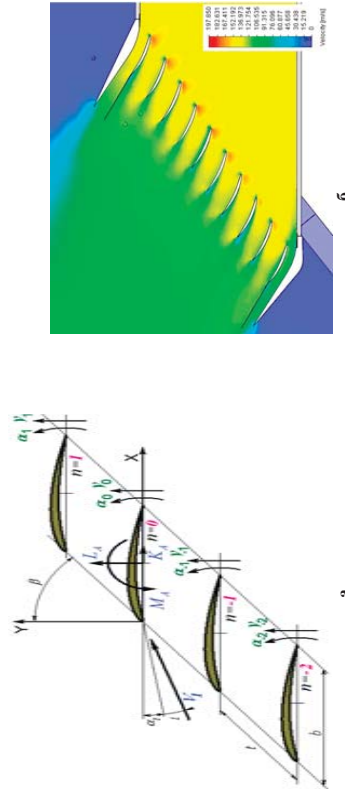


Рис.2 - Схема компрессорной решетки профилей (а) и её поле скоростей (б)

На рис. 3 представлена конструкция виброузла, который предназначен для возбуждения поступательных и угловых колебаний профиля. Упругая подвеска состоит из профиля лопатки 1, катушки 2, коромысла 3, упругих элементов 4 и тензодатчиков 5.



Рис. 3 – Виброузел (а) и колебательная система профиля (б)

Для определения аэродинамических сил и моментов необходимо измерить токи в подвижных катушках вибраторов, как в потоке, так и без него, поддерживая при этом заданные колебания профилей одинаковыми [5,6]. В результате получим выражение для аэродинамической силы, действующей на колеблющийся профиль:

$$L_A = \mu_1 (i_{01} - i_{s1}) + \mu_2 (i_{02} - i_{s2}) \quad (1)$$

И момента:

$$M_A = (\mu_1 (i_{01} - i_{s1}) - \mu_2 (i_{02} - i_{s2})) h \quad (2)$$

где μ_1 и μ_2 - калибровочные коэффициенты электродинамических вибраторов, i и i_0 - токи в их подвижных катушках. Индекс «0» означает, что измерения выполнены при обтекании решетки профилей потоком, «0» – без потока.

Зная аэродинамические силы и моменты, а так же амплитуды перемещений профилей для которых они были получены, можно получить безразмерные АКВ исследуемой решетки: l_{cy} – АКВ сил, вызванных поступательными колебаниями y_n ; l_{mc} – АКВ сил, вызванных вращательными колебаниями α_n ; m_{cy} – АКВ моментов, вызванных поступательными колебаниями y_n ; m_{mc} – АКВ моментов, вызванных вращательными колебаниями α_n п - ого профиля.

Используя полученные АКВ, можем найти работу нестационарных аэродинамических сил:

$$W = \rho \pi l b^2 \sum_n (l_{cy} X^2 + (l_{mc} e^{i\gamma} + m_{cy} e^{-i\gamma}) X + m_{mc}) e^{-in\delta} \quad (3)$$

где, Q – скоростной напор, l – высота профиля, X – приведенное к хорде расстояние от центра вращения до середины профиля, γ - сдвиг фаз между изгибными и крутильными колебаниями и δ - сдвиг фаз между лопатками.

Так как кинетическая энергия венца всегда между изгибными и крутильными колебаниями и δ - сдвиг фаз между лопатками, то устойчивость колебаний будет определяться знаком мнимой части W . Система устойчива, если

$\text{Im}W < 0$ (4)
 Определен коэффициенты работы для разных значений приведенной частоты колебаний $K = \omega \sqrt{V_1}$, где ω – частота колебаний лопатки, находится её критическое значение K_{cr} , при которой лопаточный венец входит в область неустойчивости. На рис.4 показан пример нахождения границы динамической устойчивости для углов атаки $i=4^\circ, 6^\circ$ и 8° .

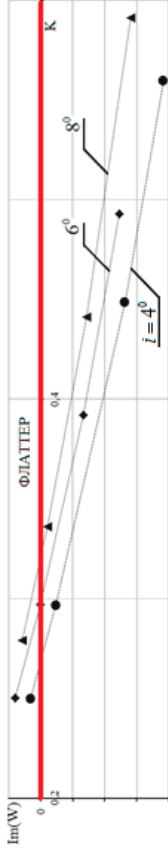


Рис. 4 – Зависимости коэффициента мнимой части работы нестационарных аэродинамических сил от приведенной частоты для различных углов атаки i

Список литературы

1. Srinivasan A.V. Flutter and Resonant Vibration Characteristics of Engine Blades / A.V. Srinivasan // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 1997. – Vol. 119, Issue 4. – P. 742-775.
2. Vedenev, V.V. Experimental Validation of Numerical Blade Flutter Prediction / V.V. Vedenev, M. Kolotnikov // JOURNAL OF PROPULSION AND POWER - 2015 - Vol.31 (№5).
3. Цымбалюк В.А. Экспериментально – расчетная оценка динамической устойчивости лопаточных венцов рабочих колес компрессоров газотурбинных двигателей / В. А. Цымбалюк, А. П. Зиньковский, А. В. Поверженков // Пробл. прочности. – 2001. - № 6. - С. 15-28.
4. Кабанник С. Н. Аэродинамическое усовершенствование стелды для исследования решеток профилей при больших углах натекания дозвукового потока / С. Н. Кабанник, В. А. Цымбалюк // Вестник двигателестроения. – 2015. - № 2. - С. 160-164.
5. Tymbalyuk V. Method of Measuring Transient Aerodynamic Forces and Moments on Vibrating Cascade / V.A. Tymbalyuk // Strength of Materials. – 1996. - Vol. 28, N2. – pp. 150-157.
6. Cabannik S. Special features of the measurement of aerodynamic forces on an airfoil under flexural vibrations / S. Cabannik, V. Tymbalyuk // Proceeding, XV Conference "Power system engineering, thermodynamics & fluid flow", West Bohemian university in Pilsen, Czech Republic, 2016. ISBN 978-80-261-0626-5.

УДК 539.4

Гравовський А.П., к.т.н., Бабішко І.І. м.н.с.
 КПШ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

КІНЕТИКА ПОШКОДЖУВАНСТІ ТА РУЙНУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ ПРИ ЗМІННОМУ ПРУЖНОПЛАСТИЧНОМУ ДЕФОРМУВАННІ

В роботі представлені загальні анізотропні пошкодження тензорами четвертого рангу для визначення ефективних напружень при повторно змінному пружнопластичному навантаженні. Отримані співвідношення для визначення ресурсу роботи інженерних об'єктів за характеристиками дестрадації фізико – механічних властивостей та за запихковими лінійними і кутювими деформаціями з врахуванням пластичних властивостей конструкційних матеріалів. Отримані теоретичні результати підтверджуються експериментальними розрахунками.

Основним завданням сучасного машинобудування являється обрентування ресурсу роботи обладнання і систем інженерних об'єктів на стадії їх проектування, оцінка виробленого і прогноз залишкового ресурсу конструктивних вузлів в процесі експлуатації об'єктів, продовження терміну служби після відпрацювання об'єктами нормального терміну. Особливо актуальні ці задачі для об'єктів, термін служби яких складає декілька десятиків років (енергетичне обладнання, резервуари для збереження хімічних продуктів, газу – та нафтопродукти і т.д.)

При належних вимогам до виготовлення і контролю дефектності довговічності експлуатації інженерних об'єктів визначається кінетикою накопичення розсіяних пошкоджень, яка становить до 80-90%загальної довговічності.

На сьогодні актуальним залишається питання розрахункової оцінки сумісних процесів деформування і накопичення пошкоджень для відповіді на питання: де і в який момент часу при заданій історії навантаження в матеріалі виникають макроскопічні руйнування суцільності тіла (макротріщини), що являються причиною руйнування інженерних об'єктів.

В останній час розвивається підхід оцінки кінетики накопичення пошкоджень при скланому напруженому стані, який оснований на введенні параметра, що характеризує на мезорівні ступінь пошкоджуваності матеріалу. В загальному випадку це може бути тензор четвертого рангу, що залежить від історії напружено-деформованого стану і показує зміни в матеріалі від непошкодженого стану, до граничного стану, що відповідає утворенню в даному об'ємі матеріалу макроскопічної тріщини певних розмірів.

Пошкодження змінює фізико-механічні властивості (модулі пружності) матеріалу при осьовому навантаженні $\tilde{E}^+ = E_0(1 - D_\sigma^+)^2$ та при зсуві (крученні) $\tilde{\sigma}^+ = \sigma_0(1 - D_\tau^+)^2$; де \tilde{E}^+ та $\tilde{\sigma}^+$ ефективні модулі пружності, E_0 та σ_0 - початкові величини модулі пружності до навантаження; D_σ^+ та D_τ^+ - пошкоджуваність, відповідно, на відрив та зріз.

При зміні пружно-пластичного навантаження на протилежне відбувається заліковування та переорієнтація мікропошкоджень, що оцінюється величиною h_σ при осьовому навантаженні та h_τ при зсуві. Величини коефіцієнтів заліковування h_σ та h_τ визначаються відношеннями :

$$D_\sigma^- = h_\sigma D_\sigma^+ \quad D_\tau^- = h_\tau D_\tau^+ \quad 0 \leq h_\sigma < 1 \quad 0 \leq h_\tau < 1 ;$$

D_σ^- та D_τ^- - величини пошкоджуваності в матеріалі при зміні пружно-пластичних навантажень на протилежні.

Ефективні напруження при прямому та зворотньому пружнопластичному осьовому навантаженні та зсуві дорівнюють

$$\bar{\sigma}^+ = M_{ijkl} \sigma_{ij}^+ ; \bar{\sigma}^- = M'_{ijkl} \sigma_{ij}^- ;$$

M_{ijkl} та M'_{ijkl} - тензори четвертого рангу коефіцієнтів заліковування мікропошкоджень при осьовому пружно - пластичному навантаженні та при пружнопластичному зсуві відповідно за прямого та зворотнього пружнопластичного навантаження.

В роботі отримані тензори четвертого рангу для оцінки характеристики деградації фізико-механічних властивостей матеріалів при осьовому пружнопластичному навантаженні та при зсуві за прямого навантаження:

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

При зворотньому пружнопластичному навантаженні з урахуваннями коефіцієнтів заковування пошкоджень

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

В роботі отримані залежності для оцінки ресурсу роботи обладнання T_{σ} , T_{τ} за тетрадацією модулів при пружності E та G за величиною залишкових лінійних і куткових деформацій, які оцінюються відповідними величинами кінетики накопичення пошкоджень при осьовому навантаженні D_{σ} при зсуві D_{τ} .

$$f(T_{\sigma}) = \sqrt[n]{\frac{\sqrt{E_0} - \sqrt{\tilde{E}}}{E_0 - \sqrt{E_R}}}; \quad f(T_{\tau}) = \sqrt[n]{\frac{\sqrt{G_0} - \sqrt{\tilde{G}}}{G_0 - \sqrt{G_R}}}$$

$$f(T_{\sigma}) = \sqrt[n]{\frac{1 - (1 - D_{\sigma})^2}{1 - (1 - D_{\sigma_n})^2}}; \quad f(T_{\tau}) = \sqrt[n]{\frac{1 - (1 - D_{\tau})^2}{1 - (1 - D_{\tau_n})^2}};$$

де $0 \leq f(T_{\sigma}) \leq 1$; $0 \leq f(T_{\tau}) \leq 1$; n - показник дробно – лінійної функції, що залежить від пластичних властивостей матеріалів $0 \leq n \leq 1$; E_0 ; G_0 - початкові величини модулів пружності конструкційних матеріалів; \tilde{E} ; \tilde{G} - поточні величини модулів пружності; E_R ; G_R - модулі пружності матеріалів при руйнуванні; D_{σ} ; D_{τ} - поточні величини пошкодуваності матеріалів на відрив та зріз при напрузованні; D_{σ_n} ; D_{τ_n} - величини пошкодуваності матеріалів на відрив та зріз при руйнуванні; α ; β - коефіцієнти, які характеризуються особливості кінетики накопичення пошкоджень від пластичних властивостей матеріалів, відповідно, для навантаження на відрив та зріз.

Крім того в роботі приведені порівняння експериментальних і теоретичних розрахунків ефективних напружень з врахуванням кінетики накопичення пошкоджень для ряду конструктивних матеріалів з різними пластичними властивостями.

УДК 539.5

Каложний В. Л. д.т.н., проф, **Пиманов В. В.** к.т.н., **Тимошенко А.В.** к.т.н.
КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

РАСЧЕТНОЕ ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАМ ПЛАСТИЧНОСТИ ДЛЯ МАЛОПЛАСТИЧНЫХ СТАЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ДЕЙСТВИЯ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ НА ЗАГОТОВКУ

Для реализации интенсивной пластической деформации штамповых и инструментальных сталей при изготовлении деталей штампов и инструмента холодной объемной штамповкой необходимо создавать схему всестороннего неравномерного сжатия, в частности приложением дополнительного противодавления на деформируемую заготовку. Это увеличивает гидростатическое давление в очаге деформации и повышает пластичность металла [1]. Поэтому необходимо знать информацию о влиянии внешнего гидростатического давления на показатели пластичности выше приведенных сталей. Для этого, кроме обычных методов испытаний, применяют методы испытаний образцов в условиях гидростатического давления. Это позволяет оценить влияние гидростатического давления на пластичность

металлов [1-6]. Такие методы испытаний проводят в специальных установках. Основным недостатком которых является сложность конструкций и трудности реализации испытания на практике. Поэтому актуальным вопросом является разработка способа определения механических свойств в условиях действия гидростатического давления на заготовку, расчетным путем, с использованием метода конечных элементов, без проведения трудоемких и дорогостоящих экспериментов.

Целью работы является создание математических моделей с использованием метода конечных элементов (МКЭ), для определения расчетным путем, данных которые позволяют получать диаграммы пластичности для материалов в условиях действия гидростатического давления на заготовку.

Известная методика построения диаграмм пластичности в координатах: показатель жесткости η и предельную степень деформации e_p [3]. В данной работе при построении диаграмм пластичности реализованы следующие испытания: $\eta = 0$ - образец испытывали на кручение, при $\eta = 1$ - растяжение и при $\eta = -1$ - испытывали на кручение в условиях гидростатического давления.

Показатель напряженного состояния η (А. Смирнов-Алев):

$$\eta = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{\sigma_1}$$

Накопленная интенсивность деформации [3]:

$$e_p = e_i = \int_0^1 \epsilon_i d\tau$$

Проведение экспериментальных работ по построению диаграмм пластичности является сложным процессом, который требует много времени. Поэтому в работе было предложено построение диаграммы пластичности на основе данных, полученных моделированием, с помощью МКЭ, процессов испытания образцов на растяжение и растяжение с кручением в условиях действия на образец гидростатического давления на заготовку.

Для построения диаграмм пластичности был проведен ряд численных экспериментов в программном комплексе DEFORM-3D [7].

Испытания образцов на растяжение и растяжение с кручением проводили согласно разработанной методики В.А. Огородниковым для экспериментальных исследований [3]. При проведении численного расчета были использованы следующие данные для материала образца: диаграмма истинных напряжений, модуль Юнга и коэффициент Пуассона.

На рис. 1 приведены расчетные схемы испытания образцов на растяжение и растяжение с кручением в условиях действия гидростатического давления на поверхность заготовки. Моделирование действия давления жидкости на образец задавали путем приложения распределенной нагрузки на свободную поверхность образца. Расчет выполняли, как без давления (в обычных условиях), так и в условиях действия давления жидкости, различной величины. Расчет проводили до момента образования шейки. Образец в момент образования шейки показано на рис. 2.

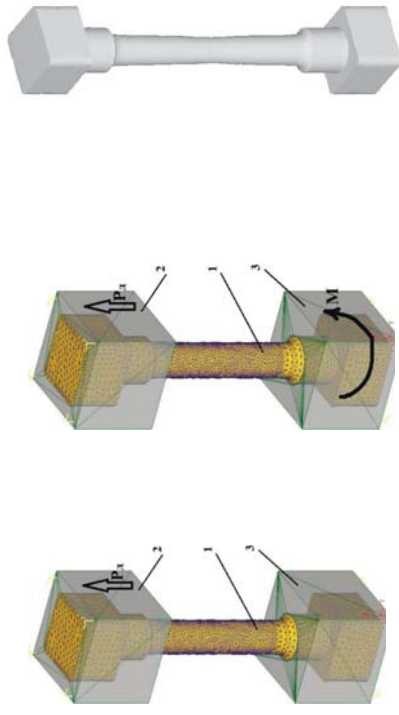


Рис. 1 Расчетные схемы испытания образцов на растяжение (а) и растяжение с кручением (б) в условиях действия гидростатического давления на поверхность заготовки.

Рис. 2 Деформированный образец в момент образования шейки.

Моделирование проводили для образцов из стали ШХ-15 (аналог 100Ст) и 12ХНЗА. Соответствующие свойства материалов в отожженном состоянии [8], приведены в табл. 1.

Табл. 1

Свойства материалов в отожженном состоянии.

Материал	E, МПа	μ	σ_T , МПа	σ_B , МПа	δ , %	ψ , %
ШХ-15	$2,2 \cdot 10^5$	0,33	380	600	15-20	23-25
12ХНЗА	$2,2 \cdot 10^5$	0,33	360	670	20	75

где: E - модуль Юнга; μ - коэффициент Пуассона; σ_T - предел текучести, МПа; σ_B - предел прочности, МПа; δ - относительное удлинение при разрыве, %; ψ - относительное сужение, %.

Результаты расчетов для сталей ШХ-15 и 12ХНЗА приведены в табл. 2.

Табл. 2

Результаты расчетов для сталей ШХ-15 и 12ХНЗА.

Характер нагрузки	q, МПа	ϵ_i	Сталь ШХ-15			Сталь 12ХНЗА		
			σ_x	σ_y	σ_z	σ_x	σ_y	σ_z
Растяжение	0	0,22	787	-2,73	-19,7	758	0,95	
Растяжение	200	0,3	854	-200	-210	649	0,28	
Растяжение с кручением	200	0,35	882	-220	-220	642	0,25	
Растяжение с кручением	650	1,6	962	-668	-650	478	-0,87	
Растяжение	0	0,22	765	-5	-5,5	754	0,97	
Растяжение	200	0,25	781	-232	-242	548	0,1	
Растяжение с кручением	300	0,36	900	-310	-324	547	-0,1	
Растяжение с кручением	500	0,43	911	-500	-500	338	-0,72	

где: q – величина гидростатического давления; ε_i – интенсивность деформации; σ_n – интенсивность напряжений, МПа; σ_x , σ_y , σ_z – компоненты напряжений, МПа; η – показатель нагруженного состояния.

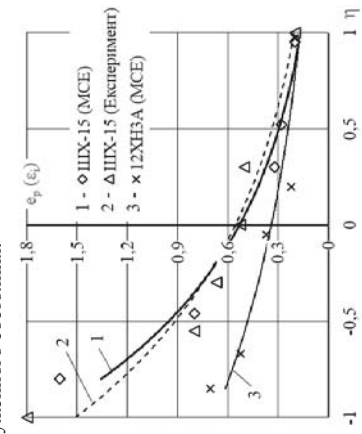


Рис.3. Диаграммы пластичности для сталей 3X-15 и 12XN3A

Используя полученные данные были построены диаграммы пластичности для сталей 3X-15 и 12XN3A (рис. 3). Для проверки адекватности расчетных результатов проведен сравнительный анализ диаграммы пластичности для сталей 3X-15, экспериментальной диаграммой по данным В.А. Огородникова (рис. 3) [3]. Максимальное расхождение теоретических и экспериментальных данных не превышает 8%.

Список литературы

1. Бриджмен, П. У. *Исследования больших пластических деформаций и разрыва. Влияние высокого гидростатического давления на механические свойства материалов* : пер. с англ. / П. У. Бриджмен. – 2-е изд., испр. – М. : Эдиториал УРСС, 2010. – 448 с.
2. Механические свойства материалов под высоким давлением: Пер. с англ. / Под ред. Х. Л. Пью ; Общ. ред. акад. Л. Ф. Верещагина - Москва : Мир, 1973. – 2 т.
3. *Огородников В.А. Оценка деформируемости металлов при обработке давлением / Огородников В.В. // К.: «Вища школа». – 1983. – 175 с.*
4. *Ozgur Kosak. Analysis of the formability of metals. A thesis submitted to the graduate school of natural and applied sciences of the middle east technical university / Ozgur Kosak. – 2003. – 153 p.*
5. Бриджмен П. *Исследования больших пластических деформаций и разрыва. Влияние высокого гидростатического давления на механические свойства материалов / П Бриджмен // Издательство иностранной литературы.– Москва. -1955. - 48 с.*
6. *Калюжный В.Л. Виробування малопластичних матеріалів в умовах гідростатичних тисків / В.Л. Калюжений, О.В. Калюжений, В.В. Пліманов, С.М. Паляничко // Вісник Національного технічного університету України «КПІ», серія «Машинобудування» – 2009 - № 57 - С. 88-91.*
7. *DEFORM Users Manual, 2000, Scientific Forming Technologies Corporation, Version 10.*
8. *Центральний металургічний портал РФ [Електронний ресурс] // URL: http://metalltechkiportal.ru/marki_metalloy/*

УДК 539.4

Кучер І.Н.К., д.т.н. проф., Самусенко² А.А., асп.

1-Інститут проблем прочності імені Г.С. Писаренко НАН України, Київ, Україна
2-ЛП «Конструкторське бюро «Южне» імені М.К. Янгеля», Дніпропетровськ, Україна

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ АБЛИРУЮЩИХ ОДНОНАПРАВЛЕННЫХ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИТОВ

В рамках модели трансверсально изотропного тела исследуется эффективность прогнозирования характеристик прочности полимерных однонаправленных композитов при высоких температурах, исходя из свойств аблирующих неармированной матрицы и пучка волокон.

Для описания деформирования и прочности аблирующих полимерных композиционных материалов при высоких температурах, представляющих собой многофазные системы, которые взаимодействуют между собой в процессе деформирования, используются модели механики многофазных сред. Предполагается, что при комнатной температуре композиционный материал состоит из двух фаз: армирующего волокна и полимерной матрицы.

При высоких температурах в полимерной матрице происходят процессы абляции по механизму пиролиза и в ней появляются две новые фазы: газовая фаза представляющая собой газообразные продукты терморазложения полимера и пиролитическая фаза, представляющая собой твердые продукты (кокс). Армирующие волокна также подвергаются абляции. Помимо исходной аморфной фазы при высоких температурах появляется еще одна твердая фаза, которую называют «кристаллической». В основе принятой схемы структурообразования лежит гипотеза о том, что все фазы волокон и матрицы существуют одновременно в каждом элементарном объеме композита. Считается, что при нагревании изменяется только соотношение объемных фаз композита.

На основе соотношений для характеристик упругости однонаправленного композита и предположения о наличии в нем коротких волокон в армирующих нитях, а также о появлении расслоений матрицы, анализируются модели для прогнозирования несущей способности таких материалов при действии растягивающих и сжимающих усилий в направлении армирования и в трансверсальном направлении, а также при сдвиге вдоль и поперек волокон.

Показано, что при растяжении в направлении армирования, функции определяющие реализацию прочностных свойств в композите, зависят как от средней прочности волокон, так и от разброса характеристик прочности в исследуемой совокупности. Отмечается, что изменение прочности при повышенных температурах определяется, в первую очередь, теплоустойкостью матрицы.

Представлены соотношения для вычисления прочности однонаправленного композита в трансверсальном направлении при растяжении, сжатии и сдвиге. Для уточнения расчетных напряжений вводятся коэффициенты концентрации напряжений в матрице и волокнах. Отмечается, что при повышенных температурах можно пренебречь тепловыми напряжениями и микрорастрескиванием композита. Как следует из расчетов, прочность при сжатии определяется прочностью волокон, углом их разориентации в композите и коэффициентом изменения упругих свойств матрицы при нагреве.

Достоверность расчетных формул подтверждается результатами экспериментов полученными авторами ранее для условий квазистатического нагрева углепластиков.

УДК 539.4

Коваль В.В., асист.
КПШ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

ДОВГОВІЧНІСТЬ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ З УРАХУВАННЯМ ПОШКОДЖУВАНOSTI.

Оцінка загальної довговічності елементів конструкцій в першу чергу базується на визначенні напружено-деформованого стану в околі конструктивних концентраторів, які виступають найбільш напруженими зонами, що характеризуються величинами локальних максимальних напружень та деформацій. Для їх розрахунку найбільш широко використовуються наблизені інженерні методи, що використовують поняття номінальних напружень та деформацій і відповідних коефіцієнтів концентрації. Одним з них є метод Нейбера-Махутова, який дозволяє врахувати вплив діаграми деформування матеріалу на величини коефіцієнтів концентрації за допомогою коригуючої функції.

У представлений роботі розглянута модифікація цього методу шляхом врахування параметру пошкоджуваності матеріалу. Введення його у розгляд дозволяє знизити похибку при розрахунку напружено-деформованого стану конструктивного елемента та дозволяє визначити ефективні напруження, що діють у ньому. Для розрахунку параметра пошкоджуваності, на базі енергетичного підходу, була отримана феноменологічна модель, яка враховує основні ділянки навантаження кривої деформування та дозволяє описати кінетику накопичення пошкодження протягом всього пружно-пластичного деформування матеріалу. Модель була апробована для зразків, що мають різний радіус кільцевих проточок і порівняна з результатами визначення пошкоджуваності через зміну питомого електричного опору. Це дало змогу встановити розрахункову похибку при визначенні параметра пошкоджуваності для різних умов концентрації напружень (деформацій). Вплив параметра пошкоджуваності на розрахунок напружено-деформованого стану згідно рівнянь Махутова-Нейбера було проаналізовано для різних величин номінальних напружень та коефіцієнтів концентрації. Визначена сумарна енергія, що йде на руйнування зразка при статичному навантаженні з урахуванням пошкоджуваності.

Запропонована модель була використана у чисельних розрахунках типових конструктивних елементів у вигляді отвору та кільцевої проточки. За результатами розрахунків були отримані залежності параметрів поля розподілу пошкоджуваності в околі концентратора від величини концентрації, зовнішнього навантаження та характеристик пластичності досліджуваних металевих матеріалів.

Для випадку малоциклового навантаження для металевих матеріалів були отримані відповідні криві накопичення пошкодження та визначені аналітичні функції, що дозволяють описати цей процес. Встановлено, що як для випадку статичного так і для випадку циклічного навантаження границя значення пошкоджуваності, яке відповідає руйнуванню зразка, є меншим за одиницю. Проаналізовано вплив параметра пошкоджуваності на параметр зміцнення для випадків циклічного зміцнення та циклічного знеміцнення матеріалу.

Проведено розрахунки ефективних коефіцієнтів концентрації напружень та деформацій згідно модифікованого підходу Махутова-Нейбера, що дозволило визначити уточнену величину енергії, яка витрачається у циклі навантаження матеріалу. На базі цих розрахунків, розроблена методика оцінки довговічності для зразків з концентратором і без нього, яка була перевірена за допомогою експериментальних досліджень на зразках з кільцевою проточкою.

УДК 539.388.1

Можаровская Т.Н., к.т.н., доцент
КПШ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В УСЛОВИЯХ ПОЛУЧЕСТИ С УЧЕТОМ ТРАЕКТОРИИ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОГО НАГРУЖЕНИЯ.

Повышение эффективности работы различных конструктивных элементов с точки зрения их несущей способности и долговечности является наиболее актуальной проблемой современного машиностроения.

Большинство реальных элементов конструкций подвергаются длительному действию на них различных комбинаций внешних сил и высоких температур, поэтому практический интерес представляют исследования длительной прочности конструкционных материалов, работающих в условиях ползучести.

В процессе эксплуатации конструктивные элементы различного оборудования машиностроения работают в условиях сложного напряженного состояния, которое, как показали многие отечественные и зарубежные исследования, оказывает существенное влияние на их прочность и долговечность.

В настоящем докладе приведены закономерности деформирования и разрушения теплоустойчивых сталей в условиях ползучести при длительном статическом нагружении по различным траекториям пропорционального нагружения.

Экспериментальные исследования проводились на тонкостенных трубчатых образцах, которые подвергались одновременно нагружению растяжением и кручением по пропорциональным траекториям в пространстве А. А. Ильюшина [1] согласно специально разработанной программе и методике [2].

Полученные кривые длительной прочности исследуемых конструкционных материалов позволяют утверждать, что процессы пластического деформирования и разрушения существенно зависят от траектории нагружения.

Проведенные экспериментальные исследования позволяют качественно и количественно оценить влияние траектории нагружения на длительную прочность материалов, а также получить экспериментально обоснованное уравнение длительной прочности с учетом влияния вида напряженного состояния.

Проведение такого рода экспериментальных исследований требует значительных временных и финансовых затрат. В связи с этим, при расчетах долговечности конструкционных материалов, работающих в условиях ползучести и сложного напряженного состояния, в качестве расчетных характеристик предлагается использовать данные, полученные при одноосном напряженном состоянии и кручении, что значительно сократит затраты на проведение экспериментальных исследований.

Представленные в докладе результаты исследований позволяют усовершенствовать методы расчета конструкционных материалов на долговечность с учетом реальных условий их эксплуатации.

Литература

1. Ильюшин А.А. Пластичность. – М.: Издательство АН СССР, 1963. – 272с.
2. Можаровская Т.Н. Программа и методика исследования ползучести материалов с учетом вида деформации напряжений и истории нагружения // Пробл. прочности. — 1984. — №1. — с.83-89.

УДК 539.388.1

Можаровская Т.Н., к.т.н., доцент
КПШ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ДЕФОРМИРОВАНИЯ КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В УСЛОВИЯХ ПОЛУЧЕСТИ И СЛОЖНОГО НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ.

В процессе эксплуатации большинство реальных элементов конструкций подвергается действию широкого спектра факторов, оказывающих существенное влияние на их несущую способность. При оценке ресурса конструктивных элементов актуальными являются исследования закономерностей деформирования различных конструкционных материалов в условиях ползучести и сложного напряженного состояния.

Совершенствование методов расчета ответственных элементов конструкций, работающих в условиях повышенных температур и повышение требований к точности этих расчетов предопределяет необходимость всестороннего исследования механических свойств существующих конструкционных материалов с учетом влияния различных факторов, сопутствующих реальным условиям эксплуатации различного оборудования современного машиностроения, в том числе и вида напряженного состояния.

Анализ ранее опубликованных как отечественных, так и зарубежных результатов исследований закономерностей деформирования различных конструкционных материалов, работающих в условиях ползучести, убедительно свидетельствует о том, что процессы пластического деформирования материалов существенно зависят от вида напряженного состояния.

В настоящем докладе представлены закономерности деформирования некоторых конструкционных материалов в условиях ползучести и плоского напряженного состояния при длительном статическом нагружении.

Экспериментальные исследования проводились на тонкостенных цилиндрических образцах, изготовленных из материалов одной плавки по специально разработанной программе исследованиям [1] в упруго - пластической области ($\sigma_1 > \sigma_{1T}$) в координатах Ильюшина А.А. [2], которые нагружались одновременно растягивающей силой и крутящим моментом.

Проведенный цикл экспериментальных исследований позволил получить кривые ползучести при длительном статическом нагружении по различным траекториям пропорционального нагружения, которые убедительно свидетельствуют о значительном влиянии вида напряженного состояния на основную характеристику при расчетах на ползучесть – минимальную интенсивность скоростей деформаций ползучести.

Полученные результаты позволили установить экспериментально обоснованные уравнения состояния, описывающие ползучесть исследуемых материалов с учетом действующего напряжения и ориентации траектории нагружения, что в дальнейшем даст возможность усовершенствовать методы расчета элементов конструкций на долговечность с учетом влияния вида напряженного состояния.

Література

1. Можаровская Т.Н. Программа и методика исследования ползучести материалов с учетом вида девиатора напряжений и истории нагружения. // Пробл. прочности — 1984. — №11. — с.83-89
2. Ильюшин А.А. Пластичность. — М.: Издательство АН СССР, 1963. — 272с.

УДК 539.3

Алексейчук О.М., к.т.н., доц.
КПШ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

ВИМУШЕНІ РЕЗОНАНСНІ КОЛИВАННЯ І ДИСИПАТИВНИЙ РОЗГРІВ ОСЕСИМЕТРИЧНИХ В'ЯЗКОПРУЖНИХ ОБ'ЄКТІВ

Оболонки обертання з в'язкопружних матеріалів і композитів на їх основі широко використовуються в сучасній техніці.

При дії механічних навантажень з частотами, близькими до резонансної, в них виникають небезпечні для працездатності конструкції коливання.

Високий рівень гістерезисних втрат, властивих для полімерних матеріалів, призводить до необхідності врахування температурних ефектів, пов'язаних з явищем так званого дисипативного розгріву - підвищенням температури в результаті перетворення механічної енергії в теплову.

Розглядається фізично нелінійна просторова задача про коливання і дисипативний розгрів осесиметричної оболонки, яка навантажена рівномірним тиском, що змінюється в часі за гармонічним законом.

Фізична нелінійність обумовлена нелінійною залежністю дисипативної функції від температури і деформації, а також пов'язаністю механічних і теплових полів.

Властивості матеріалу вважаються незалежними від температури.

Для математичного опису коливань і дисипативного розгріву осесиметричної оболонки використовуються модель на основі гіпотез Кірхгофа-Ліва, для розв'язання задачі використані ітераційні процедури [1], що зводять вихідне нелінійне формулювання до послідовності лінійних задач про коливання неоднорідної в'язкопружної оболонки і задачі теплопровідності з відомим джерелом тепла, що визначається дисипативною функцією.

Для розв'язання вказаних лінеаризованих задач використовувався метод скінченних елементів з використанням восьмиузлових ізопараметричних чотирикутних елементів з квадратичною апроксимацією переміщень. Прогин в межах елемента апроксимується біквадратними поліномами Ерміта. Застосування цих елементів дає менше число невідомих і рівнянь дискретних алгебраїчних систем порівняно з лагранжевими елементами того ж ступеня [2].

Розраховані частотні залежності амплітуди коливань і температури розгріву. Показано, що фізична нелінійність призводить до типових для нелінійних систем змін частот, а саме стрибкоподібному переходу з однієї гілки на іншу і нелінійному гістерезису.

Нелінійність призводить до істотного зсуву частот, на яких досягається максимальний рівень коливань і температури дисипативного розгріву.

Література

1. Козлов В.И., Якименко С.Н. Термомеханическое поведение вязко-упругих тел вращения при осесимметричном гармоническом деформировании//Прикл.мех.—1989.— 25,№5.—С.22-28.
2. Шайдаров В. В., Шуть С. В. Применение эрмитового биквадратного конечного элемента // Вестник СибГАУ, 2014. – № 2. – С. 80-85.

УДК 539.4

Приходько Р.П., к.т.н.
Інститут проблем міцності імені Г.С. Писаренка НАН України, Київ, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ ТРИВАЛОЇ МІЦНОСТІ ЖАРОМІЦНИХ СПЛАВІВ НА ОСНОВІ МОДИФІКОВАНОГО МЕТОДУ БАЗОВИХ ДІАГРАМ

В роботі подано два варіанти розрахунків довговічності матеріалів, що знаходяться в умовах статичного термосилового навантаження, виходячи із експериментальних даних обмеженого терміну дослідження. Запропонований підхід дозволяє більш точно оцінювати залишковий ресурс конструкцій та розширює можливості аналізу відносно діючих напружень і температури.

В першому випадку вважається, що для даних матеріалів виконується гіпотеза «єдиної кривої», що характерно для всіх параметричних методів. Тоді параметри апроксимації є функціями від діючих напружень і температури.

Другий випадок стосується матеріалів, для яких не виконується гіпотеза єдиної кривої або прогнозування здійснюється при обмежених експериментальних даних. Наприклад, у випадку наявності експериментальних даних лише для однієї ізоформи. При цьому розрахункові параметри залежать лише від температури. Зазначимо, що зміна розрахункових коефіцієнтів в залежності від діючих напружень і температури відбувається, як правило, в досить вузьких їх діапазонах, що дає можливість в якості апроксимаційної кривої при прогнозуванні використовувати лінійну залежність.

Подано прості залежності для обчислення діючих напружень від заданої довговічності. На основі відомих експериментальних даних показано, що даний підхід забезпечує хорошу кореляцію розрахункових і експериментальних результатів і розширює можливості методу при екстраполяції тривалої міцності на 2-3 порядки логарифмічної шкали часу.

Представлено порівняльний аналіз розрахункових даних на основі модифікованого методу базових діаграм в порівнянні з відомими параметричними підходами. Для опису діаграм тривалої міцності використано їх лінійні моделі. На основі результатів інтерполяційної оцінки подані висновки відповідно точності опису діаграм тривалої міцності кожним методом. Уточнені області застосування вище згаданих методів для прогнозування тривалої міцності матеріалів. Показано недоліки даних підходів при екстраполяції довговічності на 2-3 порядки. Розглянуті можливі варіанти уточнення.

Виходячи з даних апроксимаційного аналізу методами Ларсона – Міллера, Труніна, продемонстровано переваги запропонованого підходу по уточненню тривалої міцності на основі модифікованого методу базових діаграм. В даному випадку постулюємо, що остання точка відомої апроксимаційної області, відповідно якої здійснюється прогнозування, є осередним дійсним напруженням.

УДК 539.3

Оробей В.Ф., д.т.н., проф., Дашенко А.Ф., д.т.н., проф., Лимаренко А.М., к.т.н., доц.
Одеський національний політехнічний університет, г.Одеса, Україна

ПРИМЕНЕНИЕ ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ К РАСЧЕТУ СТЕРЖНЕВЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ С УЧЕТОМ ДИСКРЕТНОСТИ ЖЕСТКОСТЕЙ, КОЭФИЦИЕНТОВ ПОСТЕЛИ И УПРУГИХ ОПОР

В различных машиностроительных конструкциях применяются такие элементы как неразрезные балки с различными комбинациями закреплений и с учетом упругого основания. Перемены таких конструкций описываются сложными функциями. Поэтому актуальным является вопрос точности расчета их напряженно-деформированного состояния, вызванного внешней нагрузкой.

В данной работе предложено использовать для этой цели численно-аналитический метод граничных элементов [1-3] и программный комплекс ANSYS, который реализует метод конечных элементов [1].

Рассмотрим расчетную схему статически неопределимой неразрезной балки с упругой опорой и различной конфигурацией винкерского основания (рис.1).

Используем метод граничных элементов (МГЭ) [1], реализованный в пакете МАТЛАВ и метод конечных элементов (МКЭ), реализованный в пакете ANSYS [2].

Неразрезную балку (рис.1) в алгоритме МГЭ разбиваем на пять стержней, нумеруем узлы и стрелками указываем начало и конец каждого элемента.

Упругая опора учитывается соотношениями

$$\nu(t) = \nu(0) = -\frac{R_3}{15EI}; \quad R_3 = -Q(t) + Q(0); \quad \nu(t) = \nu(0) = \frac{Q(t) - Q(0)}{15EI} L^3.$$

Матрицы X, Y , где учтены крайевые условия, уравнения равновесия и совместности перемещений узлов 1, 2, 3, 4 и упругая опора примут вид (1).

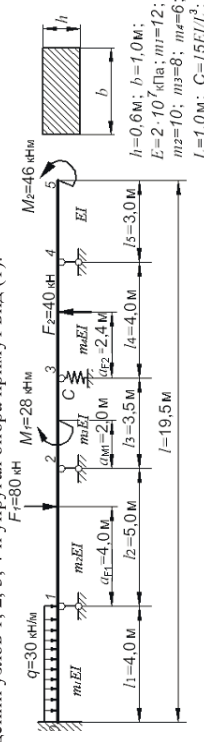


Рис. 1. Неразрезная балка с упругой опорой

Разрешающее уравнение для балки (рис.1) формируется по правилам МГЭ [1-3].

Для реализации расчета МКЭ выбран программный комплекс ANSYS. Возможности программы позволяют выполнять расчет практически любых конструкций на прочность, устойчивость и динамические нагрузки [1]. Для расчета неразрезной балки (рис.1) из библиотеки стандартных конечных элементов программы выбран двухузловой балочный элемент BEAM54, предназначенный для решения двумерных задач. Свойства элемента BEAM54 задаются путем описания характеристик поперечного сечения, свойства материала (модуль упругости и коэффициента Пуассона) и упругого основания. Конструкция была разбита на 90 конечных элементов.

Результаты решения краевой задачи и вычисления параметров состояния балки представлены в табл.1. Там же дано сравнение результатов двух методов МГЭ и МКЭ.

$m_1 EI v_{(0)}^{0-1} = 0; Q_{(0)}^{0-1}$	$m_1 EI v_{(0)}^{0-1} = 0$
$m_1 EI \varphi_{(0)}^{0-1} = 0; Q_{(0)}^{1-2}$	$m_1 EI \varphi_{(0)}^{0-1} = m_1 EI \varphi_{(0)}^{1-2}$
$M_{(0)}^{0-1};$	$M_{(0)}^{0-1} = M_{(0)}^{1-2}$
$Q_{(0)}^{0-1}$	$Q_{(0)}^{0-1}$
$m_2 EI v_{(0)}^{0-2} = 0; Q_{(0)}^{2-3}$	$m_2 EI \varphi_{(0)}^{1-2} = 0$
$m_2 EI \varphi_{(0)}^{1-2}$	$m_2 EI \varphi_{(0)}^{1-2} = m_2 I \varphi_{(0)}^{2-3}$
$M_{(0)}^{1-2};$	$M_{(0)}^{1-2} = M_{(0)}^{2-3}$
$Q_{(0)}^{1-2}$	$Q_{(0)}^{1-2}$
$m_3 EI v_{(0)}^{2-3} = 0; Q_{(0)}^{3-4}$	$m_3 EI v_{(0)}^{2-3} = -\frac{m_3 L^3}{15} [Q_{(0)}^{2-3} - Q_{(0)}^{3-4}]$
$m_3 EI \varphi_{(0)}^{2-3}$	$m_3 EI \varphi_{(0)}^{2-3} = m_3 I \varphi_{(0)}^{3-4}$
$M_{(0)}^{2-3};$	$M_{(0)}^{2-3} = M_{(0)}^{3-4}$
$Q_{(0)}^{2-3}$	$Q_{(0)}^{2-3}$
$m_4 EI v_{(0)}^{3-4} = -\frac{m_4 L^3}{15} [Q_{(0)}^{2-3} - Q_{(0)}^{3-4}] \cdot EI v_{(0)}^{4-5}$	$m_4 EI v_{(0)}^{3-4} = 0$
$m_4 EI \varphi_{(0)}^{3-4}$	$m_4 EI \varphi_{(0)}^{3-4} = m_4 EI \varphi_{(0)}^{4-5}$
$M_{(0)}^{3-4};$	$M_{(0)}^{3-4} = M_{(0)}^{4-5}$
$Q_{(0)}^{3-4}$	$Q_{(0)}^{3-4}$
$EI v_{(0)}^{4-5} = 0; Q_{(0)}^{4-5}$	$EI v_{(0)}^{4-5}$
$EI \varphi_{(0)}^{4-5}$	$EI \varphi_{(0)}^{4-5}$
$M_{(0)}^{4-5};$	$M_{(0)}^{4-5} = 0$
$Q_{(0)}^{4-5}$	$Q_{(0)}^{4-5} = 0$

(1)

Из таблицы.1 следует достаточное соответствие результатов двух разных методов. Анализ результатов показывает, что данные МКЭ и МГЭ достаточно согласуются между собой при учете различных конструктивных и силовых факторов. Это свидетельствует о том, что МКЭ и МГЭ позволяют получать весьма точные и достоверные результаты о внутреннем состоянии конструкции. В нашем случае основание незначительно влияет на НДС балки, что объясняется наличием жестких опор и небольшими прогибами в пролетах. На консолидном участке, где прогибы велики, влияние упругого основания значительно. Реакция R_4 уменьшается в 4 раза, а максимальный прогиб уменьшается почти в два раза.

Таблиця 1
Напряжено-деформированное состояние балки с упругой опорой

Глобальная координата x, м	Параметры НДС балки					Поперечная сила Q, кН	Погрешность Δ, %	
	Изгибающий момент M, кНм		Погрешность Δ, %		МКЭ			МГЭ
0,00	43,752	44,09	0,77	62,814	63,06	0,39		
4,00	32,495	31,8	2,186	57,186	56,9	0,5	2,88	
8,00	42,049	40,5	3,82	-18,636	-18,1	2,88	0,867	
9,00	19,495	21,3	8,47	61,364	61,9	0,867	4,099	
11,00	20,82	21,1	1,32	-0,07526	-0,12	37,3		
	6,841	6,89	0,79					
12,5	6,9366	7,07	1,89	6,013	6,27	4,27		
16,5	46,0	46,0	0,00	-33,987	-33,73	0,76		
19,5	46,0	46,0	0,00	0,00	0,00	0,00		
x, м	Прогиб v, м						Угол поворота φ, радиан	
2	0,5498·10 ⁻⁵	0,557·10 ⁻⁵	1,31	0,4343·10 ⁻⁶	0,473·10 ⁻⁶	8,18		
6	0,7676·10 ⁻⁵	0,7188·10 ⁻⁵	6,78	0,5962·10 ⁻⁵	0,5706·10 ⁻⁵	4,48		
7	0,1158·10 ⁻⁴	0,1147·10 ⁻⁴	0,98	0,324·10 ⁻⁵	0,2·10 ⁻⁵	62		
8	0,902·10 ⁻⁵	0,952·10 ⁻⁵	1,89	0,7045·10 ⁻⁵	0,675·10 ⁻⁵	29,5		
11	0,6·10 ⁻⁵	0,4075·10 ⁻⁵	0,79	0,47537·10 ⁻⁵	0,53·10 ⁻⁵	10,3		
12,5	0,162·10 ⁻⁵	0,1832·10 ⁻⁵	11,57	0,1746·10 ⁻⁶	0,1678·10 ⁻⁶	4,05		
19,5	0,608·10 ⁻³	0,6107·10 ⁻³	0,44	0,39423·10 ⁻⁵	0,395·10 ⁻³	0,195		

Предложенный в работе подход позволяет обеспечить достоверность определения напряжено-деформированного состояния. Из представленного материала следует, что привлечение для исследования конструкции различных по природе методов существенно облегчает на стадии проектирования выбор обоснованных габаритных размеров конструкций.

Литература

1. Капітенко П.М. Напружений стан товстостінного циліндра з концентраторами. / П.М. Капітенко, О.М. Лимаренко, Ю.В. Зблзов — Пр. Одес. політехн. ун-ту. — Одеса, 2006. Вип 2(26). — С. 20 – 23.
2. Оробей В.Ф. Расчет арок на устойчивость методом граничных элементов / В.Ф. Оробей, А.Ф. Дашенко, А.М. Лимаренко. Одесский национальный морской университет, Хмельницкий национальный университет, Науково-виробничий журнал Проблеми техніки – Одеса 2009 – 114-123 с.
3. Оробей В.Ф. Метод граничных элементов в задачах с неустойчивыми решениями / В.Ф. Оробей, А.Ф. Дашенко, А.М. Лимаренко // Пр. Одес. політехн. ун-ту. — Одеса, 2013. Вып.2(41). — С. 27 – 31.

УДК 539.432

Герасимчук¹ О. М., д.т.н., старший науковий співробітник, Герасимчук² О. М., к.т.н., доцент

¹ Інститут проблем міцності імені Г. С. Писаренка НАН України, м.Київ, Україна
² НТУУ «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м.Київ, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРУ «КРИТИЧНОЇ ВІДСТАНІ» ПІД ЧАС АНАЛІЗУ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ ЗА НАВАНТАЖЕННЯ КОНЦЕНТРАТОРА НАПРУЖЕНЬ

Деталі машин, які працюють в умовах змінних навантажень, зазнають втомних пошкоджень, що можуть призвести до зародження втомних тріщин, їх розповсюдження і, врешті-решт, до остаточного руйнування. Зародження втомної тріщини відбувається, як правило, у місцях концентрації напружень, зумовлених як конструкцією деталі (отвори, галтели, шліци, гострі ребра і т.п.), так і дефектами технології отримання матеріалу (включення, нерозчинені осаджені частки, пори і т.п.), з якого ці деталі виготовлено, або дефектами, що утворилися в процесі експлуатації (забони, подрипини та ін.).

Вплив концентрації напружень під час аналізу втомної міцності зразків та елементів конструкції звичай представляється ефективним коефіцієнтом концентрації, K_f , що визначається як

$$K_f = \Delta\sigma_e / \Delta\sigma_{e,k} \tag{1}$$

де $\Delta\sigma_e$ – границя витривалості гладких зразків, у термінах розмаху напружень циклу, $\Delta\sigma$; $\Delta\sigma_{e,k}$ – границя витривалості зразків з концентратором. Значення $\Delta\sigma_e$ і $\Delta\sigma_{e,k}$ зазвичай визначаються експериментально, проте багатьма дослідниками свого часу робились спроби визначити K_f за допомогою тих чи інших параметрів. Лукаш і Клеєнці у [1] на підставі підходів механіки руйнування вивели емпіричну формулу для оцінки K_f в наступному вигляді:

$$K_f = K_f / \sqrt{1 + 4.5 \cdot l_c^* / \rho} \tag{2}$$

де K_f – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень, який визначається відношенням максимального (пікового) локального пружного напруження у верхній частині концентратора, σ_{peak} , до номінального напруження, σ_{nom} , яке у свою чергу визначається, наприклад за однорівневого розтягу, як відношення прикладеного навантаження до площі перерізу у верхній частині концентратора; ρ – радіус верхньої частини концентратора; l_c^* – параметр з розмірністю довжини. У сучасних теоріях руйнування загалом прийнято використовувати параметр з розмірністю довжини, критичну відстань, що вводиться в теоретичну модель на основі того чи іншого підходу, як метод урахування градієнту локальних напружень за наявності концентратора напружень. Критична відстань, l_c^* , у формулі (2) – це відстань від верхньої частини концентратора (в напрямку, перпендикулярному прикладеному напруженню), на якій розмах локальних напружень досягає рівня $\Delta\sigma_e$ під час дії розмаху номінальних напружень, що дорівнює $\Delta\sigma_{e,k}$. Формула (2) добре виконується для тулих і неглибоких концентраторів, зокрема для круглих та еліптичних наскрізних отворів ($K_f < 4$).

Різним авторами давалися різні визначення l_c^* під час виведення аналогічної (2) формули, підганяючи таким чином формулу (2) до кращого збігу з експериментальними результатами. Загалом, вони пов'язували l_c^* з введеним свого часу Ель Халдалом [2] додатковим розміром, l_c , до розміру короткої тріщини для того, щоб застосувати апарат лінійно-пружної механіки руйнування під час аналізу коротких тріщин. Однак ці параметри, l_c^* та l_c , мають різний фізичний зміст. Так параметр l_c , як було показано у [3], визначає глибину короткої тріщини від поверхні гладкого зразка, на якій досягається максимальний рівень ефекту закриття тріщини (ЗТ) і відбувається зміна механізму її подальшого росту під час дії $\Delta\sigma$, максимальною наближеного з боку більших значень до $\Delta\sigma_e$, при цьому розмах КІН на границі пластичної зони такої короткої тріщини досягає величини порогового

розмаху КІН для довгих тріщин, ΔK_{th} . Натомість l_c^* , окрім зазначеного вище визначення, відображає відстань від верхньої частини концентратора, на якій крива пружно-пластичного розподілу локальних напружень, $\sigma_y(\rho, x)$, в околі концентратора досягає максимуму [4]. У [4] запропоновано також область біля верхньої частини концентратора, обмежену цим розміром l_c^* , називати зоною перед-руйнування, оскільки цей приповерхневий об'єм матеріалу має відмінні від основного об'єму напружено-деформований стан та фізико-механічні особливості, і наведено декілька способів визначення цієї величини. Одним з наведених способів є розрахунок за допомогою емпіричної формули:

$$l_c^* = 1.25 \cdot C^2 \cdot (\Delta K_{th,eff} / \Delta\sigma_e)^2 \tag{3}$$

де $\Delta K_{th,eff}$ – пороговий ефективний розмах КІН; C – числовий множник, $C = 1$ для алюмінієвих сплавів і $C = 0.7$ для сталей; і який найкраще узгоджується з експериментом для багатоциклової області втоми матеріалів [4].

У роботі [5] запропоновано оцінювати границю витривалості, σ_{-1} , гладких зразків за симетричного однорівневого навантаження (розтяг-стиск, згин) за феноменологічною залежністю σ_{-1} від розміру зерна, d :

$$\sigma_{-1} = E \sqrt{b} / \sqrt{l_c} \tag{4}$$

$$l_c = E^2 b \left(A + B \cdot \arctg \left(\left(\frac{b}{4d} - A \right) / B \right) \right)^{-2} \tag{5}$$

де $A = (\sigma_f + \sigma_p) / 2$; $B = (\sigma_p - \sigma_f) / \pi$; $\sigma_f \equiv ME[2(1 + \mu)]^{-1} \cdot 10^{-3}$ – напруження внутрішнього тертя в кристалічній граті; σ_p – границя пропорційності; E – модуль пружності; μ – коефіцієнт Пуассона; b – модуль вектора Бюрґерса; M – фактор Тейлора. Формула (4), з урахуванням (5), виконується для сплавів різних класів.

Аналізуючи класичну залежність границі витривалості від K_f [6], яка показує, що за $K_f > 4$ границя витривалості не залежить від K_f , можна зробити висновок, що зразки з концентратором за $K_f < 4$ поведуться подібно гладким зразкам. Іншими словами, якщо в гладких зразках на рівні їхньої границі витривалості можуть виникати тріщини, що не перевищують за розміром розмір зерна, тобто мікроструктурно короткі, як це стверджується у [7], то у зразках з тулими і м'якими концентраторами ($K_f < 4$) на рівні їхньої границі витривалості можуть утворюватись тріщини, що не розповсюджуються, такого самого розміру. А у зразках з глибшими і гострішими концентраторами, тобто за $K_f > 4$, на рівні їхньої границі витривалості будуть виникати тріщини, що не розповсюджуються, вже більших розмірів, що зумовлені ефектом закриття тріщини та градієнтом локальних напружень, і втомна міцність стає незалежною від K_f та визначається, залежно від глибини концентратора, пороговим розмахом напружень, $\Delta\sigma_{th}$, для коротких та довгих тріщин.

Як показують розрахунки, для легких матеріалів l_c і l_c^* можуть бути однаковими за величиною, але цей збіг є випадковим і залежить від розміру зерна, d . Так для сплавів з ГШУ кристалічною граткою $l_c \approx (2 \dots 13)d$, а для сплавів з ОЦК і ГЦК кристалічними гратками $l_c \approx (6 \dots 8)d$. Натомість l_c для дрібнозернистих матеріалів (отже, високоміцних) може дорівнювати l_c або перевищувати його, а для матеріалів з великим зерном (отже, більш пластичних) l_c може навіть не перевищувати розмір одного зерна. При цьому за абсолютною величиною розмір l_c для дрібнозернистих матеріалів значно менший ніж для крупнозернистих.

Параметр довжини, l_c , у рівнянні (4) можна розглядати як приведений лінійний розмір у модифікованому для коротких тріщин визначенні КІН, K_{mod} , за формулою [8]:

$$K_{mod} = (\sqrt{2\pi} \cdot r_p \cdot F + Y \sqrt{\pi} \cdot l_c \cdot F) \cdot \sigma \tag{6}$$

де F – поправка Дагдейла на пластичність:

$$F = \frac{1}{2} \left[\sec \left(\frac{\pi}{2} \frac{\sigma}{\sigma_y} \right) + 1 \right];$$

l – лінійний розмір тріщини (отже $l \cdot F$ – це розмір тріщини разом з пластичною зоною, r_p , попереду її вістря, на відміну від визначення КІН для довгих тріщин, $K = Y\sigma\sqrt{\pi}l$, де l – це лінійний розмір тріщини разом з пластичною зоною, r_p , попереду її вістря, оскільки у цьому випадку $r_p \ll l$); Y – геометричний фактор; σ_y – напруження текучості; σ – прикладене напруження (номінальне бруто-напруження); r_c – відстань попереду вістря тріщини, уздовж якої локальне максимальне напруження вважється постійним, $r_c = \rho_c / 8$, де ρ_c – ефективний радіус вістря тріщини. Як зазначалося вище, під час циклічного навантаження гладких зразків на рівні границі витривалості можуть виникати короткі плоскі поверхневі тріщини, що не розповсюджуються і не перевищують розмір зерна, d . Оскільки можна припустити, що у тріщинах такого розміру, $l = d$, ще відсутній ефект ЗІГ, то пороговий розмах КІН для таких тріщин повинен дорівнювати пороговому ефективному розмаху КІН, $\Delta K_{th,eff}$. Таким чином, підставляючи у рівняння (6) $K_{max} = \Delta K_{th,eff}$ [3], $\sigma = \sigma_{-1}$ і $(\sqrt{2\pi} \cdot r_c \cdot F + Y\sqrt{\pi} \cdot d \cdot F) = \sqrt{r_c}$, отримаємо рівняння (4).

Окрім того, якщо порівняти рівняння (3) і (4), то видно, що вони за структурою однакові. Оскільки l_c – це відстань від поверхні гладкого зразка, то очевидно цей параметр довжини, як і l_c^* , також відображає розмір приповерхневого шару з аномальними властивостями.

Виходячи з указаного вище, було зроблено припущення, що параметри: l_c^* з рівняння (2) і l_c з рівняння (4) є однаковими. Це припущення було перевірено на результатах втомних випробувань зразків з конденсату титанового сплаву Ті-6Al-4V, виготовленого методом EB PVD [9]. Зразки містили дефекти різного діаметру, 20...300 мкм, зумовлені технологією виготовлення конденсату. Розрахунок за формулою (5) дав значення $l_c = 13,8$ мкм, що, практично, збігається з середнім значенням $x = l_c^* = 13,72$ мкм, отриманим з пружних розподілів локальних напружень, $\sigma_{xy} = f(\rho, x)$, для різних діаметрів концентраторів при перетині з горизонталлю $\sigma_{xy} = \sigma_{-1,e}$.

Таким чином, для того, щоб оцінити втому мінімість за наявності тупих і мілких концентраторів напружень ($K_1 < 4$), потрібно скористатися формулами (1), (2), (4), (5). При цьому у формулі (2) замість l_c^* потрібно підставляти l_c . Вихідні дані для розрахунку повинні братися: E, μ, σ_p – з результатів випробувань на короточасний розтяг стандартних зразків з даного матеріалу та d, M, b – з результатів аналізу його мікроструктури.

Список використаних джерел

1. Lukas P. Fatigue limit of notched bodies // P. Lukas, M. Klesnil. // Mater. Sci. Eng. – 1978. – №34. – С. 61–66.
2. El Haddad M. H. Prediction of non propagating cracks // M. N. El Haddad, T. H. Topper, K. N. Smith. // Eng Fract Mech. – 1979. – №11(3). – С. 573–584.
3. Herasymchuk O. M. Microstructurally-dependent model for predicting the kinetics of physically small and long fatigue crack growth // O. M. Herasymchuk. // Int. J. Fatigue. – 2015. – №81. – С. 148–161.
4. Ostash O. P. Fatigue process zone at notches // O. P. Ostash, V. V. Panasyuk. // Int. J. Fatigue. – 2001. – №23. – С. 627–636.
5. Herasymchuk O. M. Nonlinear relationship between the fatigue limit and quantitative parameters of material microstructure // O. M. Herasymchuk. // Int. J. Fatigue. – 2011. – №33. – С. 649–659.
6. Frost N. E. Fatigue tests on notched mild steel plates with measurements of fatigue cracks // N. E. Frost, D. S. Dugdale. // J. Mech. Phys. Solids. – 1957. – №5. – С. 182–190.
7. Chapetti M. D. Fatigue propagation threshold of short cracks under constant amplitude loading // M. D. Chapetti. // Int. J. Fatigue. – 2003. – №25. – С. 1319–1326.
8. Mc Evily A. J. On the $\sqrt{\text{area}}$ relationship and the short fatigue threshold // A. J. Mc Evily, M. Endo, Y. Murakami. // Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures. – 2003. – №26. – С. 269–278.
9. Herasymchuk O. M. Fatigue life calculation for titanium alloys considering the influence of microstructure and manufacturing defects // O. M. Herasymchuk, O. V. Kononuchenko, V. I. Bondarchuk. // Int. J. Fatigue. – 2015. – №81. – С. 257–264.

УДК 539.3

Бабенко А.Є., д.т.н., проф., Боронко О.О., д.т.н., проф., Трубачев С.І., к.т.н., доц. КНП ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК БАГАТОШАРОВИХ ФОТОЕЛЕКТРИЧНИХ МОДУЛІВ СОНЯЧНИХ БАТАРЕЙ

Останнім часом сонячні батареї все частіше застосовуються в промисловості та в повсякденному житті. Основною особливістю фотоелектричних модулів є шаруватий композит з жорсткими зовнішніми шарами і відносно податливим шаром наповнювача. Відношення модулів зсуву скляного зовнішнього шару та полімерного середнього шару фотоелектричних елементів знаходяться в діапазоні від 10^5 до 10^7 , в залежності від виду полімеру. Для наповнювача дуже широко використовуються такі матеріали, як етиленвінілацетат та полівинілбутирал. В процесі експлуатації шаруваті фотоелектричні модулі сонячних батарей можуть зазнавати вплив вібраційного навантаження, тому визначення динамічних характеристик даних конструкцій є актуальною задачею. При дослідженні модулів складної геометричної форми з різними умовами закріплення та навантаженням доцільно застосовувати чисельні методи розрахунку. В даній роботі використовується метод, який базується на варіаційно-отрговому підході, при цьому нескінченновимірний простір допустимих функцій заміняється скінченновимірним шляхом дискретизації конструкції на скінченне число підобластей. Для шаруватих систем використовуються трикутний елемент, в якому на відміну від інших скінченних елементів, застосовуються різні апроксимації переміщень за шарами. Переміщення в тонких несучих шарах апроксимуються лінійними та неповним кубічним поліномами, а для наповнювача приймається гіпотеза про лінійний розподіл переміщень по товщині. Використання даної моделі дає можливість визначити напружено-деформований стан, як кожного шару окремо, так і всього пакету в цілому.

При дослідженні міцності багатошарових фотоелектричних модулів сонячних батарей, що знаходяться під дією вібраційних навантажень, основна складність полягає у визначенні спектру власних частот і форм коливань. В даній роботі для визначення 2-ї та більш високих власних частот та власних форм коливань пропонується використовувати метод підвищення жорсткостей, який оснований на використанні мінімакських властивостей функціонала Рейля-Рітца та проєкційних методів. Для визначення першої власної частоти та форми в роботі використовується метод квазістатичних ітерацій. Для мінімізації побудованого функціоналу в роботі використовується ітераційний метод – метод поєднаного спуску. Застосування метода поєднаного спуску дозволяє запобігти відомим проблемам, що пов'язані з формуванням, оперуванням та зберіганням глобальних матриць мас, та жорсткостей, які мають велику розмірність при розв'язку задач динаміки. Окрім того метод поєднаного спуску є стійкий метод відносно помилок, що обумовлені точністю розв'язання задачі на ПЕОМ. Метод підвищення жорсткостей є найбільш ефективним та економічним методом з точки зору обчислювальних ресурсів порівняно з традиційним методом, в якому кожна наступна форма і частота знаходиться шляхом мінімізації на підпросторі, що ортогональний всім попереднім знайденим власним векторам. Слід підкреслити, що метод підвищення жорсткостей дозволяє визначити необхідну кількість власних частот і форм коливань, включаючи кратні, що важливо при розв'язуванні задачі о вимушених коливаннях механічних систем. При розрахунку вимушених коливань шукані функції розкладаються в ряд Фур'є за власними формами коливань. Зовнішнє та внутрішнє в'язке тертя може бути враховано за умови, що матриця демпфування пропорційна матриці жорсткості або матриці мас.

STRESS TRIAXIALITY AND FATIGUE LIFE OF VISCOELASTIC NONLINEAR COMPOSITES

We make use here early proposed models [1, 2] to investigate long term failure in viscoelastic solids under general triaxial loading conditions. Our intention is to evaluate dependence of the local stress concentration evolution in time from the stress triaxiality and Lode parameter L . The constitutive equations of materials are described by using fractional order derivatives [2, 3]. The stress-strain relation, based on a generalization of the Rabotnov type model, describes hysteresis cycles with the stress increasing as the number of cycles increases. Criteria are established to find the number of cycles which may cause fatigue for a strain with a given amplitude and frequency. The loading conditions and the associated stress measures involved to distinguish between hydrostatic loading and different shear stress states. We consider purely triaxial macroscopic loading conditions with the principal stresses $\sigma_1 = \sigma_{11}, \sigma_2 = \sigma_{22}, \sigma_3 = \sigma_{33}$, and $\sigma_{ij} = 0, i \neq j$.

The three alternative measures are the hydrostatic, mean stress, σ_m , the von Mises equivalent effective stress, s , and the third invariant J_3 of the stress deviator, defined as

$$\sigma_m = \sigma_{kk} / 3, s = \sqrt{(3s_{ij}s_{ij} / 2)}, J_3 = det(s_{ij}). \tag{1}$$

where $s_{ij} = \sigma_{ij} - \sigma_m \delta_{ij}$ is the stress deviator. Using these definitions, we can readily define the stress triaxiality, X_s , and Lode angle, θ , or Lode parameter, L , via the following expressions

$$X_s = \frac{\sigma_m}{s}, L = -\cos 3\theta = -\frac{27 J_3}{2 s^3}. \tag{2}$$

By definition, the range of values for the X_s and L , (or θ) are $-\infty < X_s < \infty$ and $-1 \leq L \leq 1$ or $0 \geq \theta \geq \pi / 3$. Then, relations (2) can be used to express the principal stresses as functions of X_s, s and θ , such that

$$\frac{3}{2s} \{\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3\} = \{-\cos(\theta + \pi / 3), -\cos(\theta - \pi / 3), \cos \theta\} + \frac{3}{2} X_s \{1, 1, 1\}. \tag{3}$$

The use of differential equation of fractional order [2, 3] in linear viscoelasticity allows generalizing the classical approaches in mechanics of composites [1]. We propose here the enhanced viscoelastic model with internal parameter of stored damage. The local and overall constitutive relations between the infinitesimal strain $e(x, t)$ and the Cauchy stress $\sigma(x, t)$ fields can be expressed as hereditary integrals. At the micro-scale of individual r constituents these are presented by

$$e(x, t) = (J_r * \sigma)(x, t), x \in V_r, \tag{4}$$

where x denotes a material point within any phase r of the composite and $*$ stands for the Stieltjes convolution product. Similarly, the macroscopic or effective constitutive relations can be written as

$$(e)(t) = (\bar{J} * (\sigma))(t), \tag{5}$$

where $(e)(t)$ and $(\sigma)(t)$ are the macroscopic, or averaged, strain and stress, the angle brackets denote spatial averaging over a representative volume element of the material. $J_r(t)$ and $\bar{J}(t)$ are the local in phase r and effective creep functions of the composite, respectively. In our model the

viscoelastic strain energy function $W(t)$ is coupled with damage parameter D . The expression of $W(t)$ is defined as:

$$2W(e, t) = (1 - D(t)) \int_{-\infty}^t \int_{-\infty}^t \frac{\partial e(t_1)}{\partial t_1} E(2t - t_1 - t_2) \frac{\partial e(t_2)}{\partial t_2} dt_1 dt_2, \tag{6}$$

where $E(t)$ is the relaxation tensor. The internal scalar variable D models the damage, which is assumed to be isotropic and varies between 0 for undamaged material and 1 under complete failure. The thermodynamic force associated with D is denoted $Y = -\partial W / \partial D$. The constitutive equation may be written in the compliance formulation to describe creep phenomena

$$2(1 - D(t))J(s, t) = \int_{-\infty}^t \frac{\partial \sigma(t_2)}{\partial t_2} J(2t - t_1 - t_2) \frac{\partial \sigma(t_1)}{\partial t_1} dt_1 dt_2. \tag{7}$$

According to (5) in linear viscoelasticity, for the proposed viscoelastic model coupled with damage the expression of stress is written as

$$\sigma(t) = (1 - D(t)) \int_{-\infty}^t E(t - t_1) \frac{\partial e(t_1)}{\partial t_1} dt_1. \tag{8}$$

The stress $\sigma(t)$ is thus related to the damage variable $D(t)$ and to the whole history of viscoelastic strains $e(t)$ via Boltzmann's hereditary integral. Note that the constant volume concentration of phases remains unchanged after transforming from the time domain to the Carson domain. This distinguishes the Laplace-Carson transform from the Laplace transform [1, 3]. We use here the Fortran90 program from NAG-Fortran library. Statistical averaging of expression is performed to define the mean deformation of anisotropic inclusions randomly oriented in volume. The result is overall response of such a composite is isotropic. Stress concentration near inclusions and overall creep response are modeled in the three-component composite with epoxy resin viscoelastic matrix [2].

Physical nonlinearity of matrix corresponds to the situation when the region of linear behavior not observed even for small but nonlinear deformations. These two effects on our opinion have to be taken into account simultaneously in modeling of polymer composites reliability. As a conclusion, we may notice that the viscoelastic model with internal parameter of stored damage and stress triaxiality suggested here be useful for long-term durability prediction and nondestructive control problems of composite elements.

REFERENCES:

1. Aboudi J., Arnold S., Bednarczyk B. *Micromechanics of Composite Materials.* - Elsevier.- 2013.- 1011 p.
2. Golub V.P., Maslov B.P., Fermat P.V. *Hereditary kernels identification for isotropic viscoelastic materials under complex loading*, International Applied Mechanics.-2016.- 53, №2, 1-8.
3. Caputo M., Carcione J.M. *Hysteresis cycles and fatigue criteria using anelastic models based on fractional derivatives*, Rheol Acta.-2011.- 50, N2, 107-115.
4. Danas K., Castaneda P. P. *Influence of the Lode parameter and the stress triaxiality on the failure of elasto-plastic porous materials*, International Journal of Solids and Structures.-2012.- 49, 1325-1342.

УДК 539.3

Дифучин Ю.М., інженер
КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

ПРО НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАННИЙ СТАН БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ З ПКМ

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

З результатів уточнення розрахунків болтових з'єднань з ПКМ з використанням чисельного 3D моделювання встановлено, що деякі уявлення про "роботу" з'єднання, перенесені на ПКМ з металів, є неточними або навіть хибними. Зокрема, в роботі [1] виявлено, що в отворі завжди зв'язується клиновидний зазор між бічною поверхнею болта та отвором (причина: болт одноозрізного болтового з'єднання завжди "працює" не тільки на зріз, а й на згин), а контактна взаємодія бічної поверхні болта із кромками отвору викликає в зонах контактів у болті додаткові від'ємні нормальні напруження пікового характеру у напрямку всі болта. Навіть при знакопостійному циклі основного навантаження в болті може виникнути приповерхнева зона із циклічними знакозмінними нормальними напруженнями у напрямку всі болта, що приведе до зміни характеру втомного руйнування болтів: відривом замість зрізання.

Зразок для випробування на втому болтового з'єднання з ПКМ містить дві пластини із ПКМ, які з'єднані болтами з титанового сплаву із швелером з алюмінієвого сплаву Д16АТ. Пластини ПКМ – з 24-х шарів, скомпонованих з вуглецевої стрічки (рос.) УОЛ1-300-1А і тканини УТ-900-3А із сполучним матеріалом (рос.) ЭДТ-69Н.

Мета досліджень.

Виявлення тенденцій у змінах характеристик напружено-деформованого стану (НДС) у ПКМ в зонах отворів та у болтах при зміні структури ПКМ та зазорів між болтами та отворами, задля знаходження структур з зниженими значеннями характеристик НДС, що визначають міцність з'єднання.

Метод дослідження.

В роботі [2] розроблено й реалізовано в програмному комплексі FEMAP/Nastran (метод скінченних елементів – МСЕ) змішану 3D-модель розрахунку характеристик НДС зразка для випробування на втому болтового з'єднання з ПКМ (Рис.1), а саме: у зонах отворів створювали 3D скінченно-елементні моделі ПКМ для кожного шару ПКМ, а на деякій відстані – переходили до усередненого (згідно з теорією "ефективного модуля") моделювання пружних властивостей пластини з ПКМ, який розглядається як 3D-ортотропний матеріал. Відстань від отворів, на якій можна проводити "склеювання" пошарової (локальної) моделі з усередненою (глобальною) моделлю ПКМ, майже не вносячи погрешностей в розв'язок напруженого стану ПКМ в зоні отворів, можна обирати за формулою $a \geq (0.8 + 1.2)h$, де h – товщина пластини з ПКМ.



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

Змодельовані структури ПКМ

Варіант	Структура	Варіант	Структура
ПКМ-0	[-45/0/45/90/-45/0/45/90/0]s	ПКМ-III	[-45/90/45/90/-45/0/45/90/0]s
ПКМ-I	[-45/90/45/0/-45/90/45/0/0]s	ПКМ-IV	[-45/45/90/-45/45/90/45/0/0]s
ПКМ-II	[-45/90/45/0/-45/90/45/0/0]s	ПКМ-V	[-45/90/45/90/-45/0/45/90/0]s

Для визначення "ефективних модулів" ПКМ за допомогою МСЕ провели чисельні розрахунки деформування "зразків" з ПКМ під дією відповідних одиничних навантажень. Всі структури мають однакові "ефективні модулі".

Створено моделі зразка з такими величинами бічного зазору болт/отвір δ : 0, 10, 20 і 70 мкм на діаметр 5 мм. Зазор створювали зменшенням діаметра болта. Гайку та різьблення болта замінили на голівку. Затягування пакета моделювали зменшенням відстані між голівками болта на величину $\Delta=0.08$ мм. Тому зусилля затягування в болтах з номінальним діаметром 5 мм приблизно дорівнювало $N_x=4.5$ КН

Вплив зусилля затягування.

Спочатку визначилися зі значенням зусилля затягування в болтах: приблизно 4.5 КН.

На рис.2 видно, що пластина з ПКМ локально сильно деформувалася голівкою болта під дією сили затягування болта, причому діаметр отвору в пластині на верхній його частині внаслідок деформації намагався зменшитися, але боковий зазор був відсутній ($\delta=0$ мкм), тому на верхній отвору на верхній його частині виникли контактні зусилля. При збільшенні зазору δ контактні зусилля на верхній частині отворів пластини з ПКМ, викликані затягуванням пакета, зникали.

Рис.2 Розподілені контактні зусилля

($N_x=0$, $\delta=0$ мкм, ПКМ-0, болт/отвір 1, "анімація") в отворі пластини з ПКМ, МПа

Вплив бічного зазору болт/отвір.

Розглянуто величину $A_c = A_c / A$, де A_c - частка площі контактної поверхні від загальної площі А отвору в ПКМ.

Проведені додаткові розрахунки зразка з проміжними величинами $\delta = 5, 30, 40, 50, 150$ й 250 мкм для структури ПКМ-0. З чисельних розрахунків зробили висновки [3]:

- значення A_c практично не залежать від зміни структури ПКМ;
- зі збільшенням початкового бічного зазору δ в отворі ПКМ значення A_c систематично зменшуються (зменшується площа контактної поверхні між болтом та отвором);
- оскільки навантаження $N_x = 10$ КН розподіляється на болти через контактні поверхні, тоді із зменшенням величин площ цих поверхонь контактні напруження зростають;

При збільшенні бічних зазорів δ до бічних поверхонь болтів та отворів "доходить" все менше навантаження, яке сприймається ними як контактне.

Напруження в болтах.

На рис. 3 наведено характерний вигляд зображення розподілу напружень на поверхні розсічення елементів зразка площиною ХZ при дії на зразок зусилля, що розтягує, величиною $N_x=10$ КН.

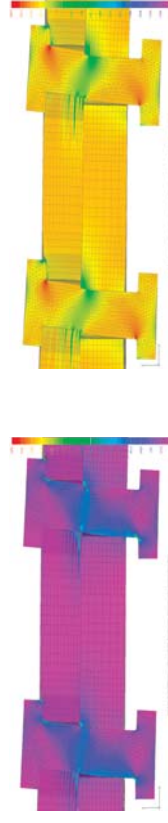


Рис. 3. Напруження, МПа, на поверхні розсічення площинною ХZ болта зразка, "анімація": а - σ_{Mise} ($\delta=0$ мкм, ПКМ-0); б - σ_{min} ($\delta=20$ мкм, ПКМ-ІІ);

Наведені на рис. 3 зображення вказують на :

1. s – подібний характер деформування осей болтів в однозрізному болтовому з'єднанні, голівки болтів перестають бути перпендикулярними осі болтів.
2. навіть при відсутності початкового бічного зазору ($\delta = 0$ мкм, рис. 3-а), з'являються клиноподібні бічні зазори.
3. при наявності початкового бічного зазору пластина з ПКМ і болти в отворах зміщуються в напрямку дії сили N_x і "вибираються" бічні зазори: в отворах пластини з ПКМ – ліві від болтів, а в отворах швелера – праві (на це вказує "анімація": зображення болтів перекивають частини матеріалу пластини з ПКМ і швелера).
4. деформовані отвори перестають бути циліндричними.
5. на бічній поверхні болта при наявності зусилля, що розтягує, величиною $N_x = 10$ кН, реалізовувалися від'ємні значення $\sigma_z \approx -(350 \dots 400)$ МПа. А при $N_x = 0$ $\sigma_z \approx 230$ МПа. Це означає, що при від'ємному циклі навантаження $N_x \in [0 \text{ з } 10 \text{ кН}]$ в цій точці бічної поверхні болта реалізується майже симетричний цикл змін осевого напруження σ_z . Цей ефект був виявлений в [1], він дуже негативний, оскільки при циклічному навантаженні симетричний цикл є найбільш руйнівним. До того ж це може змінити характер втомного руйнування болта: відрив замість зрізу.

Вплив структури ПКМ.

Підбором структури ПКМ [3] можна зменшити максимальні значення розподілених контактних напружень на поверхні отворів і бічних поверхнях болтів майже вдвічі (структура ПКМ-III відносно ПКМ-0).

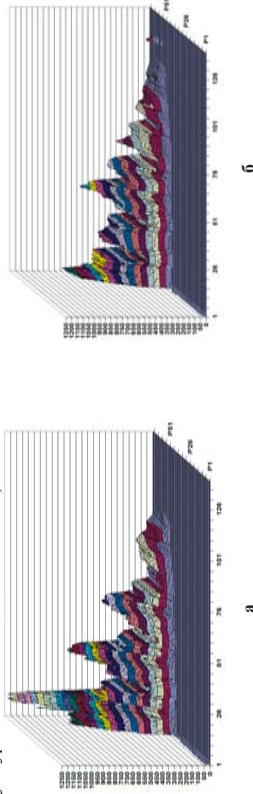


Рис.8 Графіки контактних розподілених зусиль, МПа, на поверхні першого отвору в з'язку болтового з'єднання з $\delta = 20$ мкм: а – ПКМ-0; б – ПКМ-III

Бібліографічний список використаної літератури

1. Рудаков К.М. Про вплив величини зазору між болтом та отвором на напружений стан болта однозрізного болтового з'єднання в зоні "зрізу" / К.М. Рудаков, О.А. Доброзрагов // Вісник НТУУ "КПІ". Сер. Машинобудування, 2013. – №3(69). – С. 62-71.
2. Дифучин Ю.М. Чисельне моделювання болтових з'єднань з ПКМ. Повідомлення 1. Створення змішаних 3D-моделей / Ю.М. Дифучин, К.М. Рудаков // Вісник НТУУ "КПІ". Сер. Машинобудування, 2016. – №2(77). – С. 100-107.
3. Дифучин Ю.М. Чисельне моделювання болтових з'єднань з ПКМ. Повідомлення 2. Вплив зазорів і структури ПКМ на характеристики напружено-деформованого стану болтів / Ю.М. Дифучин, К.М. Рудаков // Вісник НТУУ "КПІ". Сер. Машинобудування, 2016. – №3(78). – С. 132-145. DOI: <http://dx.doi.org/10.20535/2305-9001.2016.78.87475>

УДК 539

Тодчук В. А. к.т.н., доц.
г. Харьков, Украина

ОБ ОДНОМ ПОДХОДЕ К ОПРЕДЕЛЕНИЮ КРИТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ОБОЛОЧЕК, ПЛАСТИН И СТЕРЖНЕЙ

Введение. Лоренц [1] (1908 – 1911) и С. П. Тимошенко [2] (1910 – 1914) рассмотрели устойчивость шарнирно опертой круговой цилиндрической оболочки при осевом сжатии и получили формулу для расчета ее критической нагрузки. Однако, наблюдаемые в эксперименте критические нагрузки существенно меньше верхних критических нагрузок.

Все дальнейшее развитие теории устойчивости оболочек было направлено на выявление причин этого расхождения. Наиболее полно и детально различные направления исследования устойчивости оболочек, пластин и стержней изложены в [3 - 6].

В работе [7], на основе соотношений теории пологих оболочек и теоремы "о работе внешних сил на конечных перемещениях", получена формула критических усилий N_* .

$$N_* = Eh \left\{ \frac{\lambda^4 (\lambda^2 + n^2)^4}{(\lambda^2 + n^2)^4} + \frac{1}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{h}{R} \right)^2 \frac{(\lambda^2 + n^2)^2}{\lambda^2} \right\}; \bar{N}_* = \frac{N_*}{N_*^*}, \text{ где}$$

R – радиус оболочки; L – длина оболочки; h – толщина оболочки; m – количество полуволн по длине оболочки; n – количество волн в окружном направлении; ν – коэффициент Пуассона; E – модуль Юнга; $\lambda = \frac{m\pi R}{L}$; $N_*^* = \frac{Eh^2}{R\sqrt{3(1-\nu^2)}}$ и показано, что учет

изменения внешнего усилия в момент потери устойчивости оболочки существенно влияет на величину ее критической нагрузки. Однако, необходимо искать более строгое решение.

Особенность представленной работы. Решение построено на основе соотношений общей линейной теории тонкостенных оболочек с учетом изменения внешней нагрузки при выпучивании и равенства нулю ее работы на дополнительных перемещениях.

Цель работы. Получить более точные математические зависимости для критических значений осевых сжимаемых нагрузок шарнирно опертых цилиндрических оболочек.

Постановка задачи. Согласно [8], если оболочка имеет шарнирные, неподвижно опертые края, то граничные условия имеют вид: $u=0, v=0, w=0, M_I=0$. Изгибающий момент.

Если $u=0$ то, при потере устойчивости расстояние между торцами оболочки не изменяется. Это означает, что при выпучивании образующие средней поверхности оболочки удлиняются, а энергия сжатия уменьшается. Вследствие этого продольная сжимающая сила при выпучивании изменяется и в деформированном состоянии становится равной $N_* + N_1$ (N_1 – изменение внешней нагрузки в момент потери устойчивости).

Устойчивость изотропного цилиндра

Исходные предположки. Оболочка геометрически совершенна и идеально упругая, докритического состояния – безмоментное, края – шарнирно оперты.

Метод решения. Для решения задачи используются соотношения общей линейной теории тонкостенных упругих оболочек и энергетический критерий устойчивости.

Согласно [8], изменение энергии деформации оболочки при потере устойчивости

$$\Delta V = \frac{Eh}{2(1-\nu^2)} \int_0^L \int_0^{2\pi} \left\{ (\epsilon_1 + \epsilon_2)^2 - 2(1-\nu)(\epsilon_1 \epsilon_2 - \frac{1}{4} \epsilon_2^2) + \frac{h^2}{12} [(\chi_1 + \chi_2)^2 - 2(1-\nu)(\chi_1 \chi_2 - \chi_2^2)] \right\} dx dy, \quad (1)$$

где $\varepsilon_1 = \frac{\partial u}{\partial x}$; $\varepsilon_2 = \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{w}{R}$; $\varepsilon = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}$; $\chi_1 = -\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}$; $\chi_2 = -\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial v}{\partial y}$
 $\chi_{12} = -\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} + \frac{1}{R} \frac{\partial v}{\partial x}$.

Смещения v и w , отвечающие граничным условиям, зададим в виде $v = f \sin \frac{m\pi x}{L} \sin \frac{ny}{R}$; $w = f \sin \frac{m\pi x}{L} \cos \frac{ny}{R}$.

Осевое перемещение u найдено из выражения $\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 = f(x, y)$ и граничных условий $u(0) = u(L) = 0$, при этом, $u(x, y) \neq 0$: $u = -\frac{1}{4} f^2 \frac{m\pi}{L} \sin 2 \frac{m\pi x}{L} \sin^2 \frac{ny}{R}$.

После выполнения операций дифференцирования и интегрирования получаем (4)

$$\Delta V = \frac{Eh}{1-\nu^2} \left\{ \begin{aligned} & \frac{3}{16} f^4 \frac{\lambda^2}{R^2} \left(\lambda^2 + \frac{1-\nu}{6} n^2 \right) + f_2^2 \frac{1-\nu}{2} \lambda^2 + n^2 + \frac{1}{12} \left(\frac{h}{R} \right)^2 \left[2(1-\nu)\lambda^2 + n^2 \right] + \\ & 2f_2 f_3 n \left[1 + \frac{1}{12} \left(\frac{h}{R} \right)^2 \left[(2-\nu)\lambda^2 + n^2 \right] \right] + f_3^2 \left[\frac{1}{12} \left(\frac{h}{R} \right)^2 \left(\frac{2}{\lambda^2} + n^2 \right) \right] + \end{aligned} \right\} \frac{\pi L}{4R}.$$

Работа внешней нагрузки равна

$$\Delta A = \frac{1}{2} \int_0^L \int_0^R \left(N_* + \frac{1}{2} N_1 \right) \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 dx dy = \frac{Eh}{1-\nu^2} \left[\frac{3}{16} f^4 \frac{\lambda^4}{R^2} + \frac{1-\nu^2}{16} N_* f_2^2 \lambda^2 \right] \frac{\pi L}{4R} = 0, \quad (5)$$

где учтено, что внешняя нагрузка N_1 равна внутренним усилиям T_1 на краях оболочек, имея противоположное направление $N_1 = -T_1(0) = -T_1(L) = -\frac{Eh}{2(1-\nu^2)} f^2 \left(\frac{m\pi}{L} \right)^2 \cos^2 \frac{ny}{R}$.

Из (5) получаем $\frac{3}{16} f^2 \frac{\lambda^2}{R^2} = -\frac{1-\nu^2}{Eh} N_*$.

С учетом (4), (5) и (6) находим $\Delta U = \Delta V - \Delta A = \frac{Eh}{1-\nu^2} (f_2^2 a_1 + 2f_2 f_3 a_2 + f_3^2 a_3) \frac{\pi L}{4R}$,

где $a_1 = \frac{1-\nu}{2} \lambda^2 + n^2 + \frac{1}{12} \left(\frac{h}{R} \right)^2 \left[2(1-\nu)\lambda^2 + n^2 \right]$; $a_2 = n \left[1 + \frac{1}{12} \left(\frac{h}{R} \right)^2 \left[(2-\nu)\lambda^2 + n^2 \right] \right]$;
 $a_3 = 1 + \frac{1}{12} \left(\frac{h}{R} \right)^2 (\lambda^2 + n^2) - \frac{1-\nu^2}{Eh} N_* \left(\lambda^2 + \frac{1-\nu}{6} n^2 \right)$.

Из условия минимума потенциальной энергии $\frac{\partial \Delta U}{\partial f} = 0$; $\frac{\partial \Delta U}{\partial f} = 0$ находим

$$N_* = \frac{Eh}{1-\nu^2} \frac{1}{\lambda^2 + \frac{1-\nu}{6} n^2} \left\{ 1 + \frac{1}{12} \left(\frac{h}{R} \right)^2 (\lambda^2 + n^2) - \frac{n^2 \left[1 + \frac{1}{12} \left(\frac{h}{R} \right)^2 \left[(2-\nu)\lambda^2 + n^2 \right] \right]}{\frac{1-\nu}{2} \lambda^2 + n^2 + \frac{1}{12} \left(\frac{h}{R} \right)^2 \left[2(1-\nu)\lambda^2 + n^2 \right]} \right\}. \quad (8)$$

На рис 2.2 представлены результаты минимизации выражения $\bar{N}_* = \frac{N_*}{N^*}$ при $\nu = 0,3$.

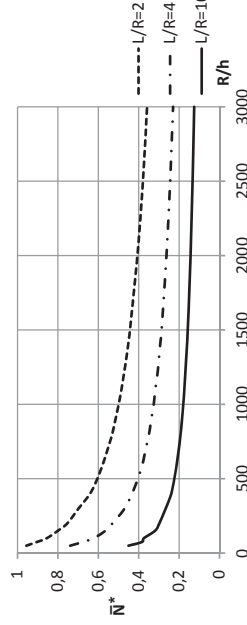


Рис. 2.2. Зависимость N_* от изменения отношений L/R и R/h

Вывод. Полученная расчетная зависимость (8) дает результаты близкие к экспериментальным данным.

Шарнирно опертая пластина равномерно сжатая в одном направлении
 Аналогично оболочке получено решение для пластины

$$N_* = k_1 \frac{\pi^2 D}{b^2} ; k_1 = \frac{\left[\left(\frac{mb}{a} \right)^2 + \left(\frac{a}{mb} \right)^2 \right]}{1 + \frac{1-\nu}{6} \left(\frac{a}{mb} \right)^2} - \frac{(1+\nu)^2}{12} \frac{1-\nu \left(\frac{mb}{a} \right)^2}{2 \left(\frac{a}{mb} \right)^2} + 3 ; k = \left(\frac{mb}{a} + \frac{a}{mb} \right)^2 ; D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}.$$

k - коэффициент полученный Брайаном [9].

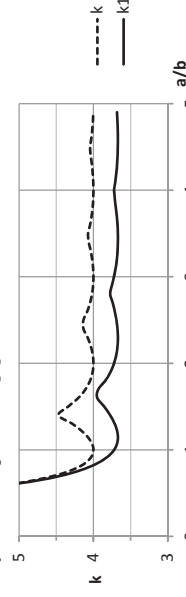


Рис. 2.2 Графики изменения коэффициентов k_1 и k

Библиографический список использованной литературы

1. Lorenz R. Die nicht assymmetrische Knickung dünnwandiger Hohlzylinder. Zeitschrift, 1911, Bd 12, Nr. 7, SS. 241-260.
2. Тимошенко С. П. К вопросу о деформации и устойчивости цилиндрической оболочки. Вестн. о-ва технол., 1914, т.21 с 785 – 792; Изв. Петрогр. электротехн. ин-та, 1914, т. 11, с. 267 – 287.
3. Вольмир А. С. Устойчивость деформируемых систем. М. Наука, 1976, 984с.
4. Григоров Э. И., Кабанов В. В. Устойчивость оболочек. М. Наука, 1978, 359с.
5. Тимошенко С. П. Устойчивость упругих систем. ОГИЗ – Гостехиздат, 1946, 532с.
6. Тимошенко С. П. Устойчивость стержней, пластин и оболочек. М., Наука, 1971, 807с.
7. Лодчук В. А. Об одном подходе к решению задачи устойчивости цилиндра при осевом сжатии. Вестник петровской академии № 2-3 (27-28), 3-7с. Санкт-Петербург, 2012.
8. Новожилов В.В. Теория тонких оболочек. Л. Судпромгиз, 1962, 431с.
9. G. H. Bryan, „Proc. London Math. Soc.“, 1891, vol. 22, pp. 54.

Ковальчук С.Б., к.т.н., Горик О.В., д.т.н., проф.
Полтавська державна аграрна академія, м. Полтава, Україна

**ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ АНАЛІТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ЗГИНУ
КОМПОЗИТНИХ БРУСІВ ІЗ КРИВОЛІНІЙНОЮ ПЛОСКОЮ ВІССЮ**

Із розвитком технологій створення конструкційних матеріалів у сучасному машинобудуванні та будівництві все більш актуальним стає застосування композитних матеріалів у конструкціях різного призначення. Однак суттєвою перешкодою на шляху широкого впровадження у практику проектування композитних матеріалів є недостатній розвиток теорій деформування композитних конструктивних елементів та систем. Меншою мірою це стосується композитних оболонок та пластин, більшою – композитних брусів. І якщо для прямолінійних композитних брусів існують достатньо розвинуті аналітичні ітераційні теорії деформування [1, 2], то для криволінійних брусів зустрічаються лише розв'язки окремих задач для елементів із круговою віссю, наприклад [3, 4, 5]. Тому дослідження, направлені на розвиток теорій деформування композитних криволінійних брусів, є актуальними і важливими, як з наукової так і з практичної точки зору.

Напружено-деформований стан (НДС) композитного криволінійного бруса у випадку пружного деформування теоретично може бути визначений шляхом розв'язання класичної системи рівнянь лінійної теорії пружності, отриманої у декартовій системі координат. Однак застосування таких рівнянь створює додаткові математичні проблеми при врахуванні граничних умов та описанні структурної будови композитного бруса з криволінійною віссю. Більш зручним для розв'язання задач згину таких елементів є застосування рівнянь отриманих для криволінійної системи координат, якій відповідає форма об'єкту розрахунку. У науковій літературі висвітлені рівняння для окремих випадків криволінійних систем, однак для побудови загальної теорії деформування криволінійних композитних брусів корисним буде більш узагальнений підхід, який передбачає застосування криволінійної системи координат із твірними довільної форми.

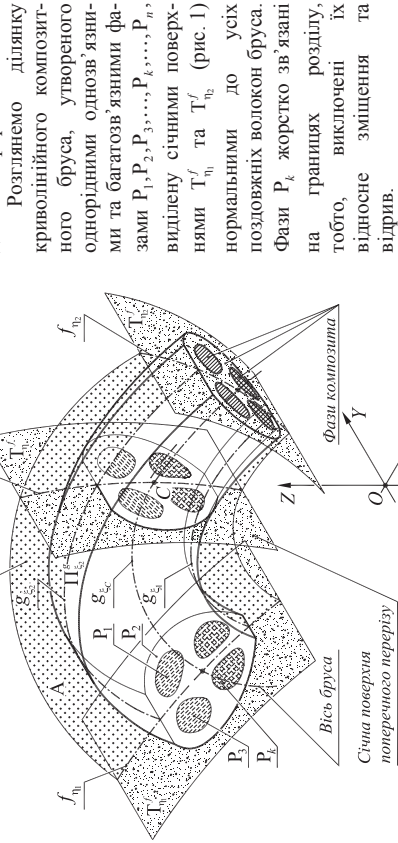


Рис. 1 – Дискретно-неоднорідний композитний брус з криволінійною плоскою віссю

площині симетрії А. Поперечний переріз бруса за формою та структурою, симетричний відносно площини А (головної площини жорсткості бруса) і має незмінну форму та будову вздовж осі жорсткості.

Брус прив'язаний до допоміжної прямокутної просторової системи координат XYZ із правою системою осей та початком в точці О. Головна площина бруса А співпадає із координатною площиною XOZ. Проекції позовжних волокон розгляданого бруса на площину А утворюють однопараметричне сімейство кривих $g_\xi(x, z, \xi)$, а сукупність проєкцій усіх поперечних перерізів – сімейство $f_\eta(x, z, \eta)$. Вказані сімейства кривих утворюють криволінійну ортогональну систему координат HE на площині А, а циліндричні поверхні Π_ξ і Γ_η із твірними g_ξ та f_η відповідно, разом із сімейством площин Y, γ , нормальними до ОУ, утворюють криволінійну циліндричну систему координат HEУ.

Матеріал фаз бруса є ізотропним або трансверсально ізотропним, причому, у другому випадку поверхня ізотропії співпадає із поперечним перерізом бруса. Вважаємо відомими пружні властивості матеріалу довільної фази P_k , задані сукупністю сталей

$$\| \| E_\eta^{(k)}, E_\gamma^{(k)}, G_{\Pi_\xi}^{(k)}, G_{\Gamma_\eta}^{(k)}, G_{\gamma_\eta}^{(k)}, \nu_\eta^{(k)} \| \| = \| \| S_\alpha^{(k)} \| \|, \quad (1)$$

де $E_\xi^{(k)}, E_\eta^{(k)}$ – модулі пружності у поверхні ізотропії та по нормалі до неї; $G_{\Pi_\xi}^{(k)}, G_{\Gamma_\eta}^{(k)} = G_{\gamma_\eta}^{(k)}$ – модулі зсуву, відповідно у поверхні ізотропії та площинах перпендикулярних до неї; $\nu_\xi^{(k)}, \nu_\eta^{(k)}$ – коефіцієнти Пуассона у поверхні ізотропії та по нормалі до неї.

Для усього бруса залежності між механічними властивостями матеріалу в околі деякої точки $K(\eta, \xi, \gamma)$ і її координатами, можуть розглядатися як функції, оскільки координати точки однозначно визначають її приналежність до фази P_k , за виключенням тільки границь розділу, де з'являється деяка невизначеність. Такі функції, зважаючи на незмінність будови бруса по довжині, формально можна описати наступним співвідношенням

$$\mu_\alpha^s = \mu_\alpha^s(\xi, \gamma) = \sum_{k=1}^n (P_k S_\alpha^{(k)}), \quad (2)$$

де $P_k = P_k(\xi, \gamma)$ – характеристична функція фази P_k ; n – кількість фаз бруса.

Брус деформується під дією зрівноваженої системи зовнішніх активних і реактивних навантажень розподілених на його позовжних циліндричних Π_ξ^g ($g = 1, 2$) та торцевих поверхнях Γ_η^f , які викликають пружний згин бруса у головній площині жорсткості А.

Система рівнянь теорії пружності для описаного бруса у криволінійній циліндричній системі координат HEУ була отримана шляхом перетворення класичних рівнянь лінійної теорії пружності у декартовій системі координат XYZ і переходу до компонент НДС у циліндричній криволінійній системі HEУ.

Рівняння рівноваги для компонент напруженого стану отримані у такому вигляді

$$\left. \begin{aligned} \lambda \frac{\partial \sigma}{\partial \eta} + L_\xi \frac{\partial \tau_{\eta\gamma}}{\partial \gamma} + \frac{\partial \tau_{\eta\xi}}{\partial \xi} + \left(\frac{\partial \alpha}{\partial \xi} (\sigma_\xi - \sigma_\eta) + 2\lambda \frac{\partial \alpha}{\partial \eta} \tau_{\eta\xi} \right) &= 0; \\ \lambda \frac{\partial \tau_{\eta\gamma}}{\partial \eta} + L_\xi \frac{\partial \sigma}{\partial \gamma} + \frac{\partial \tau_{\xi\gamma}}{\partial \xi} + \lambda \frac{\partial \alpha}{\partial \eta} \tau_{\xi\gamma} - \frac{\partial \alpha}{\partial \xi} \tau_{\eta\gamma} &= 0; \\ \lambda \frac{\partial \tau_{\eta\xi}}{\partial \eta} + L_\xi \frac{\partial \tau_{\xi\gamma}}{\partial \gamma} + \frac{\partial \sigma_\xi}{\partial \xi} + \lambda \frac{\partial \alpha}{\partial \eta} (\sigma_\xi - \sigma_\eta) - 2 \frac{\partial \alpha}{\partial \xi} \tau_{\eta\xi} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

де $\sigma_\eta, \sigma_\xi, \sigma_\gamma, \tau_{\eta\xi}, \tau_{\xi\gamma}, \tau_{\eta\gamma}$ – компоненти тензора напружень у системі HEУ; λ, α – уведені параметри криволінійної циліндричної системи координат; L_ξ, L_η – коефіцієнти Ламе.

У рівняннях (3) параметри та коефіцієнти при функціях напружень та їх похідних визначаються так:

$$\lambda = \frac{\partial X}{\partial \xi} \frac{\partial Z}{\partial \eta}, \alpha = \arctg \left(\frac{\partial Z}{\partial \xi} / \frac{\partial X}{\partial \xi} \right), L_\xi = \sqrt{\left(\frac{\partial X}{\partial \xi} \right)^2 + \left(\frac{\partial Z}{\partial \xi} \right)^2}, L_\eta = \sqrt{\left(\frac{\partial X}{\partial \eta} \right)^2 + \left(\frac{\partial Z}{\partial \eta} \right)^2},$$

де $X = X(\eta, \xi)$ та $Z = Z(\eta, \xi)$ – функції зв'язку між координатами довільної точки у системах XYZ та HEY.

Геометричні співвідношення між компонентами деформованого стану та вектору переміщення отримані у наступному вигляді:

$$\varepsilon_\eta = \frac{\lambda}{L_\xi} \left(\frac{\partial \tilde{w}}{\partial \eta} + \frac{\partial \alpha}{\partial \eta} \tilde{u} \right), \varepsilon_\xi = \frac{1}{L_\xi} \left(\frac{\partial \tilde{u}}{\partial \xi} - \frac{\partial \alpha}{\partial \xi} \tilde{w} \right), \varepsilon_y = \frac{\partial \tilde{v}}{\partial y}, \quad (4)$$

$$\gamma_{\eta\xi} = \frac{1}{L_\xi} \left(\lambda \left(\frac{\partial \tilde{u}}{\partial \eta} - \frac{\partial \alpha}{\partial \eta} \tilde{w} \right) + \left(\frac{\partial \tilde{w}}{\partial \xi} + \frac{\partial \alpha}{\partial \xi} \tilde{u} \right) \right), \gamma_{\xi y} = \frac{1}{L_\xi} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \xi} + \frac{\partial \tilde{u}}{\partial y}, \gamma_{\eta y} = \frac{\lambda}{L_\xi} \frac{\partial \tilde{v}}{\partial \eta} + \frac{\partial \tilde{w}}{\partial y}, \quad (5)$$

де $\tilde{u}, \tilde{v}, \tilde{w}$ – компоненти вектора переміщення точки бруса у системі HEY.

Залежності між компонентами напруженого та деформованого станів, для випадку, коли матеріали фаз композитного бруса володіють властивостями трансверсальної ізотропії, отримані у такому вигляді:

$$\varepsilon_\eta = \frac{\sigma_\eta}{\mu_\eta^E} - \frac{\mu_\xi^V}{\mu_\xi^E} (\sigma_y + \sigma_\xi), \varepsilon_\xi = \frac{(\sigma_\xi - \mu_\xi^V \sigma_y)}{\mu_\xi^E} - \frac{\mu_\eta^V \sigma_\eta}{\mu_\eta^E}, \varepsilon_y = \frac{(\sigma_y - \mu_\xi^V \sigma_\xi)}{\mu_\xi^E} - \frac{\mu_\eta^V \sigma_\eta}{\mu_\eta^E}, \quad (6)$$

$$\gamma_{\eta\xi} = \frac{1}{\mu_\eta^E} \tau_{\eta\xi}^E, \gamma_{\xi y} = \frac{1}{\mu_\xi^E} \tau_{\xi y}^E, \gamma_{\eta y} = \frac{1}{\mu_\eta^E} \tau_{\eta y}^E, \quad (7)$$

де $\|\mu_\eta^E, \mu_\xi^E, \mu_\eta^V, \mu_\xi^V, \mu_\eta^G, \mu_\xi^G, \mu_\eta^V, \mu_\xi^V\| = \|\mu_\eta^S\|$ – функції механічних характеристик матеріалу бруса.

Отримана система рівнянь теорії пружності для композитного бруса у довільній криволінійній циліндричній системі координат, представлена співвідношеннями (3)-(7), не лише спрощує побудову відповідних співвідношень для окремих випадків систем координат (циліндричних еліптичної, параболічної, гіперболічної тощо), а й дозволяє будувати загальні підходи до аналізу та визначення НДС таких елементів.

Список літератури

1. Горік О.В. Механіка деформування композитних брусьв / О.В. Горік, В.Г. Пискунов, В.М. Чередишкін. – Полтава-Київ: АСМІ, 2008. – 402с.
2. Пискунов В.Г. Ітераційна аналітична теорія в механіці слоистих композитних систем / В.Г. Пискунов // Механіка композитних матеріалів. – 2003. – Т.39, №1. – С.2-24.
3. Лехницький С.Г. Теорія упругості анізотропного тела / С.Г. Лехницький. – М.: Наука, 1977. – 416с.
4. Toff G. Stresses in a Cervical Laminated Beam / G. Toff // Fiber Science and Technology. – 1983. – Vol.19, No.4. – P.243-267.
5. Верещака С.М. Напружене деформоване состояние анізотропного криволінійного бруса при изгибе с учетом идеального и неидеального контактов между слоями / С.М. Верещака, А.В. Дейнека, О.Н. Орел, А.Г. Хализова // Вісник СумДУ. Серія «Технічні науки». – 2012. – №4. – С.74-87.

УДК 620.17:616.71

Шидловський М.С.¹, к.т.н, доц., Лакша А.А.², лікар-травматолог, Мусянко О.С.¹, студ. І КПШ ім. Ігоря Сікорського, м.Київ, Україна
2 Національний військово-медичний клінічний центр «ГВКГ» МО України, м.Київ

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО РОЗТАШУВАННЯ СТЕРЖНІВ В АПАРАТАХ ДЛЯ ФІКСАЦІ ВОГНЕПАЛЬНИХ ПЕРЕЛОМІВ ДОВГИХ КІСТОК

Вступ. Взаємодія снаряду, що ранив, з кісткою призводить до руйнування кісткової тканини (КТ) не лише в місці контакту, але і на відстані до 40 мм, за рахунок розповсюдження ударної хвилі [1, 2]. Це викликає ударно-хвильову остеопорозоподібну трансформацію кісткової тканини із зміною біомеханічних характеристик кісткової тканини в областях віддалених від місця раненого каналу (рис. 1). При розміщенні засобу, що фіксує перелом, необхідно враховувати що обставину і уникати установки елементів фіксації (стержнів) в пошкоджену кісткову тканину.

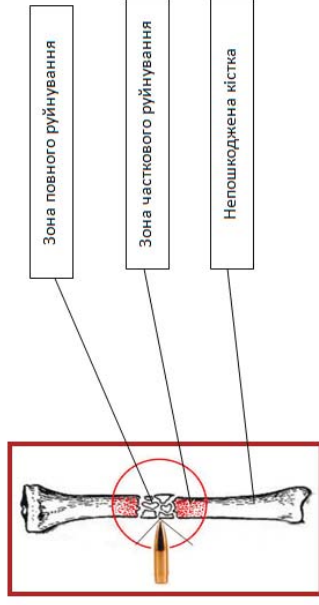


Рис. 1. Взаємодія снаряду з кісткою

При вогнетпальних пошкодженнях кісток первинним методом хірургічного лікування є позавогнетпальний остеосинтез. З біомеханічної точки зору найбільш надійна фіксація кісткових відламків при переломах досягається при мінімальній відстані між стержнями, що знаходяться в різних кісткових фрагментах. За рекомендаціями провідних спеціалістів, стержні вводяться у кістку на відстані приблизно 20 мм від місця перелому перпендикулярно до поздовжньої осі довгої кістки [3-5].

Внаслідок ударно-хвильової остеопорозоподібної трансформації характеристики жорсткості кісткової тканини в ділянці вогнетпального перелому змінюються на відстані не менше 40 мм від вогнетпального перелому [6-8]. Тому при вогнетпальних пораненнях елементи фіксації (стержні 2 і 3 на рис. 2а) безпечно розташовувати у пошкодженій кістковій тканині, буде оптимальніше змістити їх в неупошкоджену область.

У той же час при розведенні значених стержнів збільшується відстань між стрижнями (L_п на рис. 2б порівняно з L_п на рис. 2а). При цьому втрачається загальна жорсткість системи «пошкоджена кістка - засіб фіксації перелому», що може привести до виникнення великих взаємних зсувів частин перелому під дією зовнішніх навантажень. Як наслідок цього, під дією навантажень виникають суттєві деформації штанги і стрижнів (рис. 2б). Функціональна надійності системи фіксації перелому при цьому суттєво знижується.

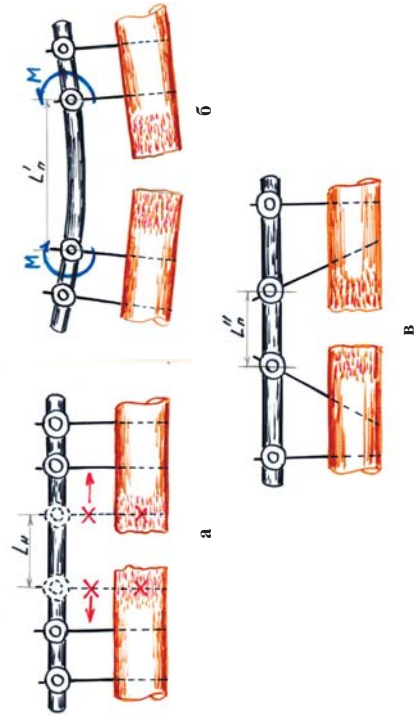


Рис. 2. Схеми розташування стержнів перпендикулярно (а, б) та під кутом (в) до поздовжньої осі кістки

Взаємні зміщення частин кістки та кути повороту перелому пропорційні згинальному моменту сил і відстані між стрижнями. Зменшення відстані між стрижнями підвищує жорсткості фіксації перелому в цілому. Тому було запропоновано при вогнепальному пораненні розташовувати стержні під кутом до поздовжньої осі кістки, що зменшує відстань між стрижнями (L'' на рис. 2в).

Відеутність в літературі рекомендацій щодо розташування стержнів для фіксації переломів при вогнепальних пораненнях ставить задачу розробки методики визначення раціонального розташування фіксаторів.

Для дослідження впливу кутів нахилу стержнів на жорсткість системи «пошкоджена кістка - засіб фіксації перелому» розроблена спеціальна система закріплення стержнів [9], яка моделює їх розташування на кістці (рис. 3). Засіб фіксації переломів розміщений на двох металевих стержнях, кожен з яких має фіксатор, що дає змогу закріплювати стержні під кутами 0° , 15° та 30° відносно перпендикулярного напрямку до поздовжньої осі кісток.

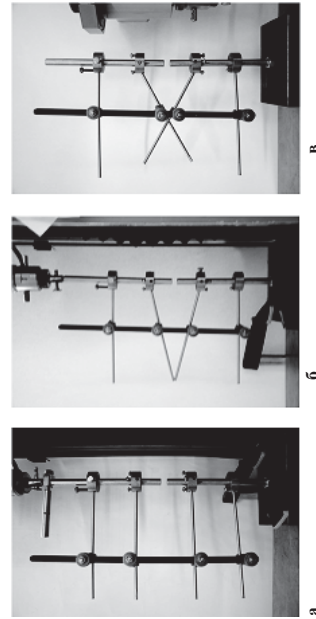


Рис. 3. Схеми розташування стержнів під кутами 0° (а), 15° (б) та 30° (в) відносно перпендикулярного напрямку до поздовжньої осі кісток

Для визначення механічних властивостей зразка проводили його навантаження за допомогою універсальної випробувальної машини. Систему встановлювали на рухомому столі машини. Навантаження прикладали шляхом вертикального переміщення стола. Результати випробувань ресстрували у вигляді діаграми деформування в координатах «зусилля деформація». Проводили різні види навантаження – стиск та згин у двох напрямках (у площині розміщення стержнів та у перпендикулярній площині).

Як приклад, у табл. 1 наведені результати розрахунків приведених деформацій стержневого апарату зовнішньої фіксації з різними кутами нахилу стержнів.

Таблиця 1
Залежність жорсткості системи від типу навантаження і кута розташування шпиль

Кут	Жорсткість, Н/мм		
	Стиск	Згин *	Згин **
0°	25.51	2.63	1.13
15°	40.84	3.97	1.15
30°	90.00	3.47	2.85

* згин у площині розміщення стержнів; ** згин у перпендикулярній площині

Збільшення кута нахилу стержнів до 15° та 30° підвищує жорсткість системи при стиску у 1.6 ... 3.5 рази, у 1.3 ... 1.5 разів при згинанні у площині розміщення стержнів та до 2.5 разів при згинанні у перпендикулярній площині.

Список літератури:

1. Гайдаш А.А., Спінца Л. Н., Баширов Р.С. и др. *Тонкая структура кости и разрушение костной ткани при импульсном нагружении (к проблеме ударно-волнового остеопороза)* // Современная баллистика и смежные вопросы механики: Материалы Всерос. науч. конф. – Томск: ТГУ, 2009. – С. 19-22.
2. Иццико А.Н., Белов Н.Н., Гайдаш А.А. и др. *Структурные механизмы и математическое моделирование разрушения костной ткани при высокоскоростном ударе* // Медицина экстремальных ситуаций – 2011. – С. 1523
3. Schmidt K. *Fixateur externe: Montage, Tipps, Tricks, Verbote* / 5. Symposium Septische Unfallchirurgie und Orthopädie // – 2010. – Schön Klinik, Hamburg – 51 S.
4. Nayagam S. *Galaxy Fixationssystem – uniere Extremität* / S. Nayagam, A. C. Maquetlet // Orthofox. – 2016. – 76 S.
5. Seligson D. *Hoffmann 3 Modulare externe Fixation – OR-Technik* / D. Seligson, A. R. Burgess, M. Osgood, C. T. Andrews // Stryker. – 2016. – 52 S.
6. *Експериментальні дослідження засобів остеосинтезу*. Кол. авторів / За ред. Шидловського М.С., Лакша А.М., – К.: Ленвіт, 2017. – 277 с.
7. Шидловский Н.С., Лакша А.М., Лакша А.А. *Метод оценки биомеханических характеристик костной ткани в области огнестрельного перелома* // В кн.: Тези доповідей XV міжнародної науково - технічної конференції «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта» – Київ, НТУУ «КПІ», Україна, 23-27 червня 2014. – С. 30-32.
8. Лакша А.М., Шидловский Н.С. и др. *Метод оценки биомеханических характеристик костной ткани в области огнестрельного перелома* // Материали науково-практичної конференції "Проблеми біомеханіки та медичного матеріалознавства" – Київ, 2013. – Літопис травматології та ортопедії. №1-2/2014 (29-30). – С.208.
9. Мусієнко О.С., Стаєвич О.Д., Шидловський М.С., Лакша А.М. *Оптимізація розташування стержнів в апаратах зовнішньої фіксації вогнепальних переломів* // Збірка матеріалів Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів «Інновації молоді – машинобудуванню», секція "Динаміка і міцність машин". – К.: НТУУ «КПІ», 2016. – С. 67-69.

УДК 620.171.3:616.71-001.5-089.227.84

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

1. КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

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

ДЕФОРМАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМ «СТЕГНОВА КІСТКА – ЗАСІБ ФІКСАЦІЇ ПЕРЕЛОМУ»

Вступ. У випадку метастатичного ураження довгих кісток хірургічне втручання спрямоване на покращення якості життя цієї категорії хворих (зменшення болювого синдрому, стабілізація ураженого кісткового сегмента), можливість відновлення функції ураженої кінцівки у найкоротші терміни, забезпечення локального пухлинного контролю та продовження специфічного лікування [1,2].

На сьогодні хірургічний етап лікування хворих з метастазами довгих кісток є одним із головних при цій патології [3–5].

Метою наших досліджень була розробка методики проведення нагрного експерименту та визначення характеристик жорсткості фіксації патологічних переломів на тлі метастатичного ураження за допомогою різних видів остеосинтезу, що фіксують патологічний перелом діафізу стгенової кістки (СК) у реальних, включаючи циклічні, режимах дії зовнішніх навантажень.

Як об'єкти випробувань застосовували стгенові кістки (рис.1). Досліджено процеси деформування при одноразових та циклічних навантаженнях таких об'єктів:

- неушкоджені стгенові кістки (надалі СК-Н);
- стгенові кістки з переломами, що фіксовані апаратами «СтА3Ф-К» конструкції А. Костюка [6] (надалі СК-А);
- стгенові кістки з переломами, армованими системою металоостеосинтезу із застосуванням накісткової пластини та кісткового цементу (надалі СК-Ц).

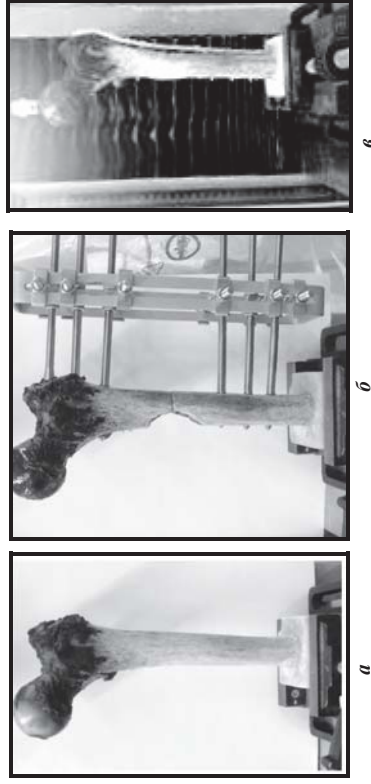


Рис. 1 – Спосіб фіксації переломів: а – неушкоджена стгенова кістка, б – після моделювання перелому та встановлення СК-А, в – після встановлення СК-Ц

Методика випробувань. Непошкоджені стгенові кістки у кількості 3 шт. піддавали випробуванням. Надалі проводили попереочну остеотомію для моделювання простого попереочного перелому. Після цього виконували остеосинтез з послідовним використанням апарату СтА3Ф-К та металоостеосинтезу.

Навантаження систем «СК – засіб остеосинтезу» проводили на універсальній випробувальній машині [8] (рис. 3). Точність вимірювання переміщення рухомого затискувача складала ± 0.01 мм при швидкості переміщення активного затискувача 5 мм / хв (стиск та ротація) та 50 мм / хв (згин). Зазначені швидкості дозволяють провести одне навантаження протягом 10 - 20 с.

Переміщення, що виникають під дією одноразових навантажень реєстрували шляхом запису діаграм деформування та за допомогою послідовного фотографування зразка дзеркальною цифровою фотокамерою Nikon D 5200 [7].

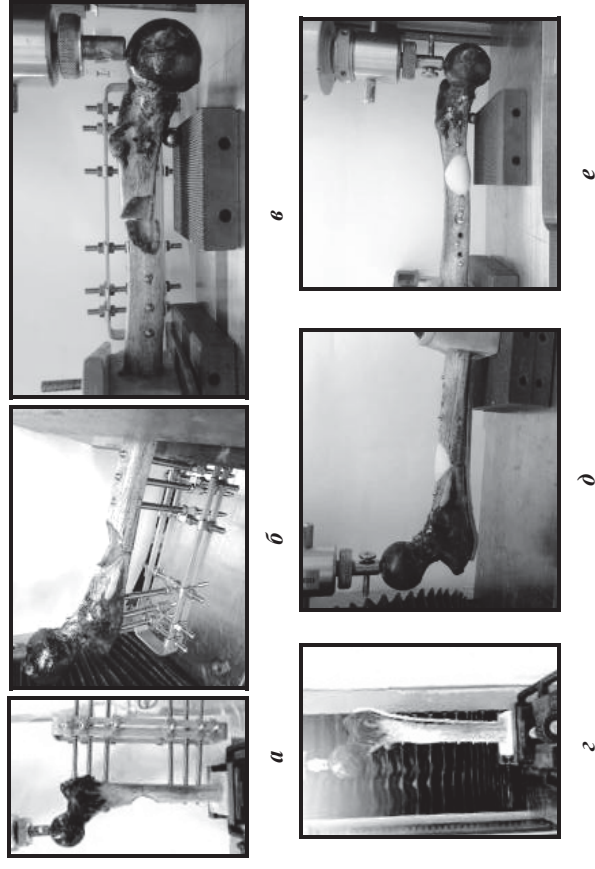


Рис. 2 – Випробування стгенових кісток з переломом, фіксованим апаратом СтА3Ф-К (а, б, в), та системою металоостеосинтезу із застосуванням накісткової пластини та кісткового цементу (г, д, е) при стиску (а, г), згині (б, д) та крученні (в, е)

Результати випробувань. Результати вимірювань та розрахунків зображені на рис.3 . На рис.3 наведені результати вимірювання жорсткостей фіксації, визначених за початковими ділянками діаграм деформування стгенових кісток та при циклічних випробуваннях .

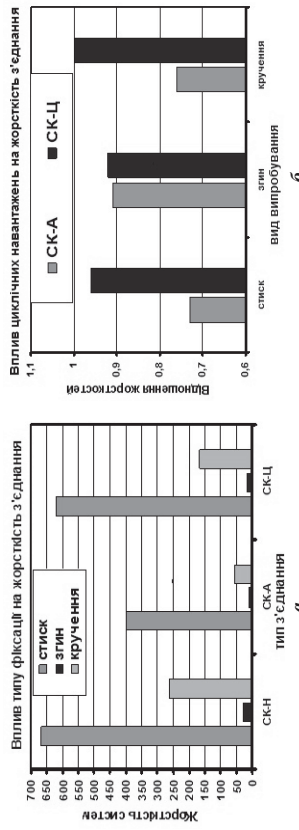


Рис.3. Узагальнені результати випробувань стегнових кісток при статичних випробуваннях (а); відношення жорсткості стегнових кісток з переломами, фіксованими системами остеосинтезу СК-А та СК-Ц до жорсткості неушкодженої стегнової кістки при циклічних навантаженнях (б)

Відмітимо високий рівень зберігання жорсткості системи фіксації перелому металоостеосинтезом СК-Ц у процесі дії циклічних навантажень. При дії кручення жорсткість повністю зберігається, при дії стиску та згину в цій системі падіння жорсткості не перевищує 4-8%. В той же час система СК-А показує суттєво меншу стабільність: падіння жорсткості під дією циклічних навантажень на 24-27% при стиску та крученні. При згині зниження жорсткості в зазначеній системі не перевищило 9%.

Висновки.

1. Фіксація патологічного перелому діафізу стегнової кістки на тлі метастатичного ураження, дослідженими способами остеосинтезу зменшує розвиток деформації в місці патологічного перелому при дії компресійних навантажень та суттєво підвищує стабільність системи.
2. Армований металоостеосинтез із застосуванням якіткової пластини та кісткового цементу є більш стабільним методом фіксації у порівнянні з стрижневими апаратами зовнішньої фіксації типу АЗФ-К. Фіксація перелому способом металоостеосинтезу суттєво перешкоджає розвитку деформації при дії циклічних навантажень.
3. Найбезпечнішими з точки зору функціональної надійності для обох досліджених систем остеосинтезу є згинальні та ротаційні навантаження.

Список використаних джерел:

1. *Тихонов Р.М., Григорьев П.В.*, Засульський Ф.Ю. и др. Хирургическое лечение больных с метастатическими поражениями длинных костей. Материалы Всероссийской конференции с международным участием «Эндопротезирование крупных суставов» (Москва, 21-22 апреля). Москва: 2009. 120 с.
2. *Bickels J, Dada S, Lidar Z.* Surgical management of metastatic bone disease. *J Bone Joint Surg Am* 2009; 91 (6): 1503-16.
3. *Бур'янов О.А.* Наш досвід лікування хворих з метастатичним ураженням кісток. *Травма* 2011; 12 (2): 112-4.
4. *Sim F.H.* Metastatic bone disease of the pelvic and femur. *Instr Course Lect* 1992; 41: 317-27.
5. *Furani H, Kamae S, Atsui K, et al.* Successful limb salvage of pathological fracture of the distal tibia caused by cancer metastasis. *Orthop Sci* 2002; 7 (2): 262-6.
6. *Костюк А. Н.* Посібник з методики остеосинтезу апаратами зовнішньої фіксації АЗФ-К. – Київ: ТОВ «Лазурит-поліграф», 2015. – 144 с.
7. *Експериментальні дослідження засобів остеосинтезу.* Кол. авторів / За ред. Шидловського М.С., Лакши А.М., – К.: Ленвіт, 2017. – 277 с.
8. *Шидловський Н.С.* Методи дослідження деформаційної надійності систем остеосинтезу конечностей человека // *Бюлетень інженерія*, – К: 2011, – № 1. – С. 24-31.

УДК 620.171.3:616.71-001.5-089.227.84

Димань М.М.¹, асп., Глинський О.В.², хірург,

1. КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна
2. ДУ «Інститут травматології та ортопедії НАМН України», Київ, Україна

ДЕФОРМАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМ «СТЕГНОВА КІСТКА – ЗАСІБ ФІКСАЦІЇ ПЕРЕЛОМУ»

Вступ. У випадку метастатичного ураження довгих кісток хірургічне втручання спрямоване на покращення якості життя цієї категорії хворих (зменшення болювого синдрому, стабілізація ураженого кісткового сегмента), можливість відновлення функції ураженої кінцівки у найкоротші терміни, забезпечення локального пухлинного контролю та продовження специфічного лікування [1,2].

На сьогодні хірургічний етап лікування хворих з метастазами довгих кісток є одним із головних при цій патології [3-5].

Метою наших досліджень була розробка методики проведення натурного експерименту та визначення характеристик жорсткості фіксації патологічних переломів на тлі метастатичного ураження за допомогою різних видів остеосинтезу, що фіксують патологічний перелом діафізу стегнової кістки (СК) у реальних, включаючи циклічні, режимах дії зовнішніх навантажень.

Як об'єкти випробувань застосовували стегнові кістки (рис.1). Досліджено процеси деформування при одноразових та циклічних навантаженнях таких об'єктів:

- неушкоджені стегнові кістки (надалі СК-Н);
- стегнові кістки з переломами, що фіксовані апаратами «СтАЗФ-К» конструкції А. Костюка [6] (надалі СК-А);
- стегнові кістки з переломами, армованими системою металоостеосинтезу із застосуванням якіткової пластини та кісткового цементу (надалі СК-Ц).

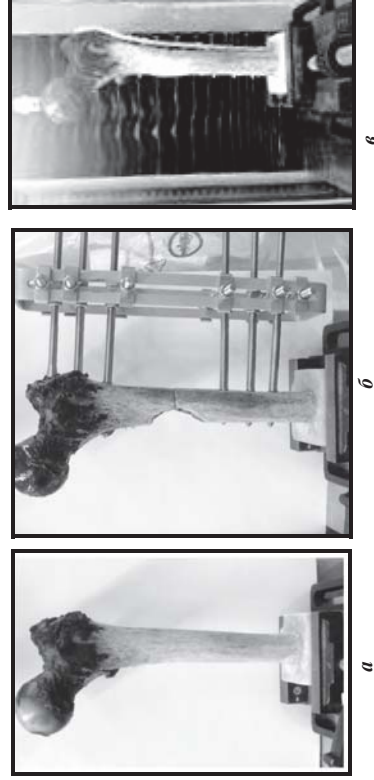


Рис.1 – Спосіб фіксації переломів: а – неушкоджена стегнова кістка, б – після моделювання перелому та встановлення СК-А, в – після встановлення СК-Ц

Методика випробувань. Непошкоджені стегнові кістки у кількості 3 шт. піддавали випробуванням. Надалі проводили поперечну остеотомію для моделювання простого поперечного перелому. Після цього виконували остеосинтез з послідовним використанням апарату СтА3Ф-К та металоостеосинтезу.

Навантаження систем «СК – засіб остеосинтезу» проводили на універсальній випробувальній машині [8] (рис. 3). Точність вимірювання переміщення рухомого затискувача складала $\pm 0,01$ мм при швидкості переміщення активного затискувача 5 мм / хв (стиск та ротація) та 50 мм / хв (згин). Зазначені швидкості дозволяють провести одне навантаження протягом 10 - 20 с.

Переміщення, що виникають під дією одноразових навантажень ресстрували шляхом запису діаграм деформування та за допомогою послідовного фотографування зразка дзеркальною цифровою фотокамерою Nikon D 5200 [7].

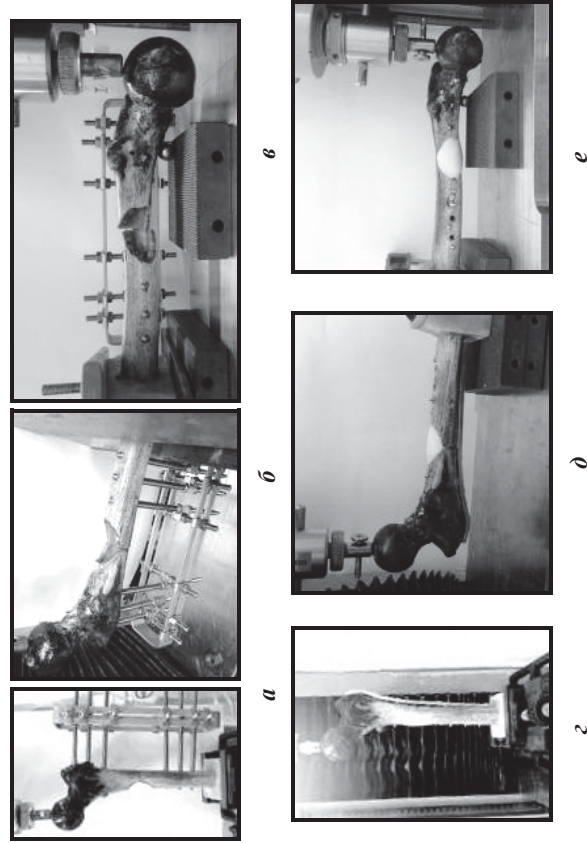


Рис. 2 – Випробування стегнових кісток з переломом, фіксацією апаратом СтА3Ф-К (а, б, в), та системною металоостеосинтезу із застосуванням накісткової пластини та кісткового цементу (г, д, е) при стиску (а, г), згині (б, д) та крученні (в, е)

Результати випробувань. Результати вимірювань та розрахунків зображені на рис.3. На рис. 3. наведені результати вимірювання жорсткостей фіксації, визначених за початковими ділянками діаграм деформування стегнових кісток та при циклічних випробуваннях.

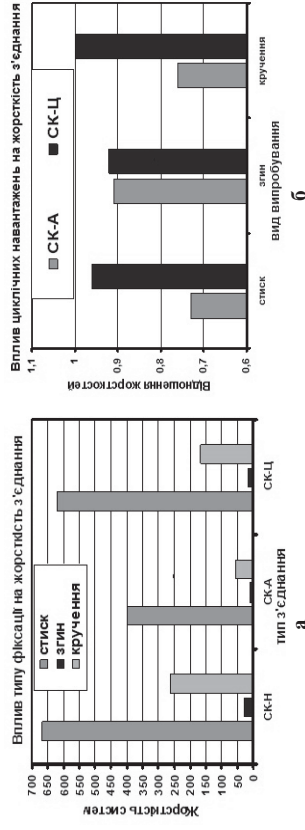


Рис.3 - Узагальнені результати випробувань стегнових кісток при статичних випробуваннях (а); відношення жорсткості стегнових кісток з переломами, фіксованими системними остеосинтезу СК-А та СК-Ц до жорсткості неушкодженої стегнової кістки при циклічних навантаженнях (б)

Відмітимо високий рівень зберігання жорсткості системи фіксації перелому металоостеосинтезом СК-Ц у процесі дії циклічних навантажень. При дії кручення жорсткість повністю зберігається, при дії стиску та згину в цій системі падіння жорсткості не перевищує 4-8%. В той же час система СК-А показує суттєво меншу стабільність: падіння жорсткості під дією циклічних навантажень на 24-27% при стиску та крученні. При згині зниження жорсткості в зазначеній системі не перевищило 9%.

Висновки.

1. Фіксація патологічного перелому діяризу стегнової кістки на тлі метастатичного ураження, дослідженими способами остеосинтезу зменшує розвиток деформації в місці патологічного перелому при дії компресійних навантажень та суттєво підвищує стабільність системи.
2. Армований металоостеосинтез із застосуванням накісткової пластини та кісткового цементу є більш стабільним методом фіксації у порівнянні з стрижневими апаратами зовнішньої фіксації типу АЗФ-К. Фіксація перелому способом металоостеосинтезу суттєво перешкоджає розвитку деформацій при дії циклічних навантажень.
3. Найбезпечнішими з точки зору функціональної надійності для обох досліджених систем остеосинтезу є згинальні та ротаційні навантаження.

Список використаних джерел:

1. Тихонов Р.М., Григорьев П.В., Засульский Ф.Ю. и др. Хирургическое лечение больных с метастатическими поражениями длинных костей. Материалы Всероссийской конференции с международным участием «Эндопротезирование крупных суставов» (Москва, 21–22 апреля). Москва: 2009. 120 с.
2. Bickels J, Dadia S, Lidar Z. Surgical management of metastatic bone disease. J Bone Joint Surg Am 2009; 91 (6): 1503–16.
3. Бур Янов О.А. Наш досвід лікування хворих з метастатичним ураженням кісток. Травма 2011; 12 (2): 112–4.
4. Sim F.H. Metastatic bone disease of the pelvic and femur. Instr Course Lect 1992; 41: 317–27.
5. Futani H, Kamae S, Aisui K, et al. Successful limb salvage of pathological fracture of the distal tibia caused by cancer metastasis. Orthop Sci 2002; 7 (2): 262–6.
6. Костюк А. Н. Посібник з методики остеосинтезу апаратами зовнішньої фіксації АЗФ-К. – Київ: ТОВ «Лазурит-поліграф», 2015. – 144 с.
7. Експериментальні дослідження засобів остеосинтезу. Кол. авторів / За ред. Шидловського М.С., Лакши А.М., – К.: Ленвіт, 2017. – 277 с.
8. Шидловський Н.С. Методи дослідження деформаційної надійності систем остеосинтезу конечностей человека // Біомедична інженерія, – К: 2011, – № 1. – С. 24-31.

УДК 620.171.3:616.718.56

Шилловський М.С.¹, к.т.н, доц., Димань М.М.¹, Омельченко Т.М.², к.м.н., доц.

1-КПШ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

2 Національний медичний інститут ім. О.О. Богомольця, м. Київ, Україна

ДЕФОРМАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМ ФІКСАЦІЇ ПЕРЕЛІВІВ ВЕЛИКОГОМІЛКОВИХ КІСТОК

Вступ. Переломи великогомілкової кістки (ВГК) із зміщенням уламків належать до складних переломів, які призводять до довгострокової непрацездатності або навіть інвалідності. На сьогодні відсутня єдина точка зору, щодо вибору раціональних фіксаторних пластин для таких переломів. Для вибору оптимального способу фіксації необхідно визначення та порівняння жорсткості фіксації уламків на натурній моделі перелому ВГК при використанні різних фіксаторів [1-3].

Метою наших досліджень була розробка методики проведення натурного експерименту та визначення і порівняння механічних характеристик системи «кістка-пластина», що застосовуються для фіксації пошкоджених ВГК для вибору оптимальної конфігурації пластин. Для цього необхідно визначити деформації системи «ВГК з переломом - пластина» під дією зовнішніх навантажень. Експерименти проводили при найбільш характерних фізіологічних навантаженнях, що супроводжують ходьбу людини (стиск, згин та кручення).

Як об'єкти випробувань застосовували непошкоджені натурні ВГК, на яких моделювали прямі переломи в області дистального епіметафізу (рис.1).

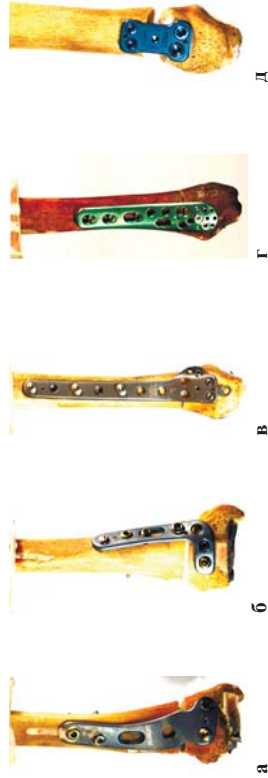


Рис. 1 – Спосіб фіксації переломів: а - латеральна пластина ІL, б - медіальна ІМ, в - медіальна 2М, г - медіальна 3М, д - Х-подібна медіальна 4М

Методика випробувань. Перед вимірюванням біомеханічних характеристик на зразку моделювали перелом, який фіксували гвинтами. Швидкість деформування зразка становила 2,5 мм/хв. Попереднє навантаження становило 10 Н. Випробування проводили на стиск, згин і кручення. Переміщення, що виникають під дією одноразових навантажень реєстрували шляхом запису діаграм деформування та за допомогою послідовного фотографування зразка дзеркальною цифровою фотокамерою Nikon D 5200 [4].

На прикладі системи фіксації медіальною титановою пластиною «2М» покажемо розрахунок переміщень за допомогою послідовного фотографування зразка.

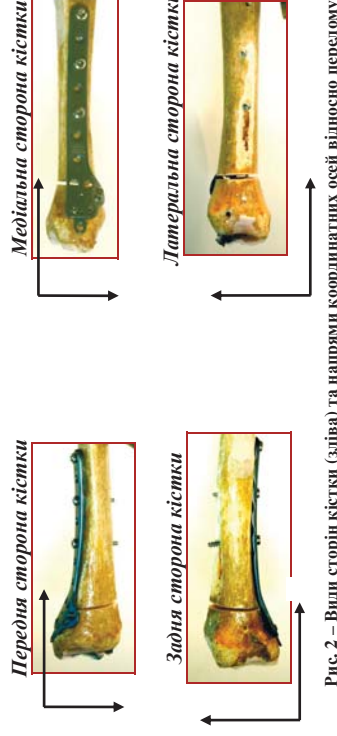


Рис. 2 – Види сторін кістки (зіліва) та напрямки координатних осей відносно перелому

За даними фото розраховуємо:

– зміщення медіальної точки перелому у напрямку X (мм)

$$\Lambda^M_X = (M_{X,P(X)} - M_{X,0}) \cdot m = (77-91) \cdot 0,022 \text{ мм/ріх} = -0,308 \text{ мм};$$

– зміщення медіальної точки перелому у напрямку Z (мм)

$$\Lambda^M_Z = (M_{Z,P(X)} - M_{Z,0}) \cdot m = 23-23 = 0;$$

– зміщення латеральної точки перелому у напрямку X (мм)

$$\Lambda^L_X = (L_{X,P(X)} - L_{X,0}) \cdot m = (139-176) \cdot 0,022 \text{ мм/ріх} = -0,814 \text{ мм};$$

– зміщення латеральної точки перелому у напрямку Z (мм)

$$\Lambda^L_Z = (L_{Z,P(X)} - L_{Z,0}) \cdot m = 17-17 = 0.$$

Масштаб $m = 0,022 \text{ мм/ріх}$ розрахований шляхом фотографування каліброваного елемента.

Приведені зміщення розраховуємо за формулою $\lambda^i_j = \Lambda^i_j / P_X$, де навантаження $P_X = 100 \text{ Н}$.

Аналогічним чином розраховуємо переміщення вентральної та дорсальної точок перелому.

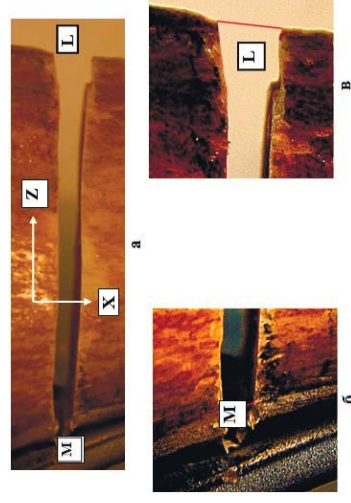


Рис. 3 – Графічна обробка знімка перелому, закріпленого пластиною «2М», без додаткового стискаючого навантаження (початкове навантаження $P_0 = 10 \text{ Н}$): а - загальний вигляд перелому із задньої сторони кістки; проєкції відстаней між суміжними точками перелому на вісі X та Z; б - медіальна область; в - латеральна область.

Результати випробувань. Результати вимірювань та розрахунків зображені на рис.4 та рис.5.

На рис 4. наведені результати вимірювання жорсткостей фіксації, визначених за початковими ділянками діаграм деформування великоомілкових кісток.

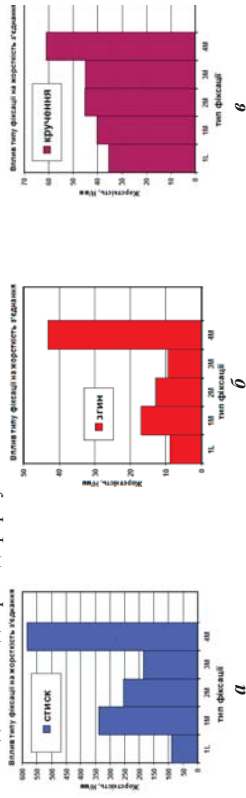


Рис. 4 - Жорсткості фіксації великоомілкових кісток різними способами при стиску (а), згині (б) та крученні (в)

На рис 5. приведені результати обробки фотознімків, що одержані при випробуваннях зразків на міцність після прикладання одноразових стискаючих, згинаючих та крутильних навантажень у діапазоні 10 ... 100Н.

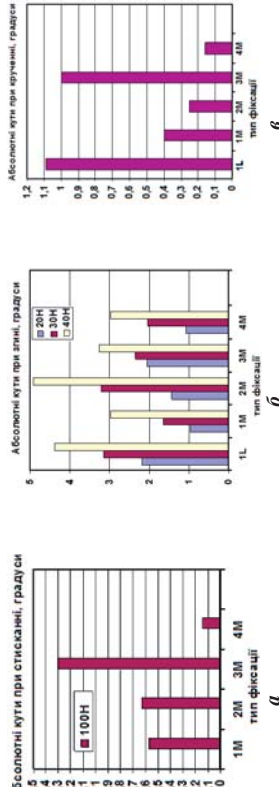


Рис.5 - Абсолютні кути зміщень точок перелому великоомілкових кісток при стиску (а), згині (б) та крученні (в)

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).

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

За більшістю вимірних характеристик перевагу мають Х-подібна медальна титанова пластина «4М» та медальна титанова пластина «1М».

Список використаних джерел:

1. Бур'янов О. А., Кваша В. П., Шидловський М. С., Скобенко С. О., Соболевський Ю. Л., Лакша А. М., Омельченко Т. М., Головачок А. В. Біомеханічне обґрунтування малоінвазивних технологій лікування при переломах проксимального епіфізафізу великоомілкової кістки (клініко-експериментальне дослідження) // Травма. - 2014. - Т. 15, № 1. - С. 9-14
2. Mandi DM; Belin RP; Banks J; Barrett V (Apr 2012). "Pilon fractures": Clinics in podiatric medicine and surgery. 29 (2): 243-78. doi:10.1016/j.cpm.2012.01.001. PMID 22424487.
3. Lippincott Frank A.; Yoon Richard S. (August 2012). "Decisions and Staging Leading to Definitive Open Management of Pilon Fractures". Journal of Orthopaedic Trauma. 26 (8): 488-498
4. Експериментальні дослідження засобів остеосинтезу. Кол. авторів / За ред. Шидловського М. С., Лакши А. М., - К.: Ленвіт, 2017. - 277 с.

УДК 620.171.3:616.718.71

М.С. Шидловський, к.т.н., доц., О.П. Заховайко, к.т.н., доц., М.М. Димань, асп. КПП ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

ОЦІНКА ТОЧНОСТІ ВИМІРЮВАНЬ ПЕРЕМІЩЕНЬ В СИСТЕМАХ ОСТЕОСИНТЕЗУ

Розробка та впровадження нових технічних засобів остеосинтезу для фіксації переломів кісток є важливою науковою та соціальною задачею, яка стоїть перед спеціалістами медичного та інженерного профілю. Ці засоби мають забезпечувати надійне закріплення уламків, максимально унеможливаючи їх взаємне зміщення в процесі транспортування та лікування пацієнтів. Ці засоби мають бути достатньо міцними та жорсткими при мінімальній вазі та простоті конструкції. На сьогодні існує багато типів таких систем та створюються нові схеми, і для оцінки їх придатності необхідно мати прості і надійні методи оцінки характеристик жорсткості систем остеосинтезу шляхом визначення зміщення уламків кісток в місцях переломів.

На сьогодні найпоширенішим способом вимірювань зміщень в системах остеосинтезу є спосіб безпосереднього вимірювання переміщення заданої точки за допомогою індикатора годинникового типу [1]. Основним його недоліком є можливість вимірювань зміщень лише однієї точки в зоні перелому, або ж, в разі потреби одночасного вимірювання у кількох точках, використання кількох індикаторів, що може бути проблематичним, наприклад при малих розмірах зразка. Крім того індикатори мають відносно велику вагу, що може створювати додаткові небажані навантаження на систему.

В лабораторії біомеханіки кафедри динаміки і міцності машин та опору матеріалів КПІ ім. Ігоря Сікорського розроблений та впроваджений в практику метод вимірювання зміщень уламків кісток людини в експерименті, за яким за допомогою цифрового фотографування ресструють величини зміщень уламків кісток з системами остеосинтезу під дією зовнішніх навантажень. При цьому пропонується вимірювати зміщення як за мітками, безпосередньо встановленими в контрольованих точках в зоні перелому [2], так і аналітично за положеннями реперних точок поза зоною перелому [3].

Метою роботи було зіставити дані, отримані цими двома шляхами, та оцінити їх точність, порівнявши з даними, отриманими шляхом безпосереднього вимірювання переміщень безконтактним оптичним методом за допомогою катетометра.

Суть цифрового фотографування полягає в наступному. На предметному столі випробувальної машини закріплюють досліджувані зразок з попередньо установленими на ньому реперними елементами (рис. 1).



Рис. 1. Зразок великоомілкової кістки з мольованим переломом, закріпленим стержневим апаратом зовнішньої фіксації та з встановленими реперними елементами

На одному рівні з реперними елементами розміщують калібровану плитку Іогансона з відомими розмірами. Перед зразком встановлюють пристрій для цифрової фотозйомки в площині, паралельній до досліджуваного зразка. При цьому всі реперні точки, помічені на зразку, мали б знаходитися у фокусі об'єктива і були б центрованими. Зразок фотографують (рис. 2б), і надалі це зображення використовують як контрольний недеформований зразок.

Потім зразок фотографують в деформованому стані під дією навантаження. Вимірювання переміщень в пікселях проводяться за допомогою стандартного програмного забезпечення для обробки цифрових зображень (рис. 2). Кінці відрізків-векторів суміщаються з відповідними реперними елементами та визначаються проєкції цих векторів на вертикальну та горизонтальну осі. За різницею між зазначеними проєкціями у недеформованому та деформованому станах визначаються зміщення реперних елементів у відповідних напрямках.

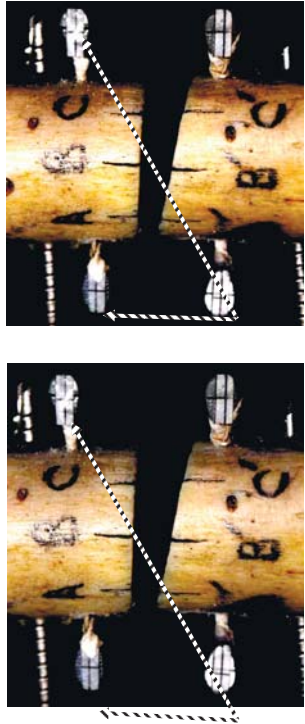


Рис. 2. Схема визначення взаємного положення реперних точок до (а) і після (б) навантаження за допомогою цифрового фотографування

Масштабний коефіцієнт отриманого зображення розраховується за формулою $\Delta = n/h$, (піксель/мм), де n – кількість пікселів, що відповідає висоті плитку Іогансона; h – висота плитку Іогансона в мм.

За цим способом точки, переміщення яких визначаються, попередньо позначаються мітками безпосередньо на зразку (точки A, A', B, B', C, C' на рис. 2). Такий спосіб дозволяє визначати зміщення за нанесеними мітками в задані точки у зоні перелому.

Кількість нанесених міток обмежується тільки розмірами зразка. Щоб забезпечити можливість визначати переміщення будь-яких точок в зоні перелому без необхідності попереднього встановлення міток на зразку, був запропонований спосіб що включає закріплення на робочому столі випробувальної машини дослідного зразка з попередньо позначеними за допомогою міток на кожному з уламків двома реперними елементами, вибраними поза зоною перелому. Точки уламків в зоні перелому, величини відносних зміщень яких підлягають визначенню, обираються безпосередньо на отриманих зображеннях і які утворюють з реперними точками на кожному з уламків жорсткі трикутники [3]. Вважаючи кістку абсолютно твердим тілом, положення будь-яких точок в зоні перелому в подальшому визначають як положення трьох вершин трикутників, утворених з реперними точками.

Щоб оцінити точність запропонованих способів визначення переміщень, крім фотографування зразка, проводилось вимірювання зміщення точки в зоні перелому за допомогою катетометра В-630 (рис. 3). Дослідженням підлягав натурний препарат у вигляді великомілікової кістки з моделюваним переломом у області діафізу, який був зафіксований стержневим апаратом зовнішньої фіксації. Зразок фотографувався у ненавантаженому стані

та вимірювались вертикальні відстані між реперними елементами та відстані між 2-ма контрольними точками перелому. Дані об'єкт навантажувалися і знову вимірювалися.

За фотознімками визначались відстані між реперними елементами та контрольними точками, розраховувались зміни відстаней між ними. За показами катетометра також розраховувались ці відстані та їх зміни після навантаження. Після обробки дані, отримані результатами вимірювань фотозйомкою, зіставлялись з катетометром В-630 (табл. 1).

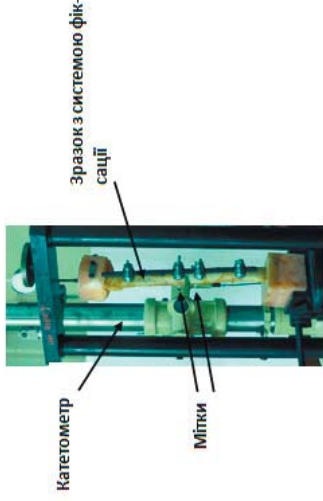


Рис. 3. Пристрій для навантаження зразка

Таблиця 1. Результат вимірювань переміщень інструментальним та фотографічним методами

№ випробування	Навантаж ення, Н	Вимірюван ня катетометром	Відносне зміщення між двома контрольними точками в зоні перелому, мм	
			За мітками на зразку [2]	Цифрове фотографування За мітками на фото [3]
1	0-200	-1.11	-1.09	-1.09
2	0-200	-1.17	-1.21	-1.20
3	0-200	-1.12	-1.15	-1.13
4	0-200	-1.18	-1.19	-1.22
5	0-200	-1.26	-1.27	-1.20

Висновки. Результат зіставлення показав придатність методу цифрового фотографування як при безпосередньому вимірюванні за мітками, встановленими в досліджуваних точках, так і аналітичним методом за положеннями реперних точок поза зоною перелому. Розходження з даними, отриманими за допомогою катетометра, знаходились в межах похибки вимірювальних приладів і не перевищувала 5 % від вимірювальної величини.

Список використаних джерел:

1. Шидловський М.С. Експериментальні дослідження засобів остеосинтезу. Кол. авторів / За ред. Шидловського М.С., Лакши А.М. – К.: Ленвіт, 2017. – 277 с.: іл.
2. Пат. 68177 Україна, Спосіб вимірювання зміщень уламків кісток людини в експерименті [Текст] / винахідники Аксютін А.Г., Літун Ю.М., Радомський О.А., Шидловський М.С.; власники Шидловський М.С., Радомський О.А., Літун Ю.М., Аксютін А.Г. – № у 2012 00818; заявл. 26.01.2012; опубл. 12.03.2012, Бюл. № 5. – 8 с.: іл.
3. Шидловського М.С. Спосіб визначення переміщень в системах остеосинтезу / М.С. Шидловський, О.П. Заховайко, М.М. Дичавь // Матеріали ХVІІІ МНТК «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта», Київ – Одеса, 2016. – с. 21-22.

В.В. Рубашевський студ., **М.М. Заразовський** к.т.н., **С.М. Шусаєв** д.т.н., проф.

1-КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна
2-Інститут проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України

ОЦІНКА МІЦНОСТІ ВУГЛЕПЛАСТИКА НА ОСНОВІ ОТРИМАНИХ ПРУЖНИХ КОНСТАНТ АНАЛІТИЧНИМИ МЕТОДАМИ

Композиційні матеріали, зокрема, полімерні вуглепластики, армовані високоміцними однонапрямованими волокнами, широко застосовуються в багатьох галузях промисловості. Основною проблемою, що зупиняє їх активне застосування у виробництві є відсутність ефективних методик для розрахунку несівної здатності в різних умовах навантаження.

Метою роботи є перевірка моделі деградації механічних властивостей шару композиту, яка описана в роботі [1]. Дана модель базується на критерії найбільших напружень ортогоного тіла, що перебуває в умовах плоского напруженого стану. Припускається, що руйнування починається в тому випадку, коли напруження в одному з шарів досягають критичного значення, при яких не виконується хоча б одна з умов

$$\bar{\sigma}_{-1} < \sigma_1 < \bar{\sigma}_{+1}; \bar{\sigma}_{-2} < \sigma_2 < \bar{\sigma}_{+2}; \bar{\sigma}_{-12} < \sigma_{12} < \bar{\sigma}_{+12}, \quad (1)$$

де $\bar{\sigma}_{12}$ — міцність на зсув шару в площині армування, $\bar{\sigma}_{-1}$ і $\bar{\sigma}_{+1}$ — міцності на стиск і розтяг в напрямку армування, $\bar{\sigma}_{-2}$ і $\bar{\sigma}_{+2}$ — міцності на стиск і розтяг в трансверсальному напрямку. Вважається, що шаруватий композит втрачає несівну здатність при втраті несівної здатності всіх шарів.

На основі експериментальних даних про закономірності деформування і руйнування однонапрямованих вуглепластиків та результатах випробувань несівної здатності в запропонованій моделі зроблені наступні припущення [2]:

1. Всі шари композиційного матеріалу є лінійно пружними аж до остаточного його руйнування.
2. При деформуванні композита має місце жорстке з'єднання між сусідніми шарами.
3. В процесі руйнування окремих шарів зв'язок між шарами не порушуються.
4. Має місце однорідність поля деформацій по товщині композита та однорідність компонент тензора локальних напружень в кожному шарі.
5. Якщо в процесі деформування шару одна з компонент тензора напруження досягла відповідної граничної міцності, то за цим напрямком шар перестав чинити опір деформуванню.

За об'єкт дослідження було обрано ортогонольний шаруватий вуглепластик AS4/3501-6 carbon/epoxy зі схемою армування $[90^{\circ}/\pm 45^{\circ}/0^{\circ}]_s$ в умовах плоского напруженого стану із співвідношенням $\sigma_y : \sigma_x = 20,056:1$.

Для розрахунку напруженого стану необхідно знати ефективні пружні константи окремого шару вуглепластику. У таблиці 1 наведені значення ефективних пружних констант, які розраховувалися за допомогою ряду аналітичних методів [3, 4] (у дужках приведені похибки (у %) між розрахунковими та експериментальними даними).

Таблиця 1
Механічні характеристики вуглепластика AS4/3501-6 carbon/epoxy

Константа пружності	Експериментальні дані	Правило сумиці	Метод коаксимальних циліндрів	Модель Кільчинського	Метод Ванна
$E_{11}, \text{ГПа}$	126	136,68 (8,5)	136,77 (8,6)	136,68(8,5)	136,70 (8,4)
$E_{22}, \text{ГПа}$	11	10,21 (7,7)	12,06 (9,6)	13,82 (25,7)	8,87 (19,4)
$G_{12}, \text{ГПа}$	6,6	3,39 (48,7)	7,18 (8,8)	4,54 (31,3)	4,54 (31,3)
$G_{23}, \text{ГПа}$	-	-	-	4,85	4,14
ν_{12}	0,28	0,26 (8,6)	0,25 (11,8)	0,25 (12,1)	0,25 (11,1)

$E_1, E_2, G_{12}, \nu_{12}$ — відповідно, модулі Юнга в напрямках 01 і 02, зсуву в площині 102 і головний коефіцієнт Пуассона.

При описанні процесів деформування і руйнування пакету шарів використовуються дві системи координат: локальна 123 для кожного окремого шару, і глобальна хуз для цілого пакету шарів, осі цих систем обираються таким чином, щоб вони збігалися з осями ортогонольного композиту як показано на рис. 1.

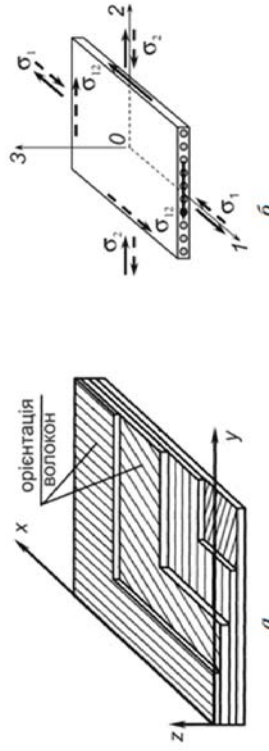


Рис. 1 Геометрія шаруватого композиту (а) і окремого шару(б), що перебуває в умовах плоского напруженого стану та їх відповідні осі ортогоноль

Залежності між осередненими по товщині композиту напруженнями $\langle \sigma_i \rangle$ і деформаціями $\langle \epsilon_i \rangle$ визначаються співвідношеннями [5]

$$\langle \sigma_i \rangle = \lambda_{ij} \langle \epsilon_j \rangle, \langle \epsilon_i \rangle = A_{ij} \langle \sigma_j \rangle, (i, j = 1, 2, \dots, 6), \quad (2)$$

де λ_{ij}, A_{ij} — компоненти ефективних характеристик жорсткості і підатливості ортогонольного композита.

У таблиці 2 розміщені розрахункові та експериментальні значення напружень руйнування для даного вуглепластику в умовах плоского напруженого стану [6].

Таблиця 2
Розраховані та експериментальні значення напружень руйнування

1. Результати випробувань	2. По експериментальним значенням шару		3. Метод коаксимальних циліндрів		4. Правило сумиці		5. Модель Кільчинського	6. Метод Ванна		
	σ_x	σ_y	σ_x	σ_y	σ_x	σ_y			σ_x	σ_y
σ_x	35,8	718	34	681,78	33,95	680,9	33,8	677,9	33,68	675,4
σ_y										

На рис. 2 наведені побудовані за даною методикою діаграми деформування багатопшарового вуглепластика і експериментально отримана залежність [6] при двохісному навантаженні.

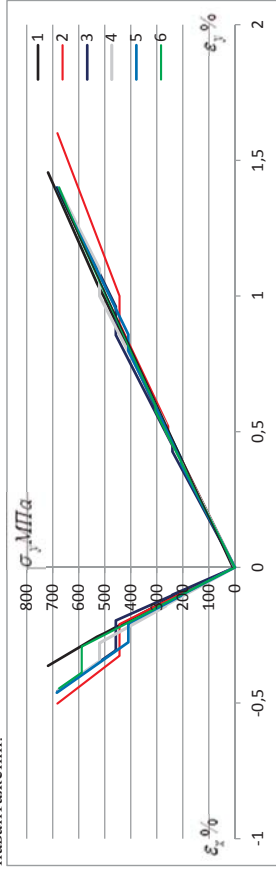


Рис.2. Діаграми статичного деформування на основі розрахунків і результатів випробувань

При оцінці міцності даного вуглепластика, виходячи з ефективних характеристик пружності запропонована модель дала похибку на рівні 5% ... 6%, причому у запас міцності. З отриманих діаграм добре видно, що найкраща кореляція міцності отримана на основі моделі Кільчинського і експериментальних значенням шару. Метод Ваніна має переваги перед іншими в прогнозуванні деформацій похибка при визначенні ϵ_x не перевищує 3%, а $\epsilon_x = 0,6 \dots 31\%$

Список літератури

1. М.К. Кучер, М.М. Заразовський. Оцінка міцності шаруватих пластиків із врахуванням деградації механічних характеристик в процесі деформування // Вестник НТУУ «КПІ» Машиностроєння. – 2009. – 57. – С. 174–179.
2. Заразовський М. М. Деформування і міцність шаруватих вуглепластиків при кімнатній і криогенних температурах : дис. канд. техн. наук : 01.02.04 // Київ, 2009. – 145 с.
3. P. D. Soden, M. J. Hinton & A. S. Kaddour. Laminar properties, lay-up configurations and loading conditions for a range of fibre-reinforced composite laminates. Composites Science and Technology 58 (1998) 1011±1022
4. В.В. Рубашевський, М.М. Заразовський, С.М. Шукасєв. Визначення пружних констант однонаправленого шару композитних матеріалів. // Міжнародна наукова конференція — Матеріали для роботи в екстремальних умовах – 6 // Київ, 2016. – С. 56 – 59.
5. Хоричун Л.П. Статистическая механика и эффективные свойства материалов // Механика композитов // Под ред. А.Н. Гузя. – К: Наук. думка, 1993. – Т. 3. – 390 с.
6. P. D. Soden, M. J. Hinton & A. S. Kaddour. Biaxial test results for strength and deformation of a range of E-glass and carbon fibre reinforced composite laminates: failure exercise benchmark data. Composites Science and Technology 62 (2002) 1489–1514.

УДК 004.942:623.565:623.451.2

Фена В.В.¹, Сидоренко Ю.М.¹, д.т.н., доц. Яковенко В.В.², к.т.н., с.н.с., полковник

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

2 - Національна академія Сухопутних військ імені Гетьмана Петра Сагайдачного, м. Львів, Україна

ПРОСТОРОВО-ШВИДКІСНИЙ РОЗПІДЛ ОСКОЛКОВОЇ МАСИ ДВОХ ДИСКІВ ЗМІННОЇ ТОВЩИНИ ПРИ ІМПУЛЬСНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

Майже щоденно в світі здійснюється терористичний акт з використанням саморобного вибухового пристрою (СВП). Найбільш небезпечним урачаючим людину фактором вибуху СВП є осколкове поле. Воно може формуватися або в результаті руйнування корпусу пристрою, або за допомогою метання готових урачаючих елементів.

Розслідування таких злочинів супроводжується проведенням відповідної вибухово-технічної експертизи. Для цього експерт-криміналіст використовує різноманітні як математичні, так і експериментальні методи досліджень. Оскільки вартість проведення натурних експериментів досить висока, то все частіше застосовуються методи комп'ютерного (чисельного) моделювання.

В даній роботі представлені результати математичних досліджень, метою яких було встановлення параметрів зони осколкового ураження СВП. До них відносяться: загальний кут розльоту осколкової маси (осколків) СВП, розподіл даної маси в середині кута розльоту та величина швидкості руху осколкової маси. Розрахункові схеми моделі СВП (метального блоку) зображені на рис. 1.

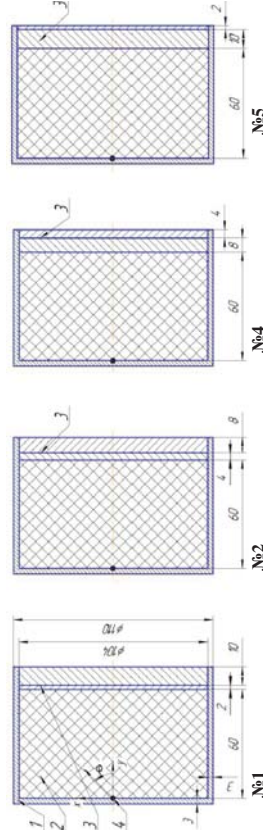


Рис. 1. – Розрахункові схеми моделі СВП з осколковими дисками природнього дроблення:

- №1 – 2-10 мм, №2 – 4-8 мм, №4 – 8-4 мм, №5 – 10-2 мм,
1 – корпус, 2 – заряд вибухової речовини, 3 – осколкові диски,
4 – місце ініціації детонації заряду вибухової речовини

Всі представлені конструкції мають циліндричний корпус 1 із закритим дном. В його середині розміщується заряд вибухової речовини 2 (ВР) – вибухова суміш Н-6 (RDX-40% (гексоген), TNT-30% (тринітролуол), Al-20%, Wax-10% (пластифікатор)).

Точка ініціації детонації заряду ВР знаходиться на осі симетрії в місці контакту торцевих поверхонь дна корпусу СВП та заряду ВР контакти з протилежним торцем заряду ВР знаходиться осколкової маси природнього дроблення. Схема №1 (рис.1), з умовною назвою 2-10 мм означає, що в контакт із зарядом знаходиться диск товщиною 2 мм (внутрішній диск), а за ним, встановлений диск товщиною 10 мм (зовнішній).

Для розв'язання поставленої задачі використовувався метод математичного скінченно-елементного моделювання за допомогою комп'ютерної програми "ANSYS/LS-DYNA".

В математичній моделі задачі розширення продуктів детонації (ПД) заряду ВР описувалось рівнянням стану у формі JWL, а поведінка повітря – рівнянням стану у формі лінійного поліному.

Деформування сталевого корпусу металого блоку та осколкових дисків описувалось рівняннями пластичної течії Прандтіля-Рейсса з використанням пружно-пластичної реологічної математичної моделі з кінематичним зміщенням.

Підсумковий розподіл значень меридіонального кута розльоту маси осколкових та її швидкості руху для різних конструкційних схем СВП представлено на рис. 2. Підсумковий просторовий розподіл сумарної маси дисків та їхньої швидкості руху для різних конструкційних схем СВП за 2 град. кутовими зонами розльоту представлено на рис. 3:

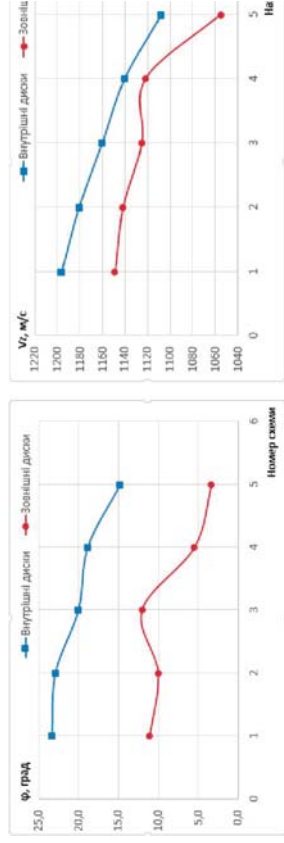


Рис. 2. – Підсумковий розподіл значень меридіонального кута розльоту (а) маси осколкових дисків та її осрової швидкості руху (б)

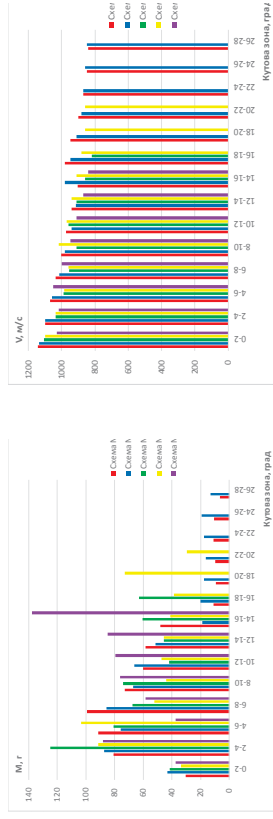


Рис. 3. – Підсумковий просторовий розподіл сумарної маси дисків (а) та їх швидкості руху (б) за кутовими зонами розльоту

За результатами проведених досліджень були зроблені такі висновки:

1. При збільшенні товщини внутрішнього осколкового диску і, відповідно, зменшення зовнішнього, значення кута розльоту осколкової маси та осрової швидкості руху зменшуються практично за лінійним.
2. Найбільш значення кута розльоту осколкової маси та її осрової швидкості руху має схема №1, які становлять 23,3 град. і 1196 м/с відповідно. Найменші значення даних параметрів має схема №5 (15 град. і 1050 м/с).
3. Зміна порядку розташування осколкових дисків дозволяє змінювати значення загального кута розльоту осколкової маси від 25 до 40%.
4. Враховуючи те, що в кутловому секторі 0-16град. всі моделі СВП забезпечують розльот осколкової маси, то найбільш рівномірний її розподіл в даному куті має Схема №2.

УДК 621.7, 539.4

Тимошенко А.В. к.т.н. доц., Бабак А.Н. асист., Фам Д.К. асп.
КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

ПРОГНОЗУВАННЯ НЕСУЧОЇ СПРОМОЖНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ З ФУНКЦІОНАЛЬНИМИ ОТВОРАМИ

Мета роботи. Достовірне прогнозування несучої спроможності відповідальних та високонавантажених елементів конструкцій літака з функціональними отворами зміцнених шляхом дорнування при різних рівнях пластичного деформування.

Більшість відповідальних елементів конструкцій та вузлів силових агрегатів у сучасному машинобудуванні, енергетичній та авіакосмічній галузі працюють під дією циклічно змінних за часом та знаком зовнішніх силових факторів. Призводить до втоми матеріалу з виникненням а місцевого накопичення мікрodefektів та подальшим руйнуванням конструкції або її елементу. Оскільки у більшості випадків геометрія конструкцій та вузлів є досить складною то на стадії їхнього проектування виникає проблема з визначення проектного ресурсу. Наявність місцевих конструктивних та технологічних концентраторів напружень, нестационарність режимів навантаження, зміна механічних властивостей матеріалів під час циклічного навантаження (деформування), історія навантаження, реологічні властивості матеріалів вносять суттєвий вклад у порядок визначення прогнозованого ресурсу на стадії проектування. У більшості випадків, для визначення ресурсу використовуються аналітичні залежності в яких використовуються характеристики матеріалу, що можуть бути отримані з простих експериментів на розтяг [1].

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

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

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

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

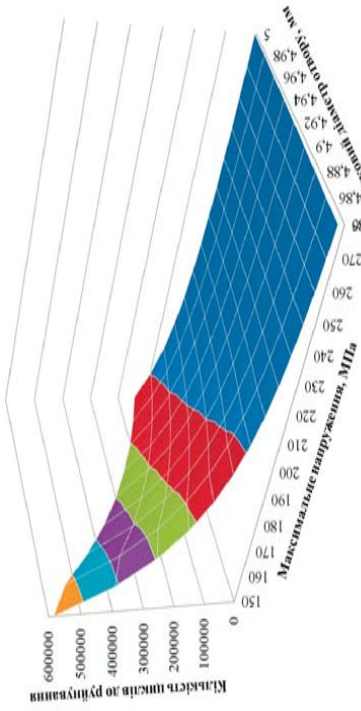


Рис. 1. Поверхнева залежність кількості циклів до руйнування N_k від рівня пластичної деформації ϵ^p при різних напруженнях σ_{max} .

Графік залежності коефіцієнту a від величини залишкової пластичної деформації (%) показано на рисунку 2 де отримано рівняння, яке описує цю залежність:

$$a = 0,08x + 1,1093, \text{ при } x=1\%, 2\%, 3\% \quad (2)$$

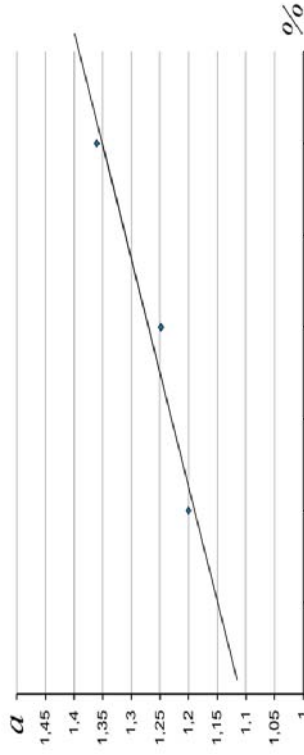


Рис. 2. Графік залежності коефіцієнту a від величини залишкової пластичної деформації (%)

На рис 3 показано порівняння графіків малоциклової втоми отриманих експериментальним та теоретичним шляхом для алюмінієвого сплаву Д16Т зразку з отвором при 0% початкової пластичної деформації при пульсуючому розтязі. Отримані результати показали задовільне співпадіння графіків малоциклової втоми, де вони накладаються одна на одну, при цьому максимальна похибка не перевищувала 6 %.

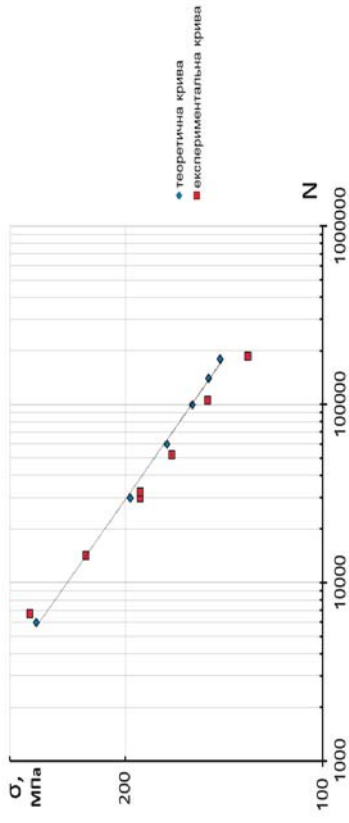


Рис 3 – Порівняння графіків малоциклової втоми отриманих експериментальним та теоретичним шляхом для алюмінієвого сплаву Д16Т зразку з отвором при 0% початкової пластичної деформації при пульсуючому розтязі (при $T=293K$)

На рис. 4, 5, 6 показано порівняння графіків малоциклової втоми отриманих експериментальним та теоретичним шляхом з врахуванням коефіцієнту a , який враховує величину залишкової пластичної деформації для алюмінієвого сплаву Д16Т зразку з отвором при початковій пластичній деформації 1%, 2% та 3% відповідно при пульсуючому розтязі. Отримані результати показали задовільне співпадіння графіків малоциклової втоми, де вони наклалися одна на одну, при цьому максимальна похибка не перевищувала 6 %.

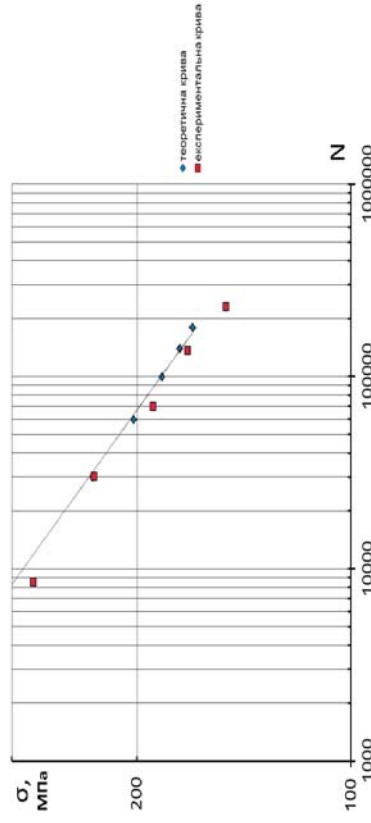


Рис 4 – Порівняння графіків малоциклової втоми отриманих експериментальним та теоретичним шляхом для алюмінієвого сплаву Д16Т зразку з отвором з отвором при 1% початкової пластичної деформації при пульсуючому розтязі (при $T=293K$)

УДК 621.7, 539.4

Бабак А.М. асист., Фам Д.К., асп., Федосенко П.В. ст
НТУУ КПІ ім. І.Сікорського», м. Київ, Україна

ОЦІНКА ВПЛИВУ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА МІЦНІСТЬ СИЛОВИХ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ З ОТВОРОМ ПІСЛЯ ДОРНУВАННЯ

Мета роботи. За допомогою чисельного моделювання оцінити вплив експлуатаційного навантаження конструктивних елементів з отвором після дорнування з рівнем 1%, та побачити зміну еквівалентних напружень в зоні отвору при розтяг в залежності від рівня зовнішнього розтягу чого напруження.

Для дослідження процесу дорнування була розроблена геометрична модель $\frac{1}{4}$ частини робочої зони зразка і дорна. Дорн моделювався як абсолютно жорстке тіло кінчної форми. Між дорном і зразком були введені умови контакту без урахування тертя.

Геометрична модель зразка має квадратну форму 20×20 мм. із моделлю технологічного отвору в правому нижньому куті. Навколо отвору було знято фаску $0,5$ мм під кутом 45° з обох сторін зразка. Товщина моделі зразка становить 5 мм.

Різний рівень пластичного зміцнення досягався за рахунок зміни початкового діаметру технологічного отвору, а саме рівень зміцнення 1% відповідає діаметру отвору $d = 4,95$ мм, рівень зміцнення 2% відповідає діаметру отвору $d = 4,9$ мм, рівень зміцнення 3% відповідає діаметру отвору $d = 4,85$ мм. Матеріал зразка – алюмінієвий сплав Д16ЧТ, механічні властивості якого взяті згідно таблиці 1

Таблиця 1

Механічні властивості алюмінієвого сплаву Д16ЧТ

Величина	Модуль пружності	Коефіцієнт Пуассона	Щільність	Тип зміцнення
Абсолютне значення	$7,1 \cdot 10^{10}$ Па	0,3	2780 кг/м^3	Ізотропне

Процес деформування складається із двох стадій (кроків): перший крок – сам процес дорнування (поверхневого зміцнення), в результаті якого отримуються залишкові напруження та деформації; другий крок – навантаження зовнішнім розтягуючим напруженням. При цьому напруження та деформації, отримані на першому кроці, передаються на початок другого кроку.

Граничні умови, які використовувались на другому кроці, представлені на рисунку 1. Розтягуюче напруження прикладалося покроково, що дало змогу оцінити рівень напружень в зоні концентрації біля технологічного отвору при різних рівнях зовнішнього розтягу чого напруження.

Для отримання рівномірної та якісної сітки скінченних елементів поблизу технологічного отвору геометричну модель зразка було розбито на 9 підобластей. Під час побудови сітки використовувались гексагональні твердо тільні тривимірні скінченні елементи. Сітку скінченних елементів наведено на рис 2.

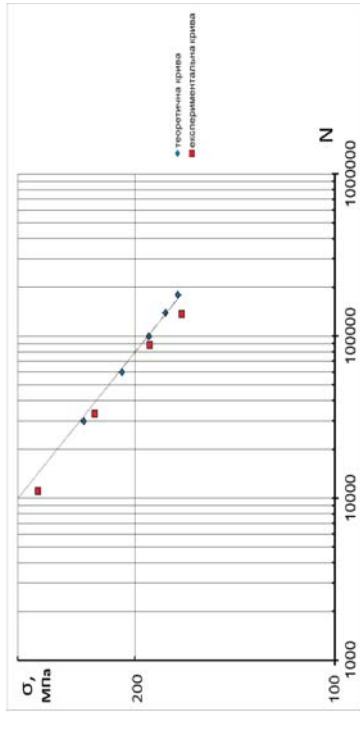


Рисунок 5 – Порівняння графіків малоциклової втоми отриманих експериментальним та теоретичним шляхом для алюмінієвого сплаву Д16ЧТ зразку з отвором при 2% початкової пластичної деформації при пульсуючому розтягні (при $T=293\text{K}$)

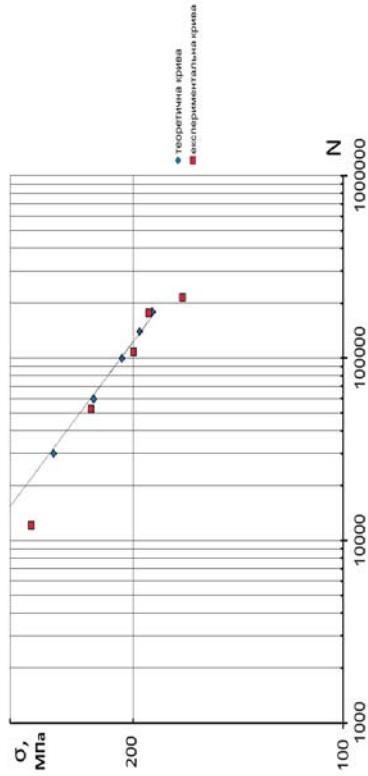


Рисунок 6 – Порівняння графіків малоциклової втоми отриманих експериментальним та теоретичним шляхом для алюмінієвого сплаву Д16ЧТ зразку з отвором при 3% початкової пластичної деформації при пульсуючому розтягні (при $T=293\text{K}$)

Висновки: Достовірне прогнозування несучої спроможності відповідальних та високонавантажених елементів конструкцій крила літака з функціональними отворами досягається за рахунок наявності уточнених, фізично - обґрунтованих рівнянь стану. Показано порівняння отриманих експериментальних даних з результатами запропонованого аналітичного підходу з врахуванням параметру a по визначенню довговічності, яке продемонструвало задовільний збіг даних для рівнів пластичного зміцнення (1%, 2%, 3%), при цьому максимальна похибка не перевищувала 6%.

Список джерел

1. Коваль В.В. Довговічність конструктивних елементів в умовах малоциклової втоми з урахуванням пошкоджуваності ХІІІ Міжнародна научно-технічна конференція "Прогресивна техніка і технологія". Севастополь, 11 – 15 люня 2012 г.: Матеріали конференції – Київ: 2012. 9,11 – 112 с.
2. Справочник по авіаційним матеріалам Александров В.Г. Изд-во «Транспорт», 1972г. 328стр.

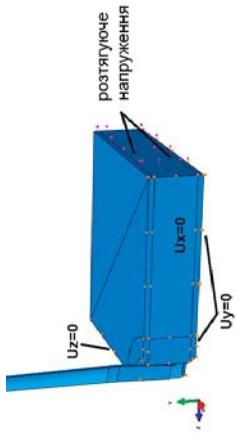


Рис.1 – Граничні умови та навантаження при розтязі після дорнування

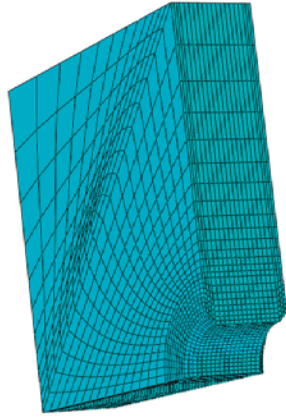


Рис.2 – Сітка скінченних елементів в зоні технологічного отвору

В процесі експлуатації в зоні технологічного отвору виникає концентрація напружень, яка призводить до утворення зони підвищених розтягуючих напружень (рисунках 3 -4, зона червоного кольору) та зони стискаючих напружень (рисунках 3 -4, зона синього кольору). Ці напруження будуть взаємодіяти з полем залишкових напружень після дорнування, що буде призводити до зменшення напружень в зоні розтязу (червона зона на рисунках 3 -4) та збільшення стискаючих напружень в зоні стиску (синя зона на рисунках 3 -4).

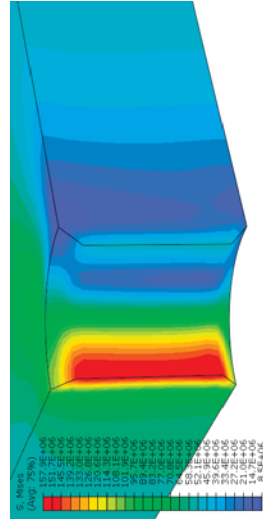


Рис.3– Еквівалентні пружні напруження в зоні технологічного отвору без дорнування при розтязі напруженням 56 МПа

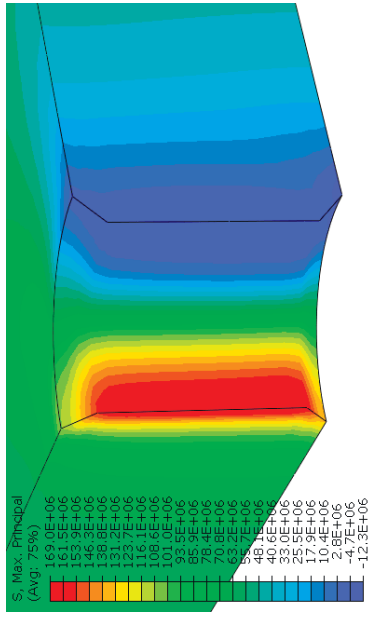


Рис.4 – Поля розподілу головних залишкових напружень (σ_1) в зоні технологічного отвору без дорнування при розтязі напруженням 56 МПа

На рис. 5 – 8 показано перерозподіл еквівалентних напружень в зоні технологічного отвору після дорнування (пластичне зміщення 1%) із подальшим навантаженням розтягуючим напруженням. Ефективна компенсація напружень в зоні розтязу відбувається до рівня зовнішніх розтягуючих напружень порядку 100 МПа. При подальшому навантаженні (рис 7) відбувається підвищення еквівалентних напружень, які при зовнішньому навантаженні в 280 МПа досягають значення, близького до границі міцності (рис 8).

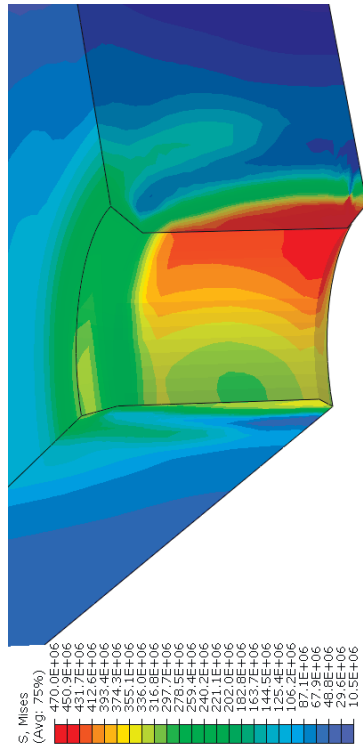


Рис.5 – Поля розподілу напружень за Місесом (дорнування + розтяз 42 МПа) в зоні технологічного отвору початковий $d = 4,95$ мм

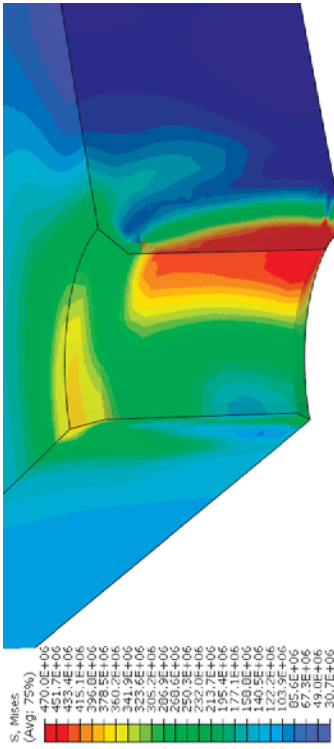


Рис. 6 – Поля розподілу напружень за Мізесом (дормування + розтяг 98 МПа) в зоні технологічного отвору початковий $d = 4,95\text{мм}$

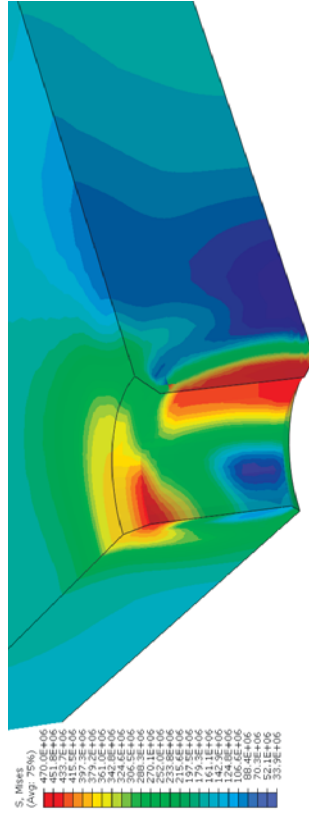


Рис. 7 – Поля розподілу напружень за Мізесом (дормування + розтяг 154 МПа) в зоні технологічного отвору початковий $d = 4,95\text{мм}$

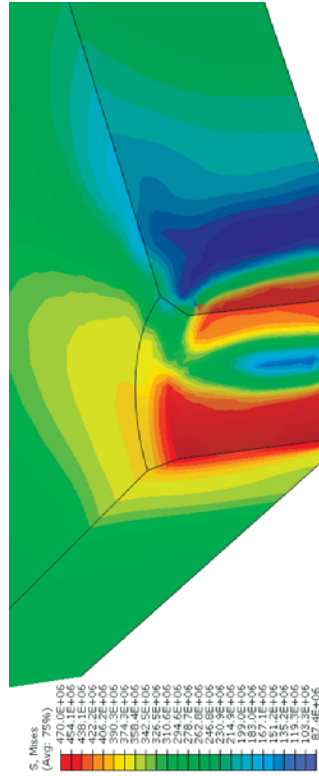


Рис. 8 – Поля розподілу напружень за Мізесом (дормування + розтяг 280 МПа) в зоні технологічного отвору початковий $d = 4,95\text{мм}$

На рис 9 показано розподіл еквівалентних за 4 теорією міцності напружень в зоні виходу дорна (нижня частина отвору), в середині отвору та на верхній поверхні отвору в зоні

розтягу для різних ступенів пластичного зміцнення матеріалу. При значеннях зовнішнього розтягуючого напруження до 140МПа спостерігається стримке падіння сумарних напружень в зоні значного пластичного деформування. Ця тенденція справедлива для ступеня пластичного зміцнення яка 1%. При зовнішніх напруження вище 140МПа навантаження в зоні розтягу технологічного отвору зростає і досягає границі текучості при рівні зовнішнього навантаження 180-200 МПа та вище. Слід зазначити, що напруження поблизу верхньої поверхні отвору утворюють графік, подібний до графіку зміни напружень по середині та в зоні виходу дорна із технологічного отвору, але цей графік має зсув впливу на величину 100 МПа.

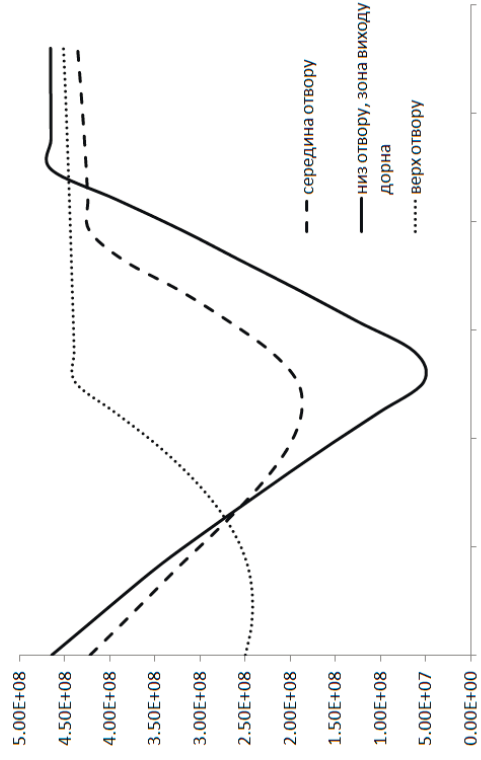


Рис. 9 Еквівалентні напруження в зоні розтягу технологічного отвору із зміщенням 1% в залежності від рівня зовнішнього розтягуючого напруження

Висновки

В результаті чисельного моделювання ми отримали зображення поля розподілу головних залишкових напружень та еквівалентні пружні напруження в зоні технологічного отвору без дормування при розтязі напруженням 56 МПа. Також були отримані поля розподілу напружень за Мізесом дорнованого отвору при 1% рівня пластичної деформації при різних рівнях напружень.

УДК 621.313, 624.014

Огородніков В. А., д.т.н., проф. Архіпова Т.Ф. к.т.н., доц. Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця, Україна

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАННИЙ СТАН ЗМІЦНЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

В роботі представлено результати розробки та розрахунку схеми навантаження конструкції при чистому згині. Математична модель об'єкту дозволила визначити вантажеспід'ємність зміцненої конструкції. Змінний параметр, який враховує схему поступового розкриття шайб, дозволяє визначити нормальні напруження в болті та гайках як функції згинального моменту.

При розв'язанні задачі в опорі матеріалів середовище вважають абсолютно пружним. В дійсності реальне тіло певною мірою виявляє відмінність властивостей від досконалої пружності. При значних навантаженнях ця відмінність стає настільки суттєвою, що в розрахунковій схемі суттєвніше характеризують вже іншими властивостями, які більш відповідають новому характеру деформування реального об'єкта. При розв'язанні задачі про чистий згин стержня (болта діаметром d) (Рис. 1), зміцненого великою кількістю шайб (з відповідним зовнішнім діаметром D), суттєвніше вважаємо як ізотропне. В розрахунковій схемі реального об'єкта вважаємо, що після зняття навантаження (попереднього натягу N та моменту M) геометричні розміри тіл повністю відновлюються. Доти, доки значення моменту M є незначним, контактні поверхні не розкриваються. Визначити кривину бруса ρ (Рис. 2) можна за формулою:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{64M}{EJ} = \frac{E\pi D^4}{8D^3}$$

Найбільше та найменше значення напружень стискання відповідно складатиме:

$$\sigma = \frac{4P}{\pi(D^2 - d^2)} + \frac{32Md}{\pi D^4} \text{ та } \sigma = \frac{4P}{\pi d^2} + \frac{32Md}{\pi D^4}$$

Контактні поверхні шайб в нижній частині бруса почнуть розкриватися, коли значення моменту M досягне значення M_1 :

$$M_1 = P \frac{D^3}{8(D^2 - d^2)}$$

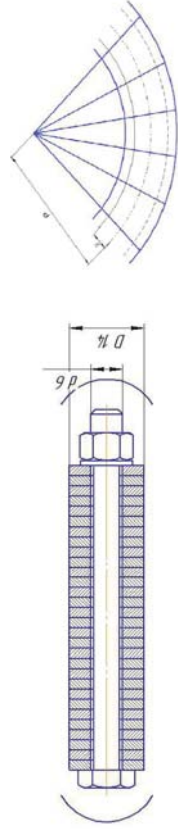


Рис. 1. Розрахункова схема

Рис. 2 – Схема розкриття контактних поверхонь шайб при чистому згині стержня

Значення моменту M_1 отримано з рівняння:

$$\frac{4P}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{32M_1}{\pi D^4}$$

При $M > M_1$ контактні поверхні частково розкриваються. Для розв'язання задачі визначення нормальних напружень постає необхідність визначення моменту опору як функції розкриття контактних поверхонь шайб. Відносно видовження шару, що знаходиться на відстані y від осі, складається з трьох доданків. Перший доданок визначається видовженням конструкції попереднім натягом. Для болта ця деформація буде визначена видовженням ϵ_6 .

Другий доданок видовження складається з видовження осі внаслідок викривлення бруса (для болта і для шайб – це однакова величина). Ця величина є невідомою. Третя складова деформації – це те видовження, для якого відповідні значення напружень для болта та шайби визначають вирази:

$$\sigma_6 = E(\epsilon_6' + \epsilon_0 - \frac{y}{\rho}) \text{ та } \sigma_{ш} = E(\epsilon_{ш}' + \epsilon_0 - \frac{y}{\rho}) \quad (1)$$

При цьому величина $\sigma_{ш}$ може бути тільки від'ємною (стиск), і тому в виразі (1) для значення змінної « y » має відповідати умові:

$$y \geq y_1 = \rho(\epsilon_{ш}' + \epsilon_0)$$

Після підстановки (1) в рівняння рівноваги пружної системи та інтегрування отримуємо:

$$(\epsilon_{ш}' + \epsilon_0)F_{ш}' - \frac{1}{\rho} S_{ш}' + (\epsilon_{ш}' + \epsilon_0)F_6' = 0 \quad , \quad \frac{E}{\rho} F_{ш}' + \frac{E}{\rho} J_6' = M$$

$$-E(\epsilon_{ш}' + \epsilon_0)S_{ш}' + \frac{E}{\rho} J_6' = M$$

Змінний параметр y_1 дозволяє визначити найбільше напруження стиску в шайбах та найбільше напруження розтягу в болті:

$$\sigma_{ст.ш} = E\epsilon_{ш}' \frac{(F_{ш}' + F_6')(y_1 - \frac{D}{2})}{y_1(F_{ш}' + F_6') - S_{ш}'}$$

$$(F_{ш}' + F_6') \frac{S_{ш}' - y_1 F_{ш}' \frac{d}{F_6'}}{F_6' + \frac{D}{2}}$$

$$\sigma_{розт.ш} = E\epsilon_{ш}' \frac{y_1(F_{ш}' + F_6') - S_{ш}'}{y_1(F_{ш}' + F_6') - S_{ш}'}$$

де $S_{ш}'$, $F_{ш}'$ – відповідно значення статичного моменту та площі, які визначаються степінно розкриття шайб.

Таким чином, задачу можна вважати розв'язаною. Екстремальні значення нормальних напружень розтягу та стиску відповідно в болті та шайбі дають можливість визначити вантажеспід'ємність зміцненої конструкції.