

ДИНАМІЧНЕ РЕГУЛЮВАННЯ ПИТОМИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ПАРАХ ТЕРТЯ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК (ЧАСТИНА 2)

Д.О.Вольченко, М.О.Вольченко, Я.Б.Сторож, І.В.Бачук, Ю.М.Бурда

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (0342) 42195,
e-mail: public@nuing.edu.ua

Наведено визначення напружено-деформівного стану ділянок різних типів гальмівних стрічок, яке безпосередньо пов'язане з ефективністю та з закономірностями розподілу питомих навантажень в парах тертя стрічково-колодкового гальма бурової лебідки.

Ключові слова: стрічково-колодке гальмо, фрикційний вузол, динамічний перерозподіл навантажень

Приводится определение напряженно-деформируемого состояния участков различных типов тормозных лент, напрямую связанное с эффективностью и с закономерностями распределения удельных нагрузок в парах трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки.

Ключевые слова: ленточно-колодочный тормоз, фрикционный узел, динамическое перераспределение нагрузок

The definition of stress-deformed tension of the parts of break bends of different types are presented as it is straight connected with efficiency and with distribution of specific loadings in pair of friction of bend break.

Keywords: band brake, friction unit, dynamic redistribution of loadings

Актуальність дослідження. Ефективність стрічково-колодкового гальма бурової лебідки значною мірою залежить від піддатливості гілок гальмівної стрічки [1]. Останні під дією розтягуючих зусиль, які діють на кінці набігаючої та збігаючої гілки стрічки, видовжуються, що і дає змогу реалізувати нормальні притискні зусилля (N) між робочими поверхнями фрикційних накладок та біговою доріжкою гальмівного шківів. При цьому різниця зусиль натягів гілок гальмівної стрічки дає змогу визначити усереднену силу тертя (F_T), яка діє на дузі охоплення стрічкою гальмівного шківів. Сила тертя (F_T) і нормальна сила (N) визначають величини динамічних коефіцієнтів тертя (f_d), які виникають в зонах динамічного контактування пар тертя гальма. Крім того, величина сили тертя (F_T) суттєво впливає на величини гальмівного моменту, які розвивають фрикційні вузли стрічково-колодкового гальма. Крім того, відношення зусиль натягу набігаючої гілки стрічки (S_n) до зусиль натягу збігаючої гілки стрічки (S_z) суттєво впливає на розподіл питомих навантажень в парах тертя гальма.

На ефективність різних типів фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм значною мірою впливають деформації їхніх робочих деталей (гальмівних стрічок, тяг її збігаючих гілок, гальмівного вала), спричинені натягом набігаючої гілки у момент замикання гальма. Загальна деформація (Δl) гальмівної стрічки є сумою деформацій її окремих ділянок, розташованих над фрикційними накладками і між ними і, зрештою, від деформації її гілок. В роботі [2] було вказано, що величина (Δl) залежить від кроку встановлення фрикційних накладок на стрічку, який був сталим та змінним. Однак при цьому не розглядався напружений стан ділянок гальмівної стрічки.

В роботі [3] було встановлено вплив напружено-деформівного стану серійної гальмівної стрічки на розподіл сил між майже нерухомими неробочими поверхнями стрічки та фрикційних накладок, а також між робочими нерухомими поверхнями накладок та рухомою біговою доріжкою шківів. При цьому не розглядався напружений стан ділянки гальмівної стрічки від концентраторів, які на ній розміщені.

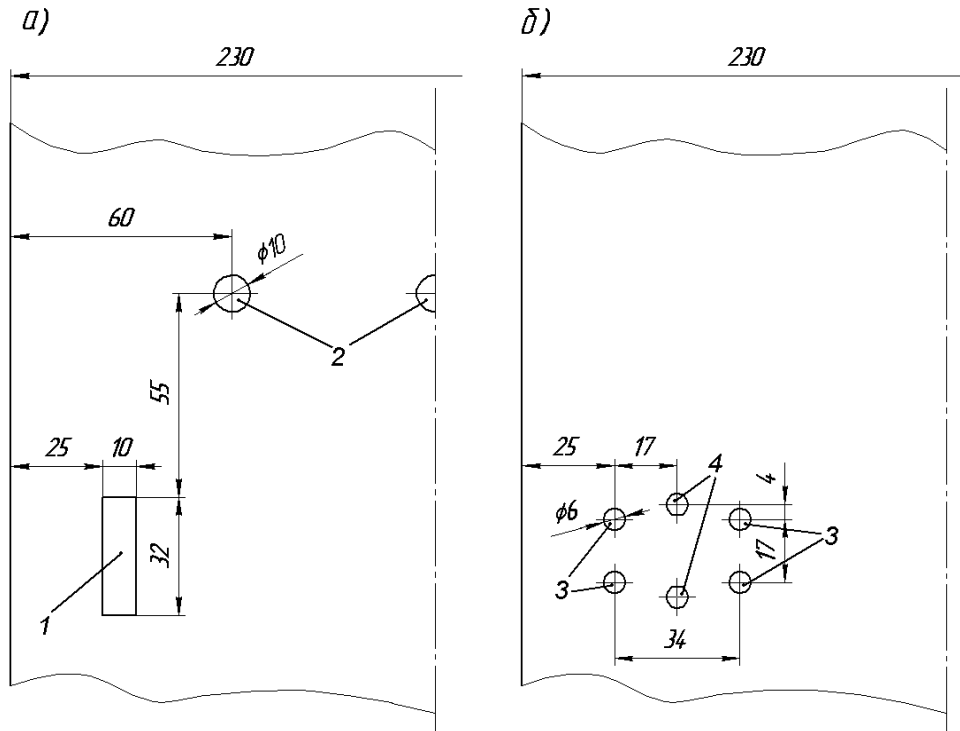
Виходячи з вищевказаного, інтерес представляють деформації серійних гальмівних стрічок зі сталим та змінним кроком по дузі охоплення розміщення накладок та удосконаленої гальмівної стрічки з рухомими накладками. Метою роботи є визначення деформацій та напружень ділянок різних типів гальмівних стрічок у концентраторів (біля отворів заклепок розпірних планок та пазів вусиків накладок) напружень. Також необхідно визначити сумарні переміщення збігаючих кінців різних типів гальмівних стрічок та порівняти їх величини.

Особливості конструкції різних типів гальмівних стрічок. Розглянемо конструктивні особливості різних рипів гальмівних стрічок в статичній та динамічній.

На рис. 1, а вказані конструктивні розміри концентраторів напружень на ділянці серійної гальмівної стрічки.

Концентраторами напружень на ділянці серійної гальмівної стрічки є поздовжні пази 1 під вусики фрикційних накладок та отвори 2 під заклепки розпірних планок між накладками. Ширина гальмівної стрічки – 230 мм, а її товщина – 6 мм. Матеріал стрічки – сталь 5.

У випадку розташування фрикційних накладок зі сталим кроком, центральний кут між концентраторами $\alpha = 14^{\circ}16'30''$. При змінному



1 – поздовжні пази; 2 – отвори під заклепки; 3 – отвори для кріплення кронштейнів; 4 – отвори для канату

Рисунок 1 – Розміри концентраторів напружень на серійній (а) та удосконаленій (б) ділянках гальмівних стрічок

кроці між накладками, закономірності зміни зазору між ними описується аналітично так:

- на набігаючій гілці стрічки крок між накладками – за допомогою арифметичної прогресії;
- на збігаючій гілці стрічки крок між накладками – за допомогою геометричної прогресії.

Обчислення центральних кутів між концентраторами напружень для стрічки зі змінним кроком між накладками зведено до табл. 1.

Експериментальний зразок вигляду зверху (а) та збоку (б) на удосконалену гальмівну стрічку із секційними фрикційними накладками наведено на рис. 2 а, б.

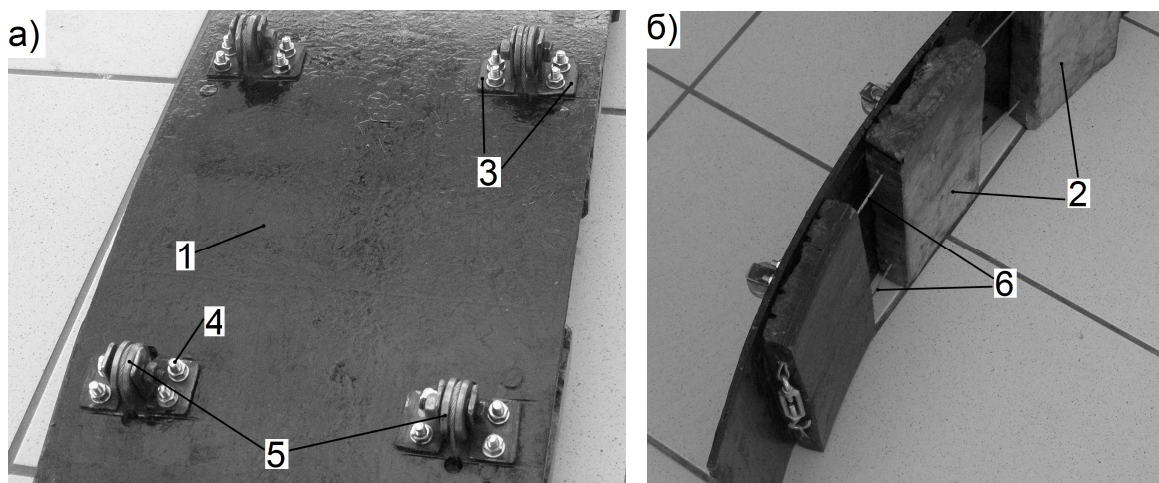
Стрічково-колодке гальмо з секційними накладками на гальмівній стрічці працює таким чином. Після натиснення на важіль керування відбувається замикання гальма. При цьому гальмівна стрічка 1 з накладками 2 взаємодіє з робочою поверхнею гальмівного шківів своєю середньою частиною дуги охоплення, після чого фронт взаємодії поширюється на набігаючу гілку стрічки 4, а відтак на збігаючу її гілку. При цьому в парах тертя "робоча поверхня накладки 2 - робоча поверхня гальмівного шківів" виникає сила тертя F_{T1} , основним складовим якої є динамічний коефіцієнт тертя ковзання. Водночас між внутрішньою поверхнею гальмівної стрічки і неробочою поверхнею накладки 2 виникає сила тертя спокою F_C . При цьому необхідно враховувати той факт, що чистота внутрішньої поверхні гальмівної стрічки 1 відповідає чистоті поверхні гальмівного шківів, а робоча і неробоча поверхні накладок 2 перед їх

установленням на стрічку 1 оброблені і володіють однаковою шорсткістю. У певний момент часу гальмування зі збільшенням зусилля, що прикладається, до важеля керування гальмом, сумарні сили F_{T1} і F_C в окремих секціях накладок 2 здолають сили опору, що діють на ділянку каната 6 в жолобах блоків 5, в системі отворів накладок 2 і стрічки 1, а також в жолобах блоків 5 і їх нерухомих осей, що і викличе обертання блоків 5, і, як наслідок, переміщення накладок 2 в секціях. Останнє сприятиме динамічному перерозподілу питомих навантажень в парах тертя стрічково-колодкового гальма, і, як наслідок, зупинці гальмівного шківів. При подальшому використанні гальма стадії гальмування повторюються. У випадку реалізації важкого режиму навантаження пар тертя гальма, що викликає переміщення рухомих накладок в крайнє положення, тобто до обмежуючих накладок секцій, на набігаючій і збігаючій гілці стрічки 1 у напрямку обертання шківів виконують реверсне обертання, повертаючи тим самим накладку 2 у вихідне положення.

Розміри концентраторів напружень удосконаленої ділянки гальмівної стрічки з отворами для кріплення 3 кронштейнів блоків та з отворами для канату 4 наведені на рис. 1 б. Конструктивні параметри удосконаленої стрічки такі ж, як і серійної стрічки. Матеріал теж той самий. В удосконаленій стрічці центральний кут (α) між концентраторами напружень становить $\alpha = 14^{\circ}16'30''$, тобто аналогічний куту для серійної стрічки з розташуванням накладок зі сталим кроком.

Таблиця 1 – Значення змінних кроків між накладками у гальмівній стрічці

Номери фрикційних накладок гальмівної стрічки	Зазор між накладками, мм	Кут між збігаючим торцем і-ої накладки і набігаючим торцем (i+1)-ої накладки, град	Кут між початками поздовжніх пазів, град
1-2	10	0,971	11,971
2-3	15	1,457	12,457
3-4	20	1,942	12,942
4-5	25	2,428	13,428
5-6	30	2,914	13,914
6-7	35	3,399	14,399
7-8	40	3,885	14,885
8-9	45	4,371	15,371
9-10	50	4,857	15,857
10-11	55	5,343	16,343
11-12	60	5,829	16,829
12-13	65,41	6,356	17,356
13-14	71,31	6,929	17,929
14-15	77,74	7,555	18,555
15-16	84,76	8,238	19,238
16-17	92,4	8,982	19,982
17-18	100,74	9,795	20,795
18-19	109,82	10,681	21,681
19-20	119,73	11,647	22,647



1 – гальмівна стрічка; 2 – фрикційні накладки; 3 – кронштейни; 4 – болтові з'єднання; 5 – канатні блоки; 6 – гілки канатів

Рисунок 2 – Вид зверху (а) та збоку (б) на удосконалену гальмівну стрічку

Знання конструктивних особливостей різних типів гальмівних стрічок дає змогу перейти до оцінки їхнього напружено-деформівного стану.

Теоретичні аспекти методу кінцевих елементів для визначення напружено-деформівного стану ділянки різних типів гальмівних стрічок. Для оцінки напружено-деформівного стану серійної гальмівної стрічки, фрикційні накладки на якій встановлено зі сталем та змінним кроком, а також стрічки, на якій по секціях встановлені рухомі накладки, викорис-

таємо один з додатків програмного пакету SolidWorks — Simulation. В основі аналізу останнього закладено метод кінцевих елементів. Більш детально про даний метод описано в роботах [4, 5], на основі яких розглянемо приклад математичного алгоритму побудови диференціальних рівнянь прямим методом:

– поле переміщень (Δ) в межах елемента шляхом інтерполяції функцій, зібраних в матрицю $[N_i]$, виражаються через вузлові переміщення $\{\Delta\}$. Суть інтерполяції функції полягає в тому щоб, за відомими значеннями переміщен-

ня у вузлах, отримати їх значення в будь-якій точці кінцевого елемента в залежності від координат в тривимірному просторі (x, y, z). В матричному вигляді, дане співвідношення має вигляд:

$$\Delta = [N_1] \cdot \{\Delta\}; \quad (1)$$

– поле деформацій (ε) виражається шляхом диференціювання поля переміщень (Δ) за співвідношенням, які зібрані в матрицю $[D]$ і зв'язують деформацію з переміщеннями:

$$\varepsilon = [D] \cdot \{\Delta\}; \quad (2)$$

– з урахуванням рівнянь стану, у основі яких лежить закон Гука, і коефіцієнти яких утворюють матрицю $[E]$, встановлюється зв'язок між полем напружень (σ) і полем деформацій (ε):

$$\sigma = [E] \cdot \varepsilon; \quad (3)$$

а потім і між напруженнями (σ) і переміщеннями у вузлах (Δ):

$$\sigma = [E] \cdot [D] \cdot \{\Delta\}; \quad (4)$$

– формулюються вирази для сил (F), що діють у вершинах елемента, в залежності від поля напружень (σ), для чого використовуються математичні перетворення напружень у вузлові сили $[A]$:

$$F = [A] \cdot \{\sigma\}; \quad (5)$$

– зв'язуються вирази для вузлових сил (F) і переміщень у вузлах (Δ):

$$F = [k] \cdot \{\Delta\}, \quad (6)$$

де $[k] = [A] \cdot [E] \cdot [D]$ – матриця жорсткості кінцевого елемента.

Для отримання матриці жорсткості кінцевих елементів використали варіаційний метод – принцип мінімуму потенціальної енергії. Отримана у такий спосіб матриця жорсткості мала вигляд:

$$[k] = \left[\int_V [A] \cdot [E] \cdot [D] dx dy dz \right]. \quad (7)$$

Маючи математичний апарат для отримання матриці жорсткості кінцевих елементів, зведення навантажень, які прикладені до поверхні або діють в самому об'ємі елемента, до зусиль у вузлах, а також можливого використання обернених задач: обчислення поля деформацій і напружень в об'ємі елемента на базі переміщення у вузлах, виконали оцінку напружено-деформованого стану дискретизованих моделей ділянок різних типів гальмівних стрічок.

Розглянувши основні положення програми SolidWorks Simulation та базові аспекти теорії кінцевих елементів, за допомогою якої аналізували ділянки різних типів гальмівних стрічок переходимо до формулювання умов задачі, тобто до задання поведінки моделі шляхом накладання кінематичних (тих, що обмежують переміщення моделі) та статичних (імітація навантажень) граничних умов.

Кінематичні граничні умови. В силу симетрії стрічки розглядаємо тільки її половину (див. рис. 3), що значно зменшить тривалість обчислювального процесу напружено-деформованого стану її ділянки. Для цього накладемо обмеження (переміщення правого торця стрічки відносно площини симетрії стрічки рівне нулю). Імітація шарнірного закріплення набігаючого кінця гілки стрічки реалізовувалось шляхом накладання відповідних граничних умов на кромку моделі. Оскільки гальмівний шків розглядався як абсолютно жорстке тіло, переміщення циліндричної частини стрічки у радіальному напрямі рівне нулю.

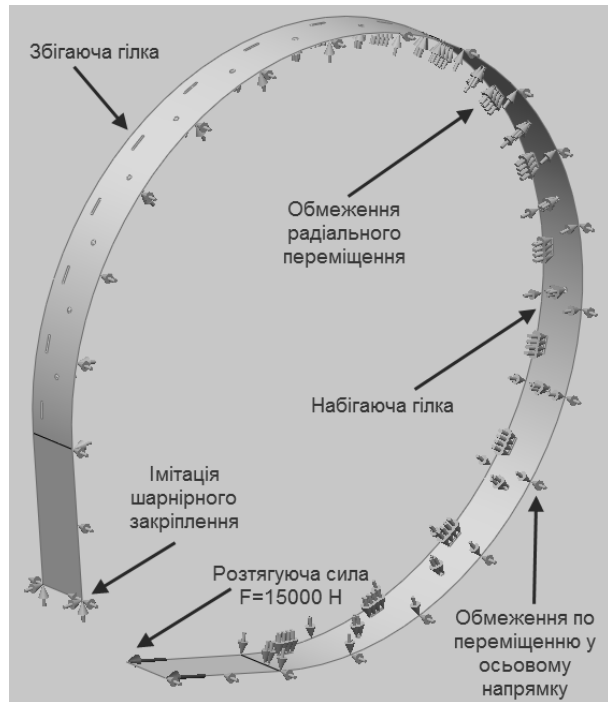


Рисунок 3 – Розрахункова схема серійної гальмівної стрічки

Статичні граничні умови. До кінця збігаючої гілки стрічки прикладено силу 15 кН.

Розрахункові схеми для різних типів стрічок відрізняються поверхневою моделлю, а, точніше, формою, розмірами та кроком концентраторів, і при цьому граничні умови для них є абсолютно однаковими. Тому розглянемо розрахункову схему тільки для серійної стрічки зі сталим кроком між накладками.

Дискретизація моделі. Дискретизація – це побудова сітки кінцевих елементів. В даному випадку стрічка моделюється поверхнею, і тому тип кінцевих елементів запропонованих моделей є поверхневим. На рис. 4 проілюстровано дискретизовану кінцевими елементами модель гальмівної стрічки. В зв'язку з тим, що достовірність результатів напруженого стану безпосередньо залежить від розміру кінцевих елементів сітки, тому необхідно їх правильно нанестись. Задаємо середній розмір елемента 5 мм, тобто співмірний з геометричними параметрами концентраторів. Для отримання більш точної картини штучно ущільнимо сітку, шляхом змен-

шення розміру елементів поблизу концентраторів до 0,5 мм (рис. 5).

З рис.5 видно: чим більша величина концентрації напружень біля досліджуваних концентраторів, тим більшою є щільність сітки кінцевих елементів.

На основі викладеного вище перейдемо до аналізу результатів напружено-деформівного стану ділянок різних типів гальмівних стрічок.

Аналіз напружено-деформівного стану ділянок різних типів гальмівних стрічок. Після виконаних розрахунків інтерес представляють діаграми еквівалентних напружень та деформацій ділянок гальмівних стрічок, а також переміщення кінців їхніх збігаючих гілок. Перейдемо до аналізу результатів.

На рис. 6 а, б зображено розподіл еквівалентних напружень за Мізесом поблизу концентраторів напружень. Як бачимо, біля отворів заклепок розпірних планок концентрація напружень більша, ніж біля поздовжніх пазів ділянок стрічки. Найбільші напруження, які виникають у стрічці, будуть концентруватись вздовж твірної її циліндричної поверхні, яка проходить через центр отвору. Розглянемо еквівалентні напруження біля отвору у напрямках вказаних на рисунку 5. Графіки (епюри) їх розподілу у відповідних напрямках наведені на рисунках 6 б. Закономірності розподілу складових еквівалентних деформацій біля отвору заклепки розпірної планки стрічки в напрямку ε_a вздовж твірної (а) та у напрямку ε_r у площині перпендикулярній до твірної (б) проілюстровані на рис. 7 а, б. З останніх видно, що деформації у напрямку ε_a спадають, а у напрямку ε_r зростають асимптотично до значення $\varepsilon=1,25 \cdot 10^{-4}$, і вирівнюються у обох напрямках на відстані 32 мм від концентратора. Оскільки еквівалентні напруження і деформації прямо пропорційні між собою, стверджуємо, що закономірності зміни напружень будуть аналогічними. Крім того, на рис. 7 а, б наведено значення еквівалентних деформацій у кінцевих елементах, які знаходяться у відповідних напрямках вказаних на рис. 6 б. Біля концентраторів саме для точної оцінки напружено-деформівного стану гальмівної стрічки і виконувалося ущільнення сітки.

Систематизована крива з рис. 7, а описується таким поліномом четвертого порядку:

$$\varepsilon_a(x) = 6 \cdot 10^{-10} x^4 - 5 \cdot 10^{-8} x^3 + 2 \cdot 10^{-6} x^2 - 3 \cdot 10^{-5} x. \quad (8)$$

Коефіцієнт достовірності апроксимації при несистематизованих даних $R^2=0,989$.

Систематизована крива з рис. 7, б описується таким поліномом п'ятого порядку:

$$\varepsilon_r(x) = -3 \cdot 10^{-11} x^5 + 3 \cdot 10^{-9} x^4 - 7 \cdot 10^{-8} x^3 + 4 \cdot 10^{-7} x^2 + 8 \cdot 10^{-6} x + 10^{-5}. \quad (9)$$

Коефіцієнт достовірності апроксимації при несистематизованих даних $R^2=0,994$.

Важливим параметром для стрічково-колодкового гальма, яке функціонує з різними типами гальмівних стрічок, є сумарні переміщення

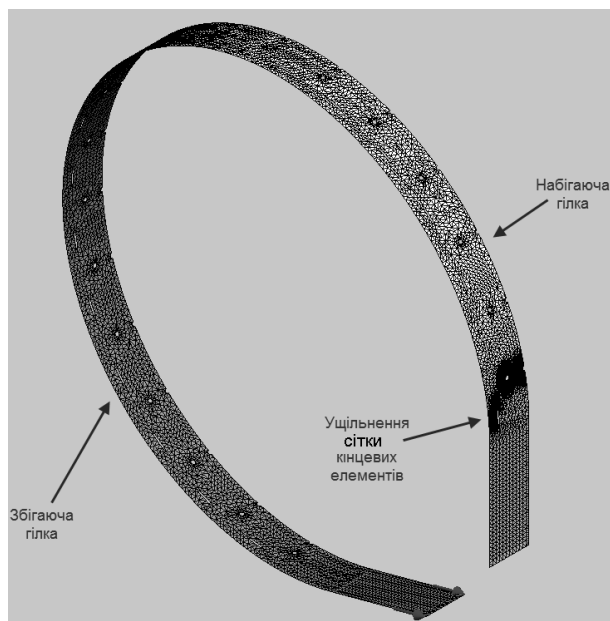


Рисунок 4 – Сітка кінцевих елементів поверхнього типу на моделі серійної гальмівної стрічки

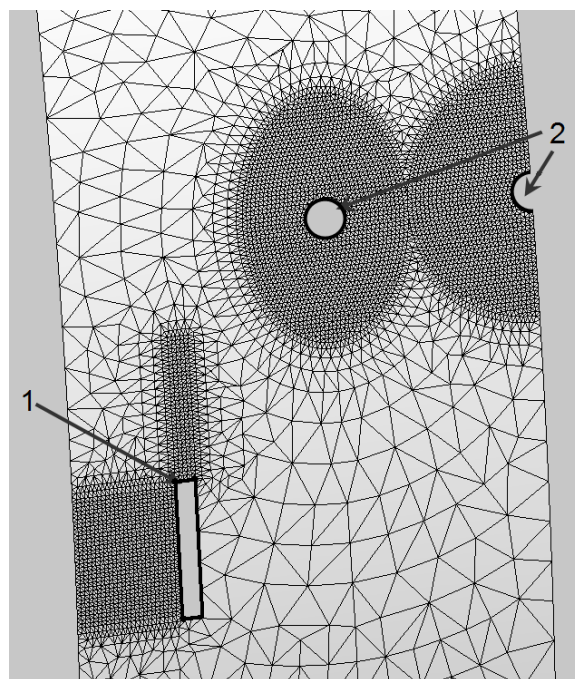


Рисунок 5 – Ущільнення сітки кінцевих елементів біля концентраторів напружень (1 – поздовжнього пазу; 2 – отворів) ділянки гальмівної стрічки

їхніх збігаючих кінців (Δ_c). Компенсація переміщень останніх, тяг їхніх гілок (Δ_T) та гальмівного вала від кручення від дії $M_{кр}$ гарантує умову розподілу зусиль між гальмівними шківками гальма при визначених кутах повороту лівого (β_1) та правого (β_2) кривошипа колінчастого вала гальмівної системи за залежностями вигляду

$$\beta_1 = \frac{\Delta_c + \Delta_T}{r} + \frac{64 \cdot M_{кр} \cdot l}{G \cdot \pi \cdot d^4}; \quad (10)$$

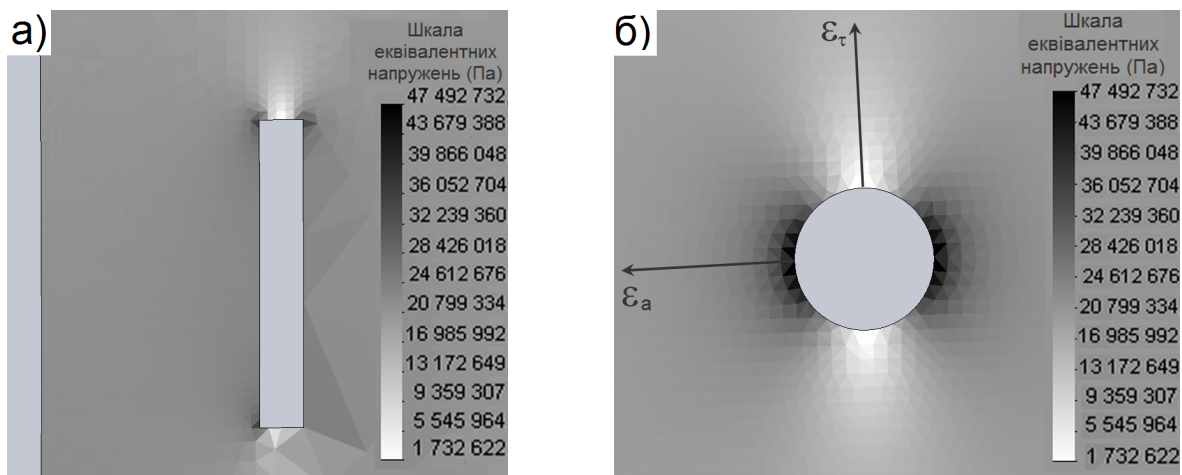
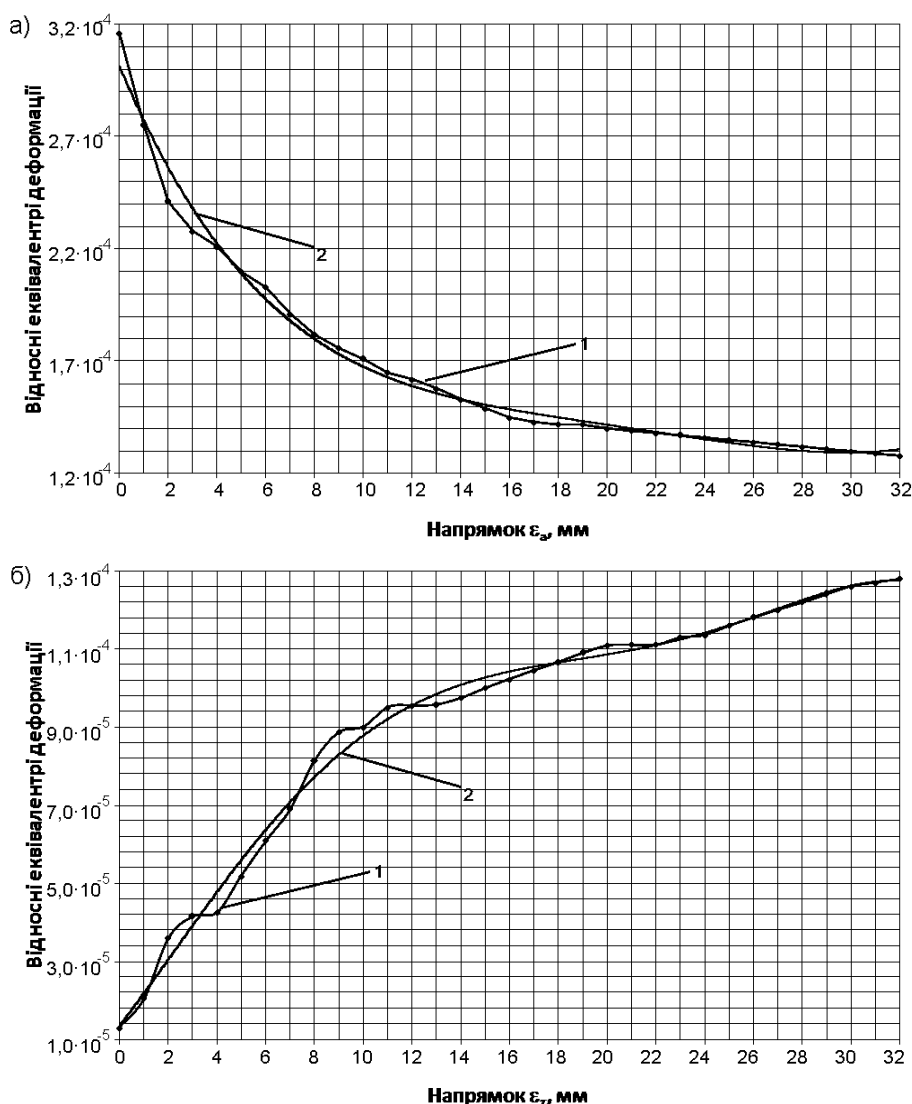


Рисунок 6 – Розподіл еквівалентних напружень за енергетичною теорією міцності поблизу поздовжніх пазів (а) для кріплення фрикційної накладки та отвору (б) для заклепки розпірної планки на ділянці гальмівної стрічки



1 – несистематизовані дані; 2 – систематизовані дані

Рисунок 7 – Закономірності розподілу складових еквівалентних деформацій біля отвору заклепки розпірної планки гальмівної стрічки в напрямку ϵ_a вздовж твірної (а) та у напрямку ϵ_t у площині, перпендикулярній до твірної (б)

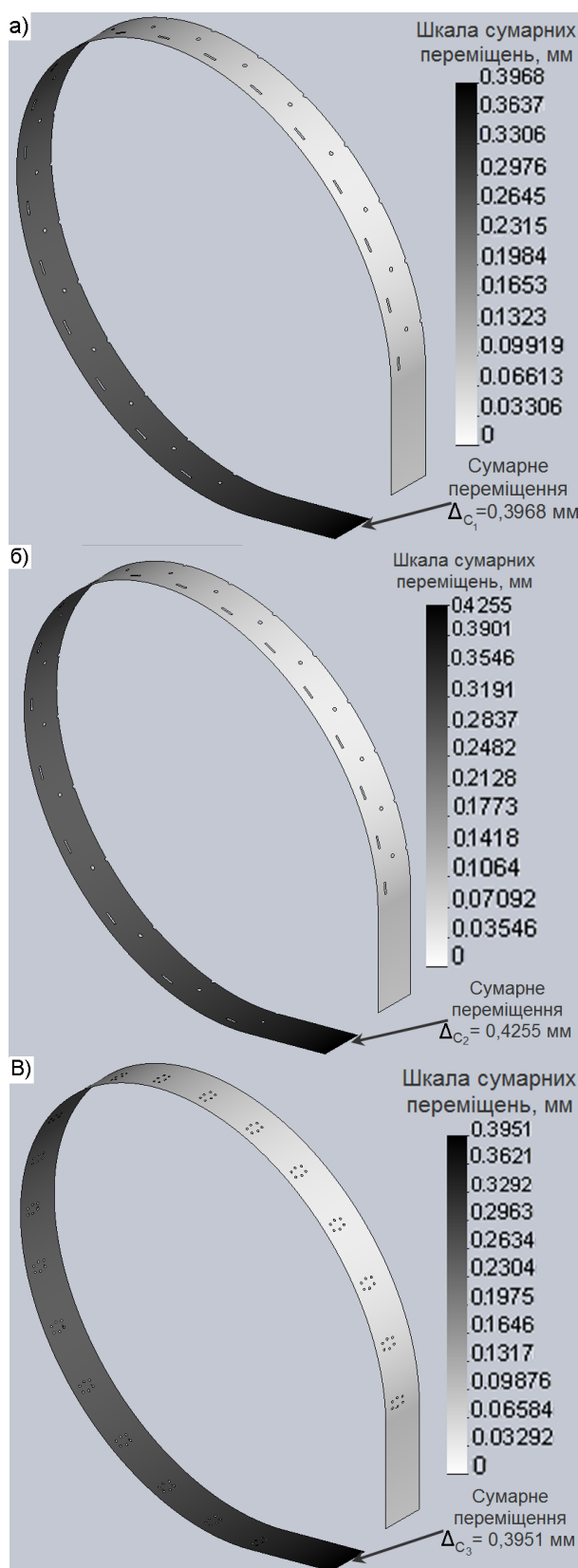


Рисунок 8 – Сумарне переміщення кінця збігаючої гілки серійних гальмівних стрічок у випадку розміщення фрикційних накладок зі сталим ($\Delta_{C_1} = 0,3968$ мм) [а] та змінним ($\Delta_{C_2} = 0,4255$ мм) [б], а також удосконаленої гальмівної стрічки ($\Delta_{C_3} = 0,3951$ мм) [в]

$$\beta_2 = \frac{\Delta_c + \Delta_T}{r} - \frac{64 \cdot M_{кр} \cdot l}{G \cdot \pi \cdot d^4}, \quad (11)$$

де: r – радіус кривошипа; $M_{кр} = M_{Г}$ – гальмівний момент наприкінці процесу гальмування; G – модуль пружності другого роду; d – діаметр гальмівного вала.

На рис. 8 а, б, в зображені сумарні переміщення кінця збігаючої гілки різних типів гальмівних стрічок, на яких розміщені фрикційні накладки. З рис. 8 б видно, що сумарні переміщення збігаючого кінця стрічки найбільші у випадку розміщення на ній накладок зі змінним кроком. Пояснюється це зменшенням кількості розпірних планок на даній гілці стрічки. Найменші сумарні переміщення збігаючого кінця стрічки (рис. 8 в) спостерігалися в її удосконаленій конструкції, підсиленій болтовими з'єднаннями для кріплення кронштейнів канатних блоків (рис. 2 а). Стосовно сумарних переміщень збігаючого кінця стрічки зі сталим кроком розміщення на ній накладок (рис. 8 а), то вони співмірні із переміщеннями ділянки удосконаленої гальмівної стрічки.

Висновки. Таким чином, отримані дані щодо напружено-деформівного стану ділянок різних типів гальмівних стрічок дають змогу в подальшому оцінити ефективність різних типів фрикційних вузлів у стрічково-колодковому гальмі під час динамічного регулювання питомих навантажень.

Література

- 1 Злобин Б.А. Скоростная проходка скважин и резервы новой техники / Б.А. Злобин – М.: Недра, 1977. – 309 с.
- 2 Вольченко Д.О. Обгрунтування методів та засобів покращення експлуатаційних параметрів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок: дис. канд. техн. наук: 05.05.12 / Вольченко Дмитро Олександрович. – Івано-Франківськ, 2004. – 256 с.
- 3 Сторож Я.Б. Стабілізація завантаженості фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм бурових лебідок: дис. канд. техн. наук: 05.05.12 / Сторож Ярослав Богданович. – Івано-Франківськ, 2006. – 248 с.
- 4 Анализ напряженно-деформируванного состояния авиационных конструкций с помощью системы ANSYS: учеб. пособие. Ч. I / [А.Г. Гребенников, С.П. Светличный, В.Н. Корель и др.]. – Харьков: НАКУ “ХАИ”, CAD-FEM GmbH, АНТО “КНХ”, 2002. – 310 с.
- 5 Алямовский А.А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович и др. – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с.

Стаття надійшла до редакційної колегії
10.03.10
Рекомендована до друку професором
Вольченком О.І.