

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАКРІПЛЕННЯ КАНАТІВ ЗАТИСКНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ МУФТ

© Проценко В. О., Бабій М. В., Клементьєва О. Ю., 2016

Досліджено процес закріплення канатів затискними елементами типу “палець-втулка-поперечний канат”. Експериментально встановлені залежності впливу зусилля затягування пальця затискного елемента на зусилля виривання каната та його поперечну деформацію. Розкрито механізм процесу закріплення каната затискним елементом. Встановлено значення отриманих результатів для теорії та практики.

Ключові слова: муфта, канат, закріплення, затискний елемент.

The process of fixing ropes by clamping elements "finger-sleeve cross-rope" type is analyzed. Depending on the impact of the efforts a tightening of thumb clamping element on pulling the rope force and transverse strain is experimental installed. The mechanism of the fixing rope process by clamping element is disclosed. The value of the results for the theory and practice is established.

Key words: coupling, rope fastening, the clamping element

Вступ. Проектування раціональних конструкцій деталей машин потребує якнайточнішого вибору розрахункових навантажень та вивчення законів розподілу напружень у деталях для зниження розрахункових та фактичних запасів міцності, а відтак і матеріаломісткості. З огляду на це, проведення теоретичних та експериментальних досліджень, пов'язаних з оцінкою та встановленням взаємного впливу навантажень на конструктивні та міцнісні параметри деталей машин та конструкцій, є актуальним завданням.

Аналіз стану проблеми та постановка завдання. Авторами раніше розроблені, запатентовані та досліджуються нові конструкції муфт з канатними пружними елементами, зокрема муфти з торцевою їх установкою, а саме: муфти з канатами хордального [1] та тангенціального [2] розташування. Закріплення канатів у напівмуфтах цих муфт та в інших пристроях може бути виконане за рахунок застосування затискних елементів, схему одного із яких показано на рис. 1. Основним елементом цього пристрою є палець 1, пропущений в отвір базової деталі 2 (наприклад, фланця напівмуфти), на який встановлено з іншого боку втулку 3. Палець 1 та втулка 3 містять поперечні отвори 4, у які пропущений канат 5. Закріплення каната забезпечується осьовим переміщенням пальця 1 за рахунок загвинчування гайки 6, що встановлена на його різьбову ділянку.

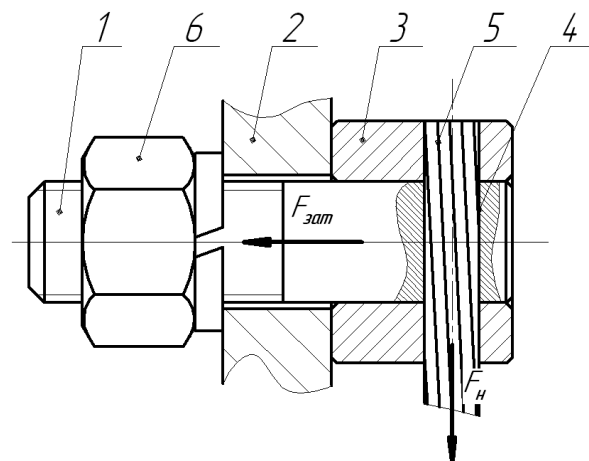


Рис. 1. Схема затискного елемента для закріплення канатів

При цьому осьова сила затягання пальця $F_{зам}$ призводить до закріплення каната проти його виривання із затискного елемента силою його натягу F_n , що виникає під час роботи муфти. Умова надійного затиску каната при цьому може бути записана нерівністю (1):

$$F_n < F_е, \quad (1)$$

де $F_е$ – сила виривання каната із затискного елемента.

Згадані раніше муфти здатні працювати як постійні та запобіжні для роз'єднання валів у разі виникнення паразитних динамічних чи технологічних перевантажень. Залежно від призначення муфт перед проектувальником постає завдання як розрахунку конструктивних параметрів самих затискних елементів та призначення режимів їх затяжки для допомоги експлуатаційникам, так і оцінки якісних функціонально-експлуатаційних показників роботи муфти, наприклад, моменту спрацьовування запобіжної муфти тощо. Тому необхідно встановити зв'язок впливу зусилля затягування затискних елементів $F_{зам}$ на зусилля закріплення у них канатів або фактично визначити зусилля виривання канатів $F_е$ із затискних елементів залежно від зусилля їх затягування, що і становить завдання цієї роботи.

Виклад основного матеріалу. З огляду на складність аналітичного розкриття механіки взаємодії затискних елементів та канатів у процесі роботи муфти, було прийняте рішення виконувати дослідження експериментально. Вирішено було експериментально оцінити зусилля виривання канатів $F_е$ із затискних елементів та поперечну деформацію каната Δd_k залежно від осьового зусилля $F_{зам}$ затягування пальця (поз. 1 на рис. 1) затискного елемента. З цією метою було розроблено спеціальне пристосування для оснащення доступної розривної машини (рис. 2).

Для оснащення захватів розривної машини були виготовлені кронштейни 1, в які були встановлені втулки 2 із поперечними отворами 3 для монтажу досліджуваних канатів. У поздовжні отвори втулок були встановлені з можливістю переміщення пальця 4, які мали поперечні отвори для проходу канатів, що відповідають отворам 3 втулок 2, та нарізеві ділянки для затягування гайкою навантажувальних пружин. Пружини 5 встановлювались на пальці 4 між двома шайбами 7 і затягувались гайками 6. При цьому різниця відстаней між шайбами 7 відповідала деформації пружини, а відтак і зусиллю затягування пальця $F_{зам}$.

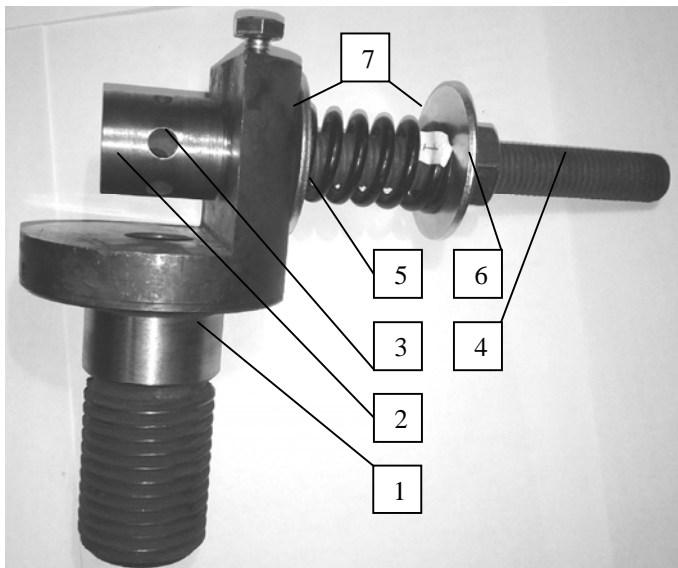


Рис. 2. Елементи спеціального оснащення розривної машини

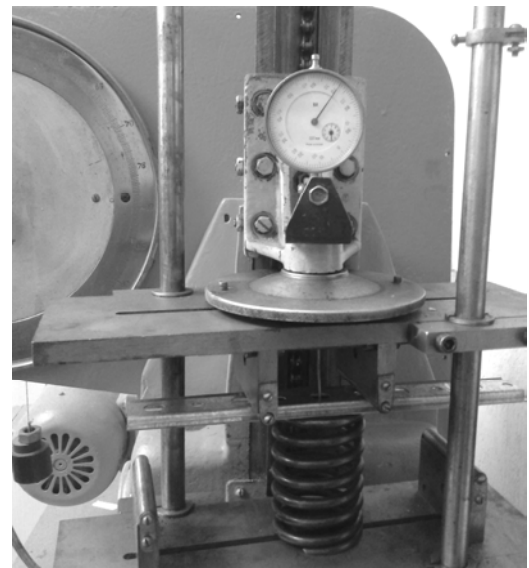


Рис. 3. Оцінка жорсткості навантажувальної пружини на машині МІІР-100

Для затягування канатів використовували пружини, які градуювали для визначення жорсткості на машині МІІР-100 (рис. 3), паралельно обчислювали жорсткість пружин за відомими формулами опору матеріалів [3, 4], експерименти та розрахунок показали розбіжність у межах

7 %. Жорсткість навантажувальних пружин становила $C = 15,82; 38,25; 51,20; 160,00$ Н/мм. Досліди виконували із використанням кількох зразків шестисталкових канатів подвійного звивання (таблиця). Канати встановлювались у відповідні їх діаметру поперечні отвори втулок та пальців.

Характеристики досліджуваних канатів

№ каната	Діаметр каната d_k , мм	Конструкція каната	Діаметр дротин δ , мм	Розривне зусилля $F_{розр}$, Н	Стандарт
1	4,0	6×7	0,45	8590	ГОСТ 3069
2	4,8	6×19	0,37	12250	ГОСТ 3070
3	5,8		0,41	17650	
4	8,1		0,50	34300	

Дослідження зусилля виривання канатів виконували на розривній машині УММ-5 (рис. 4). Силу затягування пальців $F_{зат}$ створювали ступінчасто деформацією пружини, яку вимірювали штангенциркулем ШЦ-I, поперечну деформацію каната Δd_k вимірювали індикатором годинникового типу ИЧ-I, а зусилля F_g визначали за показами шкали розривної машини. Конструкція кронштейнів давала змогу використовувати суцільні відрізки каната з бухти, які були пропущено в осьовий отвір нижнього кронштейна. За рахунок цього забезпечувалося навантаження кожного разу непошкодженої ділянки каната. Досліди виконували з п'ятикратною повторюваністю, що забезпечувало довірчу вірогідність близько $\alpha = 0,9$ [5].



Рис. 4. Дослідження зусилля закріплення каната на розривній машині УММ-5

Після оброблення результатів дослідів для кожного каната отримані середні значення поперечної деформації каната Δd_k та зусилля F_e для кожного значення $F_{зам}$, взаємну залежність яких показано на графіках (рис. 5–8). На цих графіках залежність $\Delta d_k = f(F_{зам}/F_{розр})$ зображена штриховою лінією з квадратними маркерами, а залежність $F_e = f(F_{зам}/F_{розр})$ – суцільною лінією з трикутними маркерами.

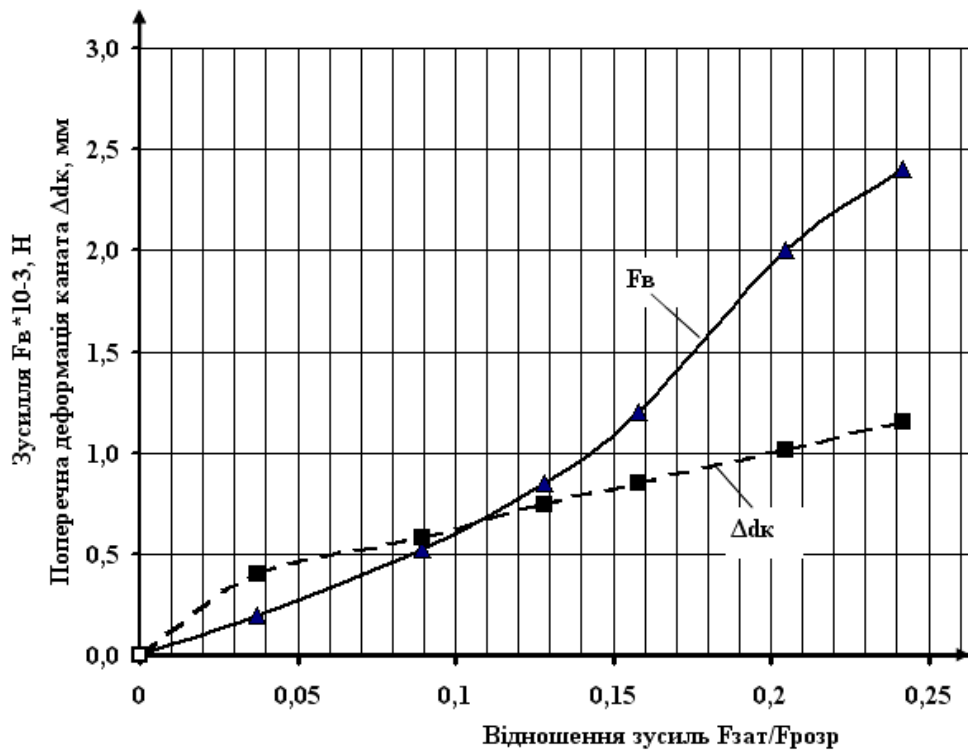


Рис. 5. Експериментальні залежності поперечної деформації та зусилля виривання каната №1 із затискового елемента

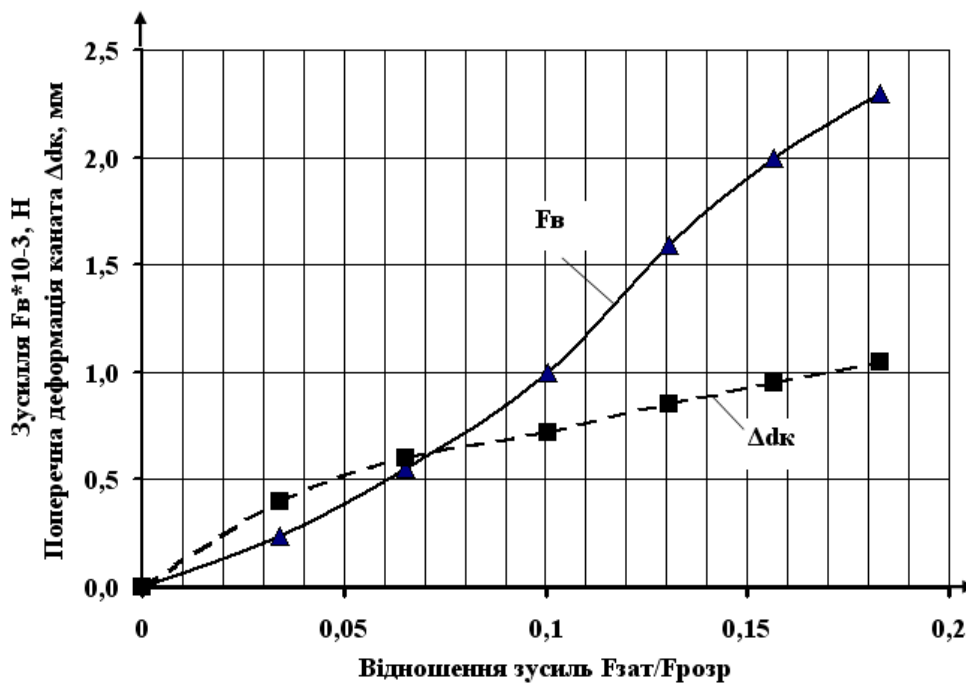


Рис. 6. Експериментальні залежності поперечної деформації та зусилля виривання каната №2 із затискового елемента

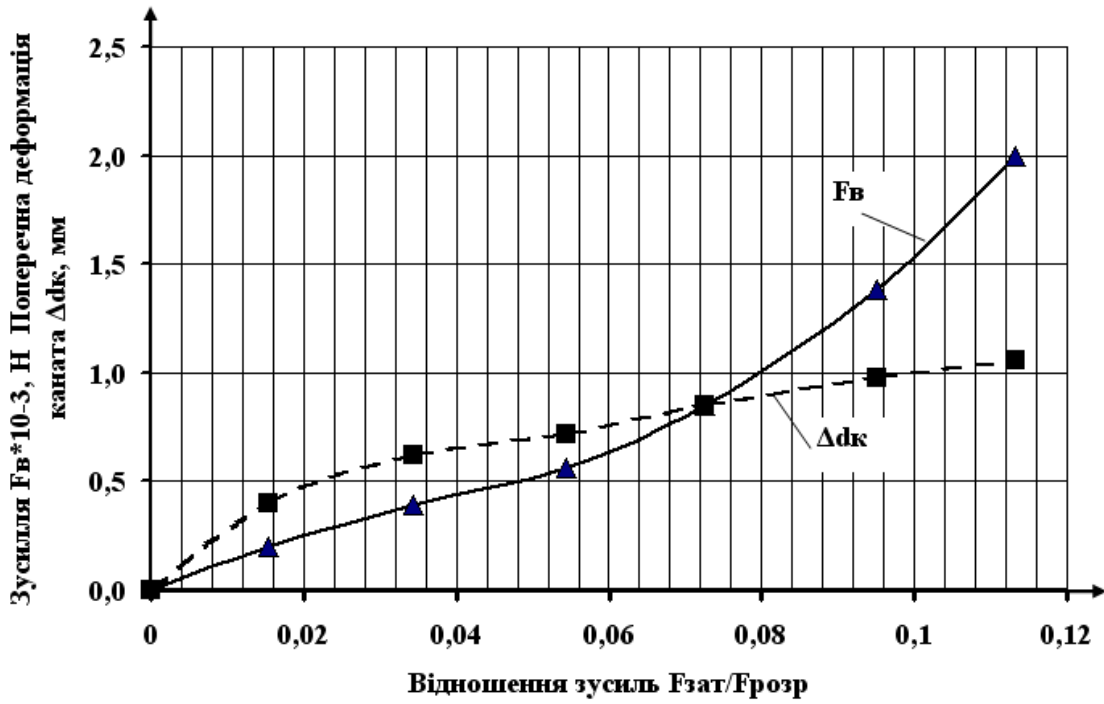


Рис. 7. Експериментальні залежності поперечної деформації та зусилля виривання каната №3 із затискного елемента

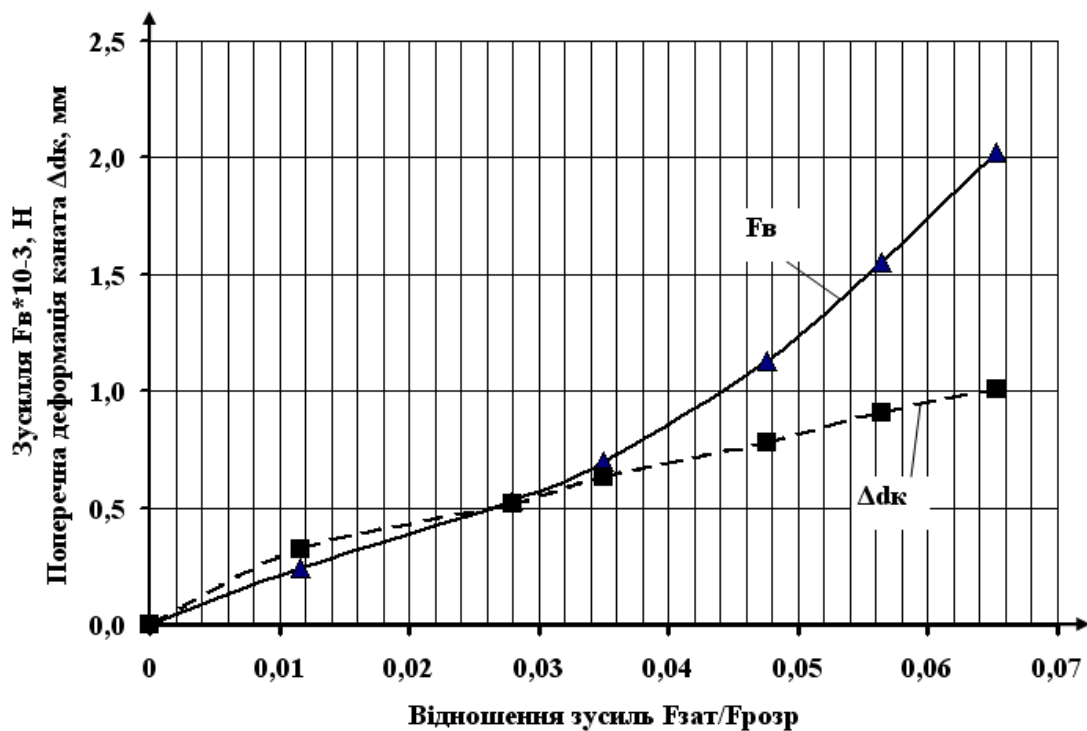


Рис. 8. Експериментальні залежності поперечної деформації та зусилля виривання каната №4 із затискного елемента

Розгляд графіків на рис. 5–8 дає змогу констатувати нелінійність залежностей зусилля виривання каната із затискного елемента F_0 та поперечної деформації каната Δd_k від зусилля затиску $F_{зат}$.

Аналіз отриманих графіків дає можливість вперше розкрити механізм процесу затиску каната затискним елементом типу “палець-втулка-поперечний канат” дослідженого у цій роботі. Для ілюстрації цього механізму на рис. 9 продубльовані експериментальні дані для каната № 1 з

нанесеними на ньому границями характерних етапів процесу затиску каната. На першому етапі за зусиль затягування пальця $F_{зат} < 0,05F_{розр}$ відбувається початкове деформування каната, що супроводжується вибиранням зазорів між елементами каната, свідченням цього є найінтенсивніше зменшення діаметра каната за невеликого зростання поперечного зусилля $F_{зат}$. Границю другого та третього етапів встановити складніше, але на другому етапі, орієнтовно за $F_{зат} = (0,05...0,15) F_{розр}$, відбувається деформування дротин каната у затискному елементі із наближенням їх осей до прямих, а також контактне змінання поверхні дротин, чому також відповідає полого зростання кривої зусиль та поперечної деформації. На третьому етапі ($F_{зат} > 0,15F_{розр}$) розпочинається пружне, а після досягнення критичного значення сили затягування пальця і пластичне деформування щільно спресованого пучка дротин, що підтверджується фактично рівнопропорційною залежністю зусилля F_{σ} від сили затягування пальця $F_{зат}$ та руйнуванням (перерізанням) дротин зовнішнього шару (рис. 10).

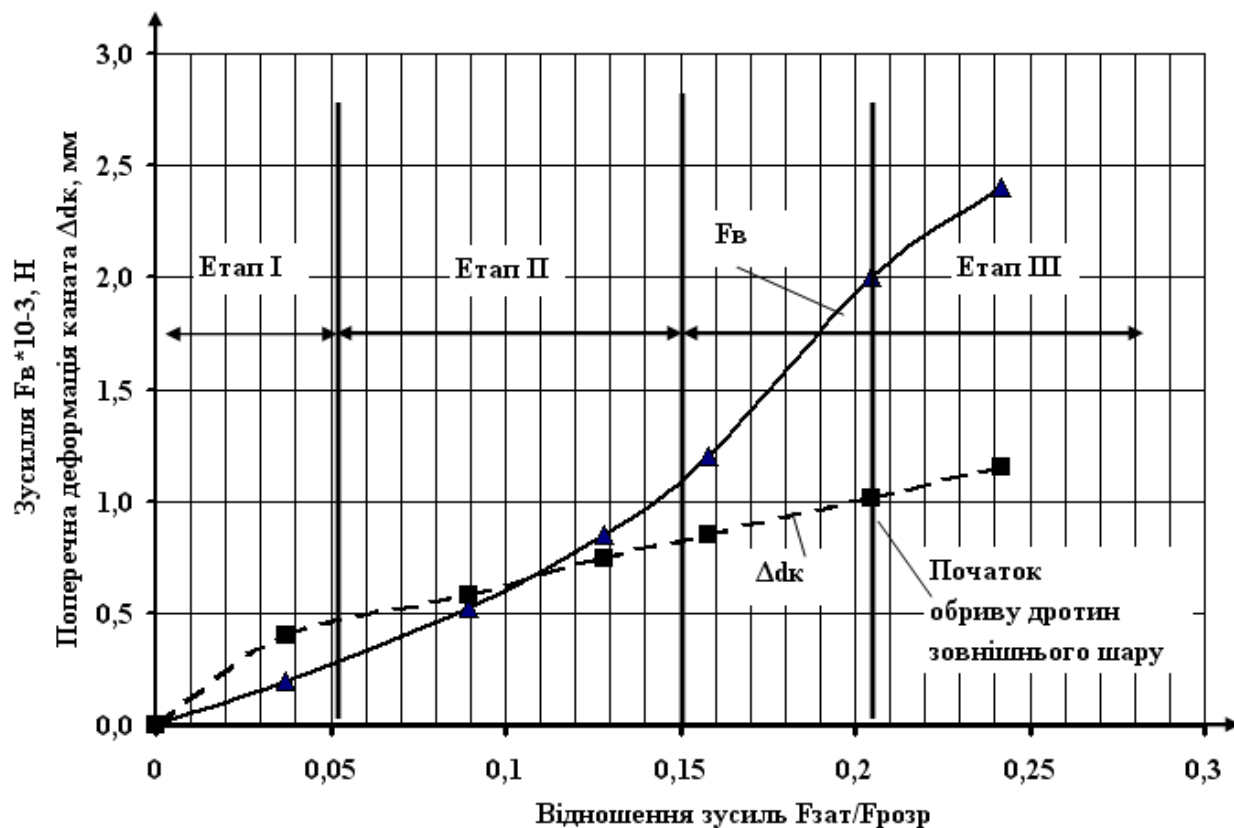


Рис. 9. Ілюстрація етапів процесу затиску каната

Варто також відзначити, що можливості наявних навантажувальних пружин давали змогу для канатів № 3 та № 4 (рис. 7 та 8) розвинути сили затиску не вище $0,110F_{розр}$ та вище $0,065F_{розр}$, а відтак відповідно досягти тільки другого етапу затиску, але загалом картина їх поведінки при затиску відповідає канатам № 1 та № 2.

Дані експериментів свідчать, що отримані експериментальні залежності $F_{\sigma} = f(F_{зат})$ із достатньою для практики розрахунків точністю апроксимуються прямими лініями, що описуються рівняннями $F_{\sigma} = F_{зат}$ із коефіцієнтом детермінації $R^2 > 0,92$. Або, інакше кажучи, опір вириванню каната характеризується коефіцієнтом опору $\kappa_{on} = F_{\sigma}/F_{зат} = 1,0$.

Для теорії це означає, що опір каната вириванню із затискного елемента спричинений не тільки тертям ковзання, як допускалося авторами раніше. Природа цього опору містить не тільки фрикційні, а насамперед контактні та пружно-пластичні явища у зоні контакту каната та затискних елементів.



Рис. 10. Руйнування дротин зовнішнього шару каната затискними елементами

Для практики це означає, що вихідну для розрахунку сили затягування затискних елементів можна визначати з рівності $F_{зам} = F_в = \kappa_{зо} \times F_н$ ($F_н$ – робочий натяг канатів; $\kappa_{зо}$ – коефіцієнт запасу опору вириванню каната із затискного елемента). Можна також констатувати, що використання із затискними елементами “палець-втулка-поперечний канат” канатів, що мають діаметр дротин зовнішнього шару менше 0,5 мм, не є доцільним через їх здатність до пошкодження та низьку зносостійкість. Для зменшення небезпеки пошкодження зовнішніх дротин каната елементами затискного механізму поперечним отворам пальців необхідно надавати “корсетної” форми, або знімати у них простіші з точки зору технології фаски з розміром катета не менше від діаметра дротини зовнішнього шару каната.

Іншим фактично значущим спостереженням з виконаних дослідів є те, що поперечна деформація каната може бути індикатором зусилля затягування каната. Наприклад, для каната № 1 (табл. 1) поперечну деформацію каната можна наближено обчислити за таким рівнянням:

$$\Delta d_{\kappa} = 4,38 \frac{F_{зам}}{F_{розр}}. \quad (2)$$

Відносна деформація каната при цьому становить:

$$\Delta = \frac{\Delta d_{\kappa}}{d_{\kappa}} = \frac{4,38}{d_{\kappa}} \times \frac{F_{зам}}{F_{розр}}. \quad (3)$$

Наприклад, для каната № 1 за найбільшого натягу, який відповідає запасу міцності по розриву близько $\kappa_{зан} = 4$, що відповідає реальним робочим натягам канатів в експлуатації, відносна деформація каната становить близько $\Delta = 27\%$. Ці дані можна використовувати під час складання та налаштування затискних механізмів муфт та інших пристроїв.

З виконаних досліджень можна зробити такі **висновки**:

1. Основний вплив у формуванні сили затиску каната затискним елементом типу “палець-втулка-поперечний канат” мають сили пружної та пластичної взаємодії каната та затискних елементів, а не сили тертя, оскільки зведений коефіцієнт опору вириванню каната із затискного

елемента не менше ніж на порядок перевищує коефіцієнт тертя “сталь по сталі” за наявності мащення ($\kappa_{on} = 1,0$ проти $\mu = 0,08\dots 0,04$).

2. Процес затиску каната у затискному елементі типу “палець-втулка-поперечний канат” відбувається у три етапи. На початку відбувається вибір зазорів між елементами каната, потім пружне та контактне деформування дротин, а після цього і досягнення критичного значення сили зтягування пальця, їх пластичне деформування.

3. Величина відносної поперечної (діаметральної) деформації каната за затиску може сягати 27 % в діапазоні робочих навантажень, що відповідають запасу міцності по розриву близько 4.

4. Дротини зовнішнього шару канатів схильні до пошкодження загартованими затискними елементами, канати із діаметром дротин зовнішнього шару менше 0,5 мм із дослідженими затискними елементами використовувати недоцільно.

5. З огляду на пошкоджуваність дротин зовнішнього шару у поперечних отворах пальців доцільно їх виконувати “корсетної” форми або забезпечувати фасками катетом не менше, ніж діаметр дротин зовнішнього шару канатів.

6. Отримані нові результати становлять важливі знання і можуть стати основою для розроблення методики проектування пружних ланок машин з канатними елементами.

Напрямки подальших досліджень:

1. Експериментальні дослідження затискних елементів інших типів.
2. Порівняння функціональних показників затискних елементів різних типів.
3. Розроблення методики розрахунку деталей та проектування затискних елементів.
4. Розроблення методики проектування пружних ланок машин різних типів, оснащених канатними елементами.

1. Проценко В. О. Проектування муфти з торцевою установкою прямих канатів / В. О. Проценко // Гірничі, будівельні, дорожні, меліоративні машини. – К.: КНУБА, 2011. – Вип. 77. – С. 44–50. 2. Проценко В. О. Геометричні та силові параметри муфти з торцевою установкою канатів тангенціального розташування / В. О. Проценко, В. О. Настасенко, О. Ю. Клементьєва // Підйомно-транспортна техніка. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ, 2015. – № 4. – С. 53–59. 3. Прикладна механіка / В. Т. Павлище, Є. В. Харченко, А. Ф. Барвінський, Ю. Г. Гаршинев / за ред. В. Т. Павлище. – Львів: Інтеллект-Захід, 2004. – 368 с. 4. Рубашкин А. Г., Чернилевский Д. В. Лабораторно-практические работы по технической механике. – М.: Высш. шк., 1975. – 253 с. 5. Хайлис Г. А., Ковалев М. М. Исследования сельскохозяйственной техники и обработка опытных данных. – М.: Колос, 1994. – 169 с. 6. Комаров М. С. Основы научных исследований. – Львов: Высш. шк., 1982. – 128 с.