

© Д.Л. Колосов<sup>1</sup>, І.В. Бельмас<sup>2</sup>, С.В. Онищенко<sup>1</sup>, О.І. Білоус<sup>2</sup>, Г.І. Танцура<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна

<sup>2</sup> Дніпровський державний технічний університет, Кам'янське, Україна

## ВПЛИВ ФОРМИ ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕРІЗУ ЕЛЕМЕНТІВ АРМУВАННЯ КОМПОЗИТНОГО ТЯГОВОГО ОРГАНА НА ОПІР СТИСКАННЮ ТА ЗСУВУ ЕЛАСТОМЕРНОЇ ОБОЛОНКИ

D. Kolosov<sup>1</sup>, <https://orcid.org/0000-0003-0585-5908>

I. Belmas<sup>2</sup>, <https://orcid.org/0000-0003-2112-0303>

S. Onyshchenko<sup>1</sup>, <https://orcid.org/0000-0002-5709-7021>

O. Bilous<sup>2</sup>, <https://orcid.org/0000-0001-6398-8843>

H. Tantsura<sup>2</sup>, <https://orcid.org/0000-0002-8672-1153>

<sup>1</sup> Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine

<sup>2</sup> Dniprovsk State Technical University, Kamianske, Ukraine

## INFLUENCE OF REINFORCEMENT CROSS-SECTION SHAPE IN COMPOSITE TRACTIVE ELEMENTS ON COMPRESSIVE AND SHEAR RESISTANCE OF ELASTOMER SHELL

**Мета.** Встановлення залежності жорсткості шару еластомерної оболонки, розташованої поміж елементами армування (тросами) композитного тягового органа (каната), від форми їхнього поперечного перерізу.

**Методика дослідження.** Числове розв'язання математичної моделі напружено-деформованого стану еластомерної оболонки композитного тягового органа методом скінчених об'ємів з використанням засобів САПР.

**Результати дослідження.** Встановлено показники напружено-деформованого стану еластомерної оболонки, розташованої поміж елементами армування композитного тягового органа, від форми їхнього поперечного перерізу. Отримано параметри жорсткості гумового прошарку на стискання за умов зближення тросів та їхнього взаємного зсуву вздовж осі каната. Встановлено, що жорсткість гумового прошарку на зсув впливає на зміну розподілу сил та переміщень тросів каната. Водночас зміна розподілу відбувається за довжиною каната. При цьому прийняття умовної (спрощеної – кругової) форми перерізу троса призводить до отримання завищених значень. При стисканні перевищення жорсткості при малих кроках розташування тросів сягає до 2,5, при зсуві – 1,3.

**Наукова новизна.** Встановлено закономірності впливу жорсткості шару еластомерної оболонки композитного тягового органа на його напружено-деформований стан з урахуванням форми поперечного перерізу елементів армування. Встановлено, що однакові переміщення тросів та розподіли сил їхнього натягнення в двох типах каната з однаковими механічними та геометричними параметрами, окрім жорсткості на зсув, відрізняються поміж собою пропорційно відношенню кореня квадратного із жорсткості гумового прошарку на зсув.

**Практичне значення.** Встановлений вплив форми перерізів тросів на жорсткість зсуву та стисканню еластомерної оболонки каната доцільно враховувати при проектуванні композитних тягово-несучих органів, як одну з особливостей умов їхньої експлуатації на підйомно-транспортних установках та капітальних спорудах.

**Ключові слова:** композитна конструкція, тяговий орган, канат, стрічка, ванта, елементи армування, еластомерна оболонка, поперечний переріз, стискання, зсув, жорсткість, математична модель, числове моделювання, напружено-деформований стан.

**Вступ.** Еластомерна оболонка композитного тягового органа (стрічки, каната, ванти) деформується разом із системою тросів. З ними вона змінює форму на перехідних ділянках конвеєрів та в підйомних машинах спеціального призначення (з канатом, якому надана трубчата форма), на барабанах привідних та ведених, на шківках відхилення та шківках поліспаств, за відхилення посудини підйомної машини від проектного розташування, при використанні композитного тягового органа як ванти для утримування елементів конструкцій і споруд. Перераховані умови по-різному впливають на напружено-деформований стан еластомерної оболонки.

**Стан питання та постановка задачі дослідження.** В попередніх дослідженнях [1] встановлено залежність наближення до одного з граничних значень показників напружено-деформованого стану (НДС) від жорсткості гумових прошарків. Встановлення залежності жорсткості шару гуми, розташованої між тросами, від форми їхнього поперечного перерізу, кроку їхнього розташування та механізму їхньої взаємодії з шаром гуми, дозволяють встановити одну з особливостей умов деформування гумотросового каната за його експлуатації на підйомно-транспортній установці чи капітальній споруді.

Взаємодія тросів та гумової оболонки відповідає умовам деформування шаруватого композитного матеріалу з м'якими та жорсткими шарами [2, 3]. Напружено-деформований стан таких конструкцій залежить від жорсткості гумових прошарків на стискання та зсув.

Троси, що використовуються в гумотросових стрічках (канатах) виготовлені з дротів, закручених в окремі стренги. Стренги закручені та утворюють безпосередньо трос. Вказане зумовлює відхилення форми перерізу тросів від кола. Таке відхилення впливає на жорсткість гумового міжтросового прошарку. Відповідно, значення жорсткості впливає на точність визначення НДС каната та потребує врахування характеру жорсткості гуми на взаємний зсув тросів, що відбувається в процесі деформування стрічки (каната). В багатьох роботах, включно [4–17], значення жорсткості гуми визначається як для тросів з круглим поперечним перерізом. З метою уточнення впливу форми тросів на жорсткість гумового прошарку, розглянемо деформування гумового прошарку, форма якого враховує форму тросів стрічки (каната) [18–20].

**Основний зміст роботи.** Троси в канаті розташовані регулярно – з постійним кроком. Відповідно, взаємний зсув одного троса відносно іншого відбувається симетрично. Троси виготовлені з семи стренг. Їхні нормальні перерізи мають дванадцять площин симетрії. Половина з них не перетинають, а шість перетинають стренги. Форми симетричних частин в обох випадках однакові. Таким чином, існують дві різні схеми симетричності перерізів.

Стренги тросів закручені. Форми перерізів тросів залишаються постійними по довжині троса, але повертаються навколо їхніх осей. Як наслідок, взаємне розташування перерізів суміжних тросів є змінним вздовж каната. Водночас відстань між ближніми точками суміжних тросів змінюється. Для неї можна встановити мінімальне та максимальне значення. Вказане вимагає розглядати два випадки розташування перерізів тросів. Симетричність побудови перерізів тросів дозволяє для кожного з випадків розглядати лише четверту частину гумового прошарку (рис. 1, а, рис. 1, б).

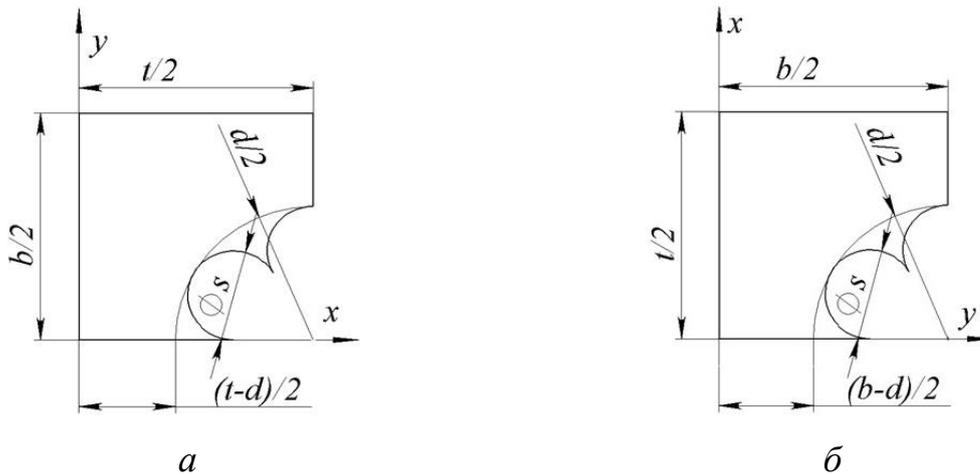


Рис. 1. Варіанти форми еластомерного елемента

Вісь  $z$  спрямована нормально до площини перерізів тросів і на рисунках вона не показана. Складна форма гумового прошарку (рис. 1, а та рис. 1, б) ускладнює аналітичне розв'язання задачі. Розв'язання задачі здійснювалось числовим методом, аналогічно тому, як це зроблено в роботах [21, 22]. Водночас, окрім відмінності форми перерізу тросів від кола, враховували їхню вулканізацію в гумову матрицю в один шар. В розрахунках приймалися наступні механічні властивості гуми: модуль пружності  $E_r = 6,1 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ , коефіцієнт Пуассона  $\mu = 0,49$ ; модуль зсуву  $G = 2,9 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ . Тип моделі – лінійний, пружний, ізотропний.

**Дослідження жорсткості гумового прошарку на стискання за умов зближення тросів каната.** Довжини канатів значні, тому деформований стан гуми каната будемо розглядати як плоский. Відповідно до наведених схем перерізів гумового прошарку, повинні виконуватися наступні граничні умови:

- по поверхні  $x = 0$  переміщення  $u_x = 0$ ,
- по поверхні  $x = t/2$  та поверхні взаємодії з тросом  $u_x = 1/2$ ,
- по поверхнях  $y = 0$   $\frac{\partial u}{\partial y} = 0$  – умова симетрії,
- по поверхні  $y = b/2$   $\sigma_y = \frac{du_x}{dy} = 0$ ,
- по поверхнях  $z = 0, z = 1$   $u_z = 0$ .

Жорсткість визначали для каната з тросом одиничного розрахункового діаметра ( $d = 1$ ) для різних значень товщини каната, кроку розташування тросів, віднесених до діаметра. Товщину каната та крок укладання тросів приймали в межах  $1,05d \leq b \leq 1,95d$  та  $1,05d \leq t \leq 1,95d$  з кроком  $0,05d$ .

Приклади визначення напружень у чверті гумового прошарку від стиску за зближення тросів каната відповідно до рисунку 1, *а* та рисунку 1, *б* наведено на рисунку 2, *а* та 2, *б*. Розглянутий НДС гумового елемента відповідає випадку стиску між двома жорсткими плитами. Для отримання результатів, що відповідають випадку притиснення каната до барабану, коли вільна частина гуми елемента не має обмежень переміщення, розглянуто половину зразка гумового прошарку (рис. 3, *а* та рис. 3, *б*). Отримані результати визначення напружень для чверті та половини гумового зразка якісно збігаються, величини реакцій в'язів також близькі, що дозволяє розглядати в подальшому лише чверть гумового прошарку.

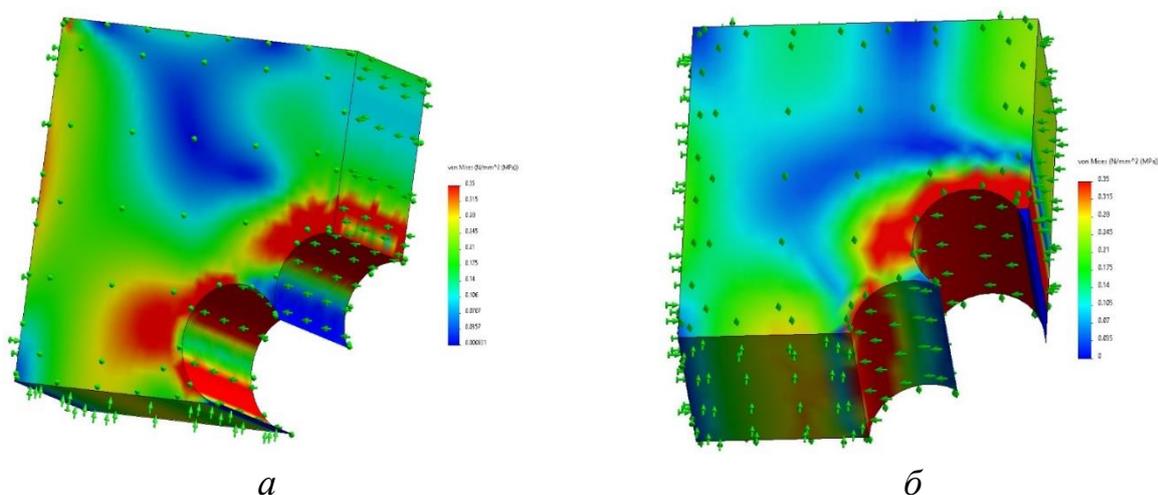


Рис. 2. Напруження у чверті гумового прошарку від стиску за зближення тросів каната; *а* – відповідно до рисунку 1, *а*; *б* – відповідно до рисунку 1, *б*

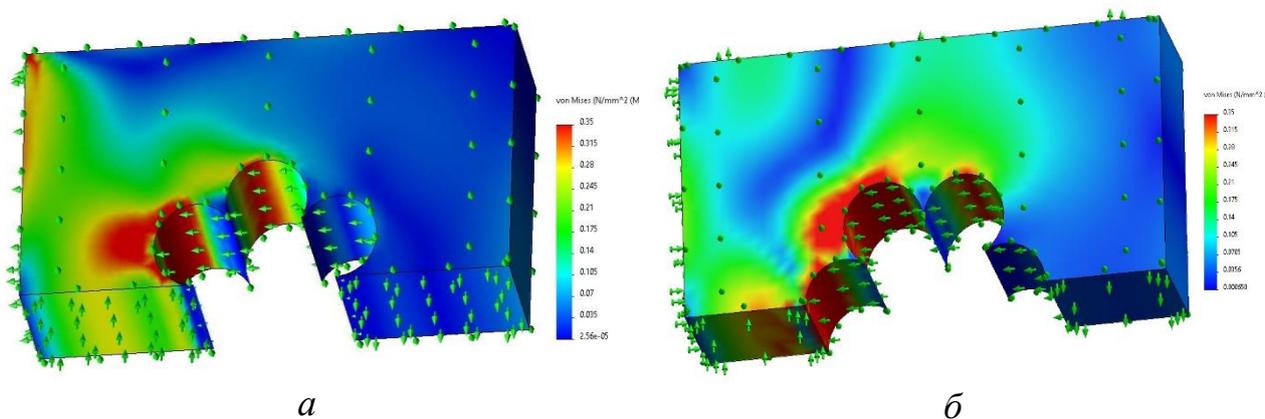


Рис. 3. Напруження у половині гумового прошарку від стиску за зближення тросів каната; *а* – відповідно до рисунку 1, *а*; *б* – відповідно до рисунку 1, *б*

Для вказаних параметрів каната відповідно до схем (рис. 1) за моделями (рис. 2–3) визначали силу стискання  $P_{cm}$ , що призводила до одиничного взаємного зміщення тросів каната. Отримані результати наведені на рисунку 4, *a* та рисунку 4, *б*. Графіки побудовані у координатних осях, що відповідають величинам параметрів  $t$  та  $b$ , зменшеним на  $1,05d$ . На рисунку 4, *a* та рисунку 4, *б* і далі, координати позначено як  $\Delta t$  та  $\Delta b$ .

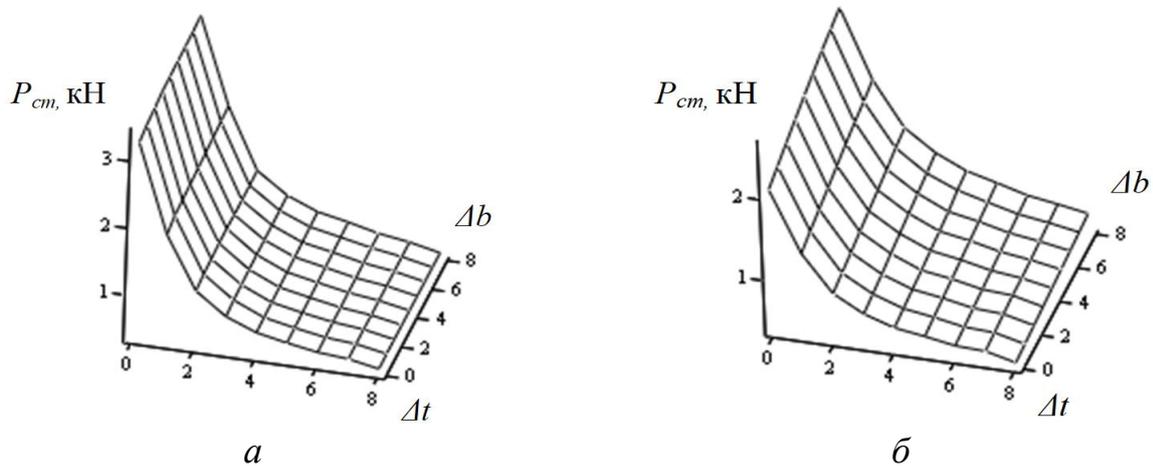


Рис. 4. Значення сили стискання  $P_{cm}$  для каната за різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$  за розташування стренг каната: *a* – відповідно до рисунку 1, *a*; *б* – відповідно до рисунку 1, *б*

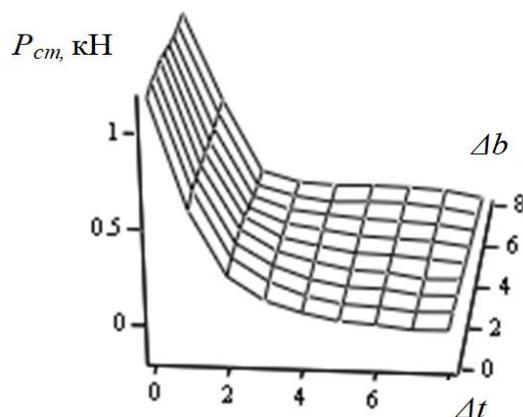


Рис. 5. Різниці сил стискання  $P_{cm}$  для каната за різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$  за розташування стренг каната відповідно до рисунків 1, *a* – 1, *б*

Наведені графіки якісно близькі – спадні. Графіки дозволяють зробити висновок про те, що на зусилля стискання більше впливає крок розташування тросів. Зростання товщини каната є менш суттєвим. Воно зумовлює практично лінійне зростання сили. Разом з тим розподіли, наведені на рисунку 4, *a* та рисунку 4, *б*, кількісно відрізняються. Більші сили стискання та більшу жорсткість на стискання має зразок, в якому відстань від площини симетрії до поверхні, утвореної стренгами каната менша – схема наведена на рисунку 1, *б*. На рисунку 5 наведено графік різниць значень сил стискання.

Наведений рисунок свідчить про суттєвий вплив розташування стренг в перерізі каната. Вказані значення сил відповідають граничним значенням поворотів одного перерізу. В канаті перерізи тросів практично довільно взаємно зорієнтовані. Силу, що призводить до взаємного одиничного зближення двох тросів каната можна розглядати як середню. Значення середніх зусиль, що призводять до одиничного зближення тросів, на відрізку розглянутої довжини за різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$ , наведено на графіку (рис. 6).

В практиці аналізу параметрів композитних тягово-несучих органів перерізи його тросів розглядають як круглі – симетричні відносно їхніх осей. Значення сил стискання  $P_{cm}$  для каната з різними значеннями параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$ , без урахування наявності стренг каната, наведено на рисунку 7.

Прийняття спрощеної форми перерізу тросів каната призводить до дещо відмінних результатів. На рисунках 8–9 наведені значення сил стискання для каната з прийнятою формою перерізів, зображених на рисунку 1, а та рисунку 1, б та їх середніх значень, віднесених до сил, визначених для каната з тросами круглого перерізу.

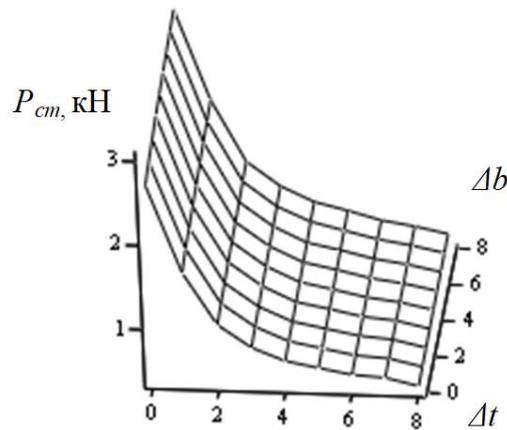


Рис. 6. Середні значення сил стискання  $P_{cm}$  для каната за різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$

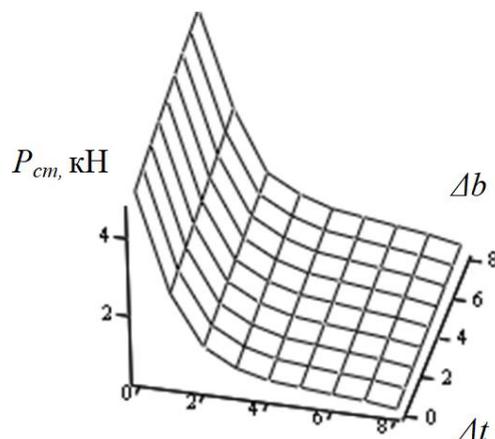


Рис. 7. Значення сил стискання  $P_{cm}$  для каната з тросами умовно круглого перерізу за різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$

Рисунок 8, *a* та рисунок 8, *б* відображають суттєвий вплив побудови тросів каната з окремих стренг на його жорсткість. Так, максимальні відносні зусилля в першому випадку становлять 1,7, в другому – 2,2. Максимальні відносні середні сили становлять 1,9. Разом з тим, зі зростанням кроку укладання тросів до двох їхніх діаметрів значення сил стискання, визначених з урахуванням та без урахування відхилення форми тросів від круглих, практично збігаються.

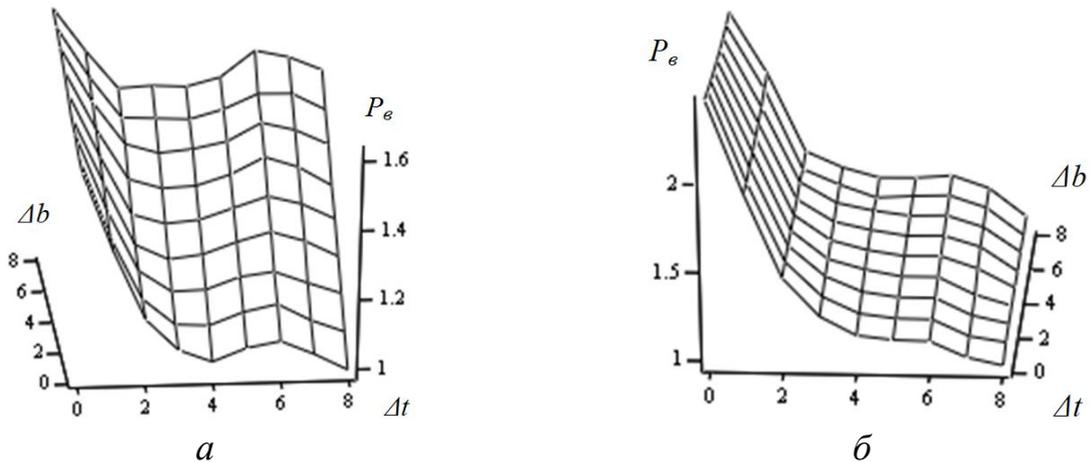


Рис. 8. Значення сил для каната з тросів умовно круглого перерізу, віднесених до сил стискання для каната з урахуванням його побудови з окремих стренг для різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$ : *a* – відповідно до рисунку 1, *a*; *б* – відповідно до рисунку 1, *б*

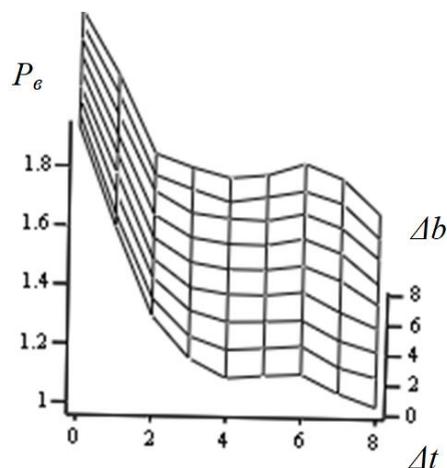


Рис. 9. Середні значення сил для каната з тросів умовно круглого перерізу, віднесених до сил стискання для каната з урахуванням його побудови з окремих стренг для різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$

В інженерних розрахунках жорсткість гумового прошарку зручніше визначати для каната, в якому троси мають форму прямокутників розмірами  $b \times t$  відповідно, гумовий прошарок поміж ними розмірами  $b \times (t - d)$ .

На рисунку 10 наведені значення сил стискання тросів для каната з тросів умовного прямокутного перерізу за різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$ .

На рисунках 11–12 наведені значення сил стискання для каната з реальною (некруглою) формою перерізів, зображених на рисунках 1, *a* – 1, *б*, та їхніх середніх значень, віднесених до сил, визначених для каната з тросами прямокутного перерізу.

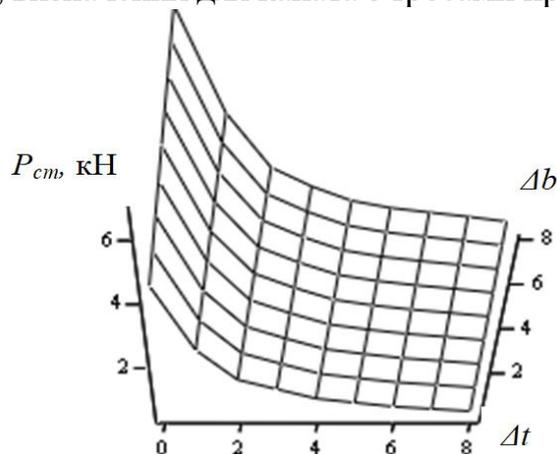


Рис. 10. Значення сил стискання для каната з тросів умовного прямокутного перерізу для різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$

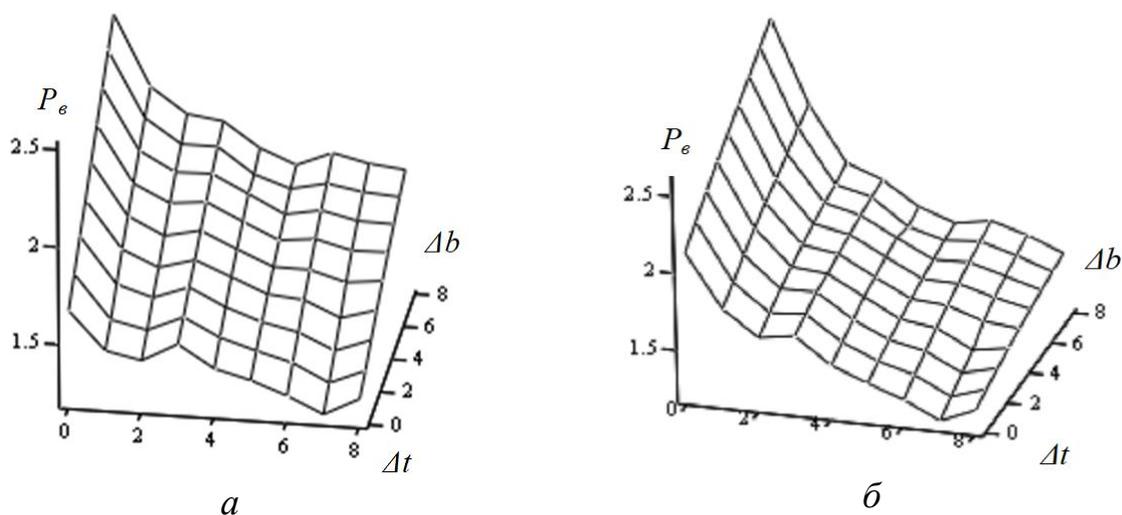


Рис. 11. Значення сил для каната з тросів умовного прямокутного перерізу, віднесених до сил стискання для каната з урахуванням його побудови з окремих стренг для різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$ : *a* – відповідно до рисунку 1, *а*; *б* – відповідно до рисунку 1, *б*

Рисунок 11, *a* та рисунок 11, *б* відображають суттєвий вплив спрощення форми перерізів тросів каната на жорсткість гумового прошарку, розташованого поміж ними. Так, максимальні відносні зусилля для випадку, зображеного на рисунку 11, *a* становлять 2,2, а в другому випадку – 2,8. Максимальні відносні середні сили становлять 2,5.

Зауважимо, що отримані закономірності не мають плавного характеру зміни. Вказане пов'язано з тим, що вони відтворюють результати розрахунків деформованого стану, виконаних з використанням методу скінчених елементів. Разом з тим, вони дозволяють більш повно визначити механізм деформування гумотросового каната, виготовленого з тросів, сплечених зі стренг.

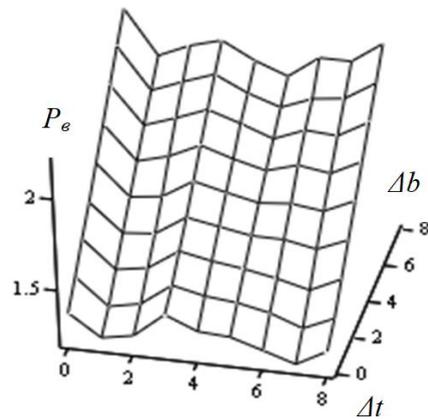


Рис. 12. Середні значення сил для каната з тросів умовного прямокутного перерізу, віднесених до сил стискання для каната з урахуванням його побудови з окремих стренг для різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$

**Дослідження механізму взаємодії тросів за їхнього взаємного зсуву вздовж осі каната.** НДС гумотросового каната як композитної конструкції, відповідно до відомих наведених вище досліджень, залежить від взаємного зсуву тросів каната. Як і в попередньому параграфі, розглянемо канат, виготовлений з тросів, сплетених зі стренг. Розглянемо два варіанти розташування некруглих перерізів тросів (рис. 1, *a* та рис. 1, *б*).

Відповідно до наведених схем перерізів гумового прошарку за взаємного зсуву тросів повинні виконуватися наступні граничні умови:

- за поверхнею  $x = 0$  переміщення  $u_z = 0$ ,
- за поверхнею  $x = t/2$  та поверхнею взаємодії з тросом  $u_z = 1/2$ ,
- за поверхнями  $y = 0$  та  $y = b/2$   $\frac{\partial u}{\partial y} = 0$  – умова симетрії.

Приклади визначення напружень у чверті гумового прошарку від зсуву за зближення тросів каната відповідно до рисунку 1, *a* та рис. 1, *б* наведено на рисунку 13, *a* та 13, *б*.

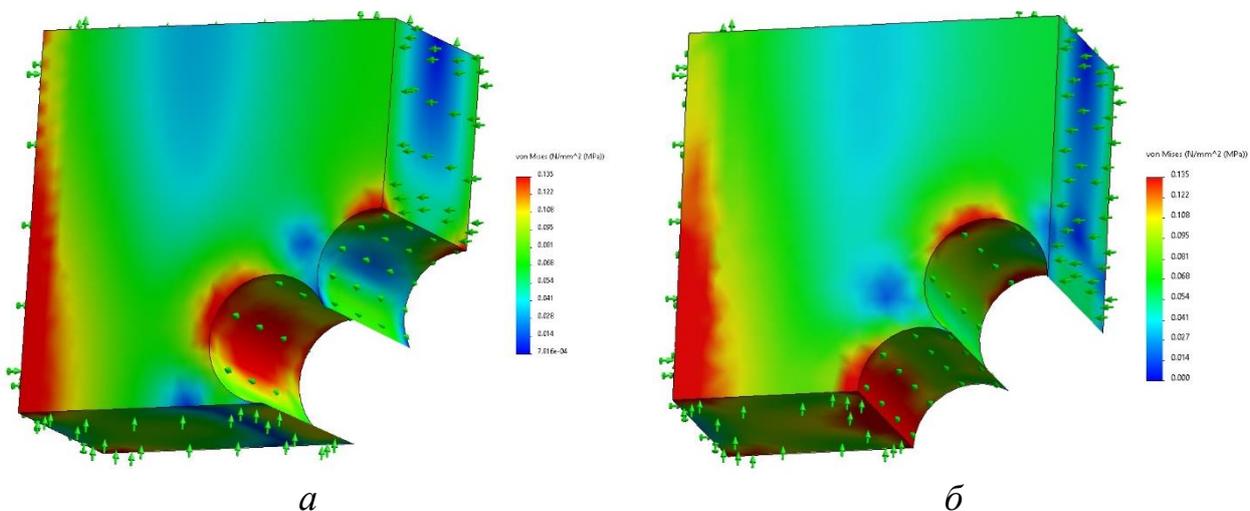


Рис. 13. Напруження у чверті гумового прошарку від зсуву за зближення тросів каната; *a* – відповідно до рисунку 1, *a*; *б* – відповідно до рисунку 1, *б*

Розглянутий НДС гумового елемента відповідає випадку зсуву зразка між двома жорсткими плитами. Модель є аналогічною для випадку вириву тросів з трюхтросового зразка без урахування згину крайніх тросів. Для отримання результатів, що відповідають випадку зсуву каната відносно барабану, розглянуто половину зразка гумового прошарку (рис. 14, *а* та рис. 14, *б*). Водночас жорсткість зразка буде вдвічі меншою порівняно із результатами, отриманими для чверті зразка без урахування того, що незначна частина енергії витрачається на деформування відкинутої частини зразка. Отримані результати визначення напружень для чверті та половини гумового зразка якісно збігаються, величини реакцій в'язів також близькі, що дозволяє розглядати в подальшому лише чверть гумового прошарку.

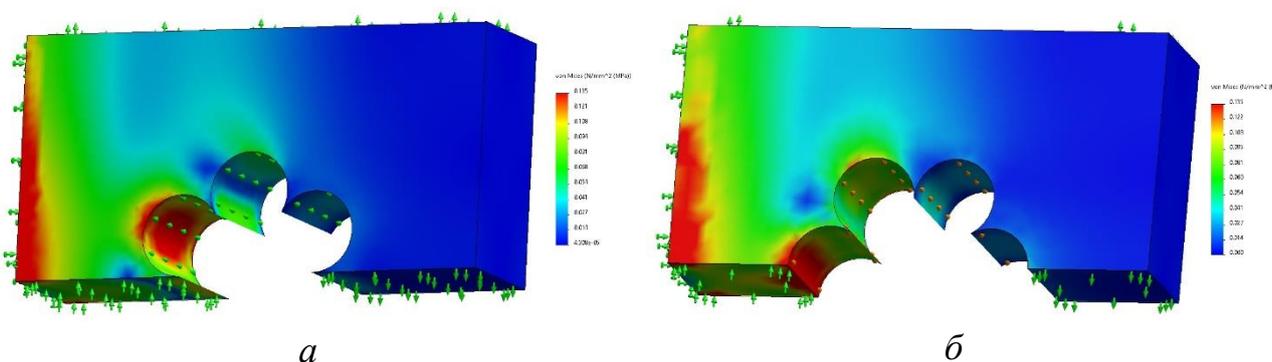


Рис. 14. Напруження у половині гумового прошарку від зсуву за зближення тросів каната; *а* – відповідно до рисунку 1, *а*; *б* – відповідно до рисунку 1, *б*

Результати досліджень за моделями (рис. 13–14) наведені на рисунку 15, *а* та рисунку 15, *б*.

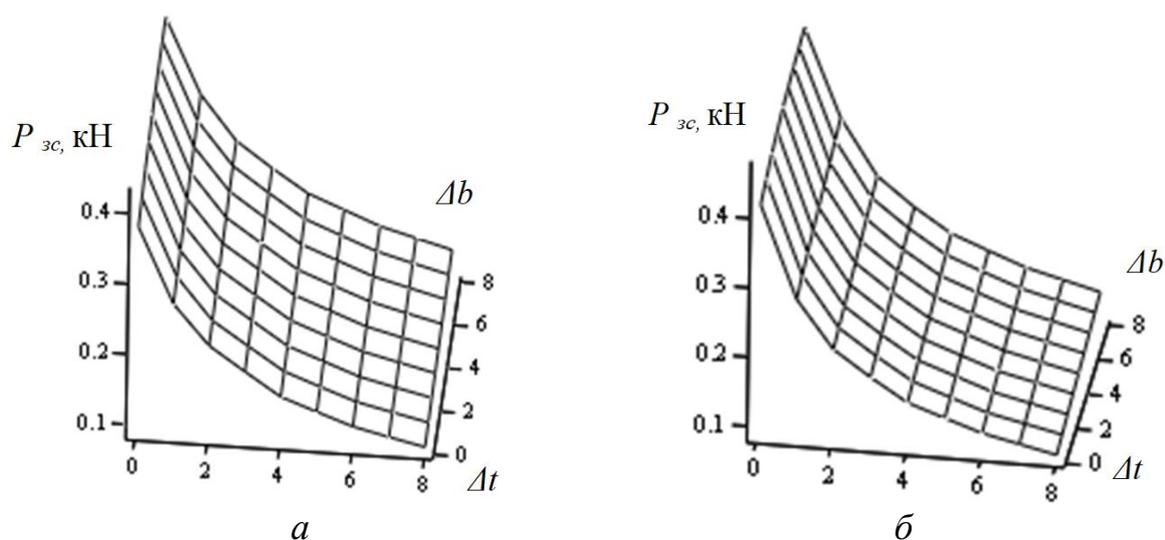


Рис. 15. Значення сил зсуву  $P_{zc}$  для канатів за різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$  за розташування стренг каната: *а* – відповідно до рисунку 1, *а*; *б* – відповідно до рисунку 1, *б*

Наведені рисунки якісно близькі – спадні. Графіки дозволяють зробити висновки про те, що на зусилля зсуву, як і на зусилля стискання, більше впливає крок розташування тросів. Зростання товщини каната є менш суттєвим. Воно зумовлює практично лінійне зростання сили. Разом з тим розподіли, наведені на рисунку 15, *а* та рисунку 15, *б*, кількісно відрізняються. Більші сили стискання та більшу жорсткість на стискання, має зразок, в якому відстань від площини симетрії до поверхні, утвореної стренгами каната менша – схема наведена на рисунку 1, *б*. На рисунку 16 наведено графік різниць значень сил зсуву.

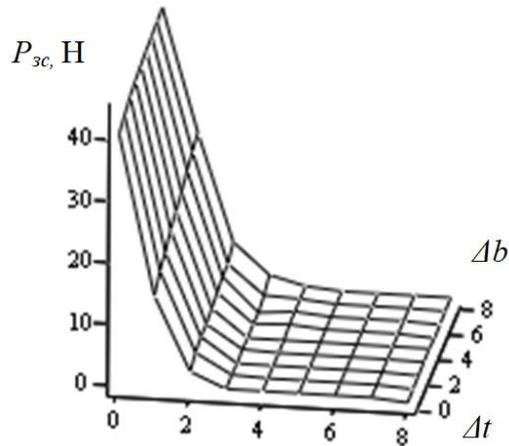


Рис. 16. Різниця сил зсуву  $P_{zc}$  для каната за різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$  за розташування стренг каната відповідно до рисунків 1, *а* – 1, *б*

Наведений рисунок свідчить про несуттєвий вплив розташування стренг в перерізі каната. Вказані значення сил відповідають граничним значенням поворотів одного перерізу. В канаті перерізи тросів практично довільно взаємоорієнтовані. Силу, що призводить до взаємного одиничного зближення двох тросів каната, можна розглядати як середню. Значення середніх зусиль, що призводять до одиничного зсуву тросів на відрізку розглянутої довжини за різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$ , наведено на графіку (рис. 17).

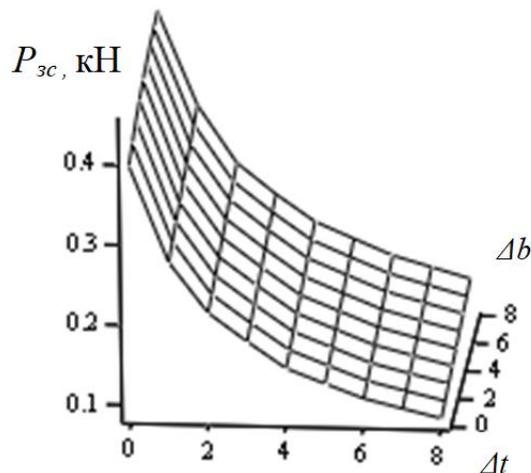


Рис. 17. Середнє значення сил зсуву  $P_{zc}$  для каната за різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$  за розташування стренг каната відповідно до рисунків 1, *а* – 1, *б*

Вище відзначено, що в практиці аналізу параметрів композитних тягово-несучих органів перерізи його тросів розглядають як круглі. Значення сил зсуву  $P_{cm}$  для каната з різними значеннями параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$  без урахування наявності стренг каната, наведено на рисунку 18.

Як і у випадку стискання тросів, прийняття спрощеної форми перерізу тросів каната призводить до дещо відмінних результатів. Далі наведені значення сил зсуву для каната з прийнятою формою перерізів, зображених на рисунку 1, *a* та рисунку 1, *б* та їхніх середніх значень, віднесених до сил, визначених для каната з тросами круглого поперечного перерізу.

Рисунок 19, *a* та рисунок 19, *б* відображають суттєвий вплив побудови тросів каната з окремих стренг на жорсткість його гумових прошарків.

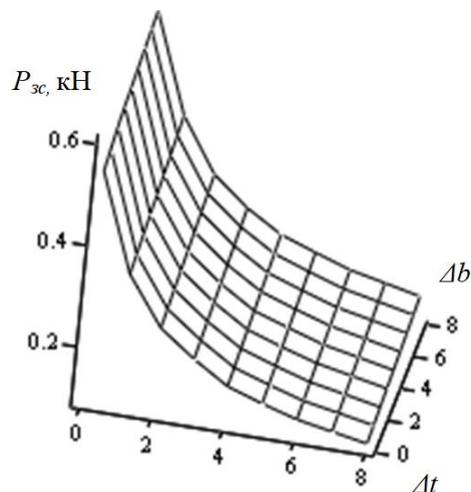


Рис. 18. Значення сил зсуву  $P_{zc}$  для каната з тросами умовно круглого перерізу за різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$

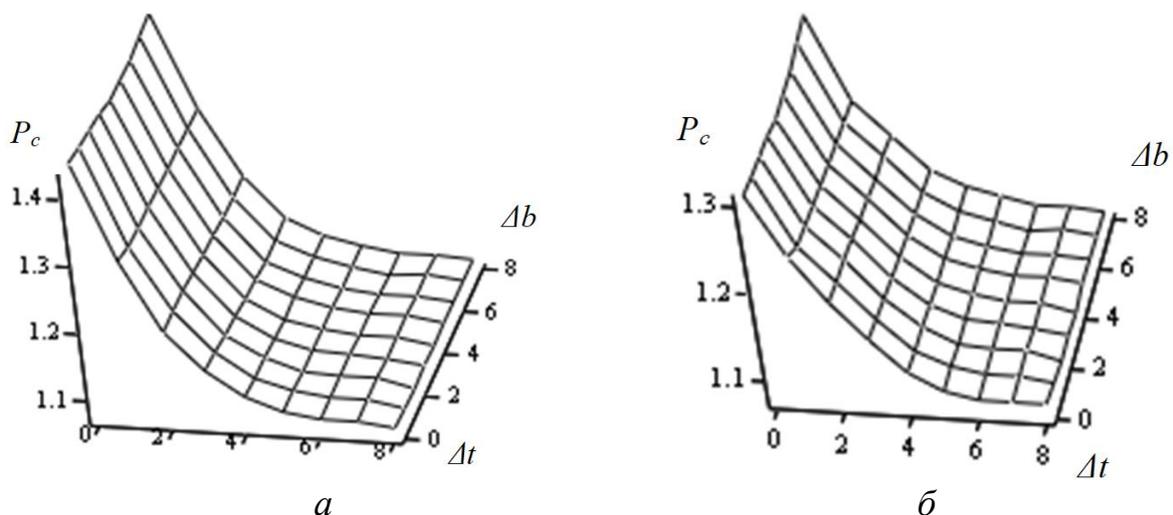


Рис. 19. Значення відносних сил зсуву  $P_c$  для каната з тросів умовно круглого перерізу, віднесених до сил зсуву для каната з урахуванням його побудови з окремих стренг для різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$ : *a* – відповідно до рисунку 1, *a*; *б* – відповідно до рисунку 1, *б*

Разом з тим, зі зростанням кроку укладання тросів до двох їхніх діаметрів, значення сил зсуву, визначених з урахуванням та без урахування відхилення форми тросів від круглих, зближуються.

В інженерних розрахунках жорсткість гумового прошарку зручніше визначати для каната, в якому троси мають форму прямокутників розмірами  $b \times t$ , відповідно гумовий прошарок поміж ними розмірами  $b \times (t - d)$ .

На рисунку 20 наведені значення сил стискання тросів для каната з тросів умовного прямокутного перерізу за різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$ .

На рисунку 21 наведені значення відносних сил зсуву  $P_c$  – відношення сил зсуву гумового прошарку прямокутного профілю до відповідних сил в прошарках для каната з реальною (некруглою) формою перерізу, зображеного на рис. 1, а.

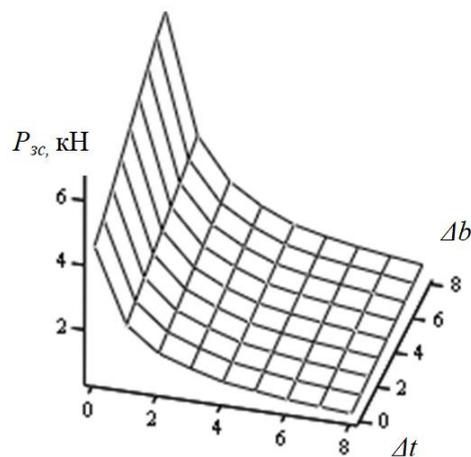


Рис. 20. Значення сил зсуву  $P_{zc}$  для каната з тросів умовного прямокутного перерізу для різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$

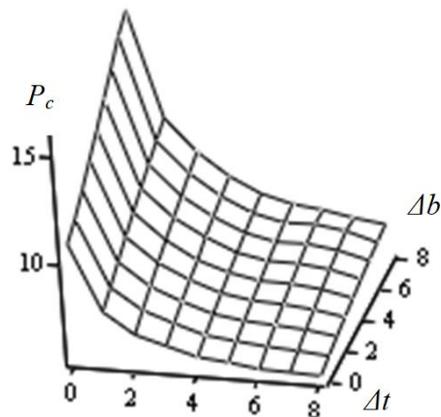


Рис. 21. Значення відносних сил зсуву  $P_c$  – відношення сил зсуву гумового прошарку прямокутного профілю до відповідних сил в прошарках для каната з реальною (некруглою) формою перерізів, зображеного на рисунку 1, а для різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$

Рисунок 21 відображує суттєвий вплив спрощення форми гумового прошарку, зумовленого формою перерізів тросів каната, на жорсткість гумового про-

шарку, розташованого поміж ними. Так, максимальні зусилля, визначені для випадку прямокутного перерізу, перевищують в 16 разів відповідні зусилля, визначені з урахуванням реальної форми перерізів тросів каната.

**Висновки.** Жорсткість гумового прошарку, розташованого поміж тросами, на стискання в площині каната та зсув в напрямку тросів, залежить від геометричних параметрів каната, кроку укладання тросів та товщини каната, віднесених до діаметрів тросів. При цьому на значення жорсткості на стискання та зсув більше впливає крок розташування тросів. Зростання товщини каната є менш суттєвим. Воно зумовлює практично лінійне зростання вказаних жорсткостей.

Закручування стренг каната призводить до неперервного, періодичного повороту перерізу троса. Крок, на якому відбувається повний поворот, дорівнює кроку закручування стренг. Симетричність перерізу троса зумовлює регулярне повторювання розташування перерізу троса з кроком, що дорівнює половині кроку закручування його стренг.

Жорсткість гумового прошарку залежить від його форми. Відповідно, від форми перерізів суміжних тросів. Трос з шістьма стренгами, розташованими по його поверхні, має дві ортогональні площини симетрії. Наявність двох площин симетрій, періодична зміна форм перерізів суміжних тросів, призводить до випадкової форми гумового прошарку. При цьому можливі межі зміни жорсткостей гумового прошарку будуть лежати в межах випадків максимальної та мінімальної відстаней поміж поверхнями суміжних тросів. Більшу жорсткість на стискання та зсув має зразок, в якому відстань від площини симетрії до поверхні, утвореної стренгами каната, менша.

Періодичність зміни форм перерізів тросів, малі у порівнянні з загальною довжиною каната кроки закручування стренг, симетричність перерізів тросів, що вдвічі зменшує крок зміни форми перерізу троса дозволяють вважати жорсткість гумового прошарку рівномірно розподіленою по довжині каната та рівною середнім значенням.

Прийняття умовної (спрощеної – кругової) форми перерізу троса призводить до отримання завищених значень. При стисканні перевищення жорсткості при малих кроках розташування тросів сягає до 2,5, при зсуві – 1,3. Прийняття умовної (прямокутної) форми перерізу троса також призводить до отримання завищених значень. При стисканні перевищення жорсткості при малих кроках розташування тросів сягає 2,8, при зсуві – 16. Перевищення жорсткості, визначене без урахування форми гуми, розташованої поміж тросами, може призводити до чотирикратної похибки у визначенні взаємного впливу розривів тросів, локальних змін їх навантаження тощо.

Встановлений вплив форми перерізів тросів на жорсткість зсуву та стискання елестомерної оболонки каната доцільно враховувати при проектуванні композитних тягово-несучих органів, як одну з особливостей умов їхньої експлуатації на підйомно-транспортних установках та капітальних спорудах.

Перелік посилань

1. Колосов, Д. Л. (Наук. кер.). (2017). *Теоретико-прикладні основи створення енергоефективних та екологічно безпечних систем глибоководного підйому корисних копалин* (Заклучний звіт НДР, № держреєстрації 0116U004622). Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет».
2. Болотін, В. В., & Новичков, Ю. М. (1980). *Механіка багатошарових конструкцій*. Машинобудування.
3. Болотін, В.В. (1984). *Прогнозування ресурсу машин і конструкцій*. Машинобудування.
4. Бельмас, І. В., Колосов, Д. Л., & Колосов, А. Л. (2014). Дослідження напружено-деформованого стану гумотросового каната на ділянці переходу до трубчастої форми. *Вісник ПНПУ. Геологія. Нафтогазова та гірнича справа*, (12), 48–55.
5. Бельмас, І. В., Сабурова, І. Т., & Задорожна, І. М. (2008). Попередження руйнування тягового органу крутопохилого підйомача. У *Збірник наукових праць Керченського морського технологічного інституту. Механізація виробничих процесів рибного господарства, промислових та аграрних підприємств* (Вип. 9, с. 132–136).
6. Блохін, С. Є., Колосов, Д. Л., & Колосов, А. Л. (2009). Напружено-деформований стан плоского гумотросового тягового органу на барабані. *Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*, (30), 88–91.
7. Білоус, О. І., & Колосов, Д. Л. (2010). Напружений стан гумової оболонки каната на барабані конвеєра подачі шихти в доменну піч. *Металургійна та гірничорудна промисловість*, (4(262)), 113–114.
8. Колосов, Д. Л., Білоус, О. І., & Танцура, Г. І. (2012). Модель та визначення напружено-деформованого стану гумотросового каната, стиснутого жорсткими плоскими плитами. У *Збірник наукових праць Керченського державного морського технологічного університету та Дніпродзержинського державного технічного університету* (13), 64–68.
9. Бельмас, І. В., Колосов, Д. Л., & Білоус, О. І. (2006). Динамічний вплив руйнування троса плоского гумотросового тягового органу. У *Збірник наукових праць Дніпродзержинського державного технічного університету (Технічні науки). Машинобудування. Механіка*, 146–150.
10. Колосов, Д. Л., Білоус, О. І., & Танцура, Г. І. (2009). Вплив пориву троса на міцність гумотросового тягового органу ступінчастої конструкції. У *Збірник наукових праць Дніпродзержинського державного технічного університету (Технічні науки). Машинобудування. Механіка*, (1(11)), 86–89.
11. Kolosov, D., Dolgov, O., & Kolosov, A. (2013). The stress-strain state of the belt on a drum under compression by flat plates. In *Annual Scientific-Technical Collection: Mining of Mineral Deposits* (pp. 351–357). CRC Press Taylor & Francis Group.
12. Блохін, С. Є., Колосов, Д. Л., & Танцура, А. І. (2005). Математична модель напружено-деформованого стану гумотросового гнучкого тягового органу з пошкодженнями тросової основи. У *Форум гірників: матеріали міжнародної конференції* (Т. 1, с. 111–115). Національний гірничий університет.
13. Блохін, С. Є., Колосов, Д. Л., & Танцура, А. І. (2007). Визначення допустимих пошкоджень тросової основи гумотросового головного каната шахтної підйомної машини зі шківом тертя. У *Форум гірників: матеріали міжнародної конференції* (Ч. 3, с. 32–35). Національний гірничий університет.
14. Бельмас, І. В., Колосов, Д. Л., Танцура, Г. І., & Конох, Ю. В. (2008). Напружений стан ступінчастого каната з пошкодженим тросом. У *Форум гірників: матеріали міжнародної конференції* (Ч. 3, с. 183–186). Національний гірничий університет.
15. Zabolotny, K., & Panchenko, E. (2010). Definition of rating loading in spires of multilayer winding of rubber rope cable. In *New Techniques and Technologies in Mining* (pp. 223–229). CRC Press Taylor & Francis Group.
16. Заболотний, К. С., Панченко, Є. В., & Жупієв, А. Л. (2011). *Теорія багатошарової навивки гумотросового каната*. Національний гірничий університет.
17. Zajczenko, W. (2013). Wpływ parametrów liny wyrównawczej płaskiej stalowo-gumowej na naprężenia i odkształcenia w powłoce gumowej na bębnie zawieszenia. In *Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie: Materiały na konferencję* (pp. 1–17).

18. Колосов, Д. Л., Онищенко, С. В., Білоус, О. І., & Танцура, Г. І. (2020). Дослідження напруженого стану оболонки композитного тягового органа від дії дотичного навантаження. *Гірнична електромеханіка та автоматика (технічні науки)*, (103), 67–73.
19. Belmas, I., Kogut, P., Kolosov, D., Samusia, V., & Onyshchenko, S. (2019). Rigidity of elastic shell of rubber-cable belt during displacement of cables relatively to drum. *E3S Web of Conferences*, 109, 00005. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201910900005>
20. Belmas, I. V., Kolosov, D. L., Kolosov, A. L., & Onyshchenko, S. V. (2018). Stress-strain state of rubber-cable tractive element of tubular shape. *Наукowyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 2, 60–69. <https://doi.org/10.29202/nvngu/2018-2/5>
21. Колосов, Д. Л. (2015). *Розвиток теорії шахтних підйомних установок з головними гумотросовими канатами* (Докторська дисертація, спеціальність 05.05.06). Національний гірничий університет.
22. Дарія-Заде, С. (2013). Чисельна методика визначення ефективних характеристик односпрямовано армованих композитів. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*, (58), 71–77.

### ABSTRACT

**Purpose.** Establish the dependency of elastomeric shell rigidity of the layer located between the reinforcement (cables) of a composite tractive element (rope) on the shape of their cross-section.

**Research methodology.** Numerical solution of a mathematical model of stress-strain state of an elastomeric shell of a composite tractive element using the finite volume method with the application of CAD tools.

**Findings.** Parameters of stress-strain state of an elastomeric shell located between the reinforcement (cables) of a composite tractive element are determined depending on the shape of their cross-section. Rigidity parameters of rubber interlayer under compression during cable convergence and mutual displacement of cables along the rope axis are obtained. It is established that shear rigidity of elastomer interlayer influences the distribution of forces and displacements of cables in a rope. The change of distribution occurs along the rope length. At the same time, adopting a conventional (simplified – circular) shape of the cable cross-section leads to obtaining overestimated values. Under compression, the rigidity overestimation at small cable spacing reaches up to 2.5, and under shear – 1.3.

**Scientific novelty.** The dependencies of influence of rigidity of the elastomeric shell layer of the composite tractive element on its stress-strain state is established, taking into account the cross-section shape of the reinforcement. Identical displacements of cables and distributions of their tensile forces in two types of ropes with the same mechanical and geometric parameters, except for shear rigidity, differ proportionally to the ratio of a square root of shear rigidity of the rubber interlayer.

**Practical significance.** The established influence of a reinforcing cable cross-sectional shape on shear and compressive rigidity of the elastomeric shell of the rope should be taken into account in the design of composite tractive-carrying elements as one of the specific operating conditions in hoisting and transporting installations and permanent structures.

**Keywords:** composite construction, tractive element, rope, belt, stay rope, reinforcement, elastomeric shell, cross-section, compression, shear, rigidity, mathematical model, numerical modeling, stress-strain state.

дата першого надходження статті до видання	02.10.2025
дата прийняття до друку статті після рецензування	05.11.2025
дата публікації (оприлюднення)	29.12.2025