

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

ОНИЩЕНКО СЕРГІЙ ВАЛЕРІЙОВИЧ

УДК 622.673:539.4

**ДИСЕРТАЦІЯ**

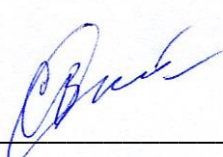
ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ ГОЛОВНИХ ГУМОТРОСОВИХ  
КАНАТІВ ШАХТНИХ ПІДЙОМНИХ УСТАНОВОК  
З УРАХУВАННЯМ ПОРУШЕНОЇ ГЕОМЕТРІЇ СТОВБУРІВ

05.02.09 – Динаміка та міцність машин

Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,  
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело



---

С.В. Онищенко

Науковий керівник

Колосов Дмитро Леонідович  
доктор технічних наук, доцент

Дніпро – 2021

## АНОТАЦІЯ

**Онищенко С.В.** Обґрунтування методу розрахунку головних гумотросових канатів шахтних підйомних установок з урахуванням порушеної геометрії стовбурів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.02.09 «Динаміка та міцність машин» Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, 2021.

Дисертацію присвячено вирішенню актуального наукового завдання з підвищення рівня експлуатаційної безпеки сучасних шахтних підйомних установок з головними гумотросовими канатами на основі встановлення закономірностей формування й перерозподілу напружено-деформованого стану головних гумотросових канатів при їх взаємодії з механічною системою шахтної підйомної установки з урахуванням впливу порушеної геометрії стовбурів, експлуатаційних параметрів шахтних підйомних установок та можливих розривів тросової основи канатів для обґрунтування методу їх розрахунку.

Виконано аналіз науково-технічної інформації з теми дисертаційної роботи. На теперішній час на всіх гірничодобувних підприємствах України та за кордоном застосовуються підйомні установки попереднього покоління зі сталевими головними канатами. На сучасному етапі з'явилася технічна можливість синтезувати підйомну систему нового покоління, яка за рахунок меншої жорсткості на згин гумотросових канатів, у порівнянні з традиційними сталевими канатами, може бути обладнана приводними барабанами (шківками) в декілька раз меншого діаметра, має більш досконалі техніко-економічні показники, надійність, довговічність, продуктивність та експлуатаційну безпеку в робочих і екстремальних режимах. Але теоретичні основи розрахунку і експлуатації таких систем для шахтних стовбурів з порушеною геометрією, відсутні.

Над питаннями розвитку теоретичних і експериментальних методів аналізу напружено-деформованого стану гумотросових стрічок та канатів працювали відомі вчені Л.В. Колосов, В.А. Ропай, І.В. Бельмас, К.С. Заболотний, А. Carbogno, Д.Л. Колосов та ін. Об'єднує роботи зазначених авторів те, що всі

вони спрямовані на вирішення задач, пов'язаних із взаємодією посудини, центр маси якої лежить на осі каната та не враховують зміщення, викликаного випадковим формуванням матеріалу в посудині та її переміщенням в системі «посудина – армування», включно і у випадках відновлення стовбурів після аварій. Вказане суттєво впливає на розподіл зусиль поміж тросами каната, відповідно на його міцність та безпеку експлуатації шахтного підйомного комплексу.

Таким чином, встановлення механізму деформування гумотросового каната за його взаємодії з елементами шахтної підйомної установки для забезпечення безаварійної експлуатації шахтних підйомних комплексів в умовах їх реконструкції, ремонту та переобладнання, є актуальним завданням дисертаційного дослідження.

Виконано дослідження впливу форми поперечного перерізу тросів гумотросового каната на опір стисканню та зсуву гумової матриці. Враховано геометричні параметри каната, конструкції скручених зі стренг тросів каната, механічні характеристики матеріалу еластичної оболонки та її форму. Оцінено вплив вказаних параметрів на працездатність головного гумотросового каната шахтної підйомної установки.

Виконано дослідження напружено-деформованого стану підйомного гумотросового каната внаслідок зміщення та повороту посудини в шахтному стовбурі з порушеною геометрією. Проаналізовано вплив відхилень напрямних стовбурів шахт на напружено-деформований стан каната та на зміну тиску посудини на криволінійні напрямні.

Розроблено та обґрунтовано метод розрахунку напружено-деформованого стану підйомного гумотросового каната з урахуванням впливу розривів тросової основи та комплексу чинників. Отримано аналітичні вирази у загальному вигляді, у замкненій формі, що дозволяють визначати додаткові внутрішні сили навантаження тросів каната, максимальні значення коефіцієнтів концентрації напружень у тросах каната, що знаходиться під впливом зовнішніх чинників. Обґрунтовано алгоритм, розроблено та впроваджено методичні рекомендації зі

встановлення напружено-деформованого стану каната, зумовленого розривами різних тросів у різних перерізах. Рекомендації дозволяють визначати можливість подальшої експлуатації підйомної установки в шахтних стовбурах з порушеною геометрією, включно після аварій та техногенних катастроф.

**Ключові слова:** шахтна підйомна установка, плоский гумотросовий канат, напружено-деформований стан, порушена геометрія стовбурів, поворот посудини, зміщення посудини, розрив тросової основи, комплекс чинників, технічний стан, метод розрахунку.

## ABSTRACT

**Onyshchenko S.V.** Justification of method of calculation of head rubber-cable ropes of mine hoists considering disturbed shaft geometry. – Qualifying scientific work published as a manuscript.

Thesis for a scientific degree of Candidate of Technical Sciences on a specialty 05.02.09 – dynamics and strength of machines. Dnipro University of Technology, Dnipro, 2021.

The thesis is devoted to the solution of an acute scientific problem of increasing the level of operational safety of modern mine hoists with the head rubber-cable ropes on a basis of establishing the laws of formation and redistribution of a stress-strain state of head rubber-cable ropes during their interaction with mechanical system of a mine hoist considering the parameters of mine hoists and possible breakages of a cable base of ropes to justify the method of their calculation.

A study of influence of a cross-section shape of cables of a rubber-cable rope on compression and shear strength of the rubber matrix is performed. A discrete change in the number of rope cables with variable cross-section, the structure of rope cables made of twisted strands, mechanical characteristics of elastic shell material, and its shape are considered. The influence of the specified parameters on efficiency of a design of a hoist is estimated.

A study of the stress-strain state of the hoisting rubber-cable rope due to displacement and rotation of the vessel in a horizontal plane of a shaft if performed. The

influence of deviations of mine shafts on the stress-strain state of a rope and on the influence of vessel pressure on curved shaft guides are analyzed.

The method of calculation of a stress-strain state of a hoisting rubber-cable rope considering influence of breakages of a cable base and a complex of factors is developed and justified. Analytical expressions are obtained in a general, closed form, which allows determining additional internal loads on rope cables, maximum values of stress concentration coefficients in rope cables, which are under the influence of external factors. The algorithm is justified, methodical recommendations for establishing the stress-strain state of the rope caused by breakages of different cables in different cross-sections are developed and implemented. Recommendations allow determining the possibility of further operation of a hoist in mine shafts with disturbed geometry, including after accidents and technogenic disasters.

**Keywords:** mine hoist, flat rubber-cable rope, stress-strain state, disturbed shaft geometry, vessel rotation, vessel displacement, cable base breakage, complex of factors, technical condition, calculation method.

### Список опублікованих праць за темою дисертації

#### Праці, які відображають основні наукові результати дисертації

*Статті в зарубіжних фахових виданнях, включених до міжнародних наукометричних баз даних:*

1. Kolosov, D., Bilous, O., Tantsura H., & Onyshchenko, S. Stress-strain state of a flat tractive-bearing element of a lifting and transporting machine at operational changes of its parameters // Solid State Phenomena, 2018, Volume 277, pp. 188–201. Режим доступу: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/SSP.277.188> (Scopus)

2. Belmas, I.V., Kolosov, D.L., Kolosov, A.L., & Onyshchenko, S.V. Stress-strain state of rubber-cable tractive element of tubular shape // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, 2018, Volume 2, pp. 60–69. Режим доступу: <http://doi.org/10.29202/nvngu/2018-2/5> (технічні науки, Scopus)

*Статті у провідних фахових виданнях, включених до переліку МОН України:*

3. Закономірності напружено-деформованого стану головного

гумотросового каната з урахуванням впливу порушеної геометрії стовбуру / Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко, О.І. Білоус, Г.І. Танцура // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка» (технічні науки). – 2019. – №58 – С. 167-177. Режим доступу: <http://doi.org/10.33271/crpnmu/58.167>

4. Часткове відновлення тягової спроможності гумотросового тягового органа з ушкодженою тросовою основою / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко, І.Т. Бобильова // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка» (технічні науки). – 2020. – №60 – С. 196-206. Режим доступу: DOI: [10.33271/crpnmu/60.196](http://doi.org/10.33271/crpnmu/60.196)

5. Вплив відхилень розташування посудини шахтної підйомної установки на напружений стан головного гумотросового каната / Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, С.В. Онищенко, О.М. Черниш // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка» (технічні науки). – 2020. – №62. – С. 196-204. Режим доступу: <https://doi.org/10.33271/crpnmu/62.196>

6. Дослідження напруженого стану оболонки композитного тягового органа від дії дотичного навантаження / Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко, О.І. Білоус, Г.І. Танцура // Гірнична електромеханіка та автоматика (технічні науки). – 2020. – №103. – С. 67-73.

7. Колосов Д.Л. Обґрунтування методу розрахунку напружено-деформованого стану підйомного гумотросового каната з урахуванням впливу розривів тросової основи та комплексу чинників / Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка» (технічні науки). – 2020. – №63. С. 98-114. Режим доступу: <https://doi.org/10.33271/crpnmu/63.098>

8. Belmas, I., Kolosov, D., Bilous, O., & Onyshchenko, S. Stress-strain state of a conveyor belt with cables of different rigidity and their breakages // Fundamental and applied researches in practice of leading scientific schools, 2018, Volume 26 (2), pp. 231-238. (технічні науки)

#### **Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації**

9. Belmas, I., Kogut, P., Kolosov, D., Samusia, V., Onyshchenko, S. Rigidity of

elastic shell of rubber-cable belt during displacement of cables relatively to drum // E3S Web of Conf. Volume 109, 2019. International Conference Essays of Mining Science and Practice. Режим доступу: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201910900005> (Scopus)

10. Kolosov, D., Onyshchenko, S. Analysis of the stress-strain state of the tubular rubberized rope with cable breakage // Materials of the international scientific & practical conference “Energy efficiency and energy saving 2017”. – Dnipro, 2017. – P. 23-24.

11. Belmas, I., Kolosov, D., Samusya, V., Bilous, O., Tantsura, H., Onyshchenko, S. Rigidity of elastic shell of rubber-cable belt during cable displacement // Materials of the international scientific & practical conference “Physical & chemical geotechnologies – 2018”. – Dnipro, 2018. – P. 151-153.

12. Колосов Д.Л. Вплив повороту посудини на напружено деформований стан підйомного гумотросового каната при багатоканатній схемі його підвішування / Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко // Бюл. 13, МАДСК. – Одеса, 2019. – С. 33-39.

13. Kolosov D.L., Onyshchenko S.V. Stresses in elastic shell of rubber-cable tractive element during mutual shear displacement of cables. “Satpayev’s readings”, Vol. 1. – Almaty, 2020. – P. 585-589.

14. Колосов Д.Л. Напружений стан оболонки гнучкого композитного тягового органа внаслідок взаємного зсуву тросів / Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти і молодих учених «Перспективи розвитку територій: теорія і практика». – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2020. – С. 421-424.

ЗМІСТ	8
ВСТУП	10
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ШАХТНОГО ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОГО ОБЛАДНАННЯ ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ШАХТНИХ ПІДЙОМНИХ УСТАНОВОК	18
1.1 Аналіз сучасного стану підйомних установок на гірничодобувних підприємствах	18
1.2 Дослідження та конструкторські розробки щодо застосування плоских тягових органів на підйомно-транспортних установках	26
1.3 Мета та задачі дослідження	34
Висновки за розділом 1	35
РОЗДІЛ 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ФОРМИ ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕРІЗУ ТРОСІВ ГУМОТРОСОВОГО КАНАТА НА ОПІР СТИСКАННЮ ТА ЗСУВУ ГУМОВОЇ МАТРИЦІ	37
2.1 Дослідження жорсткості гумового прошарку на стискання за зближення тросів каната	39
2.2 Дослідження механізму взаємодії тросів за їхнього взаємного зсуву вздовж осі каната	45
2.3 Деформування оболонки від подовження каната за його розтягу	51
2.3.1 Канат з безмежною кількістю тросів	52
2.3.2 Канат з мінімальною кількістю тросів	62
2.4 Аналіз відповідності результатів дослідження раніше виконаним експериментам	65
Висновки за розділом 2	67
РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПІДЙОМНОГО ГУМОТРОСОВОГО КАНАТА ВНАСЛІДОК ЗМІЩЕННЯ ТА ПОВОРОТУ ПОСУДИНИ В ШАХТНОМУ СТОВБУРІ	70
3.1 Вплив повороту посудини в горизонтальній площині	71
3.1.1 Одноканатна схема підвішування посудини	71
3.1.2 Багатоканатна схема підвішування посудини	82
3.2 Вплив деформування тросів каната в його площині, зумовлений відхиленням посудини від осі підйому	87
3.2.1 Умови взаємодії тросів в канаті	87
3.2.2 Одноканатна схема підвішування посудини	94
3.2.2.1 Дослідження навантажень в тягових елементах підйомної машини за горизонтального зміщення посудини	94
3.2.2.2 Дослідження навантажень в тягових елементах підйомної машини за повороту посудини в площині каната	103



3.2.3 Багатоканатна схема підвішування посудини	107
3.2.3.1 Відхилення посудини в площині каната	107
3.2.3.2 Поворот посудини в площині каната	108
Висновки за розділом 3	109
<b>РОЗДІЛ 4 ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПІДЙОМНОГО ГУМОТРОСОВОГО КАНАТА З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ РОЗРИВІВ ТРОСОВОЇ ОСНОВИ ТА КОМПЛЕКСУ ЧИННИКІВ</b>	114
4.1 Побудова моделі гумотросового каната підйомної машини з урахуванням розриву тросової основи	116
4.2 Побудова рішень математичної моделі каната для різних граничних умов його деформування	119
4.2.1 Граничні умови, задані законами розподілу переміщень тягових елементів	122
4.2.2 Граничні умови, задані законами розподілу сил розтягування тросів	123
4.2.3 Граничні умови, задані законами розподілу переміщень на першому кінці каната та сил розтягування тросів на другому	124
4.2.4 Граничні умови, задані законами розподілу сил на першому та переміщень на другому кінцях каната	126
4.2.5 Особливі випадки граничних умов деформування каната	128
4.3 Дослідження границь прийнятності умови про безмежність плоского гумотросового каната	132
4.4 Рекомендації з визначення напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната підйомної машини у разі локального пошкодження тягового осердя та особливостей технічного стану підйомного комплексу	141
4.5 Розробка методики розрахунку гумотросового каната, технічних вимог до конструкції плоских гумотросових канатів та норм їхнього відбраковування	142
4.5.1 Методика розрахунку гумотросового каната з урахуванням впливу його позацентрового розтягнення та пошкодження тросової основи	142
4.5.2 Технічні вимоги до конструкції плоских гумотросових канатів та норми їхнього відбраковування	145
Висновки за розділом 4	147
<b>ВИСНОВКИ</b>	150
<b>ЛІТЕРАТУРА</b>	152
<b>ДОДАТОК А ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ РОБОТИ</b>	166
<b>ДОДАТОК Б АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ</b>	168

## ВСТУП

### **Актуальність роботи.**

Основний обсяг видобутку руд чорних і кольорових металів здійснюється за рахунок розробки родовищ, що залягають на великих глибинах. При цьому, у більшості діючих стовбурів вугільних і рудних шахт України через складні гірничо-геологічні та технічні умови, відбувається порушення вертикальності осей просторового характеру. Як наслідок – геометричні параметри армування стовбурів шахт, у т.ч. після аварій, мають відхилення від проектних значень. Переміщення посудини у підйомній системі з порушеною геометрією стовбура суттєво впливає на розподіл зусиль між тяговими елементами (тросами) плоского гумотросового каната, відповідно на його працездатність та безпеку експлуатації шахтної підйомної установки.

У практиці експлуатації гумотросових канатів можливі розриви їхніх тягових елементів, що впливають на розподіл сил у тяговому органі, відповідно, на його міцність, тягову здатність, реальний запас міцності. Норми експлуатації головних гумотросових канатів на шахтних підйомних установках, які б регламентувалися правилами безпеки, відсутні. В окремих випадках, особливо в аварійних, єдино можливий терміновий підйом може бути здійснений канатом з ушкодженими тросами. Тому допустимість такого підйому має бути обґрунтована й максимально повно враховувати різноманітні експлуатаційні чинники, що впливають на напружено-деформований стан (НДС) каната. Основними з них є конструкція та технічний стан підйомної машини, напрямних посудини, характер взаємодії плоского гумотросового каната та барабанів (шківів) машини, наявність розривів тросів, що мають бути враховані в процесі проектування та експлуатації шахтної підйомної машини з плоскими гумотросовими тяговими органами.

Тому встановлення закономірностей формування й перерозподілу напружено-деформованого стану головних гумотросових канатів при їх взаємодії з механічною системою шахтної підйомної установки, з урахуванням впливу порушеної геометрії стовбурів, конструктивних і експлуатаційних параметрів

шахтних підйомних установок та можливих розривів тросової основи канатів для обґрунтування методу їх розрахунку, є актуальним науковим завданням дисертаційного дослідження.

На теперішній час на всіх гірничодобувних підприємствах України та за кордоном застосовуються підйомні установки попереднього покоління зі сталевими головними канатами. На сучасному етапі з'явилася технічна можливість синтезувати підйомну систему нового покоління, яка за рахунок меншої жорсткості на згин гумотросових канатів, у порівнянні з традиційними сталевими канатами, може бути обладнана приводними барабанами (шківками) в декілька раз меншого діаметра, має більш досконалі техніко-економічні показники, надійність, довговічність, продуктивність та експлуатаційну безпеку в робочих і екстремальних режимах. Але теоретичні основи розрахунку і експлуатації таких систем для шахтних стовбурів з порушеною геометрією, відсутні.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота є складовою наукових досліджень кафедри будівельної, теоретичної та прикладної механіки Національного технічного університету «Дніпровська політехніка» відповідно до плану держбюджетних робіт Міністерства освіти і науки України на період з 2015 р. по 2020 р., в яких автор брав участь як виконавець: «Наукове обґрунтування технічних рішень із забезпечення енергоефективності та експлуатаційної безпеки сучасних шахтних підйомно-транспортних комплексів» (ГП-477, № ДР 0115U002298); «Теоретико-прикладні основи створення енергоефективних та екологічно безпечних систем глибоководного підйому корисних копалин» (ГП-485, № ДР 0116U004622); «Науково-прикладні засади створення сучасних підйомно-транспортних установок з гумотросовими тяговими органами» (ГП-495, № ДР 0117U001133); «Науково-прикладні засади створення та інженерної підтримки експлуатації підйомно-транспортних машин з плоскими тягово-несучими органами із застосуванням CALS-технологій» (ГП-498, № ДР 0118U003188); «Науково-прикладні засади створення підйомно-транспортних установок з композитними

тяговими органами на основі метамоделювання складних багатозв'язних дискретно-континуальних механічних систем» (ГП-506, № ДР 0120U10214).

**Мета роботи** полягає у науковому обґрунтуванні методу розрахунку головних гумотросових канатів шахтних підйомних установок на основі встановлених закономірностей зміни напружено-деформованого стану канатів за умов їх взаємодії з механічною системою шахтної підйомної установки з урахуванням сумісного впливу пошкоджень тягових елементів, конструктивних і експлуатаційних параметрів підйомної машини та геометричних відхилень армування стовбурів від проектних значень для забезпечення працездатності канатів та підвищення рівня ефективності використання й експлуатаційної безпеки сучасних шахтних підйомних комплексів.

**Завдання, які необхідно вирішити для досягнення мети,** полягають у наступному:

- виконати аналіз умов експлуатації існуючих шахтних підйомних установок та встановити можливі шляхи підвищення рівня ефективності їх використання та експлуатаційної безпеки, збільшення термінів експлуатації головних канатів;

- дослідити експлуатаційні параметри системи «підйомна машина – канати – підйомна посудина – армування» для діючих шахтних стовбурів з порушеною геометрією;

- встановити вплив механічної системи підйомної установки на навантаження в головному гумотросовому канаті та елементах підйомної машини;

- дослідити вплив зміщення центру маси посудини в площині каната на його тягову здатність, як складової механічної системи «посудина – армування»;

- дослідити залежність тягової здатності каната, що здійснює підйом посудини зі зміщеним центром маси, від розривів тросів та встановити вплив розриву на зміщення центру маси посудини відносно приводного барабана підйомної машини;

- дослідити напружено-деформований стан каната під впливом комплексу чинників, включно таких, як конструкція та технічний стан підйомної машини,

напрямних посудини, характер взаємодії плоского гумотросового каната та барабанів (шківів) машини тощо;

- розробити методику розрахунку гумотросового каната з урахуванням експлуатаційних параметрів підйомної машини, можливого руйнування тросів та зміщення посудини, як складової системи «посудина – армування» для діючих шахтних стовбурів з порушеною геометрією.

**Об'єкт дослідження** – процеси формування, перерозподілу та зміни напружено-деформованого стану головних гумотросових канатів, що виникають при експлуатації підйомної установки у шахтних стовбурах з порушеною геометрією та їх вплив на конструкційні й експлуатаційні параметри канатів.

**Предмет дослідження** – взаємозв'язок конструкційних і експлуатаційних параметрів головних гумотросових канатів і параметрів механічної системи підйомної установки за умов її експлуатації в шахтних стовбурах з порушеною геометрією.

**Ідея роботи** полягає у використанні встановлених залежностей зміни напружено-деформованого стану головного гумотросового каната при його експлуатації на підйомній машині у шахтному стовбурі з порушеною геометрією та обґрунтуванні методу розрахунку головних гумотросових канатів підйомних установок нового технічного рівня для забезпечення працездатності канатів, підвищення рівня ефективності використання й експлуатаційної безпеки сучасних шахтних підйомних комплексів.

**Методи досліджень.** У роботі використовувались теоретичні й експериментальні методи дослідження. Поставлені завдання вирішувались шляхом: узагальнення й аналізу результатів попередніх досліджень за літературними та патентними джерелами; виконання комплексу досліджень із застосуванням апробованих аналітичних та чисельних методів розрахунку напружено-деформованого стану гнучких композитних тягових органів. У теоретичних дослідженнях використовувалися положення і методи теорії пружності та механіки композитних матеріалів, а при проведенні обчислювального експерименту – апробовані методи твердотілого

тривимірному комп'ютерного моделювання з використанням скінченно-елементного аналізу в середовищі SolidWorks/COSMOSWorks.

### **Наукові положення, що захищаються:**

1) За одноканатною схемою підвішування посудини зростання зусиль, зумовлених поворотом посудини в горизонтальній площині, пропорційне квадрату добутку кута повороту посудини і кроку укладання тросів у канаті та обернено пропорційне квадрату відстані від горизонтальної площини розташування осі обертання приводного барабана до площини підвішування посудини.

2) При багатоканатному підвішуванні посудини зростання внутрішніх сил розтягу найбільш навантажених тросів, зумовлених поворотом посудини в горизонтальній площині й відхиленнями напрямних від проектного розташування, пропорційне квадрату кроку розташування канатів та квадрату відстані осі симетрії тросів крайніх канатів від осі симетрії розташування тросів в усіх канатах системи підвішування посудини і обернено пропорційне квадрату відстані від осі барабана підйомної машини до перерізу підвішування посудини.

### **Наукова новизна отриманих результатів:**

1) Вперше розроблено математичні моделі для визначення напружено-деформованого стану головних гумотросових канатів за умов їх експлуатації на підйомних установках у шахтних стовбурах з порушеною геометрією.

2) Вперше встановлено аналітичні залежності для визначення напружено-деформованого стану плоского головного гумотросового каната шахтної підйомної установки з урахуванням відхилень геометричних параметрів армування стовбура від проектних значень. Встановлено залежності напружено-деформованого стану головного гумотросового каната внаслідок зміщення та повороту посудини для одноканатної і багатоканатної схеми її підвішування з урахуванням впливу порушеної геометрії шахтних стовбурів та просторового деформування плоского каната.

3) Вперше встановлено напружено-деформований стан головного гумотросового каната при взаємодії з механічною системою «підйомна посудина – армування» у шахтних стовбурах з порушеною геометрією. Отримані в загальному

вигляді у замкненій формі аналітичні вирази дозволяють визначати додаткові внутрішні сили опору тросів каната та максимальні значення коефіцієнтів концентрації напружень у тросах каната, що знаходиться під впливом зовнішніх чинників, у разі розриву одного з тросів. Для визначення величини втрати тягової здатності плоского гумотросового каната побудовано аналітичне рішення за умов сумісного впливу пошкоджень його тягових елементів, конструктивних параметрів підйомної машини та відхилень армування стовбура від проектних значень.

4) Вперше обґрунтовано метод розрахунку напружено-деформованого стану плоского головного гумотросового каната шахтної підйомної машини з урахуванням впливу комплексу зовнішніх чинників, включно таких, як конструкція та технічний стан підйомної машини, напрямних посудини, характер взаємодії плоского гумотросового каната та барабанів (шківів) машини, наявність розривів тросів.

**Обґрунтованість та достовірність наукових результатів** підтверджується використанням апробованих методів досліджень, задовільною збіжністю розрахункових і експериментальних даних. Отримані результати можна вважати достатньо достовірними, оскільки вони отримані шляхом аналітичного розв'язання моделі напружено-деформованого стану каната, побудованої на основі лінійної теорії пружності, механіки шаруватих композитних матеріалів з використанням загально прийнятих припущень. Відхилення максимальних розрахункових напружень в гумовій оболонці каната відрізняються від експериментально визначеної у попередніх дослідженнях границі міцності не більш ніж на 20 %.

**Наукове значення роботи** полягає у встановленні закономірностей формування й перерозподілу напружено-деформованого стану головного гумотросового каната на основі визначення механіки його просторового деформування та взаємодії з елементами підйомної установки при експлуатації в реальних складних гірничо-технічних умовах шахтних стовбурів з порушеною геометрією.

**Практичне значення роботи** полягає в наступному:

1) Розроблено алгоритм розрахунку напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната, що надає можливість встановлювати стан каната під впливом комплексу чинників, включно таких, як конструкція та технічний стан підйомної машини, напрямних посудини, характер взаємодії плоского гумотросового каната та барабанів (шківів) машини, наявність розривів тросів тощо.

2) Розроблено рекомендації з визначення напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната підйомної машини у разі локального пошкодження тягового осердя та особливостей технічного стану підйомного комплексу, включно й відхилень напрямних посудини.

3) Розроблено методику розрахунку плоского головного гумотросового каната з урахуванням впливу його позацентрального розтягнення та пошкодження тросової основи.

4) Обґрунтовано технічні вимоги до конструкції плоских гумотросових канатів та норми їх відбраковування для випадку використання на шахтних підйомних установках у стовбурах з порушеною геометрією.

#### **Реалізація результатів роботи.**

Методику визначення напружено-деформованого стану головного гумотросового каната з урахуванням умов його приєднання до конструктивних елементів шахтної підйомної установки та методику визначення допустимих відхилень посудини в стовбурі шахти впроваджено в ІГТМ ім. М.С. Полякова НАН України (акт впровадження від 22.12.2020 р.) та ДП «Дніпродіпрошахт» (акт впровадження від 30.12.2020 р.). Результати досліджень використано в навчальному процесі при підготовці фахівців у рамках дисциплін, що читаються на кафедрах механіко-машинобудівного факультету НТУ «Дніпровська політехніка».

**Особистий внесок здобувача.** Автором самостійно обґрунтована мета та ідея роботи, визначено завдання дослідження і наукові положення, вибрано методи дослідження, проведено математичне моделювання та розрахунково-теоретичні дослідження, обробка, аналіз і узагальнення отриманих результатів;



здобувачем зроблено висновки і розроблені рекомендації для практичного застосування отриманих науково-технічних результатів. Текст дисертації і автореферат написані автором особисто.

**Апробація результатів роботи.** Основні положення дисертаційної роботи доповідалися, обговорювалися та були оприлюднені на Міжнародній науково-практичній конференції «Енергозбереження та енергоефективність» (Дніпро, 2017, 2019), Міжнародній науково-практичній конференції «Фізико-хімічні геотехнології» (Дніпро, 2018), Міжнародній конференції «Виробництво та експлуатація сталевих канатів – проблеми та рішення» (Одеса, МАДСК, 2019), Міжнародній конференції «Essays of Mining Science and Practice» (Дніпро, 2019), Міжнародній науково-практичній конференції «Сатпаєвські читання» (Казахстан, Алмати, 2020), Всеукраїнській науково-практичній конференції здобувачів вищої освіти і молодих учених «Перспективи розвитку територій: теорія і практика» (Харків, 2020).

**Публікації.** За темою дисертації опубліковано 14 друкованих робіт, з яких 8 статей у фахових виданнях, у тому числі 2 статті у виданнях, що входять до наукометричної бази даних Scopus, та 6 публікацій у збірниках матеріалів і тез доповідей на наукових конференціях, у тому числі 1 публікація у збірнику міжнародних конференцій, що входить до наукометричної бази даних Scopus.

**Структура і обсяг роботи.** Повний обсяг дисертації становить 170 сторінок друкованого тексту і містить вступ, чотири розділи, висновки, список використаних джерел та два додатки. Основну частину викладено на 151 сторінці. Список використаних джерел складається зі 124 найменувань і займає 14 сторінок. Дисертація містить 76 рисунків і 6 таблиць, з них 10 рисунків і 2 таблиці повністю займають 7 сторінок. Два додатки займають 5 сторінок.

## РОЗДІЛ 1

### АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ШАХТНОГО ПІДЙОМНО- ТРАНСПОРТНОГО ОБЛАДНАННЯ ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ШАХТНИХ ПІДЙОМНИХ УСТАНОВОК

#### **1.1 Аналіз сучасного стану підйомних установок на гірничодобувних підприємствах**

Україна має значний потенціал різних корисних копалин. У першу чергу, це відноситься до залізних руд і кам'яного вугілля, за запасами яких Україна займає провідне місце у світі.

Видобуток і переробка мінеральної сировини є одним з найбільш трудо- і капіталомістких видів господарської діяльності. На їхню частку припадає 40 % загальних капіталовкладень, від 30 до 35 % виробничих фондів, від 20 до 30 % фонду заробітної плати, 60 % обсягу залізничних перевезень, близько 70 % витрат на виробництво електроенергії [1–4].

У Кривбасі видобувається більше 80 % залізної руди від загального виробництва в Україні. До 1991 р. на частку України припадало до 50 % обсягу видобутку залізної руди, з них відкритим способом видобувалося 83 % сирої руди і вироблялося 73,4 % товарної. Тут діють 6 потужних гірничозбагачувальних комбінатів, які не мають аналогів у світовій практиці: тільки Інгулецький гірничозбагачувальний комбінат видобував більше руди, ніж Канада.

Основний обсяг видобутку руд чорних і кольорових металів здійснюється за рахунок розробки родовищ, що залягають на великих глибинах. В даний час глибини видобутку шахт Кривбасу досягли позначки 1478 м, на вугільних шахтах Донбасу підготовлені до обробки горизонти на глибині від 1400 до 1500 м.

На транспортних системах підприємств гірничодобувної промисловості України використовуються тисячі конвеєрів, десятки тисяч метрів конвеєрних стрічок, сотні шахтних підйомних установок, на яких у навішуванні знаходиться

близько 8 тис. тонн канатів (з них 4 тис. тонн підйомних і 4 тис. тонн врівноважувальних канатів).

Однією з першорядних завдань гірничодобувної промисловості є модернізація існуючих, розробка і впровадження нових підйомно-транспортних машин як основи для підвищення продуктивності праці.

На сьогоднішній день в Україні більша частина гірничошахтного обладнання вичерпала свій ресурс і потребує заміни. На ряді шахт зростає відставання в рамках заміни стаціонарних установок [5]. З 407 підйомних установок у трьох основних вугледобувних басейнах 75 відпрацювали більше 30 років, 38 – понад 40 років, 12 – понад 50 років. Продовження термінів експлуатації стаціонарного обладнання здійснюється за рахунок впровадження пристроїв і методів неруйнівного контролю. Однак для вирішення проблеми невисокої ефективності підйомних установок через вироблення їхнього ресурсу необхідна заміна застарілого обладнання. Подальша експлуатація обладнання, що відпрацювало свій ресурс, призводить до підвищення аварійності на виробництві.

На діаграмі (рис. 1.1) показано розподіл випадків аварій на різних ділянках промислового виробництва за 9 місяців 2004 р. [5].

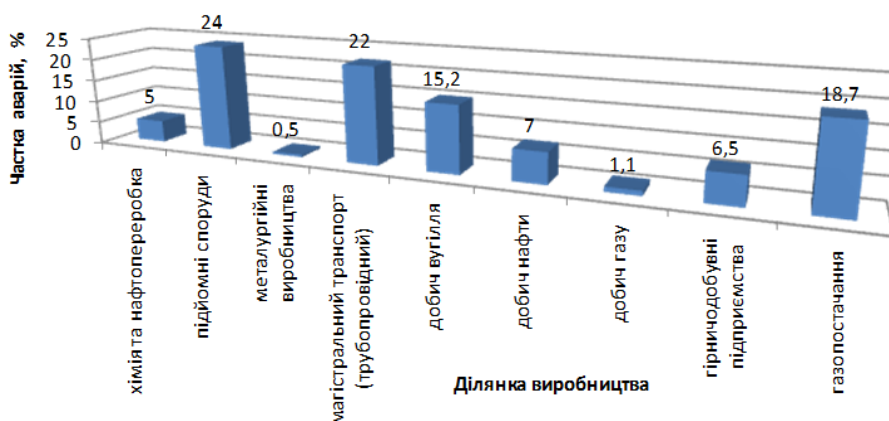


Рисунок 1.1 – Розподіл аварійних випадків по ділянках промислового виробництва

Діаграма показує, що найбільша частка аварій припадає на підйом – понад 20 %. Крім того, аварійність на підйомі збільшується – у зазначений період

кількість аварій на підйомних спорудах зафіксовано більш ніж на 30 % більше, ніж за аналогічний період попереднього року.

Збільшення рівня аварійності на підйомних установках вимагає своєчасної заміни установок. Проте в даний час існують проблеми налагодження виробництва сучасного підйомного обладнання як з економічної, так і з технічної точок зору. У зв'язку з цим виникає необхідність проведення додаткових досліджень основних параметрів підйомних установок.

В останні десятиліття в гірничодобувній промисловості України й країн СНД визначилася стійка тенденція до зростання обсягів видобутку корисних копалин з переходом на їх видобуток із більш глибоких горизонтів. Оскільки в порівнянні з відкритими розробками, цей спосіб є більш екологічно чистим, а в умовах сучасних економічних законів, що передбачають досить великий податок на землю з підприємств – так само і більш дешевим, то в перспективі варто очікувати його значний розвиток, як у вітчизняних умовах, так і за кордоном, у зв'язку з тим, що основні запаси корисних копалин перебувають на більших глибинах. Така ситуація створює необхідність підвищення об'ємів вантажів, що транспортують з-під землі, і призводить до значного збільшення вантажопотоків у шахтних транспортних ланцюжках, які можна забезпечити або шляхом збільшення маси одиничних вантажів, або (а іноді й одночасно) підвищенням швидкості руху.

Особливість сучасного стану підйомного обладнання гірничодобувної промисловості України полягає у тому, що воно експлуатується в умовах значного зношування вузлів зі зниженими, у порівнянні із проектними, залишковими запасами міцності. Ефективний контроль безпеки експлуатації обладнання вже не може бути надійно забезпечений за допомогою технічних й організаційних заходів, регламентованих діючими нормативними документами [1–5].

Основною ланкою видачі гірської маси на поверхню за підземного видобутку корисних копалин є шахтні стовбури, якими здійснюється доставка великої кількості людей і вантажів, тому збільшення видобутку вимагає адекватного підвищення їхньої пропускної здатності й вимагає відповідного розвитку наукових, технічних й організаційних рішень, спрямованих на

вдосконалення конструкцій обладнання шахтних підйомних установок, методів і систем діагностики для забезпечення їхньої безпеки в нових умовах. У першу чергу це викликано тим, що зі збільшенням маси підйомних посудин і швидкості їхнього руху відбувається зростання динамічних і статичних навантажень на елементи підйомної системи (підйомну машину, канати, армування) [6–36].

Розвиток шахтних підйомів іде по двох напрямках: створення нових підйомних систем для більш глибоких стовбурів і модернізація діючих установок у вже працюючих стовбурах, як правило, із тривалими строками експлуатації [6]. Другий шлях вимагає або корінної реконструкції підйомної системи, або модифікації деяких з її складових елементів (барабана підйомної машини, канатів, підйомних посудин, армування). Найчастіше виникає необхідність застосування більш міцних підйомних посудин у зв'язку зі зростанням діючих на них навантажень із боку армування у робочих й аварійних режимах руху [7–9]. Саме другий напрямок домінує в умовах шахт і рудників України.

Режимом, за якого виникають найбільші динамічні перевантаження усіх вузлів підйомних установок (у тому числі армування стовбурів) є режим запобіжного (аварійного) гальмування, що може відбутися на будь-якій ділянці стовбура. В разі запобіжного гальмування рівень динамічного навантаження провідників армування з боку підйомної посудини може бути еквівалентним, або навіть перевищувати в кілька разів рівень навантажень, які виникають на цій же ділянці стовбура на робочому режимі руху посудини. Навіть на ділянці стовбура із плавним горизонтальним рухом підйомної посудини в робочому режимі спрацьовування запобіжного гальма може бути спричинено аварійно-небезпечне перевантаження металоконструкцій армування напрямними вузлами підйомної посудини. Це показує, що для забезпечення безпечної експлуатації підйомних установок необхідно своєчасне виявлення місць у стовбурі, на яких запобіжне гальмування підйомної машини може створити загрозу безпеки експлуатації.

Шахтні скіпи, призначені для видачі на поверхню руди, породи або вугілля ідентичні за своїми конструкціями, але в основному розрізняються між собою габаритами. На більшості вертикальних стовбурів для амортизації руху скіпів по

коробчастих провідниках жорсткого армування вертикальних стовбурів застосовуються роликові двохважелеві напрямні (рис. 1.2, *а*, *б*). Ці напрямні містять основний важіль, на осі якого закріплений ролик, що котиться по робочій поверхні провідника, і шарнірно встановлений паралельно основному на Г-образному винесенні, додатковий важіль, на якому закріплений блок, що стискається за відхилення ролика від вертикалі в межах кінематичного зазору з наближенням підставки напрямної (запобіжного башмака) до провідника [10].

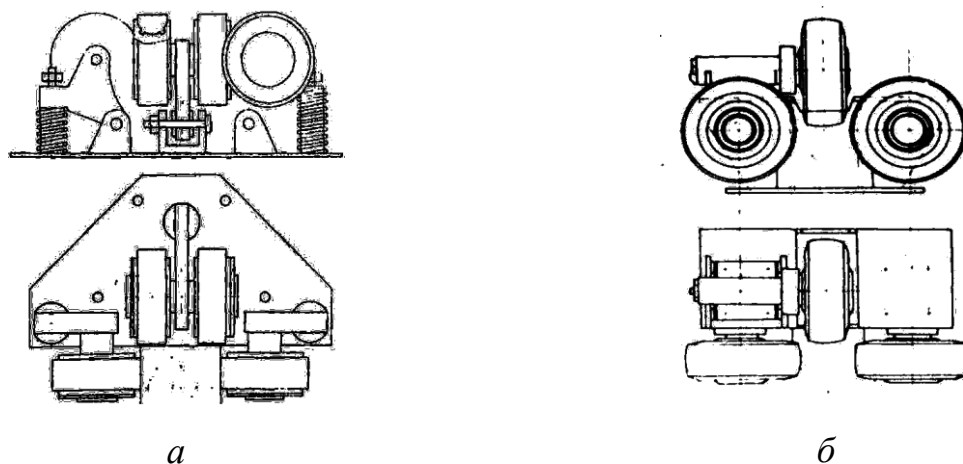


Рисунок 1.2 – Роликові напрямні: *а* – шахт Криворізького басейну, *б* – типу НКП

Всі амортизуючі властивості напрямної закладені в конструкції демпфуючого блоку, що деформується. На зарубіжних і вітчизняних підйомних посудинах в напрямних застосовуються різні типи амортизаторів – пружинні, пружинно-гідролічні, пружинно-гідропневматичні, пружинні з гумовими обмежувальними вставками. У вітчизняній практиці поширення набули тільки пружинні напрямні з гумовими обмежувальними вставками і напрямні типу НКП з амортизацією за рахунок пружних властивостей товстого гумового катка.

Проте термін служби роликових напрямних в даному випадку виявився недостатньо високим. Оскільки неякісний монтаж і поганий стан армування сприяли швидкому зношуванню і поломкам елементів напрямних.

Особливістю армування вітчизняних стовбурів в даний час є те, що значна кількість з них має порушену геометрію через зсув гірських порід. Через це провідники мають достатньо велику кількість ділянок вздовж глибини стовбура з

місцевими викривленнями профілю й порушеннями паралельності. В таких умовах відомі конструкції напрямних виявилися недостатньо ефективними за роботи на швидкостях понад 10–11 м/с і не рятують систему «скіп – армування» від виникнення непроєктної, створюючи потенційну небезпеку експлуатації, ударної взаємодії башмаків з провідниками. Необхідність усунення цього явища у вітчизняних умовах вимагає проведення робіт з вдосконалення конструкції напрямних для великовантажних скіпів, що працюють на швидкостях 11–12,5 м/с у стовбурах з порушеною геометрією.

Під час руху у стовбурі скіп виконує вимушені горизонтальні коливання в межах кінематичних зазорів, що викликані відхиленням провідників від вертикалі у лобовій і бічній площинах. Амплітуди і частоти цих коливань визначаються параметрами кривизни профілю кожного провідника, їхнім взаємним розташуванням відносно проектної вертикалі і швидкістю руху скіпа по ділянці армування.

В стовбурах є ділянки провідників з різними параметрами кривизни. За даними робіт [3, 4], порушення геометрії більшості стовбурів внаслідок зрушення гірських порід має знакозмінні відхилення від проектної вертикалі до  $\pm 70$  мм та більше. Крім того, кожний скіп на ділянці розгону і уповільнення по різних ділянках провідників рухається з різною вертикальною швидкістю. Це призводить до того, що амплітудно-частотні параметри горизонтального збурення, що діє з боку провідників і передається на скіп через пружні вузли роликів напрямних, є різними на різних ділянках стовбура.

Є ділянки стовбура, на яких відхилення провідника від вертикалі малі, не перевищують 3–5 мм і розподілені по протяжній ділянці стовбура, що має довжину 10–30 довжин посудини. На такій ділянці скіп рухається в безударному режимі, виконуючи низькочастотні коливання і взаємодіючи з провідниками тільки через роликові напрямні в межах робочого ходу їхніх пружин. Тобто скіп виконує проектний безударний режим взаємодії з армуванням з незначними динамічними навантаженнями в межах 5–7 кН.

Є ділянки стовбура, на яких профілі провідників мають значні знакозмінні або односторонні відхилення від вертикалі. Якщо амплітуди знакозмінних або

локальних відхилень профілю провідників від вертикалі досягають 20–30 мм на довжині скіпа (це 3–4 прольоти ярусів армування), то амплітуди вимушених коливань скіпа так само виходять за межі кінематичного зазору (за вимогами Правил безпеки максимальний зазор не повинен перевищувати 23 мм на сторону) і в жорсткий контакт з провідниками вступають робочі поверхні запобіжних башмаків. За швидкості вище 7–8 м/с це призводить до виникнення ударних навантажень на провідники на цій ділянці до 50–80 кН [30].

Такий високий рівень експлуатаційних навантажень призводить до прискореного зносу провідників і вкладишів башмаків, знижує менше за допустимий рівень динамічні запаси міцності провідників і розстрілів, вузлів їх кріплення. В деяких випадках високі динамічні контактні навантаження призводять до прискореного утворення втомних тріщин, розриву зварювальних швів провідників. Тому головним чинником, що визначає надійність і безпеку роботи системи «посудина – жорстке армування», є рівень навантажень на провідники з боку підйомної посудини.

Ці навантаження визначаються двома складовими: навантаження, що сприймається роликівим амортизатором і навантаження, що створене жорстким запобіжним башмаком посудини. Максимальний рівень цих навантажень, за інших рівних умов, визначається, головним чином, кривизною провідників на локальній ділянці стовбура, вертикальною швидкістю, масою і геометричними параметрами скіпа.

Роликові підпружинені амортизатори скіпа призначені для його утримання в центрованому положенні відносно коробчастих провідників в межах кінематичних зазорів і запобігання жорсткого контакту башмаків з провідниками за коливань посудини, викликаних викривленнями профілю провідників.

Фактично треба забезпечити такий режим руху посудини відносно армування вздовж всього стовбура (окремо в лобовій і бічній площинах), щоб усі горизонтальні збудження від провідників поглиналися за допомогою системи роликівих амортизаторів, не призводячи до жорсткого ударного контакту башмаків з провідниками.

Основною характеристикою, що визначає роботу роликівих напрямних підйомної посудини, є вид залежності між горизонтальним переміщенням точки



контакту ролика з провідником і зусиллям опору, який визначається конструкцією, параметрами і пружно-дисипативними характеристиками системи напрямних.

Наукові розробки і досвід експлуатації зарубіжних рудників показали, що ефективним засобом запобігання появи ударно-циклічних навантажень на провідники, коли їх профіль має невеликі відхилення від вертикалі в межах вимог нормативної документації (5 мм на сторону на суміжних ярусах), є застосування поглинаючих апаратів з демпфуючими блоками гідравлічного і пневматичного типів. Якнайповніший огляд цих рішень приведений в роботі Бачковського С.В. [14] Однак в описах цих конструкцій відсутні методики визначення параметрів цих конструкцій, вони підбиралися дослідним шляхом для умов конкретних діючих стовбурів.

У вітчизняних умовах вимоги до профілю провідників менш жорсткі. В «Інструкції з проведення маркшейдерських робіт» [32] на стадії будівництва регламентується відхилення одного провідника від вертикалі не більше 10 мм на крок армування. Водночас на стадії експлуатації ця вимога не нормується. Тому, через 30–40 років роботи гірничих підприємств нерідко зустрічаються стовбури, в яких пари провідників одного відділення можуть розходитися в бічних площинах в протилежних напрямках, створюючи гвинтоподібність траєкторії руху посудини, залишаючись водночас формально в межах 10 мм відхилень по кожному провіднику. Така форма деформації «поверхні руху» скіпа викликає інтенсивні жорсткі удари башмаків по провідниках, які не усуваються пружинно-гумовими амортизаторами, а іноді і робить неможливим транспортування по ньому гірської маси [33].

В роботі [34] проводиться дослідження і розробка конструкції уніфікованої двохважелевої напрямної для глибоких стовбурів Криворізького басейну. В ній паралельно встановлена пружна пружина і гідравлічний амортизатор, аналогічний автомобільному. Через низку обставин ці напрямні не знайшли вживання на практиці і в корпус амортизуючого блоку в даний час встановлюються гумові вставки, недоліки роботи яких описані вище. Проте, дослідження показують теоретичну ефективність гасіння коливань скіпів із застосуванням гідроамортизаторів в їх напрямних для шахтних умов. Для особливих умов стовбурів з порушеною геометрією доцільно вивчити досвід суміжних галузей в

створенні протиударних поглинаючих апаратів.

Найближчою по масі і швидкості руху транспортних засобів і задачам динаміки є залізнична галузь. Її дослідницькими інститутами виконана велика робота із створення ефективних протиударних амортизаторів з фрикційними і гідрогазовими поглинаючими апаратами [35, 56]. Теоретичні і експериментальні дослідження дозволили створити цілий ряд демпферів для гасіння ударів між вагонами. Ці задачі схожі із задачами гасіння ударно-циклічних навантажень між скіпами і армуванням. В роботі [36] показано, що найефективнішими є гідрогазові апарати зі змінною площею прохідних отворів типу ГА-500.

## **1.2 Дослідження та конструкторські розробки щодо застосування плоских тягових органів на підйомно-транспортних установках**

В даний час заміна підйомних канатів гумотросовим стрічковим тяговим органом для підвищення технічних характеристик підйомних установок ще не знайшла широкого застосування. Цієї ж думки додержується і автор роботи [37]. В окремих випадках на похилому і вертикальному підйомі пропонувалося використання бобінних підйомних установок [39–50]. До впровадження таких установок у виробництво справа не дійшла у зв'язку з нівелюванням переваг використання гумотросових стрічок недоліками конструкцій бобінних підйомників.

У Національному гірничому університеті (Україна) було запропоновано застосування гумотросових стрічок на підйомних установках як врівноважувальних елементів. Наступні дослідження були присвячені обґрунтуванню параметрів врівноважувальних гумотросових стрічок за використання на підйомних установках [51–54]. Водночас були вирішені основні проблеми врівноваженого підйому – кручення каната під дією власної маси і висока жорсткість на згин існуючих конструкцій підйомних канатів. З'ясувалося, що тросова основа в гумовій оболонці більш стійка проти кручення.

В роботі [51] були виведені аналітичні залежності, що описують вплив гумової оболонки на кутову деформацію і згинальну жорсткість гумотросових

врівноважувальних стрічок. Визначено, що у разі застосування гумотросових стрічок зменшення крутного моменту зменшує навантаження на тросову основу і її знос. В результаті підвищується надійність роботи врівноважувальних елементів за рахунок зменшення їх числа і запобігання скручування канатів між собою.

Промислові випробування показали, що терміни служби гумотросових врівноважувальних стрічок перевищують 5 років, що майже в 4 рази більше, ніж за використання сталевих канатів. А під час вибору коефіцієнтів запасу міцності в межах 8–12 передбачуваний термін служби хвостових гумотросових канатів складає 12–15 років [55].

В роботі [52] приділено увагу широкому спектру питань з експлуатації гумотросових хвостових канатів, у тому числі запропонований спосіб кріплення їх до підйомної посудини.

Застосування гумотросових врівноважувальних стрічок як головних канатів вертикальних підйомних установок виявляється нераціональним через велику погонну масу стрічок за незначної розривної міцності.

Поява сучасних конвеєрних стрічок [57] із покращеними параметрами – меншою погонною масою і високою розривною міцністю, дозволяє розглядати такий тяговий орган як перспективний для заміни канатів на підйомних установках гірничих підприємств і для будівництва підземних споруд.

У Німеччині та Польщі [39] на гірничих підприємствах знаходять застосування бобінні підйомні установки з циліндричними барабанами, в яких використовуються плоскі сталеві канати. Такий підйом використовується для проходки та за виконання допоміжних транспортних операцій, наприклад під час аварій. Одна з причин, що обмежують підйом за допомогою бобінних установок – це застосування плоских канатів з досить низьким терміном служби.

Л.В. Колосовим, К.С. Заболотним, А. Карбоньє було запропоновано використовувати на вертикальних і похилих бобінних підйомних установках спеціально розроблені гумотросові стрічкові тягові органи замість головних плоских сталевих канатів [38, 39, 53, 58–64 та ін].

Так, в Інституті Гірничої Механіки Сілезького Технічного Університету (Польща) [39] було запропоновано використовувати спеціально розроблені гумотросові стрічки замість плоских канатів. Схема підйомної установки показана на рисунку 1.3.

Застосування гумотросових стрічок крім збільшення терміну служби тягових органів дозволяє також покращити умови експлуатації основних елементів підйомних установок, зокрема бобін.

В результаті проведених досліджень був розроблений типорозмірний ряд гумотросових стрічок (рис. 1.4) та визначені раціональні параметри бобінних підйомних установок з урахуванням тиску між намотаними на бобіну шарами стрічки [39], а також крутного моменту тросів, що складають основу стрічкового тягового органа, виявлені основні причини виходу з ладу гумотросових стрічок та ін. [63–65].

До недоліків проведених робіт слід віднести обмежений аналіз переваг заміни канатів гумотросовою стрічкою на підйомних установках. Крім того, було виконано порівняння з бобінними підйомними установками, що мають обмежене використання на гірничих підприємствах. Плоскі канати мають значні відмінності у порівнянні з канатами круглого перерізу. Порівняння гумотросових стрічкових тягових органів з круглими сталевими канатами виконано в роботі [37].

Виходячи з наведеного аналізу досвіду експлуатації врівноважувальних канатів у Національному гірничому університеті і в об'єднанні «Кривбасруда» (нині ПАТ "Кривбасзалізрудком", м. Кривий Ріг) було виділено два напрями досліджень з наукового обґрунтування раціональних конструкцій плоских гумотросових врівноважувальних канатів і гумотросових конвеєрних стрічок, розробці нормативної документації для їхнього випуску та експлуатації, та створення технологічних ліній з їхнього виготовлення в Україні.

Були запропоновані та науково обґрунтовані параметри двох конструкцій ГТК на основі оцинкованих тросів армування великих діаметрів (15,0–28,5 мм): повністю погумовані – ГТК-1 (рис. 1.5, а, в) і частково погумовані – ГТК-2 (рис. 1.5, б), які пропонувалися як альтернативи гумотросовим врівноважувальним стрічкам [55, 66, 67]. Останні являють собою з'єднані гумовими елементами паралельні троси парно-протилежного напрямку

скручування. Канати ГТК-2 (рис. 1.5, б) не мають аналогів за кордоном. Маса одного метра канатів – 4,0–16,8 кг. Товщина канатів – 28 мм і 35 мм, ширина – до 215 мм. Канати можуть виготовлятися необхідної довжини.

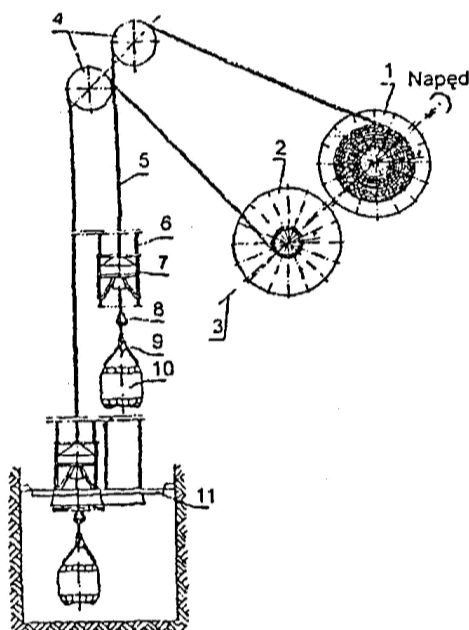


Рисунок 1.3 – Схема бобінного підйомника для проходки шахт: 1, 2 – бобіни, 3 – вісь бобін, 4 – напрямні шківів; 5 – плоскі канати; 6 – напрямні канатів; 7 – напрямний механізм; 8 – підвіска; 9 – захват підвіски; 10 – баддя, 11 – силова рама

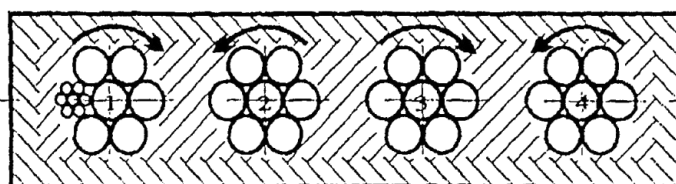


Рисунок 1.4 – Поперечний переріз гумотросової стрічки

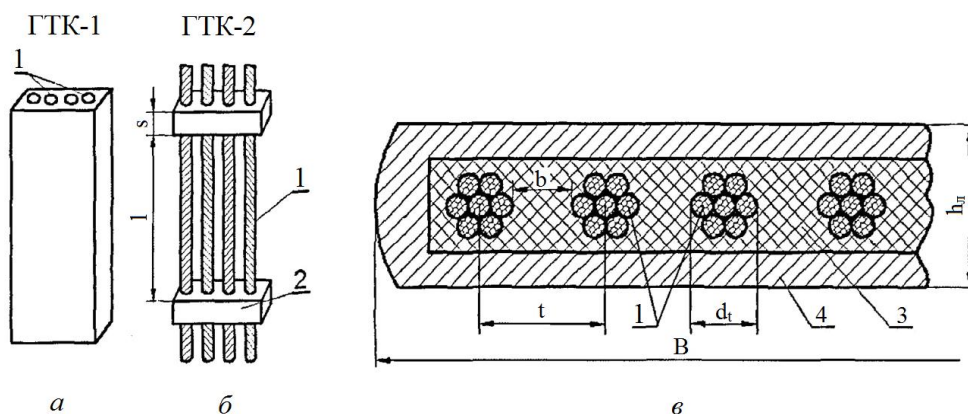


Рисунок 1.5 – Гумотросові канати ГТК-1 (а) і ГТК-2 (б) і поперечний переріз ГТК-1 (в): 1 – трітова основа; 2 – гумові вставки; 3 – гумова матриця; 4 – гумові обкладинки

У проведених дослідженнях запропоновані методи розрахунку напружено-деформованого стану гумотросових врівноважувальних канатів з цілими і зруйнованими окремими дротами та тросами основи. Прогнозований термін служби ГТК склав 10 років.

Розроблені в роботах Л.В. Колосова і В.А. Ропая [53, 66] математичні моделі напружено-деформованого стану (НДС) цілих ГТК-1 і ГТК-2, НДС ГТК-1 з кількома пошкодженими в одному перерізі тросами армування та окремими дротами, досліджені поперечні коливання петлі врівноважувального ГТК-2 в її площині, обумовлені контурним рухом каната змінної щільності, встановлені закономірності втомного руйнування ГТК з урахуванням НДС за пошкодження тросової основи і даних втомних випробувань дротів у нормальному і корозійному середовищах.

Виконані дослідження дозволили обґрунтувати параметри і типорозмірні ряди канатів ГТК-1 і ГТК-2, визначити мінімальні необхідні запаси їхньої міцності, граничні глибини застосування, встановити норми вибракування, сформулювати правила їхньої експлуатації.

Умовні позначення і параметри канатів ГТК-1 наведено в табл. 1.1, для ГТК-2 – в табл. 1.2.

Дослідниками [53] також були запропоновані схеми вертикальних підйомних установок з гумотросовими стрічковими тяговими органами замість головних канатів (рис. 1.6). Застосування схеми, представленої на рисунку 1.6, б, дозволяє спростити управління приводом бобінної підйомної установки в результаті використання привідних шківів, що забезпечують рівномірну швидкість руху стрічки і підйомних посудин під час усталеного руху. Але за цього залишається недолік порівняно великих габаритів приводу. Застосування ж схеми з розташуванням бобін над стовбуром (Рис. 1.6, а) вимагає установки напрямних шківів для стабільного положення підйомної посудини у стовбурі.

У результаті значної кількості досліджень у галузі шахтного підйому до теперішнього часу запропоновано велику кількість різних схем підйомних установок [37]. На рисунку 1.7 представлені найбільш перспективні та ефективні схеми підйомних установок з гумотросовими стрічковими тяговими органами.

Таблиця 1.1 – Позначення і параметри канатів ГТК-1

Позначення каната	Маса 1 м, кг	Розривне зусилля, кН
ГТК-1-4,0-72x28/2x15,0	4,0	264,6
ГТК-1-6,5-102x28/4x15,0	6,5	501,4
ГТК-1-7,0-116x28/4x15,0	7,0	501,4
ГТК-1-8,4-124x35/4x15,0	8,4	501,4
ГТК-1-10,5-128x35/4x18,5	10,5	753,1
ГТК-1-13,0-184x35/4x18,5	13,0	753,1
ГТК-1-15,0-176x35/6x18,5	15,0	1129,6
ГТК-1-16,2-202x35/6x18,5	16,2	1129,6
ГТК-1-16,8-187x35/4x25,5	16,8	1278,7

Таблиця 1.2 – Позначення і параметри канатів ГТК-2

Позначення каната	Маса 1 м, кг	Розривне зусилля, кН
ГТК-2-4,0/2x21,5	4,0	522,6
ГТК-2-6,8/2x28,5	6,8	912,0
ГТК-2-8,9/4x28,5	8,9	1191,0
ГТК-2-10,5/4x23,0	10,5	1349,0
ГТК-2-13,3/6x23,0	13,3	1787,0
ГТК-2-15,8/6x25,0	15,8	2024,0
ГТК-2-16,9/6x26,0	16,9	2237,0
ГТК-2-18,4/6x27,0	18,4	2462,0

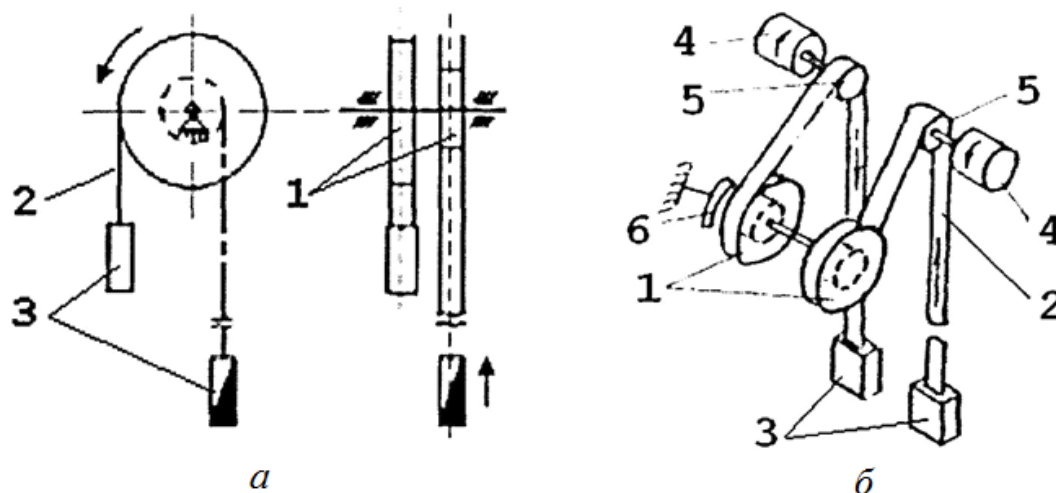


Рисунок 1.6 – Схеми вертикальних підйомних установок з гумотросовими стрічковими тяговими органами: 1 – бобіни; 2 – гумотросові стрічки; 3 – підйомні посудини, 4 – двигуни, 5 – приводні шківи, 6 – гальма

За використання гумотросових стрічок 3 може бути застосований однобарабанний (рис. 1.7, а-г, ж) або двохбарабанний привід з відхиляючим барабаном 5 або без нього (рис. 1.7, д, е, з) з хвостовими врівноважувальними стрічками 4 або без них. У випадку встановлення додаткових барабанів на

підвісних пристроях 7 підйомних посудин 2 і 2' (рис. 1.7 *г, ж, з*) натяг головної стрічки 3 може бути знижено в 2 рази.

Серед усіх запропонованих схем найбільш простою і прийнятною виявилася схема з одним привідним барабаном тертя, розташованим над стовбуром (рис. 1.7, *а*).

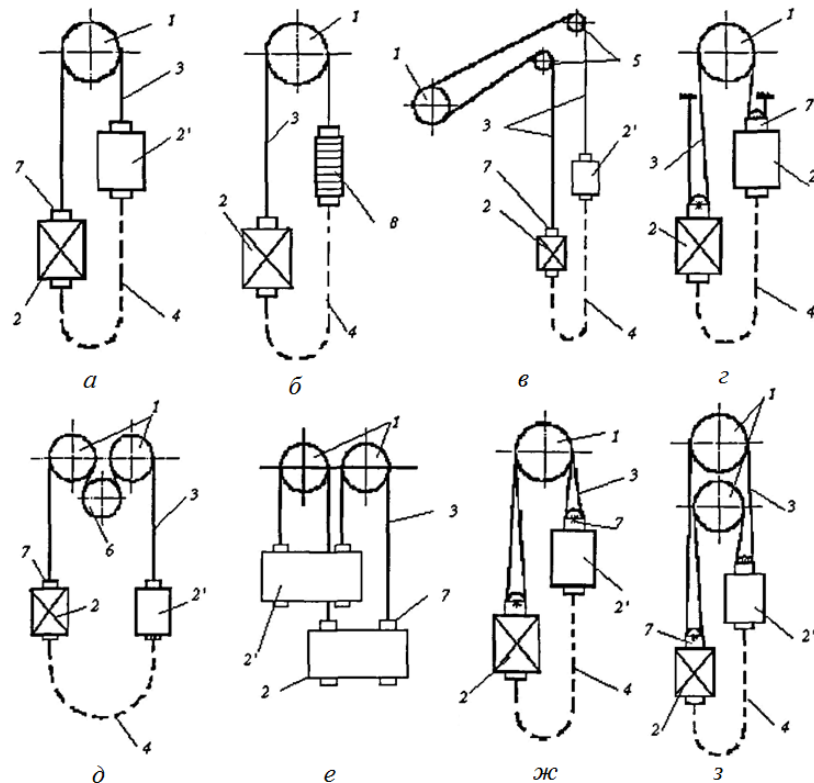


Рисунок 1.7 – Схеми підйомних установок: 1 – привідний барабан або шків тертя; 2 і 2' – підйомні посудини, навантажена і порожня; 3 – головні канати або стрічки; 4 – врівноважувальні канати або стрічки; 5 – відхиляючі (напрямні) шківви; 6 – обвідний барабан; 7 – підвісні пристрої підйомних посудин; 8 – противага

В роботі [68] виконано подальший розвиток наукових основ та принципів створення сучасних підйомно-транспортних установок з гумотросовими тяговими органами. Розроблено теорію і методи розрахунку напружено-деформованого стану гнучкої композитної тягово-несучої системи з розподіленими параметрами – плоского гумотросового тягового каната на робочому органі підйомної машини і в причіпних пристроях приєднання каната до посудини; обґрунтовано нові конструкції гумотросових канатів для надвеликих глибин підйому на основі створених математичних моделей напружено-деформованого стану канатів змінного



поперечного перерізу; розроблено й досліджено математичні моделі напружено-деформованого стану плоского каната на ділянці надання йому трубчастої форми із встановленням параметрів і конструкції каната та перехідної ділянки.

Встановленню напружено-деформованого стану гнучких тягово-транспортувальних органів також присвячено роботи багатьох авторів [11–13, 15–17, 31, 38, 42, 43, 52, 66, 82–96]. В роботі [11] запропоновано метод електричного моделювання напружено-деформованого стану композитних матеріалів, армованих системою паралельних тягових елементів. Довговічність стикових з'єднань досліджено в роботі [12]. В статті [13] обґрунтовано доцільність вчасного виявлення пошкоджень конвеєрної стрічки. В роботі [14] методом скінчених елементів досліджено напружено-деформований стан конвеєрної стрічки. Дисертаційну роботу [15] присвячено підвищенню довговічності – часу життєвого циклу стикових з'єднань конвеєрних стрічок, а разом з ними і самих стрічок. Одним з головних та небезпечних чинників втрати гумотросовими стрічками та канатами є розриви тросів. Вплив розривів елементів армування стрічки проаналізовано в публікації [17]. Доведено їх вплив на зменшення життєвого циклу стикових з'єднань. Досліджено питання перерозподілу зусиль поміж тросами в гумотросових стрічках з ушкодженнями та обґрунтовано методику визначення величини безпечного навантаження стрічки з розривами в роботі [31]. Вона ґрунтується на емпіричних залежностях. Механічні характеристики композитних матеріалів, армованих системою елементів кругового перерізу досліджено в роботі [96]. В роботі [42] досліджувався напружений стан гумотросового тягового органа з системою пошкоджень. Доведено, що порушення цілісності крайнього троса більше впливає на перерозподіл сил між тросами. В публікації [43] запропоновано алгоритм визначення напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната з одним розірваним тросом з урахуванням відхилення твірної барабана від прямої лінії.

Відомі алгоритми визначення напружено-деформованого стану плоскої гумотросової конвеєрної стрічки (каната) підйомної машини не можуть бути застосовані для визначення тягової спроможності каната з розривами тросів в

умовах експлуатації підйомних установок у стовбурах шахт, що мають геометричні відхилення від проектних значень. Відомі дослідження напружено-деформованого стану гумотросових стрічок та канатів також не дозволяють врахувати вплив форми еластичної оболонки на її напружений стан. Невирішеними залишилися задачі, пов'язані із взаємодією посудини, центр маси якої не лежить на осі каната, з урахуванням зміщення, викликаного випадковим формуванням матеріалу в посудині та її переміщенням в системі «посудина – армування», включно і у випадках відновлення стовбурів після аварій. Вказане суттєво впливає на розподіл зусиль між тросами каната, відповідно на його міцність та безпеку експлуатації шахтного підйомного комплексу, що зумовлює область застосовування головних гумотросових канатів на шахтних підйомних установках у стовбурах з порушеною геометрією.

Тому встановлення закономірностей формування й перерозподілу напружено-деформованого стану головних гумотросових канатів за їхньої взаємодії з механічною системою шахтної підйомної установки з урахуванням впливу порушеної геометрії стовбурів, конструктивних і експлуатаційних параметрів шахтних підйомних установок та можливих розривів тросової основи канатів для обґрунтування методу їхнього розрахунку, є актуальним науковим завданням дисертаційного дослідження.

### **1.3 Мета та задачі дослідження**

Мета досліджень полягає у науковому обґрунтуванні методу розрахунку головних гумотросових канатів шахтних підйомних установок на основі встановлених закономірностей зміни напружено-деформованого стану канатів за умов їх взаємодії з механічною системою шахтної підйомної установки з урахуванням сумісного впливу пошкоджень тягових елементів, конструктивних і експлуатаційних параметрів підйомної машини та геометричних відхилень армування стовбурів від проектних значень для забезпечення працездатності

канатів та підвищення рівня ефективності використання і експлуатаційної безпеки сучасних шахтних підйомних комплексів.

Завдання, які необхідно вирішити для досягнення мети, полягають в наступному:

- виконати аналіз умов експлуатації існуючих шахтних підйомних установок та встановити можливі шляхи підвищення рівня ефективності їх використання та експлуатаційної безпеки, збільшення термінів експлуатації головних канатів;

- дослідити експлуатаційні параметри системи «підйомна машина – канати – підйомна посудина – армування» для діючих шахтних стовбурів з порушеною геометрією;

- встановити вплив механічної системи підйомної установки на навантаження в головному гумотросовому канаті та елементах підйомної машини;

- дослідити вплив зміщення центру маси посудини в площині каната на його тягову здатність, як складової механічної системи «посудина – армування»;

- дослідити залежність тягової здатності каната, що здійснює підйом посудини зі зміщеним центром маси, від розривів тросів та встановити вплив розриву на зміщення центру маси посудини відносно приводного барабана підйомної машини;

- дослідити напружено-деформований стан каната під впливом комплексу чинників, включно таких, як конструкція та технічний стан підйомної машини, напрямних посудини, характер взаємодії плоского гумотросового каната та барабанів (шківів) машини тощо;

- розробити методику розрахунку гумотросового каната з урахуванням експлуатаційних параметрів підйомної машини, можливого руйнування тросів та зміщення посудини, як складової системи «посудина – армування» для діючих шахтних стовбурів з порушеною геометрією.

## **Висновки за розділом 1**

1. Високий рівень експлуатаційних навантажень призводить до прискореного зносу провідників і вкладишів башмаків, знижує динамічні запаси міцності провідників, розстрілів, та вузлів їхнього кріплення менше допустимого

рівня. В деяких випадках високі динамічні контактні навантаження призводять до прискореного утворення втомних тріщин, розриву зварювальних швів провідників. Тому головним чинником, що визначає надійність і безпеку роботи системи «посудина – жорстке армування», є рівень динамічних і статичних навантажень на провідники з боку підйомної посудини.

2. Випадкове формування маси матеріалу в посудині та її переміщення в підйомній системі суттєво впливає на розподіл зусиль між тросами плоского підйомного каната, відповідно і на його міцність. Відхилення посудини та її повороти, зумовлені порушенням геометрії стовбурів, призводять до скручування каната, деформування (згину) каната в його площині та в площині, нормальній до тросів, що впливає на напружено-деформований стан каната.

3. Питання впливу розривів тросів в гумотросових канатах на розподіл сил за їхньою шириною для різних умов розглядалося в багатьох роботах. Водночас в цих роботах не розглядалося питання сумісного впливу пошкоджень тягових елементів плоского тягового органа та конструктивних параметрів підйомно-транспортної машини, відхилень армування стовбура від вертикалі. Відповідно не були побудовані математичні залежності для визначення рівня втрати тягової спроможності каната, зумовленого розривами суцільності тросів з урахуванням конструктивних особливостей підйомно-транспортних машин.

4. Незважаючи на великий обсяг виконаних теоретичних і експериментальних досліджень експлуатації підйомних установок, не було розроблено науково обґрунтованих рішень щодо раціонального застосування гумотросових канатів як головних на шахтних підйомних установках у стовбурах з порушеною геометрією.

5. Показано, що встановлення закономірностей формування й перерозподілу напружено-деформованого стану головних гумотросових канатів за їхньої взаємодії з механічною системою шахтної підйомної установки з урахуванням впливу порушеної геометрії стовбурів, конструктивних і експлуатаційних параметрів шахтних підйомних установок та можливих розривів тросової основи канатів для обґрунтування методу їхнього розрахунку, є актуальним науковим завданням дисертаційного дослідження.

## РОЗДІЛ 2

### ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ФОРМИ ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕРІЗУ ТРОСІВ ГУМОТРОСОВОГО КАНАТА НА ОПІР СТИСКАННЮ ТА ЗСУВУ ГУМОВОЇ МАТРИЦІ

Гумова оболонка гумотросового тягового органа (стрічки, каната) 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 поліспастів, за відхилення посудини підйомної машини від проектного розташування. Перераховані умови по-різному впливають на напружено-деформований стан еластичної оболонки.

В попередніх дослідженнях [79] встановлено залежність наближення до одного з граничних значень показників напружено-деформованого стану від жорсткості гумових прошарків. Встановлення залежності жорсткості шару гуми, розташованої поміж 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 підйомній машині.

Взаємодія тросів та гумової матриці відповідає умовам деформування шаруватого композитного матеріалу з м'якими та жорсткими шарами [80, 81]. 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 [82–95], 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) [69, 74, 75].

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. 2.1, а, рис. 2.1, б).

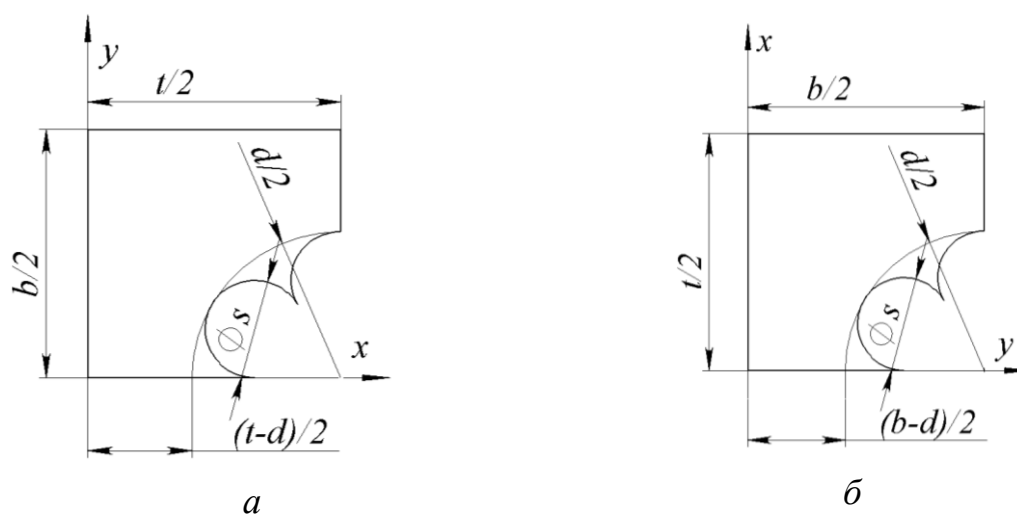


Рисунок 2.1 – Варіанти форми гумового елемента

Вісь  $z$  спрямована нормально до площини перерізів тросів і на рисунках вона не показана. Складна форма гумового прошарку (рис. 2.1, а та рис. 2.1, б) ускладнює аналітичне розв'язання задачі. Розв'язання задачі здійснювалось

числовим методом, аналогічно тому, як це зроблено в роботах [68, 96]. 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  $E_T = 6,1 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>, коефіцієнт Пуассона  $\mu = 0,49$ ; модуль зсуву  $G = 2,9 \cdot 10^6$  Н/м<sup>2</sup>. Тип моделі – лінійний, пружний, ізотропний.

## 2.1 Дослідження жорсткості гумового прошарку на стискання за 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 рис. 2.1, а та рис. 2.1, б наведено на рисунку 2.2, а та 2.2., 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. 2.3, а

та рис. 2.3., 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.

Для вказаних параметрів каната відповідно до схем (рис. 2.1) за моделями (рис. 2.2 – 2.3) визначали силу стискання  $P_{cm}$ , що призводила до одиничного взаємного зміщення тросів каната. Отримані результати наведені на рисунку 2.4, а та рисунку 2.4, б. Графіки побудовані у координатних осях, що відповідають величинам параметрів  $t$  та  $b$ , зменшеним на  $1,05d$ . На рисунку 2.4, а та рисунку 2.4, б і далі, координати позначено як  $\Delta t$  та  $\Delta b$ .

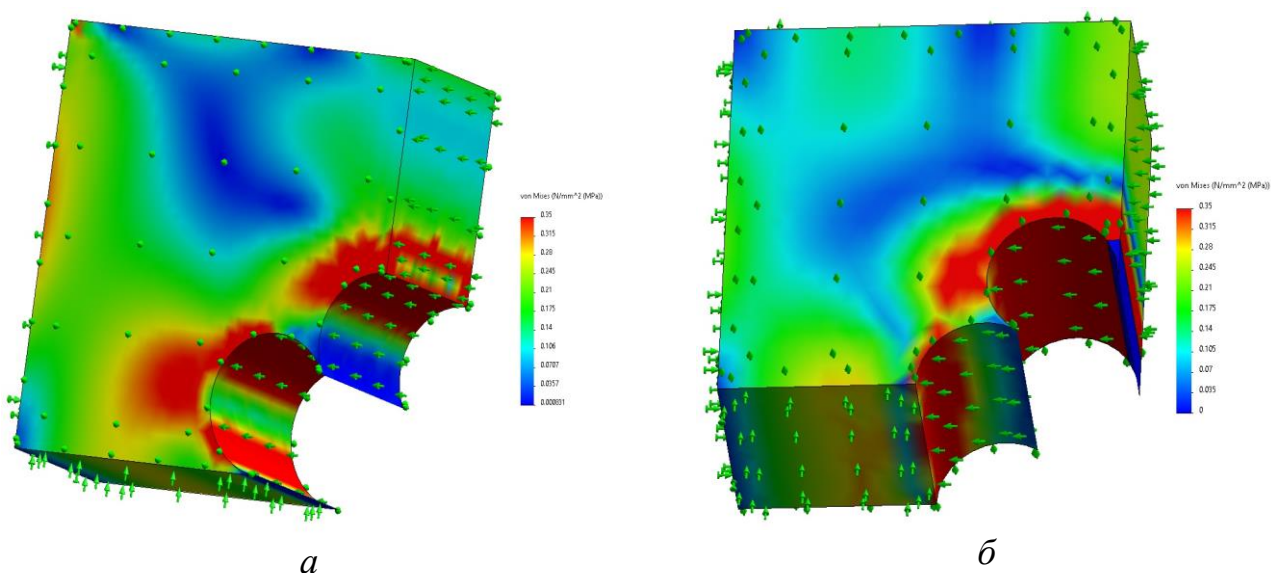


Рисунок 2.2 – Напруження у чверті гумового прошарку від стиску за зближення тросів каната; а – відповідно до рисунку 2.1, а; б – відповідно до рисунку 2.1, б

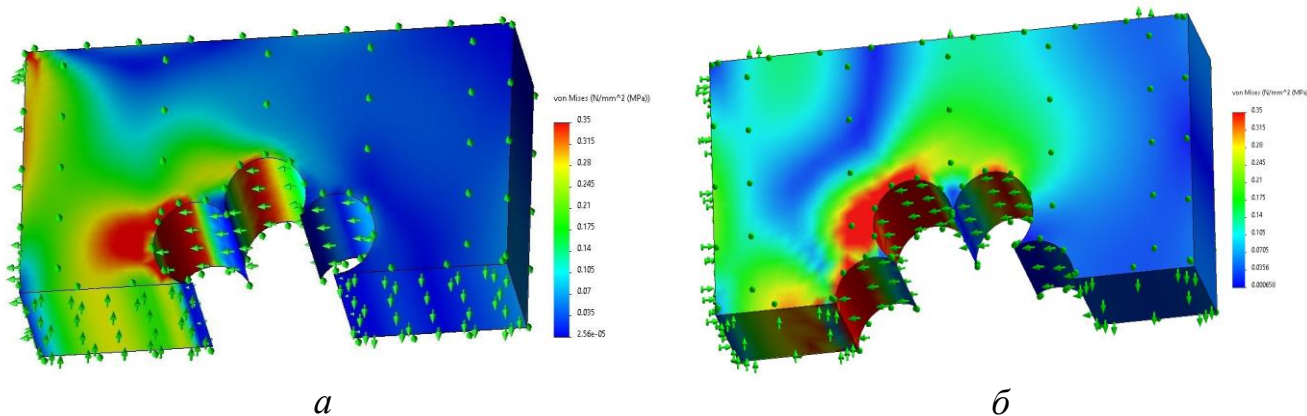


Рисунок 2.3 – Напруження у половині гумового прошарку від стиску за зближення тросів каната; а – відповідно до рисунку 2.1, а; б – відповідно до рисунку 2.1, б



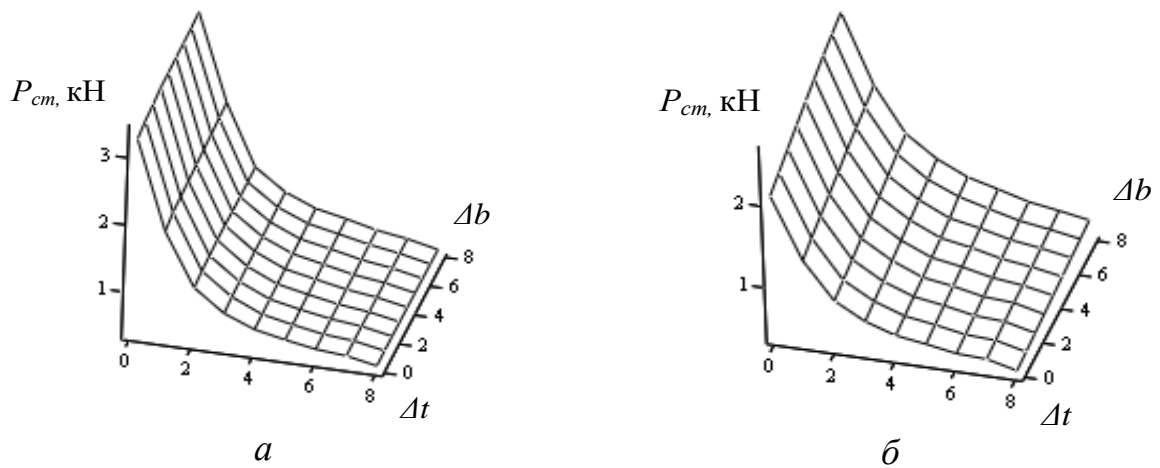


Рисунок 2.4 – Значення сили стискання  $P_{cm}$  для каната за різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$  за розташування стренг каната: *a* – відповідно до рисунку 2.1, *a*; *б* – відповідно до рисунку 2.1, *б*

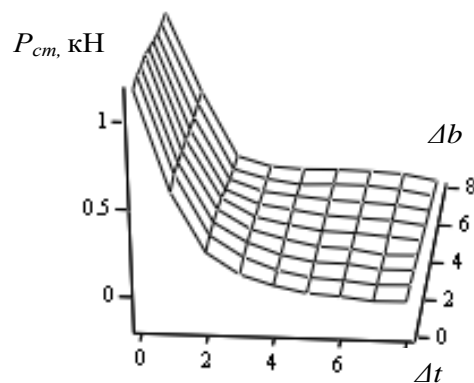


Рисунок 2.5 – Різниці сил стискання  $P_{cm}$  для каната за різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$  за розташування стренг каната відповідно до рисунків 2.1, *a* – 2.1, *б*

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 2.4, *a* та рисунку 2.4, *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 2.1, *б*. На рисунку 2.5 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. 2.6).

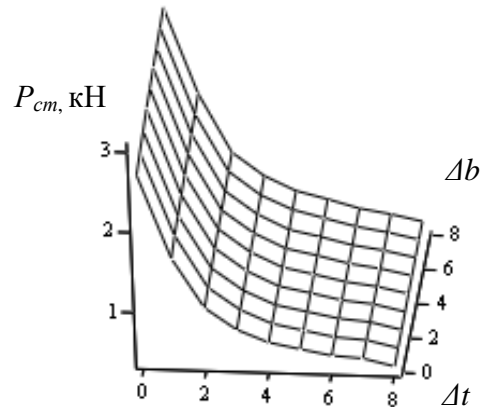


Рисунок 2.6 – Середні значення сил стискання  $P_{cm}$  для каната за різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$

В практиці аналізу параметрів гумотросових канатів 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 2.7.

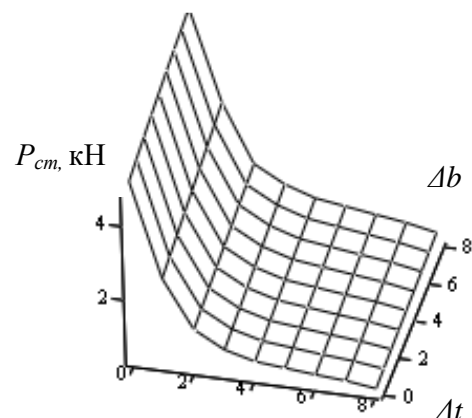


Рисунок 2.7 – Значення сил стискання  $P_{cm}$  для каната з тросами умовно круглого перерізу за різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$

Прийняття спрощеної форми перерізу тросів каната призводить до дещо відмінних результатів. На рисунках 2.8–2.9 наведені значення сил стискання для каната з прийнятою формою перерізів, зображених на рисунку 2.1, а та

рисунку 2.1, б та їх середніх значень, віднесених до сил, визначених для каната з тросами круглого перерізу.

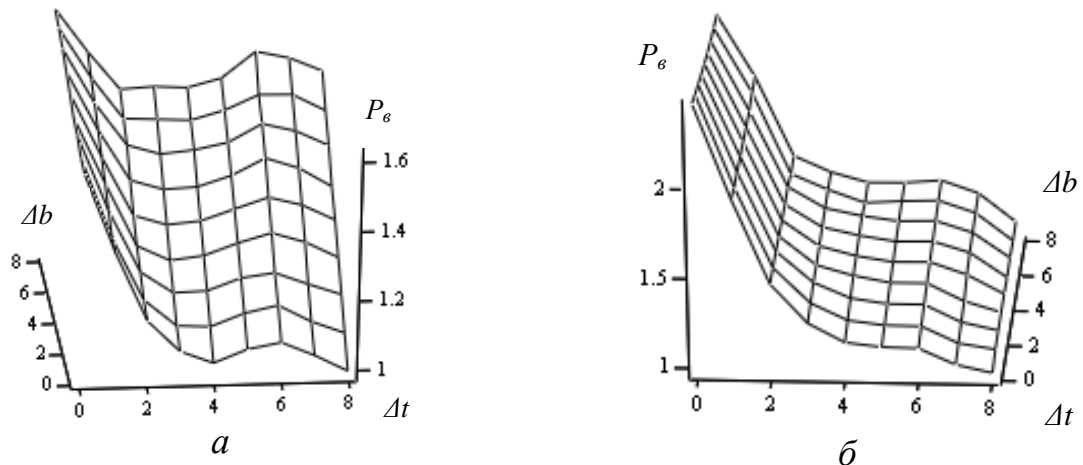


Рисунок 2.8 – Значення сил для каната з тросів умовно круглого перерізу, віднесених до сил стискання для каната з урахуванням його побудови з окремих стренг для різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$ : *a* – відповідно до рисунку 2.1, *a*; *б* – відповідно до рисунку 2.1, *б*

Рисунок 2.8, *a* та рисунок 2.8, *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.

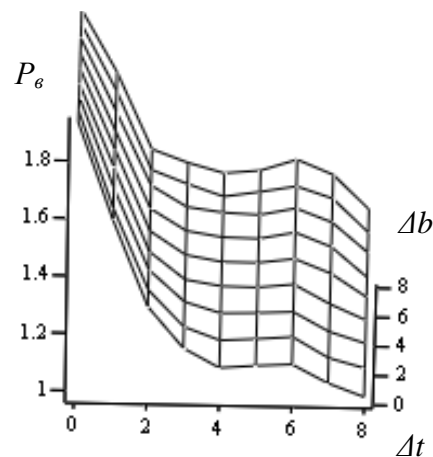


Рисунок 2.9 – Середні значення сил для каната з тросів умовно круглого перерізу, віднесених до сил стискання для каната з урахуванням його побудови з окремих стренг для різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$

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

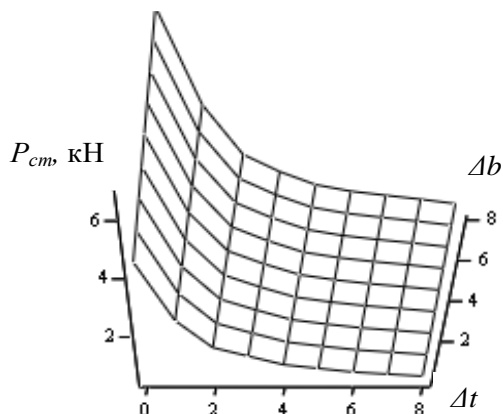


Рисунок 2.10 – Значення сил стискання для каната з тросів умовного прямокутного перерізу для різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$

На рисунках 2.11–2.12 наведені значення сил стискання для каната з реальною (некруглою) формою перерізів, зображених на рисунках 2.1, *a* – 2.1, *б*, та їхніх середніх значень, віднесених до сил, визначених для каната з тросами прямокутного перерізу.

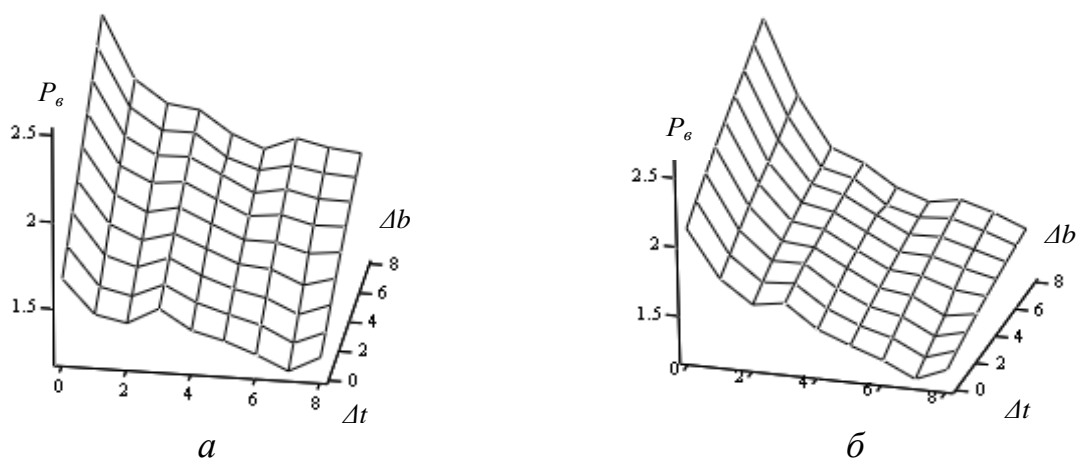


Рисунок 2.11 – Значення сил для каната з тросів умовного прямокутного перерізу, віднесених до сил стискання для каната з урахуванням його побудови з окремих стренг для різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$ : *a* – відповідно до рисунку 2.1, *a*; *б* – відповідно до рисунку 2.1, *б*

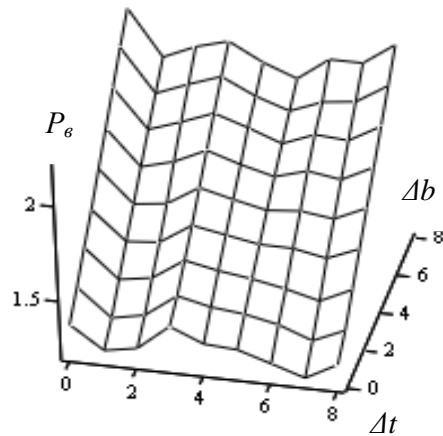


Рисунок 2.12 – Середні значення сил для каната з тросів умовного прямокутного перерізу, віднесених до сил стискування для каната з урахуванням його побудови з окремих стренг для різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$

Рисунок 2.11, *а* та рисунок 2.11, *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 2.11, *а* 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, сплетених зі стренг.

## **2.2 Дослідження механізму взаємодії тросів за їхнього взаємного зсуву вздовж осі каната**

Напружено-деформований стан 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. 2.1, *а* та рис. 2.1, *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 2.1, *а* та рис. 2.1, *б* наведено на рисунку 2.13, *а* та 2.13, *б*. Розглянутий НДС гумового елемента відповідає випадку зсуву зразка між двома жорсткими плитами. Модель є аналогічною для випадку вириву тросів з трьохтросового зразка без урахування згину крайніх тросів. Для отримання результатів, що відповідають випадку зсуву каната відносно барабану, розглянуто половину зразка гумового прошарку (рис. 2.14, *а* та рис. 2.14, *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.

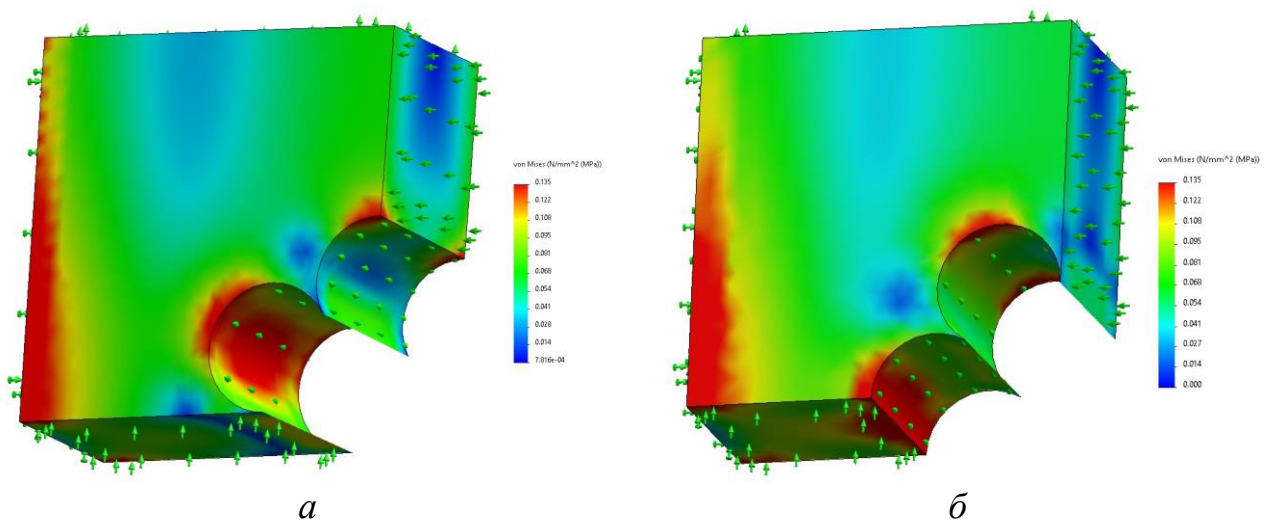


Рисунок 2.13 – Напруження у чверті гумового прошарку від зсуву за зближення тросів каната; *а* – відповідно до рисунку 2.1, *а*; *б* – відповідно до рисунку 2.1, *б*

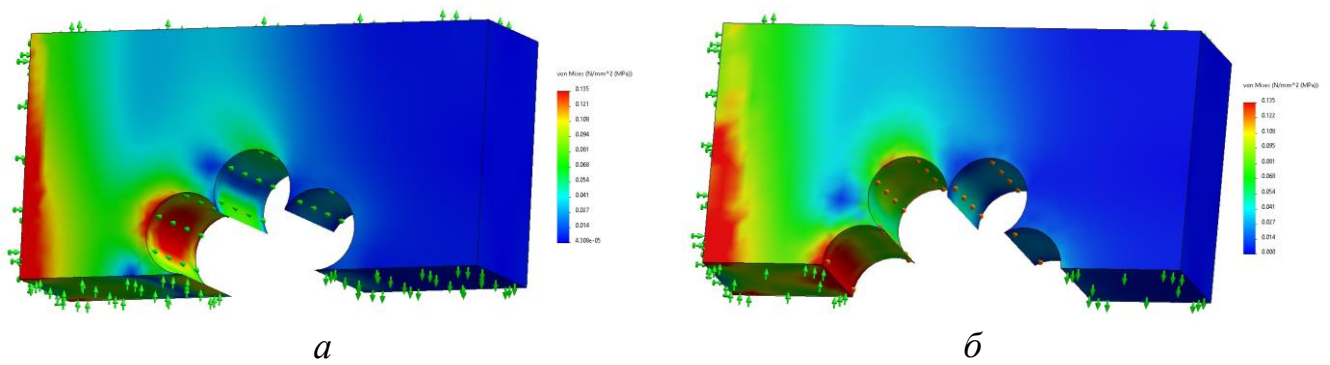


Рисунок 2.14 – Напруження у половині гумового прошарку від зсуву за зближення тросів каната; *a* – відповідно до рисунку 2.1, *a*; *б* – відповідно до рисунку 2.1, *б*

Результати досліджень за моделями (рис. 2.13 – 2.14) наведені на рисунку 2.15, *a* та рисунку 2.15, *б*.

Наведені рисунки якісно близькі – спадні. Графіки дозволяють зробити висновок 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 2.15, *a* та рисунку 2.15, *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 2.1, *б*. На рисунку 2.16 наведено графік різниць значень сил зсуву.

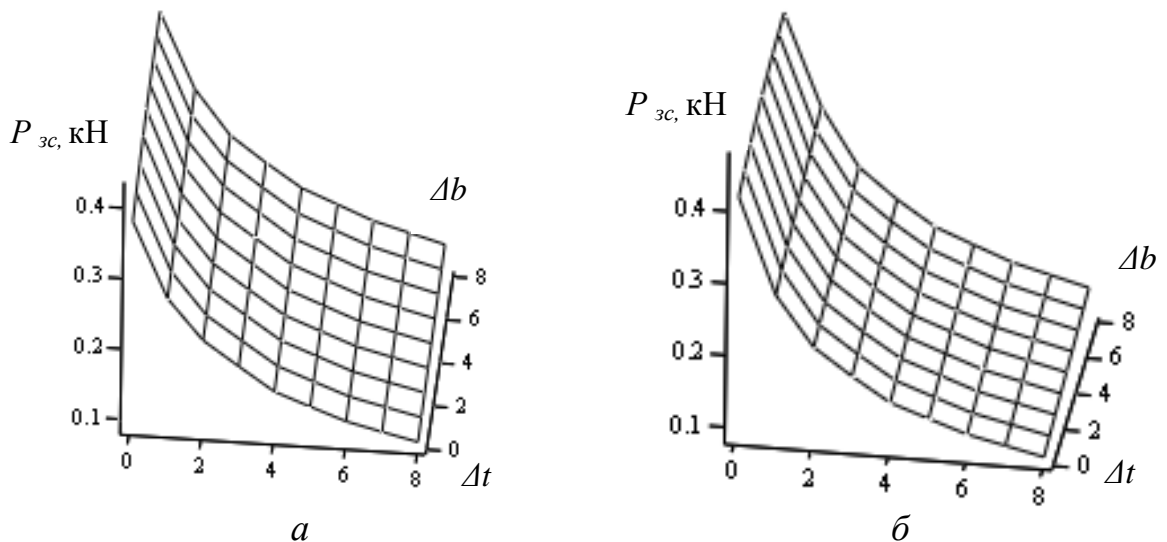


Рисунок 2.15 – Значення сил зсуву  $P_{zc}$  для канатів за різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$  за розташування стренг каната: *a* – відповідно до рисунку 2.1, *a*; *б* – відповідно до рисунку 2.1, *б*.

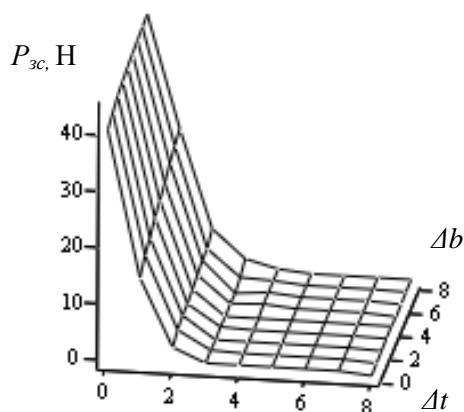


Рисунок 2.16 – Різниці сил зсуву  $P_{zc}$  для каната за різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$  за розташування стренг каната відповідно до рисунків 2.1, а – 2.1, б.

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. 2.17).

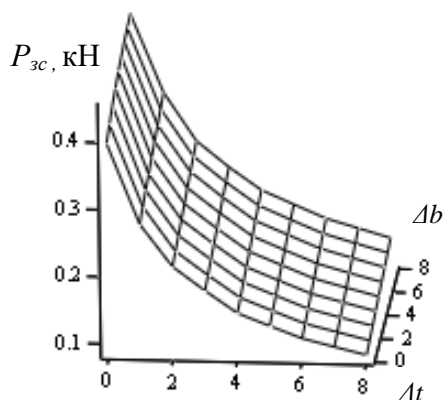


Рисунок 2.17 – Середнє значення сил зсуву  $P_{zc}$  для каната за різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$  за розташування стренг каната відповідно до рисунків 2.1, а – 2.1, б.

Вище відзначено, що в практиці аналізу параметрів гумотросових канатів 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 2.18.



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 2.1, *a* та рисунку 2.1, *б* та їхніх середніх значень, віднесених до сил, визначених для каната з тросами круглого поперечного перерізу.

Рисунок 2.19, *a* та рисунок 2.19, *б* відображають суттєвий вплив побудови тросів каната з окремих стренг на жорсткість його гумових прошарків.

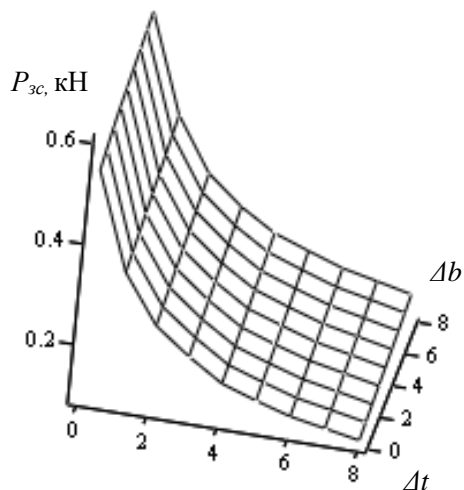


Рисунок 2.18 – Значення сил зсуву  $P_{zc}$  для каната з тросами умовно круглого перерізу за різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$

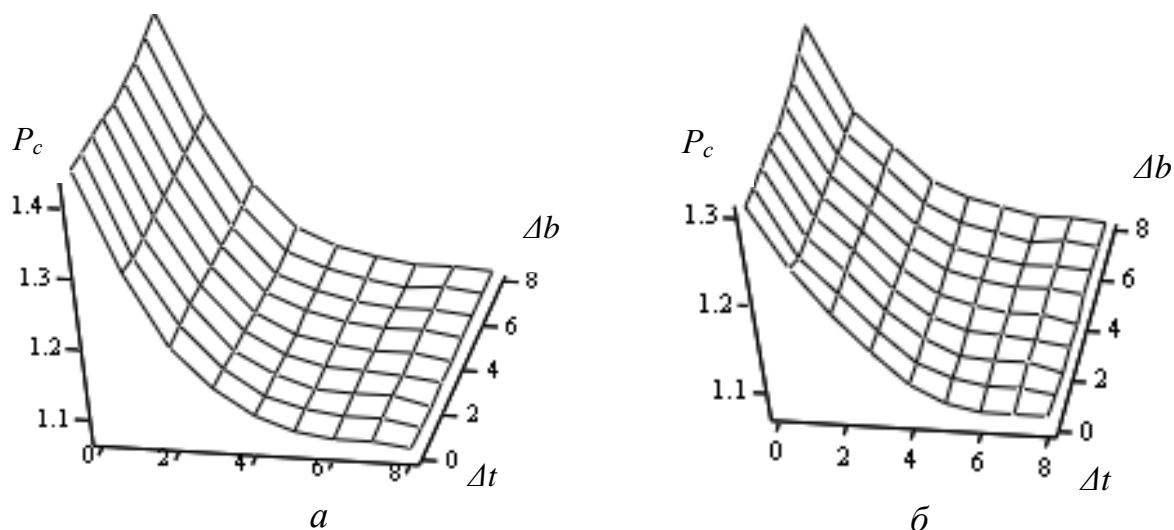


Рисунок 2.19 – Значення відносних сил зсуву  $P_c$  для каната з тросів умовно круглого перерізу, віднесених до сил зсуву для каната з урахуванням його побудови з окремих стренг для різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$ : *a* – відповідно до рисунку 2.1, *a*; *б* – відповідно до рисунку 2.1, *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 2.20 наведені значення сил стискання тросів для каната з тросів умовного прямокутного перерізу за різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$

На рисунку 2.21 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. 2.1, *a*.

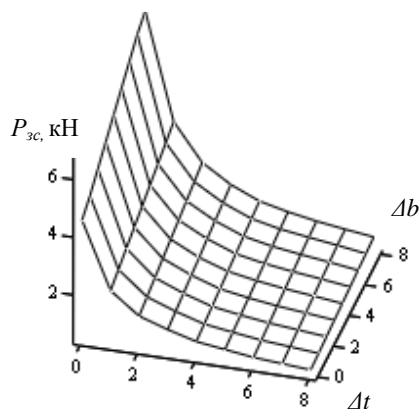


Рисунок 2.20 – Значення сил зсуву  $P_{zc}$  для каната з тросів умовного прямокутного перерізу для різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$

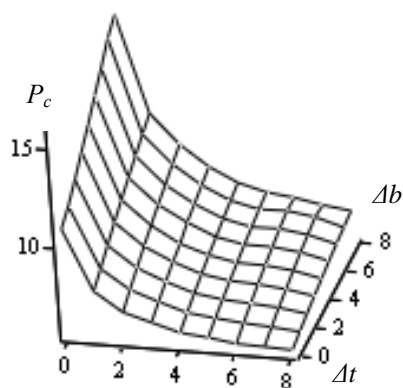


Рисунок 2.21 – Значення відносних сил зсуву  $P_c$  – відношення сил зсуву гумового прошарку прямокутного профілю до відповідних сил в прошарках для каната з реальною (некруглою) формою перерізів, зображеного на рисунку 2.1, *a* для різних значень параметрів  $\Delta t$  та  $\Delta b$

Рисунок 2.21 відображує суттєвий вплив спрощення форми гумового прошарку, зумовленого формою перерізів тросів каната, на жорсткість гумового прошарку, 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.

Вище показано, що жорсткість гумового прошарку на зсув впливає на зміну розподілу сил та переміщень тросів каната. Водночас зміна розподілу відбувається за довжиною каната. 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. Відповідно, перевищення жорсткості, визначене без урахування форми гуми, розташованої поміж тросами, може призводити до чотирикратної похибки у визначенні взаємного впливу розривів тросів, локальних змін їхнього навантаження тощо.

### 2.3 Деформування оболонки від подовження каната за його розтягу

Подовжній розтяг каната супроводжується подовженням тросів та еластичної оболонки. Жорсткість тросів як стрижнів плоского каната на розтяг суттєво більша за відповідний показник його еластичної оболонки. Її вплив на коефіцієнт корисної дії практично відсутній. Разом з тим троси каната не суцільні. Їхня конструкція включає систему стренг, що мають гвинтову форму. В канаті осі усіх гвинтових стренг збігаються. Не будемо враховувати, що стренги утворені системою дротів гвинтових форм. Осьове навантаження троса сприймається стренгами гвинтової форми. Сила розтягу гвинтових стренг нахилена до осі каната, відповідно до осі дії сили її розтягу, що показано на рисунку 2.22 для однієї стренги.

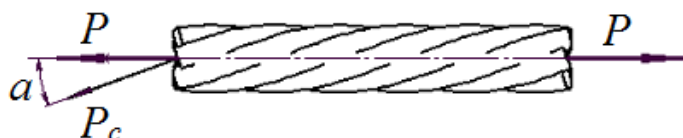


Рисунок 2.22 – Схема навантаження каната та сили розтягу стренги

Кут нахилу сили розтягу стренги  $a$  відповідає куту гвинтової лінії – осьової лінії стренги. Нахили стренг, напрямів їхньої дії викликають момент скручування. Його величина пропорційна тій частині сили навантаження троса, що передається стренгами, синусу кута нахилу гвинтових стренг (їхніх осьових ліній) та відстані центрів стренг гвинтової форми від осі троса. Для тросів без центральної стренги момент скручування троса діаметром  $d$ , з кутом закручування стренг  $a$  та навантаженого силою  $P$  дорівнює

$$M = \frac{2}{3} P \sin(a) d. \quad (2.1)$$

### 2.3.1 Канат з безмежною кількістю тросів

В гумотросових канатах для врівноваження моментів скручування тросів використовують троси з протилежними напрямками скручування стренг. Таке врівноваження можливо, коли кількість тросів з одним напрямком скручування стренг дорівнює кількості тросів з протилежним напрямком. Відповідно кількість тросів каната парна. Задля рівномірного розподілу моментів скручування перерізів каната за його шириною, троси з різними напрямками скручування стренг розташовані почергово – один через один. Скручування тросів в процесі навантаження каната призводить до повороту поверхні взаємодії тросів та еластичної оболонки, що показано на рисунку 2.23 прикладенням рівних за модулем моментів до оболонки.

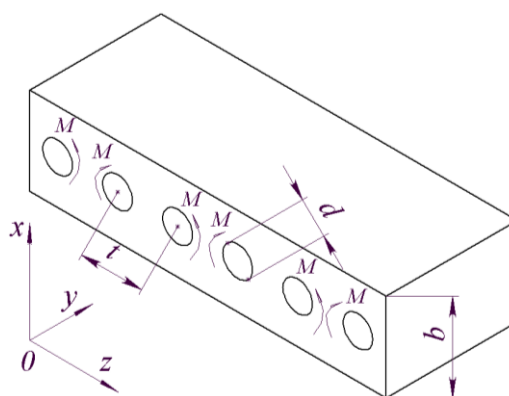


Рисунок 2.23 – Схема дії моментів по поверхнях взаємодії еластичної оболонки з тросами плоского каната

З рисунку видно, що кожна частина оболонки, що має пару отворів для тросів каната безмежної ширини, утворює систематично повторюваний елемент. Границі елементів є плоскими до деформування, залишаються плоскими і після дії зовнішнього навантаження. Це дозволяє розглянути лише регулярно повторюваний елемент. В якості такого елемента візьмемо елемент з найменшим значенням координати  $x$  (найближче розташованих до точки початку осей координат). Розмір в напрямку осі  $y$  візьмемо рівним одиниці.

Для еластичної оболонки маємо наступні граничні умови:

$$\text{коли } x=0 \wedge 0 \leq y \leq 1 \wedge 0 \leq z \leq t \quad \sigma_x = \tau_{yx} = \tau_{zx} = 0, \quad (2.2)$$

$$\text{коли } x=b \wedge 0 \leq y \leq 1 \wedge 0 \leq z \leq t \quad \sigma_x = \tau_{yx} = \tau_{zx} = 0, \quad (2.3)$$

$$\text{коли } 0 \leq x \leq b \wedge 0 \leq y \leq 1 \wedge z=0 \quad u_y = u_z = 0, \quad (2.4)$$

$$\text{коли } 0 \leq x \leq b \wedge 0 \leq y \leq 1 \wedge z=t \quad u_y = u_z = 0, \quad (2.5)$$

$$\text{коли } \left(x - \frac{b}{2}\right)^2 + \left(z - \frac{t}{2}\right)^2 = \left(\frac{d}{2}\right)^2 \wedge 0 \leq y \leq 1 \quad u_\alpha = \Delta, \quad (2.6)$$

де  $\sigma_x$ ,  $\tau_{yx}$ ,  $\tau_{zx}$  – нормальні та дотичні напруження;  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$  – переміщення в напрямках осей  $x$ ,  $y$ ,  $z$ .

Внаслідок симетричності перерізу зразка, розглянемо його половину. Тоді замість умови (2.5) маємо умову

$$\text{коли } 0 \leq x \leq \frac{b-d}{2} \vee b - \frac{b-d}{2} \leq x \leq b \wedge 0 \leq y \leq 1 \wedge z = \frac{t}{2} \quad u_y = u_z = 0. \quad (2.7)$$

Циліндрична поверхня, вісь якої має менше значення координати  $x$ , повернута на кут  $\alpha$ . Інша циліндрична поверхня повернута на кут  $-\alpha$ .

Переміщення поверхонь тросів вздовж каната будемо вважати незмінними. Відповідно переміщення вздовж осі  $y$  відсутні. Не має бути переміщень, нормальних до циліндричних поверхонь, що відповідає незмінності діаметрів тросів в процесі деформування. Реальне зменшення мале. Ним знехтуємо. Напружено-деформований стан є плоским. Переміщення в площинах  $y=0$  та  $y=1$  в напрямку осі  $x$  відсутні.

Задача визначення напружено-деформованого стану статично невизначувана та відноситься до задач з багатопов'язаними областями. Її

аналітичне розв'язання складне. Скористаємося чисельними методами розв'язання задачі, зокрема методом скінчених об'ємів. Розрахунок такими методами використовується в сучасних системах автоматизованого проектування.

Побудуємо тверду модель регулярно повторюваного елемента еластичної оболонки гумотросового каната. Матеріал моделі – гума. Прийmemo, що троси каната розташовані в середній площині оболонки. Задамо переміщення поверхонь відповідно до обґрунтованих та описаних вище умов (рис. 2.24) Кільцеві переміщення задамо рівними 0,1 рад, діаметр троса 10 мм.

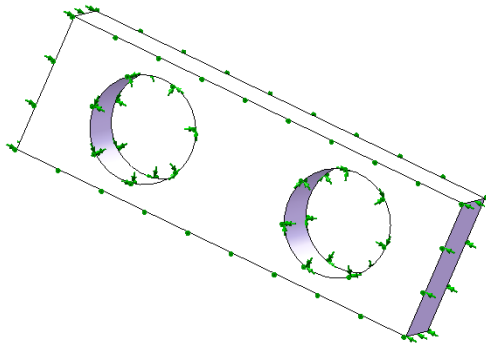


Рисунок 2.24 – Модель регулярно повторюваного елемента еластичної оболонки гумотросового каната

Відповідно до алгоритму розрахунку методом скінчених об'ємів, з використанням засобів САПР, розіб'ємо модель на скінчені елементарні об'ємні частини. Отримаємо систему рівнянь. В результаті отримаємо анімацію напруженого стану. На рисунку 2.25 наведено розподіл нормальних напружень  $\sigma_x$ .

Отриманий напружено-деформований стан регулярно повторюваного елемента еластичної оболонки гумотросового каната відповідає механізму деформування. Його побудова пов'язана з використанням машинного ресурсу, та розв'язання системи рівняння досить високого порядку. Переміщення тросів асиметричні. Зразок самоврівноважений.

Врахуємо, що переміщення, пов'язані з поворотом поверхонь взаємодії еластичного матеріалу зразка оболонки, призводять до асиметричних переміщень його часток. За таких переміщень матеріал в площині симетрії зразка не має переміщень в напрямку осі  $x$ . Спростимо задачу. Розглянемо зразок матеріалу тієї

частини, що взаємодіє лише з ближнім то точки початку відліку координат тросом.

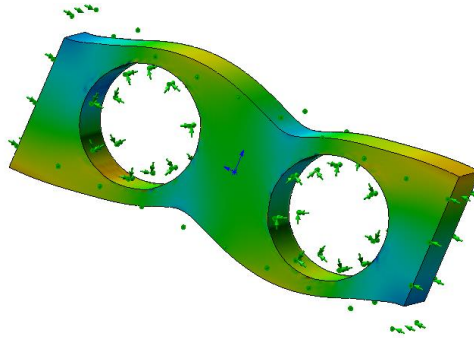


Рисунок 2.25 – Розподіл нормальних напружень  $\sigma_x$  в регулярно повторювальному елементі еластичної оболонки гумотросового каната

Залишимо призначені вище переміщення для усіх поверхонь за винятком поверхні, що належала площині симетрії. Відповідно маємо умову:

$$\text{коли } x = t, u_x = u_z = 0.$$

Для такого елемента побудуємо його модель. В якості матеріалу приймемо гуму. Призначимо відповідні переміщення та обмеження невіільних поверхонь. Засобами САПР розділимо модель на малі, але скінчених розмірів елементи. Сформулюємо систему рівнянь. Розв'яжемо її. Результат розв'язання показано на рисунку 2.26.

Конструктивно гумотросові канати відрізняються типами та діаметрами тросів, на основі яких вони виготовлені, та геометричними параметрами еластичної оболонки. Деформаціями канатів знехтували. Обґрунтування знехтування надано вище. Матеріал оболонки – гума. Основним чинником, що впливає на якісний характер деформування пружного матеріалу є коефіцієнт Пуассона.

Наслідком такого спрощення та близькість коефіцієнта Пуассона для гуми до максимально можливого є можливість використовувати модель половини регулярно повторюваного елемента еластичної оболонки гумотросового каната для різних типів гумотросових канатів.

Водночас їхні особливості деформування будуть залежати лише від геометричних параметрів моделі половини регулярно повторюваного елемента еластичної оболонки. З метою отримання результатів, прийнятних для канатів різних

типорозмірів застосуємо відносні координати. Діаметр циліндричного отвору, що відповідає діаметру троса приймемо рівним одиниці. Інші розміри – крок розташування тросів та товщину каната приймемо віднесеними до діаметра троса каната.

З використанням засобів САПР визначили закономірність переміщень по торцю зразка  $x = 0$  та  $x = t$  в напрямку осі  $y$ . Результати наведені на рисунку 2.27.

Дослідження показують, що характер переміщень не залежить від розмірів зразка – його товщини та кроку розташування тросів каната.

Для визначення впливу на напружений стан кроку розташування тросів засобами САПР побудуємо графіки розподілу нормальних напружень  $\sigma_x$  по гранях зразка з координатами  $x = 0$ . Вони збігаються поміж собою та симетричні відповідним графікам для розподілу напружень по гранях зразка з координатою  $x = t$ . Враховуючи плоский деформований стан будемо вважати, що напруження  $\sigma_x$  по гранях  $x = 0$  та  $x = t$  аналогічні. Результати наведемо у формі таблиці, в якій заповнені верхня строчка, боковий стовпчик та комірки, що розташовані на діагоналі (табл. 2.1).

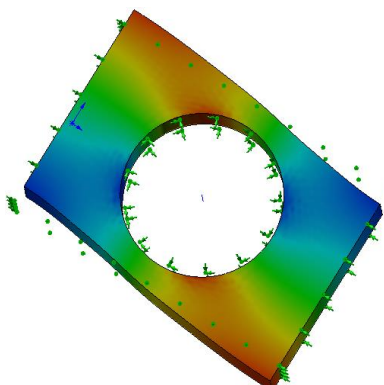


Рисунок 2.26 – Модель половини регулярно повторюваного елемента еластичної оболонки гумотросового каната

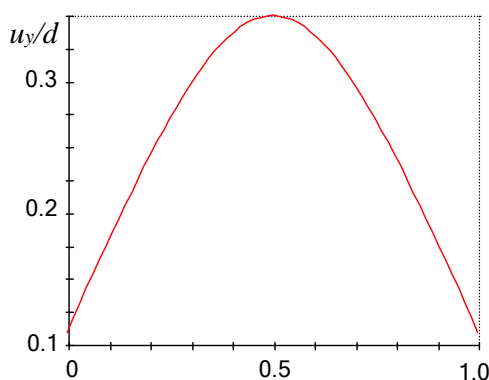


Рисунок 2.27 – Переміщення в зразку по поверхнях  $x = 0$  та  $x = t$  в напрямку осі  $y$



Графіки напружень побудовані для умовної, рівної одиниці, товщини каната, що спрощує аналіз загальних закономірностей розподілу напружень. Верхня строчка таблиці 2.1 відтворює залежність розподілу напружень  $\sigma_x$  від кроку розташування тросів каната  $t$ . Напруження симетричні відносно середини ребра. Відповідно, коли  $y = b/2d$ , їхні значення дорівнюють нулю.

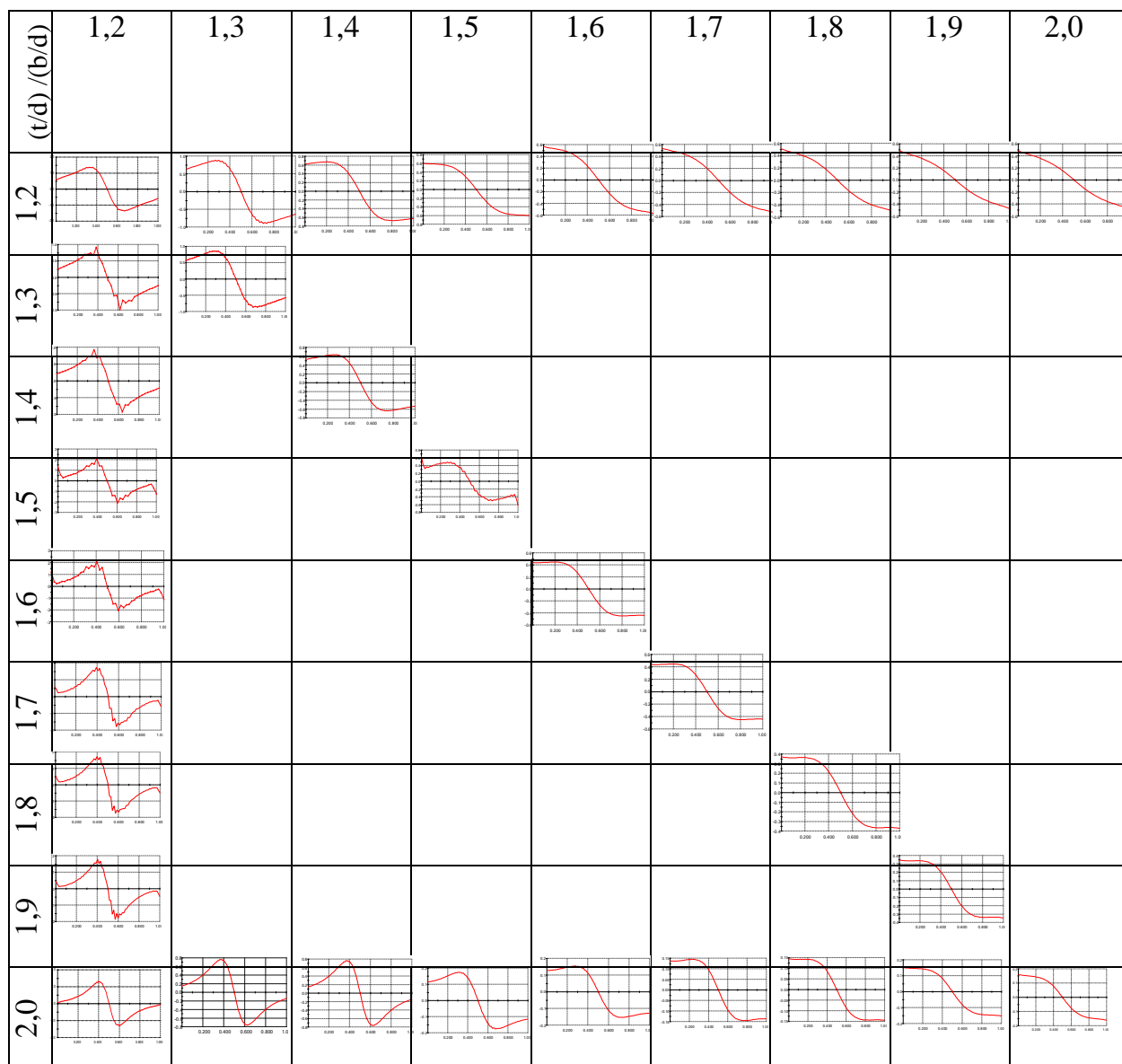
Порівняння графіків показує, що за малих відносних товщин оболонки каната та малих відносних кроках розташування тросів екстремальні напруження виникають ближче до осі симетрії. За відносних кроків не менших за  $t = 1,4d$  екстремальні напруження діють в найбільш віддалених від осі симетрії частинах еластичної оболонки каната. Водночас для відносних кроків від  $t = 1,4d$  до  $t = 1,6d$  екстремальні напруження мало залежать від відстані до осі симетрії – вони на деякій частині, що починається від зовнішніх поверхонь оболонки, майже рівномірно розподілені. Тоді як на іншій частині змінюються практично лінійно зі зростанням відстані від нейтральної площини. У випадку відносних кроків  $t > 1,7d$  розподіли напружень не залежать від кроку укладання тросів в канаті.

Наведене показує наявність трьох особливих випадків. За малих значень відносних кроків відстань між циліндричною поверхнею, що взаємодіє з тросом та поверхнею  $x = 0$  мала. Взаємне переміщення матеріалу набуває максимальних значень в нейтральній площині – в площині зміни напрямку нормальних напружень, де вони не можуть бути відмінними від нуля. В цих самих областях ближче до циліндричної поверхні виникають максимальні напруження зсуву. Ці напруження спадають до нуля коли  $x = 0$  та  $x = t$ . Дотичні напруження не врівноважують зразок, що ми розглядаємо. Матеріал по поверхнях  $x = 0$  та  $x = t$  вільно переміщується вздовж осі  $y$ .

Зі зростанням значення відносного кроку зони локального збурення відповідно до принципу Сен-Венана менше впливають на напружений стан на поверхнях  $x = 0$  та  $x = t$ . Зони виникнення екстремальних напружень переміщуються в напрямку ненавантажених поверхонь гумової оболонки та утворюють площадки дії малозмінних напружень. Такі площадки зникають, коли

$t > 1,7d$ . Напруження змінюються за синусоїдою на відрізку  $\pm \frac{\pi}{2}$  зі значною амплітудою та за подальшого зростання кроку закон зміни напружень  $\sigma_x$  наближується форми лінійного закону, як для балки значної довжини, навантаженої зосередженим моментом.

Таблиця 2.1 – Залежність характеру розподілу напружень на торцях зразка від відносних кроків укладання тросів та відносних товщин оболонки каната, кПа.



Зростання товщини оболонки каната, показане на графіках (табл. 2.1) першим стовпчиком, не впливає на значення мінімальної відстані між поверхнею, що взаємодіє з тросом (циліндрична поверхня) та краєм зразка з координатами  $x = 0$  та

$x = t$ . Зона дії цього чинника в напрямку осі  $x$  залишається незмінною. Зростання товщини зразка веде до зростання відстані від поверхні, що взаємодіє з тросом, до граней зразка з координатами  $x = 0$  та  $x = t$ . Зростання цієї відстані призводить до зменшення впливу на напружено-деформований стан локального чинника та до зростання плечей дії розподілених сил, що врівноважують прикладений з боку троса момент. Відповідно зменшуються і напруження на частинах з координатами  $y = 0$  та  $y = b$  у разі зростання значення розміру  $b$ . Відповідно, зростання цього розміру не супроводжується зростанням втрат енергії деформування еластичної оболонки та зменшення коефіцієнту корисної дії підйомного механізму.

Зображені графічні залежності на діагоналі таблиці практично повторюють вказані вище закономірності залежності напружень по торцях розглянутого зразка. Водночас перехід до закономірності перерозподілу напружень дещо повільніший, ніж для випадку малих значень товщин еластичної оболонки гумотросового каната. Наведемо розподіли напружень для випадків, коли відносні товщини та кроки розташування тросів перевищують значення два (табл. 2.2).

Закономірності розподілів напружень наведені в таблиці 2.2 показують, що одноразове зростання відносного кроку укладання тросів та відносної товщини гумотросового каната веде до зростання розмірів зразка, розподіл напружень наближається до розподілу напружень в пружній конструкції типу балка, навантаженої зосередженим моментом.

Збільшення розмірів еластичної оболонки призводить до зростання маси каната, зменшення його міцної довжини. В канатах підйомних машин використання гумотросових канатів, окрім канатів зрівноважування, з еластичними оболонками підвищеної маси недоцільно.

Розглянемо залежність моменту, створеного розподіленими напруженнями для випадку малого значення товщини еластичної оболонки каната. Момент визначимо прийнявши, що напруження по одиничній ширині зразка розподілені рівномірно. Вище показано, що закономірності розподілу напружень по ребрах з координатами  $z = 0$  та  $z = 1$  коли  $x = 0$ , збігаються. Напруження в ребрах з тими самими значеннями координат по осі  $z$  та коли  $x = t$  асиметричні.

Таблиця 2.2 – Розподіл нормальних напружень по торцю перерізу гумової оболонки, кПа

Відносні розміри перерізу гумової оболонки $t/d=b/d$	2,0	
	2,2	
	2,4	
	2,6	
	2,8	
	3,0	
	3,2	
	3,4	
	3,6	
	3,8	
	4,0	

В першому наближенні момент врівноваження приймемо з урахуванням його дії з обох боків зразка та знаку напружень (МПа) по різні боки від нейтральної площини для різних відносних значень кроків укладання тросів в канаті.

$$M_{\epsilon} = 4 \left( \frac{1 \cdot 0.1}{2} \cdot \frac{0.1 \cdot 2}{3} + 0.4 \cdot 1 \cdot (0.1 + 0.3) \right) \cdot (1,2d)^2 \quad (t = 1,2d),$$

$$M_{\epsilon} = 4 \left( \frac{0,7 \cdot 0.1}{2} \cdot \frac{0.1 \cdot 2}{3} + 0.4 \cdot 0,7 \cdot (0.1 + 0.3) \right) \cdot (1,3d)^2 \quad (t = 1,3d),$$

$$M_{\epsilon} = 4 \left( \frac{0,6 \cdot 0.1}{2} \cdot \frac{0.1 \cdot 2}{3} + 0.4 \cdot 0,6 \cdot (0.1 + 0.3) \right) \cdot (1,4d)^2 \quad (t = 1,4d),$$

$$M_{\epsilon} = 4 \left( \frac{0,3 \cdot 0.1}{2} \cdot \frac{0.1 \cdot 2}{3} + 0.4 \cdot 0,5 \cdot (0.1 + 0.3) \right) \cdot (1,5d)^2 \quad (t = 1,5d),$$

$$M_{\epsilon} = 4 \left( \frac{0,5 \cdot 0.3}{2} \cdot 0,2 + 0.5 \cdot 0,2 \cdot 0,4 \right) \cdot (1,6d)^2 \quad (t = 1,6d),$$

$$M_{\epsilon} = 4 \frac{0,52 \cdot 0.5}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{2} \cdot (1,7d)^2 \quad (t = 1,7d),$$

$$M_{\epsilon} = 4 \frac{0,51 \cdot 0.5}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{2} \cdot (1,8d)^2 \quad (t = 1,8d),$$

$$M_{\epsilon} = 4 \frac{0,5 \cdot 0.5}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{2} \cdot (1,9d)^2 \quad (t = 1,9d),$$

$$M_{\epsilon} = 4 \frac{0,5 \cdot 0.5}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{2} \cdot (2d)^2 \quad (t = 2d).$$

Відзначимо, що у випадках коли товщина оболонки каната  $b$  становить  $1,2d$ , а крок розташування тросів  $t > 1,7d$ , момент врівноважування повороту троса одиничної довжини визначається наступною залежністю

$$M_{\epsilon} = 0,172 t^2.$$

Жорсткість на зміщення за повороту троса

$$G_{\epsilon} = \frac{M_{\epsilon}}{0,1 \pi}.$$

### 2.3.2 Канат з мінімальною кількістю тросів

Ми розглянули безмежно широкий канат з безмежною кількістю тросів. Кількість тросів в гумотросовій конвеєрній стрічці може сягати сотень тросів. В канатах кількість тросів менша. Найменша кількість тросів, що врівноважена на скручування становить два.

Для еластичної оболонки каната з двох тросів маємо наступні граничні умови

$$\text{коли } x=0 \wedge 0 \leq y \leq 1 \wedge 0 \leq z \leq t \quad \sigma_x = \tau_{yx} = \tau_{zx} = 0, \quad (2.8)$$

$$\text{коли } x=b \wedge 0 \leq y \leq 1 \wedge 0 \leq z \leq t \quad \sigma_x = \tau_{yx} = \tau_{zx} = 0, \quad (2.9)$$

$$\text{коли } 0 \leq x \leq b \wedge 0 \leq y \leq 1 \wedge z=0 \quad u_y = u_z = 0, \quad (2.10)$$

$$\text{коли } 0 \leq x \leq b \wedge 0 \leq y \leq 1 \wedge z=2t \quad u_y = u_z = 0, \quad (2.11)$$

$$\text{коли } \left(x - \frac{b}{2}\right)^2 + \left(z - \frac{t}{2}\right)^2 = \left(\frac{d}{2}\right)^2 \wedge 0 \leq y \leq 1 \quad u_\alpha = \Delta, \quad (2.12)$$

де  $\sigma_x$ ,  $\tau_{yx}$ ,  $\tau_{zx}$  – нормальні та дотичні напруження;  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$  – переміщення в напрямках осей  $x$ ,  $y$ ,  $z$ .

На рисунку 2.28 наведено епюру деформованого стану тривимірної комп'ютерної моделі еластичної оболонки гумотросового каната з двох тросів.

Деформації гумотросового каната з двох тросів значні (рис. 2.28). Для нього гранична умова (2.11) набуває наступної форми

$$\text{коли } x=b \wedge 0 \leq y \leq 1 \wedge 0 \leq z \leq t \quad u_y = u_z = 0, \quad (2.13)$$

Епюра деформованого стану комп'ютерної моделі еластичної оболонки з відносним кроком  $1,6d$  та за відносної товщини  $1,2d$  наведена на рисунку 2.29.

Дослідимо вплив параметрів гумотросового каната на розподіл нормальних напружень в площині, що проходить поміж парою тросів в площині  $z = t$ . Визначимо та занесемо в таблицю 2.3 результати розрахунків напружень.

Графіки розподілів нормальних напружень наведеної таблиці демонструють суттєвий вплив кроку укладання тросів на розподіл напружень та, відповідно, на момент врівноваження, що виникає в еластичній оболонці. Значно нелінійний розподіл зі збільшенням кроку укладання тросів наближається до лінійного. Зростання товщини оболонки уповільнює таке наближення, або, що є тотожним, призводить до збільшення

нелінійності зміни нормальних напружень по товщині еластичної оболонки.

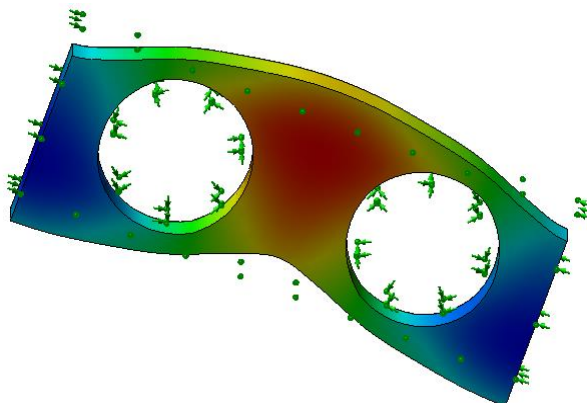


Рисунок 2.28 – Епюра деформованого стану тривимірної комп'ютерної моделі еластичної оболонки з відносним кроком  $2d$  та за відносної товщини  $4/3d$

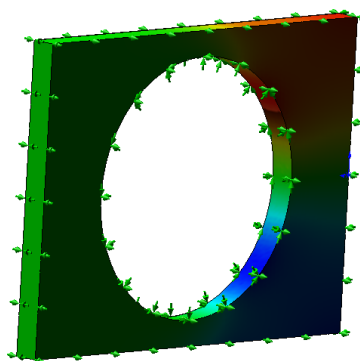


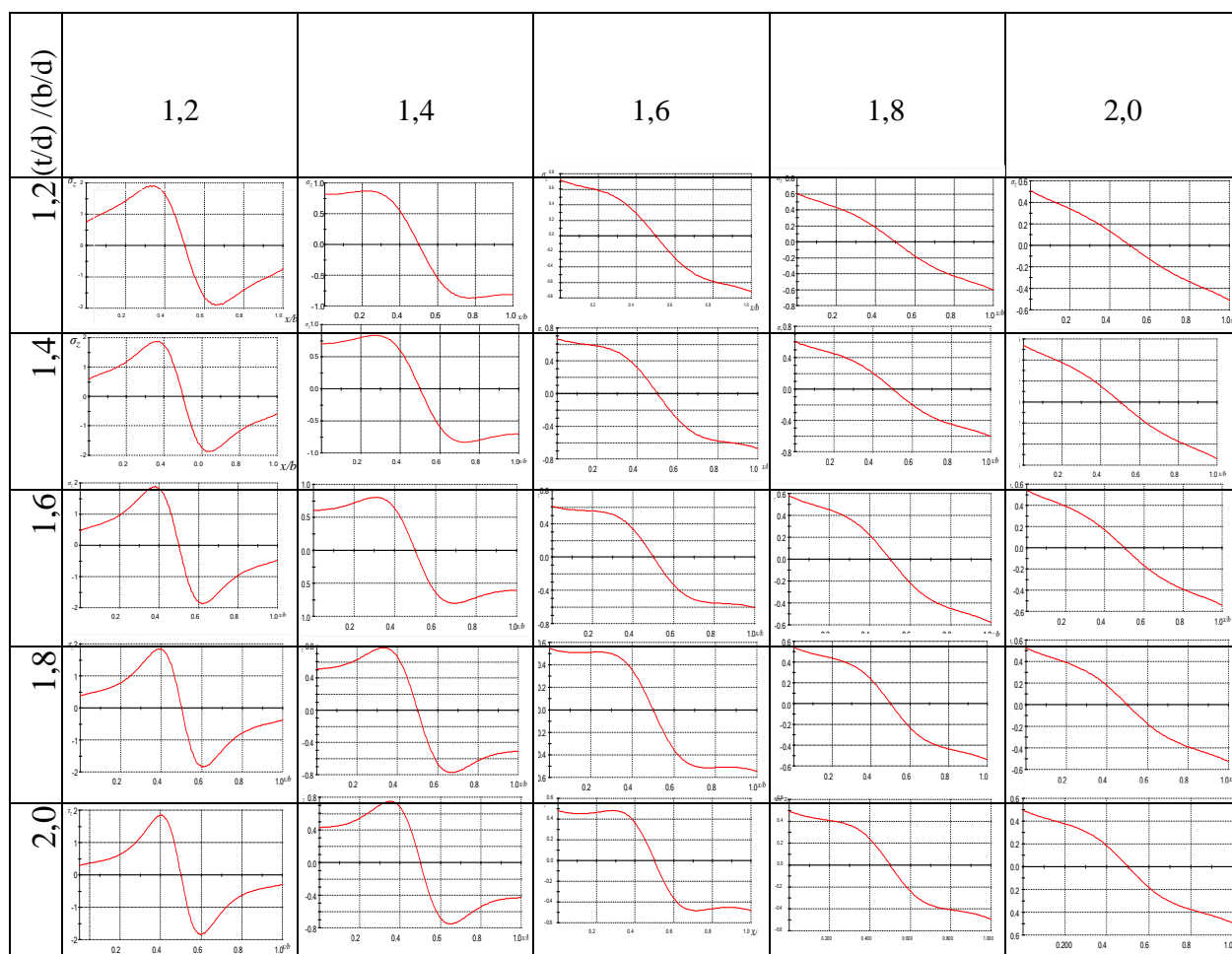
Рисунок 2.29 – Епюра деформованого стану тривимірної комп'ютерної моделі еластичної оболонки з відносним кроком  $1,6d$  та за відносної товщини  $1,2d$

Зменшення нелінійності розподілу напружень зі зменшенням кроку укладання тросів є наслідком прояву локальної зміни форми перерізу еластичної оболонки в області розташування троса. За меншого кроку більше проявляється локальне збурення. Зростання товщини оболонки призводить до зростання частини матеріалу, в якому відбувається перерозподіл деформацій та напружень. Разом з тим значення екстремальних напружень за малих кроків розташування тросів, залежать практично лише від кроку їхнього укладання.

Співставимо розподіли напружень для двох крайніх випадків можливої кількості тросів в канаті, за безмежної (табл. 2.1) та для мінімальної – два троси. Загальний якісний характер розподілу напружень збігається, тому що для обох випадків чинниками збурення напружено-деформованого стану є зміна форми перерізу еластичної оболонки в області тросів. Ці чинники викликають

відхилення від розподілу напружень в довгому призматичному тілі, навантаженому зосередженим прикладеним по середині тіла моментом. Тобто, за відсутності таких чинників напружено-деформований стан протисиметричний. Напруження лінійно змінюються по товщині за локального симетричного прикладення зосередженого моменту.

Таблиця 2.3 – Залежність характеру розподілу нормальних напружень  $\sigma_z$  на торці зразка від відносних кроків укладення тросів та відносних товщин оболонки каната, МПа.



Більші напруження у більш віддалених масивах створюють більший момент опору від рівного кута повороту, який прийнято для обох випадків. Більший момент виникає за рахунок більших за значеннями напружень за рівних відстаней їх дії. Відповідно, однакові деформації оболонки канатів з безмежною кількістю тросів та з мінімальною їх кількістю вимагають різних витрат енергії. Більшої енергії на деформування вимагають троси каната з мінімальною кількістю тросів. Відмінність



максимальних значень напружень не перевищує 30 %. Врахуємо, що моменти, які виникають в еластичній оболонці в процесі врівноваження тросів, відрізняються менше ніж на вказані 30 %. Їх можна не враховувати під час визначення коефіцієнта корисної дії канатів зі значною кількістю тросів.

#### 2.4 Аналіз відповідності результатів дослідження раніше виконаним експериментам

Гумова оболонка каната взаємодіє з барабанами та передає зусилля від барабана канату. Дослідження НДС оболонки розглянуті з метою упередження її руйнування. Відповідно, експерименти на руйнування, на нашу думку, найбільше відповідають такій меті. Експериментальні дослідження руйнування оболонки каната на поверхні для визначення гранично допустимого тиску каната на барабан були проведені раніше [53, 68]. Дослідження проводили на розривній машині ИР-5047-50-03. Для випробовувань використали відрізок каната з чотирьох тросів діаметром 3,1 мм, довжиною 10 м (рис. 2.30) [68].

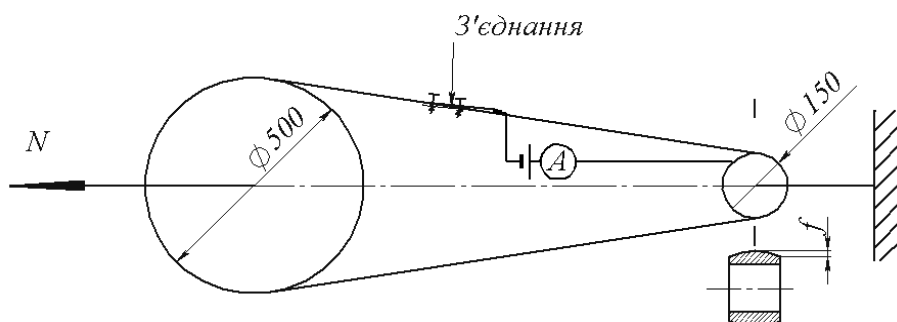


Рисунок 2.30 – Схема зразка випробовування на продавлювання тросів на циліндричному барабані зменшеного діаметра

В результаті випробовувань було визначено математичне очікування сили руйнування оболонки каната на циліндричному барабані – 49,7 кН. Зі схеми експерименту знайдемо сили навантаження гілок каната за відомого значення сили, визначеної в експерименті. Наближено приймемо, що довжини частин каната на криволінійних ділянках дорівнюють  $\pi(R + r) = 1$  м. Тоді сумарна довжина прямолінійних ділянок – 9 м, через те, що загальна довжина каната 10 м. Довжина

гіпотенузи прямокутного трикутника 4,5 м, довжина катета протилежного кута  $\frac{500 - 150}{2} = 175$  мм. За таких умов кут нахилу гілок каната до горизонту близький до  $2^\circ$ .

Знехтуємо ним. Прийmemo, що сила натягнення гілки каната  $T = \frac{N}{2}$ . В експерименті

[68] використовували канат ГТК-1-30x10/4x3,1, виготовлений на основі тросів діаметром  $d = 3,1$  мм, укладених з кроком  $h = 6,5$  мм, стрічка товщиною  $b = 10$  мм. За експериментом з циліндричним барабаном математичне очікування сили натягу за руйнування обкладинки каната становило 49,7 кН. Тоді математичне очікування інтенсивності розподіленого на дузі контакту тиску кожного з чотирьох тросів каната на циліндричному барабані діаметром 150 мм становило 0,041 кН/мм.

Поставимо у відповідність експериментальним результатам результати з визначення сили тиску аналітичним способом. Визначимо значення параметрів каната з урахуванням схеми його навантаження в розрахунках сили стискання. За розрахунковою схемою (див. рис. 2.1) взаємне зміщення супроводжується зменшенням кроку укладання тросів в канаті. В експерименті трос зміщується в напрямку, нормальному до напрямку кроку укладання тросів. Таким чином, слід розглядати товщину каната в експерименті рівною кроку укладання тросів, а крок – товщині каната. Для розрахункового випадку маємо співвідношення

$$\Delta b = \frac{h}{d} = \frac{6,5}{3,1} = 2,097, \quad \Delta t = \frac{b}{d} = \frac{10}{3,1} = 3,226.$$

Графіки (див. рис. 2.1, *a* та 2.1, *б*) побудовані у координатних осях, що відповідають величинам параметрів  $t$  та  $b$ , зменшеним на  $1,05d$ . З урахуванням зазначеного, з вказаних графіків маємо значення сил тиску у двох крайніх випадках розташування перерізу троса в канаті  $P_{cm} = 2,2$  кН та  $P_{cm} = 2,5$  кН за умови зближення центрів перерізів тросів на величину одиничного діаметру троса. В момент руйнування оболонки в експерименті троси наближалися до барабану не менш ніж на товщину обкладинки, яка становила  $(b-d)/2$ . Відносне зближення двох тросів в розрахунковій схемі –  $(b-d)/d$ . Вказане дозволяє визначити тиск з урахуванням дійсних (не одиничних) переміщень тросів, а саме враховувати наступні значення сил тиску  $P_{cm} = 2,2 (b-d)/d$  кН та  $P_{cm} = 2,5 (b-d)/d$  кН. Ці сили тиску розподілені по смузі шириною, що дорівнює кроку розташування тросів в канаті під час випробовувань. Тоді

$$P_{cm} = 2,2 (b-d)/ d \text{ кН та } P_{cm} = 2,5 (b-d)/ d \text{ кН.}$$

Визначені сили відповідають тиску одного троса. В експерименті канат шириною 30 мм мав чотири троса. Середній тиск на барабан одного троса за різних схем розташування стренг в перерізі (див. рис. 2.1, *a* та 2.1, *б*) має наступні значення

$$q_{cm} = 2,2 \frac{4 (b-d)}{30 d} = 0,326 \text{ кН та } q_{cm} = 2,5 \frac{4 (b-d)}{30 d} = 0,371 \text{ кН.}$$

Відношення знайдених розрахункових значень інтенсивностей тиску тросів каната на барабан до відповідного експериментально значення становлять 7,882 та 8,957.

Разом з тим, звернемо увагу на наступне. Модуль пружності гуми для манжет залежить від їхніх деформацій. За даними [109] він змінює значення від 10 МПа до 43 МПа зі зростанням відносних деформацій. В канаті відстань від точок на поверхні тросів до барабана змінна по ширині каната. Троси укладені з зазором, де гума майже не стискається. Модуль пружності гуми обкладинки каната по його ширині змінний. Скористаємося середнім його значенням. Середнє значення меж зміни модуля пружності, віднесене до прийнятого нами (3 МПа, [53, 68]) за побудови графіків (див. рис. 2.1, *a* та 2.1, *б*), становить 8,833. Воно достатньо близьке до отриманих відношень 7,882 та 8,957. Більш того, воно розташоване між значеннями, що є межами сил тиску для двох крайніх випадків розташування перерізів стренг троса в ньому. Остаточо, межі відношення сил тиску з урахуванням відмінності модуля, прийнятого за побудови графіків та реально зафіксованого становлять 0,892 та 1,014.

В роботі досліджено залежність сил зсуву від параметрів каната. Дослідження на стискання та зсув виконані за однаковими методиками. Отримані залежності якісно збігаються. Вказане дозволяє стверджувати, що отримані в роботі результати підтверджуються експериментально отриманим в [68] результатами визначення сили руйнування гумової оболонки каната за стискання та взаємного зсуву тросів.

## Висновки за розділом 2

1. 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.

2. 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.

3. 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 симетрії, 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 між поверхнями суміжних тросів. Більшу жорсткість на стискання та зсув має зразок, в якому відстань від площини симетрії до поверхні, утвореної стренгами каната, менша.

4. 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.

5. 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.

6. Прийняття умовної (прямокутної) форми перерізу троса призводить до отримання завищених значень. При стисканні перевищення жорсткості при малих кроках розташування тросів сягає 2,8, при зсуві – 16.

7. 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.

8. Суттєва зміна (зменшення) жорсткості на стискання гумового шару має місце при збільшенні кроку від мінімального (рівного кроку укладання тросів в канаті) та відбувається, коли крок зростає до двох діаметрів троса.

9. Зсув еластичного матеріалу, розташованого поміж елементами армування, відбувається практично лише поміж крайніми елементами частин канату в області зміни їхньої кількості. Кути зсуву пропорційні відстані поміж тросами.

10. Внаслідок наявності в тросах каната стренг, скручених за спіраллю, в еластичній оболонці виникають додаткові напруження та витрачається додаткова енергія деформування. Скручування за малих відносних товщин оболонки каната та малих відносних кроках розташування тросів призводить до того, що екстремальні напруження виникають ближче до осі симетрії. За відносних кроків не менших за  $t = 1,4d$  екстремальні напруження діють в найбільш віддалених від осі симетрії частин еластичної оболонки каната. При цьому для відносних кроків від  $t = 1,4d$  до  $t = 1,6d$  екстремальні напруження мало залежать від відстані до осі симетрії – вони майже рівномірно розподілені на деякій частині, що починається від зовнішніх поверхонь оболонки. Тоді як на іншій частині змінюються практично лінійно зі зростанням відстані від нейтральної площини. У випадку відносних кроків  $t > 1,7d$  розподіли напружень не залежать від кроку укладання тросів у канаті.

11. Для випадку різних кутів повороту перерізів тросів встановлено мінімальне та максимальне зусилля притискання для переміщення на величину, що дорівнює радіусу троса. Встановлено значення відношень інтенсивностей розподілених максимальних та мінімальних сил тиску тросів до інтенсивностей сил тиску, отриманих експериментально при випробовуваннях на руйнування (продавлювання тросами гумової оболонки). Ці відношення становлять 0,892 та 1,014 від усередненого значення модуля зсуву при робочих навантаженнях та при руйнуванні гумової оболонки каната, що свідчить про достатній рівень достовірності отриманих розрахункових результатів.

12. Встановлений вплив форми перерізів тросів на жорсткість зсуву та стискання гумової матриці каната доцільно враховувати при проектуванні підйомних установок з гумотросовими канатами, як одну з особливостей умов їхньої експлуатації на підйомній машині.

### РОЗДІЛ 3

## ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПІДЙОМНОГО ГУМОТРОСОВОГО КАНАТА ВНАСЛІДОК ЗМІЩЕННЯ ТА ПОВОРОТУ ПОСУДИНИ В ШАХТНОМУ СТОВБУРІ

Використання плоских гумотросових канатів як врівноважувальних на шахтних підйомних установках показує, що термін їх експлуатації значно перевищує термін роботи звичайних сталевих канатів. Проте випадкове формування маси матеріалу в посудині та її переміщення в підйомній системі, суттєво впливає на розподіл зусиль поміж тросами плоского підйомного каната, відповідно і на його міцність. Відхилення посудини та її повороти, зумовлені порушенням геометрії стовбурів, призводять до скручування каната, деформування (згину) каната в його площині та в площині, нормальній до тросів.

Дослідженню впливу відхилення посудин від проектного розташування присвячені роботи [97–102]. Але напружений стан плоских тягових органів, зумовлений впливом відхилення посудин від проектного розташування, раніше не досліджувався. Тому актуальним є встановлення механізму формування динамічних процесів в механічних системах шахтних підйомних установок на основі встановлення закономірностей перерозподілу напружено-деформованого стану (НДС) каната з урахуванням впливу порушеної геометрії стовбурів та просторового деформування плоского гумотросового каната.

Під час дослідження напружено-деформованого стану каната приймемо, що згини в площині, нормальній до площини розташування тросів, не впливають на перерозподіл сил між тросами. Радіуси згину тросів суттєво перевищують радіуси згину каната на барабані. Тому згини в площині, нормальній до площини каната, розглядати не будемо. Розглянемо закручування каната внаслідок повороту посудини в горизонтальній площині та згини каната в його площині.

### 3.1 Вплив повороту посудини в горизонтальній площині

#### 3.1.1 Одноканатна схема підвішування посудини

Поворот посудини навколо власної осі (рис. 3.1) разом з приєднаним канатом пов'язаний з просторовим його деформуванням та нерівномірним розподілом сил розтягу тросів по ширині каната [76, 77, 122].

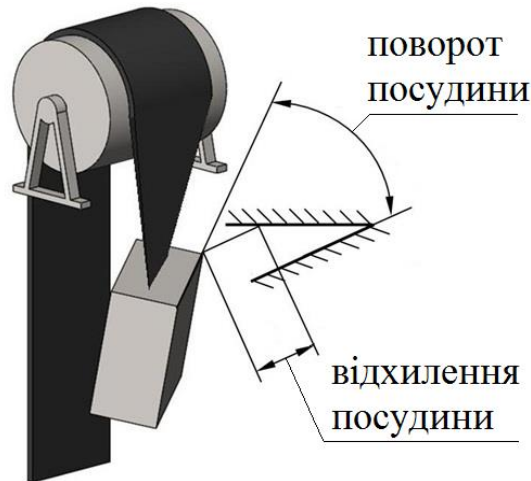


Рисунок 3.1 – Схема зміщення посудини відносно проектного розташування

Центр маси посудини, підвішеної на плоскому канаті відповідно до умови статички, розташовано на осі симетрії розташування тросів каната. Поворот перерізу каната супроводжується набуттям тросами гвинтової форми. Будемо вважати, що троси мають номери  $i = \pm 1, \dots, M/2$ . Переміщення кінців тросів в перерізі приєднання до посудини пропорційні абсолютному значенню номера троса, кроку їхнього розташування та куту  $\varphi$  повороту перерізу каната

$$r_i = (|i| - 0,5)t \varphi. \quad (3.1)$$

Відносні подовження тросів, що набули гвинтової форми на ділянці каната довжиною  $L$

$$\varepsilon_i = \frac{2}{M} \sum_{m=1}^{M-1} D_m \cos(\mu_m(i - 0,5)), \quad (3.2)$$

$$\text{де } D_m = \sum_{k=1}^M \left( \sqrt{\left( \frac{\left( k - \frac{M}{2} \right) t \varphi}{L} \right)^2} + 1 - 1 \right) \cos(\mu_m(k-0,5)); \quad \mu_m = \frac{\pi m}{M}; \quad t - \text{ крок}$$

розташування тросів в канаті;  $M$  – кількість тросів у канаті;  $m$  – коефіцієнт ряду Фур'є на дискретній осі номерів тросів на заданому інтервалі;  $k$  – лічильник номерів тросів, що враховує вплив деформування всіх тросів на деформування  $i$ -го троса.

Подовження троса буде складатися з двох складових – з подовження, зумовленого набуттям тросом форми гвинтової лінії та подовження внаслідок зміни внутрішнього зусилля його розтягу. Відповідно до закону Гука для другої ділянки запишемо в наступній формі

$$p_i = EF \cdot \left( \frac{du_i}{dx} + \varepsilon_i \right), \quad (3.3)$$

де  $E$  – приведений модуль пружності троса на розтягнення;  $F$  – площа перерізу троса каната.

Будемо вважати, що канат нерухомо приєднаний до барабана. Переріз приєднання посудини повертається на кут  $\varphi$ . Посудина діє на канат силою  $P$ . Початок осі координат  $x$  розташуємо в перерізі приєднання каната до барабана. Розв'язок системи рівноваги тросів в гумотросовому канаті в переміщеннях [123] будемо шукати у формі

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} \left( A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{P x}{MEF} + c, \quad (3.4)$$

де  $A_m, B_m, c$  – сталі інтегрування;  $\beta_m = \sqrt{\frac{2K[1 - \cos(\mu_m)]}{EF}}$ ;  $EF$  – приведена жорсткість тросів на розтягнення;  $K$  – жорсткість на зсув гумової обкладинки, розташованої поміж тросами на ділянці одиничної довжини;  $P$  – сила натягнення каната.

Сила натягнення головного каната в будь-якому перерізі зумовлена вагою посудини з вантажем та силою тяжіння каната. В машинах зі врівноважувальним канатом вона по довжині незмінна. У разі відсутності канатів врівноважування



внутрішня сила розтягу каната по його довжині змінна. Її максимальне значення відповідає випадку найнижчого розташування посудини з матеріалом. Наведене враховується відомими методиками розрахунку каната. З метою визначення впливу відхилення розташування посудини на напружено-деформований стан головного каната, силу розтягу каната враховувати не будемо. Прийнемо  $P = 0$ .

Сили розтягу тросів з урахуванням (3.3) становлять

$$p_i = EF \sum_{m=1}^{M-1} \left[ \left( A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x} \right) \beta_m + D_m \right] \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{P}{M}. \quad (3.5)$$

Відповідно до умови відсутності деформацій перерізу каната в перерізі його приєднання до барабану

$$u_i(x=0) = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m + B_m) \cos(\mu_m(i-0,5)) + c = 0. \quad (3.6)$$

Звідки  $A_m = -B_m, c = 0$ .

З умови відсутності подовжніх деформацій тросів каната в перерізі його приєднання до посудини  $B_m = 0$ . Тоді переміщення та сили розтягу тросів визначаються залежностями

$$u_i = \frac{Px}{MEF}, \quad (3.7)$$

$$p_i = EF \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left( \sqrt{\left( \frac{\left( k - \frac{M}{2} \right) t \varphi}{L} \right)^2} + 1 - 1 \right) \cos(\mu_m(k-0,5)) \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{P}{M}. \quad (3.8)$$

Відповідно до отриманого виразу та фізичного процесу закручування, сили розтягування тросів каната, закрученого внаслідок повороту посудини в горизонтальній площині, зростають від середини каната до його країв. Максимальні сили розтягу тросів становлять

$$p_{\max} = EF \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left( \sqrt{\left( \frac{\left(k - \frac{M}{2}\right)t\varphi}{L} \right)^2} + 1 - 1 \right) \cos(\mu_m(k-0,5)) \cos(\mu_m(M-0,5)) + \frac{P}{M}. \quad (3.9)$$

Розташовані ближче до середини каната троси навантажені найменше. Троси мають малу жорсткість на осьове стискання. У них практично не можуть виникнути сили стискання. Для уникнення стискання середніх тросів має виконуватися умова

$$EF \left| \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left( \sqrt{\left( \frac{\left(k - \frac{M}{2}\right)t\varphi}{L} \right)^2} + 1 - 1 \right) \cos(\mu_m(k-0,5)) \cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right) \right| \leq \frac{P}{M}. \quad (3.10)$$

Довжина каната підйомної машини значно перевищує його ширину. Кут повороту посудини не може бути значним. За будь-яких відхилень напрямних від проектного розташування поворот буде обмеженим. Вказане дозволяє стверджувати, що

$$\left( \frac{\left(k - \frac{M}{2}\right)t\varphi}{L} \right)^2 \ll 1.$$

Відповідно, в інженерних розрахунках залежність (3.9) та нерівність (3.10) можна спростити

$$p_{\max} = \frac{EF}{2} \left( \frac{t\varphi}{L} \right)^2 \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left( k - \frac{M}{2} \right)^2 \cos(\mu_m(k-0,5)) \cos(\mu_m(M-0,5)) + \frac{P}{M};$$

$$\frac{2P}{M E F} \geq \left( \frac{t\varphi}{L} \right)^2 \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left( k - \frac{M}{2} \right)^2 \cos(\mu_m(k-0,5)) \cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right).$$

Отримані вирази показують, що зростання зусиль, зумовлених поворотом посудини в горизонтальній площині, пропорційне квадрату добутку кута повороту посудини та кроку укладання тросів в канаті та обернено пропорційне квадрату відстані від горизонтальної площини розташування осі обертання привідного барабана до площини підвішування посудини. У разі застосування

барabanів відхилення канатів, обернено пропорційне квадрату відстані поміж горизонтальною площиною розташування осі обертання барabanів відхилення канатів та площиною підвішування посудини.

Знайдені величини дозволяють визначати і допустимі кути повороту посудини. Так, з умови міцності

$$\varphi \leq \frac{L}{t} \sqrt{\frac{2 \left( [P_{\text{дон}}] - \frac{P}{M} \right)}{EF \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left( k - \frac{M}{2} \right)^2 \cos(\mu_m(k-0,5)) \cos(\mu_m(M-0,5))}},$$

де  $[P_{\text{дон}}]$  – допустиме навантаження на трос.

З умови упередження виникнення напружень стискання тросів

$$\varphi \leq \frac{\sqrt{PL}}{t \sqrt{\frac{M E F}{2} \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left( k - \frac{M}{2} \right)^2 \cos(\mu_m(k-0,5)) \cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right)}}.$$

До отриманих залежностей входять значення робочого навантаження та допустимі сили розтягу головних гумотросових канатів. З метою аналізу впливу параметрів каната на величини допустимих поворотів, визначимо відношення допустимих поворотів до силових факторів. Так, з умови міцності маємо

$$\frac{\varphi}{\sqrt{[P_{\text{дон}}] - \frac{P}{M}}} \leq \frac{L}{t} \sqrt{\frac{2}{EF \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left( k - \frac{M}{2} \right)^2 \cos(\mu_m(k-0,5)) \cos(\mu_m(M-0,5))}}.$$

З умови упередження виникнення напружень стискання тросів

$$\frac{\varphi}{\sqrt{P}} \leq \frac{L}{t \sqrt{\frac{M E F}{2} \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left( k - \frac{M}{2} \right)^2 \cos(\mu_m(k-0,5)) \cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right)}}.$$

Відповідно до отриманих умов були визначені залежності нерівностей. Визначили допустимі кути повороту для канатів, що мають 4, 6, 8, 10, 12 тросів за різних значень кроку їхнього укладання в канатах. Результати розрахунків наведено на рисунках 3.2–3.11.

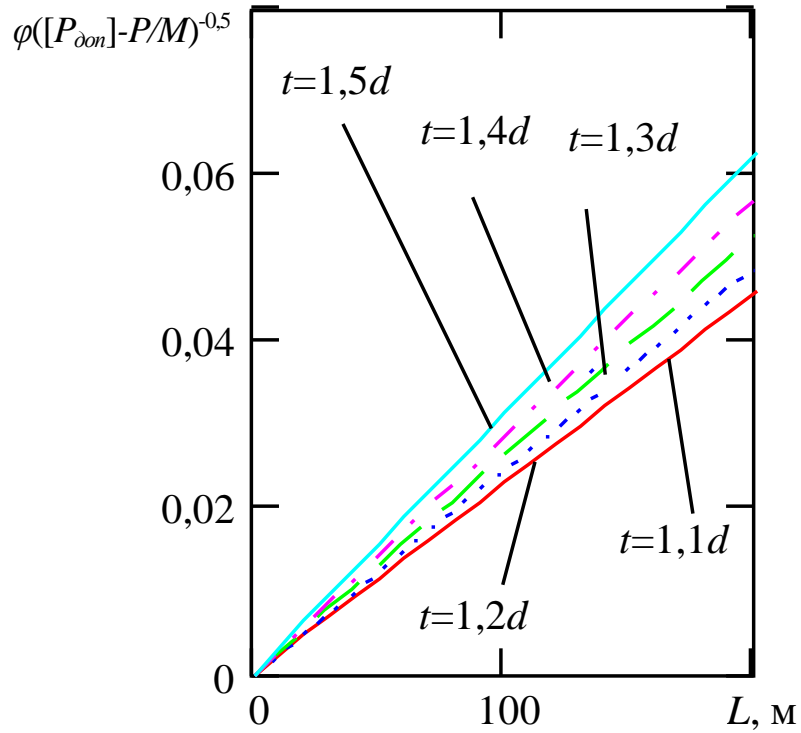


Рисунок 3.2 – Залежність допустимого з умови міцності каната з чотирьох тросів кута повороту посудини в її напрямних

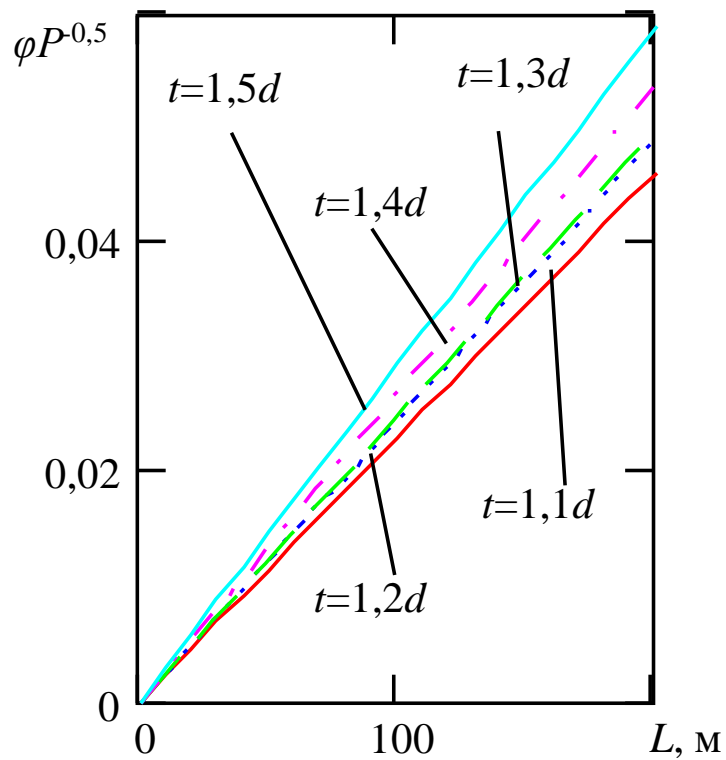


Рисунок 3.3 – Залежність допустимого кута повороту посудини в її напрямних з умови відсутності стиснутих тросів (для каната з чотирьох тросів)

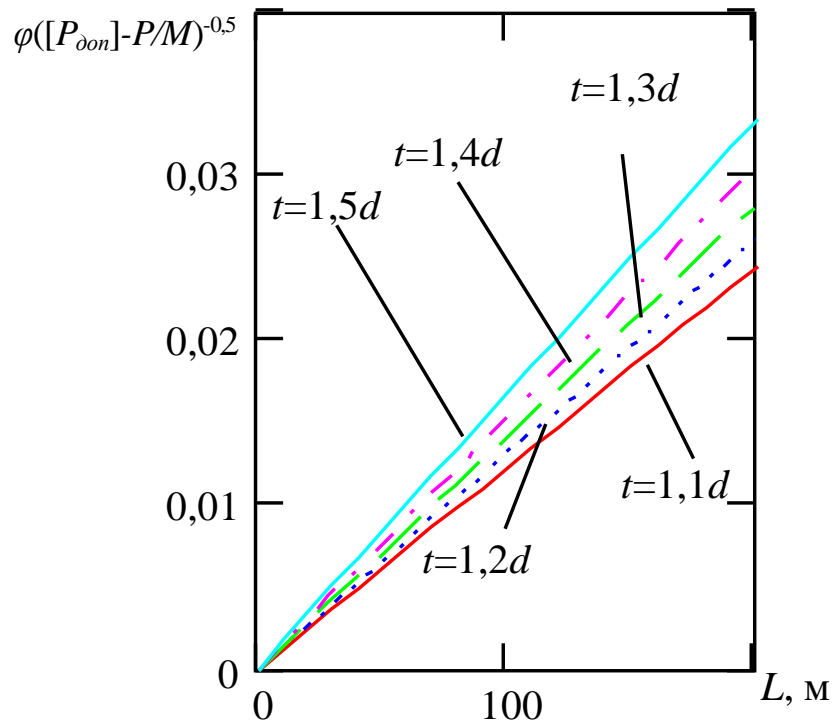


Рисунок 3.4 – Залежність допустимого з умови міцності каната з шести тросів кута повороту посудини в її напрямних

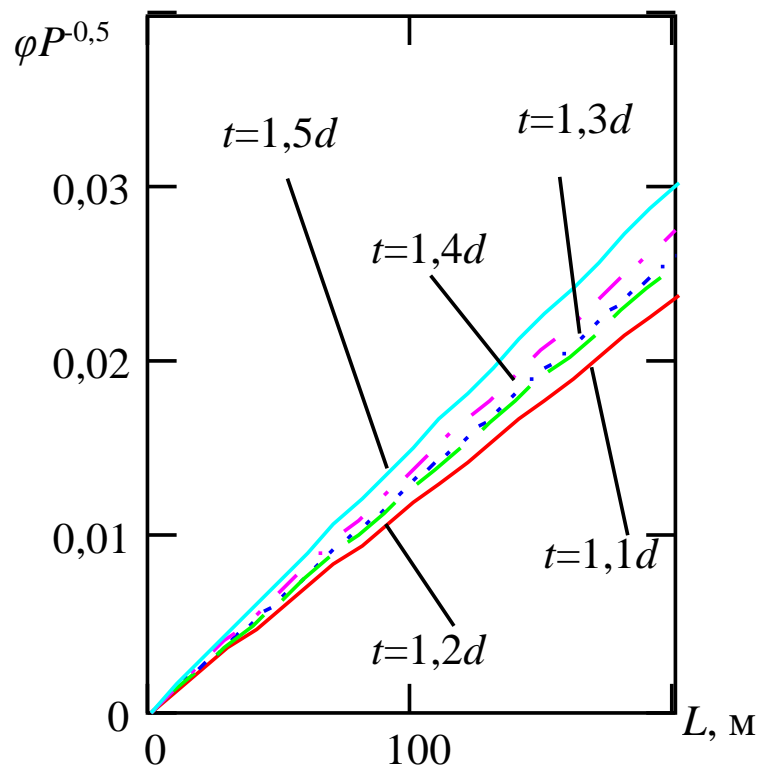


Рисунок 3.5 – Залежність допустимого кута повороту посудини в її напрямних з умови відсутності стиснутих тросів (для каната з шести тросів)

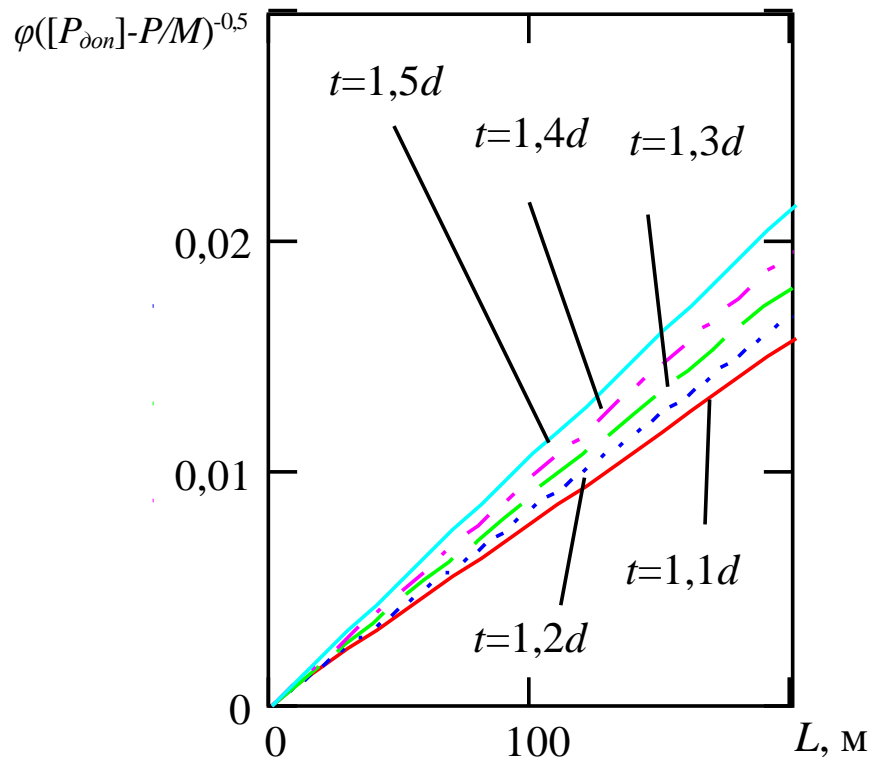


Рисунок 3.6 – Залежність допустимого з умови міцності каната з восьми тросів кута повороту посудини в її напрямних

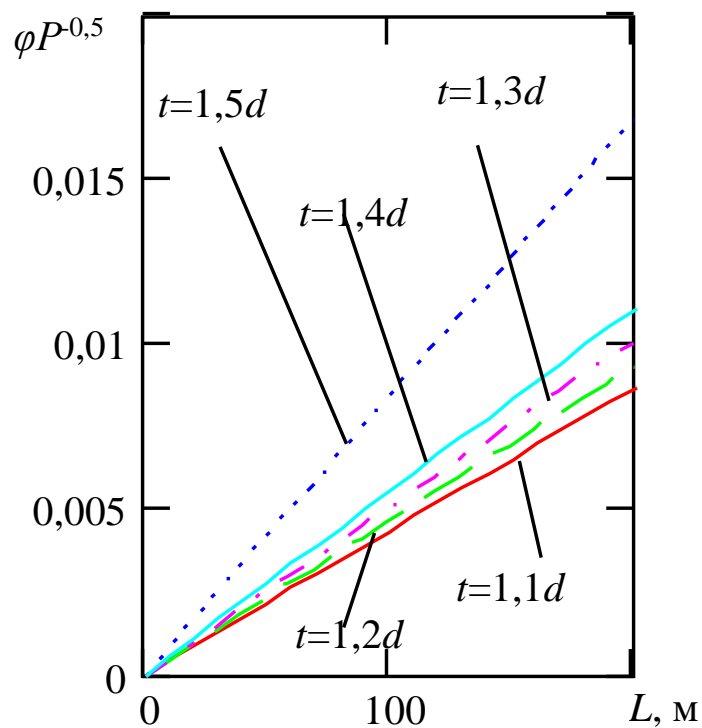


Рисунок 3.7 – Залежність допустимого кута повороту посудини в її напрямних з умови відсутності стиснутих тросів (для каната з восьми тросів)

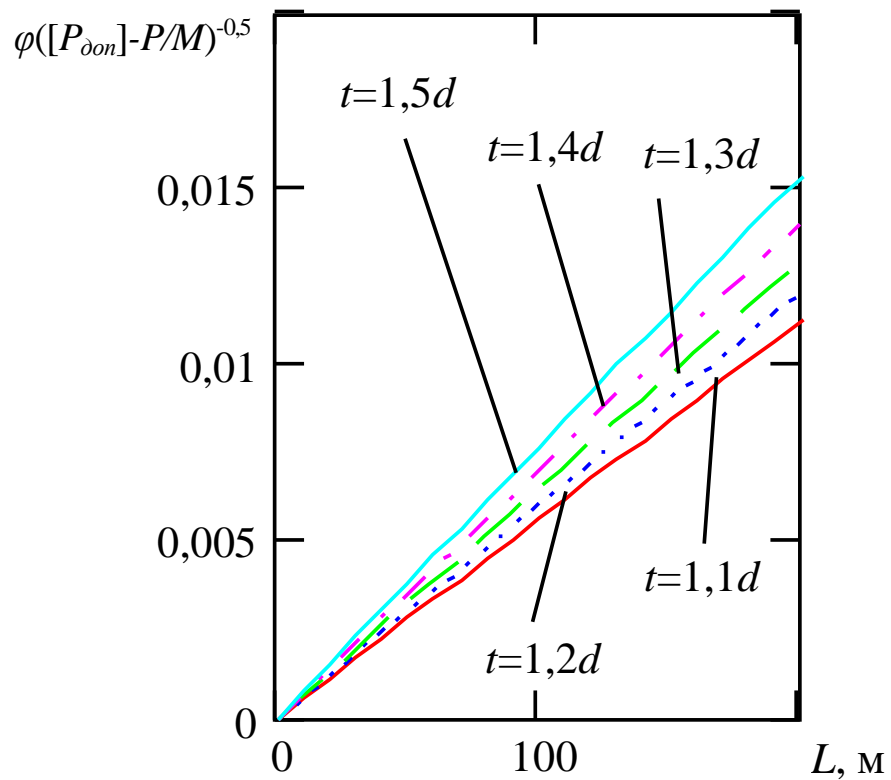


Рисунок 3.8 – Залежність допустимого з умови міцності каната з десяти тросів кута повороту посудини в її напрямних

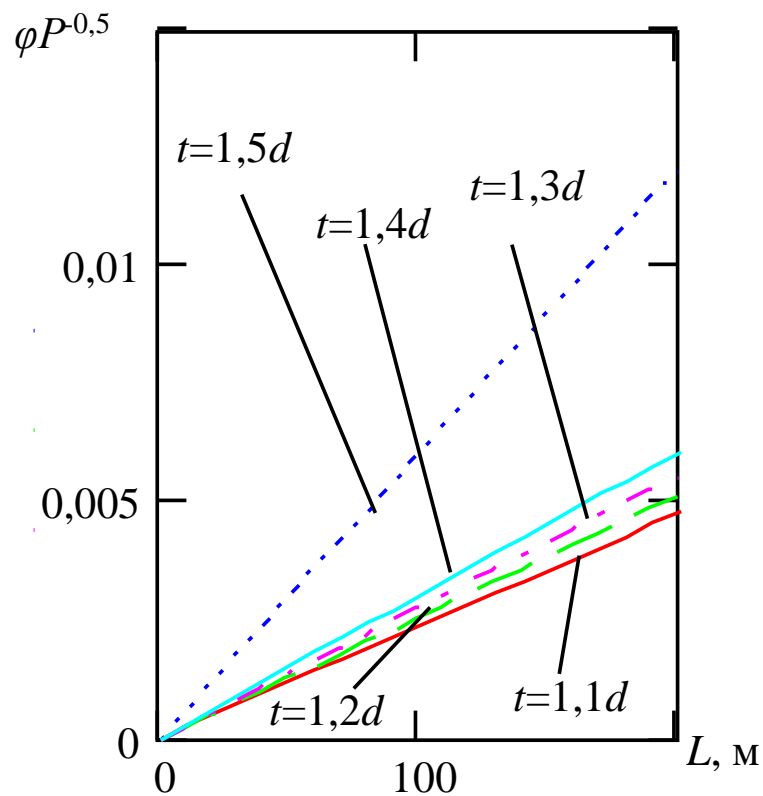


Рисунок 3.9 – Залежність допустимого кута повороту посудини в її напрямних з умови відсутності стиснутих тросів (для каната з десяти тросів)

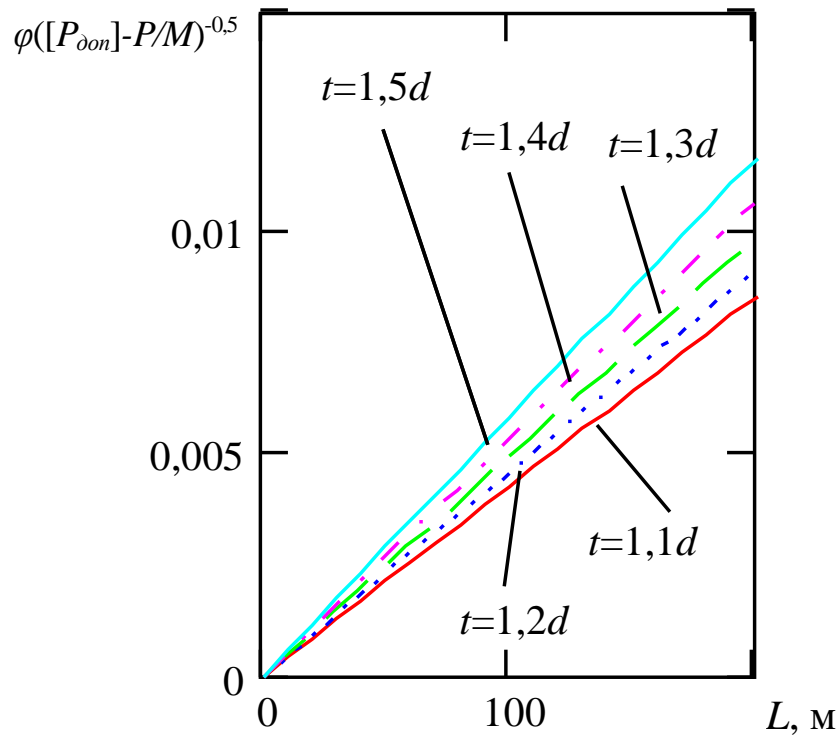


Рисунок 3.10 – Залежність допустимого з умови міцності каната з дванадцяти тросів кута повороту посудини в її напрямних

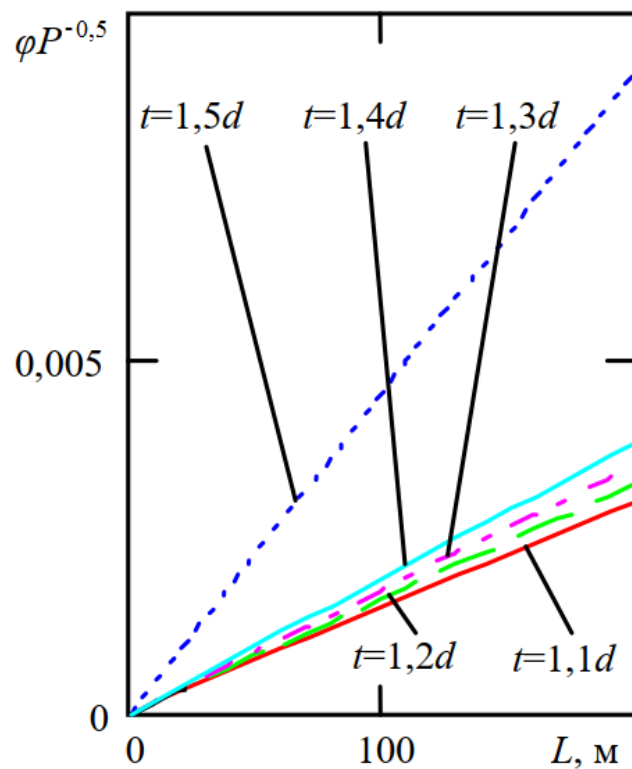


Рисунок 3.11 – Залежність допустимого кута повороту посудини в її напрямних з умови відсутності стиснутих тросів (для каната з дванадцяти тросів)



Побудовані графіки показують, що зростання довжини практично лінійно призводить до зростання допустимих кутів повороту посудини. Разом з тим, збільшення віднесеного допустимого повороту до робочого навантаження каната для випадку упередження виникнення в тросах каната сил стискання, зі зростанням кількості тросів в канаті зменшується, але ці зменшення для каната з меншим кроком укладання тросів менше, ніж для випадку укладення тросів з кроком  $1,5d$ . Для оцінки впливу обох вказаних чинників побудували поверхні, що описують розподіли допустимих кутів повороту посудини за її відстані від барабана у 200 м. Поверхні показані на рисунках 3.12 та 3.13.

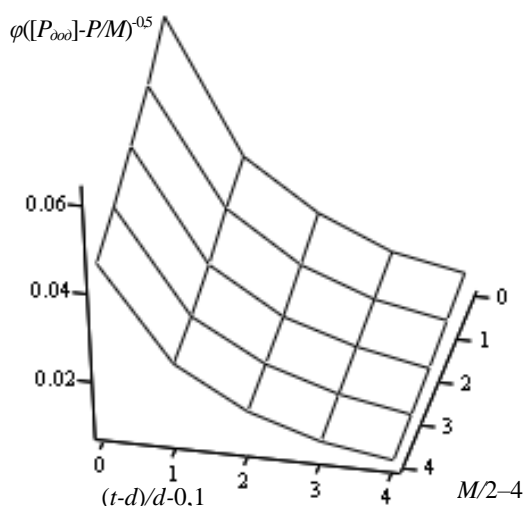


Рисунок 3.12 – Залежність допустимого з умови міцності каната кута повороту за різних значень кроку укладання тросів та кількості тросів в канаті

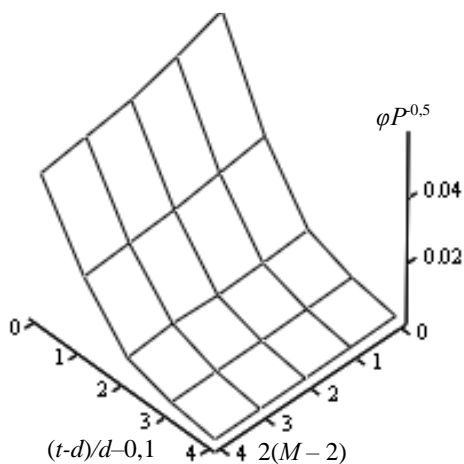


Рисунок 3.13 – Залежність допустимого кута повороту посудини в її напрямних з умови відсутності стиснутих тросів каната за різних значень кроку укладання тросів та кількості тросів в канаті

Наведені графіки (рис. 3.12 та рис. 3.13) показують, що збільшення кількості тросів в канаті та збільшення кроку укладання тросів в ньому веде до зменшення допустимих кутів повороту перерізів приєднання кінців каната до барабана та до посудини.

Отримані в процесі дослідження результати дозволяють зробити висновок, що зменшення довжини відрізка каната поміж барабаном та посудиною веде до зростання сил розтягу найбільш навантажених тросів та величини сили зовнішнього навантаження, потрібної для недопущення втрати стійкої форми середніми найменш навантаженими тросами. Вказані величини залежать і від кута повороту посудини в горизонтальній площині. Відповідно й обмежують його значення.

### 3.1.2 Багатоканатна схема підвішування посудини

Вище розглянуто випадок підвішування посудини на одному канаті. З метою підвищення безпеки використання гумотросових канатів як головних, проектними організаціями [103] внесена пропозиція підвішування посудини на декількох головних гумотросових канатах (рис. 3.14). Канати запропоновано виготовляти однаковими за кількістю тросів, кроком їхнього розташування в канаті та діаметром тросів

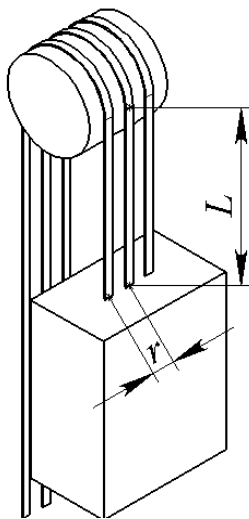


Рисунок 3.14 – Багатоканатна схема підвішування посудини

У випадку підвішування посудини на декількох канатах можна було б, як це зроблено вище, припустити, що усі троси декількох канатів набувають форми гвинтових ліній [78]. Вісь такої лінії мала би проходити через вісь симетрії розташування тросів. Разом з тим, треба підкреслити, що підставою для прийняття гіпотези про набуття тросами форми гвинтових ліній була наявність поміж тросами гумових прошарків незначної ширини. Остання умова визначається зазором поміж тросами. Мала товщина гумового прошарку може призводити до значної зміни відстані поміж осями тросів, навіть під впливом проекції сил розтягу тросів на лінію, що проходить поміж двома суміжними тросами. Як наслідок, прийняття гіпотези про відсутність деформації гуми між тросами за взаємного повороту перерізів гумотросового каната, зумовлює набуття ними форми прямого гелікоїда.

Поміж тросами різних канатів відсутній взаємний зв'язок. Відповідно, деформації тросів одного каната не впливають на деформації тросів суміжного каната. Вказане має бути враховано. Для визначення характеру деформування канатів, розглянемо схему повороту канатів в перерізі їхнього приєднання до посудини (рис. 3.15). На барабані всі троси канатів розташовані в одній площині.

Відповідно до наведеної схеми вісь середнього каната залишається нерухомою. Переріз каната повертається на кут повороту посудини  $\varphi$ . Канат набуває форми гелікоїда. Як і розглянуто вище, перерізи суміжних канатів відхиляються в площині каната по нормалі до неї та повертаються на кут  $\varphi$ .

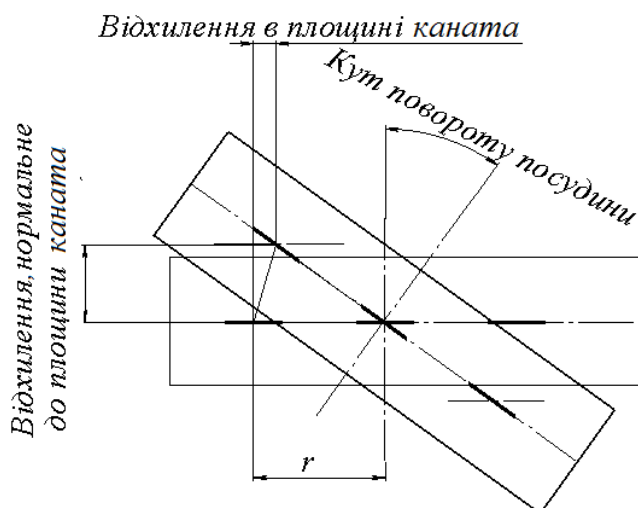


Рисунок 3.15 – Схема переміщень канатів в перерізі їх приєднання до посудини у випадку повороту посудини в горизонтальній площині

Відхилення канатів в їхній площині відбувається симетрично та силового впливу на напрямні не спричиняє. Горизонтальні сили призводять до деякого стискання металокопструкції приєднання канатів до посудини. Величини сил, зумовлених відхиленням перерізів каната в його площині, розглянемо в наступному параграфі.

Відхилення перерізів нецентрального каната в напрямку, нормальному до його площини, не викликає нормальних деформацій осі розташування тросів. Вони залишаються прямолінійними.

Два розглянутих переміщення осі каната призводять до додаткового середнього подовження тросів несереднього каната. Відносне подовження викликало би додаткове зусилля

$$P_{\text{доп}} = E F M \left( \sqrt{1 + \left( \frac{\Omega + \Delta}{L} \right)^2} - 1 \right),$$

де  $\Delta$ ,  $\Omega$  – відповідно, відхилення осі симетрії перерізів нецентрального каната в площині каната та в напрямку, нормальному до неї.

Значення відхилень залежать від кроку розташування канатів та кута повороту посудини

$$\Delta = 2r \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right)^2,$$

$$\Omega = 2r \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right).$$

З урахуванням малих значень кута повороту посудини, значення відхилень осі симетрії перерізів нецентрального каната в площині каната та в напрямку, нормальному до неї, становлять

$$\Delta = r \frac{\varphi^2}{2},$$

$$\Omega = r \varphi \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right).$$

З урахуванням малого у порівнянні з одиницею значення  $\left(\frac{\Omega + \Delta}{L}\right)^2$ ,

запишемо додаткове зусилля

$$P_{\text{дод}} = E F \frac{M}{2} \left( \frac{\Omega + \Delta}{L} \right)^2.$$

Додатковим зусилля можна вважати умовно. У разі підвішування посудини на канатах, сила ваги посудини, канатів врівноважування не змінюється. Відповідно, відносні подовження осей канатів

$$-k_3 + 2 \left( \sqrt{1 + \left( \frac{\Omega + \Delta}{L} \right)^2} - k_3 \right) = 0,$$

де  $k_3$  – відносне зміщення перерізу приєднання канатів до посудини, зумовлене відхиленням крайніх канатів від вертикалі.

Звідки з урахуванням малого у порівнянні з одиницею значення  $\left( \frac{\Omega + \Delta}{L} \right)^2$ ,

маємо

$$k_3 = \frac{1}{3} \frac{\Omega + \Delta}{L}.$$

Відповідно, середнє зусилля натягнення середнього каната становить

$$P_{\text{центр}} = \frac{X}{3M} - E F \frac{\Omega + \Delta}{3L},$$

де  $X$  – максимальне зусилля натягнення канатів підйомної машини.

Середні зусилля натягнення крайнього каната

$$P_{\text{крайн}} = \frac{X}{3M} + \frac{E F}{2} \left( \frac{\Omega + \Delta}{L} \right)^2.$$

З наведеного можна зробити висновок, що у разі підвішування посудини на трьох канатах найбільш навантаженими є троси крайніх канатів. Отримаємо значення максимальних сил розтягу, врахувавши вираз (3.9).

$$P_{\max} = EF \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left( \sqrt{\left( \frac{\left(k - \frac{M}{2}\right) t \varphi}{L} \right)^2 + 1} - 1 \right) \cos(\mu_m(k-0,5)) \cos(\mu_m(M-0,5)) + \frac{X}{3M} + \frac{EF}{2} \left( \frac{\Omega + \Delta}{L} \right)^2.$$

В інженерних розрахунках можна використовувати залежність

$$P_{\max} = \frac{EF}{2} \left( \frac{t \varphi}{L} \right)^2 \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left( k - \frac{M}{2} \right)^2 \cos(\mu_m(k-0,5)) \cos(\mu_m(M-0,5)) + \frac{X}{3M} + \frac{EF}{2} \left( \frac{\Omega + \Delta}{L} \right)^2.$$

З урахуванням значень відхилень внутрішні сили розтягнення найбільш навантажених тросів

$$P_{\max} = \frac{EF}{2} \left( \frac{t \varphi}{L} \right)^2 \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left( k - \frac{M}{2} \right)^2 \cos(\mu_m(k-0,5)) \cos(\mu_m(M-0,5)) + \frac{X}{3M} + \frac{EF}{2} \left( \frac{r}{L} \right)^2 \left( \varphi \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) + \frac{\varphi^2}{2} \right)^2.$$

Зменшення навантаження на середній канат, відповідно впливає і на значення допустимого з умови упередження виникнення напружень стискання тросів, кута повороту посудини в напрямних.

$$\frac{\varphi}{\sqrt{\frac{X}{3M} - EF \frac{\Omega + \Delta}{3L}}} \leq \frac{L}{t \sqrt{\frac{MEF}{2} \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left( k - \frac{M}{2} \right)^2 \cos(\mu_m(k-0,5)) \cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right)}}.$$

Отримані залежності показують, що зростання кроку розташування канатів, у разі багатоканатного підвішування посудини, призводить до зростання внутрішніх сил розтягнення найбільш навантажених тросів канатів підвішування. Зростання пропорційне квадрату кроку розташування канатів підвішування для трьохтросового підвішування та пропорційно квадрату відстані осі симетрії тросів крайніх канатів від осі симетрії розташування тросів в усіх канатах системи

підвішування посудини. Зростання внутрішніх зусиль розтягнення найбільш навантажених тросів канатів підвішування обернено пропорційне квадрату відстані від осі барабана підйомної машини до перерізу підвішування посудини у разі повороту останньої в горизонтальній площині, зумовлене як відхиленням напрямних від проектного розташування, так і внаслідок коливань, пов'язаних з обертанням посудини в горизонтальній площині.

Відстань від барабану підйомної машини до перерізу приєднання посудини до канатів перевищує декілька десятків метрів. Таким чином, незначні зміщення осьових ліній крайніх тросів можна вважати такими, що не впливають на прямолінійну форму ліній симетрії некрайніх тросів. Відповідно, поворот перерізу приєднання каната до посудини можна вважати таким, що призводить до набуття канатом форми прямого гелікоїда, а тросів – гвинтових ліній. Оскільки канати пропонується використовувати однакової конструкції, то і додаткові зусилля розтягу тросів, від набуття ними форми гвинтових, мають визначатися за вищенаведеними залежностями.

### **3.2 Вплив деформування тросів каната в його площині, зумовлений відхиленням посудини від осі підйому**

Криволінійність напрямних посудини викликає її відхилення від осі підйому.

#### **3.2.1 Умови взаємодії тросів в канаті**

Переміщення прокладок в стрічці, як багат шаровій конструкції, визначимо, скориставшись залежностями [80]

$$A \frac{d^2 u_i}{dx^2} + B \left[ u_{i-1} - 2u_i + u_{i+1} + C_0 \left( \frac{dw_{i+1}}{dx} - \frac{dw_{i-1}}{dx} \right) \right] = 0,$$

$$D \frac{d^4 w_i}{dx^4} - C(w_{i-1} - 2w_i + w_{i+1}) - BC_0 \times$$

$$\times \left[ \frac{du_{i+1}}{dx} - \frac{du_{i-1}}{dx} + C_0 \left( \frac{d^2 w_{i+1}}{dx^2} + 2 \frac{d^2 w_i}{dx^2} + \frac{d^2 w_{i-1}}{dx^2} \right) \right] = 0,$$

$$i = 2, 3 \dots N - 1.$$

$$A \frac{d^2 u_1}{dx^2} + B \left[ -u_1 + u_2 + C_0 \left( \frac{dw_2}{dx} + \frac{dw_1}{dx} \right) \right] = 0,$$

$$D \frac{d^4 w_1}{dx^4} - C(-w_1 + w_2) - BC_0 \left[ \frac{du_2}{dx} - \frac{du_1}{dx} + C_0 \left( \frac{d^2 w_1}{dx^2} + \frac{d^2 w_2}{dx^2} \right) \right] = 0, \quad (3.11)$$

$$A \frac{d^2 u_N}{dx^2} + B \left[ u_{N-1} - u_N - C_0 \left( \frac{dw_N}{dx} + \frac{dw_{N-1}}{dx} \right) \right] = 0,$$

$$D \frac{d^4 w_N}{dx^4} - C(w_{N-1} - w_N) - BC_0 \left[ \frac{du_N}{dx} - \frac{du_{N-1}}{dx} + C_0 \left( \frac{d^2 w_N}{dx^2} + \frac{d^2 w_{N-1}}{dx^2} \right) \right] = 0,$$

де  $A = E \cdot h$ ;  $E$  – модуль пружності прокладки на розтяг;  $h, t$  – відповідно, товщина тканинної прокладки та гумового шару поміж тканинними прокладками;  $N$  – кількість прокладок в стрічці;  $B = \frac{G}{t}$ ;  $C_0 = \frac{h+t}{2}$ ;  $D = \frac{Eh^3}{12}$ ;  $C = \frac{E_p}{t}$ ;  $G$  – модуль пружності гуми на зсув;  $u, w$  – переміщення серединних поверхонь прокладок уздовж та в напрямку, нормальному до перерізу стрічки, але в її площині.

Гумотросовий канат також має регулярну структуру. В ньому троси регулярно (з постійним кроком) розташовані в одній площині. Це дозволяє, з урахуванням особливостей та механічних характеристик гумотросового каната, використовувати залежності, отримані для шаруватих конструкцій та використовувати їх для визначення напружено-деформованого стану плоских гумотросових стрічок, включно і канатів.

Виконані раніше дослідження [83, 87, 110, 111] показали, що локальні збурення призводять до перерозподілу сил та деформацій в тросах гумотросового каната на довжині в декілька метрів. Довжина каната гірничої підйомної машини сягає більш ніж декілька сотень метрів. Відповідно, локальні зміни деформованого стану несуттєво впливають на напружено-деформований стан



каната підйомної машини. Окрім вказаного, радіуси згину тросів в площині каната значно перевищують відстані між тросами – товщини гумових прошарків. Така властивість каната дозволяє вважати, що радіуси згину тросів несуттєво відрізняються між собою.

З урахуванням вказаного, не будемо враховувати локальні згини тросів, врахуємо лише глобальні – згини усіх тросів. Такі згини практично однакові та рівні середнім. Це дозволяє наведені вище рівняння записати в наступній формі та визначати невідомі переміщення

$$\begin{aligned} A \frac{d^2 u_i}{dx^2} + B [u_{i-1} - 2u_i + u_{i+1}] &= 0, \\ A \frac{d^2 u_1}{dx^2} + B \left[ u_2 - u_1 + 2C_0 \frac{dw}{dx} \right] &= 0, \\ A \frac{d^2 u_M}{dx^2} + B \left[ u_{M-1} - u_M - 2C_0 \frac{dw}{dx} \right] &= 0. \end{aligned} \quad (3.12)$$

$$\begin{aligned} D \frac{d^4 w}{dx^4} - BC_0 \left[ \frac{du_{i+1}}{dx} - \frac{du_{i-1}}{dx} + 4C_0 \frac{d^2 w}{dx^2} \right] &= 0, \\ D \frac{d^4 w}{dx^4} - BC_0 \left[ \frac{du_2}{dx} - \frac{du_1}{dx} + 2C_0 \frac{d^2 w}{dx^2} \right] &= 0, \\ D \frac{d^4 w}{dx^4} - BC_0 \left[ \frac{du_M}{dx} - \frac{du_{M-1}}{dx} + 2C_0 \frac{d^2 w}{dx^2} \right] &= 0. \end{aligned} \quad (3.13)$$

З урахуванням відмінності конструкції гумотросового каната, коефіцієнти в залежностях (3.12) та (3.13) мають наступні значення

$$A = E F ; B = \frac{G}{t} b ; C_0 = \frac{d+t}{2} ; D = E I,$$

де  $b$  – товщина каната,  $d$  – діаметр троса;  $I$  – приведений момент інерції перерізу троса.

В роботах [53, 66] було показано, що за зростання сили натягнення жорсткість троса наближається до жорсткості суцільного стрижня. Тому

$$\text{прийmemo } I = \left( \frac{\pi d^4}{32} \right).$$

В гумотросовому канаті троси працюють на розтяг, відстань поміж тросами незначна. Останнє зумовлено тим, що зменшення кроку укладання тросів веде до зменшення ваги каната. Крок укладання тросів практично обирається з умови технологічності виготовлення каната. Врахувавши наведене, будемо вважати деформації тросів в площині каната однаковими. Складемо вирази деформацій тросів в площині каната

$$\sum_{i=1}^{M-1} D \frac{d^4 w}{dx^4} - BC_0 \left[ \frac{du_{i+1}}{dx} - \frac{du_{i-1}}{dx} + C_0 \frac{d^2 w}{dx^2} \right] = 0. \quad (3.14)$$

В результаті складання маємо

$$(M-1)D \frac{d^4 w}{dx^4} - BC_0 \left[ \frac{du_M}{dx} - \frac{du_1}{dx} + C_0 \frac{d^2 w}{dx^2} \right] = 0.$$

Прийmemo, що канат має  $M$  тросів. Також з урахуванням врівноваження крутних моментів, що виникають в тросах за їхнього розтягу,  $M$  – парне число. Загальне розв’язання рівняння будемо шукати у формі, що відповідає умові відсутності зовнішніх навантажень на троси каната

$$\begin{aligned} u_i &= U_m e^{\beta_m x} \cos(\mu_m i) + c_1 \frac{x}{EF} + c_2, \\ w &= W_m e^{\beta_m x}, \end{aligned} \quad (3.15)$$

де  $\beta_m$  – невідомий характеристичний показник;  $c_1, c_2$  – невідомі сталі величини;  $U_m, W_m$  – коефіцієнти пропорційності.

Особливість деформування крайніх тросів (3.12) вимагає антисиметричного розподілу деформацій по ширині каната та деформацій крайніх (першого та  $M$ -го тросів), відмінних від деформацій суміжних – нульового та  $M$ -го тросів. З урахуванням наведеного, прийmemo наступне значення невідомої сталої

$$\mu_m = \frac{\pi(2m-1)}{M+1}.$$

Підставивши прийняте рішення в (3.14) та в (3.12) для  $M$ -го троса, маємо  $m$  систем рівнянь

$$\begin{aligned}
& W_m \left[ \frac{2D(M-1)}{G \frac{b}{t}(d+t)} e^{\beta_m x} (\beta_m)^4 - \frac{d+t}{2} e^{\beta_m x} \beta_m^2 \right] - \\
& - U_m \left[ e^{\beta_m x} \left( \cos\left(\frac{\pi}{M+1} M\right) - \cos\left(\frac{\pi}{M+1}\right) \right) \right] \beta_m = 0, \\
& U_m \left[ EF e^{\beta_m x} (\beta_m)^2 \cos\left(\frac{\pi}{M+1} M\right) + \left( \cos\left(\frac{\pi(M-1)}{M+1}\right) - \right. \right. \\
& \left. \left. - \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}\right) \right) G \frac{b}{t} e^{\beta_m x} \right] - \\
& - W_m \left( \frac{b+t}{2} G \frac{b}{t} e^{\beta_m x} \beta_m \right) = 0.
\end{aligned} \tag{3.16}$$

Скоротимо рівняння систем (3.16) на  $e^{\beta_m x}$ . Запишемо їх у матричній формі

$$\zeta_m^{-1} b_m = 0,$$

де

$$\zeta_m = \begin{pmatrix} \zeta_{m11} & \zeta_{m12} \\ \zeta_{m21} & \zeta_{m22} \end{pmatrix},$$

$$b = \begin{pmatrix} W_m \\ U_m \end{pmatrix},$$

$$\zeta_{m11} = \frac{2D(M-1)t}{Gb(d+t)} \beta_m^4 - \frac{d+t}{2} \beta_m^2,$$

$$\zeta_{m12} = - \left( \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}\right) - \cos\left(\frac{\pi}{M+1}\right) \right) \beta_m,$$

$$\zeta_{m21} = - \frac{b+t}{2} G \frac{b}{t} \beta_m,$$

$$\zeta_{m22} = EF e^{\beta_m x} (\beta_m)^2 \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}\right) + \left( \cos\left(\frac{\pi(M-1)}{M+1}\right) - \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}\right) \right) G \frac{b}{t}.$$

Однорідна система лінійних рівнянь має нетривіальний розв'язок лише за умови, що її визначник дорівнює нулю. Прирівняємо його нулю.

$$\begin{aligned} & \left[ \frac{2D(M-1)}{G \frac{b}{t}(d+t)} (\beta_m)^4 - \frac{d+t}{2} \beta_m^2 \right] \times \\ & \times \left[ EF(\beta_m)^2 \cos\left(\frac{\pi}{M+1}M\right) + \left( \cos\left(\frac{\pi(M-1)}{M+1}\right) - \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}\right) \right) G \frac{b}{t} \right] - \\ & - \left[ \left( \cos\left(\frac{\pi}{M+1}M\right) - \cos\left(\frac{\pi}{M+1}\right) \right) \right] \beta_m \left( \frac{b+t}{2} G \frac{b}{t} \beta_m \right) = 0. \end{aligned}$$

Визначимо невідомий характеристичний показники  $\beta_m$

$$\beta_m = \pm \sqrt{-\frac{b_m}{2 a_m} \pm \sqrt{\left(\frac{b_m}{2 a_m}\right)^2 - \frac{c_m}{a_m}}}, \quad (3.17)$$

$$a_m = -M E F D t^2 \cos(\mu_m),$$

де  $b_m = G b t M \left[ \left( E F (d+t)^2 + D \right) \cos(\mu_m M) - D(\mu_m(M-1)) \right],$

$$c_m = G^2 (d+t)^2 b^2 \left[ M \cos(\mu_m(M-1)) - (M-1) \cos(\mu_m M) - \cos(\mu_m) \right].$$

Серед отриманих коренів для кожного значення  $m$  існує по дві пари коренів. По два дійсних та по два – уявних. Попарно, за абсолютними значеннями, вони збігаються. Позначимо їх, як  $\beta_{1m}$  та  $\beta_{2m}$ . Проте дійсні корені можуть мати місце за будь-якої комбінації знаків віднімання та додавання.

В системі (3.16), за кожного з визначених характеристичних показників, обидва рівняння будуть лінійно залежними між собою. Прийmemo  $U = 1$  для випадку з дійсними коренями. Підставимо значення найдених характеристичних показників в будь-яке рівняння системи. Для дійсного і уявного значення характеристичного показника знайдемо по два коефіцієнти пропорційності. Їхні значення

$$W_{1m} = \left[ \frac{E F t \beta_{1m}}{G b (t+d)} - \frac{1}{(t+d) \beta_{1m}} \right] \cos(\mu_m M) + \frac{\cos(\mu_m(M-1))}{(t+d) \beta_{1m}},$$

$$W_{2m} = \left[ \frac{E F t \beta_{2m}}{G b (t+d)} - \frac{1}{(t+d) \beta_{2m}} \right] \cos(\mu_m M) + \frac{\cos(\mu_m(M-1))}{(t+d) \beta_{2m}}.$$

Отримані характеристичні показники, коефіцієнти пропорційності, дозволяють побудувати рішення в наступній формі

$$u_i = \sum_{m=1}^M \left[ \begin{aligned} & A_{1m} e^{\beta_{1m} x} + B_{1m} e^{-\beta_{1m} x} + A_{2m} \cos(\beta_{1m} x) + B_{2m} \sin(\beta_{1m} x) + \\ & + A_{3m} e^{\beta_{2m} x} + B_{3m} e^{-\beta_{2m} x} + A_{4m} \cos(\beta_{2m} x) + B_{4m} \sin(\beta_{2m} x) \end{aligned} \right] \times \\ \times \cos(\mu_m i) + c_1 x + c_2, \\ w_i = \sum_{m=1}^M \left[ \begin{aligned} & \left( A_{1m} e^{\beta_{1m} x} + B_{1m} e^{-\beta_{1m} x} + A_{2m} \cos(\beta_{1m} x) + B_{2m} \sin(\beta_{1m} x) \right) W_{1m} + \\ & + \left( A_{3m} e^{\beta_{2m} x} + B_{3m} e^{-\beta_{2m} x} + A_{4m} \cos(\beta_{2m} x) + B_{4m} \sin(\beta_{2m} x) \right) W_{2m} \end{aligned} \right] + \\ + c_3 x + c_4,$$

де  $A_1, B_1, A_2, B_2, c_3, c_4$  – невідомі сталі диференціювання.

Отримані залежності, в межах прийнятих припущень, дозволяють визначити напружено-деформований стан гумотросового каната, зумовленого його деформуванням (навантаженням) в площині каната. Тобто без урахування його навантаження зовнішнім, паралельним осі каната навантаженням. Разом з тим, деформування розтягнутого поздовжньою силою каната силовими або кінематичними факторами, що діють на його кінці, не може відбуватися за гармонійними функціями. Таке деформування можливо лише у разі навантаження каната поздовжніми силами стискання. З урахуванням останнього, рішення приймемо у формах

$$u_i = \sum_{m=1}^M \left[ \begin{aligned} & \left( A_{1m} e^{\beta_{1m} x} + B_{1m} e^{-\beta_{1m} x} \right) U_{1m} + \left( A_{2m} e^{\beta_{2m} x} + B_{2m} e^{-\beta_{2m} x} \right) U_{2m} \end{aligned} \right] \times \\ \times \cos(\mu_m i) + c_1 x + c_2, \quad (3.18)$$

$$(1 \leq i \leq M);$$

$$w_i = \sum_{m=1}^M \left[ \begin{aligned} & \left( A_{1m} e^{\beta_{1m} x} + B_{1m} e^{-\beta_{1m} x} \right) W_{1m} + \left( A_{2m} e^{\beta_{2m} x} + B_{2m} e^{-\beta_{2m} x} \right) W_{2m} \end{aligned} \right] + c_3 x + c_4. \quad (3.19)$$

### 3.2.2 Одноканатна схема підвішування посудини

Дослідження напружено-деформованого стану каната за його осьового навантаження здійснено в роботах [53, 66, 68]. Разом з тим, задачі визначення НДС за подовжнього навантаження та за навантаження силами, нормальними до тросів в площині каната, лінійні. Для них є прийнятним метод суперпозиції. Відповідно, повний напружено-деформований стан може бути отриманий, як сума двох станів [76, 77].

#### 3.2.2.1 Дослідження навантажень в тягових елементах підйомної машини за горизонтального зміщення посудини

Початок осі координат, спрямованої вздовж каната ( $x$ ), розташуємо в перерізі набігання каната на барабан. Відстань від бічної твірної барабана підйомної машини позначимо, як  $L$ . Визначимо напружено-деформований стан підйомного каната зі зміщеною в його площині посудиною (рис. 3.16).

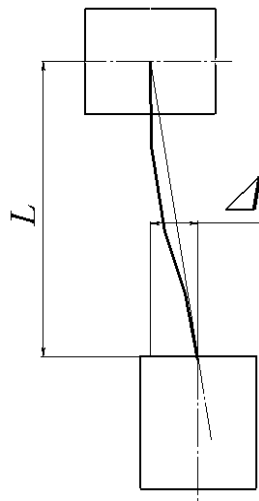


Рисунок 3.16 – Схема відхилення посудини шахтної підйомної машини

Відповідно до прийнятої схеми в перерізі набігання каната на барабан та в перерізі його приєднання до посудини, для умовно ненавантаженого силами розтягу каната, переміщення тросів вздовж осі каната відсутні (переріз каната, нормальний до його осі, не деформується)

$$x = 0, x = L \Rightarrow u_i = 0. \quad (3.20)$$

В тих самих перерізах відносні поздовжні деформації тросів, внаслідок відхилення посудини на величину  $\Delta$ , розподіляються за лінійним законом. Також, кути нахилу за абсолютними значеннями збігаються, але мають протилежні знаки. Троси каната приєднані до барабана та посудини. Їхні перерізи в процесі деформування залишаються прямолінійними. Внаслідок повороту перерізів проекція відстані між кінцями тросів зменшується відносно величини  $\Delta$ . Оскільки величина проекції каната на горизонтальну площину невідома, то і невідомим є кут нахилу відносних подовжень тросів в канаті. Тангенс цього кута позначимо як невідому –  $U$ . Запишемо граничні умови наступним чином

$$\frac{du_i}{dx} = \begin{cases} U i & (x = 0) \\ -U i & (x = L) \end{cases}. \quad (3.21)$$

Переміщення в площині каната становлять

$$w = \begin{cases} 0 & (x = 0) \\ \Delta & (x = L) \end{cases}. \quad (3.22)$$

З використанням приведених граничних умов маємо залежності для визначення невідомих сталих  $c_1 = c_2 = c_4 = 0$ , та систему лінійних алгебраїчних рівнянь порядку  $4M$ .

$$\sum_{m=1}^M A_{1m} + B_{1m} + A_{2m} + B_{2m} = 0,$$

$$\sum_{m=1}^M A_{1m} e^{\beta_{1m}L} + B_{1m} e^{-\beta_{1m}L} + A_{2m} e^{\beta_{2m}L} + B_{2m} e^{-\beta_{2m}L} = 0, \quad (3.23)$$

$$\sum_{m=1}^M (A_{1m} - B_{1m}) \beta_{1m} + (A_{2m} - B_{2m}) \beta_{2m} \cos(\mu_m i) = U i,$$

$$\sum_{m=1}^M (A_{1m} e^{\beta_{1m}L} - B_{1m} e^{-\beta_{1m}L}) \beta_{1m} + (A_{2m} e^{\beta_{2m}L} - B_{2m} e^{-\beta_{2m}L}) \beta_{2m} \cos(\mu_m i) = -U i.$$

Множник  $i$  задамо рядом

$$i = \sum_{m=1}^M q_m \cos(\mu_m i),$$

$$\text{де } q_m = \sum_{j=1}^M j \cos(\mu_m j).$$

Для розв'язання системи (3.23) за невідомої величини  $U$ , поділимо невідомі сталі на неї. Також врахуємо те, що прийнята форма номера троса –  $i$  дозволяє систему рівнянь (3.23) порядку  $4M$  замінити  $M$  системами рівнянь четвертого порядку. В результаті маємо

$$\begin{aligned} \frac{A_{1m}}{U} + \frac{B_{1m}}{U} + \frac{A_{2m}}{U} + \frac{B_{2m}}{U} &= 0, \\ \frac{A_{1m}}{U} e^{\beta_{1m}L} + \frac{B_{1m}}{U} e^{-\beta_{1m}L} + \frac{A_{2m}}{U} e^{\beta_{2m}L} + \frac{B_{2m}}{U} e^{-\beta_{2m}L} &= 0, \\ \left( \frac{A_{1m}}{U} - \frac{B_{1m}}{U} \right) \beta_{1m} + \left( \frac{A_{2m}}{U} - \frac{B_{2m}}{U} \right) \beta_{2m} &= q_m, \\ \left( \frac{A_{1m}}{U} e^{\beta_{1m}L} - \frac{B_{1m}}{U} e^{-\beta_{1m}L} \right) \beta_{1m} + \left( \frac{A_{2m}}{U} e^{\beta_{2m}L} - \frac{B_{2m}}{U} e^{-\beta_{2m}L} \right) \beta_{2m} &= -q_m. \end{aligned}$$

Розв'язання системи (3.23) призводить до наступних залежностей

$$\begin{aligned} \frac{B_{2m}}{U} &= -q_m \frac{\zeta_{1m} + \zeta_{1m}}{\zeta_{1m}\zeta_{2m}\zeta_{3m}}, \\ \frac{A_{2m}}{U} &= \frac{q_m}{2\beta_{1m} \left[ \frac{\beta_{2m}}{2\beta_{1m}} - \frac{1}{2} + \frac{e^{(\beta_{2m}-\beta_{1m})L} - 1}{e^{-2\beta_{1m}L} - 1} \right]} - \\ &\quad - \frac{B_{2m}}{U} \frac{\frac{-\beta_{2m}}{2\beta_{1m}} - \frac{1}{2} + \frac{e^{-(\beta_{2m}+\beta_{1m})L} - 1}{e^{-2\beta_{1m}L} - 1}}{\frac{-\beta_{2m}}{2\beta_{1m}} - \frac{1}{2} + \frac{e^{(\beta_{2m}-\beta_{1m})L} - 1}{e^{-2\beta_{1m}L} - 1}}, \\ \frac{B_{1m}}{U} &= -\frac{B_{2m}}{U} \frac{e^{-(\beta_{2m}+\beta_{1m})L} - 1}{e^{-2\beta_{1m}L} - 1} - \frac{A_{2m}}{U} \frac{e^{(\beta_{2m}-\beta_{1m})L} - 1}{e^{-2\beta_{1m}L} - 1}, \\ \frac{A_{1m}}{U} &= -\frac{B_{2m}}{U} - \frac{A_{2m}}{U} - \frac{B_{1m}}{U}, \end{aligned}$$



де

$$\zeta_{1m} = e^{\beta_{1m}L} \beta_{1m} \left[ e^{(\beta_{2m}-\beta_{1m})L} \left( \frac{\beta_{2m}}{\beta_{1m}} - 1 \right) \right];$$

$$\zeta_{2m} = 2\beta_{1m} \left[ \frac{\beta_{2m}}{\beta_{1m}} - \frac{1}{2} + \frac{e^{(\beta_{2m}-\beta_{1m})L} - 1}{e^{-2\beta_{1m}L} - 1} \right];$$

$$\zeta_{3m} = \frac{\beta_{2m} + 1}{\beta_{1m}} - \frac{(\beta_{2m} + \beta_{1m})(e^{-2\beta_{1m}L} - 1) - 2\beta_{1m}e^{-(\beta_{2m} + \beta_{1m})L}}{\beta_{2m} + \beta_{1m} + (\beta_{1m} - \beta_{2m})e^{-2\beta_{1m}L} - 2\beta_{1m}e^{(\beta_{2m} - \beta_{1m})L}}.$$

Невідому величину  $U$  знайдемо з умови (3.22)

$$U = \frac{\Delta}{\sum_{m=1}^M \left[ \left( \frac{A_{1m}}{U} e^{\beta_{1m}L} + \frac{B_{1m}}{U} e^{-\beta_{1m}L} \right) W_{1m} + \left( \frac{A_{2m}}{U} e^{\beta_{2m}L} + \frac{B_{2m}}{U} e^{-\beta_{2m}L} \right) W_{2m} \right]}.$$

Встановлене значення величини  $U$  дозволяє знайти невідомі сталі в залежностях (3.18) та (3.19) та їхні похідні.

Отримані аналітичні вирази дозволяють знайти зусилля, що виникають в тросах, переміщення каната, кути повороту, кривизну його викривленої осі, відповідно момент згину, що діє з боку посудини на канат та горизонтальне зусилля, що виникає в системі «канат – посудина – армування» стовбура, що має відхилення від проектного. Вказані чинники впливають і на силову взаємодію посудини та напрямних, вздовж яких вона рухається.

Результати визначення деформацій, зусиль розтягу тросів у гумотросовому канаті типу ГТК-3150 з шести тросів, довжиною 5 м за зміщення посудини в горизонтальній площині на 10 мм, наведено на рисунках 3.17 та 3.18. На них показана залежність переміщень  $u$  та сил їхнього розтягу  $P$  для тросів з номерами  $i$  вздовж осі каната  $x$ .

Наведені рисунки демонструють вплив зміщення посудини відносно проектної осі підйому на нерівномірність деформацій та внутрішніх сил розтягу тросів. Переміщення та зусилля вздовж каната змінюються локально. Зміни переміщень відбуваються симетрично, як за довжиною, так і за шириною каната. Сили змінюються протисиметрично відносно середини каната, як за його

довжиною, так і за його шириною. Вказані чинники супроводжуються деформуванням каната в його площині. На рисунках 3.19 та 3.20 показані характери поздовжніх та похідних нормальних переміщень.

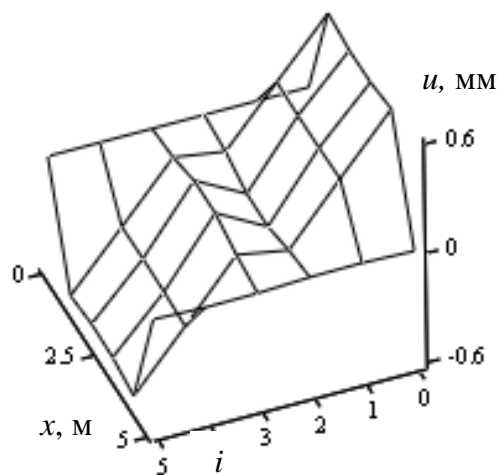


Рисунок 3.17 – Залежність переміщень  $u$  перерізів тросів з номерами  $i$  вздовж осі каната  $x$

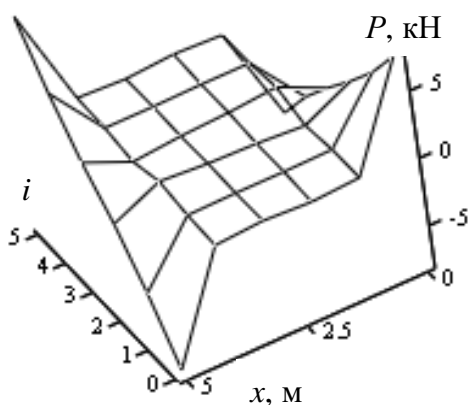


Рисунок 3.18 – Залежність внутрішніх сил  $P$  розтягу тросів з номерами  $i$  вздовж осі каната  $x$

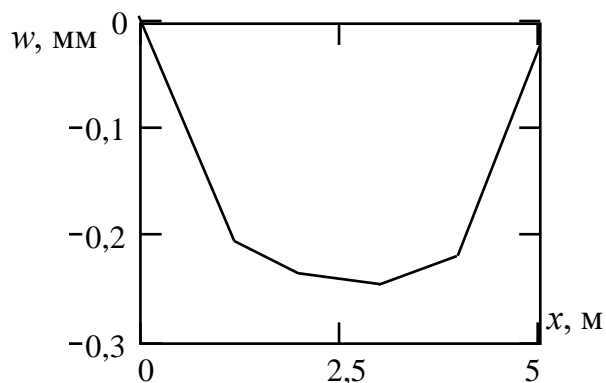


Рисунок 3.19 – Залежність горизонтальних переміщень тросів по довжині каната  $x$

Відповідно до рисунку 3.19, максимальне зміщення осі каната відносно осі підйому, зумовлене зміщенням посудини, реалізується по середині канату. Повороти кінців каната протисиметричні відносно його середини.

На рисунках 3.21 та 3.22 наведено залежності моментів згину та горизонтальних (перерізуючих канат) зусиль.

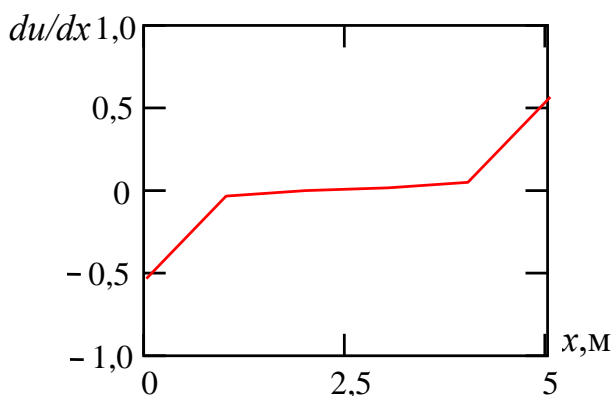


Рисунок 3.20 – Залежність тангенса кута нахилу осі каната

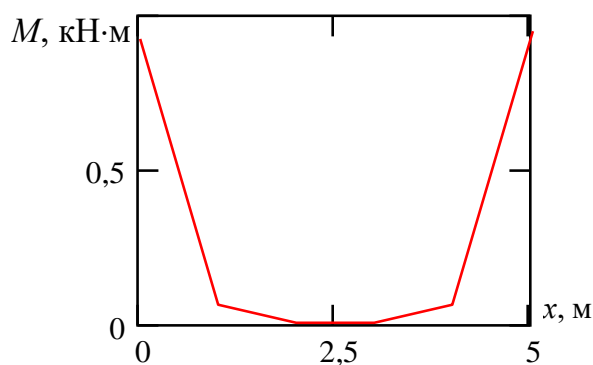


Рисунок 3.21 – Моменти згину каната вздовж його осі x

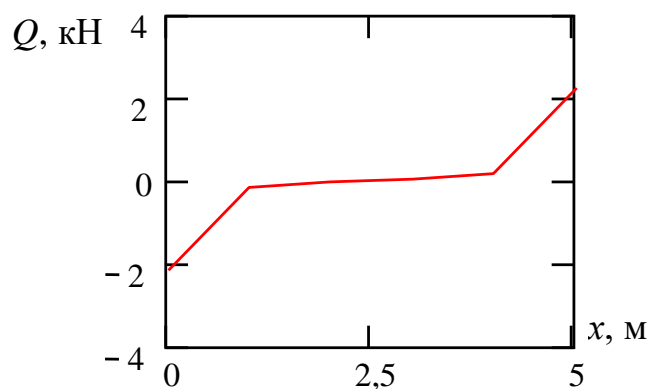


Рисунок 3.22 – Розподіл зусиль, що перерізають канат

Як і в попередніх випадках, моменти та горизонтальні сили розподілені симетрично та протисиметрично, відповідно.

Наведені рисунки відтворюють механізм деформування гумотросового каната та відповідають загальному уявленню стосовно цього механізму. Отримані математичні вирази дозволяють визначати залежність напружено-деформованого стану головного гумотросового каната підйомної машини у разі відхилення посудини від вертикальної осі підйому, зумовленого відхиленнями арматури стовбура від його розташування, передбаченого проектом.

Побудовані графічні залежності (рис. 3.17, рис. 3.18) показують, що осьові деформації та внутрішні зусилля розтягу тросів діють локально – на обмеженій довжині. Ця довжина залежить від значень характеристичних показників (3.17). В свою чергу останні залежать від співвідношень  $\frac{b_m}{a_m}$  та  $\frac{c_m}{a_m}$ .

Аналіз показує, що значення наведених співвідношень зростають зі зростанням модуля пружності гуми на зсув та товщини каната. Останнє відношення зменшується пропорційно добутку жорсткостей тросів на розтяг та згин. Відповідно загалом, зростання модуля пружності гуми на зсув та товщини каната призводять до зростання характеристичного показника. Зростання жорсткості окремо взятих тросів на розтяг та згин призводить до зменшення значення характеристичного показника.

Довжина каната (відстань між перерізами взаємодії каната з барабаном та причіпним пристроєм) впливає на значення максимальних додаткових сил розтягу тросів та сили тиску посудини на напрямні. Характер впливу показаний на рисунку 3.23.

Відповідно до наведених графічних залежностей, горизонтальне зусилля притискання посудини до напрямних менше від абсолютного значення додаткового зусилля, що виникає в крайніх тросах каната. Характери залежностей однакові. Спочатку зусилля зростають, зменшуються взаємні зсуви тросів. Відповідно зростає жорсткість каната на згин. Подальше зростання довжин призводить до зменшення сумарного впливу крайових ефектів закріплення кінців

каната. За значних довжин середня частина каната залишається вертикальною (прямолінійною) і не впливає на крайові перерозподіли сил поміж тросами і, відповідно, не впливає на сили в тросах каната та силу тиску посудини на напрямні. Для розглянутого каната значною довжиною можна вважати довжину понад 25 м.

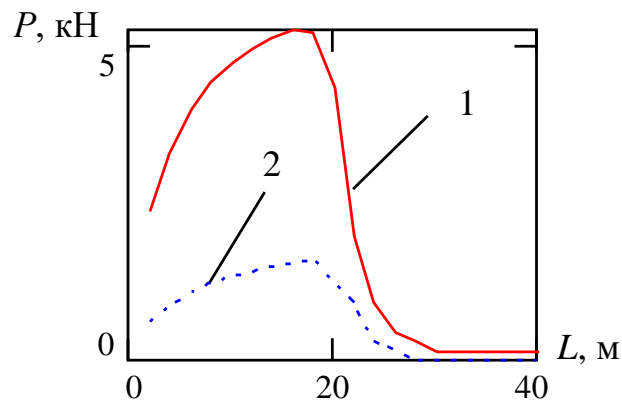


Рисунок 3.23 – Залежність сил від довжини каната за відхилення посудини на 10 мм: 1 – додаткове зусилля розтягнення троса каната, 2 – сила тиску посудини на напрямні

Загалом, деформований стан осі каната узгоджується з деформованим станом балки. В районі локального перерозподілу сил поміж тросами характер деформування дещо відмінний. Це є наслідком відносного зсуву тросів, що призводить до деформування поперечного перерізу каната – основної особливості згину каната як балки. Відносний зсув тросів в перерізі каната зменшує його жорсткість на згин. В розглянутому випадку умовна жорсткість гумотросового каната на згин змінюється від сумарної жорсткості тросів каната на згин до жорсткості каната на згин, як моноліту з недеформованими перерізами.

Отримані результати дозволяють зробити висновок, що довжина ділянки каната, на якій реалізуються крайові ефекти, пов'язані з нерівномірним розподілом сил поміж тросами та їх переміщенням в площині нормальної осі каната, зростає зі зростанням жорсткості тросів каната на згин та розтяг, та зменшується зі зростанням модуля пружності гуми на зсув та товщини каната. За

межами ділянки дії крайового збурення поздовжні деформації тросів по ширині каната практично збігаються. Відповідно, вісь каната за межами дії крайових ефектів, пов'язаних із закріпленням кінців каната та композитною його будовою, практично не викривляється.

Отримані результати дозволяють проаналізувати вплив відхилень напрямних стовбурів шахт на НДС каната та на вплив посудини на криволінійні напрямні. На рисунку 3.24 наведено залежності силових факторів від відстані між перерізами підвішування каната, виготовленого на основі троса діаметром 28 мм, та його приєднання до посудини.

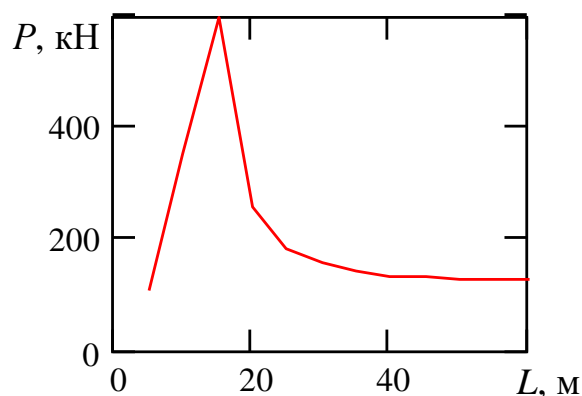


Рисунок 3.24 – Залежність максимальних додаткових навантажень на троси каната на основі троса діаметром 28 мм від довжини каната, за відхилення посудини на 40 мм за умови обмеження повороту посудини

Порівняння значень додаткових зусиль розтягу тросів каната, сил тиску посудини на напрямні для випадку застосування тросів діаметром 8,25 мм та тросів діаметром 28 мм показує, що зростання сил не є пропорційним зростанню сумарної жорсткості тросів на згин. Так, відношення сил розтягу тросів каната зростають майже у чотири рази.

Отримані значення зусиль відповідають випадку відсутності повороту посудини. Можливість повороту посудини, що забезпечена пружними опорами, перевищенням відстані між напрямними над відстанню між елементами спирання посудини на напрямні, зменшують визначені сили.

### 3.2.2.2 Дослідження навантажень в тягових елементах підйомної машини за повороту посудини в площині каната

Відстань між протилежними напрямними посудини перевищує відстані між поверхнями, з якими посудина взаємодіє з напрямними. Відповідно, коливання посудини пов'язані з її поворотом в площині каната, викликають появу додаткових сил в тросах каната. Розглянемо вказане. Прийmemo, що посудина повернута на кут в один градус в площині каната.

Відповідно до прийнятої схеми в перерізі набігання каната на барабан для умовно ненавантаженого силами розтягу каната, переміщення тросів вздовж осі та в площині каната відсутні (переріз каната, нормальний до його осі, не деформується).

$$x = 0, \quad u_i = w = 0. \quad (3.24)$$

Переріз приєднання каната до посудини, під дією зовнішнього моменту, повертається з посудиною на кут  $\Theta$ . Прикладений момент врівноважується додатковими силами, що виникають в тросах каната. Ці сили, внаслідок нерухомого приєднання каната до причіпного пристрою посудини, розподіляються за лінійним законом

$$x = L \Rightarrow \frac{dw}{dx} = \Theta, \quad (3.25)$$

$$\sum_{i=1}^M p_i i (t + d) + 3D \frac{d^2 w}{dx^2} = 0.$$

З використанням приведених граничних умов, маємо залежності для визначення невідомих сталих

$$c_1 = c_2 = c_3 = c_4 = 0,$$

та наступні  $M$  систем лінійних алгебраїчних рівнянь четвертого порядку

$$A_{1m} + B_{1m} + A_{2m} + B_{2m} = 0,$$

$$A_{1m} w_1 + B_{1m} w_1 + A_{2m} w_2 + B w_2 = 0,$$

$$\begin{aligned}
& A_{1m} \left( s + w_1 \beta_{1m} MD \right) e^{\beta_{1m} L} \beta_{1m} - B_{1m} \left( s - w_1 \beta_{1m} MD \right) e^{-\beta_{1m} L} \beta_{1m} + \\
& + A_{2m} \left( s + w_2 \beta_{2m} MD \right) e^{\beta_{2m} L} \beta_{2m} - B_{2m} \left( s - w_2 \beta_{2m} MD \right) e^{-\beta_{2m} L} \beta_{2m} = 0, \\
& \left( A_{1m} e^{\beta_{1m} L} - B_{1m} e^{-\beta_{1m} L} \right) \beta_{1m} w_1 + \left( A_{2m} e^{\beta_{2m} L} - B_{2m} e^{-\beta_{2m} L} \right) \beta_{2m} w_2 = Q_m,
\end{aligned} \tag{3.26}$$

де

$$Q_m = \Theta \frac{\sum_{j=1}^M j (t+d) \cos(\mu_m j)}{\sum_{m=1}^M \left( \sum_{j=1}^M j (t+d) \cos(\mu_m j) \right) \cos(\mu_m M)}; \quad s = (t+d) E F \sum_{i=1}^M i \cos(\mu_m i).$$

Отримані аналітичні вирази дозволяють визначити усі чинники, що впливають і на силову взаємодію посудини та напрямних, вздовж яких вона рухається.

Результати розрахунків з визначення деформацій, сил розтягу тросів в гумотросовому канаті типу ГТК-3150 з шести тросів, довжиною 5 м за повороту посудини в горизонтальній площині на один градус, наведено на рисунках 3.25 та 3.26. На них показана залежність переміщень  $u$  та сил їхнього розтягу  $P$  тросів з номерами  $i$  вздовж осі каната  $x$ .

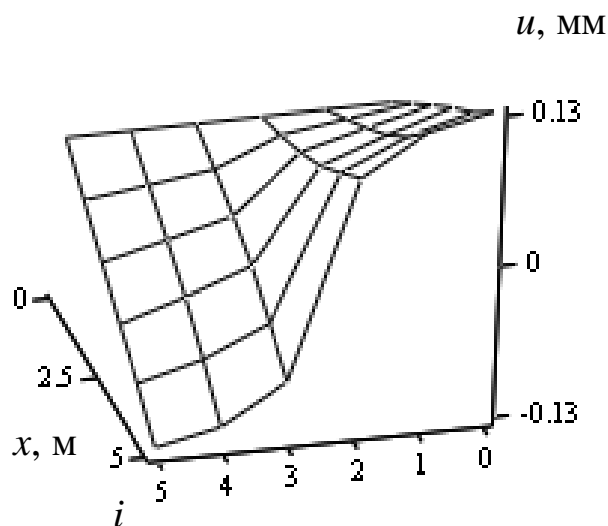


Рисунок 3.25 – Залежність переміщень  $u$  перерізів тросів з номерами  $i$  вздовж осі каната  $x$



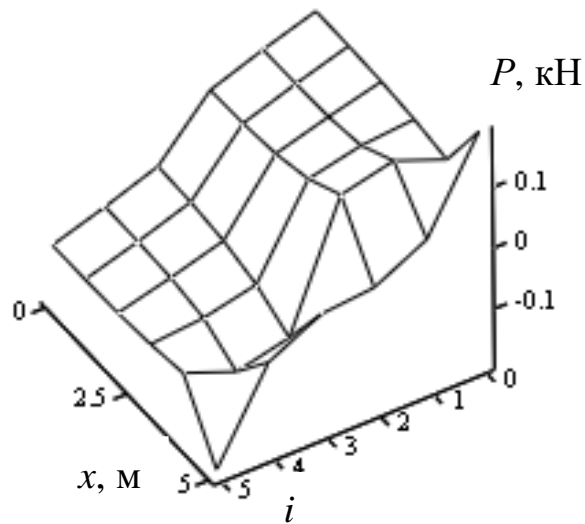


Рисунок 3.26 – Залежність внутрішніх сил  $P$  розтягнення тросів з номерами  $i$  вздовж осі каната  $x$

Наведені рисунки демонструють вплив повороту посудини на нерівномірність деформацій та внутрішніх сил розтягу тросів. Переміщення та зусилля вздовж каната змінюються локально. Водночас зміни переміщень та додаткових сил розтягу відбуваються кососиметрично по ширині каната. На рисунках 3.27 та 3.28 показані нормальні переміщення та кути повороту каната.

Відповідно до рисунку 3.27 зміщення каната відносно осі підйому практично відсутнє на ділянці біля пристрою приєднання посудини. Вказане свідчить про локальне зменшення жорсткості каната композитної конструкції в районі його закріплення на пристрої приєднання каната до барабана.

На рисунку 3.29 наведені залежності моментів згину каната вздовж його осі  $x$ .

Як і в попередніх випадках, моменти та горизонтальні сили суттєво змінюються лише біля пристрою приєднання каната до причіпного пристрою посудини. Дослідження також показують, що радіус згину каната в його площині значно (на декілька порядків) перевищує ширину каната. Вказане підтверджує допустимість прийняття гіпотези про рівність нормальних деформацій тросів в площині каната.

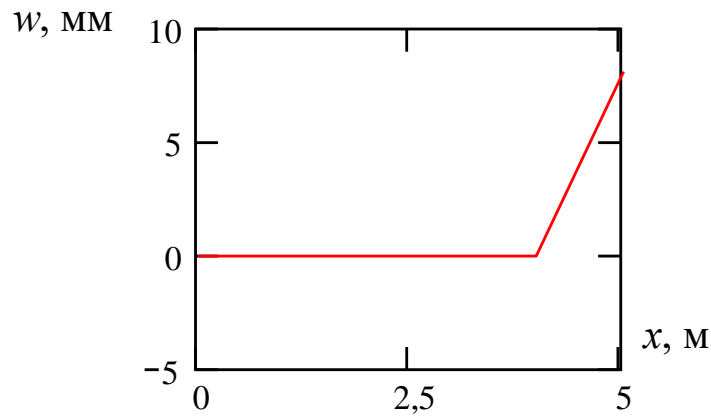


Рисунок 3.27 – Залежність горизонтальних переміщень тросів з номерами  $i$  за довжиною каната  $x$

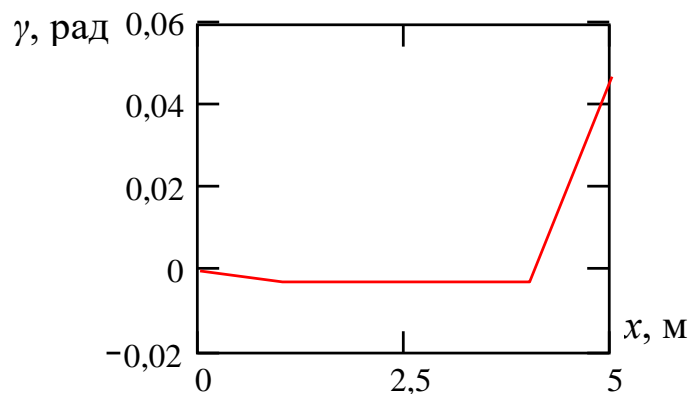


Рисунок 3.28 – Залежність кута нахилу осі каната

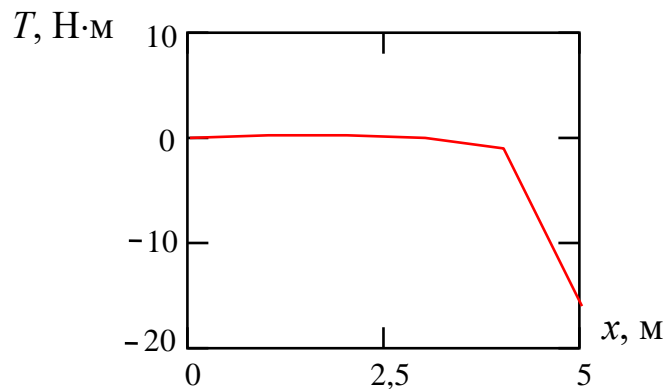


Рисунок 3.29 – Моменти згину каната вздовж його осі  $x$

Отримані залежності та побудовані рисунки відтворюють механізм деформування гумотросового каната та відповідають загальному уявленню стосовно цього механізму. Отримані математичні залежності дозволяють визначати залежність напружено-деформованого стану головного гумотросового каната підйомної машини у разі повороту посудини в площині каната,

зумовленого відхиленнями арматури стовбура від проектного.

Виконані дослідження показують, що довжина каната практично не впливає на горизонтальне зусилля та максимальне додаткове зусилля в крайніх тросах каната в системі «канат – посудина – армування» у разі повороту посудини в площині каната. Суттєво зростають ці величини за довжин каната до одного – двох метрів, які в практиці гірничого підйому не використовуються.

### 3.2.3 Багатоканатна схема підвішування посудини

#### 3.2.3.1 Відхилення посудини в площині каната

Вище розглянуто вплив відхилення посудини в площині каната для випадку одноканатної схеми її підвішування. Можливість застосування багатоканатної схеми (рис. 3.14) вимагає розгляду впливу схеми підвішування на напружено-деформований стан тросів канатів. На рисунку 3.30 показана схема деформування канатів, зумовленого зсувом посудини в площині каната.

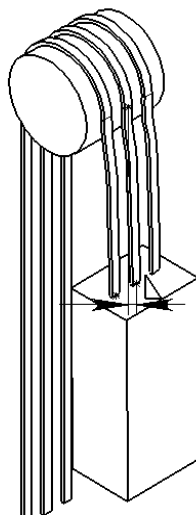


Рисунок 3.30 – Схема деформування канатів у разі зсуву посудини в площині каната (напрявні умовно не показані)

З рисунку 3.30 видно, що за багатоканатної схеми підвішування посудини усі канати, відповідно і троси в них, деформуються однаково. З цього можна зробити висновок, що багатоканатна схема підвішування посудини не впливає на

вище визначені характери розподілу сил розтягу тросів в канатах за паралельного зміщення посудини в напрямних в площині канатів. Отримані вище залежності для визначення розподілу сил поміж тросами прийнятні і в цьому випадку. Треба враховувати тільки те, що навантаження, яке припадає на один канат, менше приблизно у кількість разів, що дорівнює кількості канатів. Наближеність вказаного навантаження зумовлена можливістю нерівномірного розподілу зовнішнього навантаження поміж канатами.

### 3.2.3.2 Поворот посудини в площині каната

На рисунку 3.31 показана схема деформування канатів, зумовлена поворотом посудини в її напрямних в площині каната.

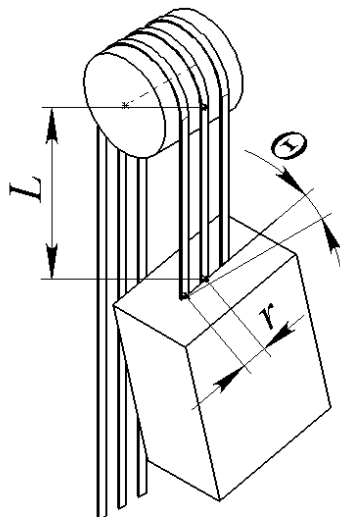


Рисунок 3.31 – Схема деформування канатів у разі повороту посудини в площині каната (напрявні умовно не показані)

З рисунку 3.31 видно, що деформації канатів за багатоканатної схеми підвішування посудини, відповідно і тросів в них різні. З цього можна зробити висновок, що багатоканатна схема підвішування посудини впливає на визначені вище характери розподілу сил розтягу тросів в канатах, окрім середнього, у разі повороту посудини в площині канатів в напрямних, що мають відхилення від проектного розташування.

Поворот перерізу приєднання канатів до посудини як твердого тіла призводить до взаємно врівноважених сил в некрайніх канатах. Деформування (подовження) осей симетрії цих канатів визначається лінійною залежністю

$$\delta = r \sin(\Theta).$$

Відповідно, додаткове відносне подовження.

$$\varepsilon = \pm \frac{r \sin(\Theta)}{L}.$$

Зміна навантажень на крайні канати становить

$$P_{\text{доо}} = \pm E F \frac{r \sin(\Theta)}{L}.$$

Виконані в розділі дослідження стосуються впливу відхилення геометричної форми осей тросів від прямих ліній. Розглянутий поворот посудини в площині, нормальній до осі підйому, супроводжується наданням плоским канатам гвинтової (гелікоїдної) форми. Набуття тросами останньої призводить до появи сил тиску тросів на гуму. Деформація гуми зменшує кривизну тросів. Відповідно, прийнята вище гіпотеза незмінності кроків укладання тросів в канаті призводить до отримання результатів як верхньої межі можливих сил їх навантаження. Вказане стосується і випадку повороту посудини в площині каната. В цьому випадку також не враховане зближення тросів в канаті призводить до визначення верхньої межі сил навантаження тросів. Похибка у визначенні сил іде в запас міцності, відповідно не впливає на безпеку використання головних гумотросових канатів шахтних підйомних установок з урахуванням порушеної геометрії стовбурів.

### **Висновки за розділом 3**

1. Плоский гумотросовий канат підвішування посудини, при її повороті в горизонтальній площині навколо осі симетрії розташування тросів в канаті, набуває форми прямого гелікоїда. Цей поворот призводить до зміни розподілу зусиль поміж тросами. Додаткові сили розтягу тросів каната, закрученого внаслідок повороту посудини в горизонтальній площині, зростають від середини

каната до його країв.

2. Зростання зусиль, зумовлених поворотом посудини в горизонтальній площині, пропорційне квадрату добутку кута повороту посудини та кроку укладення тросів в канаті та обернено пропорційне квадрату відстані від горизонтальної площини розташування осі обертання привідного барабана до площини підвішування посудини. У разі застосування барабанів відхилення канатів, обернено пропорційне квадрату відстані між горизонтальною площиною розташування осі обертання барабанів відхилення канатів та площиною підвішування посудини.

3. Кути повороту посудини в горизонтальній площині зумовлені станом її напрямних та мають бути меншими, а за можливістю найменшими, у верхній частині стовбура. Їхні значення в залежності від довжини каната мають регламентуватися допустимими силами розтягу крайніх тросів каната та умовою нестискання тросів у канаті.

4. Внаслідок повороту посудини в горизонтальній площині найбільше зростають зусилля розтягу у найбільш віддалених від осі симетрії розташування тросів середнього каната багатоканатної системи підвішування посудини для випадку непарного багатоканатного підвішування посудини. У разі парної кількості канатів підвішування посудини максимальні зусилля діють в тросах, розташованих найдалше відносно площини симетрії розташування канатів підвішування посудини. Значення максимальних відхилень пропорційні кроку розташування канатів підвішування посудини.

5. Зміщення посудини відносно проектної осі підйому в площині каната впливає на нерівномірність деформацій та внутрішніх сил розтягнення тросів. Переміщення та зусилля вздовж каната змінюються локально. При цьому, зміни переміщень відбуваються симетрично, як за довжиною, так і за шириною каната. Сили змінюються протисиметрично, відносно середини каната, як за його довжиною, так і за його шириною. Вказані чинники супроводжуються деформуванням каната в його площині.

6. Довжина ділянки каната, на якій реалізуються крайові ефекти, пов'язані з

нерівномірним розподілом сил поміж тросами та їхніми переміщеннями в площині нормальної осі каната, зростає зі зростанням жорсткості тросів каната на згин та розтяг, і зменшується зі зростанням модуля пружності гуми на зсув та товщини каната. За межами ділянки дії крайового збурення поздовжні деформації тросів по ширині каната практично збігаються. Відповідно вісь каната за межами дії крайових ефектів, пов'язаних із закріпленням кінців каната та композитною його будовою, практично не викривляється.

7. Порівняння значень додаткових зусиль розтягу тросів каната, сил тиску посудини на напрямні для випадку застосування тросів діаметром 8,25 мм та тросів діаметром 28 мм показує, що зростання сил не є пропорційним зростанню сумарної жорсткості тросів на згин. Так, відношення сил розтягу тросів каната зростають майже у чотири рази.

8. При багатоканатному підвішуванні посудини зростання внутрішніх сил розтягу найбільш навантажених тросів, зумовлених поворотом посудини в горизонтальній площині й відхиленнями напрямних від проектного розташування, пропорційне квадрату кроку розташування канатів та квадрату відстані осі симетрії тросів крайніх канатів від осі симетрії розташування тросів в усіх канатах системи підвішування посудини і обернено пропорційне квадрату відстані від осі барабана підйомної машини до перерізу підвішування посудини.

9. При відхиленні посудини в площині каната без її повороту при багатоканатній схемі підвішування, усі канати, відповідно і троси в них, деформуються однаково. Як наслідок, багатоканатна схема підвішування посудини не впливає на характер розподілу сил розтягу тросів у канатах при паралельному зміщенні посудини в площині канатів.

10. При повороті посудини в площині канатів, їх деформації при багатоканатній схемі підвішування посудини, відповідно і тросів в них, різні. Як наслідок, багатоканатна схема підвішування посудини впливає на характер розподілу сил розтягу тросів в канатах, окрім середнього, при повороті посудини в площині канатів у напрямних, що мають відхилення від проектного розташування.

11. Додаткові зусилля розтягу тросів каната, сили тиску посудини на напрямні зі зростанням діаметрів тросів зростають повільніше, ніж сумарна жорсткість тросів на згин за умови незмінності кількості тросів в канаті та відношення кроку укладання тросів до їхніх діаметрів.

12. Максимальне зміщення каната відносно осі підйому, зумовлене поворотом посудини в площині каната, практично лінійно зростає від барабана до пристрою приєднання посудини. За декілька метрів до посудини характер змінюється – кут повороту каната зростає. Це свідчить про локальне зменшення жорсткості каната композитної конструкції в районі його закріплення на пристрої приєднання каната до барабана.

13. Сили тиску посудини на викривлені напрямні, розраховані за отриманими залежностями, мають бути враховані при визначенні можливості експлуатації шахтної підйомної установки зі встановленими дефектами.

14. Кути повороту посудини в горизонтальній площині зумовлені станом її армування і мають бути найменшими у верхній частині стовбура. Їхні значення в залежності від довжини каната мають регламентуватися допустимими силами розтягу крайніх тросів каната та умовою нестискання середніх. Допустимі кути повороту посудини визначаються наступними залежностями:

- з умови міцності каната

$$\varphi \leq \frac{L}{t} \sqrt{\frac{2 \left( [P_{\text{дон}}] - \frac{P}{M} \right)}{EF \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left( k - \frac{M}{2} \right)^2 \cos(\mu_m (k - 0,5)) \cos(\mu_m (M - 0,5))}},$$

- з умови упередження виникнення напружень стискання тросів

$$\varphi \leq \frac{t}{L} \sqrt{\frac{2P}{M E F \sum_{m=1}^{M-1} \sum_{k=1}^M \left( k - \frac{M}{2} \right)^2 \cos(\mu_m (k - 0,5)) \cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right)}}.$$

15. Встановлені аналітичні закономірності побудовані на основі класичних методів лінійної теорії розрахунку напружено-деформованого стану шаруватих композитних матеріалів. Граничні умови достатньо точно відтворюють механізм



взаємодії каната з барабаном та посудиною підйомної машини. Отримані аналітичні залежності, що дозволяють визначати напружено-деформований стан каната, достатньо достовірні для умов експлуатації підйомного (головного) гумотросового каната.

16. Отримані результати можна вважати достатньо достовірними, оскільки вони отримані шляхом аналітичного розв'язання моделі каната, побудованої на основі лінійної теорії пружності, механіки композитних матеріалів з використанням загально прийнятих припущень. Радіуси згину каната в його площині значно (на декілька порядків) перевищують ширину каната, що підтверджує допустимість прийняття гіпотези про рівність нормальних деформацій усіх тросів каната в його площині.

17. На надійність роботи тягового органа – головного каната (канатів) шахтної підйомної установки впливає не тільки технічний стан напрямних. На надійність та безпеку експлуатації канатів впливають і можливі локальні ушкодження тросової основи каната, зокрема розриви окремих тросів. На напружено-деформований стан каната, зумовлений відхиленням напрямних посудини, буде накладатися стан, зумовлений розривами тросів. Термінова заміна таких канатів, навіть миттєве їх виявлення пов'язано з рядом причин технічного характеру. Вказане вимагає продовження досліджень напружено-деформованого стану каната з урахуванням пошкоджень тросової основи та встановлення основних закономірностей зміни тягової спроможності головного каната шахтної підйомної установки з окремими її відхиленнями від проектного розташування.

**РОЗДІЛ 4**

**ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ НАПРУЖЕНО-  
ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПІДЙОМНОГО ГУМОТРОСОВОГО  
КАНАТА З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ РОЗРИВІВ ТРОСОВОЇ ОСНОВИ  
ТА КОМПЛЕКСУ ЧИННИКІВ**

Гнучкі тягові органи широко використовуються на підйомно-транспортних машинах. В практиці експлуатації гнучких композитних тягових органів можливі розриви їхніх тягових елементів. Такі розриви впливають на розподіл сил в тяговому органі, відповідно і на його міцність, тягову здатність, реальний запас міцності. Перераховане супроводжується зменшенням витривалості більш навантажених тягових елементів, відповідно витривалості та надійності тягового органа в цілому. Причинами таких розривів можуть бути як взаємодія каната з елементами конструкції машини, з сировиною, що транспортується, так і експлуатація підйомної установки у шахтних стовбурах з порушеною геометрією [3, 6, 10, 16, 98, 102]. Природні ушкодження виникають поступово, як правило закономірно, і їх можна передбачити. Передбачити ушкодження, що виникають внаслідок техногенних катастроф, практично неможливо. В окремих випадках виникає потреба експлуатації тягового органа навіть за умови його пошкодження.

Наприклад, на шахті Артем-2 підйом та опускання людей здійснюється похилим підйомником. Звичайний круглий канат у разі його ушкодження становиться непридатним для використання. В плоскому тяговому органі зусилля передається системою тросів, що взаємодіють між собою. Відповідно розрив тросів не завжди може призвести до небезпечної втрати тягової спроможності каната. В окремих, особливо в аварійних випадках, єдино можливий терміновий підйом може бути здійснений канатом з ушкодженими тросами. Допустимість такого підйому має бути обґрунтовано. Таке обґрунтування має максимально повно враховувати різноманітні чинники, що впливають на напружений стан каната. Відомі дослідження визначають основні чинники, пов'язані з розподілом напружень у плоскому гумотросовому канаті. Такими чинниками є конструкція та

технічний стан підйомної машини, напрямних посудини, характер взаємодії плоского тягового органа та барабанів (шківів) машини, наявність розривів тросів.

Вплив конструкції та технічний стан підйомної машини полягає в набутті канатом нециліндричної форми на барабані з криволінійною твірною, в нахилі перерізу взаємодії каната та барабана внаслідок відхилення осі барабана (шківа) від горизонталі. Вплив відхилення напрямних посудини може спричинити як поворот перерізу приєднання каната до посудини навколо осі каната, так і в площині каната. Нерівномірний розподіл сил між тросами на криволінійному барабані призводить до нерівномірного розподілу сил тертя каната по поверхні барабана. Розриви тросів практично викликають локальну зміну конструкції каната, оскільки в перерізі їхнього ушкодження зменшується кількість тросів у перерізі каната.

Аварійна ситуація, як правило, вимагає термінового прийняття рішення. Методи аналітичного визначення напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната відсутні. Розробка такого методу є актуальною науково-технічною задачею. Її розв'язання дозволить обґрунтовано визначати втрату тягової спроможності підйомного гумотросового каната з урахуванням конструктивних особливостей підйомної машини, відхилень напрямних арматури стовбура.

Питання впливу розривів тросів в гумотросових канатах на розподіл сил за їхньою шириною для різних умов розглядалося в багатьох роботах [53, 68, 83–85, 90–94, 104–121]. Водночас в цих роботах не розглядалося питання сумісного впливу пошкоджень тягових елементів плоского тягового органа та конструктивних параметрів підйомно-транспортної машини, відхилень армування стовбура від вертикалі. Відповідно не були побудовані математичні залежності для визначення рівня втрати тягової спроможності каната, зумовленого розривами суцільності тросів з урахуванням конструктивних особливостей підйомно-транспортних машин.

#### 4.1 Побудова моделі гумотросового каната підйомної машини з урахуванням розриву тросової основи

Для можливості визначення величини втрати тягової спроможності плоского гумотросового каната побудуємо аналітичне рішення для випадку сумісної дії двох чинників, включно й розриву його троса [70–73]. Залежність напружено-деформованого стану каната від конструкції, технічного стану підйомної машини, напрямних, вимагає або розробки окремих методик для різних машин та умов їхньої експлуатації, або розробки єдиного універсального методу розрахунку, або декількох методів для окремих випадків. Останній на першому етапі розробки таких методів більш раціональний. Можливість розробки методик для окремих випадків зумовлена тим, що конструкція та стан підйомної установки впливають на підйомний канат в двох перерізах. В перерізі взаємодії каната з барабаном (шківом) підйомної машини та в перерізі його приєднання до посудини.

Тягові елементи працюють в межах дії лінійного закону Гука. Це дозволяє окремо розв'язати задачу визначення напружено-деформованого стану від впливу зовнішніх чинників та задачу визначення впливу розривів тягових елементів. Вплив зовнішніх чинників врахуємо в граничних умовах деформування каната.

Вказані вище чинники, задані граничними умовами, або зумовлені умовами деформування каната за його довжиною викликають нерівномірний напружено-деформований стан каната. В загальному випадку, внутрішні сили, що діють в різних тросах, різні. Розрив троса призводить до зменшення внутрішнього зусилля в ньому до нуля. Як наслідок, місце розташування розриву за заданих граничних умов зумовлює величину зусилля, яке мають сприйняти суміжні цілі троси.

Відзначимо, складання двох напружено-деформованих станів без урахування того факту, що розрив тягового елемента змінює конструкцію каната в перерізі розриву, неможливо. Зміна конструкції каната в районі його ушкодження зумовлюється зменшенням кількості тросів в перерізі каната. Розрив троса вилучає його з системи тросів, що утворюють єдину механічну систему –

гумотросовий канат. Зміна конструкції каната, навіть локальна, виключає можливість моделювання каната як єдиної механічної системи.

З урахуванням наведеного, будемо окремо розв'язувати задачу визначення сили, що діяла на трос в перерізі його розриву, але до руйнування. В другій задачі визначимо перерозподіл сил та деформацій, зумовлених зміною сили, що діяла на трос до його руйнування. Таку зміну змодельуємо прикладанням сил, рівних та протилежно спрямованих силам, що діяли до розриву троса. Водночас граничні умови залишимо незмінними. Незмінними будемо вважати і сумарне зусилля, прикладене до каната. З урахуванням неприйнятності єдиної моделі взаємодії тросів в канаті з ушкодженим тросом, розділимо канат на два відрізки нормальним перерізом, що проходить крізь розрив.

Побудуємо алгоритм розв'язання задачі врахування розриву довільного тягового елемента каната, на який діють зовнішні чинники.

Для визначення характеру взаємодії тросів в канаті як в механічній системі, розглянемо рівновагу окремого троса, вирізаного з каната, довжиною  $dx$  (рис. 4.1).

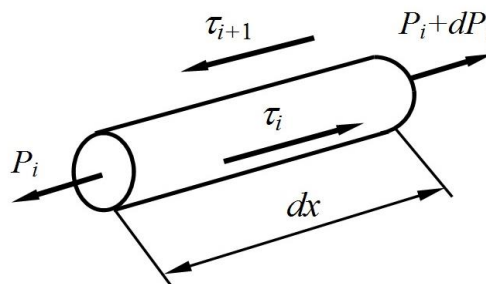


Рисунок 4.1 – Відрізок троса

Сформулюємо умову рівноваги відрізка троса довжиною  $dx$

$$dP_i + d \cdot (\tau_{i+1} - \tau_i) dx = 0, \quad (4.1)$$

де  $d$  – діаметр троса;

$$\tau_i = \frac{G b}{h - d} k_G [u_i - u_{i-1}], \quad (4.2)$$

де  $u_i$  – переміщення  $i$ -го троса вздовж каната (осі  $x$ );  $h$  – відстань поміж тросами;  $b$  – товщина каната;  $G$  – модуль зсуву матриці;  $k_G$  – коефіцієнт впливу форми

гуми, розташованої між тросами на жорсткість зсуву.

Підставивши (4.2) у формулу (4.1), маємо

$$\frac{dP_i}{dx} + \frac{Gd}{h-d} k_G (u_{i-1} - 2u_i + u_{i+1}) = 0. \quad (4.3)$$

З урахуванням закону Гука

$$P_i = EF \cdot \frac{du_i}{dx}, \quad (4.4)$$

де  $E$ ,  $F$  – приведений модуль пружності на розтяг та площа поперечного перерізу троса.

Рівняння (4.3) запишемо у такому вигляді

$$\frac{d^2 u_i}{dx^2} + \frac{G b k_G}{(h-d) E F} (u_{i-1} - 2u_i + u_{i+1}) = 0. \quad (4.5)$$

Відзначимо, отримане рівняння прийнятне для всіх тросів, за винятком крайніх, тобто за умови

$$1 < i < M,$$

де  $M$  – кількість тросів в канаті.

Для крайніх тросів відповідні рівняння мають вигляд

$$\frac{d^2 u_1}{dx^2} + K (-u_1 + u_2) = 0, \quad (4.6)$$

$$\frac{d^2 u_M}{dx^2} + K (u_{M-1} - u_M) = 0, \quad (4.7)$$

де  $K = \frac{G d k_G}{(h-d) E F}$ .

Будемо розглядати номер троса як дискретну координату. Розв'язки систем диференціальних рівнянь (4.5–4.7) будемо шукати у вигляді добутків двох функцій – функції координати  $x$  та функції номерів тросів

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} \left( A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m (i - 0,5)) + \iota x + \varepsilon, \quad (4.8)$$

де  $A_m, B_m, \iota, \varepsilon$  – невідомі сталі інтегрування;  $\mu_m = \frac{\pi m}{M}$ ;

$$\beta_m = \sqrt{2 \frac{G b k_G}{(h - d) E F} [1 - \cos(\mu_m)]}. \quad (4.9)$$

Значення внутрішніх сил розтягу тросів з урахуванням закону Гука, відповідно до виразу (4.8)

$$p_i = E F \left[ \sum_{m=1}^{M-1} \left( A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x} \right) \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)) + \iota \right]. \quad (4.10)$$

## 4.2 Побудова рішень математичної моделі каната для різних граничних умов його деформування

В розділі виконано побудову рішень математичної моделі та визначення коефіцієнтів концентрації напружень для каната, зумовлених його навантаженням силою розтягу, створеною масою підвішеної посудини, з урахуванням розривів тросової основи для різних граничних умов його деформування.

З метою забезпечення прийнятності отриманого рішення для різних граничних умов, розглянемо канат довільної довжини з  $M$  тросів. Віднесемо його до поздовжньої осі координат. Перерізи початку та кінця каната позначимо  $L_1$  та  $L_2$ . Будемо вважати, що в перерізі  $x = l$  ушкоджено  $\Theta$ -й трос.

В крайніх перерізах конструктивні особливості машини можуть створювати умови, за яких відомий або розподіл переміщень тягових елементів, або сил, які діють на них. Відповідно перерізі  $x = L_1$  можлива реалізація двох граничних умов: закон розподілу переміщень тросів (кінематичні умови) або закон розподілу сил їх внутрішнього розтягу (природні умови). Прийmemo, що вони задані дискретними законами  $f_{1n}(i)$  та  $f_{1c}(i)$ . В перерізі  $x = L_2$  також можуть мати місце дві умови: закон розподілу переміщень тросів або сил, що можуть бути описані

законами  $f_{2n}(i)$  та  $f_{2c}(i)$ . У цьому випадку можливо задання для протилежних країв кінематичних або природних умов, тобто можливі комбінації граничних умов.

Як вказано вище, для визначення додаткового напружено-деформованого стану, в перерізі  $x = l$  канат розділимо на два відрізки. Відрізкам надамо номери 1 та 2. Умови деформування та розподілу сил поміж тросами у відрізок залежать від граничних умов його деформування. Для позначення граничних умов, заданих для відрізка розподілом сил, застосуємо літеру  $c$ . Для позначення факту виконання кінематичних граничних умов використаємо літеру  $n$ .

З метою отримання компактної форми запису сил розтягу тросів, їх переміщень, розподілів дотичних сил, що виникають в гумових прошарках, позначенням вказаних чинників надамо спеціальні індекси. В них номери тросів позначимо літерою  $i$  ( $1 \leq i \leq M$ ). Номер ділянки позначимо літерою  $\rho$  (приймає значення 1 та 2). Характер граничних умов позначимо  $\varpi$  (приймає значення  $c$  або  $n$ ).

Окрім наведеного, врахуємо і те, що доданий стан не повинен змінювати попередній стан на границях у перерізі  $x = L_1$ , та у перерізі  $x = L_2$ . Відповідно не має другий стан змінювати і середні переміщення та сили розтягу тягових елементів. З урахуванням наведеного, рішення для переміщень та сил на вказаних ділянках приймемо у наступній формі

$$\begin{aligned} u_{i,\rho,\varpi} &= \sum_{m=1}^{M-1} \left( A_{m,\rho,\varpi} e^{\beta_m x} + B_{m,\rho,\varpi} e^{-\beta_m x} \right) \cos(\mu_m (i - 0,5)); \\ P_{i,\rho,\varpi} &= E F \sum_{m=1}^{M-1} \left( A_{m,\rho,\varpi} e^{\beta_m x} - B_{m,\rho,\varpi} e^{-\beta_m x} \right) \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)), \end{aligned} \quad (4.11)$$

де  $u_{i,\rho,\varpi}$ ,  $P_{i,\rho,\varpi}$  – відповідно переміщення вздовж осі каната  $i$ -того троса та внутрішня сила опору його розтягуванню з індексами, що враховують належність параметру першій або другій ділянці та характер граничних умов на відповідній ділянці;  $A_{m,\rho,\varpi}$ ,  $B_{m,\rho,\varpi}$  – невідомі сталі інтегрування;  $\rho = 1, 2$  – номер відрізка;  $\varpi$  – покажчик характеру граничних умов, приймає значення  $n$  та  $c$  відповідно для випадку завдання кінематичних умов або природних граничних умов.

Якщо в перерізі  $x = l$  ушкоджено  $\Theta$ -тий трос, то має бути забезпечена умова сумісності деформування двох ділянок



$$\begin{aligned}
u_{i,1,\varpi} - u_{i,2,\varpi} &= \begin{cases} 0, & i \neq \Theta, \\ U_0, & i = \Theta, \end{cases} \\
p_{i,1,\varpi} - p_{i,2,\varpi} &= 0, \\
p_{\Theta,1,\varpi} &= -p_{\Theta,I},
\end{aligned} \tag{4.12}$$

де  $U_0$  – невідома величина зазору поміж кінцями пошкодженого розривом тягового елемента;  $p_{\Theta,I}$  – внутрішнє зусилля навантаження  $\Theta$ -того троса до його ушкодження в перерізі  $x = l$ .

Різницю переміщень  $\Theta$ -го троса першої та другої ділянок задамо розривною дискретною функцією

$$u_{i,1,\varpi} - u_{i,2,\varpi} = 2 \frac{U_0}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) \cos(\mu_m(i - 0,5)).$$

Прийнята функція різниці переміщень, умови рівності сил розтягування каната на обох її ділянках, умови сумісності їх деформацій (4.12) призводять до двох  $M-1$  співвідношень чотирьох  $m$ -тих сталих та однієї невідомої величини зазору. Вираз для останньої замикає систему рівнянь

$$\begin{aligned}
A_{m,1,\varpi} e^{\beta_m l} + B_{m,1,\varpi} e^{-\beta_m l} - A_{m,2,\varpi} e^{\beta_m l} - B_{m,2,\varpi} e^{-\beta_m l} &= 2 \frac{U_0}{M} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)), \\
A_{m,1,\varpi} e^{\beta_m l} - A_{m,2,\varpi} e^{\beta_m l} &= \frac{U_0}{M} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5))
\end{aligned} \tag{4.13}$$

та залежності

$$EF \sum_{m=1}^{M-1} (A_{m,1,\varpi} e^{\beta_m l} - B_{m,1,\varpi} e^{-\beta_m l}) \beta_m \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) + p_{\Theta,I} = 0. \tag{4.14}$$

Додамо до вказаних співвідношень і закономірності навантаження (деформування) каната в перерізах  $x = L_1$  та  $x = L_2$  – крайові умови. Отримаємо ще пару  $M-1$ -го співвідношення чотирьох  $m$ -тих сталих. Граничні умови враховують особливості підйомної установки та відхилення напрямних посудини від проектних значень. Таким чином отримаємо математичну модель напружено-деформованого стану каната підйомної машини. Кількість рівнянь буде дорівнювати кількості  $4(M-1)+1$  невідомих сталих деформування. Система

рівнянь буде достатньою для її розв'язання та отримання єдиного для кожної пари прийнятих граничних умов.

#### 4.2.1 Граничні умови, задані законами розподілу переміщень тягових елементів

Нехай відомий закон розподілу переміщень тягових елементів  $f_{\rho n}(j)$  з номерами  $j$ , що становлять множину  $J$ . В такому випадку переміщення на відрізку мають наступний вигляд

$$\begin{aligned} u_{i,\rho,n} &= \sum_{m=1}^{M-1} \left( A_{m,\rho,n} e^{\beta_m L_\rho} + B_{m,\rho,n} e^{-\beta_m L_\rho} \right) \cos(\mu_m(i-0,5)) = \\ &= \frac{2}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \Lambda_{m,\rho,n} \cos(\mu_m(i-0,5)), \end{aligned} \quad (4.15)$$

де  $\Lambda_{m,\rho,n} = \sum_{j \in J} f_{\rho n}(j) \cos(\mu_m(j-0,5))$ .

Звідки, врахувавши форму заданої функції розподілу переміщень, маємо два (для випадків  $\rho$  відповідає одиниці та двійці)  $M-1$  співвідношення двох  $m$ -тих сталих

$$B_{m,\rho,n} = \frac{2 e^{\beta_m L_\rho}}{M} \Lambda_{m,\rho,n} - A_{m,\rho,n} e^{2\beta_m L_\rho}. \quad (4.16)$$

Підставивши значення невідомих сталих  $B_{m,\rho,n}$  з (4.16) в (4.13) та (4.15) отримаємо дві  $M-1$  системи алгебраїчних рівнянь та визначимо невідому величину зазору поміж кінцями пошкодженого розривом  $\Theta$ -го тягового елемента

$$U_0 = - \frac{2 \sum_{m=1}^{M-1} \left[ \chi_{m,n} - e^{\beta_m(L_1-l)} \Lambda_{m,1,n} \right] \beta_m \cos(\mu_m(\Theta-0,5)) + \frac{P\Theta, I}{M E F}}{\sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(\Theta-0,5))^2 \beta_m \left( e^{2\beta_m(L_1-l)} + 1 \right) \left( 1 + \frac{e^{2\beta_m l} + e^{2\beta_m L_1}}{e^{2\beta_m L_2} - e^{2\beta_m L_1}} \right)}, \quad (4.17)$$

де  $\chi_{m,n} = \frac{\left( e^{\beta_m L_2} \Lambda_{m,2,n} - e^{\beta_m L_1} \Lambda_{m,1,n} \right) \left( e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m l} \right)}{\left( e^{2\beta_m L_2} - e^{2\beta_m L_1} \right)}$ ,

$$A_{m,2,n} = \frac{2}{M} \frac{e^{\beta_m L_2} \Lambda_{m,2,n} - e^{\beta_m L_1} \Lambda_{m,1,n}}{e^{2\beta_m L_2} - e^{2\beta_m L_1}} + \frac{U_0 (e^{2\beta_m l} + e^{2\beta_m L_1})}{M (e^{\beta_m (2L_2+l)} - e^{\beta_m (2L_1+l)})} \cos(\mu_m (\Theta - 0,5)), \quad (4.18)$$

$$B_{m,1,n} = 2 \frac{e^{\beta_m L_1}}{M} \Lambda_{m,1,n} - A_{m,1,n} e^{2\beta_m L_1}, \quad (4.19)$$

$$A_{m,1,n} = \frac{U_0}{M e^{\beta_m l}} \cos(\mu_m (\Theta - 0,5)) + A_{m,2,n}, \quad (4.20)$$

$$B_{m,2,n} = 2 \frac{e^{\beta_m L_2}}{M} \Lambda_{m,2,n} - A_{m,2,n} e^{2\beta_m L_2}. \quad (4.21)$$

#### 4.2.2 Граничні умови, задані законами розподілу сил розтягування тросів

Для випадку, коли відомий закон розподілу сил розтягування тросів  $f_{\rho c}(j)$  з номерами  $j$ , що становлять множину  $J$ , переміщення на відріжку з номером  $\rho$  мають наступний вигляд

$$\begin{aligned} p_{i,\rho,c} &= E F \sum_{m=1}^{M-1} (A_{m,\rho,c} e^{\beta_m L_\rho} - B_{m,\rho,c} e^{-\beta_m L_\rho}) \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)) = \\ &= \frac{2}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \Lambda_{m,\rho,c} \cos(\mu_m (i - 0,5)), \end{aligned} \quad (4.22)$$

де  $\Lambda_{m,\rho,c} = \sum_{j \in J} f_{\rho c}(j) \cos(\mu_m (j - 0,5))$ .

Звідки, як і у попередньому випадку маємо два (для виразів  $\rho$  відповідає одиниці та двом)  $M-1$  співвідношення двох  $m$ -тих сталих.

$$B_{m,\rho,c} = A_{m,\rho,c} e^{2\beta_m L_\rho} - \frac{2e^{\beta_m L_\rho}}{M E F \beta_m} \Lambda_{m,\rho,c}. \quad (4.23)$$

$$A_{m,1,c} = \frac{U_0 \cos(\mu_m (\Theta - 0,5))}{M (e^{\beta_m (2L_1-l)} - e^{2\beta_m L_2})} (1 - e^{\beta_m (2L_2-l)}) + \frac{2(\Lambda_{m,2,c} e^{\beta_m (L_2-l)} + \Lambda_{m,1,c} e^{\beta_m (L_1-l)})}{M E F \beta_m (e^{\beta_m (2L_1-l)} - e^{2\beta_m L_2})}, \quad (4.24)$$

$$A_{m,1,c} - \frac{U_0}{M e^{\beta_m l}} \cos(\mu_m (\Theta - 0,5)) = A_{m,2,c}, \quad (4.25)$$

$$E F \sum_{m=1}^{M-1} \left( A_{m,1,c} \left( e^{\beta_m l} - e^{\beta_m(2L_1-l)} \right) + \frac{2e^{\beta_m(L_1-l)}}{M E F \beta_m} \Lambda_{m,1,c} \right) \beta_m \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) + p_{\Theta,l} = 0. \quad (4.26)$$

Отримані співвідношення дозволяють знайти у замкненому вигляді вирази для визначення невідомих сталих інтегрування

$$U_0 = - \frac{M p_{\Theta,l} + \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) \frac{2(\zeta_{m,2,c}(e^{\beta_m l} - e^{\beta_m(2L_1-l)}) + \zeta_{m,1,c}(e^{\beta_m l} - e^{2\beta_m L_2}))}{(e^{\beta_m(2L_1-l)} - e^{2\beta_m L_2})}}{E F \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5))^2 \beta_m \frac{(e^{\beta_m l} - e^{\beta_m(2L_1-l)})(1 - e^{\beta_m(2L_2-l)})}{(e^{\beta_m(2L_1-l)} - e^{2\beta_m L_2})}}, \quad (4.27)$$

$$A_{m,1,c} = \frac{U_0 \cos(\mu_m(\Theta - 0,5))}{M(e^{\beta_m(2L_1-l)} - e^{2\beta_m L_2})} (1 - e^{\beta_m(2L_2-l)}) + \frac{2(\zeta_{m,2,c} + \zeta_{m,1,c})}{M E F \beta_m (e^{\beta_m(2L_1-l)} - e^{2\beta_m L_2})}, \quad (4.28)$$

$$A_{m,2,c} = A_{m,1,c} - \frac{U_0}{M e^{\beta_m l}} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)), \quad (4.29)$$

$$B_{m,\rho,c} = A_{m,\rho,c} e^{2\beta_m L_\rho} - \frac{2e^{\beta_m L_\rho}}{M E F \beta_m} \Lambda_{m,\rho,c}, \quad (4.30)$$

де  $\zeta_{m,2,c} = \Lambda_{m,2,c} e^{\beta_m(L_2-l)}$ ;  $\zeta_{m,1,c} = \Lambda_{m,1,c} e^{\beta_m(L_1-l)}$ .

Вище розглянуто випадок, коли для обох кінців каната задані або закони переміщень, або закони розподілу сил між тросами.

### 4.2.3 Граничні умови, задані законами розподілу переміщень на першому кінці каната та сил розтягування тросів на другому

Будемо вважати, що задано переміщення на межі першої та сили на границі другої ділянки. В цьому випадку маємо систему рівнянь

$$u_{i,\rho,\varpi} = \sum_{m=1}^{M-1} (A_{m,\rho,\varpi} e^{\beta_m x} + B_{m,\rho,\varpi} e^{-\beta_m x}) \cos(\mu_m(i - 0,5)), \quad (4.31)$$

$$p_{i,\rho,\varpi} = E F \sum_{m=1}^{M-1} (A_{m,\rho,\varpi} e^{\beta_m x} - B_{m,\rho,\varpi} e^{-\beta_m x}) \beta_m \cos(\mu_m(i - 0,5)), \quad (4.32)$$

$$u_{i,1,\varpi} - u_{i,2,\varpi} = 2 \frac{U_0}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) \cos(\mu_m(i - 0,5)). \quad (4.33)$$

$$p_{\Theta,1,\varpi} = -p_{\Theta,I}. \quad (4.34)$$

$$A_{m,1,n} e^{\beta_m L_1} + B_{m,1,n} e^{-\beta_m L_1} = \frac{2}{M} \Lambda_{m,1,n}, \quad (4.35)$$

$$A_{m,2,c} e^{\beta_m L_2} - B_{m,2,c} e^{-\beta_m L_2} = \frac{2}{ME F \beta_m} \Lambda_{m,2,c}. \quad (4.36)$$

Після перетворень маємо вирази для визначення невідомих сталих інтегрування

$$U_0 = \frac{\sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) 2 \left( e^{\beta_m(L_1-l)} \Lambda_{m,1,n} \left( 1 - \frac{e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m l}}{e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m(2L_2-l)}} \right) \right) - \frac{Mp_{\Theta,I}}{EF}}{\sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m(\Theta - 0,5))^2 \frac{(e^{2\beta_m(L_2-l)} - 1)(e^{2\beta_m(L_1-l)} + 1)}{e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m(2L_2-l)}}} \quad (4.37)$$

$$\frac{\sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) 2 \frac{(e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m l}) e^{\beta_m(L_2-l)} \Lambda_{m,2,c}}{e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m(2L_2-l)}} \frac{1}{EF \beta_m}}{\sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m(\Theta - 0,5))^2 \frac{(e^{2\beta_m(L_2-l)} - 1)(e^{2\beta_m(L_1-l)} + 1)}{e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m(2L_2-l)}}},$$

$$A_{m,1,\varpi} = \frac{U_0}{Me^{\beta_m l}} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)) \frac{(e^{\beta_m(2L_2-l)} - e^{\beta_m l})}{(e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m(2L_2-l)})} + \frac{2}{M(e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m(2L_2-l)})} \left( e^{\beta_m(L_1-l)} \Lambda_{m,1,n} + \frac{e^{\beta_m(L_2-l)}}{EF \beta_m} \Lambda_{m,2,c} \right), \quad (4.38)$$

$$A_{m,2,\varpi} = A_{m,1,\varpi} - \frac{U_0}{Me^{\beta_m l}} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)), \quad (4.39)$$

$$B_{m,1,n} = \frac{2e^{\beta_m L_1}}{M} \Lambda_{m,1,n} - A_{m,1,n} e^{2\beta_m L_1}, \quad (4.40)$$

$$B_{m,2,c} = A_{m,2,c} e^{2\beta_m L_2} - \frac{2e^{\beta_m L_2}}{ME F \beta_m} \Lambda_{m,2,c}. \quad (4.41)$$

#### 4.2.4 Граничні умови, задані законами розподілу сил на першому та переміщенях на другому кінцях каната

Для цього випадку маємо наступні співвідношення – систему рівнянь

$$u_{i,\rho,\varpi} = \sum_{m=1}^{M-1} (A_{m,\rho,\varpi} e^{\beta_m x} + B_{m,\rho,\varpi} e^{-\beta_m x}) \cos(\mu_m (i - 0,5)), \quad (4.42)$$

$$p_{i,\rho,\varpi} = E F \sum_{m=1}^{M-1} (A_{m,\rho,\varpi} e^{\beta_m x} - B_{m,\rho,\varpi} e^{-\beta_m x}) \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)), \quad (4.43)$$

$$u_{i,1,\varpi} - u_{i,2,\varpi} = 2 \frac{U_0}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m (\Theta - 0,5)) \cos(\mu_m (i - 0,5)), \quad (4.44)$$

$$p_{\Theta,1,\varpi} = -p_{\Theta,2}, \quad (4.45)$$

$$\begin{aligned} u_{i,\rho,n} &= \sum_{m=1}^{M-1} (A_{m,\rho,n} e^{\beta_m L_\rho} + B_{m,\rho,n} e^{-\beta_m L_\rho}) \cos(\mu_m (i - 0,5)) = \\ &= \frac{2}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \Lambda_{\rho nm} \cos(\mu_m (i - 0,5)), \end{aligned} \quad (4.46)$$

$$\begin{aligned} p_{i,\rho,c} &= E F \sum_{m=1}^{M-1} (A_{m,\rho,c} e^{\beta_m L_\rho} - B_{m,\rho,c} e^{-\beta_m L_\rho}) \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)) = \\ &= \frac{2}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \Lambda_{m,\rho,c} \cos(\mu_m (i - 0,5)). \end{aligned} \quad (4.47)$$

Після перетворень маємо аналітичне розв'язання математичної моделі напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната підйомного гірничого комплексу

$$U_0 = - \frac{2 \sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m (\Theta - 0,5)) \left( \frac{e^{\beta_m (L_1 - l)}}{\beta_m E F} \Lambda_{m,1,c} + \lambda_m \right) + \frac{M p_{\Theta,2}}{E F}}{\sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m (\Theta - 0,5))^2 \frac{(1 + e^{2\beta_m (L_2 - l)}) (e^{\beta_m l} - e^{\beta_m (2L_1 - l)})}{(e^{\beta_m (2L_1 - l)} + e^{\beta_m (2L_2 - l)})}}, \quad (4.48)$$

$$\text{де } \lambda_m = \frac{(e^{\beta_m l} - e^{\beta_m (2L_1 - l)}) \left( e^{\beta_m L_2} \Lambda_{m,2,n} + \frac{e^{\beta_m L_1}}{\beta_m E F} \Lambda_{m,1,c} \right)}{(e^{2\beta_m L_1} + e^{2\beta_m L_2})},$$

$$A_{m,1,\varpi} = \frac{2 \left( e^{\beta_m(L_2-l)} \Lambda_{m,2,n} + \frac{e^{\beta_m(L_1-l)}}{\beta_m E F} \Lambda_{m,1,c} \right)}{M \left( e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m(2L_2-l)} \right)} +$$

$$+ \frac{U_0 \left( 1 + e^{2\beta_m(L_2-l)} \right)}{M \left( e^{\beta_m(2L_1-l)} + e^{\beta_m(2L_2-l)} \right)} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)), \quad (4.49)$$

$$A_{m,2,\varpi} = A_{m,1,\varpi} - \frac{U_0}{M e^{\beta_m l}} \cos(\mu_m(\Theta - 0,5)), \quad (4.50)$$

$$B_{m,1,c} = A_{m,1,c} e^{2\beta_m L_1} - \frac{2e^{\beta_m L_1}}{\beta_m M E F} \Lambda_{m,1,c}, \quad (4.51)$$

$$B_{m,2,n} = \frac{2e^{\beta_m L_2}}{M} \Lambda_{m,2,n} - A_{m,\rho,n} e^{2\beta_m L_2}. \quad (4.52)$$

Отримані залежності дозволяють для відомої конструкції каната, за відомим місцем розташування ушкодженого троса, зусиллям, що сприймалося цим тросом до його руйнування, визначати напружено-деформований стан каната підйомної машини з ушкодженим тросом. Зусилля розтягування тросів каната, зумовлені відхиленнями та поворотами посудини в стовбурі шахти з відхиленням армування, визначені в роботі вище.

Механіка деформування та отримані залежності показують, що основним наслідком руйнування троса є утворення зазору поміж створеними кінцями троса в перерізі його руйнування. Його величина залежить від граничних умов (параметрів  $\Lambda_{m,1,\varpi}$ ) та від відстаней від перерізу розриву до кінців каната. Величини утворених зазорів зменшуються зі зростанням відстані від перерізу руйнування тросів до границь тягового органа, що розглядається.

Лінійний закон деформування гумотросового каната дозволяє часткове ушкодження троса, наприклад розрив його стренги, розглядати як суму двох станів. Одним станом є стан каната, в якому трос в перерізі розриву зруйновано, другим – стан з цілим тросом. Перший забезпечує передачу частини навантаження, що відповідає частці втрати його тягової спроможності, другий – решту навантаження.

#### 4.2.5 Особливі випадки граничних умов деформування каната

В загальному випадку переміщення тросів, внутрішні сили їхніх навантажень можуть приймати безліч значень. Безмежна кількість значень зумовлює безліч можливих граничних умов. Розглянемо деякі особливі їхні випадки. Такими випадками будемо вважати випадки, коли троси не навантажені або відсутнє викривлення перерізу каната. Відповідно, маємо два варіанти значень невідомих сталих у виразах (4.1) для значень сил та переміщень тягових елементів армування. У разі відсутності зусиль на межах ділянок каната маємо

$$U_0 = \frac{Mp_{\Theta,l}}{E F \sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m(\Theta - 0,5))^2 \frac{(1 - e^{2\beta_m(L_1-l)})(1 - e^{2\beta_m(L_2-l)})}{e^{2\beta_m(L_1-l)} - e^{2\beta_m(L_2-l)}}}, \quad (4.53)$$

$$A_{m,1} = \frac{U_0 \cos(\mu_m(\Theta - 0,5))}{Me^{\beta_m l} \left( 1 - \frac{e^{\beta_m l} - e^{\beta_m(2L_1-l)}}{e^{\beta_m l} - e^{\beta_m(2L_2-l)}} \right)}, \quad (4.54)$$

$$A_{m,2} = A_{m,1} \left( \frac{1 - e^{2\beta_m(L_1-l)}}{1 - e^{2\beta_m(L_2-l)}} \right), \quad (4.55)$$

$$B_{m,\rho} = A_{m,\rho} e^{2\beta_m L_\rho}. \quad (4.56)$$

Випадку відсутності викривлень або поворотів меж ділянок каната відповідають розглянуті вище залежності. За умов паралельного зміщення посудини в стовбурі та закручування каната, маємо

$$U_0 = \frac{Mp_{\Theta,l}}{E F \sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m(\Theta - 0,5))^2 \frac{(1 + e^{2\beta_m(L_1-l)})(1 + e^{2\beta_m(L_2-l)})}{e^{2\beta_m(L_1-l)} + e^{2\beta_m(L_2-l)}}}, \quad (4.57)$$

$$A_{m,1} = \frac{U_0 \cos(\mu_m(\Theta - 0,5))}{Me^{\beta_m l} \left( 1 - \frac{e^{\beta_m l} + e^{\beta_m(2L_1-l)}}{e^{\beta_m l} + e^{\beta_m(2L_2-l)}} \right)}, \quad (4.58)$$

$$A_{m,2} = A_{m,1} \left( \frac{1 + e^{2\beta_m(L_1-l)}}{1 + e^{2\beta_m(L_2-l)}} \right), \quad (4.59)$$

$$B_{m,\rho} = -A_{m,\rho} e^{2\beta_m L_\rho}. \quad (4.60)$$



Відповідно до принципу Сен-Венана, локальні збурення призводять до локального напружено-деформованого стану каната. За умови значних відстаней поміж перерізом ушкодження троса та границями ділянок, відповідні ділянки можна вважати безмежно довгими. У разі безмежно довгої першої ділянки слід приймати  $B_{m,1,\varpi} = 0$ . За безмежно довгої другої –  $A_{m,2,\varpi} = 0$ .

У випадку безмежно довгих обох ділянок величина  $l$  (координата перерізу з ушкодженням тросу) мала. Її можна прийняти рівною нулю, а переріз розриву – площиною симетрії. Симетричність напружено-деформованого стану дозволяє розв'язок задачі шукати лише для однієї ділянки в наступній формі

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} B_m e^{-\beta_m x} \cos(\mu_m(i-0,5)) + \frac{P_{\Theta,l}}{E F} x + \varepsilon, \quad (4.61)$$

$$p_i = \sum_{m=1}^{M-1} -B_m e^{-\beta_m x} \beta_m \cos(\mu_m(i-0,5)) E F + p_{\Theta,l}, \quad (4.62)$$

$$\begin{aligned} & \sum_{m=1}^{M-1} B_m \cos(\mu_m(i-0,5)) + \varepsilon = \\ & = U_0 \left( \frac{2}{M} \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(i-0,5)) \cos(\mu_m(\Theta-0,5)) + \frac{1}{M} \right), \end{aligned} \quad (4.63)$$

де

$$U_0 = \frac{P_{\Theta,l}}{2 E F \sum_{m=1}^{M-1} \cos(\mu_m(\Theta-0,5))^2 \beta_m}; \quad (4.64)$$

$$B_m = \frac{2}{M} U_0 \cos(\mu_m(\theta-0,5)); \quad (4.65)$$

$$\varepsilon = \frac{U_0}{M}. \quad (4.66)$$

Отримані алгоритми визначення напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната надають можливість до відомого стану каната підйомної установки додавати вплив розриву троса, визначати НДС каната під впливом комплексу чинників, включно таких, як технічний стан машини та напрямних посудини.

Застосування алгоритму розглянемо на прикладі визначення НДС плоского каната з розривом троса за опуклого барабану підйомно-транспортної машини.

Канат підйомної машини має значну довжину та взаємодіє з опуклим барабаном. Цій частині каната надамо номер два. Суміжним, відповідно, один та три. Прийmemo, що твірна барабана має форму параболи.

На барабані відносні подовження тросів, що зумовлені формою його твірних [43]

$$\varepsilon_i = 2 \left( \frac{R_{max} - (R_{max} - R_{min}) \left( \frac{i}{M} \right)^2}{R_{max} - R_{min}} \right), \quad (4.67)$$

де  $R_{min}$ ,  $R_{max}$  – відповідно, мінімальний та максимальний радіуси згину тросів на барабані;  $i$  – номер троса;  $M$  – кількість тросів в канаті.

Середня довжина тросів

$$X = \frac{R_{max} + R_{min}}{2} \alpha,$$

де  $\alpha$  – кут, на якому канат огинає барабан.

Віднесемо канат до осі  $x$ , що спрямована вздовж каната. Позначенням коефіцієнтів, шуканих змінних, надамо індекси. До них занесемо номери ділянок, яких вони стосуються, та номери тросів ( $i$ ). Граничні умови

$$\begin{aligned} x \rightarrow -\infty \quad u_{1,i} &= 0, & p_{1,1} &= p_{1,2} = \dots = p_{1,N}, \\ x \rightarrow \infty \quad u_{3,1} &= u_{3,2} = \dots = u_{3,N}, & p_{3,i} &= P. \end{aligned} \quad (4.68)$$

Умови сумісності деформування ділянок каната

$$\begin{aligned} x = 0 \quad u_{1,i} &= u_{2,i}, & p_{1,i} &= p_{2,i}, \\ x = L \quad u_{2,i} &= u_{3,i}, & p_{2,i} &= p_{3,i}. \end{aligned} \quad (4.69)$$

Відзначимо, в наведених залежностях та далі, в нижніх індексах перші цифри відповідають номерам ділянок. Врахуємо деформування гумотросового каната, граничні умови та умови сумісності. Отримаємо розв'язок першої задачі

$$u_{1,i} = \sum_{m=1}^M a_{1,m} e^{\beta_m x} \cos(\mu_m (i - 0,5)) + \frac{Px}{EF}, \quad (4.70)$$

$$p_{1,i} = E F \sum_{m=1}^{M-1} a_{1,m} e^{\beta_m x} \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)) + P, \quad (4.71)$$

$$u_{2,i} = \sum_{m=1}^{M-1} (a_{2,m} e^{\beta_m x} + b_{2,m} e^{-\beta_m x}) \cos(\mu_m (i - 0,5)) + \frac{P}{E F} x, \quad (4.72)$$

$$p_{2,i} = EF \sum_{m=1}^{M-1} \left[ (a_{2,m} e^{\beta_m x} - b_{2,m} e^{-\beta_m x}) \beta_m + D_m \right] \cos(\mu_m (i - 0,5)) + P, \quad (4.73)$$

$$u_{3,i} = \sum_{m=1}^{M-1} b_{3,m} e^{-\beta_m x} \cos(\mu_m (i - 0,5)) + \frac{P}{EF} x, \quad (4.74)$$

$$p_{3,i} = -EF \sum_{m=1}^{M-1} b_{3,m} e^{-\beta_m x} \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)) + P, \quad (4.75)$$

де  $a_{k,m}, b_{k,m}$  – сталі інтегрування;  $k = 1, 2, 3$  – номер ділянки;

$$D_m = \frac{2}{M} \sum_{k=1}^M \varepsilon_k \cos(\mu_m (k - 0,5)); \quad a_{1,m} = \frac{D_m}{2\beta_m} (1 - e^{-\beta_m L}); \quad a_{2,m} = -\frac{D_m}{2\beta_m e^{\beta_m L}}; \quad b_{2,m} = \frac{D_m}{2\beta_m};$$

$$b_{3,m} = \frac{D_m}{2\beta_m} (1 - e^{\beta_m L}).$$

Визначення невідомих сталих завершує розв'язання першої задачі прикладу.

Переріз ушкодження каната в процесі його руху переміщується відносно барабана. Найбільше змінюються внутрішні зусилля в перерізі симетрії дуги згину каната на барабані – в перерізі  $x = \frac{L}{2}$ . Сили розтягу  $\Theta$ -го троса в цьому перерізі визначаються за наступною залежністю

$$p_{2,\Theta} = EF \sum_{m=1}^{M-1} \left[ (A_{2,m} e^{\beta_m L/2} - B_{2,m} e^{-\beta_m L/2}) \beta_m + D_m \right] \cos(\mu_m (\Theta - 0,5)) + P. \quad (4.76)$$

На межі ділянок каната сили розтягу тросів рівні. Вказане дозволяє визначати коефіцієнти концентрації напружень в тросах. Коефіцієнт концентрації для ушкодженого троса дорівнює нулю. Більше навантажені два троси, сусідні з ушкодженим. Коефіцієнти концентрації для них визначаються наступними виразами

$$K_1 = \frac{EF \sum_{m=1}^{M-1} \left[ (A_{2,m} e^{\beta_m L/2} - B_{2,m} e^{-\beta_m L/2}) \beta_m + D_m \right] \cos(\mu_m (\Theta - 1,5))}{P} + 1,$$

$$K_2 = \frac{EF \sum_{m=1}^{M-1} \left[ (A_{2,m} e^{\beta_m L/2} - B_{2,m} e^{-\beta_m L/2}) \beta_m + D_m \right] \cos(\mu_m (\Theta + 0,5))}{P} + 1.$$

Більше з двох значень  $i$  визначає максимальний коефіцієнт концентрації напружень в канаті.

В другій задачі, як показано вище, величина  $l$  (координата перерізу з ушкодженням тросу) мала. Її прийняли рівною нулю, а переріз розриву – площиною симетрії. Симетричність напружено-деформованого стану дозволила знайти розв’язок задачі лише для однієї ділянки (4.61)–(4.65). В них замість умовної величини зусилля  $p_{\Theta, l}$  треба підставити знайдене зусилля  $p_{2, \Theta}$ . Так, в залежності (4.62) замінені стала величини – остання складова

$$p_i = \sum_{m=1}^{M-1} -B_m e^{-\beta_m x} \beta_m \cos(\mu_m (i - 0,5)) E F + p_{2, \Theta}.$$

Врахуємо зсув початку осі координат в другій задачі відносно першої, симетричність рішення в ній. Складемо розв’язки. Розподіл сил в тросах каната буде мати наступний вигляд

$$p_i = EF \sum_{m=1}^{M-1} \left[ \left( A_{2,m} e^{\beta_m x} - B_{2,m} e^{-\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m (|x| - L/2)} \right) \beta_m + D_m \right] \cos(\mu_m (i - 0,5)) + P + p_{2, \Theta}.$$

Отримана залежність визначає розподіл сил, які сприймають троси гумотросового каната. Вона враховує конструкцією машини – відхилення твірної барабану підйомної машини від прямої лінії та розрив троса каната.

Коефіцієнти концентрації напружень в суміжних тросах становлять

$$K_1 = \frac{EF \sum_{m=1}^{M-1} \left[ (A_{2,m} - B_{2,m} - B_m) \beta_m + D_m \right] \cos(\mu_m (\Theta - 1,5)) + p_{2, \Theta}}{P},$$

$$K_2 = \frac{EF \sum_{m=1}^{M-1} \left[ (A_{2,m} - B_{2,m} - B_m) \beta_m + D_m \right] \cos(\mu_m (\Theta + 0,5)) + p_{2, \Theta}}{P}.$$

Більше з двох значень визначає максимальний коефіцієнт концентрації напружень в канаті.

### 4.3 Дослідження границь прийнятності умови про безмежність плоского гумотросового каната

Вище прийнято умову про безмежно довгі ділянки відрізків каната. Визначимо розміри ділянок, які можна вважати безмежно довгими. Вирази (4.61,

4.62), з урахуванням значень характеристичних показників  $\beta_m$ ,  $\mu_m$ , задамо в наступному вигляді

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} B_m D_m + \frac{P_{\Theta, I}}{E F} x + \varepsilon, \quad (4.77)$$

$$p_i = \sum_{m=1}^{M-1} -B_m D_m \beta_m E F + p_{\Theta, I}, \quad (4.78)$$

де 
$$D_m = [\exp(-f_k)]^{f_M x} f_H; \quad (4.79)$$

$$f_M = \sqrt{2 \frac{G b k_G}{h E F}}; \quad f_k = \sqrt{1 - \cos\left(\frac{\pi m}{M}\right)}; \quad f_H = \cos\left(\frac{\pi m}{M}(i - 0,5)\right).$$

В прийнятій формі запису  $f_M$  залежить лише від механічних параметрів складових каната. Функція  $f_k$  залежить від кількості тросів у канаті. Функція  $f_H$  – від номера ушкодженого троса. В нашому випадку вона тотожна залежності від номера троса, на який вчинено локальний вплив.

Переміщення, сили відповідно до (4.77) та (4.78) вздовж каната змінюються за показниковим законом. Абсолютний прояв локальних збуджень зреалізується лише за умови  $x \rightarrow \infty$ .

В прикладному застосуванні розміри ділянки прояву локальних збурень можна оцінювати за значенням параметру, віднесеним до його максимального значення – допустимою відносною величиною похибки, зумовленою нехтуванням якоїсь частини параметру.

Розглянемо залежність  $f_k$  від номера  $m$  в сумі з  $M$  членів виразу (кількості тросів в канаті), яка показана на рисунку 4.2.

Наведений рисунок відтворює практично незначну нелінійну залежність величини  $f_k$ , від номера члена суми у виразі (4.79). Разом з тим величина  $f_k$  є аргументом експоненти. Навіть незначна її зміна призводить до нелінійної зміни параметра (4.79), що визначає відхилення параметрів напружено-деформованого стану каната.

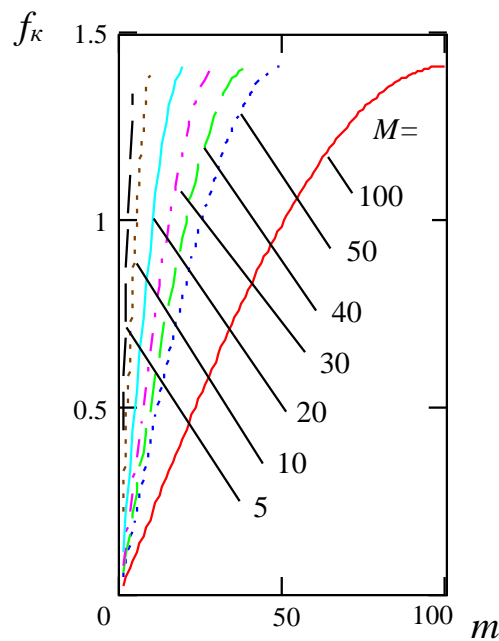


Рисунок 4.2 – Залежність  $f_k$  від номера  $m$  в сумі з  $M$  членів виразу (4.79)

Параметр  $f_n$  не є аргументом експоненти. Він симетрично змінюється зі зміною номера ушкодженого троса. Розглянемо значення параметра для крайніх випадків – ушкоджено крайній ( $i = 1$ ) або середній трос. Номер середнього троса може бути визначеним лише за умови непарності тросів в канаті. В такому випадку його номер  $i = \frac{M-1}{2} + 1$ . Для крайнього троса  $f_n = \cos\left(\frac{\pi m}{2M}\right)$ . Залежність

його значення від номера  $m$  в сумі з  $M$  членів виразу (4.69) показана на рис. 4.3, а.

В залежностях (4.77), (4.78) переміщення та сили, як параметри напружено-деформованого стану, залежать і від значення сталої диференціювання. Під час визначення залежності параметрів напружено-деформованого стану від відстані до перерізу локального збурення співставляємо найбільші значення. Вони реалізуються в тому самому тросі, що і мають місце локальні збурення. Останнє зумовлює вплив параметру  $f_n^2$ . На рис. 4.3, б наведено відповідні графічні залежності.

Побудовані функції нелінійні, спадні. Зі зростання числа в сумі їх вплив зменшується.

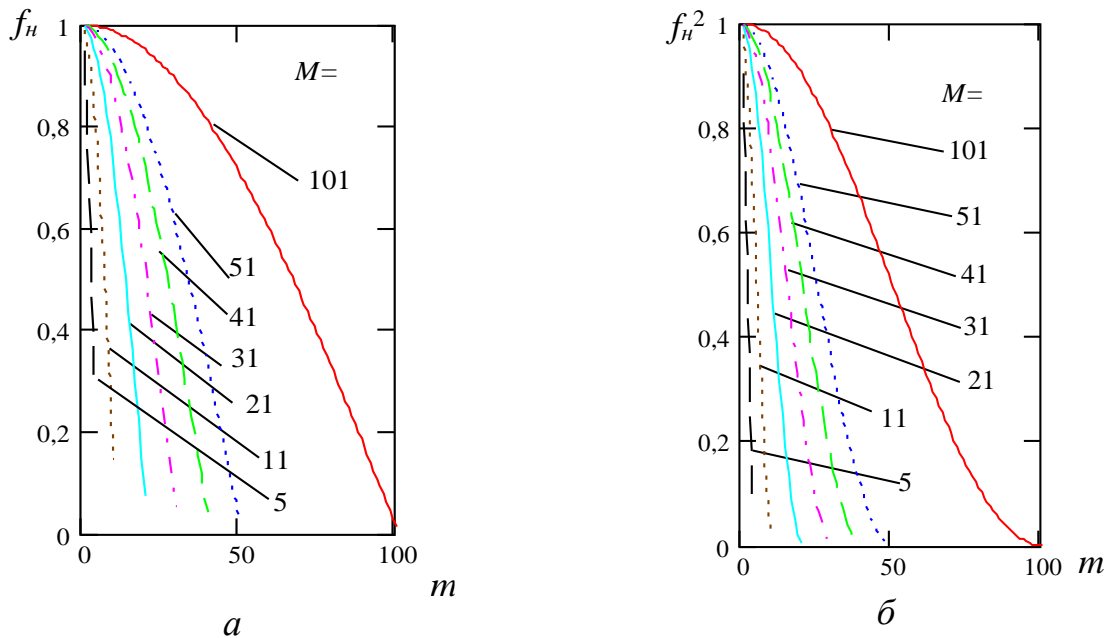


Рисунок 4.3 – Залежність від номера  $m$  в сумі з  $M$  членів виразу (4.79):

$a$  – для  $f_n$ ;  $b$  – для  $f_n^2$ .

Для середнього троса функція  $f_n = \cos\left(\frac{\pi}{2}m\right)$ . Вона приймає наступні значення:  $-1, 0, 1$ . Відповідно  $f_n^2$  - лише два значення  $0$  та  $1$ . А  $\sum_{m=1}^{M-1} \left( \cos\left(\frac{\pi}{M}m(i-0,5)\right) \right)^2 = \frac{M-1}{2}$  не залежить від номера троса  $i$ .

Усі, окрім останніх величин, впливають на значення сум у виразах (4.77) та (4.78). Це не дозволяє спростити отримані вирази. Відповідно, довжину ділянки прояву крайових збурень будемо оцінювати шляхом аналізу не окремих елементів, а суми усіх значень  $D_m$ .

На інтервалі  $0 \leq x < \infty$  виконується умова  $f_n \leq D_m \leq 0$ . Межу впливу локального збурення будемо оцінювати величиною  $f_n L$ , де  $L$  – довжина, за якої показники напружено-деформованого стану на інтервалі своїх значень ( $1 < \delta > 0$ ) становлять деяку частину від максимального. Вказана частина практично становить значення коефіцієнта нерівномірності розподілу параметрів напружено-деформованого стану каната.

Скористаємося виразом (4.78) та для канатів з різною кількістю тросів знайдемо значення величин  $f_n L$ , за яких дія локального збурення зменшується

до  $\delta = 10, 5, 3, 2, 1 \%$ .

На рисунках 4.4, *a* – 4.4, *г* побудовані залежності кількості тросів в канаті від параметра  $f_M L$ , за якого виконується умова неперевищення коефіцієнта нерівномірності розподілу параметрів напружено-деформованого стану каната заданої величини  $\delta$ .

Залежності побудовані в напівлогарифмічних координатах. На рисунку 4.4, *a* показані залежності для випадку ушкодження крайнього троса, на рисунку 4.4, *б* – другого з краю, на рисунку 4.4, *в* – середнього троса. На рисунку 4.4, *г* – для випадку ушкодження тросу з номером, що становить четверту частину від загальної кількості тросів в канаті.

Залежності, зображені на рисунках 4.4, *a* та 4.4, *б* відрізняються тим, що рівні відхилення показників, що характеризують вплив місця розташування ушкодженого троса в канаті, за ушкодження першого троса, реалізуються в канаті з меншою кількістю тросів.

Фізично вказане явище пояснюється тим, що за ушкодження крайнього троса зона локального перерозподілу переміщень тросів, сил їх розтягування, розташована по один бік від нього. За умови ушкодження некрайнього троса зона локалізації має дві зони перерозподілу – по обидва боки від ушкодженого троса.

Залежності, зображені на рисунку 4.4, *в* та 4.4, *г* практично збігаються. Вказане є наслідком локалізації збурень не тільки вздовж каната, але і по його ширині. Середній трос, як і трос з порядковим номером  $M/4$ , за значної кількості тросів, знаходиться на значній відстані від краю каната, як і середній.

Разом з тим, у вказаних залежностях, максимальна кількість тросів в канаті більша, ніж у разі ушкодження другого з краю троса. Вказане є наслідком збільшення зон по обидва боки від ушкодженого троса, в яких реалізується перерозподіл сил та переміщень. Це вказує на те, що зі збільшенням номера ушкодженого троса, але не більше ніж  $M/2$ , кількість тросів в канаті, за яких виконується умова заданого зменшення коефіцієнтів нерівномірності перерозподілу показників напружено-деформованого стану, наближається до тих самих значень, що мали місце для випадку ушкодження середнього троса.



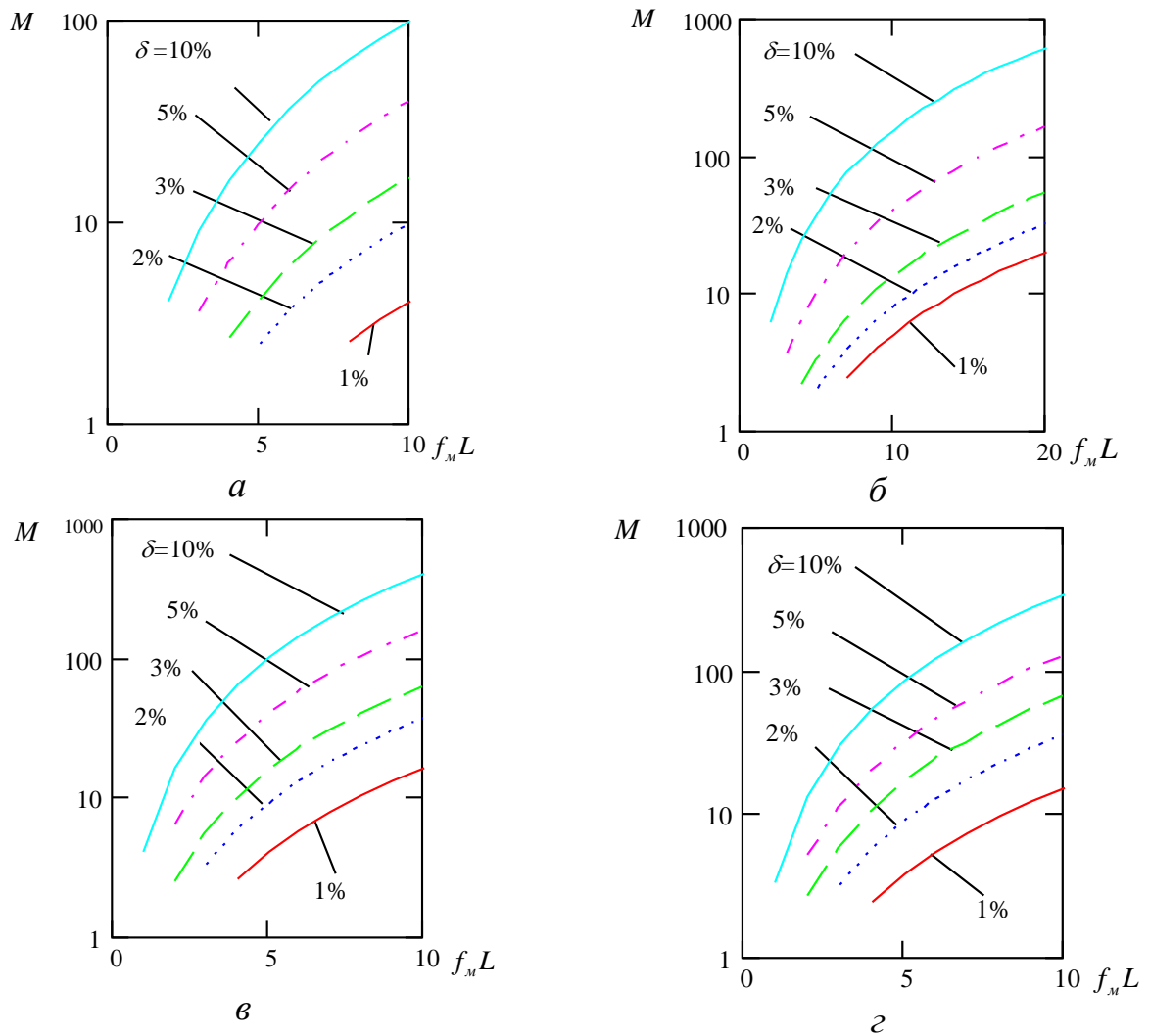


Рисунок 4.4 – Залежності максимальної кількості тросів в канаті від параметра  $f_m L$ , за якого коефіцієнт нерівномірності розподілу параметрів напружено-деформованого стану каната, зумовленого розривом троса, не перевищує величини  $\delta$ :  $a$  – у разі розриву крайнього троса;  $б$  – у разі розриву другого з краю троса;  $в$  – у разі розриву середнього троса;  $г$  – у разі розриву троса з номером  $M/4$

Отримані залежності дозволяють визначати відстані  $L$  поміж перерізами виникнення локальних збурень, за яких взаємний вплив збурень не перевищить розглянутих значень коефіцієнтів нерівномірності напружено-деформованих станів каната з  $M$  тросів

$$L = \frac{(f_m L)}{\sqrt{2 \frac{G b k_G}{h E F} \sum_m^{M-1} \sqrt{1 - \cos\left(\frac{\pi m}{M}\right)}}}$$

Отримана залежність дозволяє враховувати і конструкцію каната і механічні властивості його складових елементів для випадку локального збурення, що виникає в одному і тому самому тросі каната. У випадку дії збурень в різних тросах отримані залежності призводять до завищених результатів.

Для визначення характеру впливу збурень, що можуть мати місце в різних тягових елементах каната, розглянемо межі змін його напруженого стану у разі локального збурення. В якості збудника збурень приймемо прикладення до країв розірваного троса двох протилежно спрямованих одиничних сил. Скористаємося залежностями (4.77) та (4.78), визначимо розподіл внутрішніх сил, що виникають в тросах. Розрахунки виконаємо для канатів, що мають 11 та 100 тросів. Розірваним будемо вважати третій трос. Значення сил покажемо віднесеними до одиничної сили. Результати наведено на рис. 4.5, а та 4.5, б.

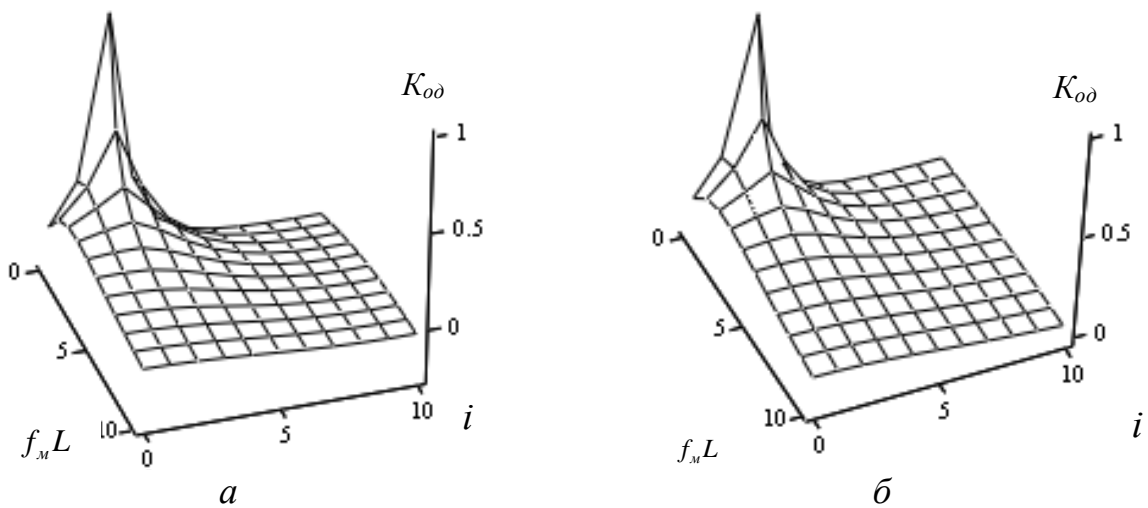


Рисунок 4.5 – Розподіл сил  $K_{00}$ , зумовлених прикладеною одиничною силою до третього тросу, вздовж каната (параметр  $f_M L$ ): а – для каната з 11 тросів; б – для каната зі 100 тросів

Відповідно отриманих графічних залежностей, локальне прикладення сили (до одного троса), впливає на значення сил в інших тросах. Зміни сил відбуваються, як по довжині каната, так і по його ширині. Перерозподіл сил відповідає принципу Сен-Венана. Їх значення зменшуються зі зростанням відстані від області дії локального збудника. Вище розглянуто вплив параметра  $f_M L$  на значення переміщень перерізів троса, на який діє зовнішній збудник. Встановлені

відстані, за яких взаємний вплив двох чинників, у випадку забезпечення заданої точності розрахунків, можна не враховувати.

Розглянемо зону локального перерозподілу сил по ширині каната. Оскільки гумотросовий канат є композитною конструкцією, його побудова по ширині дискретна. Дослідимо розподіл сил поміж тросами. Максимальні зміни внутрішніх зусиль мають місце в перерізі дії джерела збурення. Дослідимо його прояв. Розглянемо зміни зусиль в канатах з різною кількістю тросів, зумовлену розривом одного троса. Порваним тросом, по черзі, будемо вважати перший, другий, третій, четвертий, середній трос. Мінімальна кількість тросів в канаті композитної побудови – два. Мінімальна кількість тросів в канаті з ушкодженням середнім тросом – три.

З використанням залежностей (4.78) визначені внутрішні сили в тросах канатів з різною кількістю тросів. Результати розрахунків наведені далі. На рисунку 4.6 показаний розподіл коефіцієнтів концентрації сил в перерізі каната з різною кількістю тросів  $M$  у разі ушкодження першого троса.

Розрив троса супроводжується передачею частини зусилля, що ним сприймалося, суміжним тросам. Співвідношення додаткових внутрішніх сил, що виникли в сусідніх тросах суттєво впливає на значення максимального навантаження цілих тросів в перерізі ушкодження одного з них. На рисунках 4.7, *a* та 4.7, *б* показані різниці часток додаткових зусиль в тросах, суміжних з ушкодженням другим та четвертим тросом.

Рисунки 4.7, *a* та 4.7, *б* ілюструють суттєвий вплив місця розташування ушкодженого троса.

З віддаленням троса від краю каната величини додаткових максимальних зусиль навантаження тросів зближуються. Відповідно, з наближенням до середини для каната з будь-якою кількістю тросів, навантаження сусідніх з пошкодженим тросом, будуть рівними внаслідок симетрії. Так, рисунок 4.7, *б* показує, що різниця сил, сприйнятих двома тросами, суміжними з ушкодженням (четвертим), не перевищує 1 % за кількості тросів у канаті, більшої за вісім. За меншої кількості тросів в канаті четвертий трос від одного краю буде ближчим до другого.

На рис. 4.8 показані залежності значень сил у тросі, найвіддаленішому від

ушкодженого у разі розриву першого (крива 1), другого (крива 2) і третього (крива 3) троса.

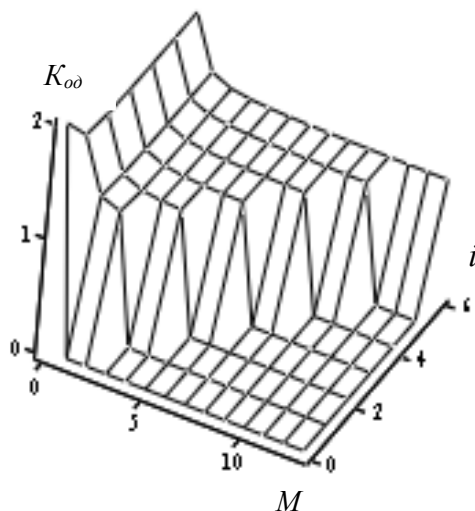


Рисунок 4.6 – Розподіли коефіцієнтів концентрації сил в канатах з  $M$  тросів у разі розриву першого троса

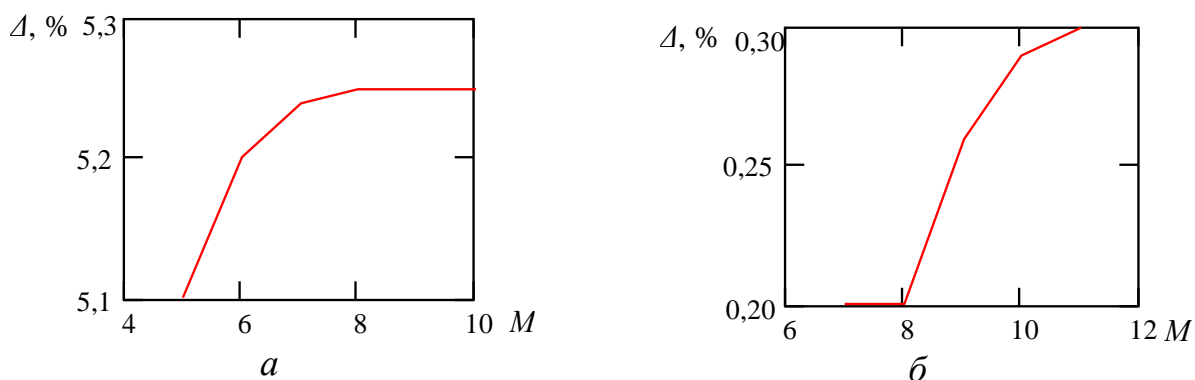


Рисунок 4.7 – Різниця частин навантаження, сприйнята двома суміжними тросами, у разі розриву:  $a$  – другого троса ;  $b$  – четвертого троса

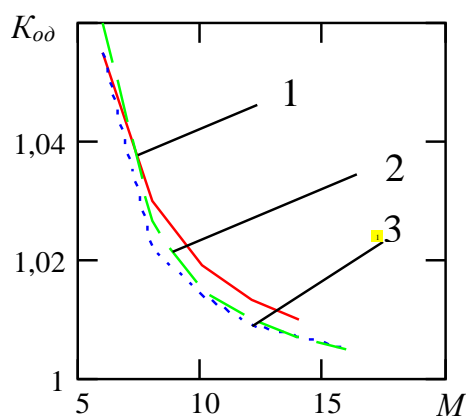


Рисунок 4.8 – Значення внутрішньої сили у тросі, найвіддаленішому від ушкодженого, у разі розриву першого (крива 1), другого (крива 2) і третього (крива 3) троса

Наведений рисунок демонструє незначний вплив розташування ушкодженого троса на додаткові зусилля, що виникають в крайньому найвіддаленішому від ушкодженого троса. Водночас зі зростанням кількості тросів частина зусилля, сприйнята найвіддаленішим тросом, зменшується. Значення величини зростання, віднесене до зусилля, що сприймав трос до ушкодження, наближається до величини, зворотної кількості тросів в канаті.

#### **4.4 Рекомендації з визначення напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната підйомної машини у разі локального пошкодження тягового осердя та особливостей технічного стану підйомного комплексу**

Рекомендації з визначення напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната підйомної машини у разі локального пошкодження тягового осердя та особливостей технічного стану підйомного комплексу, включно і відхилень напрямних посудини:

а) Визначення напружено-деформованого стану каната без ушкоджень тросів може бути виконано в будь-який час з використанням відомих методів, або експериментально.

б) За характером взаємодії каната на ділянці, що розглядається, визначають граничні умови, що задають у формі переміщень  $f_{pn}(j)$  або сил  $f_{pc}(j)$ , що діють на троси, яким надано номери  $j$ .

в) За залежностями (4.23)–(4.26) визначають невідомі сталі інтегрування. Якщо окремі граничні умови характеризуються тим, що відсутні сили, що діють на троси, або (та) відсутні переміщення, доцільно невідомі сталі інтегрування визначати за однією з груп залежностей, складених для відповідного випадку (4.27)–(4.31) або (4.32)–(4.36), або (4.37)–(4.41), або (4.42)–(4.46), або (4.47)–(4.51), або (4.52)–(4.56).

г) За виразами (4.11) та (4.12) визначити переміщення перерізів тросів та внутрішні сили їх навантаження. За відомими переміщеннями за формулою (4.2) визначити усереднені за товщиною сили зсуву, що діють на гумові прошарки.

Враховуючи, що посудина рухається стовбуром, розглянути декілька варіантів розташування розриву троса відносно осі стовбура. Водночас максимальні значення вказаних параметрів реалізуються в перерізі  $x = l$ .

д) У разі наявності декількох розривів, перевірити можливість вважати, що взаємний вплив двох ближніх поміж собою розривів тросів відсутній. Умова перевірки полягає в тому, що відстань поміж перерізами ушкоджень тросів має не бути меншою за величину  $\frac{5}{f_M}$ , або поміж ушкодженими тросами є сім неушкоджених.

є) У разі виконання вказаних умов за максимальні показники напружено-деформованого стану приймати максимальні їх значення, визначені в перерізі ушкодження кожного з тросів. За їх значеннями необхідно визначати можливість використання каната з ушкодженими тросами.

#### **4.5 Розробка методики розрахунку гумотросового каната, технічних вимог до конструкції плоских гумотросових канатів та норм їхнього відбраковування**

##### **4.5.1 Методика розрахунку гумотросового каната з урахуванням впливу його позацентрального розтягнення та пошкодження тросової основи**

Гумотросові канати виготовляють з окремих паралельно укладених та запресованих в гумову оболонку тросів. Їх використовують в підйомних машинах. Внаслідок зносу обладнання напрямні підйомної установки можуть викривлятися, троси руйнуватися – розриватися. Викривлення напрямних призводить до позацентрального розтягнення троса. Методика призначена для визначення втрати міцності каната, зумовленої вказаними чинниками.

У випадку відсутності викривлень каната, розривів його тросів, сила розтягу каната практично рівномірно розподілена поміж усіма його тросами. Зсув вектора навантаження каната на величину  $\Delta$  в його площині призводить до змінного вздовж

каната (осі  $x$ ) наступного розподілу сил розтягу його тросів з розмірами  $1 \leq i \leq M$  [122].

$$p_i = E F \Delta \frac{(e^{\beta x} + e^{-\beta x}) \cos\left(\frac{\pi i}{M+1}\right) \beta}{(e^{\beta L} - e^{-\beta L} - 2 \beta L) W} + \frac{P}{M}, \quad (4.80)$$

де  $L$  – довжина каната;  $\beta = \sqrt{-\frac{b}{2a} + \sqrt{\left(\frac{b}{2a}\right)^2 - \frac{c}{a}}}$ ;

$$W = \frac{\cos\left(\frac{\pi M}{M+1}\right) - \cos\left(\frac{\pi}{M+1}\right) G \frac{b}{t} (d+t)}{\left(2E I (M-1) \beta^2 + G \frac{b}{2t} (d+t)^2\right) \beta}; \quad a = 4E^2 F I t^2 \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}\right) (M-1);$$

$$b = G b t (M-1) E \left[ F \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}\right) (d+t)^2 + 4I \left(\frac{\pi (M-1)}{M+1} - \frac{\pi M}{M+1}\right) \right];$$

$$c = G^2 (d+t)^2 \left[ \cos\left(\frac{\pi (M-1)}{M+1}\right) - 2 \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}\right) + \cos\left(\frac{\pi}{M+1}\right) \right];$$

$b$  – товщина каната;  $d$  – діаметр троса;  $t$  – відстань поміж тросами,  $F$  – площа перерізу троса;  $E$  – приведений модуль пружності матеріалу троса;  $G$  – модуль зсуву гуми;  $I$  – момент інерції перерізу троса.

Залежність (4.80) дозволяє встановити навантаження будь-якого троса на відстані  $x$  від перерізу підвішування (барабана), відповідно визначити розподіли коефіцієнтів концентрації напружень вздовж тросів

$$K_{\text{зигн.}i} = \frac{E F \Delta M}{P} \frac{(e^{\beta x} + e^{-\beta x}) \cos\left(\frac{\pi i}{M+1}\right) \beta}{(e^{\beta L} - e^{-\beta L} - 2 \beta L) W} + \frac{\rho(L-x)}{P} + 1, \quad (4.81)$$

де  $\rho$  – питома маса каната;  $P$  – розрахункове навантаження.

Без урахування маси каната, найбільше навантажений крайній трос в перерізі  $x = L$ . Коефіцієнт концентрації напружень в цьому випадку визначається залежністю

$$K_{\text{зигн.max}} = \frac{E F \Delta M}{P} \frac{(e^{\beta L} + e^{-\beta L}) \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}\right) \beta}{(e^{\beta L} - e^{-\beta L} - 2 \beta L) W} + 1.$$

В процесі експлуатації можливий розрив будь-якого троса, в будь-якому

перерізі. Будемо вважати, що ушкоджено деякий трос, що має номер  $\Theta$ . Розрив розташовано на відстані  $l$  до місця приєднання – барабана. Для визначення коефіцієнта концентрації напружень, зумовленого розривом троса, визначаємо наступні коефіцієнти

$$U_0 = \frac{M K_{зигн.\Theta}}{\sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m (\Theta - 0,5))^2 \frac{(1 + e^{2\beta_m(-l)})(1 + e^{2\beta_m(L-l)})}{e^{2\beta_m(-l)} + e^{2\beta_m(L-l)}}}, \quad (4.82)$$

$$A_m = \frac{U_0 \cos(\mu_m (\Theta - 0,5))}{M e^{\beta_m l} \left( 1 - \frac{e^{\beta_m l} + e^{-\beta_m l}}{e^{\beta_m l} + e^{\beta_m(2L-l)}} \right)}, \quad B_m = -A_m e^{2\beta_m l}.$$

За формулами

$$K_{зигн.\Theta 1} = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m l} - B_m e^{-\beta_m l}) \beta_m \cos(\mu_m (\Theta - 1,5)),$$

$$K_{зигн.\Theta 2} = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m l} - B_m e^{-\beta_m l}) \beta_m \cos(\mu_m (\Theta + 0,5))$$

визначити коефіцієнти концентрації напружень в тросах, суміжних з ушкодженим. Більше значення і буде шуканим максимальним коефіцієнтом концентрації напружень в зігнутому канаті з ушкодженим тросом.

У разі наявності декількох розривів треба перевірити можливість вважати, що взаємний вплив двох ближніх поміж собою розривів тросів відсутній. Умова перевірки полягає в тому, що відстань поміж перерізами ушкоджень тросів має не

бути меншою за величину  $5 \sqrt{\frac{h E F}{2G b}}$ , або поміж ушкодженими тросами є сім

неушкоджених.

Виконані вище та попередні [123, 124] дослідження дозволяють сформулювати технічні вимоги до конструкції плоских гумотросових канатів та норми їхнього відбраковування.



#### 4.5.2 Технічні вимоги до конструкції плоских гумотросових канатів та норми їхнього відбраковування

Загальна конструкція плоского гумотросового каната (парна кількість тросів, почергове розташування тросів протилежного напрямку закручування, конструкція тросів, матеріали покриття дроту, з якого виготовляють троси каната, діаметри тросів, крок їхнього розташування в канаті, гумові суміші, товщини обкладинок) має відповідати розробленому ряду конструктивних параметрів (табл. 4.1). Вищевказане зумовлено доцільністю уніфікації конструкцій канатів, технологій та обладнання для їхнього виготовлення. Канат та троси в ньому мають бути суцільними.

Мінімальна та максимальна кількість тросів в канаті мають визначатися відповідно до технічних пропозицій щодо реконструкції шахтних підйомних установок під використання гумотросових канатів [68].

Кінці тросів каната мають бути вкриті шаром гумової суміші з наступною їхньою вулканізацією. Товщина шару гуми не повинна відрізнятися від товщини обкладинки. Розміри утворених бортів каната мають відповідати розмірам бортів, передбачених конструкцією базового каната.

Канат до барабану має бути приєднаним не менш ніж трьома планками притискання, рівномірно розташованими по колу барабана. Сила притискання має перевищувати добуток коефіцієнту тертя та максимальної вантажопідйомності машини [68]. Планки можуть бути притиснуті болтами. Канат до корисного вантажу має бути приєднаний таким чином, щоб радіус згину каната не був меншим за тридцять діаметрів каната.

У випадку використання каната у стовбурі з відхиленнями його напрямних від проектного стану, треба враховувати (зменшувати) допустиме навантаження обернено пропорційно величині коефіцієнта концентрації напружень

$$K_{згн. \max} = \frac{E F \Delta M}{P} \frac{(e^{\beta L} + e^{-\beta L}) \cos\left(\frac{\pi M}{M+1}\right) \beta}{(e^{\beta L} - e^{-\beta L} - 2 \beta L) W} + 1,$$

Таблиця 4.1 – Геометричні та міцнісні параметри ГТК

Умовні позначення каната	Розрахункова маса 1 м каната, кг	Число тросів, шт	Діаметр троса, мм	Розміри поперечного перерізу, мм				Розрахункове розривне зусилля, кН	
				Ширина В, мм	Товщина Н, мм	b <sub>1</sub> , мм	h <sub>1</sub> , мм	сталевого каната в цілому P <sub>тв</sub> , кН	ГТК в цілому P <sub>к</sub> , кН
ГТК-1-0,5-30x10/4x3,1	0,5	4	3,1	30	10	3	3,45	6,78	25,76
ГТК-1-0,75-40x10/6x3,1	0,75	6	3,1	40	10	3	3,45	6,78	38,65
ГТК-1-1,0-52x10/8x3,1	1,0	8	3,1	52	10	3	3,45	6,78	51,53
ГТК-1-1,25-65x10/10x3,1	1,25	10	3,1	65	10	3	3,45	6,78	64,41
ГТК-1-0,5-30x10/2x4,2	0,5	2	4,2	30	10	5	2,9	15,68	29,79
ГТК-1-0,6-38,5x10/2x4,2	0,6	2	4,2	38,5	10	5	2,9	15,68	29,79
ГТК-1-0,75-41x10/4x4,2	0,75	4	4,2	41	10	5	2,9	15,68	59,58
ГТК-1-1,0-52x10/6x4,2	1,0	6	4,2	52	10	5	2,9	15,68	89,38
ГТК-1-1,25-72x10/6x4,2	1,25	6	4,2	72	10	5	2,9	15,68	89,38
ГТК-1-1,5-82x10/8x4,2	1,5	8	4,2	82	10	5	2,9	15,68	119,17
ГТК-1-1,75-93x10/10x4,2	1,75	10	4,2	93	10	5	2,9	15,68	148,96
ГТК-1-2,0-103x10/12x4,2	2,0	12	4,2	103	10	5	2,9	15,68	178,75
ГТК-1-3,4-94x18/6x8,25	3,4	6	8,25	94	18	10	4,875	50,96	290,47
ГТК-1-7,0-142x22/6x12,0	7,0	6	12,0	142	22	10	5	104,7	596,8
ГТК-1-8,4-190x22/6x12,0	8,4	6	12,0	190	22	10	5	104,7	596,8
ГТК-1-10,5-154x32,5/6x14	10,5	6	14,0	154	32,5	10	9,25	141,8	808,26
ГТК-1-15,0-228x28/10x14	15,0	10	14,0	228	28	10	7	141,8	1347,1
ГТК-1-15,5-228x30/10x14	15,5	10	14,0	228	30	10	8	141,8	1347,1
ГТК-1-16,0-228x31/10x14	16,0	10	14,0	228	31	10	8,5	141,8	1347,1
ГТК-1-16,8-228x34/10x14	16,8	10	14,0	228	34	10	10	141,8	1347,1
ГТК-1-20,0-250x34/10x16	20	10	16,0	250	34	10	9	181,2	1721,4

де  $M$  – кількість тросів в перерізі набігання каната на барабан за зсуву посудини в напрямних на величину  $\Delta$ .

У разі ушкодження тороса, що має номер  $\Theta$ , допустиме навантаження має бути зменшене обернено пропорційно більшому з нижче визначених двох коефіцієнтів

$$K_{\text{згн.}\Theta 1} = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m l} - B_m e^{-\beta_m l}) \beta_m \cos(\mu_m (\Theta - 1,5));$$

$$K_{\text{згн.}\Theta 2} = \sum_{m=1}^{M-1} (A_m e^{\beta_m l} - B_m e^{-\beta_m l}) \beta_m \cos(\mu_m (\Theta + 0,5)),$$

де

$$A_m = \frac{U_0 \cos(\mu_m (\Theta - 0,5))}{M e^{\beta_m l} \left( 1 - \frac{e^{\beta_m l} + e^{-\beta_m l}}{e^{\beta_m l} + e^{\beta_m (2L-l)}} \right)}, \quad B_m = -A_m e^{2\beta_m l},$$

$$U_0 = \frac{M K_{\text{згн.}\Theta}}{\sum_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos(\mu_m (\Theta - 0,5))^2 \frac{(1 + e^{2\beta_m (-l)})(1 + e^{2\beta_m (L-l)})}{e^{2\beta_m (-l)} + e^{2\beta_m (L-l)}}}.$$

У разі наявності декількох розривів, треба перевірити можливість вважати, що взаємний вплив двох ближніх поміж собою розривів тросів, відсутній. Умова перевірки полягає в тому, що відстань поміж перерізами ушкоджень тросів має не бути меншою за величину  $5 \sqrt{\frac{h E F}{2G b}}$ , або поміж ушкодженими тросами є сім неушкоджених.

У разі невиконання умов відносно значень допустимих навантажень, канати мають бути відбракованими.

#### Висновки за розділом 4

1. Для можливості визначення величини втрати тягової спроможності плоского гумотросового каната побудовано аналітичне рішення для випадку сумісного впливу пошкоджень тягових елементів плоского тягового органа та

конструктивних параметрів підйомно-транспортної машини, відхилень армування стовбура від проектних значень.

2. Отримані в загальному вигляді у замкненій формі аналітичні вирази дозволяють визначати додаткові внутрішні сили опору тросів каната, максимальні значення коефіцієнтів концентрації напружень в тросах каната, що знаходиться під впливом зовнішніх чинників, у разі розриву одного з тросів.

3. Отримані залежності та алгоритм визначення напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната надають можливість до відомого стану каната підйомної установки додавати вплив розриву троса та визначати напружено-деформований стан каната під впливом комплексу чинників, включно таких, як технічний стан машини та напрямних посудини. Зусилля розтягування тросів каната, зумовлені відхиленнями та поворотами посудини в стовбурі шахти з геометричними недосконаlostями армування, визначені в роботі вище.

4. Механіка деформування та отримані залежності показують, що основним наслідком руйнування троса є утворення зазору поміж створеними кінцями троса в перерізі його руйнування. Його величина залежить від граничних умов та від відстаней від перерізу розриву до кінців каната. Величини утворених зазорів зменшуються зі зростанням відстані від перерізу руйнування тросів до границь тягового органа, що розглядається.

5. Лінійний закон деформування гумотросового каната дозволяє часткове ушкодження троса, наприклад розрив його стренги, розглядати як суму двох станів. Одним станом є стан каната, в якому трос в перерізі розриву зруйновано, другим – стан з цілим тросом. Перший забезпечує передачу частини навантаження, що відповідає частці втрати його тягової спроможності, другий – решту навантаження.

6. Знайдено залежності для визначення довжини ділянки прояву крайових ефектів, зумовлених дією розривів, що дозволяють визначати напружено-деформований стан і у разі розривів декількох тросів, як за довжиною так і за шириною каната. Можливість встановлення напружено-деформованого стану каната, зумовленого розривами різних тросів, в різних перерізах, дозволяє

обґрунтовано визначати можливість подальшої експлуатації підйомної установки, включно і після аварій та техногенних катастроф.

7. Встановлено відстані  $L$  поміж перерізами виникнення локальних збурень, за яких взаємний вплив збурень не перевищить значень коефіцієнтів нерівномірності напружено-деформованих станів каната з  $M$  тросів. Отримана залежність дозволяє враховувати конструкцію каната і механічні властивості його складових елементів для випадку локального збурення, що виникає в одному і тому самому тросі каната. У випадку дії збурень в різних тросах використання залежності призводить до завищених результатів.

8. Обґрунтовано метод визначення напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната шахтної підйомної машини з урахуванням впливу комплексу зовнішніх чинників, включно таких, як конструкція та технічний стан підйомної машини, напрямних посудини, характер взаємодії плоского гумотросового каната та барабанів (шківів) машини, наявність розривів тросів тощо.

9. Розроблено рекомендації з визначення напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната підйомної машини у разі локального пошкодження тягового осердя та особливостей технічного стану підйомного комплексу, включно і відхилень напрямних посудини.

10. Розроблено методику розрахунку плоского гумотросового каната з урахуванням впливу його позацентрального розтягнення та пошкодження тросової основи.

11. Розроблено технічні вимоги до конструкції плоских гумотросових канатів та норми їхнього відбраковування для випадку використання у стовбурах з відхиленнями напрямних від проектного стану.

## ВИСНОВКИ

Дисертація є завершеною науково-дослідною роботою, в якій вирішена актуальна науково-технічна задача забезпечення працездатності канатів та підвищення рівня ефективності використання й експлуатаційної безпеки сучасних шахтних підйомних установок з головними гумотросовими канатами на основі встановлення механізму та закономірностей формування й перерозподілу напружено-деформованого стану канатів при їх взаємодії з механічною системою шахтної підйомної установки з урахуванням впливу технічного стану підйомної машини, просторового деформування каната та можливих розривів його тросової основи для обґрунтування методу розрахунку головних гумотросових канатів при їх експлуатації в реальних складних гірничотехнічних умовах вертикальних стовбурів з порушеною геометрією, включно і після аварій та техногенних катастроф.

### **Основні наукові та практичні результати полягають у наступному:**

1. Виконано аналіз умов експлуатації існуючих шахтних підйомних установок та встановлено можливі шляхи підвищення їх експлуатаційної безпеки, ефективності використання та збільшення термінів експлуатації головних канатів для забезпечення безаварійної експлуатації шахтних підйомних комплексів в умовах їх реконструкції, ремонту та переобладнання.

2. Розроблено математичні моделі взаємодії тягових елементів плоского гумотросового каната з урахуванням будови скручених зі стренг тросів, геометричних параметрів каната, механічних характеристик матеріалу еластичної оболонки та її форми, що дозволяють оцінювати вплив вказаних параметрів на працездатність головного гумотросового каната шахтної підйомної установки.

3. Встановлено, що жорсткість гумового прошарку, розташованого між тросами, на стискання в площині каната та зсув вздовж тросів, залежить від геометричних параметрів каната: кроку укладання тросів та товщини каната, віднесених до діаметрів тросів. Суттєва зміна (зменшення) жорсткості на стискання гумового прошарку має місце при збільшенні кроку укладання від

мінімального ( $1,05d$ ) до двох діаметрів троса, а при подальшому зростанні кроку жорсткість залишається практично незмінною.

4. Встановлено, що випадкове формування маси матеріалу в посудині та її переміщення в підйомній системі суттєво впливає на розподіл зусиль між тросами плоского підйомного каната, відповідно на його тягову здатність. Відхилення посудини та її повороти, зумовлені порушенням геометрії стовбурів, призводять до скручування каната, деформування (згину) каната в його площині, що впливають на напружено-деформований стан каната.

5. Побудовано узагальнене аналітичне рішення для випадку сумісного впливу пошкоджень тягових елементів плоского гумотросового каната та конструктивних параметрів шахтної підйомної машини, відхилень армування стовбура від проектних значень. Отримані в загальному вигляді, у замкненій формі аналітичні вирази дозволяють визначати додаткові внутрішні сили навантаження тросів каната, максимальні значення коефіцієнтів концентрації напружень в тросах каната, що знаходиться під впливом зовнішніх чинників, у разі розриву одного з тросів.

6. Обґрунтовано алгоритм встановлення напружено-деформованого стану каната, зумовленого розривами різних тросів, у різних перерізах, що дозволяє визначати можливість подальшої експлуатації підйомної установки в шахтних стовбурах з порушеною геометрією, включно і після аварій та техногенних катастроф.

7. Обґрунтовано метод визначення напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната шахтної підйомної машини з урахуванням впливу комплексу зовнішніх чинників, включно таких, як конструкція та технічний стан підйомної машини, напрямних посудини, характер взаємодії плоского гумотросового каната та барабанів (шківів) машини, наявність розривів тросів тощо.

8. Результати дисертаційної роботи у вигляді методики визначення напружено-деформованого стану головного гумотросового каната з урахуванням умов його приєднання до конструктивних елементів шахтної підйомної установки та методики визначення допустимих відхилень посудини в стовбурі шахти впроваджено в ІГТМ ім. М.С. Полякова НАН України та ДП «Дніпродіпрошахт».

## ЛІТЕРАТУРА

1. Вертикальный транспорт на горных предприятиях (конструкции, основы теории и расчета) / Под ред. В.Н. Потураева. – М.: Недра, 1975. – 351с.
2. Дворников В.И. Теоретические основы динамики шахтного подъемного комплекса. / Дворников В.И., Кърцелин Е.Р. – София: МОНТ, 1997. – 363 с.
3. Механика шахтного подъема: моногр. / С.Р. Ильин, С.С. Ильина, В.И. Самуся. – Д.: Национальный горный университет, 2014. – 247 с.
4. Динамика канатных и гидротранспортных подъемных комплексов горный предприятий: монография / В.И. Самуся, С.Р. Ильин, В.Е. Кириченко, И.С. Ильина; М-во образования и науки Украины, Нац. горн. ун-т. – Д.: НГУ, 2015. – 302 с.
5. Корзун А.В. Опыт модернизации скипового подъема шахты / Корзун А.В., Байсаров А.В., и др. // Уголь Украины. – 2002. – №12. – С.31 – 33.
6. Potta A. From top to botton // World Mining Equipment. – 1998. – №8. P. 26 – 30.
7. Потураев В.Н. Определение спектральных характеристик внешних горизонтальных нагрузок действующих на шахтный подъемный сосуд / Потураев В.Н., Полницкий А.Б., Карась С.В. Мищенко А.П., Ганжа В.П. // Вопросы подъема глубоких шахт, 1974. – С.276 – 283.
8. Technology to reduce mine hoisting accidents // Engineering & mining journal. – 1999. – №12. – P. 30 – 31.
9. Доржинкевич И.Б. Совершенствование армировки глубоких стволов шахт. – М.: Недра, 1970. – 120 с.
10. Бежок В.Р. Шахтный подъем: Научно-производственное издание / В.Р. Бежок, В.И. Дворников, И.Г. Манец и др. – Донецк: ООО «Юго-Восток, Лтд», 2007. – 624 с.
11. Колосов Л.В. Применение электрических моделей для исследования композитных материалов / Л.В. Колосов, И.В. Бельмас // Механика композитных материалов. – 1981, №1.



12. [Marasová, D.](#) Examination of the process of damaging the top covering layer of a conveyor belt applying the FEM / D. Marasová, Ľ. Ambriško, M. Andrejiová, A. Grinčová // [Journal of the International Measurement Confederation](#). – 2017. – Vol. 112. – PP. 47–52.

13. [Blazej, R.](#) Analysis of core failure distribution in steel cord belts on the cross-section. / R. Blazej, L. Jurdziak, R. Burduk, A. Kirjanow, T. Kozlowski // [International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM](#). – 2017. – Vol. 17, Issue 13. – PP. 987–994. 17th International Multidisciplinary Scientific Geoconference, SGEM 2017; Albena; Bulgaria; 29 June 2017 – 5 July 2017.

14. Бачковский В.И. Применение роликовых направляющих на шахтных подъемных установках / В.И. Бачковский, И.П. Митус, В.В. Филин и др. // Бюллетень Центрального научно–исследовательского института информации и технико–экономических исследований черной металлургии. – 1970. – №16. – С. 27 – 30.

15. [Song, W.](#) Finite element analysis of steel cord conveyor belt splice / W. Song, W. Shang, X. Li // ET Conference Publications Volume 2009, Issue 556 CP, 2009 International Technology and Innovation Conference 2009, ITIC 2009; Xi'an; China; 12 October 2009 – 14 October 2009.

16. Левченя Ж.Б. Повышение надежности стыковых соединений конвейерных лент на горнодобывающих предприятиях: На примере РУП "ПО "Беларуськалий" / Ж.Б. Левченя. – Дис... канд. техн. наук: 05.05.06. – Солигорск, 2004. – 152 с.

17. Танцура Г.І. Гнучкі тягові органи. Стикові з'єднання конвеєрних стрічок: монографія. – Дніпродзержинськ : ДДТУ, 2010 – 127 с.

18. AngloGold Ashanti Bonanza uranium production set to rocket // Mining Review Africa. – 2007. – Issue 6 – P. 22 – 24.

19. Impala team on track at no20 shaft // Mining Review Africa. – 2006. – Issue 3. – P. 26 – 30.

20. Moving ore to the surface // Mining magazine. – 2005. – September. – P. 18 – 20.
21. Phakisa Project to Produce first gold in 2008 // Mining Review Africa. – 2006. – Issue 4. – P. 36 – 39.
22. Production up almost 40% Implats to invest R25 billion // Mining Review Africa. – 2007. – Issue 6. – P. 36 – 40.
23. Wire ropes // Mining magazine. – 2005. – September. – P. 24 – 25.
24. Energy-saving hoist supply systems // Mining magazine/ – 2005. – September. – P. 26 – 27.
25. Gold Fields re-affirms S.A. intentions R30 billion in the mix // Mining Review Africa. – 2007. – Issue 6. – P. 19 – 21.
26. Positioning Obuasi for the long term//Mining Review Africa. – 2006. – Issue4. – P. 10 – 13.
27. Shaft versus trucks // Mining magazine. – 2005. – September. – P. 21 – 22.
28. Strength in depth // International Mining. – 2007. – June. – P. 10 – 18.
29. US\$153M Burnstone mine peak gold production by 2011 // Mining Review Africa. – 2007. – Issue 3. – P. 18 – 21.
30. Гавруцкий А.Е. Определение динамических нагрузок в стволах с деформированной армировкой / А.Е. Гавруцкий, В.Д. Мусиенко, Г.Н. Кущенко и др. // Совершенствование горнорудного производства: Тр. НИГРИ. – 1990. – С. 76 – 81.
31. [Волоховский В.Ю.](#) Концентрация усилий в тросах и несущая способность резиновых конвейерных лент с повреждениями / В.Ю. Волоховский, В.П. Радин, М.Б. Рудяк // [Вестник МЭИ](#). – 2010. – №5. – С. 5–12.
32. Инструкция по производству маркшейдерских работ / Министерство угольной промышленности СССР, Всес. НИИ горной механики и маркшейдерского дела. – М.: Недра, 1987. – 240 с.
33. Сидоров Д.В. Компьютерный прогноз устойчивости шахтного ствола «Голема Река» рудника «САСА ДООЕЛ» / Д.В. Сидоров // Рудник Будущего: научно-техн. журнал. – Пермь, 2010. – № 3. – С. 119 – 121.

34. Бачковский С.В. Обоснование рациональных параметров амортизационно–демпфирующих устройств рычажных направляющих шахтных подъемных сосудов / С.В. Бачковский // Автореф. канд. дисс. – Днепропетровск, 1991. – 18 с.

35. Болотин М.М. Эталонные поглощающие аппараты автосцепки / М.М. Болотин, З.О. Каракашьян, В.Я. Першин // Мир транспорта. – 2007. – №3. – С. 114–123.

36. Хачапуридзе Н.М. О математическом моделировании соударений вагонов, оборудованных гидрогазовыми поглощающими аппаратами / Н.М. Хачапуридзе, А.В. Юрченко, Ю.П. Кривовязюк и др. // Труды ДИИТа. – 1977. – Вып.190/23. – С. 86 – 90.

37. Зотов В.В. Обоснование основных параметров вертикальных подъемных установок с резиновых тросовыми тяговыми органами: Дис. канд. техн. наук: 05.05.06. – Москва, 2007, 172 с

38. Заболотный К.С. Исследование особенностей механики и выбор рациональных параметров бобинных подъемных машин с резиновых тросовым канатом / К.С. Заболотный. – Дис... канд. техн. наук: 05.05.06. – Д., 1979. –248 с.

39. Carbogno A. Bobbin drum hoists with fiat steel rubber-coated ropes/LOADO2001. Logistics & Transport/ Zbornik - ADS Graphic, Koshice 2001, p. 218-221.

40. А.с. № 631428 (СССР) Многоканатная подъемная установка / С.Н. Дьяченко, В.А. Пивин, Д А Дударев и др.- Оpubл. в Б.И. – 1978. – № 41.

41. Борохович А.И., Борохович Б.А. Предельный срок службы стальной ленты как тягового элемента грузоподъемных машин // Вопросы горной механики и шахтного транспорта: Межвузовский сборник научных трудов. Кузбасский политехнический институт. – Кемерово, 1991, с. 22-27.

42. Бельмас И.В. Напряженное состояние резиновых тросовой ленты при произвольном повреждении тросов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1993. – №6. – С. 45–48.

43. Бельмас І.В. Напружено-деформований стан плоского каната зумовлений поривами тягових елементів та конструкцією підйомної машини / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: Національний гірничий університет. – 2017. – №50. – С. 163–170.

44. Применение ленточных тяговых органов на шахтных установках. Отчёт о НИР. Магнитогорский горно-металлургический институт: Магнитогорск, 1973, – 146 с.

45. Промышленные испытания шахтной подъёмной установки с ленточным тяговым органом и разработка технического задания. Отчёт о НИР. Магнитогорский горно-металлургический институт: Магнитогорск, 1974, – 170 с.

46. Сборник научных трудов "Многоленточные лифтовые подъёмные установки", Магнитогорск, 1970.

47. Стальная лента в качестве тягового органа на скиповом наклонном подъёмнике Сибайского карьера. Отчёт о НИР. Магнитогорский горно-металлургический институт: Магнитогорск, 1973. – 75 с.

48. Теоретические и экспериментальные исследования применения стальной ленты вместо уравновешивающих канатов. Отчёт о НИР. Магнитогорский горно-металлургический институт: Магнитогорск, 1971. – 43 с.

49. А.с. № 644704 (СССР) Тяговый орган подъёмника / А.А. Завьялов – Оpubл. в Б.И. 1979. – № 4.

50. Корняков М.В., Дмитриев Е.А. Повышение производительности подъёмных установок за счёт уменьшения материалоемкости тягового органа // Горное оборудование и электромеханика. 2007, №3, с. 29-30.

51. Алексеева Л.А., Бредихин Ю.Р., Волобуева Л.А., Дахов М.И. и др. Теория и практика подъёма. Киев: Наукова думка, 1975, 356 с

52. Исследование работоспособности и надёжности резинотросовых уравновешивающих (хвостовых) канатов. Копия отчёта о НИР. ВНИИОМШС, Харьков, 1973, 71 с.

53. Колосов Л.В. Научные основы разработки и применения резиновых канатов подъемных установок глубоких рудников / Л.В. Колосов. – Дис... докт. наук: 05.05.06, 01.02.06. – Днепропетровск, 1987. – 426 с.

54. Найдено И.С., Вельй В.Д. Шахтные многоканатные подъемные установки. Изд. 2, перераб. и доп. М., Недра, 1979, 391 с.

55. Шидо Н.Н., Савицкий В.И., Коцеруба В.Г., Бабаева Н.В. Резиновые канаты: пути использования и преимущества/ Подъемная техника. Специальные сооружения. – №6. – 2004. – С. 37-39.

56. Израйлевич М.Л. Подъемно-транспортное оборудование на московских промышленных выставках//Подъемно-транспортное оборудование - М., НПП "Подъемтранспортсервис", 2004, №3, С. 26-35.

57. Каталоги компаний WOLBROM, MATADOR, CONTITECH, TRANSPORTGUMMI, BRIDGESTONE, КУРСКРЕЗИНОТЕХНИКА.

58. Заболотный К.С. Применение резиновых канатов для уравнивания многоканатных подъемных установок большой грузоподъемности. Горный журнал №5, 1973.

59. Заболотный К.С., Гаркуша Н.Г., Колосов Л.В. и др. Об использовании плоской резиновой ленты в качестве тягового органа шахтных подъемных машин с бобинной намоткой // Горная электромеханика и автоматика: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1976. – Вып. 29. – С. 3-9.

60. Заболотный К.С., Колосов Л.В. и др. Навеска и эксплуатация резиновых канатов на скиповом подъеме шахты "Родина", Горный журнал №8, 1972.

61. Колосов Л.В. Рациональные параметры высокопрочных резиновых канатов // Изв. Вузов. Горный журнал. – 1989, №2, с. 105-109.

62. Колосов Л.В., Джур В.В. О долговечности и запасе прочности резиновых канатов. Вестник машиностроения №3, 1984.

63. Carbogno A., Berezinsky V.L.; Badania wytrzymałościowe lin płaskich stalowo- gumowych. Transport and Logistics. Special issue Nr 6, May 2004, Kosice, Slovakia.

64. Carbogno A. Rozwój konstrukcji i zastosowania lin wyrownawczych stalowo-gumowych. Biuletyn informacyjny SAG Nr 2, listopad, 1992.

65. Carbogno A., Grzegorzek W., Dyrda J.: Przyczepność gumy do linek stalowych w linach wyrownawczych płaskich stalowo-gumowych. Transport and Logistics. Special issue Nr 6, May 2004, Kosice, Slovakia.

66. Ропай В.А. Наукове обґрунтування параметрів систем зрівноваження шахтних підйомних установок: автореф. дис... д-ра. техн. наук: Національна гірнича академія України. - Дніпропетровськ, 1998. – 33 с.

67. Шидо Н.Н. Резинотросовым канатам зелёный свет // Подъёмные сооружения. Специальная техника. – Украина, №2, 2006, С. 40-44.

68. Колосов Д.Л. Розвиток теорії шахтних підйомних установок з головними гумотросовими канатами / Д.Л. Колосов. – Дис...докт. техн. наук: 05.05.06. – Д.: 2015. – 471 с.

69. Дослідження напруженого стану оболонки композитного тягового органа від дії дотичного навантаження / Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко, О.І. Білоус, Г.І. Танцура // Гірнича електромеханіка та автоматика (технічні науки). – 2020. – №103. – С. 67-73.

70. Kolosov, D., Bilous, O., Tantsura H., & Onyshchenko, S. Stress-strain state of a flat tractive-bearing element of a lifting and transporting machine at operational changes of its parameters // Solid State Phenomena, 2018, Volume 277, pp. 188–201. Режим доступу: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/SSP.277.188>

71. Часткове відновлення тягової спроможності гумотросового тягового органа з ушкодженою тросовою основою / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко, І.Т. Бобильова // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка» (технічні науки). – 2020. – №60 – С. 196-206. Режим доступу: DOI: [10.33271/crpnmu/60.196](https://doi.org/10.33271/crpnmu/60.196)

72. Колосов Д.Л. Обґрунтування методу розрахунку напружено-деформованого стану підйомного гумотросового каната з урахуванням впливу розривів тросової основи та комплексу чинників / Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка» (технічні

науки). – 2020. – №63. С. 98-114. Режим доступу: <https://doi.org/10.33271/crpnmu/63.098>

73. Belmas, I., Kolosov, D., Bilous, O., & Onyshchenko, S. Stress-strain state of a conveyor belt with cables of different rigidity and their breakages // Fundamental and applied researches in practice of leading scientific schools, 2018, Volume 26 (2), pp. 231-238.

74. Belmas, I., Kogut, P., Kolosov, D., Samusia, V., Onyshchenko, S. Rigidity of elastic shell of rubber-cable belt during displacement of cables relatively to drum // E3S Web of Conf. Volume 109, 2019. International Conference Essays of Mining Science and Practice. Режим доступу: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201910900005>

75. Belmas, I.V., Kolosov, D.L., Kolosov, A.L., & Onyshchenko, S.V. Stress-strain state of rubber-cable tractive element of tubular shape // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, 2018, Volume 2, pp. 60–69. Режим доступу: <http://doi.org/10.29202/nvngu/2018-2/5>

76. Вплив відхилень розташування посудини шахтної підйомної установки на напружений стан головного гумотросового каната / Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, С.В. Онищенко, О.М. Черниш // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка» (технічні науки). – 2020. – №62. – С. 196-204. Режим доступу: <https://doi.org/10.33271/crpnmu/62.196>

77. Закономірності напружено-деформованого стану головного гумотросового каната з урахуванням впливу порушеної геометрії стовбуру / Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко, О.І. Білоус, Г.І. Танцура // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка» (технічні науки). – 2019. – №58 – С. 167-177. Режим доступу: <http://doi.org/10.33271/crpnmu/58.167>

78. Колосов Д.Л. Вплив повороту посудини на напружено деформований стан підйомного гумотросового каната при багатоканатній схемі його підвішування / Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко // Бюл. 13, МАДСК. – Одеса, 2019. – С. 33-39.

79. Теоретико-прикладні основи створення енергоефективних та екологічно безпечних систем глибоководного підйому корисних копалин: звіт з НДР

(заклучний). Науковий керівник Д.Л. Колосов / Державний ВНЗ «НГУ». – № держреєстрації 0116U004622 – 2017. – 192 с.

80. Болотин В.В., Новичков Ю.Н. Механика многослойных конструкций. – Машиностроение, 1980. – 327 с.

81. Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. – Машиностроение, 1984. – 312 с.

82. Бельмас І.В., Колосов Д.Л., Колосов А.Л. Исследование напряженно-деформированного состояния резинотросового каната на участке перехода к трубчатой форме. Вестник ПНИПУ. Геология. Нефтегазовое и горное дело. – 2014. – № 12. С. 48-55.

83. Бельмас І.В. Упередження руйнування тягового органу крутопохилого підіймача / І.В. Бельмас, І.Т. Сабурова, І.М. Задорожна // Сб. научн. тр. Керченського морського технологічного інститута. Механізація виробничих процесів рибного господарства, промислових і аграрних підприємств. – Вып. 9. – 2008. – С. 132-136.

84. Блохин С.Е. Напряженно-деформированное состояние плоского резинотросового тягового органа на барабане / С.Е. Блохин, Д.Л. Колосов, А.Л. Колосов // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна. – 2009. – №30. – С. 88-91.

85. Білоус О.І. Напружений стан гумової оболонки канату на барабані конвеєра подачі шихти в доменну піч / О.І. Білоус, Д.Л. Колосов // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2010. – №4(262). – С. 113-114.

86. Колосов Д.Л. Модель та визначення НДС гумотросового канату стиснутого жорсткими плоскими плитами / Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура // Сб. науч. тр. Керченського державного морського технологічного університету і Дніпродзержинського державного технічного університету. – Керчь-Дніпродзержинск. – 2012. – Вып. 13. – С. 64-68.



87. Бельмас І.В. Динамічний вплив руйнування троса плоского гумотросового тягового органа / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, О.І. Білоус // Зб. наук. праць ДДТУ (технічні науки). Машинобудування. Механіка. – 2006. – С. 146-150.

88. Колосов Д.Л. Вплив пориву троса на міцність гумотросового тягового органа ступінчастої конструкції / Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура // Зб. наук. праць ДДТУ (технічні науки). Машинобудування. Механіка. – 2009. – № 1(11). – С. 86-89.

89. Kolosov D. The stress-strain state of the belt on a drum under compression by flat plates / D. Kolosov, O. Dolgov, A. Kolosov // Annual Scientific-Technical Collection. Mining of Mineral Deposits. – Boca Raton – London – New York – Leiden: CRC Press Taylor & Francis Group, Balkema Book. – 2013. – P. 351-357.

90. Блохин С.Е. Математическая модель напряженно-деформированного состояния резиновтросового гибкого тягового органа с повреждениями тросовой основы / С.Е. Блохин, Д.Л. Колосов, А.И. Танцура // Форум гірників: матеріали міжнар. конф. – Д.: НГУ, 2005. – Т. 1. – С. 111-115.

91. Блохин С.Е. Определение допустимых повреждений тросовой основы резиновтросового головного каната шахтной подъемной машины со шкивом трения / С.Е. Блохин, Д.Л. Колосов, А.И. Танцура // Форум гірників: матеріали міжнар. конф. – Д.: НГУ, 2007. – Ч. 3. – С. 32-35.

92. Напружений стан ступінчастого канату з ушкодженням тросом / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, Г.І. Танцура, Ю.В. Конох // Форум гірників: матеріали міжнар. конф. – Д.: НГУ, 2008. – Ч. 3. – С. 183-186.

93. Zabolotny K. Definition of rating loading in spires of multilayer winding of rubber rope cable / K. Zabolotny, E. Panchenko // New Techniques and technologies in Mining. – Boca Raton – London – New York – Leiden: CRC Press Taylor & Francis Group, Balkema Book. – 2010. – P. 223-229.

94. Заболотный К.С. Теория многослойной намотки резиновтросового каната: монография / К.С. Заболотный, Е.В. Панченко, А.Л. Жупиев. – Д.: НГУ, 2011. – 150 с.

95. Zajczenko W. Wpływ parametrów liny wyrównawczej płaskiej stalowo-gumowej na naprężenia i odkształcenia w powłoce gumowej na bębnie zawieszenia / W. Zajczenko // Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie: Materiały na konferencję. Ustroń, Polska, 2013. – S. 1-17.

96. Дарія Заде С. Численна методика определения эффективных характеристик однонаправлено армированных композитов / Вісник НТУ «ХПІ», 2013. – №58. – С. 71-77.

97. Самуся В.І. Особливості динаміки кліті з жорсткими і пружними напрямними на ділянках локального викривлення провідників / В.І. Самуся, С.С. Ільїна // Гірнична електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб. – 2010. – Вип. 84. – С. 149 – 159.

98. Ильина С.С. Исследование влияния параметров профилей проводников на динамику скипов в стволах с нарушенной геометрией / С.С. Ильина // Динаміка і міцність машин. Зб. наук. праць. – Харків: ХПІ, 2011. – №52. – С. 85 – 93.

99. Ильин С.Р. Влияние параметров диаграммы скорости подъема и эксцентриситета груза на динамику системы «сосуд-армировка» шахтных стволов / С.Р. Ильин // Геотехническая механика. Межвед. сб. науч. тр. Вып. 98, Днепропетровск. – 2012, – С. 322–349.

100. Ильин С.Р. Влияние параметров диаграмм скорости вращения подъемных машин на динамические усилия в канатах и усталостные явления в элементах армировки ствола / С.Р. Ильин // Стальные канаты. – №8. – 2010. – С. 30–61.

101. Воробель С.В. Влияние диаграммы скорости на динамические нагрузки в системе «подъемный сосуд – жесткая армировка» и деформацию рамы подъемного сосуда / С.В. Воробель, Г.Д. Трифанов // Горное оборудование и электромеханика. – 2011. – № 12 – С. 16 – 19.

102. Ильин С.Р. Комплексные экспериментальные исследования динамики скипов рудоподъемного ствола / С.Р. Ильин, Г.Д. Трифанов, С.В. Воробель // Горное оборудование и электромеханика. – 2011. – №5. – С. 30–35.

103. Переоборудование клетевой подъемной установки шахты «Заря» шахты «Октябрьская» под головные резиновтросовые канаты / Рабочая документация. Технологические решения. Пояснительная записка // ДП «ДПП Кривбаспроект» – Кривий Ріг. – 2011.

104. Kolosov D. The stress-strain state of the stepped rubber-rope cable in bobbin of winding / I. Belmas, D. Kolosov // Technical and Geoinformational Systems in Mining. – Boca Raton – London – New York – Leiden: CRC Press Taylor & Francis Group, Balkema Boock. – 2011. – P. 211-214.

105. Kolosov D. Analytical determination of stress-strain state of rope caused by the transmission of the drive drum traction / D. Kolosov, O. Dolgov, A. Kolosov // Progressive Technologies of Coal, Coalbed Methane, and Ores Mining. – Boca Raton – London – New York – Leiden: CRC Press Taylor & Francis Group, Balkema Boock. – 2014. – P. 499-504.

106. The stress-strain state of the belt in the operating changes of the burdening conveyor parameters / D. Kolosov, O. Dolgov, O. Bilous, A. Kolosov // New Developments in Mining Engineering: Theoretical and Practical Solutions of Mineral Resources Mining. – The Netherlands: CRC Press/Balkema, 2015. – P. 585-590.

107. Колосов Д.Л. Канат підйому робототехнічного комплексу зі значної глибини / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, О.І. Білоус // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2008. – № 4. – С. 96-98.

108. Колосов Д.Л. Використання плоского тягового органа для підняття робототехнічного комплексу / О.І. Білоус, Д.Л. Колосов // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2010. – № 3(261). – С. 112-114.

109. Мельниченко Ю.Г. Розрахунок форми поверхні гумової манжети перекивального пристрою, яка притискається до внутрішньої поверхні труби. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. *Техніка і технології* 2015. No 1(54))

110. Бельмас І.В. Електричний опір гумової оболонки гумотросового канату / І.В. Бельмас, І.Т. Сабурова, Я.П. Поліщук // Сб. науч. тр. Керченского морского технологического университета. *Механизация производственных*

процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий. – Вип. 8. – 2007. – С. 89-62.

111. Бельмас І.В. Контроль тросів гумотросового канату / І.В. Бельмас, О.І. Білоус, А.Т. Нельга, О.Л. Бельмас // Наукові дослідження – теорія та експеримент: матеріали четвертої міжнар. наук.-практ. конф. – Полтава, 2008. – Т. 8. – С. 8-12.

112. Колосов Д.Л. Модель та визначення НДС гумотросового каната стиснутого жорсткими плоскими плитами / Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура // Сб. научн. тр. КГМТУ и ДГТУ. – 2012. – Вып. 13. – С. 64-68.

113. Коханенко Ю.В. Дослідження залежності протяжності крайового ефекту в шаруватому композиті з трансверсально-ізотропним наповнювачем від механічних характеристик / Ю.В. Коханенко, В.В. Ясінський, І.М. Царипа // Проблемы прочности. – 2001. – №4. – С. 127-137.

114. Колосов Д.Л. Врахування дотичних напружень при автоматичному конструюванні ступінчастого канату / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, І.Т. Бобильова // Стальные канаты. – 2009. – № 7. – С. 147-152.

115. Carbogno A. Stan naprezen i odkształcen powłoki gumowej liny wyrównawczej płaskiej na bebnie zawieszenia górniczego wyciągu szybowego /A. Carbogno, V. Ropaj, V. Zajzchenko, // Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie. Praca zbiorowa. Monografia. Ledziny, Polska, 2011, S. 63-70.

116. Ropaj V. Wpływ tarczy zawieszenia bebnowego na stan naprezen powłoki gumowej liny RTK / V. Ropaj, V. Zajzchenko // Transport szybowy. Praca zbiorowa. Monografia. Gliwice, Polska, 2011, S. 389-398.

117. Ропай В.А. Математическая модель напряженно-деформированного состояния двухслойной резинотросовой ленты с порывами отдельных тросов / В.А. Ропай, Д.Л. Колосов // Науковий вісник НГА України. – 2001. – №1. – С. 50-53.

118. Исследование влияния порыва тросовой основы на прочность каната ступенчатой конструкции / И.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, А.И. Танцура, Ю.В. Конох // Необратимые процессы в природе и технике: Материалы науч. конф. – Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2009. – Ч. II. – С. 255-257.

119. Колосов Д.Л. Розробка способу контролю поривів тросової основи гумотросового каната / Д.Л. Колосов, Г.І. Танцура, Білоус О.І. // Форум гірників: матеріали міжнар. конф. – Д.: НГУ, 2014. – Т. 3. – С. 156-160.

120. Колосов Д.Л. Контроль технічного стану плоского каната ліфта / Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура // Розвиток інформаційно-ресурсного забезпечення освіти і науки у гірничо-металургійній галузі та на транспорті: матеріали міжнар. наук. конф. – Д.: НГУ, 2014. – С. 75-80.

121. Бельмас І.В. Електричний опір матриці гумотросового тягового органу / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, І.Т. Бобильова // Современные инновационные технологии подготовки инженерных кадров для горной промышленности и транспорта 2016: Матеріали міжн. наук. конф. – Д.: НГУ, 2016. – С. 90-95.

122. Наукове обґрунтування технічних рішень із забезпечення енергоефективності та експлуатаційної безпеки сучасних шахтних підйомно-транспортних комплексів: звіт з НДР (проміжний). Науковий керівник В.І. Самуся / Державний ВНЗ «НГУ». – № ДР 0115U002298 – 2015. – 165 с.

123. Розвиток теоретичних основ створення та оптимізації параметрів сучасного гірничого обладнання для підводного видобутку корисних копалин: звіт з НДР (заключний). Науковий керівник Д.Л. Колосов / Державний ВНЗ «НГУ». – № ДР 0112U000871 – 2014. – 276 с/

124. Розвиток теоретичних основ створення та оптимізації параметрів сучасного гірничого обладнання для підводного видобутку корисних копалин: звіт з НДР (проміжний). Науковий керівник С.Є. Блохін / Державний ВНЗ «НГУ». – № ДР 0112U000871 – 2012. – 174 с.

**ДОДАТОК А ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ РОБОТИ**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

**ЗАТВЕРДЖУЮ:**

Проректор з наукової роботи

НТУ «Дніпровська політехніка»,

член-кор. НАН України



О.С. Бешта

12. 2020 р.

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМИХ ВІДХИЛЕНЬ ПОСУДИНИ  
В СТОВБУРІ ШАХТИ

**Розробник:**

Асистент кафедри будівельної,  
теоретичної та прикладної механіки  
НТУ «Дніпровська політехніка»

С.В. Онищенко

Дніпро

2020

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ДНІПРОВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

**ЗАТВЕРДЖУЮ:**

Проректор з наукової роботи  
НТУ «Дніпровська політехніка»,

Член кор. НАН України



О.С. Бешта

12 \_\_\_\_\_ 2020 р.

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ  
ГОЛОВНОГО ГУМОТРОСОВОГО КАНАТА З УРАХУВАННЯМ УМОВ  
ЙОГО ПРИЄДНАННЯ ДО КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ШАХТНОЇ  
ПІДЙОМНОЇ УСТАНОВКИ

**Розробники:**

Завідувач кафедри будівельної,  
теоретичної та прикладної механіки  
НТУ «Дніпровська політехніка»,  
д-р техн. наук, доцент

Д.Л. Колосов Д.Л. Колосов

Асистент кафедри будівельної,  
теоретичної та прикладної механіки  
НТУ «Дніпровська політехніка»

С.В. Онищенко С.В. Онищенко

Дніпро

2020



## ДОДАТОК Б АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ

## УЗГОДЖЕНО:

Проректор з наукової роботи  
НТУ «Дніпровська політехніка»,  
член-кор. НАН України



О.С. Бешта  
2020 р.

## ЗАТВЕРДЖУЮ:

Заступник директора з наукової роботи  
ІГТМ ім. М.С. Полякова НАН України,  
член-кор. НАН України



О.П. Круковський  
2020 р.

## АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

«Методики визначення допустимих відхилень посудини в стовбурі шахти»  
та «Методики визначення напружено-деформованого стану головного  
гумотросового каната з урахуванням умов його приєднання до конструктивних  
елементів шахтної підйомної установки»

Цим актом підтверджується, що Національний технічний університет «Дніпровська політехніка» передав Інституту геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України для використання наступні результати науково-дослідної роботи: методика визначення допустимих відхилень посудини в стовбурі шахти; методика визначення напружено-деформованого стану головного гумотросового каната з урахуванням умов його приєднання до конструктивних елементів шахтної підйомної установки.

Новизна отриманих науково-практичних результатів роботи полягає у встановленні закономірностей формування, перерозподілу та зміни напружено-деформованого стану плоских тягово-транспортувальних органів підйомно-транспортних установок в експлуатаційних режимах на основі визначення модельних уявлень їх взаємодії протягом життєвого циклу та використанні отриманих залежностей у комплексній технології проектування та інженерної підтримки підйомно-транспортних машин з плоскими тягово-транспортувальними органами зі збільшеними термінами роботи, рівнем ефективності та експлуатаційної безпеки.

Зазначені методики прийнято до використання в науково-дослідних роботах ІГТМ ім. М.С. Полякова НАН України для забезпечення енергоефективності та експлуатаційної безпеки сучасних шахтних підйомно-транспортних комплексів.

Завідувач кафедри будівельної,  
теоретичної та прикладної механіки  
НТУ «Дніпровська політехніка»,  
д-р техн. наук, доцент

Д.Л. Колосов

Завідувач відділу проблем шахтних  
енергетичних комплексів ІГТМ  
ім. М.С. Полякова НАН України,  
д-р техн. наук, с.н.с.

Є.В. Семененко



**УЗГОДЖЕНО:**

Проректор з наукової роботи  
 НТУ «Дніпровська політехніка»,  
 член-кор. НАН України



О.С. Бешта  
 2020 р.

**ЗАТВЕРДЖУЮ:**

Директор ДП «Дніпродіпрошахт»



Г.П. Шовкун  
 « 30 » 2020 р.

**АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ**

«Методики визначення напружено-деформованого стану головного гумотросового каната з урахуванням умов його приєднання до конструктивних елементів шахтної підйомної установки» та «Методики визначення допустимих відхилень посудини в стовбурі шахти»

Цим актом підтверджується, що Національний технічний університет «Дніпровська політехніка» передав ДП «Дніпродіпрошахт» для використання наступні результати науково-дослідної роботи: методика визначення напружено-деформованого стану головного гумотросового каната з урахуванням умов його приєднання до конструктивних елементів шахтної підйомної установки; методика визначення допустимих відхилень посудини в стовбурі шахти.

Новизна результатів науково-дослідної роботи полягає у встановленні закономірностей формування й перерозподілу напружено-деформованого стану головних гумотросових канатів при їх взаємодії з механічною системою шахтної підйомної установки з урахуванням впливу порушеною геометрією стовбурів, конструктивних і експлуатаційних параметрів шахтних підйомних установок та можливих розривів тросової основи канатів для обґрунтування методу їх розрахунку.

Методики, розроблені в НТУ «Дніпровська політехніка», прийнято для використання в проектних та науково-дослідних роботах ДП «Дніпродіпрошахт» зі створення сучасних підйомно-транспортних систем з гумотросовими тягово-транспортувальними органами із збільшеними термінами роботи, рівнем ефективності й експлуатаційної безпеки.

Завідувач кафедри будівельної,  
 теоретичної та прикладної механіки  
 НТУ «Дніпровська політехніка»,  
 д-р техн. наук, доцент



Д.Л. Колосов

Головний інженер  
 ДП «Дніпродіпрошахт»



Ю.А. Ткачов

**ЗАТВЕРДЖУЮ:**

Перший проректор

НТУ «Дніпровська політехніка»,

професор



*[Signature]* 12 О.О. Азюковський  
2020 р.

### **АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ**

результатів дисертаційної роботи Онищенка Сергія Валерійовича  
«Обґрунтування методу розрахунку головних гумотросових канатів шахтних  
підйомних установок з урахуванням порушеної геометрії стовбурів»

Цім актом підтверджується, що Національний технічний університет «Дніпровська політехніка» прийняв для використання при підготовці фахівців у рамках дисциплін, що читаються на кафедрах механіко-машинобудівного факультету науково-технічні результати дисертаційної роботи Онищенка Сергія Валерійовича «Обґрунтування методу розрахунку головних гумотросових канатів шахтних підйомних установок з урахуванням порушеної геометрії стовбурів»

Результати дисертаційної роботи впроваджено у навчальний процес шляхом розробки та викладання нових лекційних та практичних курсів з наступних дисциплін: «Механіка руйнування», «Машини і обладнання для вантажопідйомних операцій».

Підготовлено оновлені лекційні курси та цикли лабораторних робіт з дисциплін: «Шахтні підйомні установки», «Стаціонарні та транспортні машини гірничого виробництва», «Проектування та експлуатація транспортних комплексів гірничих підприємств».

Декан механіко-машинобудівного  
факультету НТУ «Дніпровська  
політехніка», професор

*[Signature]* С.В. Фелоненко