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

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

ЧЕРНИШ ПАВЛО ВІТАЛІЙОВИЧ

УДК 622.673:539.4

ДИСЕРТАЦІЯ

ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ БАГАТОПРИВІДНИХ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ УСТАНОВОК З ГУМОТРОСОВИМИ ТЯГОВИМИ ОРГАНАМИ

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
Галузь знань 13 Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

_____П.В. Черниш
Науковий керівник – Колосов Дмитро Леонідович, доктор технічних наук, професор

Дніпро – 2026

АНОТАЦІЯ

Черниш П.В. Обґрунтування раціональних параметрів багатопривідних підйомно-транспортних установок з гумотросовими тяговими органами. Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування (галузь знань 13 Механічна інженерія). – Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Міністерство освіти і науки України, Дніпро, 2026.

У дисертаційній роботі представлено вирішення актуального науково-технічного завдання, що полягає в обґрунтуванні раціональних параметрів багатопривідних підйомно-транспортних установок із гумотросовими композитними тяговими органами на основі комплексного дослідження їх напружено-деформованого стану, особливостей взаємодії з елементами механічної системи та розроблення сучасних методів розрахунку. Дослідження ґрунтується на поєднанні аналітичних методів механіки композитних конструкцій, математичного моделювання та узагальнення закономірностей функціонування підйомно-транспортних систем у різних режимах експлуатації. Такий підхід забезпечує комплексний аналіз впливу конструктивних та експлуатаційних факторів на працездатність, довговічність і безпеку підйомно-транспортного обладнання.

Основною метою дослідження є підвищення ефективності проєктування та експлуатації багатопривідних підйомно-транспортних установок нового покоління шляхом розроблення науково обґрунтованих методів аналізу й визначення раціональних конструктивних параметрів гумотросових композитних тягових органів. У роботі показано, що використання композитних тягових органів відкриває можливості для створення більш компактних, енергоефективних та надійних підйомно-транспортних комплексів із підвищеними техніко-економічними показниками. Запропоновані методи дозволяють враховувати конструктивні особливості системи, зміни властивостей

матеріалів у процесі експлуатації та вплив різних режимів роботи на напружено-деформований стан тягового органу.

Основні результати та досягнення

Розроблено комплексну математичну модель гумотросового композитного тягового органу, що враховує конструктивні параметри елементів підйомно-транспортної системи, їх взаємне розташування, експлуатаційні зміни та особливості роботи багатопривідних підйомно-транспортних установок.

Досліджено вплив зміни механічних властивостей еластомірної оболонки на напружено-деформований стан композитного тягового органу з локальними порушеннями структури. Встановлено закономірності перерозподілу навантажень унаслідок реологічних процесів та сформульовано алгоритм визначення напруженого стану гумотросового тягового органу.

Розроблено методику аналізу напружено-деформованого стану гнучких композитних тягових органів, що дозволяє враховувати одночасний вплив конструктивних рішень, прийнятих під час проєктування, та змін, які виникають у процесі експлуатації підйомно-транспортних машин.

Отримано узагальнені математичні моделі та аналітичні розв'язки для визначення напружено-деформованого стану композитних тягових органів за сумісної дії конструктивних та експлуатаційних факторів. Це забезпечує можливість прогнозування роботи підйомно-транспортних установок та обґрунтування їх раціональних параметрів.

Запропоновано технічні рішення щодо підвищення експлуатаційної безпеки багатопривідних підйомно-транспортних комплексів із гумотросовими тяговими органами. Розроблені конструктивні рішення спрямовані на підвищення надійності, довговічності та ефективності роботи обладнання в різних умовах експлуатації.

Показано, що комплексне врахування конструктивних параметрів, реологічних властивостей еластомірної оболонки та експлуатаційних змін дозволяє підвищити точність розрахунків, достовірність прогнозування

технічного стану композитних тягових органів і забезпечити оптимізацію конструктивних параметрів багатопривідних підйомно-транспортних установок.

Результати дослідження підтверджують доцільність використання розроблених математичних моделей і методик для проєктування сучасних підйомно-транспортних систем нового покоління. Запропонований комплекс наукових і практичних рішень сприяє підвищенню енергоефективності, надійності та безпеки експлуатації підйомно-транспортного обладнання й забезпечує розвиток сучасного машинобудування у сфері транспортних технологій.

Ключові слова: підйомно-транспортне обладнання, механічна система, похила підйомна установка, конструктивні елементи, гумотросовий канат, поперечний переріз, гумова оболонка, взаємодія, напружено-деформований стан, математична модель, аналітичний розв’язок, умови міцності, експлуатаційні зміни, методи урахування, методика визначення, технічні заходи

ABSTRACT

Chernysh P.V. Substantiation of rational parameters of multi-drive hoisting-and-transport vehicles with rubber-cord traction elements. Qualification scientific work on manuscript rights.

Dissertation for the Degree of Doctor of Philosophy in the speciality 133 «Industrial Mechanical Engineering», Dnipro University of Technology, Ministry of Education and Science of Ukraine, Dnipro, 2026.

The dissertation presents a solution to a relevant scientific and technical problem consisting in substantiating rational parameters of multi-drive hoisting and transporting equipment with rubber-cable rope traction elements, based on a comprehensive study of their stress-strain state, the specific features of their interaction with the elements of the mechanical system, and the development of modern calculation methods. The study is grounded in a combination of analytical methods of composite-structure mechanics, mathematical modeling, and the generalization of the operating patterns of hoisting and transporting systems under various operating conditions. This approach ensures a comprehensive analysis of how design and operational factors affect the performance, durability, and safety of hoisting and transporting equipment.

The main goal of the study is to increase the efficiency of designing and operating a new generation of multi-drive hoisting and transporting equipment by developing scientifically substantiated calculation methods for analyzing and determining the rational design parameters of rubber-cable rope traction elements. The work shows that using composite traction elements opens up possibilities for creating more compact, energy-efficient, and reliable hoisting and transporting complexes with improved technical and economic performance. The proposed methods make it possible to account for the design features of the mechanical system, changes in material properties during operation, and the effect of various operating modes on the stress-strain state of the traction element.

Main results and achievements

A comprehensive mathematical model of the rubber-cable rope traction element has been developed, taking into account the design parameters of the structural elements of the mechanical system, including the cross-section of the traction element, their mutual arrangement, interaction, operational changes, and the specific features of the operation of multi-drive hoisting and transporting equipment.

The effect of changes in the mechanical properties of the rubber shell on the stress-strain state of a composite traction element with local structural defects has been investigated. The patterns of load redistribution resulting from rheological processes have been established, and an algorithm for determining the stress state of the rubber-cable rope traction element has been formulated.

A determination methodology has been developed for analyzing the stress-strain state of flexible composite traction elements, which makes it possible to account for the simultaneous influence of design decisions made during the design stage and operational changes that arise during the operation of hoisting and transporting equipment, including inclined hoisting installations.

Generalized mathematical models and analytical solutions have been obtained for determining the stress-strain state of composite traction elements under the combined action of design and operational factors. This enables prediction of the performance of hoisting and transporting equipment and substantiation of rational parameters according to established strength conditions.

Technical measures have been proposed for improving the operational safety of multi-drive hoisting and transporting equipment with rubber-cable rope traction elements. The developed technical measures are aimed at improving the reliability, durability, and operational efficiency of the equipment under various operating conditions.

It has been shown that comprehensive consideration of design parameters, the rheological properties of the rubber shell, and operational changes makes it possible to improve calculation accuracy, increase the reliability of predicting the technical

condition of composite traction elements, and optimize the design parameters of multi-drive hoisting and transporting equipment.

The results of the study confirm the feasibility of using the developed mathematical models and determination methodology for designing modern next-generation hoisting and transporting equipment. The proposed set of scientific and practical solutions contributes to improving the energy efficiency, reliability, and operational safety of hoisting and transporting equipment and supports the development of modern machine building in the field of transport technologies.

Keywords: hoisting and transporting equipment, mechanical system, inclined hoisting installation, structural elements, rubber-cable rope, cross-section, rubber shell, interaction, stress-strain state, mathematical model, analytical solution, strength conditions, operational changes, calculation methods, determination methodology, technical measures.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації у наукових фахових виданнях України:

1. Д.Л. Колосов, П.В. Черниш, Напружено-деформований стан відновленого гумотросового тягового органа зі змінними механічними властивостями гуми та розривом троса // Збірник наукових праць НТУ «ДП». – 2026. – №84. – С. 241-254. https://doi.org/10.33271/crpnmu/84.241

2. Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, С.В. Онищенко, Ю.В. Ковальова, П.В. Черниш, Напружений стан композитного тягового органа зі змінною по довжині жорсткістю троса з урахуванням згину на барабані з криволінійною твірною // Збірник наукових праць НТУ «ДП». – 2023. – №75. – С. 214-224. https://doi.org/10.33271/crpnmu/75.214

3. І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, П.В. Черниш, Напружено-деформований стан композитного тягового органа з порушеною структурою внаслідок реології еластомірної оболонки // Збірник наукових праць НТУ «ДП». – 2023. – №74 – 24. – С. 274-287. https://doi.org/10.33271/crpnmu/74.274

4. І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, С.В. Онищенко, П.В. Черниш, Дослідження напружено-деформованого стану гумотросового каната з тросами різної жорсткості при розтягу // Збірник наукових праць НТУ «ДП». – 2023. – №73-8. – С. 94-103. https://doi.org/10.33271/crpnmu/73.094

5. І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, П.В. Черниш, Напружений стан гумотросового тягового органа порушеної структури з урахуванням нелінійної залежності деформування гумової оболонки // Збірник наукових праць НТУ «ДП». – 2023. – №73-9. – С. 104-112. https://doi.org/10.33271/crpnmu/73.104

6. І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, С.В. Онищенко, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, П.В. Черниш, Напружено-деформований стан композитного каната з урахуванням впливу нелінійності його деформування та розриву елементу армування // Збірник наукових праць НТУ «ДП». – 2022. – №70-9. – С. 99-106. https://doi.org/10.33271/crpnmu/70.099

Публікації, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

7. Черниш П.В. Нові перспективи створення багатопривідних підйомно-транспортних установок з композитними тяговими органами. Матеріали XII Всеукраїнської науково-технічної конференції аспірантів та молодих вчених "Наукова весна", Дніпро, 23-24 травня 2022 року/ Дніпро: НТУ «ДП», 2022 С. 234-235 .

8. Черниш П.В. Напружено-деформований стан гумотросового каната з урахуванням впливу нелінійності його деформування. Матеріали X Міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «МОЛОДЬ: НАУКА ТА ІННОВАЦІЇ», Дніпро, 23-25 листопада 2022 року/ Дніпро: НТУ «ДП», 2022 С. 497-499 .

9. Черниш П.В. Методика розрахунку напружено-деформованого стану гумотросового тягового органа внаслідок зсуву відносно барабану. Матеріали XX Міжнародної науково-технічної конференції «Потураївські читання», Дніпро, 27 січня 2023 року/ Дніпро: НТУ «ДП», 2023 С. 73-74 .

10. Черниш П.В. Напружено-деформований стан гумотросового тягово-транспортувального органа з тросами відмінної жорсткості. Матеріали XIII Міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених НАУКОВА ВЕСНА», Дніпро, 1-3 березня 2023 року/ Дніпро : НТУ «ДП», 2023. С.397-399.

11. Черниш П.В. Напружено-деформований стан гумотросового каната з тросами різної жорсткості при осьовому розтягу. Матеріали XVI Міжнародної науково-технічної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «НАУКОВА ВЕСНА», Дніпро, 1-4 березня 2026 року / Дніпро : НТУ «ДП», 2026. С.546-548.

Інші опубліковані праці здобувача

12. Пат. 155864 Україна, МПК E21F13/00. Шахтний канатний підйомник для похилих виробок / Танцура Г.І., Білоус О.І., Колосов Д.Л., Черниш П.В., Дришлюк О.О.; заявник і патентовласник Дніпровський державний технічний університет. – № u202303123; опубліковано 17.04.2024, Бюл. № 16/2024.

ЗМІСТ

ВСТУП…… 14

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ І МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОГО ОБЛАДНАННЯ…… 23

1.1 Аналіз сучасного стану підйомних установок на гірничодобувних підприємствах …… 23

1.2 Дослідження та конструкторські розробки щодо застосування плоских тягових органів на підйомно-транспортних установках……. 25

1.3 Огляд наукових досліджень і конструкторських розробок конструкцій стрічкових конвеєрів…….. 36

1.4 Види пошкоджень транспортувальної стрічки в процесі експлуатації.. 41

1.5 Причини пошкоджень конвеєрних стрічок…… 46

1.6 Висновки за розділом 1……... 51

РОЗДІЛ 2 КОМПЛЕКСНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТЯГОВОГО ОРГАНУ ПІДІЙМАЧА СИПКИХ ВАНТАЖІВ……. 53

2.1 Основні чинники, що впливають на напружено-деформований стан плоского гумотросового тягового органу…… 55

2.2 Розрахункова модель деформування тягового органу……. 56

2.3 Математична модель…… 57

2.4 Висновки за розділом 2…… 66

РОЗДІЛ 3 ВПЛИВ ЗМІН МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ МАТЕРІАЛУ ЕЛАСТОМЕРНОЇ ОБОЛОНКИ НА НАПРУЖЕНИЙ СТАН КОМПОЗИТНОГО ТЯГОВО-ТРАНСПОРТУВАЛЬНОГО ОРГАНУ З ЛОКАЛЬНИМИ ЗМІНАМИ КОНСТРУКЦІЇ……... 68

3.1 Вплив зміни властивостей гуми в часі……... 69

3.2 Вплив на напружено-деформований стан канату локальної зміни значення модуля зсуву еластичного матеріалу в зонах підвищених напружень……... 72

3.3 Вплив часу експлуатації на напружено-деформований стан каната з

частково заміненим тросом……... 82
3.4 Вплив відмінного модуля зсуву гуми в канаті з ушкодженим тросом…... 105
3.5 Частково відновлений канат з відмінними властивостями гуми та розривом троса……... 113
3.5.1 Рішення у разі припущення, що механічні властивості гуми незмінні на відрізку заданої довжини, який включає переріз ушкодження по ширині стрічки……... 113
3.5.2 Рішення у разі припущення, що механічні властивості гуми незмінні на відрізку заданої довжини, який включає переріз лише навколо троса з розривом……...……... 122
3.6 Висновки за розділом 3…… 135
РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА УЗАГАЛЬНЕНИХ МОДЕЛЕЙ ТА ПОБУДОВА РІШЕНЬ ДЛЯ ВИПАДКІВ СУМІСНОГО ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ТА НАБУТИХ В ПРОЦЕСІ ВИКОРИСТАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ……. 136
4.1 Побудова моделі…….…….. 136
4.2 Побудова рішення моделі…… 138
4.3 Умови міцності тягового органу……. 139
4.4 Розробка локальних математичних моделей та рішень для дослідження механічних процесів з урахуванням природних змін механічних властивостей гнучкого композитного тягового органа……. 140
4.4.1 Побудова моделі…… 140
4.4.2 Побудова рішення моделі……. 143
4.4.3 Умови міцності…….……. 145
4.5 Висновки за розділом 4…… 146
РОЗДІЛ 5 МЕТОДИКА АНАЛІЗУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ГНУЧКИХ КОМПОЗИТНИХ ТЯГОВИХ ОРГАНІВ В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН……. 147

5.1 Методика розрахунку напружено-деформованого стану гумотросового каната (стрічки) на барабані…… 147
5.1.1 Зсув каната (стрічки) відносно барабану…… 147
5.1.2 Тиск каната (стрічки) на барабан……. 150
5.1.3 Вплив форми твірної робочої поверхні шківа (барабана)……. 152
5.2 Методика розрахунку напружено-деформованого стану гумотросової стрічки на перехідних ділянках…… 154
5.2.1 Надання стрічці лоткової форми……. 154
5.2.2 Надання перерізу стрічки форми замкненого кола…… 156
5.3 Методика розрахунку напружено-деформованого стану гумотросового каната, зумовленого відхиленням посудини від проектного стану……...……. 159
5.3.1 Поворот посудини в площині каната…….. 159
5.3.2 Поворот посудини відносно барабана навколо власної осі…….. 161
5.3.3 Поворот вузла приєднання каната трубчатої форми……. 162
5.3.4 Згин траси конвеєра…….. 163
5.4 Методи урахування розривів суцільності тросів……. 164
5.4.1 Розрив одного елементу армування (троса) в перерізі симетрії безмежного каната (стрічки)……. 165
5.4.2 Декілька розривів елементів армування……. 165
5.4.2.1 Розриви одного і того самого елементу армування…… 165
5.4.2.2 Регулярно розташовані розриви декількох елементів армування (тросів) …… 167
5.5 Розрахунок гумотросових тягових органів спеціальної конструкції…. 167
5.5.1 Канат ступінчастої конструкції…….. 167
5.5.2 Безкінцевий канат…….. 173
5.5.3 Стрічка з отворами…… 174
5.6 Рекомендації із забезпечення стійкості положення плоского композитного тягово-транспортувального органу на приводному барабані (шківі) підйомно-транспортної машини…….. 176

5.7 Висновки за розділом 5…… 179
РОЗДІЛ 6 РОЗРОБКА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ТА ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ УСТАНОВОК З ГНУЧКИМИ КОМПОЗИТНИМИ ТЯГОВИМИ ОРГАНАМИ……... 181
6.1 Визначення напруженого стану плоского гумотросового канату (стрічки) на приводному барабані…… 181
6.2 Визначення діаметрів барабанів……. 187
6.3 Раціональна схема багатоприводного підйому для глибокого кар'єру Кривбасу……..…… 189
6.4 Технічні пропозиції щодо розведення траєкторій руху скіпів або скіпів і противаги в момент їх рівновіддаленості від приводу…….. 193
6.5 Висновки за розділом 6…… 197
ВИСНОВКИ…… 199
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ…….. 203
ДОДАТКИ…….…….. 222
ДОДАТОК А. ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ РОБОТИ
ДОДАТОК Б. АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ
ДОДАТОК В. ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Умови видобутку корисних копалин постійно ускладнюються. Їх видобувають у все більших обсягах, з більших глибин. Зростають вимоги до енергозбереження, зменшення металомісткості устаткування. Стосується останнє і основних елементів підйомно-транспортних машин – їх тягових та тягово-транспортувальних органів та барабанів для забезпечення їх переміщення. Це вимагає постійного вдосконалення підйомно-транспортних машин. Разом з вищенаведеною галуззю, підйомно-транспортні системи використовуються і в інших галузях. Так масове, багатосерійне та навіть штучне виробництво пов’язано з транспортуванням сировини, матеріалів, готових виробів. Використовуються різноманітні підйомні машини, елеватори, ліфти, зокрема, навіть в побуті.

Підйомно-транспортні машини, здебільшого, обладнані тягово-транспортувальними гнучкими органами – канатами та стрічками. Вони здійснюють переміщення вантажів завдяки тому, що самі рухаються. Рушієм тягово-транспортувальних гнучких органів є приводні барабани. За потреби напрям руху змінюють барабанами відхилення.

Правилами безпеки експлуатації підйомних машин рекомендоване гранично допустиме відношення діаметра троса (круглого каната) і діаметра приводного та веденого барабана, барабана врівноважування. Це створює потребу обрання основним напрямком вдосконалення підйомно-транспортних машин шляхом застосування барабанів (шківів) зменшеного діаметра.

Зменшити габарити барабанів і шківів або стримати їхнє зростання зі збільшенням потужності підіймально-транспортних машин можна двома шляхами: використовуючи високоміцні канати меншого діаметра чи збільшуючи їхню кількість. Найефективнішим є комплексний підхід, який поєднує обидва ці напрями – зменшення діаметра тросів із паралельним збільшенням їх кількості.

Плоскі канати виконують функцію передачі тягового зусилля від барабана підйомної машини вантажу. Конвеєрні стрічки виконують ще і функцію

утримування та переміщення вантажу. При цьому, щоб надати тяговому органу транспортувальних властивостей та захистити дроти малого діаметра від впливу корозії, а також рівномірно розподілити зусилля між тросами в тяговому органі, їх укладають в еластичну захисну оболонку. Такий тягово-транспортувальний орган забезпечує зменшення діаметрів барабанів підйомної машини та дозволяє збільшити потужність машин неперервного транспорту – стрічкових конвеєрів. Таким чином, конструкція тягово-транспортувального органу зумовлює суттєві для підйомно-транспортної машини її техніко-експлуатаційні параметри.

Вдосконалення підйомно-транспортних машин пов’язано зі змінами в їх конструкції. Впроваджуються трубчаті, підвісні крутопохилі конвеєри. Впроваджуються нові технічні рішення в підйомних машинах, особливо в машинах підняття вантажів з великих глибин, відкритим способом, зокрема по борту глибоких кар’єрів Криворізького басейну.

Беззаперечною перевагою гумотросових канатів (ГТК) та гумотросових стрічок (ГТС) є те, що вони складені з паралельних тросів. Вказана особливість дозволяє суттєво підвищувати її надійність, як системи з паралельним з’єднанням елементів за неповного резервування. З вказаною особливістю пов’язано і те, що проведені безпосередньо у промисловості випробування, встановили, що терміни служби гумотросових врівноважувальних стрічок перевищують 5 років, що в порівнянні зі сталевими канатами більше майже в 4 рази. Передбачуваний термін служби хвостових гумотросових канатів, при коефіцієнті запасу міцності 8-12, складає 12-15 років.

На основі узагальнення досвіду експлуатації врівноважувальних канатів у Національному технічному університеті «Дніпровська політехніка» і в об’єднанні «Кривбасруда» (нині АТ «Кривбасзалізрудком», м. Кривий Ріг) було виділено два напрями досліджень з наукового обґрунтування раціональних конструкцій плоских гумотросових канатів, включно, врівноважувальних і гумотросових конвеєрних стрічок, розробці нормативної документації для їх випуску та експлуатації та створення технологічних ліній з їх виготовлення в Україні.

Застосування гумотросових канатів (стрічок) замість традиційних круглих

на потужних багатоканатних підіймальних машинах усуває проблему вирівнювання зусиль натягнення канатів, що спрощує конструкцію машини. Усунення проблеми вирівнювання зусиль поміж тросами дозволяє збільшити кількість тягових елементів в гумотросовому канаті (стрічці) – застосувати троси менших діаметрів. Залежність мінімального радіусу барабана від діаметра троса дозволяє зменшити радіус приводного барабана (приводних барабанів) підіймальної машини, відповідно її габарити, збільшити частоту обертання приводних барабані, відповідно зменшити передаточне число приводу. Еластична оболонка гумотросового каната виключає прямий контакт тягових елементів – тросів з поверхнею барабана, відповідно виключає їх знос, чим підвищує термін та безпеку використання машини.

На техніко-економічні показники та екологію істотно впливає транспорт руди та розкривних порід. Застосування крутопохилого конвеєрного транспорту дозволяє зменшити або навіть виключити використання автомобільного транспорту під час транспортування видобутих корисних копалин з кар'єрів глибиною в декілька сотень метрів та призвести до суттєвого підвищення техніко-економічних показників роботи та покращення екологічної обстановки як усередині, так і за межами кар'єрів Криворізького басейну. Застосування однотипних тягових органів підйомних машин та тягово-транспортувальних органів підйомно-транспортних машин (конвеєрів) дозволяє узагальнити методики їх розрахунку, що разом із застосуванням сучасних систем САПР, сформульованих в замкнених формах математичних залежностей, спростить роботу конструкторів, дозволить їм в процесі проєктування розглядати більшу кількість варіантів запропонованих технічних рішень та обирати більш раціональні конструкції, що також сприятиме підвищенню їх техніко-економічних показників.

Невирішеними залишилися питання, пов'язані з розробкою єдиної методики з розрахунку одно- та багатопривідних підйомно-транспортних машин з плоскими композитними тягово-транспортувальними органами. Вказаним питанням присвячені окремі розділи роботи. В них сформульовані методики

визначення напруженого стану та умов міцності гумотросових тягових органів. Вони базуються як на отриманих результатах в попередніх розділах роботи, так і на результатах раніше виконаних робіт і на аналізі відомих досліджень в цьому напрямі.

В роботі виконана подальша розробка основ розрахунку і синтезу багатоприводних систем з декількома приводними шківами тертя і композитними тяговими органами нового типу з комплексним врахуванням особливостей взаємодії композитних тягових органів з системою шківів, врахуванням об'єктивних змін гумотросових тягово-транспортувальних органів в процесі їх експлуатації, пов'язаних з гістерезисними явищами.

Об'єкт дослідження – процеси формування, перерозподілу та зміни напружено-деформованого стану композитних тягових органів, що виникають при експлуатації підйомно-транспортної машини та їх вплив на конструкційні і експлуатаційні параметри підйомно-транспортних машин.

Предмет дослідження – взаємозв'язок конструкційних і механічних параметрів гнучких композитних тягових органів і параметрів підйомно-транспортних машин.

Мета роботи полягає у підвищенні рівня ефективності, експлуатаційної безпеки та термінів експлуатації підйомно-транспортних машин на основі встановлення умов і закономірностей взаємодії композитного тягового органа з елементами шахтної та кар'єрної підйомно-транспортної установки, закономірностей формування, перерозподілу та зміни напружено-деформованого стану композитного тягового органа з порушеною структурою в експлуатаційних режимах роботи підйомно-транспортної машини з урахуванням зміни механічних характеристик матеріалу його еластичної оболонки.

Зазначена мета досягається шляхом забезпечення мінімальних відхилень від середніх значень розподілу напружень в композитних тягових органах з порушеною структурою, з урахуванням впливу об'єктивних змін механічних характеристик еластичної оболонки тягового органа на його напружено-деформований стан за умови застосування схеми розташування привідних

барабанів, за якою довжина гумотросового тягово-транспортувального органу поміж приводними барабанами буде не меншою за довжину ділянки вирівнювання зусиль поміж тросами, зумовленої відхиленням твірної барабана від прямої лінії.

Задачі дослідження. Для досягнення вказаної мети протягом виконання етапів роботи були розв'язані наступні наукові задачі:

- дослідження основних конструктивних чинників, що впливають на розподіл зусиль поміж тяговими елементами плоских композитних тягових органів шахтних та кар'єрних підйомно-транспортних установок;

- розробка та дослідження математичної моделі гумотросового тягового органа з порушеною структурою з урахуванням дискретно зміненої по довжині каната жорсткістю гуми на зсув;

- встановлення впливу дискретної зміни модуля зсуву гуми на напружений стан гумотросового тягового органа з порушеним елементом армування;

- розробка локальних математичних моделей для дослідження фізико-механічних процесів в ланках підйомно-транспортної системи, включно з урахуванням природних змін механічних властивостей гнучкого композитного тягового органа;

- побудова рішень, дослідження та врахування фізико-механічних процесів в ланках підйомно-транспортної системи, зокрема, з урахуванням природних змін механічних властивостей композитного тягового органа;

- обґрунтування єдиної методики з розрахунку одно- та багатопривідних підйомно-транспортних машин з плоскими композитними тягово-транспортувальними органами;

- визначення раціональних конструктивних параметрів для технічного завдання на проєктування базового варіанту скіпової підйомно-транспортної системи з синхронізованими тяговими шківами тертя і композитними тяговими органами.

Методи дослідження. Дослідження ґрунтуються на поєднанні аналітичних методів механіки композитних конструкцій, математичного моделювання та

узагальнення закономірностей функціонування підйомно-транспортних систем у різних режимах експлуатації.

Наукова новизна отриманих результатів роботи полягає в такому:

1. Розроблено комплексну математичну модель гумотросового композитного тягового органа, що враховує конструктивні параметри елементів підйомно-транспортної системи, їх взаємне розташування та експлуатаційні зміни;

2. Розроблена та аналітичним шляхом розв’язана математична модель гумотросового тягового органу з порушеною структурою з урахуванням дискретно зміненої по довжині каната жорсткістю гуми на зсув в локальній зоні розриву суцільності елемента армування;

3. Встановлено закономірності перерозподілу навантажень у гумотросовому тяговому органі з порушеною структурою внаслідок реологічних процесів в еластомірній оболонці та сформульовано алгоритм визначення його напруженого стану;

4. Уточнено механізм зміни напруженого стану гумотросового каната внаслідок нелінійного закону деформування міжтросових еластичних прошарків, що дозволило встановити кількісні відмінності (до 15 %) у значеннях кутів зсуву порівняно з лінійною моделлю деформування;

5. Розроблено метод аналізу напружено-деформованого стану гнучких композитних тягових органів, що враховує одночасний вплив конструктивних рішень і змін, набутих у процесі експлуатації підйомно-транспортних машин з гумотросовими тягово-транспортувальними органами.

Практичне значення отриманих результатів полягає в наступному:

- сформульовано алгоритм визначення напруженого стану гумотросового тягового органу з порушеною структурою за дискретної зміни модуля зсуву матеріалу, що з’єднує троси;

- встановлено кількісні показники впливу дискретної зміни модуля зсуву гуми на напружено-деформований стан каната з порушеним елементом армування;

- розроблено наступні методики аналізу напружено-деформованого стану гнучких композитних тягових органів, зумовлених технічними рішеннями, прийнятими в процесі проєктування та набутими в процесі експлуатації підйомно-транспортної машини: зменшення впливу розриву троса на тягову спроможність, включно і для часткового її відновлення; в перерізі зміни кількості тросів в канаті ступінчастої конструкції; паса кільцевої замкненої форми передачі з кінематичним зв'язком; стрічки для просіювання або часткового зневоднення сипких матеріалів, стрічки з подовжнім розривом; урахування відхилення посудини від проєктного положення; урахування відхилення форми робочої поверхні барабана (шківа) від циліндра; сумісного впливу характеру приєднання до елементів машини, нециліндричного барабану, повороту його осі, приєднаної посудини та розриву довільного троса в довільному перерізі;

- розроблено рекомендації із забезпечення стійкості положення плоского композитного тягового органа на приводному барабані (шківі) підйомно-транспортної машини.

Практичне значення роботи підтверджується розробленими методичними вказівками до розрахунку параметрів елементів підйомно-транспортної установки, а також патентом України на корисну модель № 155864 «Шахтний канатний підйомник для похилих виробок». Запропоновані технічні рішення щодо підвищення безпеки експлуатації підйомних комплексів мають безпосереднє прикладне значення для гірничодобувних підприємств, зокрема для глибоких кар'єрів Криворізького басейну.

Перший розділ присвячено аналізу сучасного стану і методів дослідження напружено-деформованого стану елементів підйомно-транспортного обладнання.

У другому розділі виконано розробку комплексної узагальненої математичної моделі гнучкого композитного тягового органу, що враховує конструктивні параметри складових підйомно-транспортної системи, їх взаємне розташування, зміни в процесі експлуатації та особливості підіймачів періодичної та неперервної дії.

Третій розділ присвячено дослідженню впливу змін механічних

властивостей матеріалу еластомерної оболонки на напружений стан композитного тягово-транспортувального органу з локальними змінами конструкції. Досліджено композитний тягово-транспортувальний орган із локальними конструктивними змінами. Завдяки аналітичному розв’язанню математичної моделі гумотросового тягового органа з порушеною структурою та з урахуванням реологічних властивостей гумової оболонки, встановлено закономірності зміни його напружено-деформованого стану. Розроблено алгоритм для визначення напружень у такому елементі з урахуванням реології еластомерної оболонки та пошкоджень структури, а також з’ясовано механізм цих змін у гумотросовому канаті.

У четвертому розділі виконано розробку узагальнених моделей та побудову рішень для випадків сумісного впливу конструктивних та набутих в процесі експлуатації параметрів підйомно-транспортної системи на напружено-деформований стан гнучкого композитного тягового органу.

У п’ятому розділі обґрунтовано та розроблено єдину методику аналізу напружено-деформованого стану гнучких композитних тягових органів, зумовленого технічними рішеннями, прийнятими в процесі проєктування та набутими в процесі експлуатації підйомно-транспортних машин з плоскими тягово-транспортувальними органами.

Шостий розділ присвячено розробці технічних рішень та обґрунтуванню раціональних параметрів підйомно-транспортних установок з гнучкими композитними тяговими органами. Запропоновано технічне рішення удосконаленого шахтного канатного підйомника для похилих виробок.

Упровадження результатів роботи. Автор приймав участь як виконавець у держбюджетній НДР ГП-506 «Науково-прикладні засади створення підйомно-транспортних установок з композитними тяговими органами на основі метамоделювання складних багатозв’язних дискретно-континуальних механічних систем» (Державний реєстраційний номер роботи: 0120U102141), що виконувалася в Національному технічному університеті «Дніпровська політехніка». Результати цієї НДР передано за актами впровадження ДП

«Дніпродіпрошахт» та Інституту геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України для використання у проєктних та науково-дослідних роботах із забезпечення працездатності тягових органів конвеєрних і підйомних установок та підвищення експлуатаційної безпеки шахтних підйомно-транспортних комплексів. Розроблені автором «Методика врахування змін механічних властивостей композитного тягового органу при реновації з частковим відновленням його тягової спроможності» та «Методика розрахунку раціональних параметрів багатопривідних підйомно-транспортних установок з гумотросовими тяговими органами» у безоплатній формі використані фахівцями Інституту геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України в прикладних та фундаментальних науково-дослідних роботах для забезпечення енергоефективності та експлуатаційної безпеки сучасних шахтних підйомно-транспортних комплексів в штатних та надзвичайних умовах, що свідчить про практичну затребуваність отриманих результатів уже на етапі виконання дисертаційного дослідження.

Особистий внесок здобувача. Автором самостійно обґрунтована мета та ідея роботи, визначено завдання дослідження і наукові положення, обрано методи дослідження, проведено математичне моделювання та розрахунково-теоретичні дослідження, обробка, аналіз і узагальнення отриманих результатів; здобувачем зроблено висновки та розроблено рекомендації для практичного застосування отриманих науково-технічних результатів. Текст дисертації написаний автором особисто.

Публікації. За результатами виконаних досліджень опубліковано 12 наукових праць: 6 статей у періодичних виданнях, включених до переліку фахових видань України, 5 публікацій у збірниках матеріалів міжнародних науково-практичних конференцій, 1 патент на корисну модель.

Структура і обсяг дисертаційної роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, 6 розділів, висновків, списку використаних джерел – 153 найменування на 19 сторінках, 3 додатків. Робота містить 189 сторінок основного тексту, 51 рисунок та 2 таблиці, загальний обсяг – 227 сторінок.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ І МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОГО ОБЛАДНАННЯ

1.1 Аналіз сучасного стану підйомних установок на гірничодобувних підприємствах

Поклади корисних копалин в Україні відзначаються великим різноманіттям і масштабом, за загальними запасами залізної руди та кам’яного вугілля держава входить до числа світових лідерів.

Водночас видобуток та переробка цієї сировини вимагають великих фінансових і трудових ресурсів. На цей виробничий сектор припадає до 40% загальних капіталовкладень, від 30 до 35% виробничих фондів, від 20 до 30% фонду заробітної плати. Окрім того, гірнича галузь забезпечує майже 60% вантажообігу залізниць і споживає до 70% всієї електроенергії, необхідної для промислового виробництва [1].

Близько 80% усього обсягу залізорудної сировини в Україні дає саме Кривбас. До 1991 р. обсяг видобутку в Україні сягав до 50 % загального видобутку залізної руди, з них відкритим способом видобувалося 83 % сирої руди і вироблялося 73,4 % товарної. У регіоні працює шість унікальних гірничо-збагачувальних гігантів, аналогів яким немає в жодній іншій країні: наприклад, потужності лише Інгулецького комбінату свого часу перевершували показники всієї Канади.

Наразі видобуток як чорних, так і кольорових металів практично повністю перейшов на глибокі горизонти. У шахтах Криворізького басейну глибина видобувних робіт уже досягла позначки в півтора кілометра.

Транспортна інфраструктура вітчизняних гірничодобувних підприємств вражає своїми масштабами. Тут задіяно тисячі конвеєрних ліній і десятки кілометрів стрічок, а також сотні шахтних підіймачів. Сумарна вага підвісних канатів на цих об'єктах сягає майже 8 тисяч тон, причому цей об'єм порівну

поділений між підіймальними та врівноважувальними елементами.

Виходячи з цього, одним з першочергових завдань гірничодобувної промисловості є модернізація існуючих, розробка і впровадження нових підйомно-транспортних машин як основи для підвищення продуктивності праці.

На сьогодні більша частина гірничо-шахтного обладнання в Україні вичерпала свій ресурс і потребує заміни. На низці шахт спостерігається відставання в оновленні стаціонарних установок. Зокрема, серед 407 підйомних установок у трьох головних вугледобувних басейнах 75 експлуатуються понад 30 років, 38 – понад 40 років, а 12 – понад 50 років. Щоб подовжити термін служби стаціонарного обладнання, використовують пристрої та методи неруйнівного контролю. Однак повністю розв'язати проблему низької ефективності через вироблення ресурсу може лише заміна застарілого обладнання. Подальша експлуатація таких установок неминуче призводить до зростання аварійності на виробництві.

На діаграмі (рис. 1.1) наведено розподіл випадків аварій на різних ділянках промислового виробництва, що відображено в дисертаційній роботі Зотова В.В. (2006).

Як засвідчує діаграма, найбільша частка аварійних випадків припадає саме на підйом – понад 20%. Окрім того, аварійність у цій зоні демонструє тенденцію до зростання: за відповідний період кількість аварій на підйомних спорудах виявилася більш ніж на 30 % вищою, порівняно з попереднім роком.

Така ситуація вимагає своєчасного оновлення обладнання. Проте на сьогодні організація виробництва новітніх підйомних систем супроводжується низкою технічних і економічних труднощів. У зв'язку з цим гостро постає потреба в додаткових дослідженнях базових параметрів і характеристик підйомних установок.

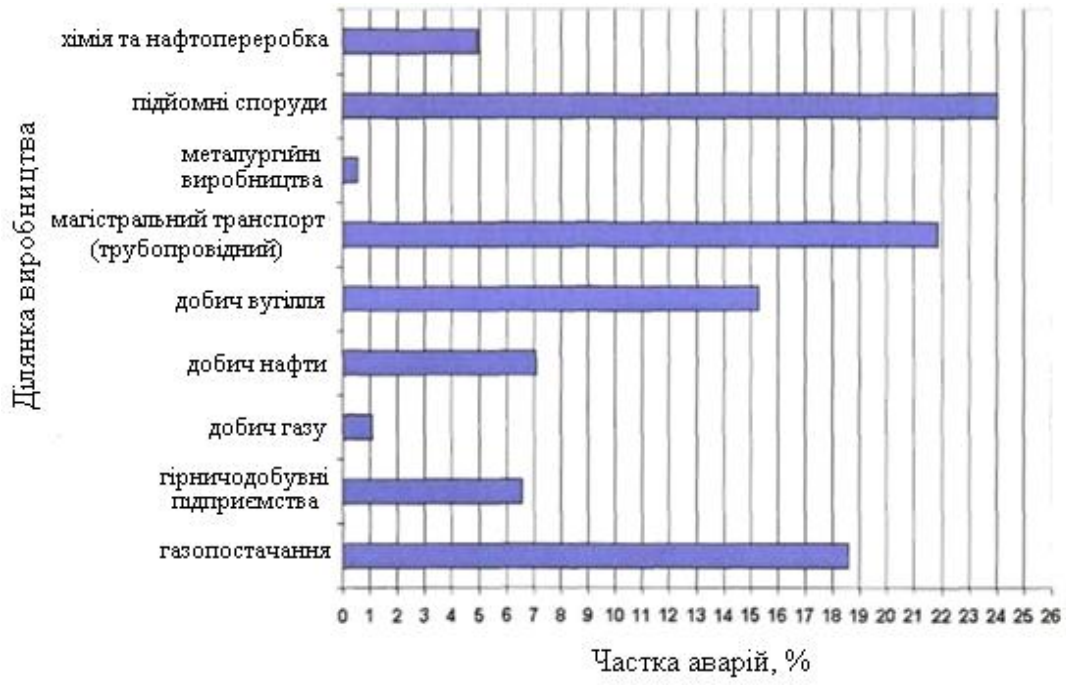


Рисунок 1.1 – Розподіл аварійних випадків по ділянках промислового виробництва

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

На сьогодні перехід із класичних підіймальних канатів на гумотросові стрічкові органи задля покращення параметрів шахтних установок поки не набув масового поширення. Цю думку поділяє і автор Зотов В.В. Деякі дослідження передбачали впровадження бобінних підіймачів на похилих та вертикальних стовбурах [2, 3], проте до впровадження установок такого типу справа не дійшла. Причина полягає в тому, що всі переваги гумотросових стрічок нівелювалися конструктивними недоліками самих бобінних машин. До теперішнього часу не проведені дослідження щодо застосування гумотросової стрічки як тягового органу на шахтних підйомних установках.

Відомі дослідження А.І. Бороховича, Ю.І. Мелентьєва та ін. [4–12], спрямовані на розробку підйомних установок зі шківом тертя і тяговим органом у вигляді сталевої стрічки. На основі виконаних науково-дослідних і конструкторських робіт були створені дослідні зразки різного підйомно-

транспортного устаткування зі сталевими стрічковими тяговими органами, в тому числі і багатострічкова шахтна підйомна установка.

Підйомна установка зі сталевими стрічками мала шків менших розмірів, що дозволило зменшити габарити і махові маси приводу. Проте використання сталевої стрічки характеризується невисоким коефіцієнтом зчеплення зі шківом, а також швидким руйнуванням самої стрічки при появі втомних мікротріщин, що істотно знижує її надійність.

Проблеми підвищення надійності стрічкових тягових органів з використанням сталевих стрічок намагалися вирішити новими конструкціями [13]. Одна з таких конструкцій представлена на рис. 1.2. Тяговий орган складається з пакету гнучких сталевих стрічок 1, покладених у кілька шарів і оточених еластичною оболонкою 2. Для зменшення тертя між стрічками передбачається шар мастила 3. Ущільнення 4 служать для фіксованого положення пакету стрічок в оболонці.

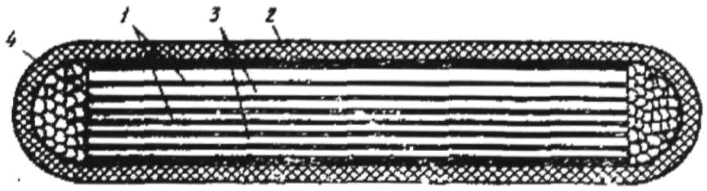


Рисунок 1.2 – Конструкція стрічкового тягового органу

Така конструкція стрічки дозволяє підвищити коефіцієнт зчеплення тягового органу з поверхнею барабана. Крім того, наявність декількох стрічок збільшує міцність стрічки на розрив, а наявність мастила запобігає зносу сталевих стрічок в результаті тертя між ними.

Але при цьому залишається ймовірність швидкого руйнування сталевих стрічок та нерівномірність їх навантаження в пакеті, що виникає в результаті огинання стрічковим тяговим органом приводного барабана, а також складність експлуатації таких стрічкових органів, у зв’язку з необхідністю їх змащування. Крім того незрозуміло, чи існують раціональні значення товщини шару оболонки,

достатньої для ефективної роботи даного тягового органу.

Інші дослідження Корнякова М.В. та Дмітрієва Є.А. спрямовані на зменшення матеріаломісткості тягового органу і збільшення ефективності підйомних установок за рахунок використання як тягових органів сталевих стрічок змінного перерізу.

Наступні дослідження були присвячені обґрунтуванню У Національному технічному університеті «Дніпровська політехніка» було запропоновано застосовувати гумотросові стрічки на підйомних установках як врівноважувальні елементи. Наступні дослідження були присвячені обґрунтуванню параметрів врівноважувальних гумотросових стрічок при використанні на підйомних установках [14–17]. Водночас вдалося розв'язати головні проблеми врівноваженого підйому, пов'язані з розкручуванням канатів від власної ваги та надмірною жорсткістю традиційних канатів на згин. Зокрема, з'ясувалося, що тросова основа, захищена гумовою оболонкою, є більш стійкою проти кручення.

У роботі [14] виведено аналітичні залежності, що описують вплив гумової оболонки на кутові деформації та згинальну жорсткість гумотросових врівноважувальних стрічок. Доведено, що використання таких стрічок знижує крутний момент, а це, в свою чергу, зменшує навантаження на тросовий каркас та інтенсивність його зношування. Як наслідок, надійність врівноважувальних елементів зростає завдяки зменшенню їхньої кількості та відсутності ефекту переплетення й перекручування між собою.

Промислові випробування засвідчили, що термін експлуатації гумотросових врівноважувальних стрічок перевищує 5 років, що майже в 4 рази перевершує показники звичайних канатів. Якщо ж коефіцієнт запасу міцності обрати в межах 8–12, прогнозований ресурс хвостових гумотросових канатів може становити 12–15 років [18].

У дослідженні [15] детально розглянуто експлуатаційні особливості гумотросових хвостових канатів, а також запропоновано раціональний спосіб їх кріплення до підіймальної посудини.

Водночас застосування гумотросових врівноважувальних стрічок як

головних канатів на вертикальних підіймальних установах є недоцільним через велику погонну масу цих стрічок за відносно невисокої розривної міцності.

Поява нових конвеєрних стрічок [19] з поліпшеними характеристиками, а саме меншою погонною масою та високою міцністю на розрив, дає можливість розглядати такий тяговий орган як перспективну заміну класичним канатам на підіймальних комплексах гірничих підприємств, а також під час будівництва підземних споруд.

Дослідниками Л.В. Колосовим, К.С. Заболотним та А. Карбоньє було запропоновано застосовувати спеціально спроєктовані гумотросові стрічкові тягові органи замість головних плоских сталевих канатів на вертикальних і похилих бобінних підіймальних установках [2, 3, 16, 20–26 та ін.].

За результатами цих досліджень було сформовано типорозмірний ряд гумотросових стрічок (рис. 1.3) та обґрунтовано раціональні параметри бобінних підіймачів з огляду на тиск між шарами стрічки під час її намотування на бобіну [3]. Також проаналізовано крутний момент тросів, що утворюють основу стрічкового тягового органу, та виявлено ключові причини виходу гумотросових стрічок з ладу [25–27].

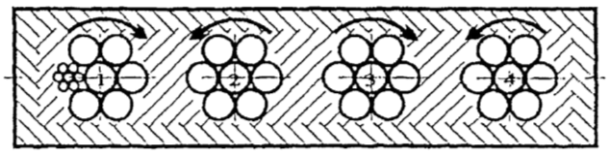


Рисунок 1.3 – Поперечний переріз гумотросової стрічки

Серед недоліків попередніх досліджень варто назвати недостатньо широкий аналіз плюсів від заміни стандартних канатів на гумотросову стрічку в шахтних підіймальних комплексах. До того ж порівняння проводилося переважно з бобінними установками, які мають обмежене поширення в гірничій галузі. Водночас плоскі канати суттєво відрізняються від канатів круглого перерізу. Порівняння гумотросових стрічкових тягових органів саме з круглими сталевими канатами вже було виконане в дисертаційній роботі Зотова В.В.

З огляду на наведений аналіз досвіду експлуатації врівноважувальних канатів, науковці Національного технічного університету «Дніпровська політехніка» разом з АТ «Кривбасзалізрудком» (м. Кривий Ріг) визначили два головні вектори наукових досліджень, а саме наукове обґрунтування раціональних форм плоских гумотросових врівноважувальних канатів і гумотросових конвеєрних стрічок та розробка нормативної документації для їх виробництва й експлуатації, а також створення спеціалізованих технологічних ліній для випуску цієї продукції безпосередньо в Україні.

У рамках цих досліджень були запропоновані інженерні методи розрахунку напружено-деформованого стану гумотросових врівноважувальних канатів як із цілісною структурою, так і з пошкодженими окремими дротами чи тросами основи. Очікуваний термін експлуатації таких ГТК сягає 10 років.

Математичні моделі напружено-деформованого стану (НДС) гумотросових канатів марки ГТК-1 з дефектами (зокрема, з кількома пошкодженими тросами армування або окремими дротами в одному перерізі), розроблені Л.В. Колосовим та В.А. Ропаєм [16, 28]. Це дало змогу дослідити поперечні коливання петлі врівноважувального ГТК-1 у її площині через контурний рух елемента змінної щільності. Також було виявлено закономірності втомного руйнування ГТК-1 з огляду на НДС при пошкодженні каркаса та спираючись на результати втомних випробувань дротів у звичайних і корозійних умовах.

Проведені дослідження дозволили обґрунтувати оптимальні параметри й типорозмірні ряди канатів ГТК, визначити мінімальні запаси міцності та граничні глибини їх використання, встановити чіткі норми відбраковування й сформувати правила безпечної експлуатації. Умовні позначення та технічні характеристики таких канатів зібрано в табл. 1.1.

На сьогодні ці гумотросові врівноважувальні канати та стрічки успішно експлуатуються на рудниках Кривбасу, вугільних шахтах Павлоградського басейну, а також у Казахстані та інших регіонах. За своїми технічними характеристиками канати марки ГТК-1 перевершують аналоги польської фірми SAG і при цьому обходяться майже вдвічі дешевше.

Таблиця 1.1 – Позначення і параметри канатів ГТК-1

Позначення каната	Маса 1 м, кг	Розривне зусилля, кН
ГТК-1-4,0-72х28/2х15,0	4,0	264,6
ГТК-1-6,5-102х28/4х15,0	6,5	501,4
ГТК-1-7,0-116х28/4х15,0	7,0	501,4
ГТК-1-8,4-124х35/4х15,0	8,4	501,4
ГТК-1-10,5-128х35/4х18,5	10,5	753,1
ГТК-1-13,0-184х35/4х18,5	13,0	753,1
ГТК-1-15,0-176х35/6х18,5	15,0	1129,6
ГТК-1-16,2-202х35/6х18,5	16,2	1129,6
ГТК-1-16,8-187х35/4х25,5	16,8	1278,7

Унаслідок численних досліджень у сфері шахтного підйому натепер автором Зотовим В.В. представлено велику різноманітність схем підіймальних установок. На рис. 1.4 наведено найперспективніші та найефективніші з них, у яких використовуються гумотросові стрічкові тягові органи.

Застосування гумотросових стрічок допускає використання однобарабанного (рис. 1.4, а–г, ж) або двобарабанного приводу − як із відхиляючим барабаном 5, так і без нього (рис. 1.4, д, е, з), а також із хвостовими врівноважувальними стрічками 4 чи без них. У разі монтажу додаткових барабанів на підвісних пристроях 7 підіймальних посудин 2 і 2' (рис. 1.4, г, ж, з) натяг головної стрічки 3 вдається зменшити вдвічі.

Серед усіх розглянутих варіантів найпростішою та найзручнішою виявилася схема з одним приводним барабаном тертя, розміщеним безпосередньо над стовбуром (рис. 1.4, а).

В роботі [29] продовжено розвиток наукових засад і концепцій створення новітніх підйомно-транспортних комплексів із гумотросовими тяговими елементами. Зокрема, створено теорію та методологію розрахунку напружено-деформованого стану гнучкої композитної тягово-несучої системи з розподіленими параметрами (тобто плоского гумотросового канату на робочому

органі машини та в причіпних вузлах з'єднання з посудиною). Обґрунтовано інноваційні конструкції гумотросових канатів для надглибоких шахтних стовбурів на основі нових математичних моделей для виробів змінного поперечного перерізу, а також розроблено й проаналізовано моделі напружено-деформованого стану плоского каната на ділянці надання йому трубчастої форми із визначенням оптимальних параметрів конструкції та перехідної ділянки.

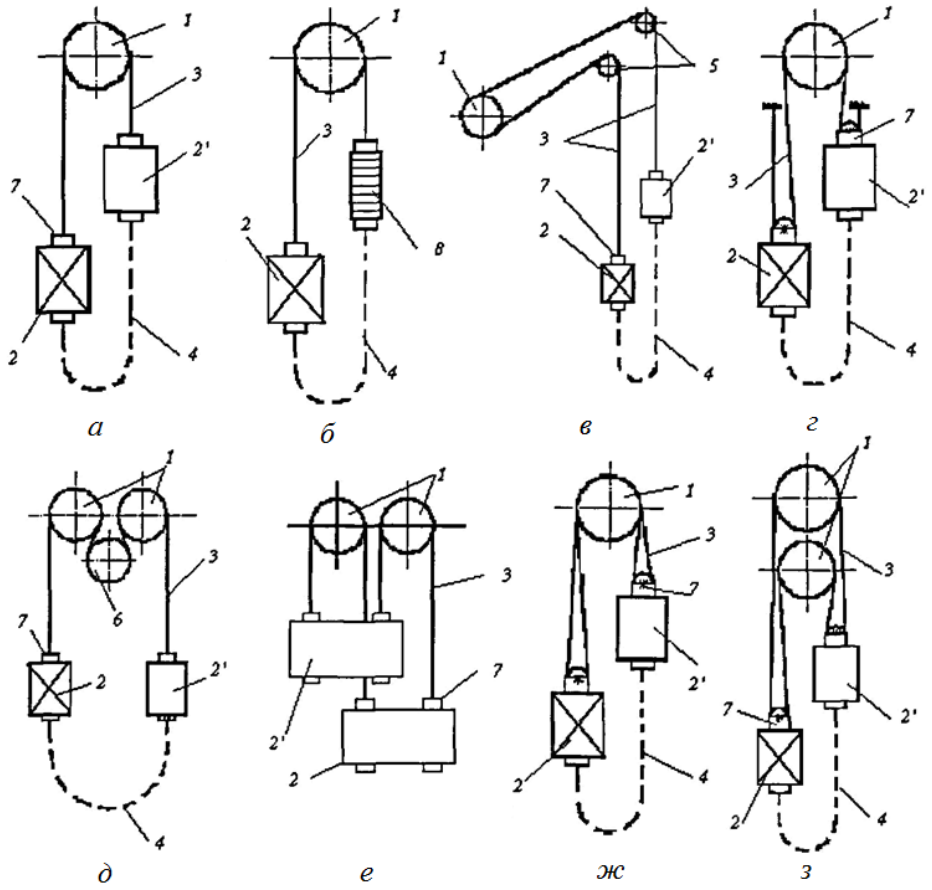


Рисунок 1.4 – Схеми підйомних установок: 1 – приводний барабан або шків тертя; 2 і 2' – підйомні посудини, навантажена і порожня; 3 – головні канати або стрічки; 4 – врівноважувальні канати або стрічки; 5 – напрямні шківи; 6 – обвідний барабан; 7 – підвісні пристрої підйомних посудин; 8 – противага

У дослідженні [30] запропоновано обґрунтований метод визначення напружено-деформованого стану плоского гумотросового каната шахтного підіймача з урахуванням усього комплексу зовнішніх чинників. Серед них – конструктивні особливості та технічний стан підйомної машини, стан напрямних

посудини, специфіка взаємодії канату з барабанами чи шківами, а також наявність обривів армувальних тросів тощо.

Невирішеними залишилися питання визначення напружено-деформованого стану гумотросового канату (стрічки) з локальними змінами їх конструкцій та з урахуванням залишкових деформацій матеріалу оболонки каната (гуми), її старіння за час їх експлуатації, що зумовлює область застосовування головних гумотросових канатів на шахтних підйомних установках.

Крім підйомних установок різні стрічкові тягові органи знайшли своє застосування в ковшових елеваторах [31, 32], в тому числі для вертикального підйому, наприклад стрічкові тягові органи фірми Metso Minerals. Стрічка в цьому випадку виконує тільки тягову функцію, а вантаж переміщується в спеціально змонтованих на стрічці (стрічках) ковшах (рис. 1.5).

Як тягові органи ковшових елеваторів використовувалися металеві [33, 34], гумотканинні і гумотросові стрічкові тягові органи [35–37]. Однак такі підйомно-транспортні системи мають обмежену область застосування на підземних гірничих підприємствах і при будівництві підземних споруд. Ковшові елеватори працюють тільки на підйом корисної копалини або породи, а у виробничих умовах необхідний спуск – підйом людей, обладнання та допоміжних матеріалів.

На сьогоднішній день використання різних схем такого типу обладнання з деякими типами стрічок [35] може забезпечити висоту підйому від 150 до 800 м, що описано в роботі Пальке Ю. та Гюнтера Р. (рис. 1.6). А застосування кевларових канатів дозволяє досягти висоти підйому H = 1000 м.

Сучасні технології, які використовуються виробниками гірничошахтного обладнання [35], дозволяють виконати безстиковий контур стрічки на повну висоту підйому до 800 м (рис. 1.7). Виробниками здійснюється доставка таких стрічок у контейнерах безпосередньо до місця експлуатації.

Особливістю раніше проведених робіт є недостатньо глибокий аналіз переваг заміни сталевих канатів гумотросовими стрічковими тяговими органами на підйомних установках. Недостатньо досліджувалось їх використання як головних тягових органів існуючих конвеєрних стрічок.

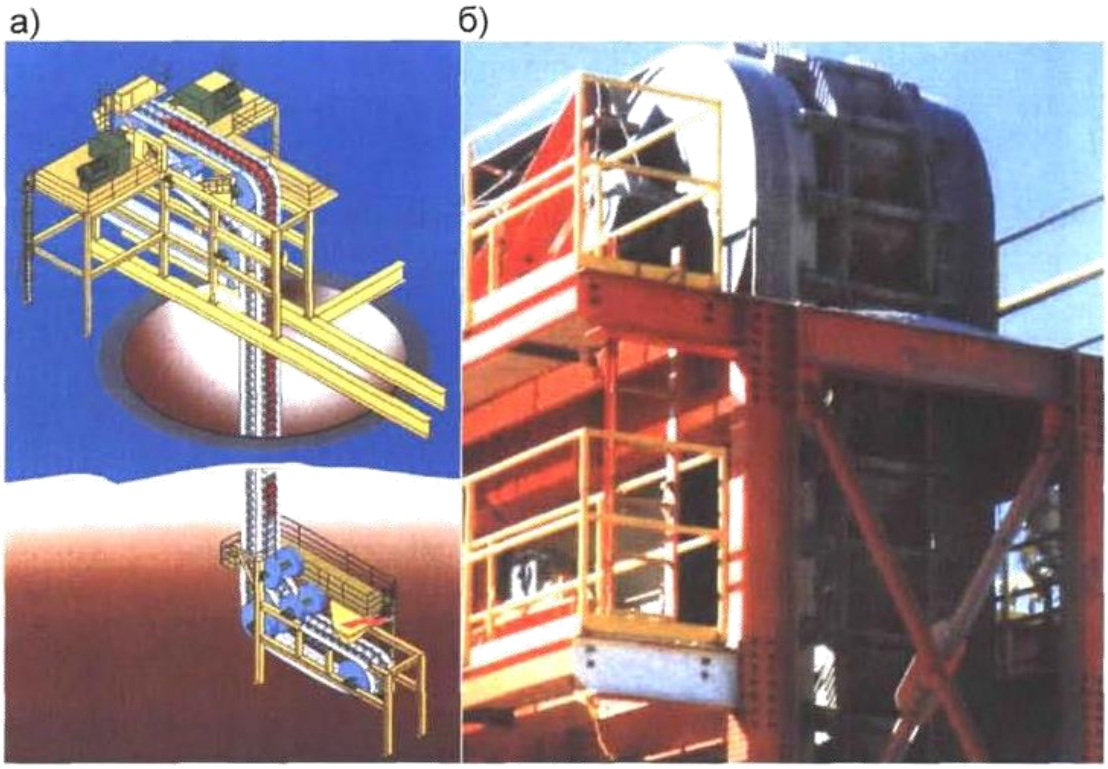


Рисунок 1.5 – Схема елеваторів зі стрічковим тяговим органом (*а*) і загальний вид копра елеватора (*б*)

На сьогодні стрічкові тягові органи отримують поширення в ліфтобудівництві (зокрема, ліфти OTIS). Так фірма OTIS [38] з 2000 року почала виробництво нового ліфта – Gen2, призначеного для встановлення в будівлях малої і середньої поверховності.

У ліфтах Gen2 для підйому кабіни застосовані плоскі поліуретанові тягові органи (ремені), армовані стальними тросами. Ширина стрічкових тягових органів склала 30 мм, а товщина всього 3 мм. Такі тягові органи характеризуються високою міцністю, довговічністю і більшою гнучкістю, ніж звичайні звиті сталеві канати. Ліфти Gen2 комплектуються приводними лебідками (рис. 1.8), габарити яких становлять лише одну чверть використовуваних на сучасних ліфтах лебідок.

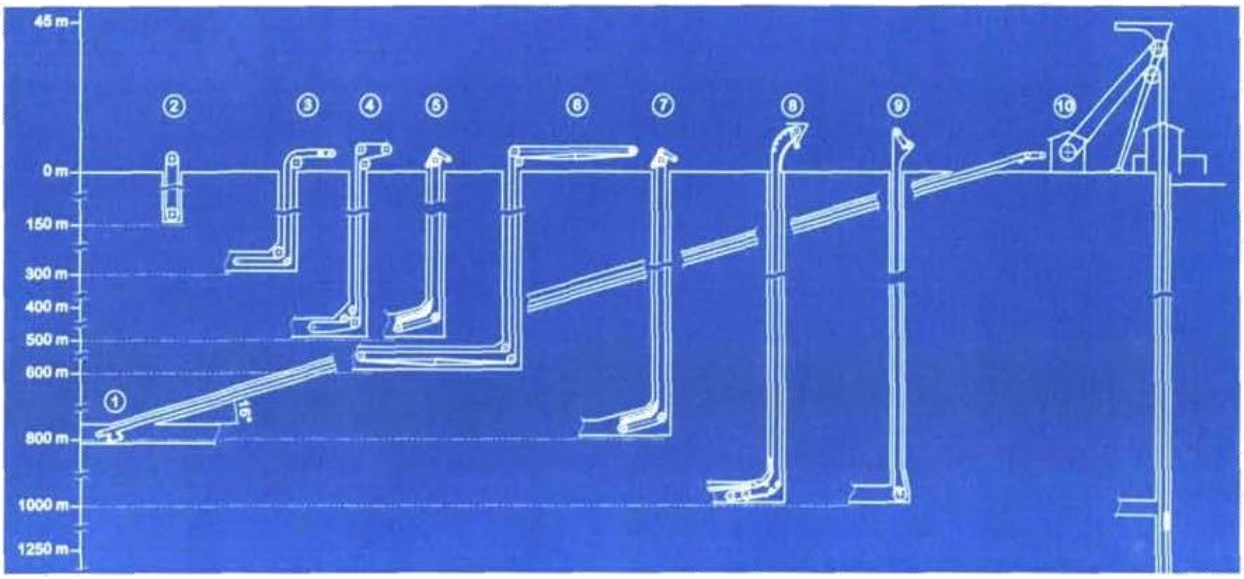


Рисунок 1.6 – Області застосування підйомно-транспортного обладнання з різними тяговими органами: 1 – стрічковий конвеєр, ST8200; 2 – ковшовий елеватор, ST3150; 3 – Flexolift S-подібної конструкції, ST5400; 4 – Pocketlift, ST8000; 5 – Flexofast, ST8000; 6 – Flexoturn, ST8000; 7 – Flexofast, ST8000 (безстикова); 8,9 – Rope-Pocketlift S-подібної конструкції і з внутрішнім контуром транспортування із застосуванням кевларових канатів; 10 – скіповий підйомник

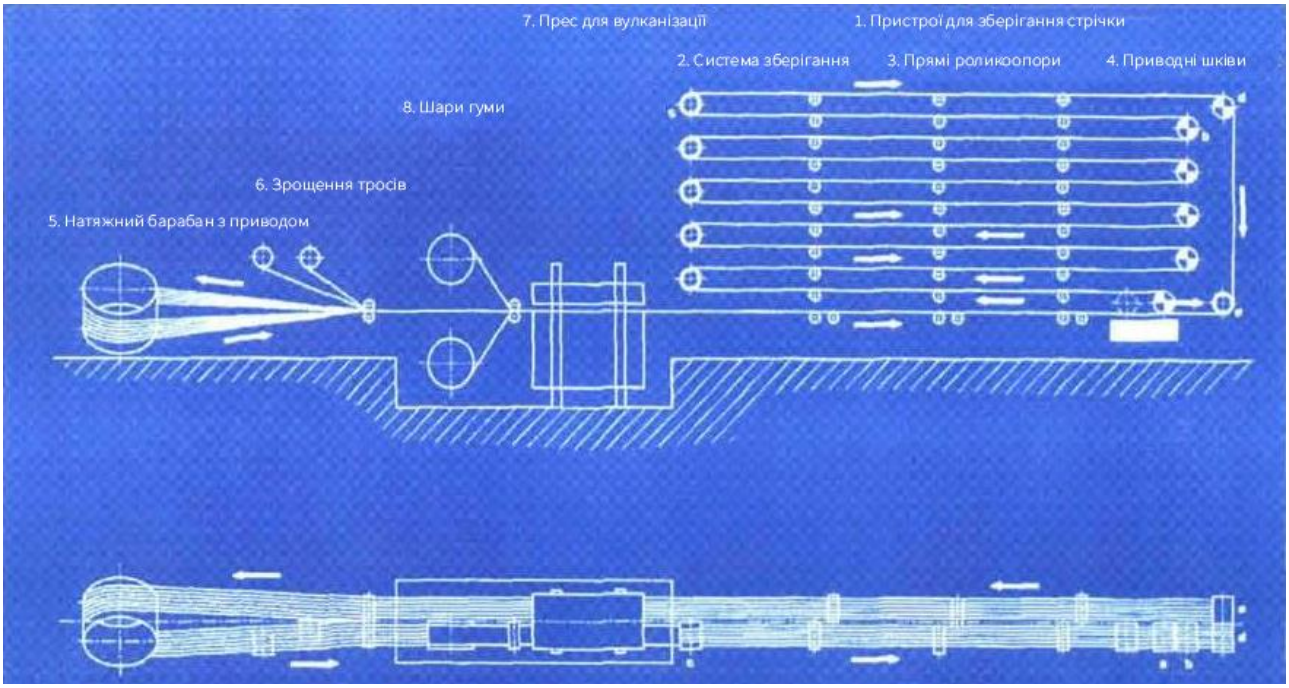


Рисунок 1.7 – Схема виготовлення гумотросової стрічки із замкнутим контуром

В результаті впровадження нового технічного рішення відомий виробник ліфтів досяг підвищення надійності роботи ліфтів і зниження споживання електроенергії.

Плоскі поліуретанові стрічкові тягові органи (рис. 1.8), застосовані в Gen2, армовані 12 звитими сталевими тросами. Термін їх служби втричі перевершує термін служби традиційно використовуваних сталевих канатів. Кожна стрічка (ремінь) витримує кінцевий вантаж $Q = 3600$ кг. При цьому, стрічки такої конструкції на 20% легше звичайних сталевих канатів такої ж міцності. У ліфтах Gen2 використовуються як мінімум три ременя на один ліфт.

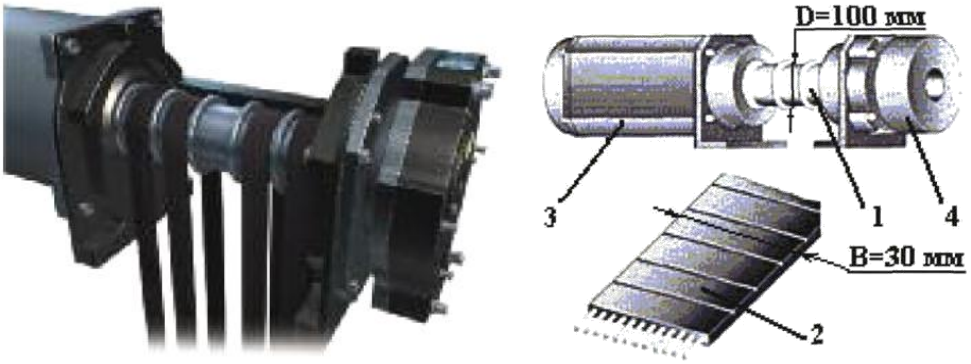


Рисунок 1.8 – Загальний вид приводу ліфта фірми OTIS і плоского ременя: 1 – шків тертя; 2 – стрічковий тяговий орган; 3 – електродвигун; 4 – підшипникова опора

Ліфт приводиться до руху безредукторною лебідкою з вбудованим дисковим гальмом. Діаметр привідного, що має спеціальний профіль, шківа складає 100 мм, що приблизно в 5 разів менше діаметра канатоведучих шківів, широко застосовуваних у ліфтах. Завдяки високому коефіцієнту корисної дії привід споживає менше електроенергії, а невеликі габарити приводу легко дозволяють встановити його в обмежених умовах шахти ліфта. На сьогоднішній день виготовляються ліфти Gen2 вантажопідйомністю від 630 до 1025 кг і швидкістю 1,0-1,6 м/с.

В результаті застосування плоских поліуретанових стрічок (ременів) з тросовою основою, підвищується довговічність роботи тягового органу,

надійність роботи ліфтів, знижується енергоспоживання, а також відпадає необхідність в окремому машинному приміщенні у зв'язку зі зменшенням габаритів приводного блоку. Однак ліфти не мають вантажопідйомності для висот підйому, необхідних гірничим підприємствам.

Успішна експлуатація гумотросових стрічкових тягових органів у ліфтах дозволяє припустити ефективне застосування таких тягових органів на більш потужних високопродуктивних підйомних установках гірничих підприємств і при будівництві підземних споруд.

1.3 Огляд наукових досліджень і конструкторських розробок конструкцій стрічкових конвеєрів

Заміна канатного тягового органу стрічковим, забезпечує транспортуючим установкам поліпшення ряду їх параметрів і збільшує термін служби тягового органу. Однак, на відміну від багатоканатних машин, у яких канати на канатоведучому шківі знаходяться в спеціальних футерованих жолобках, шків для стрічкового тягового органу виконаний у вигляді гладкого барабана. Ця обставина може призводити до осьових зсувів стрічки по барабану [39].

Багато авторів, як вітчизняних, так і зарубіжних, досліджували в своїх працях центрування стрічки на барабанах стрічкових конвеєрів з метою підвищення стійкості її руху в осьовому напрямку і зниження зносу її бортів в результаті їх тертя об нерухомі елементи конструкції конвеєра при зміщенні стрічки [40-46].

На положення стрічки на поверхні барабана транспортувальної установки може впливати ряд факторів, до яких відносяться: нерівномірність навантаження, поперечні коливання, реверсивний характер руху, неточність виготовлення та установки приводного барабана, серповидність стрічки, жолобчастість стрічки та ін. [39].

Роботи Галкіна В.І., Дмитрієва В.П., Дяченко В.П. і Запеніна І.В. спрямовані на сучасну теорію працездатності вузлів стрічкових конвеєрів гірничих

підприємств.

Запенін І.В. значне місце приділяє дослідженню нестаціонарних процесів (під час пуску і гальмування) в потужних стрічкових конвеєрах, що сприяє значним навантаженням на елементи приводу конвеєра, а також знижує довговічність стрічки через пробуксовування на приводному барабані і сході стрічки відносно поздовжньої осі конвеєра [47].

Детальне дослідження пускових процесів в потужних стрічкових конвеєрах зі складним профілем для гірничої промисловості та встановлення параметрів перехідних кривих траси наведено в роботі Гладких М.А. [48].

В роботах Дмитрієва В.Г., Подопригора Ю.А., Покушалова Н.В. [40, 41, 44, 45] досліджувалися бічні зміщення конвеєрної стрічки, намічають шляхи центрування стрічки. Зокрема, Дмитрієв В.Г. досліджував бічні зміщення стрічки порожнякової гілки стрічкового конвеєра, обладнаної центруючими роликоопорами. Наведено аналіз поперечного руху стрічки на ставі конвеєра.

Слід зазначити, що велике значення при дослідженні поперечних динамічних навантажень від стрічкових конвеєрів мають гранулометричний склад і щільність розподілу транспортованого вантажу. Дослідженню статичних характеристик вантажопотоків при різних гранулометричних складах вантажу присвячені роботи Ерліха Г.А. і Дьякова В.А. [49, 50].

Показником надійності, а також зносу і довговічності конвеєрних стрічок присвячені роботи багатьох авторів: Дмитрієва В.Г., Галкіна В.І., Волотковського В.С., та ін. [51]. Окрему увагу надійності стикових з’єднань приділено увагу в роботі Височина Е. М. [52].

У роботах Кожушко Г.Г., Короткого А.І., і Ямпільського Д.А. вивчаються питання вимушених лінійних і нелінійних поперечних коливань конвеєрних стрічок, порушуваних через роликоопори, а також наведено модальний аналіз поперечних коливань конвеєрних стрічок.

Одна з робіт Зотова В.В. присвячена методам усунення зміщення стрічкового тягового органу на приводному барабані конвеєрної установки. Досліджувалися способи усунення зміщення стрічки по твірної барабана, зокрема,

за допомогою бочкоподібних барабанів і центруючих направляючих роликів (роликоопор).

З метою вивчення осьового зміщення стрічки по поверхні приводного барабана і виявлення найбільш придатних способів її центрування в умовах шахтного підйому, Зотовим В.В. проводилися експериментальні дослідження на стенді, де імітували рух стрічки на приводному барабані (рис. 1.9).

Стенд для дослідження мав можливість зміни кута нахилу приводного барабана і кутів установки центруючих роликів [39].

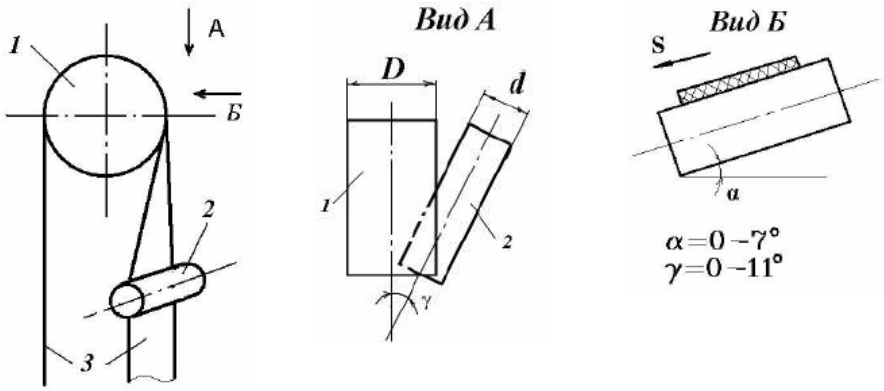


Рисунок 1.9 − Схема розміщення на експериментальному стенді приводного барабана 1, центруючого ролика 2 і стрічки 3

В якості приводних використовувалися барабани відомих до теперішнього часу конструкцій з різними формами робочої поверхні (рис. 1.10) [39].

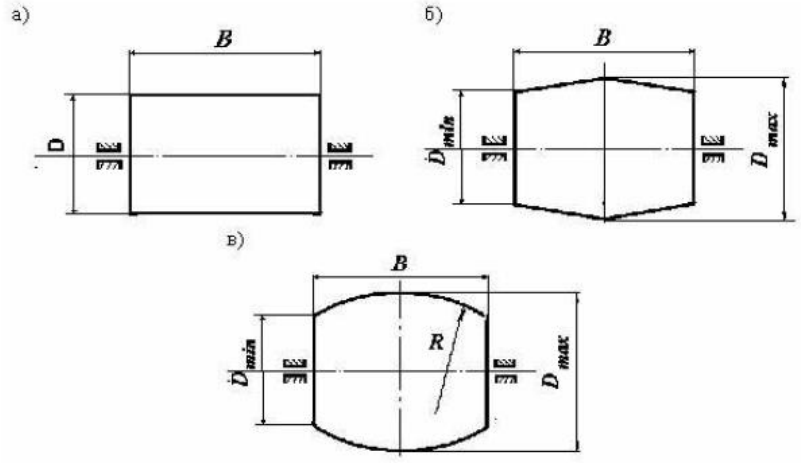


Рисунок 1.10 − Схеми приводних барабанів: а) циліндричний; б) біконічний; в) бочкоподібний

Для порівняння осьових зміщень стрічки з циліндричним і опуклим (діжкоподібним і біконічному) барабанах в залежності від кутів перекосу α осей приводних барабанів у вертикальній площині без центруючих роликів замірялися зміщення стрічки за час руху стрічки t = 12 с (рис. 1.11) [39].

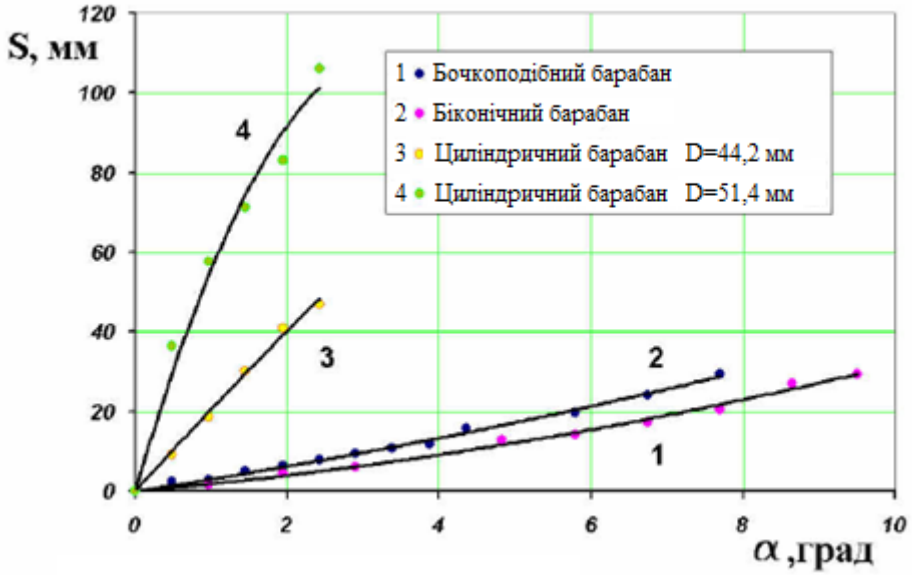


Рисунок 1.11 − Залежності зсуву стрічки S на приводних барабанах від кута α їх перекосу без центруючих роликів

З графіка на рис. 1.13 видно, що при одних і тих же кутах перекосу α приводних барабанів зміщення стрічки по опуклим барабанам менше, ніж по циліндричних барабанах. Причому, для бочкоподібного і біконічного барабанів розглянуті зміщення обмежені за величиною, в той час як на циліндричних барабанах стрічка повністю сповзає з барабана. Таким чином, наявність бочкоподібності приводного барабана в певних умовах може забезпечити центрування руху стрічкового тягового органу підйомної установки [39].

На біконічному барабані, в порівнянні з барабаном зі сферичною поверхнею, зміщення менше, причому, зі збільшенням кута перекосу α різниця в зсувах стрічки зростає. При кутах α>10° в умовах експерименту стрічка сповзала з бочкоподібних барабанів без їх обертання за рахунок статичних натягів. Це пояснюється тим, що сила тертя, між стрічкою і барабаном, є недостатньою для утримання стрічки на барабані [39].

Порівняння центруючих можливостей циліндричного приводного барабана з центруючим роликом і бочкоподібного барабана показані на побудованих залежностях осьових зсувів S стрічки по поверхні цих барабанів від кутів їх перекосу α, представлених на рис. 1.12 [39].

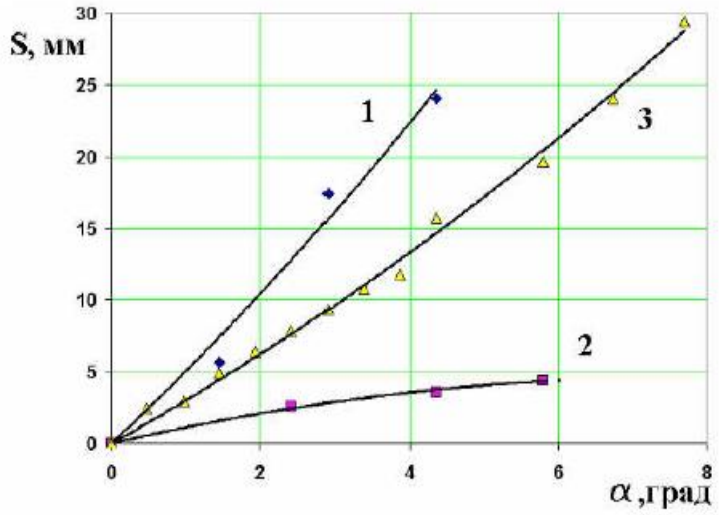


Рисунок 1.12 − Залежності зсувів S стрічки від кутів нахилу α осей: 1 і 2 − циліндричні барабани з центруючими роликами; 3 − бочкоподібний барабан

Криві 1 і 2 показують зміщення стрічки на моделі циліндричного барабана діаметром D = 44,2 мм при кутах перекосу γ центруючого ролика 1,78° і 4,4° відповідно. Кінцеві точки кривих 1 і 2 відображають максимальні значення зміщень і відповідні їм кута α. Крива 3 характеризує зміщення стрічки на поверхні бочкоподібного барабана до фіксованого положення без використання центруючого ролика. На бочкоподібному барабані при центруванні стрічка займає фіксовані положення, що визначаються величиною бочкоподібності барабана, шорсткістю поверхні та іншими практично нерегульованими факторами [39].

При проходженні бочкоподібного барабана стрічка приймає форму барабана, а при збігані з нього знову приймає плоску форму, що викликає в її центральній частині додаткові розтягуючі напруження [39].

З відомих до теперішнього часу конструкторських розробок, дослідники і розробники рекомендують передбачати застосування з обох сторін циліндричного

барабана спеціальних центруючих роликів з можливістю їх регулювання при монтажі. Однак, неможливість повністю усунути реальні фактори, що впливають на зміщення стрічки по приводному барабану, вимагає додаткових заходів з центрування стрічки. Дослідження показують, що навіть незначний перекіс циліндричного барабана призводить до зміщення стрічки по його утворюючої під час роботи конвеєра. До таких же наслідків можуть призвести недостатня точність виготовлення барабанів і стрічки, нерівномірне навантаження на троси каркаса стрічки, знос елементів стрічкового конвеєра і багато інших [39].

Крім зосереджених сил на стрічку часто впливають збурюючі сили, різні за своєю фізичною природою і характером. Наприклад, бічний вітер на кар'єрах або спучування ґрунту в шахтах еквівалентні дії сил, розподілених по довжині конвеєра як постійних, так і змінних у часі [39], питання зміни напружено-деформованого стану гумотросового стрічки з урахуванням залишкових деформацій матеріала оболонки стрічки (гуми), її старіння за час їх експлуатації, що зумовлює область застосовування гумотросових стічок на підйомно-трансортних установках.

1.4 Види пошкоджень транспортувальної стрічки в процесі експлуатації

Однією з проблем при експлуатації стрічкових конвеєрів є різні пошкодження транспортерної стрічки [51,52]. Це, в свою чергу, призводить до позапланових технологічних простоїв, що потребують додаткових коштів на ремонт стрічки, і в кінцевому підсумку відбивається на економічній складовій продукції [53]. Тому, робота над підвищенням терміну служби головного елемента конвеєра − стрічки є найбільш актуальною в області вдосконалення конвеєрного транспорту.

В процесі експлуатації стрічкових конвеєрів виявлені наступні пошкодження транспортерної стрічки: поздовжні порізи різної довжини (як наскрізні, так і некрізні); наскрізні пробої конвеєрної стрічки; пошкодження бортів стрічки; пошкодження обкладинок; поперечні порізи.

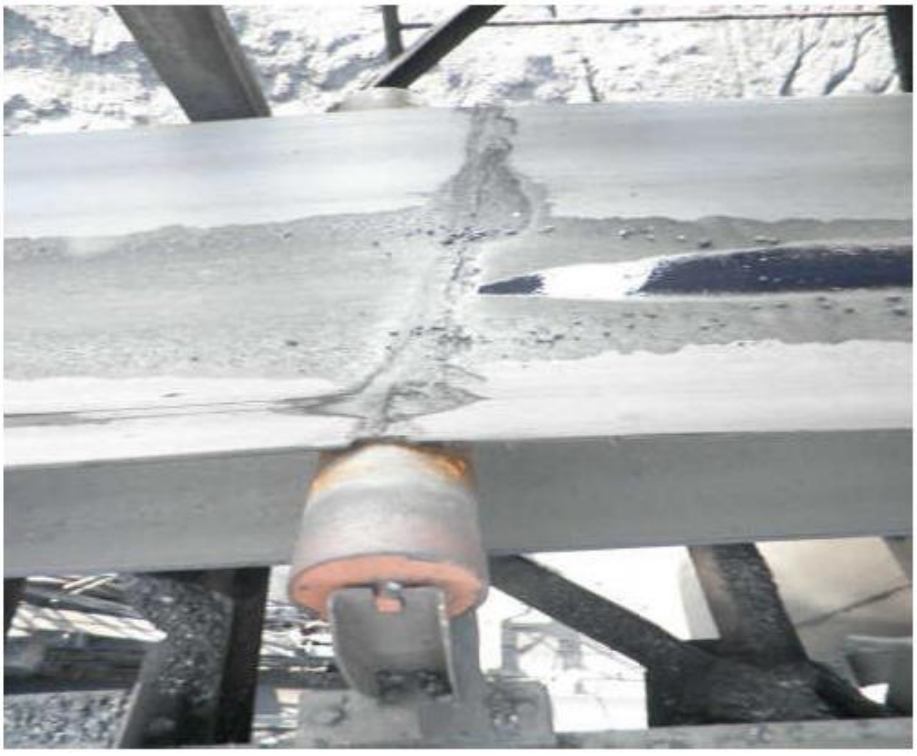
Під час роботи стрічкового конвеєра схід стрічки з барабанів робить значний вплив на пошкодження бортів стрічки. На рис. 1.13 і рис. 1.14 показані зафіксовані випадки сходу стрічки з барабанів під час роботи стрічкового конвеєра, що висвітлено в роботі Щеглова О.М.

Рисунок 1.13 − Схід стрічки з приводного футерованого (ліворуч) і натяжного (праворуч) циліндричних барабанів

Рисунок 1.14 − Схід стрічки щодо поздовжньої осі і її тертя об конструкцію рами конвеєра

Також виявлені і зафіксовані пошкодження конвеєрної стрічки при роботі конвеєра (рис. 1.15 а, б).

а)



б)

Рисунок 1.15 − Пошкодження стрічки на працюючому конвеєрі: а) − місцеве пошкодження стрічки; б) − пошкодження стику стрічки

Нестійкий поперечний рух стрічки під час роботи і схід стрічки з барабанів конвеєра (рис. 1.16) сприяє значному зносу її бортів, що істотно знижує техніко - економічні показники конвеєрного транспорту. Тому, не менш важлива проблема заштибування рамної конструкції, так як більшість конвеєрів через конструктивну особливості не дозволяють механізувати очищення просипаного вантажу [39].

Рисунок 1.16 − Схід конвеєрної стрічки з приводного циліндричного барабана

В процесі експлуатації більшою мірою відбувається знос робочої поверхні стрічки (рис. 1.17), внаслідок якого, значно погіршуються її характеристики. В результаті цього, термін експлуатації стрічки значно скорочується [39]. При цьому слід зазначити, що пошкодження стрічки в результаті зношення її робочої поверхні відбувається значно швидше при роботі на циліндрично-конічних (опуклих) барабанах, так як виникає підвищення натягу в центральній її частині, які розривають саму стрічку вздовж поздовжньої осі (рис. 1.18) [39].

Рисунок 1.17 – Знос робочої поверхні стрічки

Рисунок 1.18 − Поздовжній розрив конвеєрної стрічки

Цьому негативному явищу також сприяють потрапляння між стрічкою і барабанів гострокромочних матеріалів, що транспортуються.

1.5 Причини пошкоджень конвеєрних стрічок

Вивчення та аналіз причин пошкоджень конвеєрних стрічок показують, що до 13% пошкоджень стрічок спричинені їхнім боковим зміщенням і тертям об елементи стаціонарної рами. Це призводить до розшарування країв і виходу обладнання з ладу через 10–12 місяців роботи. Заміна дорогої стрічки часто відбувається передчасно, оскільки сама вантажонесуча основа ще придатна до експлуатації. Поступове звуження стрічки зменшує продуктивність конвеєрної установки та викликає втрати (прокид) вантажу [54].

У стрічкових конвеєрах переважне застосування отримали циліндричні або циліндрично-конічні (бочкоподібні) приводні і натяжні барабани. Недоліком існуючих моделей є незахищеність від сходу стрічки в сторону щодо поздовжньої осі конвеєра. Внаслідок цього термін служби стрічки істотно скорочується [39].

М.П. Александров обґрунтував недоцільність застосування опуклих барабанів [55]. Виявилося, їх опукла поверхня призводить до підвищення натягу стрічки до 40% в порівняно вузькій центральній частині стрічки конвеєра. В процесі експлуатації конвеєра на стрічку діють бокові сили, викликані наступними чинниками: перекосом роликоопор в горизонтальній і вертикальній площинах; відхиленням рами від осі конвеєра; неоднаковим опором обертання

бічних роликоопор: не прямолінійністю стрічки в горизонтальній площині; несиметричним розподілом натягу по ширині стрічки і т. д. [39].

Значні надії у свій час покладалися на циліндрично-конічні приводні й натяжні барабани, розроблені в 1950-х роках (рис. 1.19). Зокрема, конструкцію приводного барабана зі скосами по краях, яка широко впроваджувалася на виробництві, було створено профільними галузевими фахівцями. Дані конструкції відображені в [56, 57]. При конфігурації барабана, показаного на рис. 1.19, стрічка не повинна збігати з барабана, а буде здійснювати поперечні коливальні рухи.

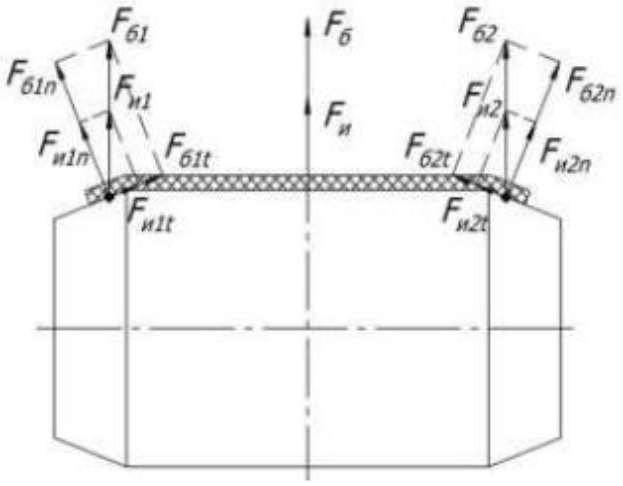


Рисунок 1.19 – Схема сил, діючих на приводний барабан і стрічку з симетричним розташуванням стрічки на барабані: $F_б$ - сила натягу барабана; $F_и$ - сила інерції; $F_{бn}$, $F_{иn}$ - нормальна сила натягу барабана та інерції; $F_{бt}$, $F_{иt}$ - дотична сила натягу та інерції барабана

Прийнято вважати, що сходу стрічки можна уникнути, якщо виконати приводні і натяжні барабани бочкоподібними зі стрілою опуклості L/200, але не менше 4 мм, де L-довжина барабана [55-57].

Конструктори звернули увагу на успішну роботу плоскопасних передач з опуклими шківами, впевнено забезпечують центральний хід ременя [58]. Очікувалося, що, надавши барабанам стрічкових конвеєрів аналогічну форму, можна буде досягти аналогічного ефекту. Однак, умови роботи барабанів стрічкових конвеєрів і шківів плоскопасних передач настільки різні, що

отриманий ефект виявився прямо протилежним очікуваному. Насправді, опукла поверхня барабанів не повною мірою забезпечує центральний хід стрічки, що описано в роботі Щеглова О.М. Це пояснюється рис. 1.20 [39], де наведено схеми сил та їх складові, що діють на барабан і конвеєрну стрічку, оскільки в процесі експлуатації на стрічку діють поперечні сили, викликані раніше згаданими факторами в даному розділі. Гнучка стрічка, огинаючи барабан (або шків), знаходиться під дією поздовжньої сили $F_б$, а також відцентрової сили $F_ц$ (рис. 1.20):

$$F_б + F_ц = S_{нб} + S_{нб} \quad Н,$$

де $S_{нб}$ і $S_{нб}$ - сили натягу в набігаючої і збігаючої гілках, Н.

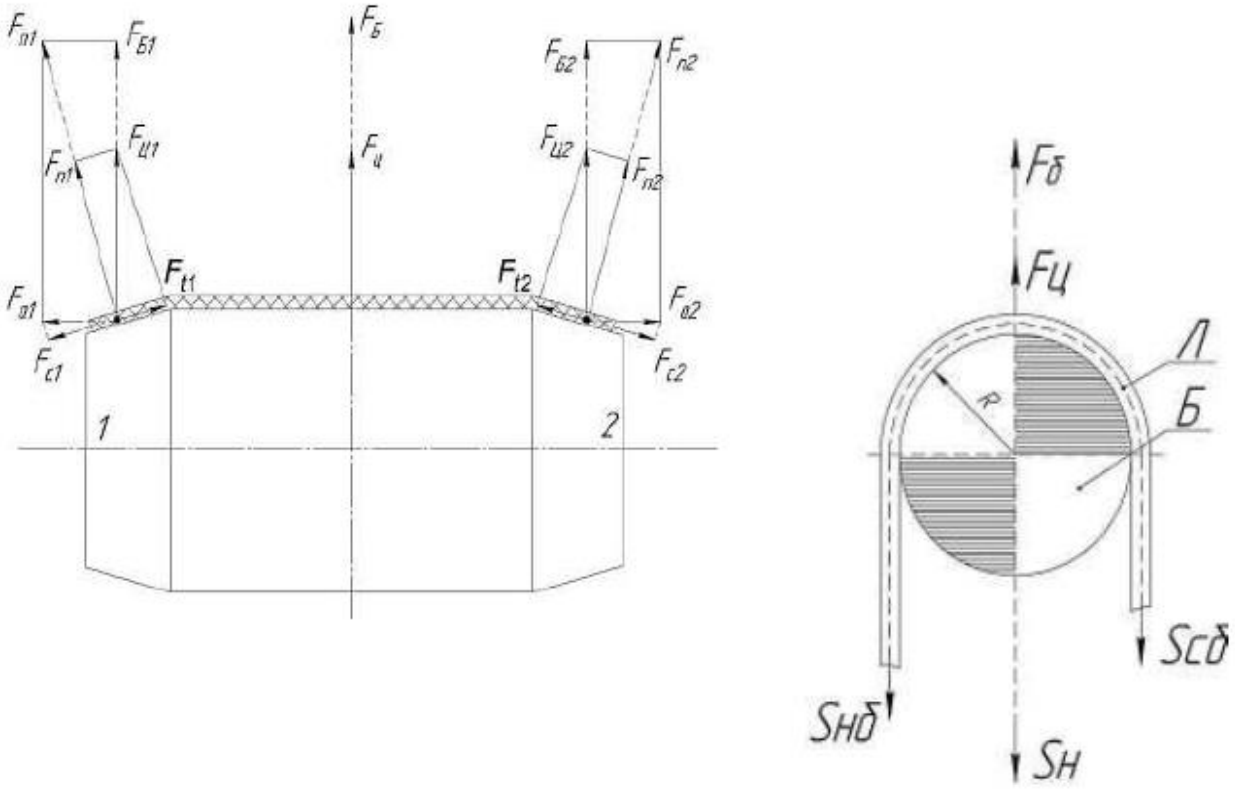


Рисунок 1.20 – Схема сил, діючих на приводний барабан і стрічку конвеєра: 1 - ліва похила ділянка; 2 - права похила ділянка; *Б* - барабан; *Л* – стрічка

Зазвичай, плоскопасні передачі є швидкохідними [58–62]. Тому, відцентрова сила $F_ц$ (рис. 1.21) досягає значної величини, перевершуючи натяг ременя, яким в даному випадку нехтують. Тангенціальні складові F_{t1} і F_{t2},

відцентрованих сил $F_{ц1}$ або $F_{ц2}$, діючих на ліву і праву частини шківа, спрямовані до центру опуклості і повертають в центральне положення зійшовший убік ремінь плоскопасної передачі [58].

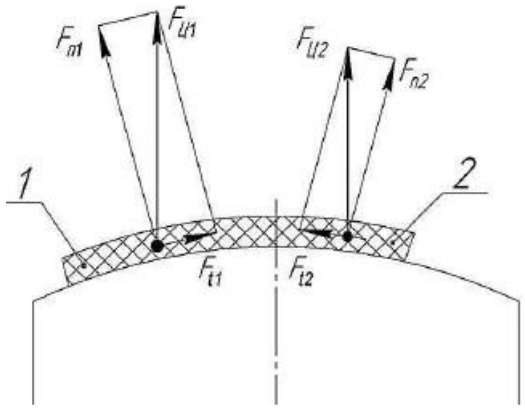


Рисунок 1.21 - Взаємодія шківа і ременя плоскопасної передачі: 1 - положення ременя на лівій частині шківа щодо осі; 2 - положення ременя на правій частині шківа відносно осі

На жаль, таке не спостерігається у повільно обертових барабанів стрічкових конвеєрів. У стрічкових конвеєрах враховуються сили, викликані натягом в набігаючої на приводний барабан і збігає з нього гілках стрічки і не враховується відцентрована сила [63].

Розрахунки показують, що у повільно обертових барабанів стрічкових конвеєрів відцентрова сила $F_{ц}$ мала в порівнянні з досить великим натягом гілок конвеєрної стрічки, і нехтування нею цілком виправдано (рис. 1.22). Тому, для частин стрічки, що проходить по торцевих конічних ділянках барабана, в розрахунок приймаються тільки поздовжні сили $F_{Б1}$ і $F_{Б2}$ [39].

Поздовжні сили $F_{Б1}$ і $F_{Б2}$ розкладаються на нормальні F_{n1} і F_{n2}, осьові $F_{α1}$ і $F_{α2}$ і зрушуючі F_{C1} і F_{C2} складові. Кожна з тангенціальних складових прагне відвести свою частину стрічки в сторону від поздовжньої осі конвеєра [39].

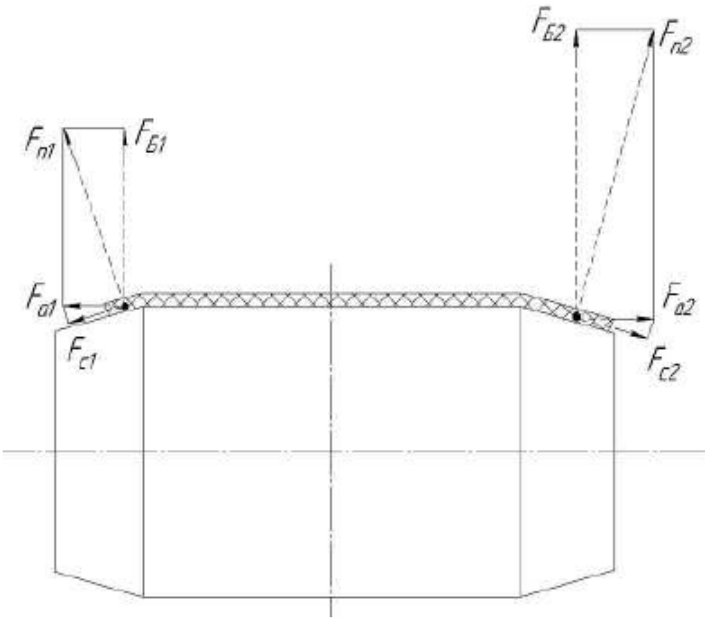


Рисунок 1.22 − Схема сил, діючих на стрічку конвеєра при відведенні її в сторону (вправо) від поздовжньої осі

В результаті коливань, навантажень або іншої причини (див. вище), стрічка може зрушуватися щодо поздовжньої осі конвеєра, наприклад, вправо (рис. 1.22). Тоді по цю сторону приводного барабана частина перетину і маса стрічки, розташована на конічній торцевій ділянці виявиться більше, ніж по іншу сторону. Поздовжні сили $F_{Б1}$ і $F_{Б2}$, що сприймаються відповідними частинами стрічки, пропорційні довжині цих частин: $F_{Б2} > F_{Б1}$. Відповідно, одна з осьових складових буде більше іншої (згідно рис. 1.22, $F_{α2} > F_{α1}$). Тому, і для сил зсуву буде мати місце співвідношення: $F_{C2} > F_{C1}$. Отже, стрічка буде зсуватися в бік більшої частини її маси, в даному випадку - вправо, тобто прагнути піти в сторону від поздовжньої осі конвеєра і взагалі зійти з барабана [39].

Наведене вище вкрай неприємно, особливо для гумотросових стрічок, поперечна міцність яка значно поступається поздовжньої. Це загрожує поздовжніми розривами стрічки. Тому конструктори намагаються не використовувати опуклі барабани, а схід стрічки блокувати центруючими роликоопорами [55].

1.6 Висновки за розділом 1

1. Однією з особливостей гуми є її природне старіння, при цьому зменшується її міцність, витривалість, навіть під час зберігання. В раніше виконаних дослідженнях експериментальним шляхом підтверджене лінійне зростання модуля пружності гуми, що зазнала старіння, від часу з урахуванням коефіцієнту старіння відносно початкового модуля пружності, показано зменшення міцності. Урахування впливу зміни з часом властивостей гумових складових гумотросових канатів та стрічок є важливим науково-технічним завданням, як і дослідження початкових характеристик цих виробів.

2. Врахування реології гумової оболонки надає можливість прогнозування напруженого стану з урахуванням нелінійного закону зміни властивостей гуми в процесі її використання та підвищення безпеки і надійності використання гумотросових тягових органів.

3. Незважаючи на великий обсяг виконаних теоретичних і експериментальних досліджень експлуатації підйомних установок, невирішеними залишилися питання визначення напружено-деформованого стану гумотросового канату (стрічки) з локальними змінами їх конструкцій та з урахуванням залишкових деформацій матеріала оболонки каната (гуми), її старіння за час їх експлуатації, що зумовлює область застосовування головних гумотросових канатів на підйомно-транспортних установках. Також невирішеними залишилися питання, пов’язані з розробкою єдиної методики з розрахунку одно- та багатопривідних підйомно-транспортних машин з плоскими композитними тягово-транспортувальними органами.

4. Показано, що підвищення рівня ефективності, експлуатаційної безпеки та термінів експлуатації підйомно-транспортних машин на основі встановлення умов і закономірностей взаємодії композитного тягового органа з елементами шахтної та кар’єрної підйомно-транспортної установки, закономірностей формування, перерозподілу та зміни напружено-деформованого стану композитного тягового органа з порушеною структурою в експлуатаційних режимах роботи підйомно-

транспортної машини з урахуванням зміни механічних характеристик матеріалу його еластичної оболонки, є актуальним науково-технічним завданням дисертаційного дослідження.

РОЗДІЛ 2 КОМПЛЕКСНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТЯГОВОГО ОРГАНУ ПІДІЙМАЧА СИПКИХ ВАНТАЖІВ

Гумотросові канати й стрічки конвеєрів є ключовими робочими органами цілої низки транспортних та підіймальних машин великої протяжності. Оскільки заводські рулони конвеєрних стрічок зазвичай не перевищують 300 метрів, робоче полотно нарощують і замикають у єдиний нескінченний контур за допомогою спеціального стикування кінців.

Конструктивно гумотросові канати та стрічки є системою паралельних тросів, розташованих у єдиній площині та захищених еластичною гумовою оболонкою. У ході тривалого циклу експлуатації їхні фізико-механічні показники знижуються внаслідок накопичення втомних пошкоджень. З метою часткового відновлення тягового ресурсу елементів із дефектними тросами, виконують їх реновацію. Технологія такого відновлення передбачає локальну заміну пошкодженого фрагмента троса на новий.

У стиках, а також у місцях ремонту гумотросових стрічок і канатів, окремі троси не мають між собою прямого механічного зв’язку. Передача сил між ними відбувається через прошарки гуми, яка розташована поміж ними. Через це на ділянках стикування, відновлення тягової здатності чи пошкоджень утворюються локальні дефекти. Порушується суцільність армування, через що проміжна гума зазнає великих зсувних деформацій, а навантаження між тросами розподіляється нерівномірно.

Канати та стрічки знаходяться під навантаженням від сил розтягу, які циклічно змінюються для кожного перерізу канату (стрічки). Відповідно, кожен цикл навантажень зумовлює зростанню залишкових деформацій та зміни взаємного розташування тросів.

Напружено-деформований стан канату (стрічки) залежить від механічних властивостей його складових елементів, що зумовлює зміну цього стану під час експлуатації. Врахування цієї зміни становить актуальну науково-технічну задачу, вирішення якої дозволить підвищити безпеку та ефективність експлуатації

підйомно-транспортних машин, оснащених плоским гнучким гумотросовим тяговим органом.

В роботі [64] запропоновано метод аналізу ушкоджень текстильних конвеєрних стрічок. В публікації [65] надані результати досліджень впливу зовнішніх чинників, зокрема проколів її та зношенню. Пошкодження стрічки досліджуються і в [66]. Пошкодження стрічки з використанням гіпотези, що рух об'єкта, на стрічці коливальний, гармонійний, згасає з часом досліджується в роботах [67, 68]. В останній з використанням методу сил.

В роботі [69] напружений стан матеріалів, армованих паралельними елементами запропоновано визначати методом електричного моделювання. Методика визначення окремих характеристик композитних матеріалів з системою паралельних елементів армування запропонована в статті [70]. В роботі [71] обґрунтована потреба відновлення ушкодженої стрічки. Вплив розривів елементів армування стрічки на її експлуатаційні показники проаналізовано в публікаціях [72-79]. Результати дослідження напруженого стану гнучкого тягового органу армованого продовжними суцільними елементами та з кінематичним зв’язком із приводними шківами наведені в роботі [80]. В [81] дано перелік та аналіз окремих типів з’єднань гумотросових стрічок. В роботах Левченя Ж.Б. та Танцури Г.І. [82] досліджено напружений стан та надійність з’єднань. Вплив на міцність викривлень тросів під час виготовлення стрічок досліджено в роботах [83, 84]. Напружений стан стрічки конвеєра, канату виконавчого органу підйомно-транспортної машини, з урахуванням її технічного стану та особливостей конструкції машини наведено в роботах [85-90]. Напружений стан канату зі змінною по його довжині кількістю тросів в перерізах досліджено в статтях [91-93]. Часткове відновлення тягової здатності гумотросового тягового елемента з пошкодженою тросовою основою досліджено в роботі [94]. Напружений стан канату в бобінному виконавчому органі підйомної машини досліджено в роботах [95, 96]. Динаміка привідних систем стрічкових конвеєрів мобільних машин досліджено в дисертації [97]. Динаміка канатних та гідротранспортних підйомних комплексів гірничих підприємств досліджено в монографії [98].

Відомі роботи не дозволяють розробити єдину методику розрахунку напружено-деформованого стану (НДС) тягово-транспортувального органу підйомно-транспортної машини. Розробка єдиної методики вибору типу плоского тягового органу для різних підйомних систем – актуальна задача, розв’язання якої дозволить порівнювати ефективність експлуатації тягових органів різних систем підйому сипких вантажів.

Для розв’язання вказаної задачі треба сформулювати комплексну модель напружено-деформованого стану плоского гумотросового тягового органу, як основи урахування умов його експлуатації у складі різних систем.

2.1 Основні чинники, що впливають на напружено-деформований стан плоского гумотросового тягового органу

Основні чинники, що впливають на напружено-деформований стан плоского гумотросового тягового органа (каната) поділимо на дві групи: конструктивні, передбачені проектом та експлуатаційні. Останні виникають в процесі експлуатації внаслідок зносу окремих складових систем підйому та вносяться в процесі ремонтних робіт, включно пов’язані з відновленням та модернізацією.

В процесі проектування машини підйому обирають конструктивні параметри (розміри, форму твірної, футерівку та ін.) приводних барабанів, барабанів відхилення, барабанів що використовуються в блоках поліспастів. В конвеєрних системах визначають яку форму перерізу стрічки надати на робочій те неробочій гилках конвеєра. В системах періодичної дії визначають трасу, допустимі її відхилення від проектних безпосередньо після введення системи в експлуатацію та в процесі експлуатації.

В процесі експлуатації машини підйому контролюють зміни конструктивних параметрів (розміри, форму твірної, футерівку та ін.) приводних барабанів, барабанів відхилення, барабанів в блоках поліспастів. В системах періодичної дії контролюють відхилення траси від проектних. В системи можуть

вносити конструктивні зміни.

Наведене показує, що ГТК в різних системах підйому безпосередньо після монтажу та в процесі експлуатації взаємодіє з системою барабанів – тіл обертання з різними формами твірних, деформується за їх межами в процесі надання заданої форми стрічці та під впливом форми траси, включно тими що відбулися в процесі експлуатації або ремонту.

Взаємодія ГТК з конструктивними складовими призводить до їх локального деформування та зміни напруженого стану. За принципом Сен-Венана, деформації та напруження викликані локальними деформуваннями, впливають на деякій частині твердого тіла більшій ніж ділянка деформування. Відповідно, поля НДС можуть накладатися. Взаємне розташування конструктивних чинників також є чинником що впливає а напружено-деформований стан плоского гумотросового тягового органу.

Комплексна узагальнена математична модель тягового органу підіймача сипких вантажів має враховувати конструктивні параметри складових системи, їх взаємне розташування та їх зміни в процесі експлуатації. Вона має відтворювати особливості підіймачів періодичної дії (рис. 1.4, рис. 1.8) та підіймачів неперервної дії (рис. 1.5).

2.2 Розрахункова модель деформування тягового органу

Отримані вище результати вказують, що модель має враховувати конструктивні параметри складових системи, їх взаємне розташування та їх зміни в процесі експлуатації.

В машинах циклічної дії відстань поміж окремими конструктивними елементами змінюється. В одній частині вона зменшується в іншій зростає. Найбільш небезпечним НДС ГТК має місце за мінімальної відстані поміж конструктивними елементами. Фізичну модель доцільно побудувати для випадку мінімальної довжини складових ділянок стрічки (канату), на яких троси не мають взаємних відхилень в напрямку, нормальному до поверхні стрічки (канату). Вплив

відхилення траси в машинах періодичної дії має бути врахований шляхом прийняття максимально можливого відхилення від проєктного характеру навантаження ГТК в перерізі приєднання до посудини. Інший кінець стрічки може бути прийнятим безмежно довгим.

В машинах неперервної дії максимальні сили діють в районі приводу. Суміжними з приводною ділянкою є робоча та неробоча гілка. На цих гілках НДС стрічки залежить від форми набутої на них плоскою стрічкою. Довжини конструктивної зміни форми стрічки малі відносно довжини конвеєра. Відповідно можна прийняти, що до ділянок зміни форми стрічки приєднані безмежно довгі ГТК.

Комплексну модель подамо, як НДС ГТК, що деформується системою приводних барабанів, барабанів відхилення з урахуванням форми їх твірних та з урахуванням приєднаних частин тягового органу [99, 100, 101].

2.3 Математична модель

Упустимо відоме визначення взаємодії троса елементарної довжини з суміжними тросами, як основу побудови моделі гумотросового тягового органу. Скористаємося результатами визначення його напружено-деформованого стану. Сили навантаження тросів та їх переміщення відповідно до [72] визначаються залежностями

$$p_i = E F \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x} \right) \beta_m \cos\left(\mu_m \left(i - 0{,}5 \right) \right) + P, \tag{2.1}$$

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x} \right) \cos\left(\mu_m \left(i - 0{,}5 \right) \right) + \alpha + \frac{P\, x}{E\, F}, \tag{2.2}$$

де M – кількість тросів в канаті; i – почерговий номер троса $\left(1 \le i \le M\right)$; A_m, B_m – сталі коефіцієнти; E, F – відповідно, приведений модуль пружності на розтяг та площа поперечного перерізу троса каната (стрічки); x – вісь координат

спрямована вздовж канату; P – середнє навантаження тросів канату в перерізі набігання на приводний барабан; $\beta_m = \sqrt{2\frac{G b k_G}{(h-d)EF}[1-\cos(\mu_m)]}$; $\mu_m = \frac{\pi m}{M}$; h – відстань поміж тросами; b – товщина каната; d – діаметр троса; G – модуль зсуву еластичного (гумового) прошарку, що з'єднує троси; k_G – коефіцієнт впливу форми гуми, розташованої поміж тросами на жорсткість зсуву; α – переміщення канату як жорсткого тіла.

Відповідно до розрахункової моделі канат (стрічка) під дією конструктивних складових підйомної машини деформується. З урахуванням різних впливів конструктивних складових підйомної машини, поділимо стрічку на частини. В межах кожної частини мають виконуватися відмінні умови взаємодії тросів.

Розглянемо залежності (2.1) та (2.2). Вони отримані для випадку відсутності різниці переміщень суміжних тросів в напрямку, нормальному до поверхні утвореної осями тросів. В них не враховано вплив розподіленого дотичного навантаження та вплив власної маси. Це не дозволяє їх використовувати в наведених формах для ділянок на яких троси мають взаємне відхилення в напрямку нормалі до поверхні стрічки (каната).

Розглянемо вплив різниці зміщення суміжних тросів. Нехай стрічка (канат) огинає барабан на циліндричній поверхні якого виконано циліндричний кільцевий виступ. Висота виступу значно менша за діаметр тросів стрічки. Ширина виступу дорівнює кроку укладення тросів в ній. Вісь одного с тросів розташована в площині симетрії кільцевого виступу. Будемо вважати, що під дією зовнішнього навантаження, стрічка притиснута на заданому куті до барабана. Радіус згину тросів дорівнює діаметру барабана, збільшеного на відстань поміж барабаном та тросами. Трос, вісь симетрії якого лежить в площині симетрії виступу, загнутий за радіусом більшим за радіуси згину інших тросів на товщину виступу. Приймемо що і за межами ділянки взаємодії троса з барабаном останній трос розташований вище за інших на товщину виступу.

Будемо вважати що плоскі до згину перерізи стрічки на початку та кінці

ділянки згину залишаються плоскими і після деформування. Застосування вказаної умови не призводить до різниці переміщень тросів зігнутої та прямолінійної частини стрічки. В той же час сили, якими навантажені троси відрізняються. Це дозволяє стверджувати: подовження тросів, викликане наявністю кільцевого виступу, не впливає на переміщення тросів на границях ділянки згину стрічки. Воно впливає на значення сили навантаження тросів. Сила навантаження троса на ділянці згину зменшиться. За її межами зросте до досягнення рівноваги. Кінці троса прямолінійних частин отримають переміщення. Величини переміщень зумовлені лише зміненою сили навантаження троса за ділянкою згину стрічки. Переміщення тросів за межами ділянки відбувається лише за рахунок досягнення рівноваги тросів на цій ділянці – не залежно від переміщень тросів на ділянці згину стрічки.

Ми розглянули згин стрічки на барабані з умовним циліндричним виступом. В загальному випадку, розподіл сил поміж тросами на ділянці згину стрічки на барабані з криволінійною твірною відрізняється від згину на циліндричному барабані дією розподілених на ділянці згину додаткових сил пропорційних радіусам згину тросів.

В загальному випадку у разі наявності у стрічки ділянки відмінного переміщення суміжних тросів в напрямку, нормальному до стрічки, до сил навантаження тросів рівнянь їх рівноваги мають бути додані сили пропорційні відносним змінам їх довжин на ділянці. З урахуванням наведеного вираз (2.1) для ділянки деформування стрічки з різним вигином тросів в напрямку нормальному до стрічки має наступний вигляд

$$p_i = E\ F\left(\sum_{m=1}^{M-1}\left(A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x}\right)\beta_m \cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right) + f(x,i)\right) + P, \quad (2.3)$$

$1 \le i \le M, \quad x_1 \le x \le x_2$,

де $f(x,i)$ - функція відносних подовжень тросів залежних від координати x та номерів тросів.

Відзначимо, що у виразі (2.3) координата x спрямована вздовж стрічки. В загальному випадку, вона криволінійна. В розглянутому випадку вона має дві прямолінійних ділянки та криволінійну (дугу кола), розташовану поміж ними. Вісь номерів тросів розташована нормально до осі x. Напружено-деформований стан стрічки відповідає плоскому, в якому переміщення тросів визначаються проекціями на вісь троса. Закономірність розподілу переміщень (2.2) залишається незмінною. Значення переміщень перерізів тросів, зумовлених зміщеннями нормальними до тросів в межах ділянки прояву таких зміщень, визначаються залежністю

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1}\left(A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x}\right)\cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right) + \int_{x_1}^{x_2} f(x,i)dx + \alpha + \frac{Đ\,x}{E\,F}, \quad (2.4)$$

$$1 \le i \le M, \qquad x_1 \le x \le x_2 .$$

Вплив переміщень тросів в напрямку, нормальному для стрічки, досліджено в ряді робіт, де побудовані відповідні функції відносних деформацій тросів. В роботі Бельмаса І.В. та Колосова Д.Л. досліджено вплив надання стрічці трубчатої форми канату. В роботі [102] досліджено вплив перевертання стрічки конвеєра. Роботи [103, 104] присвячені дослідженню впливу відхилення твірної барабана від прямої лінії, як передбачені проектом, так такі, що виникають в процесі експлуатації обладнання. Досліджено і вплив відхилення посудини від проектного [105-108]. Будемо вважати, що функцію відносних подовжень тросів можна задати сумою косинусів ряду Фур'є

$$f(x,i) = \left(q\left(x,0\right) + \sum_{j=1}^{M} q\left(x,j\right)\cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right)\right), \quad (2.5)$$

де $q\left(x,j\right)$ $\left(0 \le j \le M\right)$ - коефіцієнти ряду Фур'є.

Завдання лише сум косинусів спрощує подальші рішення. При цьому воно

відповідає симетричній формі барабанів, лотковій (трубчатій) формі стрічки конвеєра та може бути застосоване для визначення форми на ділянках перевертання стрічки та згину траси конвеєра у вертикальній площині. Зазначимо, що відносні подовження самоврівноважені. Вони відбуваються без зміни сумарного навантаження тросів в перерізі стрічки (канату), тому $q(x,0)=0$.

На підставі наведеного будемо вважати, що для усіх ділянок комплексної узагальненої розрахункової моделі тягового органу підіймача сипких вантажів відомі, розподіли сил навантаження (відносні подовження) тросів, які зумовлені конструктивними параметрами відповідної ділянки та можливими їх змінами в процесі експлуатації, взаємне розташування ділянок. З урахуванням вище наведеного сформулюємо математичну модель канату (стрічки), як системи послідовно з'єднаних ланок стрічки (канату) довжиною l для яких напружено-деформований стан описується виразами (2.2) та (2.3). З метою позначення факту належності параметрів напружено-деформованого стану стрічки (канату) додамо до відповідних показників індекси, що відповідають номерам ланок стрічки підіймача. Номери надамо в напрямку руху сировини від одиниці до загальної кількості ланок *N*. В цьому напрямку спрямуємо вісь координат *x*. Початок осі сумістимо з початком першої ділянки.

Розглянемо довільну *n*-ту ланку. Її напружено-деформований стан визначимо виразами (2.2) та (2.3)

$$u_{n,i}=\sum_{m=1}^{M-1}\left(A_{n,m}e^{\beta_m x}+B_{n,m}e^{-\beta_m x}\right)\cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right)+\alpha_n+\frac{Đ\,x}{E\;F}, \tag{2.6}$$

$$p_{n,i}=E\;F\left(\sum_{m=1}^{M-1}\left(\left(A_{n,m}e^{\beta_m x}-B_{n,m}e^{-\beta_m x}\right)\beta_m+q\left(x,n\right)\right)\cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right)\right)+P\,. \tag{2.7}$$

Ділянка за номером *n* взаємодіє з двома ділянками. На межах ділянок мають виконуватися умови сумісності їх деформування

$$\text{Коли } x=L_n \quad \begin{cases} u_{n-1,i}=u_{n,i} \\ p_{n-1,i}=p_{n,i} \end{cases}, \tag{2.8}$$

де $L_n = \sum_{j=1}^{n} l_j$.

$$\text{Коли} \quad x = L_{n+1} \qquad \begin{cases} u_{n,i} = u_{n+1,i} \\ p_{n,i} = p_{n+1,i} \end{cases}. \tag{2.9}$$

$$A_{n,m} - A_{n+1,m} = B_{n+1,m} e^{-2\beta_m L_n} - B_{n,m} e^{-2\beta_m L_n}, \tag{2.10}$$

$$\alpha_n = \alpha_{n+1}/ \tag{2.11}$$

Підставимо в умову (2.8) значення переміщень з (2.2) сил навантаження тросів з виразу (2.3). Врахуємо номери ділянок, вираз (2.5). Отримаємо

$$\left(A_{n-1,m} - A_{n,m}\right) e^{\beta_m L_n} = \left(B_{n,m} - B_{n-1,m}\right) e^{-\beta_m L_n}, \tag{2.12}$$

$$\alpha_{n-1} = \alpha_n, \tag{2.13}$$

$$\left(A_{n-1,m} - A_{n,m}\right) e^{\beta_m L_n} = \left(B_{n-1,m} - B_{n,m}\right) e^{-\beta_m L_n} + \frac{q\left(L_n, n\right) - q\left(L_n, n-1\right)}{\beta_m}. \tag{2.14}$$

З (2.14) та (2.12) маємо

$$B_{n,m} = B_{n-1,m} + \frac{q\left(L_n, n\right) - q\left(L_n, n-1\right)}{2e^{-\beta_m L_n}\beta_m}, \tag{2.15}$$

$$A_{n,m} = A_{n-1,m} - \frac{q\left(L_n, n\right) - q\left(L_n, n-1\right)}{2e^{\beta_m L_n}\beta_m}. \tag{2.16}$$

Отримані співвідношення задовольняють і умовам (2.9), якщо в них індекси *n* замінити на *n*+1. Вказане не виконується для ділянок взаємодії канату (стрічки) з приводним барабаном. Напружено-деформований стан канату (стрічки) визначається дещо відмінними від (2.2) та (2.3) виразами. Для приводного барабана що взаємодіє зі стрічкою на ділянці за номером w переміщення та сили визначаються залежностями

$$u_{w,i} = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{w,m} e^{\beta_m x} + B_{w,m} e^{-\beta_m x} \right) \cos\left(\mu_m \left(i - 0{,}5 \right) \right) + \alpha_w - \frac{P e^{-f \frac{x}{R}} R}{E F f},$$

$$p_{w,i} = E F \left(\sum_{m=1}^{M-1} \left(\left(A_{w,m} e^{\beta_m x} - B_{w,m} e^{-\beta_m x} \right) \beta_m + q\left(x, w \right) \right) \cos\left(\mu_m \left(i - 0{,}5 \right) \right) \right) + P e^{-f \frac{x}{R}},$$

де f – коефіцієнт тертя стрічки (канату) по барабану; R – середній радіус робочої поверхні барабана.

Умова мінімальної відстані поміж конструктивними елементами підйомної машини дозволяє не враховувати вплив власної маси стрічки (канату) на її напружено-деформований стан. Вони відповідають і ділянкам на яких троси стрічки (канату) не мають взаємного зсуву нормального до поверхні стрічки (канату). Ці співвідношення дозволяють знайти значення 2(M-1) з невідомих M сталих коефіцієнтів. Два невідомих коефіцієнти можуть бути знайдені з умов деформування (навантаження) кінців двох крайніх ділянок розрахункової моделі стрічки.

Напружено-деформований стан крайніх ділянок також визначається виразами (2.2) та (2.3). Найбільший прояв взаємного впливу умов деформування має місце за мінімальної відстані поміж ланками та повинен враховувати вплив маси канату (стрічки). Разом з тим характери розподілу переміщень та сил навантаження тросів відрізняються для підйомників періодичної та неперервної дії.

Розглянемо особливості деформування крайніх ділянок підйомних машин. В машині неперервної дії перша ділянка каната має мінімальну довжину. Друга (за номером M) – максимальну.

Канат на цій ділянці може бути безпосередньо приєднано до посудини або до нерухомої конструкції – в системі з поліспастною системою приєднання посудини. Врахуємо, що початок осі x збігається з кінцем канату, в якому він приєднаний. Приєднання канату може супроводжуватися відхиленням перерізу приєднання канату від проектного. Поворот посудини, внаслідок відхилення

траси її руху від проектного, також супроводжується поворотом кінця приєднання канату. Найбільш небезпечний поворот має місце коли він відбувається в площині канату. Його і розглянемо.

Нехай переріз канату $x = 0$ повернений на кут γ

$$u_{1,i} = tq(\delta)t(M/2 - i). \tag{2.17}$$

де t - крок укладення тросів в канаті.

Задамо умову (2.17) рядом Фур'є на осі номерів тросів канату

$$u_{1,i} = tq(\delta)t\left(\begin{array}{l}\frac{4}{M(M-1)}\sum_{j=1}^{M}\sum_{m}^{M-1} j\ \cos\left(\mu_m(j-0{,}5)\right)\cos\left(\mu_m(i-0{,}5)\right)+ \\ +\frac{2}{M(M-1)}\sum_{j=1}^{M} j - \frac{M+1}{M-1}\end{array}\right). \tag{2.18}$$

З виразів (2.2) та умови (2.17) маємо

$$A_{1,m} + B_{1,m} = \frac{4tq(\delta)t}{M(M-1)}\sum_{j=1}^{M} j\ \cos\left(\mu_m(j-0{,}5)\right), \tag{2.19}$$

$$\alpha_1 = tq(\delta)t\left(\frac{2}{M(M-1)}\sum_{j=1}^{M} j - \frac{M+1}{M-1}\right). \tag{2.20}$$

Навантаження першої ділянки канату залежить від схеми переміщення судини. У випадку, коли застосована поліспастна система, максимальне навантаження канату реалізується в перерізі його приєднання до нерухомої конструкції. В такому випадку сили навантаження тросів канату, їх переміщення як залежні від маси канату визначаються з урахуванням кута χ нахилу канату до вертикалі виразами

$$p_{1,i} = E\,F\sum_{m=1}^{M-1}\left(A_{1,m}e^{\beta_m x} - B_{1,m}e^{-\beta_m x}\right)\beta_m \cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right) + \rho\ \left(l_1 - x\right)cos\left(\chi\right), \quad (2.21)$$

$$u_{1,i} = \sum_{m=1}^{M-1}\left(A_{1,m}e^{\beta_m x} + B_{1,m}e^{-\beta_m x}\right)\cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right) + \alpha_1 + \frac{\rho\left(l_1 - \frac{x}{2}\right)x}{E\,F}cos\left(\chi\right), \quad (2.22)$$

Випадку мінімального значення довжини першої ділянки відповідає максимальне значення довжини останньої. Значне зростання довжини не може призводити до безмежного зростання навантажень тросів та їх подовжень. Вказане може бути виконане за наступного значення невідомих коефіцієнтів

$$A_{M,m} = 0\,. \quad (2.23)$$

Відповідно, для останньої ділянки

$$p_{N,i} = E\,F\sum_{m=1}^{M-1}\left(A_{N,m}e^{\beta_m x} - B_{N,m}e^{-\beta_m x}\right)\beta_m \cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right) - \rho\ x\ cos\left(\chi\right), \quad (2.24)$$

$$u_{N,i} = \sum_{m=1}^{M-1}\left(A_{N,m}e^{\beta_m x} + B_{N,m}e^{-\beta_m x}\right)\cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right) + \alpha_N - \rho\frac{x^2}{2E\,F}cos\left(\chi\right). \quad (2.25)$$

Для похилих конвеєрів крайніми ділянками можна розглядати прямолінійні ділянки розташовані поміж головними та натяжними барабанами. Для них прийнятні вирази (2.21), (2.22), (2.24), (2.25). В такому випадку ми не враховуємо напружений стан стрічки в районі натяжної станції конвеєра, на якій сили розтягу стрічки найменші.

На конвеєрі в загальному випадку після першої ділянки та перед останньою можуть бути перехідні ділянки. На другій ділянці поперечному перерізу плоскої стрічки надають просторову форму для забезпечення заданих умов транспортування сипкого матеріалу. Такими формами можуть бути лоткоподібна,

трубчата та інші. На передостанній ділянці стрічці можуть надавати гвинтову форму з поворотом на 180^0 (стрічку перевертають) для упередження зсипання зі стрічки залишків матеріалу з неї. На цих ділянках напружено-деформований стан стрічки можна описати виразами (2.6), (2.7), врахувавши загальне зусилля що сприймає стрічка.

Таким чином, вирази (2.6) та (2.7), з урахуванням значення зусилля що сприймає стрічка, (2.15) та (2.16) і (2.21) та (2.22) (2.24) та (2.25) становлять N систем рівнянь, що дозволяють знайти $N(M\text{-}1)$ невідомих сталих та визначити деформації та навантаження тросів стрічки (канату).

Відомі переміщення тросів дозволяють визначати розподіл максимальних дотичних напружень в гумі розташованій поміж тросами

$$\tau_{n,i}(x) = G\frac{u_{n,i}(x) - u_{n+1,i}(x)}{h}, \quad (1 \le n \le N), (1 \le i < M). \tag{2.26}$$

Вирази (2.6) та (2.7), з урахуванням значення зусилля що сприймає стрічка, (2.15) та (2.16) і (2.21) та (2.22) (2.24) та (2.25) становлять N систем рівнянь, вираз (2.26) становлять шукану комплексну математичну модель тягового органу узагальненого підіймача сипких вантажів. Вона дозволяє визначати напружено-деформований стан плоскої гумотросової стрічки (канату) узагальненого підіймача сипких вантажів, що дає змогу порівнювати ефективність експлуатації тягових органів різних систем підйому сипких вантажів.

2.4 Висновки за розділом 2

1. Напружено-деформований стан каната (стрічки) залежить від механічних властивостей його складових елементів, що зумовлює зміну цього стану під час експлуатації. Врахування цієї зміни становить актуальну науково-технічну задачу, вирішення якої дозволить підвищити безпеку та ефективність експлуатації підйомно-транспортних машин, оснащених плоским гнучким гумотросовим

тяговим органом.

2. Обґрунтовано та розроблено комплексну математичну модель тягового органу узагальненого підіймача сипких вантажів, яка дозволяє визначати напружено-деформований стан плоскої гумотросової стрічки (каната) узагальненого підіймача сипких вантажів, що дає змогу порівнювати ефективність експлуатації тягових органів різних систем підйому сипких вантажів.

3. Розроблена комплексна узагальнена математична модель гнучкого композитного тягового органу враховує конструктивні параметри складових підйомно-транспортної системи, їх взаємне розташування, зміни в процесі експлуатації та особливості підіймачів періодичної та неперервної дії.

РОЗДІЛ 3 ВПЛИВ ЗМІН МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ МАТЕРІАЛУ ЕЛАСТОМЕРНОЇ ОБОЛОНКИ НА НАПРУЖЕНИЙ СТАН КОМПОЗИТНОГО ТЯГОВО-ТРАНСПОРТУВАЛЬНОГО ОРГАНУ З ЛОКАЛЬНИМИ ЗМІНАМИ КОНСТРУКЦІЇ

Гума характеризується схильністю до природного старіння [109–111], унаслідок чого її фізико-механічні властивості поступово погіршуються навіть за умов зберігання [112, 113]. Зокрема, спостерігається зниження показників міцності та витривалості матеріалу. У роботі [114] експериментально встановлено, що модуль пружності гуми, яка зазнала старіння, зростає лінійно з часом і визначається через коефіцієнт старіння відносно початкового значення модуля пружності. Одночасно зі збільшенням жорсткості відбувається зменшення міцності матеріалу. У зв’язку з цим дослідження впливу старіння на властивості гумових елементів гумотросових канатів і стрічок має таке саме важливе значення, як і визначення їхніх початкових механічних характеристик.

Результати наведених робіт не можуть бути використані для визначення напружено-деформованого стану гумотросового канату (стрічки) з локальними змінами їх конструкцій та з урахуванням залишкових деформацій гуми, її старіння за час їх експлуатації.

Для визначення впливу змін механічних характеристик гуми та розробки алгоритму розрахунку наслідків такого впливу було розв’язано наступні задачі [115, 116].

1. Розробити алгоритм визначення впливу зміни властивостей гуми в часі на напружено-деформований стан гумотросового каната з ушкодженням довільного троса.

2. Дослідити вплив на напружено-деформований стан канату локальної зміни значення модуля зсуву еластичного матеріалу в зонах підвищених напружень.

3. Дослідити вплив часу експлуатації на напружено-деформований стан канату з частково заміненим тросом.

4. Дослідити вплив напружень течії гуми в локальній зоні збурення напружено-деформованого стану каната.

3.1 Вплив зміни властивостей гуми в часі

Старіння еластичної оболонки супроводжується природною зміною її механічних характеристик, зокрема модулів пружності та зсуву. При цьому модуль зсуву безпосередньо впливає на напружено-деформований стан каната [117]. Для подальших розрахунків врахуємо, що модуль зсуву гумового прошарку змінюється в часі за лінійним законом [118]. Цю залежність задамо виразом

$$G = G_0 f(t), \tag{3.1}$$

де G_0 - модуль зсуву після виготовлення каната (стрічки) (t=0).

Визначимо напружено-деформований стан канату (стрічки) значної довжини, який має розрив суцільності одного довільного троса з номером J. Будемо вважати, що розрив розташований далеко від кінців канату, наприклад, посередині. Враховуючи симетричність канату, розглянемо лише його половину $\left(0 \le x \le \infty\right)$. Переріз розриву крайнього троса сумістимо з перерізом початку осі координат (x=0). Виходячи з умов обмеженості переміщень і навантажень тросів при нескінченному зростанні координати x, приймемо $A_m = 0$. Переміщення канату як жорсткого цілого вважатимемо рівним нулю. Згідно з [118], сили навантаження тросів та їхні переміщення визначаються такими залежностями

$$p_i = E F \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x} \right) \beta_m \cos\left(\mu_m \left(i - 0{,}5 \right) \right) + P, \tag{3.2}$$

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x} \right) \cos\left(\mu_m \left(i - 0{,}5 \right) \right) + \alpha + \frac{P x}{E F} \tag{3.3}$$

набувають наступних форм

$$p_i = -E\,F\sum_{m=1}^{M-1} B_m e^{-\beta_m^* x}\beta_m^* \cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right) + P, \tag{3.4}$$

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} B_m e^{-\beta_m^* x}\cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right) + \frac{P\ x}{E\,F} \qquad \left(1 \le i \le M\right), \tag{3.5}$$

де $\beta_m^* = \sqrt{\dfrac{2G_0 f(t) b k_G}{\left(h-d\right)E\,F}[1-\cos(\mu_m)]}$.

Переміщення всіх тросів, окрім ушкодженого, в перерізі x=0 відсутні. Переміщення троса з ушкодженням позначимо як U_0. Переміщення тросів в перерізі x=0 задамо яку добуток U_0 та δ-функції на обмеженій довжині осі дискретних номерів тросів. Це дозволяє визначити вектор невідомих сталих інтегрування з виразу (3.5) через одну невідому величину

$$B_m = \frac{2}{M}U_0\cos\left(\mu_m\left(J-0{,}5\right)\right). \tag{3.6}$$

Невідому U_0 знайдемо з умови, що сила навантаження (3.4) ушкодженого троса дорівнює нулю

$$U_0 = \frac{P\ M}{2\ \ E\,F\sum_{m=1}^{M-1}\cos^2\left(\mu_m\left(J-0{,}5\right)\right)\beta_m^*}. \tag{3.7}$$

Отримані вирази (3.4) та (3.7) дають можливість розрахувати напружено-деформований стан канату значної довжини підіймальної машини або конвеєрної стрічки у разі пошкодження довільного троса. При цьому враховується старіння еластичної оболонки на момент виникнення розриву.

Відомі переміщення тросів (3.5) дають можливість знайти їх взаємний зсув. Різниця переміщень суміжних тросів спричинює появу дотичних напружень у

гумовій оболонці. Своїх максимальних значень ці напруження досягають у площині, де розташовані осі тросів канату – саме там відстані між найближчими точками поверхонь сусідніх тросів є мінімальними. Тангенси кутів зсуву визначаються таким виразом

$$tg\left(\gamma_j\right)=\frac{u_j-u_{j+1}}{h} \qquad \left(1\le j<M\right), \tag{3.8}$$

де j - номер прошарку.

Для гумотросового канату типу ГТК-3150, що складається з п’яти тросів, виконаємо розрахунок розподілу внутрішніх сил та тангенсів кутів зсуву гумової оболонки в площині центрів перерізів тросів. Приймемо, що внаслідок природного старіння гуми модуль зсуву зріс удвічі. Зовнішнє навантаження задамо таким, щоб середнє навантаження на троси дорівнювало одиниці – у цьому випадку внутрішні зусилля в тросах чисельно дорівнюють коефіцієнту нерівномірності їхнього навантаження. Результати представлені в роботі авторів [118].

Відповідно до графіків з роботи [118], навантаження через розрив одного з тросів локально перерозподіляються практично тільки між самим пошкодженим тросом та сусіднім із ним. Відповідно, якщо пошкоджено не крайній трос, навантаження суттєво зміниться лише в трьох тросах, в пошкодженому та двох суміжних. Ці зміни помітні на довжині до 2 м. При цьому екстремальні значення внутрішніх сил в тросах не залежать від зміни модуля зсуву гуми з часом.

Про незначний вплив старіння на кути зсуву гуми між тросами канату також свідчить характер розподілу тангенсів цих кутів [118].

Суттєві зсуви гуми виникають лише між пошкодженим та сусіднім тросом на обмеженій ділянці канату. Кути зсуву між рештою тросів значно менші, ніж у зоні локального перерозподілу напружень та сил і мало змінюються внаслідок старіння гуми. Довжини конвеєрів, висоти підняття вантажів з використанням гумотросових канатів та стрічок перевищують 100 м. Це дозволяє вважати

обгрунтованим прийняте вище припущення про безмежну довжину канату та значну відстань від місця пориву до його кінців.

3.2 Вплив на напружено-деформований стан канату локальної зміни значення модуля зсуву еластичного матеріалу в зонах підвищених напружень

Другою особливістю впливу часу експлуатації на напружено-деформований стан канату є локальне зменшення значення модуля зсуву еластичного матеріалу в зонах підвищених напружень. Канати, стрічки сприймають циклічні навантаження. Кожне циклічне навантаження супроводжується накопиченням залишкових деформацій. До моменту руйнування троса гумова між тросова оболонка, внаслідок значно меншої жорсткості на розтяг ніж троси, практично не сприймала навантаження. Залишкові деформації зсуву в ній не виникали.

Зміна напружено-деформованого стану стрічки (каната), внаслідок розриву троса, призводить до появи зсуву матеріалу еластичної оболонки розташованої поміж окремими тросами та накопичування залишкових деформацій. Більші за абсолютними значеннями загальні деформації, що виникають в гумі після розриву троса, призводять до більших за абсолютними значеннями залишкових деформацій. Відповідно до графічних залежностей наведених на рисунку 2, локальні зміни конструкції композитного плоского гумотросового канату (стрічки) викликають локальні зміни їх напружено-деформованого стану. Дослідимо локальний вплив змін властивостей еластичного матеріалу що взаємодіє з ушкодженим тросом.

Як і вище врахуємо симетричність канату. Розглянемо частину канату для якої $x>0$. Виокремимо частину стрічки довжиною l_0 $\left(0 \le x \le l_0\right)$ будемо вважати цю частину першою. Довжину цієї частини (l_0) приймемо меншою за довжину ділянки локального збурення напружено-деформованого стану канату в районі ушкодження тросу. Врахуємо те що руйнування троса в стрічці супроводжується локальним деформуванням гуми і накопиченням залишкових деформацій практично в еластичних прошарках суміжних з ушкодженим тросом. З метою

отримання розв’язку в загальному вигляді, приймемо що ушкоджено трос за номером *j* не крайній та не суміжний з крайнім (рис. 3.1).

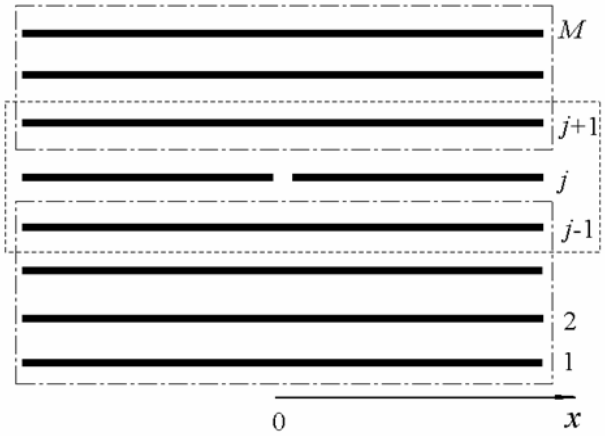


Рисунок 3.1 – Канат з ушкодженим тросом

На рисунку 3.3 в канаті виділені три групи тросів. До складу крайніх груп не входить ушкоджений трос. Середня група складається з трьох тросів – ушкодженого та суміжних з ним. Розглянемо вказані групи як окремі стрічки - смуги. Характерною властивістю таких смуг канату є те що поміж тросами смуг властивості еластичного матеріалу не змінні. Вказане дозволяє використовувати для смуг умови їх рівноваги та форми рішень (3.2) та (3.3) з урахуванням кількості тросів в смугах та властивостей еластичної оболонки.

Сформулюємо рішення для переміщень та внутрішніх навантажень тросів для різних смуг канату. Для смуг першої частини канату вирази навантажень та переміщень тросів запишемо в подібних формах. У виразах використаємо додаткові індекси для позначення належності параметрів до однієї зі смуг канату. Врахуємо викривлення перерізу x=0.

Для смуги канату з номерами тросів $\left(1 \le i \le j-1\right)$

$$p_{1,i} = E\ F \sum_{m=1}^{j-2} A_m \left(e^{\beta_{1,m} x} + e^{-\beta_{1,m} x} \right) \beta_{1,m} \cos\left(\mu_{1,m} \left(i - 0{,}5 \right) \right) + P, \qquad (3.9)$$

$$u_{1,i} = \sum_{m=1}^{j-2} A_m \left(e^{\beta_{1,m} x} - e^{-\beta_{1,m} x} \right) \cos\left(\mu_{1,m} \left(i - 0{,}5 \right) \right) + \frac{P\, x}{E\ F}, \qquad (3.10)$$

де $\mu_{1,m} = \dfrac{\pi m}{j-1}, \quad m = 1,\ 2, \ldots, j-2;\ \beta_{1,m} = \sqrt{\dfrac{2G_0 f(t) b k_G}{(h-d) E F} [1 - \cos(\mu_{1,m})]}$.

Для смуги канату з номерами тросів $\left(j-1 \le i \le j+1 \right)$

$$p_{2,i} = E\ F \sum_{m=1}^{2} \left(A_{m+j-2} e^{\beta_{2,m} x} - B_{m+j-2} e^{-\beta_{2,m} x} \right) \beta_{2,m} \times \cos\left(\mu_{2,m} \left(i - j - 1{,}5 \right) \right) + P, \qquad (3.11)$$

$$u2,i = \sum_{m=1}^{2} \left(A_{m+j-2} e^{\beta_{2,m} x} + B_{m+j-2} e^{-\beta_{2,m} x} \right) \cos\left(\mu_{2,m} \left(i - j - 1{,}5 \right) \right) + \frac{P\, x}{E\ F}, \qquad (3.12)$$

де $\mu_{2,m} = \dfrac{\pi m}{3}, \quad m = 1,\ 2;\ \beta_{2,m} = \sqrt{\dfrac{2G_0 f(t) b k_G}{(h-d) E F} k [1 - \cos(\mu_{2,m})]}$.

Для смуги канату з номерами тросів $\left(j+1 \le i < M \right)$

$$p_{3,i} = E\ F \sum_{m=1}^{M-j-1} A_{m+2} \left(e^{\beta_{3,m} x} + e^{-\beta_{3,m} x} \right) \beta_{3,m} \cos\left(\mu_{3,m} \left(i - 0{,}5 \right) \right) + P, \qquad (3.13)$$

$$u_{3,i} = \sum_{m=1}^{M-j-1} A_{m+2} \left(e^{\beta_{3,m} x} - e^{-\beta_{3,m} x} \right) \cos\left(\mu_{3,m} \left(i - 0{,}5 \right) \right) + \frac{P\, x}{E\ F}, \qquad (3.14)$$

де $\mu_{3,m} = \dfrac{\pi m}{M-j}, \quad m = 1,\ M-j-1;\ \beta_{3,m} = \sqrt{\dfrac{2G_0 f(t) b k_G}{(h-d) E F} [1 - \cos(\mu_{3,m})]}$.

Троси суміжні з ушкодженим входять до складу двох смуг – крайньої та не крайньої. В крайніх смугах, на суміжні з ушкодженим тросом, відповідно з рішеннями (3.2) та (3.3), не діють зовнішні сили. Відповідно цих рішень не діють зовнішні сили на ці троси і в середній смузі. Це дозволяє розглядати канат (стрічку) на інтервалі $\left(0 \le x \le l_0 \right)$ як складену з трьох смуг. При цьому середню смугу вважати такою що на ширині кроку укладення тросів накладена на крайні смуги. Вказане відповідає прийняттю фізичної моделі канату у вигляді трьох не

з’єднаних поміж собою смуг – двох крайніх, таких що в своєму складі не мають ушкодженого тросу, та смуги з трьох тросів – ушкодженого та суміжного. Сили навантажень тросів суміжних з ушкодженим в смугах складаються без зростання сили їх зовнішнього розтягу.

Врахуємо прийняту умову про розрив суцільності троса за номером *j*. Приймемо що внаслідок дії зовнішнього навантаження, ушкоджений трос в перерізі *x*=0 зміститься на невідому величину U_0. З виразу (3.12) маємо

$$\begin{aligned}&\sum_{m=1}^{2}\left(A_{m+j-2}+B_{m+j-2}\right)\cos\left(\mu_{2,m}\left(i-0{,}5\right)\right)=\\&=\frac{2}{3}U_0\sum_{m=1}^{2}\cos\left(1{,}5\mu_{2,m}\right)\cos\left(\mu_{2,m}\left(i-0{,}5\right)\right),\end{aligned}\tag{3.15}$$

Звідки

$$B_{m+j-2}=\frac{2}{3}U_0\cos\left(1{,}5\mu_{2,m}\right)-A_{m+j-2},\ \left(m=1,\ \ 2\right).\tag{3.16}$$

З умови, що навантаження ушкодженого троса в перерізі ушкодження дорівнює нулю з виразу (3.11) маємо

$$U_0=\frac{3P}{2\beta_{2,m}E\ \ F\cos^2\left(1{,}5\mu_{2,m}\right)}+3\frac{A_{m+j-2}}{\cos\left(1{,}5\mu_{2,m}\right)},$$

$$B_{m+j-2}=\frac{P}{\beta_{2,m}E\ \ F\cos\left(1{,}5\mu_{2,m}\right)}+2A_{m+j-2}.$$

Остаточно вирази (3.11) та (3.12) набувають наступних форм

$$p_{2,i} = \sum_{m=1}^{2} \left(E\ FA_{m+j-2}\left(e^{\beta_{2,m}x} - 2e^{-\beta_{2,m}x}\right)\beta_{2,m} - \frac{Pe^{-\beta_{2,m}x}}{\cos\left(1{,}5\mu_{2,m}\right)} \right) \times \cos\left(\mu_{2,m}\left(i-j-1{,}5\right)\right) + P, \quad (3.17)$$

$$u2,i = \sum_{m=1}^{2} \left(A_{m+j-2}\left(e^{\beta_{2,m}x} + e^{-\beta_{2,m}x}\right) + \frac{Pe^{-\beta_{2,m}x}}{\beta_{2,m}E\ F\cos\left(1{,}5\mu_{2,m}\right)} \right) \times \cos\left(\mu_{2,m}\left(i-j-1{,}5\right)\right) + \frac{P\ x}{E\ F} \quad (3.18)$$

З використанням (3.9), (3.10), (3.13), (3.14), (3.17), (3.18) запишемо значення сил та переміщень як єдині функції на кінченій осі номерів тросів

$$p_i = \frac{2\ E\ F}{M} \sum_{n=1}^{M-1} \rho_n\left(x\right)\cos\left(\mu_n\left(i-0{,}5\right)\right) + P, \quad (3.19)$$

де

$$\rho_n\left(x\right) = \sum_{\chi=1}^{j-1}\sum_{m=1}^{j-2} A_m\left(e^{\beta_{1,m}x} + e^{-\beta_{1,m}x}\right)\beta_{1,m} \times \cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0{,}5\right)\right) +$$

$$+ \sum_{\chi=1}^{3}\sum_{m=1}^{2} \left(A_{m+j-2}\left(e^{\beta_{2,m}x} - 2e^{-\beta_{2,m}x}\right)\beta_{2,m} - \frac{Pe^{-\beta_{2,m}x}}{E\ F\cos\left(1{,}5\mu_{2,m}\right)} \right) \times \cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+j-2{,}5\right)\right) +$$

$$+ \sum_{\chi=1}^{M-j-1}\sum_{m=1}^{M-j-1} A_{m+2}\left(e^{\beta_{3,m}x} + e^{-\beta_{3,m}x}\right)\beta_{3,m} \times \cos\left(\mu_{3,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+j-0{,}5\right)\right).$$

$$u_i = \frac{2}{M} \sum_{n=1}^{M} \upsilon_n\left(x\right)\cos\left(\mu_n\left(i-0{,}5\right)\right) + \frac{P\ x}{E\ F}, \quad (3.20)$$

де

$$\upsilon_n(x)=\sum_{\chi=1}^{j-1}\sum_{m=1}^{j-2}\left(\begin{array}{l}A_m\left(e^{\beta_{1,m}x}-e^{-\beta_{1,m}x}\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{1,m}(\chi-0{,}5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi-0{,}5)\right)\end{array}\right)+$$

$$+\sum_{\chi=1}^{3}\sum_{m=1}^{2}\left(\begin{array}{l}\left(A_{m+j-2}\left(e^{\beta_{2,m}x}+e^{-\beta_{2,m}x}\right)+\dfrac{Pe^{-\beta_{2,m}x}}{\beta_{2,m}E\ F\cos\left(1{,}5\mu_{2,m}\right)}\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{2,m}(\chi-0{,}5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+j-2{,}5)\right)\end{array}\right)+$$

$$+\sum_{\chi=1}^{M-j-1}\sum_{m=1}^{M-j-1}A_{m+2}\left(e^{\beta_{3,m}x}-e^{-\beta_{3,m}x}\right)\times$$
$$\times\cos\left(\mu_{3,m}(\chi-0{,}5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+j-0{,}5)\right).$$

Вирази (3.19), (3.20) отримані для першої частини канату для $\left(0\le x\le l_0\right)$. В перерізі $x=l_0$ розглянута частина канату взаємодіє з другою його частиною. Вирази сил $\left(p_{o,i}\right)$ та переміщень $\left(u_{o,i}\right)$ для основної частини запишемо у формах (3.4), (3.5), що унеможливлюють безмежне зростання сил навантажень тросів та їх переміщень за безмежного зростання координати x

$$p_{0,i}=-EF\sum_{m=1}^{M-1}B_{0,m}e^{-\beta_m^*x}\beta_m^*\cos\left(\mu_m(i-0{,}5)\right)+P, \tag{3.21}$$

$$u_{0,i}=\sum_{m=1}^{M-1}B_{0,m}e^{-\beta_m^*x}\cos\left(\mu_m(i-0{,}5)\right)+\frac{P\ x}{EF}\qquad\left(1\le i\le M\right), \tag{3.22}$$

При цьому в перерізі $x=l_0$ мають виконуватись умови сумісності деформування частин канату

$$p_{o,i}=p_i, \tag{3.23}$$

$$u_{o,i}=u_i, \tag{3.24}$$

З виразів (3.19), (3.21) та умов (3.23), (3.24) маємо рівності

$$B_{0,n}e^{-\beta_n^* l_0} = -\frac{2}{M\ \beta_n^*}\rho_n\left(x = l_0\right), \tag{3.25}$$

$$B_{0,n}e^{-\beta_n^* l_0} = \frac{2}{M}\upsilon_n\left(x = l_0\right), \tag{3.26}$$

З (3.26) маємо залежність

$$B_{0,m} = \frac{2\ e^{\beta_m^* l_0}}{M}\upsilon_m\left(x = l_0\right) \tag{3.27}$$

Віднімемо від (3.26) (3.25). Отримаємо систему *N*-1 рівнянь

$$\begin{aligned}
&\sum_{\chi=1}^{j-1}\sum_{m=1}^{j-2}\left(\begin{array}{l} A_m\left(e^{\beta_{1,m}l_0}\left(1+\frac{\beta_{1,m}}{\beta_n^*}\right)-e^{-\beta_{1,m}l_0}\left(1-\frac{\beta_{1,m}}{\beta_n^*}\right)\right)\times \\ \times\cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0{,}5\right)\right)\end{array}\right)+ \\
&+\sum_{\chi=1}^{3}\sum_{m=1}^{2}\left(\begin{array}{l} \left(\begin{array}{l} A_{m+j-2}\left(e^{\beta_{2,m}l_0}\left(1+\frac{\beta_{2,m}}{\beta_n^*}\right)+e^{-\beta_{2,m}l_0}\left(1-2\frac{\beta_{2,m}}{\beta_n^*}\right)\right)+ \\ +\frac{Pe^{-\beta_{2,m}l_0}}{E\ F\cos\left(1{,}5\mu_{2,m}\right)}\left(\frac{1}{\beta_{2,m}}-\frac{1}{\beta_n^*}\right)\end{array}\right)\times \\ \times\cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+j-2{,}5\right)\right)\end{array}\right)=0 \\
&+\sum_{\chi=1}^{M-j-1}\sum_{m=1}^{M-j-1}A_{m+2}\left(e^{\beta_{3,m}l_0}\left(1+\frac{\beta_{3,m}}{\beta_n^*}\right)-e^{-\beta_{3,m}l_0}\left(1-\frac{\beta_{3,m}}{\beta_n^*}\right)\right)\times \\
&\qquad\times\cos\left(\mu_{3,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+j-0{,}5\right)\right)
\end{aligned} \tag{3.28}$$

Розв’язання системи рівнянь (3.28) дозволяє визначити невідомі сталі та визначати внутрішні сили навантаження тросів та їх переміщення за виразами (3.19), (3.20) для частини канату $\left(0 \le x \le l_0\right)$ та (3.21), (3.22) з використанням (3.27) для решти канату. Відомі переміщення дозволяють визначати дотичні

напруження матеріалу еластичної оболонки що розташований поміж тросами які прямо пропорційні тангенсу кута її зсуву

$$\gamma_i = \frac{u_i - u_{+1}}{h}. \qquad (3.29)$$

З використанням отриманих залежностей визначали показники напружено-деформованого стану для канату типу ГТК-3150 складеного з шести тросів. Із них шостий ушкоджений. Довжину ділянки l_0 прийняли рівною 0,1 м. Результати розрахунків наведено далі. На рисунку 3.2 показана залежність внутрішніх навантажень тросів віднесених до середніх (коефіцієнтів нерівномірності розподілу сил поміж тросами) вздовж осі *x*.

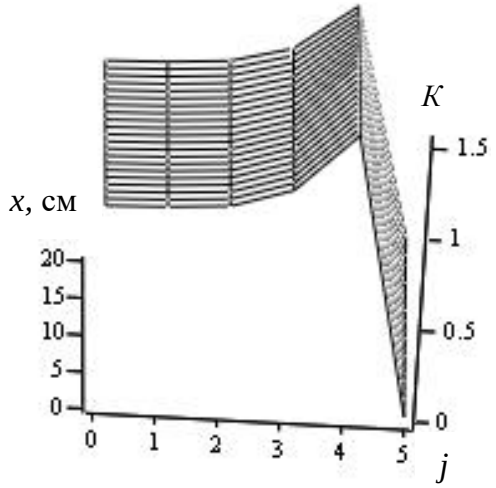


Рисунок 3.2 – Залежність коефіцієнтів нерівномірності розподілу сил поміж тросами з номерами *i* вздовж осі *x*

Звернемо увагу на те, що $x = 10$ см відповідає границі частин канату. Наявність границі що розділяє канат на частини з різними значеннями модулю зсуву практично не впливає на розподіл сил поміж тросами. Навантаження ушкодженого троса зростають зі зростанням від нуля координати *x*. Більше за інших навантажений трос суміжний з ушкодженим. Максимальне внутрішнє його навантаження - коефіцієнт нерівномірності розподілу сил має місце в перерізі

ушкодження троса. Його значення сягає 1,529. Значення коефіцієнтів нерівномірності зменшується з віддаленням троса від суміжного з ушкодженим та з віддаленням від перерізу ушкодження.

Відношення переміщень тросів з номерами *i* до переміщення ушкодженого троса в перерізі його розриву наведені на рисунку 3.3.

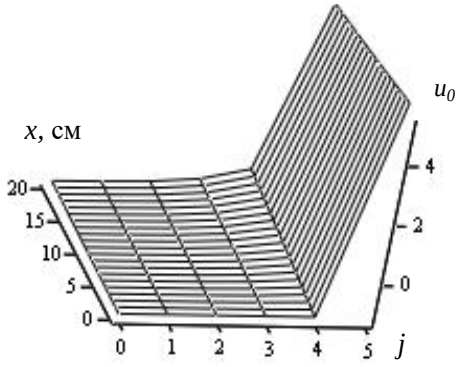


Рисунок 3.3 – Залежність добутку жорсткості та переміщень тросів з номерами *i* вздовж осі *x*

Переміщення тросів показані на рисунку 5 в перерізі $x = 0$ відповідають прийнятій формі переміщень. Зі зростанням відстані від перерізу ушкодження троса характер викривлення перерізів канату змінюється – зменшується величина викривлення. Встановлений розподіл переміщень дозволив знайти розподіли тангенсів кутів еластичного матеріалу поміж тросами. На рисунку 3.4 показані тангенси кутів зсуву еластичної оболонки поміж тросами з номерами *i* вздовж осі *x* віднесені до середнього його значення.

Зсув тросів відбувся практично лише поміж ушкодженням тросом та суміжним з ним. При цьому жорсткість гуми поміж вказаними тросами менша за жорсткість поміж іншими тросами. Максимальний взаємний зсув не суттєво змінюється на ділянці $\left(0 \le x \le l_0\right)$ (рис. 3.5).

Рисунок 3.5 свідчить про незначне відхилення тангенсів кутів зсуву еластичної оболонки від середнього значення.

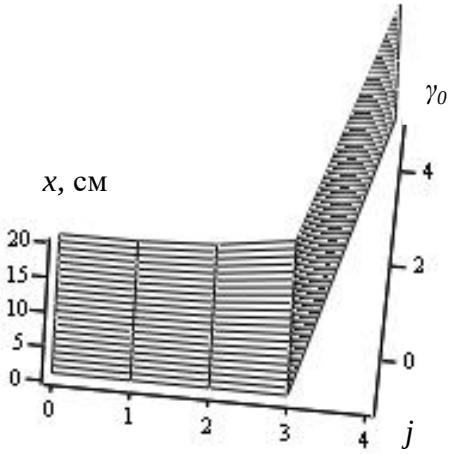


Рисунок 3.4 – Залежність тангенсів кутів зсуву еластичної оболонки поміж тросами з номерами j вздовж осі x віднесені до середнього його значення

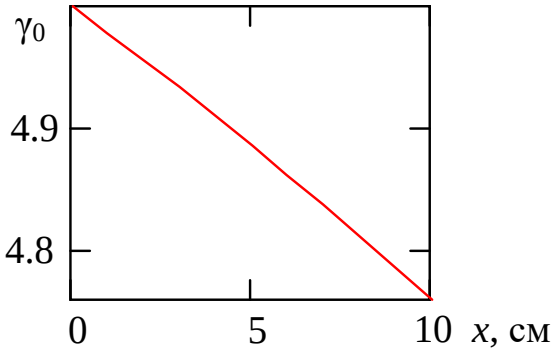


Рисунок 3.5 – Залежність більших тангенсів кутів зсуву еластичної оболонки поміж тросами вздовж осі x віднесені до середнього його значення в канаті

В практиці використовуються канати різних конструкцій, включно з різною кількістю тросів. На рисунку 3.6 показана залежність розподілу коефіцієнтів розподілу сил поміж тросами в канатах з різною кількістю тросів.

Наведений рисунок свідчить, що зростання кількості тросів в канаті не суттєво впливає на максимальні навантаження тросів. Аналіз виразів (3.19), (3.20) показує, що зростання кількості тросів в канаті понад десять практично не впливає на значення максимальних напружень у разі ушкодження троса.

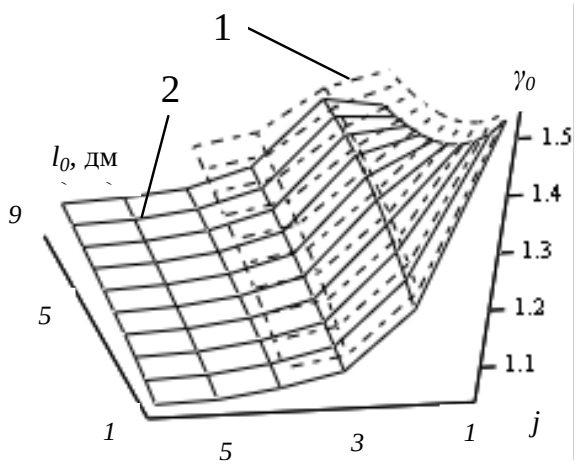


Рисунок 3.6 – Коефіцієнти розподілу сил поміж тросами в канатах з різною кількістю тросів: 1 - 5 тросів; 2 - 7 тросів

3.3 Вплив часу експлуатації на напружено-деформований стан каната з частково заміненим тросом

Локальний розрив троса в процесі експлуатації, окрім локального зростання навантажень суміжних тросів, супроводжується втратою структури побудови ушкодженого троса на деякій його частині. Зменшити негативний вплив локального пошкодження канату можна шляхом видалення частини ушкодженого троса та заміною її на новий відтинок тросу. Знайдемо аналітичне рішення задачі визначення напружено-деформованого стану канату такої побудови з урахуванням локальної зміни модуля зсуву матеріалу еластичної оболонки що взаємодіє з ушкодженим тросом.

Розглянемо канат безмежної довжини, в якому частково замінено ушкоджений трос на довжині 2*L*. Канат навантажено силою P (рис. 3.7).

Будемо вважати, що замінена частина *j*-того троса. Скористаємося симетрією каната, розглянемо канат на інтервалі $\left(0 \le x \le \infty\right)$. Відомо, що розриви суцільності тросів локально змінюють деформований стан каната. Локально зростають напруження зсуву. Локально змінюються механічні характеристики об’ємів еластичного матеріалу, розташованого поміж двома тросами, коли один з них має розрив неперервності.

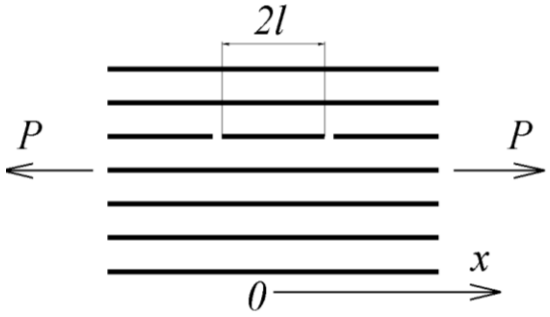


Рисунок 3.7 – Схема часткової заміни ушкодженого троса

Приймемо, що зміна властивостей матеріалу відбувається у вказаних об’ємах еластичного матеріалу на довжині l_0. Як і вище, виокремимо трос з розривом неперервності та суміжні з ним троси в межах ділянок зміни властивостей еластичного матеріалу (рис. 3.8).

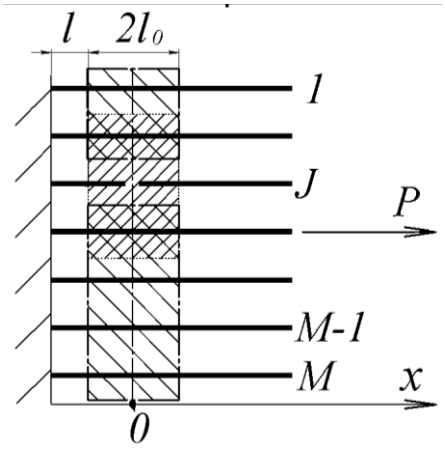


Рисунок 3.8 – Схема частин каната з частково заміненим тросом

Частина каната з відмінними властивостями та розривом троса розташована поміж частинами, в яких відсутні розриви тросів та відмінні властивості. Умовно поділимо канат на чотири частини. Позначимо їх як першу $\left(-l \le x \le -l_0\right)$, другу $\left(l_0 < x \le 0\right)$, третю $\left(0 < x \le l_0\right)$та основну $\left(x < l_0\right)$. Для кожної з частин врахуємо (3.2) та (3.3). Приймемо відмінні форми рішень.

Для першої частини врахуємо нерухомість тросів в перерізі $x=-l_0-l$. Врахуємо зміни властивостей гуми в часі. Приймемо рішення у внутрішніх силах та переміщеннях тросів в наступних формах

$$p_{1,i} = E\,F\sum_{m=1}^{M-1} A_{1,m}\left(e^{\beta_m^* x} + e^{-\beta_m^* x}\right)\beta_m^* \cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right) + P\,, \qquad (3.30)$$

$$u_{1,i} = \sum_{m=1}^{M-1} A_{1,m}\left(e^{\beta_m^* x} - e^{-\beta_m^* x}\right)\cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right) + \frac{P\;x}{E\,F}\,. \qquad (3.31)$$

Рішення для смуг другої та третьої частин приймемо у формах відповідних до виразів (3.19) та (3.20). При цьому в позначеннях величин введемо додатковий індекс *r*. Він може приймати значення 2 та 3, відповідно для другої та третьої частин

$$p_{r,i} = \frac{2\;E\;F}{M}\sum_{n=1}^{M-1} \rho_{r,n}\left(x\right)\cos\left(\mu_n\left(i-0{,}5\right)\right) + P, \qquad (3.32)$$

де

$$\rho_{r,n}\left(x\right) = \sum_{\chi=1}^{j-1}\sum_{m=1}^{j-2}\left(A_{r,m}e^{\beta_{1,m}x} - B_{r,m}e^{-\beta_{1,m}x}\right)\beta_{1,m}\times \cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0{,}5\right)\right) +$$
$$+\sum_{\chi=1}^{3}\sum_{m=1}^{2}\left(A_{r,m+j-2}e^{\beta_{2,m}x} - B_{r,m+j-2}e^{-\beta_{2,m}x}\right)\beta_{2,m}\times \cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+j-2{,}5\right)\right) +$$
$$+\sum_{\chi=1}^{M-j-1}\sum_{m=1}^{M-j-1}\left(A_{r,m+2}e^{\beta_{3,m}x} - B_{r,m+2}e^{-\beta_{3,m}x}\right)\beta_{3,m}\times \cos\left(\mu_{3,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+j-0{,}5\right)\right).$$

$$u_{r,i} = \frac{2}{M}\sum_{n=1}^{M} \upsilon_{r,n}\left(x\right)\cos\left(\mu_n\left(i-0{,}5\right)\right) + \frac{P\;x}{E\;F}, \qquad (3.33)$$

де

$$\upsilon_{r,n}(x)=\sum_{\chi=1}^{j-1}\sum_{m=1}^{j-2}\left(\begin{array}{l}\left(A_{r,m}e^{\beta_{1,m}x}+B_{r,m}e^{-\beta_{1,m}x}\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{1,m}(\chi-0{,}5)\right)+a\end{array}\right)\cos\left(\mu_n(\chi-0{,}5)\right)+$$

$$+\sum_{\chi=1}^{3}\sum_{m=1}^{2}\left(\begin{array}{l}\left(A_{r,m+j-2}e^{\beta_{2,m}x}+B_{r,m+j-2}e^{-\beta_{2,m}x}\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{2,m}(\chi-0{,}5)\right)+a\end{array}\right)\cos\left(\mu_n(\chi+j-2{,}5)\right)+$$

$$+\sum_{\chi=1}^{M-j-1}\left(\begin{array}{l}\sum\limits_{m=1}^{M-j-1}\left(A_{r,m+2}e^{\beta_{3,m}x}+B_{r,m+2}e^{-\beta_{3,m}x}\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{3,m}(\chi-0{,}5)\right)+a\end{array}\right)\cos\left(\mu_n(\chi+j-0{,}5)\right).$$

Рішення для основної частини залишимо у формах (3.21) та (3.22). На границі першої та другої частин (в перерізі $x=l$) мають виконуватися умови рівності сил та переміщень

$$p_{1,i}=p_{2,i}, \tag{3.34}$$

$$u_{1,i}=u_{2,i}. \tag{3.35}$$

Відповідно до цих умов маємо

$$\sum_{n=1}^{M-1}A_{1,n}\left(e^{\beta_n^*l}+e^{-\beta_n^*l}\right)\beta_n^*\cos\left(\mu_n(i-0{,}5)\right)=\frac{2}{M}\times$$

$$\times\sum_{n=1}^{M-1}\left[\begin{array}{l}\sum\limits_{\chi=1}^{J-1}\sum\limits_{m=1}^{J-2}\left(A_{2,m}e^{\beta_{1,m}l}-B_{2,m}e^{-\beta_{1,m}l}\right)\beta_{1,m}\times\\ \times\cos\left(\mu_{1,m}(\chi-0{,}5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi-0{,}5)\right)+\\ +\sum\limits_{\chi=1}^{3}\sum\limits_{m=1}^{2}\left(A_{2,m+J-2}e^{\beta_{2,m}l}-B_{2,m+J-2}e^{-\beta_{2,m}l}\right)\beta_{2,m}\times\\ \times\cos\left(\mu_{2,m}(\chi-0{,}5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+J-2{,}5)\right)+\\ +\sum\limits_{\chi=1}^{M-J-1}\sum\limits_{m=1}^{M-J-1}\left(A_{2,m+2}e^{\beta_{3,m}l}-B_{2,m+2}e^{-\beta_{3,m}l}\right)\beta_{3,m}\times\\ \times\cos\left(\mu_{3,m}(\chi-0{,}5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+J-0{,}5)\right)\end{array}\right]\times$$

$$\times\cos\left(\mu_n(i-0{,}5)\right) \tag{3.36}$$

$$\sum_{n=1}^{M-1} A_{1,n}\left(e^{\beta_n^* l}-e^{-\beta_n^* l}\right)\cos\left(\mu_n\left(i-0{,}5\right)\right)=\frac{2}{M}\times$$

$$\times\sum_{n=1}^{M-1}\left[\begin{array}{l}\sum\limits_{\chi=1}^{J-1}\sum\limits_{m=1}^{J-2}\left(\begin{array}{l}\left(A_{2,m}e^{\beta_{1,m}l}+B_{2,m}e^{-\beta_{1,m}l}\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\end{array}\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0{,}5\right)\right)+\\ +\sum\limits_{\chi=1}^{3}\sum\limits_{m=1}^{2}\left(\begin{array}{l}\left(A_{2,m+J-2}e^{\beta_{2,m}l}+B_{2,m+J-2}e^{-\beta_{2,m}l}\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\end{array}\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-2{,}5\right)\right)+\\ +\sum\limits_{\chi=1}^{M-J-1}\sum\limits_{m=1}^{M-J-1}\left(\begin{array}{l}\left(A_{2,m+2}e^{\beta_{3,m}l}+B_{2,m+2}e^{-\beta_{3,m}l}\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{3,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\end{array}\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-0{,}5\right)\right)\end{array}\right]\times$$

$$\times\cos\left(\mu_n\left(i-0{,}5\right)\right) \qquad (3.37)$$

З виразів (3.36) та (3.37) отримаємо дві рівності

$$A_{1,n}=\frac{2}{M\left(e^{\beta_n^* l}-e^{-\beta_n^* l}\right)}\times$$

$$\times\left[\begin{array}{l}\sum\limits_{\chi=1}^{J-1}\sum\limits_{m=1}^{J-2}\left(\begin{array}{l}\left(A_{2,m}e^{\beta_{1,m}l}+B_{2,m}e^{-\beta_{1,m}l}\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)+a\end{array}\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0{,}5\right)\right)+\\ +\sum\limits_{\chi=1}^{3}\sum\limits_{m=1}^{2}\left(\begin{array}{l}\left(A_{2,m+J-2}e^{\beta_{2,m}l}+B_{2,m+J-2}e^{-\beta_{2,m}l}\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)+a\end{array}\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-2{,}5\right)\right)+\\ +\sum\limits_{\chi=1}^{M-J-1}\sum\limits_{m=1}^{M-J-1}\left(\begin{array}{l}\left(A_{2,m+2}e^{\beta_{3,m}l}+B_{2,m+2}e^{-\beta_{3,m}l}\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{3,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)+a\end{array}\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-0{,}5\right)\right)\end{array}\right] \qquad (3.38)$$

$$\frac{\left(e^{\beta_n^* l}+e^{-\beta_n^* l}\right)\beta_n^*}{\left(e^{\beta_n^* l}-e^{-\beta_n^* l}\right)}\times$$

$$\times\left[\begin{array}{l}\sum\limits_{\chi=1}^{J-1}\sum\limits_{m=1}^{J-2}\left(\begin{array}{l}\left(A_{2,m}e^{\beta_{1,m}l}+B_{2,m}e^{-\beta_{1,m}l}\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\end{array}\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0{,}5\right)\right)+\\ +\sum\limits_{\chi=1}^{3}\sum\limits_{m=1}^{2}\left(\begin{array}{l}\left(A_{2,m+J-2}e^{\beta_{2,m}l}+B_{2,m+J-2}e^{-\beta_{2,m}l}\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\end{array}\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-2{,}5\right)\right)+\\ +\sum\limits_{\chi=1}^{M-J-1}\sum\limits_{m=1}^{M-J-1}\left(\begin{array}{l}\left(A_{2,m+2}e^{\beta_{3,m}l}+B_{2,m+2}e^{-\beta_{3,m}l}\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{3,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\end{array}\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-0{,}5\right)\right)\end{array}\right]=$$

$$=\left[\begin{array}{l}\sum\limits_{\chi=1}^{J-1}\sum\limits_{m=1}^{J-2}\left(A_{2,m}e^{\beta_{1,m}l}-B_{2,m}e^{-\beta_{1,m}l}\right)\beta_{1,m}\times\\ \times\cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0{,}5\right)\right)+\\ +\sum\limits_{\chi=1}^{3}\sum\limits_{m=1}^{2}\left(A_{2,m+J-2}e^{\beta_{2,m}l}-B_{2,m+J-2}e^{-\beta_{2,m}l}\right)\beta_{2,m}\times\\ \times\cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-2{,}5\right)\right)+\\ +\sum\limits_{\chi=1}^{M-J-1}\sum\limits_{m=1}^{M-J-1}\left(A_{2,m+2}e^{\beta_{3,m}l}-B_{2,m+2}e^{-\beta_{3,m}l}\right)\beta_{3,m}\times\\ \times\cos\left(\mu_{3,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-0{,}5\right)\right)\end{array}\right] \qquad (3.39)$$

Рівність (3.39) дозволяє отримати наступні три співвідношення

$$\frac{\left(e^{\beta_n^* l}+e^{-\beta_n^* l}\right)\beta_n^*}{e^{\beta_n^* l}-e^{-\beta_n^* l}}\sum_{\chi=1}^{J-1}\sum_{m=1}^{J-2}\left(A_{2,m}e^{\beta_{1,m}l}+B_{2,m}e^{-\beta_{1,m}l}\right)\times$$
$$\times\cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0{,}5\right)\right)=$$
$$=\sum_{\chi=1}^{J-1}\sum_{m=1}^{J-2}\left(A_{2,m}e^{\beta_{1,m}l}-B_{2,m}e^{-\beta_{1,m}l}\right)\beta_{1,m}\times$$
$$\times\cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0{,}5\right)\right)$$

$$\frac{\left(e^{\beta_n^* l}+e^{-\beta_n^* l}\right)\beta_n^*}{\left(e^{\beta_n^* l}-e^{-\beta_n^* l}\right)}\left[\sum_{\chi=1}^{3}\sum_{m=1}^{2}\left(A_{2,m+J-2}e^{\beta_{2,m} l}+B_{2,m+J-2}e^{-\beta_{2,m} l}\right)\times\right.$$
$$\left.\times\cos\left(\mu_{2,m}(\chi-0{,}5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+J-2{,}5)\right)+\right]=$$
$$=\sum_{\chi=1}^{3}\sum_{m=1}^{2}\left(A_{2,m+J-2}e^{\beta_{2,m} l}-B_{2,m+J-2}e^{-\beta_{2,m} l}\right)\beta_{2,m}\times$$
$$\times\cos\left(\mu_{2,m}(\chi-0{,}5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+J-2{,}5)\right)+$$

$$\frac{1}{\left(e^{\beta_n^* l}-e^{-\beta_n^* l}\right)}\sum_{\chi=1}^{M-J-1}\sum_{m=1}^{M-J-1}\left(\begin{array}{l}\left(A_{2,m+2}e^{\beta_{3,m} l}+B_{2,m+2}e^{-\beta_{3,m} l}\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{3,m}(\chi-0{,}5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+J-0{,}5)\right)\end{array}\right)=$$
$$=\sum_{\chi=1}^{M-J-1}\sum_{m=1}^{M-J-1}\left(A_{2,m+2}e^{\beta_{3,m} l}-B_{2,m+2}e^{-\beta_{3,m} l}\right)\frac{\beta_{3,m}}{\left(e^{\beta_n^* l}+e^{-\beta_n^* l}\right)\beta_n^*}\times$$
$$\times\cos\left(\mu_{3,m}(\chi-0{,}5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+J-0{,}5)\right)$$

З отриманих співвідношень визначимо співвідношення поміж невідомим сталими для трьох умовних смуг. Кількість тросів в кожній зі смуг позначимо, відповідно, як N_1, N_2, N_3.

$$A_{2,m}\sum_{n=1}^{M-1}\sum_{\chi=1}^{J-1}\left(\frac{1}{e^{\beta_n^* l}-e^{-\beta_n^* l}}-\frac{\beta_{1,m}}{\left(e^{\beta_n^* l}+e^{-\beta_n^* l}\right)\beta_n^*}\right)e^{\beta_{1,m} l}\times=$$
$$\times\cos\left(\mu_{1,m}(\chi-0{,}5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi-0{,}5)\right)$$
$$=-B_{2,m}\sum_{n=1}^{M-1}\sum_{\chi=1}^{J-1}\left(\frac{1}{\left(e^{\beta_n^* l}-e^{-\beta_n^* l}\right)}+\frac{\beta_{1,m}}{\left(e^{\beta_n^* l}+e^{-\beta_n^* l}\right)\beta_n^*}\right)e^{-\beta_{1,m} l}\times$$
$$\times\cos\left(\mu_{1,m}(\chi-0{,}5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi-0{,}5)\right)$$
$$\left(1\le N_1\le J-1\right)$$

$$A_{2,m+j-2}\sum_{\chi=1}^{3}\left(\frac{1}{e^{\beta_n^* l}-e^{-\beta_n^* l}}-\frac{\beta_{2,m}}{\left(e^{\beta_n^* l}+e^{-\beta_n^* l}\right)\beta_n^*}\right)e^{\beta_{2,m}l}\times =$$

$$\times\cos\left(\mu_{2,m}(\chi-0{,}5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+j-2{,}5)\right)$$

$$=-B_{2,m+j-2}\sum_{\chi=1}^{3}\left(\left|\frac{1}{e^{\beta_n^* l}-e^{-\beta_n^* l}}+\frac{\beta_{2,m}}{\left(e^{\beta_n^* l}+e^{-\beta_n^* l}\right)\beta_n^*}\right|e^{-\beta_{2,m}l}\right)\times$$

$$\times\cos\left(\mu_{2,m}(\chi-0{,}5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+j-2{,}5)\right)$$

$$\left(J-1\le N_2\le J+1\right)$$

$$A_{2,m+2}\sum_{\chi=1}^{M-j-1}\left(\frac{1}{e^{\beta_n^* l}-e^{-\beta_n^* l}}-\frac{\beta_{3,m}}{\left(e^{\beta_n^* l}+e^{-\beta_n^* l}\right)\beta_n^*}\right)e^{\beta_{3,m}l}\times =$$

$$\times\cos\left(\mu_{3,m}(\chi-0{,}5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+j-0{,}5)\right)$$

$$=-B_{2,m+2}\sum_{\chi=1}^{M-J-1}\left(\frac{1}{e^{\beta_n^* l}-e^{-\beta_n^* l}}+\frac{\beta_{3,m}}{\left(e^{\beta_n^* l}+e^{-\beta_n^* l}\right)\beta_n^*}\right)e^{-\beta_{3,m}l}\times$$

$$\times\cos\left(\mu_{3,m}(\chi-0{,}5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+j-0{,}5)\right)$$

$$\left(J+1\le N_3\le M\right)$$

Звідки

$$A_{2,m}=-B_{2,m}\zeta_{1,m,n},\qquad \left(1\le N_1\le J-1\right), \tag{3.40}$$

$$\sum_{\chi=1}^{J-1}\left(\frac{1}{e^{\beta_n^* l}-e^{-\beta_n^* l}}+\frac{\beta_{1,m}}{\left(e^{\beta_n^* l}+e^{-\beta_n^* l}\right)\beta_n^*}\right)e^{-\beta_{1,m} l}\times$$

де $\zeta_{1,m,n}=\dfrac{\times\cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0{,}5\right)\right)}{\sum_{\chi=1}^{J-1}\left(\frac{1}{e^{\beta_n^* l}-e^{-\beta_n^* l}}-\frac{\beta_{1,m}}{\left(e^{\beta_n^* l}+e^{-\beta_n^* l}\right)\beta_n^*}\right)e^{\beta_{1,m} l}\times}$

$$\times\cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0{,}5\right)\right)$$

$$A_{2,m+j-2}=-B_{2,m+j-2}\zeta_{2,m,n},\left(J-1\le N_2\le J+1\right),\qquad(3.41)$$

$$\sum_{\chi=1}^{3}\left(\left|\frac{1}{e^{\beta_n^* l}-e^{-\beta_n^* l}}+\frac{\beta_{2,m}}{\left(e^{\beta_n^* l}+e^{-\beta_n^* l}\right)\beta_n^*}\right|\right)e^{-\beta_{2,m} l}\times$$

де $\zeta_{2,m,n}=\dfrac{\times\cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+j-2{,}5\right)\right)}{\sum_{\chi=1}^{3}\left(\frac{1}{e^{\beta_n^* l}-e^{-\beta_n^* l}}-\frac{\beta_{2,m}}{\left(e^{\beta_n^* l}+e^{-\beta_n^* l}\right)\beta_n^*}\right)e^{\beta_{2,m} l}\times}$

$$\times\cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+j-2{,}5\right)\right)$$

$$A_{2,m+2}=-B_{2,m+2}\zeta_{3,m,n},\left(J+1\le N_3\le M\right),\qquad(3.42)$$

де

$$\zeta_{3,m,n}=\frac{\begin{array}{c}\sum\limits_{\chi=1}^{M-J-1}\left(\dfrac{1}{e^{\beta_n^* l}-e^{-\beta_n^* l}}+\dfrac{\beta_{3,m}}{\left(e^{\beta_n^* l}+e^{-\beta_n^* l}\right)\beta_n^*}\right)e^{-\beta_{3,m} l}\times \\ \times\cos\left(\mu_{3,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+j-0{,}5\right)\right)\end{array}}{\begin{array}{c}\sum\limits_{\chi=1}^{M-j-1}\left(\dfrac{1}{e^{\beta_n^* l}-e^{-\beta_n^* l}}-\dfrac{\beta_{3,m}}{\left(e^{\beta_n^* l}+e^{-\beta_n^* l}\right)\beta_n^*}\right)e^{\beta_{3,m} l}\times \\ \times\cos\left(\mu_{3,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+j-0{,}5\right)\right)\end{array}}.$$

Отримані залежності дозволяють вдвічі зменшити кількість невідомих у виразах для внутрішніх сил та переміщень тросів другої частини канату. На межі третьої та основної частин (в перерізі $x=l_0$) мають виконуватися умови рівності сил та переміщень.

$$p_{3,i}=p_{0,i}, \tag{3.43}$$

$$u_{3,i}=u_{0,i}. \tag{3.44}$$

Як і вище, підставимо значення (3.21), (3.22) та (3.32), (3.33) у вирази (3.43) та (3.44)

$$\sum_{n=1}^{M-1} -B_{0,n}e^{-\beta_n^* l_0}\beta_n^* \cos\left(\mu_n\left(i-0{,}5\right)\right) = \frac{2}{M}\times$$

$$\times\sum_{n=1}^{M-1}\left[\begin{array}{l}\sum\limits_{\chi=1}^{J-1}\sum\limits_{m=1}^{J-2}\left(A_{3,m}e^{\beta_{1,m}l_0} - B_{3,m}e^{-\beta_{1,m}l_0}\right)\beta_{1,m}\times \\ \times\cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0{,}5\right)\right) \\ +\sum\limits_{\chi=1}^{3}\sum\limits_{m=1}^{2}\left(A_{3,m+J-2}e^{\beta_{2,m}l_0} - B_{3,m+J-2}e^{-\beta_{2,m}l_0}\right)\beta_{2,m}\times \\ \times\cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-2{,}5\right)\right) \\ +\sum\limits_{\chi=1}^{M-J-1}\sum\limits_{m=1}^{M-J-1}\left(A_{3,m+2}e^{\beta_{3,m}l_0} - B_{3,m+2}e^{-\beta_{3,m}l_0}\right)\beta_{3,m}\times \\ \times\cos\left(\mu_{3,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-0{,}5\right)\right)\end{array}\right]\times$$

$$\times\cos\left(\mu_n\left(i-0{,}5\right)\right)$$

$$\sum_{n=1}^{M-1} B_{0,n}e^{-\beta_n^* l_0}\cos\left(\mu_n\left(i-0{,}5\right)\right) = \frac{2}{M}\times$$

$$\times\sum_{n=1}^{M-1}\left[\begin{array}{l}\sum\limits_{\chi=1}^{J-1}\sum\limits_{m=1}^{J-2}\left(A_{3,m}e^{\beta_{1,m}l_0} + B_{3,m}e^{-\beta_{1,m}l_0}\right)\times \\ \times\cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0{,}5\right)\right) \\ +\sum\limits_{\chi=1}^{3}\sum\limits_{m=1}^{2}\left(A_{3,m+j-2}e^{\beta_{2,m}l_0} + B_{3,m+j-2}e^{-\beta_{2,m}l_0}\right)\times \\ \times\cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-2{,}5\right)\right) \\ +\sum\limits_{\chi=1}^{M-j-1}\sum\limits_{m=1}^{M-j-1}\left(A_{3,m+2}e^{\beta_{3,m}l_0} + B_{3,m+2}e^{-\beta_{3,m}l_0}\right)\times \\ \times\cos\left(\mu_{3,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-0{,}5\right)\right)\end{array}\right]\times$$

$$\times\cos\left(\mu_n\left(i-0{,}5\right)\right)$$

Звідки знайдемо дві рівності

$$B_{0,n}=\frac{2e^{\beta_n^* l_0}}{M}\left[\begin{array}{l}\sum\limits_{\chi=1}^{j-1}\sum\limits_{m=1}^{j-2}\left(\begin{array}{l}\left(A_{3,m}e^{\beta_{1,m}l_0}+B_{3,m}e^{-\beta_{1,m}l_0}\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0{,}5\right)\right)\end{array}\right)+\\ +\sum\limits_{\chi=1}^{3}\sum\limits_{m=1}^{2}\left(\begin{array}{l}\left(A_{3,m+j-2}e^{\beta_{2,m}l_0}+B_{3,m+j-2}e^{-\beta_{2,m}l_0}\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+j-2{,}5\right)\right)\end{array}\right)+\\ +\sum\limits_{\chi=1}^{M-j-1}\sum\limits_{m=1}^{M-j-1}\left(\begin{array}{l}\left(A_{3,m+2}e^{\beta_{3,m}l_0}+B_{3,m+2}e^{-\beta_{3,m}l_0}\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{3,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+j-0{,}5\right)\right)\end{array}\right)\end{array}\right] \quad (3.45)$$

$$A_{3,m}\sum_{\chi=1}^{J-1}\left(\frac{1}{e^{-\beta_n^*\left(l+2\ \ l_0\right)}}+\frac{\beta_{1,m}}{e^{-\beta_n^*\left(l+2\ \ l_0\right)}\beta_n^*}\right)e^{\beta_{1,m}l_0}\times+$$
$$\times\cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0{,}5\right)\right)$$

$$+A_{3,m+J-2}\sum_{\chi=1}^{3}\left(\frac{1}{e^{-\beta_n^*\left(l+2\ \ l_0\right)}}+\frac{\beta_{2,m}}{e^{-\beta_n^*\left(l+2\ \ l_0\right)}\beta_n^*}\right)e^{\beta_{2,m}l_0}\times$$
$$\times\cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-2{,}5\right)\right)+$$

$$+A_{3,m+2}\sum_{\chi=1}^{M-J-1}\left(\frac{1}{e^{-\beta_n^*\left(l+2\ \ l_0\right)}}+\frac{\beta_{3,m}}{e^{-\beta_n^*\left(l+2\ \ l_0\right)}\beta_n^*}\right)e^{\beta_{3,m}l_0}\times=$$
$$\times\cos\left(\mu_{3,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-0{,}5\right)\right)$$

$$=-B_{3,m}\sum_{\chi=1}^{J-1}\left(\frac{1}{e^{-\beta_n^*\left(l+2\ \ l_0\right)}}-\frac{\beta_{1,m}}{e^{-\beta_n^*\left(l+2\ \ l_0\right)}\beta_n^*}\right)e^{-\beta_{1,m}l_0}\times-$$
$$\times\cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0{,}5\right)\right)$$

$$-B_{3,m+J-2}\sum_{\chi=1}^{3}\left(\frac{1}{e^{-\beta_n^*\left(l+2\ \ l_0\right)}}-\frac{\beta_{2,m}}{e^{-\beta_n^*\left(l+2\ \ l_0\right)}\beta_n^*}\right)e^{-\beta_{2,m}l_0}\times$$
$$\times\cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-2{,}5\right)\right)-$$

$$-B_{3,m+2}\sum_{\chi=1}^{M-J-1}\left(\frac{1}{e^{-\beta_n^*(l+2\ l_0)}}-\frac{\beta_{3,m}}{e^{-\beta_n^*(l+2\ l_0)}\beta_n^*}\right)e^{-\beta_{3,m}l_0}\times \\ \times\cos\left(\mu_{3,m}(\chi-0,5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+J-0,5)\right) \qquad (3.46)$$

З рівності (3.46) маємо вирази для визначення груп одних невідомих сталих через групи інших для третьої частини

$$A_{3,m}=-B_{3,m}\psi_{1,m,n},\left(1\le \mathrm{N}_1\le J-1\right),$$

де $\psi_{1,m,n}=\dfrac{\sum_{\chi=1}^{J-1}\left(1-\dfrac{\beta_{1,m}}{\beta_n^*}\right)\dfrac{e^{-\beta_{1,m}l_0}}{e^{-\beta_n^*l_0}}\cos\left(\mu_{1,m}(\chi-0,5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi-0,5)\right)}{\sum_{\chi=1}^{J-1}\left(1+\dfrac{\beta_{1,m}}{\beta_n^*}\right)\dfrac{e^{\beta_{1,m}l_0}}{e^{-\beta_n^*l_0}}\cos\left(\mu_{1,m}(\chi-0,5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi-0,5)\right)}$

$$A_{3,m+J-2}=-B_{3,m+J-2}\psi_{2,m,n},\left(J-1\le \mathrm{N}_2\le J+1\right),$$

де $\psi_{2,m,n}=\dfrac{\sum_{\chi=1}^{3}\left(1-\dfrac{\beta_{2,m}}{\beta_n^*}\right)\dfrac{e^{-\beta_{2,m}l_0}}{e^{-\beta_n^*l_0}}\cos\left(\mu_{2,m}(\chi-0,5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+J-2,5)\right)+}{\sum_{\chi=1}^{3}\left(1+\dfrac{\beta_{2,m}}{\beta_n^*}\right)\dfrac{e^{\beta_{2,m}l_0}}{e^{-\beta_n^*l_0}}\cos\left(\mu_{2,m}(\chi-0,5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+J-2,5)\right)}$,

$$A_{3,m+2}=-B_{3,m+2}\psi_{3,m,n},\left(\mathrm{J}+1\le \mathrm{N}_3\le M\right),$$

де $\psi_{3,m,n}=\dfrac{\sum_{\chi=1}^{M-J-1}\left(1-\dfrac{\beta_{3,m}}{\beta_n^*}\right)\dfrac{e^{-\beta_{3,m}l_0}}{e^{-\beta_n^*l_0}}\cos\left(\mu_{3,m}(\chi-0,5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+J-0,5)\right)}{\sum_{\chi=1}^{M-J-1}\left(1+\dfrac{\beta_{3,m}}{\beta_n^*}\right)\dfrac{e^{\beta_{3,m}l_0}}{e^{-\beta_n^*l_0}}\cos\left(\mu_{3,m}(\chi-0,5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+J-0,5)\right)}$.

Отримані залежності зменшують вдвічі кількість невідомих сталих у виразах для визначення внутрішніх сил та переміщень тросів.

Переріз ушкодження троса $x=0$ є межею частин. На цій межі має виконуватися умови рівності внутрішніх сил навантаження тросів $p_{2,i}=p_{3,i}$.

Підставимо значення виразів внутрішніх сил на вказаній границі

$$\sum_{\chi=1}^{J-1}\sum_{m=1}^{J-2}\left(A_{2,m}e^{\beta_{1,m}l}-B_{2,m}e^{-\beta_{1,m}l}\right)\beta_{1,m}\times \cos\left(\mu_{1,m}(\chi-0,5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi-0,5)\right)+$$

$$+\sum_{\chi=1}^{3}\sum_{m=1}^{2}\left(A_{2,m+J-2}e^{\beta_{2,m}l}-B_{2,m+J-2}e^{-\beta_{2,m}l}\right)\beta_{2,m}\times \cos\left(\mu_{2,m}(\chi-0,5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+J-2,5)\right)+$$

$$+\sum_{\chi=1}^{M-J-1}\sum_{m=1}^{M-J-1}\left(A_{2,m+2}e^{\beta_{3,m}l}-B_{2,m+2}e^{-\beta_{3,m}l}\right)\beta_{3,m}\times \cos\left(\mu_{3,m}(\chi-0,5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+J-0,5)\right)=$$

$$\sum_{\chi=1}^{J-1}\sum_{m=1}^{J-2}\left(A_{3,m}e^{\beta_{1,m}l}-B_{3,m}e^{-\beta_{1,m}l}\right)\beta_{1,m}\times \cos\left(\mu_{1,m}(\chi-0,5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi-0,5)\right)+$$

$$+\sum_{\chi=1}^{3}\sum_{m=1}^{2}\left(A_{3,m+J-2}e^{\beta_{2,m}l}-B_{3,m+J-2}e^{-\beta_{2,m}l}\right)\beta_{2,m}\times \cos\left(\mu_{2,m}(\chi-0,5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+J-2,5)\right)+$$

$$=+\sum_{\chi=1}^{M-J-1}\sum_{m=1}^{M-J-1}\left(A_{3,m+2}e^{\beta_{3,m}l}-B_{3,m+2}e^{-\beta_{3,m}l}\right)\beta_{3,m}\times \cos\left(\mu_{3,m}(\chi-0,5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+J-0,5)\right),$$

Врахуємо значення співвідношень невідомих сталих. Спростимо вираз

$$\left(\begin{array}{l}\sum_{\chi=1}^{J-1}\sum_{m=1}^{J-2}B_{2,m}\left(\zeta_{1,m,n}-1\right)\beta_{1,m}\cos\left(\mu_{1,m}(\chi-0,5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi-0,5)\right)+\\ +\sum_{\chi=1}^{3}\sum_{m=1}^{2}B_{2,m+J-2}\left(\zeta_{2,m,n}-1\right)\beta_{2,m}\cos\left(\mu_{2,m}(\chi-0,5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+J-2,5)\right)+\\ +\sum_{\chi=1}^{M-J-1}\sum_{m=1}^{M-J-1}B_{2,m+2}\left(\zeta_{3,m,n}-1\right)\beta_{3,m}\cos\left(\mu_{3,m}(\chi-0,5)\right)\cos\left(\mu_n(\chi+J-0,5)\right)\end{array}\right)=$$

$$=\left(\begin{array}{l}\sum\limits_{\chi=1}^{J-1}\sum\limits_{m=1}^{J-2}B_{3,m}\left(\psi_{1,m,n}-1\right)\beta_{1,m}\cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0{,}5\right)\right)+\\ +\sum\limits_{\chi=1}^{3}\sum\limits_{m=1}^{2}B_{3,m+J-2}\left(\psi_{2,m,n}-1\right)\beta_{2,m}\cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-2{,}5\right)\right)+\\ +\sum\limits_{\chi=1}^{M-J-1}\sum\limits_{m=1}^{M-J-1}B_{3,m+2}\left(\psi_{3,m,n}-1\right)\beta_{3,m}\cos\left(\mu_{3,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-0{,}5\right)\right)\end{array}\right) \quad (3.47)$$

З виразу (3.47) отримаємо ряд співвідношень

$$\sum_{\chi=1}^{J-1}\sum_{m=1}^{J-2}B_{2,m}\left(\zeta_{1,m,n}-1\right)\beta_{1,m}\cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0{,}5\right)\right)=$$

$$=\sum_{\chi=1}^{J-1}\sum_{m=1}^{J-2}B_{3,m}\left(\psi_{1,m,n}-1\right)\beta_{1,m}\cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0{,}5\right)\right),$$

$$\left(1\le \mathrm{N}_1\le J-1\right),$$

$$\sum_{\chi=1}^{3}\sum_{m=1}^{2}B_{2,m+J-2}\left(\zeta_{2,m,n}-1\right)\beta_{2,m}\cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-2{,}5\right)\right)=$$

$$=\sum_{\chi=1}^{3}\sum_{m=1}^{2}B_{3,m+J-2}\left(\psi_{2,m,n}-1\right)\beta_{2,m}\cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-2{,}5\right)\right),$$

$$\left(J-1\le \mathrm{N}_2\le J+1\right),$$

$$\sum_{\chi=1}^{M-J-1}\sum_{m=1}^{M-J-1}B_{2,m+2}\left(\zeta_{2,m,n}-1\right)\beta_{3,m}\cos\left(\mu_{3,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-0{,}5\right)\right)=$$

$$=\sum_{\chi=1}^{M-J-1}\sum_{m=1}^{M-J-1}B_{3,m+2}\left(\psi_{2,m,n}-1\right)\beta_{3,m}\cos\left(\mu_{3,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-0{,}5\right)\right),$$

$$\left(\mathrm{J}+1\le \mathrm{N}_3\le M\right).$$

За ними визначимо невідомі сталі другої частини канату через відповідні невідомі третьої частини

$$B_{2,m}=B_{3,m}\frac{\psi_{1,m,n}-1}{\zeta_{1,m,n}-1},\left(1\le N_1\le J-1\right), \quad (3.48)$$

$$B_{2,m} = B_{3,m}\frac{\psi_{2,m,n}-1}{\zeta_{2,m,n}-1},\left(J-1\le N_2\le J+1\right), \tag{3.49}$$

$$B_{2,m} = B_{3,m}\frac{\psi_{3,m,n}-1}{\zeta_{3,m,n}-1},\left(J+1\le N_3\le M\right). \tag{3.50}$$

В перерізі $x=0$ має місце розрив неперервності троса за номером J. Внутрішнє зусилля в ньому, як в другій так і третій частинах, відсутнє. З урахуванням (3.34) маємо наступне рівняння.

$$\sum_{n=1}^{M-1}\left(\begin{array}{l}\sum_{\chi=1}^{J-1}\sum_{m=1}^{J-2}B_{3,m}\left(\psi_{1,m,n}-1\right)\beta_{1,m}\times \\ \times\cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0,5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0,5\right)\right)+ \\ +\sum_{\chi=1}^{3}\sum_{m=1}^{2}B_{3,m+J-2}\left(\psi_{2,m,n}-1\right)\beta_{2,m}\times \\ \times\cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0,5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-2,5\right)\right)+ \\ +\sum_{\chi=1}^{M-J-1}\sum_{m=1}^{M-J-1}B_{3,m+2}\left(\psi_{3,m,n}-1\right)\beta_{3,m}\times \\ \times\cos\left(\mu_{3,m}\left(\chi-0,5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-0,5\right)\right)\end{array}\right)\times \tag{3.51}$$

$$\times\frac{2\ E\ F}{M}\cos\left(\mu_n\left(J-0,5\right)\right)+P=0.$$

Звернемо увагу на те, що внутрішні сили в ушкодженому тросі, у виразі (3.51) визначаються лише другою складовою. Відповідно, вказану рівність можна подати в наступному вигляді

$$\sum_{n=1}^{M-1}\sum_{\chi=1}^{3}\sum_{m=1}^{2}\left(\begin{array}{l}B_{3,m+J-2}\left(\psi_{2,m,n}-1\right)\beta_{2,m}\times \\ \times\cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0,5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-2,5\right)\right)\end{array}\right)\cos\left(\mu_n\left(J-0,5\right)\right)=-\frac{M\ P}{2\ E\ F}. \tag{3.52}$$

В свою чергу, рівність (3.53) є складовою частиною, заданої рядом Фур’є, функції розподілу сил. Ця складова відповідає умовно виділеній смузі з трьох тросів. Трос з ушкодженням її середній трос. З урахуванням, вказаного для виконання рівності (3.20) праву частину виразу задамо рядом Фур’є

$$-\frac{M\ P}{3\ E\ F}\sum_{j=1}^{2}\cos\left(\mu_{2,m}\left(2-0,5\right)\right)\cos\left(\mu_{2,m}\left(i-0,5\right)\right)-\frac{M\ P}{6\ E\ F}. \qquad (3.53)$$

Ліву частину рівності задамо функцією розподілу сил поміж тросами з номерами 1 – 3 вказаної смуги

$$T_i=\sum_{m=1}^{2}\sum_{n=1}^{M-1}B_{3,m+J-2}\left(\psi_{2,m,n}-1\right)\beta_{2,m}\cos\left(\mu_{2,m}\left(i-0,5\right)\right). \qquad (3.54)$$

З виразів (3.53) та (3.54) маємо значення двох невідомих сталих

$$B_{3,m+J-2}=-\frac{M\ P\cos\left(1,5\mu_{2,m}\right)}{3\ E\ F\sum_{n=1}^{M-1}\left(\psi_{2,m,n}-1\right)\beta_{2,m}}\qquad \left(m=1,2\right). \qquad (3.55)$$

Зменшення сили навантаження ушкодженого троса в перерізі $x=0$ до нуля супроводжується зростанням зазору поміж кінцями ушкодженого тросу. Відповідно, різниця переміщень тросів суміжних частин канату в перерізі $x=0$ має дорівнювати нулю, за винятком ушкодженого троса. Скористаємося виразом (3.35). Прирівняємо нулю різницю переміщень усіх тросів за винятком тросу за номером *J* другої та третьої частин нулю

$$\sum_{n-1}^{M-1}\upsilon_{2,n}\left(x=0\right)\cos\left(\mu_n\left(i-0,5\right)\right)-\upsilon_{3,n}\left(x=0\right)\cos\left(\mu_n\left(i-0,5\right)\right)=0\qquad \left(i\neq J\right), \qquad (3.56)$$

де

$$\upsilon_{2,n}\left(x=0\right)=\sum_{\chi=1}^{j-1}\sum_{m=1}^{j-2}\left(\begin{array}{l}B_{2,m}\left(-\zeta_{1,m,n}+1\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0,5\right)\right)\end{array}\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0,5\right)\right)+$$

$$+\sum_{\chi=1}^{3}\sum_{m=1}^{2}\left(\begin{array}{l}B_{2,m+j-2}\left(-\zeta_{3,m,n}+1\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\end{array}\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+j-2{,}5\right)\right)+$$

$$+\sum_{\chi=1}^{M-j-1}\left(\begin{array}{l}\sum\limits_{m=1}^{M-j-1}B_{2,m+2}\left(-\zeta_{3,m,n}+1\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{3,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\end{array}\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+j-0{,}5\right)\right);$$

$$\upsilon_{3,n}\left(x=0\right)=\sum_{\chi=1}^{j-1}\sum_{m=1}^{j-2}\left(\begin{array}{l}B_{3,m}\left(-\psi_{1,m,n}+1\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\end{array}\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0{,}5\right)\right)+$$

$$+\sum_{\chi=1}^{3}\sum_{m=1}^{2}\left(\begin{array}{l}B_{3,m+j-2}\left(-\psi_{2,m,n}+1\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\end{array}\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+j-2{,}5\right)\right)+$$

$$+\sum_{\chi=1}^{M-j-1}\left(\begin{array}{l}\sum\limits_{m=1}^{M-j-1}B_{3,m+2}\left(-\psi_{3,m,n}+1\right)\times\\ \times\cos\left(\mu_{3,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\end{array}\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+j-0{,}5\right)\right).$$

Відповідно до обраної розрахункової схеми (рис. 3.10), кожен трос, суміжний з ушкодженим, входить до двох розрахункових (крайніх) смуг – першої та третьої. Рівність нулю різниці переміщень вказаних тросів сформулюємо наступним чином

$$\begin{array}{l}\sum\limits_{\chi=1}^{J-1}\sum\limits_{m=1}^{J-2}\left(\begin{array}{l}B_{2,m}\left(-\zeta_{1,m,n}+1\right)-\\ -B_{3,m}\left(-\psi_{1,m,n}+1\right)\end{array}\right)\times\cos\left(\mu_{1,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi-0{,}5\right)\right)+\\ \sum\limits_{n=1}^{M-1}+\sum\limits_{\chi=1}^{3}\sum\limits_{m=1}^{2}\left(\begin{array}{l}B_{2,m+J-2}\left(-\zeta_{3,m,n}+1\right)-\\ -B_{3,m+J-2}\left(-\psi_{2,m,n}+1\right)\end{array}\right)\times\qquad\times\\ \qquad\times\cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-2{,}5\right)\right)\\ \times\cos\left(\mu_n\left(i-0{,}5\right)\right)=0,\left(i<J\right).\end{array}\qquad(3.57)$$

$$\sum_{\chi=1}^{3}\sum_{m=1}^{2}\begin{pmatrix}B_{2,m+J-2}\left(-\zeta_{3,m,n}+1\right)-\\-B_{3,m+J-2}\left(-\psi_{2,m,n}+1\right)\end{pmatrix}\times \quad +$$
$$\sum_{n=1}^{M-1}\times\cos\left(\mu_{2,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-2{,}5\right)\right)$$
$$+\sum_{\chi=1}^{M-j-1}\sum_{m=1}^{M-j-1}\begin{pmatrix}B_{2,m+2}\left(-\zeta_{3,m,n}+1\right)-\\-B_{3,m+2}\left(-\psi_{3,m,n}+1\right)\end{pmatrix}\times \qquad (3.58)$$
$$\times\cos\left(\mu_{3,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_n\left(\chi+J-0{,}5\right)\right)\times$$
$$\times\cos\left(\mu_n\left(i-0{,}5\right)\right)=0,\left(i>J\right).$$

Врахуємо вище визначені залежності поміж невідомими (3.49), (3.50). Вирази (3.57) та (3.58) запишемо у вигляді функцій для першої та третьої смуг

$$\sum_{m=1}^{J-2}B_{3,m}\sum_{n=1}^{M-1}\left(\frac{\psi_{1,m,n}-1}{\zeta_{1,m,n}-1}\left(1-\zeta_{1,m,n}\right)+\psi_{1,m,n}-1\right)\times\cos\left(\mu_{1,m}\left(i-0{,}5\right)\right)=0,\left(i<J-1\right)$$
$$\sum_{m=1}^{J-2}B_{3,m}\sum_{n=1}^{M-1}\left(\frac{\psi_{1,m,n}-1}{\zeta_{1,m,n}-1}\left(1-\zeta_{1,m,n}\right)+\psi_{1,m,n}-1\right)\times\cos\left(\mu_{1,m}\left(i-0{,}5\right)\right)+ \qquad (3.59)$$
$$+\sum_{m=1}^{2}B_{3,m+J-2}\sum_{n=1}^{M-1}\left(\frac{\psi_{2,m,n}-1}{\zeta_{2,m,n}-1}\left(1-\zeta_{2,m,n}\right)+\psi_{2,m,n}-1\right)\times=0,\left(i=J-1\right)$$
$$\times\cos\left(\mu_{2,m}\left(i-0{,}5\right)\right)$$

$$\sum_{m=1}^{2}B_{3,m+J-2}\sum_{n=1}^{M-1}\left(\frac{\psi_{2,m,n}-1}{\zeta_{2,m,n}-1}\left(1-\zeta_{2,m,n}\right)+\psi_{2,m,n}-1\right)\times\cos\left(\mu_{2,m}\left(i-0{,}5\right)\right)+$$
$$+\sum_{m=1}^{M-j-1}B_{3,m+2}\sum_{n=1}^{M-1}\left(\frac{\psi_{3,m,n}-1}{\zeta_{3,m,n}-1}\left(1-\zeta_{3,m,n}\right)+\psi_{3,m,n}-1\right)\times\cos\left(\mu_{3,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)=0,\left(i=J+1\right), \qquad (3.60)$$
$$\sum_{m=1}^{M-j-1}B_{3,m+2}\sum_{n=1}^{M-1}\left(\frac{\psi_{3,m,n}-1}{\zeta_{3,m,n}-1}\left(1-\zeta_{3,m,n}\right)+\psi_{3,m,n}-1\right)\times$$
$$\times\cos\left(\mu_{3,m}\left(\chi-0{,}5\right)\right)=0,\left(i>J+1\right).$$

Отримані рівняння (3.59) та (3.60) мають вирази прийнятні для усіх тросів.

Для одного троса суміжного з ушкодженим рівняння має відмінну складову. Скористаємося вказаним, прирівняємо функції, що описують різницю переміщень тросів функції, що приймає значення рівне нулю для усіх тросів за винятком троса суміжного з ушкодженим. Для нього врахуємо відмінність різниці переміщень тросів в перерізі $x = 0$

$$\sum_{m=1}^{J-2} B_{3,m} \sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{1,m,n} - 1}{\zeta_{1,m,n} - 1} \left(1 - \zeta_{1,m,n}\right) + \psi_{1,m,n} - 1 \right) \times \cos\left(\mu_{1,m}\left(i - 0{,}5\right)\right) =$$

$$= \sum_{m=1}^{2} B_{3,m+J-2} \sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{2,m,n} - 1}{\zeta_{2,m,n} - 1} \left(1 - \zeta_{2,m,n}\right) + \psi_{2,m,n} - 1 \right) \cos\left(\mu_{2,m}\left(J - 1{,}5\right)\right) \times \quad (3.61)$$

$$\times \frac{2}{J-1} \sum_{m=1}^{J-2} \cos\left(\mu_{1,m}\left(J - 1{,}5\right)\right) \cos\left(\mu_{1,m}\left(i - 0{,}5\right)\right)$$

$$\sum_{m=1}^{M-J-1} B_{3,m+2} \sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{3,m,n} - 1}{\zeta_{3,m,n} - 1} \left(1 - \zeta_{3,m,n}\right) + \psi_{3,m,n} - 1 \right) \times \cos\left(\mu_{3,m}\left(i - 0{,}5\right)\right).$$

$$= \sum_{m=1}^{2} B_{3,m+J-2} \sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{2,m,n} - 1}{\zeta_{2,m,n} - 1} \left(1 - \zeta_{2,m,n}\right) + \psi_{2,m,n} - 1 \right) \cos\left(\mu_{2,m}\left(J + 0{,}5\right)\right) \times \quad (3.62)$$

$$\times \frac{2}{M-J-1} \sum_{m=1}^{M-J-1} \cos\left(\mu_{1,m}\left(J + 0{,}5\right)\right) \cos\left(\mu_{1,m}\left(i - 0{,}5\right)\right)$$

Підставимо в (3.61) та (3.62) значення визначених вище сталих. Отримаємо

$$\sum_{m=1}^{J-2} B_{3,m} \sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{1,m,n} - 1}{\zeta_{1,m,n} - 1} \left(1 - \zeta_{1,m,n}\right) + \psi_{1,m,n} - 1 \right) \times \cos\left(\mu_{1,m}\left(i - 0{,}5\right)\right) =$$

$$= -\frac{M\ P}{3\ E\ F} \sum_{m=1}^{2} \frac{\cos\left(1{,}5\mu_{2,m}\right)\cos\left(\mu_{2,m}\left(J - 1{,}5\right)\right)}{\sum_{n=1}^{M-1} \left(\psi_{2,m,n} - 1\right)\beta_{2,m}} \times \quad (3.63)$$

$$\times \sum_{n=1}^{M-1} \left(\frac{\psi_{2,m,n} - 1}{\zeta_{2,m,n} - 1} \left(1 - \zeta_{2,m,n}\right) + \psi_{2,m,n} - 1 \right) \times$$

$$\times \frac{2}{J-1} \sum_{m=1}^{J-2} \cos\left(\mu_{1,m}\left(J - 1{,}5\right)\right) \cos\left(\mu_{1,m}\left(i - 0{,}5\right)\right).$$

$$\sum_{m=1}^{M-J-1} B_{3,m+2} \sum_{n=1}^{M-1}\left(\frac{\psi_{3,m,n}-1}{\zeta_{3,m,n}-1}\left(1-\zeta_{3,m,n}\right)+\psi_{3,m,n}-1\right)\times\cos\left(\mu_{3,m}\left(i-0{,}5\right)\right)=$$

$$=-\frac{M\ P}{3\ E\ F}\sum_{m=1}^{2}\frac{\cos\left(1{,}5\mu_{2,m}\right)\cos\left(\mu_{2,m}\left(J+0{,}5\right)\right)}{\sum_{n=1}^{M-1}\left(\psi_{2,m,n}-1\right)\beta_{2,m}}\times$$

$$\times\sum_{n=1}^{M-1}\left(\frac{\psi_{2,m,n}-1}{\zeta_{2,m,n}-1}\left(1-\zeta_{2,m,n}\right)+\psi_{2,m,n}-1\right)\times \tag{3.64}$$

$$\times\frac{2}{M-J-1}\sum_{m=1}^{M-J-1}\cos\left(\mu_{3,m}\left(J+0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_{3,m}\left(i-0{,}5\right)\right).$$

З останніх виразів знайдемо решту невідомих сталих, відповідно до першої та другої смуг

$$B_{3,m}=-\sum_{\omega=1}^{2}\frac{\cos\left(1{,}5\mu_{2,\omega}\right)\cos\left(\mu_{2,\omega}\left(J-1{,}5\right)\right)}{\sum_{n=1}^{M-1}\left(\psi_{2,\omega,n}-1\right)\beta_{2,\omega}}\times$$

$$\times\sum_{n=1}^{M-1}\left(\frac{\psi_{2,\omega,n}-1}{\zeta_{2,\omega,n}-1}\left(1-\zeta_{2,\omega,n}\right)+\psi_{2,\omega,n}-1\right)\times \tag{3.65}$$

$$\times\frac{2\ M\ P\cos\left(\mu_{1,m}\left(J-1{,}5\right)\right)}{3\ E\ F\left(J-1\right)\sum_{n=1}^{M-1}\left(\frac{\psi_{1,m,n}-1}{\zeta_{1,m,n}-1}\left(1-\zeta_{1,m,n}\right)+\psi_{1,m,n}-1\right)}.$$

$$B_{3,m}=-\sum_{\omega=1}^{2}\frac{\cos\left(1{,}5\mu_{2,\omega}\right)\cos\left(\mu_{2,\omega}\left(J+0{,}5\right)\right)}{3\ E\ F\left(M-J-1\right)\sum_{n=1}^{M-1}\left(\psi_{2,\omega,n}-1\right)\beta_{2,\omega}}\times$$

$$\times\sum_{n=1}^{M-1}\left(\frac{\psi_{2,\omega,n}-1}{\zeta_{2,\omega,n}-1}\left(1-\zeta_{2,\omega,n}\right)+\psi_{2,\omega,n}-1\right) \tag{3.66}$$

$$\times\frac{2\ M\ P\cos\left(\mu_{1,m}\left(J+0{,}5\right)\right)}{\sum_{n=1}^{M-1}\left(\frac{\psi_{3,m,n}-1}{\zeta_{3,m,n}-1}\left(1-\zeta_{3,m,n}\right)+\psi_{3,m,n}-1\right)}.$$

Визначені сталі надають можливість визначати напружено-деформований стан гумотросового канату з частково заміненим тросом та з урахуванням відомих змін механічних властивостей гумової оболонки канату на відомих його частинах.

З використанням отриманих залежностей виконали розрахунок напружено-деформованого стану канату типу ГТК-3150 безмежної довжини, складеного з шести тросів, в якому крайній (шостий) трос на ділянці довжиною в один метр замінений. Довжина ділянок з відмінним (меншим удвічі) модулем зсуву гуми біля троса з розривом суцільності 0,1 м. Канат навантажений зусиллям, що забезпечує середнє одиничне навантаження кожного троса. На рисунку 3.9 показано розподіл переміщень тросів.

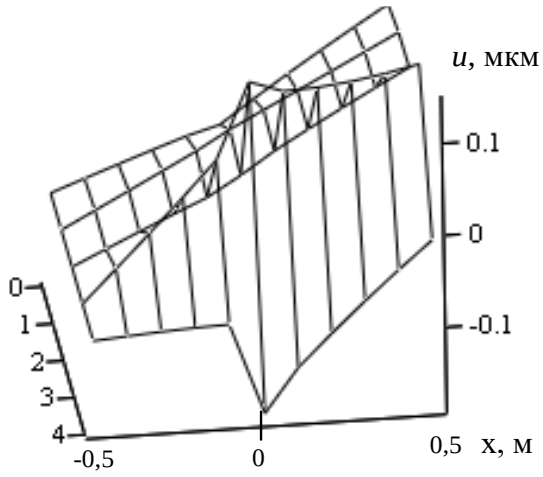


Рисунок 3.9 – Розподіл переміщень *u* тросів номерами *i* вздовж осі *x*

Наведений розподіл свідчить про відсутність переміщень тросів в перерізі симетрії вставленої частини троса, різниці переміщень тросів в перерізі розриву суцільності вставленої часини троса, неперервність переміщень – виконання умов сумісності деформування. Екстремалі переміщення мають перерізи троса суміжного з тросом, що має розрив неперервності. Наведені особливості деформування пов’язані з розподілом сил поміж тросами. Середнє навантаження тросів рівне одиниці дозволяє розподіл сил поміж тросами обожнити з розподілом коефіцієнтів концентрації сил подібно традиційному коефіцієнту концентрації

напружень. Вказані коефіцієнти наведені на рисунку 3.10.

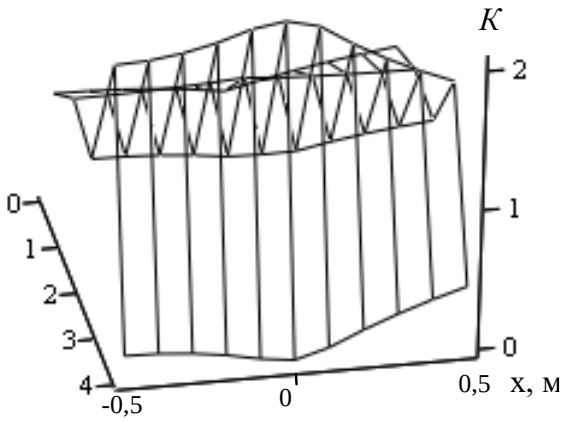


Рисунок 3.10 – Розподіл коефіцієнтів концентрації сил навантаження K тросів з номерами i вздовж осі x

Відповідно графіку максимально навантажено трос суміжний з ушкодженим. Максимальні зсуви перерізів тросів реалізуються в шарі гуми, що розташований поряд з тросом, що має розрив неперервності (рисунок 3.11).

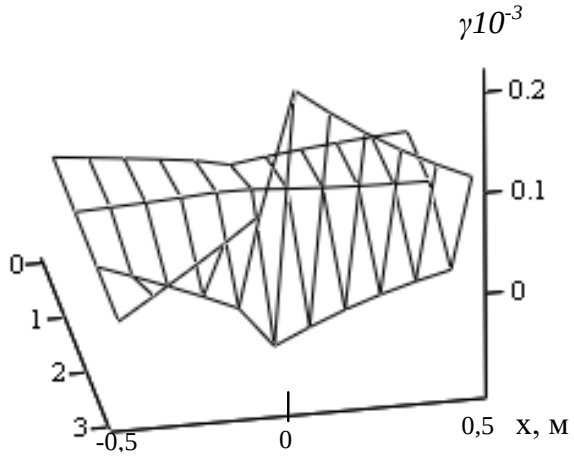


Рисунок 3.11 – Розподіл тангенсів кутів зсуву гуми γ розташованої поміж тросами з номерами i вздовж осі x

Наведені графічні залежності підтверджують можливість використання розробленої математичної моделі, її аналітичного розв’язання в замкненій формі для аналізу напружено-деформованого стану з локальною (в зоні розриву суцільності) зміною модуля зсуву еластичної оболонки гумотросового канату.

3.4 Вплив відмінного модуля зсуву гуми в канаті з ушкодженим тросом

Вище ми розглянули випадок зміни модуля зсуву еластичної оболонки канату. При цьому допустили зміну кута нахилу залежності кута зсуву від прикладеного зусилля. При значних навантаженнях можливий майданчик текучості. За такого характеру залежності модуля зсуву гуми від деформацій дотичні напруження в зоні максимальних зсувів можуть залишатися незмінними, а сила розтягу троса, що взаємодіє з гумою в такому випадку буде змінюватися за лінійним законом.

Сформулюємо фізичну модель деформування канату з M тросів, у якого трос під номером J має розрив суцільності. Будемо вважати, що розрив розташований у перерізі, який нескінченно віддалений від обох кінців канату. Канат навантажений силою розтягу, яка забезпечує рівне середнє навантаження на його троси. Вздовж канату спрямуємо вісь x, а початок координат розташуємо в перерізі обриву троса. Враховуючи симетричність нескінченних частин канату, розглянемо його частину для якої $x \geq 0$.

Відомо, що максимальні зсуви еластичної оболонки канату виникають в шарах гуми розташованих біля ушкодженого троса та в районі розриву його суцільності. Будемо вважати, що на частині канату довжиною l_0 в частинах гумових прошарках, які взаємодіють з ушкодженим тросом матеріал прошарків має відмінний від інших прошарків модуль зсуву. Виокремимо цю частину канату. Вона включає три троси. Її довжина l_0. Механічні властивості та діаметри тросів, крок їх розташування відповідають параметрам тросів канату. Відмінність полягає у відмінному модулі зсуву матеріалу еластичної оболонки канату. Вказана відмінність відповідає відмінності значення модуля зсуву за значних зсувів – нелінійного закону деформування. Таке уявлення відповідає завданню закону деформування у вигляді ламаної лінії, що складається з двох частин.

За межами відокремленої частини канату довжиною l_0 канат має реальну побудову. Його для $0 \leq x \leq l_0$ уявимо як дві суміжні смуги. До складу цих смуг не входить трос з ушкодженням.

Утвореним смугам надамо номери 1 - 3. Першій смузі належить перший трос канату. Тросам в кожній смузі також надамо номери від одиниці. Зростають номери смуг від першого тросу канату. Внутрішні сили навантаження та переміщення тросів утворених смуг задамо виразами, що відповідають (3.2) та (3.3)

$$p_{\rho,i,x} = E F \sum_{m=1}^{N_\rho - 1} \left(A_{\rho,m} e^{\beta_{\rho,m} x} - B_{\rho,m} e^{-\beta_{\rho,m} x} \right) \beta_{\rho,m} \cos\left(\mu_{\rho,m} \left(i_\rho - 0{,}5 \right) \right) + P \,, \quad (3.67)$$

$$u_{\rho,i,x} = \sum_{m=1}^{N_\rho - 1} \left(A_{\rho,m} e^{\beta_{\rho,m} x} + B_{\rho,m} e^{-\beta_{\rho,m} x} \right) \cos\left(\mu_{\rho,m} \left(i_\rho - 0{,}5 \right) \right) + \alpha_\rho + \frac{Px}{EF} \,, \quad (3.68)$$

де $\mu_{\rho,m} = \dfrac{\pi m}{N_\rho}, \quad m = 1,2,\ldots,\rho - 1;\ \beta_{\rho,m} = \sqrt{\dfrac{2 G_\rho b}{(h-d) E F} [1 - \cos(\mu_{\rho,m})]}$;

$N_\rho = \begin{cases} J - 1 \\ 3 \\ M - J \end{cases}$; $G_1 = G_3 = G$; $G_2 = G\ k$; k - коефіцієнт зміни значення модуля зсуву за значних напружень; i – номери тросів кожної з трьох смуг.

На належність номерів тросів до утворених смуг, вказаних у вигляді нижніх індексів, для зручності, далі вказувати не будемо оскільки вони збігаються з номерами смуг. З умови симетричності канату відносно перерізу $x = 0$, переміщення перерізів тросів першої та третьої смуг приймаємо рівними нулю в цьому перерізі

$$u_{1,i,x=0} = u_{3,i,x=0} = 0 \,. \quad (3.69)$$

Підставимо (3.67) в (3.68). Отримаємо

$$B_{\rho,m} = -A_{\rho,m}, \quad (\rho = 1,3) \,.$$

Вирази (3.67) і (3.68) набудуть наступних форм

$$p_{\rho,i,x} = EF\sum_{m=1}^{N_\rho - 1} A_{\rho,m} S\left(\rho,i,x,m\right) + P, \qquad \left(\rho = 1,3\right), \tag{3.70}$$

де $S\left(\rho,i,x,m\right) = \left(e^{\beta_{\rho,m}x} + e^{-\beta_{\rho,m}x} \right) \beta_{\rho,m} \cos\left(\mu_{\rho,m}\left(i - 0,5\right)\right)$

$$u_{\rho,i,x} = \sum_{m=1}^{N_\rho - 1} A_{\rho,m} W\left(\rho,i,x,m\right) + \alpha_\rho + \frac{Px}{EF}, \qquad \left(\rho = 1,3\right), \tag{3.71}$$

де $W\left(\rho,i,x,m\right) = \left(e^{\beta_{\rho,m}x} + e^{-\beta_{\rho,m}x} \right) \cos\left(\mu_{\rho,m}\left(i - 0,5\right)\right)$.

Розглянемо характер деформування середньої смуги. Врахуємо розрив троса за номером J в перерізі $x = 0$ та переміщення суміжних тросів канату. Складемо вираз для граничної умови його деформування

$$u_{2,i,x=0} = \begin{cases} 0 & \left(i = 1\right) \\ U_0 & \left(i = 2\right), \\ 0 & \left(i = 3\right) \end{cases} \tag{3.72}$$

де U_0 - невідоме переміщення перерізу ушкодження тросу за номером J.

Умова (3.72) становить собою розривну функцію. Задамо її рядом Фур'є на осі номерів тросів кінченої довжини

$$u_{2,i,x=0} = \frac{2}{3}\sum_{m=1}^{2} U_0 \cos\left(\mu_{2,m}\left(2 - 0,5\right)\right)\cos\left(\mu_{2,m}\left(i - 0,5\right)\right) + \frac{2}{3}U_0 . \tag{3.73}$$

Підставимо (3.68) в (3.73). Отримаємо

$$A_{2,m} + B_{2,m} = \frac{2}{3} U_0 \cos\left(\mu_{2,m}\left(2-0{,}5\right)\right),$$

$$\alpha_2 = \frac{1}{3} U_0.$$

Підставимо отримані співвідношення у вирази (3.67) та (3.68). Отримаємо вирази сил та переміщень тросів

$$p_{2,i,x} = E\,F \sum_{m=1}^{2} \left(\begin{array}{l} A_{2,m}\left(e^{\beta_{2,m} x} + e^{-\beta_{2,m} x} \right) - \\ -\frac{2}{3} U_0 \cos\left(\mu_{2,m}\left(2-0{,}5\right)\right) e^{-\beta_{2,m} x} \end{array} \right) \beta_{2,m} \cos\left(\mu_{2,m}\left(i-0{,}5\right)\right) + P, \quad (3.74)$$

$\left(1 \le i \le 3\right)$.

$$u_{2,i,x} = \sum_{m=1}^{2} \left(\begin{array}{l} A_{2,m}\left(e^{\beta_{2,m} x} - e^{-\beta_{2,m} x} \right) + \\ +\frac{2}{3} U_0 \cos\left(\mu_{2,m}\left(2-0{,}5\right)\right) e^{-\beta_{2,m} x} \end{array} \right) \cos\left(\mu_{2,m}\left(i-0{,}5\right)\right) + \frac{1}{3} U_0 + \frac{Px}{EF}, \quad (3.75)$$

$\left(1 \le i \le 3\right)$.

Навантаження ушкодженого тросу в перерізі розриву його неперервності дорівнює нулю. Скористаємося цим. З виразу (3.74) знайдемо невідоме переміщення перерізу ушкодження тросу

$$U_0 = \frac{3}{\varepsilon} \left(\frac{P}{2E\,F} + \sum_{m=1}^{2} A_{2,m} e^{-\beta_{2,m} l_0} \beta_{2,m} \cos\left(1{,}5\mu_{2,m}\right) \right),$$

$$\text{де } \varepsilon = \sum_{m=1}^{2} \cos^2\left(1{,}5\mu_{2,m}\right) e^{-\beta_{2,m} l_0} \beta_{2,m}\,.$$

Підставимо значення найденого переміщення у вирази сил (3.74) та переміщень тросів (3.75)

$$p_{2,i,x} = \sum_{m=1}^{2} A_{2,m} S\left(2,i,x,m\right) - s\left(i,x\right) + P, \qquad \left(1 \le i \le 3\right), \qquad (3.76)$$

де $S\left(2,i,x,m\right) = \left[\begin{array}{l} \left(e^{\beta_{2,m} x} + e^{-\beta_{2,m} x} \right) \cos\left(\mu_{2,m} \left(i - 0{,}5 \right) \right) - \dfrac{2}{\varepsilon} \cos\left(1{,}5 \mu_{2,m} \right) \times \\ \times \sum\limits_{n=1}^{2} \cos\left(\mu_{2,n} \left(2 - 0{,}5 \right) \right) e^{-\beta_{2,n} x} \beta_{2,n} \cos\left(\mu_{2,n} \left(i - 0{,}5 \right) \right) \end{array} \right] E\ F \beta_{2,m};$

$$s\left(i,x\right) = \frac{P}{\varepsilon\ E F} \sum_{m=1}^{2} \cos\left(1{,}5 \mu_{2,m}\right) e^{-\beta_{2,m} x} \beta_{2,m} \cos\left(\mu_{2,m} \left(i - 0{,}5 \right) \right),$$

$$u_{2,i,x} = \sum_{m=1}^{2} A_{2,m}\ W\left(2,i,x,m\right) - w\left(i,x\right) + \frac{U_0}{3} + \frac{P\ x}{E F}, \qquad \left(1 \le i \le 3\right), \qquad (3.77)$$

де

$$W\left(2,i,x,m\right) = \left(e^{\beta_{2,m} x} - e^{-\beta_{2,m} x} \right) \cos\left(\mu_{2,m} \left(i - 0{,}5 \right) \right) + \frac{\beta_{2,m}}{\varepsilon} \cos\left(1{,}5 \mu_{2,m} \right) \times$$

$$\times \left(2 \sum_{n=1}^{2} \left(\cos\left(1{,}5\ \ \mu_{2,n}\right) e^{-\beta_{2,n} x} \right) \cos\left(\mu_{2,n} \left(i - 0{,}5 \right) \right) + 1 \right) ;$$

$$w\left(i,x\right) = \frac{P}{\varepsilon E F} \left(\sum_{m=1}^{2} \cos\left(1{,}5 \mu_{2,m}\right) e^{-\beta_{2,m} x} \cos\left(\mu_{2,m} \left(i - 0{,}5 \right) \right) + \frac{1}{2} \right).$$

Отримані останні залежності (3.76), (3.77) та залежності (3.70), (3.71) описують напружено деформований стан канату як окремих смуг на частині канату в межах $0 \le x \le l_0$. Звернемо увагу, що крайні (умовні) троси середньої смуги входять і до крайніх смуг. Скористаємося рядами Фур'є. Номери тросів будемо розглядати як дискретну вісь номерів тросів кінченої довжини. Запишемо залежності навантажень тросів та їх переміщень як пару нерозривних по ширині канату залежностей

$$N_{i,x}=\frac{2}{M}\sum_{n=1}^{M-1}\left[\begin{array}{l}\sum\limits_{j=1}^{J-2}p_{1,j,x}\cos\left(\mu_{0,n}\left(j-0{,}5\right)\right)+\\+\left(p_{1,J-1,x}+p_{2,1,x}\right)\cos\left(\mu_{0,n}\left(J-1{,}5\right)\right)+\\+p_{2,2,x}\cos\left(\mu_{0,n}\left(J-0{,}5\right)\right)+\\+\left(p_{3,1,x}+p_{2,3,x}\right)\cos\left(\mu_{0,n}\left(J-+0{,}5\right)\right)+\\+\sum\limits_{j=1}^{M-J-2}p_{3,j,x}\cos\left(\mu_{0,n}\left(j-0{,}5\right)\right)\end{array}\right]\cos\left(\mu_{0,n}\left(i-0{,}5\right)\right)+P;$$

$$Q_{i,x}=\frac{2}{M}\sum_{n=1}^{M-1}\left[\begin{array}{l}\sum\limits_{j=1}^{J-2}u_{1,j,x}\cos\left(\mu_{0,n}\left(j-0{,}5\right)\right)+\\+\left(u_{1,J-1,x}+p_{2,1,x}\right)\cos\left(\mu_{0,n}\left(J-1{,}5\right)\right)+\\+u_{2,2,x}\cos\left(\mu_{0,n}\left(J-0{,}5\right)\right)+\\+\left(u_{3,1,x}+u_{2,3,x}\right)\cos\left(\mu_{0,n}\left(J-+0{,}5\right)\right)+\\+\sum\limits_{j=1}^{M-J-2}u_{3,j,x}\cos\left(\mu_{0,n}\left(j-0{,}5\right)\right)\end{array}\right]\cos\left(\mu_{0,n}\left(i-0{,}5\right)\right)+\frac{P\,x}{E\;F},$$

де $\mu_{0,m}=\dfrac{\pi m}{M},\qquad m=1,2,...,M-1.$

Канат умовно розділений на частини перерізом $x=l_0$. На частині канату $x>l_0$, відповідно до розрахункової моделі, матеріал гуми лінійно залежить від кута зсуву. Напружено-деформований стан канату визначається залежностями (3.2) та (3.3). Зі зростанням координати *x* сили розтягу та переміщення не зростають безмежно. Вказане дозволяє у вище згаданих виразах прийняти $A_m=0$. Збережемо форму позначення величин додатковим індексом. Приймемо значення цього індексу для частини канату 0. Запишемо вирази сил та переміщень тросів в наступному вигляді

$$p_{0,i,x}=-E\,F\sum_{m=1}^{M-1}B_{0,m}e^{-\beta_{0,m}x}\beta_{0,m}\cos\left(\mu_{0,m}\left(i-0{,}5\right)\right)+P,$$

$$u_{0,i,x} = \sum_{m=1}^{M-1} B_m e^{-\beta_m x} \cos\left(\mu_m \left(i - 0{,}5\right)\right) + \frac{P\ x}{E\,F},$$

де $\beta_{0,m} = \sqrt{\frac{2G_1 b}{\left(h-d\right)E\,F}[1-\cos(\mu_{0,m})]}$.

Канат в перерізі $x = l_0$ не має розриву суцільності. Відповідно в цьому перерізі мають виконуватися умови сумісності деформування частин канату

$$p_{0,i,l_0} = N_{i,l_0}, \tag{3.78}$$

$$u_{0,i,l_0} = Q_{i,l_0}. \tag{3.79}$$

Умови (3.78), (3.79) дозволяють скласти систему лінійних алгебраїчних рівнянь. Шляхом її розв'язання знайти усі невідомі сталі та визначити напружено-деформований стан канату безмежної довжини з довільною кількістю тросів, в якому в середньому перерізі довільний трос має розрив суцільності. На частині канату, суміжній з перерізом розриву троса, модуль зсуву гуми, розташованої поміж тросами суміжними з ушкодженим, відмінний та становить довільну, але більшу за нуль величину. Визначені переміщення тросів дозволяють визначити кути зсуву шарів гуми, що розташована поміж тросами для частин канату. Тангенси кутів визначаються наступними залежностями

$$tg\left(\gamma_{0,i,x}\right) = \begin{cases} \dfrac{Q_{i,x} - Q_{i-1,x}}{h} & \left(0 \le x \le l_0\right) \\ \dfrac{u_{0,i,x} - u_{0,i-1,x}}{h} & \left(x > l_0\right) \end{cases} \left(1 \le i \le M-1\right).$$

З використанням знайдених залежностей, визначених значень невідомих сталих, виконали розрахунок напружено-деформованого стану канату типу ГТК-3150 складеного з семи тросів, в якому середній трос на значній відстані від країв має розрив неперервності Довжина ділянки з відмінним (меншим удвічі) модулем

зсуву гуми біля троса з розривом суцільності 0,1 м. Канат навантажений зусиллям, що забезпечує середнє одиничне навантаження кожного троса. В роботі [118] авторами наведено розподіли переміщень, внутрішніх зусиль у тросах і максимальних тангенсів кутів зсуву гуми між ними як для випадку зміни модуля зсуву гуми, так і за умови його сталого значення.

Це свідчить про відсутність впливу локальної зміни модуля зсуву біля перерізу розриву троса та про незначне зниження максимальних кутів зсуву гуми в цій зоні. З урахуванням змінного модуля зсуву, дотичні напруження в наслідок локального збурення напруженого стану гуми в районі розриву суцільності троса менші. Відношення максимальних тангенсів кутів для випадку незмінності модуля зсуву та за локального його зменшення менші ніж відношення значень вказаного параметра.

Звернемо увагу на те, що зміна модуля зсуву гуми в математичній моделі канату відтворюється зміною характеристичного показника β. Він в якості співмножника, разом з координатою спрямованою вздовж осі канату, є аргументом експоненти. Відповідно, у разі незмінності відношень характеристичного показника та значення координати x значення експоненти будуть незмінними. Показники напружено-деформованого стану канату будуть збігатися лише в різних перерізах канату. Загалом, локальна зміна механічних показників не збільшує небезпеку використання канату з розривами неперервності тросів. Зростання довжин перерозподілу сил та переміщень вимагає збільшення довжини сходинок стикового з'єднання.

Аналіз результатів дозволяє зробити висновок, що дотичні напруження виникають лише в прошарках гуми, що взаємодіють з ушкодженим тросом. Кути зсуву гуми на ділянці незначної довжини, у разі меншого опору гуми деформуванню, менші проти максимальних значень відповідних показників для матеріалу з незмінним модулем пружності гуми на зсув. Вказане призводить до зростання локальної зони збурення напружено-деформованого стану канату в районі розриву троса.

3.5 Частково відновлений канат з відмінними властивостями гуми та розривом троса

3.5.1 Рішення у разі припущення, що механічні властивості гуми незмінні на відрізку заданої довжини, який включає переріз ушкодження по ширині стрічки

Розглянемо канат з M тросів безмежної довжини на інтервалі $(0 \le x \le \infty)$. В ньому частково на довжині $2L$ замінено j-тий трос приймемо, що зміна властивостей еластичного матеріалу відбувається на довжинах l_2 та l_3. Умовно початок осі координат перемістимо в переріз розриву суцільності j – того троса (рис. 3.12).

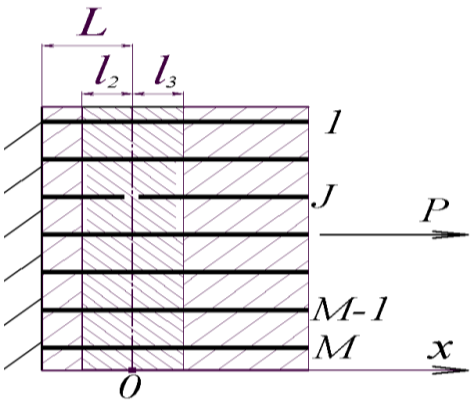


Рисунок 3.12 – Схема частин канату з частково заміненим тросом

Частина канату з відмінними властивостями та розривом троса розташована поміж частинами в яких відсутні розриви тросів та відмінні властивості. Умовно поділимо канат на чотири частини. Позначимо їх як першу $(0 \le x \le L - l_2)$, другу $(L\text{-}l_2 < x \le L)$, третю $(L < x \le l_3)$та четверту $(x > l_3)$. Для кожної з частин прийнятні вирази (3.21), (3.3) для визначення показників напружено-деформованого стану плоского гумотросового канату. Характери деформування крайніх частин визначаються зовнішніми чинниками. Середніх - умовами їх взаємодії з суміжними.

Переріз канату з координатою $x=-L$ розділяє вставлену частину троса навпіл. Навпіл переріз розділяє переріз і канат безмежної довжини. Симетрична конструкція канату та схема розривів неперервності вставленого троса призводить до симетричного переміщень тросів. Симетричні переміщення тросів відносно перерізу $x=-L$ – до відсутності їх переміщень в перерізі симетрії. Врахуємо вказану особовість переміщень. Скористаємося виразами (3.2) та (3.3). Складемо вирази внутрішніх сил та переміщень тросів

$$p_{1,i} = E\,F \sum_{m=1}^{M-1} B_{1,m}\left(e^{\beta_m x} + e^{-\beta_m x}\right)\beta_m \cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right) + P\,, \qquad (3.80)$$

$$u_{1,i} = \sum_{m=1}^{M-1} B_{1,m}\left(e^{\beta_m x} - e^{-\beta_m x}\right)\cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right) + \alpha_1 + \frac{P}{E\;F}\,. \qquad (3.81)$$

Четверта частина канату, відповідно до обраної розрахункової схеми, безмежно довга. Безмежне зростання координати x не може супроводжуватися безмежним зростанням внутрішніх сил навантаження тросів та їх переміщень. Відповідно

$$p_{4,i} = E\,F \sum_{m=1}^{M-1} B_{4,m} e^{-\beta_m x}\beta_m \cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right) + P\,, \qquad (3.82)$$

$$u_{4,i} = -\sum_{m=1}^{M-1} B_{4,m} e^{-\beta_m x}\cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right) + \alpha_4 + \frac{Px}{E\;F}\,. \qquad (3.83)$$

Виконані раніше дослідження [72-79, 83-90] показали, що локальні зміни конструкції, характеру навантаження канату призводять до локального збурення напружень. При цьому по ширині канату ці збурення практично відбуваються в гумових прошарках суміжних з тросом деформування або навантаження якого локально змінені. Відповідно приймемо що модуль зсуву гуми розташованої поміж усіма тросами канату на другій та третій частинах відмінний. Врази сил та переміщень тросів запишемо в наступних формах

$$p_{r,i,x} = E\ F \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{r,m} e^{\beta_m^* x} + B_{r,m} e^{-\beta_m^* x} \right) \beta_m^* \cos\left(\mu_m \left(i - 0{,}5\right)\right) + P, \qquad (3.84)$$

$$u_{r,i,x} = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{r,m} e^{\beta_m^* x} - B_{r,m} e^{-\beta_m^* x} \right) \cos\left(\mu_m \left(i - 0{,}5\right)\right) + \alpha_r + \frac{P\ x}{E\ F}, \qquad (3.85)$$

де r – номер частини канату відповідно розрахункової схеми, r приймає значення 2 або 3; $\beta_m^* = \sqrt{2 \frac{G b k_G k}{\left(h - d\right) E F} [1 - \cos(\mu_m)]}$; k - коефіцієнт зменшення модуля зсуву гуми за умови значних зсувів.

Середні ділянки канату взаємодіють з крайніми. Умови взаємодії запишемо в наступних формах

Коли x=—l_2

$$P_{1,i,-l_2} = P_{2,i,-l_2}, \qquad (3.86)$$

$$u_{1,i,-l_2} = u_{2,i,-l_2}. \qquad (3.87)$$

Коли x=l_3

$$P_{3,i,x} = P_{4,i,x}, \qquad (3.88)$$

$$u_{3,i,l_3} = u_{4,i,l_3}. \qquad (3.89)$$

Підставимо в умови (3.86) - (3.89) вирази (3.80) - (3.85). Отримаємо наступні співвідношення

$$B_{1,m} = \frac{\left(A_{2,m} e^{\beta_m^* l_2} + B_{2,m} e^{-\beta_m^* l_2} \right) \beta_m^*}{\left(e^{\beta_m l_2} + e^{-\beta_m l_2} \right) \beta_m}, \qquad (3.90)$$

$$B_{1,m} = \frac{A_{2,m} e^{\beta_m^* l_2} - B_{2,m} e^{-\beta_m^* l_2}}{e^{\beta_m l_2} - e^{-\beta_m l_2}}, \qquad (3.91)$$

$$B_{4,m} = \frac{\left(A_{3,m} e^{\beta_m^* l_3} + B_{3,m} e^{-\beta_m^* l_3} \right) \beta_m^*}{e^{-\beta_m l_3} \beta_m}, \tag{3.92}$$

$$B_{4,m} = -\frac{\left(A_{3,m} e^{\beta_m^* l_3} - B_{3,m} e^{-\beta_m^* l_3} \right)}{e^{-\beta_m l_3}}. \tag{3.93}$$

Зі співвідношень маємо

$$\begin{aligned} & A_{2,m} \left(e^{\beta_m^* l_2} \right) \left(\frac{\beta_m^*}{ch(\beta_m l_2)\beta_m} - \frac{1}{sh(\beta_m l_2)} \right) = \\ & = -B_{2,m} e^{-\beta_m^* l_2} \left(\frac{\beta_m^*}{ch(\beta_m l_2)\beta_m} + \frac{1}{sh(\beta_m l_2)} \right) \end{aligned}, \tag{3.94}$$

$$\left(A_{3,m} e^{\beta_m^* l_3} \right) \left(\frac{\beta_m^*}{\beta_m} + 1 \right) = -\left(B_{3,m} e^{-\beta_m^* l_3} \right) \left(\frac{\beta_m^*}{\beta_m} - 1 \right). \tag{3.95}$$

Друга та третя ділянки також взаємодіють поміж собою в перерізі розриву суцільності троса частина якого замінена. В цьому перерізі сили навантаження тросів рівні

Коли $x=L$

$$P_{3,i,L} = P_{2,i,L}, \tag{3.96}$$

Підставимо в (3.96) значення сил з (3.84) отримаємо рівняння що пов’язують елементи векторів невідомих сталих

$$\left(A_{3,m} - A_{2,m} \right) e^{\beta_m^* L} + \left(B_{3,m} - B_{2,m} \right) e^{-\beta_m^* L} = 0. \tag{3.97}$$

Переміщення усіх тросів, окрім троса за номером J частина якого замінена,

збігаються. Поміж кінцями тросів утворюється зазор. Величину зазору позначимо U_0. Гранична умова набуває вигляд

$$u_{3,i,L} - u_{2,i,L} = \begin{cases} 0 & i \neq J \\ U_0 & i = J \end{cases}. \tag{3.98}$$

При цьому внутрішня сила навантаження тросу за номером J дорівнює нулю

$$P_{3,J,L} = 0. \tag{3.99}$$

Умову (3.98) запишемо у вигляді неперервної функції на обмеженому інтервалі номерів тросів

$$u_{3,i,L} - u_{2,i,L} = \frac{U_0}{M}\left(2\sum_{m=1}^{M-1}\cos\left(\mu_m\left(J-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right)+1\right). \tag{3.100}$$

Використаємо (3.85) та (3.100). Маємо

$$\left(A_{3,m} - A_{2,m}\right)e^{\beta_m^* L} + \left(B_{2,m} - B_{3,m}\right)e^{-\beta_m^* L} = 2\frac{U_0}{M}\cos\left(\mu_m\left(J-0{,}5\right)\right). \tag{2.64}$$

Сумісно розв’яжемо (3.97) та (3.101). Маємо

$$\left(A_{3,m} - A_{2,m}\right)e^{\beta_m^* L} + \left(B_{2,m} - B_{3,m}\right)e^{-\beta_m^* L} = 2\frac{U_0}{M}\cos\left(\mu_m\left(J-0{,}5\right)\right)$$

$$A_{2,m} = -\frac{U_0}{Me^{\beta_m^* L}}\cos\left(\mu_m\left(J-0{,}5\right)\right) + A_{3,m} \tag{3.102}$$

$$B_{2,m} = \frac{U_0}{M}e^{\beta_m^* L}\cos\left(\mu_m\left(J-0{,}5\right)\right) + B_{3,m}, \tag{3.103}$$

$$\alpha_3 - \alpha_2 = \frac{U_0}{M}.$$

Підставимо в (3.94) значення елементів векторів (3.102) та (3.103). Отримаємо m-1 рівняння

$$\begin{aligned}&\left(-\frac{U_0}{Me^{\beta_m^* L}}\cos\left(\mu_m\left(J-0{,}5\right)\right)+A_{3,m}\right)e^{\beta_m^* l_2}\left(sh\left(\beta_m l_2\right)\beta_m^* + ch\left(\beta_m l_2\right)\beta_m\right)+\\&+\left(\frac{U_0}{M}e^{\beta_m^* L}\cos\left(\mu_m\left(J-0{,}5\right)\right)+B_{3,m}\right)e^{-\beta_m^* l_2}\left(sh\left(\beta_m l_2\right)\beta_m^* - ch\left(\beta_m l_2\right)\beta_m\right)=0,\end{aligned} \tag{3.104}$$

Сумісне розв'язання рівнянь (3.104) та (3.95) дозволяє знайти наступні вектори сталих коефіцієнтів

$$A_{3,m} = -B_{3,m}e^{-2\left(\beta_m^*+\beta_m\right)l_3} f_{3,m}, \tag{3.105}$$

$$B_{3,m} = \frac{U_0}{M}\frac{\cos\left(\mu_m\left(J-0{,}5\right)\right)\left(e^{\beta_m^*\left(L-l_2\right)} f_{1,m} - e^{-\beta_m^*\left(L-l_2\right)} f_{2,m}\right)}{e^{-2\left(\beta_m^*+\beta_m\right)l_3-\beta_m^* l_2} f_{3,m} f_{2,m} - e^{-\beta_m^* l_2} f_{1,m}}, \tag{3.106}$$

де $f_{1,m} = \left(sh\left(\beta_m l_2\right)\beta_m^* - ch\left(\beta_m l_2\right)\beta_m\right)$; $f_{2,m} = \left(sh\left(\beta_m l_2\right)\beta_m^* + ch\left(\beta_m l_2\right)\beta_m\right)$;

$$f_{3,m} = \frac{\left(\beta_m^* + \beta_m\right)}{\left(\beta_m^* - \beta_m\right)}.$$

Підставимо знайдені значення векторів сталих коефіцієнтів у (3.84). Скористаємося граничною умовою (3.98). Визначимо величину зазору що утворюється поміж кінцями J- того троса в перерізі розриву його неперервності

$$U_0 = \frac{P}{E\ F}\left[\sum_{m=1}^{M-1} \frac{\exp\left(\beta_m^*\left(2l_2 - L\right)\right)\dfrac{\dfrac{1}{sh\left(\beta_m l_2\right)} - \dfrac{1}{ch\left(\beta_m l_2\right)}\dfrac{\beta_m^*}{\beta_m}}{\dfrac{1}{sh\left(\beta_m l_2\right)} + \dfrac{1}{ch\left(\beta_m l_2\right)}\dfrac{\beta_m^*}{\beta_m}} + \exp\left(-\beta_m^* L\right)}{\dfrac{\exp\left(\beta_m^*\left(2\left(l_2 - l_3\right)\right)\right)}{f_{3,m}}\left(\dfrac{\dfrac{1}{sh\left(\beta_m l_2\right)} - \dfrac{1}{ch\left(\beta_m l_2\right)}\dfrac{\beta_m^*}{\beta_m}}{\dfrac{1}{sh\left(\beta_m l_2\right)} + \dfrac{1}{ch\left(\beta_m l_2\right)}\dfrac{\beta_m^*}{\beta_m}}\right) + 1} \times \right.$$

$$\left. \times\left(\exp\left(-\beta_m^* L\right) - \frac{\exp\left(\beta_m^*\left(2l_3 - L\right)\right)}{f_{3,m}}\right)\beta_m^* \cos^2\left(\mu_m\left(J - 0{,}5\right)\right)\right]^{-1},$$

Визначені невідомі величини дозволяють розраховувати показники напружено-деформованого стану гумотросового канату у межах гіпотези стосовно кусково-лінійної зміни модуля зсуву по довжині троса з розривом неперервності.

Нами розглянуто безмежно довгий канат типу ГТК-3150 з семи тросів. Канат навантажений силою, що створює середнє одиничне навантаження на троси. Середній трос канату ($J = 4$) має два розриви неперервності. Відстань поміж останніми становить 2 м (L = 1 м). Для гумових прошарків, розташованих симетрично відносно перерізів розриву суцільності трос на довжинах 0,2 м (l_2=l_3), прийнято коефіцієнт зменшення модулю зсуву рівним 0,25 (k) Для канату визначено його напружено-деформований стан. Розподіли сил поміж тросами за середнього одиничного їх навантаження відповідають розподілам коефіцієнтів нерівномірності їх навантаження. На рисунку 3.13 наведені розподіли коефіцієнтів нерівномірності навантаження тросів канату з частково заміненим тросом.

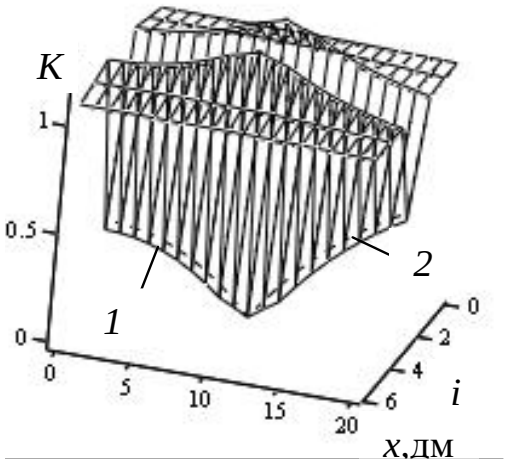


Рисунок 3.13 – Розподіли коефіцієнтів *K* нерівномірності навантаження тросів з номерами *i* канату вздовж осі *x*: 1 – враховано змінність модуля зсуву, 2 – не враховано змінність модуля зсуву

Відповідно отриманого графік троси в канаті нерівномірно навантажені. Навантаження частково заміненого *J* - того троса в перерізі розриву його суцільності дорівнює нулю та відповідає розрахунковій схемі. Сусідні троси в цьому перерізі перевантажені – частково компенсують відсутність опору тросу з розривом суцільності *J*-того троса.

Локальна зміна модуля зсуву гуми практично не впливає на максимальні сили що виникають в тросах. Вона впливає на характер зміни цих сил по довжині канату. Наявність розриву троса призводить до протилежних переміщень його перерізів в районі перерізу з розривом (рис. 3.14).

Збурення переміщень ушкодженого троса (викривлення перерізу канату) має локальний характер. Та суттєво зменшується зі зростанням відстані перерізу від перерізу з розривом суцільності.

В перерізі $x = 0$ переріз не викривлено, що зумовлено симетричним деформуванням канату відносно перерізу розташування середини частини заміненого троса. В перерізах, координати яких перевищують значення *L* викривлення перерізу спостерігаються на більших довжинах. Локальна зміна модуля зсуву гуми супроводжується зростанням переміщень включно що розташовані за

межами ділянки цього зростання. Різниця переміщень суміжних тросів в канаті супроводжується зсувом гуми між тросових прошарків. Тангенси кутів зсуву гуми поміж тросами наведені на рисунку 3.15.

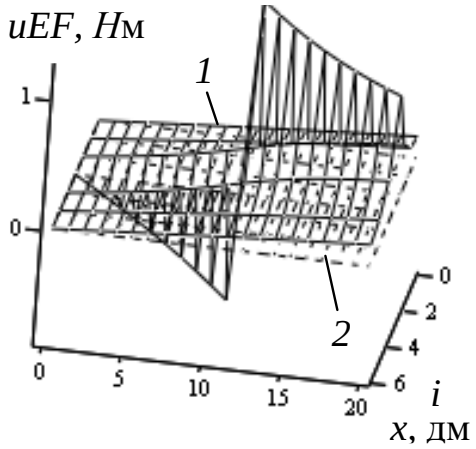


Рисунок 3.14 – Переміщення *u* тросів з номерами *i* по довжині канату (вздовж осі *x*): 1- враховано змінність модуля зсуву, 2 – не враховано змінність модуля зсуву

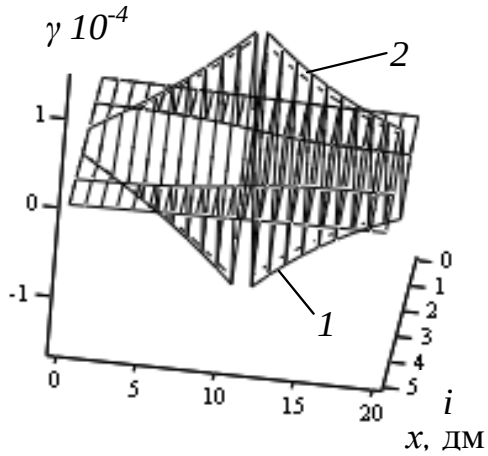


Рисунок 3.15 – Тангенси кутів зсуву *γ* поміж тросових прошарків гуми *i* вздовж канату (вздовж осі *x*): 1- враховано змінність модуля зсуву, 2 – не враховано змінність модуля зсуву

Суттєві деформації зсуву мають місце в шарах суміжних з тросом, що має розриви неперервності. Максимальних значень вони набувають в перерізах безмежно близьких до перерізів розриву вказаної суцільності. Зменшення модуля

зсуву супроводжується зростанням кутів зсуву. В розглянутому випадку зростання близьке до 9%.

3.5.2 Рішення у разі припущення, що механічні властивості гуми незмінні на відрізку заданої довжини, який включає переріз лише навколо троса з розривом

Розглянемо частину канату навантаженого розподіленою поміж тросами силою *P*, з довільною кількістю тросів *M*, з довільним тросом за номером *J* має розрив неперервності в перерізі $x = L$. В перерізі $x = 0$ переміщення усіх тросів відсутні. Вказана схема відповідає деформуванню *J*–того троса з розривами неперервності на відстані у 2*L*. Матеріал еластичної оболонки що взаємодіє з вказаним тросом на ділянках відомої довжини має відмінний модуль зсуву (рис. 3.16).

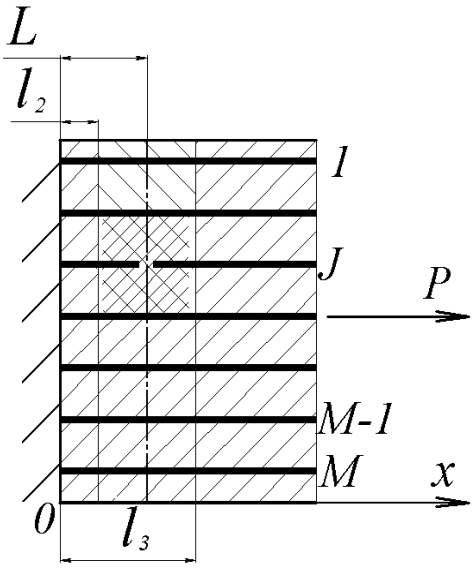


Рисунок 3.16 – Схема частин канату з частково заміненим тросом

Частина канату з відмінними властивостями та розривом троса розташована поміж частинами в яких відсутні розриви тросів та відмінні властивості. Умовно, перерізами нормальними до його подовжньої осі, поділимо канат на чотири частини. Позначимо їх як першу $(0 \le x \le l_2)$, другу $(l_2 < x \le L)$, третю

$(L < x \le l_3)$та четверту $(x > l_3)$. Для кожної з частин механізми деформування тросів та еластичної оболонки однакові. Відмінні механічні властивості складових канату. Вирази внутрішніх сил та переміщень перерізів тросів визначаються залежностями (3.2) та (3.3) з урахуванням механічних параметрів каната на кожній з його частин.

Під дією сили *P* частина канату (рис. 3.16) деформується. Розходяться кінці *J* - того троса в перерізі розриву його суцільності. Викривляються перерізи канату. Викривлення перерізів відбувається в наслідок деформацій (зсуву) гуми. Відзначимо. Перерізи тросів навантажених рівномірно розподіленими силами переміщаються в наслідок їх пружних деформацій як системи паралельних, рівної довжини стрижнів навантажених рівними силами. У виразі переміщень (3.3) такі складові переміщень визначається останньою складовою. Вони пропорційні координаті перерізу. Передостання складова враховує переміщення усіх тросів як належних канату як жорсткому тілу.

Для спрощення задачі розглянемо тільки переміщення та розподіли сил викликані лише взаємним зсувом тросів - без урахування сили *P* та її впливу на лінійні, рівні подовження усіх тросів. Замість сили врахуємо зазор що утворюється поміж кінцями троса за номером *J* що утворюється під дією сили в одиницю.

Діаграма напружень в залежності від деформацій нелінійна (крива 1, рис. 3.17).

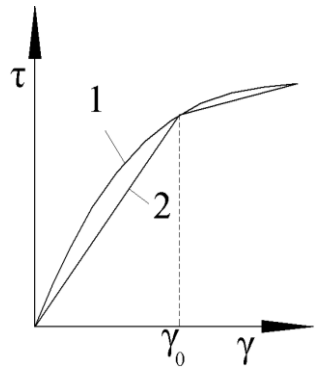


Рисунок 3.17 – Діаграма зсуву

Замінимо її кусочно лінійною (ламана 2). Складемо вирази внутрішніх сил

та переміщень тросів. З метою збереження подібності запису виразів сил навантаження тросів та їх переміщень їх позначення, позначення невідомих сталих наділимо нижнім індексом. Його значення приймемо рівним номеру частини. Для першої частини врахуємо нерухомість тросів в перерізі x=0 - приймемо α_1 рівним нулю

$$P_1(i,x) = EF\sum_{m=1}^{M-1} A_{1,m}\left(e^{\beta_m x} + e^{-\beta_m x}\right)\beta_m \cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right), \qquad (3.107)$$

$$U_1(i,x) = \sum_{m=1}^{M-1} A_{1,m}\left(e^{\beta_m x} - e^{-\beta_m x}\right)\cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right). \qquad (3.108)$$

Розглянемо другу та третю частини. Умови її деформування, зокрема прошарків гуми коло троса з розривом (виділена на рисунку 3.16), відмінні. Для урахування такої особливості канат, в межах другої та третьої частин розділено на три смуги (рис. 3.16). Надамо їм номери від одиниці до трьох. Параметри величин, що стосуються смуг, наділимо верхніми індексами, що відповідають номерам смуг. Відповідно, вирази для другої та третьої частин будуть мати величини позначені верхнім та нижнім індексами.

В межах верхньої та нижньої смуг відсутні чинники що впливають на їх стан. Незмінні і механічні характеристики складових канату. Тому першу та третю смугу другої та третьої частин будемо розглядати як суцільні смуги які належать і другій і третій частинам канату. Рішення для крайніх смуг приймемо у формах відповідних до виразів (3.2) та (3.3). Врахуємо відсутність переміщення першої частини як жорсткого тіла, відсутність навантажень прикладених до першої та третьої смуг. Відсутність їх переміщень як жорстких тіл.

В позначення величин введемо додатковий індекс. Він може приймати значення 1 та 3, відповідно за належністю до першої та або третьої смуги. Оскільки перша та третя смухи належать другій та третій частинам в індексах будемо використовувати позначення другої частини. Запишемо залежності для внутрішніх сил та переміщень тросів в наступному вигляді.

$$p_2^{\rho}\ (i,x) = EF \sum_{m=1}^{N_\rho - 1} \left(A_{2,m}^{\rho}\ e^{\beta_{\rho,m} x} + B_{2,m}^{\rho} e^{-\beta_{2,m}^{\rho} x} \right) \beta_{2,m}^{\rho} \cos\left(\mu_{2,m}^{\rho} (i - 0{,}5) \right), \quad (3.109)$$

$$u_2^{\rho}(i,x) = \sum_{m=1}^{N_\rho - 1} \left(A_{2,m}^{\rho} e^{\beta_{2,m}^{\rho} x} - B_{2,m}^{\rho} e^{-\beta_{2,m}^{\rho} x} \right) \cos\left(\mu_{2,m}^{\rho} (i - 0{,}5) \right), \quad (3.110)$$

де N_ρ - кількість елементів в смузі за номером ρ;

$\mu_{2,m}^{\rho} = \dfrac{\pi m}{N_\rho}, \quad m = 1,2,...,N_\rho - 1;\ \beta_{2,m}^{\rho} = \sqrt{\dfrac{2G_\rho b}{(h-d)EF}[1 - \cos(\mu_{\rho,m})]}\ ; \quad N_1 = J - 1;$

$N_3 = M - J\ ; G_1 = G_3 = G\ ;\quad i -$ номери тросів кожної з трьох смуг.

Друга смуга розривом суцільності троса в перерізі $x = L$ розділена на дві частини. Для позначення величин що відносяться до цих частин введемо додаткові верхні індекси. Рішення для вказаної складових цієї смуги відповідно до (3.2) та (3.3) будемо шукати у наступних формах

$$p_\chi^2(i,x) = EF \sum_{m=1}^{2} \left(A_{\chi,m}^2 e^{\beta_{\chi,m}^2 x} + B_{\chi,m}^2 e^{-\beta_{\chi,m}^2 x} \right) \beta_{\chi,m}^2 \cos\left(\mu_{\chi,m}^2 (i - 0{,}5) \right), \quad (3.111)$$

$\chi = 2,\ 3$

$$u_\chi^2(i,x) = \sum_{m=1}^{2} \left(A_{\chi,m}^2 e^{\beta_{\chi,m}^2 x} - B_{\chi,m}^2 e^{-\beta_{\chi,m}^2 x} \right) \cos\left(\mu_{\chi,m}^2 (i - 0{,}5) \right) + \alpha_\chi^2, \quad (3.112)$$

де $\beta_{\chi,m}^2 = \sqrt{\dfrac{2G\ k\ b}{(h-d)EF}[1 - \cos\left(\mu_{\chi,m}^2\right)]}\ \mu_{\chi,m}^2 = \dfrac{\pi m}{3}, \quad m = 1,2;\ \ k$ - коефіцієнт зміни значення модуля зсуву відповідно до ламаної 2 (рис. 3.17).

Врахуємо що $\mu_{2,m}^2 = \mu_{3,m}^2$. Приймемо що на границях $\left(x = l_2 \ \wedge x = l_3 \right)$ тангенси кутів зсуву дорівнюють γ_0. За цих умов $\beta_{2,m}^2 = \beta_{3,m}^2$.

Рішення для четвертої частини також будемо шукати у формах (3.2) та (3.3). Врахуємо безмежну довжину останньої частини канату, та відсутність її

переміщення як твердого тіла

$$P_4(i,x) = E\,F \sum_{m=1}^{M-1} B_{4,m} e^{-\beta_m x} \beta_m \cos\left(\mu_m (i-0{,}5)\right), \qquad (3.113)$$

$$U_4(i,x) = -\sum_{m=1}^{M-1} B_{4,m} e^{-\beta_m x} \cos\left(\mu_m (i-0{,}5)\right) + \alpha_4 . \qquad (3.114)$$

В перерізі $x = L$ внутрішні сили навантаження тросів другої та третьої смуг рівні

$$p_2^2(i,x) = p_3^2(i,x). \qquad (3.115)$$

Поміж кінцями троса в перерізі розриву його суцільності, під дією зовнішнього навантаження, утворюється зазор. Позначимо його $U_{0.}$ Гранична умова взаємного деформування тросів канату набуває вигляду

$$u_3^2(i,L) - u_2^2(i,L) = \begin{cases} 0 & i \neq J \\ U_0 & i = J \end{cases}. \qquad (3.116)$$

Умова (3.116)має форму функції з розривом неперервності. Задамо її рядом Фур'є на обмеженій осі номерів тросів. Підставимо (3.11), (3.112) в (3.115) та (3.116) Отримаємо

$$\left(A_{2,m}^2 - A_{3,m}^2\right) e^{\beta_2^2 L} + \left(B_{2,m}^2 - B_{3,m}^2\right) e^{-\beta_2^2 L} = 0, \qquad (3.117)$$

$$\left(A_{2,m}^2 - A_{3,m}^2\right) e^{\beta_{2,m}^2 L} - \left(B_{2,m}^2 - B_{3,m}^2\right) e^{-\beta_{2,m}^2 L} = \frac{2}{3} U_0 \cos\left(\mu_{2,m}^2 (2-0{,}5)\right) \qquad (3.118)$$

Після спрощень маємо

$$A_{2,m}^2 = \left(B_{3,m}^2 - B_{2,m}^2\right)e^{-2\beta_{2,m}^2 L} + A_{3,m}^2, \tag{3.119}$$

$$B_{3,m}^2 = B_{2,m}^2 + \frac{\beta_2^2 L}{3}U_0 \cos\left(\mu_2^2\left(2-0{,}5\right)\right). \tag{3.120}$$

В перерізі розриву суцільності троса, його навантаження дорівнює нулю. Підставимо (3.119), (3.120) у вирази сил (3.111) для одного із значень ρ (2 або 3). Отримаємо

$$U_0 = -\frac{3}{C}\left(\frac{1}{EF} + \sum_{m=1}^{2}\left(A_{3,m}^2 e^{\beta_2^2 L} + B_{2,m}^2 e^{-\beta_2^2 L}\right)\beta_2^2 \cos\left(\frac{3}{2}\mu_{2,m}\right)\right), \tag{3.121}$$

де $C = \sum_{m=1}^{3} \beta_{2,m}^2 \cos^2\left(\frac{3}{2}\mu_{2,m}^2\right)$.

$$\alpha_2^2 - \alpha_3^2 = \frac{1}{3}U_0. \tag{3.122}$$

Отримані залежності дозволяють остаточно сформулювати вирази сил та переміщень тросів. Відповідно до розрахункової схеми, троси суміжні з ушкодженим, входять до складу двох смуг. На них діють сили в обох смугах. Ці сили в дійсному тросі складаються. Врахуємо вказане. Запишемо вирази внутрішніх сил тросів другої та третьої частин як неперервні функції на осях номерів тросів за відомого інтервалу цих номерів

$$P_2(i,x) = \frac{2}{M}\sum_{m=1}^{M}\left[\begin{array}{l}\sum\limits_{j=1}^{J-1}\left(p_2^1(j,x)\cos\left(\mu_m\left(j-0{,}5\right)\right)\right) + \\ + \sum\limits_{j=1}^{3} p_2^2(j,x)\cos\left(\mu_m\left(J+j-2{,}5\right)\right) + \\ + \sum\limits_{j=1}^{M-J-1} p_2^3(j,x)\cos\left(\mu_m\left(j+J+0{,}5\right)\right)\end{array}\right] \times \cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right), \tag{3.123}$$

$$P_3(i,x)=\frac{2}{M}\sum_{m=1}^{M}\left[\begin{array}{l}\sum\limits_{j=1}^{J-1}\left(p_2^1(j,x)\cos\left(\mu_m(j-0{,}5)\right)\right)+\\ +\sum\limits_{j=1}^{3}p_3^2(j,x)\cos\left(\mu_m(J+j-2{,}5)\right)+\\ +\sum\limits_{j=1}^{M-J-1}p_2^3(j,x)\cos\left(\mu_m(j+J+0{,}5)\right)\end{array}\right]\times \\ \times\cos\left(\mu_m(i-0{,}5)\right). \qquad (3.124)$$

Суми сил навантаження тросів кожної зі смуг, як окремої системи взаємно пов'язаних тросів дорівнюють нулю якщо їх вирази не мають складових рівномірно розподілених поміж тросами сил. Таких складових не має жодна смуга. Відповідно, і отримані функції розподілу сил поміж тросами (3.123), (3.124) не мають складових що задають рівномірно розподілені сили поміж тросами.

Під дією внутрішніх сил навантаження троси деформуються. Їх перерізи отримують деякі переміщення. Вираз переміщення першої смуги не мають складових що відтворюють рівнині переміщення їх тросів. Фізично це є наслідком нерухомого закріплення смуги в перерізі *x=0.* Відповідно до розрахункової моделі кінці *J*-того троса навантажені рівними, протилежно спрямованими силами. Під дією цих сил змінюється загальна довжина другої та третьої частини. Розподіл подовжень невідомий. Відома лише різниця переміщень. Зумовлена вона подовженням другої та третьої частин другої смуги. Відповідно до (3.122) різниця подовжень становить $\frac{1}{3}U_0$. Викликана вона рівними силами прикладеними до рівної кількості тросів подовження частин пропорційні довжинам другої та третьої частин. Відповідно приймемо що переміщення краю другої смуги $x=L$ становить $\frac{l_2-L}{3(l_3-l_2)}U_0$. Воно дорівнює α_2^2. Переміщення краю третьої смуги в цьому ж перерізі відповідно $\alpha_3^2=\left(\frac{l_2-L}{l_3-l_2}-1\right)\frac{U_0}{3}$. Врахуємо наведене складемо вирази функцій переміщень тросів другої та третьої частин без поділу їх

на смуги

$$U_2(i,x)=\frac{2}{M}\sum_{m=1}^{M}\left[\begin{array}{l}\sum_{j=1}^{J-2}u_2^1(j,x)\cos\left(\mu_m(j-0,5)\right)+\\+\frac{1}{2}u_2^1(J-1,x)\cos\left(\mu_m(J-1,5)\right)+\\+\frac{1}{2}\left[u_2^2(J-1,x)+\alpha_2^2\right]\cos\left(\mu_m(J-1,5)\right)+\\+\left[u_2^2(J,x)+\alpha_2^2\right]\cos\left(\mu_m(J-0,5)\right)+\\+\frac{1}{2}\left[u_2^2(J+1,x)+\alpha_2^2\right]\cos\left(\mu_m(J+0,5)\right)+\\+\frac{1}{2}u_2^3(J+1,x)\cos\left(\mu_m(J+0,5)\right)+\\+\sum_{j=1}^{M-J-1}u_2^3(j,x)\cos\left(\mu_m(j+J+0,5)\right)\end{array}\right]\times\cos\left(\mu_m(i-0,5)\right)+\frac{2\alpha_2^2}{M}, \quad (3.125)$$

$$U_3(i,x)=\frac{2}{M}\sum_{m=1}^{M}\left[\begin{array}{l}\sum_{j=1}^{J-2}u_2^1(j,x)\cos\left(\mu_m(j-0,5)\right)+\\+\frac{1}{2}u_2^1(J-1,x)\cos\left(\mu_m(J-1,5)\right)+\\+\frac{1}{2}\left[u_3^2(J-1,x)+\alpha_3^2\right]\cos\left(\mu_m(J-1,5)\right)+\\+\left[u_3^2(J,x)+\alpha_3^2\right]\cos\left(\mu_m(J-0,5)\right)+\\+\frac{1}{2}\left[u_3^2(J+1,x)+\alpha_3^2\right]\cos\left(\mu_m(J+0,5)\right)+\\+\frac{1}{2}u_2^3(J+1,x)\cos\left(\mu_m(J+0,5)\right)+\\+\sum_{j=1}^{M-J-1}u_2^3(j,x)\cos\left(\mu_m(j+J+0,5)\right)\end{array}\right]\times\cos\left(\mu_m(i-0,5)\right)+\frac{2\alpha_3^2}{M}. \quad (3.126)$$

Остання складова виразів (3.125), (3.126) задає частини переміщень перерізу $x=L$ та $x=l_3$ які відповідають рівному переміщенню перерізів тросів. Відповідно

друга частина канату має переміщення, як жорсткого тіла, величиною $\frac{2\alpha_2^2}{M}$.

Третя $\frac{2\alpha_3^2}{M}$. Таке саме переміщення має і четверта частина канату.

В перерізах $x = l_2$ та $x = l_3$ троси не мають розривів відповідно розраховані значення сил та переміщень тросів рівні поміж собою

$$p_1(i,l_2) = P_2(i,l_2), \tag{3.127}$$

$$U_1(i,l_2) = U_2(i,l_2), \tag{3.128}$$

$$P_3(i,l_3) = P_4(i,l_3), \tag{3.129}$$

$$U_3(i,l_3) = U_4(i,l_3). \tag{3.130}$$

Підставимо в (3.127) - (3.130) значення (3.107), (3.108), (3.113), (3.114), (3.123) - (3.126). Врахуємо те що переміщення частин як жорстких тіл не впливають на розподіли сил поміж тросами та на викривлення перерізів канатів

$$A_{1,m} = \frac{\left[\begin{array}{l} \sum_{j=1}^{J-1}\left(p_2^1(j,l_2)\cos\left(\mu_m(j-0{,}5)\right)\right) + \\ + \sum_{j=1}^{3} p_2^2(j,l_2)\cos\left(\mu_m(J+j-2{,}5)\right) + \\ + \sum_{j=1}^{M-J-1} p_2^3(j,l_2)\cos\left(\mu_m(j+J+0{,}5)\right) \end{array}\right]}{E\,F\,M\;ch\left(e^{\beta_m l_2}\right)\beta_m}, \tag{3.131}$$

$$A_{1,m}=\frac{\left[\begin{array}{l}\sum\limits_{j=1}^{J-2}u_2^1(j,l_2)\cos\left(\mu_m(j-0,5)\right)+\\+\frac{1}{2}u_2^1(J-1,l_2)\cos\left(\mu_m(J-1,5)\right)+\\+\frac{1}{2}\left[u_2^2(J-1,l_2)+\alpha_2^2\right]\cos\left(\mu_m(J-1,5)\right)+\\+\left[u_2^2(J,l_2)+\alpha_2^2\right]\cos\left(\mu_m(J-0,5)\right)+\\+\frac{1}{2}\left[u_2^2(J+1,l_2)+\alpha_2^2\right]\cos\left(\mu_m(J+0,5)\right)+\\+\frac{1}{2}u_2^3(J+1,l_2)\cos\left(\mu_m(J+0,5)\right)+\\+\sum\limits_{j=1}^{M-J-1}u_2^3(j,l_2)\cos\left(\mu_m(j+J+0,5)\right)\end{array}\right]}{M\ \ sh\left(e^{\beta_m l_2}\right)},\qquad(3.132)$$

$$B_{4,m}=\frac{2\ \ e^{\beta_m l_3}}{E\,F\ M\ \ \beta_m}\left[\begin{array}{l}\sum\limits_{j=1}^{J-1}\left(p_2^1(j,l_3)\cos\left(\mu_m(j-0,5)\right)\right)+\\+\sum\limits_{j=1}^{3}p_3^2(j,l_3)\cos\left(\mu_m(J+j-2,5)\right)+\\+\sum\limits_{j=1}^{M-J-1}p_2^3(j,l_3)\cos\left(\mu_m(j+J+0,5)\right)\end{array}\right],\qquad(3.133)$$

$$B_{4,m}=-\frac{2}{M}e^{\beta_m l_3}\left[\begin{array}{l}\sum\limits_{j=1}^{J-2}u_2^1(j,l_3)\cos\left(\mu_m(j-0{,}5)\right)+\\+\frac{1}{2}u_2^1(J-1,l_3)\cos\left(\mu_m(J-1{,}5)\right)+\\+\frac{1}{2}\left[u_3^2(J-1,l_3)+\alpha_3^2\right]\cos\left(\mu_m(J-1{,}5)\right)+\\+\left[u_3^2(J,l_3)+\alpha_3^2\right]\cos\left(\mu_m(J-0{,}5)\right)+\\+\frac{1}{2}\left[u_3^2(J+1,l_3)+\alpha_3^2\right]\cos\left(\mu_m(J+0{,}5)\right)+\\+\frac{1}{2}u_2^3(J+1,l_3)\cos\left(\mu_m(J+0{,}5)\right)+\\+\sum\limits_{j=1}^{M-J-1}u_2^3(j,l_3)\cos\left(\mu_m(j+J+0{,}5)\right)\end{array}\right]. \qquad (3.134)$$

Віднімемо (3.132) від (3.131), складемо (3.133) та (3.134). Отримаємо систему алгебраїчних рівнянь. Її розв'язання дозволяє отримати невідомі сталі, що входять до виразів внутрішніх сил та переміщень тросів другої та третьої смуг. Вирази (3.131) - (3.134) дозволяють знайти рішення для першої та останньої частин. Відомі переміщення тросів дозволяють знайти значення максимальних кутів зсуву гумових прошарків що розташовані поміж тросами як різницю переміщень тросів віднесену до мінімальної відстані проміж їхніми зовнішніми поверхнями.

Як і в попередньому випадку, розглянуто канат типу ГТК-3150 з семи тросів значної довжини. Четвертий трос канату (J=4) має два розриви неперервності. Відстань між ними два метри. Для гумових прошарків, розташованих симетрично відносно перерізів розриву суцільності троса, на довжинах по два дециметри прийнято модуль зсуву гуми в чотири рази меншим. Визначено напружено деформований стан канату. Результати наведені далі. На рисунку 3.18 наведені розподіли внутрішніх сил навантаження тросів канату.

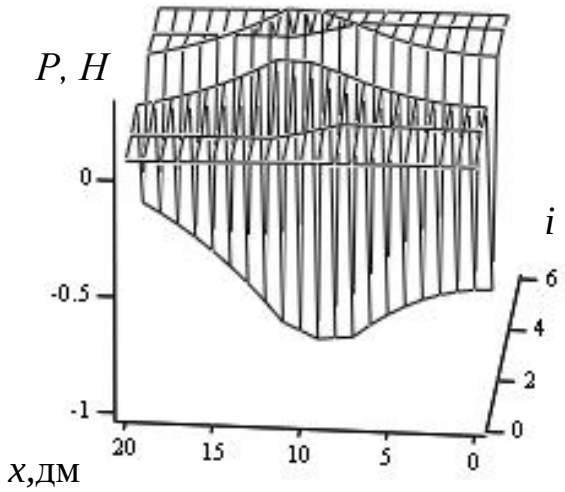


Рисунок 3.18 – Розподіли внутрішніх сил навантаження тросів P з номерами i канату вздовж осі x

Відповідно рисунку троси в канаті нерівномірно навантажені. Зі зростанням відстані від перерізу з розривом неперервності амплітуда зміни сил в перерізі канату зменшується. Максимальні більш небезпечні внутрішні сили навантаження тросів не суттєво відрізняються від значення таких сил у разі прийняття гіпотези про аналогічне зменшення модуля зсуву по усій ширині канату. Мало вони відрізняються і від таких сил визначених за прийняття гіпотези про лінійну залежність деформацій від напружень. Відмінний модуль гуми на зсув на обмеженій частині канату впливає на характер зміни цих сил по довжині канату.

Наявність розриву суцільності троса призводить до викривлення перерізів канату (рис. 3.19).

Відповідно до рисунка викривлення перерізів канату мають локальний характер - суттєво зменшується зі зростанням відстані від розриву суцільності. Екстремальні переміщення тросів також практично не залежать від нелінійності модуля пружності гуми. Різниця переміщень суміжних тросів в канаті (викривлення його перерізів) супроводжується зсувом гуми міжтросових прошарків. Значення тангенсів кутів зсуву еластичної оболонки, розташованої поміж тросами, наведені на рисунку 3.20.

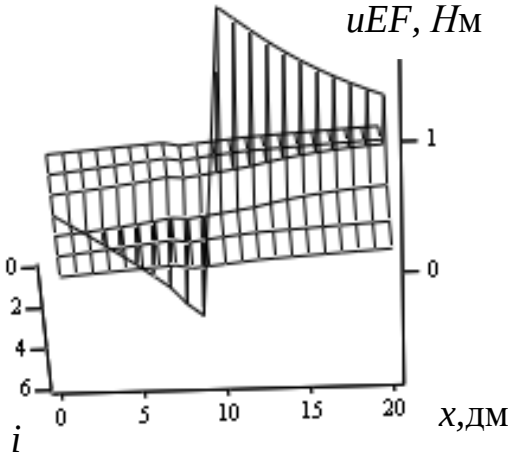


Рисунок 3.19 – Переміщення u помножені на їх жорсткість тросів з номерами i по довжині канату (вздовж осі x)

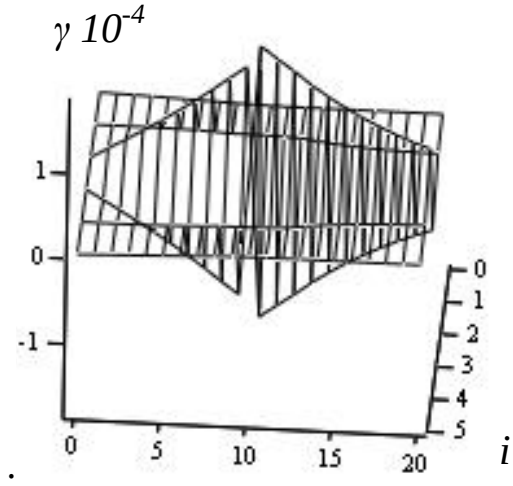


Рисунок 3.20 – Тангенси кутів зсуву γ поміж тросових прошарків гуми i вздовж канату (вздовж осі x)

Закони розподілу сил, переміщень, кутів зсуву гуми у випадках прийняття лінійного закону деформування гуми, у випадку прийняття припущення про відмінне (менше у четверо) значення модуля зсуву на незначній частині канату розташованій симетрично перерізу розриву троса та в останньому випадку припущення про відмінне значення модулю зсуву лише в гумових прошарках суміжних з тросом що має розрив якісно збігаються. Кількісно відрізняються максимальні кути зсуву. В розглянутому випадку тангенси кутів зсуву визначені з урахуванням локального зменшення модуля зсуву гуми в четвер призводять до

їх зростання практично на до 15% відносно таких параметрів визначених за умови лінійного деформування гуми

3.6 Висновки за розділом 3

1. Розроблена та аналітичним шляхом розв’язана математична модель гумотросового тягового органу з порушеною структурою та з урахуванням дискретно зміненої по довжині каната жорсткістю гуми на зсув в локальній зоні розриву суцільності елемента армування.

2. Встановлено вплив дискретної зміни модуля зсуву гуми на напружено-деформований стан каната з порушеним елементом армування.

3. Сформульовано алгоритм визначення напруженого стану гумотросового тягового органу з порушеною структурою за дискретної зміни модуля зсуву матеріалу, що з’єднує троси.

4. Уточнено механізм зміни напруженого стану гумотросового каната внаслідок нелінійного закону деформування між тросових еластичних прошарків

5. Врахування нелінійності деформування гумової оболонки надає можливість прогнозування напруженого стану з урахуванням відомого закону зміни властивостей гуми в процесі її використання та підвищення безпеки та надійності використання гумотросових тягових органів.

6. Закони розподілу сил, переміщень, кутів зсуву гуми у випадках прийняття лінійного закону деформування гуми, у випадку прийняття припущення про відмінне (менше у четверо) значення модуля зсуву на незначній частині каната, розташованій симетрично перерізу розриву троса та в останньому випадку припущення про відмінне значення модулю зсуву лише в гумових прошарках, суміжних з тросом, що має розрив, якісно збігаються. Кількісно відрізняються максимальні кути зсуву. В розглянутому випадку тангенси кутів зсуву визначені з урахуванням локального зменшення модуля зсуву гуми вчетверо, призводять до їх зростання практично на 15% відносно таких параметрів, визначених за умови лінійного деформування гуми.

РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА УЗАГАЛЬНЕНИХ МОДЕЛЕЙ ТА ПОБУДОВА РІШЕНЬ ДЛЯ ВИПАДКІВ СУМІСНОГО ВПЛИВУ КОНСТРУКТИВНИХ ТА НАБУТИХ В ПРОЦЕСІ ВИКОРИСТАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ

4.1 Побудова моделі

Питанням розрахунку напружено-деформованого стану гнучких композитних тягово-транспортувальних органів, у тому числі за наявністю розривів тягової основи, присвячено роботи багатьох авторів, зокрема [119-148]. Розриви тягової основи робочого органу підйомно-транспортної машини, розподіли навантажень в ньому сумісно впливають на його тягову спроможність та, відповідно, на його надійність та безпеку експлуатації підйомно-транспортної системи в цілому. Сумісну дію цих чинників в межах лінійної постановки задачі врахуємо складанням двох напружено-деформованих станів тягової основи робочого органу довжиною L. Першим приймаємо сумарний лінійно незалежний вплив розглянутих вище станів, зумовлених конструкцією машини, зміною форми, розташування її складових в процесі експлуатації. Другим приймемо стан, який не змінює граничні умови за яких визначали перший, та враховує зменшення сили розтягу ушкодженого I-того тросу до нуля в перерізі його розриву $x = l$.

Розрив троса змінює конструкцію і не може входити до складу математичної моделі тягово-транспортувального органу. Врахуємо останнє. Перерізом $x = l$ розділимо його на дві частини. Врахуємо відсутність зовнішнього навантаження. Вирази переміщень та розподілу сил, визначені з умов рівноваги, запишемо в наступних формах

$$u_{i,\rho} = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{m,\rho} e^{\beta_m x} + B_{m,\rho} e^{-\beta_m x} \right) \cos\left(\mu_m \left(i - 0.5 \right) \right) + b_\rho , \tag{4.1}$$

$$p_{i,\rho} = EF \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_{m,\rho} e^{\beta_m x} - B_{m,\rho} e^{-\beta_m x} \right) \beta_m \cos\left(\mu_m \left(i - 0.5 \right) \right), \tag{4.2}$$

де ρ (ρ=1,2) – номер частини тягового органу.

Приймемо, що до моменту ушкодження I-того тросу сила що ним сприймалася в перерізі ушкодження дорівнювала одиниці. В перерізі ($x = l$) мають виконуватися умови на їх сумісній границі

$$p_{i,1} - p_{i,2} = 0 \wedge p_{i,I} = -1, \tag{4.3}$$

$$u_{i,1} = u_{i,2} = U_0 \begin{cases} 0 & i \neq I \\ 1 & i = I \end{cases}. \tag{4.4}$$

З умови першої частини (4.3) маємо наступні співвідношення поміж невідомими коефіцієнтами

$$A_{m,1} - A_{m,2} = \left(B_{m,1} - B_{m,2}\right) e^{-2\beta_m l}. \tag{4.5}$$

З умови (4.4) маємо

$$A_{m,1} - A_{m,2} = \frac{2}{M e^{\beta_m l}} U_0 \cos\left(\mu_m \left(I - 0.5\right)\right) - \left(B_{m,1} + B_{m,2}\right) e^{-2\beta_m l}. \tag{4.6}$$

З сумісного рішення (4.5) та (4.6) визначимо невідомі значення коефіцієнтів у сумах виразів внутрішніх сил та переміщень тросів

$$B_{m,1} = \frac{e^{\beta_m l}}{M} U_0 \cos\left(\mu_m \left(I - 0.5\right)\right). \tag{4.7}$$

Умови навантаження кінців тягового органу в перерізах ($x = 0$) та ($x = L$) можуть бути різними. Розглянемо випадки коли для кінців каната в першому стані задані переміщення тросів або сил їх навантаження. Для позначення величин, що враховують вказані умови, додамо індекси p та u. Першим позначимо величини,

що відповідають задачі умов навантаження краю каната. Другими – умовам заданих переміщень. Складові $B_{m,1}$ та $B_{m,2}$ будемо вважати відомими.

В першому випадку приймемо для другого стану умову відсутності силового впливу на кінці частин. В такому випадку маємо наступні співвідношення

$$A_{m,1,p} = B_{m,1}, \tag{4.8}$$

$$A_{m,2,p} = B_{m,2} e^{-2\beta_m L}. \tag{4.9}$$

В другому випадку – умова відсутності переміщень тросів призводить до таких співвідношень

$$A_{m,1,u} = -B_{m,1,u}, \tag{4.10}$$

$$A_{m,2,u} = -B_{m,2,u} e^{-2\beta_m L}. \tag{4.11}$$

Вирази (4.1) - (4.10) становлять собою математичну модель напружено-деформованого стану гумотросового плоского тягово-транспортувального органу з вільними від зовнішніх впливів краями ($x = 0$) та ($x = L$) [149] .

4.2 Побудова рішення моделі

Підставимо значення невідомих коефіцієнтів у вираз сил (4.2) та врахуємо другу складову граничної умови (4.3), знайдемо значення зазору що утворюється під дією одиничної сили на кінці тросу з розривом неперервності

$$U_0 = \frac{-M}{EF \sum_{m=1}^{M-1} \cos\left(\mu_m \left(I - 0.5\right)\right)\left(\pm e^{2\beta_m l} - 1\right)\beta_m \cos\left(\mu_m \left(I - 0.5\right)\right)}, \tag{4.12}$$

де знак ± перед експонентою враховує характер обмеження сил впливу на першу частину канату в перерізі $x = 0$, знак «+» - відповідає прийняттю умови (4.7), а знак «-» прийняттю умови (4.9).

Разом зі значенням зазору маємо значення різниці переміщень частин тягового органу

$$b_1 - b_2 = \frac{U_0}{M}. \tag{4.13}$$

Приймемо що перша частина нерухома, маємо

$$b_2 = -\frac{U_0}{M}. \tag{4.14}$$

Вирази (4.5) та (4.9) приводять до M співвідношень, які дозволяють знайти решту невідомих сталих, відповідно, визначити розподіл сил та переміщень в другому стані, що разом з першим має враховувати розрив суцільності троса

$$A_{m,2} = \left(B_{m,2} - B_{m,1}\right)e^{-2\beta_m l} + B_{m,1}, \tag{4.15}$$

$$A_{m,2} = \pm B_{m,2} e^{-2\beta_m L}. \tag{4.16}$$

4.3 Умови міцності тягового органу

Скористаємося результатами рішення моделі (4.12) - (4.16), врахуємо значення сил навантаження ушкодженого в процесі експлуатації троса до його руйнування з умовного, вище визначеного, першого стану. Сформулюємо умови міцності для першої та другої ділянки ($0 \le x \le l$) та ($l < x \le L$)

$$p_{i,1} = EF\sum_{m=1}^{M-1} B_m \frac{e^{-\beta_m l} + e^{\beta_m (l-2L)}}{e^{\beta_m l} + e^{-\beta_m l}}\left(e^{\beta_m x} + e^{-\beta_m x}\right)\beta_m \cos\left(\mu_m\left(i - 0.5\right)\right) \le [p],$$

$$\tau_{i,1}=\frac{G}{h}\sum_{m=1}^{M-1}B_m\frac{e^{-\beta_m l}+e^{\beta_m(l-2L)}}{e^{\beta_m l}+e^{-\beta_m l}}\left(e^{\beta_m l}-e^{-\beta_m l}\right)\left(\cos\left(\mu_m\left(i-0.5\right)\right)-\cos\left(\mu_m\left(i+0.5\right)\right)\right)\le[\tau],$$

$$p_{i,2}=-EF\sum_{m=1}^{M-1}B_m\left(e^{-\beta_m x}+e^{\beta_m(x-2L)}\right)\beta_m\cos\left(\mu_m\left(i-0.5\right)\right)\le[p],$$

$$\tau_{i,2}=\frac{G}{h}\sum_{m=1}^{M-1}B_m\left(e^{-\beta_m l}-e^{\beta_m(l-2L)}\right)\left(\cos\left(\mu_m\left(i-0.5\right)\right)-\cos\left(\mu_m\left(i+0.5\right)\right)\right)\le[\tau],$$

де $B_m=\dfrac{2U_0\cos\left(\mu_m\left(I-0.5\right)\right)}{M\left(\left(e^{-\beta_m l}+e^{\beta_m(l-2L)}\right)\left(\dfrac{e^{\beta_m l}-e^{-\beta_m l}}{e^{\beta_m l}+e^{-\beta_m l}}\right)-\left(e^{-\beta_m l}-e^{\beta_m(l-2L)}\right)\right)}$; U_0 – зазор що утворився поміж кінцями троса внаслідок його розриву;

$$U_0=\frac{P_I M}{2EF\sum_{m=1}^{M-1}\cos^2\left(\mu_m\left(I-0.5\right)\right)\left(th\left(\beta_m\left(l-L\right)\right)-th\left(\beta_m l\right)\right)^{-1}\beta_m};$$

p_I – зусилля навантаження троса в перерізі $x = l$ до його руйнування.

4.4 Розробка локальних математичних моделей та рішень для дослідження механічних процесів з урахуванням природних змін механічних властивостей гнучкого композитного тягового органа

4.4.1 Побудова моделі

В загальному випадку деформації твердих тіл не пропорційні силам, що на них діють. Зростання відносних деформацій випереджає зростання напружень. Не винятком є і троси гумотросового каната (стрічки). Більш того виготовлення тросів пов’язано зі скручування троса з окремих стренг. В свою чергу, стренги скручені з дротів. Наслідком такої технології витягнення тросів є пластичне видовження тросів на початкових стадіях його експлуатації. Залишкові деформації тросів близькі поміж собою, тому що близькі сили що на троси діють. Близькість деформацій (видовження каната) не впливає на перерозподіл сил. На

нього більше впливають інші чинники, наприклад, відомі залишкові деформації конвеєрних гумотросових стрічок, знятих з конвеєра.

Визначимо вплив нелінійності деформування тросів на його напружено-деформований стан на прикладі гумотросового каната з ушкодженим тросом. Будемо вважати що напружено-деформований стан гумотросового тягово-транспортувального органу в межах лінійного закону деформування нам відомий. До нього додамо напружений стан гумотросового тягово-транспортувального органу, викликаний лише відмінними відносними деформаціями тросів, навантажених силами що призвели до нелінійного їх деформування.

Розглянемо половину безмежно довгого гумотросового тягово-транспортувального органу з ушкодженим *I*-тим тросом в перерізі $x = 0$. Цілі троси, внаслідок пориву в перерізі $x = 0$ не переміщаються. В цьому перерізі поміж кінцями ушкодженого троса утворюється зазор невідомого розміру $2MU_0$. До ушкодженого, як і до інших тросів зовнішні сили не прикладені. Розглянемо гумотросовий тягово-транспортувальний орган на інтервалі $0 \le x < \infty$.

Складемо граничні умови

Коли $x = 0$,

$$u_i = U_0 M \begin{cases} 0 & i \neq I \\ 1 & i = I \end{cases}. \tag{4.17}$$

Коли $x = 0$,

$$p_I = 0. \tag{4.18}$$

Якщо $x \to \infty$

$$u_{i-1} = u_i. \tag{4.19}$$

Як і вище, врахуємо отримані з умови рівноваги та лінійності деформування складових каната (стрічки), вирази переміщень та внутрішніх сил (4.1), (4.2) запишемо в наступних формах

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1}\left(A_m e^{\beta_m x} + B_m e^{-\beta_m x}\right)cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right)+\delta\,, \tag{4.20}$$

$$p_i = -E\ F\sum_{m=1}^{M-1}\left(A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x}\right)\beta_m\ cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right). \tag{4.21}$$

Граничну умову (4.17) запишемо як ряд Фур'є, врахувавши що вираз передбачає складання величин помножених на косинуси

$$u_з = U_0\sum_{m=1}^{M-1}\cos\left(\mu_m\left(I-0{,}5\right)\right)\cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right)+\frac{U_0}{2}\,. \tag{4.22}$$

Порівняємо (4.22) та (4.20) в перерізі $x=0$. Сформулюємо (4.20) та (4.21) з меншою кількістю невідомих сталих

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1}\left(B_m\left(e^{-\beta_m x} - e^{\beta_m x}\right)+U_0\ cos\left(\mu_m\left(I-0{,}5\right)\right)e^{\beta_m x}\right)cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right)+\frac{U_0}{2}\,, \tag{4.23}$$

$$p_i = E\ F\sum_{m=1}^{M-1}\left(-B_m\left(e^{-\beta_m x} + e^{\beta_m x}\right)+U_0\ cos\left(\mu_m\left(I-0{,}5\right)\right)e^{\beta_m x}\right)\beta_m\ cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right). \tag{4.24}$$

З умови (4.18) знайдемо значення невідомої величини, що характеризує переміщення ушкодженого троса в перерізі $x = 0$

$$U_0 = \frac{2\sum_{m=1}^{M-1} B_m\beta_m\ cos\left(\mu_m\left(I-0{,}5\right)\right)}{\sum_{m=1}^{M-1}\beta_m\ cos^2\left(\mu_m\left(I-0{,}5\right)\right)}\,. \tag{4.25}$$

Отримані форми виразів переміщень та сил навантаження тросів не враховують нелінійний закон деформування останніх.

Об'єктивно, як показано вище більше навантажені троси, суміжні з ушкодженим на обмеженій довжині. Введемо січну площину $x = l$. Розріжемо нею

гумотросовий тягово-транспортувальний орган на дві частини. Частинам надамо номери 1, 2. Січну площину проведемо таким чином, що лише в першій частині є троси, навантаження яких в лінійній постановці не менше за навантаження, що призводить до нелінійного їх деформування $K_{кр}$.

Нелінійне деформування тросів відбувається за рахунок зростання їх деформацій без збільшення сил, що на них діють. Приймемо модуль жорсткості троса на розтяг кусочно лінійним. Точка зламу модуля пружності відповідає точці навантаження троса силою $K_{кр}$. На підставі вказаного, доповнимо вираз переміщень (4.23) додатковою складовою. Врахуємо номер частини в позначеннях величин, що до неї відносяться

$$u_{i,1} = \sum_{m=1}^{M-1}\left(B_{m,1}\left(e^{-\beta_m x} - e^{\beta_m x}\right) + U_0 \cos\left(\mu_m\left(I-0{,}5\right)\right)e^{\beta_m x} + k_m x\right)\times \\ \times\cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right) + \frac{U_0}{2} + k_0 x \quad , \qquad (4.26)$$

де $k_m = \frac{2\ \eta}{M\ E\ F}\sum_{j=1}^{M}\begin{cases}\int_0^l p_1(j,l) & \left(p_1(j,l) \le K_{кр}\right)\\ 0 & \left(p_1(j,l) < K_{кр}\right)\end{cases}\cos\left(\mu_m\left(j-0{,}5\right)\right)$; η – коефіцієнт, що враховує відмінність кута нахилу модуля пружності від лінійного E.

Вирази (4.17) - (4.26) становлять математичну модель нелінійного деформування каната (стрічки) з більш навантаженими тросами, суміжними з ушкодженим в довільному перерізі.

4.4.2 Побудова рішення моделі

Скористаємося тим, що вираз розподілу сил (4.24) першої частини залишається незмінним, оскільки ми враховуємо вплив лише додаткові, враховані окремо переміщення тросів, викликаних їх нелінійним деформуванням.

Переміщення та внутрішні сили навантаження тросів другої частини запишемо (4.19) в наступній формі

$$u_{i,2} = \sum_{m=1}^{M-1} B_{m.2} e^{-\beta_m x} \cos\left(\mu_m \left(i - 0{,}5\right)\right), \tag{4.27}$$

$$p_{i,2} = -E\ F \sum_{m=1}^{M-1} B_{m,2} e^{-\beta_m x} \beta_m \cos\left(\mu_m \left(i - 0{,}5\right)\right). \tag{4.28}$$

На границі частин $x = l$ мають виконуватися умови сумісності та нерозривності деформацій

$$p_{i,1} = p_{i,2}, \tag{4.29}$$

$$u_{i,1} = u_{i,2}. \tag{4.30}$$

З умови рівності сил навантаження тросів (4.29) в перерізі $x = l$, з урахуванням виразу (4.25) знайдемо співвідношення невідомих сталих

$$B_{m.2} = B_{m.1}\left(1 + e^{2\beta_m l}\right) - \frac{2\sum_{n=1}^{M-1} B_{n.1}\beta_n \cos\left(\mu_n \left(I - 0{,}5\right)\right)}{\sum_{n=1}^{M-1} \beta_n \cos^2\left(\mu_n \left(I - 0{,}5\right)\right)} \cos\left(\mu_m \left(I - 0{,}5\right)\right) e^{2\beta_m l}. \tag{4.31}$$

Скористаємося умовою рівності переміщень (4.30). Складемо систему алгебраїчних рівнянь нерозривності (рівності переміщень) тросів обох частин. Порядок системи M-1. Розв’язком системи є вектор невідомих сталих $B_{m.1}$. Розв’язок задачі вимагає вибору довжини першої частини каната l методом наступних наближень. В першому наближенні

$$u_{i,2} = \sum_{m=1}^{M-1} B_{m.2} e^{-\beta_m x} \cos\left(\mu_m \left(i - 0{,}5\right)\right),$$

$$p_{i,2} = -E\ F \sum_{m=1}^{M-1} B_{m,2} e^{-\beta_m x} \beta_m \cos\left(\mu_m \left(i - 0{,}5\right)\right).$$

Розподіли переміщень та сил навантаження тросів мають відповідати прийнятому закону. У разі відмінності, у другому циклі уточнень, вони мають бути прийняті за початкові, що уточнюються за рахунок додавання стану, в якому має місце відмінне лінійне подовження на окремій частині каната. Такі дії мають повторюватися до досягнення бажаного результату та відповідають методу Зейделя.

4.4.3 Умови міцності

Відомі переміщення дозволяють визначати екстремальні дотичні напруження в еластичній оболонці в перерізах $x = 0$ та $x = l$ в прошарках еластичного матеріалу, суміжних з ушкодженим тросом та сформулювати умови міцності

$$U_0 \sum_{m=1}^{M-1} \cos\left(\mu_m \left(I - 0{,}5\right)\right)\left(\cos\left(\mu_m \left(I - 0{,}5\right)\right) - \cos\left(\mu_m \left(I \pm 1 - 0{,}5\right)\right)\right) \le \left[\tau\right],$$

$$\sum_{m=1}^{M-1} B_{m,1}\left(e^{-\beta_m l} - e^{\beta_m l}\right) + U_0 \cos\left(\mu_m \left(I - 0{,}5\right)\right) e^{\beta_m l}\left(\cos\left(\mu_m \left(I - 0{,}5\right)\right) - \cos\left(\mu_m \left(I \pm 1 - 0{,}5\right)\right)\right) \le \left[\tau\right].$$

Можливість урахування нелінійності деформування тросів підвищує рівень безпеки використання гумотросових канатів на підйомних машинах. Разом з тим незалежно від урахування характеру деформування каната стан його тросової основи має контролюватися.

4.5 Висновки за розділом 4

1. Розроблено локальні математичні моделі та побудовано рішення для дослідження механічних процесів з урахуванням природних змін механічних властивостей гнучкого композитного тягового органа.

2. Розроблено узагальнені моделі та побудовано рішення для випадків сумісного впливу конструктивних та набутих в процесі використання параметрів підйомно-транспортної системи на напружено-деформований стан гнучкого композитного тягового органа з урахуванням нелінійного деформування каната (стрічки) з більш навантаженими тросами, суміжними з ушкодженим в довільному перерізі.

3. Встановлено вплив нелінійності деформування тросів на напружено-деформований стан гумотросового каната з ушкодженим тросом. Сформульовано умови міцності каната. Показано, що урахування нелінійності деформування тросів при визначенні напружено-деформованого стану канатів підвищує рівень безпеки їх використання на підйомних машинах.

РОЗДІЛ 5 МЕТОДИКА АНАЛІЗУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ГНУЧКИХ КОМПОЗИТНИХ ТЯГОВИХ ОРГАНІВ В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

В розділі на основі узагальнення результатів попередніх досліджень [16, 29, 30, 136, 137, 150] обґрунтовано та розроблено методику аналізу напружено-деформованого стану гнучких композитних тягових органів, зумовленого технічними рішеннями, прийнятими в процесі проектування та набутими в процесі експлуатації підйомно-транспортних машин нового типу.

Вдосконалення, знос елементів системи «машина – тягово-транспортувальний орган» супроводжуються бажаними або небажаними змінами їх конструктивних параметрів. Разом з тим ці зміни призводять до зміни силової взаємодії в системі «машина – тягово-транспортувальний орган», що в свою чергу призводить до зміни його напружено-деформованого стану. Урахування змін в конструкції, прийняття технічних рішень стосовно умов експлуатації, відновлення окремих складових відповідно до CALS-технологій дозволяє забезпечити ефективне використання системи протягом її життєвого циклу. Вказане для гумотросових канатів, стрічок можливо на основі відомих методів розрахунку їх напруженого стану за відомих змін в системі «машина – тягово-транспортувальний орган». Розглянемо основні такі методи.

5.1 Методика розрахунку напружено-деформованого стану гумотросового каната (стрічки) на барабані

5.1.1 Зсув каната (стрічки) відносно барабану

Методика побудована опираючись на метод лінійної теорії пружності з урахуванням форми гумового прошарку (рис. 5.1).

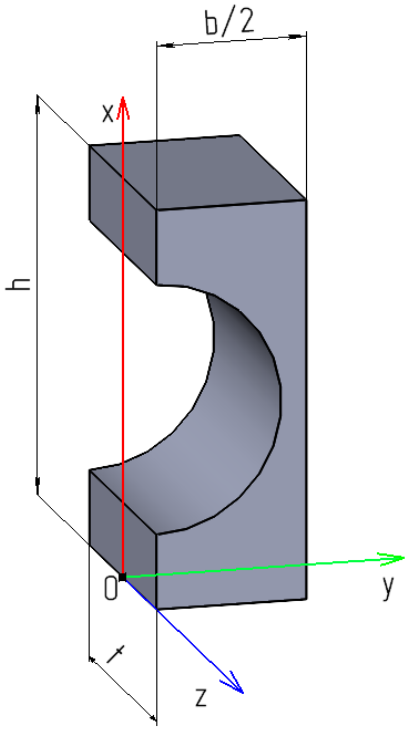


Рисунок 5.1 – Схема половини повторювальної частини гумової оболонки каната (стрічки) [29]

В методиці використано метод функції напружень. Функція прийнята у формі, яка враховує показані на рис. 5.1 особливості форми половини повторювальної частини гумової оболонки каната (стрічки)

$$\varphi = \sum_{n=1}^{K}\sum_{m=1}^{K} A_{n,m}\left[ch\left(C_{n,m}z\right) + D_{n,m}z\ sh\left(C_{n,m}z\right)\right]\cos\left(N_n x\right)\cos\left(M_m y\right),$$

де $N_n = \dfrac{\left(n+1/2\right)\pi}{h}$; $M_m = \dfrac{2\left(m+1/2\right)\pi}{b}$; $C_{n,m} = \pm\sqrt{N_n^2 + M_m^2}$;

$D_{n,m} = -\dfrac{1}{\dfrac{2\mu}{C_{n,m}} + z\ th\left(C_{n,m}z\right)}$; K – довільне ціле;

$$A_{n,m} = \frac{f\left(n,m\right)}{\left[sh\left(C_{n,m}\frac{t}{2}\right)\ C_{n,m} + D_{n,m}\left(sh\left(C_{n,m}\frac{t}{2}\right)\left(2\mu-1\right) + \frac{t}{2}\ ch\left(C_{n,m}\frac{t}{2}\right)\right)\right]C_{n,m}};$$

μ – коефіцієнт Пуассона гуми; $f(n,m)=\dfrac{8\int_0^h\int_0^{b/2} Z_{z=t/2}\cos(x\,N_n)\cos(y\,M_m)}{b\,h}$ –

розкладена в ряд Фур'є наступна закономірність розподілу нормальних напружень

$$Z_{z=t/2}=\begin{cases}1, & \text{коли} \quad y^2+\left(x-\dfrac{h}{2}\right)^2\le\left(\dfrac{d}{2}\right)^2\\ 0, & \text{коли} \quad y^2+\left(x-\dfrac{h}{2}\right)^2>\left(\dfrac{d}{2}\right)^2\end{cases}.$$

Прийнята функція враховує і характер навантаження. Використання цієї функції дає змогу визначити наступні показники напружено-деформованого стану половини повторювальної частини гумової оболонки каната (стрічки), розташованої поміж суміжними їх тросами. Переміщення вздовж тросів – осі z

$$u_z=\frac{1}{2G}\sum_{n=0}^{K}\sum_{m=0}^{K}A_{n,m}\left[\frac{ch\left(C_{n,m}z\right)}{2}+D_{n,m}\left(\frac{ch\left(C_{n,m}z\right)}{C_{n,m}}(2\mu-1)+\frac{z\;sh\left(C_{n,m}z\right)}{2}\right)\right]\times,$$
$$\times{C_{n,m}}^2\cos\left(N_nx\right)\cos\left(M_my\right)$$

де G – модуль зсуву матеріалу оболонки канату (стрічки).

Напруження в оболонці, у випадку зсуву каната на одиницю, визначаються за виразами

нормальні

$$Z_z=\sum_{n=0}^{K}\sum_{m=0}^{K}A_{n,m}\left[sh\left(C_{n,m}z\right)+D_{n,m}\begin{pmatrix}sh\left(C_{n,m}z\right)(2\mu-1)+\\ +z\;ch\left(C_{n,m}z\right)\end{pmatrix}\right]{C_{n,m}}^3\cos\left(N_nx\right)\cos\left(M_my\right),$$

дотичні

$$Z_x = \sum_{n=0}^{K}\sum_{m=0}^{K} A_{n,m}\left[ch\left(C_{n,m}z\right) + D_{n,m}\left(2\frac{ch\left(C_{n,m}z\right)}{C_{n,m}}\mu + z\ sh\left(C_{n,m}z\right)\right)\right] C_{n,m}{}^2\ sin\left(N_n x\right) cos\left(M_m y\right) n.$$

Сила зсуву, передана одиницею довжини дуги контакту каната (стрічки) з барабаном

$$T = 2\sum_{n=0}^{K}\sum_{m=0}^{K}\int_0^{b/2} A_{n,m}\left[ch\left(C_{n,m}z\right) + D_{n,m}\left(2\frac{ch\left(C_{n,m}z\right)}{C_{n,m}}\mu + z\ sh\left(C_{n,m}z\right)\right)\right]\times$$
$$\times C_{n,m}{}^2\ sin\left(N_n h\right) cos\left(M_m y\right) n\ dy.$$

Узагальненою характеристикою розподілу напружень є коефіцієнти концентрації напружень

$$k_\tau = \frac{Z_x}{T},\ k_z = \frac{Z_z}{T}.$$

З достатньою для використання точністю, можна вважати лінійним розподіл коефіцієнту концентрації напружень від геометричних параметрів гумотросового каната, коли товщина каната перевищує діаметр троса не менш, ніж на 20%. Він становить

$$k_\tau\left(h,b,d\right) = 0{,}324\frac{h}{d} - 0{,}945\frac{b}{d} - 0{,}003\frac{b}{d}\cdot\frac{h}{d} + 1{,}467.$$

5.1.2 Тиск каната (стрічки) на барабан

Взаємодія каната (стрічки) з веденим барабаном супроводжується нормальним взаємним тиском. Визначимо вплив притискання тросів каната (стрічки) до поверхні барабана. Притискання відбувається внаслідок переміщення

тросів нормально поверхні барабана безмежного діаметра. Переміщення еластичного матеріалу визначається залежністю

$$u_x = \frac{2}{G}\sum_{n=0}^{K}\sum_{m=0}^{K} A_{n,m}\left[ch\left(C_{n,m}z\right) + D_{n,m}\left(\frac{ch\left(C_{n,m}z\right)}{C_{n,m}} + z\ sh\left(C_{n,m}z\right)\right)\right]\times \\ \times\frac{C_{n,m}}{2}cos\left(N_n x\right)cos\left(M_m y\right),$$

де $D_{n,m} = -\left[2\frac{2\mu-1}{C_{n,m}} + \frac{t}{2}cth\left(C_{n,m}\frac{t}{2}\right)\right]^{-1}$;

$$A_{1n,m} = \frac{f\left(n,m\right)\left[sh\left(C_{n,m}\frac{t}{2}\right)C_{n,m} + D_{n,m}\left(2sh\left(C_{n,m}\frac{t}{2}\right)\frac{\mu}{C_{n,m}} + \frac{t}{2}ch\left(C_{n,m}\frac{t}{2}\right)\right)\right]^{-0.5}}{\sqrt{2\left[ch\left(C_{n,m}\frac{t}{2}\right)C_{n,m} + D_{n,m}\left(ch\left(C_{n,m}\frac{t}{2}\right) + \frac{t}{2}\ sh\left(C_{n,m}\frac{t}{2}\right)\right)C_{n,m}\right]C_{n,m}{}^2 n}};$$

$f\left(n,m\right) = \frac{8\int_0^h\int_0^{b/2} Z_{x=t/2}\,cos\left(x\ N_n\right)cos\left(y\ M_m\right)}{b\ h}$ - розкладена в ряд Фур'є функція, яка описує переріз симетричної половини еластичного матеріалу, що розташований поміж двома суміжними тросами (рис. 5.1)

$$\sqrt{u_x \cdot Z_x} = \begin{cases} 1, \text{ коли} & y^2 + \left(x - \frac{h}{2}\right)^2 \le \left(\frac{d}{2}\right)^2 \\ 0, \text{ коли} & y^2 + \left(x - \frac{h}{2}\right)^2 > \left(\frac{d}{2}\right)^2 \end{cases}.$$

Внаслідок переміщень в матеріалі виникають напруження. Напруження зсуву визначаються залежністю

$$Z_x = \sum_{n=0}^{K}\sum_{m=0}^{K} A_{n,m}\left[sh\left(C_{n,m}z\right) + D_{n,m}\left(2\frac{sh\left(C_{n,m}z\right)}{C_{n,m}}\mu + z\ ch\left(C_{n,m}z\right)\right)\right]C_{n,m}{}^2\times \\ \times cos\left(N_n x\right)cos\left(M_m y\right)n,$$

Напруження стиску

$$X_x = \sum_{n=0}^{K}\sum_{m=0}^{K} A_{n,m}\left[sh\left(C_{n,m}z\right)C_{n,m}n^2 + D_{n,m}\left(\begin{matrix} z\ sh\left(C_{n,m}z\right)\mu C_{n,m}n^2 + \\ +ch\left(C_{n,m}z\right)z\left(2\mu {C_{n,m}}^2 + n^2\right) \end{matrix} \right) \right] \times \cdot$$
$$\times sin\left(N_n x\right)cos\left(M_m y\right)$$

Їх значення за вибраного перерізу каната (стрічки) мають забезпечити міцність та витривалість еластичного матеріалу в процесі експлуатації.

5.1.3 Вплив форми твірної робочої поверхні шківа (барабана)

Зсув стрічки, плоского каната з осі конвеєра, підйомної машини може призводити до непередбачуваних наслідків. Задля центрування стрічки на конвеєрі, гумотросового каната на шківі барабана підйомної машини застосовують опуклі барабани. Опуклість (відхилення від циліндричності) призводить до перерозподілу сил поміж тросами та виникнення напружень в матеріалі оболонки. Внаслідок незначного відхилення твірної барабана від прямої лінії напруження, зумовлені притисканням каната (стрічки) до барабану, зсувом відносно барабану, практично незмінні по їх ширині. Врахуємо лише розподіл напружень в канаті (стрічці), зумовлений змінними подовженнями тросів на опуклому барабані. Вихідні дані. Радіус барабана найбільший R_{max}. Радіус барабана найменший R_{min}. Довжина дуги контакту каната (стрічки) з барабаном l. Згин каната на барабані без урахування інших чинників симетричний відносно площини, що проходить через вісь барабана та ділить кут взаємодії барабана та каната навпіл. Відповідно, переміщення тросів, розподіли сил натягнення тросів визначимо для половини ділянки взаємодії каната (барабана) зі стрічкою. Початок осі координат $x = 0$ розташуємо в площині деформування стрічки. З метою отримання виразів, що описують лише вплив форми робочої поверхні барабана на напружено-деформований стан другої частини, її будемо вважати безмежно

довгою. Це виключає вплив характеру закріплення кінців каната (стрічки). Переміщення та навантаження тросів двох частин

$$u_i = \begin{cases} \sum\limits_{m=1}^{\infty} \dfrac{2E\ F\ R_{max} e^{-2\beta_m l}}{\left(R_{max}+R_{min}\right) M \beta_m} \sum\limits_{k=1}^{M/2} \left(\begin{array}{l} \left(\dfrac{R_{min}}{R_{max}} \left(\dfrac{2k}{M} \right)^2 - 1 \right) \left(e^{\beta_m x} - e^{-\beta_m x} \right) \times \\ \times cos\left(\mu_m (i-0{,}5)\right) cos\left(\mu_m \left(k-0{,}5\right)\right) \end{array} \right) & \left(0 \le x \le l\right) \\ \sum\limits_{m=1}^{\infty} \dfrac{2E\ F\ R_{max} \left(1-e^{-2\beta_m l}\right)}{\left(R_{max}+R_{min}\right) M \beta_m} \sum\limits_{k=1}^{M/2} \left(\begin{array}{l} \left(\dfrac{R_{min}}{R_{max}} \left(\dfrac{2k}{M} \right)^2 - 1 \right) e^{-\beta_m x} \times \\ \times cos\left(\mu_m (i-0{,}5)\right) cos\left(\mu_m \left(k-0{,}5\right)\right) \end{array} \right) & \left(x > l\right) \end{cases} + \frac{P\,x}{E\ F\ M},$$

де P – сила навантаження канату (стрічки); E, F – зведений модуль пружності на розтяг та площа поперечного перерізу троса каната (стрічки); M – кількість тросів в канаті (стрічці); $\mu_m = \dfrac{\pi m}{M}$; $\beta_m = \sqrt{\dfrac{2\ G\ b\ k_G}{\left(t-d\right) E\ F} \left(1-\cos \mu_m\right)}$; b – товщина стрічки (каната); t, d – крок розташування та діаметр тросів каната (стрічки).

$$p_i = \begin{cases} \sum\limits_{m=1}^{\infty} \left(\begin{array}{l} \dfrac{2E\ F\ R_{max}}{\left(R_{max}+R_{min}\right) M} \sum\limits_{k=1}^{M/2} \left(\dfrac{R_{min}}{R_{max}} \left(\dfrac{2k}{M} \right)^2 - 1 \right) cos\left(\mu_m \left(k-0{,}5\right)\right) \times \\ \times \left(e^{\beta_m (x-2l)} + e^{-\beta_m (x+2l)} - 2 \right) cos\left(\mu_m (i-0{,}5)\right) \end{array} \right) & \left(0 \le x \le l\right) \\ -\sum\limits_{m=1}^{\infty} \dfrac{2E\ F\ R_{max} \left(1-e^{-2\beta_m l}\right)}{\left(R_{max}+R_{min}\right) M} \sum\limits_{k=1}^{M/2} \left(\begin{array}{l} \left(\dfrac{R_{min}}{R_{max}} \left(\dfrac{2k}{M} \right)^2 - 1 \right) e^{-\beta_m x} \times \\ \times cos\left(\mu_m (i-0{,}5)\right) cos\left(\mu_m \left(k-0{,}5\right)\right) \end{array} \right) & \left(x > l\right) \end{cases} + \frac{P}{M}.$$

Екстремальні дотичні напруження виникають в стрічці (канаті) в перерізі $x=l$. Їх значення

$$\tau_i = \begin{cases} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{4E\ F\ R_{max} e^{-2\beta_m l}}{\left(R_{max}+R_{min}\right) M \beta_m} \sum_{k=1}^{M/2} \left[\begin{array}{l} \left(\frac{R_{min}}{R_{max}} \left(\frac{2k}{M} \right)^2 - 1 \right) \times \\ \times \left(e^{\beta_m l} - e^{-\beta_m l} \right) cos\left(\mu_m (i-0{,}5) \right) cos\left(\mu_m \left(k-0{,}5 \right) \right) \end{array} \right], (0 \le x \le l) \\ \sum_{m=1}^{\infty} \frac{4E\ F\ R_{max} \left(1-e^{-2\beta_m l}\right)}{\left(R_{max}+R_{min}\right) M \beta_m} \sum_{k=1}^{M/2} \left[\begin{array}{l} \left(\frac{R_{min}}{R_{max}} \left(\frac{2k}{M} \right)^2 - 1 \right) cos\left(\mu_m \left(k-0{,}5 \right) \right) e^{-\beta_m l} \times \\ \times \frac{G\left(cos\left(\mu_m (i-0{,}5) \right) - cos\left(\mu_m (i+0{,}5) \right) \right)}{h} \end{array} \right], (x > l), \\ \left(1 \le i < M/2\right). \end{cases}$$

5.2 Методика розрахунку напружено-деформованого стану гумотросової стрічки на перехідних ділянках

5.2.1 Надання стрічці лоткової форми

Плоским конвеєрним стрічкам може надаватись лоткоподібна форма. Нехай в перерізі набігання стрічки на барабан (початок ділянки надання стрічці лоткової форми) $x = 0$ точки нормального перетину усіх тросів розташовані на прямій. На іншому краї ділянки лоткоутворення $x = L$ вказані точки перетину осей розташовані на ламаній лінії, симетричній відносно осі симетрії конвеєра.

Кількість тросів в стрічці позначимо $2M$. Ширину горизонтальної частини позначимо B_1, похилих - B_2. Ширину стрічки - B_0. Процес надання стрічці лоткоподібної форми уявимо як поворот перерізів тросів, що належать похилим частинам. В стрічках відстань поміж тросами менша за їх діаметр. Як наслідок, жорсткість гуми на стиск значна. Деформаціями стиску гуми знехтуємо. В межах прийнятої умови про відсутність деформацій стискання гуми між тросами, вони набудуть форм гвинтових ліній, а бічні частини стрічки 1, 2 - форм гелікоїдів.

Деформування стрічки на ділянці лоткоутворення симетричні відносно осі конвеєра. Відповідно, переміщення тросів, розподіли сил натягнення тросів визначимо для половини ділянки. Початок осі координат $x = 0$ розташуємо на

лінії контакту стрічки з барабаном. З метою отримання виразів, що описують лише вплив зміни форми перерізу стрічки на її напружено-деформований стан частину стрічки, на якій форма її перерізу незмінна, будемо вважати безмежно довгою

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} \frac{2}{M\beta_m e^{\beta_m L}} \sum_{k=n^+}^{M/2} \left(\begin{array}{l} \left(\sqrt{\left(\frac{Mt - B_1}{2L} \right)^2 + 1} - 1 \right) \times \\ \times cos\left(\mu_m \left(k - 0{,}5 \right) \right) cos\left(\mu_m \left(i - 0{,}5 \right) \right) \end{array} \right) \times \begin{cases} \left(e^{-\beta_m x} - e^{\beta_m x} \right) & \left(0 \le x \le L \right) \\ \left(1 - e^{2\beta_m L} \right) e^{-\beta_m x} & \left(x > L \right) \end{cases} + \frac{2P\,x}{E\,FM},$$

$$p_i = \sum_{m=1}^{M-1} \frac{2}{M} \sum_{k=n^+}^{M/2} \left[\begin{array}{l} \left(1 - \sqrt{\left(\frac{Mt - B_1}{2L} \right)^2 + 1} \right) \times \\ \times cos\left(\mu_m \left(k - 0{,}5 \right) \right) \times \\ \times cos\left(\mu_m \left(i - 0{,}5 \right) \right) \times \\ \end{array} \right] \times \begin{cases} \left(\frac{e^{\beta_m x} + e^{-\beta_m x}}{e^{\beta_m L}} - E\,F \right) & \left(0 \le x \le L \right) \\ \left(1 - e^{2\beta_m L} \right) e^{-\beta_m x} & \left(x > L \right) \end{cases} + \frac{P}{M},$$

де n^+ - додатне ціле число, $n^+ = \frac{B_1}{B_0} M$.

Екстремальні сили навантаження тросів виникають в стрічці в перерізі $x = L$. Для середнього та крайнього тросів

$$p_{min} = \sum_{m=1}^{M-1} \frac{2}{M} \sum_{k=\mathbb{Z}^+}^{M/2} \left(\begin{array}{l} \left(1 - \sqrt{\left(\frac{Mt - B_1}{2L} \right)^2 + 1} \right) \times \\ \times cos\left(\mu_m \left(k - 0{,}5 \right) \right) \end{array} \right) cos\left(\frac{\mu_m}{2} \right) \left(1 + e^{-2\beta_m L} - E\,F \right) + \frac{P}{M},$$

$$p_{max} = \sum_{m=1}^{M-1} \frac{2}{M} \sum_{k=\mathbb{Z}^+}^{M/2} \left(\begin{array}{l} \left(1 - \sqrt{\left(\frac{Mt - B_1}{2L} \right)^2 + 1} \right) \times \\ \times cos\left(\mu_m \left(k - 0{,}5 \right) \right) \end{array} \right) cos\left(\mu_m \left(\frac{M-1}{2} \right) \right) \left(1 + e^{-2\beta_m L} - E\,F \right) + \frac{P}{M}.$$

З умови упередження втрати форми (стійкості) окремими тросами стрічки на ділянці лоткоутворення має виконуватися наступна умова

$$p_{min} \geq 0.$$

З умови міцності тросів має виконуватися наступна умова

$$p_{max} \leq [P],$$

де $[P]$ – допустиме з умови міцності навантаження стрічки.

В цьому ж перерізі виникають максимальні дотичні напруження в гумі. Їх значення мають забезпечувати умову міцності гуми. Вплинути на їх значення конструктивно можливо зміною довжини перехідної ділянки стрічки або зменшенням кутів її нахилу бортів.

5.2.2 Надання перерізу стрічки форми замкненого кола

Видобуток нафти з морських глибин відбувається в умовах можливості руйнування обсадних труб та аварійного витікання сировини. Для усунення протікання нафти зі зруйнованої обсадної труби підводної нафтової свердловини нами запропоновано надати канату з $2M$ тросів форму циліндра зі спільною віссю з віссю труби та більшого радіуса

$$R = (M - 1)\pi^{-1}t.$$

Врахуємо симетричність каната та розглянемо його половину. Процес деформування уявимо як низку послідовних переміщень. До початку переміщень кінці тросів каната в першій (прямолінійній) та другій (у формі кола) частинах лежать в одній площині, при цьому троси з номерами ± 1 розміщені на колі, на якому мають перебувати всі троси в другому перерізі (рис. 5.2).

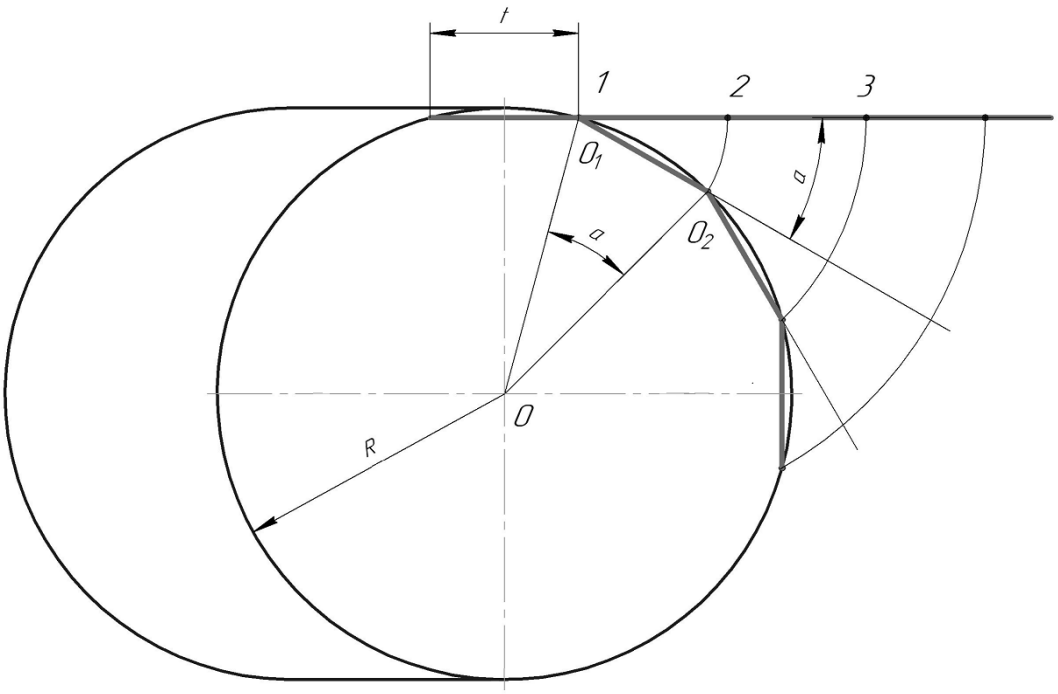


Рисунок 5.2 – Розрахункова схема деформування плоского каната в перерізі надання йому трубчатого перерізу [137]

Кінці тросів у другому перерізі повертаються в площині, перпендикулярній до осі каната, навколо першого троса. Кут цього повороту становить

$$\alpha = \frac{\pi}{(M-1)}$$

Внаслідок такого повороту кінець другого троса займає своє положення на колі, а відповідна ділянка спочатку плоского каната набуває гелікоїдальної форми з гвинтовою поверхнею (торсом), причому відстань між тросами на кінцях цієї ділянки залишається незмінною. Наступним кроком повертаємо на кут *a* кінці всіх тросів, окрім першого, навколо прямої, що проходить через точку O_2 перпендикулярно до площини кола. Це дозволяє розмістити на колі кінець третього троса. Послідовно виконуючи такі повороти для решти елементів, забезпечується переміщення всіх тросів від першого до *M*-го на окружність заданого радіуса. Оскільки переміщення кінців тросів здійснюються по дугах взаємодотичних кіл, можна визначити довжину шляху, який вони проходять у

площині, перпендикулярній до осі каната. З урахуванням кута *a* довжина траєкторії переміщення кінця і-го троса під час деформування каната становить

$$\kappa_i = t\ (i-1)\ a + t\ (i-2)\ a + ... + t\ a = t\ \frac{\pi}{M-1}\sum_{j=1}^{i-1}(i-j).$$

Переміщення тросів призводять до зміни напружено-деформованого стану стрічки. Показники останнього визначаються наступними залежностями

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1}\frac{2}{M\beta_m e^{\beta_m L}}\sum_{k=1}^{M/2}\left(\sqrt{\left[\frac{t\,\pi}{(M-1)L}\sum_{j=1}^{i-1}(i-j)\right]^2+1}-1\right)cos\left(\mu_m(k-0{,}5)\right)cos\left(\mu_m(i-0{,}5)\right)\times$$

$$\times\begin{cases}\left(e^{-\beta_m x}-e^{\beta_m x}\right) & (0\le x\le L)\\ \left(1-e^{2\beta_m L}\right)e^{-\beta_m x} & (x>L)\end{cases}+\frac{2P\,x}{E\ FM},$$

$$p_i = \sum_{m=1}^{M-1}\frac{2}{M}\sum_{k=1}^{M/2}\left(\begin{array}{l}\left(1-\sqrt{\left[\frac{t\,\pi}{(M-1)L}\sum_{j=1}^{i-1}(i-j)\right]^2+1}\right)\times\\ \times cos\left(\mu_m(k-0{,}5)\right)cos\left(\mu_m(i-0{,}5)\right)\end{array}\right)\times$$

$$\times\begin{cases}\left(\frac{e^{\beta_m x}+e^{-\beta_m x}}{e^{\beta_m L}}-E\ F\right) & (0\le x\le L)\\ \left(1-e^{2\beta_m L}\right)e^{-\beta_m x} & (x>L)\end{cases}+\frac{P}{M}.$$

Екстремальні сили навантаження тросів виникають в стрічці в перерізі $x = L$. Для середнього та крайнього тросів

$$p_{min} = \sum_{m=1}^{M-1}\frac{2}{M}\sum_{k=1}^{M/2}\left(1-\sqrt{\left[\frac{t\,\pi}{(N-1)L}\sum_{j=1}^{i-1}(i-j)\right]^2+1}\right)cos\left(\mu_m(k-0{,}5)\right)cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right)\left(e^{2\beta_m L}+1-E\ F\right)+\frac{P}{M},$$

$$p_{max} = \sum_{m=1}^{M-1}\frac{2}{M}\sum_{k=1}^{M/2}\left(1-\sqrt{\left[\frac{t\,\pi}{(M-1)L}\sum_{j=1}^{i-1}(i-j)\right]^2+1}\right)cos\left(\mu_m(k-0{,}5)\right)cos\left(\mu_m\left(\frac{M-1}{2}\right)\right)\left(e^{2\beta_m L}+1-E\ F\right)+\frac{P}{M}.$$

З умови упередження втрати форми (стійкості) окремими тросами стрічки на ділянці надання її перерізу форми замкненого кола, має виконуватися наступна умова $p_{min} \geq 0$.

З умови міцності тросів має виконуватися наступна умова $p_{max} \leq [P]$.

В цьому ж перерізі виникають максимальні дотичні напруження в гумі. Їх значення мають забезпечувати умову міцності гуми. Вплинути на їх значення конструктивно можливо добором довжин и перехідної ділянки стрічки

$$\tau_{max} \simeq \frac{G}{h} \sum_{m=1}^{M-1} \frac{2}{M \beta_m e^{\beta_m L}} \sum_{k=1}^{M/2} \left(\begin{array}{l} \left(\sqrt{\left[\frac{t\,\pi}{(M-1)L} \sum_{j=1}^{i-1} (i-j) \right]^2 + 1} - 1 \right) cos\left(\mu_m (k-0{,}5) \right) \times \\ \times cos\left(\mu_m \left(\frac{4}{5} M - 0{,}5 \right) \right) \left(e^{-\beta_m L} - e^{\beta_m L} \right) \end{array} \right).$$

5.3 Методика розрахунку напружено-деформованого стану гумотросового каната, зумовленого відхилення посудини від проектного стану

В процесі роботи підйомної машини можливі відхилення орієнтування посудині відносно каната, наприклад на плавучому засобі можливі повороти осі вантажу відносно осі каната. До перерозподілу сил в плоскому канаті призводять переміщення які або супроводжуються наданням канату просторової форми, або поворотом вузла приєднання в площині каната.

5.3.1 Поворот посудини в площині каната

Нехай край каната повернуто на кут Ψ. Будемо вважати що троси приєднані шарнірно тоді переміщення тросів кінця каната

$$U_i = (i - 0.5)t\,\psi \quad \left(-\frac{M}{2} < i < \frac{M}{2}\right).$$

В загальному випадку напружено-деформований стан каната визначається наступними залежностями

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

$$p_i = E\,F\sum_{m=1}^{M-1}\left(A_m e^{\beta_m x} - B_m e^{-\beta_m x}\right)\beta_m \cos\left(\mu_m (i - 0{,}5)\right) + \frac{P}{M},$$

$$\tau_i = \frac{G}{h}(u_i - u_{i+1}).$$

Значення коефіцієнтів залежать від кутів повороту кінців каната. У випадку повороту кінця канату в перерізі $x = 0$ та відсутності повороту протилежного кінця $x = L$ коефіцієнти виразів визначаються наступними залежностями

$$B_m = \frac{2\,t\,\psi}{M\left(1 - B_m e^{-2\beta_m L}\right)}\sum_{j=1}^{M}(j - 0{,}5)\cos\left(\mu_m (j - 0{,}5)\right),$$

$$A_m = -B_m e^{-2\beta_m L}.$$

За відсутності повороту кінця каната в перерізі $x = 0$ та повороту протилежного кінця $x = L$ коефіцієнти визначаються наступними залежностями

$$B_m = \frac{2\,t\,\psi}{M e^{\beta_m L}\left(e^{-2\beta_m L} - 1\right)}\sum_{j=1}^{M}(j - 0{,}5)\cos\left(\mu_m (j - 0{,}5)\right),$$

$$A_m = -B_m.$$

Лінійність задачі, наведені форми рішень дозволяє визначати напружено-деформований стан для випадку різних схем повороту перерізів $x = 0$ та $x = L$.

Задля цього до позначень кутів нахилу вказаних перерізів додамо додаткові індекси відповідно 0 та L. Коефіцієнти набудуть наступних значень

$$B_m = \frac{2\ t}{M}\left(\frac{\psi_L}{\left(1-B_m e^{-2\beta_m L}\right)}+\frac{\psi_0}{e^{\beta_m L}\left(e^{-2\beta_m L}-1\right)}\right)\sum_{j=1}^{M}\left(j-0{,}5\right)cos\left(\mu_m\left(j-0{,}5\right)\right),$$

$$A_m = -B_m\left(e^{-2\beta_m L}+1\right).$$

Звернемо увагу, що значення кутів мають підставлятися з урахуванням знаку напряму нахилу.

Для канатів значних довжин, коли ефекти збурень напружених станів не накладаються одне не одне, використовують наступні коефіцієнти

$$B_m = \frac{2\ t\,\psi}{M}\sum_{j=1}^{M}\left(j-0{,}5\right)cos\left(\mu_m\left(j-0{,}5\right)\right),$$

$$A_m = 0.$$

Внаслідок відсутності накладань збурень напружень, початок осі координат може бути прийнятим розташованим в перерізі кожного з кінців каната.

Екстремальних значень напруження сягають в перерізах приєднання каната ($x = 0$ або $x = L$) в крайніх тросах та в крайніх шарах гуми. Відомі напруження дозволяють визначати допустимість використання каната за вказаних умов.

5.3.2 Поворот посудини відносно барабана навколо власної осі

Розглянемо випадок повороту посудини, що приєднана до підйомної машини гумотросовим канатом довжиною L, навколо власної осі на кут ψ. З точки зору геометрії осі центрів перерізів тросів та перерізу приєднання каната до барабана або до посудини розташовані на мимобіжних прямих лініях. Останні розташовані в площинах, нормальних до осі каната. Кут поміж проекціями мимобіжних ліній на площину нормальну до осі плоского каната відповідає куту повороту посудин відносно барабана ψ. Переміщення твірної вздовж спрямної,

розташованої під прямим кутом до неї з одночасним її обертанням навколо спрямної, утворює прямий гелікоїд. Відповідно, за умови незмінності відстаней поміж осями тросів, плоский гумотросовий канат набуває форми прямого гелікоїда. Троси – форм гвинтових ліній. При цьому центри перерізів тросів залишаються на прямих лініях – виконується гіпотеза плоских перерізів, але троси мають незмінне по довжині каната та залежне від місця розташування в канаті відносне подовження.

На підставі наведеного маємо вирази переміщень та розподілу сил в тросах плоского гумотросового каната, з'єднаного з елементами машини, коли центри тросів перерізів каната розташовані на мимобіжних прямих

$$u_i = \frac{P\,x}{E\,F\,M},$$

$$p_i = EF\left[\sqrt{\left(\left(\frac{M}{2}-i\right)\frac{t\,\psi\,\pi}{L}\right)^2+1}-1\right]+\frac{P}{M}.$$

Об'єктивно, що найбільше навантажені крайні троси каната. Дотичні напруження, зумовлені зсувом тросів вздовж осі канату, відсутні.

5.3.3 Поворот вузла приєднання каната трубчатої форми

До складу системи захисту довкілля від протікання нафти у разі ушкодження обсадної труби є канат, якому надана трубчата форма. До кінця каната приєднана конічна деталь значної маси для перекриття зони навколо свердловини. Конічну деталь опускають на дно водойми. Останнє, в загальному випадку, не плоске та не нахилене під прямим кутом до обсадної труби. Вказане призводить до повороту кінця каната на деякий кут *a.* Вздовж каната спрямуємо вісь *x*. Початок осі сумістимо з кінцем каната, до якого приєднано конічну деталь. Будемо вважати, що канат безмежно довгий та містить 2*M* тросів. Показники напружено-деформованого стану визначаються залежностями

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} B_m e^{-\beta_m x} \cos\left(\mu_m (i-0{,}5)\right) + \frac{G\ g\ x}{E\ F\ M},$$

де G – маса конічної деталі, g – прискорення вільного падіння;

$$B_m = \frac{2\ t}{\pi} tgb \sum_{k=1}^{M} \sin\left(\frac{M+1-2k}{2} a\right) \cos\left(\mu_m (k-0{,}5)\right);$$

$$p_i = -\sum_{m=1}^{M-1} B_m e^{-\beta_m x} \beta_m \cos\left(\mu_m (i-0{,}5)\right) + \frac{G\ g}{M},$$

$$\tau_i = \frac{G}{h}(u_i - u_{i+1}).$$

Екстремальні значення напружень діють в перерізі $x = 0$. Умови міцності

$$p_i = \frac{G\ g}{M} - \sum_{m=1}^{M-1} B_m \beta_m \cos\left(\mu_m (i-0{,}5)\right) \le [p], \quad 1 \le i \le M,$$

$$\tau_i = \frac{G}{h}\left(\sum_{m=1}^{M-1} B_m \left(\cos\left(\mu_m (i-0{,}5)\right) - \cos\left(\mu_m (i+0{,}5)\right)\right)\right) \le [\tau], \quad 1 \le i < M.$$

5.3.4 Згин траси конвеєра

Технологічні, конструктивні умови в окремих випадках вимагають згину троси конвеєра. Так, траса конвеєра неперервного постачання шихти на колошник доменної печі, має ділянки на яких вона змінює кут нахилу від горизонтального до похилого, на ділянці завантаження матеріалу та від похилого до горизонтального на ділянці розвантаження. В результаті траса конвеєра має криволінійну форму. Сумістимо вісь x з трасою конвеєра. Переміщення та розподіли сил на ділянках збереження плоских перерізів стрічки визначаються залежностями

$$u_i = \frac{P\,x}{E\;F\;M},$$

$$p_i = EF\varepsilon_i + \frac{P}{M}.$$

Нехай початок ділянки згину траси конвеєра розташований на відстані l від барабану. Екстремальні значення переміщень та напружень, відповідно умови міцності для ділянки згину траси конвеєра

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1}\sum_{k=1}^{M}\left(\sqrt{\left(\frac{r_k}{\frac{R_{max}+R_{min}}{2}\alpha}\right)^2}+1-1\right)\frac{2\cos\left(\mu_m\left(k-0{,}5\right)\right)}{M}tah\left(^{\beta_m l}\right)\cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right)+\frac{P\,x}{E\;F\;M},$$

$$p_i = \frac{2E\;F}{M}\sum_{m=1}^{M-1}\sum_{k=1}^{M}\left(\begin{array}{l}\left(\sqrt{\left(\frac{r_k}{\frac{R_{max}+R_{min}}{2}\alpha}\right)^2}+1-1\right)\times \\ \times\cos\left(\mu_m\left(k-0{,}5\right)\right)\beta_m\cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right)\end{array}\right)+\frac{P}{M}\le[p],$$

$$\tau_i = \frac{G}{h}\left(u_i - u_{i+1}\right)\le[\tau].$$

5.4 Методи урахування розривів суцільності тросів

В процесі використання плоских гумотросових тягово-транспортувальних органів відбувається руйнування елементів їх армування – тросів. Розрив одного тросу призводить до перерозподілу сил поміж тросами каната (стрічки). Наявність декількох розривів ускладнює перерозподіл. Наведемо методи урахування впливу розриву одного та декількох тросів на напружено-деформований стан каната (стрічки).

5.4.1 Розрив одного елементу армування (троса) в перерізі симетрії безмежного каната (стрічки)

Переміщення, навантаження, умови міцності у разі розриву троса за номером I

$$u_i = \sum_{m=1}^{M-1} \frac{P e^{-\beta_m x}}{E\ F \sum_{m=1}^{M-1} cos\left(\mu_m \left(I - 0{,}5\right)\right)\ \beta_m} cos\left(\mu_m \left(i - 0{,}5\right)\right) + \frac{P\,x}{E\ F},$$

$$p_i = \sum_{m=1}^{M-1} \frac{-P e^{-\beta_m x}}{\sum_{m=1}^{M-1} cos\left(\mu_m \left(I - 0{,}5\right)\right)} cos\left(\mu_m \left(i - 0{,}5\right)\right) + P,$$

$$p_i = -\sum_{m=1}^{M-1} \frac{P\, cos\left(\mu_m \left(i - 0{,}5\right)\right)}{\sum_{m=1}^{M-1} cos\left(\mu_m \left(I - 0{,}5\right)\right)} + P \le \left[p\right],$$

$$\tau_i = \frac{G\ P}{h\ E\ F} \sum_{m=1}^{M-1} \frac{cos\left(\mu_m \left(i - 0{,}5\right)\right) - cos\left(\mu_m \left(i + 0{,}5\right)\right)}{\sum_{m=1}^{M-1} cos\left(\mu_m \left(I - 0{,}5\right)\right)\ \beta_m} \le \left[\tau\right].$$

5.4.2 Декілька розривів елементів армування

5.4.2.1 Розриви одного і того самого елементу армування

Розглянемо безмежно довгий гумотросовий канат. В ньому двічі, на відстані $2l$, ушкоджено I-тий трос Переміщення, навантаження, дотичні напруження в небезпечному перерізі

$$u_{extr} = \frac{P \sum_{m=1}^{M-1} \cos^2\left(\mu_m \left(I - 0.5\right)\right)\left(e^{-2\beta_m l} - 1\right)}{E\ F \sum_{m1=1}^{M-1} \cos^2\left(\mu_{m1} \left(I - 0.5\right)\right)\left(1 + e^{-2\beta_{m1} l}\right)\beta_{m1}} + \frac{P l}{M\ E\ F},$$

$$p_{extr} = \frac{\sum_{m=1}^{M-1} P\left(\cos\left(\mu_m\left(I-0.5\right)\right)\right)\left(1+e^{-2\beta_m l}\right)\beta_m\left(\cos\left(\mu_m\left(I-0.5\pm 1\right)\right)\right)}{\sum_{m1=1}^{M-1}\left(\cos^2\left(\mu_{m1}\left(I-0.5\right)\right)\right)\left(1+e^{-2\beta_{m1} l}\right)\beta_{m1}} + \frac{P}{M},$$

$$\tau_{extr} = \frac{\sum_{m=1}^{M-1} P\left(e^{-2\beta_m l}-1\right)\cos\left(\mu_m\left(I-0.5\right)\right)\left(\cos\left(\mu_m\left(I-0.5\right)\right)-\cos\left(\mu_m\left(I+0.5\right)\right)\right)}{E\,F\sum_{m1=1}^{M-1}\cos^2\left(\mu_{m1}\left(I-0.5\right)\right)\left(1+e^{-2\beta_{m1} l}\right)\beta_{m1}} \le [\tau].$$

Відзначимо, максимальні сили розтягу, дотичні напруження в еластичній оболонці, у разі розриву в двох перерізах одного троса, в загальному випадку не перевищують відповідні показники у випадку розриву в одному перерізі – коли відстань поміж розривами дорівнює нулю. Зі зростанням відстані поміж розривами (в нашому випадку l) показники напруженого стану зменшуються та після досягнення мінімальних значень зростають. Така особливість дозволяє частково відновити тягову спроможність тягового органу шляхом штучного пошкодження того самого троса в іншому перерізі. Відстань поміж розривами можна визначити з умови

$$\sum_{m=1}^{M-1}\left(\cos\left(\mu_m\left(I-0.5\right)\right)\right)e^{-2\beta_m l}\,2\beta_m\left(\cos\left(\mu_m\left(I-0.5\pm 1\right)\right)\right)=0.$$

В процесі експлуатації конвеєрної стрічки з ушкодженим тросом його кінці розплітаються. Руйнують оболонку стрічки. Відповідно можна видалити частини кінців ушкодженого троса. Вставити частину іншого. Завулканізувати – виконати ремонт з частковим відновленням тягової спроможності конвеєрної гумотросової стрічки.

5.4.2.2 Регулярно розташовані розриви декількох елементів армування (тросів)

Вертикальний ковшовий конвеєр обладнаний гумотросовим канатом з парами отворів в перерізах приєднання ковшів. Отвори розривають неперервність троса за номером *I* у разі підрахунку з будь-якого краю каната. Ковші розташовані з постійним кроком *l*. Переміщення, умови міцності тросів еластичної оболонки в небезпечному перерізі

$$u_i = \frac{2}{M}\sum_{m=1}^{M-1}\sum_{m1=1}^{M-1} cos\left(\mu_{m1}\left(I-0{,}5\right)\right)cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right)+\frac{1}{M},$$

$$\frac{2\ E\ F}{M}\sum_{m=1}^{M-1}\sum_{m1=1}^{M-1} cos\left(\mu_{m1}\left(I-0{,}5\pm 1\right)\right)\frac{e^{-\beta_m l}+1}{e^{-\beta_m l}-1}\beta_m\, cos\left(\mu_m\left(i-0{,}5\right)\right)+\frac{P}{M}\le\left[p\right],$$

$$\frac{2\ G}{h\ M}\sum_{m=1}^{M-1}\sum_{m1=1}^{M-1} cos\left(\mu_{m1}\left(I-0{,}5\right)\right)\left(cos\left(\mu_m\left(I-0{,}5\right)\right)-cos\left(\mu_m\left(I+0{,}5\right)\right)\right)\le\left[\tau\right]\cdot$$

5.5 Розрахунок гумотросових тягових органів спеціальної конструкції

5.5.1 Канат ступінчастої конструкції

Видобуток корисних копалин пов’язано зі зростанням глибин проведення робіт. Останнє супроводжується зростанням довжини, маси каната, зменшенням реальної вантажопідйомності машини. В такому канаті запас міцності зростає зі зростанням відстані перерізу каната від барабана. Розв’язати таку задачу можливо шляхом використання каната незмінного по довжині запасу міцності. Для гумотросового каната вказане можна забезпечити використанням каната дискретної - ступінчастої конструкції. Дискретність зміни конструкції зумовить дискретну зміну запасу міцності каната.

Застосування тросів протилежного напрямку скручування для виготовлення каната вимагає симетричної вздовж осі каната схеми розташування ступеней. Сформулюємо метод розрахунку, що базується на розгляді каната зі зміною

кількість тросів з 2(*M*+1) до 2*M* в перерізі $x = 0$. Враховуючи симетричність каната, розглянемо лише його симетричну відносно осі половину. Відрізок каната з кількістю тросів *M*+1 позначимо номером 1. Другий відрізок – номером 2. Тросам на першій та другій ділянці надамо номери $(1 \le i \le M+1)$ та $(1 \le i \le M)$ відповідно. Приймемо, що половина каната навантажена силою розтягу *P*. Переміщення та внутрішні сили навантаження тросів

$$u_{i.1} = \sum_{m=1}^{M} A_m e^{\beta_{m,1} x} \cos\left(\mu_{m,1}\left(i-0.5\right)\right) + \frac{\rho g\, x^2}{2\left(M+1\right)E} - \frac{Px}{\left(M+1\right)EF} + a_1,$$

$$p_{i.1} = EF\sum_{m=1}^{M} A_m e^{\beta_{m,1} x} \beta_{m,1} \cos\left(\mu_{m,1}\left(i-0.5\right)\right) + \frac{\rho g\, x\, F}{\left(M+1\right)} - \frac{P}{\left(M+1\right)}, \quad \left(x \le 0\right),$$

$$u_{i,2} = \sum_{m=1}^{M-1} B_m e^{-\beta_{m,2} x} \cos\left(\mu_{m,2}\left(i-0.5\right)\right) + \frac{\rho g\, x^2}{2M\, E} + \frac{Px}{M\, E\, F} + a_2,$$

$$p_{i,2} = -EF\sum_{m=1}^{M-1} B_m e^{-\beta_{m,2} x} \beta_{m,2} \cos\left(\mu_{m,2}\left(i-0.5\right)\right) + \frac{\rho g\, x\, F}{M} + \frac{P}{M}, \quad \left(x \ge 0\right),$$

де A_m, B_m - вектори коефіцієнтів; a_1, a_2 - сталі інтегрування, які враховують переміщення частин каната як жорстких тіл; $\mu_{m,1} = \frac{\pi m}{M+1}$; $\mu_{m,2} = \frac{\pi m}{M}$; $\beta_{m,2} = \sqrt{\frac{2\, G\, b\, k_G}{\left(t-d\right)E\, F}\left(1-\cos\mu_{m,2}\right)}$, ρ – маса одиниці довжини каната.

Приймемо $a_2 = 0$. Граничні умови й умови сумісності деформування сполучених відрізків каната з різною кількістю тросів:

- коли $x = 0$ внутрішні сили частин $p_{i,1} = p_{i,2}$ $(1 \le i \le M)$, навантаження крайнього троса першої частини $P_{M+1,1} = 0$;

- переміщення тросів другої частини відповідають переміщенням відповідних тросів першої частини $u_{i,1} = u_{i,2}$ $(1 \le i \le M)$.

Закон навантаження тросів другої частини в перерізі $x = 0$ запишемо у формі ряду Фур'є і прирівняємо навантаженням тросів першої частини за винятком останнього. Після спрощення рівності маємо співвідношення коефіцієнтів

$$A_m = -\frac{2}{(M+1)\beta_{m,1}} \sum_{j=1}^{M-1} \left(\frac{P}{E\ F\ M\ (M+1)} - B_m \beta_{m,2} \right) \cos\left(\mu_{m,1}(j-0.5)\right).$$

У такий спосіб забезпечимо виконання першої частини умов в перерізі $x = 0$.

Скористаємося отриманим співвідношенням векторів коефіцієнтів. На використання другої складемо систему алгебраїчних рівнянь

$$\delta_{i,m} = \sum_{j=1}^{M-1} \cos\left(\mu_{m,1}(j-0.5)\right) \frac{2\beta_{m,2} \cos\left(\mu_{m,1}(i-0.5)\right)}{(M+1)\beta_{m,1}} - \cos\left(\mu_{m,2}(i-0.5)\right),$$

$$\delta_{i,M} = 1,$$

$$\chi_i = -\frac{2P}{(M+1)^2\ E\ F\ M} \sum_{m=1}^{M} \sum_{j=1}^{M-1} \frac{\cos\left(\mu_{m,1}(j-0.5)\right)}{\beta_{m,1}} \cos\left(\mu_{m,1}(i-0.5)\right).$$

Значення вектора невідомих визначаємо з розв’язання системи лінійних рівнянь порядку M

$$B_m = \delta_{i,m}^{-1} \chi_i .$$

В отриманому векторі коефіцієнтів $\alpha_1 = B_M$. Максимальна сила навантаження тросу каната

$$p_{\max} = EF \sum_{m=1}^{M} A_m \beta_{m,1} \cos\left(\mu_{m,1}(M-0.5)\right) + \frac{Qg}{(M+1)} \le [p],$$

де Q – маса вантажу та частини каната, розташованої нижче перерізу утворення ступені каната.

Максимальне дотичне напруження

$$\tau_{\max} = \frac{G}{h}\sum_{m=1}^{M} A_m \left(\cos\left(\mu_{m,1}\left(M-0.5\right)\right) - \cos\left(\mu_{m,1}\left(M+0.5\right)\right)\right) \le [\tau].$$

Сформулюємо технічні вимоги та критерії відбракування до конструкції плоских рівноміцних гумотросових канатів.

Загальна будова гумотросового каната ступінчастої конструкції, а саме парна кількість тросів, почергове розташування елементів протилежного напрямку закручування, конструкція тросів, матеріали захисного покриття дроту, діаметри тросів, крок їхнього розміщення в канаті, марки гумових сумішей та товщини обкладинок, має відповідати розробленому ряду конструктивних параметрів (табл. 5.1) [30]. Це зумовлено необхідністю уніфікації самих канатів, а також технологій і обладнання для їх виробництва. Сам канат та троси, що його утворюють, мають бути суцільними.

Кінці тросів каната, зокрема й кінці тросів у його ступенях, необхідно покрити шаром гумової суміші з подальшою вулканізацією. Товщина цього гумового шару має відповідати товщині обкладинки, а розміри сформованих бортів каната в ступенях відповідати параметрам бортів базової конструкції.

Кріплення каната до барабана здійснюється за допомогою щонайменше трьох притискних планок, рівномірно розподілених по колу барабана. Зусилля притискання повинно перевищувати добуток коефіцієнту тертя та максимальної вантажопідйомності машини (планки можуть фіксуватися болтами). Приєднання каната до корисного вантажу слід виконувати так, щоб радіус його згину становив не менше ніж тридцять діаметрів самого каната.

У разі використання каната за умов відхилення напрямних стовбурів від проєктного положення необхідно зменшувати допустиме навантаження обернено пропорційно до значення коефіцієнту концентрації напружень.

$$K_{\max} = \frac{E\ F \Delta M}{P} \frac{\left(e^{\beta L} + e^{-\beta L}\right)\cos\left(\dfrac{\pi M}{M+1}\right)\beta}{\left(e^{\beta L} - e^{-\beta L} - 2\ \beta L\right)W} + 1,$$

де M – кількість тросів в перерізі набігання рівноміцного каната (зі змінною кількістю тросів) на барабан при зсуві посудини в напрямних на величину Δ.

У разі пошкодження троса, за номером Θ, допустиме навантаження повинно бути зменшено зворотно пропорційно більшому з нижче визначених двох коефіцієнтів

$$K_{зігн.\Theta 1} = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_m e^{\beta_m l} - B_m e^{-\beta_m l} \right) \beta_m \cos\left(\mu_m \left(\Theta - 1{,}5 \right) \right);$$

$$K_{зігн.\Theta 2} = \sum_{m=1}^{M-1} \left(A_m e^{\beta_m l} - B_m e^{-\beta_m l} \right) \beta_m \cos\left(\mu_m \left(\Theta + 0{,}5 \right) \right),$$

де $U_0 = \dfrac{M\ K_{çãí.\Theta}}{\sum\limits_{m=1}^{M-1} \beta_m \cos\left(\mu_m \left(\Theta - 0{,}5 \right) \right)^2 \dfrac{\left(1 + e^{2\beta_m(-l)} \right)\left(1 + e^{2\beta_m(L-l)} \right)}{e^{2\beta_m(-l)} + e^{2\beta_m(L-l)}}}$;

$$A_m = \frac{U_0 \cos\left(\mu_m \left(\Theta - 0{,}5 \right) \right)}{M e^{\beta_m l} \left(1 - \dfrac{e^{\beta_m l} + e^{-\beta_m l}}{e^{\beta_m l} + e^{\beta_m (2L-l)}} \right)};\ B_m = -A_m e^{2\beta_m l}.$$

Якщо є кілька розривів, необхідно перевірити доцільність припущення про відсутність взаємного впливу між двома найближчими тросами. Умова такої перевірки полягає в тому, що відстань між перерізами пошкоджень тросів має бути не меншою за величину $5\sqrt{\dfrac{h\ E\ F}{2G\ b}}$, або ж між пошкодженими тросами повинно міститися щонайменше сім неушкоджених. Якщо ці умови не виконуються щодо допустимих навантажень, канати підлягають відбраковуванню.

Таблиця 5.1 Геометричні та механічні параметри ГТК-1

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_1, мм	h_1, мм	сталевого каната в цілому $P_{тр}$, кН	ГТК в цілому $P_к$, кН
ГТК-1-0,5-30х10/4х3,1	0,5	4	3,1	30	10	3	3,45	6,78	25,76
ГТК-1-0,75-40х10/6х3,1	0,75	6	3,1	40	10	3	3,45	6,78	38,65
ГТК-1-1,0-52х10/8х3,1	1,0	8	3,1	52	10	3	3,45	6,78	51,53
ГТК-1-1,25-65х10/10х3,1	1,25	10	3,1	65	10	3	3,45	6,78	64,41
ГТК-1-0,5-30х10/2х4,2	0,5	2	4,2	30	10	5	2,9	15,68	29,79
ГТК-1-0,6-38,5х10/2х4,2	0,6	2	4,2	38,5	10	5	2,9	15,68	29,79
ГТК-1-0,75-41х10/4х4,2	0,75	4	4,2	41	10	5	2,9	15,68	59,58
ГТК-1-1,0-52х10/6х4,2	1,0	6	4,2	52	10	5	2,9	15,68	89,38
ГТК-1-1,25-72х10/6х4,2	1,25	6	4,2	72	10	5	2,9	15,68	89,38
ГТК-1-1,5-82х10/8х4,2	1,5	8	4,2	82	10	5	2,9	15,68	119,17
ГТК-1-1.75-93х10/10х4,2	1,75	10	4,2	93	10	5	2,9	15,68	148,96
ГТК-1-2,0-103х10/12х4,2	2,0	12	4,2	103	10	5	2,9	15,68	178,75
ГТК-1-3,4-94х18/6х8,25	3,4	6	8,25	94	18	10	4,875	50,96	290,47
ГТК-1-7,0-142х22/6х12,0	7,0	6	12,0	142	22	10	5	104,7	596,8
ГТК-1-8,4-190х22/6х12,0	8,4	6	12,0	190	22	10	5	104,7	596,8
ГТК-1-10,5-154х32,5/6х14	10,5	6	14,0	154	32,5	10	9,25	141,8	808,26
ГТК-1-15,0-228х28/10х14	15,0	10	14,0	228	28	10	7	141,8	1347,1
ГТК-1-15,5-228х30/10х14	15,5	10	14,0	228	30	10	8	141,8	1347,1
ГТК-1-16,0-228х31/10х14	16,0	10	14,0	228	31	10	8,5	141,8	1347,1
ГТК-1-16,8-228х34/10х14	16,8	10	14,0	228	34	10	10	141,8	1347,1
ГТК-1-20,0-250х34/10х16	20	10	16,0	250	34	10	9	181,2	1721,4

5.5.2 Безкінцевий канат

Тяговий орган елеватора – це безкінцевий канат (канати). Може бути плоским (плоскими). До складу приводів деяких машин входять передачі з гнучкими тяговими органами. Вони призначені для передачу руху поміж паралельними валами. Останні обладнані зірочками та шківами. Використовують ланцюгові та пасові передачі. Ланцюговий складний, але забезпечує кінематичний зв'язок руху валів. Одним зі шляхів спрощення конструкції – це заміни ланцюга на неперервний гнучкий орган з періодично розташованими елементами взаємодії із зірочкою. Тяговою основою такого паса, безкінцевого плоского каната елеватора може бути трос, якому надана форма гвинтової з кроком дещо більшим діаметр тросу. Радіус гвинтової забезпечує потрібну довжину паса, тягового органу елеватора. Трос гвинтової форми, запресований в оболонку з еластичного матеріалу, утворює тяговий орган.

При розробці методу розрахунку умовно розріжемо пас та сумістимо його з площиною. Початок осі розташуємо в перерізі кінця та початку троса. Отримаємо зразок гумотросового тягового органу з M тросів довжиною $2l$. Переміщення та навантаження визначаються залежностями

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

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

Умови сумісності деформування троса в перерізі його умовного розрізання

$$u_i \left(x = l \right) = u_{i+1} \left(x = -l \right) \quad \left(1 \le i < M \right),$$

$$p_i \left(x = l \right) = p_{i+1} \left(x = -l \right) \quad \left(1 \le i < M \right).$$

Вони дозволяють скласти рівняння для 2(*M*-2) невідомих сталих. Умови навантаження кінців троса доповнюють систему рівнянь

$$A_{M-1} = -\frac{\Psi + \Omega}{2}, \quad B_{M-1} = \frac{\Omega - \Psi}{2},$$

$$\text{де } \Psi = \frac{\sum_{m=1}^{M-2} \left(A_m + B_m\right) \cos\left(\mu_m \left(M - 0{,}5\right)\right)}{\cos\left(\mu_{M-1} \left(M - 0{,}5\right)\right)};$$

$$\Omega = \frac{\frac{P}{M\ E\ F} + \sum_{m=1}^{M-2} \left(A_m - B_m\right) \beta_m \cos\left(\frac{\mu_m}{2}\right)}{\beta_{M-1} \cos\left(\mu_{M-1} \left(1 - 0{,}5\right)\right)}.$$

Відомі сталі дозволяють формулювати умову міцності тросів та гумового прошарку.

5.5.3 Стрічка з отворами

Поєднання операцій – спосіб підвищення ефективності виробництва, Наприклад, транспортування конвеєром та часткове зневоднення продукту. В конвеєрній стрічці в такому випадку, мають бути утворені отвори. Нехай розміри отворів $l_2 \times s$. Зорієнтовані вздовж осі стрічки *x*. Початок осі сумістимо з межею довільного ряду отворів. Тросам надамо номери від одиниці до *M*+*N*. Кількість тросів *N* обрана з умови *t*=*s*/*N*. *Р*озглядати четверту частину повторювального фрагменту стрічки з отворами довжиною $l_1 + l_2$.

Відзначимо особливості навантаження виділеної частини стрічки. Симетричність виділеного елемента призводить до наступних особливостей його деформування. Перерізи в площинах симетрії, розташованих нормально до осі *x,* не викривляються. Переміщення тросів, розташованих симетрично границі отвору паралельній осі, рівні. Розтяг конструкції композитної побудови, армованої системою паралельних тросів, не призводить до появи дотичних напружень в

еластичній оболонці. Не виникають дотичні напруження в еластичній оболонці вздовж елемента армування на ділянці, що межує з отвором. Відстань поміж отворами позначимо L.

Частині без отвору надамо номер 1. Номер 2 інший. Номери запишемо в індекси величин першої та другої частини. В межах кожної з частин поверхні її конструкція незмінна. На ділянці $x > 0$ кількість тросів $Z_1=M+N$. На ділянці $x < 0$ – $Z_2=M$. Врахуємо умови збереження плоских перерізів в площинах симетрії. Вирази переміщень та сил запишемо у формі

$$u_1(i,x)=\sum_{n=1}^{M+N-1} B_{1,n}\left(e^{-\beta_{1,n}x}-e^{\beta_{1,n}(x-2L)}\right)\frac{\cos\left(\mu_{1,n}(i-0.5)\right)}{\beta_{1,n}}+\frac{P\,x}{(M+N)\;E\;F},$$

$$u_2(i,x)=\sum_{n=1}^{M-1} B_{2,n}\left(e^{-\beta_{2,n}x}-e^{\beta_{2,n}(x+2l)}\right)\frac{\cos\left(\mu_{2,n}(i-0.5)\right)}{\beta_{2,n}}+\frac{P\,x}{M\;E\;F}.$$

$$p_1(i,x)=-E\;F\sum_{n=1}^{M+N-1} B_{1,n}\left(e^{-\beta_{1,n}x}+e^{\beta_{1,n}(x-2L)}\right)\cos\left(\mu_{1,n}(i-0.5)\right)+\frac{P}{(M+N)},$$

$$p_2(i,x)=-E\;F\sum_{n=1}^{M-1} B_{2,n}\left(e^{-\beta_{2,n}x}+e^{\beta_{2,n}(x+2l)}\right)\cos\left(\mu_{2,n}(i-0.5)\right)+\frac{P}{M}.$$

де $\mu_{1,m}=\dfrac{\pi\,m}{M+N}\;\;(1\le m<M+N)$; $\mu_{2,m}=\dfrac{\pi\,m}{M}\;\;(1\le m<M)$; $\beta_{1,m}=\sqrt{\dfrac{2\;G\,b\,k_G}{(t-d)E\;F}(1-\cos\mu_{1,m})}$;

$\beta_{2,m}=\sqrt{\dfrac{2\;G\,b\,k_G}{(t-d)E\;F}(1-\cos\mu_{2,m})}$.

Врахуємо умову рівності сил в тросах, що розташовані в обох частинах. Задамо сили навантаження тросів першої частини в переріз $x = 0$ рядом Фур'є

$$p_1(i,x=0)=\left(\frac{P}{M\;E\;F}-\sum_{n=1}^{M} B_{2,n}\left(1+e^{2\beta_{2,n}l}\right)\right)\sum_{j=1}^{M}\cos\left(\mu_{2,n}(j-0.5)\right)\times$$

$$\times\sum_{m=1}^{M+N-1}\cos\left(\mu_{1,m}(j-0.5)\right)\cos\left(\mu_{1,m}(i-0.5)\right)\frac{2\;E\;F}{M+N}+\frac{P}{M+N}.$$

Прирівняємо внутрішні сили навантаження тросів та їх переміщення в перерізі $x = 0$. Отримаємо систему рівнянь

$$-\sum_{m=1}^{M+N-1} B_{1,n}\left(1+e^{-2\beta_{1,m}L}\right)\cos\left(\mu_{1,m}\left(i-0.5\right)\right)-$$
$$-\left(\frac{P}{M\ E\ F}-\sum_{n=1}^{M} B_{2,n}\left(1+e^{2\beta_{2,n}l}\right)\right)\sum_{j=1}^{M}\cos\left(\mu_{2,n}\left(j-0.5\right)\right)\times$$
$$\times\sum_{m=1}^{M+N-1}\cos\left(\mu_{1,m}\left(j-0.5\right)\right)\cos\left(\mu_{1,m}\left(i-0.5\right)\right)\frac{2}{M+N}=0,$$

$$\sum_{n=1}^{M+N-1} B_{1,n}\left(1-e^{-2\beta_{1,n}L}\right)\frac{\cos\left(\mu_{1,n}\left(i-0.5\right)\right)}{\beta_{1,n}}-\sum_{n=1}^{M-1} B_{2,n}\left(1-e^{2\beta_{2,n}l}\right)\frac{\cos\left(\mu_{2,n}\left(i-0.5\right)\right)}{\beta_{2,n}}=0.$$

Розв’язок системи – вектори невідомих величин виразів розподілів сил та переміщень тросів.

5.6 Рекомендації із забезпечення стійкості положення плоского композитного тягово-транспортувального органу на приводному барабані (шківі) підйомно-транспортної машини

Плоский канат (стрічка) підйомно-транспортної машин взаємодіють з циліндричними шківами (барабанами). В цій взаємодії вони не обмежені в русі в напряму, паралельному осі шківа (барабана). В той же час, навіть безмежно малий кут відхилення осі каната (стрічки) від прямого до твірної робочої поверхні шківа (барабана), призводить до зміщення осі тягово-транспортувального органу в напрямку паралельному осі шківа (барабана). Такий зсув відбувається поки буде мати місце відхилення усереднених кутів нахилу тросів каната (стрічки) від нормалей до твірної робочої поверхні шківа (барабана) в зоні його взаємодії з тросами. Такий механізм взаємодії плоского тягово-транспортувального органу та шківа (барабана) з опуклою робочою поверхнею використовується для самоцентрування першого відносно останнього. Методика визначення впливу

форми твірної робочої поверхні шківа (барабана) на напружений стан плоского композитного тягово-транспортувального органу розглянута вище.

В процесі роботи елементи машини зношуються. Випадково змінюється форма робочої поверхні приводного шківа. Система втрачає можливість самоцентрування. Така втрата особливо небезпечна у випадку транспортування людей. Для гарантованого унеможливлення такого зсуву доцільно на шківі виконати кільцеві канавки, на канаті - виступи незмінного перерізу вздовж канату.

На приводному барабані між виступом каната і канавкою можуть виникати сили тертя, які змінюють напружений стан каната. У загальному випадку вони додаються до сил тертя між робочим органом підіймальної машини та канатом. Співвідношення цих сил тертя має практично випадковий характер, оскільки залежить від низки випадкових чинників, зокрема точності виготовлення канавок і виступів. Для того щоб дослідити вплив виключно сил тертя між виступом каната та канавкою барабана, вважатимемо, що сили тертя діють лише між зазначеними елементами.

Оскільки сили тертя прикладені лише до виступу на канаті і є розривною функцією, що залежить від номера троса та координат, це значно ускладнює аналітичний розв’язок задачі. З огляду на це, розв'язання загальної задачі доцільно розділити на два етапи.

Спочатку визначимо напружений стан каната який навантажений силами, які прикладені до тросів на ділянці нескінченно малої довжини. Наступний етап передбачає інтегрування переміщень та внутрішніх сил розтягу тросів на довжині L, дотичною розподіленою силою.

Оскільки сила тертя не змінює початкову форму каната, характер його деформування залишається одновісним, тому розрахункову модель можна прийняти прямолінійною. Припустимо, що до певної множини тросів K діють рівні сили тертя, сумарне значення яких приймається за одиницю. Такий підхід спрощує інтерпретацію майбутніх результатів, адже отримані значення дорівнюють співвідношенню сил, що прикладених до троса та середніх

навантажень на троси. Припустимо, що до довільних тросів множини K (k_1 та k_2) на координаті s від початку відліку, прикладено одиничне розподілене навантаження (рис. 5.3).

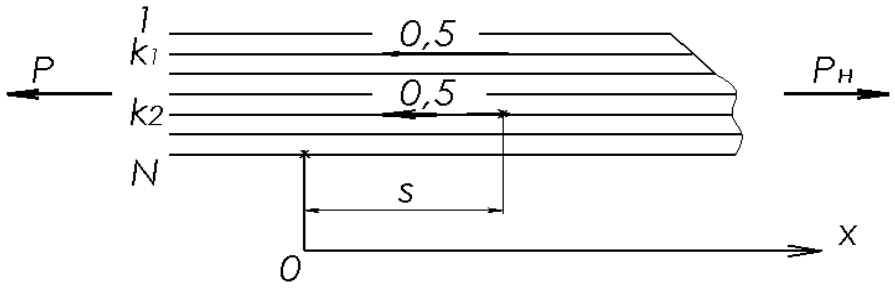


Рисунок 5.3 – Розрахункова схема навантаження каната [29]

Показники напружено-деформованого стану каната, стрічки у разі прикладення до тросів з номерами $k \subset K$ в перерізі $x=s$ зосереджених сил T_k

$$u_i = \begin{cases} -2\sum\limits_{m=1}^{M-1} \dfrac{\sum\limits_{k\subset K} T_k \cos\left(\mu_m\left(k-\frac{1}{2}\right)\right) e^{\beta_m(x-s)} \cos\left(\mu_m\left(i-\frac{1}{2}\right)\right)}{E\,F\,M\,\beta_m} & x < s; \\ 2\sum\limits_{m=1}^{M-1} \dfrac{\sum\limits_{k\subset K} T_k \cos\left(\mu_m\left(k-\frac{1}{2}\right)\right) e^{-\beta_m(x-s)} \cos\left(\mu_m\left(i-\frac{1}{2}\right)\right)}{E\,F\,M\,\beta_m} + \dfrac{\sum\limits_{k\subset K} T_k\,(x-s)}{E\,F\,M} & x \ge s, \end{cases}$$

$$p_i = \begin{cases} -\dfrac{2}{M}\sum\limits_{m=1}^{M}\sum\limits_{k\subset K} T_k \cos\left(\mu_m\left(k-\frac{1}{2}\right)\right) e^{\beta_m(x-s)} \cos\left(\mu_m\left(i-\frac{1}{2}\right)\right) + \dfrac{\sum\limits_{k\subset K} T_k}{M} & x < s; \\ \dfrac{2}{M}\sum\limits_{m=1}^{M}\sum\limits_{k\subset K} T_k \cos\left(\mu_m\left(k-\frac{1}{2}\right)\right) e^{-\beta_m(x-s)} \cos\left(\mu_m\left(i-\frac{1}{2}\right)\right) + \dfrac{\sum\limits_{k\subset K} T_k}{M} & x \ge s. \end{cases}$$

Умови міцності

$$\frac{2\,G}{E\,F\,M\,h}\sum_{m=1}^{M-1}\sum_{k\subset K} T_k \cos\left(\mu_m\left(k-\frac{1}{2}\right)\right)\beta_m^{-1}\left(\cos\left(\mu_m\left(k-\frac{1}{2}\right)\right)-\cos\left(\mu_m\left(k\pm1-\frac{1}{2}\right)\right)\right)\le[\tau],$$

$$\frac{2}{M}\sum_{m=1}^{M}\sum_{k\subset K}T_k\left(\cos^2\left(\mu_m\left(k-\frac{1}{2}\right)\right)+\frac{1}{2}\right)\le[p].$$

У разі навантаження окремого троса за номером *k* розподіленою на ділянці довжиною *L* дотичною силою інтенсивністю *T(x)* показники напруженого стану досягають екстремальних значень

$$\frac{2G}{E\ F\ M\ h}\sum_{m=1}^{M}\left[\begin{array}{l}\int_{x}^{L}T(x)e^{-\beta_m s}ds\beta_m^{-1}\cos\left(\mu_m\left(k-\frac{1}{2}\right)\right)\times\\ \times\left(\cos\left(\mu_m\left(k-\frac{1}{2}\right)-\cos\left(\mu_m\left(k\pm1-\frac{1}{2}\right)\right)\right)\right)\end{array}\right]\le[\tau],$$

$$\frac{2}{M}\sum_{m=1}^{M}\int_{0}^{L}T(x)e^{\beta_m(x-s)}ds\cos^2\left(\mu_m\left(k-\frac{1}{2}\right)\right)\le[p].$$

У разі навантаження різних тросів різними розподіленими навантаженнями екстремальні значення показників напруженого стану мають визначатися як сума показників.

5.7 Висновки за розділом 5

1. Розроблено наступні методики аналізу напружено-деформованого стану гнучких композитних тягових органів, зумовлених технічними рішеннями, прийнятими в процесі проектування та набутими в процесі експлуатації підйомно-транспортної машини нового типу:

- зменшення впливу розриву троса на тягову спроможність, включно і для часткового її відновлення;

- в перерізі зміни кількості тросів в канаті ступінчастої конструкції;

- паса кільцевої замкненої форми передачі з кінематичним зв’язком;

- стрічки для просіювання або часткового зневоднення сипких матеріалів, стрічки з подовжнім розривом;

- урахування відхиленням посудини від проектного положення;

- урахування відхилення форми робочої поверхні барабана (шківа) від циліндра;

- сумісного впливу характеру приєднання до елементів машини, нециліндричного барабану, повороту його осі, приєднаної посудини та розриву довільного троса в довільному перерізі.

2. Розроблено рекомендації із забезпечення стійкості положення плоского композитного тягового органа на приводному барабані (шківі) підйомно-транспортної машини.

РОЗДІЛ 6 РОЗРОБКА ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ТА ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ УСТАНОВОК З ГНУЧКИМИ КОМПОЗИТНИМИ ТЯГОВИМИ ОРГАНАМИ

6.1 Визначення напруженого стану плоского гумотросового канату (стрічки) на приводному барабані

В загальному випадку під параметрами об’єкту розуміють властивості, які можна виміряти. Під параметрами машини в цілому розуміють її технічні характеристики. Вони забезпечуються складом машини та взаємодією її складових, зокрема – виконавчими органами. В підйомно-транспортній машини з плоским гумотросовим тягово-транспортувальним органом виконавчим органом (органами) є барабан (барабани), що обертаються від приводу (приводів) та гумотросова стрічка (канат) безкінцева, або конечна, що завдяки взаємодії з барабаном (барабанами) здійснює постійний або періодичний зворотно-поступальний рух. Шляхом приєднання до стрічки сипкого вантажу здійснюється його переміщення або по горизонталі, або по похилій або по вертикалі.

Наведене показує що взаємодія приводного барабана (барабанів) зі стрічкою як виконавчих органів забезпечує можливість використання машини за призначенням. В свою чергу характер взаємодії залежить від їх параметрів. Об’єктивно, деформації здебільшого сталевого барабана (барабанів) значно менших розмірів ніж товщина стрічки будуть малими. Ними можна знехтувати. І тоді параметр барабана (барабанів) без урахування параметрів міцності та жорсткості - його форма, зовнішній радіус – ширина, форма твірної. За декількох приводних барабанів додатковим параметром є їхнє взаємне розташування, тому що діаметри усіх барабанів з умови синхронізації їх обертання приймаються рівними.

Зі стрічкою взаємодіє вантаж. Різні характери переміщення вантажу, особливості використання декількох барабанів з приводами забезпечують

загальною конструкцією машини.

Додатково до виконавчих органів вводять додаткові барабани відхилення та натягнення стрічки, опорні ролики, судини для розміщення вантажу. Окрім того, плоскій стрічці конструкцією машини на окремих ділянках надають лоткоподібну, замкнену або іншу форму. В процесі конструювання визначають взаємне розташування барабанів. Поверхні барабанів в процесі експлуатації зношуються – їх твірні втрачають прямолінійну форму. Відхилення твірних барабанів може передбачатися конструкцією машини з метою забезпечення самоцентрування стрічки відносно середини барабана.

Введенні додаткові барабани, ролики, елементи приєднані до стрічки для розміщення вантажу не є складовими стрічки як виконавчого органу. Вони впливають на її навантаження. Стрічка в процесі використання частково руйнується, зокрема у стрічці окремі троси розриваються. Забезпечення експлуатаційних вимог для стрічки накладає вимоги на її параметри. Такими параметрами, окрім геометричних, є параметри міцності.

Довжина, ширина стрічки визначається конструктивно. Зрозуміло, конструктивно має обиратися і ширина барабана (барабанів). Ширина барабанів має перевищувати ширину стрічки.

Параметр міцності стрічки забезпечується прийняттям її типу, включно з обранням парної кількості тросів в ній за максимального її навантаження в перерізі першого набігання на приводний барабан. На ділянці взаємодії стрічки з барабаном сили її натягнення притискають стрічку до барабану. В оболонці канату, що взаємодіє з приводним барабаном виникають напруження стиску та зсуву. Їх значення залежать від натягнення стрічки та радіусу барабана. Відповідно, геометричний параметр барабана – його радіус має обиратися з умови міцності стрічки з ділянками зміни плоскої її форми на просторову, з можливим розривом троса, зі стиковими з’єднаннями, за умови її взаємодії з барабаном що має криволінійні твірні.

Розриви тросів можуть виникати в довільних перерізах стрічки. Перерізи їх розташування та стикових з’єднань стрічки під час роботи машини

переміщаються та можуть співпасти з перерізом набігання на барабан. Їх наявність впливає і на міцність стрічки і на максимальні напруження в зоні взаємодії барабана та стрічки. Відповідно вони вплинуть і на мінімально допустимий радіус барабана.

Таким чином параметри приводного барабана (приводних барабанів) треба обирати сумісно з вибором параметрів міцності стрічки після обрання її загальної конструкції.

Розрахунки радіуса приводного барабану с урахуванням параметрів міцності стрічки, можна здійснити з використанням сучасних систем автоматизованого проектування таких як SolidWorks, Autodesk Inventor або програмних комплексів, які використовують метод кінцевих елементів, таких як SCAD (найчастіше SCAD Office), призначений для розрахунку та аналізу міцності машинобудівних конструкцій, Abaqus – для розрахунків на міцність.

Розглянемо приклад визначення розподілу тиску тросів на барабан в системі SolidWorks. В роботі показані впливи різних чинників на розподіл сил натягнення тросів в стрічці. Значний вплив на розподіл тисків має розрив троса. Розглянемо випадок тиску стрічки з ушкодженим тросом на барабан.

Нехай стрічка (канат) з п’яти тросів огинає барабан радіусом 1 м. Переріз ушкодження крайнього троса стрічки розташовано по її середині. Перерізам країв стрічки надані рівні вертикальні переміщання та обмежено переміщення тросів на дузі контакту з барабаном в радіальному напрямку. Зазначимо, що кількість тросів тут та далі прийнята умовно меншою за реальну для можливості продемонструвати результати розрахунку. В реальних розрахунках вони повинні відповідати обраному канату (стрічці). Прийняті механічні властивості гуми: модуль пружності $E_р = 6{,}1 \cdot 10^6$ Н/м^2, коефіцієнт Пуассона $\mu = 0{,}49$; модуль зсуву $G = 2{,}9 \cdot 10^6$ Н/м^2. Тип моделі – лінійний, пружний, ізотропний.

Отримані результати показані на рис. 6.1-6.2.

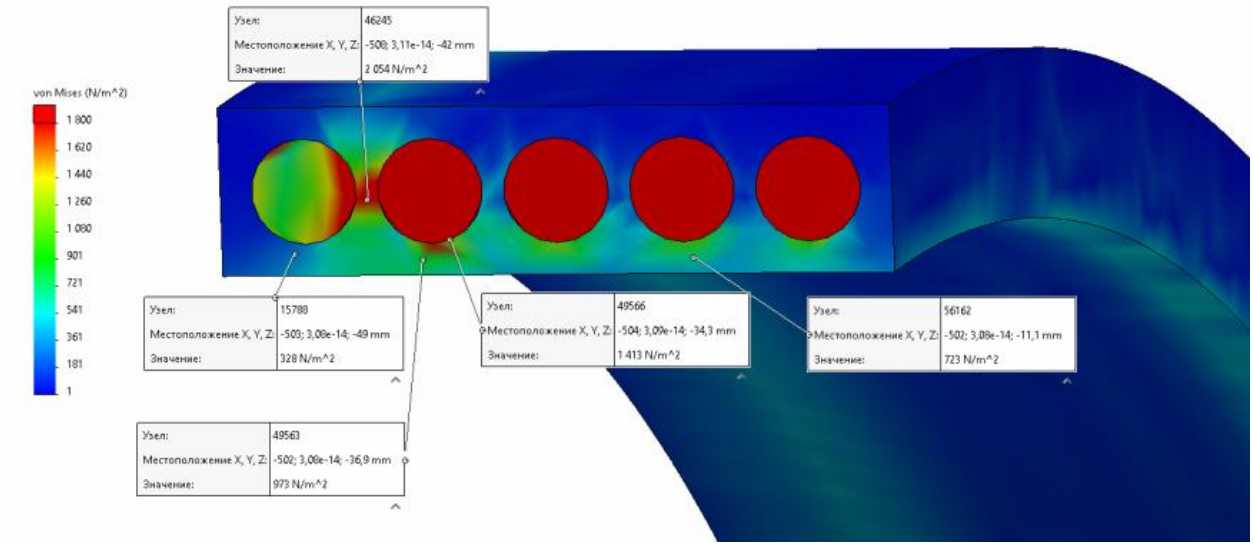


Рисунок 6.1 – Розподіл приведених за Мізесом напружень в гумовій оболонці гумотросового канату (стрічки) за його тиску на барабан радіусом в 1 м

На приводному барабані канат не лише тисне на барабан, йому передається тягове зусилля від приводу. Для визначення такого впливу скористуємося попередньою моделлю, лише обмежено переміщення тросів на дузі контакту з барабаном не в радіальному, а в напрямку дотичному до поверхні барабана.

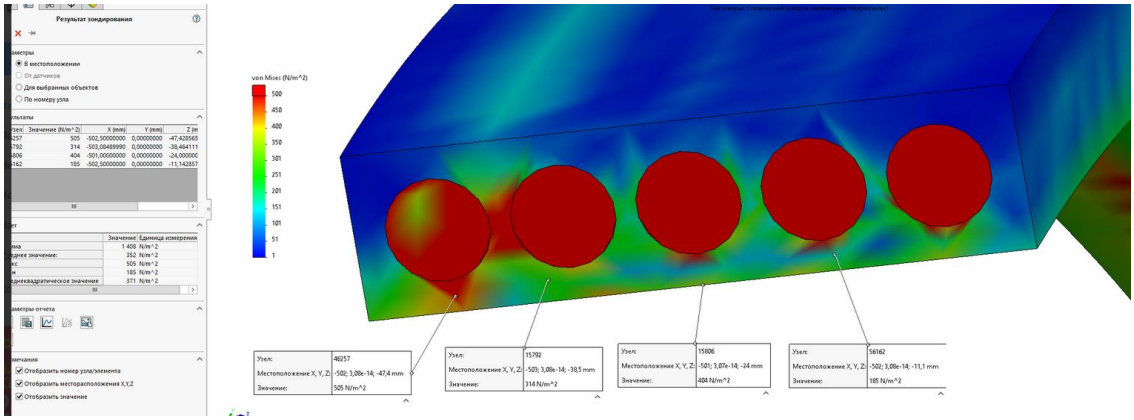


Рисунок 6.2 – Розподіл приведених за Мізесом напружень в гумовій оболонці гумотросового канату (стрічки) за передачі йому тягового зусилля приводним барабаном.

Відповідно отриманим результатам коефіцієнт концентрації дотичних напружень k_∂ = 5/3. Його значення менші, ніж коефіцієнт концентрації напружень зумовлених тиском, але він близький до аналітично визначеного коефіцієнту

концентрації сил зумовлений поривом троса 1,6. В подальших розрахунках будемо використовувати коефіцієнт k_m=2.

Окремо зазначимо, що експериментальним шляхом [16, 29] була досліджена взаємодія барабану радіусом 150 мм та канату ГТК-1-30х10/4х3,1 з десяти тросів діаметром d =3,1 мм, укладених з кроком h = 6,5 мм товщиною b = 10 мм. Встановлено, що математичне очікування зусилля, яке викликало руйнування оболонки канату становить 49,7 кН, 49,2 кН, 48,4 кН у разі стріли кривизни твірної барабану 0, 2,5%, та 5% ширини каната. Якщо прийняти, що умова руйнування - це тиск троса навантаженого зусиллям 4,97 кН на барабан, то зменшення сумарного зусилля натягнення каната зумовлено зменшенням натягненням інших тросів. В симетричній відносно середини барабана стрічці п’ять тросів. Якщо прийняти, що ушкоджено крайній трос, то середнє навантаження інших тросів зросте на 20%. Коефіцієнт нерівномірності розподілів напружень зросте до 1,2 і усі неушкоджені троси будуть аналогічно навантажені.

Вказане суперечить розподілу напружень (рис. 6.1), за яким напружений стан гуми навколо троса суміжного з ушкодженим, за винятком гуми поміж ним та третім тросом, суттєво відмінний. Відповідно, навантаження, переміщення третього – п’ятого тросів менші, а не рівні найбільш навантаженому. Коефіцієнт нерівномірності розподілів напружень значно більший за 1,2.

Експериментально в [29] досліджено і зусилля вириву троса (рис. 6.3) з гумотросового канату

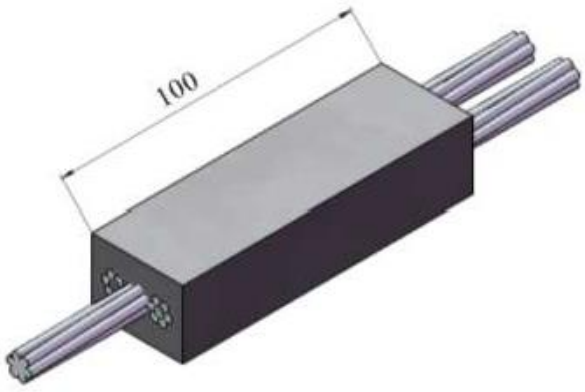


Рисунок 6.3 – Передбачений стандартом зразок для випробовувань гумотросового каната на вирив троса [29]

Визначено межі значень випадкових величин - зусиль вириву троса 2,523 - 3,195 кН. За наведеної схеми трос, що виривають, взаємодіє з двома тросами. Його взаємодія з одним тросом в зразку незначної довжини (рис. 6.3) близька до взаємодії тросів випадку (рис. 6.1) в перерізі розриву крайнього троса. Значні напруження в гумовій оболонці канату діють лише біля двох тросів – біля ушкодженого та суміжного з ним. І, навіть за наявності напружень в оболонці поміж вказаними тросами та барабаном, усереднені напруження в гумі поміж ушкодженим та суміжним тросами становлять 2,054 Н/м^2, що свідчить про те, значну частину навантаження, що мав сприймати крайній трос, сприймає суміжний. Тому визначений аналітичним шляхом коефіцієнт 1,6 можна вважати обґрунтованим.

Разом з наведеним треба відзначити, що побудова твердотільної моделі, як основи розгляду зовнішнього впливу на неї, в нашому випадку гумотросового канату (стрічки) на барабані, не дозволяє урахувати форми зміни прямих ліній розташування центрів тросів в канаті (стрічці) на криві на барабані з криволінійними твірними, передбаченими проектом, або виниклими в результаті зносу барабана. Побудова твердотільної моделі як основи розгляду зовнішнього впливу на канат (стрічку) не дозволяє визначати вплив ділянок надання канату (стрічці) лоткоподібної, трубчатої форми або форми гелікоїда на ділянці перевертання стрічки або повороту приєднаної посудини. Не усі програмні комплекси розраховані на розв’язання задач, коли один з трьох габаритних розмірів (довжина стрічки), суттєво більший за інші (ширину, товщину стрічки). При проектуванні багатоприводних стрічкових конвеєрів бажано застосувати для приводу другого барабана електродвигуни з великим (краще регульованим) ковзанням порівняно з ковзанням електродвигуна (двигунів) першого приводного барабана.

Раціонально також використання запропонованого технічного рішення стосовно вузла розведення шахтного канатного підйомника для похилих виробок він виключає можливість аварійної ситуації, чим підвищує безпеку його використання.

6.2 Визначення діаметрів барабанів

Барабани - це основні складові підйомно-транспортних машин. З їх поверхнями взаємодіють стрічки (канати). Барабани визначають їх форму. Вони забезпечують їх рух. Товщина гумотросової стрічки значно менша за радіус барабана. Вказане дозволяє за відомим зусиллям натягнення стрічки (каната) в перерізі його набігання на приводний барабан P визначити його погонний тиск на барабан за його середнім радіусом R

$$S = \frac{P}{R}.$$

Відоме значення погонного тиску дозволяє визначити усереднені значення напружень стиску гуми під n тросами гумотросового каната, укладеними з рекомендованим кроком $t = 1,2d$

$$\sigma = \frac{P}{R\,n\,t}.$$

Вище визначені залежності напружено-деформованого стану еластичної оболонки канату, зумовлені зсувом гумотросового каната (стрічки) відносно барабану (5.1.1), його тиском на барабан (5.1.2), впливом форми твірної робочої поверхні барабана (5.1.2), впливом розривів неперервності тросів на зміни механічних властивостей матеріалу еластомірної оболонки (розділ 3), наданням стрічці лоткоподібної (5.2.1), замкненої форми (5.2.1), розривів суцільності тросів (5.4). Врахуємо їх вплив введенням коефіцієнтів нерівномірного розподілу напружень стиску зумовленим перерахованими вище чинниками та сформулюємо умову міцності

$$\sigma = \frac{P}{R\,n\,t} k_1 k_2 k_m \le [\sigma],$$

де k_1 – коефіцієнт, що враховує вплив форми твірної робочої поверхні барабана; k_2 – коефіцієнт, що враховує зміщення тросів в напрямі нормальному до площини стрічки плоского канату, зумовлені прийнятою конструкцією підйомно-транспортної машини.

Нами прийняті три коефіцієнти. Вони відтворюють зростання напружень в еластичній оболонці. Перші два залежать від прийнятої конструкції машини, а саме від чинників, за яких пряма лінія розташування центрів тросів в перерізі стрічки змінює свою форму або положення – повертається.

Можна і навпаки, за сформульованим виразом визначити мінімальні з умови міцності матеріалу оболонки канату радіуси барабанів підйомно-транспортної машини

$$R = \frac{P k_1 k_2 k_m}{n\, t\, [\sigma]}.$$

Навіть за різних сил натягнення гумотросового канату (стрічки) в перерізі набігання на перший та другий барабани, їх приймають рівними. Відмінними (меншими) можуть бути радіуси натяжних барабанів конвеєрів, барабанів відхилення підіймальних машин.

Для першого приводного барабана треба перевірити умову міцності оболонки канату на зсув. Оскільки діаметр другого приводного барабана, з умови міцності може бути навіть меншим за діаметр першого, то відстань поміж осями барабанів багатоприводної підйомно-транспортної машини з плоским гумотросовим тяговим органом може обиратися довільно.

Загальні форми отриманих в роботі рішень стосовно впливів розривів тросів в стрічці, особливостей розподілу тиску гумотросової стрічки (каната) на барабан, впливів форми твірної робочої поверхні барабанів, надання стрічці лоткоподібної або замкненої форми, дозволяють використовувати результати роботи і для стрічок, оболонки яких виконані з інших еластичних матеріалів, наприклад не з

гуми, а з поліуретану. Практика показує, що в ньому залишкові деформації менші, ніж в гумі.

Параметр каната (стрічки) – його міцність має визначатися з урахуванням навантаження каната та визначених коефіцієнтів концентрації напружень $k_1,\ k_2,\ k_m$.

Сформульоване вище дозволяє визначити раціональні параметри виконавчих органів підйомно-транспортної машини з плоским тягово-транспортувальним органом та його приводних барабанів.

6.3 Раціональна схема багатоприводного підйому для глибокого кар'єру Кривбасу

На практиці композитні тягові органи шахтних підйомних установок можуть мати два типи виконання: 1 – у вигляді гумотросового каната (пакета з кількох сталевих тросів, завулканізованих у гумову оболонку); 2 – у вигляді плоскої гумової стрічки, армованої у поздовжньому напрямку пакетом зі сталевих тросів. У першому випадку для транспортування важких підйомних посудин необхідно використовувати багатоканатну схему підйому, аналогічну до традиційної системи Кепе з провідним шківом тертя. У другому випадку використовується одна або декілька гумотросових стрічок зі шківом тертя або барабаном навивки на підйомній машині з підвішеними на них підйомними посудинами, що пересуваються провідниками армування стовбура або похилим рейкам. Критерії оцінки безпеки роботи підйомних установок для цих двох схем будуть визначатися відмінностями у характерних для них основних фізико-механічних процесах, їх робочих та аварійних режимах, швидкостях руху, геометричних та інерційних параметрах.

Навіть при використанні традиційних компоновочних схем у підйомних установках з ГТК, процесом, що найбільш впливає на динаміку шахтної підйомної установки, є те, що ГТК має значно більшу дисипацію енергії при поздовжніх і поперечних коливаннях, який формує математичні моделі зв'язку

між зусиллями і деформаціями, відмінні від класично прийнятих для сталевих канатів. Особливо це проявляється при похилому підйомі, якщо ГТК ковзає по системі роликоопор або суцільної поверхні похилу траси підйому. Це визначає характер залежності зусилля від поздовжнього переміщення $P = f(W)$.

Для синтезу схеми похилої підйомної установки приймемо у першому наближенні такі системи та параметри. Проєктуємо тяговий орган ГТК на основі троса діаметром $d = 10$мм (маркувальна група 1670 (170) Н/мм^2) (рис. 6.4).

Обчислимо розривне зусилля всіх тросів ГТК: $67700\text{Н} \cdot 52 = 3520400\text{Н}$.

Обчислимо силу, що скочує навантаженого скіпа при верхньому положенні на трасі

$$(450000 + 450000) \cdot \sin 65^0 = 900000 \cdot 0{,}906 = 815400\text{Н}.$$

Обчислимо параметри ГТК з урахуванням дотримання запасу міцності каната, що дорівнює 4 і коефіцієнтом запасу по нековзанню в умові Ейлера, що дорівнює 1,2. Попередньо приймаємо канат із числом тросів $N_{\text{tr}} = 52\text{троси}$. Приймаємо мінімальний крок укладання тросів у канаті $t = 1{,}2d$. Тоді мінімальна ширина стрічки $B = N_{tr} \cdot t = 52 \cdot 10 \cdot 1{,}2 = 624\text{мм}$. З урахуванням відстані E від центру крайнього троса до борту каната $t = 2 \cdot 1{,}2d = 2 \cdot 1{,}2 \cdot 10 = 24\text{мм}$, попередньо приймаємо $B = 624\text{мм}$. Товщини обкладок $h_1 = h_2 = 0{,}5 \cdot d = 5\text{мм}$. Геометричні параметри каната: товщина $H = h_1 + h_2 + d = 5 + 5 + 10 = 20\text{мм}$, ширина стрічки: $B = 624\text{мм}$, довжина стрічки: $L = 300/\sin 65^0 = 331\text{мм}$.

Площа поперечного перерізу стрічки

$$S = H \cdot B = 20\text{мм} \cdot 624\text{мм} = 12480\text{мм}^2.$$

Об’єм ГТК

$$V = S \cdot L = 0{,}01248\text{м} \cdot 331\text{м} = 4{,}13\text{м}^3.$$

Об'єм порожнеч від тросів у матриці

$$V_{\text{tr}} = 52 \cdot 331 \cdot 0{,}001^2 \cdot 3{,}1415/4 = 0{,}01352\text{м}^3.$$

Маса тросів у ГТК

$$M_{\text{tr}} = 435/1000 \cdot 331 \cdot 52 = 7487{,}22\text{кг}.$$

Чистий обсяг гуми в ГТК

$V_{\text{r}} = V - V_{\text{tr}} = 4{,}13 - 0{,}01352 = 4{,}12\text{м}^3$.

Щільність гуми в ГТК кар'єрної установки – 1200 кг/м^3.

Маса гумової матриці

$M_{\text{rez}} = 1200 \cdot V_{\text{r}} = 4{,}12\text{м}^3 \cdot 1200\text{кг}/\text{м}^3 = 4944\text{кг}$.

Маса ГТК

$M_{\text{rtk}} = M_{\text{tr}} + M_{\text{rez}} = 7487{,}22\text{кг} + 4944\text{кг} = 12431{,}22\text{кг}$

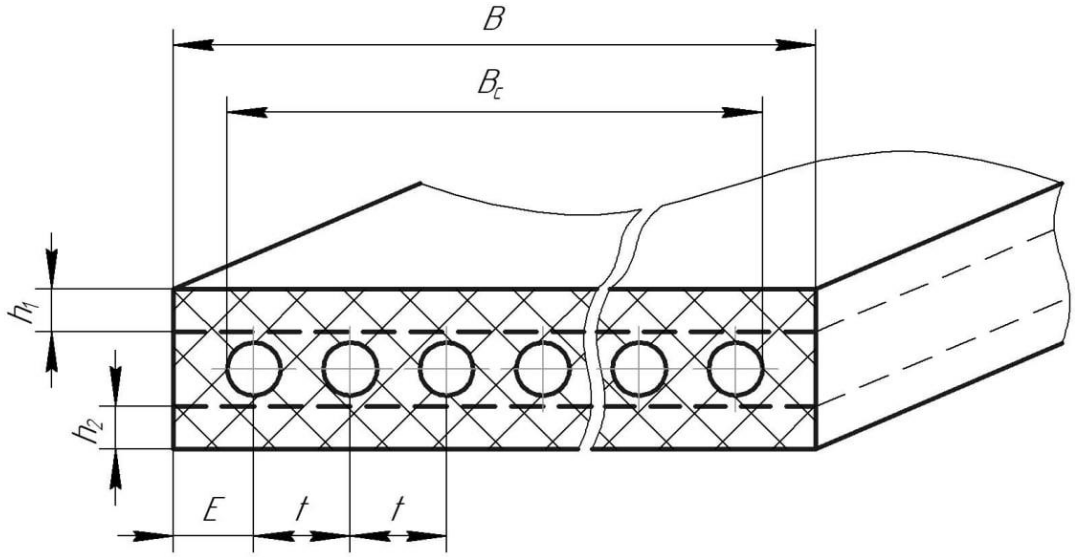


Рисунок 6.4 – Схема поперечного перерізу ГТК

Тип похилого підйому – двоскіповий.

Глибина кар'єру – 300 м.

Кут нахилу до горизонту траси кар'єрної установки – 65^0.

Довжина похилої траси – 331 м.

Максимальна швидкість роботи похилої установки – 10 м/с.

Маса корисного вантажу Q_{gr} – 45 т.

Маса скіпу Q_{sk} – 45 т.

Тип канатоведучого органу – шків тертя.

Кількість шківів тертя похилої установки – 1.

Футерування ведучого шківа – опуклого перерізу в середині шківа.

Футерування напрямних шківів – опуклого поперечного перерізу.

Тип головного каната – гумотросовий канат.

Електропривод – постійного струму.

Гальмо – колодкового/дискового типу.

Армування вертикального стовбура – металеве, малорозпірне.

Основа траси похилого підйому – рейкошпальні грати.

Розривне зусилля одного троса загалом F_{raz_1} – 67700 Н.

Діаметр сталевого троса в ГТК – 10 мм.

Маса одного метра троса в ГТК – 0,435 кг/м.

Число тросів за DIN 3055 в ГТК – 52.

Кут обхвату ведучого шківа – 180^0 .

Коефіцієнт тертя РТК по футеровці шківа не менше – 0,3.

Коефіцієнт граничної тягової здатності шківа $\exp(180^o \cdot 0.3) = 2,2$.

Коефіцієнт запасу з нековзання за умови Ейлера $N_{sk} = 1,2$.

Запас міцності каната $N_{pr} = 4$.

Виконаємо попередній розрахунок запасів міцності ГТК кар’єрної підйомної установки на підставі наведених вище параметрів.

Фактичний запас міцності ГТК на похилій трасі n

$$n = \frac{F_{raz}}{F_{sk}} = \frac{3520400}{815400} = 4,32 > 4.$$

Виконаємо попередній розрахунок запасів міцності ГТК кар'єрної підйомної установки на підставі наведених вище параметрів.

Фактичний запас по нековзанню ГТК по шківу на похилій трасі

$$\exp(3,1415 \cdot 0,3)/1,2 = 2,053$$

$$\frac{Q_{sk} + Q_{qr} + M_{rtk} \cdot g}{Q_{sk}} = \frac{450000 + 450000 + 124312,2}{815400} = 1,3 < 2,053$$

Наведені розрахунки показують, що кар’єрна підйомна установка з одним шківом тертя, кутом нахилу 65^0, масами скіпів і вантажу по 45 т, коефіцієнтом тертя ГТК по футеровці 0,3 задовольняє умовам нековзання по Ейлеру на шківі.

6.4 Технічні пропозиції щодо розведення траєкторій руху скіпів або скіпів і противаги в момент їх рівновіддаленості від приводу

Схема похилого кар’єрного підйомника з гумотросовим тяговим органом та шківом тертя. показана на рис. 6.5. ГТК на ділянках між приводним шківом тертя та напрямними шківами розгортається на 90°. Ведучий та напрямні шківи мають опуклу в середині їх оболонок футеровану поверхню, що необхідно для автоматичного самоцентрування стрічки в середньому перерізі шківів.

Циклічний зворотно поступальний рух скіпів, противаг похилими трасами вимагає наявності ділянки з системою їх взаємного обминання. Ця система має систему стрілочних переводів, механізм їх переведення. Вихід з ладу ділянки, як і вихід з ладу інших складових системи транспортування, призводить до виходу з ладу усієї системи. З точки зору надійності, система, в якій вихід з ладу елементу, призводить до виходу з ладу усієї системи є системою з послідовним приєднанням елементу. Надійність такої системи менша за надійність найменш надійного елемента.

Ймовірність виходу з ладу системи з послідовним з’єднанням елементів дорівнює добутку ймовірностей виходу з ладу елементів системи. Кожен послідовно приєднаний елемент зменшує надійність системи. Таким чином, вилучення з системи підйомної машини будь-якого послідовно приєднаного елементу, зокрема системи взаємного обминання скіпів, скіпів та противаг суттєво підвищує надійність роботи підйомної машини з рухом по похилій траєкторії.

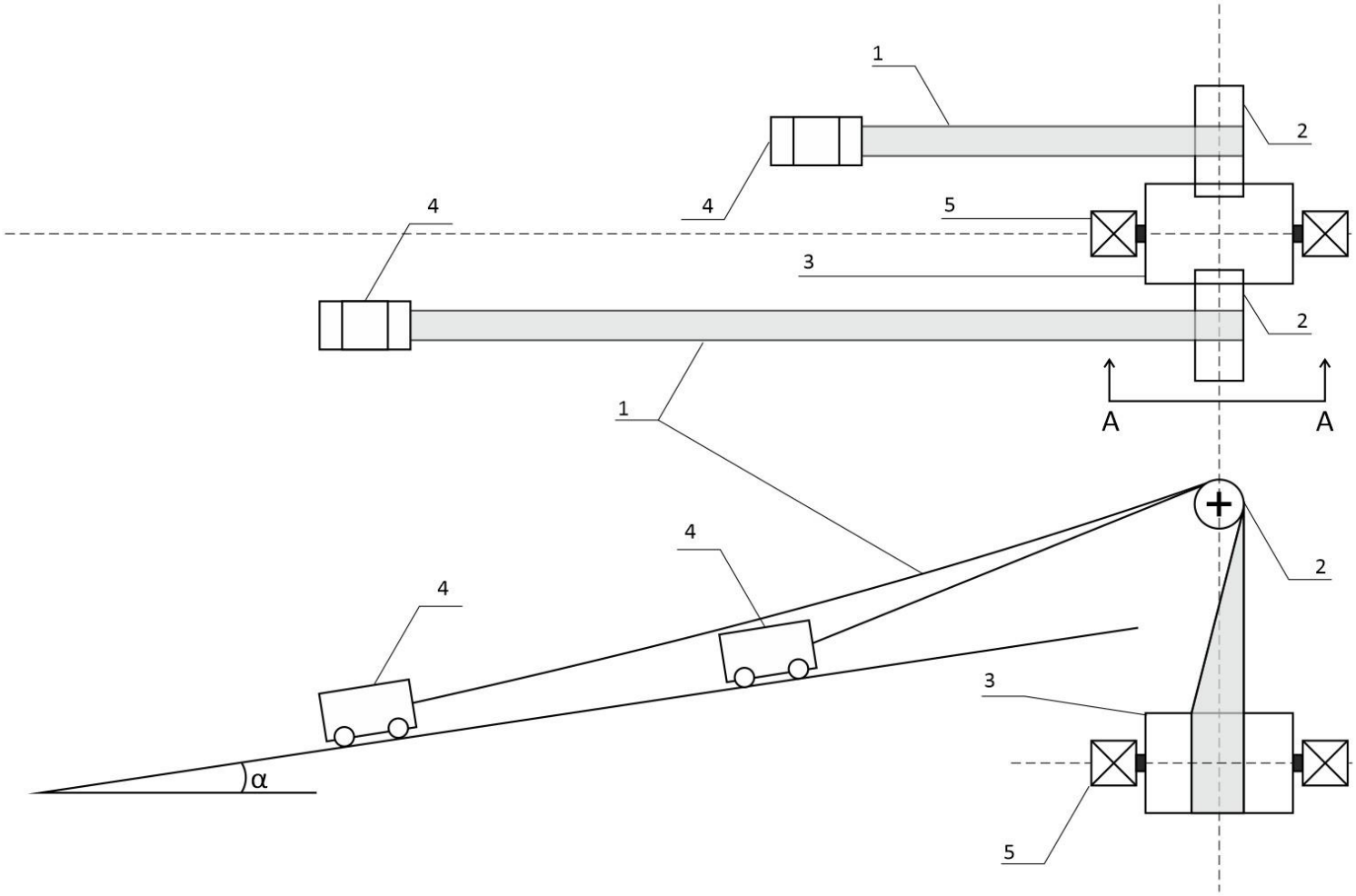


Рисунок 6.5 – Схема кар'єрного підйомника з гумотросовим несучим канатом: 1 – ГТК, 2 – напрямні шківи, 3 – ведучий шків тертя, 4 – скіпи, 5 – електропивід

Питаннями вдосконалення підйомних машин присвячені наступні технічні рішення [151-153]. В них запропонована шахтна канатна дорога з рейковою колією із стрілочними переводами, на якій встановлено буксирний візок, обладнана нерухомими кронштейнами із стабілізуючими котками, зі зчепленим з ним составом вагонеток, містить привідну і кінцеву станції, напрямні ролики, має додатковий буксирний візок зі сторони кінцевої станції із з'єднаними з ним составами вантажних і пасажирських вагонеток і розминовку з двома стрілочними переводами з можливістю відхилення поворотних рейок відповідно у протилежні напрями в моменти проходження буксирних візків з составами по різним рейковим шляхам, при цьому зворотна гілка каната розташована у межах рейкової колії, а поворотні та рамні рейки стрілочних переводів мають пази для його проходу.

Ділянка взаємного обминання візків складної конструкції, відповідно має низьку надійність. Розроблено шахтний канатний підйомник для похилих виробок з двома буксирними вагонетками зі зчепленими з ними составами вагонеток, рейкову колію із розминовкою з двома стрілочними переводами, привідну станцію із шківом тертя, додатковими блоками. Недоліком рішення також є складність конструкції, мала надійність.

В основу запропонованого нами рішення поставлено задачу удосконалення відомого шахтного канатного підйомника для похилих виробок, у якому за рахунок того, що друга буксирна вагонетка та зчеплений з нею состав вагонеток обладнані портальними конструктивними елементами та спираються ними на додаткову колію, забезпечується можливість одночасного транспортування вантажів у зустрічних напрямках без застосування стрілочних переводів, що підвищує надійність та безпеку експлуатації підйомника.

Поставлена задача вирішується тим, що у шахтному канатному підйомнику для похилих виробок, до складу якої входять дві буксирні вагонетки зі зчепленими з ними составами вагонеток, рейкова колія, привідна станція із шківом тертя, що взаємодіє з тяговим канатом, має додаткову

рейкову колію з більшою базою, ніж база рейкової колії і розташовану на одній осі з нею, перша буксирна вагонетка зі зчепленими з нею составом вагонеток встановлена на рейкову колію, друга буксирна вагонетка зі зчепленими з нею составом вагонеток встановлена на додаткову рейкову колію і обладнана портальними елементами, які утворюють пройм, розміри перерізу якого перевищують габаритні розміри перерізів першої буксирної вагонетки зі зчепленими з нею составом вагонеток, вісь шківа тертя розташована горизонтально, кінці тягових канатів приєднані до буксирних вагонеток, при цьому нижня гілка каната приєднана до першої буксирної вагонетки. На рис. 6.6 показано шахтний канатний підйомник для похилих виробок.

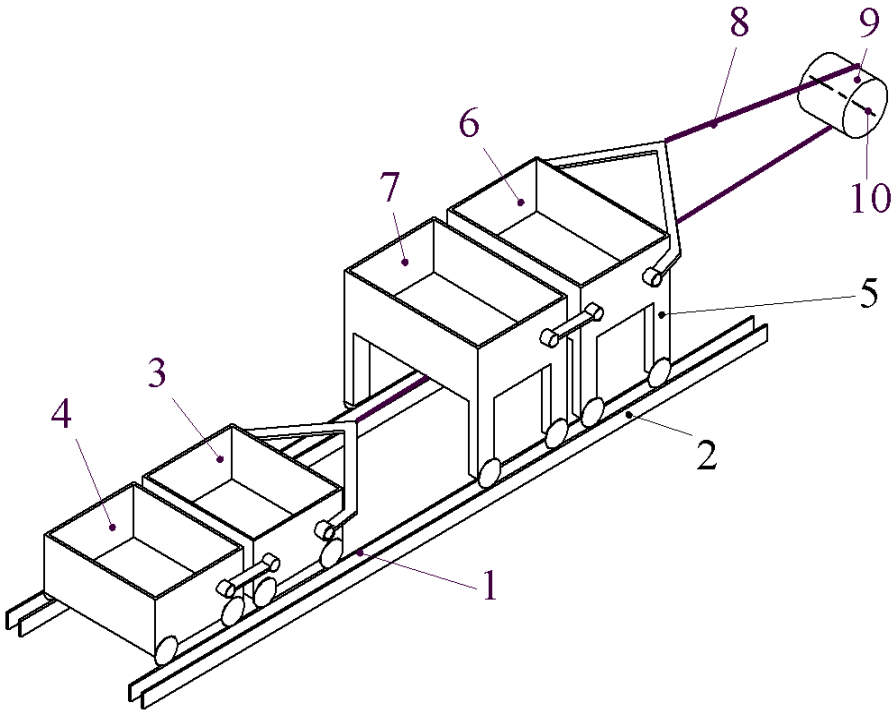


Рисунок 6.6 – Запропонований шахтний канатний підйомник для похилих виробок

Підйомник має основу 1 та додаткову рейкову колію 2, на колії 1 встановлена буксирний скіп 3 зі зчепленими з ним скіпом 4. На колію 2, портальними елементами 5, спираються скіп 6 зі зчепленим з ним скіпом 7, що

рухаються в протилежному напрямі. Скіп 3 рухається за допомогою каната 8, включно і плоского. Він знизу огинає приводний шків тертя 9 з горизонтальною віссю обертання 10. До другого кінця каната приєднано скіп 6. Замість нього до каната може бути приєднана противага.

Запропонований підйомник працює наступним чином. Привод машини обертає шків тертя 9. Він приводить у рух канат 8. Він по рейковій колії 1 пересуває скіпи 3 та 6 зі зчепленими з ними скіпами 4, 7. Замість них можливо приєднання противаги. Після досягнення скіпами кінцевих пунктів траси здійснюється їх розвантаження (завантажування). Цикл транспортування повторюється.

Вилучення з конструкції підйомника стрілочних переводів в системі обминання скіпів зменшує ймовірність виходу системи з ладу, відповідно, підіймає надійність підйомника з похилими трасами руху вантажів та противаг.

6.5 Висновки за розділом 6

1. Показано, що побудова твердотільної моделі, як основи розгляду зовнішнього впливу на неї, в нашому випадку гумотросового канату (стрічки) на барабані, не дозволяє урахувати форми зміни прямих ліній розташування центрів тросів в канаті (стрічці) на криві на барабані з криволінійними твірними, передбаченими проектом, або виниклими в результаті зносу барабана. Побудова твердотільної моделі як основи розгляду зовнішнього впливу на канат (стрічку) також не дозволяє визначати вплив ділянок надання канату (стрічці) лоткоподібної, трубчатої форми або форми гелікоїда на ділянці перевертання стрічки або повороту приєднаної посудини тощо.

2. Загальні форми отриманих в роботі рішень стосовно впливів розривів тросів в стрічці, особливостей розподілу тиску гумотросової стрічки (каната) на барабан, впливів форми твірної робочої поверхні барабанів, надання стрічці лоткоподібної або замкненої форми, дозволяють використовувати результати

роботи і для канатів (стрічок), оболонки яких виконані з інших еластичних матеріалів, наприклад не з гуми, а з поліуретану.

3. Параметри приводного барабана (приводних барабанів), як складового (конструктивного) елементу підйомно-транспортної машини, треба обирати сумісно з вибором параметрів міцності каната (стрічки) після обрання її загальної конструкції. Геометричний параметр барабана – його радіус має обиратися з умови міцності каната (стрічки) з ділянками зміни його плоскої форми на просторову, з можливим розривом троса, зі стиковими з'єднаннями, за умови його взаємодії з барабаном, що має криволінійні твірні. Параметр каната (стрічки) – його міцність має визначатися з урахуванням навантаження каната (стрічки) та встановлених коефіцієнтів концентрації напружень k_1, k_2, k_m. Вказане дозволяє визначити раціональні параметри виконавчих органів підйомно-транспортних машин з плоскими композитними тягово-транспортувальними органами та їх приводних барабанів.

4. Визначено раціональні конструктивні параметри для технічного завдання на проєктування базового варіанту скіпової підйомно-транспортної системи з синхронізованими тяговими шківами тертя і композитними тяговими органами. Розрахунково підтверджено, що кар'єрна підйомно-транспортна установка задовольняє нормативним значенням запасу з ковзання на шківі і запасу міцності гумотросового каната.

5. Запропоновано технічне рішення удосконаленого шахтного канатного підйомника для похилих виробок, у якому за рахунок того, що друга буксирна вагонетка та зчеплений з нею состав вагонеток обладнані портальними конструктивними елементами та спираються ними на додаткову колію, забезпечується можливість одночасного транспортування вантажів у зустрічних напрямках без застосування стрілочних переводів, що підвищує надійність та безпеку експлуатації підйомника.

ВИСНОВКИ

1. Робота спрямована на встановлення закономірностей формування, перерозподілу та зміни напружено-деформованого стану гнучкого композитного тягового органа на основі визначення модельних уявлень його взаємодії з елементами підйомно-транспортної установки в експлуатаційних режимах при руйнівному і неруйнівному навантаженнях з урахуванням природних змін механічних властивостей його еластомерної оболонки протягом життєвого циклу для обґрунтування раціональних параметрів та технічних рішень щодо створення сучасних підйомно-транспортних систем з композитними тяговими органами зі збільшеними термінами роботи, рівнем ефективності та експлуатаційної безпеки.

2. Розроблена та аналітичним шляхом розв’язана математична модель гумотросового тягового органу з порушеною структурою та з урахуванням дискретно зміненої по довжині каната жорсткістю гуми на зсув в локальній зоні розриву суцільності елемента армування.

3. Встановлено вплив дискретної зміни модуля зсуву гуми на напружено-деформований стан каната з порушеним елементом армування. Сформульовано алгоритм визначення напруженого стану гумотросового тягового органу з порушеною структурою за дискретної зміни модуля зсуву матеріалу, що з’єднує троси.

4. Уточнено механізм зміни напруженого стану гумотросового каната внаслідок нелінійного закону деформування міжтросових еластичних прошарків. Врахування нелінійності деформування гумової оболонки надає можливість прогнозування напруженого стану з урахуванням відомого закону зміни властивостей гуми в процесі її використання та підвищення безпеки та надійності використання гумотросових тягових органів.

5. Закони розподілу сил, переміщень, кутів зсуву гуми у випадках прийняття лінійного закону деформування гуми, у випадку прийняття

припущення про відмінне (менше у четверо) значення модуля зсуву на незначній частині каната, розташованій симетрично перерізу розриву троса та в останньому випадку припущення про відмінне значення модуля зсуву лише в гумових прошарках, суміжних з тросом, що має розрив, якісно збігаються. Кількісно відрізняються максимальні кути зсуву. В розглянутому випадку тангенси кутів зсуву, визначені з урахуванням локального зменшення модуля зсуву гуми вчетверо, призводять до їх зростання практично на 15% відносно таких параметрів, визначених за умови лінійного деформування гуми.

6. Розроблено узагальнені моделі та побудовано рішення для випадків сумісного впливу конструктивних та набутих в процесі використання параметрів підйомно-транспортної системи на напружено-деформований стан гнучкого композитного тягового органа з урахуванням нелінійного деформування каната (стрічки) з більш навантаженими тросами, суміжними з ушкодженим в довільному перерізі.

7. Розроблено методики аналізу напружено-деформованого стану гнучких композитних тягових органів, зумовлених технічними рішеннями, прийнятими в процесі проектування та набутими в процесі експлуатації підйомно-транспортної машини нового типу:

- зменшення впливу розриву троса на тягову спроможність, включно і для часткового її відновлення;

- в перерізі зміни кількості тросів в канаті ступінчастої конструкції;

- паса кільцевої замкненої форми передачі з кінематичним зв’язком;

- стрічки для просіювання або часткового зневоднення сипких матеріалів, стрічки з подовжнім розривом;

- урахування відхиленням посудини від проектного положення;

- урахування відхилення форми робочої поверхні барабана (шківа) від циліндра;

- сумісного впливу характеру приєднання до елементів машини, нециліндричного барабану, повороту його осі, приєднаної посудини та розриву довільного троса в довільному перерізі.

8. Відхилення гумотросового тягового органа на шківі від заданого положення є важливим параметром порушення працездатності установки з тяговим органом нового типу. Розроблено рекомендації із забезпечення стійкості положення плоского композитного тягового органа на приводному барабані (шківі) підйомно-транспортної машини.

9. Загальні форми отриманих в роботі рішень стосовно впливів розривів тросів в стрічці (канаті), особливостей розподілу тиску стрічки (каната) на барабан, впливів форми твірної робочої поверхні барабанів, надання стрічці лоткоподібної або замкненої форми, дозволяють використовувати результати роботи для всіх плоских гумотросових канатів (стрічок), у т.ч. тих, оболонки яких виконані з інших еластичних матеріалів, зокрема поліуретану.

10. Параметри приводного барабана (приводних барабанів), як складового (конструктивного) елементу підйомно-транспортної машини, треба обирати сумісно з вибором параметрів міцності каната (стрічки) після обрання її загальної конструкції. Геометричний параметр барабана – його радіус має обиратися з умови міцності каната (стрічки) з ділянками зміни його плоскої форми на просторову, з можливим розривом троса, зі стиковими з'єднаннями, за умови його взаємодії з барабаном, що має криволінійні твірні. Параметр каната (стрічки) – його міцність має визначатися з урахуванням навантаження каната (стрічки) та встановлених коефіцієнтів концентрації напружень k_1, k_2, k_m. Вказане дозволяє визначити раціональні параметри виконавчих органів підйомно-транспортних машин з плоскими композитними тягово-транспортувальними органами та їх приводних барабанів.

11. Розроблено методику врахування змін механічних властивостей композитного тягового органу при реновації з частковим відновленням його тягової спроможності» та методику розрахунку раціональних параметрів

багатопривідних підйомно-транспортних установок з гумотросовими тяговими органами.

12. Визначено раціональні конструктивні параметри для технічного завдання на проєктування базового варіанту скіпової підйомно-транспортної системи з синхронізованими тяговими шківами тертя і композитними тяговими органами. Розрахунково підтверджено, що кар'єрна підйомно-транспортна установка задовольняє нормативним значенням запасу з ковзання на шківі і запасу міцності гумотросового каната.

13. Запропоновано технічне рішення удосконаленого шахтного канатного підйомника для похилих виробок, у якому за рахунок того, що друга буксирна вагонетка та зчеплений з нею состав вагонеток обладнані портальними конструктивними елементами та спираються ними на додаткову колію, забезпечується можливість одночасного транспортування вантажів у зустрічних напрямках без застосування стрілочних переводів, що підвищує надійність та безпеку експлуатації підйомника.

14. Результати роботи опубліковані у наукових виданнях та пройшли апробацію на ряді конференцій, включно й міжнародних.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Андреев А.В., Дьяков В.А., Шешко Е.Е. Транспортные машины и автоматизированные комплексы открытых разработок. М.: Недра, 1975, 404 с.

2. Заболотный К.С. Исследование особенностей механики и выбор рацио- нальных параметров бобинных подъемных машин с резинотросовым канатом /К.С. Заболотний. – Дис.... канд. техн. наук: 05.05.06. – Д., 1979. –248 с.

3. Carbogno A. Bobbin drum hoists with fiat steel rubber-coated ropes/LOADO2001. Logistics & Transport/ Zbornik - ADS Graphic, Koshice 2001, p. 218-221.

4. А.с. № 631428 (СССР) Многоканатная подъёмная установка / С.Н. Дьяченко, В.А. Пивин, Д А Дударев и др.- Опубл. в Б.И. – 1978. – № 41.

5. Борохович А.И., Борохович Б.А. Предельный срок службы стальной ленты как тягового элемента грузоподъёмных машин // Вопросы горной механики и шахтного транспорта: Межвузовский сборник научных трудов. Кузбасский политехнический институт. – Кемерово, 1991, с. 22-27.

6. Борохович А.И., Мелентьев Ю.И. Изгибные напряжения в тонкой ленте. Известия вузов. Горный журнал №1, – 1968.

7. Мелентьев Ю.И., Борохович А.И. К вопросу применения тонкой стальной ленты вместо канатов полиспастных систем. Известия ВУЗов, Горный журнал № 6, – 1970.

8. Применение ленточных тяговых органов на шахтных установках. Отчёт о НИР. Магнитогорский горно-металлургический институт: Магнитогорск, 1973, – 146 с.

9. Промышленные испытания шахтной подъёмной установки с ленточным тяговым органом и разработка технического задания. Отчёт о НИР. Магнитогорский горно-металлургический институт: Магнитогорск, 1974, – 170 с.

10. Сборник научных трудов "Многоленточные лифтовые подъёмные установки", Магнитогорск, 1970.

11. Стальная лента в качестве тягового органа на скиповом наклонном подъёмнике Сибайского карьера. Отчёт о НИР. Магнитогорский горно-металлургический институт: Магнитогорск, 1973, – 75 с.

12. Теоретические и экспериментальные исследования применения стальной ленты вместо уравновешивающих канатов. Отчёт о НИР. Магнитогорский горно-металлургический институт: Магнитогорск, 1971,– 43 с.

13. А.с. № 644704 (СССР) Тяговый орган подъёмника / А.А. Завьялов – Опубл. в Б.И. 1979. – № 4.

14. Алексеева Л.А., Бредихин Ю.Р., Волобуева Л.А., Дахов М.И. и др. Теория и практика подъёма. Киев: Наукова думка, 1975, 356 с.

15. Исследование работоспособности и надёжности резинотросовых уравновешивающих (хвостовых) канатов. Копия отчёта о НИР. ВНИИОМШС, Харьков, 1973, 71 с.

16. Колосов Л.В. Научные основы разработки и применения резинотросовых канатов подъемных установок глубоких рудников / Л.В. Колосов. – Дис… докт. наук: 05.05.06, 01.02.06. – Днепропетровск, 1987. – 426 с.

17. Найденко И.С, Велый В.Д. Шахтные многоканатные подъёмные установки. Изд. 2, перераб. и доп. М., Недра, 1979, 391 с.

18. Шидо Н.Н., Савицкий В.И., Коцеруба В.Г., Бабаева Н.В. Резинотросовые канаты: пути использования и преимущества/ Подъёмная техника. Специальные сооружения. – №6. – 2004. – С. 37-39.

19. Каталоги компаний WOLBROM, MATADOR, CONTITECH, TRANSPORTGUMMI, BRIDGESTONE.

20. Заболотный К.С. Применение резинотросовых канатов для уравновешивания многоканатных подъёмных установок большой грузоподъёмности. Горный журнал №5, 1973.

21. Заболотный К.С., Гаркуша Н.Г., Колосов Л.В. и др. Об использовании плоской резинотросовой 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.

22. Заболотный К.С., Колосов Л.В. и др. Навеска и эксплуатация резинотросовых канатов на скиповом подъёме шахты "Родина", Горный журнал №8, 1972.

23. Колосов Л.В. Рациональные параметры высокопрочных резинотросовых канатов // Изв. Вузов. Горный журнал. – 1989, №2, с. 105-109.

24. Колосов Л.В., Джур В.В. О долговечности и запасе прочности резинотросовых канатов. Вестник машиностроения №3, 1984.

25. Carbogno A., Berezhinsky V.L; Badania wytrzymałosciowe lin płaskich stalowo- gumowych. Transport and Logistics. Special issue Nr 6, May 2004, Kosice, Slovakia.

26. Carbogno A. Rozwój konstrukcji i zastosowania lin wyrownawczych stalowo-gumowych. Biuletyn informacyjny SAG Nr 2, listopad, 1992.

27. 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.

28. Ропай В.А. Наукове обгрунтування параметрів систем зрівноваження шахтних підйомних установок: автореф. дис... д-ра. техн. наук: Національна гірнича академія України. - Дніпропетровськ, 1998. – 33 с.

29. 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.

30. Онищенко С.В. Обґрунтування методу розрахунку головних гумотросових канатів шахтних підйомних установок з урахуванням порушеної геометрії стовбурів / С.В. Онищенко. Дис…канд. техн. наук: 05.02.09. – Д.: 2021. – 170 с.

31. Андреев А.В., Шешко Е.Е. Транспортные машины и комплексы для открытой добычи полезных ископаемых. М.: Недра, 1970, 429 с.

32. Кузнецов Б.А., Ренгевич А.А., Шорин В.Г. и др. Транспорт на горных предприятиях. – М.: Недра, 1969, 656 с.

33. Koster Karl H. Hochleistungs-Becherwerke eine aktueile Entwickiungstendenz/Fordern und Heben №1, 1980, s.21.

34. Vertikaiforderung von Schuttguttern mit Stahlseilgurt-Becherwerken / Deutsche Hebe- und Fordertechnik №12, 1979, s.26.

35. Каталоги компании METSO Minerals.

36. Klupfel Oiaf. Fur den senkrechten Transport von Schuttguttern sind Becherwerke unubertroffen/Maschinenmarkt №39, 1979, s. 747-749.

37. Zechner Josef. Untersuchungen zur Beanspruchung von Gurtforderergurten und Becherwerksgurten beim Umlauf um baige Trommeln. Dissertation an der Montanuniversitat. Leoben. – 1990.

38. Каталоги компании OTIS.

39. Гринько П. А. Обоснование конструктивных параметров барабанов ленточных конвейеров, обеспечивающих повышение долговечности ленты / П. А. Гринько. – дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук: 05.05.05. – Одесса, 2015. – 157 с.

40. Дмитриев В.Г. Исследование боковых смещений ленты порожняковой ветви конвейера, оборудованной центрирующими роликоопорами / В.Г. Дмитриев. А. А. Реутов // Горный журнал. - 1980. - No 11. - С. 43-47.

41. Дмитриев В.Г. Анализ поперечного движения ленты на ставе конвейера / В. Г. Дмитриев // Шахтный и карьерный транспорт. - М.: Недра, 1974. Вып. 1. - С. 102 - 109.

42. Hartlieb von Wallthor R. GroBsandanlage zum Fordern der Kohle zwischen zwei Sohlen. Gliickauf, 1968, 104, Nr. 6, S. 242-250.

43. Funke H. Zum dynamischen Verhalten von Forderbandanlagen beim Anfahren und Still sitzen (Vertrag vom 29«3.1968 im Rahmen des Fordertechnischen Colloquiums des Institutes fur For-dertechnik der TU Hannover). Zusammenfassung in /9/, S. 181.

44. Подопригора Ю.А. Исследование поперечных смещений ленты конвейера: автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук / Ю.А. Подопригора. - Новочеркасск, 1972. - 22с.

45. Покушалов Н.В. Исследование центрирования движущейся ленты конвейера: дис. на соиск. уч. степени канд. техн. наук. - М.: МГУ, 1967. - 155с.

46. Дьяков В. А. Ленточные конвейеры в горной промышленности / В.А. Дьяков, Л.Г. Шахтмейстер, В. Г. Дмитриев. - М.: Недра, 1992. - 349с.

47. Запенин И. В. Исследование нестационарных процессов в мощных ленточных конвейерах: автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук / И. В. Запенин. - М., 1966. - 15с.

48. Гладких М.А. Исследование пусковых процессов в мощных ленточных конвейерах со сложным профилем для горной промышленности и установление параметров переходных кривых трассы: автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук / М.А. Гладких. М., 1976. - 16с.

49. Дьяков В. А. Определение эксплуатационной производительности конвейера, транспортирующего крупнокусковой груз / В. А. Дьяков, В.Г. Дмитриев // Шахтный и карьерный транспорт. - М.:1977. - С.75-80.

50. Эрлих Г.Л. Теоретические исследования крупнокускового грузопотока, поступающего на конвейер / Г.1. Эрлих // Шахтный и карьерный транспорт. - М.: 1977. - С. 62-75.

51. Волотковский В. С. Износ и долговечность конвейерных лент / В. С. Волотковский, А.Г. Нохрин, М.Ф. Герасимова. - М.: Недра, 1976. – 176 с.

52. Высочин Е.М. Надежность и долговечность стыковых соединений конвейерных лент / Е.М. Высочин. - К.: Наукова думка, 1978. - С. 137-138.

53. Комаров Н.В. Оптимизация параметров ленточного конвейера с учетом надежности работы его элементов в условиях горных предприятий: дис. на соиск. уч. степени канд. техн. наук. - М.: МГУ, 1984. - С. 90-101.

54. Покушалов М.П. Исследование и выбор способов центрирования конвейерных лент / М.П. Покушалов // Горнорудные машины и автоматика. - М.: Недра, 1967. - С. 58-63.

55. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины / М.П. Александров // Учеб. для машиностроит. спец. вузов. - 6-е изд. , перераб. - М.: Высшая школа, 1985. - 520с.

56. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины / М.П. Александров, Д.Н. Решетов, Б. А. Байков // Атлас конструкций. - М.: Машиностроение, 1987. 22с.

57. Спиваковский А. О. Транспортирующие машины / А. О. Спиваковский // Атлас конструкций. - М.: Машиностроение, 1986. - 116с.

58. Батурин А.Т. Детали машин / А.Т. Батурин, Г.М. Ицкович, Б. Б. Панич, И.М. Чернин. - М.: Машиностроение, 1971. - 468с.

59. Гузенков П.Г. Детали машин / П.Г. Гузенков // Учебник для вузов. - М.: Высшая школа, 1986. - 350с.

60. Решетов Д.Н.. Детали машин / Д.Н. Решетов // Учебник для вузов. - М.: Машиностроение, 1989. - 498с.

61. Кузьмин А. В. Расчеты деталей машин / А. В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б. С. Козинцов // Справочное пособие. - Мн.: Высшая школа, 1986. - 400с.

62. Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. К.: Основа, 1991. - 276с.

63. Спиваковский А. О: Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, В. К. Дьячков М. Машиностроение, 1983. - 488с.

64. Fedorko, G., Molnár, V., Michalik, P, Dovica, M., Tóth, T., Kelemenová, T. Extension of inner structures of textile rubber conveyor belt – Failure analysis (Article). Engineering Failure Analysis. – Vol. 70. – 2016. – P. 22-30.

65. Bajda, M., Błazej, R., Hardygóra, M. Impact of Selected Parameters on the Fatigue Strength of Splices on Multiply Textile Conveyor Belts. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science International Multidisciplinary Scientific

GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM, 2017. – 17(13). – P. 495-502.

66. Blazej, R., Jurdziak, L., Burduk, R., Kirjanow, A., Kozlowski, T. (2017). Analysis of core failure distribution in steel cord belts on the cross-section. International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, 17(13), 987-994. DOI: 10.5593/sgem2017/13/S03.125.

67. Grincova, A.Andrejiova, M.Marasova, D. Failure analysis of conveyor belt in terms of impact loading by means of the damping coefficient (Article). Engineering Failure Analysis. Vol. 68. – 2016. – P. 210-221.

68. . Marasová, D., Ambriško, Ľ., Andrejiová, M., Grinčová, A. (2017). Examination of the process of damaging the top covering layer of a conveyor belt applying the FEM. Journal of the International Measurement Confederation, (112). 47-52. DOI: 10.1016/j.measurement.2017.08.016

69. Колосов Л.В., Бельмас И.В. Применение электрических моделей для исследования композитных материалов // Механика композитных материалов. – 1981. – №1. – С. 115-119.

70. Дарія Заде С. Численная методика определения эффективных характеристик однонаправлено армированных композитов. / Вісник НТУ «ХПІ», 2013, №58,с. 71-77.

71. Mei, X.-Z., Miao, C.-Y, Yang, Y.-L, Li, X.-G. Automatic detection method for mine conveyor belt surface damage (Article). Meitan Xuebao/Journal of the China Coal Society. Vol. 41. – 2016. – P. 259-265.

72. Бельмас И.В. Напряженное состояние резинотросовой ленты при произвольном повреждении тросов. Проблемы прочности и надежноси машин 1993, N6 с. 45-48

73. Song, W., Shang, W., Li, X. Finite element analysis of steel cord conveyor belt splice. ET Conference PublicationsVolume 2009, Issue 556 CP, 2009

International Technology and Innovation Conference 2009, ITIC 2009; Xi'an; China; 12 October 2009 до 14 October 2009.

74. R. Blazej, L. Jurdziak, A. Kirjanow-Blazej, T. Kozlowski, Identification of damage development in the core of steel cord belts with the diagnostic system, Scientific Reports 11(1) (2021). https://doi.org/10.1038/s41598-021-91538-z.

75. Бельмас І.В., Бобильова І.Т. Вплив поривів тросів на міцність плоского тягового органу. Recueil des exposes des participants de VI Conference internationale scientifigue et methodigeue du 11-18 jctobre 2012 sur l'le de Djerba (Tunise) Donetsk 2012. p 88-91.

76. Колосов Л.В., Бельмас И.В. Исследование механических характеристик металлотросов. Известия вузов. Горный журнал. - 1990, N 9, с.81-83.

77. Колосов Л.В., Бельмас И.В. Исследование прочностных характеристик образцов поврежденных резинотросовых лент. Известия вузов. Горный журнал. - 1990, N 8, с.81-84.

78. Колосов Л.В., Бельмас И.В. Экспериментальные исследования агрегатной прочности РТЛ. Известия вузов. Горный журнал. - 1991, N 1, С. 85-87.

79. Ропай В.А. Шахтные уравновешивающие канаты: монография / А.В. Ропай. – Днепропетровск : Национальный горный университет, 2016. – 263 с.

80. . Бельмас І.В., Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Бобильова І.Т Дослідження напруженого стану гнучкого тягового органу з кінематичним зв'язком. Збірник наукових праць VIII Міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології в машинобудуванні РТМЕ 2019» 4-8 лютого 2019 р. Івано-Франківськ – Яремче, 2019 - с. 72-73.

81. Колосов Л.В., Бельмас И.В. Анализ схем стыковых соединений резинотросовых лент. Известия вузов. Горный журнал. - 1990, N 2, С.83-85.

82. Танцура Г.І. Гнучкі тягові органи. Стикові з'єднання конвеєрних стрічок. – Дніпродзержинськ : ДДТУ, 2010. – 127 с.

83. Колосов Л.В., Бельмас И.В. Напряжено-деформированное состояние резинотросовой ленты с искривленными тросами. Известия Вузов. Горный журнал, 1991,N 7,с.65-69

84. Колосов Л.В., Бельмас И.В., Киба В.Я. Влияние искривлений тросов резинотросовой ленты на ее прочность. Горная электроменика и автоматика, 1991, Вып.59.

85. Ропай В., Бельмас И. Исследование напряженно-деформированного состояния резинотросовой ленты транспортерного конвейера // Zeszyty naukowe Polltechnlkl Slaskiej. Seria: Gornlctwo. Z. 182. – Gllwice, Poland, 1990. – S. 113– 118.

86. Бельмас І.В., Колосов Л.Д. Розподіл зусиль в причепному пристрої плоского тягового органу. Математичне моделювання. Науковий журнал №1(18) 2008р. с.33-35

87. Бельмас І.В., Сабурова І.Т., Конох Ю.В. Напруження в оболонці плоского канату на виконавчому органі підйомно-транспортної машини. Підйомно-транспортна техніка. Науковий журнал 2009, №4

88. Бельмас І.В, Колосов Д.Л Даніяров Н.А. Танцура А.І. Карсакова А.Ж. Напряженное состояние плоской резинотросовой ленты на барабане подъемно-транспортной машины. Университет енбектері. Труды университета - №3. - Карагандинский технический университет, Казахстан, г Караганда, 2013 – с.75-77.

89. Belmas I., Kolosov D., Dolgov o., Tantsura G. The stress-strain state of the flat rope of hoisting engine with considering their technical state (Напружено-деформований стан плоского канату підйомної машини з урахуванням її технічного стану). Innovations in science and education: challenges of our tame. Collection jf scientific papers. London: LASHE, 2017, p. 191-196. (Open Academic Journals 1п/]ея, Google Scholar, dlK-fi's Periodicals Directory, Bielefeld Acadomtc Search Enciine, Socrates-lmpulse)

90. Бельмас І.В., Д.Л.Колосов, О.І.Білоус Взаємодія гумотросового канату з приводним барабаном. Збірник наукових праць Дніпровського державного

технічного університету (технічні науки) – Каменське : ДДТУ, Тематичний випуск. Машини і пластична деформація металу.- 2018-–с.168-173.

91. Бельмас І.В., Білоус О.І., Конох Ю.М. Деформування ступінчатого канату на шківі підйомної машини // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2010. – №3. – С. 109-112.

92. Бельмас І.В., Колосов Д.Л., Бобильова И.Т. Врахування дотичних напружень при автоматизованому конструюванні ступінчастого канату. Стальные канаты. Сборник научных трудов №7, 2009, 147-152.

93. Бельмас И.В., Блохин С.Е., Колосов Д.Л. Напряженно-деформированное состояние тягового органа ступенчатой конструкции в бобинной намотке. Стальные канаты. Сборник научных статей. Одесса. Астропринт, 2010, С. 71-78.

94. 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 Національного гірничого університету. – Дніпро. – 2020. – №60. – С. 196-206. https://doi.org/10.33271/crpnmu/60.196.

95. Zabolotny K. Definition of rating loading in spires of multilayer winding of rub-ber¬-rope cable / K. Zabolotny, E. Pan¬chen¬ko // New Tech¬niques and tech¬no-logies in Mining. – Boca Raton – London – New York – Leiden: CRC Press Taylor & Francis Group, Balkema Book. – 2010. – P. 223-229.

96. Заболотный К.С. Теория многослой¬ной намотки резинотросового каната: монография / К.С. Заболотный, Е.В. Панченко, А.Л. Жупиев. – Д.: НГУ, 2011. – 150 с.

97. Поліщук Л. К. Динаміка привідних систем і стрілових конструкцій стрічкових конвеєрів мобільних машин Дис. на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук Спеціальність 05.02.09 – Динаміка та міцність машин. Машинознавство. Національний університет «Львівська політехніка». Львів 2016. - 564 с.

98. Динаміка канатних та гідротранспортних підйомних комплексів гірничих підприємств / І.С. Ільїна, В.І. Самуся, С.Р. Ільїн, В.Є. Кириченко. Дн-ськ: Національний гірничий університет. – 2015. – 302 с.

99. Бельмас І.В., Колосов Д.Л., Онищенко С.В., Білоус О.І., Танцура Г.І., Черниш П.В., Напружено-деформований стан композитного каната з урахуванням впливу нелінійності його деформування та розриву елементу армування// Збірник наукових праць НТУ «ДП». – 2022. – №70-9. – С. 99-106. https://doi.org/10.33271/crpnmu/70.099.

100. Бельмас І.В., Колосов Д.Л., Білоус О.І., Танцура Г.І., Онищенко С.В., Черниш П.В., Дослідження напружено-деформованого стану гумотросового каната з тросами різної жорсткості при розтягу // Збірник наукових праць НТУ «ДП». – 2023. – №73-8. – С. 94-103. https://doi.org/10.33271/crpnmu/73.094 .

101. Колосов Д.Л., Білоус О.І., Танцура Г.І., Онищенко С.В., Ковальова Ю.В., Черниш П.В., Напружений стан композитного тягового органа зі змінною по довжині жорсткістю троса з урахуванням згину на барабані з криволінійною твірною // Збірник наукових праць НТУ «ДП». – 2023. – №75. – С. 214-224. https://doi.org/10.33271/crpnmu/75.214.

102. Бельмас І.В, Білоус О.І., Танцура Г.І Напружено-деформований стан стрічки на ділянці її перевертання. Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Гірнича електромеханіка. Вип. 83.- 2004.- С.26-33.

103. Бельмас І.В, Білоус О.І., Допустимые отклонения поверхности барабанов конвейеров от цилиндра. Підйомно-транспортна техніка №4(8), - 2003. - С. 24-32.

104. Напружено-деформований стан плоского тягово-несучого органа підйомно-транспортної машини з урахуванням впливу комплексу чинників / Д.Л. Колосов, В.І. Самуся, О.І. Білоус, І.Т. Бобильова // Збірник наукових праць Національного гірничого університету. – Дніпро. – 2018. – №55. – С. 213-221.

105. Колосов Д.Л. Вплив відхилень напрямних посудини на напружено-деформований стан плоского головного каната підйомної машини / Д.Л. Колосов, О.І. Білоус // Збірник наукових праць Національного гірничого університету. – 2017. – №50. – С. 186-194.

106. 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 Національного гірничого університету. – Дніпро. – 2019. – №58. – С. 167-177.

107. Колосов Д.Л. Дослідження впливу повороту посудини на розподіл напружень в плоскому канаті підйомної машини / Д.Л. Колосов, О.Г. Науменко, О.І. Білоус // Збірник наукових праць Національного гірничого університету. – Дніпро. – 2017. – №52. – С. 220-227.

108. 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 Національного гірничого університету. – 2020. – №62. – С. 196-204. http://znp.nmu.org.ua/pdf/2020/62/PDF/18.pdf.

109. Юрченко А.Н. Автомобильные шины (требования, эксплуатация, износ) / А.Н. Юрченко. – Харьков : ДП ХМЗ «ФЭД», 2003. – 115 с.

110. Clark S.K. Mechanics of Pneumatic Tires. US Department of Transportation. Dot HS 805952. Washington. DC. 2006.

111. Аферин Ю.В. Исследование закономерностей деформирования пневматических шин в контакте с дорогой у учетом наличия эксплуатационной деградации материала / Ю.В. Арефин, А.А. Ларин // Механіка та машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2011.– № 2. – С. 52–57.

112. Baldwin J.M. Rubber aging in tires. Part 1 : field results / J.M. Baldwin, D.R. Bauer, K.R. Ellwood // Polymer Degradation and Stability. – 2007. – Vol. 92, № 1. – Pp. 103–109.

113. Bauer D.R. Rubber aging in tires. Part 2 : accelerated oven aging tests / D.R. Bauer, J.M. Baldwin, K.R. Ellwood // Polymer Degradation and Stability. – 2007. – Vol. 92, № 1. – Pp. 110–117.

114. Ларін О.О. Експериментальні дослідження параметрів пружності та статичної міцності гумової суміші, що входить до складу елементів пневматичних шин після її штучного старіння. Вісник ЖДТУ. 2015. № 3 (74). Серія: Технічні науки . с. 21 – 27.

115. Бельмас І.В., Колосов Д.Л., Онищенко С.В., Білоус О.І., Танцура Г.І., Черниш П.В., Напружено-деформований стан композитного тягового органа з порушеною структурою внаслідок реології еластомірної оболонки // Збірник наукових праць НТУ «ДП». – 2023. – №74 – 24. – С. 274-287. https://doi.org/10.33271/crpnmu/74.274

116. Колосов Д.Л., Черниш П.В., Напружено-деформований стан відновленого гумотросового тягового органа зі змінними механічними властивостями гуми та розривом троса // Збірник наукових праць НТУ «ДП». – 2026. – №84. – С. 241-254. https://doi.org/10.33271/crpnmu/84.241.

117. Колосов Д.Л. Встановлення характеру зміни напружень від механічних властивостей матеріалу еластомірної оболонки композитного тягового органа. Молодь: наука та інновації : матеріали IX Всеукраїнської науково-технічної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених, м. Дніпро, 11–12 листопада 2021 р. / НТУ «ДП». Дніпро, 2021. С. 381–382. Режим доступу: https://rmv.nmu.org.ua/ua/arkhiv-zbirok-konferentsiy/molod-nauka-ta-innovatsii-2021/molod-2021.pdf

118. Вплив зміни в часі механічних властивостей гуми на напружений стан гумотросового тягового органа з ушкодженим тросом / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, Т.О. Чечель, О.М. Воробйова, О.М. Черниш // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: Національний ТУ «Дніпровська політехніка», 2020. – №62. с. 149-155. https://doi.org/10.33271/crpnmu/62.196.

119. G. Wheatley, S. Keipour, FEA of Conveyor Belt Splice Cord End Conditions, UPB Sci Bull Ser D Mech Eng 83 (2021) 205–216.

120. S.M. Frankl, M. Pletz, A. Wondracek, C. Schuecker, Assessing Failure in Steel CableReinforced Rubber Belts Using Multi-Scale FEM Modelling, Journal of Composites Science 6(2) (2022) 34. https://doi.org/10.3390/jcs6020034.

121. M.R. Kardooni, M. Shishesaz, R. Mosalmani, Three-Dimensional Thermo-Mechanical Elastic Analysis of Functionally Graded Five Layers Composite Sandwich Plate on Winkler Foundations, Journal of Composites Science 6(12) (2022) 372. https://doi.org/10.3390/jcs6120372.

122. Колосов Д. Л., Білоус О. І., Танцура Г. І., Дементій А. І. Розрахунок напруженого стану канату з виступами. Проблеми математичного моделювання : матеріали Всеукр. наук.-метод. конф., Кам'янське : ДДТУ, 2020, С.125-127.

123. Haddad, J.S., Denyshchenko, O., Kolosov, D., Bartashevskyi, S., Rastsvietaiev, V., & Cherniaiev, O. (2021). Reducing Wear of the Mine Ropeways Components Basing Upon the Studies of Their Contact Interaction. Archives of Mining Sciences, 66(4), 579-594. DOI: 10.24425/ams.2021.139598

124. Ilin, S., Adorska, L., Pataraia, D., Samusia, V., Ilina, S., Kholomeniuk, M. (2020). Control of technical state of mine hoisting installations. II International Conference Essays of Mining Science and Practic, Vol. 168, DOI: 10.1051/e3sconf/202016800045.

125. Kravets, V., Samusia, V., Kolosov, D., Bas, K., Onyshchenko, S. (2020). Discrete mathematical model of travelling wave of conveyor transport. II International Conference Essays of Mining Science and Practic, Vol. 168, DOI: 10.1051/e3sconf/202016800030.

126. Вплив розривів груп тросів на міцність гумотросового тягово-транспортувального органа / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, О.М. Долгов, Г.І. Танцура, С.В. Онищенко // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка». – 2021. – №64. – С. 166-174. Режим доступу: https://doi.org/10.33271/crpnmu/64.166.

127. Напружено-деформований стан гнучкого композитного тягового органа нерегулярної будови / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, О.М. Долгов, Т.О. Чечель, О.М. Воробйова // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка». – 2021. – №66. – С. 116-124. Режим доступу: https://doi.org/10.33271/crpnmu/66.116.

128. Напружений стан стрічки потужного конвеєра з розривом групи тросів / Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, С.В. Онищенко, О.М. Воробйова // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка». – 2021.– №66. – С. 125-131. Режим доступу: https://doi.org/10.33271/crpnmu/66.125.

129. Вплив нелінійності деформування тросів гумотросового каната на його напружено-деформований стан / Д.Л. Колосов, В.І. Самуся, Г.І. Танцура, О.І. Білоус, О.М. Воробйова // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка». – 2021. – №66. – С. 132-139. Режим доступу: https://doi.org/10.33271/crpnmu/66.132.

130. 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 / Наук.-техн. зб. – 2020. – Вип. 103. – С. 92-98.https://gea.nmu.org.ua/ua/ntz/archive/103/103.pdf .

131. 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». – 2020. – №63. С. 98-114. https://doi.org/10.33271/crpnmu/63.098 .

132. Аналіз впливу повороту посудини підйомної машини на напружений стан головного гумотросового каната / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, О.М. Долгов, С.В. Онищенко, Г.І. Танцура, О.І. Білоус // Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: НТУ «Дніпровська політехніка». – 2022. – №70. С. 91–98. https://doi.org/10.33271/crpnmu/70.091.

133. Алгоритм розрахунку на міцність конвеєрної стрічки з отворами / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, І.Т. Бобильова // Збірник наукових праць ДДТУ (технічні науки). – Кам'янське: ДДТУ, Тематичний випуск. Теорія, технологія і машини для обробки металів. – 2020. – С. 91-95. DOI: 10.31319/2519-2884.tm.2020.18.

134. Вплив дефекту приєднання вантового канату на його напружений стан / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, Ю.Ю. Гупало // Збірник наукових праць ДДТУ (технічні науки). – Кам'янське: ДДТУ, Тематичний випуск. Теорія, технологія і машини для обробки металів.– 2020. – С. 101-105. DOI: 10.31319/2519-2884.tm.2020.20.

135. Вимоги до механічних властивостей складових стрічки підвісного конвеєра / І.В. Бельмас, Д.Л. Колосов, О.І. Білоус, Г.І. Танцура, О.В. Сай // Збірник наукових праць ДДТУ (технічні науки). – Кам'янське: ДДТУ, Тематичний випуск. Теорія, технологія і машини для обробки металів. – 2020. – С. 95-101. DOI: 10.31319/2519-2884.tm.2020.19.

136. Design-induced operational changes of stress-strain state in flat rubber-cable tractive element of hoisting and transporting machine / D. L. Kolosov, V. I. Samusia, O. I. Bilous, H. I. Tantsura, S. V. Onyshchenko // Prospects for developing resource-saving technologies in mineral mining and processing: multi-authored monograph. - Petroșani, Romania: UNIVERSITAS Publishing, 2022. - PP. 214-241. DOI: 10.31713/m1108.

137. Stress-strain state of flexible composite tractive element with cable breakages at tubular-shaped and transitional areas / I. V. Belmas, D. L. Kolosov, V. I. Samusia, A. L. Kolosov, S. V. Onyshchenko // Prospects for developing resource-saving technologies in mineral mining and processing: multi-authored monograph. - Petroșani, Romania: UNIVERSITAS Publishing, 2022. - PP. 435-467. DOI: 10.31713/m1117.

138. C. Webb, J. Sikorska, R.N. Khan, M. Hodkiewicz, Developing and evaluating predictive conveyor belt wear models, Data-Centric Engineering 1 (2020). https://doi.org/10.1017/dce.2020.1.

139. D. Romek, D. Ulbrich, J. Selech, J. Kowalczyk, R. Wlad, Assessment of Padding Elements Wear of Belt Conveyors Working in Combination of Rubber–Quartz–Metal Condition. Materials 14(15) (2021) 4323. https://doi.org/10.3390/ma14154323.

140. Y. Yao, B. Zhang, Influence of the elastic modulus of a conveyor belt on the power allocation of multi-drive conveyors. PLOS ONE 15(7) (2020) e0235768. https://doi.org/10.1371/journal.pone.0235768.

141. Sun, X., Xiao, H., & Meng, W. (2024). Dynamics modeling and simulation of steel cord conveyor belt based on dynamic elastic modulus. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 238(14), 6910–6922. https://doi.org/10.1177/09544062241229517.

142. Sun, X., Xiao, H., & Meng, W. (2023). Research on the tension of steel cord conveyor belts based on transverse vibration modelling. Measurement Science and Technology, 35(3), Article 035028. https://ui.adsabs.harvard.edu/link_gateway/2024MeScT..35c5028S/doi:10.1088/1361-6501/ad180d.

143. Wheeler, C. A., Robinson, P. W., Munzenberger, P. J., Shen, J., Carr, M. J., O'Shea, J. I., & Reid, S. C. (2023). Belt conveyor design and troubleshooting. In D. McGlinchey (Ed.), Simulations in bulk solids handling: Applications of DEM and other methods (pp. 79–105). Wiley.https://doi.org/10.1002/9783527835935.ch3.

144. Zhang, H., Li, J., Song, J., & Fan, W. (2024). Research on joint strength of steel cord conveyor belt and preformed core rubber technology. Coal Science and Technology, 52(4), 336–345. https://doi.org/10.12438/cst.2022-1014.

145. Jurdziak, L., Błażej, R., & Rzeszowska, A. (2025). Non-Destructive Diagnostics in the Assessment of Splice Geometry in Steel Cord Conveyor Belts. Applied Sciences, 15(9), 5034. https://doi.org/10.3390/app15095034.

146. Li, X., Huang, X., Zhang, C., & Zhang, L. (2025). Fault detection network for X-ray imaging steel cord conveyor belt based on improved YOLOv11. Nondestructive Testing and Evaluation. Advance online publication. https://doi.org/10.1080/10589759.2025.2543035.

147. Andrejiova, M., Grincova, A., & Marasova, D. (2025). Comprehensive evaluation of conveyor belt impact resistance using canonical correlation analysis. Applied Sciences, 15(5), Article 2639. https://doi.org/10.3390/app15052639.

148. Wang, H., Zhang, Y., Liu, X., & Li, J. (2026). Research on surface damage detection model of steel cord conveyor belt based on improved deep learning algorithm. Applied Sciences, 16(10), 4617. https://doi.org/10.3390/app16104617.

149. Бельмас І.В., Колосов Д.Л., Онищенко С.В., Білоус О.І., Танцура Г.І., Черниш П.В., Напружений стан гумотросового тягового органа порушеної структури з урахуванням нелінійної залежності деформування гумової оболонки // Збірник наукових праць НТУ «ДП». – 2023. – №73-9. – С. 104-112. https://doi.org/10.33271/crpnmu/73.104

150. Бельмас И.В., Научные основы теории и расчета резинотросовой ленты конвейера с учетом его пространственной формы/ И.И. Бельмас. – Дис…докт. техн. наук: 05.05.06., 01.02.06 – Д.: 1993. – 365 с.

151. Денищенко О.В. Патент № 88725 України на винахід. E21F 13/00 (2009) Шахтна канатна дорога. Заявник та патентовласник НГУ № a200803537 заявл. 10.11.2009, опубліковано 02.02.2022, Бюл. № 21/2009.

152. Денищенко О.В., Юрченко О.О. Патент № 63807 України на корисну модель. Е 21F13/00 (2011.01):Шахтний канатний підйомник для похилих виробок. Заявник та патентовласник НГУ № u201102382 заявл. 28.02.2011, опубліковано 25.10.2011, Бюл. № № 20/2011.

153. Денищенко О.В., Юрченко О.О Патент № 100170 України на винахід. E21F 13/00 ((2012.01)) Шахтний канатний підйомник для похилих виробок. Заявник та патентовласник НГУ № a201101284 заявл. 04.02.2011, опубліковано 26.11.2012, бюл. № 22/2012.

ДОДАТОК А. ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РЕЗУЛЬТАТІВ РОБОТИ

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Перший проректор
Національного технічного університету
«Дніпровська політехніка»
_____Артем ПАВЛИЧЕНКО
«04» січня 2026 р.

МЕТОДИКА ВРАХУВАННЯ ЗМІН МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОМПОЗИТНОГО ТЯГОВОГО ОРГАНА ПРИ РЕНОВАЦІЇ З ЧАСТКОВИМ ВІДНОВЛЕННЯМ ЙОГО ТЯГОВОЇ СПРОМОЖНОСТІ

Розробник:
Аспірант кафедри механічної та
біомедичної інженерії
НТУ «Дніпровська політехніка»
_____Павло ЧЕРНИШ

Дніпро
2026

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

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Перший проректор
Національного технічного університету
«Дніпровська політехніка»
_____Артем ПАВЛИЧЕНКО
«04» січня 2026 р.

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ БАГАТОПРИВІДНИХ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ УСТАНОВОК З ГУМОТРОСОВИМИ ТЯГОВИМИ ОРГАНАМИ

Розробник:
Аспірант кафедри механічної та
біомедичної інженерії
НТУ «Дніпровська політехніка»
_____Павло ЧЕРНИШ

Дніпро
2026

ДОДАТОК Б. АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ

УЗГОДЖЕНО:
Перший проректор
НТУ «Дніпровська політехніка»,
д-р техн. наук, проф.
_____ Артем ПАВЛИЧЕНКО
«06» липня 2026 р.

ЗАТВЕРДЖУЮ:
Директор Інституту геотехнічної механіки
ім. М.С. Полякова НАН України,
член-кор. НАН України
_____ Катерина БАБІЙ
«06» липня 2026 р.

ДОВІДКА ПРО ВИКОРИСТАННЯ

наукових розробок аспіранта НТУ «Дніпровська політехніка» Павла Черниша

Наукові розробки аспіранта НТУ «Дніпровська політехніка» Павла Черниша у вигляді «Методика врахування змін механічних властивостей композитного тягового органу при реновації з частковим відновленням його тягової спроможності» та «Методика розрахунку раціональних параметрів багатопривідних підйомно-транспортних установок з гумотросовими тяговими органами» були передані фахівцям Інституту геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України (ІГТМ ім. М.С. Полякова НАН України).

Методика врахування змін механічних властивостей композитного тягового органу при реновації з частковим відновленням його тягової спроможності дозволяє оцінювати вплив змін механічних властивостей еластомерної оболонки на напружений стан композитного тягового органа з локальними порушеннями структури та визначати поточний напружено-деформований стан гумотросового тягового органа протягом всього терміну його експлуатації на підйомно-транспортній машині.

Методика розрахунку раціональних параметрів багатопривідних підйомно-транспортних установок з гумотросовими тяговими органами дозволяє аналізувати напружено-деформований стан гнучких композитних тягових органів та враховувати одночасний вплив конструктивних рішень, прийнятих під час проєктування та змін, які виникають у процесі експлуатації підйомно-транспортних машин. Параметри міцності каната (стрічки) визначаються з урахуванням навантаження каната та встановлених коефіцієнтів концентрації напружень. Вказане дозволяє встановлювати раціональні параметри виконавчих органів підйомно-транспортних машин з плоскими композитними тягово-транспортувальними органами та їх приводних барабанів.

Ці наукові розробки вперше дозволяють встановлювати закономірності напружено-деформованого стану композитних тягових органів підйомно-транспортних установок з системою тягових шківів тертя в залежності від конструктивних параметрів машин,

враховуючи вплив природних змін механічних характеристик тягового органу, які відбуваються в процесі експлуатації машин протягом всього життєвого циклу.

Рекомендації, алгоритми та методичне забезпечення розрахунків параметрів та режимів тягових органів багатопривідних підйомно-транспортних установок, що наведені в наукових розробках Павла Черниша, з 2025 року впроваджені в практику наукових робіт та використовуються фахівцями ІГТМ ім. М.С. Полякова НАН України з метою забезпечення надійності та підвищення ефективності сучасних шахтних підйомно-транспортних комплексів та при створені нових перспективних рішень з їх модернізації та відновлення в умовах воєнного стану.

Наукові розробки аспіранта НТУ «Дніпровська політехніка» Павла Черниша у вигляді «Методика врахування змін механічних властивостей композитного тягового органу при реновації з частковим відновленням його тягової спроможності» та «Методика розрахунку раціональних параметрів багатопривідних підйомно-транспортних установок з гумотросовими тяговими органами» у безоплатній формі використані фахівцями ІГТМ ім. М.С. Полякова НАН України в прикладних та фундаментальних науково-дослідних роботах для забезпечення енергоефективності та експлуатаційної безпеки сучасних шахтних підйомно-транспортних комплексів в штатних та надзвичайних умовах. Зокрема у матеріалах держбюджетної теми № ІІІ-79-23 «Розвиток теорії та методів управління потенційно небезпечними геотехнічними системами з урахуванням факторів ризику» (Державний реєстраційний номер роботи: 0123U100496) використано обгрунтування щодо визначення параметрів багатопривідних підйомно-транспортних установок. Розділ 2026 року «Розвиток теорії та методів контролю і управління потенційно небезпечною системою «геосередовище – підземна споруда – охоронна конструкція» з урахуванням факторів ризику».

Завідувач кафедри механічної та біомедичної інженерії НТУ «Дніпровська політехніка», д-р техн. наук, професор
Дмитро КОЛОСОВ

Завідувач відділу проблем шахтних енергетичних комплексів, д-р техн. наук, с.н.с.
Євген СЕМЕНЕНКО

Аспірант кафедри механічної та біомедичної інженерії НТУ «Дніпровська політехніка»
Павло ЧЕРНИШ

Старший науковий співробітник відділу механіки гірничих порід, канд. техн. наук, с.н.с.
Сергій ІЛЬЇН

ЗАТВЕРДЖУЮ:
Перший проректор
НТУ «Дніпровська політехніка»,
д-р техн. наук, проф.

_____ Артем ПАВЛИЧЕНКО
«02» липня 2026 р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ
результатів дисертаційної роботи Черниша Павла Віталійовича
«Обґрунтування раціональних параметрів багатопривідних підйомно-транспортних установок з гумотросовими тяговими органами»

Цим 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 Черниша Павла Віталійовича «Обґрунтування раціональних параметрів багатопривідних підйомно-транспортних установок з гумотросовими тяговими органами».

Результати дисертаційної роботи впроваджено у навчальний процес шляхом розробки та викладання нового лекційного та практичного курсу з дисципліни «Принципи Lightweight Design в інженерії».

Підготовлено оновлені лекційні курси та цикли лабораторних робіт з дисциплін: «Прикладна механіка», «Технічна механіка і опір матеріалів», «Композиційні матеріали», «Сучасні методи інженерії», «Механічні властивості та конструкційна міцність матеріалів».

Декан механіко-машинобудівного факультету НТУ «Дніпровська політехніка», доцент

_____ Кирило ЗІБОРОВ

ДОДАТОК В. ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

УКРАЇНА

(19) UA (11) 155864 (13) U

(51) МПК (2024.01)
E21F 13/00

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ
ДЕРЖАВНА ОРГАНІЗАЦІЯ
"УКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ОФІС ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ ТА ІННОВАЦІЙ"

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2023 03123
(22) Дата подання заявки: 27.06.2023
(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: 18.04.2024
(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: 17.04.2024, Бюл.№ 16

(72) Винахідник(и):
Танцура Ганна Іванівна (UA),
Білоус Олена Іванівна (UA),
Колосов Дмитро Леонідович (UA),
Черниш Павло Віталійович (UA),
Дришлюк Олексій Олександрович (UA)

(73) Володілець (володільці):
ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ,
вул. Дніпробудівська, 2, м. Кам'янське, Дніпропетровська обл., 51918 (UA)

(54) ШАХТНИЙ КАНАТНИЙ ПІДЙОМНИК ДЛЯ ПОХИЛИХ ВИРОБОК

(57) Реферат:

Шахтний канатний підйомник для похилих виробок містить дві буксирні вагонетки зі зчепленими з ними складами вагонеток, рейкову колію та розминовку, привідну станцію із шківом тертя, що взаємодіє з тяговим канатом. Перша буксирна вагонетка зі зчепленим з нею складом вагонеток встановлена на рейкову колію, друга буксирна вагонетка зі зчепленим з нею складом вагонеток встановлена на додаткову рейкову колію з більшою базою, ніж база рейкової колії, і розташована у вертикальній площині співвісно з нею на висоті, що перевищує висоту першої буксирної вагонетки та зчепленого з нею складу вагонеток, а довжини осей додаткової рейкової колії перевищують довжину осей першої буксирної вагонетки зі зчепленим з нею складом вагонеток, вісь приводного шківа тертя розташована горизонтально, кінці тягових канатів приєднані до буксирних вагонеток, при цьому нижня гілка канату приєднана до першої буксирної вагонетки, додаткова рейкова колія має розминовку, і на ділянці, більш віддаленій від шківа тертя, ніж розминовка, нахилена під кутом, більшим за кут нахилу рейкової колії, а на ділянці, ближчій до шківа тертя, ніж розминовка, кут її нахилу менший за кут нахилу рейкової колії, крім того, ділянка, більш віддалена від шківа тертя, ділянка розминовки та ділянка, менш віддалена від шківа тертя додаткової рейкової колії, з'єднані криволінійними ділянками, радіус кривизни яких більший за міжосьову відстань осей другої буксирної вагонетки та зчепленого з нею складу вагонеток.

UA 155864 U