

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ОДЕСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
робота на правах рукопису

Вовк Павло Євгенійович

УДК 621.86.065

ДИСЕРТАЦІЯ
ХАРАКТЕРИСТИКИ ГРАНИЧНОГО ПРУЖНОГО І
ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНОГО СТАНІВ ПІДНІМАЛЬНИХ КАНАТІВ

Спеціальність 131 – Прикладна механіка
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. Е. Вовк

Наукові керівники

Лимаренко Олександр Михайлович, кандидат технічних наук, доцент

Чаюн Іван Михайлович, доктор технічних наук, професор

Одеса – 2026

АНОТАЦІЯ

Вовк П.Е. Характеристики граничного пружного і пружно-пластичного станів піднімальних канатів.— Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису. Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 131 «Прикладна механіка» — Національний університет «Одеська політехніка», Одеса, 2023.

Робота присвячена розрахунку несівної спроможності сталевих підйомних канатів через введення двох міцнісних характеристик: зусилля граничного пружного стану та зусилля досягнення стану пружно-пластичного деформування. Друга характеристика відповідає несучій спроможності канату і визначається на основі деформацій дротин в канаті і матриці його жорсткостей. Обидві величини розраховувалися для чотирьох схем навантаження канату: розтягання канату з вантажем в направляючих, розтягання вільно підвішеним вантажем, розтягання зі згином на барабані вантажем в направляючих та розтягання зі згином на барабані вільно підвішеним вантажем. При побудові методів розрахунку зазначених вище двох міцнісних характеристик було розроблено та інтегровано метод врахування міжелементного тертя між проволоками та шарами канату.

У **вступі** обгрунтовано вибір напрямку дослідження та висвітлена її актуальність. На основі цього сформувано мету і завдання дослідження. Зазначено наукову новизну отриманих результатів та їх практичну цінність.

В **першому розділі** «Стан проблеми та формулювання задач дисертації» наведено аналіз сучасного рівня теорії деформовано-напруженого стану виробів з витого дроту (канатів, проводів ЛЕП, кабель-канатів, каротажних кабелів). Склались два напрямки теоретичного дослідження деформованого стану канатів.

Перший напрямок — це роботи М. Ф. Глушко, С. Т. Сергеева та їх учнів, які створили основу «будівельної механіки каната». В роботі М. Ф. Глушко розрахункова схема побудована на рівняннях статички Кірхгофа для тонких стержнів, теоремі Кастільяно та методі сил. Одержані два рівняння статички стосовно прямого канату, що складається з одної дротини. Простим підсумуванням рішення узага-

льнені до повноцінного канату як одинарного, так і подвійного звивання. На основі двох диференціальних рівнянь одержані вирази деформацій розтягання і кручення каната для чотирьох схем навантаження прямого каната, серед них: чисте розтягання тобто в напрямних і вільно підвішеним вантажем.

Вплив тертя між елементами на їх деформований стан в роботах першого напрямку не враховується. Зроблено помилкове припущення: «...будемо припускати, що пружні переміщення підкоряються гіпотезі плоских перерізів і невикривлення радіусів». Далі помилковий висновок: «...На торцях каната проволочки з'єднані друг з другом жорстко... отримують однакові переміщення. Звідси виходить також, що через сумісність пружних переміщень шарів проволочок, недивлячись на контактний тиск між ними, внутрішні сили тертя не реалізуються». Роз'яснення зазначеної помилковості показано в п.2.1 і 2.2 даної роботи.

Другий напрямок – це роботи І.М. Чаюна. Принципова відмінність полягає в визначенні жорсткостей перерізу каната і дослідженні зовнішнього деформованого стану.

Визначається не дві, а чотири деформації розтягання, кручення та згинання піднімального канату в залежності від схеми навантаження і глобальної матриці розміру $|4 \times 4|$ жорсткості перерізу канату. Це відкрило можливість дослідження деформованого стану при асиметрії в перерізах канату, яка виникає чи то в наслідок нерівномірності звивального натягання дротів і сталок, чи то обривів дротів при експлуатації. Після зовнішнього деформованого стану визначаються деформації розтягання, кручення та згинання дротів тобто внутрішній деформований стан.

З аналітичних визначень міцнісних характеристик близько до теми дисертації знаходиться методика роботи Чаюна І.М., де досліджується пружно-пластичне деформування канатів і розроблено метод обчислення їх несучої спроможності. Метод доволі громіздкий, потребує вирішення двох задач. Перша – це дослідження несучої спроможності дротів при деформаціях, відповідних схемам навантаження каната. Друга задача – визначення нормальної сили в перерізах дротів в граничному стані канату і його несучої спроможності.

Другий розділ «Вплив тертя між елементами канату на його деформований і напружений стан». Розглянуто два дослідження. Перше пов'язане з впливом тертя на співвідношення деформацій і переміщень дротів в канаті при розтяганні з крученням і розтяганні з послідуєчим згинання (навиванням на барабан). Друге – пов'язане з деформацією дротин з обривами. Цьому дослідженню підпорядковане вирішення нової задачі щодо тертя нитки гвинтової форми при розтяганні на циліндричній поверхні з прямою і гвинтовою твірними: тертя на циліндричній поверхні з прямою твірною для канатів одинарного звивання, а на циліндричній поверхні з гвинтовою твірною для канатів подвійного звивання. Вирішення задачі тертя нитки використано також в розробці методики визначення жорсткостей перерізу каната при наявності обривів дротів.

Третій розділ «Метод деформацій в визначенні характеристик граничного пружного стану канатів». За граничний пружний прийнято такий стан канату (таке зусилля розтягання), за яким одна з дротин канату (або одночасно група дротин) досягають деформації розтягання, рівної деформації пропорційності за діаграмою розтягання дроту.

Четвертий розділ «Метод деформацій в визначенні несучої спроможності канатів». За зусилля граничного пружно-пластичного стану (несучу спроможність канату) прийнято таке значення навантаження, при якому один з його елементів (одна дротина або група рівнозначних дротин) досягають рівномірної граничної деформації дроту. Пружно-пластичне деформування канату відбувається при змінних жорсткостях перерізу каната, тому прийнята дискретна зміна в межах кожного інтервалу деформування.

П'ятий розділ «Оцінка точності визначення зусиль граничних станів канатів» Оцінка точності пропонованого методу виконана на основі експериментів. Розходження розрахункових даних з експериментами становить 3–10 %.

Ключові слова: *піднімальний канат, піднімальна техніка, статична міцність, статичні навантаження, жорсткість, надійність, витривалість, схеми навантаження, міцнісні характеристики каната, обриви дротів, міжелементне тертя в канаті, діаграми розтягання дроту, передзвивальне натягіння дротів і*

сталок, пружно-пластичний стан, несуча спроможність, глобальна матриця жорсткості перерізу канату, випробування на міцність, випробування механічних властивостей.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

1. Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації

Статті у міжнародних наукових періодичних виданнях

1. Chaiyn I., Vovk P., «Strength Calculation Method of Steel Wire Rope by Taking Account of Broken Wires», Advanced Manufacturing Processes II, Selected Papers from the 2nd Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes (InterPartner-2020), September 8–11, 2020, Odessa, Ukraine, Springer, 868 p., DOI:10.1007/978-3-030-68014-5_25. Індексуються у міжнародних наукометричних базах: SCOPUS, Web of Science.

2. Chaiyn I., Vovk P., «Characteristics of the limit state of the rope», IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 1164, 8th International Scientific Conference 'Actual Problems of Engineering Mechanics' (APEM 2021) 11th - 14th May 2021, Odesa, Ukraine, IOP Publishing, DOI 10.1088/1757-899X/1164/1/012087. Індексуються у міжнародних наукометричних базах: SCOPUS, Web of Science.

Статті у наукових фахових виданнях України

3. Чаюн І.М., Вовк П.Є. Експериментальне дослідження розподілу зусиль в елементах канатів. Підйомно-транспортна техніка №46(2), ОНПУ, Одеса, 2015 р., ISSN 2409-1049.

4. Чаюн І.М., Вовк П.Є., «Тертя нитки розташованої по гвинтовій лінії при розтяганні на циліндричній поверхні», Підйомно-транспортна техніка №61(2), ОНПУ, Одеса, 2019 р., ISSN 2409-1049.

5. Чаюн І.М., Вовк П.Є., «Розрахунок канатів на міцність по граничному пружному стану», «Підйомно-транспортна техніка №63(2), ОНПУ, Одеса, 2020 р., ISSN 2409-1049.

2. Опубліковані праці апробаційного характеру

Патенти на корисні моделі:

6. Патент на корисну модель «Спосіб виготовлення витих виробів одинарного звивання»; номер патенту 91260; номер заявки u201401138; винахідники: Чаюн Іван Михайлович, Непомнящий Олександр Вікторович, Бороган Віктор Панасович, Вовк Павло Євгенійович; бюлетень №12 від 25.06.2014.

7. Патент на корисну модель «Спосіб виготовлення витих виробів подвійного звивання» номер патенту 138726; номер заявки u201905105; винахідники: Чаюн Іван Михайлович, Вовк Павло Євгенійович, Озерянський Богдан Михайлович; бюлетень №23 від 10.12.2019.

8. Патент на корисну модель «Спосіб виготовлення витих виробів подвійного виття» номер патенту 146618; номер заявки u202007190; винахідники: Чаюн Іван Михайлович, Вовк Павло Євгенійович, Озерянський Богдан Михайлович, Дашченко Олександр Федорович; бюлетень №9 від 03.03.2021.

Матеріали наукових конференцій:

9. Чаюн І.М., Вовк П.Є. Опір нитки спіральної форми при розтяганні на циліндричній поверхні. Матер. XVII Міжнар. наук.-техн. конф. «Виробництво і експлуатація сталевих канатів – проблеми та їх вирішення» – Одеса, 04 – 08 червня 2019 р.

10. Чаюн І.М., Вовк П.Є. «Тертя нитки розташованої по гвинтовій лінії при розтяганні на циліндричній поверхні» Актуальні проблеми інженерної механіки : тези доп. VI Міжнар. наук.-практ. конф. / під заг. ред. М. Г. Сур'янінова.. — Одеса : ОДАБА, 2019. — 393 с. ISBN 978-617-7195-87.

11. Чаюн І.М., Вовк П.Є. «Несівна здатність канатів при розтяганні з урахуванням обриву дротів», матеріали конференції «Підйомна техніка теперішнє і майбутнє», збірник «Підймальні споруди. Спеціальна техніка», № 08/2019, с. 17-19.

12. Чаюн І.М., Вовк П.Є. Участь обірваних дротів в несівній спроможності канатів при розтяганні. XVII Міжнар. наук.-техн. конф. «Виробництво і експлуатація сталевих канатів – проблеми та їх вирішення» – Одеса, 04 – 08 червня 2019 р.

13. Чаюн І.М., Вовк П.Є. «Характеристики граничного пружного стану канатів з урахуванням обривів дротів», Актуальні проблеми інженерної механіки: тези доп. VII Міжнар. наук.-практ. конф. / під заг. ред. М. Г. Сур'янінова.. — Одеса : ОДАБА, 2020. — 428 с. ISBN 978-617-7900-05-3.

14. Вовк П.Є., Чаюн І.М. Розрахункові міцнісні характеристики піднімальних канатів. XVIII Міжнар. наук.-техн. конф. «Виробництво і експлуатація сталевих канатів – проблеми та їх вирішення» – Одеса, 07 – 10 вересня 2021 г.

ABSTRACT

Vovk P.E. Characteristics of the limit elastic and elastic-plastic states of lifting ropes.— Qualification scientific work on manuscript rights. Dissertation for the Doctor of Philosophy degree in specialty 131 "Applied Mechanics" - Odesa Polytechnic National University, Odesa, 2023.

The work is devoted to the calculation of the load-bearing capacity of steel lifting ropes by introducing two strength characteristics: the force of the ultimate elastic state and the force of reaching the state of elastic-plastic deformation. The second characteristic corresponds to the load-bearing capacity of the rope and is determined on the basis of the deformations of the wires in the rope and the matrix of its stiffnesses. Both values were calculated for four load schemes of the rope: stretching of the rope with a load in the guides, stretching with a freely suspended load, stretching with bending on the drum with a load in the guides and stretching with bending on the drum with a freely suspended load. When constructing the methods for calculating the above two strength characteristics, a method for taking into account interelement friction between the wires and layers of the rope was developed and integrated.

The **introduction** justifies the choice of the research direction and highlights its relevance. Based on this, the goal and objectives of the research are formed. The scientific novelty of the obtained results and their practical value are indicated.

In the first chapter "The state of the problem and the formulation of the dissertation's objectives"

An analysis of the modern level of the theory of the deformed-stressed state of products made of twisted wire (ropes, power lines, cable-ropes, logging cables) is given. There were two directions of theoretical research into the deformed state of ropes.

The first direction is the works of M. F. Glushko, S. T. Sergeev and their students, which created the basis of "building rope mechanics". In work M. F. Glushko the calculation scheme is based on Kirchhoff's equations of statics for thin rods, Castigliano's theorem and the method of forces. Two equations of statics are obtained in relation to a straight rope consisting of one wire. By simple summarization, the solutions are generalized to a full-fledged rope of both single and double winding. On the basis of

two differential equations, expressions of deformations were obtained stretching and twisting of the rope for four loading schemes of a straight rope, among them: pure stretching, i.e. in guides and freely suspended loads.

The effect of friction between elements on their deformed state in works of the first direction is not taken into account. An incorrect assumption was made: "...we will assume that elastic movements obey the hypothesis of flat cross-sections and non-curvature of radii." Then a false conclusion: "...At the ends of the rope, the wires are rigidly connected to each other...receive the same displacements. It also follows from this that due to the compatibility of the elastic displaced layers of the wires, despite the contact pressure between them, internal friction forces are not realized." The clarification of the specified error is shown in clauses 2.1 and 2.2 of this work.

The second direction is the work of I.M. Chayun. The fundamental difference lies in the determination of the rigidity of the rope section and the study of the external deformed state.

Not two, but four deformations are determined stretching, twisting and bending of the lifting rope depending on the load scheme and the global size matrix $|4 \times 4|$ stiffness of the rope section. This opened up the possibility of studying the deformed state with asymmetry in the cross-sections of the rope, which arises either as a result of the unevenness of the twisting tension of the wires and tables, or the breaks of the wires during operation. After the external deformed state, the deformations are determined stretching, twisting and bending of wires, i.e. internal deformed state.

From analytical determinations of strength characteristics, close to the topic of the dissertation is the method of work I.M. Chayun, where elastic-plastic deformation of ropes is investigated and a method of calculating their bearing capacity is developed. The method is quite cumbersome and requires the solution of two problems. The first is an investigation of the load-bearing capacity of the wires under deformations corresponding to the load schemes of the rope. The second task is to determine the normal force in the cross-sections of the wires in the limit state of the rope and its bearing capacity

The second section "Effect of friction between rope elements on its deformed and stressed state". Two studies are considered. The first is related to the effect of friction on the ratio of deformations and displacements of wires in the rope during stretching with twisting and stretching with subsequent bending (winding on a drum). The second is related to the deformation of wires with breaks. This research is subordinated to the solution of a new problem regarding the friction of a helical thread during stretching on a cylindrical surface with a straight and helical structure: friction on a cylindrical surface with a straight structure for single-twist ropes, and on a cylindrical surface with a spiral structure for double-stranded ropes cabling. Solving the thread friction problem was also used in the development of the method of determining the stiffness of the rope section in the presence of broken wires.

The third section "Method of deformations in determining the characteristics of the ultimate elastic state of ropes". The following state of the rope is taken as the ultimate elastic state (such tensile strength), after which one of the wires of the rope (or at the same time a group of wires) reaches a tensile strain equal to deformations of proportionality according to the wire stretching diagram.

The fourth chapter "Method of deformations in determining the bearing capacity of ropes". For the forces of the limit elastic-plastic state (carrying capacity rope) such a load value is accepted, at which one of its elements (one wire or a group of equivalent wires) reach a uniform limit deformation of the wire. Elastic-plastic deformation of the rope occurs at variable stiffnesses of the cross-section of the rope, a discrete change within each deformation interval is assumed.

The fifth chapter "Assessment of the accuracy of determination of the forces of the limit states of ropes" The accuracy assessment of the proposed method is based on the experiments of the work M. F. Glushko. The difference between calculated data and experiments is 3–10%.

Key words: *lifting rope, lifting equipment, static strength, static loads, stiffness, reliability, endurance, load patterns, rope strength characteristics, wire breakage, interelement friction in the rope, wire tension diagrams, pre-coiling tension of wires and*

scaffolds, elasto-plastic state, load-bearing capacity, global stiffness matrix of the rope cross-section, strength testing, mechanical properties testing.

LIST OF PUBLICATIONS OF THE ACQUIRER

1. Scientific works in which the main scientific results of the dissertation are published

Articles in international scientific periodicals

1. Chaiyn I., Vovk P., «Strength Calculation Method of Steel Wire Rope by Taking Account of Broken Wires», Advanced Manufacturing Processes II, Selected Papers from the 2nd Grabchenko's International Conference on Advanced Manufacturing Processes (InterPartner-2020), September 8–11, 2020, Odessa, Ukraine, Springer, 868 p., DOI:10.1007/978-3-030-68014-5_25. Індексуюється у міжнародних наукометричних базах: SCOPUS, Web of Science.

2. Chaiyn I., Vovk P., «Characteristics of the limit state of the rope», IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 1164, 8th International Scientific Conference 'Actual Problems of Engineering Mechanics' (APEM 2021) 11th - 14th May 2021, Odesa, Ukraine, IOP Publishing, DOI 10.1088/1757-899X/1164/1/012087. Індексуюється у міжнародних наукометричних базах: SCOPUS, Web of Science.

Articles in scientific and professional publications of Ukraine

3. Chayun I.M., Vovk P.E. Experimental study of the distribution of forces in elements of ropes. Lifting and transport equipment No. 46(2), ONPU, Odesa, 2015, ISSN 2409-1049.

4. I.M. Chayun, P.E. Vovk, "Friction of a thread located along a screw line when stretched on a cylindrical surface", Lifting and transport equipment No. 61(2), ONPU, Odesa, 2019, ISSN 2409 -1049.

5. I.M. Chayun, P.E. Vovk, "Calculation of the strength of ropes at the ultimate elastic state", "Lifting and transport equipment No. 63(2), ONPU, Odesa, 2020, ISSN 2409-1049.

2. Published works of an approbation nature

Patents for utility models:

6. Patent for the utility model "Manufacturing method of single winding twisted products"; patent number 91260; application number u201401138; inventors: Chayun Ivan Mykhailovych, Oleksandr Viktorovych Nepomniachy, Viktor Panasovych Borogan, Pavlo Evgeniyovych Vovk; Bulletin No. 12 dated June 25, 2014.

7. Patent for the utility model "Method of manufacturing twisted products of double winding" patent number 138726; application number u201905105; inventors: Ivan Mykhailovych Chayun, Pavlo Evgeniyovych Vovk, Bohdan Mykhailovych Ozeryanskyi; Bulletin No. 23 dated 10.12.2019.

8. Patent for the utility model "Method of manufacturing double-twisted twisted products" patent number 146618; application number u202007190; inventors: Chayun Ivan Mykhailovych, Vovk Pavlo Evgeniyovych, Bogdan Mykhaylovich Ozeryanskyi, Dashchenko Oleksandr Fedorovych; Bulletin No. 9 dated 03.03.2021.

Materials of scientific conferences:

9. Chayun I.M., Vovk P.E. The resistance of a spiral-shaped thread when stretched on a cylindrical surface. Mater. XVIII International science and technology conf. "Production and operation of steel ropes - problems and solutions" - Odesa, June 04 - 08, 2019

10. Chayun I.M., Vovk P.E. "Friction of a thread located along a helical line when stretched on a cylindrical surface" Actual problems of engineering mechanics: theses add. VI International science and practice conf. / under general ed. M. G. Sur'yaninova.. — Odesa: ODABA, 2019. — 393 p. ISBN 978-617-7195-87.

11. Chayun I.M., Vovk P.E. "Carrying capacity of ropes when stretched with allowance for broken wires", materials of the conference "Lifting technology present and future", collection "Lifting structures. Special technique", No. 08/2019, p. 17-19.

12. Chayun I.M., Vovk P.E. Participation of torn wires in the carrying capacity of ropes during stretching. XVIII International science and technology conf. "Production and operation of steel ropes - problems and solutions" - Odesa, June 04 - 08, 2019

13. Chayun I.M., Vovk P.E. "Characteristics of the elastic limit state of ropes taking into account wire breaks", Actual problems of engineering mechanics: theses addendum. VII International science and practice conf. / under general ed. M. G. Sur'yaninova.. — Odesa: ODABA, 2020. — 428 p. ISBN 978-617-7900-05-3.

14. Vovk P.E., Chayun I.M. Calculated strength characteristics of lifting ropes. XVIII International science and technology conf. "Production and operation of steel ropes - problems and solutions" - Odesa, September 7-10, 2021.

ЗМІСТ

ВСТУП	20
1. СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ФОРМУЛЮВАННЯ ЗАДАЧ ДИСЕРТАЦІЇ	24
1.1. Сучасний рівень теорії деформовано-напруженого стану стальних канатів	24
1.1.1 Перший напрямок. Метод сил в дослідженні зовнішнього і внутрішнього деформованого стану канатів при розтяганні і крученні	24
1.1.2 Метод сил в дослідженні зовнішнього і внутрішнього деформованого стану канатів при згинанні.....	29
1.1.3 Другий напрямок. Метод переміщень в дослідженні зовнішнього деформованого стану канатів	30
1.1.4 Матрична форма визначення внутрішнього деформованого стану канатів	34
1.2. Стан регламентованих методів розрахунку стальних канатів на статичну міцність	37
1.2.1 Характеристика агрегатного розривного зусилля	38
1.2.2 Вільне розтягання прямого канату	41
1.2.3 Розтягання в напрямних з навиванням на барабан	43
1.3. Висновки по 1-му розділу. Цілі та завдання досліджень	46
1.4. Використані джерела	48
2. ВПЛИВ ТЕРТЯ МІЖ ЕЛЕМЕНТАМИ КАНАТУ НА ЙОГО ДЕФОРМОВАНИЙ І НАПРУЖЕНИЙ СТАН	51
2.1. Перша задача щодо міжелементного тертя в канаті.....	51
2.1.1 Оцінка вагомості впливу коефіцієнтів міжелементного тертя на жорсткості та деформований стан канатів при вільному розтяганні	53
2.1.2 Вплив тертя на деформацію розтягання дротів при згинанні каната	55
2.2. Друга задача щодо міжелементного тертя в канаті	56
2.2.1 Тертя нитки, що розташувалася по гвинтовій лінії при розтяганні на циліндричній поверхні.....	56
2.2.2 Тертя нитки у гвинтовій формі при розтяганні на поверхні циліндра з гвинтовою твірною.....	60
2.2.3 Вплив обривів дротів на несучу спроможність канатів при розтягуванні	61

2.2.4 Експериментальна перевірка теорії впливу обривів дротів на несучу спроможність канатів	66
2.3. Висновки по 2-му розділу	69
2.4. Використані джерела	70
3. МЕТОД ДЕФОРМАЦІЙ В ВИЗНАЧЕННІ ХАРАКТЕРИСТИК ГРАНИЧНОГО ПРУЖНОГО СТАНУ КАНАТІВ	72
3.1. Зауваження щодо граничних станів в межах пружності.....	72
3.2. Теоретичне визначення зусилля розтягання граничного пружного стану каната.....	73
3.2.1 Вплив технологічного післязвивального напруженого стану	73
3.2.2 Залишкові зусилля після розвантаження по передзвивальному натягання дротів	74
3.2.3 Передзвивальне натягання сталок та сердечників	76
3.2.4 Практичне призначення раціонального рівня передзвивального натягання дротів і сталок	76
3.3. Виведення загальної формули граничного пружного зусилля розтягування каната	84
3.4. Параметри вигнутої осі каната	87
3.5. Визначення зусилля граничного пружного розтягування каната при навантаженні у напрямних з навивкою на барабан	88
3.6. Зусилля граничного пружного розтягання каната при навантаженні вільно підвішеним вантажем з навивкою на барабан.....	89
3.7. Зусилля граничного пружного розтягання прямого каната при вантажі у напрямних.....	89
3.8. Зусилля граничного пружного розтягання прямого каната при вільному підвісі вантажу	90
3.9. Жорсткості перерізу каната з урахуванням обривів дротів	90
3.10. Приклади розрахунків міцнісних і жорсткісних характеристик канатів та відповідних деформацій і напружень	91
3.11. Залежність зусилля розтягання граничного пружного стану канатів від параметра згинання на барабані.....	97
3.11.1 Сучасний стан врахування згинання піднімального каната в розрахунках на статичну міцність	97
3.11.2 Зв'язок параметра згинання $\bar{D}$ з деформацією розтягання дротів в канаті	99

3.11.3 Числові дослідження залежності зусилля розтягання граничного пружного стану канатів від параметра згинання на барабані	99
3.11.3 .1 Аналіз параметрів впливу на питому деформацію (3.23)	103
3.11.3 .2 Приклад формування зусилля $P1$ канатів №12 і №11 при навантаженні в напрямних	104
3.11.3 .3 Приклад формування зусилля $P2$ канатів №12 і №11 при вільному підвісі вантажу	107
3.12. Висновки по 3-му розділу	110
3.13. Використані джерела	112
4. МЕТОД ДЕФОРМАЦІЙ У ВИЗНАЧЕННІ ХАРАКТЕРИСТИК НЕСУЧОЇ СПРОМОЖНОСТІ КАНАТІВ	114
4.1. Загальні положення.....	114
4.2. Збільшення ΔN_j в залежності від схем навантаження каната.....	116
4.2.1 Розтягування прямого каната.....	116
4.2.2 Збільшення ΔN_j для схем розтягання каната з навиванням на барабан	117
4.3. Несуча спроможність каната.....	118
4.4. Матриця жорсткості каната у стадії пружно-пластичного деформування	118
4.5. Питомі деформації каната $\bar{\varepsilon}, \bar{\theta}, \bar{\chi}, \bar{\xi}$	120
4.5.1 Деформації при навантаженні в напрямних з навиванням на барабан.....	120
4.5.2 Розтягання каната з навиванням на барабан при вільному підвісі вантажу	120
4.5.3 Розтягування прямого каната вантажем у напрямних	120
4.5.4 Розтягування прямого каната вільно підвішеним вантажем	121
4.6. Приклад визначення несучої спроможності каната.....	121
4.7. Висновки по 4-му розділу	124
4.8. Використані джерела	125
5. ОЦІНКА ТОЧНОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЬ ГРАНИЧНИХ СТАНІВ КАНАТІВ.....	126
5.1. Оцінка точності визначення зусилля граничного пружного стану.....	126

5.2. Оцінка впливу параметрів діаграм напруження-деформація дроту на характеристики граничних станів канатів	132
5.3. Висновки по 5-му розділу	138
5.4. Використані джерела	139
ВИСНОВКИ	140
ДОДАТКИ: акти та довідки про впровадження результатів дисертаційної роботи в навчальний та виробничий процеси	145

ВСТУП

Актуальність теми дисертаційного дослідження. Методики розрахунку піднімальних канатів на статичну міцність в різних країнах зводяться до вибору з сортаменту за такою умовою:

$$P \geq [n]S,$$

де P необхідна величина міцнісної характеристики каната;

$[n]$ – нормативний запас міцності; S – найбільший розрахунковий натяг нитки каната.

В США і ЮАР $P = P_c = F_c \sigma_s$ – сумарне розривне зусилля усіх дротів канату. В країнах СНГ і ЕУ – розривне зусилля при розтяганні прямого каната в цілому $P = P_a = \kappa P_c$, а величини $\kappa = 0,83$ і $\kappa = 0,75 - 0,90$.

Характеристики P_c і P_a не відповідають схемам навантаження піднімальних канатів. Піднімальний канат отримує крім розтягання деформації згинання і кручення. Характеристики P_c і P_a *не враховують: конструкцію канату, деформативної властивості дроту, параметр згинання на барабані, обриви дротів.*

Така неточність розрахункової схеми піднімальних канатів обумовлює рівень нормативних $[n]$ запасів міцності в інтервалі ($[n] = 2,5 - 10$), що набагато вище рівня нормативних запасів міцності ($[n] = 1,4 - 1,8$) металоконструкцій і механізмів піднімально-транспортних машин. Умовний характер нормативного запасу міцності перешкоджає оптимальному, раціональному вибору каната.

Розрахунок канатів на статичну міцність на основі характеристик відповідних схем навантаження піднімальних канатів, їх конструкцій, деформативним властивостям дроту, при врахуванні обривів дротів стане значно точнішим, надійнішим, дозволить повніше використовувати міцнісний ресурс канатів, що сприятиме економічному ефекту в процесі експлуатації.

Об'єктом дисертації є розрахунок канатів на міцність.

Предметом є розробка нового методу аналітичного визначення міцнісних характеристик піднімальних канатів, відповідного зазначеним вимогам.

Наукова новизна одержаних результатів

1. Вперше на основі деформацій дротів в канаті і його жорсткостей перерізу розроблено метод визначення характеристик граничного пружного P_e і граничного пружно-пластичного P_n станів піднімальних канатів для різних схем навантаження. Дістала подальший розвиток методика врахування параметрів діаграм деформування дроту: при визначенні характеристик P_e деформації границі пропорційності ε_{np} ; при визначенні характеристик P_n деформації ε_T умовної границі текучості та рівномірної граничної деформації дроту $\bar{\varepsilon}_{sp} = \varepsilon_{sp} / \varepsilon_T$.

2. Отримало подальший розвиток дослідження залишкових технологічних напружень.

3. Вирішена задача тертя нитки гвинтової форми при розтяганні на циліндричній поверхні з прямою і гвинтовою твірними, що дозволило вперше розробити методику врахування впливу тертя дротів з обривами на зазначені міцнісні характеристики та жорсткості перерізу канатів.

4. Дістало подальший розвиток дослідження залежності міцнісних характеристик канатів від параметра $\bar{D} = D_{\bar{o}} / d_k$ (відношення діаметрів барабана і каната) та дослідження оптимізації передзвивального натягання дротів і сталок за критерієм відсутності залишкових напружень після виготовлення канату. В ході проведення цих досліджень одержано патенти на спосіб виготовлення витих виробів подвійного виття при режимах натягання відповідних критерію відсутності залишкових напружень після виготовлення.

Мета та задачі дослідження

Метою дисертаційного дослідження є створення нового методу визначення двох видів міцнісних характеристик для чотирьох схем навантаження: P_e граничного пружного стану і P_n стану пружно-пластичного деформування (несучій спроможності канату) при врахуванні:

- конструктивних особливостей і жорсткостей каната;
- міжелементного тертя;

- залишкових технологічних зусиль в дротах канату, пов'язаних з передзвивальним натяганням дротів і сталок;
- параметрів діаграм деформування дроту:
- обриву дротів на деформований стан, жорсткості канату та міцнісні характеристики;
- параметра згинання $\bar{D} = D_{\bar{o}}/d_k$ (відношення діаметрів барабана і каната).

Виходячи з наведеної вище актуальності теми дисертаційного дослідження та аналізу розглянутих робіт формулюємо цілі та задачі дисертації.

1. Створення нового методу визначення двох видів міцнісних характеристик для чотирьох схемах навантаження: P_e граничного пружного стану і P_n стану пружно-пластичного деформування, відповідного несучій спроможності канату на основі деформацій дротин в канаті і матриці його жорсткостей.
2. Дослідження впливу на міцнісні характеристики піднімальних канатів параметра $\bar{D} = D_{\bar{o}}/d_k$ (відношення діаметрів блока і каната).
3. Розроблення методики врахування параметрів діаграм деформування дроту: для характеристик P_e деформації границі пропорційності ε_{np} ; для характеристик P_n деформації границі текучості ε_T і граничної рівномірної деформації дроту ε_{ep} .
4. Дослідження залишкових технологічних зусиль в дротах канату.
5. Визначення оптимальних режимів передзвивального натягання дротів і сталок для канатів подвійного виття.
6. Розробка методики врахування тертя дротів з обривами на деформований стан, жорсткості канату та міцнісні характеристики.
7. Визначення граничних деформацій канатів і напружень в дротах, відповідних міцнісним характеристикам граничного пружного стану P_e і несучій спроможності P_n канату.

Практичне значення. Безперечну оцінку практичної користі отриманих результатів можна зробити після впровадження пропонованих міцнісних характеристик в Нормативні методики розрахунків канатів на статичну міцність. Таке впровадження – це проблема галузевого, державного рівня. Головною трудностю на цьому шляху буде перерахування нормативних запасів міцності в бік зменшення при збереженні рівня безпеки. Впевненість важливості практичного значення даної роботи всияє загально відома обставина, що точність розрахункової схеми є одним з головних факторів проектування досконалих конкуренто здатних машин та споруд.

Поряд з цим крім стандартних методик розрахунків канатів на міцність в сучасній техніці є установки, в яких до канатів пред'являються особливі вимоги щодо мінімальних діаметрів при високих рівнях навантаження і мінімально можливих параметрах $\bar{D} = D_o / d_k$ згинання. За таких умов представлені розробки мають безпосередньо практичне використання.

1. СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ФОРМУЛЮВАННЯ ЗАДАЧ ДИСЕРТАЦІЇ

1.1. Сучасний рівень теорії деформовано-напруженого стану сталевих канатів

Сталеві канати на рівні з проводами ЛЕП, кабель-канатами, каротажними кабелями, представляють стержневі багатократно статично невизначувані конструкції, елементи яких взаємно контактують. При цьому внаслідок тертя між елементами відокремлення пружних деформацій дротів від загальних переміщень доволі складною і в повному обсязі не вирішеною задачею.

В дослідженні деформовано-напруженого стану сталевих канатів використовується метод сил [1.1– 1.15] і метод переміщень [1.16 – 1.19]: послідовно склались два напрямки робіт будівельної механіки каната.

1.1.1 Перший напрямок. Метод сил в дослідженні зовнішнього і внутрішнього деформованого стану канатів при розтяганні і крученні

Базовою цього напрямку є фундаментальна робота [1.1]. Використано узагальнені рівняння Кірхгофа і теорема Кастільяно для каната, який складається з одної дротини. Одержана система 3-х рівнянь канонічної форми методу сил, перетворена до виразів подовжньої сили і крутного моменту, в яких коефіцієнти при деформаціях розтягання ε і кручення θ названі коефіцієнтами жорсткості такого каната (слід поправити: насправді це коефіцієнти поперечного перерізу канату). Простим підсумуванням за сукупністю дротин уявлено повноцінний канат, записано два диференціальних рівняння статички прямого канату (рис.1.1, в, г) [1.1]:

$$\left. \begin{aligned} A \frac{du}{dx} + C \frac{dv}{dx} &= P(x); \\ C \frac{du}{dx} + B \frac{dv}{dx} &= M(x), \end{aligned} \right\} \quad (1.1)$$

де u і v – подовжні і кутові переміщення плоских перерізів канату;

$du/dx = \varepsilon$ і $dv/dx = \theta$ – подовжні і кутові деформації канату (епюри деформацій ε і θ описані в [1.1], показані на рис.1.1, в і г);

$P(x)$ і $M(x)$ – осьове зусилля і крутний момент в перерізі канату;

A , B і C – узагальнені коефіцієнти жорсткостей канату по термінології [1.1].

За рівняннями (1.1) визначаються деформації ε і θ прямого каната через матрицю жорсткостей розміру 2×2 і вектор навантаження. Матриця жорсткості складається з подовжньої, крутної та жорсткості впливу (подовжньо-крутної і крутильно-подовжньої).

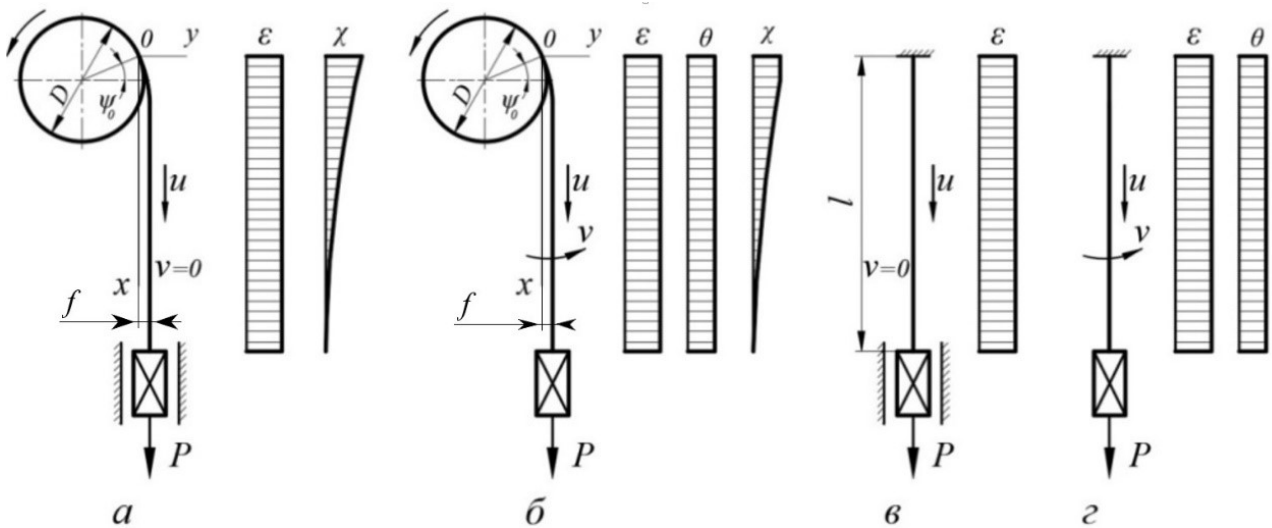


Рисунок 1.1 – Схеми навантаження канату

а) розтягання зі згинанням в напрямних; б) розтягання зі згинанням при вільному підвісі вантажу; в) чисте розтягання; г) вільне розтягання (ε ; θ ; χ – деформації розтягання, кручення, згинання)

Для канату подвійного звивання в якості елементів канату розглядаються сталки [1.1...1.5] і згідно з роботою [1.1]

$$A = \sum m [a_0 \cos^3 \beta + 2c_0 \bar{r}^{-1} \sin^3 \beta \cos^2 \beta + (b_0 \sin^2 \beta + g_0 \cos^2 \beta) \bar{r}^{-2} - \bar{\mu} d_0]; \quad (1.2)$$

$$B = \sum m [a_0 \bar{r}^2 \sin^2 \beta \cos \beta + b_0 \cos^7 \beta + g_0 (1 + \cos^2 \beta)^2 \sin^2 \beta \cos \beta + 2\bar{r} c_0 \cos^4 \beta \sin \beta - \bar{\mu} e_0 / d_0]; \quad (1.3)$$

$$C = \sum m \left[a_0 \bar{r} \sin \beta \cos^2 \beta + c_0 \cos^5 \beta (1 + \tan^4 \beta) + (b_0 \cos^2 \beta - g_0 (1 + \cos^2 \beta)) \sin^3 \beta \cos^2 \beta / \bar{r} - \bar{\mu} e_0 \right], \quad (1.4)$$

де m – число сталець в шарі канату;

β і $\bar{r}$ – кут і радіус звивання сталець в канат;

$\bar{\mu}$ – коефіцієнт звуження, приведений до осі сталець;

$$\begin{aligned} e_0 &= a_0 \bar{r} \sin^3 \beta + c_0 \cos 2\beta \sin^2 \beta \cos \beta; \\ d_0 &= a_0 \sin^2 \beta - c_0 \bar{r}^{-1} \cos 2\beta \sin^3 \beta; \end{aligned} \quad (1.5)$$

$$g_0 = \xi \sum EI; \quad \bar{\mu} = 0,5 \eta d / \bar{r};$$

ξ – коефіцієнт згинальної жорсткості сталок;

η – коефіцієнт звуження по зовнішньому діаметру d канату.

Компоненти a_0, b_0, c_0 представляють жорсткості сталок рівно як і канатів одинарного звивання (останні часто називають спіральними канатами):

$$a_0 = \sum_1^{\kappa} n (E F \cos^3 \alpha + G I_p \frac{\sin^6 \alpha}{r^2} \cos^2 \alpha + E I \frac{\sin^4 \alpha}{r^2} \cos^3 \alpha); \quad (1.6)$$

$$b_0 = \sum_1^{\kappa} n (E F r^2 \sin^2 \alpha \cos \alpha + G I_p \cos^7 \alpha + E I (1 + \cos^2 \alpha) \sin^2 \alpha \cos \alpha); \quad (1.7)$$

$$c_0 = \sum_1^{\kappa} n (E F r \cos^2 \alpha \sin \alpha + G I_p \frac{\cos^4 \alpha}{r} \sin^3 \alpha - E I (1 + \cos^2 \alpha) \frac{\cos^2 \alpha}{r} \sin^3 \alpha), \quad (1.8)$$

де κ і n – число шарів в сталці і дротів в шарі;

α і r – кут і радіус звивання дротів в сталки;

$EF, G I_p$ і $E I$ – жорсткості окремих дротин при розтяганні, крученні і згинанні.

Вирази a_0, b_0, c_0 одержані як коефіцієнти при вирішенні канонічних рівнянь методу сил

$$\begin{aligned} P_x &= a_0 \varepsilon + c_0 \theta; \\ L_x &= c_0 \varepsilon + b_0 \theta. \end{aligned} \quad (1.9)$$

для канату з одної дротини з послідуочим узагальненням до виразів (1.2) – (1.4) шляхом простого підсумування для канату в цілому як одинарного, так і подвійного звивання [1.1, 1.3]. Звичайно при такому вирішенні врахувати міжелементне тертя неможливо.

На підставі диференціальних рівнянь статки (1.1) розглянуті схеми навантаження (рис. 1.1, в і г) [1.1].

Чисте розтягання (рис. 1.1, в). Канат розтягується силою P , його кінці закріплені від обертання ($\theta = 0$), якщо вагою канату можна нехтувати. При цьому подовжня деформація канату ε визначається залежністю:

$$\varepsilon = \frac{P}{A} . \quad (1.10)$$

Вільне розтягання (рис. 1.1, з). Один кінець канату вільний від закріплення. Окрім деформації розтягання в цьому випадку канат одержує деформацію кручення:

$$\varepsilon = \frac{B}{A B - C^2} P ; \quad \theta = -\frac{C}{A B - C^2} P . \quad (1.11)$$

Розтягання канату в напрямних з урахуванням власної ваги pl .

Це навантаження еквівалентне сумарній дії зусилля

$$P_0 = P + 0,5 pl \quad (1.12)$$

по схемі чистого розтягання і дії зусилля

$$P_c = 0,5 p (1 - 2 x) \quad (1.13)$$

по схемі вільного розтягання.

При цьому деформації канату:

$$\varepsilon = \frac{P_0}{A} + \frac{B}{A B - C^2} P_c ; \quad \theta = -\frac{C}{A B - C^2} P_c . \quad (1.14)$$

Через деформації канату ε і θ на підставі геометричних рівнянь деформування гвинтового елемента, розташованого на поверхні кругового циліндра, визначаються його деформації. Для канату одинарного звивання це безпосередньо деформації дротів: подовжня e , крутна t , згинальна b [1.1]:

$$e = \varepsilon \cos^2 \alpha + r \theta \sin \alpha \cos \alpha ; \quad (1.15)$$

$$t = \theta \cos^4 \alpha + \varepsilon r^{-1} \sin^3 \alpha \cos \alpha ; \quad (1.16)$$

$$b = \theta(1 + \cos^2 \alpha) \sin \alpha \cos \alpha - \varepsilon r^{-1} \cos^2 \alpha \sin^2 \alpha . \quad (1.17)$$

Для канату подвійного звивання це відповідні деформації сталок [1.1]:

$$\varepsilon_0 = \varepsilon \cos^2 \beta + \theta \bar{r} \sin \beta \cos \beta + \varepsilon_r \sin^2 \beta ; \quad (1.18)$$

$$\theta_0 = \theta \cos^4 \beta + (\varepsilon - \varepsilon_r) \bar{r}^{-1} \sin^3 \beta \cos \beta ;$$

$$b_0 = \theta(1 + \cos^2 \beta) \sin \beta \cos \beta + (\varepsilon_r - \varepsilon) \bar{r}^{-1} \cos^2 \beta \sin^2 \beta . \quad (1.19)$$

$$\varepsilon_r = -\bar{\mu}(\varepsilon + \theta \frac{e_0}{d_0}) . \quad \bar{\mu} = \frac{\kappa_c d_0 \cos \beta}{\bar{r} - g_0 \kappa_c \cos \beta} , \quad (1.20)$$

де κ_c – коефіцієнт податливості сердечника.

Деформації дротів для канату подвійного звивання пропонується в [1.1,1.3] визначати за формулами (1.15)...(1.17) з урахуванням (1.18)...(1.20).

Для схем розтягання і кручення спірального канату [1.1–1.3] вирішення доведене до обчислень деформацій і напружень в дротах. Результати із задовільною точністю підтверджуються експериментами [1.1], Слід зауважити, що ця розрахункова схема базується на істотних спрощеннях – не враховується тертя між елементами, а також силова асиметрія в шарах, яка, наприклад, виникає внаслідок обривів дротів в процесі експлуатації, що передбачається нормами експлуатації. Зазначимо, що висновок в роботі [1.1] (§13, с. 71): «...ввиду совместности упругих смещений слоев проволоки, несмотря на контактное давление между ними, внутренние силы трения не реализуются.» можна вважати вірним тільки при одній деформації розтягання прямого канату без кручення і поперечної деформації. В інших схемах навантаження, наприклад при розтяганні з кручення, висновок є помилковим.

Серед інших робіт, які можна віднести до будівельної механіки канату з використанням методу сил, найбільше близькі до теми дисертації [1.6, 1.7]. В [1.6] розглядається напружений стан при розтяганні з крученням канату подвійного звивання з органічним сердечником конкретної конструкції. Значна увага приділена аналітичному описанню поперечної деформації шару сталок, пов'язаної з податливістю органічного сердечника. Одержана залежність відношення поперечної і подовжньої деформацій, яка названа ефективним коефіцієнтом Пуассона. Вказана залежність не є загальною оскільки безпосередньо відноситься до конкретної конструкції канату. Залежності такого ж призначення для канатів подвійного звивання будь яких конструкцій, правда з металевим сердечником, розроблені в роботі [1.8].

1.1.2 Метод сил в дослідженні зовнішнього і внутрішнього деформованого стану канатів при згинанні

Геометричні рівняння згинання канату, але знову ж таки, без врахування тертя, представлені в [1.1]. При цьому використаний метод кінематичної аналогії, що дозволив визначити компоненти просторової кривизни і кручення гвинтового елементу канату при згинанні. В результаті деформації розтягання, згинання і кручення дротів в канаті одинарного звивання при плоскому згинанні з радіусом R мають вигляд [1.1]:

$$e = r R^{-1} \cos^2 \alpha \cos \varphi; \quad (1.21)$$

$$b = R^{-1} \cos 2\alpha \cos^2 \alpha \cos \varphi; \quad (1.22)$$

$$n = -R^{-1} (1 + \sin^2 \alpha) \cos \alpha \sin \varphi; \quad (1.23)$$

$$t = -R^{-1} \sin 2\alpha \cos^2 \alpha \cos \varphi, \quad (1.24)$$

де φ – кут положення дроту в шарі.

Вираз (1.21) деформації розтягання дроту є умовним, оскільки вірний при ототожненні канату суцільному стержню з відповідною формою перерізу.

Вирази деформацій сталок канатів подвійного звивання при згинанні ідентичні (1.21)...(1.24 [1.1]):

$$\bar{b} = \frac{\cos 2\beta}{R} \cos^2 \beta \cos \gamma; \quad (1.25)$$

$$\bar{n} = -\frac{1 + \sin^2 \beta}{R} \cos \beta \cos \gamma; \quad (1.26)$$

$$\bar{t} = -\frac{g_0}{b_0 - c_0^2/a_0} \cdot \frac{1 + \sin^2 \beta}{2R} \sin 2\beta \cos \gamma. \quad (1.27)$$

Застосування розрахункової схеми згинання спірального канату в [1.9], а також згинання сталок в канаті подвійного звивання в [1.10] на тій же основі, що і для розтягання та кручення, не дивлячись на вказані спрощення, виливається в дуже громіздкі рішення, які не доведені до чисельних результатів. Аналогічна громіздкість в дослідженнях і з результатами не доведеними до деформацій і напру-

жень в дротах при застосуванні вказаної розрахункової схеми також в задачі напруженого стану для зони переходу прямого канату в зігнутий при його навітанні на барабан [1.2].

Дослідження деформовано-напруженого стану, пов'язаного зі згинанням приведено в роботах [1.11–1.15]. Результати цих досліджень показують рішучу роль на деформований стан міжелементного тертя при згинанні в зоні навівання канату на барабан.

Другий напрямок [5.2], який прийнято в дисертації для дослідження деформовано-напруженого стану канатів. Матриця жорсткостей перерізу каната розміром 4×4 . Кожна з жорсткостей визначається безпосередньо для повноцінного каната за теоремою [5.2] як друга частинна похідна від питомої потенційної енергії деформування канату по відповідній його деформації. На відміну від першого напрямку розглядається навантаження як прямого каната, так і піднімального (розтягання з навіванням на барабан). Визначаються чотири деформації: розтягання, кручення і згинання в ортогональних площинах. При цьому використовуються вирази деформацій дротин роботи [5.1] з доданням параметрів, що враховують міжелементне тертя, обриви дротів, нерівномірності звивального натягіння, що не передбачається за першим напрямком.

1.1.3 Другий напрямок. Метод переміщень в дослідженні зовнішнього деформованого стану канатів

Другий напрямок в дослідженні деформованого стану канатів запропоновано в роботі [1.16]. Принципова відмінність полягає в тому, що на відміну від першого напрямку [1.1–1.5, 1.9, 1.10], де в основі розрахункової схеми лежить метод сил, в [1.16] основою визначення зовнішнього деформованого стану канатів є метод переміщень. Переваги одного методу перед другим визначаються, по перше, особливостями статично невизначуваних систем, по друге, визначенням жорсткісних характеристик перерізів канату на основі енергетичного методу (запропонованої в [1.16] теореми). Доцільно тут показати відмінності двох методів стосовно канату і переваги за рахунок застосування методу переміщень.

В задачі розтягання і кручення прямого канату [1.1], при спрощенні, що геометрично рівноцінні елементи є рівноцінними і в силовому відношенні, ступінь статичної невизначуваної незначна і дорівнює тільки кількості його шарів. Але в задачі розтягання з крученням та згинанням канату, та ще при врахуванні силової асиметрії, ступінь статичної невизначуваної занадто зростає, дорівнюючи кількості дротів канату. Звідси впливає громіздкість розрахункової схеми, при використанні методу сил. А тому, на наш погляд, і відсутність завершених рішень щодо визначення запропонованих нами комплексу міцнісних характеристик канатів.

Проблема громіздкості зникає при використанні методу переміщень – число початкових невідомих не більше чотирьох деформацій $|\varepsilon \theta \chi \varsigma|$ розрахункового перерізу канату, які визначаються в залежності від схеми навантаження і жорсткісних характеристик канату.

Важливою перевагою є також можливість дослідження деформованого стану при асиметрії в перерізах канату, яка виникає, наприклад, чи то в наслідок нерівномірності звивального натягання дротів і сталок, чи то обривів дротів при експлуатації.

Агрегатний зовнішній деформований стан канату, тобто його деформації, при використанні методу переміщень визначаються за матричною формулою [1.16]

$$|DK| = |\varepsilon \theta \chi \varsigma| = |G|^{-1} |F|, \quad (1.28)$$

де $|G|$ – глобальна матриця жорсткості канату;

$|F|$ – вектор внутрішніх зусиль в канаті, залежний від навантаження.

Матриця жорсткості канату складається із і жорсткостей його перерізу

$$|G| = \begin{vmatrix} G_{11} & G_{12} & G_{13} & G_{14} \\ G_{21} & G_{22} & G_{23} & G_{24} \\ G_{31} & G_{32} & G_{33} & G_{34} \\ G_{41} & G_{42} & G_{43} & G_{44} \end{vmatrix} = \sum_1^S \Lambda_i |K|_i \begin{vmatrix} \Phi_{p_i} & & & 0 \\ & \Phi_{t_i} & & \\ & & \Phi_{\varphi_i} & \\ 0 & & & \Phi_{\varphi_i} \end{vmatrix} \cdot |K|_i^T, \quad (1.29)$$

де G_{11}, G_{22} і G_{33}, G_{44} – головні жорсткості (подовжня, крутна і згинальні)

$G_{12} = G_{21}, G_{13} = G_{31}, G_{14} = G_{41}, G_{23} = G_{32}, G_{24} = G_{42}, G_{34} = G_{43}$ – жорсткості впливу (G_{12} – подовжньо-крутна; G_{13}, G_{14} – подовжньо-згинальні; G_{23}, G_{24} – крутильно-згинальні) проявляються при асиметрії перерізів канату, наприклад внаслідок обривів дротин;

$$\Delta_i = 1 / \cos \alpha_i \cos \beta_i$$

$|K_i|$ – матриця питомих деформацій i -го дроту в канаті;

$\Phi_{p_i} = E\pi\delta^2/4$; $\Phi_{t_i} = E\pi\delta^4/80$; $\Phi_{u_i} = E\pi\delta^4/64$ – подовжня, крута і згинальна жорсткості перерізу дротин. E – модуль пружності; δ – діаметр дротин).

Кожна із жорсткостей матриці $|G|$ незалежно від порядку звивання канату визначається за теоремою [1.16], як друга частинна похідна від питомої потенційної енергії деформування канату по відповідній його деформації

$$G_{\kappa\kappa} = \frac{\partial^2 u}{\partial \Delta_{\kappa}^2}; \quad G_{\kappa j} = \frac{\partial^2 u}{\partial \Delta_{\kappa} \partial \Delta_j}; \quad \kappa = j = 1, 2, 3, 4, \quad (1.30)$$

де Δ – деформації канату $\Delta_1 = \varepsilon$ подовжня; $\Delta_2 = \theta$ крутна; $\Delta_3 = \chi$ і $\Delta_4 = \zeta$ згинальні деформації.

Питома потенційна енергія деформування, тобто одиничної довжини канату

$$u = \frac{1}{2} \sum_1^s \Lambda(\Phi_p e^2 + \Phi_t t^2 + \Phi_z(b^2 + n^2)), \quad (1.31)$$

де $\Phi_p = EA$, $\Phi_t = 2GI$ і $\Phi_z = EI$ – подовжня, крутна і згинальна жорсткості дротів;

e, t, b, n – деформації дротин в канаті (1.55) – (1.57).

На основі (1.30, 1.31) жорсткості перерізу канату в пружній стадії деформування мають вирази [1.16]:

$$G_{11} = \sum_1^s \Lambda(\Phi_p K_{e\varepsilon}^2 + \Phi_t K_{t\varepsilon}^2 + \Phi_u(K_{b\varepsilon}^2 + K_{n\varepsilon}^2)); \quad (1.32)$$

$$G_{22} = \sum_1^s \Lambda(\Phi_p K_{e\theta}^2 + \Phi_t K_{t\theta}^2 + \Phi_u(K_{b\theta}^2 + K_{n\theta}^2)); \quad (1.33)$$

$$G_{33} = \sum_1^s \Lambda(\Phi_p K_{e\chi}^2 + \Phi_t K_{t\chi}^2 + \Phi_u(K_{b\chi}^2 + K_{n\chi}^2)); \quad (1.34)$$

$$G_{44} = \sum_1^s \Lambda (\Phi_p K_{e\zeta}^2 + \Phi_t K_{t\zeta}^2 + \Phi_u (K_{b\zeta}^2 + K_{n\zeta}^2)); \quad (1.35)$$

$$G_{12} = \sum_1^s \Lambda (\Phi_p K_{e\varepsilon} K_{e\theta} + \Phi_t K_{t\varepsilon} K_{t\theta} + \Phi_u (K_{b\varepsilon} K_{b\theta} + K_{n\varepsilon} K_{n\theta})); \quad (1.36)$$

$$G_{13} = \sum_1^s \Lambda (\Phi_p K_{e\varepsilon} K_{e\chi} + \Phi_t K_{t\varepsilon} K_{t\chi} + \Phi_u (K_{b\varepsilon} K_{b\chi} + K_{n\varepsilon} K_{n\chi})); \quad (1.37)$$

$$G_{14} = \sum_1^s \Lambda (\Phi_p K_{e\varepsilon} K_{e\zeta} + \Phi_t K_{t\varepsilon} K_{t\zeta} + \Phi_u (K_{b\varepsilon} K_{b\zeta} + K_{n\varepsilon} K_{n\zeta})); \quad (1.38)$$

$$G_{23} = \sum_1^s \Lambda (\Phi_p K_{e\theta} K_{e\chi} + \Phi_t K_{t\theta} K_{t\chi} + \Phi_u (K_{b\theta} K_{b\chi} + K_{n\theta} K_{n\chi})); \quad (1.39)$$

$$G_{24} = \sum_1^s \Lambda (\Phi_p K_{e\theta} K_{e\zeta} + \Phi_t K_{t\theta} K_{t\zeta} + \Phi_u (K_{b\theta} K_{b\zeta} + K_{n\theta} K_{n\zeta})); \quad (1.40)$$

$$G_{34} = \sum_1^s \Lambda (\Phi_p K_{e\chi} K_{e\zeta} + \Phi_t K_{t\chi} K_{t\zeta} + \Phi_u (K_{b\chi} K_{b\zeta} + K_{n\chi} K_{n\zeta})), \quad (1.41)$$

В залежності від схеми навантаження (рис.1.1) за формулою (1.28) одержані деформації канату з можливістю врахування асиметрії в перерізах для різних схем навантаження.

Розтягання канату зі згинанням при вантажі в напрямних (рис.1.1, а)

$$\varepsilon = P(A_{11} \cos \psi - A_{12}(A_{12} \cos \psi + A_{14} \sin \psi) / A_{22} + A_{13} f e^{-kx}) / |D|; \quad (1.42)$$

$$\theta = P(A_{23} f e^{-kx} - A_{24} \frac{A_{12}}{A_{22}} \sin \psi) / |D|; \quad (1.43)$$

$$\chi = P(A_{13} - A_{12}(A_{23} \cos \psi + A_{34} \sin \psi) / A_{22} + A_{33} f e^{-kx}) / |D|; \quad (1.44)$$

$$\zeta = P(A_{14} \cos \psi - A_{12}(A_{24} \cos \psi + A_{44} \sin \psi) / A_{22} + A_{34} f e^{-kx}) / |D|, \quad (1.45)$$

де $A_{11} \dots A_{34}$ – алгебраїчні доповнення матриці жорсткості $|D|$;

$$f = G_{33} / PR; \quad k = (P / G_{33})^{0.5}.$$

Розтягання зі згинанням при вільно підвішеному вантажі (рис.1.1, б)

$$\varepsilon = P(A_{11} \cos \psi + A_{13} f e^{-kx}) / |D|; \quad (1.46)$$

$$\theta = P(A_{12} \cos \psi + A_{23} f e^{-kx}) / |D|; \quad (1.47)$$

$$\chi = P(A_{13} \cos \psi + A_{33} f e^{-kx}) / |D|; \quad (1.48)$$

$$\zeta = P(A_{14} \cos \psi + A_{34} f e^{-kx}) / |D|. \quad (1.49)$$

Розтягання вільно підвішеним вантажем (рис. 1.1, з)

$$\varepsilon = P A_{11} / |D|; \quad \theta = P A_{12} / |D|; \quad (1.50)$$

$$\chi = P A_{13} / |D|; \quad \zeta = P A_{14} / |D|. \quad (1.51)$$

В разі симетрії перерізу канату деформації за формулами роботи [1.1]:

$$\varepsilon = \frac{P G_{22}}{G_{11} G_{22} - G_{12}^2}; \quad \theta = -\frac{P G_{12}}{G_{11} G_{22} - G_{12}^2}.$$

Розтягання канату вантажем в напрямних (рис. 1.1, в)

$$\varepsilon = P(A_{11} - A_{12}^2 / A_{22}) / |D|; \quad (1.52)$$

$$\chi = P(A_{13} - A_{12} A_{23} / A_{22}) / |D|; \quad (1.53)$$

$$\zeta = P(A_{14} - A_{12} A_{24} / A_{22}) / |D|. \quad (1.54)$$

1.1.4 Матрична форма визначення внутрішнього деформованого стану канатів

В роботах [1.1, 1.4] внутрішній деформований стан описується рекурентно: спочатку необхідно визначити деформації (1.18) – (1.20) сталок, а потім, використовуючи їх – деформації (1.15) – (1.17) дротів.

Визначення деформованого стану в роботі [1.16] не потребує рекурентності в розрахунку. До того ж на відміну від [1.1, 1.4] враховується поперечна деформація в канатах одинарного звивання, міжелементне тертя і вказана асиметрія перерізу канату. Матрична формула деформацій дротів має вигляд

$$|D\Pi| = |DK| \cdot |K|_i, \quad i = 1, 2, \dots, s \quad (1.55)$$

де $|DK|$ – матриця деформацій (1.28) канату: $|DK| = |\varepsilon \theta \omega \chi \zeta|^T$;

$|K|_i$ – блокова матриця питомих деформацій дротів, розміром $1 \times s$.

Кожен елемент матриці $|K|_i$ представляє питомі деформації i -ї дротини

$$|K|_i = \begin{vmatrix} K_{e\varepsilon} & K_{t\varepsilon} & K_{b\varepsilon} & K_{n\varepsilon} \\ K_{e\theta} & K_{t\theta} & K_{b\theta} & K_{n\theta} \\ K_{e\chi} & K_{t\chi} & K_{b\chi} & K_{n\chi} \\ K_{e\zeta} & K_{t\zeta} & K_{b\zeta} & K_{n\zeta} \end{vmatrix}_i = |KT|_i \cdot |KF|_i =$$

$$= \begin{vmatrix} \bar{K}_{E\varepsilon} & \bar{K}_{T\varepsilon} & \bar{K}_{B\varepsilon} & 0 \\ \bar{K}_{E\theta} & \bar{K}_{T\theta} & \bar{K}_{B\theta} & 0 \\ \bar{K}_{E\chi} & \bar{K}_{T\chi} & \bar{K}_{B\chi} & \bar{K}_{N\chi} \\ \bar{K}_{E\zeta} & \bar{K}_{T\zeta} & \bar{K}_{B\zeta} & \bar{K}_{N\zeta} \end{vmatrix}_i \cdot \begin{vmatrix} K_{eE} & K_{tE} & K_{bE} & 0 \\ K_{eT} & K_{tT} & K_{bT} & 0 \\ K_{eB} & K_{tB} & K_{bB} & K_{nB} \\ K_{eN} & K_{tN} & K_{bN} & K_{nN} \end{vmatrix}_i; \quad (1.56)$$

де $|KT|_i$ – матриця питомих деформацій сталки, в яку входить i -ий дріт;

$|KF|_i$ – матриця питомих деформацій i -го дроту в сталці.

Вирази питомих деформацій $|KT|_i$, $|KF|_i$ одержані на основі геометричних рівнянь (1.15)...(1.27) роботи [1.1] з доповненнями поперечних деформацій дротів і сталок [1.16], а також міжелементного тертя [1.17–1.19]. Матриці $|KF|_i$ і $|KT|_i$ мають двояке тлумачення. Для каната одинарного звивання $|KF|_i$ це матриця питомих деформацій дротів в канаті, а $|KT|_i$ представляє одиничну матрицю. Для каната подвійного звивання $|KF|_i$ це матриця питомих деформацій дротів в сталці, а $|KT|_i$ представляє матрицю питомих деформацій сталок в канаті.

Компоненти матриці питомих деформацій дротів згідно з роботою [1.16–1.18]:

$$K_{e\varepsilon} = \cos^2 \alpha (1 - \nu_{e\omega} \mu_\varepsilon \operatorname{tg}^2 \alpha);$$

$$K_{e\theta} = \nu_{e\theta} \cos^2 \alpha \operatorname{tg} \alpha (r + \mu_\theta \operatorname{tg} \alpha);$$

$$K_{e\omega} = \nu_{e\omega} \sin^2 \alpha;$$

$$K_{e\chi} = \nu_{e\chi} r \cos^2 \alpha \cos \varphi;$$

$$K_{e\zeta} = \nu_{e\zeta} r \cos^2 \alpha \sin \varphi;$$

$$\begin{aligned}
K_{t\varepsilon} &= (1 - \nu_{t\varepsilon} \mu_\varepsilon) r^{-1} \cos \alpha \sin^2 \alpha; \\
K_{t\theta} &= \nu_{t\theta} \cos^4 \alpha (1 + \mu_\theta \operatorname{tg}^3 \alpha / r; \\
K_{t\omega} &= \nu_{t\omega} r^{-1} \cos \alpha \sin^3 \alpha; \\
K_{t\chi} &= -\nu_{t\chi} \cos^2 \alpha \sin 2\alpha \cos \varphi; \\
K_{t\zeta} &= \nu_{t\zeta} \cos^2 \alpha \sin 2\alpha \sin \varphi; \\
K_{b\varepsilon} &= -(1 + \nu_{b\varepsilon} \mu_\varepsilon) r^{-1} \cos^2 \alpha \sin^2 \alpha; \\
K_{b\theta} &= \nu_{b\theta} \sin 2\alpha (1 + \cos^2 \alpha); \\
K_{b\omega} &= \nu_{b\omega} r^{-1} \cos^2 \alpha \sin^2 \alpha; \\
K_{b\chi} &= \nu_{b\chi} \cos^2 \alpha \cos 2\alpha \cos \varphi; \\
K_{b\zeta} &= -\nu_{b\zeta} \cos^2 \alpha \cos 2\alpha \sin \varphi; \\
K_{n\chi} &= -\nu_{n\chi} \cos^3 \alpha (1 + 2\operatorname{tg}^2 \alpha) \sin \varphi; \\
K_{n\zeta} &= \nu_{n\zeta} \cos^3 \alpha (1 + 2\operatorname{tg}^2 \alpha) \cos \varphi,
\end{aligned}$$

де $\nu_{e\omega}, \nu_{e\theta}, \nu_{e\chi}, \dots, \nu_{n\zeta}$ – коефіцієнти впливу міжелементного тертя на деформації дротів канаті.

В позначеннях індексів питомих деформацій і коефіцієнтів впливу тертя: перший символ указує деформацію дротини, а другий указує причину – деформацію каната. Наприклад, $K_{e\theta}$ – подовжня деформація дротини спричинена деформацією θ кручення каната; $K_{e\chi}$ – подовжня деформація дротини спричинена деформацією χ згинання каната в площині навивання на барабан. Аналогічний принцип індексації компонентів матриці $|KT|_i$

Матриця $|D\Pi|$ деформацій дротів є блоковою розміром $1 \times s$. Кожен її елемент описує деформований стан відповідної i -ї дротини

$$|D\Pi| = |e\ t\ b\ n|_i, \quad i = 1, 2, \dots, s. \quad (1.57)$$

1.2. Стан регламентованих методів розрахунку сталейних канатів на статичну міцність

Загальна суть методів розрахунку на міцність – порівняння двох станів елемента конструкції: граничного та номінального, пов'язаних між собою нормативним (регламентованим) запасом міцності $[n] > 1$. Гарантія міцності полягає в тому, що дійсний стан міцності елемента конструкції, змінюючись в процесі експлуатації, не перевищить граничний. Це забезпечується нормативним запасом міцності.

У існуючих методах розрахунків на міцність використовують різні критерії номінального та граничного стану. У методі розрахунку за «допустимим напруженням» граничним є стан, при якому напруження в елементі досягає міцності його матеріалу: границі текучості σ_T або границі міцності σ_σ . Щодо нормального напруження умова міцності має вигляд

$$\max \sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_L}{[n]}, \text{ або в іншому вигляді } n = \frac{\sigma_L}{\max \sigma} \leq [n], \quad (1.58)$$

где $[\sigma]$ – так зване допустиме напруження;

$\sigma_L = \sigma_T$ або $\sigma_L = \sigma_\sigma$ – граничне напруження;

n і $[n]$ – розрахунковий і нормативний запаси міцності.

Призначення нормативного коефіцієнта запасу міцності $[n]$ є прерогативою галузі техніки. Основні фактори, що впливають на нормативний коефіцієнт запасу міцності: метод розрахунку; точність розрахункової схеми; стабільність міцнісних характеристик σ_T , σ_σ матеріалу; точність визначення навантажень; умови експлуатації; тяжкість, а той трагізм наслідків відказу, аварії.

У методі розрахунку за несучою спроможністю за номінальний приймається стан, відповідний паспортним даним, наприклад, вантажопіднімальності крана. Граничним станом є несуча спроможність деталі P_n або конструкції загалом (це навантаження, перевищення якого веде до руйнування). Щодо канатів умова міцності за несучою спроможністю має вигляд

$$n = \frac{P_u}{P_p} \leq [n], \quad (1.59)$$

де P_p – розрахункове зусилля розтягання канату. Аналіз методик аналітичного визначення міцнісних характеристик канатів

1.2.1 Характеристика агрегатного розривного зусилля

Ця характеристика відповідає схемі розтягання зразка канату в напрямних (рис. 1, в). В регламентованих Правилах [1.20] дана характеристика названа «разрывное усилие каната в целом», $P_a = \kappa P_c = 0,83 P_c$, де P_c – сумарне розривне зусилля усіх дротин канату; F_c – сумарна площа перерізів дротів, σ_g – границя їх міцності. За Нормами [1.21] характеристика $P_a = \kappa P_c = (0,75 - 0,9) P_c$ названа *Mindest bruchkraft* (минимальное разрывное усилие каната). Тут менше значення κ відноситься до трьох шарових канатів подвійного звивання – більше до одно шарових конструкцій. Стосовно коефіцієнта κ в [1.20, 1.21]: немає повного конструктивного обґрунтування.

Відомо, що такі характеристика не враховують схему навантаження каната його конструкцію, пластичні властивості дротів, наявність допустимих експлуатаційних обривів дротів. При цьому надійність забезпечується за рахунок великих значень нормативних запасів міцності (від 3 до 10 і більше [1.20-1.23]). По суті, P_a приблизно представляє несучу спроможність каната при розтягуванні в напрямних.

В роботі [1.23] наведена методика розрахунку коефіцієнта κ , а отже характеристики P_a і обґрунтування аргументів, що впливають на коефіцієнт κ . Методика базується на дослідженні пружно-пластичного деформуванні при спрощеній розрахунковій схемі канату подвійного звивання (рис. 1.2), де β і α кути звивання сталок і дротів та використані параметри схематизованої діаграми розтягання дроту (рис. 1.3).

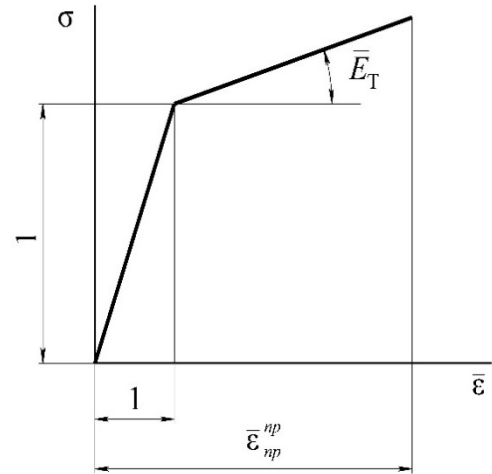
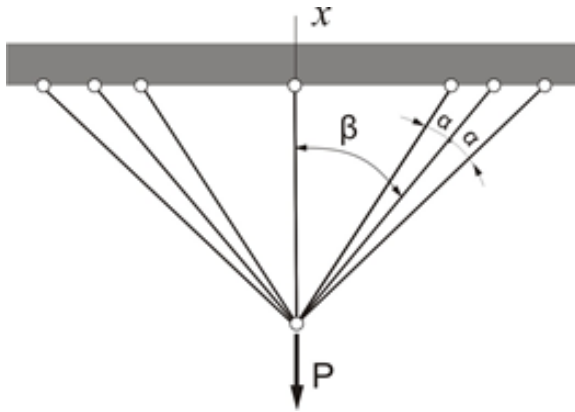


Рисунок 1.2 – Спрощена розрахункова схема канату
Рисунок 1.3 – Схематизована діаграма розтягання $\bar{\sigma} - \bar{\varepsilon}$

На рис. 1.3 позначено: $\bar{\sigma} = \sigma / \sigma_T$; $\bar{\varepsilon} = \varepsilon / \varepsilon_T$; $\bar{E}_T = E_T / E$; $\bar{\varepsilon}_{np} = \varepsilon_{np} / \varepsilon_T$ – напруження; деформація; модуль зміцнення; гранична рівномірна деформація дроту в відносному вимірюванні.

Прийнято, що деформативні можливості дроту, тобто деформація $\bar{\varepsilon}_{np}$, дозволяють усім елементам (дротам в канаті) перейти в стадію деформування за модулем зміцнення E_T .

Центральна дротина в канаті одинарного звивання і подвійного з металевим сердечником досягає рівномірної граничної деформації $\bar{\varepsilon}_{np} = \varepsilon_{np} / \varepsilon_T$ дроту і тому зусилля в ній при відносному вимірюванні

$$\bar{N} = \frac{4N}{\sigma_T \pi \delta^2} = 1 + (\bar{\varepsilon}_{np} - 1) \bar{E}_T, \quad (1.60)$$

де δ – діаметр дротину.

В останніх дротах канату одинарного звивання

$$\bar{N}_i = 1 + (\bar{\varepsilon}_{np} \cos^2 \alpha_i - 1) \bar{E}_T. \quad (1.61)$$

Звідси вираз коефіцієнта κ для канату одинарного звивання

$$\kappa = \frac{P_a}{P_c} = \frac{\sum_{i=1}^s (1 + (\bar{\varepsilon}_{np} \cos^2 \alpha_i - 1) \bar{E}_T) \delta_i^2 \cos \alpha_i}{(1 + (\bar{\varepsilon}_{np} - 1) \bar{E}_T) \sum_{i=1}^s \delta_i^2} \nu_1, \quad (1.62)$$

де s – кількість дротів в канаті;

$\nu_1 \leq 1$ – враховує нерівномірність звивального натягнення дротів.

Для каната подвійного звивання з металевим сердечником

$$\kappa = \frac{P_a}{P_c} = \frac{\sum_{i=1}^s (1 + (\bar{\varepsilon}_{zp} \cos^2 \alpha_i \cos^2 \beta_i - 1) \bar{E}_T) \delta_i^2 \cos \alpha_i \cos \beta_i}{(1 + (\bar{\varepsilon}_{zp} - 1) \bar{E}_T) \sum_{i=1}^s \delta_i^2} \nu_1 \cdot \nu_2, \quad (1.63)$$

де $\nu_2 \leq 1$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність натягнення сталок при їх звиванні в канат.

Для канатів подвійного звивання з органічним сердечником

$$\kappa = \frac{\sum_{i=1}^s (1 + (\bar{\varepsilon}_{zp} \lambda^{-1} \cos^2 \alpha_i \cos^2 \beta_i - 1) \bar{E}_T) \delta_i^2 \cos \alpha_i \cos \beta_i}{(1 + (\bar{\varepsilon}_{zp} - 1) \bar{E}_T) \sum_{i=1}^s \delta_i^2} \nu_1 \cdot \nu_2 \quad (1.64)$$

де $\lambda = \max \cos^2 \alpha \cos^2 \beta, i = 1, 2, \dots, s$.

Коефіцієнт κ істотно залежить від конструкції каната і граничної рівномірної деформації дроту $\bar{\varepsilon}_{zp} = \varepsilon_{zp} / \varepsilon_T$. Так, наприклад, для каната конструкції 12(1+6+12) + 6(1+6+12) + 1(1+6+12) при $\alpha=16^\circ$, $\beta_6=18^\circ$, $\beta_{12}=20^\circ$; діаметри дротів $\delta=1\text{мм}$, $\bar{E}_T=0,166$; $\bar{\varepsilon}_{zp}=2,5$; гранична рівномірна деформація дроту $\bar{\varepsilon}_{zp}=2,5$ коефіцієнт $\kappa = 0,85$, а при $\bar{\varepsilon}_{zp}=1,5$ коефіцієнт $\kappa = 0,71$.

Значне зменшення граничної рівномірної деформації властиво високоміцному дроту. У роботі [1.24] наведено експериментальні значення розривних зусиль кількох конструкцій канатів з металевим сердечником із високоміцного дроту з $\sigma_s = 1900 - 2200 \text{ МПа}$. За вказаними експериментами $\kappa = 0,53 - 0,70$. Головна причина таких значень коефіцієнтів κ полягає в обмеженості граничної рівномірної деформації $\bar{\varepsilon}_{zp}$ для високоміцного дроту.

1.2.2 Вільне розтягання прямого канату

В роботі [1.1] М. Ф. Глушко пропонується методика визначення міцнісної характеристики канатів при вільному розтяганні розрахунком по безмоментній теорії (за термінологією її автора).

Суть безмоментної теорії полягає в тому, що не враховується згинальний та крутний моменти, які виникають у дротах при вільному розтягуванні каната. При цьому канат подвійного звивання уподібнюється канату одинарної звивання з органічним сердечником. У зв'язку з цим коефіцієнти жорсткості шарів сталок визначаються за спрощеними залежностями [1.1]

$$\begin{aligned} A_i &= E F_i \cos^3 \beta_i ; \\ B_i &= E F_i \bar{r}_i^2 \sin^2 \beta_i \cos \beta_i ; \\ C_i &= E F_i \bar{r}_i \cos^2 \beta_i \sin \beta_i , \end{aligned} \quad (1.65)$$

де E – модуль пружності дроту; F_i – сумарна площа поперечного перерізу шару сталок; $i = 1, 2$.

На підставі рівнянь (1.1) та аналогічних рівнянь для шарів сталок, встановлюється розподіл розтягального зусилля P між внутрішнім ($i=1$) та зовнішнім ($i=2$) шарами в пружній стадії:

$$P_1 = \mu' / (\mu' - 1) P; \quad P_2 = 1 / (1 - \mu') P, \quad (1.66)$$

де $\mu' = \bar{r}_2 \operatorname{tg} \beta_2 / \bar{r}_1 \operatorname{tg} \beta_1$.

Характеристика міцності P_{cp} визначається як граничне розтягуюче зусилля, при якому відбувається руйнування внутрішнього шару сталок [1.1]:

$$P_{cp} = \frac{F_1}{F_c} \frac{1 + \mu'}{\mu'} P_c, \quad (1.67)$$

де F_1 і P_c – сумарна площа і сумарне розривне зусилля всіх дротів канату.

Ця методика побудована на припущенні пружного деформування каната аж до руйнування. Тому, звичайно, вона не відображає дійсну картину перерозподілу навантаження між окремими елементами каната в стадії пружно-пластичного деформування, що передусь руйнуванню. Методика має штучний характер, що

підтверджується також обмеженістю її застосування. Як зазначається в [1.1], методика застосовна тільки для обчислення міцнісних характеристик при вільному розтяганні двошарових канатів з протилежним напрямком звивання шарів.

Штучність методики підтверджується також незалежністю розподілу зусиль в (1.66) від площ поперечних перерізів шарів сталок. Помилковість цього висновку показана в 5-му розділі.

На основі дослідження пружно-пластичного деформування методика теоретичного визначення розривного зусилля (несущої спроможності) канату при вільному розтяганні приведена в роботі [1.16]. Деформування дротів в канаті представляється параметром λ сумісного розтягання з крученням: $\lambda = \bar{\gamma}_m / \bar{e}$, де $\bar{\gamma}_m = \gamma_m / \sqrt{3} \varepsilon_T$; $\bar{e} = e / \varepsilon_T$ в відносному вимірюванні деформації зсуву в контурних точках перерізу дротини і розтягання; ε_T – деформація границі текучості за діаграмою деформування пружно-пластичного тіла з лінійним зміцненням (рис.1.4).

Процес деформування канату розділено на інтервали. Перший інтервал – пружне деформування. Послідуючі інтервали – пружно-пластичне деформування. Несуча спроможність канату обчислюється за формулою

$$P^{np} = \sum_1^s \bar{N} \sigma_T F \cos \alpha \cos \beta, \quad (1.68)$$

де s – кількість елементів (одна дротина або група рівноцінних дротів);

$\bar{N}$ – нормальна сила в перерізі дротини n -го елемента в граничному стані канату

$$\bar{N}_n = \bar{N}_n^{yp} + \bar{N}_n^{пл} = \sum_{j=1}^{n-1} \Delta \bar{N}_{nj}^{yp} + \Delta \bar{N}_{nn}^{yp} + \Delta \bar{N}_n^{пл} (\lambda_{nn}; \bar{\varepsilon}_{sp}; \bar{E}_T) - (1 + \lambda_{nn}^2)^{-1/2}, \quad (1.69)$$

де $\bar{N}_n^{yp} = \bar{e}_n$; $\bar{N}_n^{пл}$ – складові в стадії пружного і пружно-пластичного деформування n -го елемента;

$\Delta \bar{N}_{nn}^{yp}$ і $\sum_{j=1}^{n-1} \Delta \bar{N}_{nj}^{yp}$ – приращення пружної складової нормальної сили n -го

елемента за n -й інтервал і усі попередні.

$\Delta \bar{N}_n^{\text{пл}}(\lambda_{nn}; \bar{\varepsilon}_p; \bar{E}_T) - (1 + \lambda_{nn}^2)^{-1/2}$ – приращення нормальної сили n -го елемента в стадії пружно-пластичного деформування.

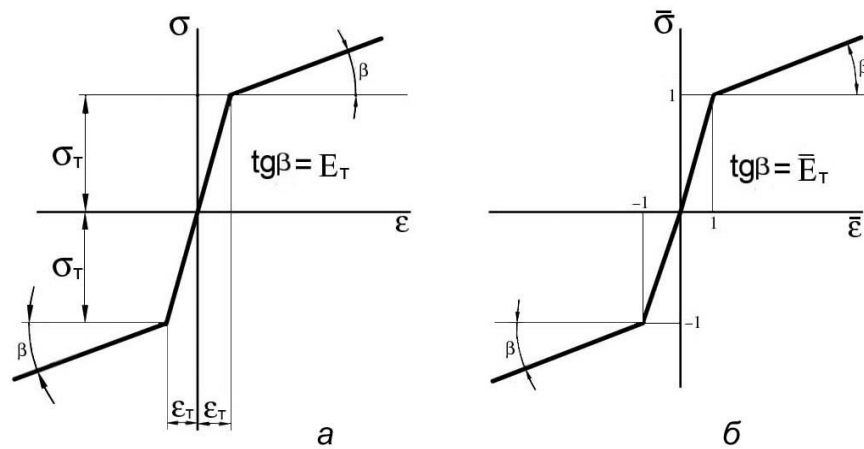


Рисунок 1. 4 – Лінійно схематизована діаграма деформування дроту:

a – абсолютне представлення; b – відносне представлення

1.2.3 Розтягання в напрямних з навиванням на барабан

У роботі [1.2] викладається методика розрахунку розривного зусилля $P^{\text{пр}}$ піднімальних канатів подвійного звивання із шести сталок. Вона названа розрахунком за граничним станом. За граничний стан приймається розрив найбільш навантаженої сталки.

За цим станом визначається розривне зусилля каната. В основі методики лежить спрощена розрахункова схема визначення при пружному деформуванні каната максимального додаткового зусилля розтягання, що виникає на перехідній ділянці в одній з шести сталок каната. Як ознака пружно-пластичного деформування, передбачається, що сталки розташовані з боку увігнутості каната, зазнають розвантаження по зусиллю від кінцевого вантажу з модулем пружності E , а з боку опуклості деформуються з модулем зміцнення E_T лінійно схематизованої діаграми розтягання дроту. Крім модулів E та E_T методика використовує розривне зусилля прямого каналу.

В основі даної методики відсутнє дослідження пружно-пластичного деформування дротів каната. Без цього отримати загальну для будь-яких конструкцій канатів формулу розривного зусилля неможливо.

Загальну, задовільно точну розрахункову схему (формулу) можна отримати тільки на основі дослідження пружно-пластичного деформування дротів з урахуванням виду їх навантаження в зоні навивки каната на барабан і з урахуванням параметрів, що характеризують пластичні властивості дроту.

Такий підхід використаний у роботі [1.16], де напружений стан дротів у канаті при даній схемі навантаження обумовлюється згинанням при навиванні на барабан у попередньо розтягнутому стані від дією кінцевого вантажу. Звідси навантаження дротів розглядається як згинання з одночасним розтяганням після попереднього розтягання. Вихідні передумови та елементи теорії для дослідження несучої спроможності дроту при зазначеному навантаженні полягають у наступному [1.16]:

Навантаження дроту характеризується трьома параметрами:

1. $\bar{\varepsilon}_p^p$ – деформація попереднього розтягання;

$\bar{\varepsilon}_{zm}$ – деформація у крайніх точках перерізу від згинання дроту;

$\kappa = \bar{\varepsilon}_p^3 / \bar{\varepsilon}_{zm}$ – параметр відношення деформацій, де $\bar{\varepsilon}_p^3$ – деформація розтягування дроту, що відбувається одночасно з її згинанням при згинанні каната.

2. Функція деформацій по перерізу дроту має вигляд:

$$\bar{\varepsilon} = \bar{\varepsilon}_p^p + \bar{\varepsilon}_{zm} \left(\kappa + \frac{\eta + \eta_0}{0,5 + \eta_0} \right). \quad (1.70)$$

3. Зміщення η_0 осі повороту перерізу дроту відносно головної центральної осі обчислюється на підставі рівності нулю пружно-геометричного статичного моменту

$$\int_{-0.5}^{0.5} \bar{E}(\eta + \eta_0) \sqrt{1 - 4\eta^2} d\eta \quad (1.71)$$

шляхом розв'язання рівнянь, складених на основі (1.71).

4. Залежно від параметрів; $\kappa; \bar{\varepsilon}_p^p$ і $\bar{\varepsilon}_{3m}$ встановлено шість випадків деформування при 3-х характерних зонах у перерізі дроту.

Перший випадок представляє пружне деформування $\eta_0 = 0$, а шостий деформування з модулем зміцнення E_T по всьому перерізу дроту. Інші чотири – випадки пружно-пластичного деформування.

5. Для кожного з 6-ти випадків отримані вирази напруження у відносній формі $\bar{\sigma} = \sigma/\sigma_T = \bar{\sigma}(\bar{\varepsilon}_p^p; \bar{\varepsilon}_{3m}; \kappa; \eta_0)$ в перерізі дротів, які використані для визначення нормальних сил у перерізах дротів

$$\bar{N} = \frac{4N}{\pi \delta^2 \sigma_T} = \frac{4}{\pi} \int_{-0,5}^{0,5} \bar{\sigma} \sqrt{1-4\eta^2} d\eta, \quad (1.72)$$

де $\eta = y/0,5\delta$ – відносна координата точок перерізу дроту.

Під несучою здатністю самої дротини тут розуміється значення нормальної сили N у перерізі, при якому вичерпується рівномірна гранична деформація при вказаному деформуванні (згинання з розтягненням після попереднього граничного розтягання $\bar{\varepsilon}_p^{ep}$). Від величини граничної деформації дроту $\bar{\varepsilon}_{zp}$ залежить граничне значення деформації попереднього розтягання $\bar{\varepsilon}_p^{ep}$, яке повинно бути таким, щоб забезпечувалось подальше згинання з розтягненням, зумовлене навивкою каната на барабан. У інцевому рахунку несуча спроможність дроту в канаті при такому деформуванні визначається граничною деформацією попереднього розтягання $\bar{\varepsilon}_p^{ep}$:

$$\bar{N} = \begin{cases} \bar{\varepsilon}_p^{ep} & \text{при } \bar{\varepsilon}_p^{ep} \leq 1; \\ 1 - \bar{E}_T + \bar{\varepsilon}_p^{ep} \bar{E}_T, & \text{при } \bar{\varepsilon}_p^{ep} > 1. \end{cases} \quad (1.73)$$

$$\bar{\varepsilon}_p^{ep} = \bar{\varepsilon}_{zp} - K_B \bar{\varepsilon}_{30}, \quad (1.74)$$

де K_B – коефіцієнт, що враховує вплив виду навантаження на рівномірну граничну деформацію дроту;

$\bar{\varepsilon}_{30}$ – деформація, обумовлена згинанням в точці перерізу дроту, в якій при вичерпанні її несучої спроможності досягається рівномірна гранична деформація $\bar{\varepsilon}_{zp}$

$$\bar{\varepsilon}_{30} = \bar{\varepsilon}_{3M} \left(\kappa + \frac{\eta_c + \eta_0}{0,5 + \eta_0} \right). \quad (1.75)$$

В формулі (1.75) η_c представляє координату зазначеної точки перерізу дроту.

Гранична деформація розтягання у формулі (1.74) з урахуванням (1.75) визначається шляхом послідовних наближень. При цьому для кожного наближення необхідно спочатку також шляхом послідовних наближень визначати зміщення η_0 для (1.75).

Ця методика, заснована на точному вигляді пружно-пластичного деформування дроту в канаті, забезпечує досить точне визначення несучої спроможності канатів (розбіжність з дослідними даними 3–7%). Її недоліком є значна громіздкість.

На цьому закінчуємо аналіз методик аналітичного визначення несучої спроможності канатів при розтяганні з навиванням на барабан при вантажі в напрямних.

Методик з розтягання канатів з навиванням на барабан при вільному підвісі вантажу нам знайти не вдалося.

1.3. Висновки по 1-му розділу. Цілі та завдання досліджень

1. В основі регламентованих методів розрахунку кантів на статичну міцність практично в усіх країнах використовується умова однакового змісту: відношення F_0/S міцнісної характеристики каната до найбільшого розрахункового натягіння вітки каната не повинно перевищувати нормативний запас міцності, де сумарне розривне зусилля дротів канату. Характеристика не враховує такі вагомні фактори:

- схему навантаження (вантаж в напрямних, чи вільно підвішений);
- згинання піднімального каната в зоні навивання на барабан;
- кручення каната, пов'язане з подовжньо-крутною жорсткістю його перерізу, яка залежить від його конструкції;
- особливості пружно-пластичного деформування, яке передуює досягненню розривного зусилля канату;

- деформативні властивості канатного дроту, зокрема деформацію границі пропорційності (текучості) і граничну рівномірну деформацію за діаграмою розтягання дроту;
- вплив залишкових технологічних зусиль в дротах канату;
- міжелементне тертя, яке впливає на деформовано-напружений стан канату, жорсткості його перерізу і несучу спроможність;
- вплив обривів дротів в на деформовано-напружений стан і міцнісні характеристики.

2. Рівень будівельної механіки каната дозволяє виконати дослідження пружно-пластичного деформування канатів по визначенню міцнісних характеристик з урахуванням зазначених факторів.

3. Цілі та завдання досліджень полягають в наступному

3.1 Створення нового метода аналітичного визначення двох видів міцнісних характеристик граничного пружного стану і граничного стану пружно-пластичного деформування (несучій спроможності канату) для чотирьох схемах навантаження канату: розтягання зі згинанням в напрямних; розтягання зі згинанням при вільному підвісі вантажу; чисте розтягання; вільне розтягання.

3.2 Розроблення методики врахування параметрів діаграм деформування дроту: для характеристик – деформації границі пружності ; для характеристик – деформації границі текучості і граничної рівномірної деформації за діаграмою розтягання дроту.

3.3 Дослідження залишкових технологічних зусиль в дротах канату.

3.4 Визначення оптимальних режимів передзвизального натягіння дротів і сталок для канатів подвійного звивання.

3.5 Розробка методики врахування тертя дротів з обривами на жорсткості канату, деформований стан та міцнісні характеристики.

3.6 Визначення граничних деформацій канатів і напружень в дротах, відповідних міцнісним характеристикам граничного пружного стану і несучій спроможності канату.

3.7 Дослідження залежності характеристики від параметра відношення діаметрів барабана і каната.

3.8 Вироблення рекомендацій щодо використання запропонованих міцнісних характеристик канатів у вдосконаленні регламентованого методу розрахунку канатів на статичну міцність.

1.4. Використані джерела

- 1.1. Глушко М.Ф. Сталеві підйомні канати – Репр. Від.. Текста вид. 1966 г. – Одеса: Астропринт, 2013. Астропринт 326 с.
- 1.2. Сергеев С. Т. Сталеві канати / С.Т. Сергеев .– К.: Техніка.– 1974, 325 с.
- 1.3. Малиновський В.А. Сталеві канати, ЧІ/ В.А. Малиновський. — Одеса: Астропринт. 2001. – 188 с.
- 1.4. Малиновський В.А. Сталеві канати , ЧІІ / В.А. Малиновський. — Одеса: Астропринт. 2002.– 180 с.
- 1.5. Малиновський В.А. Сталеві канати . Аналітичний довідник / В.А. Малиновський.– Одеса: Астропринт. 2016.– 252 с.
- 1.6. Velinsky S.A. Analysis of Fiber-Core Wire Rope / Velinsky S.A // Journal of Energy Resources Technology . — Vol. 107, September 1985.— P. 388 — 393.
- 1.7. Costello G.A. A Simplified Bending Theory for Wire Rope / G.A. Costello, Butson G.J. // Journal of Engineering Mechanics Division, Proceedings of the American Society of Civil Engineers. — Vol.108, EM2, 1982..— P. 219.— 227.
- 1.8. Чаюн І.М. Поперечне звуження канатів з металевим сердечником/ І.М. Чаюн // Сталеві канати . Вип. 3. — Одеса: Астропринт, 2003 — С. 49 — 56.
- 1.9. Глушко М.Ф. Статика зігнутого канату / М.Ф. Глушко // Сталеві канати. Вип. 6.— К.: Техніка, 1969. — С. 5 — 19.
- 1.10. Глушко М.Ф. Гвинтовий згин прядей і коефіцієнти жорсткості прямого канату/ М.Ф. Глушко, А.А. Чиж // Сталеві канати. Вип. 6. — К.: Техніка, 1969. — С. 19 —30.
- 1.11. Нікітін І.Ф. Розподіл напружень в канаті при пробіганні його по блоку// Сталеві канати.- К.: Техніка, 1966.- Вип.3.- С.130-139.
- 1.12. Нікітін І.Ф. Додаткові зусилля при переході каната з прямого в зігнутий// Сталеві канати.- К.: Техніка, 1967.- Вип.4.- С.81-85.

1.13. Kusovsky D., Kralovic I. Niektove poznatky z oblasti vyroby oceelovych I^o splasticky tvarnenymi pramenmi/Hutnicke listy, 1985. – Nr. 12. – s. 873–877.

1.14. Leider M.G. Die Bestimmung der Zusatzspannungen bei der Biegung von Drahtseilen und ihr Einfluß auf die Seillebensdauer. – Dissertation. Universität (TH) Karlsruhe, 1975.

1.15. Schiffner G. Spannungen in laufender Drahtseilen. – Dissertation. Universität Stuttgart, 1986. – 173 s.

1.16. Чаюн, І.М. Несівна спроможність піднімальних канатів і стрічок / І.М. Чаюн. – Одеса: Астропринт, 2003. – 233 с.

1.17. Чаюн М.І. Концепція врахування тертя між елементами канату / М.І. Чаюн, І.М. Чаюн // Сталеві канати. Вип.6. — Одеса: Астропринт, 2008. — С. 24 — 37.

1.18. Чаюн І.М. Роль тертя в деформовано-напруженому стані канатів / І.М. Чаюн // Сталеві канати. Вип.6. — Одеса: Астропринт, 2008. — С. 37 — 48.

1.19. Чаюн І.М. Зв'язок згинальної жорсткості підйимального кабель-каната з його деформовано-напруженим станом / І.М. Чаюн, А.В. Непомящий, М.І. Чаюн // Піднімажно-транспортна техніка. – 2016. – №2. – С. 42 – 55.

1.20. Правила влаштування та безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів. Форт, Харків, Україна (2007), 268 с.

1.21. DIN-Taschenbuch. Drahtseile: Normen. – Berlin-Koln: Beuth (1990), 360 s.

1.22. Бережинський, В.І., Шатило, А.Н. Канати шахтних підйимальних установок. Університетська книга, Харків, Україна, 232 с.

1.23. Чаюн, І.М. Зв'язок точності розрахункової схеми та запасів міцності канатів / І.М. Чаюн. // Сталеві канати. Вип.9. — Одеса: Астропринт, 2013. — С. 126 — 141.

1.24. Ковальський Б.С. Кранові канати з металевим сердечником / Б.С. Ковальський, В.П. Орлов // Сталеві канати. – К: Техніка, 1969. – Вип. 6. – С. 222 – 225.

1.25. Глушко М.Ф., Сергеев С.Т. Розрахунок канатів, що працюють на блоках, за граничним станом // Сталеві канати.- К.: Техніка, 1966.- Вип.3.- С.226-229.

1.26. Олександров М.П. Підйомно-транспортні машини / М.П. Олександров.- К.: Техніка, 1985. – 560 с.

1.27. Козуб Ю.Г. Піднімально-транспортні машини: Підручник / Ю.Г. Козуб, С.В. Маслійов – Старобільськ: вид-во ДЗ „ЛНУ імені Тараса Шевченка”, 2018. – 277с.

2. ВПЛИВ ТЕРТЯ МІЖ ЕЛЕМЕНТАМИ КАНАТУ НА ЙОГО ДЕФОРМОВАНИЙ І НАПРУЖЕНИЙ СТАН

Тут мається на увазі дві задачі. Перша пов'язана з впливом тертя на співвідношення деформацій і переміщень перерізів елементів (дротів і сталок) в канаті. Друга задача – це деформація дротин з обривами.

2.1. Перша задача щодо міжелементного тертя в канаті

Взагалі механіка деформування, тобто зміна положення перерізів елемента конструкції, має два прояви. Один з них за рахунок деформації e_θ матеріалу елемента. Наприклад, при розтяганні стержня $e_\theta = Nl/EA$, при згинанні $e_\theta = My/EJ$. Другий прояв – це зміна положення перерізу за рахунок e_n переміщення (без деформації матеріалу). Ці два прояви в рівняннях деформацій (1.15) не вирізняються. Концепція такого вирізнення, тобто зміна положення перерізу за рахунок двох складових e_θ і e_n внаслідок тертя, розглядалась в роботах [2.1 – 2.3]. Далі покажемо доказ зазначеної концепції.

Додамо в рівняння (1.15) робіт [2.4 – 2.8] вплив поперечної ω деформації шару дротів

$$e = \varepsilon \cos^2 \alpha + \theta r \sin \alpha \cos \alpha + \omega \sin^2 \alpha. \quad (2.1)$$

Представимо вираз (2.1) в компактній формі [2.9]:

$$e = \varepsilon K_{e\varepsilon} + \theta K_{e\theta} + \omega K_{e\omega}. \quad (2.2)$$

Якщо складова $\omega \sin^2 \alpha$ пов'язана тільки з ефектом Пуассона, вираз (2.2) уявляється двома доданками (вираз $\omega K_{e\omega}$ враховується в складовій $\varepsilon K_{e\varepsilon}$).

$$e = \varepsilon K_{e\varepsilon} + \theta K_{e\theta}. \quad (2.3)$$

Сумарність в (2.1), (2.2) пружних деформацій e_θ і недеформаційних відносно переміщень e_n розкривається (доказується) суттю подовжньої деформації ε канату, яка фізично є сумою трьох складових (трьох причин):

$$\varepsilon = \varepsilon(e) \pm \varepsilon(\theta) \pm \varepsilon(\omega) \quad (2.4)$$

де $\varepsilon(e)$ – складова, утворена виключно поздовжньою деформацією розтягання дротів;

$\varepsilon(\theta)$ – складова від деформації кручення каната: («+» у разі розкручування шару; «-» при закручуванні);

$\varepsilon(\omega)$ – складова від поперечної деформації шару дротів у канаті: («+» при звууженні, «-» при розширенні).

Таким чином, подовжня деформація e розтягання в (2.1) формується трьома складовими

$$e = e_{\theta} \pm e_n(\theta) \pm e_n(\omega), \quad (2.5)$$

де e_{θ} – пружна деформація розтягання дротини;

$e_n(\theta)$ – відносне недеформаційне переміщення перерізу дротини, обумовлене деформацією θ кручення канату

$$e_n(\theta) = \pm \theta r \sin \alpha \cos \alpha; \quad (2.6)$$

$e_n(\omega)$ – відносне недеформаційне переміщення перерізу дротини, обумовлене поперечною деформацією ω шару дротів в канаті

$$e_n(\omega) = \pm \omega \sin^2 \alpha. \quad (2.7)$$

При не врахуванні тертя, як це в роботі [1.1–1.5], складові (2.6) і (2.7) представляють повністю вільні відносні переміщення. Причому, для дротів шару, котрий розкручується, складова (2.6) буде від’ємним переміщенням по відношенню до першої складової в (2.1)

$$\varepsilon \cos^2 \alpha, \quad (2.8)$$

тобто складова (2.6) віднімається від (2.8). Для дротів шару, котрий закручується, (2.6) додається. Стосовно складової (2.7): при звууженні вона віднімається від а при розширенні – навпаки додається.

Виразами (2.4) – (2.7) показано, що деформація в (2.1) збільшується (зменшується) вільними переміщеннями перерізу за рахунок розкручування (скручування) і звуужування (розширення) шару каната.

За рахунок контактної притискання і тертя відбувається при гальмуванні щодо вільного переміщення і деяка частка складової зменшується і тим самим збільшується пружна деформація розтягання дротини (або навпаки).

В роботах [2.1, 2.2] указане пригальмування реалізується коефіцієнтами тертя в виразах кожної з питомих деформацій дротів матриці (1.56).

2.1.1 Оцінка вагомості впливу коефіцієнтів міжелементного тертя на жорсткості та деформований стан канатів при вільному розтяганні

Проведені дослідження показали, що найвагоміший вплив на деформований стан канатів при даній схемі навантаження завдають коефіцієнти тертя $\nu_{e\theta}$ в (2.3)

$$e = \varepsilon K_{e\varepsilon} + \theta K_{e\theta}, \text{ де } K_{e\theta} = \nu_{e\theta} \cos^2 \alpha \operatorname{tg} \alpha (r + \mu_{\theta} \operatorname{tg} \alpha).$$

Згідно [2.1, 2.2]:

$$\nu_{e\theta} = \begin{cases} 1 - \text{тертя спокою,} \\ 0 - \text{відсутнє тертя.} \end{cases} \quad (2.9)$$

В роботі пропонується перевірка розглянутої концепції міжелементного тертя, яка полягає в наступному.

Деформації канату при вільному розтяганні в разі симетрії перерізу

$$\varepsilon = \frac{P G_{22}}{G_{11} G_{22} - G_{12}^2}; \quad \theta = -\frac{P G_{12}}{G_{11} G_{22} - G_{12}^2}.$$

Інтенсивність деформації θ кручення визначається параметром [2.4]: $\psi = G_{12} / \max G_{12}$, де $\max G_{12}$ – подовжньо-крутна жорсткість перерізу каната при однаковому напрямку звивання усіх його елементів. В роботі [2.4] експериментом показано, що канати з $\psi \leq 0,2$ не отримують деформацію кручення при вільному розтяганні. Можна стверджувати, що це наслідок існуючого, але не врахованого в [2.4] міжелементного тертя. Застосуємо концепцію міжелементного тертя до аеростатного канату $d = 7,9 \text{ мм}$ конструкції $1/1,3 - 6/1,2 - (6/1 + 6/1,3) + 18/1,1$ ($\alpha_1 = 0$; $\alpha_2 = 8,40^\circ$; $\alpha_3 = \alpha_4 = \alpha_5 = 16^\circ$;

$E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $G = 0,4E$), параметр $\psi = 0,29$, який при вільному розтяганні мав нульову деформацію кручення. Границя міцності дроту $\sigma_e = 1800 \text{ МПа}$. Навантаження $P = 0,83P_c/2$ Жорсткості перерізу канату обчислювались за формулами (1.32), (1.33), (1.36).

В табл. 2.1 результати розрахунків жорсткісних характеристик і деформацій канату в залежності від коефіцієнта $\nu_{e\theta}$.

Таблиця 2.1—Вплив міжелементного тертя на жорсткісні характеристики і деформації каната $d = 7,9 \text{ мм}$ при вільному розтяганні

Коефіцієнт $\nu_{e\theta_8} / \nu_{e\theta_3}$	Жорсткості перерізу каната $\times 10^{-3}$			Деформації каната	
				$\varepsilon \times 10^3$	$\theta, \text{ рад/м}$
	G_{11}, H	$G_{12}, H\text{мм}$	$G_{22}, H\text{мм}^2$		
1/1	6306	1360	4461	4,509	−1,4715
0,9/0,5	6306	6,552	2083	4,508	−0,1375
0,85/0,425	6306	−7,682	179,6	4,509	0,1328
0,85/0,45	6306	−4,229	186,2	4,507	0,0102
0,85/0,453	6306	4,481	1866	4,507	−0,0038

Перший рядок табл.2.1 ($\nu_{e\theta} = 1$) відповідає стану відсутності (точніше не врахуванню) міжелементного тертя. За теорією роботи [2.4], де не враховується тертя, даний канат при розтяганні вільно підвішеним вантажем повинен мати деформацію кручення $\theta = -1,4715 \text{ рад/м}$. Але за експериментом канат показував деформацію кручення $\theta = 0$. При врахуванні тертя за теорією роботи [2.1] введенням коефіцієнта $\nu_{e\theta}$ даний канат також показує нульову деформацію кручення (два останні рядки табл.2.1, де деформація θ змінює знак, проходячи через нуль, і на два-три порядки менша від $\theta = -1,4715 \text{ рад/м}$ в разі не врахування тертя). Наведені розрахунки показують на необхідність врахування міжелементного тертя на

деформацію розтягання дротів при навантаженні канату за схемами рис.1.1, б і з, де канат отримує подовжню ε і кутову θ деформації.

2.1.2 Вплив тертя на деформацію розтягання дротів при згинанні каната

Вираз деформації розтягання дротів при згинанні каната (1.21)

$$e = r R^{-1} \cos^2 \alpha \cos \varphi$$

роботи [2.4] є умовним, оскільки вірний тільки при дотриманні гіпотези плоских перерізів і терті спокою між дротами (тобто при $\alpha = 0$ ототожнюється чистому згинанню суцільного стержня з канатною формою перерізу).

В роботах [2.1, 2.3] подовжню деформацію e дротин при розтяганні каната з навиванням на барабан пропонується визначати за формулою

$$e = v_{e\chi} \chi r \cos^2 \alpha \cos \varphi, \quad (2.10)$$

де $v_{e\chi}$ – коефіцієнт, який забезпечує деформацію розтягання дротини, обумовлену тертям і деформацією згинання каната (сталки)

$$v_{e\chi} = \begin{cases} 0 - \text{відсутнє тертя,} \\ 1 - \text{тертя спокою;} \end{cases}$$

χ – кривизна згинання канату.

В призначенні коефіцієнта $v_{e\chi}$ можна користуватись для зовнішнього шару формулою з [2.1]

$$v_{e\chi} = v_0 + \kappa(\sigma_{cp} - 200), \quad (2.11)$$

де $v_0 = 0,0146 - 0,0152$;

$\kappa = (0,85 - 1,55) \cdot 10^{-4}$ при $\chi = 0,0075 - 0,013$.

Для внутрішнього шару коефіцієнт $v_{e\chi}$ збільшувати вдвічі.

2.2. Друга задача щодо міжелементного тертя в канаті

Пов'язана з впливом тертя на жорсткості каната і його деформований стан з боку дротин з обривами. Спочатку розглянемо вирішення нової задачі щодо тертя нитки при розтяганні на циліндричних поверхнях еквівалентних канатній структурі.

2.2.1 Тертя нитки, що розташовалася по гвинтовій лінії при розтяганні на циліндричній поверхні

Дане наше дослідження [2.10] аналогічне задачі Ейлера [2.11] про тертя нитки при розтяганні на круговому циліндрі при її концентричній формі. Відмінність запропонованої задачі полягає в тому, що нитка розташовується на циліндричній поверхні не концентрично, а по гвинтовій лінії (рис.2.1).

Прикладне значення даної задачі, в першу чергу, у дослідженні деформовано-напруженого стану елементів каната (дротів і сталок) при різних схемах навантаження.

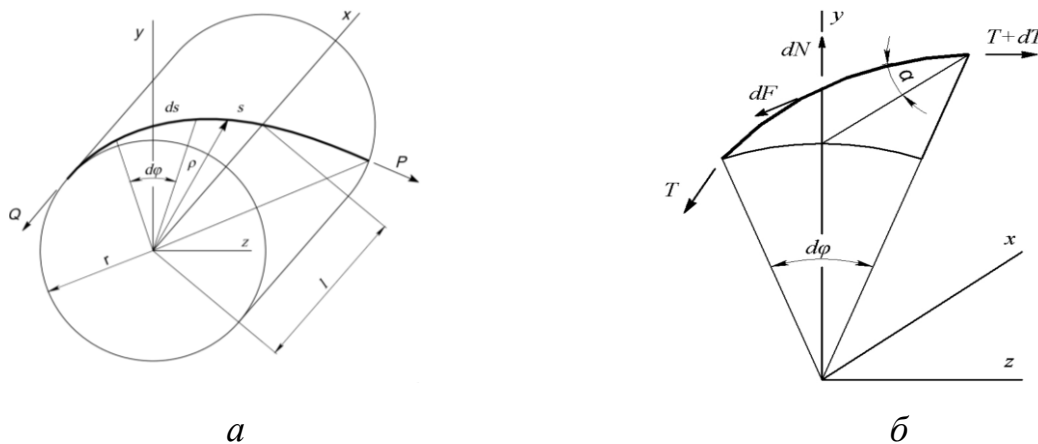


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема тертя нитки

При цьому стосовно канатів одинарної звивання підходить тертя нитки в гвинтовій формі на поверхні кругового циліндра з прямою твірною, а для канатів подвійної звивання – на поверхні кругового циліндра з гвинтовою твірною. Пропонується розгляд цих двох близьких за своєю суттю задач із зазначеною прикладною спрямованістю.

Головним параметром гвинтової лінії є радіус кривизни (рис.2.1)

$$\rho = \frac{r}{\sin^2 \alpha}, \quad (2.12).$$

де r – радіус базового циліндра;

α – кут нахилу гвинтової лінії до осі циліндра.

Розглянемо в координат x, y, z (рис.2.1) рівновагу гвинтового елемента ds :

$$\sum z = (T + dT) \cos \frac{d\phi}{2} - T \cos \frac{d\phi}{2} - dF = 0; \quad (2.13)$$

$$\sum y = dN - T \sin \frac{d\phi}{2} - (T + dT) \frac{\sin d\phi}{2} = 0, \quad (2.14)$$

де dF – сила тертя у межах елемента ds ;

dN – реакція на дію сили, що притискає.

З урахуванням малості кутів $d\phi/2$ і величин другого порядку малості, якими нехтуємо, отримуємо:

$$ds dT = dF; \quad dN = T d\phi. \quad (2.15)$$

Сила тертя в межах ds

$$dF = dNf, \quad (2.16)$$

де f – коефіцієнт тертя.

Таким чином

$$dT = Tfd\phi. \quad (2.17)$$

Виразимо $d\phi$ через дугу ds та параметри гвинтової лінії (радіус кривизни ρ та кут α) (рис.2.1,б)

$$d\phi = \frac{ds}{\rho} = \frac{ds \sin^2 \alpha}{r} = \frac{\sin^2 \alpha}{\cos \alpha} dx. \quad (2.18)$$

Враховуючи залежність

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2\pi r}{h}; \quad r = \frac{h \operatorname{tg} \alpha}{2\pi}$$

Одержуємо

$$d\phi = \frac{2\pi \sin \alpha}{h} dx,$$

де h – крок гвинтової лінії.

Тоді вираз (2.17) з урахуванням (2.18)

$$dT = T f d\phi = T f \frac{2\pi \sin \alpha}{h} dx. \quad (2.19)$$

Після поділу змінних виходить (рис 2.1, а)

$$\int_Q^P \frac{dT}{T} = f \frac{2\pi \sin \alpha}{h} \int_0^l dx. \quad (2.20)$$

Проінтегрувавши маємо

$$\ln \frac{P}{Q} = f \frac{2\pi \sin \alpha}{h} l, \quad (2.21)$$

де l – Довжина ділянки гвинтової лінії, яка в контакті з базовим циліндром.

У вираз (2.21) введемо параметри у відносному вигляді:

$$\bar{Q} = \frac{Q}{P}; \quad \bar{l} = \frac{l}{h}. \quad (2.22)$$

З урахуванням (2.22) на основі (2.21)

$$\frac{Q}{P} = \bar{Q} = e^{f\gamma}, \quad (2.23)$$

де

$$\gamma = 2\pi \bar{l} \sin \alpha \quad (2.24)$$

В отриманій формулі (2.23) параметр γ еквівалентний куту обхвату ниткою циліндричної поверхні згідно з формулою Ейлера [2.11]. У частковому випадку при куті обхвату $\alpha = 90^\circ$ і параметрі $\bar{l} = 1$ формула (2.23) збігається з формулою Ейлера при куті обхвату циліндра рівному 2π .

На основі (2.21) сила тертя нитки, навитої на циліндричну поверхню з певним кроком h , залежить від кількості витків навивки $\bar{l}$ і визначається будь-яким із двох виразів:

$$F = Q(e^{f\gamma} - 1) \text{ або } F = P(1 - e^{-f\gamma}) \quad (2.25)$$

На рис. 2.2 представлені графіки залежності сили тертя F нитки у формі гвинтової лінії при розтягуванні на циліндричній поверхні кругового циліндра з прямою твірною. Аргументами залежності є кут нахилу в градусах гвинтової лінії до осі циліндра, кількість витків від $\bar{l} = 5$ до 0,1 контакту з поверхнею циліндра і коефіцієнт f тертя.

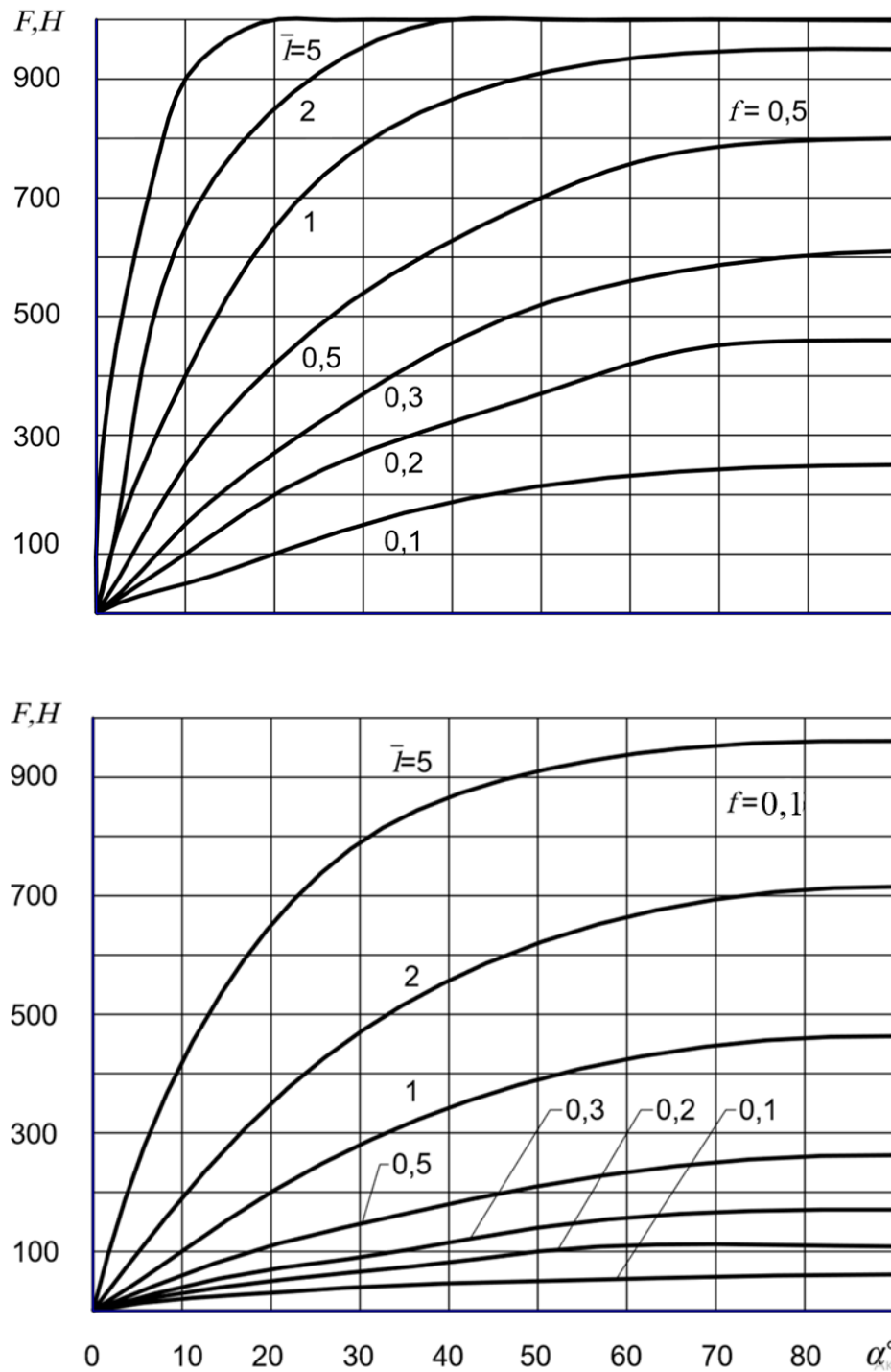


Рисунок 2.2 – Сила тертя нитки покладеної по гвинтовій лінії на циліндричній поверхні при коефіцієнтах тертя $f = 0,5$ та $0,1$

2.2.2 Тертя нитки у гвинтовій формі при розтяганні на поверхні циліндра з гвинтовою твірною

Ця задача представлена в роботі [2.10] з використанням термінології стосовно тертя дротів в канаті подвійної звивки, що складається з сталок, в яких дроти повиті під кутом α до осі сталки, а сталки повиті під кутом β до осі каната.

Для центральної дротини сталки кут її звивки стосовно осі сталки $\alpha=0$, а стосовно осі каната дорівнює β . Звідси центральна дротина сталки є базовим циліндром з гвинтовою твірною при куті β по відношенню до його осі. На поверхні такого циліндра по гвинтовій лінії під кутом α розташовуються дроти сталок, які зазнають розтягання. Таким чином виходить розрахункова схема дослідження тертя нитки (дроту), укладеної по гвинтовій лінії, при розтяганні на поверхні циліндра з гвинтовою твірною. При цьому диференціал довжини центральної дротини сталки (гвинтової твірної базового циліндра)

$$d\bar{s} = \frac{ds}{\cos \beta}$$

де dx – диференціал довжини базисного циліндра з гвинтовою твірною;

β – кут нахилу гвинтової твірної базового циліндра до його осі.

Таким чином диференціал довжини базисного циліндра (диференціал нитки)

$$ds = \frac{d\bar{s}}{\cos \beta} = \frac{dx}{\cos \beta \cos \alpha}.$$

Кут, що відповідає дузі ds

$$d\varphi = \frac{dx}{\rho \cos \beta \cos \alpha},$$

де ρ радіус кривизни дроту в сталці (нитки на базовому циліндрі з гвинтовою

твірною) $\rho = \frac{r}{\sin^2 \alpha}$.

З урахуванням радіуса ρ та залежності кута α , $\operatorname{tg} \alpha = \frac{2\pi r}{h}$,

Одержуємо

$$d\varphi = \frac{2\pi \sin \alpha}{h \cos \beta} dx,$$

де h – крок звивки шару дротів у сталці (крок гвинтової лінії нитки).

Рівновага гвинтового елемента ds в системі координат x_n, y_n, z_n перерізу сталки описується рівняннями аналогічними (2.13) і (2.14):

$$\sum z_n = (T + dT) \cos \frac{d\varphi}{2} - T \cos \frac{d\varphi}{2} - dF = 0;$$

$$\sum y_n = dN - T \sin \frac{d\phi}{2} - (T + dT) \frac{\sin d\phi}{2} = 0.$$

Аналогічно задачі п. 2.2.1 проводяться всі наступні дії аж до кінцевих виразів (2.25). У задачі п.2.2.2 сила тертя нитки (дроту), яка у спіральній формі розтягується на поверхні кругового циліндра не з прямої, а з гвинтовою твірною визначається виразами:

$$F = Q(e^{fb} - 1) \text{ або } F = P(1 - e^{-fb})$$

$$\text{де } b = \frac{2\pi l \sin \alpha}{\cos \beta}.$$

2.2.3 Вплив обривів дротів на несучу спроможність канатів при розтягуванні

Незалежно від схеми навантаження визначення статичної несучої спроможності каната зручно представляти у вигляді:

$$P_{az} = \kappa P_c,$$

де P_c – сумарне розривне зусилля всіх дротів каната,

Коефіцієнти κ при чистому розтягуванні визначаються виразами:
для канатів одинарної звивки (1.62)

$$K = \frac{P_a}{P_c} = \frac{\sum_{i=1}^s (1 + (\bar{\varepsilon}_{cp} \cos^2 \alpha_i - 1) \bar{E}_T) \delta_i^2 \cos \alpha_i}{(1 + (\bar{\varepsilon}_{cp} - 1) \bar{E}_T) \sum_{i=1}^s \delta_i^2} \nu_1,$$

для канатів подвійної завивки з металевим сердечником (1.63)

$$K = \frac{\sum_{i=1}^s (1 + (\bar{\varepsilon}_{np}^{2p} \cos^2 \alpha_i \cos^2 \beta_i - 1) \bar{E}_T) \delta_i^2 \cos \alpha_i \cos \beta_i}{(1 + (\bar{\varepsilon}_{np}^{2p} - 1) \bar{E}_T) \sum_{i=1}^s \delta_i^2} \nu_1 \nu_2 ;$$

для канатів подвійної звивки з органічним сердечником (1.64)

$$K = \frac{\sum_{i=1}^s (1 + (\bar{\varepsilon}_{np}^{np} \lambda^{-1} \cos^2 \alpha_i \cos^2 \beta_i - 1) \bar{E}_T) \delta_i^2 \cos \alpha_i \cos \beta_i}{(1 + (\bar{\varepsilon}_{np}^{np} - 1) \bar{E}_T) \sum_{i=1}^s \delta_i^2} \nu_1 \nu_2 .$$

Розглянемо вплив на коефіцієнти (1.62) – (1.64) обривів дротів.

При обриві симетрично розташованих дротів в одному перерізі каната втрата несучої спроможності $\Delta P = \kappa P_{c.o.}$, де $P_{c.o.}$ – сумарне розривне зусилля дротів з обривом. При обривах дротів у різних перерізах каната втрата ΔP зменшується, оскільки дроти з обривами за рахунок опору, обумовленого тертям, певною мірою, пружно деформуючись, беруть участь несучої спроможності каната. При цьому для дротів зовнішнього шару причиною тертя є, головним чином, натискання тільки від власного натягу, а для внутрішніх шарів додається ще тертя від нормального натискання вище розташованих шарів. у чисельниках повинні відніматися вирази пропорційні зусиллям ΔP , що представляють втрату несучої спроможності каната, пов'язаної з наявністю обривів дротів. Розглянемо розрахункову схему визначення ΔP .

Розрахункова схема опору дротів з обривами базується на розв'язанні задачі п. 2.2 про опір нитки спіральної форми при розтяганні на циліндричній поверхні. На основі рівноваги елемента ds (рис.2.3) отримано диференціальне рівняння:

$$dT = (T d\phi + q ds) f, \quad (2.27)$$

$$\text{де } d\varphi = \frac{ds}{\rho} = \frac{\sin^2 \alpha}{r \cos \alpha} dx = \frac{2\pi \sin^2 \alpha}{h \operatorname{tg} \alpha \cos \alpha} dx = \frac{2\pi \sin \alpha}{h \cos \beta} dx;$$

q – розподілена сила тиску вище розташованих шарів;

f – коефіцієнт тертя;

α та β – кути звивки дротів та сталок; r і h радіус та крок звивки шару дротів.

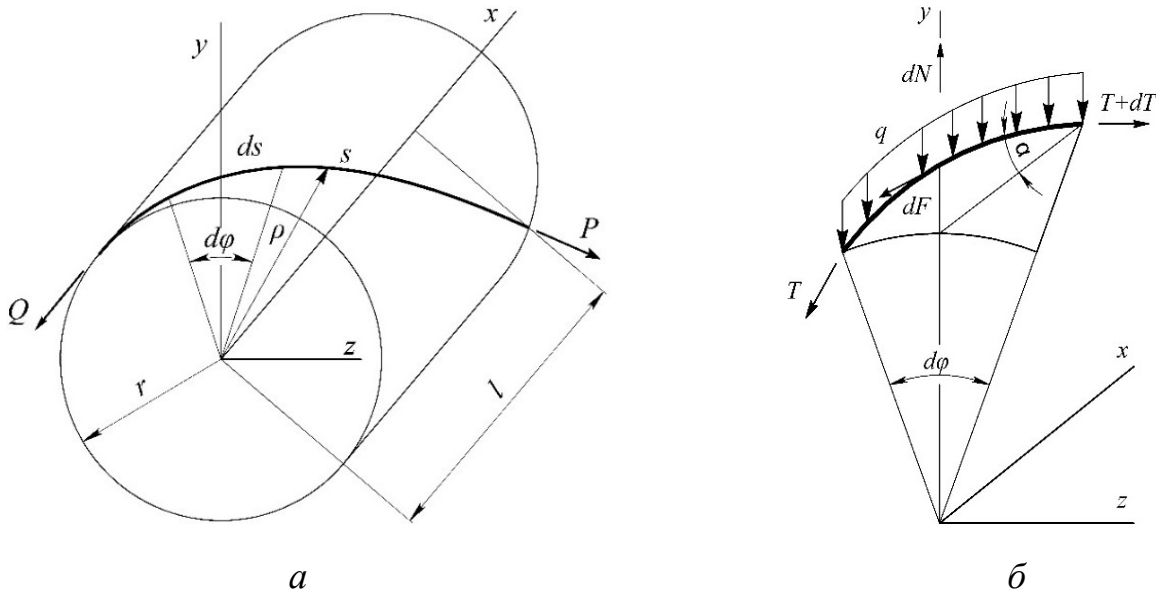


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема тертя обірваного дроту

Вирішення диференціального рівняння (2.27), що задовольняє умові умови (рис.2. 3) $l=0$; $T=0$ дає різні значення сили опору обірваного дроту.

При певному значенні довжини l дроту даного шару від місця обриву сила опору досягає його розривного зусилля. Саме цей стан є вихідним у вирішенні задачі несучої спроможності каната. Звідси розрахункова формула сили опору дроту з обривом у канаті має вигляд

$$F = \frac{\pi \delta^2}{4} \sigma_{\epsilon} (1 - e^{-f\gamma}), \quad (2.28)$$

де δ і σ_{ϵ} діаметр і межа міцності дроту;

$$\gamma = 2\pi \bar{l} \sin \alpha / \cos \beta; \quad \bar{l} = l/h; \quad (2.29)$$

l – Відстань від розрахункового перерізу каната до місця обриву дроту;

Вираз сили тертя (2.28) за формою збігається з формулою роботи [2.12], де вона отримана іншим шляхом. Крім того є відмінність у вираженні γ (2.29), де замість $\sin \alpha$ у формулі роботи [2.12] фігурує $\tan \alpha$. Ця відмінність пов'язана з допущеною помилкою в [2.12] при складанні рівняння спільності деформацій. Звичайно, при значеннях кута α , властивих звиванню дротів, $\sin \alpha$ і $\tan \alpha$ відрізняються незначно. Тому зазначена помилка несуттєва з погляду точності результатів розрахунку в [2.12].

Участь дротів з обривами в несучій спроможності каната представимо через втрату ΔP . Геометрична модель розрахункової схеми обчислення ΔP представлена на рис. 2.4, де зазначено:

1, 2, ..., n – дроти з обривами;

$l_1, l_2, \dots, l_n$ – відстань від розрахункового перерізу каната до місць обрива;

P – зусилля розтягання каната.

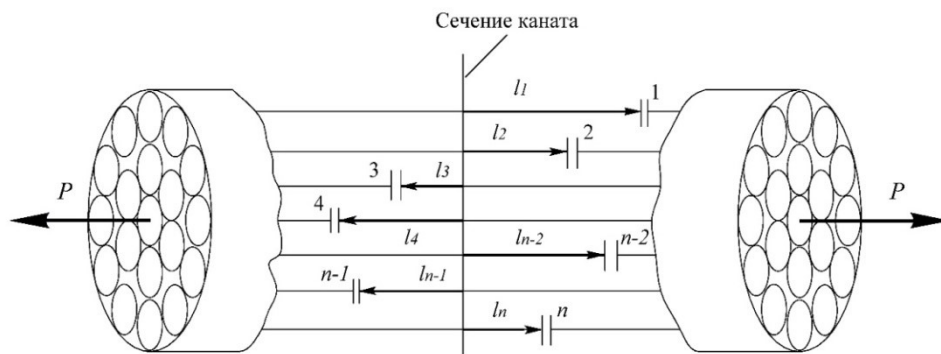


Рисунок 2.4 - Розрахункова схема обривів дротів

Розрахункова формула втрати несучої спроможності шару дротів через наявність обривів виходить на основі сили опору (2.28)

$$\Delta P = \frac{\pi \delta^2}{4} \sigma_e \left(n - \sum_{i=1}^n (1 - e^{-f \gamma_i}) \right) \cos \alpha \cos \beta, \quad (2.30)$$

де n – кількість дротів з урвищами у шарі пасма.

Повністю для всього каната втрата його несучої спроможності визначається $\sum \Delta P$, обчислюваної з урахуванням формули (2.30). Тоді несуча спроможність каната з урахуванням обривів дротів представляється різницею

$$P = \left(P_{a2} - \sum_{\kappa=1}^m \Delta P_{\kappa} \right), \quad (2.31)$$

де m – кількість шарів дротів із обривами.

Вираження коефіцієнтів κ в (1.62) – (1.63) при врахуванні обривів дротів виходять у такому вигляді:

для канатів одинарної звивки

$$\kappa = \frac{\sum_{i=1}^s \left(1 + \left(\varepsilon_{np}^{-np} \cos^2 \alpha_i - 1 \right) \bar{E}_T \right) (1 - \Delta_i e^{-f \gamma_i}) \delta_i^2 \cos \alpha_i}{\left(1 + \left(\varepsilon_{np}^{-np} - 1 \right) \bar{E}_T \right) \sum_{i=1}^s \delta_i^2} \nu_1; \quad (2.32)$$

для канатів подвійної звивки з металевим сердечником

$$\kappa = \frac{\sum_{i=1}^s \left(1 + \left(\varepsilon_{np}^{-np} \cos^2 \alpha_i \cos^2 \beta_i - 1 \right) \bar{E}_T \right) (1 - \Delta_i e^{-f \gamma_i}) \delta_i^2 \cos \alpha_i \cos \beta_i}{\left(1 + \left(\varepsilon_{np}^{-np} - 1 \right) \bar{E}_T \right) \sum_{i=1}^s \delta_i^2} \nu_1; \quad (2.33)$$

для канатів подвійної звивки з органічним сердечником

$$\kappa = \frac{\sum_{i=1}^s \left(1 + \left(\varepsilon_{np}^{-np} \lambda^{-1} \cos^2 \alpha_i \cos^2 \beta_i - 1 \right) \bar{E}_T \right) (1 - \Delta_i e^{-f \gamma_i}) \delta_i^2 \cos \alpha_i \cos \beta_i}{\left(1 + \left(\varepsilon_{np}^{-np} - 1 \right) \bar{E}_T \right) \sum_{i=1}^s \delta_i^2} \nu_1, \quad (2.34)$$

де $\Delta_i = \begin{cases} 0 - \text{ціла дротина;} \\ 1 - \text{дротина з обривом,} \end{cases}$

У роботі [2.12] теоретичне значення розривного зусилля канатів з обривами дротів виконувалося за формулою, яку наводимо в незміненому вигляді:

$$P_x = P_{a.o} - P_{a.o} \frac{F_{o.3}}{F_K} e^{-b_x l \operatorname{tg} \alpha_3} - P_{a.o} \frac{F_{o.2}}{F_K} e^{-b_x l \operatorname{tg} \alpha_2} - P_{a.o} \frac{F_{o.1}}{F_K} e^{-b_x l \operatorname{tg} \alpha_1}, \quad (2.35)$$

де $P_{a.o}$ – розривне зусилля каната у вихідному стані, тобто. без обривів дротів;

$F_{o.1}$; $F_{o.2}$; $F_{o.3}$ – сумарні площі дротів з обривами відповідно в 1-му, 2-му та 3-му шарах скалок канта;

$$b_x = \frac{2\pi f \sec \beta}{h} - \text{Постійна для даного каната.}$$

l – Довжина ділянки каната, на якому рівномірно рознесені обриви дротів.

Формула (2.35) крім зазначеної помилки, пов'язаної з $tg\alpha$, не враховує положення обриву кожної дротини відносно розрахункового перерізу канату. У формулі (2.35) облік зазначеного положення виконаний інтегрально, як би обриви всіх дротів для кожного зразка розташовані в одному місці на відстані кратному кроку звивки розрахункового перерізу каната. Це суперечить експериментальним зразкам роботи [2.12].

2.2.4 Експериментальна перевірка теорії впливу обривів дротів на несучу спроможність канатів

Скористаємося експериментами роботи [2.12], суть яких у наступному. Бралися відрізки каната довжиною 3–3,5 м. Зразки з обривами виконувались шляхом перекушування дротів кусачками на ділянках кратних 0,5 кроку звивки сталок. Витримувалася рівномірність розподілу обривів та симетрія розташування в межах ділянок за різної кількості обривів дротів для різних зразків.

У табл. 2.2 наведено результати експериментів роботи [2.12] для каната конструкції ЛК-РО 6х36(1+7+7/7+14)+о.с. діаметром 39 мм з агрегатним розривним зусиллям $P_{a.o} = 870 \text{ кН}$, з сумарною площею перерізу всіх дротів $F_c = 615,95 \text{ мм}^2$, з кроком звивки каната $h_k = 256 \text{ мм}$ і кроком звивки сталок $h_n = 112 \text{ мм}$. Взято експериментальні дані по всіх зразках з обривами дротів у всіх шарах сталок.

У табл.2.3 наведено результати розрахунку несучої спроможності каната 6х36 (1+7+7+7/7+14)+о.с. діаметром 39 мм з різною кількістю обривів дротів у зовнішньому шарі сталок. Розрахунки виконані за формулою (2.31) при коефіцієнті тертя $f = 0,12$, прийнятому в роботі [2.12].

Таблиця 2.2 – Експериментальні розривні зусилля кантату

№ зразків	Обриви дротів		Розривне зусилля каната, кН			
	Кількість	Площад, %	Довжина ділянки l_k в кроках h			
			0,5	1	1,5	2

1 – 4	24	14,8	790	820	–	845
5 – 9	42	25,9	730	770	810	830
10 – 13	60	37,1	660	730	770	810
14 – 17	84	51,8	580	675	730	770
18 – 21	126	60,9	510	620	700	750
22 – 25	144	69,2	440	580	660	720
26 – 29	168	78,3	360	540	620	690
30 – 4	206	94	–	420	510	–

Таблиця 2.3 – Расчетные значения $P_{об}$ по формуле (2.31) каната 6х36+о.с., $d=39$ мм

Обориви дротин		Розривне зусилля каната, кН							
		Довжина ділянки обривами, в кроках h							
Кол.	$\bar{F}$, %	0,5 h	1 h	1,5 h	2 h	3 h	4 h	5 h	0
24	14,8	$\frac{832}{5,3}$	$\frac{838}{2,2}$	$\frac{844}{-}$	$\frac{849}{0,5}$	$\frac{858}{-}$	$\frac{867}{-}$	$\frac{873}{-}$	$\frac{825}{-}$
42	25,8	$\frac{741}{1,5}$	$\frac{752}{-2,3}$	$\frac{762}{-5,9}$	$\frac{772}{7,0}$	$\frac{788}{-}$	$\frac{803}{-}$	$\frac{815}{-}$	$\frac{729}{-}$
60	37,1	$\frac{649}{-4,5}$	$\frac{665}{-8,8}$	$\frac{680}{-11}$	$\frac{693}{-14}$	$\frac{718}{-}$	$\frac{739}{-}$	$\frac{757}{-}$	$\frac{632}{-}$
84	51,8	$\frac{528}{-9}$	$\frac{550}{-18,5}$	$\frac{570}{-21,8}$	$\frac{589}{-23}$	$\frac{624}{-}$	$\frac{653}{-}$	$\frac{679}{-}$	$\frac{503}{-}$

Примітка. У чисельниках значення несучої спроможності каналів, а знаменників – розбіжності у відсотках з дослідними значеннями по [2.12].

На рис.2. 5 представлені графіки залежності $P_{об} = f(n;h)$, де n – кількість обривів дротів у зовнішньому шарі сталок ($n = 24$; $n = 84$); h – протяжність ділянок у кроках звивки сталок, у межах яких зроблені обриви. Для ділянок від $0,5h$ до $2h$ наведено також експериментальні криві ($\mathcal{E}_{24}$ та $\mathcal{E}_{84}$) відповідно для зразків з кількістю обривів 24-х та 84-х дротів у зовнішніх шарах стадок.

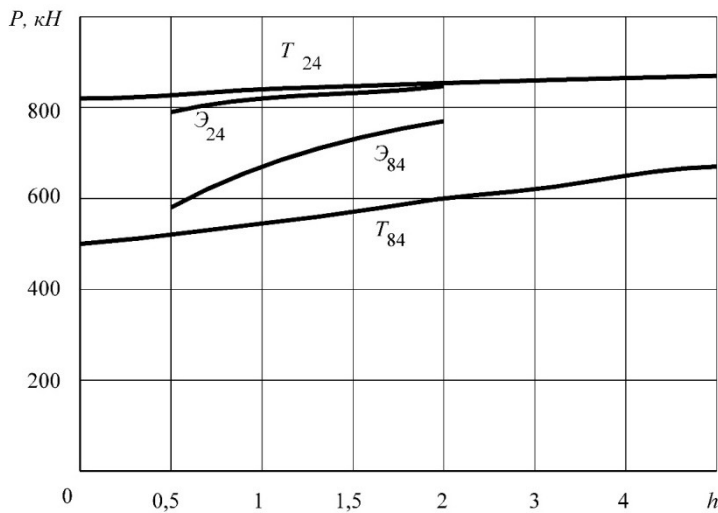


Рисунок 2.5 – Графіки несущої спроможності каната $6 \times 36 + \text{о.с.}$ з обривами проволок:

T_{24} ; T_{84} – теоретические значения при обрыве 24-х и 84-х проволок; $\mathcal{E}_{24}$; $\mathcal{E}_{84}$ – экспериментальные значения согласно [2.12].

Аналіз даних табл.2.3 та графіків рис.2.5 дозволяють зробити наступні висновки.

1) При обриві дротів в одному перерізі ($l_k = 0$) несуча спроможність каната зменшується на сумарну несучу спроможність дротів з обривами (підтвердження відомої інформації).

2) У міру збільшення ділянок l_k розташування обривів дротів їх вплив на втрату несучої спроможності каната зменшується. При відстані від місць обривів до розрахункового перерізу рівному $(4-5) h$ кроків звивки стажок обриву дротів не позначаються на несучій спроможності каната.

3) Залежність несучої спроможності каната від протяжності ділянок обриву дротів практично лінійна.

4) Розбіжність розрахункових і дослідних значень несучої спроможності каналів зростає зі збільшенням кількості обривів і зі збільшенням протяжності ділянок їх розподілу. При обриві 24-х дротів (4 обриви на кожній сталці) розбіжність становить 0,5 – 5%. При кількості обривів в 84 дротини (всі 14 дротів у зовнішньому шарі сталки) розбіжність становить 9–23%. Таке збільшення розбіжності з експериментом пояснюємо значною зміною стану поверхонь контакту дротів, що тягне збільшення коефіцієнта тертя f , порівняно $f = 0,12$, при якому виконані всі розрахунки, наведені в табл.2.2 і табл. 2.3, і також на рис.2.5.

Пояснення полягає у наступному. Справа в тому, що обриви дротів в експериментальних зразках канатів згідно [2.12] виконувались шляхом перекушування

дротів кусачками. Утворені при цьому задирки роблять поверхню тертя пилкоподібною. Крім того збільшується протяжність такої поверхні від $l_k = 0,5h$ до $2h$ і кількість гребінців (кількість обривів зростає від 4 до 14). Усе це призводить до значного збільшення коефіцієнта тертя проти $f = 0,12$. Розрахунки виконані при $f = 0,4$ показують розбіжності для ділянки з 14 обривами рівним 7%, а з 10 обривами 3%; при $f=0,5$ відповідно 3% і 1%. Такий висновок вважаємо цілком обґрунтованим.

Таким чином, запропонована розрахункова схема обліку обривів дроту у визначенні несучої здатності сталевих канатів при чистому розтяганні цілком коректна і може стати основою обліку обривів дротів при інших схемах навантаження канатів.

2.3. Висновки по 2-му розділу

1. Показана суть помилки в фундаментальній роботі [2.4] (§13, с. 71) наступного висновку: *«...ввиду совместности упругих смещений слоев проволок, несмотря на контактное давление между ними, внутренние силы трения не реализуются»*. Доказано, що зміщення шарів дротів при деформуванні прямого канату не являються повністю пружними, а представляють суму пружних і непружних складових.

2. Обґрунтовано механіку перетворення за рахунок тертя частини складової непружного переміщення в пружне тобто показано збільшення подовжніх деформацій дротин. Тим самим враховано вплив тертя при розтяганні і крученні каната на його жорсткості, деформовано-напружений стан і міцнісні характеристики.

3. Обґрунтовано механіку деформації розтягання дротин внаслідок згинання каната при навиванні на барабан, що забезпечує врахування тертя при визначенні згинальної жорсткості, деформовано-напруженого стану і міцнісних характеристик каната.

4. Вирішена задача щодо тертя нитки в спіральній формі при розтяганні на поверхні кругового циліндра з прямою і гвинтовою твірною. Рішення одержано

аналогічно задачі Ейлера щодо тертя нитки в концентричній формі на поверхні кругового циліндра.

5. Розроблена методика врахування впливу обривів дротів на жорсткості, деформовано-напружений стан і міцнісні характеристики; для канатів одинарного звивання з застосуванням вирішеної задачі тертя нитки (дротини) на поверхні циліндра з прямою твірною, а для канатів подвійного звивання на основі задачі тертя нитки на поверхні циліндра з гвинтовою твірною.

2.4. Використані джерела

2.1. Чаюн М.І. Концепція врахування тертя між елементами канату / М.І. Чаюн, І.М. Чаюн // Сталеві канати. Вип.6. — Одеса: Астропринт, 2008. — С. 24 — 37.

2.2. Чаюн І.М. Роль тертя в деформовано-напруженому стані канатів / І.М. Чаюн // Сталеві канати. Вип.6. — Одеса: Астропринт, 2008. — С. 37 — 48.

2.3. Чаюн І.М. Зв'язок згинальної жорсткості підйимального кабель-каната з його деформовано-напруженим станом / І.М. Чаюн, А.В. Непомящий, М.І. Чаюн // Піднімажно-транспортна техніка. — 2016. — №2. — С. 42 — 55.

2.4. Глушко М.Ф. Сталеві підйомні канати — Репр. Від.. Текста вид. 1966 г. — Одеса: Астропринт, 2013. Астропринт 326 с.

2.5. Сергеев С. Т. Сталеві канати / С.Т. Сергеев.— К.: Техніка. — 1974, — 325 с.

2.6. Малиновський В.А. Сталеві канати, ЧІ/ В.А. Малиновський. — Одеса: Астропринт. 2001. — 188 с.

2.7. Малиновський В.А. Сталеві канати , ЧІІ / В.А. Малиновський. — Одеса: Астропринт. 2002.— 180 с.

2.8. Малиновский В.А. Сталеві канати . Аналітичний довідник / В.А. Малиновський.— Одеса: Астропринт. 2016.— 252 с.

2.9. Чаюн, І.М. Несівна спроможність піднімальних канатів і стрічок / І.М. Чаюн. — Одеса: Астропринт, 2003. — 233 с.

2.10. Чаюн І.М. Вовк П.Є. Тертя нитки, що розташувалася на гвинтовій лінії при розтяганні на циліндричній поверхні /І.М. Чаюн, П.Є Вовк // Піднімаьно-транспортна техніка. – 2019. – №2.– С. 75 – 82.

2.11. Тарг С.М. Короткий курс теоретичної механіки / С.М. Тарг. – К.: Техніка. 1986. – 416 с.

2.12. Білий В.Д. Вибір, навішування, експлуатація та контроль стану шахтних канатів / В. Д. Білий, К.К. Лесин, А.Ф. Самарський. – К.: Надра. –1967. – 228 с.

3. МЕТОД ДЕФОРМАЦІЙ В ВИЗНАЧЕННІ ХАРАКТЕРИСТИК ГРАНИЧНОГО ПРУЖНОГО СТАНУ КАНАТІВ

3.1. Зауваження щодо граничних станів в межах пружності

Як зазначалося в основі методів розрахунку на міцність лежить зіставлення двох станів елемента конструкції: граничного та номінального. Вони пов'язані між собою нормативним запасом міцності $[n] > 1$. Гарантія міцності полягає в тому, що дійсний стан міцності елемента конструкції, змінюючись з часом в процесі експлуатації, не стане граничним (не перевищить його). Це забезпечується нормативним запасом міцності.

Граничний пружний стан використовується в методі розрахунку за допустимими напруженнями, представляючи межу текучості фізичну або умовну, які є характеристикою матеріалу деталі. Суть даного методу, представлена на діаграмі $\sigma - \varepsilon$ (рис.3.1), полягає у співвідношенні трьох напружень: допустимого, граничного і поточного (експлуатаційного), яке за передбачених умов експлуатації може підійти до граничного але не перевищить його. Це гарантується нормативним $[n]$ запасом.

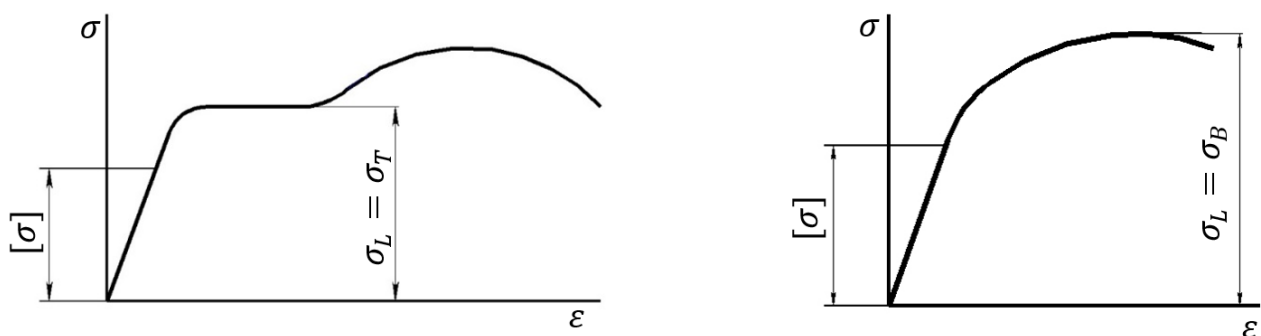


Рисунок 3. 1 – Співвідношення напружень

Позитивна особливість розрахунків на міцність при такому граничному стані полягає у відсутності причини виникнення залишкових напружень в процесі експлуатації. Вважаємо, що така позитивна особливість є доцільною і в розрахунку каната на міцність при використанні його граничного пружного стану.

3.2. Теоретичне визначення зусилля розтягання граничного пружного стану каната

3.2.1 Вплив технологічного післязвивального напруженого стану

Виготовлення канатів пов'язане з пружно-пластичним деформуванням його елементів, що формує попередній напружений стан перед робочим навантаженням каната [3.1]. Це зручно судити за жорсткісними характеристиками перерізів дротів у стані безпосередньо після звивання. Так відносна поздовжня жорсткість дротів безпосередньо після звивання [3.2]

$$\bar{\Phi}_p = \frac{\Phi_p}{EA} = \frac{4}{\pi} \int_{-0.5}^{0.5} \bar{E} \sqrt{1-4\eta^2} d\eta, \quad (3.1)$$

де $\bar{E} = \begin{cases} 1 - \text{в зонах пружного деформування;} \\ \bar{E}_T - \text{в зонах пластичного деформування.} \end{cases}$

$\eta = y / \delta$ – відносна координата точок в перерізі дротини.

На рис.3.2 з роботи [3.2] показана в відносному вимірюванні поздовжня жорсткість $\bar{K}_p = K_p / E \pi \delta^2 / 4$ перерізу дротини в залежності від деформації розтягання $\bar{\varepsilon}_p = \varepsilon_p / \varepsilon_T$ та деформації $\bar{\varepsilon}_{3M} = \sin^2 \alpha / r \varepsilon_T$ від звивання. При деформації $\bar{\varepsilon}_{3M} \leq 1$ поздовжня жорсткість $\bar{K}_p \leq 1$, що відповідає безпосередньому звивальному пружно-пластичному стану.

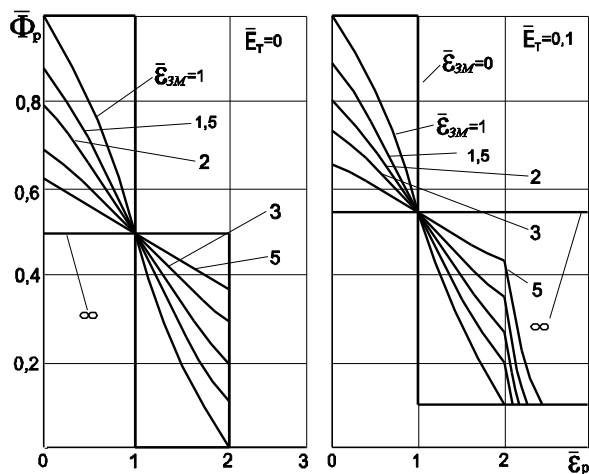


Рисунок 3.2 – Відносна поздовжня жорсткість дроту після звивання

Але безпосередньо звивальний напружений стан ще до робочого навантаження каната змінюється у напрямку наближення до природно ненапруженого стану. Так, після роз-

вантаження від звививального стану поздовжня жорсткість дротів має вигляд, показаний на рис.3.3. В значному інтервалі деформації $\bar{\varepsilon}_{3,м}$ від звивання подовжня жорсткість перерізу дротини $\bar{K}_p = 1$, що відповідає пружному стану. Так при $\bar{\varepsilon}_{3,м} = 2$, що відповідає параметрам звивання, аж до деформації розтягання $\varepsilon_p = 0,7$ зберігається пружний стан.

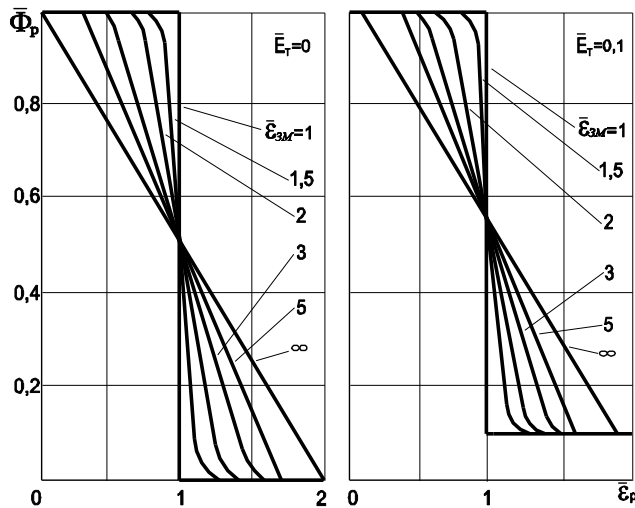


Рисунок 3.3 – Відносна поздовжня жорсткість дроту після розвантаження [3.2]

Ще значніше наближення до природно ненапруженого стану в результаті додаткових технологічних операцій витяжки, рихтування, преформації [3.2, 3.1, 3.3–3.5]. Режими цих операцій підпорядковані умові усунення залишкових напружень після звивання. Але за режимами указаних операцій не досліджувався вплив залишкових зусиль, пов'язаний з натяганням дротів і сталок при змотуванні їх з котушок до звивання.

3.2.2 Залишкові зусилля після розвантаження по передзвивальному натяганням дротів

Окремою причиною технологічних залишкових зусиль в дротах є передзвивальне натягання дротів. Дослідження залишкових зусиль, що виникають після розвантаження від передзвивального натягання дротів у канатах одинарного звивання і сталках канатів подвійного звивання виконано в роботах [3.6; 3.7], вихідним прийнято вираз залишкової деформації

$$e_i = e_{n_i} - \varepsilon \cos^2 \alpha_i. \quad (3.2)$$

Тут e_{n_i} – деформація передзвивального натягання елемента (дротини);

ε – деформація розвантаження від сумарного зусилля натягання дротів

$$\varepsilon = \frac{\sum_{i=1}^s P_i m_i \cos \alpha_i}{G_{11}}, \quad (3.3)$$

де P_i – зусилля натягання дротини;

s і m_i – кількість шарів і кількість дротів в i -му шарі;

$$G_{11} = \sum_{i=1}^s G = \sum_{i=1}^s EA m \cos^3 \alpha = E \frac{\pi}{4} \sum_{i=1}^s \delta^2 m \cos^3 \alpha - \text{поздовжня жорсткість каната.}$$

Залишкове зусилля в дроті після розвантаження

$$N_i = P_i - \frac{E_i A_i \sum_{i=1}^s m_i P_i \cos \alpha_i}{\sum_{i=1}^s m_i E_i A_i \cos^3 \alpha_i} \cos^2 \alpha_i. \quad (3.4)$$

В разі однакового натягання дротів

$$N_i = P_i \left(1 - \frac{E_i A_i \sum_{i=1}^s m_i P_i \cos \alpha_i}{\sum_{i=1}^s m_i E_i A_i \cos^3 \alpha_i} \cos^2 \alpha_i \right).$$

На основі (3.2) виходить умова відсутності залишкових зусиль після розвантаження і відповідні йому натягання дротин

$$\frac{P_i}{G_i} = \varepsilon \cos^2 \alpha_i \Rightarrow P_i = \kappa_0 \frac{\sigma_T}{E} G_i \cos^2 \alpha_i = \kappa \delta_i^2 \cos^2 \alpha_i, \quad (3.5)$$

де $\kappa_0 = (0,1-0,2)$ від межі текучості σ_T дроту;

$$\kappa = (0,1-0,2) \sigma_T \frac{\pi}{4}. \quad (3.6)$$

У разі, якщо канат або сталка не можуть бути звиті за одну операцію, то на 2-й операції натягання частини звитої за l -у операцію

$$P_{q1} = \kappa \sum_{i=1}^{s_1} m_i \delta_i^2 \cos^3 \alpha_i, \quad (3.7)$$

де s_1 – кількість шарів звитих за l -у операцію;

3.2.3 Передзвивальне натягання сталок та сердечників

Аналогічно нами отримані вирази передзвивального натягання сталок у канатах подвійного звивання і неметалевого сердечника:

$$P = \kappa_2 \cos^2 \beta \sum_{i=1}^s m_i \delta_i^2 \cos^3 a_i; \quad (3.8)$$

$$P_c = (0,1 - 0,2) \sigma_{ec}. \quad (3.9)$$

де β – кут звивання шару сталок.

3.2.4 Практичне призначення раціонального рівня передзвивального натягання дротів і сталок

Згідно з [3.5] одною з вимог якісного виготовлення каната є однаковість рівня передзвивального натягання усіх його елементів (дротів і сталок). Така умова є плідною в забезпеченні прямолінійності каната, але при цьому не забезпечується відсутність залишкових зусиль. Встановлені загальні умови (3.5) раціонального режиму натягання дротів і сталок, за якими забезпечуються обидві умови. Конкретність залежить від кількості звивальних операцій виготовлення канату. Практично це реалізовано в отриманих патентах [3.8; 3.9].

Відсутність залишкових зусиль, як показано в [3.8; 3.9] потребує однакового натягання елементів в шарах, але зусилля натягання дротів і сталок між шарами повинно бути різним, залежними від повздовжніх жорсткостей. Ця умова доведена порівнянням залишкових зусиль при двох станах. Перший стан – звивання з однаковим натяганням усіх елементів. Другий стан – звивання з натяганнями відповідними установленому критерію відсутності залишкових зусиль після розвантаження (після виготовлення).

Канати незалежно від кількості шарів дротів в сталках і кількості шарів сталок підходить до послідовності трьох звивальних операцій, що відповідають формулі патенту описаній в [3.8]: натягання елементів (дротів і сталок) для кожної

операції повинні бути однаковими в шарах але з певними між шарами співвідношеннями. Далі представлено використання формули [3.8] для каната конструкції $6 \times 19(1-6+12)+19(1-6+12)$ можна звити тільки за три операції, оскільки шари з 6-ма і 12-ма дротами в сталках мають протилежний напрямок звивання. Сталка конструкції: $1/1,15-6/1+12/1$ при кутах звивання: $\alpha_1=0^\circ$, $\alpha_2=-16,75^\circ$, $\alpha_3=16,16^\circ$. Кути звивання сталок $\beta_1=0^\circ$, $\beta_2=17,67^\circ$. Границя міцності дроту $\sigma_B=1700$ МПа. Поперечний переріз каната з нумерацією дротів показано на рис. 3.4.

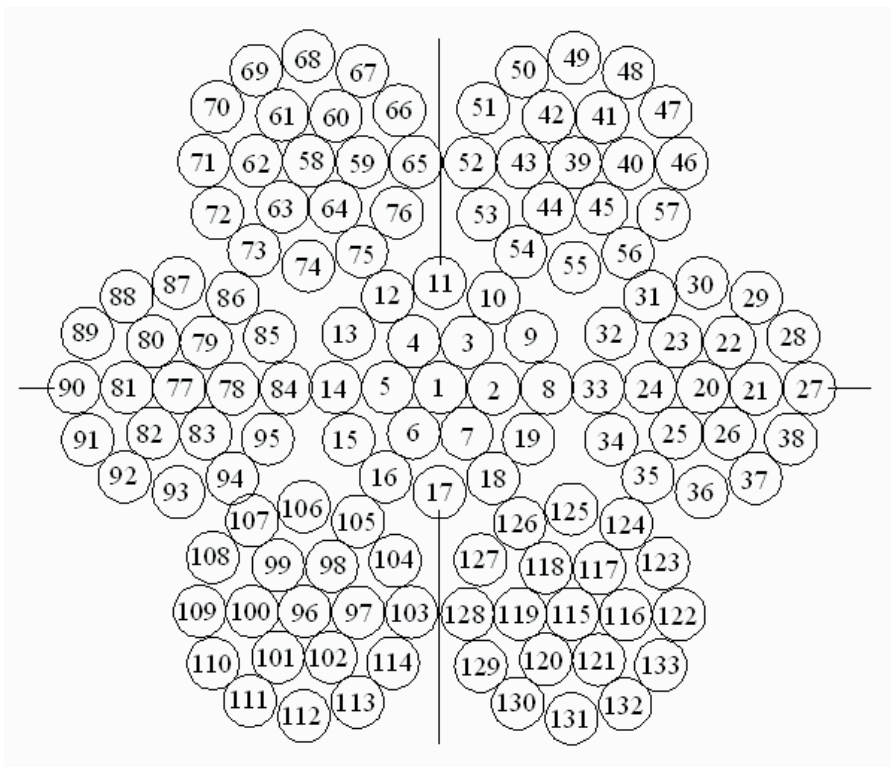


Рисунок 3.4 – Поперечний переріз канату

Послідовність трьох звивальних операцій для каната

$$6 \times 19(1-6+12)+19(1-6+12)$$

Під час першої звивальної операції натягіння дротів i -го шару частини сталки 1–6

$$P_i = k\delta_i^2 \cos^2 \alpha_i, \quad i=1,2,\dots,s_1, \quad (3.10.)$$

Під час другої звивальної операції:

натягіння частини сталки 1–6, попередньо звитої за першу операцію,

$$P_{1ч} = k \sum_{i=1}^{s_1} n_i \delta_i^2 \cos^3 \alpha_i, \quad (3.11)$$

де k – коефіцієнт звивального натяжіння, $H/мм^2$;

δ_i – діаметр дротів i -го шару частини сталки 1–6 при сприйнятті серцевинної дротини 1-м шаром, $мм$;

α_i° – кут звивання i -го шару дротів частини сталки 1–6;

s_1 – кількість шарів дротів в частині сталка 1–6, попередньо звитої за першу операцію, при сприйнятті серцевинного дроту одним із шарів;

n_i – кількість дротів в i -му шарі частині сталка 1–6;

натяжіння дротів 3-го шару з 12-ти дротин, які звивається за другу операцію з частиною сталки 1–6, що звита за 1-шу операцію

$$P_3 = k \delta_3^2 \cos^2 \alpha_3, \quad (3.12)$$

де k – коефіцієнт звивального натяжіння, $H/мм^2$;

δ_3 – діаметр дротів 3-го шару, які звивається за другу операцію з частиною сталк 1–6, що звита за 1-шу операцію, $мм$;

α_3° – кут звивання дротів указанного j -го;

Підчас третьої звивальної операції натяжіння сталки j – го шару

$$P_j = k \cos^2 \beta_j \sum_{i=1}^3 n_i \delta_i^2 \cos^3 \alpha_i, \quad j = 1, 2, \quad (3.13)$$

де β_j – кут звивання сталки j -го шару канату при сприйнятті серцевинної сталки 1-м шаром;

n_{ij} – кількість дротів в i -му шарі сталки.

У табл. 3.1 і 3.2 наведено розрахунки параметрів натягання дротів і сталок для даного каната при двох станах. Перший стан відповідає однаковому рівні натягання $P = 100H$ усіх дротів на 1-й (звивання частини сталки (1+6)) і на 2-й (повивання частини сталки (1+6) шаром із 12 дротів операціях. Згідно з розрахунком за формулою (3.4) в наслідок розвантаження від сумарного натягання дротів після 1-ї операції в дротах будуть залишкові зусилля: в серцевинних дротах (№ 1, 20,

39, 58, 77, 96, 115) стискальні зусилля $N = -35, 3H$, напруження $\sigma = -34 \text{ МПа}$, в дротах шару $\sigma = 7,8 \text{ МПа}$. Під час другої операції частина сталки (1+6) натягається зусиллям $673H$, яке визначається за формулою (3.10), а кожен із 12 дротів другого шару натягаються зусиллям $P = 100H$. В наслідок розвантаження в дротах частини (1+6) додадуться залишкові зусилля до тих, які утворились після попереднього розвантаження, а в дротах другого шару залишкові зусилля $N = 2,09H$. Аналогічна механіка формування залишкових зусиль після розвантаження по 3-й операції.

Таблиця 3.1 – Поопераційне формування залишкових зусиль N_i та напружень σ_i в дротах канату в їх залежності від звивального натягання P

Номери дротів за рис. 3.4	Перший стан канату			Другий стан канату		
	Натягання дротів та пасм P, H	Залишкові зусилля в дротах та пасмах N_i, H	Напру- ження в дротах σ_i , МПа	Натягання дротів та пасм P, H	Залишкові зусилля в дротах, в пасмах N_i, H ..	Напруження в дротах від залишкових зусиль $\sigma_i, \text{МПа}$
1-ша операція: звивання частини пасма (1–6)						
1, 20, 39, 58, 77, 96, 115	100	– 35, 3	– 34	132,25	0	0
2-7; 21-26; 40-45; 59-64; 78-83; 97-102; 116-121	100	6, 15	7,8	91,69	0	0
2-га операція: повивання частини пасма (1–6) з шаром із 12 дротів						
частина пасма (1+6)	675	–24,37	–	659	0	0
1, 20, 39, 58, 77, 96, 115	–	– 4,89	– 6,2	–	0	0
2-7; 21-26; 40-45; 59-64; 78-83; 97-102; 116-121	–	– 3,39	– 4,3	–	0	0
8-19; 27-38; 46-57; 65-76; 84-95; 103-114; 122-133	100 (дротів)	2,09	2,7	92,25	0	0
3-тя операція: звивання пасм (1–6+12) в канат $6 \times 19(1 - 6 + 12) + 19(1 - 6 + 12)$						
Пасма серцевини $19(1 - 6 + 12)$	2000	–170,24	–	1722	0	0
Пасма шару $19(1 - 6 + 12)$	2000	29,7	–	1563	0	0
1	–	–13,07	–12,83	–	0	0
2-7	–	– 9,06	– 11,53	–	0	0
8-19	–	– 9,12	– 11,61	–	0	0
20, 39, 58, 77, 96, 115	–	2,28	2,90	–	0	0
21-26; 40-45; 59-64; 78-83; 97-102; 116-121	–	1,582	2,01	–	0	0
27-38; 46-57; 65-76; 84-95; 103-114; 122-133	–	1,591	2,02	–	0	0

В табл. 3.2 наведені сумарні залишкові зусилля і їм відповідні напруження після трьох операцій.

Таблиця 3. 2 – Сумарні залишкові зусилля N_i та напруження σ_i в дротах канату в їх залежності від звивального натягання

Номери дротів за фігурою	Перший стан канату			Другий стан канату		
	Натягання дротів P, H	Залишкові зусилля в дротах N_i, H	Напруження в дротах від залишкових зусиль $\sigma_i, МПа$	Натягання дротів P, H	Залишкові зусилля в дротах N_i, H	Напруження в дротах від залишкових зусиль $\sigma_i, МПа$
1	100	– 53,26	– 51,27	132,25	0	0
2-7	100	– 6, 31	– 8,07	91,7	0	0
8-19	100	–7,03	–8,95	92,25	0	
20, 39, 58, 77, 96, 115	100	– 37,91	– 36,49	132,25	0	0
21-26; 40-45; 59-64; 78-83; 97-102; 116-121	100	4,34	5,52	91,7	0	0
27-38; 46-57; 65-76; 84-95; 103-114; 122-133	100	3,71	4,72	92,25	0	0

Канат в стані 1 має залишкові зусилля в дротах, що суттєво відрізняються від нуля. Наявність стискальних зусиль може привести до втрати стійкості відповідних дротин ($N = -35H$: №№ 20,39,58,77,96,115). Залишкові зусилля розтягання призведуть до зменшення зусиль граничного пружного стану ($N = 31H$: №№ 2 – 7).

Канат в стані 2, виготовлений зі звивальними натяганнями, які відповідають залежностям (3.10) – (3.13), не має залишкових зусиль в дротах.

З таблиць видно, що в канаті, виготовленому з довільним хоча і однаковим натяганням усіх дротів при звиванні сталок і довільним хоча і однаковим натяганням сталок при їх звиванні в канаті будуть значні залишкові зусилля N_i і напруження σ_i в дротах. Так в серцевинній сталці залишкове стискальне зусилля становить $N = -170,24H$, а в сталках шару зусилля розтягання $N = 29,7 H$. Найбільше стискальне зусилля в серцевинній дротині серцевинного сталка $N_1 = -53,26H$. Досвід показує, що стискальні зусилля в стержнях є причиною втрати їх стійкості.

При звиванні каната за способом, який пропонується в патенті [3.8], відсутні залишкові зусилля після виготовлення. Таким чином, запропонований спосіб виготовлення витих виробів подвійного звивання передбачає різне звивальне натягання дротів між шарами, але однакове натягання в кожному шарі і різне звивальне натягання сталок між їх шарами при однаковому натяжінні сталок в кожному шарі. В виробі, виготовленому за способом, який пропонується, за рахунок відсутності подовжніх залишкових зусиль після виготовлення, покращується рівномірність в сприйнятті навантаження шарами дротів і шарами сталок, зменшується схильність до розкручування, що позитивно впливає на статичну несучу спроможність і довговічність виробу. Врешті це підвищує експлуатаційну надійність канатів.

В роботі (3.9) представлено алгоритм і режими натягання дротів і сталок при виготовленні двошарового каната подвійного звивання з органічною серцевиною. Сталки внутрішнього і зовнішнього шарів протилежних напрямків звивання. Канати таких конструкцій потребують чотири звивальні операції.

Перша операція – виготовлення сталок внутрішнього шару правого напрямку звивання. Виконується при натяганні дротів за формулами (3.14)

$$P_{\epsilon_i} = \kappa_1 \delta_{\epsilon_i}^2 \cos^2 \alpha_{\epsilon_i}, \quad i = 1, 2, \dots, s_{\epsilon}. \quad (3.14)$$

Друга операція – виготовлення частини каната, що складається з внутрішнього шару сталок, які повиваються навколо органічної серцевини (о. с.) при натяганні P_B сталок і натяганні P_c серцевини за формулами (3.15)

$$P_{\epsilon} = \kappa_2 \cos^2 \beta_{\epsilon} \sum_{i=1}^{s_{\epsilon}} n_{\epsilon_i} \delta_{\epsilon_i}^2 \cos^3 \alpha_{\epsilon_i}, \quad P_c = 0,1 \frac{\pi}{4} \delta_c^2 \sigma_{\epsilon c}. \quad (3.15)$$

Третя операція – виготовлення сталок зовнішнього шару лівого напрямку звивання при натяганні дротів дротів за формулою (3.16)

$$P_{z_i} = \kappa_1 \delta_{z_i}^2 \cos^2 \alpha_{z_i}, \quad i = 1, 2, \dots, s_z. \quad (3.16)$$

Четверта операція – повивання частини каната, звитої за 1-у - 3-ю операції, зовнішнім шаром сталок при натяганні частини виробу зусиллям

$$P_{\epsilon} = \kappa_2 (m_{\epsilon} \cos^3 \beta_{\epsilon} \sum_{i=1}^{s_{\epsilon}} n_{\epsilon_i} \delta_{\epsilon_i}^2 \cos^3 \alpha_{\epsilon_i} + \delta_c^2) \quad (3.17)$$

і натяганні сталок зовнішнього шару виробу

$$P_3 = \kappa_2 \cos^2 \beta_3 \sum_{i=1}^{s_3} n_{3_i} \delta_{3_i}^2 \cos^3 \alpha_{3_i}, \quad (3.18)$$

де δ_{3_i} і δ_{3_i} – діаметри дротів i -го шару в сталках внутрішнього і зовнішнього шарів;

$\alpha_{3_i}^\circ$ і $\alpha_{3_i}^\circ$ – кути звивання дротів i -го шару в відповідних сталках;

s_3 і s_3 – кількість шарів дротів в сталках відповідного шару при сприйнятті серцевинного дроту одним із шарів;

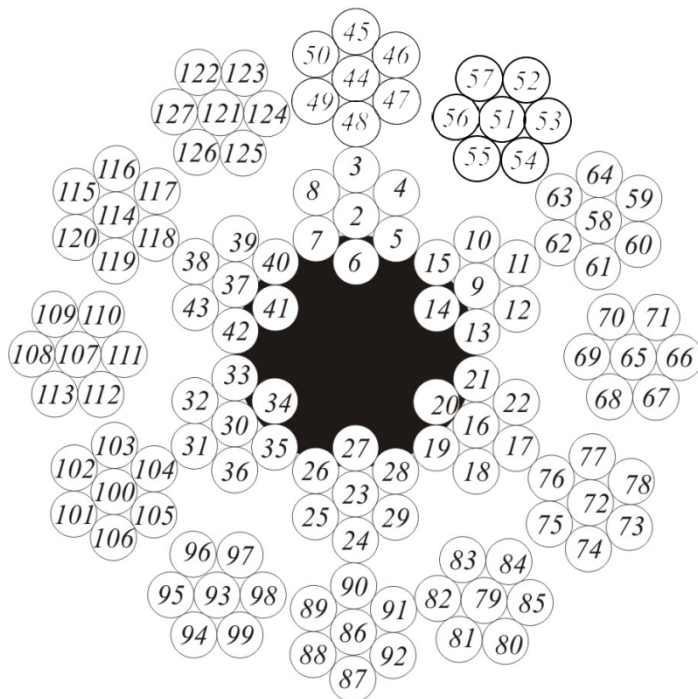
n_3 і n_3 – кількість дротів в i -му шарі відповідного шару сталок;

m_3 – кількість сталок внутрішнього шару;

β_3 і β_3 – кути виття сталок внутрішнього і зовнішнього шарів.

Канат конструкції $12 \times 7(1-6) - 6 \times 7(1+6) + \text{о.с.}$, діаметр 9,3 мм, переріз з нумерацією дротів на рис. 3.5 потребує чотири звивальних операції.

Зовнішній шар сталок правого напрямку звивання з 12-ти сталок $7(1-6)$ при лівому напрямку звивання дротів в сталках; внутрішній шар сталок лівого напрямку звивання з 6-ти сталок $7(1+6)$ при правому напрямку звивання дротів в сталках.



Параметри сталок: діаметри дротів $\delta_1 = \delta_2 = 0,6 \text{ мм}$; кути звивання $\alpha_1 = 0^\circ$; $\alpha_2 = 12,5^\circ$; границя міцності дротів $\sigma_d = 1600 \text{ МПа}$; модуль пружності дротів $E = 2 \times 10^5 \text{ МПа}$.

Рисунок 3.5 – Поперечний переріз канату $12 \times 7(1-6) - 6 \times 7(1+6) + \text{о.с.}$

Параметри серцевини: органічний матеріал *пенька*; діаметр $\delta_c = 2 \text{ мм}$; границя міцності $\sigma_c = 70 \text{ МПа}$.
Параметри звивання шарів сталок:

кут звивання зовнішнього шару $\beta_3 = 19,5^\circ$, кут звивання внутрішнього шару $\beta_3 = -17,5^\circ$.

Послідовність чотирьох звивальних операцій і зусилля натягання для каната $12 \times 7(1-6) - 6 \times 7(1+6) + \text{о.с.}$ виконані за формулами (3.14)–(3.18).

У табл. 3.3 наведено розрахунки розрахунків натягання дротів та сталок для даного каната, при яких відсутні залишкові зусилля (напруження) у дротах, які (як показано в табл. 3.3 мали б місце при довільних хоч і однакових натяганнях дротів та сталок).

Канат у стані 2, виготовлений зі звивальним натяганнями елементів, які від-повідують залежностям (3.14) – (3.18), не має залишкових зусиль у дротах.

Таблиця 3.3 – Поопераційне формування залишкових зусиль N_i та напружень σ_i в дротах канату в залежності від звивального натягання P

Номери дротів за рис. 3.5	Перший стан канату			Другий стан канату		
	Натягання дротів та пасм P, H	Залишкові зусилля в дротах та пасмах N_i, H	Напруження в дротах від залишкових зусиль $\sigma_i, \text{МПа}$	Натягання дротів та пасм P, H	Залишкові зусилля в дротах, в пасмах, N_i, H	Напруження в дротах від залишкових зусиль $\sigma_i, \text{МПа}$
1-ша операція: звивання пасм 7(1+6) внутрішнього шару						
2,9,16,23,30,37	50	-2,8	-7,36	50	0	0
3-8;10-15;17-22;24-29;31-36;38-43	50	0,356	1,26	47,66	0	0
2-га операція: повивання серцевини (о.с.) внутрішнім шаром пасм 7 (1+6)						
Серцевина (о.с.)	10	-4,832	1,539	22	0	0
Пасма 7(1+6)	1000	0,844	- 6,2	1482	0	0
2,9,16,23,30,37	—	0,128	0,453	—	0	0
3-8;10-15;17-22;24-29;31-36;38-43	—	0,122	0,432	—	0	0
3-тя операція: звивання пасм зовнішнього шару 7(1-6)						
44,51,58,65,72,79,86,93	50 50	-2,8-2,8	-7,36-7,36	50 50	0 0	0 0
100,107,114,121	50	0,356	1,26	47,66	0	0
45-50;52-57;59-64;66-71;73-78;80-85;87-92;94-99;191-108-113;115-120;122-127	50	0,356	1,26	47,66	0	0
4-та операція: повивання частини 6×7(1+6)+ (о.с.) зовнішнім шаром пасм 7 (1-6)						
Частина 6×7(1+6)+ (о.с.)	4000	1086	—	1233,56	0	0
2,9,16,23,30,37	— 50	28,75-2,8	101,7337,36	— 50	0 0	0 0
3-8;10-15;17-22;24-29;31-36;38-43	—	27,406	96,978	—	0	0
Серцевина	—	2,81	0,895	—	0	0
Пасма 7(1-6)	400400	96,096,07	— —	210,59310,59	0 0	0 0
44,51,58,65,72,79,86,93	—	-14,593	-51,638	—	0	0
100,107,114,121	—	-13,909	-49,218	—	0	0
45-50;52-57;59-64;66-71;73-78;80-85;87-92;94-99;191-108-113;115-120;122-127	—	-13,909	-49,218	—	0	0

З таблиці видно, що при довільному однаковому натяганні дротів в усіх шарах сталок і довільному натяганні сталок при їх звиванні в канат в дротах внутрішнього шару сталок будуть після виготовлення значні залишкові зусилля розтягання. Вони виникають після кожної операції. Їх сумарні значення $27\text{--}28\text{ Н}$, що відповідає напруженню $99\text{--}101\text{ Н/мм}^2$. В дротах зовнішнього шару сталок залишкові зусилля стискання становлять $13\text{--}14\text{ Н}$, що відповідає напруженню $49\text{--}51\text{ Н/мм}^2$.

Запропонований патентом [3,9] спосіб виготовлення витих виробів подвійного звивання, які потребують чотирьох операцій (двох при звиванні дротів в сталка і двох при звиванні сталок в канат) передбачає різне звивальне натягання дротів між шарами, але однакове натягання в кожному шарі і різне звивальне натягання сталок між їх шарами при однаковому натяганні сталок в кожному шарі. В канаті, звитому за способом, який пропонується, як видно з таблиці, будуть відсутні залишкові зусилля і напруження після виготовлення. Це покращує рівномірність сприйняття експлуатаційного навантаження дротинами симетрично розташованих шарів, а також покращує нерозкручуваність, і таким чином, позитивно впливає на статичну несучу спроможність і довговічність канатів. Слід зазначити, що умова однаковості натягання усіх елементів, яка в [3.5] визнана критерієм якості (відсутності залишкових подовжніх зусиль), не забезпечує їх відсутності. За нашими дослідженнями натягання повинні бути однаковими тільки в межах шарів. Між шарами натягання елементів повинні різнитись, відповідати співвідношенням, установленним в наших роботах [3.8; 3.9].

3.3. Виведення загальної формули граничного пружного зусилля розтягування каната

При навантаженні каната дроти зазнають чотири деформації: розтягнення e , кручення t , згинання b, n :

$$|e t b n|_i = |\varepsilon \theta \chi \varsigma| \cdot \begin{vmatrix} K_{e\varepsilon} & K_{t\varepsilon} & K_{b\varepsilon} & K_{n\varepsilon} \\ K_{e\theta} & K_{t\theta} & K_{b\theta} & K_{n\theta} \\ K_{e\chi} & K_{t\chi} & K_{b\chi} & K_{n\chi} \\ K_{e\varsigma} & K_{t\varsigma} & K_{b\varsigma} & K_{n\varsigma} \end{vmatrix}_i. \quad (3.19)$$

Вони залежать від схеми навантаження каната (рис.1.1), що відображається його деформаціями $|\varepsilon \theta \chi \varsigma|$ і конструкцією каната, яка в (3.19) представляється матрицею питомих деформацій дротів.

Розглядається чотири схеми навантаження каната (рис.1.1), дві з яких – це розтяг з навивкою на барабан (рис. 3.6, а, б) при вантажі в напрямних та при вільному підвісі. Дві інші – це розтягання прямого каната. Їх можна вважати окремим випадком двох перших, зводяться до двох перших при діаметрі барабана $D_b \rightarrow \infty$.

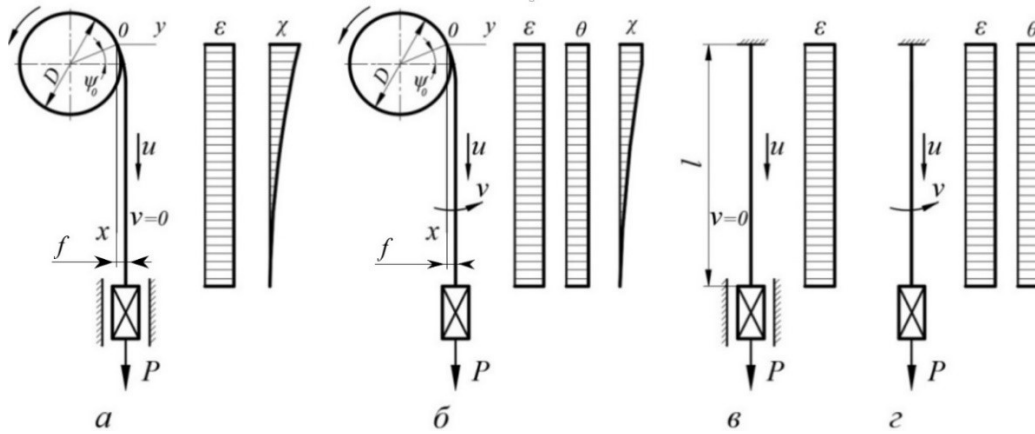


Рисунок 1.1 – Схеми нагуження каната

а) растяжение с изгибом в направляющих; б) растяжение с изгибом при свободном подвесе груза; в) чистое растяжение; г) свободное растяжение

Деформація розтягання дротів згідно (3.19)

$$e_i = \varepsilon K_{e\varepsilon_i} + \theta K_{e\theta_i} + \chi K_{e\chi_i} + \xi K_{e\xi_i}; \quad i = 1, 2, \dots, s, \quad (3.20)$$

де s – кількість дротів в канаті,

визначає поздовжнє внутрішнє зусилля N у перерізі каната (рис.3.6)

$$N = \sum_1^s N_i \cos \alpha_i \cos \beta_i = \frac{\pi}{4} \sum_1^s e_i E_i \delta_i^2 \cos \alpha_i \cos \beta_i. \quad (3.21)$$

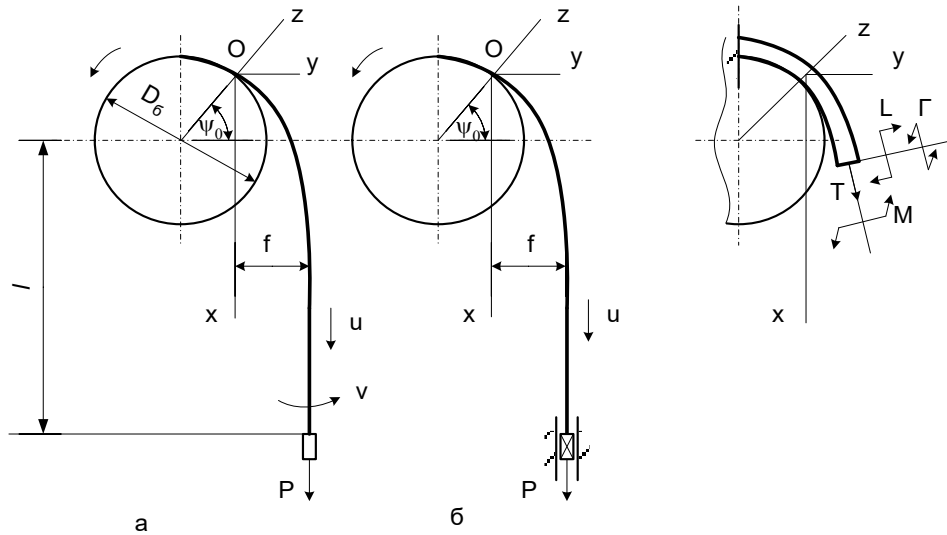


Рисунок 3.6 – Внутрішні зусилля у перерізі каната

Відповідно до методу перерізів [3.11] зусилля розтягування каната $P = N$.

Деформація розтягання (3.20) дротів пропорційна зусиллю розтягання каната аж до шуканого зусилля граничного пружного стану. При цьому деформація розтягання (3.20) одного з дротів в граничному пружному стані каната має дорівнювати межі пропорційності дроту ε_{np} за його діаграмою $\sigma - \varepsilon$. Усі ці міркування підпорядковані обґрунтуванню граничного пружного стану каната і виведенню названої формули.

За граничний пружний приймаємо такий стан каната, при якому один із дротів (або група дротів одночасно) отримують деформацію розтягання (3.20), рівну її межі пропорційності ε_{np} . Виходячи з викладеного формулу граничного пружного розтягання каната представляється в такому вигляді

$$P_e = N = \frac{\varepsilon_{np}}{\max \bar{e}_i}; \quad i = 1, 2, \dots, s. \quad (3.22)$$

де $\max \bar{e}_i$ – найбільше (серед усіх дротів каната) значення питомої деформації розтягання від дії кінцевого вантажу $\bar{P} = 1$, яка залежить від жорсткісних характеристик каната, схеми навантаження, залишкових технологічних зусиль, наявності обривів дротів

$$\max \bar{e}_i = \bar{\varepsilon} K_{e\varepsilon_i} + \bar{\theta} K_{e\theta_i} + \bar{\chi} K_{e\chi_i} + \bar{\xi} K_{e\xi_i}, \quad (3.23)$$

$\bar{\varepsilon}, \bar{\theta}, \bar{\chi}, \bar{\xi}$ – питомі деформації розтягання, кручення, згинання каната для конкретних схем навантаження (рис.1.1);

Для будь-якої з чотирьох схем навантаження формула граничного пружного розтягнення каната має однаковий вигляд (3.22). Однак її використання для різних схем навантаження має особливості. Для схем розтягання з навивкою барабан необхідно враховувати параметри вигнутої осі каната, відповідні не одиничному кінцевого вантажу $\bar{P} = 1$, а зусиллю граничного пружного стану каната. Такий розрахунок можна виконати шляхом послідовних наближень.

3.4. Параметри вигнутої осі каната

Відповідно до [3.12] при швидкостях руху вантажопідйомних машин, можна знехтувати в'язким тертям у канаті. Тому диференціальне рівняння, що описує його вигнуту вісь (рис.1.1,а) може використовуватися в такому вигляді:

$$y'' - \kappa^2 y = -\kappa^2 f, \quad (3.24)$$

$$\text{де } \kappa = (P / G_{33})^{0.5}; \quad (3.25)$$

$$f = G_{33} / PR. \quad (3.26)$$

За граничних умов: $y(0) = 0$; $y''(0) = -R^{-1}$; $y''(\infty) = 0$ рівняння вигнутої осі каната

$$y = f(1 - e^{-\kappa x}). \quad (3.27)$$

Функції кривизни та кута повороту перерізів каната:

$$\chi = R^{-1} e^{-\kappa x}; \quad \psi = (G_{33} / PR^2)^{0.5} e^{-\kappa x}. \quad (3.28)$$

Значення кривизни та кута повороту перерізу каната у точці 0 (рис.1.1, а) набігання на барабан:

$$\chi_0 = |2(D_\delta + d_k)^{-1}|; \quad (3.29)$$

$$\psi_0 = (G_{33} / PR^2)^{0.5}. \quad (3.30)$$

3.5. Визначення зусилля граничного пружного розтягування каната при навантаженні у напрямних з навивкою на барабан

У виразі (3.23)

$$\max \bar{e}_i = \bar{\varepsilon} K_{e\varepsilon_i} + \bar{\theta} K_{e\theta_i} + \bar{\chi} K_{e\chi_i} + \bar{\xi} K_{e\xi_i},$$

деформації каната від зусилля $\bar{P}=1$ на основі (1.42) – (1.45)

$$\bar{\varepsilon} = (A_{11} \cos \psi - A_{12} (A_{12} \cos \psi + A_{14} \sin \psi) / A_{22} + A_{13} f e^{-kx}) / |D|; \quad (3.31)$$

$$\bar{\theta} = (A_{23} f e^{-kx} - A_{24} \frac{A_{12}}{A_{22}} \sin \psi) / |D|; \quad (3.32)$$

$$\bar{\chi} = (A_{13} - A_{12} (A_{23} \cos \psi + A_{34} \sin \psi) / A_{22} + A_{33} f e^{-kx}) / |D|; \quad (3.33)$$

$$\bar{\xi} = (A_{14} \cos \psi - A_{12} (A_{24} \cos \psi + A_{44} \sin \psi) / A_{22} + A_{34} f e^{-kx}) / |D|. \quad (3.34)$$

визначник матриці жорсткості перерізів каната та алгебраїчні доповнення мають вирази:

$$|D| = G_{11} A_{11} + G_{12} A_{12} + G_{13} A_{13} + G_{14} A_{14}; \quad (3.35)$$

$$\begin{aligned} A_{11} &= G_{22} (G_{33} G_{44} - G_{34}^2) - G_{23} (G_{23} G_{44} - G_{34} G_{24}) + G_{24} (G_{23} G_{34} - G_{33} G_{24}); \\ A_{12} &= -(G_{21} (G_{44} G_{33} - G_{34}^2) - G_{23} (G_{31} G_{44} - G_{34} G_{41}) + G_{24} (G_{31} G_{43} - G_{33} G_{41})); \\ A_{13} &= G_{21} (G_{32} G_{44} - G_{34} G_{42}) - G_{22} (G_{31} G_{44} - G_{34} G_{41}) + G_{24} (G_{23} G_{34} - G_{33} G_{24}); \\ A_{14} &= -(G_{21} (G_{32} G_{43} - G_{33} G_{42}) - G_{22} (G_{31} G_{43} - G_{33} G_{41}) + G_{23} (G_{31} G_{42} - G_{32} G_{41})); \\ A_{22} &= G_{11} (G_{33} G_{44} - G_{34}^2) - G_{13} (G_{31} G_{44} - G_{34} G_{41}) + G_{14} (G_{31} G_{43} - G_{33} G_{41}); \\ A_{23} &= -(G_{11} (G_{32} G_{44} - G_{34} G_{42}) - G_{12} (G_{31} G_{44} - G_{34} G_{41}) + G_{14} (G_{31} G_{42} - G_{32} G_{41})); \\ A_{24} &= G_{11} (G_{32} G_{43} - G_{33} G_{42}) - G_{12} (G_{31} G_{43} - G_{33} G_{41}) + G_{24} (G_{23} G_{34} - G_{33} G_{24}); \\ A_{33} &= G_{11} (G_{22} G_{44} - G_{24}^2) - G_{12} (G_{12} G_{44} - G_{24} G_{41}) + G_{14} (G_{12} G_{42} - G_{22} G_{41}); \\ A_{34} &= -(G_{11} (G_{22} G_{43} - G_{23} G_{42}) - G_{12} (G_{21} G_{43} - G_{23} G_{41}) + G_{13} (G_{21} G_{42} - G_{22} G_{41})); \\ A_{44} &= G_{11} (G_{22} G_{33} - G_{23}^2) - G_{12} (G_{12} G_{33} - G_{23} G_{13}) + G_{13} (G_{12} G_{23} - G_{22} G_{13}). \end{aligned} \quad (3.36)$$

Питома деформація (3.23)

$$\max \bar{e}_i = \bar{\varepsilon} K_{e\varepsilon_i} + \bar{\theta} K_{e\theta_i} + \bar{\chi} K_{e\chi_i} + \bar{\xi} K_{e\xi_i},$$

залежить від відповідних питомих деформацій дротів і від параметрів вигнутої осі канату (3.28), (3.29), а вони визначаються рівнем кінцевого вантажу P . Тому обчислювати зусилля граничного пружного стану каната P_e (3.22)

$$P_e = N = \frac{\varepsilon_{np}}{\max \bar{e}_i}; \quad i = 1, 2, \dots, s.$$

для цієї схеми навантаження можна лише шляхом послідовних наближень. За перше наближення слід приймати P_e , що відповідає схемі розтягання прямого каната в напрямних.

3.6. Зусилля граничного пружного розтягання каната при навантаженні вільно підвішеним вантажем з навивкою на барабан

Деформації каната від зусилля $\bar{P} = 1$ на основі (1.46) – (1.49)

$$\bar{\varepsilon} = (A_{11} \cos \psi + A_{13} f e^{-kx}) / |D|; \quad (3.37)$$

$$\bar{\theta} = (A_{12} \cos \psi + A_{23} f e^{-kx}) / |D|; \quad (3.38)$$

$$\bar{\chi} = (A_{13} \cos \psi + A_{33} f e^{-kx}) / |D|; \quad (3.39)$$

$$\bar{\zeta} = P(A_{14} \cos \psi + A_{34} f e^{-kx}) / |D|. \quad (3.40)$$

Ця схема навантаження, як і попередня, пов'язана із вигином каната. Тому обчислювати зусилля розтягання P_e (3.22) граничного пружного стану необхідно шляхом послідовних наближень. За перше наближення слід приймати P_e , відповідне схемі розтягання прямого каната при вільному підвісі вантажу.

3.7. Зусилля граничного пружного розтягання прямого каната при вантажі у напрямних

Ця схема навантаження в [3.13] названа чистим розтяганням. І при канаті з симетричним перерізом буде лише одна поздовжня деформація $\bar{\varepsilon} = 1/G_{11}$. У загальному випадку асиметрії перерізу, пов'язаної з наявністю обривів дротів, деформації каната від зусилля $\bar{P} = 1$ на основі (1.52) – (1.54) мають вирази

$$\bar{\varepsilon} = (A_{11} - A_{12}^2 / A_{22}) / |D|; \quad (3.41)$$

$$\bar{\chi} = (A_{13} - A_{12} A_{23} / A_{22}) / |D|; \quad (3.42)$$

$$\bar{\zeta} = (A_{14} - A_{12} A_{24} / A_{22}) / |D|. \quad (3.43)$$

3.8. Зусилля граничного пружного розтягання прямого каната при вільному підвісі вантажу

При розтягуванні зусиллям $\bar{P}=1$ каната з симетричним перерізом будуть деформація розтягування та кручення [3.13]:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{G_{22}}{G_{11}G_{22} - G_{12}^2}; \quad \bar{\theta} = -\frac{G_{12}}{G_{11}G_{22} - G_{12}^2}.$$

В разі асиметрії перерізу, пов'язаної з наявністю обривів дротів, деформації каната від одиночного зусилля $\bar{P}=1$ на основі (1.50) – (1.51):

$$\bar{\varepsilon} = A_{11} / |D|; \quad \bar{\theta} = A_{12} / |D|; \quad (3.44)$$

$$\bar{\chi} = A_{13} / |D|; \quad \bar{\zeta} = A_{14} / |D|. \quad (3.45)$$

3.9. Жорсткості перерізу каната з урахуванням обривів дротів

Дроти з обривами за рахунок сил опору від тертя отримують пружну деформацію, що зростає в міру віддалення від місця обриву. На певній відстані від місця обриву дріт надає повноцінний опір, пропорційний його поздовжній жорсткості. Використовуючи наше рішення [3.14] щодо сили опору нитки (дроту), навитого на циліндр з прямою твірною (підходить до канатів одинарного звивання і навитого на циліндр з гвинтовою твірною (підходить до канатів подвійного звивання), одержано вираз сили опору дротів з обривами

$$F = P(1 - e^{-fb}); \quad b = \frac{2\pi l \sin \alpha}{h \cos \beta}, \quad (3.46)$$

де f – коефіцієнт тертя;

l – відстань від місця обриву дроту до розрахункового перерізу каната;

h – крок звивання дротів.

На основі (3.46) отримуємо зв'язок впливу обривів дротів з жорсткостями перерізу каната через значення поздовжньої жорсткості дроту

$$\Phi_p = \frac{\pi \delta^2}{4} E(1 - e^{-fb}). \quad (3.47)$$

3.10. Приклади розрахунків міцнісних і жорсткісних характеристик канатів та відповідних деформацій і напружень

З використанням запропонованої методики виконані розрахунки для кількох канатів одинарного та подвійного звивання. Як приклад наведено розрахунки для двох канатів, переріз яких з нумерацією дротів показано на рис.3.7 і 3.8, де затемненням зазначені дроти з обривами. Розрахунки виконано для усіх чотирьох схем навантаження. Для схем розтягання з навиванням на барабан параметр згинання $\bar{D} = D_0/d_k = 30$ з інтервалу $\bar{D} = 20 - 30$, який прийнятний для вантажопіднімальних кранів [3.10].

Канат одинарного звивання (рис.3.7) конструкції 1/1,15+6/1+12/1; діаметр 5,15 мм; сумарна площа дротів $F_c = 15,175 \text{ мм}^2$; границя міцності дроту $\sigma_g = 1600 \text{ Н/мм}^2$; деформація границі пропорційності дроту $\varepsilon_{np} = 0,007245$; коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,25$; модуль пружності $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$; сумарне розривне зусилля всіх дротів $P_c = 24280 \text{ Н}$; крок звивання дротів зовнішнього шару $h = 45 \text{ мм}$; кути звивання; $\alpha_2 = 16,75^\circ$; ; $\alpha_2 = 16,75^\circ$.

Канат подвійного звивання (рис.3.8) конструкції 12(1–6) – 6(1+6) + о.с.; діаметр 9,3 мм; сумарна площа перерізу дротів $F_c = 35,625 \text{ мм}^2$; границя міцності дроту $\sigma_g = 1600 \text{ Н/мм}^2$; деформація границі пропорційності дроту $\varepsilon_{np} = 0,007245$; коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,25$; модуль пружності $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$; крок звивання зовнішнього шару сталок $H = 256 \text{ мм}$; крок звивання дротів у сталках $h = 112 \text{ мм}$; діаметри дротів $\delta = 0,6 \text{ мм}$; кути звивання сталок $\beta_2 = 17,5^\circ$; $\beta_3 = 19,5^\circ$; розривне зусилля $P_c = 57000 \text{ Н}$.

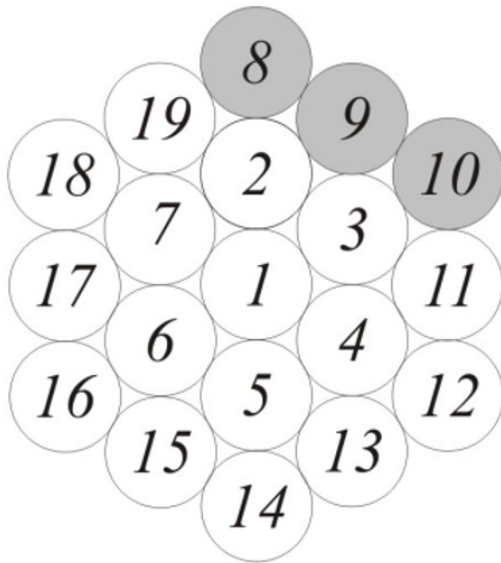


Рисунок 3.7 – Канат 1+6+12

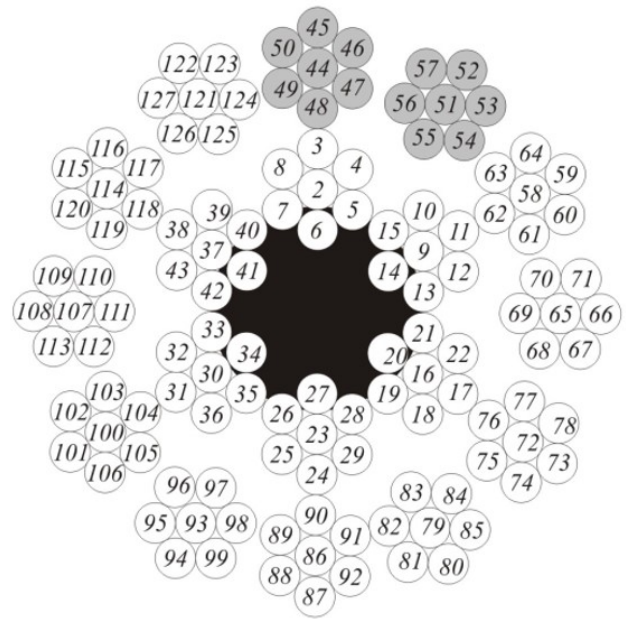


Рисунок 3.8 – Канат 12(1-6) – (1+6) + о.с.

У табл.3.4 представлено значення жорсткостей перерізів цих канатів для трьох ситуацій: 1 без обривів дротів; 2 – обриви рівномірно рознесені в межах одного кроку; 3 – обриви в одному перерізі (у формулі (3.46) $b = 0$).

Таблица 3.4– Жесткости сечения канатов $\times 10^{-4}$

Ситу- а-ци	G_{11}, H	$G_{22},$ $H \cdot мм$ 2	$G_{33},$ $H \cdot мм$ 2	$G_{44},$ $H \cdot мм$ 2	$G_{12},$ $H \cdot м$ $м$	$G_{13},$ $H \cdot м$ $м$	$G_{14},$ $H \cdot м$ $м$	$G_{23},$ $H \cdot мм$ 2	$G_{24},$ $H \cdot мм$ 2	$G_{34},$ $H \cdot мм$ 2
Канат 1+6+12; диаметр 5,15 мм; шаг $h=45мм$										
1	260	85,9	24,4	24,5	127	~0	~0	~0	~0	~0
2	233	72,5	23,3	23,9	104,6	-6,2	-3,2	-3,7	-1,9	-0,43
3	229	68,3	20,5	20,8	101,8	-6,7	-3,9	-4,2	-3,4	0,063
Канат 12(1-6) - 6(1+6) + о.с.; диаметр 9,3 мм; $h=112мм$; $H=256мм$										
1	473	631	17,9	17,9	337	~0	~0	~0	~0	~0
2	436	565	17,6	17,8	287	-2,6	0,42	-3,5	0,54	0,039
3	419	535	16,1	15,9	266	-3,7	1,03	-5,08	0,95	0,45

Примечание относительно обозначения ситуаций:

1– без обрывов проволок;

2–обрывы равномерно расположены в пределах одного шака;

3–обрывы в одном сечении (в формуле (3.46) $b=0$).

Наявність обривів дротів створює асиметричність перерізу каната, що веде не тільки до зміни (зменшення) головних $G_{11}, G_{22}, G_{33}, G_{44}$ жорсткостей і подовжньо-крутної жорсткості G_{12} , а також до появи жорсткостей впливу подовжньо-згинальних G_{13}, G_{14} і крутильно-згинальних G_{23}, G_{24} .

У табл. 3.5 та 3.6 наведено для 3-х ситуацій розрахункові значення зусиль розтягання (3.22):

$$P_e = N = \frac{\varepsilon_{np}}{\max \bar{e}_i}; \quad i = 1, 2, \dots, s.$$

граничного пружного стану вказаних канатів. Розрахунки для схем розтягання з навичкою на барабан виконані при відношенні $\bar{D} = D_o / d_k = 30$ діаметрів барабана і каната. Зусилля представлені у відносному вимірі:

$$\bar{P}_e = P_e / P_c. \quad (3.48)$$

Через величину $\bar{P}_e$ виражаємо коефіцієнт κ втрати зусилля P_e по відношенню до сумарного розривного зусилля P_c дротів канату

$$\kappa = 1 - \bar{P}_e \quad (3.49)$$

Його зміст аналогічний з виразом $P_a = \kappa P_c = 0,83 P_c$ в Правилах [1.20].

Поруч із значеннями зусиль $\bar{P}_e$ в дужках вказані номери дротів, у яких першими досягається гранична пружна деформація розтягування рівна ε_{np} . Ці дроти визначають настання граничного пружного стану каната.

В табл. 3.5 та 3.6 наведено також деформації канатів $\varepsilon, \theta, \chi, \zeta$ у граничному пружному стані; екстремальні значення напружень розтягання в дротах $\max \sigma$ і $\min \sigma$ (у дужках вказані номери таких дротів згідно з рис. 3.7 та 3.8); параметр $\eta = \min \sigma / \max \sigma$, нарешті, вказано середнє σ_c напруження розтягання: (це напруження є умовним, але вона використовується для інтегральної оцінки напруженого стану канатів [1]).

Таблиця 3.5 – Параметри граничного пружного стану каната 1+6+12

Розрахункові параметри	Схеми розтягання згідно з рис.1.1			
	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>
1. Номінальний стан каната				
$\bar{P}_e = P_e / P_C (N\varnothing)$	0,572 (2)	0,223 (1)	0,723 (1)	0,222 (1)
$\varepsilon \cdot 10^4$	52,7	73	73	73
$\theta \cdot 10^4, рад/мм$	~0	-107	0	-108
$\chi \cdot 10^4, рад/мм$	125	125	~0	~0
$\zeta \cdot 10^4, рад/мм$	14,2	~0	~0	~0
$\max \sigma, Н/мм^2$ <i>N\varnothing дрітів</i>	1460 (2)	1459 (1)	1459 (1)	1460 (1)
$\min \sigma, Н/мм^2$ (<i>N\varnothing</i>)	472 (5)	-328 (14)	1338 (5)	151 (11)
η	0,323	-0,225	0,917	0,103
$\sigma_c, Н/мм^2$	915	356	1156	355
2. Обриви дротів N\varnothing 8 –10 у межах кроку $h = 45 мм$				
$\bar{P}_e.(N\varnothing)$	0,389 (1)	0,218 (1)	0,618 (1)	0,221 (1)
$\varepsilon \cdot 10^4$	47,3	73	73	73
$\theta \cdot 10^4, рад/мм$	4,96	98,7	0	-105
$\chi \cdot 10^4, рад/мм$	139	129	19,6	2,64
$\zeta \cdot 10^4, рад/мм$	18	4,19	10,2	1,37
$\max \sigma, Н/мм^2$ <i>N\varnothing дрітів</i>	1445 (19)	1463 (1)	1459 (1)	1459 (1)
$\min \sigma, Н/мм^2$ <i>N\varnothing дрітів</i>	348 (5)	-239 (16)	1261 (5)	169 (15)

η	0,241	-0,163	0,864	0,116
$\sigma_c, H/mm^2$	622	348	988	353
3. Обриви дротів № 8–10 в одному перерізі				
$\bar{P}_e$ (№)	0,369 (1)	0,204 (1)	0,603 (1)	0,205 (1)
$\varepsilon \cdot 10^4$	45,07	73	73	73
$\theta \cdot 10^4, рад/мм$	7,79	-101	0	-109
$\chi \cdot 10^4, рад/мм$	141	128	23,7	1,4
$\zeta \cdot 10^4, рад/мм$	2,49	-3,16	13,6	-4,1
$\max \sigma, H/mm^2$ (№)	1430 (2)	1460 (1)	1460 (1)	1459 (1)
$\min \sigma, H/mm^2$ (№)	314 (5)	-266 (14)	1242 (15)	121 (12)
η	0,220	-0,182	0,851	0,0829
$\sigma_c, H/mm^2$	590	326	954	328

Таблиця 3.6–Параметри граничного стану каната 12(1–6) – 6(1+6) +о.с.

Розрахункові параметри	Схеми розтягання згідно рис.1.1			
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>v</i>	<i>z</i>
1. Номінальний стан каната				
$\bar{P}_e = P_e / P_c$ (№)	0,708 (123)	0,301 (3)	0,669 (44)	0,308 (2)
$\varepsilon \cdot 10^4$	73,7	58,6	80,6	60
$\theta \cdot 10^4, рад/мм$	~0	-31,3	0	-32,1
$\chi \cdot 10^4, рад/мм$	69,4	69,4	~0	~0
$\zeta \cdot 10^4, рад/мм$	21,8	~0	~0	~0

$\max \sigma, H/mm^2$ <i>№ дробів</i>	1330 (117)	1333 (3)	1305 (2)	1305 (2)
$\min \sigma, H/mm^2$ (№)	974 (123)	100 (87)	1230 (3)	232 (44)
η	0,73	0,075	0,94	0,174
$\sigma_c, H/mm^2$	1132	482	1071	493
Обриви дротів № 44 –57 у межах кроку $h = 66,5 mm$				
$\bar{P}_e.(№)$	0,586 (123)	0,301 (3)	0,649 (44)	0,308 (2)
$\varepsilon \cdot 10^4$	72,9	58,8	80,7	61,2
$\theta \cdot 10^4, рад/мм$	0,14	-30,7	0	-30,4
$\chi \cdot 10^4, рад/мм$	73,9	70,4	18,9	4,9
$\zeta \cdot 10^4, рад/мм$	22,3	-0,6	-5,8	-2,3
$\max \sigma, H/mm^2$ (№)	1329 (117)	1333 (3)	1329 (58)	1329 (2)
$\min \sigma, H/mm^2$ (№)	950 (123)	112 (87)	1189 (24)	291 (58)
η	0,71	0,084	0,93	0,219
$\sigma_c, H/mm^2$	938	481	948	492
Обриви дротів № 44-57 в одному перерізі				
$\bar{P}_e.(№)$	0,582 (123)	0,301 (5)	0,630 (44)	0,308 (3)
$\varepsilon \cdot 10^4$	72,6	58,8	80,7	60,7
$\theta \cdot 10^4, рад/мм$	0,15	-30,7	0	-30,9
$\chi \cdot 10^4, рад/мм$	74,5	70,5	12,0	2,96
$\zeta \cdot 10^4, рад/мм$	24,1	1,3	-1,94	-0,5
$\max \sigma, H/mm^2$ (№)	1329 (123)	1333 (3)	1329 (14)	1329 (2)

$\min \sigma, H/mm^2 (№)$	944 (24)	113 (87)	1204 (44)	272 (122)
η	0,71	0,085	0,906	0,205
$\sigma_c, H/mm^2$	931	480	986	493

3.11. Залежність зусилля розтягання граничного пружного стану канатів від параметра згинання на барабані

3.11.1 Сучасний стан врахування згинання піднімального каната в розрахунках на статичну міцність

В роботі [3.15] розрахунок на міцність шахтних піднімальних канатів зводиться до порівняння нормативного запасу міцності $[m]$ з розрахунковим

$$m = \frac{P_c}{S} = \frac{qg\sigma_s}{g(Q_k + qL)\gamma},$$

де S – розрахункове статичне навантаження;

q – лінійна маса канату, $кг/м$;

g – прискорення вільного падіння, $м/с^2$

$\gamma = q / F_c 10^6$ – фіктивна (приведена) густина;

$Q_k = Q_s + Q_c$ – кінцева маса, куди входить маса вантажу і маса усіх підвісних елементів;

L – висота підйому.

Формула (3.48) ніскільки не враховує згинання каната на барабані і блоках.

В Правилах [3.16] вплив згинання канату дещо враховується призначенням мінімальних діаметрів барабанів, блоків і вирівнюючих блоків за формулами:

$$D_1 \geq b_1 d; \quad D_2 \geq b_2 d; \quad D_3 \geq b_3 d,$$

де $D_1; D_2; D_3$ – діаметри барабанів та блоків;

$b_1; b_2; b_3$ – коефіцієнти призначення діаметрів барабанів та блоків.

В табл.3.7, яка поєднує дві таблиці з Правил [3.16], показана відповідність нормативних запасів міцності і параметрів $\bar{D} = D_o / d_k$. Але ця відповідність не є

достатньою, оскільки не враховує конструкції канатів, деформовано-напружений стан і не дає зв'язок параметра $\bar{D}$ з їх міцнісними характеристиками.

Таблиця 3.7 – Мінімальні запаси міцності і параметри $\bar{D}$ згинання канату

Клас механізму по ІСО 4301/1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
Коефіцієнти запасу міцності канату z_p	3,15	3,35	3,55	4	4,5	5,6	7,10	9
$b_1(\bar{D} = D_{\bar{o}} / d_k)$	11,2	12,5	14	16	18	20	22,5	25,0
$b_2(\bar{D} = D_{\bar{o}} / d_k)$	12,5	14,0	16,0	18,0	20	22,4	25,0	28,0
$b_3(\bar{D} = D_{\bar{o}} / d_k)$	11,2	12,5	12,5	14	14	16	18	18

В роботі [3.17] пропонується після визначення необхідного розривного зусилля за формулою (1.76) вибрати канат з урахуванням експлуатаційних особливостей (діаметрів барабана, блоків, способу закріплення канату, інтенсивності роботи тощо). Але ж не вказано конкретно щодо призначення діаметрів барабана та блоків в поєднанні з розривним зусиллям.

В Германії [3.18] для шахтних установок рекомендується з метою збільшення строку служби канатів призначати параметр $\bar{D}$ в залежності від швидкості підйому: при швидкості більшій 4 м/с параметр $\bar{D} \geq 100$; при швидкості меншій 4 м/с параметр $\bar{D} \geq 60$. Такі співвідношення до канатів усіх конструкцій крім закритих, для яких рекомендують $\bar{D} \geq 120$.

В США за Федеральним законом «Охорона праці і техніка безпеки» на шахтних установках, призначених для перевозки людей, установлені такі норми:

$\bar{D} \geq 60$ при діаметрі каната менше 25,4 мм;

$\bar{D} \geq 80$ при діаметрі каната більше 25,4 мм;

$\bar{D} \geq 100$ для закритих канатів.

Подібні пропозиції вказують також виробники канатів. Так, англійська фірма «Bridon» рекомендує для закритих канатів свого виробництва параметр $\bar{D}$ в межах 100–120. В минулому Харцизький сталепроволочно-канатний завод для закритих піднімальних канатів діаметра 20–38 мм ГОСТ 10506 рекомендував такі

співвідношення: для канатів діаметром $d \geq 27 \text{ мм}$ параметр $\bar{D} \geq 90$; для канатів діаметром $d \geq 30 \text{ мм}$ параметр $\bar{D} \geq 120$.

З наведеного аналізу видно: врахування згинання піднімальних канатів дещо передбачається, але без зв'язку з їх конструкцією, з зовнішнім і внутрішнім деформовано-напруженим станом канатів, а також відсутній зв'язок параметра $\bar{D}$ з відповідними міцнісними характеристиками канатів.

3.11.2 Зв'язок параметра згинання $\bar{D}$ з деформацією розтягання дротів в канаті

Обґрунтовано в п. 2.1.2 деформацію e розтягання дротин, пов'язану з навиванням каната на барабан, визначати за формулою (2.10)

$$e = v_{e\chi} \chi r \cos^2 \alpha \cos \varphi,$$

де $v_{e\chi}$ – коефіцієнт, який забезпечує деформацію розтягання дротини, обумовлену тертям і деформацією згинання каната (сталки)

$$v_{e\chi} = \begin{cases} 0 - \text{відсутнє тертя,} \\ 1 - \text{тертя спокою;} \end{cases}$$

χ – кривизна згинання канату.

Для визначення граничних станів каната необхідно брати до уваги кривизну перерізу контакту каната з барабаном. На основі (3.29)

$$\chi = 1/0,5 d_k (\bar{D} + 1).$$

З формули (2.10) видно, що аналітичне дослідження залежності зусилля граничного пружного стану і несучої спроможності канатів стало можливим тільки після вирішення відповідної задачі п. 2.1.2 міжелементного тертя.

3.11.3 Числові дослідження залежності зусилля розтягання граничного пружного стану канатів від параметра згинання на барабані

В табл. 3.8 представлено розрахунки зусилля розтягання $\bar{P}_1$ граничного пружного стану канатів відповідні нормативним параметрам $b_1(\bar{D})$ [3.16] навивання

на барабани. Видно, що зусилля $\bar{P}_1$ значно залежать від конструкції канатів, але Нормами [3.16] зазначена залежність не враховується.

Таблиця 3.8– Відносні зусилля розтягання $\bar{P}_1$ канатів в напрямних (рис. 1.1, а) при нормативних параметрах згинання в навиванні на барабани

Клас механізму		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	$\bar{D}$	$\bar{P}_3$
№ к-та	$b_1(\bar{D})$	11,2	12,5	14	16	18	20	22,5	25,0	120	
1	Зусилля розтягання $\bar{P}_1 = P_1 / P_c$	0,563	0,585	0,607	0,630	0,648	0,663	0,677	0,690	0,765	0,765
2		0,201	0,257	0,309	0,367	0,412	0,447	0,481	0,512	0,741	0,741
3		0,211	0,265	0,316	0,370	0,412	0,447	0,481	0,510	0,717	0,725

Примітка. Характеристики канатів № 1–3 представлені в табл.3,9 (серед загального обсягу 16-ти типових канатів). Жорсткості перерізів обчислені за формулами (1.32)– (1.34), (1.36) при коефіцієнтах міжелементного тертя $\nu_{e\theta} = 0$; $\nu_{e\chi} = 0,2/0,1$. Зусилля представлені в відносній формі $\bar{P}_1 = P_1 / P_c$, де P_1 – розрахункове значення за формулою (3.22) для схеми навантаження (рис. 3.6, а) розтягання в напрямних з навиванням на барабан. Зусилля $\bar{P}_3$ – розтягання в напрямних прямого каната (рис.1.1,в).

Таблиця 3.9 – Характеристики канатів: геометричні, міцнісні та жорсткісні

№	Позначення конструкції: 12×(...): 6×(...) – кількість пасм; 1/0,6; 6/0,6...//7/1,3...//6/1,5 – кількість дротів в шарах пасм і їх діаметри	d_k , мм	P_c , кН	Жорсткості перерізу $\times 10^{-4}$			
				G_{11} , Н	G_{12} , Нмм	G_{22} , Нмм ²	G_{33} , Нмм ²
1	12×(1/0,6–6/0,6) – 6×(1/0,6+6/0,6)+о.с.	9,3	57,0	515	359,8	620,3	179
2	12×(1/1,4–6/1,4) – 6(1/0,8+6/0,8+12/0,8)+о.с.	20,5	289,5	2867	45856	19121	4815
3	6×(1/2,4+7/1,8+(7/1,8 7/1,3)+14/2,2)+о.с.; ГОСТ 7668–80	39	985,5	8216	48533	292924	5903
4	6×(1/1,2+7/0,9+(7/0,9 7/0,65)+14/1,1)+о.с ; ГОСТ 7668–80	20	246,4	2048	6087	18487	390,4
5	6×(1/1,5+6/1,4+(6/1,15; 6/1,5))+о.с ; ГОСТ 2688–80	21	267,2	2271	5794	15346	662,7
6	6×(1/2,4+7/1,8+(7/1,8 ; 7/1,3)+14/2,2)+ +7×(1/1,7+6/1,6); ГОСТ 7669–80	39	1146	11267	54828	296982	5982
7	6×(1/1,2+6/1,1)+о.с.; ГОСТ 3069–80	10,5	64,25	560	734	1029	70,4
8	6×(1/1,2–6/1,1)+о.с. ; ГОСТ 3069–80	10,5	64,25	553	503	523	70,4
9	6×(1/1,2+6/1,1)+ 1× (1/1,2+6/1,1) ГОСТ 3066–80	10	74,95	715	571	602	63,1

10	1/1,15+6/1	3,15	9,2	100	25,8	15,1	25,7
11	1/1,15+6/1+12/1 ГОСТ 3063–80	5,15	24,28	261	123	84,6	22,7
12	1/1,15–6/1+12/1 ГОСТ 3063–80	5,15	24,28	261	72,5	85,8	22,7
13	6×36(1+7/2,4+(7/1,8;7/1,8)+14/2,2) ГОСТ 7668–80	12,7	164	1790	1837	2938	844
14	1/1,9+6/1,8+12/1,8+18/1,8; ГОСТ 3064–80	12,5	151	1472	1618	2563	667
15	1/1,9+6/1,8–12/1,8+18/1,8; ГОСТ 3064–80	12,5	151	1472	630	2503	667
16	1/1,3–6/1,2–(6/1+6/1,3)+18/1,1	7,9	60,63	630	136	443	62,3

В табл.3.10 наведені відносні величини $\bar{P}1 = P1 / P_c$ зусиль при розтяганні в напрямних для канатів різних конструкцій (з табл.3.9) при параметрах згинання $\bar{D}$ в інтервалі $\bar{D} = 10 - 120$. В табл.3.11 наведені відносні величини $\bar{P}2 = P2 / P_c$ граничного пружного стану канатів при навантаженні вільно підвішеним вантажем (рис.1.1,б).

Таблиця 3.10 – Залежність $\bar{P}1 = P1 / P_c$ граничного пружного стану канатів від параметра $\bar{D}$ згинання при розтяганні в напрямних з навиванням на барабан

$\frac{\bar{D}}{\text{№ к.}}$	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	$\bar{P}3$
1	0,537 №123	0,663 №123	0,708 "	0,723 "	0,747 "	0,757 "	0,76 5 №2	0,765 "	0,765 "	0,765 "	0,765 "	0,765 №2
2	0,343 №107	0,547 №107	0,625 "	0,667 "	0,692 "	0,709 №195	0,719 "	0,726 "	0,732 №189	0,737 №189	0,741 №116	0,741 116
3	0,149 №139	0,447 "	0,553 "	0,607 "	0,640 "	0,662 "	0,678 "	0,690 "	0,700 "	0,707 №139	0,717 №121	0,725 №2
4	0,148 №139	0,447 "	0,554 "	0,608 "	0,641 "	0,663 "	0,670 "	0,691 "	0,701 "	0,708 №121	0,711 №121	0,728 №2
5	0,141 №51	0,405 №51	0,511 "	0,567 "	0,602 "	0,626 "	0,643 "	0,656 "	0,666 "	0,674 "	0,687 "	0,713 2
6	0,241 №187	0,533 "	0,636 "	0,689 "	0,712 №1	0,712 "	0,712 "	0,712 "	0,712 "	0,712 "	0,712 "	0,712 "
7	0,405 № 27	0,580 "	0,642 "	0,673 "	0,693 "	0,706 "	0,716 "	0,723 "	0,728 "	0,733 "	0,738 №2	0,738 №2
8	0,408 №3	0,584 "	0,647 "	0,679 "	0,698 "	0,711 "	0,721 "	0,728 "	0,730 №2	0,730 "	0,730 "	0,730 "
9	0,483 №2	0,575 "	0,608 "	0,625 "	0,635 "	0,642 "	0,647 "	0,651 "	0,653 "	0,656 "	0,659 "	0,677 №1
10	~ 0 №2	0,161 №2	0,391 "	0,509 "	0,581 "	0,630 "	0,666 "	0,691 "	0,711 "	0,728 "	0,753 "	0,788 №1
11	0,041 №2	0,432 №2	0,572 "	0,644 "	0,687 №8	0,715 "	0,736 "	0,751 "	0,763 "	0,772 "	0,778 № 1	0,778 №1
12	0,041 №2	0,432 №2	0,572 "	0,644 "	0,687 №8	0,715 "	0,736 "	0,751 "	0,763 "	0,772 "	0,778 №1	0,778 №1
13	~ 0	0,266	0,465	0,567	0,626	0,670	0,700	0,722	0,734	0,743	0,758	0,789

	№ 23	№23	"	"	"	"	"	№9	"	"	"	№1
14	~ 0 №8	0,227 №8	0,400 "	0,490 "	0,544 "	0,580 "	0,607 "	0,626 "	0,642 "	0,654 "	0,673 "	0,711 №1
15	~ 0 №8	0,227 №8	0,400 "	0,490 "	0,544 "	0,580 "	0,607 "	0,626 "	0,642 "	0,654 "	0,673 "	0,711 №1
16	0,694 №1											0,694 №1

Таблиця 3.11 – Залежність зусиль розтягання $\bar{P}_2 = P_2 / P_c$ граничного пружного стану канатів від параметра $\bar{D}$ при вільному підвісі вантажу

$\frac{\bar{D}}{\text{№ к.}}$	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	120	$\bar{P}_4$
11	0,243 №1	0,243 №1	"	"	"	"	"	"	"	"	0,243 "	0,243 №1
12	0,323 №2	0,347 №2	0,427 "	0,446 "	0,451 "	0,467 "	0,474 "	0,479 "	0,481 "	0,487 "	0,492 "	0,519 №2
16	0,04 №2	0,593 №8	"	"	"	"	0,592 "	"	"	0,592 "	"	0,592

Поряд з числовими значеннями зусиль указано №-ри дротин (для прикладу на рис. 3.9 затінено № 123 і №2, а на рис.3.10 №2, №8 і №1 дротин).

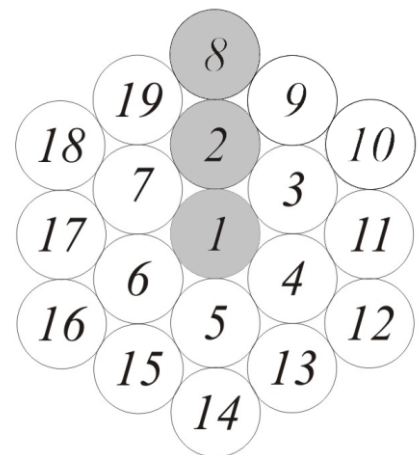
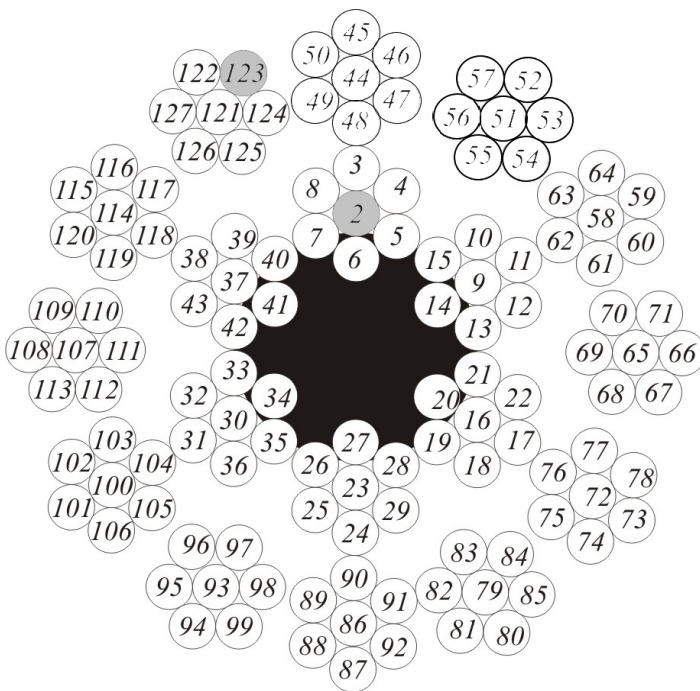


Рисунок 3.9 – Канат № 1: Рисунок 3.10 – Канат №11:

$$12(1-6) - 6(1+6) + \text{о.с.} \quad 1+6+12$$

Такі дротини зумовлюють граничний пружний стан каната (3.22)

$$P_e = \frac{\varepsilon_{np}}{\max \bar{\varepsilon}_i}; \quad i = 1, 2, \dots, s,$$

отримуючи від навантаження $\bar{P} = 1$ найбільші (серед усіх s дротів каната) деформації розтягання (3.23)

$$\max \bar{e}_i = \bar{\varepsilon} K_{e\varepsilon_i} + \bar{\theta} K_{e\theta_i} + \bar{\chi} K_{e\chi_i} + \bar{\xi} K_{e\xi_i}.$$

Для аналізу пропонованого методу визначення зусиль граничного пружного стану за формулою (3.22) розглянемо зміст деформації (3.23)

3.11.3 .1 Аналіз параметрів впливу на питому деформацію (3.23)

Перша складова $\bar{\varepsilon} K_{e\varepsilon_i}$ – це деформація розтягання дротин, пов'язана з деформацією ε розтягання канату завжди додатна. Друга складова $\bar{\theta} K_{e\theta_i}$, пов'язана з деформацією θ кручення канату. При розтяганні каната в напрямних незалежно від його конструкції деформація кручення $\theta = 0$: складова $\bar{\theta} K_{e\theta_i} = 0$. При вільно підвішеному вантажі (рис.1.1, б) деформація θ кручення визначається за формулою (1.50)

$$\theta = PA_{12} / |D|,$$

$$\text{де } A_{12} = -(G_{21}(G_{44}G_{33} - G_{34}^2) - G_{23}(G_{31}G_{44} - G_{34}G_{41}) + G_{24}(G_{31}G_{43} - G_{33}G_{41})).$$

В разі симетрії перерізу каната (відсутність обривів дротів) θ визначається за частковою формулою роботи [1.1]:

$$\theta = -\frac{P G_{12}}{G_{11} G_{22} - G_{12}^2}.$$

Знак « $-$ » при деформації θ відноситься до усіх шарів канату, означаючи розкручування тих шарів, які мають напрямок звивання зовнішнього шару і навпаки – закручування шарів протилежного напрямку звивання. Виключно, тільки за конструкцією каната, знак складової $\bar{\theta} K_{e\theta_i}$ залежить від знаку питомої деформації $K_{e\theta_i}$ дроту. За роботою [3.2]

$$K_{e\theta_i} = \cos^2 \alpha_i \operatorname{tg}(\pm \alpha_i)(r - K_{\omega\theta} \operatorname{tg}(\pm \alpha_i)).$$

При цьому $(+\alpha)$ і $(+K_{e\theta_i})$ для дротів з напрямком звивання зовнішнього шару, а тому складова буде $(-\bar{\theta} K_{e\theta_i})$. Навпаки, для шарів дротів, напрямком звивання яких протилежний напрямку зовнішнього шару, складова $\bar{\theta} K_{e\theta_i}$ буде зі знаком « $+$ ».

Більш детально механіка зв'язку деформацій ε і θ канату з деформацією розтягання дротів в шарах на основі врахування міжелементного тертя описана в п. 2.1 залежностями (2.1) – (2.5).

Складова $\bar{\chi} K_{e\chi}$ в питомій деформації (3.23) представляє розтягання дротини спричинене деформацією згинання χ в площині навивання на барабан для перерізу контакту каната з барабаном:

$$\chi = 2(\bar{D} + 1)d_{\kappa},$$

при питомій деформації $K_{e\chi} = \nu_{e\chi} r \cos^2 \alpha \cos \varphi$, де $\nu_{e\chi} = 0,1 - 0,2$ згідно з (2.11).

Складова $\bar{\zeta} K_{e\chi_i}$ в питомій деформації (3.23) повинна враховувати розтягання дротин від деформації згинання $\bar{\zeta}$ каната в площині ортогональній навиванню на барабан. Така деформація виникає при асиметрії в перерізі каната, коли його жорсткості впливу G_{14}, G_{24}, G_{34} не нульові. Це має місце при наявності обривів дротів. В даних розрахунках такий стан не розглядається. Крім того складова $\bar{\zeta} K_{e\chi_i}$ більше ніж на порядок менша в порівнянні з іншими.

Розглянемо на конкретних характерних прикладах формування зусиль граничних пружних станів канатів.

3.11.3 .2 Приклад формування зусилля *PI* канатів №12 і №11 при навантаженні в напрямних

Спочатку зазначимо конструктивну відмінність даних канатів і пов'язану з цим особливість деформування при навантаженні в напрямних і при вільному підвісі вантажу. При навантаженні в напрямних не залежно від конструкції обидва канати не отримують деформацію кручення: $\theta = 0$.

При вільному підвісі вантажу прямого каната конструктивною прикметою відсутності деформації кручення θ є нульове значення жорсткості впливу $G_{12} = 0$. Ступінь крутимої при розтяганні прямого каната (без згинання) визначається параметром ψ , названим в [3.13] відносною неурівноваженістю каната: (

$\psi = G_{12} / \max G_{12}) \leq 1$, де $\max G_{12}$ – максимально можливе значення для даного виду конструкції канату (усі шари дротів і сталок однакового напрямку звивання).

Для каната № 11 конструкції 1+6+12 $\psi = 1$, для каната №12 конструкції 1–6+12 $\psi = G_{12} / \max G_{12} = 725 / 1230 = 0,589$. З табл.3.10 видно, що обидва канати показують однакові зусилля $\bar{P}_1$ граничного пружного стану при розтяганні в напрямних з навиванням на барабан, тобто незалежність від параметра ψ і значну залежність від параметра згинання $\bar{D} = D_{\bar{o}} / d_{\kappa}$.

В інтервалі $\bar{D} = 20 - 40$ найбільшу деформацію $\max \bar{\delta}_i$ (3.23) отримує дротина №2 (рис.3.10). При $\bar{D} = 30$

$$\begin{aligned} \bar{e}_2 &= \bar{\varepsilon} K_{e\varepsilon_2} + \bar{\theta} K_{e\theta_2} + \bar{\chi} K_{e\chi_2} + \bar{\xi} K_{e\xi_2} = \\ &= 3,831 \cdot 10^{-7} \cdot 0,8972 + 0 \cdot (-0,2938) + 9,0166 \cdot 10^{-7} \cdot 0,1972 + 0 = 5,2152 \cdot 10^{-7}. \end{aligned} \quad (3.50)$$

Тут $\bar{\varepsilon}, \bar{\theta}, \bar{\chi}, \bar{\xi}$ – за формулами (3.31) – (3.34) деформації розтягання, кручення, згинання каната від зусилля $\bar{P} = 1$;

$K_{e\varepsilon_2}, K_{e\theta_2}, K_{e\chi_2}, K_{e\xi_2}$ – питомі деформації дротини №2, вирази яких згідно з роботою [1.16 – 1.18]:

$$\begin{aligned} K_{e\varepsilon_2} &= \cos^2 \alpha_2 (1 - \nu_{e\omega_2} \mu_{\varepsilon} \operatorname{tg}^2 \alpha_2); \quad K_{e\theta_2} = \nu_{e\theta_2} \cos^2 \alpha_2 \operatorname{tg} \alpha_2 (r_2 + \mu_{\theta_2} \operatorname{tg} \alpha_2); \quad K_{e\omega_2} = \nu_{e\omega_2} \sin^2 \alpha_2; \\ K_{e\chi_2} &= \nu_{e\chi_2} r_2 \cos^2 \alpha_2 \cos \varphi_2; \end{aligned}$$

де $\alpha_2 = -16,75^\circ$, $r_2 = 1,075$ – кут і радіус звивання дроти №2 внутрішнього шару каната; $\varphi_2 = 0$ – кутове положення дротини в шарі; $\mu_{\varepsilon} = 0,243$, $\mu_{\theta} = 0,025$ – коефіцієнти поперечної деформації, пов'язані з подовжньою і крутною деформаціями каната (залежать від коефіцієнта Пуассона).

Числові значення питомих деформацій $\bar{\varepsilon}, \bar{\theta}, \bar{\chi}, \bar{\xi}$ каната і питомих деформацій $K_{e\varepsilon_2}, K_{e\theta_2}, K_{e\chi_2}, K_{e\xi_2}$ дроту №2 видно з виразу (3.50).

Врешті зусилля граничного пружного стану при розтяганні в напрямних з навиванням на барабан за формулою (3.22)

$$P_1 = \frac{\varepsilon_{np}}{\bar{e}_2} = \frac{0,007245}{5,2152 \cdot 10^{-7}} = 13892 H; \quad \bar{P}_1 = \frac{P_1}{P_c} = \frac{13892}{24280} = 0,572.$$

В інтервалі $\bar{D} = 50 - 100$ найбільшу деформацію $\max \bar{e}_i$ (3.23) отримує дротина №8 (рис 3.10). При $\bar{D} = 100 \max \bar{e}_i \Rightarrow \bar{e}_8 = \bar{\varepsilon} K_{e\varepsilon_8} + \bar{\theta} K_{e\theta_8} + \bar{\chi} K_{e\chi_8} + \bar{\xi} K_{e\xi_8} =$
 $= 3,8361 \cdot 10^{-7} \cdot 0,9046 + 0 + 2,0497 \cdot 10^{-7} \cdot 0,1911 = 3,8618 \cdot 10^{-7}.$

$$P1 = \frac{\varepsilon_{np}}{\bar{e}_8} = \frac{0,007245}{3,8618 \cdot 10^{-7}} = 18760 H; \quad \bar{P}1 = \frac{P1}{P_c} = \frac{18760}{24280} = 0,772.$$

При $\bar{D} \geq 120$ найбільшу деформацію $\max \bar{e}_i$ (3.23) отримує центральна дротина №1 (рис 3.10). Відповідно параметру $\bar{D} = 120 \max \bar{e}_i \Rightarrow \bar{e}_1 =$

$$= \bar{\varepsilon} K_{e\varepsilon_8} + \bar{\theta} K_{e\theta_8} + \bar{\chi} K_{e\chi_8} + \bar{\xi} K_{e\xi_8} = 3,8362 \cdot 10^{-7} \cdot 1 + 0 + 0 + 0 = 3,8362 \cdot 10^{-7}. \quad (3.51)$$

З виразу (3.51) видно, що на питому деформацію розтягання дротини №1 (це центральна дротина каната) впливає тільки деформація розтягання каната.

Врешті при $\bar{D} = 120$ зусилля граничного пружного стану

$$P1 = \frac{\varepsilon_{np}}{\bar{e}_1} = \frac{0,007245}{3,8362 \cdot 10^{-7}} = 18885 H; \quad \bar{P}1 = \frac{P1}{P_c} = \frac{18885}{24280} = 0,778.$$

Таке ж саме зусилля граничного пружного стану і при схемі розтягання прямого каната в напрямних (рис.1.1, в). Значення цих зусиль наведені в останньому стовбці табл.3.10. Для канатів №11 і №12.

Зазначена особливість порогового значення параметра $\bar{D} = 120$ притаманна для канатів різних конструкцій (табл.3.9; 3.10). Для декількох канатів (№ 5,9,13,15) різниця між зусиллями $\bar{P}1$ і $\bar{P}3$ становить 3–5%. Для цих конструкцій при параметрі згинання $\bar{D} = 125 - 130$ зусилля $\bar{P}1 = \bar{P}3$.

Таким чином, аналітичним шляхом встановлено граничне значення параметра відношення діаметрів барабана і каната, за яким згинання не зменшує граничний пружний стан при навантаженні в напрямних.

Зазначимо, що цей аналітично доведений висновок, підтверджується рекомендацією в Німеччині [3.18] щодо порогових значень з метою збільшення строку служби канатів для шахтних установок.

3.11.3 .3 Приклад формування зусилля $P2$ канатів №12 і №11 при вільному підвісі вантажу

В канаті №12 конструкції 1 – 6+12 параметр, який характеризує крутимість $\psi = G_{12} / \max G_{12} = 725 / 1230 = 0,589$. В усьому інтервалі $\bar{D} = 20 - 120$ найбільшу деформацію $\max \bar{e}_i$ (3.23) отримує дротина №2 (рис.3.10). Зусилля $P2(\bar{D}) = 0,432 - 0,778$.

При $\bar{D} = 30$

$$\begin{aligned} \max \bar{e}_i \Rightarrow \bar{e}_2 &= \bar{\varepsilon} K_{e\varepsilon_2} + \bar{\theta} K_{e\theta_2} + \bar{\chi} K_{e\chi_2} + \bar{\xi} K_{e\xi_2} = \\ &= 5,0125 \cdot 10^{-7} \cdot 0,8971 + (-4,2378 \cdot 10^{-7}) \cdot (-0,2938) + 6,3420 \cdot 10^{-7} \cdot 0,1971 + 0 = 6,9911 \cdot 10^{-7}. \end{aligned}$$

$$P2 = \frac{\varepsilon_{np}}{\bar{e}_2} = \frac{0,007245}{6,9911 \cdot 10^{-7}} = 10360 H; \quad \bar{P}2 = \frac{P2}{P_c} = \frac{10360}{24280} = 0,432.$$

В канаті №11 конструкції 1+ 6+12 параметр $\psi = 1$. В усьому інтервалі параметра згинання $\bar{D} = 20 - 120$ найбільшу питому деформацію розтягання $\max \bar{e}_i$ (3.23) отримує дротина №1 (рис. 3.10),

$$\begin{aligned} \max \bar{e}_i \Rightarrow \bar{e}_1 &= \bar{\varepsilon} K_{e\varepsilon_1} + \bar{\theta} K_{e\theta_1} + \bar{\chi} K_{e\chi_1} + \bar{\xi} K_{e\xi_1} = \\ &= 12,264 \cdot 10^{-7} \cdot 1 + (-9,8018) \cdot 10^{-7} \cdot 0 + 1,051 \cdot 10^{-7} \cdot 0 + 0 \cdot 0 = 12,264 \cdot 10^{-7}. \end{aligned} \quad (3.52)$$

З виразу (3.52) видно, що на $\max \bar{e}_1$ питому деформацію розтягання дротини №1 (це центральна дротина каната) впливає тільки деформація $\bar{\varepsilon}$ розтягання каната. Тому зусилля граничного пружного стану $P2$ каната №11 при вільному підвісі вантажі в усьому інтервалі параметра згинання $\bar{D} = 20 - 120$ залишається незмінним

$$P2 = \frac{\varepsilon_{np}}{\bar{e}_1} = \frac{0,007245}{12,264 \cdot 10^{-7}} = 5907 H; \quad \bar{P}2 = \frac{P2}{P_c} = \frac{5907}{24280} = 0,243.$$

З проведених тут досліджень видно причини і рівень впливу конструктивного параметра ψ на зусилля $\bar{P}2$ граничного пружного стану при вільно підвішеному вантажі і на зусилля $\bar{P}1$ граничного пружного стану при вантажі в напрямних (дані табл.3.10 та рис.3.11 і 3.12). Це означає, що роль параметра ψ , визначену в роботі

[3.13] для вільного розтягання прямого канату, тут доведена і для схеми розтягання вільно підвішеним вантажем з навиванням на барабан.

Крім того пояснюються локальні ситуації незалежності зусиль граничного пружного стану P_1 і P_2 від параметра згинання $\bar{D}$. Така незалежність притаманна конструкціям канатів, у яких найбільшу деформацію $\max \bar{\varepsilon}_i$ (3.23) одержують дrottини, які не отримують розтягання, пов'язаного зі згинанням каната. Це відноситься до канатів одинарного звивання (№11; №16) і також до канатів подвійного звивання з металевим сердечником (канат №6 при $\bar{D} = 50 - 120$).

Взагалі зусилля $\bar{P}(\bar{D})$ суттєво залежить від конструкції канату і параметра $\bar{D}$ згинання. Виділяється три характерні ділянки. Перша ділянка ділянка $40 \leq \bar{D} \leq 120$ зусилля $\bar{P}(\bar{D})$ монотонно практично лінійно зростає доходячи до значення відповідного розрахунковій схемі розтягання прямого канату. Для різних конструкцій при параметрі $\bar{D} = 40$ зміна зусилля $\Delta \bar{P} = 0,723 - 0,578 = 0,145$; при $\bar{D} = 120$ $\Delta \bar{P} = 0,765 - 0,677 = 0,08$. На ділянці $40 \geq \bar{D} \geq 20$ залежність $\bar{P}(\bar{D})$ не лінійна, при $\bar{D} = 20$ $\Delta \bar{P} = 0,663 - 0,418 = 0,245$. Третя ділянка $20 \geq \bar{D} \geq 10$ характерна різкою зміною зусилля $\bar{P}(\bar{D})$, при параметрі згинання $\bar{D} = 10$ $\Delta \bar{P} = 0,416$. Для більшості конструкцій канатів при $\bar{D} < 10$ зусилля $\bar{P}(\bar{D})$ близькі до нульових значень. При розтяганні вільно підвішеним вантажем мало крутних канатів зусилля $\bar{P}(\bar{D})$ в 1,6 – 1,7 разів менші в порівнянні з розтяганням в напрямних. Для канатів крутних (одностороннього звивання) співвідношення складає 2,5–3,4 рази. В нормативних методиках розрахунків піднімальних канатів використовуються характеристики P_c або $P_a = 0,83P_c$, які не враховують особливості деформування і конструкції канатів. Вважаємо, що наведена інформація є доцільною в вирішенні питання побудови методики розрахунку піднімальних канатів на статичну міцність на основі характеристик їх граничного пружного стану, що забезпечить стабільну оптимальність використання канатів.

На рис.3.11 графічне представлення залежності $\bar{P}1(\bar{D})$ для канатів подвійного звивання, зазначених в табл.3.8 (графіки позначені номерами канатів з табл. 3.9 : №1; (7,8); 6; (3,4); 5).

На рис.3.12 аналогічне представлення для канатів одинарного звивання (номери: (11,12); 13; 10; (14,15)).

На рис.3.13 показано залежності $\bar{P}1(\bar{D})$ і $\bar{P}2(\bar{D})$ граничного пружного стану при схемах навантаження в напрямних (рис.1.1, а) і вільному підвісі вантажу (рис. 1.1,б). Графіки побудовані для канатів конструкції 1+6+12 та 1–6+12 (№11 і №12 за табл.3.9).

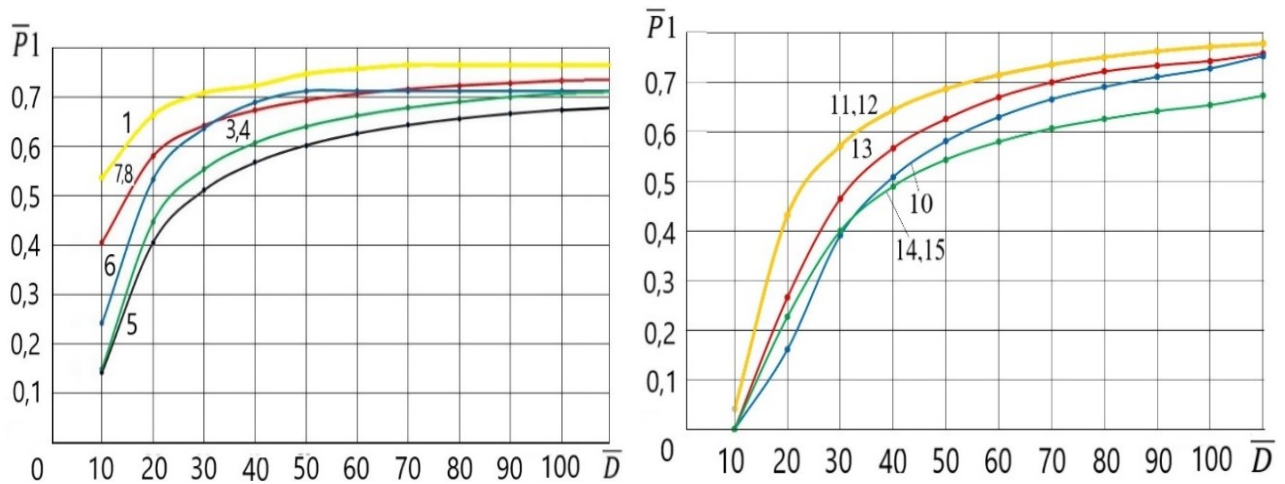


Рисунок 3.11– Залежність $\bar{P}1(\bar{D})$ Рисунок 3.12 – Залежність $\bar{P}1(\bar{D})$
канатів подвійного звивання указать канатів одинарного звивання

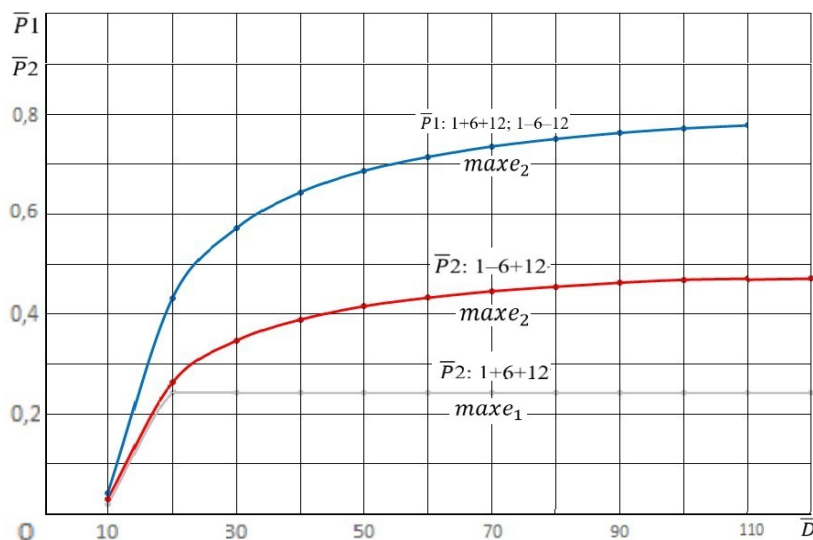


Рисунок 3.13 – Залежність $\bar{P}1(\bar{D})$ і $\bar{P}2(\bar{D})$ канатів 1+6+12 і 1–6+12

3.12. Висновки по 3-му розділу

1. Запропонований режим передзвивального натягання дротів і сталок забезпечує відсутність залишкових зусиль, що має два позитивних наслідки. По-перше, відсутність стискальних залишкових зусиль знімає можливість втрати стійкості стиснутих дротів і сталок, а отже усуває можливість утворення таких дефектів як відшарування зовнішніх шарів або вихід на поверхню канату металевого сердечника [3.10]. По-друге, відсутність розтягальних залишкових зусиль усуває зменшення міцнісних характеристик канатів.

2. Представлення міцнісних характеристик канатів граничного пружного стану при чотирьох схемах навантаження в відносному вимірюванні $\bar{P}_e = P_e / P_c$ дозволяє їх порівнювати за схемами навантаження, за конструктивними особливостями незалежно від діаметрів і маркерованих груп дроту, а також за коефіцієнтом (3.49): $\kappa = (1 - \bar{P}_e)$, який показує втрату зусилля по відношенню до сумарного розривного зусилля дротів канату.

3. При чистому розтяганні (рис. 1.1, в; канат отримує лише подовжню деформацію). Зусилля граничного пружного стану $\bar{P}_3$ залежить головним чином від трьох параметрів. Один, пов'язаний з кутами звивання дротів і сталок (α). Другий – границя пропорційності дроту. Третій – параметр відношення найменшої і найбільшої деформацій розтягання дротів в канаті: залежить від другого параметра. При чистому розтяганні: найбільший (найкращий) серед усіх 4-х схем навантаження.

4. При вільному розтяганні (рис. 1.1, г) канат з симетрією перерізу отримує деформацію розтягання і кручення. Зусилля граничного пружного стану поряд з трьома зазначеними параметрами найбільше залежить від параметра відношення подовжньо-крутної жорсткості канату до її значення при однаковому напрямку звивання усіх його шарів. Залежність в інтервалі близька до лінійної. В цьому інтервалі відношення становить відповідно 1 – 0,35: на зусилля параметр не впливає.

5. При навантаженні в напрямних з навиванням на барабан (рис. 1.1, а) канат отримує деформацію ε розтягання і χ згинання. Зусилля граничного пружного стану $\bar{P}_1$ не

залежить від параметра ψ . Головний вплив на зусилля $\bar{P}_1$ надає параметр згинання $\bar{D} = D_{\sigma}/d_k$ – відношення діаметрів барабана і каната. Залежності $\bar{P}_1(\bar{D})$ має різний ступінь нелінійні. Графіки $\bar{P}_1(\bar{D})$ за формою подібні для різних конструкцій канатів. Виділяється три ділянки. В інтервалі $\bar{D} = 40 - 120$ залежності $\bar{P}_1(\bar{D})$ практично лінійна. При $\bar{D} \geq 120 - 130$ для різних конструкцій канатів параметр згинання $\bar{D}$ уже не впливає: зусилля $\bar{P}_1 = \bar{P}_3$. Цей аналітично доведений висновок, підтверджується рекомендацією в Германії [3.18], щодо призначення $\bar{D} \geq 120$ для канатів шахтних установок.

Для деяких конструкцій канатів (№-ри 10 – 15, табл.3.10) при $\bar{D} < 10$ зусилля $\bar{P}(\bar{D})$ близькі до нульових значень: свідчить про абсолютну непридатність таких канатів за даних умов.

6. Канати з металевим сердечником мають зусилля граничного пружного стану $\bar{P}_1$ на 15–17% меншими в порівнянні з аналогічними конструкціями канатів з органічними сердечниками.

7. При вільному підвісі вантажу з навиванням на барабан (рис.1.1, б) канат з симетрією перерізу отримує деформацію ε розтягання, θ кручення і χ згинання. Зусилля граничного пружного стану $\bar{P}_2$ нелінійно залежить від параметрів ψ і $\bar{D}$. При $\psi \leq 0,25 - 0,30$ (некрутні канати) залежності $\bar{P}_1(\bar{D})$ і $\bar{P}_2(\bar{D})$ численно близькі. В інтервалі $\psi = 0,30 - 0,60$ (мало крутні канати) зусилля $\bar{P}_2(\bar{D})$ значно менші в порівнянні з зусиллями $\bar{P}_1(\bar{D})$. Відношення $\bar{P}_1(\bar{D})/\bar{P}_2(\bar{D}) = 1,4 - 1,7$. При $\psi = 0,6 - 1$ (крутні канати) відношення $\bar{P}_1(\bar{D})/\bar{P}_2(\bar{D}) = 2,4 - 3,2$. Канати з параметром $\psi = 0,6 - 1$ вважаємо непридатними при вільному підвісі вантажу.

9. Обрив дротів зменшує міцнісні характеристики P_e головним чином при розтяганні в напрямних. При нормативній кількості обривів 15% на кроці звивання в разі розтягання каната з навиванням на барабан зусилля $\bar{P}_1$ зменшується на 30 – 15 %. В разі чистого розтягання на 15 – 5%.

10. Величини середнього напруження $\sigma_c = P_e / F_c$ показують, що їх рівень у граничному пружному стані канатів 2–3 рази менший в порівнянні з робочими (експлуатаційними) навантаженнями [3.15]. Це співвідношення вважати аргументом розробки в майбутньому методики розрахунку канатів на статичну міцність за характеристиками граничного пружного стану.

3.13. Використані джерела

3.1. Чаюн, І.М. Попередній деформований стан спіральних канатів / І.М. Чаюн, О.А.Пишняк, А.В. Непомнящий // Сталеві канати. Вип.9. — Одеса: Астропринт, 2013. — С. 141–155.

3.2. Чаюн, І.М. Несівна спроможність піднімальних канатів і стрічок / І.М. Чаюн. — Одеса: Астропринт, 2003. — 233 с.

3.3. Хромов В.Г. Розвиток технологічної механіки сталевих канатів з урахуванням нелінійних пластичних властивостей дроту канатів / В.Г. Хромов // Сталеві канати. Вип.7. — Одеса: Астропринт, 2009. — С. 174 —183.

3.4. Хромов В.Г. Удосконалення засобів вимірювання ступеня преформації елемента сталевих канатів / В.Г. Хромов // Вісник СевНТУ. Вип.137. - Сіва-стополь 2013. — С. 178 —183.

3.5. Букштейн М.А. Виробництво сталевих канатів / М.А. Букштейн — К.: Металургія, 1963.— 330 с.

3.6. Чаюн, І.М. Зв'язок звивочного натягу елементів каната з його подальшим деформовано-напруженим станом / І.М. Чаюн // Сталеві канати. Вип.4 — Одеса: Астропринт, 2005. — С. 14–25.

3.7. Чаюн, І.М. Зв'язок передсвивочного натягу елементів каната з його залишковим напруженим станом / І.М. Чаюн, О.А.Пишняк // Сталеві канати. Вип.7. - Одеса: Астропринт, 2009. — С. 128–135.

3.8. Пат. 138726 Україна, МПК D07B 5/00. Спосіб виготовлення витих виробів подвійного звивання / співавт. : П. Е. Вовк, Б. М. Озерянський ; Одес. нац. політехн. ун-т (Україна). — № 2019 05105; заявл. 14.05.2019 ; опубл. 10.12.2019, Бюл. № 23

3.9. Пат. 146618 Україна, МПК D07B 5/00. Спосіб виготовлення витих виробів подвійного звивання / співавт. : П. Е. Вовк, Б. М. Озерянський ; Одес. нац. політехн. ун-т (Україна). – № И 202007190; заявл. 10.11.2020 ; опубл. 03.03.2021, Бюл. № 9/2021

3.10 Малиновський В.А. Сталеві канати. Аналітичний довідник/В.А. Малиновський.– Одеса: Астропринт. 2016.– 252 с.

3.11. Писаренко Г.С. Опір матеріалів / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е. С. Уманський. – К.: Вища шк., 1993. – 655 с.

3.12. Малиновський В.А. Згинальна жорсткість і втрати на внутрішнє тертя в сталевих канатах // Вісник машинобудування.- 1984.- NN6.С.36–40

3.13. Глушко М.Ф. Сталеві підйомні канати – Репр. Від.. Текста вид. 1966 г. – Одеса: Астропринт, 2013. Астропринт 326 с.

3.14. Чаюн І.М. Вовк П.Є. Тертя нитки, що розташувалася на гвинтовій лінії при розтягуванні на циліндричній поверхні /І.М. Чаюн, П.Є Вовк // Піднімаюно-транспортна техніка. – 2019. – №2.– С. 75 – 82.

3.15. Бережинський, В.І., Шатіло, О.М. Канати підйомних шахтних установок. Університетська книга, Харків, Україна, 232 с.

3.16. Правила влаштування та безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. Форт, Харків, Україна (2007), 268 с.

3.17. Die Technischen Anforderungen an Schacht-und Schragforderanlagen (TAS). Stand:Dez. 2005 / Bezirksregierung Arnsberg: Abt. Bergbau und Energie in NRW. – Dortmund, 2001.

3.18. Чаюн, І.М. Експериментальна перевірка моделі формування згинальної жорсткості каната/І.М. Чаюн // Сталеві канати – Одеса: Астропринт, 2003. – Вип.3 – С.56 – 63.

3.19. Білий В.Д. Вибір, навішування, експлуатація та контроль стану шахтних канатів / В. Д. Білий, К.К. Лесін, А.Ф. Самарський. –К.: Надра. – 1967. – 228 с.

4. МЕТОД ДЕФОРМАЦІЙ У ВИЗНАЧЕННІ ХАРАКТЕРИСТИК НЕСУЧОЇ СПРОМОЖНОСТІ КАНАТІВ

4.1. Загальні положення

У розділі 3 викладено теорію визначення характеристик граничного пружного стану канатів при 4-х схемах навантаження: чисте та вільне розтягування прямого канта та дві інші схеми – розтяг з навивкою на барабан при вантажі у напрямних та вільному підвісі. За граничний пружний прийнято стан каната, при якому один з його елементів (одна з дротин) досягає деформації розтягування, що відповідає її межі пропорційності.

Визначення міцнісної характеристики канта, що представляє його несучу спроможність, повинно ґрунтуватися на дослідженні пружно-пластичного деформування каната з використанням діаграм деформування дротів у схематизованому вигляді. Достатня точність забезпечується при схематизації за моделлю пружно-пластичного тіла з лінійним зміцненням (рис. 4.1).

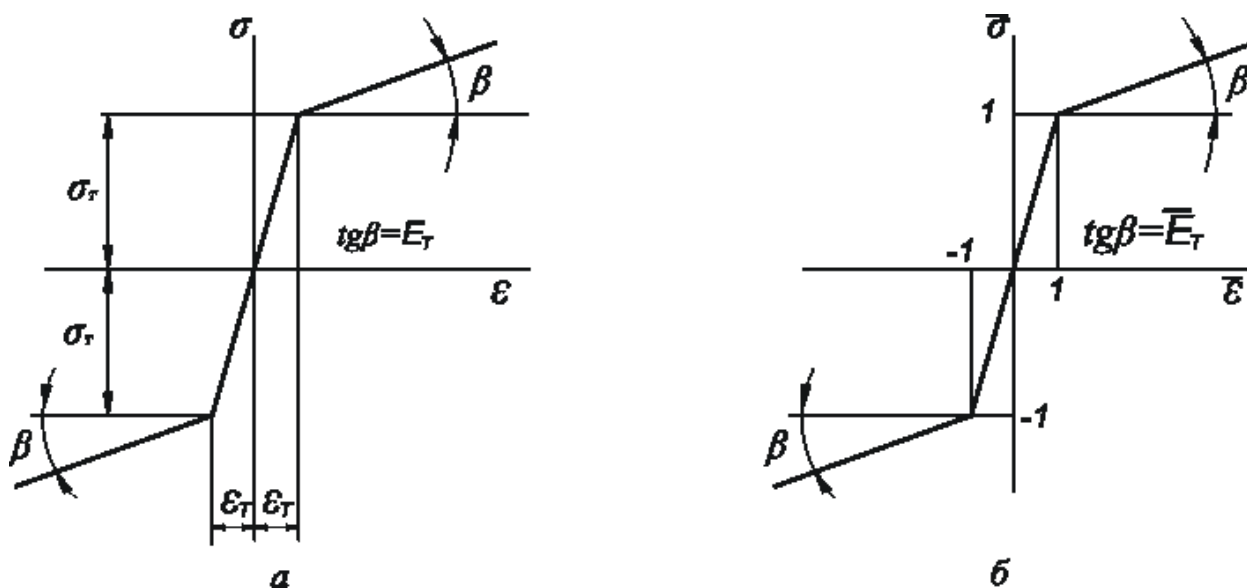


Рисунок 4.1 – Лінійно схематизована діаграма

Розрахунковими параметрами діаграми (рис. 4.1, а) є: деформація межі текучості ε_T (межі пропорційності ε_{np}); модуль E_T зміцнення, які визначаються за методикою [4.3; 4.4], і рівномірна гранична деформація ε_{gr} дроту, що визначається за методикою [4.5]. Схематизація діаграми виконується розрахунковим шляхом на

основі експериментальних діаграм розтягування дроту. З метою узагальнення зазначені параметри зручно представляти у відносному вимірі: $\bar{\varepsilon}_T = 1$; $\bar{E}_T = E_T/E$; $\bar{\varepsilon}_{ep} = \varepsilon_{ep}/\varepsilon_T$. На основі відомої методики [4.4], їх визначення виконується методом послідовних наближень з залученням способу найменших квадратів.

Граничне стан каната, тобто його несуча спроможність, визначається розтягаючим зусиллям, при якому один з його елементів (одна проволока або їх група) досягають рівномірної граничної ε_{ep} деформації.

Деформування каната за межею пружності відбувається при жорсткостях його перерізу, які змінюються. У пропонованій розрахунковій схемі приймаємо дискретну зміну жорсткостей. Тим самим процес деформування каната поділяємо на інтервали з постійними жорсткостями в межах кожного з них. Кожен j -ий інтервал характеризується своєю матрицею жорсткості $|G|_j$ каната, протяжністю Δ_j і збільшенням ΔN_j поздовжньої сили в його перерізі,

Спочатку уявімо залежності Δ_j тільки від черговості переходу дротів, з збільшенням навантаження каната, до деформування за межею пружності (від черговості досягнення деформації ε_T). Потім при безпосередньому визначенні ΔN_j врахуємо особливості, пов'язані зі схемами навантаження каната.

Перший інтервал – пружне деформування. Його протяжність $\Delta_1 = \varepsilon_T$. За межею пружності можливі два стани. По-перше, пружно-пластичне – одні елементи (дроту) деформуються з модулем пружності E , а інші з модулем зміцнення E_T . По-друге, можливо і такий стан (якщо дозволяє гранична рівномірна деформація ε_{ep} дроту), за яким всі дроти деформуються з модулем зміцнення E_T .

При інтервалах пружно-пластичного деформування протяжність

$$\Delta_j = \varepsilon_T - \max e_{i(j-1)}; \quad (i = 1, 2, \dots, s; j = 1, 2, \dots, \kappa \leq s), \quad (4.1)$$

де $\max e_{i(j-1)}$ – найбільша величина (виключаючи ε_T) поздовжньої пружної деформації серед усіх s дротів каната в кінці попереднього $(j-1)$ -го інтервалу.

Можливість протяжності (4.1) та відповідного збільшення ΔN_j поздовжньої сили в перерізі каната необхідно перевіряти за умовою

$$\varepsilon_{ep} - \max e_{ij} \geq 0 \quad (i = 1, 2, \dots, s), \quad (4.2)$$

Тут $\max e_{ij}$ – сумарна найбільша величина поздовжньої деформації i -ої дроту серед усіх s дротів каната в кінці j -го інтервалу

$$\max e_{ij} = \max \sum_1^j \Delta e_{ij}, \quad (4.3)$$

де Δe_{ij} – збільшення поздовжньої деформації i -ої дротини за j -й інтервал.

Якщо умова (4.2) не виконується, значить такий інтервал пружно-пластичного деформування є неповним. Це останній, названий k -им інтервалом, з протяжністю

$$\Delta_k = \varepsilon_{ep} - \max \sum_{j=1}^{k-1} \Delta_{ij}. \quad (4.4)$$

Інтервал, у якому всі дроти деформуються за межею пружності з модулем зміцнення E_T , а також останній k -ий, має протяжність

$$\Delta_k = \varepsilon_{ep} - \max \sum_{j=1}^k \Delta_{ij}. \quad (4.5)$$

4.2. Збільшення ΔN_j в залежності від схем навантаження каната

4.2.1 Розтягування прямого каната

Для 1 -го інтервалу чисельно дорівнює зусиллю розтягання граничного пружного стану

$$\Delta N_1 = P_e = \frac{\Delta_1}{\max \bar{e}_{i_1}} = \frac{\varepsilon_T}{\max \bar{e}_{i_1}}; \quad i = 1, 2, \dots, s. \quad (4.6)$$

де $\max \bar{e}_{i_1}$ – найбільша (серед усіх s дротів каната на 1 -му інтервалі деформування) питома деформація розтягання від дії кінцевого вантажу $\bar{P} = 1$, яка залежить

від вихідних жорсткісних характеристик каната, схеми навантаження (чисте або вільне розтягання), а також наявності обривів дротів

$$\bar{e}_i = \bar{\varepsilon} K_{e\varepsilon} + \bar{\theta} K_{e\theta} + \bar{\chi} K_{e\chi} + \bar{\xi} K_{e\xi}, \quad (4.7)$$

де $\bar{\varepsilon}, \bar{\theta}, \bar{\chi}, \bar{\xi}$ – питомі деформації розтягування, кручення, згинання каната від $\bar{P} = 1$ для конкретних схем навантаження;

$K_{e\varepsilon}, K_{e\theta}, K_{e\chi}, K_{e\xi}$ – питомі деформації розтягування дротів в канаті, що залежать від схеми навантаження, параметрів звивання та міжелементного тертя.

Для 2-го та наступних інтервалів пружно-пластичного деформування з урахуванням протяжності (4.1)

$$\Delta N_j = \frac{(\varepsilon_T - \max e_{i(j-1)})}{\bar{e}_{i_j}}, \quad (4.8)$$

де $|\max e_{i(j-1)}|$ – найбільше (серед усіх s дротів каната на j -му інтервалі) значення питомої деформації розтягання дроту при матриці жорсткості $|G|_j$ каната, що відповідає j -му інтервалу.

Збільшення поздовжньої сили в перерізі каната для останніх κ -их інтервалів визначається з урахуванням відповідних протяжностей (4.4) або (4.5)

$$\Delta N_\kappa = \frac{(\varepsilon_{zp} - \max e_{i(j-1)})}{\bar{e}_{i_j}}, \quad (4.9)$$

4.2.2 Збільшення ΔN_j для схем розтягання каната з навиванням на барабан

Відмінність методики обчислення ΔN_j від розглянутих вище схем розтягування без згинання полягає в тому, що тут деформації каната $\bar{\varepsilon}, \bar{\theta}, \bar{\chi}, \bar{\xi}$ (у питомій деформації розтягання (4.7) $\bar{e}_{i_j}$ дроту) повинні відповідати параметрам його вигнутої осі (рис.1, а, б):

$$\psi = (G_{33}/PR^2)^{0.5} e^{-\kappa x}; \chi = -R^{-1} e^{-\kappa x}; f = G_{33}/PR; \kappa = (P/G_{33}), \quad (4.10)$$

які залежать від розтягаючого зусилля P . Тому визначати $\bar{\varepsilon}_{ij}$ для цих схем безпосередньо при $\bar{P}=1$ неприйнятно. Самі параметри (4.10) слід обчислювати шляхом послідовних наближень, а потім $\bar{\varepsilon}_{ij}$ формулою (4.9) при відповідних деформаціях каната. За перше наближення зручно приймати зусилля граничного пружного стану, відповідної схеми розтягування прямого каната.

4.3. Несуча спроможність каната

Залежить від конструкції каната, граничної рівномірної деформації дроту ε_{cp} , схеми навантаження. Визначається сумою ΔN_j збільшень поздовжньої сили у перерізі каната за інтервали деформування (4.6), (4.8), (4.9). Превалюючою є складова (4.6) за інтервал пружного деформування. Вагомість складових за інтервали пружно-пластичного деформування залежить головним чином від величини граничної рівномірної деформації дроту ε_{cp} .

Зусилля P_j розтягання каната в кінці кожного j -го інтервалу чисельно дорівнює поздовжній силі N_j у його перерізі

$$P_j = N_j = \sum_1^j \Delta N_j. \quad (4.11)$$

Несущая способность каната окончательно формируется после последнего κ -го интервала упруго-пластического деформирования

$$P_n = N_\kappa = \sum_{j=1}^{\kappa} \Delta N_j, \quad (4.12)$$

4.4. Матриця жорсткості каната у стадії пружно-пластичного деформування

Ключовим словом у цій роботі є глобальна матриця жорсткостей перерізу каната. Основою складання такої матриці в пружній стадії деформування канатів є теорема [4.3]: *друга приватна похідна від питомої потенційної енергії деформування каната по узагальненій деформації дорівнює відповідній жорсткості його перерізу*

$$G_{\kappa j} = \frac{\partial^2 u}{\partial \Delta_{\kappa} \partial \Delta_j}; \quad \kappa = j = 1; 2; 3; 4,$$

де Δ_j ; Δ_{κ} – деформації каната: розтягання $\varepsilon = \Delta_1$; кручення $\theta = \Delta_2$; згинання в площині навивання на барабан $\chi = \Delta_3$ і в ортогональній площині $\xi = \Delta_4$.

При сукупності дротів, що деформуються пружно і пружно-пластично, питому потенційну енергію u представимо залежністю від їх відповідних жорсткостей та деформацій

$$u = \frac{\pi \delta^2}{8} \sum_1^s E \bar{E}_T s c \alpha s c \beta \left(e^2 + 0,05 \delta^2 t^2 + 0,0625 \delta^2 (b^2 + n^2) \right), \quad (4.13)$$

де δ – діаметри дротів;

E і $\bar{E}_T$ – модуль пружності і відносний модуль зміцнення (для дротів, які деформуються пружно приймати $\bar{E}_T = 1$);

e, t, b, n – деформації дротів (подовжня, крутильна, згинання відносно біномалі і нормалі).

На основі (4.12) і (4.13) з урахуванням виразів деформацій дротів у канаті після диференціювання та перетворень виходить сукупність жорсткостей, що становлять глобальну матрицю жорсткості каната в пружній та пружно-пластичній стадії деформування, тобто. для будь-якого j – го інтервалу

$$|G|_j = \begin{vmatrix} G_{11} & G_{12} & G_{13} & G_{14} \\ G_{21} & G_{22} & G_{23} & G_{24} \\ G_{31} & G_{32} & G_{33} & G_{34} \\ G_{41} & G_{42} & G_{43} & G_{44} \end{vmatrix} = \frac{\pi \delta^2}{8} \sum_{i=1}^s E \bar{E}_T s c \alpha s c \beta |K|_i \begin{vmatrix} e^2 & & & \\ & 0,05 t^2 \delta^2 & & \\ & & 0,0625 b^2 \delta^2 & \\ & & & 0,0625 n^2 \delta^2 \end{vmatrix} |K|_i^T, \quad (4.14)$$

де $G_{11}, G_{22}, G_{33}, G_{44}$ – головні жорсткості перерізу каната (подовжня, крутна, згинальні);

$G_{12} = G_{21}; G_{13} = G_{31}$ і т.д. – жорсткості впливу (наприклад, G_{12} і G_{21} – подовжньо-крутильна та крутильно-подовжня);

$|K|_i$ – матриця питомих деформацій (1.56), яка однакова для пружної та пружно-пластичної стадій деформування.

4.5. Питомі деформації каната $\bar{\varepsilon}, \bar{\theta}, \bar{\chi}, \bar{\xi}$

Вони є основою визначення питомих поздовжніх деформацій $\bar{\delta}_{ij}$ дротів у канаті, що входять до формул (4.6) – (4.9), маючи однакову структуру

$$\bar{e}_{ij} = \bar{\varepsilon} K_{e\varepsilon} + \bar{\theta} K_{e\theta} + \bar{\chi} K_{e\chi} + \bar{\xi} K_{e\xi}.$$

Чисельно питомі деформації $\bar{\varepsilon}, \bar{\theta}, \bar{\chi}, \bar{\xi}$ каната залежать від його жорсткостей, властивих кожному інтервалу деформування, і чотирьох схем навантаження каната.

4.5.1 Деформації при навантаженні в напрямнихз навиванням на барабан

$$\bar{\varepsilon} = (A_{11} \cos \psi - A_{12} (A_{12} \cos \psi + A_{14} \sin \psi) / A_{22} + A_{13} f e^{-kx}) / |D|; \quad (4.15)$$

$$\bar{\theta} = (A_{23} f e^{-kx} - A_{24} \frac{A_{12}}{A_{22}} \sin \psi) / |D|; \quad (4.16)$$

$$\bar{\chi} = (A_{13} - A_{12} (A_{23} \cos \psi + A_{34} \sin \psi) / A_{22} + A_{33} f e^{-kx}) / |D|; \quad (4.17)$$

$$\bar{\xi} = (A_{14} \cos \psi - A_{12} (A_{24} \cos \psi + A_{44} \sin \psi) / A_{22} + A_{34} f e^{-kx}) / |D| \quad (4.18)$$

де $|D|$ і $A_{11}, A_{12}, \dots, A_{34}$ – визначник і доповнення алгебраїчні матриці жорсткості каната.

4.5.2 Розтягання каната з навиванням на барабан при вільному підвісі вантажу

$$\bar{\varepsilon} = (A_{11} \cos \psi + A_{13} f e^{-kx}) / |D|; \quad (4.19)$$

$$\bar{\theta} = (A_{12} \cos \psi + A_{23} f e^{-kx}) / |D|; \quad (4.20)$$

$$\bar{\chi} = (A_{13} \cos \psi + A_{33} f e^{-kx}) / |D|; \quad (4.21)$$

$$\bar{\xi} = (A_{14} \cos \psi + A_{34} f e^{-kx}) / |D|. \quad (4.22)$$

4.5.3 Розтягування прямого каната вантажем у напрямних

$$\bar{\varepsilon} = (A_{11} + A_{12}^2 / A_{22}) / |D|; \quad (4.23)$$

$$\bar{\chi} = (A_{13} + A_{12}A_{23})/|D|; \quad (4.24)$$

$$\bar{\zeta} = (A_{14} + A_{12}A_{24}/A_{22})/|D|. \quad (4.25)$$

4.5.4 Розтягування прямого каната вільно підвішеним вантажем

$$\bar{\varepsilon} = A_{11}/|D|; \quad \bar{\theta} = A_{12}/|D|; \quad \bar{\chi} = A_{13}/|D|; \quad \bar{\xi} = A_{14}/|D|. \quad (4.26)$$

4.6. Приклад визначення несучої спроможності каната

Як приклад реалізації пропонованої розрахункової схеми розглянемо визначення несучої спроможності каната 1/1,15+6/1+12/1; діаметр $d = 5,15$ мм; $F_c = 15,175 \text{ мм}^2$; $P_c = 24280 \text{ Н}$; кути звивання $\alpha_3 = 16,16^\circ$ $\alpha_2 = 16,75^\circ$; коефіцієнти міжелементного тертя, пов'язані зі згинанням каната: $\nu_{e\chi_1} = 0,1$; $\nu_{e\chi_2} = 0,2$; параметри схематизованої діаграми деформування дроту: $\varepsilon_T = 0,0073$; $\varepsilon_{zp} = 0,014965$; $\bar{E}_T = 0,2217$; модуль пружності $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н / мм}^2$.

Наводимо проміжні і кінцеві результати розрахунку для схеми розтягання каната з навивкою на барабан вантажем в напрямних, при відношенні діаметра барабана до діаметра каната $D/d = 30$. Поперечний переріз каната показано на рис.4.2.

Проміжні результати визначені рекурентно, наведені в табл. 4.1; 4.2 та 4.3. У табл. 4.1 вказані номери дротів, які в межах конкретних інтервалів деформуються з модулем зміцнення E_T . Останні дроти деформуються з модулем пружності. З таким параметрами дротів обчисленні жорсткості каната.

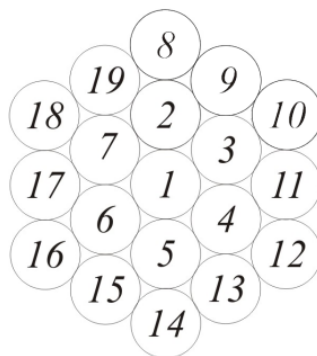


Рисунок 4.2 – Переріз каната

Таблиця 4.1 – Номери дротів, які деформуються с модулем E_T зміцнення

№ інтервала	№ дротів по рис. 4.2
1	–
2	2
3	2,8,9
4	2,3,8,9,10,19
5	1,2,3,7,8,9,10,11,18,19
6	1,2,3,4,6,7,8,9,10,11,12,16,17,18,19

Зазначені номери дротів визначаються за величинами їх деформації розтягання ($e_{ij} \geq \varepsilon_T$) від дії кінцевого вантажу на попередньому інтервалі. Жорсткість каната для кожного з інтервалів наведено в табл.4.2.

Таблиця 4.2 – Жорсткості каната $\times 10^{-4}$ в межах інтервалів деформування

№ ін-ла	$G_{11},$ H	$G_{22},$ $H_{мм}^2$	$G_{33},$ $H_{мм}^2$	$G_{44},$ $H_{мм}^2$	$G_{12},$ $H_{мм}$	$G_{13},$ $H_{мм}$	$G_{14},$ $H_{мм}$	$G_{23},$ $H_{мм}^2$	$G_{24},$ $H_{мм}^2$	$G_{34},$ $H_{мм}^2$
1	260, 6	88,9 5	24,9	24,9	126, 9	0	0	0	0	0
2	259, 8	84,4 6	23,3 2	23,5 9	123, 4	-2,25	0	-0,79	0	0
3	238, 2	749, 9	211, 7	218, 2	110, 4	-6,4	-1,1	-3,4	-0,96	0
4	205, 9	64	18,3	18,8	93,9	-10,6	-3,8	-5,7	-2,8	0,05
5	157, 2	51,9	14,3	14,3	77,5	-12,8	-2,2	-6,8	-1,9	0
6	103, 2	34,6	9,7	8,9	51,1	-8,3	-4,6	0	0	0

У табл.4.3 в 2-й колонці в дужках вказано №-ри дротів за рис. 4.2, а поруч їх поздовжні деформації $\max e_{i(j-1)}$, що визначають протяжність наступного інтервалу пружно-пластичного деформування каната. У 3-й колонці наведено протяжність інтервалів деформування. Далі у двох колонках зазначені збільшення поздовжньої

сили в перерізі каната на кожному з інтервалів деформування. Остання колонка представляє поздовжнє зусилля канаті в кінці кожного інтервалу деформування.

Таблиця 4.3 – Параметр інтервалів деформування каната

№ ін- ла	№ др- ни	$\max e_{i(j-1)} \times 10^4$ (4.3)	$\Delta_j \times 10^4$ (4.1)	$\bar{e}_{i_j} \times 10^7, H^{-1}$ (4.7)	$\Delta N_j, H$ (4.8)	N_j, H (4.11)
1	8	72,578	73	–	14274	14274
2	19	72,043	0,42134	5,5806131	75	14349
3	18	72,144	0,95642	6,6794766	143	14492
4	17	72,302	0,85591	9,19279669	93	14585
5	15	66,570	0,69515	15,1107431	46	14631
6*	8	146,861	2,7881	22,621630	123	14754

Примітка. 1) У колонках 3 – 7 в дужках №-ри формул обчислення відповідних параметрів. 2)

Протяжність неповного б-го інтервала по формулою (4.4).

У табл. 4.4 наведено значення у відносній формі характеристик $\bar{P}_e = P_e / P_c$ граничного пружного стану та несучої спроможності $\bar{P}_n = P_n / P_c$ (граничного пружно-пластичного стану) каната для усіх 4-х схем навантаження.

Таблиця 4.4 – Відносні міцнісні характеристики каната

Характеристики каната	Схеми навантаження каната (рис.1.1)			
	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>
$\bar{P}_e$	0,572	0,223	0,777	0,222
$\bar{P}_n$	0,608	0,294	0,922	0,380

Відношення граничних зусиль P_e / P_n пружного і пружно-пластичного станів залежить від схем навантаження, конструкції каната (головним чином за параметром ψ відносної неурівноваженості) і граничної рівномірної деформації дроту ε_{sp} . В табл. 4.5 наведено значення відношень P_e / P_n для канатів №11 і №12 за табл. 3.9 при $\varepsilon_{np} 0,007245$; $\varepsilon_{sp} = 0,01496$; $\bar{D} = D_{\bar{o}} / d_{\kappa} = 30$.

Таблиця 4.5 – Відношення граничних зусиль P_e/P_n

Параметри	Схеми навантаження канатів за рис. 1.1			
	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>
	Канат №11 конструкції 1/1,15+6/1+12/1 ГОСТ 3063–80, $\psi = 1$			
$\bar{P}_e$	0,572	0,243	0,777	0,243
$\bar{P}_n$	0,608	0,375	0,922	0,380
$\bar{P}_n / \bar{P}_e$	1,063	1,514	1,186	1,55
Параметри	Канат №11 конструкції 1/1,15–6/1+12/1 ГОСТ 3063–80, $\psi = 0,589$			
$\bar{P}_e$	0,572	0,342	0,277	0,519
$\bar{P}_n$	0,608	0,444	0,922	0,65
$\bar{P}_n / \bar{P}_e$	1,063	1,30	1,186	1,25

4.7. Висновки по 4-му розділу

1. Розроблений метод визначення несучої спроможності канатів для 4-х схем навантаження на відміну від робіт [4.1; 4.2] базується на дослідженні їх пружно-пластичного деформування з використанням схематизованих діаграм $\sigma - \varepsilon$ напруження–деформація дроту. Виключною особливістю методу є безпосереднє використання матриць жорсткостей каната пружного і пружно-пластичного станів.

При задіянні трьох параметрів: деформації умовної границі текучості ε_T ; модуля зміцнення E_T і рівномірної граничної деформації ε_{sp} дроту. Незалежно від схем навантаження за несучу спроможність прийнято зусилля розтягання каната, при якому подовжня деформація одного із елементів (група дротів, або одна дрітина) досягає рівномірної граничної деформації ε_{sp} .

2. Розроблена методика визначення жорсткостей каната при їх дискретній зміні в процесі пружно-пластичного деформування. За період дискретності прийнято інтервал деформування каната між послідовним закінченням пружного стану

двох сусідніх елементів. Несуча спроможність визначається сумою прирощень ΔN подовжньої сили за кожний інтервал.

3. Пропонований метод дозволяє враховувати вплив на несучу спроможність канатів схем навантаження; конструктивні особливості канатів; вплив параметрів діаграм $\sigma - \varepsilon$ деформування дроту, включаючи рівномірну граничну деформацію, параметр згинання в зоні навивання на барабан.

Деформування каната за межею пружності відбувається при жорсткості його перетину, що змінюються. У пропонованій розрахунковій схемі приймаємо дискретну зміну жорсткостей. Тим самим процес деформування каната поділяємо на інтервали з постійними жорсткостями в межах кожного з них. Кожен j -ий інтервал характеризується своєю матрицею жорсткості $|G|_j$ каната, протяжністю Δ_j і прирощенням ΔN_j подовжньої сили у його перерізі.

4.8. Використані джерела

4.1. Глушко М.Ф. Сталеві підйомні канати – Репр. Від. Текста вид. 1966 г. – Одеса: Астропринт, 2013. Астропринт 326 с.

4.2. Сергеев С. Т. Сталеві канати/ С.Т. Сергеев .— К.: Техніка. — 1974, — 325 с.

4.3. Чаюн, І.М. Несівна спроможність піднімальних канатів і стрічок / І.М. Чаюн. – Одеса: Астропринт, 2003. – 233 с.

4.4. Шнейдерович Р.М. Міцність при статичному та повторно-статичному навантаженні.- К.: Техніка, 1968.- 343 с.

4.5. ГОСТ 12004-81 Міждержавний стандарт // Сталь арматурна. Методи випробування на розтягування.

4.6. Правила влаштування та безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. Форт, Харків, Україна (2007), 268 с.

4.7. DIN-Taschenbuch. Drahtseile: Normen. – Berlin-Koln: Beuth (1990), 360 s.

5. ОЦІНКА ТОЧНОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЬ ГРАНИЧНИХ СТАНІВ КАНАТІВ

5.1. Оцінка точності визначення зусилля граничного пружного стану

Використовуємо експериментальний графік з роботи [5.1] залежності між зусиллям розтягання і деформацією кручення при вільному підвісі вантажу, який представлено на рис. 5.1.

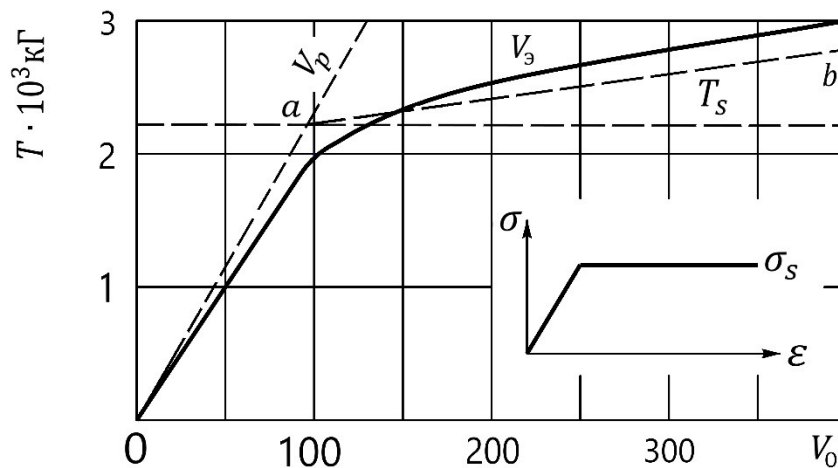


Рисунок 5.1 – Графік розкручування канату під дією вільно підвішеного вантажу канату $12 \times (1/0,6 - 6/0,6) - 6 \times (1/0,6 + 6/0,6) + \text{о.с.}$, діаметр 9,3 мм

За графіком рис. 5.1 експериментальне значення зусилля граничного пружного стану $T = 18800 \text{ Н}$.

Теоретичне значення зусилля за пропонованим методом (формула (3.22))

$$P_e = N = \frac{\varepsilon_{np}}{\max \bar{e}_i}; \quad i = 1, 2, \dots, s.$$

де $\max \bar{e}_i = \bar{\varepsilon} K_{e\varepsilon_i} + \bar{\theta} K_{e\theta_i} + \bar{\chi} K_{e\chi_i} + \bar{\xi} K_{e\xi_i}$ – найбільше значення серед усіх s дротів

в канаті питомої деформації розтягання, залежної від схеми навантаження каната і його глобальної матриці жорсткості в пружному стані, яка в свою чергу пов'язана з геометричними і фізичними параметрами каната.

На відміну від $\max \bar{e}_i$ зусилля P_e зримо прямопропорційно залежить від характеристики ε_{np} – деформації границі пропорційності дроту за діаграмою $\sigma - \varepsilon$ випробовування його зразків. Вважаємо за доцільне в оцінюванні точності використовувати значення характеристики ε_{np} за декількома (за 4-ма зразками, табл. 5.3: $\varepsilon_{np} = 0,00745; 0,00716; 0,00665; 0,00771$) і за їх середнім арифметичним значенням. Оцінка точності в табл. 5.1.

Таблиця 5.1– Порівняння експериментального $T = 18800H$ і теоретичного значень зусилля граничного пружного стану

ε_{np}	$\bar{P}_e = P_e / P_c$	P_e, H	$\Delta P_e, \%$
0,00665	0,308	17556	6,6
0,00771	0,360	20552	9,3
$ср\varepsilon_{np} = 0,007245$	0,339	19312	2,7

Отже, розходження з цим експериментом не перевищує 10%.

Вважаємо за необхідне розширення експериментальної бази для оцінки точності. Використаємо результати оригінального експерименту М.Ф. Глушко, описаного в роботі [5.1]. Метою даного експерименту ставилась перевірка так званої «безмоментной теории расчета двуслойных канатов»: почасті незалежності розривного зусилля P канату при вільному розтяганні від площ поперечних перерізів двох його шарів. Зусилля x представлені виразами [5.1]:

$$P = P_1 + P_2 : P_1 = \frac{\mu}{1 + \mu} P; P_2 = \frac{1}{1 + \mu} P, \quad (5.1)$$

де P_1 і P_2 – зусилля в шарах;

r_2 і r_1 та β_2 і β_1 – радіуси та кути звивання шарів; $\mu = \frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{tg \beta_2}{tg \beta_1}$.

На основі формул (5.1) в роботі [5.1] зроблено висновок щодо незалежності розривного зусилля P канату від площ дрітів в шарах. Незважаючи на помилковість цього висновку (далі це покажемо), з подякою використаємо експериментальні дані [5.1] для оцінки точності формул (3.22) і (4.12) нашої теорії. В [5.1] обрані зразки двох канатів подвійного звивання: $d = 20,5$ мм конструкції $12 \times 7(1-6) - 6 \times 19(1+6+12) + \text{о.с.}$ і $d = 9,3$ мм конструкції $12 \times 7(1-6) - 6 \times (1+6) + \text{о.с.}$ Характеристики канатів наведені в табл.5.2.

Таблиця 5.2 – Конструктивні характеристики канатів [5.1;5.2]

Конструкція каната	Характеристики шарів дрітів і сталок	
	Зовнішній шар сталок	Внутрішній шар сталок
$12 \times 7(1-6) - 6 \times 7(1+6) + \text{о.с.}$ $d = 9.3$ мм	$\delta = 0.6 \text{ мм}; \alpha_2 = 12^\circ 30'; \xi = 6; \nu = 0,1$	
	$\bar{r} = 3.75 \text{ мм}; \beta = 19^\circ 30';$ $\bar{\mu} = 0.87$	$\bar{r} = 1.95 \text{ мм}; \beta = 17^\circ 30';$ $\bar{\mu} = 1.66$
$12 \times 7(1-6) -$ $6 \times 19(1+6+12) + \text{о.с.}$ $d = 20.5$ мм	$\delta = 1.4 \text{ мм}; \alpha_2 = 12^\circ 30';$ $\bar{r} = 8.15 \text{ мм}; \beta = 21^\circ 30';$ $\xi = 6; \bar{\mu} = 0.89$	$\delta = 0.8 \text{ мм}; \alpha_2 = 12^\circ;$ $\alpha_3 = 13^\circ 30';$ $\bar{r} = 4.05 \text{ мм}; \beta = 19^\circ 50';$ $\xi = 13.5; \bar{\mu} = 1.77$

При змінній кількості $m_2 = 12 - 4$ сталок в зовнішньому шарі маємо фактично 18 різновидів канатів (досить широка експериментальна база), для яких розрахунки зусилля $P_e(m_2)$ граничного пружного стану виконуємо при однаковій $sr\varepsilon_{np} = 0,007245$ деформації границі пропорційності дроту. Вважаємо це фактором об'єктивності щодо оцінки точності пропонованого методу. Результати розрахунку зусиль, подовжньої ε , крутної θ деформацій і жорсткостей канатів наведені в табл.5.3.

Таблиця 5.3 – Параметри граничного пружного стану канатів

m_3	$P_e(m_2), H$	$\bar{P}_e(m_2)$	$\varepsilon \times 10^5$	$-\theta \times 10^5, \text{ рад} / \text{мм}$	$G_{11} \times 10^{-4}, H$	$G_{12} \times 10^{-4}, H_{\text{мм}}$	$G_{22} \times 10^{-4}, H_{\text{мм}}^2$
Канат $12 \times 7(1-6) - 7(1+6) + \text{о.с.}$; діаметр 9,3 мм; $P_c(m_2 = 12) = 57000H$							
12	19312	0,339	635	342	483	332	617
11	19298	0,358	640	334	456	297	570
10	19287	0,381	647	324	428	262	523
9	19281	0,406	655	313	402	227	476
8	19282	0,434	665	298	376	192	429
7	19291	0,468	667	278	349	157	382
6	19314	0,508	694	253	322	122	355
5	19359	0,555	718	216	295	86,9	288
4	19442	0,614	754	161	268	51,8	242
Канат $12 \times 7(1-6) - 7(1+6+12) + \text{о.с.}$; діаметр 20,5 мм; $P_c(m_2 = 12) = 298576H$							
12	86246	0,2888	662	155	2322	4357	18610
11	86153	0,306	662	152	2186	3918	17165
10	86076	0,326	672	148	2050	3479	15719
9	86018	0,348	679	144	1914	3040	14273
8	85988	0,374	687	139	1778	2601	12827
7	85996	0,4049	698	132	1642	2161	11181
6	86064	0,4410	712	123	1501	1723	9935
5	86227	0,4847	733	111	1369	1283	8491
4	86559	0,5388	764	91,6	1233	844	7044

З табл.5.3 видно, що зі зменшенням кількості сталок m_2 в зовнішньому шарі канату змінюються жорсткості його перерізу. Особливе значення має зменшення подовжньо-крутної жорсткості G_{12} . В наслідок зменшується деформація кручення [5.1]:

$$\theta = PA_{12}/|D| = -\frac{PG_{12}}{G_{11}G_{22} - G_{12}^2}. \quad (5.2)$$

Це в свою чергу веде до збільшення деформації розтягання (2.2),

$$e = \varepsilon K_{e\varepsilon} + \theta K_{e\theta} + \omega K_{e\omega},$$

дротів зовнішнього шару сталок за рахунок зменшення від'ємної складової $\theta K_{e\theta}$. Зменшення кількості сталок m_2 в зовнішньому шарі канату еквівалентно компенсується збільшення деформації розтягання e (2.2) сталок, що залишились. Безпосередньо цей процес відповідає спрощеній розрахунковій схемі рис. 5.2 при дублюючому обчисленні зусиль $P_e(m_2)$ за формулою

$$P_e(m_2) = N = \sum_{i=1}^{s(m_2)} N_i \cos^2 \alpha \cos^2 \beta = \sum_{i=1}^{s(m_2)} e_i EA \cos^2 \alpha \cos^2 \beta, \quad (5.3)$$

де $s(m_2)$ – число дротин кількості сталок m_2 в зовнішньому шарі канату;

e_i – деформація розтягання кожної дротини за формулою (2.2).

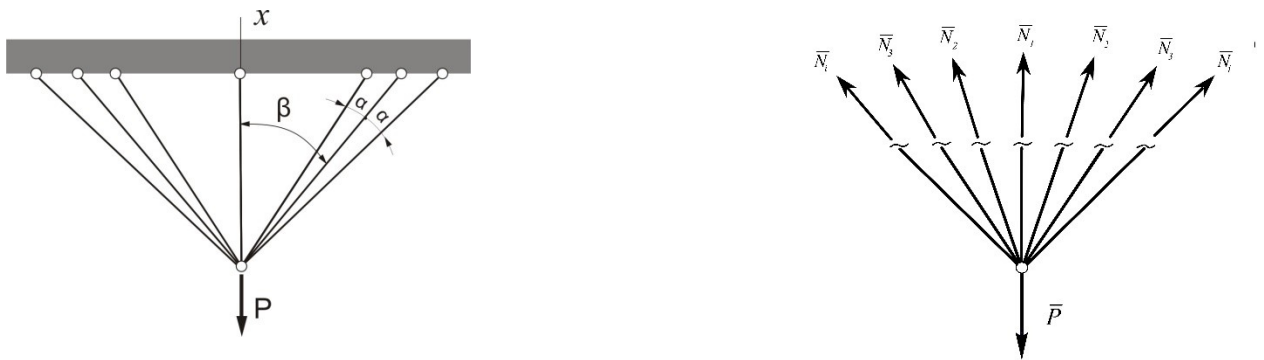


Рисунок 5.2 – Спрощена розрахункова схема

На рис.5.3 позначено співвідношення експериментальних залежностей $P_e(m_2)$ розривних зусиль зразків канатів з різною кількістю сталок m_2 в зовнішньому шарі при вільному розтяганні [5.1] (графіки 2) і теоретичних зусиль граничного пружного стану за формулою (3.22) (графіки 3).

Точність запропонованого теоретичного методу визначення зусилля розтягання P_e граничного пружного стану канатів за формулою (3.22), як видно з рис. 5.1 і табл.5.1 та графіків рис.5.3 і табл.5.2, є задовільною за таких аргументів:

– розходження теоретичних і експериментальних значень зусиль граничного пружного стану по канату $12 \times 7(1-6) - 7(1+6) + o.c.$, діаметр 9,3 мм навіть при варіації деформації границі пропорційності в інтервалі $\varepsilon_{np} = 0,00665-0,00771$ не перевищує 10%;

– теоретичні графіки 3 і експериментальні 2, показані на рис.5.3 близькі до паралельності, а тому вважаємо, що указану вище точність для повноцінного каната діаметр 9,3 $P_e(m_2 = 12)$ можна віднести і до зусиль $P(m_2)$ усіх зразків.

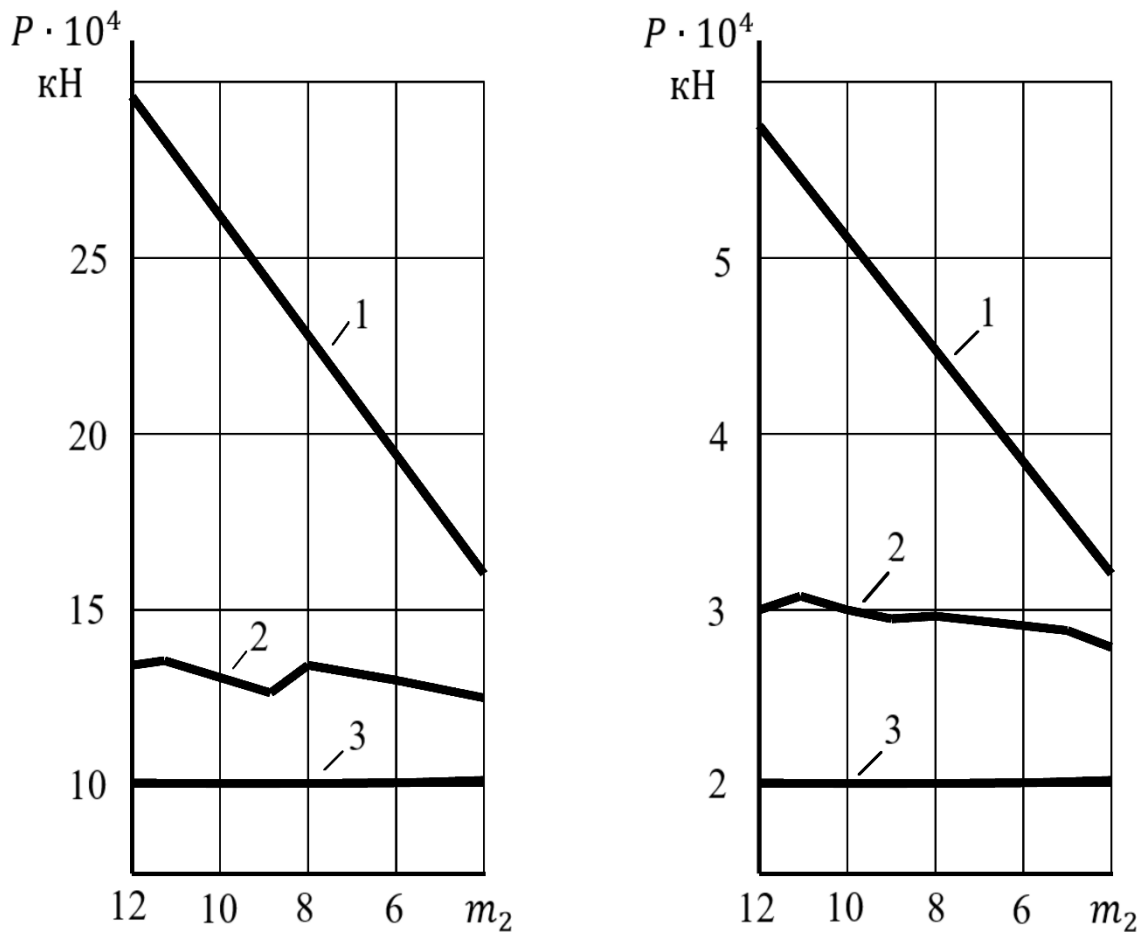


Рисунок 5.3 – Залежності сумарного розривного зусилля (1); експериментальних (2) і теоретичних (3) зусиль розтягання від кількості m_2 сталок в зовнішньому шарі: а – канат діаметр 20,5 мм); б – діаметр 9,3 мм;

5.2. Оцінка впливу параметрів діаграм напруження-деформація дроту на характеристики граничних станів канатів

Розрахункові схеми визначення зусиль граничного пружного і пружно-пластичного станів базуються на використанні схематизованих діаграм $\sigma - \varepsilon$ напруження – деформація канатного дроту. Задіяно п'ять параметрів. По-перше, деформація границі пропорційності ε_{np} канатного дроту для обчислення зусиль граничного пружного стану. По-друге, деформація ε_T умовної границі текучості; рівномірна гранична деформація дроту ε_{zp} [5.3] ; модуль пружності E і модуль зміцнення E_T за лінійно схематизованою діаграмою $\bar{\sigma} - \bar{\varepsilon}$ дроту. для обчислення зусиль граничного пружно-пластичного стану.

Вихідними параметрами, які визначаються за випробуванням зразків дроту при розтяганні, є розривне зусилля P , подовження Δl_0 базової l_0 довжини зразка, яке пов'язане з рівномірною граничною деформацією ε_{zp} .

На основі вихідних параметрів P і Δl_0 за відомою методикою визначається деформації ε і напруження σ для побудови істинної діаграми (рис. 5.4).

$$\varepsilon = \ln \frac{l_0 + \Delta l_0}{l_0}; \quad \sigma = \ln \frac{P}{A_0} e^{\varepsilon},$$

де l_0 – довжина зразка в межах бази тензометра;

Δl_0 – подовження базової довжини;

A_0 – площа поперечного перерізу дроту.

Діаграма $\sigma - \varepsilon$ (рис.5.4) схематизована за моделлю пружно-пластичного тіла з лінійним зміцненням. Напруження, деформації і модуль зміцнення E_T представлені в відносній безрозмірній формі:

$$\bar{\sigma} = \sigma / \sigma_T; \bar{\varepsilon} = \varepsilon / \varepsilon_T; \bar{\varepsilon}_{zp} = \varepsilon_{zp} / \varepsilon_T; \bar{E}_T = E_T / E.$$

Для схематизованої діаграми умовна границя текучості:

$$\sigma'_T = \frac{\bar{\sigma}_0}{1 - \bar{E}_T}, \quad (5.4)$$

де $\bar{\sigma}_0$ – напруження на прямій зміцнення відповідне деформації $\varepsilon = 0$.

Кінцеві значення σ'_T і $\bar{E}_T$ визначаються методом послідовних наближень.

Для кожного наближення $\bar{E}_T$ і $\bar{\sigma}_0$ обчислюється способом найменших квадратів шляхом вирішення системи рівнянь [5.5]

$$\bar{E}_T \sum \bar{\varepsilon}^2 + \bar{\sigma}_0 \sum \bar{\varepsilon} - \sum \bar{\varepsilon} \bar{\sigma} = 0; \quad (5.5)$$

$$\bar{E}_T \sum \bar{\varepsilon} + n \bar{\sigma}_0 - \sum \bar{\sigma} = 0,$$

де n – число точок, за якими проводиться схематизація діаграми.

Для 1-го наближення деформації $\bar{\varepsilon}: 1; 1,25; 1,5; 2,0$; $\bar{\varepsilon}_{zp}$ і їм відповідні напруження за діаграмою $\bar{\sigma} - \bar{\varepsilon}$. Для кожного наступного наближення перше значення деформації $\bar{\varepsilon}$ дорівнює напруженню умовної границі текучості попереднього наближення. Достатньо 3–4 наближень і процес обчислення сходиться.

В табл.5.3 наведено механічні характеристики 4-х зразків канатного дроту з 4-ма відповідними параметрами вихідних діаграм $\sigma - \varepsilon$. В 5-му рядку табл. 5.3 представлено дані «умовного» зразка. Для нього параметри є середніми значеннями за чотирма зразками дроту.

Таблиця 5.3 – Механічні характеристики канатного дроту

Вихідні характеристики діаграми $\sigma - \varepsilon$					Параметри схематизації діаграми				
№ зразка	σ_s , МПа	$\sigma_{0,05}$, МПа	$\varepsilon_{0,05}$, %	ε_{zp} , %	$\bar{\sigma}'_T$	$\bar{E}_T$	ε_T , %	$\bar{\varepsilon}_{dp}^{zp}$	$\bar{\sigma}_0$
1	1550	1140	0,745	1,814	1,034	0,245	0,767	2,365	0,780
2	1580	1150	0,716	1,838	1,109	0,166	0,792	2,321	0,925
3	1580	1150	0,665	1,600	1,097	0,227	0,737	2,171	0,848
4	1570	1150	0,771	1,974	1,116	0,193	0,860	2,295	0,901
5	1570	1148	0,7245	1,807	1,089	0,208	0,789	2,332	0,863

В табл. 5.3 крім безпосередньо 3-х параметрів схематизації наведені деформації умовної границі текучості $\varepsilon_T = \varepsilon_{0,05} \cdot \bar{\sigma}_T'$ і відносні значення граничної рівномірної деформації дроту $\bar{\varepsilon}_{dp} = \varepsilon_{dp} / \varepsilon_T$.

Для 4-го зразка (як приклад) показано визначення параметрів схематизації діаграми $\bar{\sigma} - \bar{\varepsilon}$. Послідовність розрахунків наведено в табл. 5.4, а графічне представлення на рис. 5.5.

Таблиця 5.4 – Визначення параметрів схематизації діаграми $\sigma - \varepsilon$ дроту

Наближення	$\bar{\varepsilon}$	$\bar{\sigma}$	$\bar{\varepsilon}^2$	$\bar{\varepsilon} \bar{\sigma}$	$\bar{E}_T, \bar{\sigma}_0, \bar{\sigma}_T'$
Перше (I)	1	1	1	1	
	1,25	1,139	1,562	1,424	$15,366 \bar{E}_T + 8,312 \bar{\sigma}_0 - 10,401 = 0;$
	1,5	1,226	2,25	1,839	$8,312 \bar{E}_T + 5 \bar{\sigma}_0 - 6,052 = 0.$
	2	1,322	4	2,644	$\bar{E}_T = 0,220; \bar{\sigma}_0 = 0,844;$
	2,56	1,365	6,554	3,494	$\bar{\sigma}_T' = \frac{\bar{\sigma}_0}{1 - \bar{E}_T} = \frac{0,844}{0,78} = 1,083.$
Σ	8,31	6,052	15,366	10,401	
Друге (II)	1,083	1,052	1,173	1,139	$15,539 \bar{E}_T + 8,393 \bar{\sigma}_0 - 10,54 = 0;$
	1,25	1,139	1,562	1,424	$8,393 \bar{E}_T + 5 \bar{\sigma}_0 - 6,104 = 0.$
	1,5	1,226	2,25	1,839	$\bar{E}_T = 0,203; \bar{\sigma}_0 = 0,880;$
	2	1,322	4	2,644	$\bar{\sigma}_T' = 1,104.$
	2,56	1,365	6,554	3,494	
	8,393	6,052	15,539	10,540	
Третє (III)	1,104	1,078	1,219	1,190	$58,584 \bar{E}_T + 8,414 \bar{\sigma}_0 - 10,591 =$
	1,25	1,139	1,562	1,424	$0;$
	1,5	1,226	2,25	1,839	$8,414 \bar{E}_T + 5 \bar{\sigma}_0 - 6,13 = 0.$
	2	1,322	4	1,644	$\bar{E}_T = 0,193; \bar{\sigma}_0 = 0,901;$
	2,56	1,365	6,554	3,494	$\bar{\sigma}_T' = 1,116.$
	8,414	6,13	15,584	10,591	

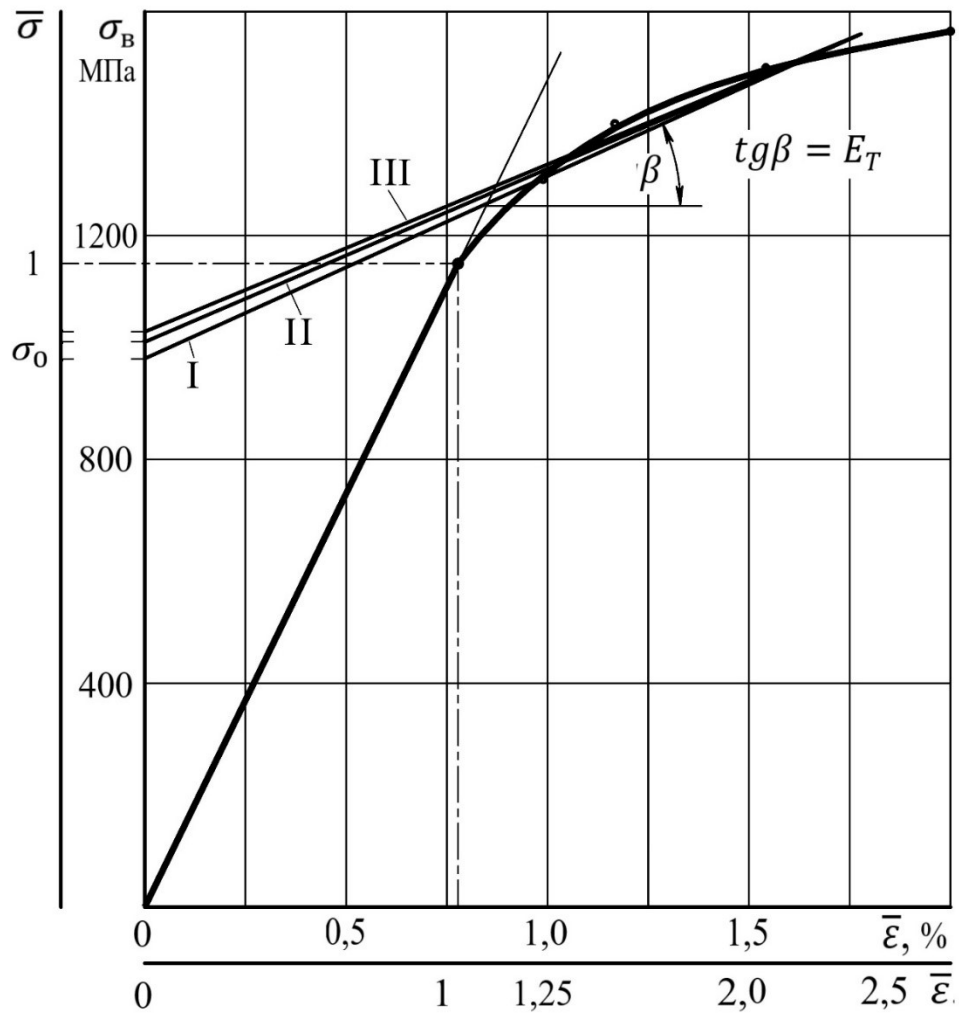


Рисунок 5.5 – Лінійна схематизація діаграми розтягання дроту

В табл.5.5 представлені результати обчислень граничного пружного зусилля розтягання P_e (3.22) і граничних поздовжньої ε і крутної θ деформацій трьох канатів для чотирьох схемах навантаження (рис. 1.1). Характеристика P_e представлена в відносній формі $\bar{P}_e = P_e / P_c$, де P_c – сумарне розривне зусилля дротів канату. Деформації ε і θ обчислені за формулами роботи [5.2] при кінцевому вантажі $P = P_e$. По кожному з канатів 5-й рядок відповідає розрахунку при деформації $\varepsilon_T = \text{ср } \varepsilon_{0,05} = 0,007245$.

Таблиця 5.5 – Залежність пружних характеристик канатів
від деформації границі пропорційності дротів

№ диаг- рами зра- зка	$\bar{P}_e = P_e(\varepsilon_{0,05}) / P_c$				$\varepsilon \times 10^3$				$-\theta, \text{рад} / \text{м}$			
	Схеми навантаження											
	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>
	Канат 1/1,15+6/1+12/1; діаметр $d=5,15 \text{ мм}$; $F_c=15,175 \text{ мм}^2$, $P_c=23552 \text{ Н}$											
1	0,622	0,263	0,853	0,262	5,398	7,450	7,450	7,450	0	10,95	0	10,95
2	0,586	0,253	0,821	0,252	5,092	7,160	7,160	7,160	0	10,54	0	10,54
3	0,534	0,239	0,773	0,238	4,630	6,650	6,650	6,650	0	9,921	0	9,921
4	0,657	0,273	0,885	0,272	5,704	7,710	7,710	7,710	0	11,36	0	11,37
5	0,600	0,256	0,833	0,256	5,207	7,245	7,245	7,245	0	10,69	0	10,69
	Канат 1/1,15–6/1+12/1; діаметр $d=5,15 \text{ мм}$; $F_c=15,175 \text{ мм}^2$, $P_c=23522 \text{ Н}$											
1	0,622	0,457	0,853	0,559	5,398	5,185	7,450	6,335	0	0,458	0	5,428
2	0,586	0,440	0,821	0,538	5,093	4,990	7,160	6,096	0	0,440	0	5,223
3	0,534	0,414	0,773	0,506	4,635	4,696	6,650	5,737	0	0,402	0	4,916
4	0,657	0,475	0,885	0,580	5,204	5,381	7,710	6,570	0	0,475	0	5,630
5	0,600	0,447	0,833	0,546	5,207	5,060	7,245	6,118	0	4,338	0	5,301
	Канат 12(1/0,6–6/0,6) – 6(1/0,6+6/0,6) + о.с.; $d=9,3 \text{ мм}$; $F_c=35,626 \text{ мм}^2$, $c=57000 \text{ Н}$											
1	0,422	0,262	0,738	0,323	4,660	4,862	8,157	6,013	0	2,813	0	3,488
2	0,406	0,252	0,710	0,311	4,487	4,674	0,709	5,786	0	2,712	0	3,353
3	0,381	0,236	0,668	0,293	4,221	4,397	7,388	5,445	0	2,551	0	3,159
4	0,438	0,271	0,765	0,335	4,843	5,046	8,465	6,239	0	2,927	0	3,619
5	0,412	0,255	0,720	0,339	4,550	4,745	7,965	5,871	0	2,752	0	3,405

Затінена величина 0,339 зусилля граничного пружного стану обчислена при середньому арифметичному значенні деформації границі пропорційності дроту $\text{ср } \varepsilon_{0,05} = 0,007245$. на 3% відрізняється від експериментального з роботи [5.1].

Аналіз результатів обчислень табл. 5.5 показує, що при варіації деформації границі пропорційності дроту в інтервалі $\varepsilon_{np} = 0,00665 - 0,00771$ (13,7%), зміна зусиль граничних пружних станів усіх 4-х схем навантаження становить 3–14%. Тому вважаємо доцільним використовувати середні арифметичні значення деформації границі пропорційності дроту за випробовуванням 3–4 зразків. Слід також обґунтувати саму основу параметра деформації границі пропорційності ε_{np} для канатного дроту.

Відомо, що величина умовної границі пропорційності σ_{np} і відповідної деформації ε_{np} (рис. 5.6) визначається за діаграмою $\sigma - \varepsilon$ в залежності від залишкової $\varepsilon_{зал}$ деформації [5.3, 5.4].

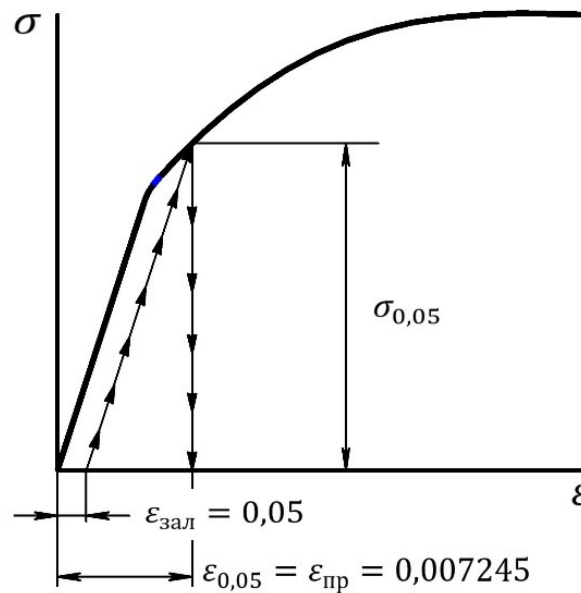


Рисунок 5.6 – До визначення деформації границі пропорційності

Виконано дослідження параметрів граничного пружного стану, зусилля P_e і деформацій канату в залежності від деформації границі пропорційності дроту $\varepsilon_{np} = \varepsilon_{np}(\varepsilon_{зал})$ (рис.5.7).

На рис.5.7 показана залежність зусилля граничного пружного стану $\bar{P}$ при вільному розтяганні, подовжньої і крутної деформацій канату 12(1/0,6–6/0,6) – 6(1/0,6+6/0,6) + о.с.; діаметр 9,3 мм від параметрів деформування дроту (залишкової $\varepsilon_{зал}$ деформації і деформації границі пропорційності ε_{np}). Зазначені величини зусиль: експериментального $\bar{P}_{ек}$ і теоретичного $\bar{P}_e$, відповідного деформації $ср\varepsilon_{np} = 0,007245$.

Цим дослідженням вважаємо обґрунтованим відповідність деформації границі пропорційності ε_{np} середньому значенню залишкової деформації $\varepsilon_{зал} = 0,05\%$

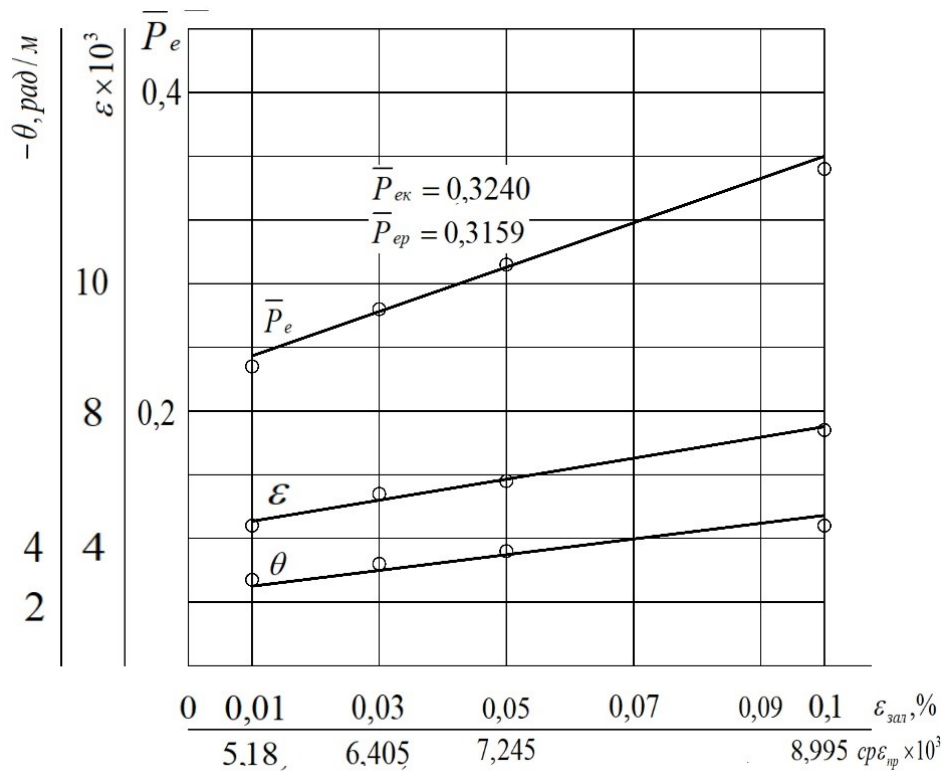


Рисунок 5.7 – До обґрунтування деформації $\varepsilon_{np} = \varepsilon_{np}(\varepsilon_{\text{зал}})$

5.3. Висновки по 5-му розділу

1. Оцінку точності запропонованого методу теоретичного визначення зусиль P_e граничного пружного стану каната виконано на основі двох методик.

1.1 Порівнянням зусиль P_e і T експериментальної діаграми $T-V$ (сила розтягання – кутова деформація) з роботи професора М.Ф. Глушко [5.1] встановлено, що розходження не перевищує 10% при варіації деформації границі пропорційності дроту в інтервалі $\varepsilon_{np} = 0,00665 - 0,00771$, а при середньому арифметичному значенні $\text{ср}\varepsilon_{np} = 0,007245$ розходження 3%.

1.2 Порівнянням експериментальних і теоретичних значень зусиль розтягання 18-ти оригінальних зразків канатів $P(m_2)$ з різними кількостями m_2 пасм в зовнішньому шарі встановлено, що розходження в інтервалі 3 – 7%.

2. Експериментальні дослідження зводились до випробовування зразків дроту з побудовою діаграм $\sigma - \varepsilon$ в відносному вимірюванні та їх схематизацією за моделлю пружно-пластичного тіла з лінійним зміцненням.

При розрахунках за параметрами діаграм $\sigma - \varepsilon$ конкретних зразків дроту ($\varepsilon_{np} = 0,00665 - 0,00771$) розходження розрахункових зусиль граничних пружних станів усіх 4-х схем навантаження становить 3–14%. Вважаємо доцільним використовувати середні арифметичні значення деформації границі пропорційності дроту за випробовуванням 3–4 зразків.

5.4. Використані джерела

5.1. Глушко М.Ф. Сталеві підйомні канати – Репр. Від.. Текста вид. 1966 г. – Одеса: Астропринт, 2013. Астропринт 326 с.

5.2. Чаюн, І.М. Несівна спроможність піднімальних канатів і стрічок / І.М. Чаюн. – Одеса: Астропринт, 2003. – 233 с.

5.3. ГОСТ 12004-81 // Міждержавний стандарт. Сталь арматурна. Методи випробування на розтягування.

5.4. Писаренко Г.С. Опір матеріалів / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е. С. Уманський. – К.: Вища шк., 1993. – 655 с.

5.5. Шнейдерович Р.М. Міцність при статичному та повторно-статичному навантаженні.- К.: Техніка, 1968.- 343 с.

ВИСНОВКИ

Основні результати дисертаційної роботи і пов'язані з ними висновки та рекомендації полягають в наступному.

1. Проведено огляд будівельної механіки каната. Зроблено висновок, що в теорії деформовано-напруженого стану канатів розвинуто два напрямки досліджень. Принципова відмінність полягає в теорії визначення жорсткісних характеристик каната та у врахуванні міжелементного тертя.

Перший напрямок [5.1]. Використано узагальнені рівняння Кірхгофа і теорема Кастільяно для каната, який складається з одної дротини. Одержана система з 3-х рівнянь канонічної форми методу сил, перетворена до виразів подовжньої сили і крутного моменту, в яких коефіцієнти при деформаціях розтягання ε і кручення θ названі коефіцієнтами жорсткості такого каната (слід уточнити: це жорсткості поперечного перерізу канату). Простим підсумуванням за сукупністю дротин записано два рівняння, з яких визначаються деформації ε і θ прямого каната через матрицю жорсткостей розміру 2×2 і навантаження. Матриця жорсткості канату складається з подовжньої, крутної та жорсткості впливу (подовжньо-крутної і крутильно-подовжньої). Аналогічний шлях в [5.1] для каната подвійного звивання.

Другий напрямок [5.2], який прийнято в дисертації для дослідження деформовано-напруженого стану канатів. Матриця жорсткостей перерізу каната розміром 4×4 . Кожна з жорсткостей визначається безпосередньо для повноцінного каната за теоремою [5.2] такого формулювання: *друга часткова похідна від питомої потенційної енергії деформування канату по узагальненій його деформації представляє відповідну жорсткість перерізу канату*. На відміну від першого напрямку розглядається навантаження як прямого каната, так і піднімального (розтягання з навиванням на барабані). Визначаються чотири деформації: розтягання, кручення і згинання в ортогональних площинах. При цьому використовуються ви-

рази деформацій дротин роботи [5.1] з доданням параметрів, що враховують міжелементне тертя, опір дротів з обривами, нерівномірності звивального натягнення, що не передбачається за першим напрямком.

Визначення жорсткостей каната на основі зазначеної теореми [5.2] забезпечує неодмінну умову щодо використання єдиної розрахункової схеми, як для обчислення деформацій, так і жорсткостей каната.

2. Проведено аналіз регламентованих методик розрахунку канатів на статичну міцність і характеристик, на яких вони базуються в Україні, Німеччині, США, ЮАР. Узагальнено зміст міцнісних характеристик до вигляду: κP_c , де $\kappa = 1 - 0,75$; P_c – сумарне розривне зусилля дротів канату. Такі значення коефіцієнта κ ні в якій мірі не відповідають схемам навантаження піднімального канату.

3. Сучасний рівень будівельної механіки каната [5.1; 5.2] з доданням матеріалів досліджень даної дисертації дали можливість теоретичного визначення міцнісних характеристик канатів з урахуванням усіх важливих факторів: схем навантаження; використання теорії пружного і пружно-пластичного деформування на основі діаграм $\sigma - \varepsilon$ дроту, в тому числі його граничної ε_{ep} рівномірної деформації; міжелементного тертя в канаті, пов'язаного з деформаціями розтягання, кручення та згинання в зоні навивання на барабан; врахування опору дротів з обривами.

4. Вирішена нова задача щодо тертя нитки в спіральній формі при розтяганні на поверхні кругового циліндра з прямою і гвинтовою твірною. Рішення одержано аналогічно задачі Ейлера щодо тертя нитки в концентричній формі на поверхні кругового циліндра.

5. Розроблена методика врахування, за рахунок тертя, впливу дротів з обривами на жорсткості, деформовано-напружений стан і міцнісні характеристики: для канатів одинарного звивання з застосуванням вирішеної задачі тертя нитки (дротини) на поверхні циліндра з прямою твірною, а для канатів подвійного звивання на основі задачі тертя нитки на поверхні циліндра з гвинтовою твірною.

6. Проведено аналіз деформування канату з урахуванням міжелементного тертя при розтяганні з крученням і поперечному звуженні. Показано, що подовжня ε деформація є сумою 3-х складових: дійсної деформації розтягання дротин і недеформативних переміщень, пов'язаних деформацій кручення та звуження. Цим доведена помилковість зробленого в роботах першого напрямку висновку [5.1 стор. 71]: «... ввиду совместности упругих смещений слоев проволок, несмотря на контактное давление между ними, внутренние силы трения не реализуются». Цей висновок справедливий тільки при одній деформації розтягання. Показано механіку врахування тертя і доведена його роль на основі експерименту.

7. Для 4-х схем навантаження розроблено новий метод теоретичного визначення зусилля розтягання P_e граничного пружного стану канатів за критерієм досягнення одним із елементів (одної дротиною або групою дротів) деформації ε_{np} границі пропорційності дроту за діаграмою $\sigma - \varepsilon$. Досліджено вплив факторів, зазначених в п.3 даних висновків, на зусилля розтягання P_e і йому відповідні параметри деформовано-напруженого стану.

8. Для схем розтягання канату з навиванням на барабан досліджено залежність $P_e(\bar{D})$ від параметра $\bar{D} = D_{\bar{o}}/d_k$, відношення діаметрів барабана і каната. Установлено аналітично, що при $\bar{D} \geq 120 - 130$ згинання не впливає на зусилля розтягання як граничного пружного стану канату, так і на несучу спроможність: зусилля P_e зрівнюється з відповідними характеристиками прямого канату.

9. На основі дослідження пружно-пластичного деформування для 4-х схем навантаження розроблено новий метод теоретичного визначення P_n несучої спроможності канатів за критерієм досягнення одним із елементів (одної дротини або групи дротів) граничної рівномірної деформації дроту ε_{sp} за лінійно схематизованою діаграмою $\sigma - \varepsilon$. Показано, що відношення зусиль P_n/P_e залежить від схем навантаження, параметра $\psi = G_{12}/\max G_{12}$ крутності каната і граничної рівномірної деформації дроту ε_{sp} .

10. Встановлено, що максимальні напруження від зусилля P_e граничного пружного стану ($\max \sigma = 1321 - 1460 \text{ Н/мм}^2$) в 6–7 разів перевищують умовні середні робочі напруження на початку експлуатації шахтних канатів, які за даними [3.19] не перевищують 200 Н/мм^2 . Вважаємо, що доведені співвідношення напружень доцільно буде прийняти до уваги при вирішенні питання побудови методик розрахунку піднімальних канатів на статичну міцність на основі характеристик їх граничного пружного стану, а не характеристик P_n несучої спроможності.

11. Впровадження пропонованих міцнісних характеристик в Нормативні методики розрахунків канатів на статичну міцність не під силу одній дисертації. Це проблема галузевого, державного рівня. Впевненість важливості практичного значення пропонованих характеристик всияє загально відома обставина, що точність розрахункової схеми є одним з головних факторів проектування досконалих конкуренто здатних машин та споруд.

12. Практичне використання пропонованих міцнісних характеристик (до майбутнього впровадження в Нормативні методики) знадобиться при проектуванні спеціальних установок, в яких до канатів пред'являються особливі вимоги щодо мінімальних діаметрів при екстремальних рівнях навантаження і мінімально можливих (необхідних) параметрах $\bar{D} = D_{\sigma}/d_{\kappa}$ згинання. Наприклад, канати в бурових установках, аерофінішерах і інших системах спецтехніки [1.5]).

Затверджую

Перший проректор

Національного університету

«Одеська Політехніка»

д.т.н., професор

Сергій НЕСТЕРЕНКО

«___» _____ 2023 р.

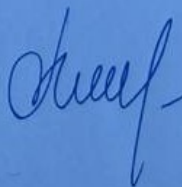
Акт

впровадження результатів дисертаційної роботи
Вовка Павла Євгеновича в навчальний процес

Цей акт підтверджує, що результати дисертаційної роботи Павла Вовка «Характеристики граничного пружного і пружно-пластичного станів піднімальних канатів» впроваджено у навчальний процес кафедри «Динаміки машин та механічної інженерії» національного університету «Одеська Політехніка» при підготовці студентів за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма «Автоспортивний інжиніринг», а саме додані відповідні лекції до конспекту лекцій з курсу «Механіка руйнування».

Завідуючий кафедри

к.т.н. доцент



Олександр ЛИМАРЕНКО

Затверджую

Перший проректор

Національного університету

«Одеська Політехніка»

д.т.н., професор

Сергій НЕСТЕРЕНКО

«___» _____ 2023 р.

Акт

впровадження результатів дисертаційної роботи Вовка Павла Євгеновича навчальний процес.

Цей акт підтверджує, що результати дисертаційної роботи Павла Вовка «Характеристики граничного пружного і пружно-пластичного станів піднімальних канатів» впроваджено у навчальний процес кафедри підйомно-транспортного та робототехнічного обладнання національного університету «Одеська Політехніка» при підготовці студентів за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», освітня програма «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні машини і обладнання», а саме додані відповідні лекції до конспекту лекцій з курсу «Спеціальні крани».

Завідуючий кафедри

к.т.н. доцент

Олександр ВУДВУД

ПІДЙОМНІНАУКОВО-ТЕХНІЧНА
АСОЦІАЦІЯ**ГОЛОВНА МІЖГАЛУЗЕВА ОРГАНІЗАЦІЯ
З ВАНТАЖОПІДІЙМАЛЬНИХ МАШИН****СПОРУДИ**

(Технічний комітет стандартизації України ТК 16 «Крани, підйомні пристрої та відповідне обладнання»)
 вул. Ак. Філатова, 1, 65080, м. Одеса, Україна, тел/факс: 38(048)7659385; 38(095)8772511,
 e-mail: nta_ps@ukr.net; rto-expert@ukr.net

ПС- 07/07 від 24.07.2023

Довідка

щодо впровадження результатів дослідження дисертації Вовка Павла Євгенійовича «Характеристики граничного пружного і пружно-пластичного станів піднімальних канатів»

Відомо, що суттєвим недоліком регламентованих методик розрахунку підймальних канатів на статичну міцність є використання характеристик, які не відповідають схемам навантаження, конструктивним особливостям канатів та іншим впливовим факторам. Все це покривається величинами нормативних запасів міцності в інтервалі (3 –10), які набагато більші у порівнянні з тими же металевими конструкціями підймально-транспортних машин.

В дисертації розроблено метод теоретичного визначення міцнісних характеристик підймальних канатів, за яким усуваються зазначені недоліки. Характеристика визначаються для чотирьох схем навантаження, дві з яких повністю відповідають розтягання підймального каната з навиванням на барабан і враховують також кручення притаманне крутним і мало крутним канатам при вільному підвісі вантажу.

Запропонований метод враховує механічні характеристики канатного дроту на основі його діаграм розтягання, що націлює на контроль такого параметру дроту, як рівномірна гранична деформація.

В процесі експлуатації відбуваються обриви дротів. Цей фактор також враховано в визначенні міцнісних характеристик канатів. У доповіді автора на конференції «Підйомна техніка: сучасне та майбутнє», 20-21 червня 2019 р. Одеса, дослідження з цього питання знайшло одностайну підтримку.

Впровадження запропонованих міцнісних характеристик в нормативні методи розрахунку канатів на статичну міцність – це проблема галузевого державного рівня. Впевненість у важливості роботи дає обставина, що точність розрахункової схеми є головним фактором проектування досконалих машин.

Голова

НТА «Підйомні споруди»

Голова ТК 16



Є. М. Голомовзий



Приватне акціонерне товариство «СТАЛЬКАНАТ»

ЄДРПОУ: 44437592 IBAN №UA093808050000000026008762467 в АТ «Райффайзен Банк» м. Київ
МФО: 380805 ІПН: 444375915537

Юр. адреса: вул. Водопровідна, 16
м. Одеса, 65007, Україна

тел.: +380 (48) 777-67-34
+380 (48) 719-29-10

info@stalkanat.com.ua
www.stalkanat.com.ua

03.08.2023 № 01/340
на № _____ від _____

Довідка

про впровадження результатів дисертаційного дослідження Вовка Павла Євгенійовича
«Характеристики граничного пружного і пружно-пластичного станів піднімальних канатів»

В роботі розроблено теоретичний метод визначення міцнісних характеристик канатів для чотирьох схем навантаження. Дві схеми відповідають навантаженню піднімальних канатів – розтягання в напрямних і при вільному підвісі вантажу з навіванням на барабан. Дві інші представляють навантаження прямого канату. Метод базується на врахуванні параметрів експериментальних діаграм деформування канатного дроту.

За обсягом охоплених впливових акторів метод можна назвати фундаментальним. Враховано повноцінно конструктивні геометричні параметри канатів; механічні властивості канатного дроту на основі їх діаграм розтягання; нормативні обриви дротів. З технологічних факторів продовжено дослідження раціональних режимів натягання дротів і сталок при звиванні канатів, що є продовженням раніше проведених досліджень сумісно з ПО «Стальканат-Сілур»

Головна цінність дисертаційної роботи це перспектива використання розробок міцнісних характеристик канатів в удосконаленні існуючих методик розрахунку канатів на статичну міцність.

Директор по операційній діяльності
ПРАТ «ВО «Стальканат»



В.П.Бороган